

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République algérienne démocratique et populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique
المركز الجامعي بلحاج بوشعيب لعين تموشنت
Centre Universitaire BLHADJ Bouchaib d'Ain Témouchent
Institut de Technologie
Département de Génie Mécanique



MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

Pour l'obtention du diplôme de Master en :

Domaine : Science Et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Mécanique Et Énergétique

Thème

Analyse thermique des facteurs influant sur le rendement des dissipateurs

Présenté en juin 2017 Par :

1) MEKAOU Walid

Devant le jury composé de :

Mr. ZIADI Abdelkader,	Pr,	CUBBA (Ain Temouchent)	Président
Mr. BELHAMIANI Mohamed,	MCB,	CUBBA (Ain Temouchent)	Encadrant
Mr. GUENDOUZE Bouhelal,	MAA,	CUBBA (Ain Temouchent)	Examineur

Année universitaire 2016/2017

Dédicace

Je dédie ce mémoire à,

Mes parents

Ma mère, qui a œuvré pour ma réussite, de par son amour, son soutien, tous les sacrifices consentis et ses précieux conseils, pour toute son assistance et sa présence dans ma vie,

A ma famille à mes amis

À tous ceux et toutes celles

Qui m'ont accompagné et soutenu

Durant mon cursus de formation.

MEKAOU WALID

Sommaire

Nomenclature

Liste des figures

Liste des tables

Résumé

<i>Introduction générale</i>	<i>1</i>
<i>Généralité sur le transfert de chaleur</i>	<i>2</i>
<i>I. Introduction</i>	<i>3</i>
1- <i>Mode de transmission de chaleur</i>	<i>3</i>
2- <i>Energie –chaleur</i>	<i>5</i>
3- <i>Flux thermique total</i>	<i>5</i>
4- <i>Flux thermique surfacique (densité de flux thermique)</i>	<i>5</i>
5- <i>La conductivité thermique (λ)</i>	<i>6</i>
6- <i>Notion de résistance thermique</i>	<i>7</i>
7- <i>Coefficient de transmission thermique U</i>	<i>10</i>
<i>II- Transmission de la chaleur par conduction et convection</i>	<i>11</i>
1- <i>Expression générale du transfert de chaleur en conduction et convection</i>	<i>11</i>
2- <i>Transfert de chaleur par conduction</i>	<i>12</i>
3- <i>Transfert de chaleur par convection</i>	<i>19</i>
4- <i>Le rayonnement</i>	<i>25</i>
<i>Les dissipateurs thermiques</i>	<i>26</i>
I- <i>Introduction</i>	<i>27</i>
II- <i>Problèmes de température des composants électroniques</i>	<i>28</i>
III- <i>Mécanismes de transfert de chaleur dans les systèmes</i>	<i>29</i>
IV- <i>Méthodes d'évacuation de chaleur</i>	<i>29</i>

1- Evacuation de chaleur Par Conduction	30
2- Evacuation de chaleur par convection	30
V. Méthode de refroidissement des systèmes chauds	30
1- Influence de la disposition des sources chaudes	30
2- Types de refroidissement	32
a- Refroidissement par air	32
a-1 Refroidissement actif	32
a-2 Refroidissement passif	34
3- c'est quoi un dissipateurs de chaleur	37
4- principe de base du fonctionnement d'un dissipateur	39
5- Les facteurs de conception qui influent sur la performance thermique d'un dissipateur thermique	41
Résultats et interprétation	42
I Objectifs et définition du problème	45
II Présentation du code de calcul	46
III Description du model	46
1- Le modèle géométrique	46
2- Modèles étudiés	47
3- Maillage de la géométrie	52
IV Résultat et interprétation	53
Conclusion générale	61
 <i>Bibliographie</i>	

Liste des figures

<i>Fig. I.1 : la conductivité thermique via un mur</i>	6
<i>Fig. I.2 la résistance thermique dans le cas d'une surface plane</i>	8
<i>Fig. I.3 : Coefficient de transmission thermique U</i>	11
<i>Fig. I.4 : facteurs influençant sur le transfert thermique</i>	12
<i>Fig. I.5 conduction à travers une paroi plane simple</i>	14
<i>Fig. I.6 : Conduction au travers des parois accolées (surfaces planes en série)</i>	15
<i>Fig. I.7 : Conduction au travers des parois accolées (surfaces planes en parallèles)</i>	16
<i>Fig. I.8 : les différentes géométries d'ailettes</i>	18
<i>Fig. I.9 : ailette rectangulaire</i>	19
<i>Fig. I.10 : Transfert de chaleur par convection (Loi de Newton)</i>	20
<i>Fig. I.11: écoulement du fluide via un transfert thermique par convection</i>	23
<i>Fig. II -1 : Echauffement d'un microprocesseur dans son milieu de fonctionnement</i>	28
<i>Fig. II -2 : Configuration d'un ventirad</i>	38
<i>Fig. II -3 : Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds</i>	34
<i>Fig. II -4 : différents types de dissipateurs</i>	35
<i>Fig. II -5 : Schéma du module</i>	36
<i>Fig. II -6 : Concept d'un échangeur à micro-ailettes</i>	36
<i>Fig. II -7 : évolution de la température en fonction du flux de chaleur</i>	37
<i>Figure II -8: Un refroidissement par un ventilateur dissipateur de chaleur sur le processeur d'un ordinateur personnel</i>	38
<i>Figure II -9: un dissipateur de chaleur dans un conduit utilisé pour calculer les équations qui régissent de conservation de l'énergie et de la loi de Newton de refroidissement</i>	39
<i>Fig. III.1 : dimension de la géométrie N°1 du dissipateur</i>	47

<i>FigIII.2 : conditions aux limites appliquées sur les ailettes</i>	49
<i>FigIII.3 : conditions aux limites appliquées sur le dissipateur</i>	49
<i>FigIII.4 : conditions aux limites appliquées sur la base du dissipateur</i>	50
<i>Fig. III.5 a) éléments tétraédrique, b) éléments hexaédrique</i>	51
<i>FigIII.6: maillage de la géométrie</i>	52
<i>FigIII.7:création du path sur la géométrie</i>	52
<i>FigIII.8: répartition du flux de chaleur sur le dissipateur pour plusieurs matériaux en convection naturel</i>	53
<i>FigIII.9: répartition de la température sur le dissipateur (le matériau est le CarbAl)</i>	54
<i>FigIII.10: Évolution de la température au long de la distance H du dissipateur pour plusieurs matériaux en convection naturel</i>	54
<i>FigIII.11: Évolution de la température au long de la distance H du dissipateur pour plusieurs matériaux en convection forcée</i>	56
<i>FigIII.12: répartition de la température au long de la distance H du dissipateur pour plusieurs épaisseurs de base t_p</i>	57
<i>FigIII.13: variation de la température au long de la distance H du dissipateur pour plusieurs épaisseurs de base t_p.</i>	58
<i>FigIII.14 : répartition de la température au long de la distance H du dissipateu pour plusieurs nombre d'ailettes</i>	59
<i>FigIII.15 : variation de la température au long de la distance H du dissipateur pour plusieurs nombre d'ailettes</i>	60

Liste des tables

<i>Tableau I.1 : Conductivité thermique et capacité thermique massiques de matériaux usuels</i>	7
<i>Tableau I.2 Coefficient de film en convection sans changement de phase</i>	24
<i>Tableau I.3 Coefficient de film en convection avec changement de phase</i>	25
<i>Tableau III.1 : les paramètres des propriétés des matériaux à $T=293K$</i>	48
<i>Tableau III.2 : Ordres de grandeur du coefficient h ($W.m^{-2}.K^{-1}$)</i>	48

Nomenclature

λ	<i>conductivité thermique</i>	$(W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1})$
P	<i>densité de la source</i>	
ρ	<i>masse volumique.</i>	$(kg \cdot m^{-3})$
m	<i>la masse</i>	(kg)
Φ	<i>flux de chaleur transporté.</i>	(w)
h	<i>coefficient d'échange par convection</i>	$(W/m^2 \cdot K)$
S	<i>surface d'échange.</i>	(m^2)
ΔT	<i>Différence de température</i>	(k)
T_s	<i>température de surface</i>	(k)
$T_{f,air}$	<i>température fluide ,l'air</i>	(k)
Q	<i>quantité de chaleur</i>	(J)
R	<i>la résistance thermique de conduction</i>	$(K \cdot W^{-1})$
U	<i>Coefficient de transmission thermique</i>	(W/m^2K)
A_e	<i>l'aire d'échange entre la surface et l'environnement</i>	(m^2)
Nu	<i>nombre de Nusselt</i>	
Re	<i>nombre de Reynolds</i>	
V	<i>La vitesse du fluide</i>	$(m \cdot s^{-1})$
μ	<i>La viscosité dynamique du fluide</i>	$(kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1})$
Pr	<i>nombre de Prandtl</i>	
C_p	<i>la capacité thermique massique</i>	$(J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1})$
σ	<i>constante universelle de Stefan Boltzmann</i>	$(W / m^2 \cdot k^4)$
W	<i>longueur du dissipateur</i>	(m)
L	<i>largeur du dissipateur</i>	(m)
H	<i>hauteur du dissipateur</i>	(m)
t_p	<i>épaisseur de la base du dissipateur</i>	(m)

Résumé :

La dissipation de la chaleur est un problème majeur .l'objectif du refroidissement des équipements électroniques est de maintenir la température de chaque élément à sa température nominale de fonctionnement, l'installation d'un dissipateur thermique est parmi les solutions les plus connus dans le monde industriel.

Notre étude est basée sur l'analyse thermique des facteurs influençant sur le rendement des dissipateurs thermique. L'objectif de cette étude est de déterminer ces différents paramètre en passant par la création de la géométrie à l'aide du code de calcul "ABAQUS 6.14-5", l'analyse de l'influence de la nature du matériau et le mode de transfert thermique ainsi que l'influence de variation des paramètres géométrique du dissipateur. Cette étude a pour but de recommander un modèle d'un dissipateur thermique permettant une bonne dissipation thermique en se basant sur les résultats trouvé.

Introduction générale

De nos jours et suite aux progrès technologiques récents en électronique, les composants de puissance (microprocesseurs, disques durs, barrettes mémoires, convertisseur de tension, ...) peuvent dissiper plusieurs centaines de watts par centimètre carré. La surchauffe des composants réduit leur durée de vie et peut provoquer des contraintes de fonctionnement. Une bonne évacuation de la chaleur est donc primordiale pour assurer le fonctionnement et la fiabilité de ces dispositifs.

Pour augmenter le transfert thermique entre le conducteur et l'air, on augmente le flux de l'air. Ces systèmes, d'évacuation de la chaleur, sont divisés en 2 catégories :

- Les dissipateurs ("heat sink") "passifs" : convection naturelle.
- Les dissipateurs "actifs" : convection forcée.

L'objectif de notre étude est consacré sur l'étude et l'analyse des facteurs influençant sur le rendement du dissipateur thermique d'un composant électroniques (l'exemple d'un dissipateur thermique dédié pour le refroidissement du processeur d'un micro pc).

Le but de cette analyse thermique est de recommander un dissipateur optimum pour assurer un bon refroidissement des composants électroniques inclus dans la centrale du micro pc pour éviter l'endommagement de ces composants.

Dans ce mémoire, et au niveau du Chapitre I nous mettons en évidence et détaillons les différents modes de transfert thermique.

Dans le chapitre II une revue bibliographique est réalisée concernant les dissipateurs thermiques et la façon dont ils fonctionnent.

Au niveau du Chapitre III, dans un premier temps nous avons concrétisé une analyse de simulation à l'aide du code en éléments finis "ABAQUS 6.14-5", permettant d'optimiser une géométrie d'un dissipateur thermique. En parallèle des résultats ont été interprétés afin de pouvoir étudier et déterminer les différents paramètres influençant sur le rendement du dissipateur concerné.

Chapitre I :
Généralité sur le transfert de chaleur

I- Généralité sur la transmission de chaleur

1- Introduction :

Le transfert de chaleur est la transmission de l'énergie thermique d'une région à une autre, sous l'influence d'une différence de température.

Il existe trois (3) types classiques de transmissions d'énergie thermique ; la conduction, la convection et rayonnement.

2- Mode de transmission de chaleur :

Trois processus physiques permettent le transfert de chaleur d'un corps vers un autre dès lors qu'ils ne sont pas en équilibre thermique (à température différente): la conduction, le rayonnement et la convection.

a) La conduction :

Ce mode de transfert de chaleur s'applique particulièrement aux solides, mais concerne aussi les fluides au repos.

il correspond à une propagation de la chaleur se faisant par contact entre particules (atomes ou molécules) voisines. Dans ce mode de transfert, la matière se comporte véritablement comme un conducteur de chaleur.

- gaz et liquides: agitation moléculaire.
- solides non-conducteurs: vibrations des réseaux cristallins.
- métaux conducteurs: déplacement d'électrons libres.

Equations générales de la chaleur dans la conduction :

Le bilan énergétique d'un volume élémentaire dv , de surface ds dans le temps dt , donne :

$$\text{div}(\lambda \cdot \text{grad}T) + p = \rho \cdot C \cdot \frac{\partial T}{\partial t}$$

Tel que :

- λ : conductivité thermique.
- P : densité de la source.
- ρ : masse volumique.
- C : chaleur massique.

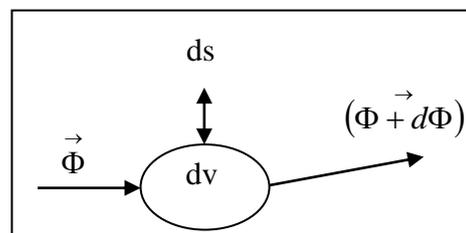


Fig I.1 phénomène de transfert (conduction)

b) La convection :

La convection est le processus de transfert thermique déterminé par le mouvement des particules élémentaires d'un fluide entre des zones ayant des températures différentes. Ce mouvement entraîne un mélange intense des particules fluides, qui échangent de l'énergie (chaleur) et de la quantité de mouvement (impulse) entre elles [1].

On désigne le type de convection selon le type d'écoulement, on dit que la convection est libre (naturelle) si l'écoulement du fluide est naturel, c'est-à-dire le déplacement du fluide est dû uniquement aux facteurs de champ de forces intérieurs (différences de densités, ou la différence de températures entre paliers du même fluide), ou au champ de forces extérieurs comme la gravité et le vent.

Par contre, on peut créer un mouvement à n'importe quel fluide soit par des moyens mécaniques, comme les pompes, ventilateurs, et compresseurs, soit par le déplacement des parois du contact dans le fluide, on autre, ce type de convection s'appelle convection forcée.

Le flux de chaleur transmise par convection est donné par la deuxième (2^{ème}) loi de Newton :

$$\Phi = h \cdot S \cdot \Delta T .$$

Φ : flux de chaleur transportée.

h : coefficient de convection.

S : surface d'échange.

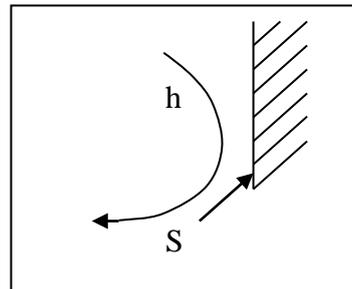


Fig I.2 phénomène de transfert (convection)

ΔT : représente la chute de température entre la paroi et le fluide égale à la valeur absolue de la différence entre les températures du fluide et de la paroi du corps.

c) Le rayonnement :

Le transfert de chaleur par rayonnement se produit entre deux corps non en contact, ayant une température différente. C'est d'ailleurs le seul mode naturel de propagation de chaleur au travers du vide. Contrairement à la convection, ce n'est pas l'air qui transporte l'énergie mais les rayons de chaleur. C'est le deuxième facteur d'échange thermique superficiel.

3- Energie –chaleur :

L'énergie–chaleur représente une forme d'interaction énergétique entre un système thermodynamique et son milieu extérieur, traduite par la suite par la variation de température du système. Elle se produit sans modifier les frontières du système, c'est-à-dire sans travail mécanique. Expérimentalement ils constatent que la chaleur échangée par un système qui évolue entre deux états d'équilibre (1) et (2) et son milieu extérieur, a une dépendance proportionnelle à la masse m du système, à la différence de température (T_1-T_2) entre les deux états et la chaleur massique spécifique moyenne C_p de l'évolution. donc on peut écrire que : [2]

$$Q_{12} = mC_p(T_2 - T_1) \text{ [J]}$$

4- Flux thermique total :

Le flux thermique total ϕ représente la chaleur transférée à travers une surface donnée dans une unité de temps :

$$\Phi = \delta Q / dt \text{ [J/s=W]}$$

Il se mesure en Watt : d'où l'appellation de puissance thermique, employé surtout dans la terminologie des appareils et équipements thermique [2].

5- Flux thermique surfacique (densité de flux thermique) :

Le flux thermique surfacique ou la densité de flux thermique à travers une surface S représente le flux thermique total rapporté à l'unité de surface ou la chaleur transférée dans une unité de temps par l'unité de surface [2] :

$$\phi = d\Phi / ds \text{ [W/m}^2\text{].}$$

si la densité de flux est uniforme sur la surface de transfert thermique on peut écrire :

$$\phi = \Phi / s \text{ [W/m}^2\text{].}$$

la détermination e cette grandeur représente un autre objectif majeur d'une étude de consacré a un processus de transfert thermique .elle représente une mesure pour l'intensité de transfert qui caractérise en fait la qualité énergétique de celui-ci.

6- La conductivité thermique (λ) :

Le coefficient de conductivité thermique est une grandeur physique caractérisant le comportement des matériaux lors du transfert thermique par conduction. Elle représente l'énergie (quantité de chaleur) traversant en 1 seconde un matériau de 1m d'épaisseur et d'une surface de 1 m² lorsque la différence de température entre les deux faces est de 1°C. Plus la conductivité est petite plus le matériau est isolant. Ce coefficient est fournit par le fabricant de l'isolant.[3]

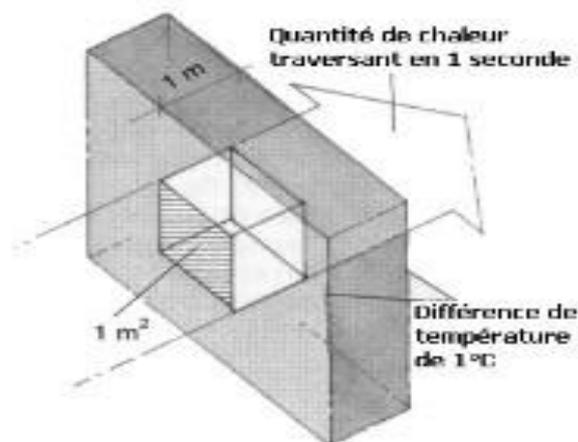


Fig I.3: la conductivité thermique via un mur.

D'une autre part la conductivité thermique est considéré comme caractéristique du milieu, elle dépend généralement de la température et du point considéré, elle dépende aussi de la phase dans laquelle se trouve le matériau (solide, liquide où gaz) et la pression pour les gaz, dans le cas de milieu homogène la conductivité thermique (λ) dépend que de la température.

6-1 La variation de la conductivité avec la température

Les matériaux ont des comportements différents vis-à-vis de la température T , le fer, l'argent et le cuivre, par exemple, voient leurs λ diminuer lorsque la température croît, par contre, le cobalt, le béryllium et le magnésium –par exemple– λ décroît avec la température T , comme il y a des matériaux dont λ passe par un extremum, c'est le cas du plomb, de l'aluminium.

En pratique, si l'écart de température est très faible, et que l'application ne demande pas une grande précision, on peut prendre λ comme constante.

Matériau	Conductivité thermique ($W \cdot K^{-1} \cdot m^{-1}$)	Capacité thermique massique ($J \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}$)
Aluminium	238	917
Cuivre	397	386
Acier	78,2	456
Argent	425	234
Or	315,5	130
AlSiC	150 à 200	
Silicium	148	700
Eau	0,585	4 185
Air	0,023	1 000

(1) Entre 0 et 100 °C.

Tableau I.1 : Conductivité thermique et capacité thermique massiques de matériaux usuels[3]

7- Notion de résistance thermique :

La résistance thermique R représente la résistance du matériau au passage de la chaleur. C'est donc l'inverse de la conductivité thermique. Plus le matériau est épais, mieux il résistera au transfert de chaleur.

a)-différentes expressions de la résistance thermique :

La résistance thermique de conduction s'exprime en fonction du flux de chaleur entre deux surfaces isothermes et les températures de ces deux surfaces isothermes[3].

$$R = \frac{(T_1 - T_2)}{\Phi}$$

- T_1 et T_2 sont les températures des deux isothermes exprimées en kelvin .
- ϕ est le flux de chaleur entre les deux isothermes, en watt
- R la résistance thermique de conduction en kelvin par watt ($K \cdot W^{-1}$).

En fonction de la résistance thermique de conduction, le flux de chaleur s'exprime de la sorte :

$$\Phi = \frac{(T_1 - T_2)}{R}$$

Surface plane :

Les isothermes sont des surfaces planes et parallèles, c'est par exemple le cas d'un mur de maison. La résistance thermique de conduction R_d d'un élément d'épaisseur e en mètre (m), de surface S en mètre carré (en m^2), et de conductivité thermique λ en watt par mètre-kelvin ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$) vaut :

$$R_{pla} = \frac{e}{\lambda \cdot S}$$

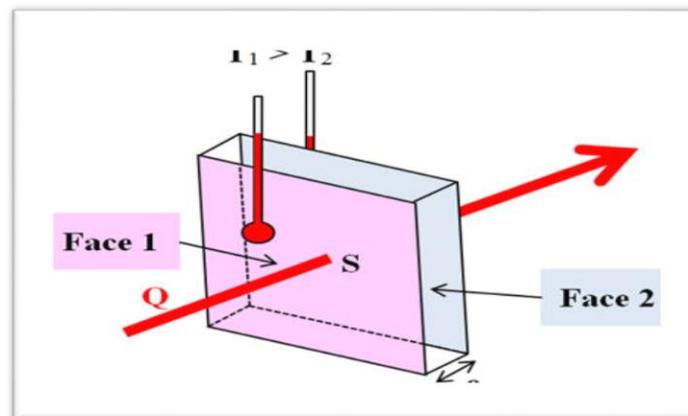


Fig 1.4 la résistance thermique dans le cas d'une surface plane

S : c'est la surface latérale de conduction. Contrairement à la résistance thermique de convection, celle-ci dépend de l'épaisseur de la paroi considérée.

Dans le cas d'une paroi infinie plane séparant deux milieux 1 et 2 de températures constantes (T_1, T_2), avec : $T_1 > T_2$, le flux de chaleur spécifique (On appelle flux de chaleur spécifique la quantité de chaleur transportée en une (1) second à travers l'unité de surface à température constante dans la direction de la normale à cette surface) à travers la paroi est :

Ou bien :

$$q = \frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{h_1} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_2}} .$$

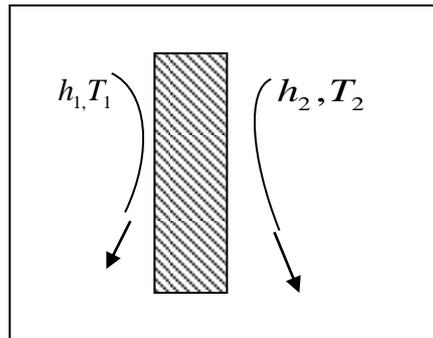


Fig I.5transfert thermique –surface plane.

Où T_{s1}, T_{s2} sont les températures des surfaces extérieures de la paroi, e l'épaisseur de la paroi, λ est le coefficient de conductibilité thermique du matériau dont la paroi est faite, h_1, h_2 les coefficients de transmission de chaleur par convection : du premier milieu à la paroi et de la paroi au second milieu. La grandeur : $R = \frac{1}{h_1} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_2}$ est appelée résistance thermique, $\frac{1}{R}$ est le coefficient d'échange de chaleur.

Pour plusieurs systèmes de résistance thermique R_1, R_2, \dots, R_n placés en série, on a :

$$R_T = \sum_1^N R_n .$$

De même, pour plusieurs systèmes en parallèle, on a :

$$\frac{1}{R_T} = \sum_1^N \frac{1}{R_n}$$

Il en est même pour les conditions aux limites du type Fourier :

$$R = \frac{1}{h \cdot S} \dots \text{résistance d'échange entre la paroi et le fluide.}$$

Dans le cas d'un mur monodimensionnel exposé à deux fluides, la résistance de ce mur est égale :

$$\text{Donc le coefficient global d'échange } U \text{ écrit : } U = \frac{1}{R_T}$$

Tel que R_T est la résistance totale de l'ensemble des composantes du mur.

Surface cylindrique :

Pour les surfaces cylindriques creuses, la résistance de paroi égale :

$$R = \frac{\text{Log}\left(\frac{R_2}{R_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot L}$$

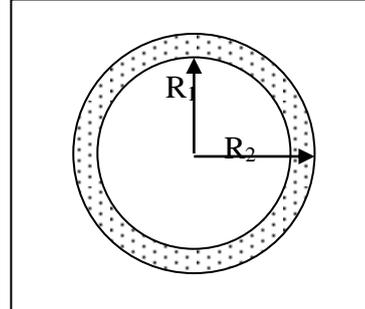


Fig I.6 transfert thermique –surface cylindrique

Avec :

R₁ : Le rayon intérieur.

R₂ : Le rayon extérieur

L : Longueur du cylindre.

λ : La conductivité thermique.

Alors la résistance globale d'un tube creux est :

$$R_T = \frac{1}{h_1 \cdot S_1} + R + \frac{1}{h_2 \cdot S_2}$$

Dans l'étude des échangeurs, on préfère la forme :

$$\Phi = U \cdot S \cdot \Delta T$$

U : le coefficient global d'échange de chaleur.

Surface sphérique :

$$R_{sph} = \frac{1}{4\pi\lambda} \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2} \right)$$

8- Coefficient de transmission thermique U :

Le coefficient de transmission thermique d'une paroi est la quantité de chaleur traversant cette paroi en régime permanent, par unité de temps, par unité de surface et par unité de différence de température entre les ambiances situées de part et d'autre de la paroi.

C'est un terme important dans l'équation d'un transfert thermique et permet d'indiquer la facilité avec laquelle l'énergie thermique passe un obstacle ou un milieu.

Le coefficient de transmission thermique est l'inverse de la résistance thermique totale (R_t) de la paroi[4].

$$U = 1 / R_t \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

Plus sa valeur est faible et plus la construction sera isolée.

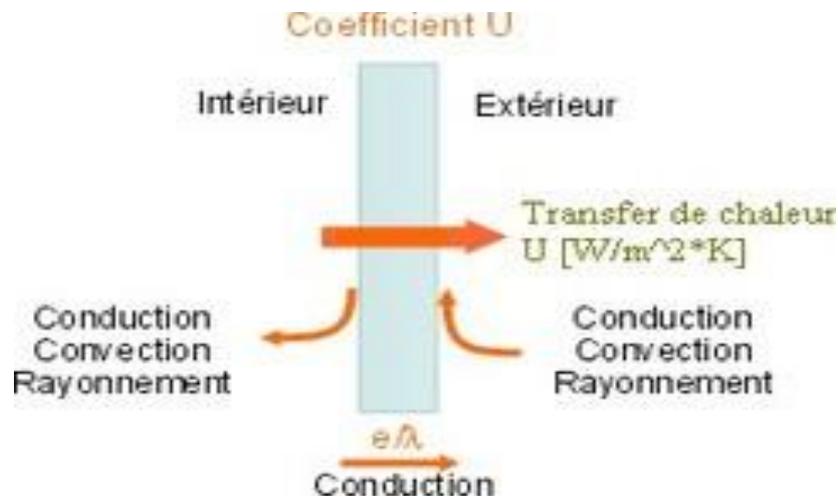


Fig I.7 : Coefficient de transmission thermique U

II- Transmission de la chaleur par conduction et convection :

1- Expression générale du transfert de chaleur en conduction et convection

Le flux thermique transmis dans l'échange de chaleur entre deux fluides au travers d'une paroi (conduction au travers de la paroi et convection de part et d'autre) dépend des conditions dans lesquelles est réalisé le transfert. Les deux facteurs essentiels qui gouvernent l'échange thermique sont :

► **L'écart de température « Δt »** qui existe entre le fluide chaud et le fluide froide. Celui-ci constitue l'élément moteur de la transmission de chaleur qui ne peut, bien entendu, avoir lieu que si les températures des fluides sont différentes. On appelle aussi 'potentiel thermique' et le flux thermique qui va se créer (Fig I.8).

► **Les résistances** : c'est les résistances que le flux de chaleur rencontre lors du transfert entre deux fluides. Ce sont des paramètres fondamentaux caractérisant les modes de transmission de la chaleur.

Les résistances regroupées, se traduisent par une résistance globale « R » au transfert de chaleur, plus la valeur de celui-ci est élevée, plus le flux thermique est faible pour un même potentiel thermique (Fig I.8).

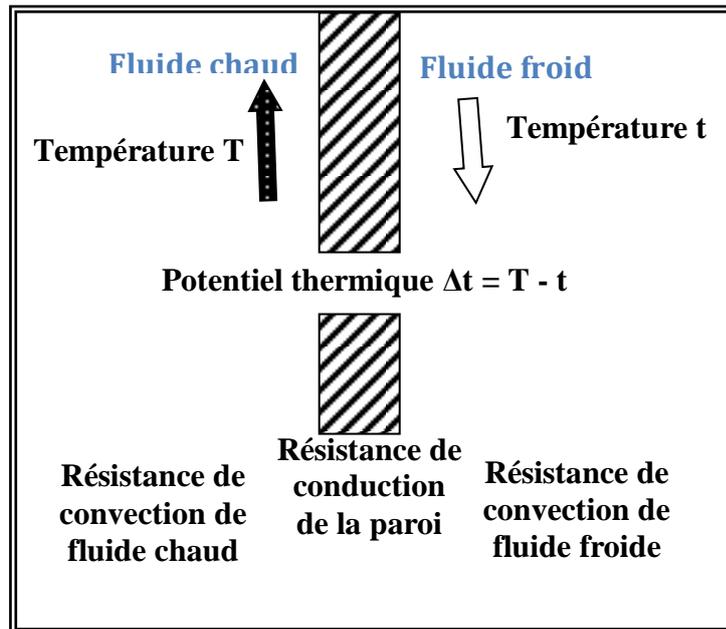


Fig I.8: facteurs influençant sur le transfert thermique.

2 -Transfert de chaleur par conduction :

La chaleur est transmise par conduction au travers des parois solides qui constituent les matériels : tubes de four et d'échangeur : tuyauteries, parois de réacteurs, colonnes et ballons. La paroi est constituée d'un seul matériau comme la robe métallique d'un bac de stockage ou un tube propre d'échangeur. Une telle paroi est qualifiée de « paroi simple ».

La paroi composée de matériaux différents comme c'est le cas pour une tuyauterie calorifugée (métal du tuyau +isolation). On parle dans ce cas de paroi accolée, ou encore de parois composites.

2-1 Loi de Fourier :

Fourier a supposé qu'il existe une relation linéaire entre la densité de flux et le gradient de température, dans le cas d'un milieu isotrope, la densité de flux est proportionnelle au gradient de température :

$$\vec{\Phi} = -\lambda \cdot \vec{\text{grad}} T$$

Cas particulier :

Dans le cas de transfert de chaleur en régime permanent unidirectionnel, on peut écrire la loi de Fourier sous forme très simple :

$$\Phi = -\lambda \cdot S \cdot \frac{T_2 - T_1}{e}$$

On remarque que le flux de chaleur est proportionnel à :

- L'écart de température existant entre deux points. $(T_2 - T_1)$
- S : la surface d'échange.
- λ : conductivité thermique.
- e : La distance entre les deux points.
-

2-2 conduction à travers une paroi plane simple :

La résistance au transfert de chaleur à travers une paroi simple dépend :

- De l'épaisseur de la paroi : La résistance au travers de la paroi est bien entendu d'autant plus grande que celle-ci est épaisse.
- De l'aptitude du matériau qui constitue la paroi à plus ou moins bien « conduire la chaleur ».

Cette propriété de bonne ou mauvaise conduction de la chaleur dépend de la nature de matériau. Elle est caractérisée par la « conductibilité thermique » « λ » (lambda) du matériau qui s'exprime en $(\text{W} / \text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ dans le système international, ou en $(\text{kcal} / \text{h} \cdot \text{m} \cdot ^\circ\text{C})$, si le débit de chaleur est mesuré en (kcal / h) .

Les valeurs de la conductibilité thermique (λ) sont élevées pour les bons conducteurs comme les métaux par exemple, pour les isolants, au contraire, les valeurs de (λ) sont faibles.

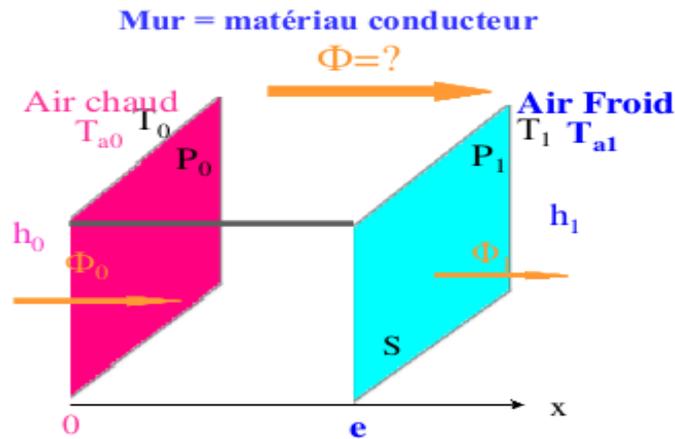


Fig I.9 conduction à travers une paroi plane simple [5].

➤ **Loi de FOURIER** : flux à travers le mur $\phi = \frac{\lambda S}{e}(t_0-t_1)$.

➤ **Loi de Newton** :

flux à travers le Plan P₀: $\phi_0=h_0 S(T_{a0}-T_0)$

flux à travers le Plan P₁: $\phi_1=h_1 S(T_1-T_{al})$

➤ **Conditions aux limites** :

- Continuité des températures: $T_0= t_0$ et $T_1= t_1$.
- Continuité des flux : $\phi_0= \phi_1=\phi$.

Donc on aura un flux thermique de :

$$\phi = \frac{ta0 - ta1}{\left(\frac{1}{h_0S} + \frac{e}{\lambda S} + \frac{1}{h_1S}\right)}$$

Et une résistance de :

$$R = \frac{1}{h_0S} + \frac{e}{\lambda S} + \frac{1}{h_1S}$$

2-3 Conduction au travers des surfaces planes en série :

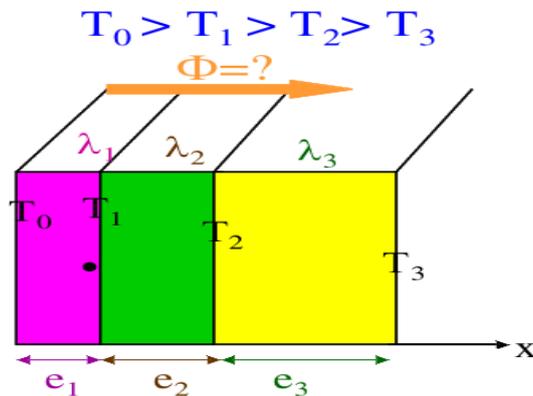


Fig I.10 : Conduction au travers des parois accolées (surfaces planes en série)[5].

a) Hypothèse:

- Le contact entre chaque couche est parfait (T à l'interface entre 2 matériaux est identique).
- matériau est constante (flux surfacique constant: $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = \phi$)

b) Flux traversant chaque mur

Pour le mur 1 $\phi = \frac{\lambda_1 S}{e_1} (t_0 - t_1)$.

Pour le mur 2 $\phi = \frac{\lambda_2 S}{e_2} (t_1 - t_2)$.

Pour le mur 3 $\phi = \frac{\lambda_3 S}{e_3} (t_2 - t_3)$.

On aura par addition :

$$\phi = \frac{t_0 - t_3}{\left(\frac{e_1}{\lambda_1 S} + \frac{e_2}{\lambda_2 S} + \frac{e_3}{\lambda_3 S} \right)}$$

Tel que $R = \frac{e_1}{\lambda_1 S} + \frac{e_2}{\lambda_2 S} + \frac{e_3}{\lambda_3 S}$

D'où :

$$R_1 = \frac{e_1}{\lambda_1 S}, \quad R_2 = \frac{e_2}{\lambda_2 S}, \quad R_3 = \frac{e_3}{\lambda_3 S}$$

D'où : $R_{eq} = R_1 + R_2 + R_3$

2-4 Conduction au travers des surfaces planes en parallèles :

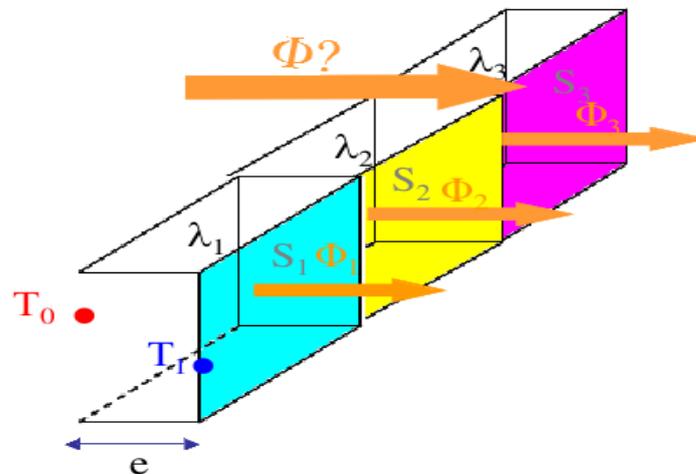


Fig I.11 : Conduction au travers des parois accolées (surfaces planes en parallèles)[5].

a) Hypothèse :

- Température uniforme sur chaque face.
- Murs en contact parfait.

a) Flux traversant chaque mur

Pour le mur 1 $\phi = \frac{\lambda_1 S_1}{e_1} (t_0 - t_1)$.

Pour le mur 2 $\phi = \frac{\lambda_2 S_2}{e_2} (t_0 - t_1)$.

Pour le mur 3 $\phi = \frac{\lambda_3 S_3}{e_3} (t_0 - t_1)$.

$$\text{D'où : } R_1 = \frac{e_1}{\lambda_1 S_1}, \quad R_2 = \frac{e_2}{\lambda_2 S_2}, \quad R_3 = \frac{e_3}{\lambda_3 S_3}$$

On aura par addition :

$$\phi = (t_0 - t_1) \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} \right)$$

$$\text{Tel que } R_{\text{eq}} = \frac{1}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3}}$$

$$\text{D'où : } R_t = R_1 + R_2 + R_3$$

2-4- les ailettes :

L'ailette comme son nom l'indique est un appendice que l'on dispose sur un dispositif que l'on désire refroidir ou chauffer efficacement. L'idée est d'augmenter la surface d'échange.

Selon la section on distingue :

Ailettes à section uniforme (rectangulaire, circulaire).

Ailettes à section non uniforme (triangulaire, conique).

On peut voir des ailettes sur les radiateurs de chauffage domestique, sur le radiateur de voitures, sur les microprocesseurs dans les systèmes électroniques [6].

a) Choix des ailettes

Les ailettes sont utilisées lorsqu'il faut extraire une quantité de chaleur importante dans un encombrement réduit, comme par exemple dans le radiateur d'automobile, le carter de moteur refroidi par air, l'évaporateur de climatiseur, etc.

D'une façon générale, l'usage des ailettes est peu utile pour les liquides car le coefficient d'échange convectif est grand mais important dans le cas des gaz car le coefficient d'échange convectif est faible.

Des ailettes étroites et rapprochées sont meilleures que des ailettes plus grandes et espacées mais on est limité par les pertes de charges (elles deviennent trop importante si l'on diminue trop l'écartement des ailettes). L'ailette est d'autant plus performante que sa conductivité

thermique λ est élevée. Le choix des ailettes résulte finalement d'un compromis entre le prix, les pertes de charge et les qualités de chaleur échangés [7].

b) Applications des Ailettes

Ce procédé est utilisé le plus souvent:

- améliorer le transfert par convection entre une surface métallique et l'air ambiant.
- dans les échangeurs industriels.
- refroidissement des microprocesseurs modernes.

(Radiateurs, échangeur de chaleur serpentin, chauffage ou ventilateur, Résistances chauffantes à ailettes, Composants aérospatiaux, Frein à disque en fonte ventilés..etc).

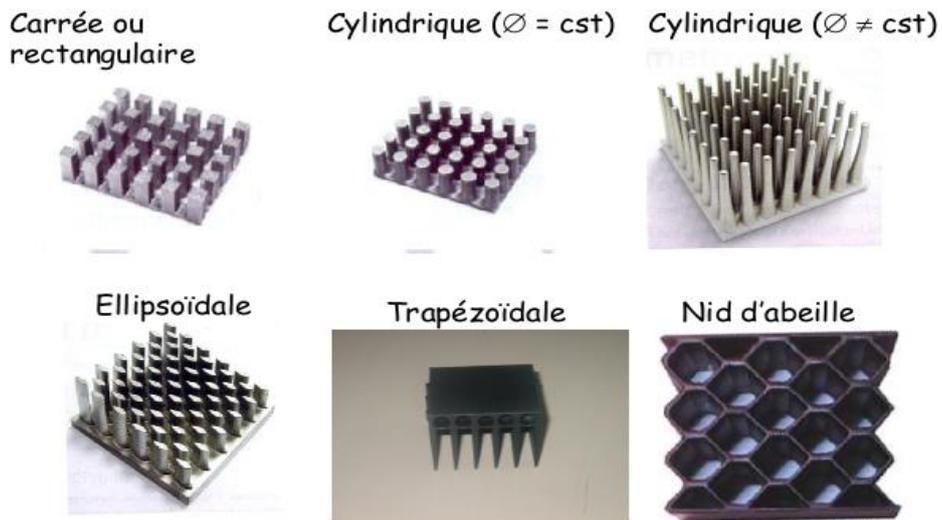


Fig I.12 :les différentes géométries d'ailettes[8].

c) L'équation différentielle des ailettes

Surfaces étendues :

Cas d'une ailette de section constante (rectangulaire, carrée ou cylindrique)

Hypothèses:

$$\underbrace{q(x) - q(x + dx)}_{\text{}} + \underbrace{\dot{q}(x) A(x) dx}_{\text{}} = \underbrace{h (T(x) - T_{\infty}) dA^*}_{\text{}}$$

conduction source interne convection

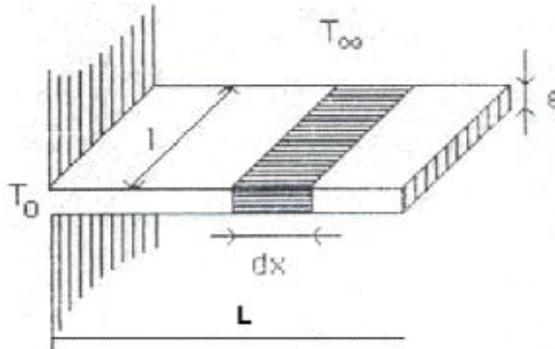


Fig I.13: ailette rectangulaire.

D'où, pour une ailette de section constante (Fig I.13) :

$$x = \frac{d^2\theta}{dx^2} - m^2\theta = 0$$

Équation différentielle linéaire du second ordre à coefficients constants.

La solution générale de cette équation différentielle est:

$$\theta(x) = C_1 e^{mx} + C_2 e^{-mx}$$

Nous pouvons augmenter le transfert de chaleur que de trois façons:

- Diminuer T_∞ .
- Augmenter h_∞ .
- Augmenter A_e .

Il n'est évidemment pas possible de diminuer la température de la pièce. Pour augmenter le coefficient de convection, il faut augmenter la vitesse de l'écoulement, ce qui n'est pas tellement pratique. Donc la seule possibilité est d'augmenter l'aire d'échange entre la surface et l'environnement A_e [8].

3 - Transfert de chaleur par convection

3-1 - Loi de Newton :

la loi de newton donne l'expression de la quantité δQ échangé entre la surface d'un solide a la température T_s , et le fluide a la température T_f (Fig I.10).

La quantité de chaleur δQ qui traverse dS pendant l'intervalle de temps dt , peut s'écrire :

$$\delta Q = h \cdot (T_p - T_\infty) \cdot dS \cdot dt$$

h : est le coefficient d'échange par convection, exprimé en $W/(m^2.K)$.

δQ : quantité de chaleur échangé, exprimé en joules.

$\delta Q/dt$: puissance transmise, exprimé en watt.

dS : surface d'échange en m^2 .

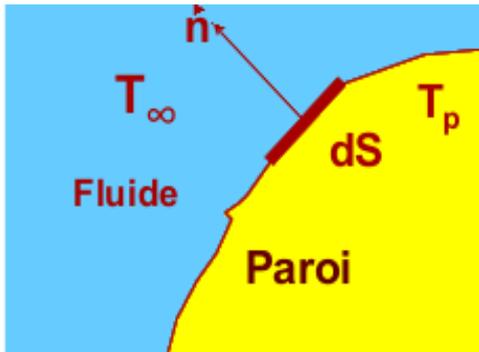


Fig I.14 : Transfert de chaleur par convection (Loi de Newton). [5]

3-2- Nombres adimensionnelles [1]:

La valeur du coefficient de transfert de chaleur par convection h est en fonction de la nature du fluide, de sa température, de sa vitesse et des caractéristiques géométriques de la surface de contact solide/fluide. A partir du théorème de Vaschy-Buckingham, le coefficient de convection h peut s'exprimer en fonction de 3 unités fondamentales (nombres adimensionnels) :

Le nombre de Nusselt Nu caractérisant le transfert thermique entre le fluide et la paroi, autrement dit-il caractérise l'importance de la convection par rapport à la conduction :

$$Nu = hL / \lambda$$

Avec :

- h : Le coefficient de convection ($W.K^{-1}.m^{-2}$).
- L : Une longueur caractéristique (m).
- λ : La conductivité thermique ($W.m^{-1}.K^{-1}$).

Le nombre de Reynolds Re caractérisant le régime de l'écoulement, $Re < 2000$ pour les écoulements laminaire et $Re > 3000$ pour les écoulements turbulents.

$$Re = \rho V L / \mu$$

Avec

- ρ : La masse volumique du fluide (kg.m^{-3}).
- V : La vitesse du fluide en (m.s^{-1}).
- L : Une longueur caractéristique (m).
- μ : La viscosité dynamique du fluide ($\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$).

Le nombre de Prandtl Pr caractérisant les propriétés thermiques du fluide.

il caractérise la distribution des vitesses par rapport a la distribution de la température

$$Pr = \mu c_p / \lambda$$

Avec

- μ : La viscosité dynamique du fluide ($\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$).
- λ : La conductivité thermique ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$).
- C_p : la capacité thermique massique ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$).

3-3-Mécanisme du transfert-notion de coefficient de film :

Dans une industrie de procédé mettant en œuvre des fluides, comme le raffinage et le pétrochimie, les mécanismes d'échange de chaleur dans les matériels techniques comportent presque toujours un transfert par convection faisant intervenir un fluide et une paroi.

Celle-ci fait intervenir successivement le contact des particules du fluide avec la paroi pour permettre l'échange. Cela suppose qu'elle puisse y accéder et qu'il y ait un renouvellement constant des particules pour activer le transfert. La facilité d'accès à la paroi est donc un paramètre essentiel dans ce type d'échange et elle dépend principalement des conditions d'écoulement du fluide.

Il est évident par exemple qu'un écoulement plus turbulent facilite l'accès des particules à la paroi et dans un temps donné, les particules ont l'occasion d'échanger la chaleur avec la paroi. De la même manière dans les cas des gaz, une pression élevée résultant d'un grand nombre de chocs des particules sur la paroi est favorable à l'échange de chaleur de la paroi aux particules avec lesquelles elle est en contact.

La capacité des particules de fluide à absorber de la chaleur au contact particule paroi dépend essentiellement des caractéristiques physiques du fluide.

Elle est grande, par exemple, s'il s'agit d'un fluide de chaleur massique ou de masse volumique élevés ou si l'échange s'accompagne d'un changement d'état physique. En effet, le transfert étant gouverné par l'écart de température entre paroi et particule, les conditions précédentes correspondent à l'acquisition d'une plus grande quantité de chaleur pour une même variation de température de la particule.

Dans cette dernière étape interviennent essentiellement la turbulence de l'écoulement, et l'aptitude du fluide à diffuser la chaleur.

L'échange de chaleur entre particules est encore favorisé par une pression élevée dans le cas des gaz.

Le transfert de chaleur par convection met donc en jeu plusieurs mécanismes successifs relativement complexes, l'efficacité globale de l'échange pouvant être limitée par la difficulté de réalisation de l'une ou d'autre des étapes.

- Le potentiel thermique est la différence entre :
La température de la paroi ; la température moyenne du fluide.

$$\text{Potentiel thermique } \Delta t = t_{\text{paroi}} - t_{\text{fluide}} \quad \text{ou} \\ = t_{\text{fluide}} - t_{\text{paroi}}$$

- La résistance de convection ($R_{\text{convection}}$), qui caractérise l'ensemble des mécanismes limitant présentés ci-dessus.

On a donc l'expression suivante du flux thermique transféré par convection :

$$\text{Flux thermique} = \frac{t_{\text{paroi}} - t_{\text{fluide}}}{R_{\text{convection}}}$$

Dans la pratique, on a pris l'habitude en convection d'utiliser plutôt l'inverse de la résistance de convection, c'est-à-dire un paramètre (h) appelé « coefficient de convection » ou « coefficient de film » qui caractérise non plus la résistance mais l'aptitude au transfert par convection.

On a ainsi :

$$\text{Coeff de conv } h = \frac{1}{R_{\text{convection}}}$$

La formule montre bien que la valeur de (h) est d'autant plus élevée que la résistance en convection qui est faible.

L'appellation « coefficient de film » est relative à une image du transfert par convection assez différente de celle qui à été présentée plus haute.

On considère dans ce cas que l'échange entre paroi et fluide est réalisé au travers d'un film de fluide immobile au contact de la paroi comme le montre le schéma ci-dessous (FigI.15):

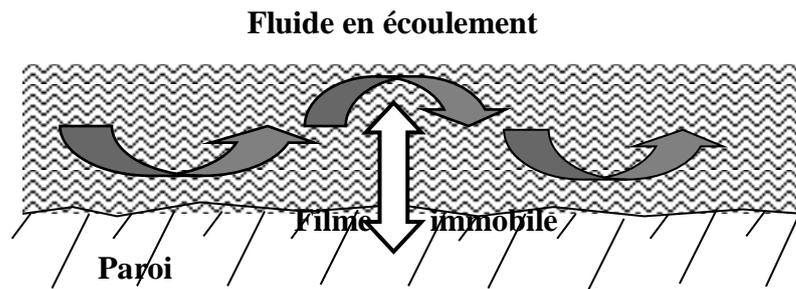


Fig I.15:écoulement du fluide via un transfert thermique par convection

Ce film intervient comme un isolant introduisant une résistance de convection limitant l'échange de chaleur. Le coefficient de film caractérise alors la résistance apportée par le film et il est d'autant plus grand que celle-ci est faible.

On utilise ce coefficient de film (h), la loi de transfert en convection s'écrit :

$$\Phi = \frac{\Delta t}{R_{\text{convection}}} = h \cdot \Delta t$$

3-3-1-Paramètre influençant la valeur de coefficient de film :

Le fait que le fluide reste dans la même état physique ou au contraire qu'il subisse un changement d'état sous l'effet du transfert de chaleur par convection influence très fortement la valeur du coefficient de film.

En conséquence, on est amené à distinguer l'échanges en transfert (sans changement d'état) et les échanges s'accompagnant d'une vaporisation ou d'une condensation

a) Coefficient de film en convection sans changement de phase :

FLUIDE	COEFFICIENT	DE FILM
	W / m².°C	K cal / h.m².°C
<u>Convection naturelle :</u>		
➤ Aire ambiance came	12	10
➤ Vent de 40 km / h	46	40
➤ Fumées zone de convection	58	50
➤ Hydrocarbures visqueux	35 à 60	30 à 50
➤ stockage selon viscosité		
➤ Eau selon température et vitesse	60 à 300	50 à 250
<u>*Convection forcée :</u>		
➤ Hydrocarbures gazeux		
○ Sous 35 bars	1980	1700
○ Sous 10 bars	580	500
○ Sous 2 bars	230	200
➤ Essence	1200 à 1800	1000 à 1500
➤ Résidu atmosphérique	580	500
➤ Eau	5800	5000

Tableau I.2 Coefficient de film en convection sans changement de phase.[8]

b) Coefficient de film en convection avec changement de phase :

FLUIDE	COEFFICIENT	DE FILM
	$W / m^2 \cdot ^\circ C$	$K cal / h.m^2 \cdot ^\circ C$
<u>*Condensation :</u>		
➤ Hydrocarbures	1400 à 2000	10
➤ Eau	5800 à 11600	40
<u>*Vaporisation :</u>		
➤ Hydrocarbures	17500 à 29000	1500 à 2500
➤ Eau	5800 à 11600	5000 à 10000

Tableau I.3 Coefficient de film en convection avec changement de phase.[8]

4- Le rayonnement :

La transmission de la chaleur par rayonnement correspond un transfert d'énergie thermique sous forme d'ondes électromagnétiques comme celles de lumière.

En effet, tout corps, même placé dans le vide émet de l'énergie thermique sous forme d'un rayonnement qui est véhiculé sans support matériel. Cette transmission est d'autant plus importante que la température du corps émetteur soit élevée. Elle n'est cependant notable qu'à partir de 700 à 800 °C.

Dans le cas de solide, dont la température superficielle est de l'ordre de 6000 °C, l'émission thermique est particulièrement importante.

Parallèlement, tout autre corps placé sur le trajet de ce rayonnement en absorbe une partie et de ce fait, est un récepteur de chaleur.

II-1 Quelques lois du rayonnement[9] :

Corps noir :

Le corps noir est défini comme un corps idéal qui absorbe tout le rayonnement qu'il reçoit, quel que soit la longueur d'onde et le flux incident. C'est un absorbant parfait.

$$\text{Loi de Stefan Boltzmann : } \varepsilon_T = \sigma \cdot T^4.$$

Le pouvoir émissif intégral ε_T du corps noir est proportionnel à la quatrième puissance de sa température absolue.

La grandeur de σ est la constante universelle de Stefan Boltzmann égale à :

$$5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W / m}^2 \cdot \text{k}^4.$$

Corps réels :

$$\text{Corps Réel : } M = \sigma \cdot \varepsilon \cdot T^4$$

L'émissivité ε est un nombre strictement inférieur à 1

Quelques exemples d'émissivité (ε) :

- Corps Noir : 1
- Aluminium brut : 0.25
- Aluminium poli : 0.20
- Chrome : 0.08
- Laiton Poli : 0.03
- Or-Argent : 0.02

Propriété générale :

Les transmissions de chaleur par rayonnement, l'énergie est transportée par des ondes électromagnétiques, ce qui a pour effet de conférer à ces transmissions les deux propriétés spécifiques en échange de chaleur :

- › Pouvoir se faire à distance entre corps situés dans le vide.
- › Pouvoir se faire à travers certains milieux matériels qui restent non concernés par le phénomène, l'air en particulier.

Chapitre II :
Les dissipateurs thermiques

I- Introduction

Suite aux progrès technologiques récents en électronique, les composants deviennent de plus en plus puissants et de plus en plus petits. En conséquence, la chaleur à évacuer devient très importante dans le domaine de l'électronique. En effet, de nos jours, les composants de puissance (microprocesseurs, disques durs, barrettes mémoires, convertisseur de tension,...) peuvent dissiper plusieurs centaines de watts par centimètre carré. La surchauffe des composants réduit leur durée de vie et peut provoquer des contraintes de fonctionnement. Une bonne évacuation de la chaleur est donc primordiale pour assurer le fonctionnement et la fiabilité de ces dispositifs [10, 11].

Le besoin d'améliorer les techniques de refroidissement des composants électroniques à faible et à forte puissance a élargi le champ de la recherche concernant le transfert thermique au niveau de ces derniers, en particulier sur :

- La température maximale de jonction (au-delà de laquelle il y a destruction du composant ou non fonctionnement),
- La résistance thermique de contact (exprimée en °C/W) qui quantifie la facilité d'évacuation du flux thermique du composant vers le boîtier ou le substrat.
- La capacité thermique qui chiffre "l'inertie" thermique d'un composant soumis à un régime transitoire.

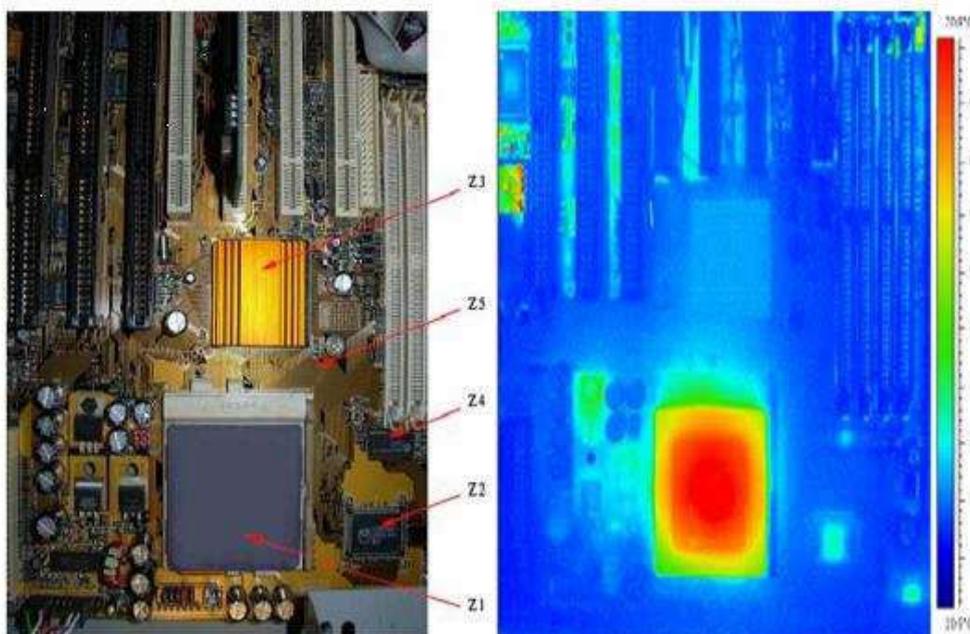
Dans ce but, une étude thermique d'un tel système électronique nous mène à faire une recherche sur le type de matériaux satisfaisant cette condition.

Le but d'une telle étude est de prévoir les risques de surchauffe dans un système de composants. Chaque source de chaleur (c'est à dire la puce) dissipe une puissance calorifique supposée connue. La température de celle-ci peut être estimée lorsque son environnement est modélisé thermiquement.

II- Problèmes de température des composants électroniques

L'influence de la température se manifeste sur :

- Les performances électriques : la température peut être une valeur limite au-delà de laquelle le fonctionnement n'est plus garanti, des dérives des paramètres provoquent une diminution des performances pouvant aller jusqu'à la défaillance.
- Le packaging soumis à des gradients de température très importants. Il existe des températures critiques pour lesquelles se produisent des changements d'état, de structure physique. Le fluage et le relâchement des contraintes dans les matériaux sont accélérées par la température et peuvent conduire à des ruptures d'éléments.
- Les cycles thermiques, auxquels sont soumis des matériaux reliés entre eux et de coefficient de dilatation différent, induisent des forces très importantes qui peuvent conduire à une rupture instantanée ou créer une fatigue qui provoque une rupture à long terme.



(1) : Image d'une carte mère (2) : Thermographie infrarouge

Fig II -1 : Echauffement d'un microprocesseur dans son milieu de fonctionnement [12]

III- Mécanismes de transfert de chaleur dans les systèmes

Afin de maintenir sa température dans des limites où la performance et le fonctionnement ne sont pas compromis, le refroidissement d'un composant générant de la chaleur est essentiel. D'une manière générale, un transfert de chaleur a lieu par trois mécanismes qui sont la conduction, la convection et le rayonnement.

En matière d'évacuation de chaleur par conduction, la technique des plaques de fibres de carbone orientées (conduction anisotrope) est incontestablement la plus performante, mais à ce jour réservée à l'aéronautique et au spatial pour une question de coût. Plus usuellement, la chaleur est transmise à l'air ambiant par des radiateurs et des ventilateurs.

Si la charge thermique imposée à l'air ambiant est trop importante, on confine cette chaleur directement dans un fluide caloporteur par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur. Le transfert de chaleur au fluide réfrigérant peut alors fonctionner soit en mode monophasique en utilisant un liquide ou un gaz (eau simple, eau + glycol, CO₂...), soit en mode diphasique (C₄F₁₀, glace binaire (mélange d'eau, méthanol et glace)...)

IV- Méthodes d'évacuation de chaleur

Il existe plusieurs manières pour la chaleur d'échanger avec le milieu ambiant : conduction, convection et rayonnement (la théorie de ces 3 modes de transfert est détaillée dans le chapitre 1). La chaleur se déplace du corps le plus chaud vers le corps le plus froid, par ces trois modes simultanément.

L'énergie W nécessaire pour élever la température d'un corps est proportionnelle à sa masse m , à la différence de température entre l'état initial (T_1) et final (T_2) et à une constante c , nommée chaleur massique (ou capacité thermique massique, en $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$), qui indique la quantité d'énergie utile pour élever la température de 1kg du composant considéré de 1K :

$$W = mc (T_2 - T_1)$$

C'est cette énergie, issue de la jonction du semi-conducteur, que le refroidisseur doit évacuer.

A travers cette étude concernant les dissipateurs thermique en a constaté qu'il existe 2 modes principaux d'évacuation de la chaleur:

1- Evacuation de chaleur Par Conduction

La chaleur se transmet par contact direct entre deux pièces ou bien par propagation à l'intérieur d'un même matériau.

La variation de température est linéaire à l'intérieur d'un matériau homogène.

Le flux thermique (en watts), qui traverse une paroi constituée d'un seul matériau de conductivité thermique λ , d'épaisseur e (en mètres) et de surface S (en mètres carrés), est donné par la formule suivante:

$$\Phi = \lambda \cdot \frac{S}{e} \cdot (T_2 - T_1)$$

$T_2 - T_1$ représente la différence de température entre les deux faces du matériau.

2- Evacuation de chaleur par convection

En 1994, Kakaç, Yurucu and Hijikata [10] ont étudié différentes méthodes de refroidissement dans le but d'améliorer le transfert de chaleur. Parmi ces méthodes, on trouve les méthodes traditionnelles de refroidissement par convection naturelle et forcée.

Il est à noter que la convection naturelle est utilisée pour les systèmes de faible puissance et de densités de flux réduite [13]. Le refroidissement des systèmes de forte puissance et à grande échelle nécessite une dissipation thermique plus élevée, raison pour laquelle la convection forcée est la plus appropriée dans la plupart des cas.

IV. Méthode de refroidissement des systèmes chauds

1- Influence de la disposition des sources chaudes

Quoique le refroidissement de certains composants de forte puissance (microprocesseurs, diodes laser...) se fasse de plus en plus avec écoulement d'un liquide ou

avec changement de phase, le refroidissement par écoulement d'air appelé aussi aircooling, demeure encore très utilisé. En effet, ce type de refroidissement, peu coûteux, est bien approprié pour des composants de moyenne et de faible puissance tels que le processeur des cartes graphiques, les disques durs, les racks de serveur, de réseau ou de télécommunication. Il constitue l'une des solutions énergétiques les plus économiques [14, 15].

Plusieurs études ont été menées sur le transfert de chaleur par les gaz. De nombreuses techniques basées à la fois sur les méthodes actives et passives ont été proposées pour l'amélioration dans certaines applications. Parmi ces méthodes, nous pouvons citer les générateurs de vortex (les ailettes, les ventilateurs...).

Les caractéristiques géométriques des générateurs de vortex jouent un rôle significatif dans le taux de transfert de chaleur. Ces perturbateurs augmentent le mélange dans l'écoulement et interrompent le développement de la couche limite thermique au niveau des composants chauffés, conduisant à l'amélioration du transfert de chaleur.

Toutefois, la complexité de l'écoulement (zones de recirculation, de décollement de l'écoulement) rend la compréhension de la structure de l'écoulement et l'évolution de transfert de chaleur plus difficile dans de tels systèmes.

Plusieurs chercheurs ont étudié l'amélioration de transfert de chaleur à la surface de blocs chauds. Jurban et al. [16] se sont penchés sur la convection forcée et la chute de pression dans une série de modules monocubiques de forme rectangulaire et carrée. Leurs résultats ont montré que l'utilisation des modules rectangulaires améliore le transfert de chaleur plus que les modules carrés.

Meinders et Hanjalic [17] ont présenté une étude sur l'effet du placement de deux modules cubiques chauffés et exposés à un écoulement turbulent. Leurs résultats ont montré une grande variation dans la répartition du coefficient de transfert de chaleur local pour les différentes configurations utilisées. Toutefois, le coefficient de transfert moyen s'avère indépendant de l'emplacement des deux modules cubiques.

2- Types de refroidissement

a- Refroidissement par air

Parmi les travaux réalisés dans ce domaine, on peut citer l'étude menée par Icoz et Jaluria [18] qui ont fait une simulation numérique de la convection naturelle bidimensionnelle dans un canal rectangulaire ouvert et contenant des sources de chaleur. Leurs résultats montrent que les dimensions du canal et la présence des ouvertures ont des effets considérables sur l'écoulement mais très peu d'effet sur le transfert de chaleur.

D'autres études numériques ont été faites sur des géométries élémentaires (canal vertical) pour déterminer le transfert de chaleur par convection naturelle.

Dans le but d'examiner les différents aspects des écoulements naturels laminaires et périodiques rencontrés dans les problèmes de refroidissement électronique, Kelkar a mené une étude numérique dans un canal vertical. Sur l'une des parois, sont montés successivement des blocs chauffés. L'écoulement périodique ascendant s'alimente de l'air chaud généré par le premier bloc ce qui augmente la température de l'écoulement en passant d'un bloc à un autre.

a-1 Refroidissement actif

Certes, les radiateurs permettent d'évacuer vers l'air ambiant la chaleur qu'ils produisent, mais dans certains cas, il n'existe pas de radiateur pour évacuer toute la chaleur produite (cas des amplificateurs de très grande puissance). De plus l'air ambiant doit être remplacé par de l'air froid s'il s'agit d'un écoulement dans un coffret. C'est pourquoi dans certains cas, on ne peut pas se contenter d'une évacuation de chaleur par méthode passive.

Par rapport au refroidissement passif, un ventilateur est ajouté au radiateur (formant ainsi un bloc souvent appelé ventirad) afin de créer un flux d'air sur celui-ci et donc de faciliter le transfert thermique entre l'air et les ailettes du radiateur (figure II -2). Ce système est devenu un standard pour le refroidissement des microprocesseurs, dans la mesure où la grande majorité de ceux-ci sont livrés avec un ventirad, ou au moins sont destinés à fonctionner avec. Les processeurs graphiques milieu de gamme et haut de

gamme actuels en sont également munis, ainsi que la majorité des blocs d'alimentation. Les principaux défauts d'un refroidissement actif sont le bruit émis par le souffle du ventilateur, ainsi que l'accumulation de poussière dans l'ordinateur.

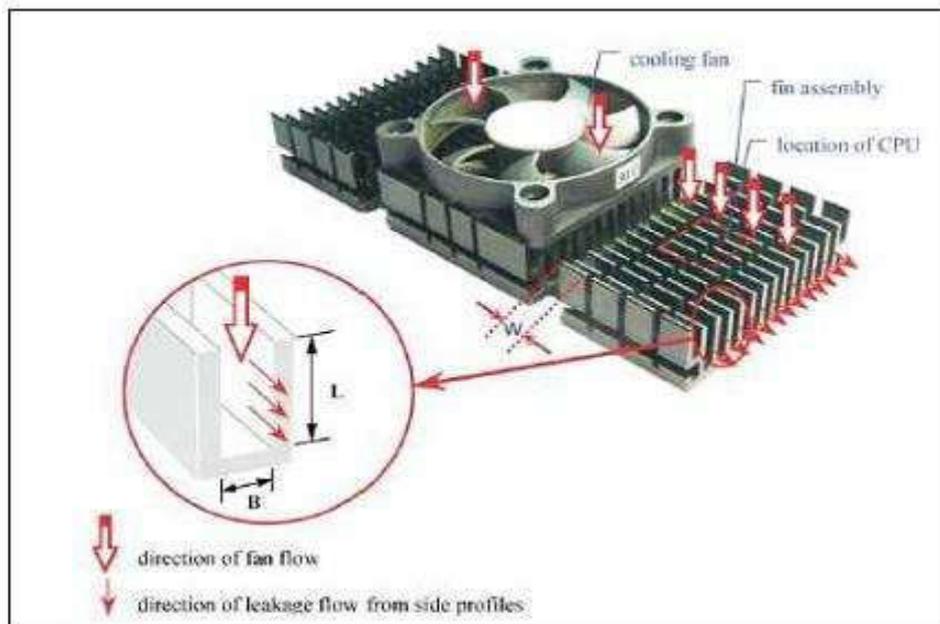


Fig II -2 : Configuration d'un ventirad [17]

S. W. Chang et al. [17] ont mené une étude expérimentale afin de déterminer les transferts de chaleur dans des canaux rectangulaires. Ces derniers sont fermés par deux parois opposées rugueuses, qui guident le passage de l'écoulement dans l'échangeur à ailettes placé sur des puces électroniques. Les mesures effectuées du transfert de chaleur au niveau des surfaces rugueuses montrent l'influence du facteur de forme L/B sur l'amélioration du coefficient de transfert moyen et local.

Les auteurs ont établi une loi empirique liant le nombre de Nusselt et le nombre de Reynolds faisant intervenir le facteur de forme L/B (figures II -3) :

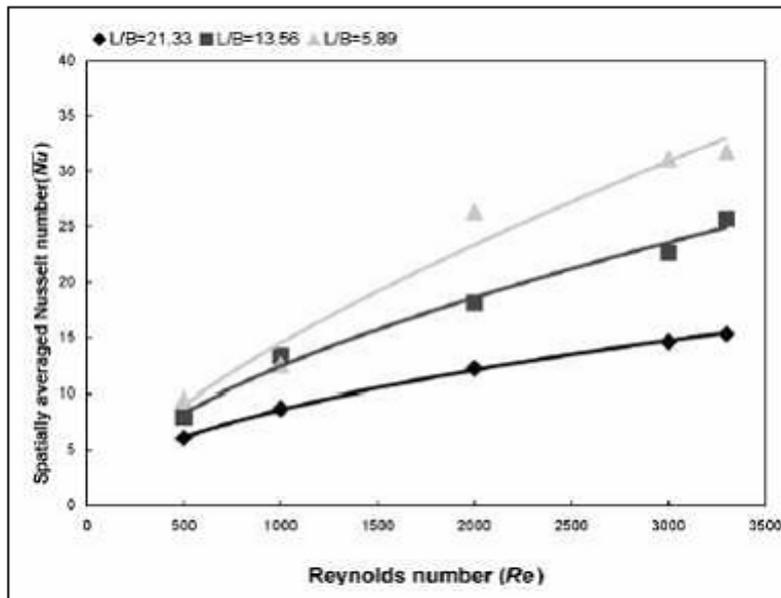


Fig II -3 : Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds [17]

a-2 Refroidissement passif

a-2-1 Refroidissement par radiateur (dissipateur)

Le refroidissement passif indique qu'aucune pièce mécanique n'est en mouvement. Un simple dissipateur (un radiateur) est fixé sur le composant à refroidir, afin d'augmenter la surface de contact avec l'air ambiant, et donc de faciliter la dissipation thermique (figureI-4). Il a été le premier système à être utilisé, au départ sur les microprocesseurs (par exemple le Pentium), à partir du moment où ils ont commencé à chauffer de manière trop importante. Son utilisation a évolué au fil du temps, pour refroidir certains processeurs graphiques, mémoire vive, ou encore les MOSFET sur la carte mère.

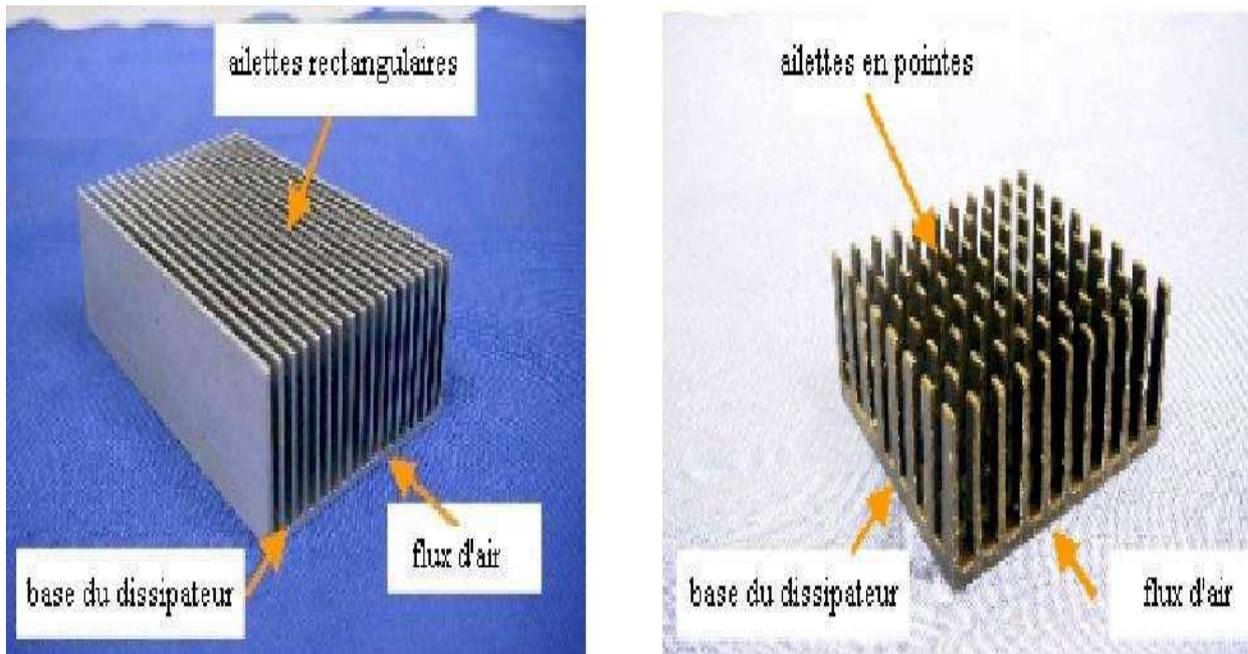


Fig II -4 : différents types de dissipateurs passifs [19]

Des recherches à la fois expérimentales et analytiques sur le transfert de chaleur au sein des dissipateurs poreux caractérisés par des conduits circulaires ont été menées par Zhang et Huang [20]. Ils ont démontré qu'une telle structure possède une résistance à l'écoulement environ dix fois moins grande qu'un empilement de sphères, tandis qu'elle permet un transfert de chaleur global similaire. À résistance à l'écoulement égale, le transfert de chaleur obtenu est grandement supérieur.

Z. Zhao [21] quant à lui, a établi une modélisation thermique d'un boîtier de réseau de communication à large bande partitionné en deux modules empilés. Une plaque de circuit imprimé (PCB) est à l'intérieur de chaque module où un paquet de 16 blocs TBGA est monté en surface sur le circuit imprimé. Un échangeur à ailettes est placé sur chaque TBGA. Deux ventilateurs sont montés à la sortie de l'écoulement pour aspirer l'air ambiant dans le système (figure II -5).

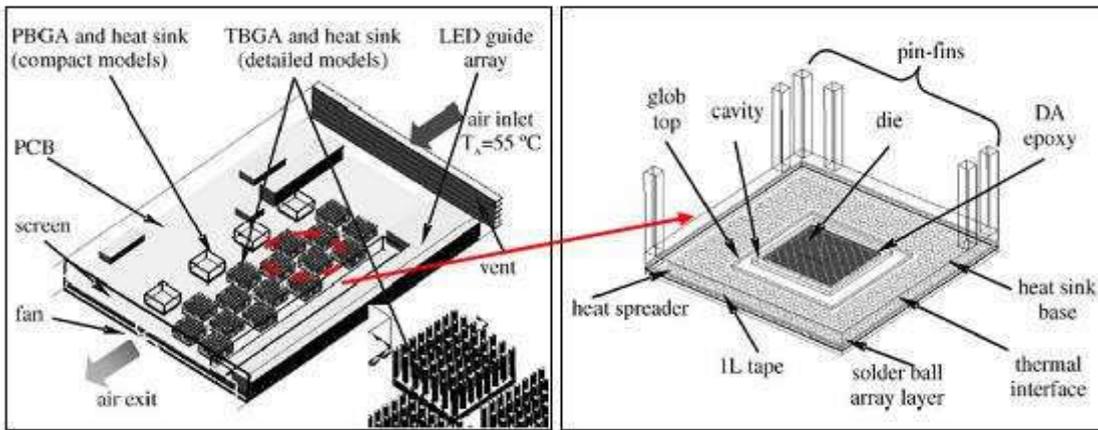


Fig II -5 : Schéma du module [21]

L'influence d'un ensemble de micro-ailettes sur le transfert de chaleur et la chute de pression a été analysée par Y. Peles et al. [22] qui ont en outre établi une expression simplifiée pour la résistance thermique totale et l'ont validée expérimentalement (figure II -6).

Il a été constaté que de très faibles résistances thermiques de contact sont obtenues en utilisant un échangeur à ailettes fines (figure II -7). Ils ont également montré que les valeurs de résistances thermiques sont comparables avec les données obtenues dans des microcanaux.

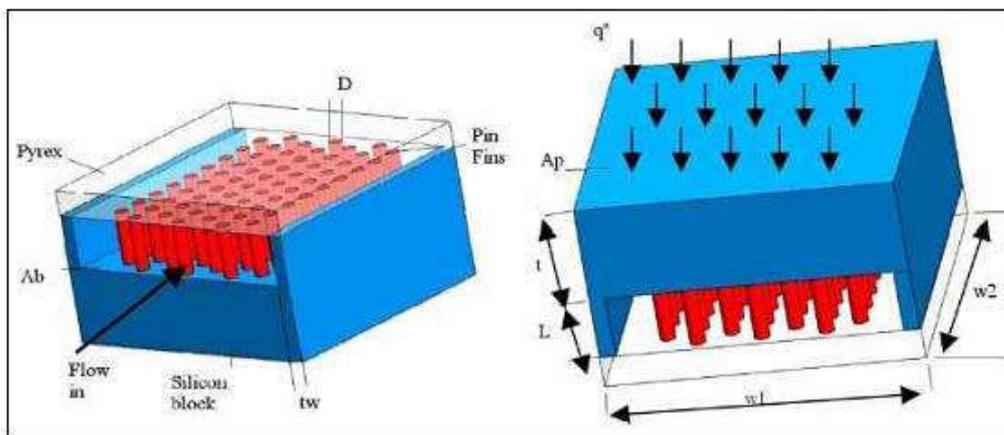


Fig. II -6 : Concept d'un échangeur à micro-ailettes [25]

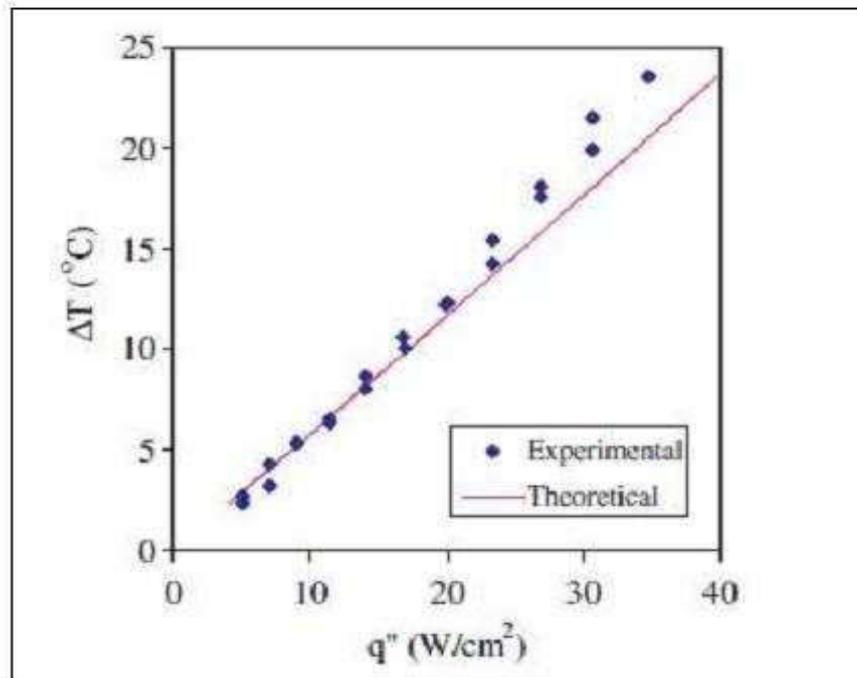


Fig. II -7 : évolution de la température en fonction du flux de chaleur [25]

3- c'est quoi un dissipateurs de chaleur

Dans les systèmes électroniques, un dissipateur de chaleur est un composant passif qui refroidit par un dispositif de dissipation de chaleur dans l'air environnant. Les dissipateurs de chaleur sont utilisés pour refroidir les composants électroniques tels que les dispositifs semi-conducteurs de haute puissance et les dispositifs optoélectroniques tels que la hausse des lasers de puissance et les diodes électroluminescentes (DEL). les dissipateurs de chaleur sont des échangeurs de chaleur tels que ceux utilisés dans la réfrigération des systèmes de climatisation et de l'air, ou le radiateur dans une automobile.

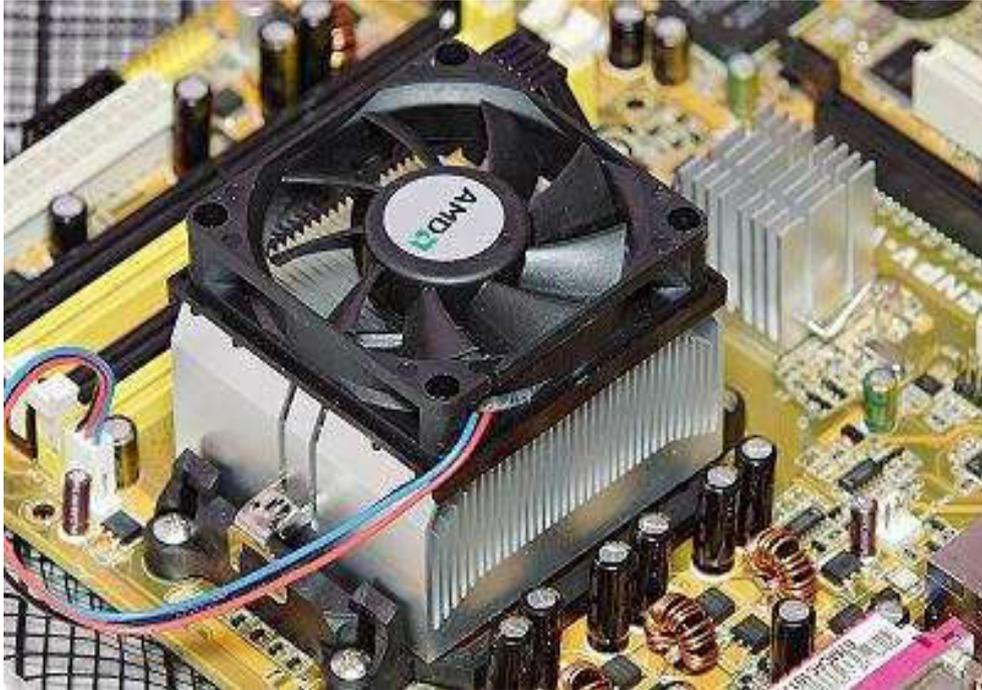


Figure II -8: Un refroidissement par un ventilateur dissipateur de chaleur sur le processeur d'un ordinateur personnel.

Un dissipateur de chaleur est conçu pour augmenter la surface en contact avec le fluide de refroidissement qui l'entoure, tel que l'air. La Vitesse de l'air approche, le choix des matériaux, de la nageoire (ou autre saillie) la conception et le traitement de surface sont quelques-uns des facteurs qui influent sur la performance thermique d'un dissipateur de chaleur. les dissipateurs de chaleur sont aussi utilisés pour refroidir les unités centrales des ordinateurs de traitement ou des processeurs graphiques . les méthodes de dissipation de chaleur de fixation et les matériaux d'interface thermique également affecter l'éventuelle filière de température du circuit intégré. adhésif thermique ou de la graisse thermique comble le vide d'air entre le dissipateur de chaleur et un dispositif pour améliorer sa performance thermique. Les méthodes théoriques, expérimentales et numériques peuvent être utilisées pour déterminer les performances thermiques d'un évier de chaleur.

4- principe de base du fonctionnement d'un dissipateur

Le dissipateur de chaleur est un objet qui transfère l'énergie thermique à partir d'une température plus élevée à un milieu fluide plus basse température. Le fluide est souvent l'air, mais peut aussi être l'eau ou dans le cas des échangeurs de chaleur, les gaz réfrigérants et l'huile. Si le milieu fluide est de l'eau, le dissipateur de chaleur est fréquemment appelés une plaque froide. Dans la thermodynamique un dissipateur de chaleur est un réservoir de chaleur qui peut absorber une quantité arbitraire de chaleur sans modifier sensiblement la température. les dissipateurs de chaleur pratiques pour les appareils électroniques doivent avoir une température supérieure à l'environnement pour transférer la chaleur par convection, rayonnement et la conduction.

Pour comprendre le principe d'un dissipateur de chaleur, pensez à la loi de Fourier de la conduction de la chaleur. Joseph Fourier était un mathématicien français qui a fait d'importantes contributions au traitement analytique de conduction de la chaleur, simplifiée à une forme à une dimension dans la direction x , montre que lorsqu'il ya un gradient de température dans un corps, la chaleur est transmise à partir de la région supérieure de température pour la région de température inférieure. La vitesse à laquelle la chaleur est transférée par conduction, q_k , Est proportionnelle au produit du gradient de température et de la surface en coupe transversale à travers laquelle la chaleur est transférée.

$$q_k = -KA \frac{dT}{dx}$$

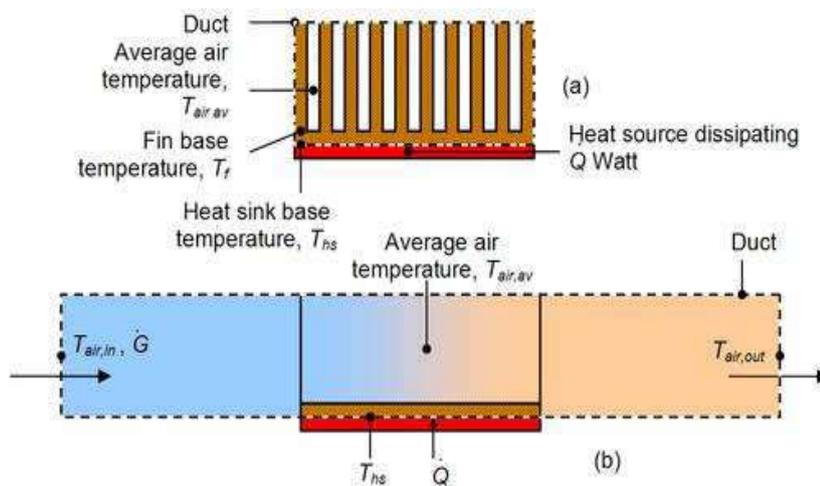


Figure II -9: un dissipateur de chaleur dans un conduit utilisé pour calculer les équations qui régissent de conservation de l'énergie et de la loi de Newton de refroidissement.

Pour examiner un dissipateur de chaleur dans un conduit, où l'air circule à travers le conduit, comme représenté sur la figure II -9. On suppose que la base du dissipateur thermique est plus élevée de la température de l'air. Application de la conservation de l'énergie, pour l'état d'équilibre, et la loi de Newton de refroidissement vers les ganglions de la température de la figure I-9 donne l'ensemble à la suite d'équations.

$$\dot{Q} = \dot{m}c_{p,in}(T_{air,out}-T_{air,in})$$

$$\dot{Q} = \frac{T_{hs}-T_{air,av}}{R_{hs}}$$

où

$$T_{air,av} = \frac{T_{air,out}+T_{air,in}}{2}$$

L'utilisation de la température moyenne de l'air est une hypothèse qui est valable pour les dissipateurs de chaleur relativement courte. Lorsque les échangeurs de chaleur compacts sont calculés, la température moyenne logarithmique de l'air est utilisée. \dot{m} est le débit massique d'air en kg / s.

Les équations ci-dessus montrent que

- Lorsque le débit d'air à travers le dissipateur de chaleur diminue, il en résulte dans l'augmentation de la température de l'air moyenne. Cela augmente la température de base du dissipateur de chaleur. Et en outre, la résistance thermique du dissipateur de chaleur vont également augmenter. Le résultat net est une température supérieure à dissipation de chaleur de base. L'augmentation de la résistance thermique dissipatrice de chaleur avec une diminution du débit sera montrée plus tard dans cet article.
- La température d'entrée d'air est fortement liée à la température de base du dissipateur de chaleur. Par exemple, s'il ya de recirculation d'air dans un produit, la température d'entrée d'air n'est pas la température de l'air ambiant. La température d'entrée d'air du

puits de chaleur est donc plus élevée, ce qui conduit également à une température de base de chaleur supérieur évier.

- S'il n'ya pas de circulation d'air autour du dissipateur de chaleur, de l'énergie ne peut pas être transférée.
- Un dissipateur de chaleur n'est pas un dispositif avec le "pouvoir magique pour absorber la chaleur comme une éponge et de l'envoyer à un univers parallèle".

La convection naturelle exige la libre circulation de l'air sur le dissipateur de chaleur. Si les ailerons ne sont pas alignés verticalement, ou si les broches sont trop rapprochées pour permettre l'écoulement d'air suffisant entre eux, l'efficacité du dissipateur de chaleur va diminuer.

5- Les facteurs de conception qui influent sur la performance thermique d'un dissipateur thermique

1) La résistance thermique

Pour les dispositifs semi-conducteurs utilisés dans une variété de produits électroniques grand public et industriels, l'idée de *résistance thermique* simplifie la sélection des dissipateurs de chaleur. Le flux de chaleur entre la matrice semi-conducteur et l'air ambiant est modélisée comme une série de résistances à l'écoulement de chaleur; il ya une résistance de la matrice pour le cas dispositif, de l'espèce au dissipateur de chaleur, et du dissipateur de chaleur vers l'atmosphère ambiante. La somme de ces résistances est la résistance thermique totale de la matrice à la température ambiante. La résistance thermique est définie comme l'élévation de température par unité de puissance, de manière analogue à la résistance électrique, et est exprimée en unités de degrés Kelvin par watt ($^{\circ}\text{K} / \text{W}$). Si le dispositif de dissipation de exprimée en watts est connu, et la résistance thermique totale est calculée, la montée en température de la filière au cours ambiante peut être calculée.

L'idée de la résistance thermique d'un dissipateur thermique semi-conducteur est une approximation. Il ne prend pas en compte la distribution non uniforme de la chaleur sur un dispositif ou le dissipateur thermique. Il ne modélise un système en équilibre thermique, et ne prend pas en compte l'évolution des températures avec le temps. Pas plus qu'il ne reflète la

non-linéarité de rayonnement et par convection à l'égard de l'élévation de température. Cependant, les fabricants sous forme de tableau des valeurs typiques de résistance thermique pour les dissipateurs de chaleur et dispositifs à semi-conducteurs, ce qui permet la sélection des dissipateurs de chaleur fabriqués commercialement à être simplifiée.

2) Matériaux

Les matériaux les plus communs de dissipation de chaleur sont des alliages d'aluminium. l'alliage d'aluminium 1050A a une des valeurs de conductivité thermique supérieur à 229 W / m K , mais est mécaniquement souple. Les alliages d'aluminium 6061 et 6063 sont couramment utilisés, avec des valeurs de conductivité thermique de 166 et 201 W / m K , respectivement. Les valeurs dépendent de la colère de l'alliage.

Le cuivre a environ deux fois la conductivité de l'aluminium, mais il est trois fois plus dense et, en fonction du marché, autour de quatre à six fois plus cher que l'aluminium. L'aluminium peut être extrudé, mais le cuivre ne peut pas. les dissipateurs de chaleur en cuivre sont usinés et biseautés. Une autre méthode de fabrication consiste à souder les ailettes dans la base du dissipateur thermique.

Le diamant est un autre matériau dissipateur de chaleur, et sa conductivité thermique de 2000 W/m K dépasse le cuivre cinq fois. Contrairement aux métaux, où la chaleur est conduite par des électrons délocalisés, vibrations du réseau sont responsables de diamant de conductivité thermique très élevée. Pour les applications de gestion thermique, la conductivité thermique exceptionnelle et de la diffusivité de diamant est un élément essentiel. Aujourd'hui le diamant synthétique est utilisé comme sous-montages pour haute puissance des circuits intégrés et les diodes laser.

Les matériaux composites peuvent être utilisés. Les exemples sont un cuivre-tungstène pseudoalloy, AlSiC (carbure de silicium en aluminium de matrice), Dymalloy (diamant dans une matrice en alliage de cuivre-argent), et E-Matériel (oxyde de béryllium dans le béryllium matrice). Ces matériaux sont souvent utilisés comme substrats pour les puces, car leur coefficient de dilatation thermique peut être adaptée à la céramique et les semi-conducteurs.

3) La résistance d'épandage

Un autre paramètre qui concerne la conductivité thermique du matériau dissipateur de chaleur se propage résistance. la Propagation de la résistance se produit lorsque l'énergie thermique est transférée à partir d'une petite zone à une zone plus vaste avec une substance ayant une conductivité thermique finie. Dans un puits de chaleur, ce qui signifie que la chaleur ne distribuer uniformément à travers la base du dissipateur de chaleur. Le phénomène de résistance d'étalement est représenté par la façon dont la chaleur se déplace de l'emplacement de la source de chaleur et provoque un gradient de température entre la source de chaleur et les bords de la dissipateur de chaleur. Cela signifie que certains ailerons sont à une température inférieure que si la source de chaleur ont été uniforme à travers la base du dissipateur de chaleur. Cette non-uniformité augmente l'efficacité du dissipateur de chaleur de la résistance thermique.

À diminuer la résistance étalement dans la base d'un dissipateur de chaleur:

- Augmenter l'épaisseur de base.
- Choisissez un matériau différent avec une meilleure conductivité thermique
- Utilisation d'une chambre de vapeur ou caloduc dans la base dissipateur de chaleur.

Chapitre III :
Résultats et interprétation

I. Objectifs et définition du problème

Avec la montée en puissance des processeurs, le dégagement de chaleur est rapidement devenu un facteur limitant. Cette chaleur doit impérativement être évacuée pour éviter de causer des dommages irréparables au processeur.

Dans ce but, nous venons de concrétiser cette étude thermique d'un dissipateur thermique dédié à un tel système électronique (exemple d'un processeur d'un pc dell), cette étude qui a pour objectif d'étudier et analyser les différents paramètres influant sur le rendement des dissipateur thermique afin de pouvoir développer les performances des dissipateur dans le monde industriel ainsi que traité les problèmes lié au mécanisme d'évacuation de chaleur dans les composant électroniques. Pendant le déroulement de notre étude en a passé par les principales étapes suivantes :

- Définir l'importance de la dissipation thermique dans les composants électroniques.
- Créer une géométrie d'un dissipateur thermique (plus proche de la réalité), a l'aide du logiciel ABAQUS.
- Définir les différentes conditions aux limites nécessaires pour la simulation (via un régime stationnaire).
- Lancer l'analyse et tracer les graphes.

Le but de cette analyse consiste a déterminé les paramètres influençant sur le rendement du dissipateur thermique :

- Le matériau de fabrication.
- La nature de convection.
- La Géométrie du dissipateur (épaisseur, nombre d'ailette)
- Type des ailettes (circulaire, rectangulaire)..

II. Présentation du code de calcul

Les simulations des déformations thermiques ont été réalisées à l'aide du code en éléments finis "ABAQUS 6.14-5".

La méthode des éléments finis est un moyen d'étude très utilisé actuellement ; elle consiste à calculer, après division d'un système en éléments, les variables inconnues pour transformer les équations aux dérivées partielles en équations algébriques. Ces équations peuvent

modéliser, moyennant des hypothèses simplificatrices, les problèmes de la mécanique des solides.

Pour mener notre étude par modélisation numérique, on a utilisé le logiciel numérique ABAQUS, qui est l'un des codes de calcul, basé sur la méthode d'éléments finis.

Le logiciel « ABAQUS » comprend plusieurs composantes telles que : With CFD Model, With Standard/Explicit Model. Chaque composante est destinée à l'un des domaines d'ingénierie, et son choix met automatiquement à la disposition de l'utilisateur les processus adéquats (type d'élément, conditions aux limites, tracés,...etc.).

Dans notre analyse, on a utilisé les modules static general et heat transfer dans ABAQUS With Standard/Explicit Model, qui permet de traiter la majorité des problèmes de mécanique et des transferts de chaleur. Il offre des outils puissants pour l'analyse en deux et trois dimensions, On trouve dans le manuel d'aide de « ABAQUS » toutes les instructions qui permettent son exploitation à travers son interface utilisateur graphique "Graphical User Interface" ainsi que toute la documentation nécessaire. de nombreux processus de calcul sont disponibles dans ce code et chaque processus est une sorte d'ensemble de fonctions qui effectuent une tâche spécifique.

III. Description du model

1- Le modèle géométrique

Le modèle N°1 conçu est un dissipateur de chaleur de 7 ailettes utilisée dans les microprocesseurs des ordinateurs, on peut même le trouver dans d'autres équipements électroniques. Les dimensions de ce modèle sont représentées sur la figure (3.1).

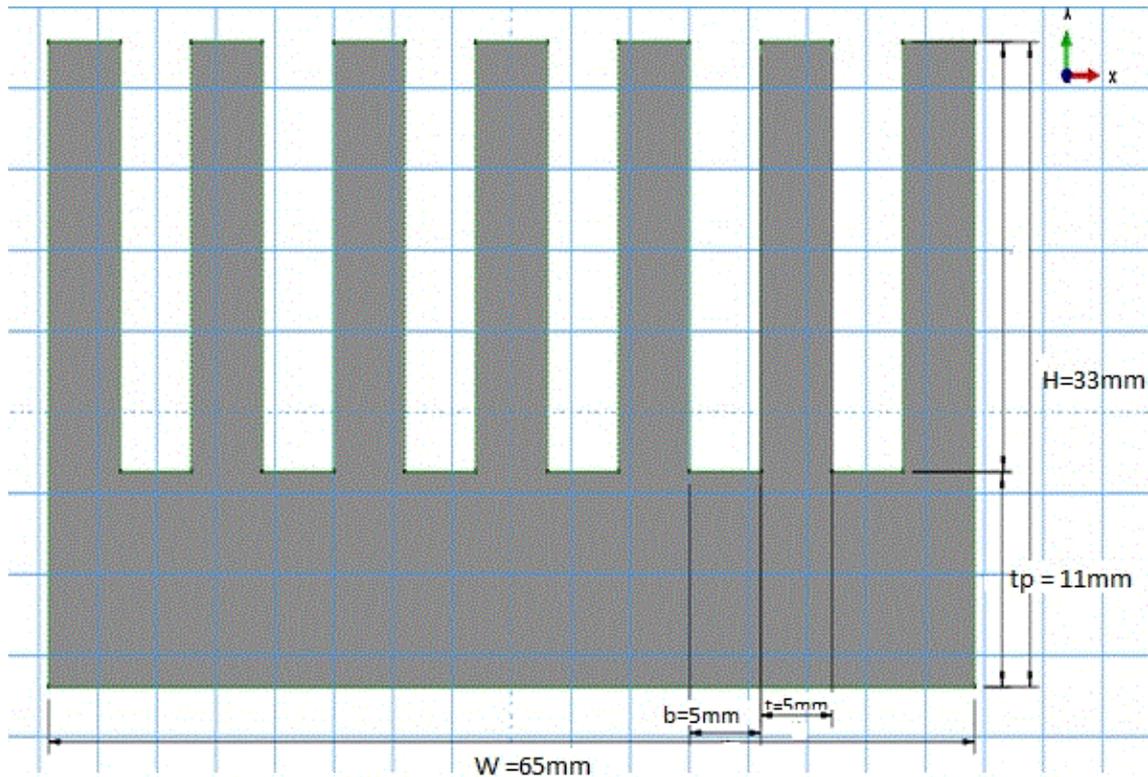


Fig3.1 : dimension de la géométrie N°1 du dissipateur.

2- Modèles étudiés

Dans cette étude, nous allons traiter l'influence de plusieurs paramètres sur le rendement thermique des dissipateurs à savoir : la nature du matériau, le mode de convection thermique, le choix de la géométrie et la source de chaleur dissipée.

Etude des cas

➤ Cas 01- influence du matériau du dissipateur :

Dans le modèle de la géométrie N°1 on a travaillé sur quatre types de matériaux dont la conductivité thermique et la masse volumique sont cités dans le tableau (3.1).

a. Les ailettes

Les parois des ailettes sont construites de ces 4 matériaux, dont le coefficient de convection thermique est $h=10 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ (où la convection est naturelle) tableau(3.2). Tandis que la température ambiante est $T=293 \text{ K}$ (Fig3.2), et la température initiale du dissipateur est $T=296 \text{ K}$. (Fig3.3).

b. La source de chaleur

Dans ce cas la source de chaleur se trouve au niveau de la base du dissipateur dont la quelle on a imposé un flux thermique varie de $\phi=1$ à 2 W (en a considéré que le flux est appliqué sur toute la base de surface $S=L*W$ (Fig3.4).

Matériau	Conductivité thermique $\lambda(\text{W/m}.\text{°K})$	Masse volumique (Kg/m^3)
aluminium	235	2710
cuivre	400	8930
CarbAl	425	2700
Composite	370	1897

Tableau 3.1 : les paramètres des propriétés des matériaux à $T=293\text{K}$

Nature de convection	Valeur h ($\text{W}.\text{m}^{-2}.\text{K}^{-1}$)
convection libre (air)	5 – 25
convection libre (eau)	100 – 900
convection forcée (air)	10 – 500
convection forcée (eau)	100 – 15 000
convection forcée (huile)	50 – 2 000
convection forcée (métaux fondus)	6 000 – 120 000
convection forcée (eau bouillante)	2 500 - 25 000
Condensation de vapeur d'eau	50 000 - 100 000

Tableau 3.2 : Ordres de grandeur du coefficient h ($\text{W}.\text{m}^{-2}.\text{K}^{-1}$)

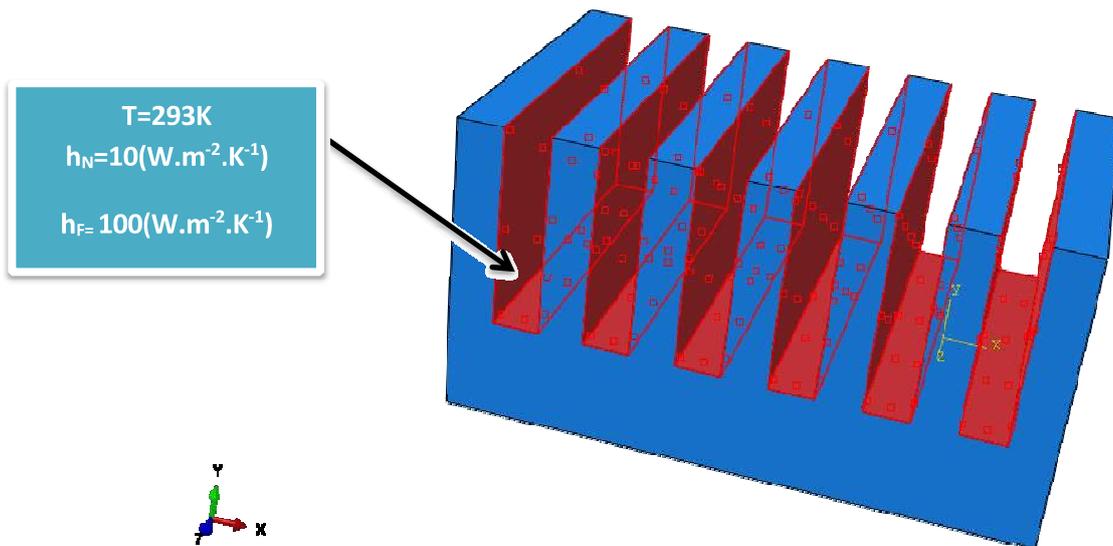


Fig3.2 : conditions aux limites appliquées sur les ailettes.

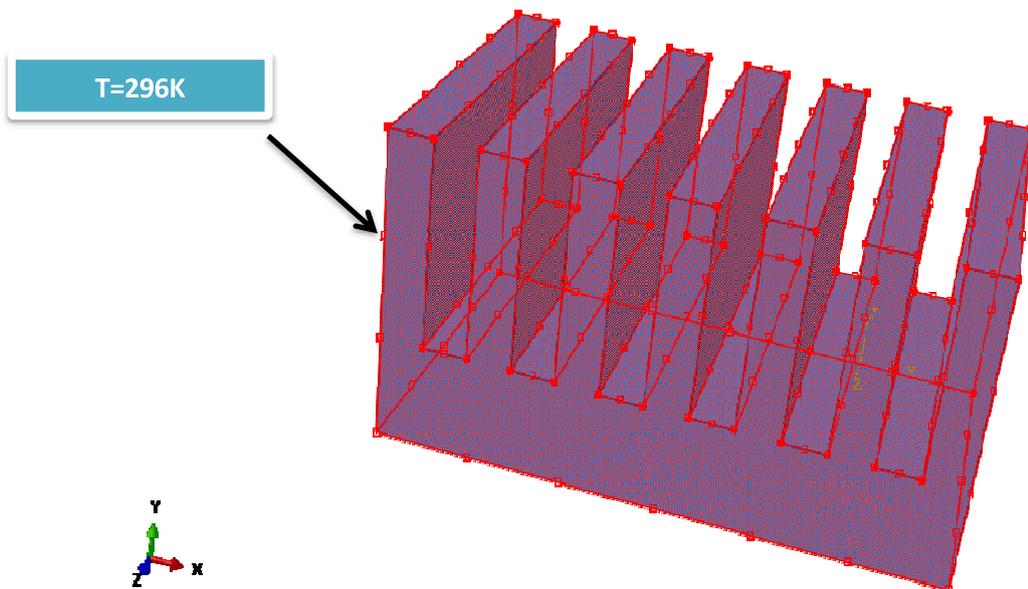


Fig3.3 : conditions aux limites appliquées sur le dissipateur.

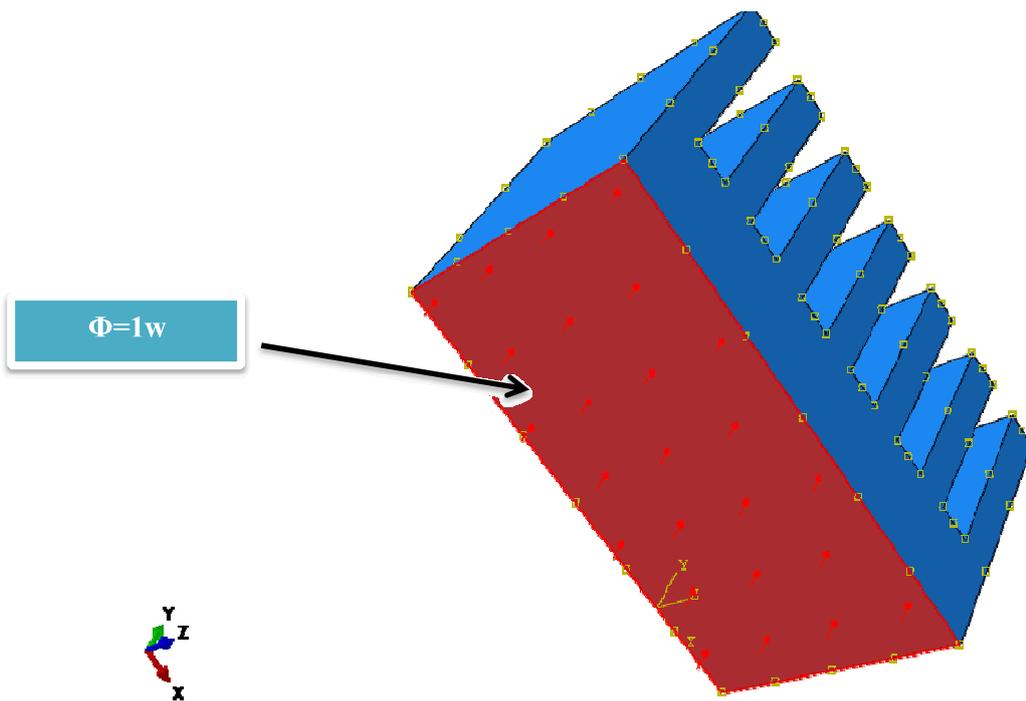


Fig3.4 : conditions aux limites appliquées sur la base du dissipateur.

➤ **Cas 02- influence du mode de transfert de chaleur :**

Le deuxième cas simulé consiste à étudier l'influence de la nature de la convection thermique (naturel ou forcé) définie par le coefficient de chaleur convectif (h) sur la dissipation thermique.

➤ **Cas 03- influence des paramètres géométriques du dissipateur :**

Dans cette troisième étude cas nous allons simuler un dissipateur en **CarbAI** qui paraît optimum (discuté ci-dessous dans la partie interprétation), avec un coefficient de convection thermique $h=100 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°K}$ en convection forcée.

Pour étudier l'influence de la géométrie du dissipateur thermique sur le transfert global nous avons essayé de varier les paramètres principaux tels que l'épaisseur de la base du dissipateur ainsi que le nombre des ailettes constituant le dissipateur thermique.

3- Maillage de la géométrie :

La méthode des éléments finis repose sur un découpage de l'espace selon un maillage. D'habitude l'on choisit un maillage carré ou triangulaire mais rien n'interdit de choisir des maillages plus complexes. Il n'est pas non plus nécessaire que le maillage soit régulier et l'on a tendance à resserrer le maillage près des endroits d'intérêts (par exemple aux endroits où l'on pense que la solution va beaucoup varier), cependant il faut veiller à avoir des éléments faiblement distordus (se rapprocher d'un polygone régulier). Plus ce maillage est resserré plus la solution que l'on obtient par la méthode des éléments finis sera précise et proche de la « vraie » solution de l'équation aux dérivés partielles.

Même si une structure géométriquement complexes peuvent être maillées avec des éléments tétraédriques, elles mai exigent de nombreux éléments et que mai conduire à l'échec parce que la simulation des ressources informatiques. Même un volume de forme régulière mai exigent de nombreux éléments tétraédriques si elle a un ratio très grand aspect. Ici, les éléments hexaédres ou d'un coin serait un meilleur choix. (Figure 3.5) "Objet avec un aspect ratio Large", illustre cette différence. Il montre que le nombre d'éléments tétraédrique (a) est beaucoup plus grand que le nombre d'éléments hexaédrique (b), si une densité de maillage similaire est maintenue sur la section transversale.

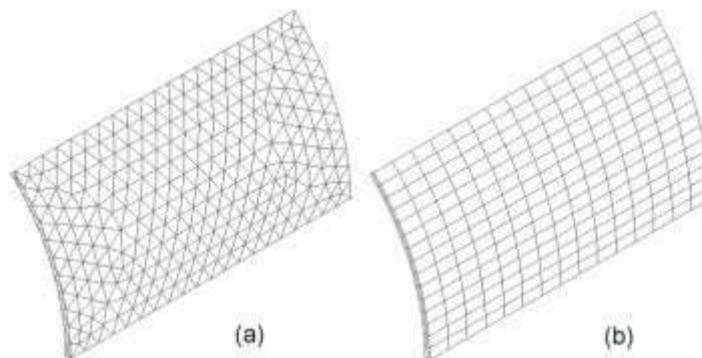


Fig 3.5 a) éléments tétraédrique, b) éléments hexaédrique

Pour la modélisation en trois dimensions des déformations thermique nous avons utilisés des éléments hexaédriques avec des nœuds linéaires. L'élément est défini par dix nœuds ayant trois degrés de liberté à chaque nœud: la traduction dans les z nodale x, y et les directions. La géométrie, la position des nœuds, et le système de coordonnées pour cet élément sont indiqués dans la (Figure 3.6).

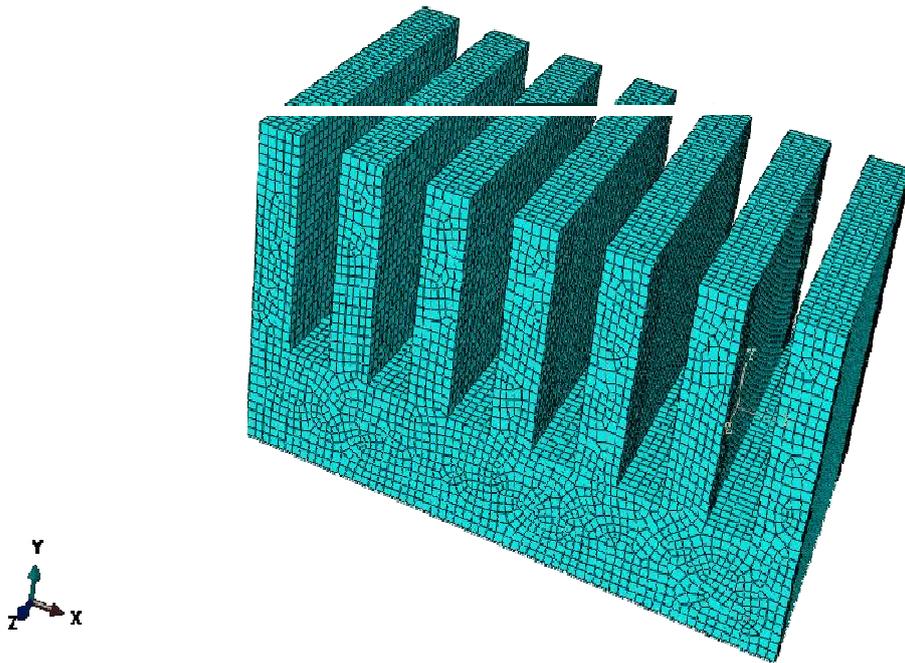


Fig3.6: maillage de la géométrie.

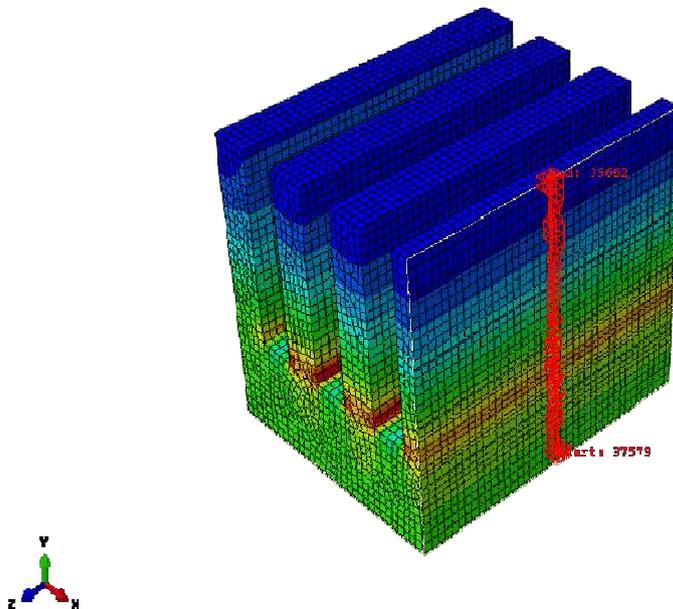


Fig3.7: création du path sur la géométrie.

IV Résultat et interprétation

Cas01 :

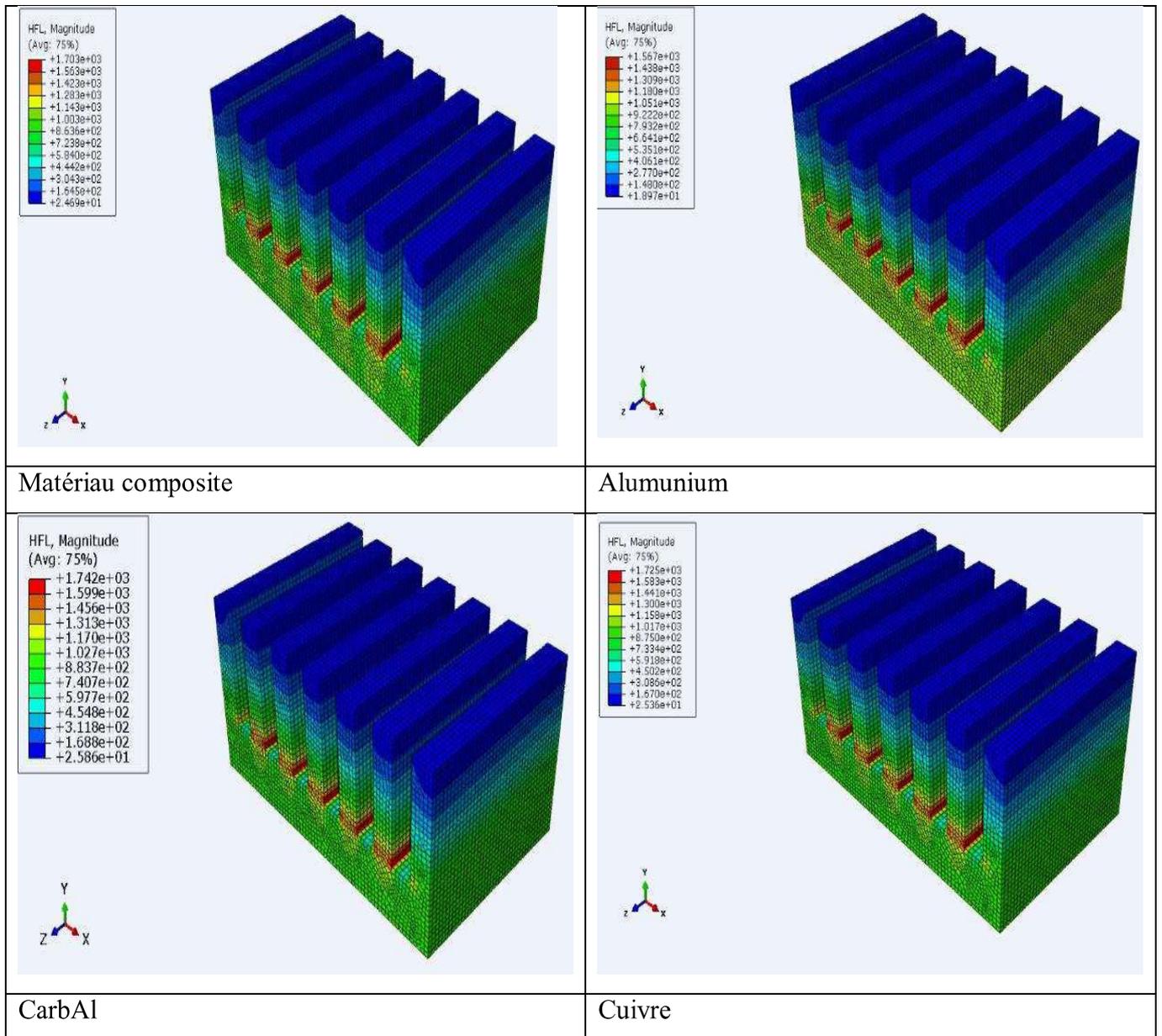


Fig3.8: répartition du flux de chaleur sur le dissipateur pour plusieurs matériaux en convection naturelle.

La figure 3.8 représente le distribution du flux thermique de notre dissipateur pour les quartes matériaux utilisées, il est très claire que le flux est beaucoup plus important sur la partie inférieure du dissipateur ou se trouve la source de chaleur et plus précisément au centre, cette source se dissipe sur la partie supérieure et disparaît sur les ailettes.

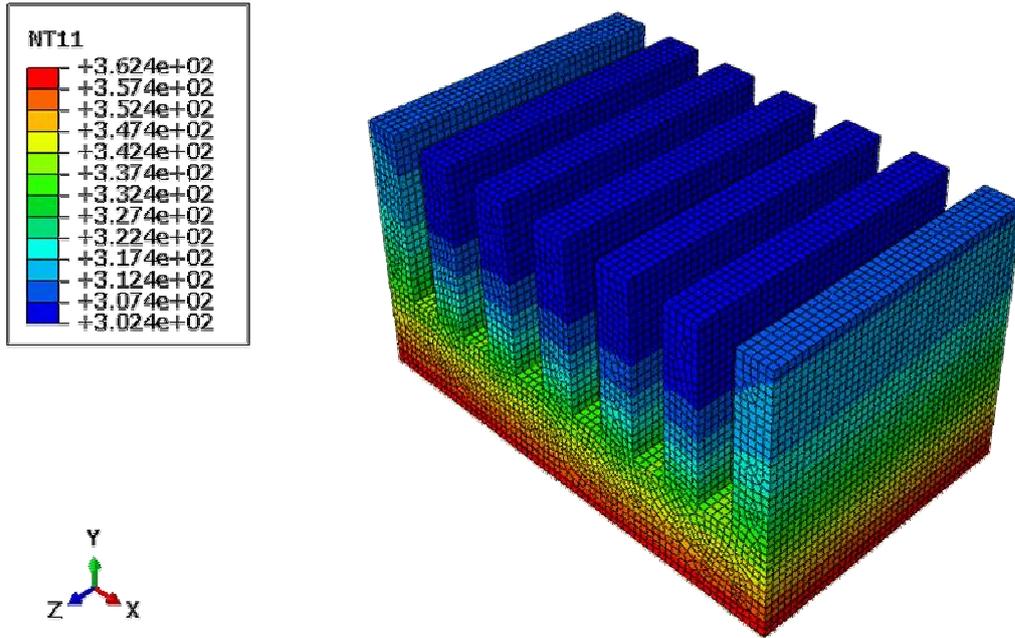


Fig3.9: répartition de la température sur le dissipateur (le matériau est le Carbal).

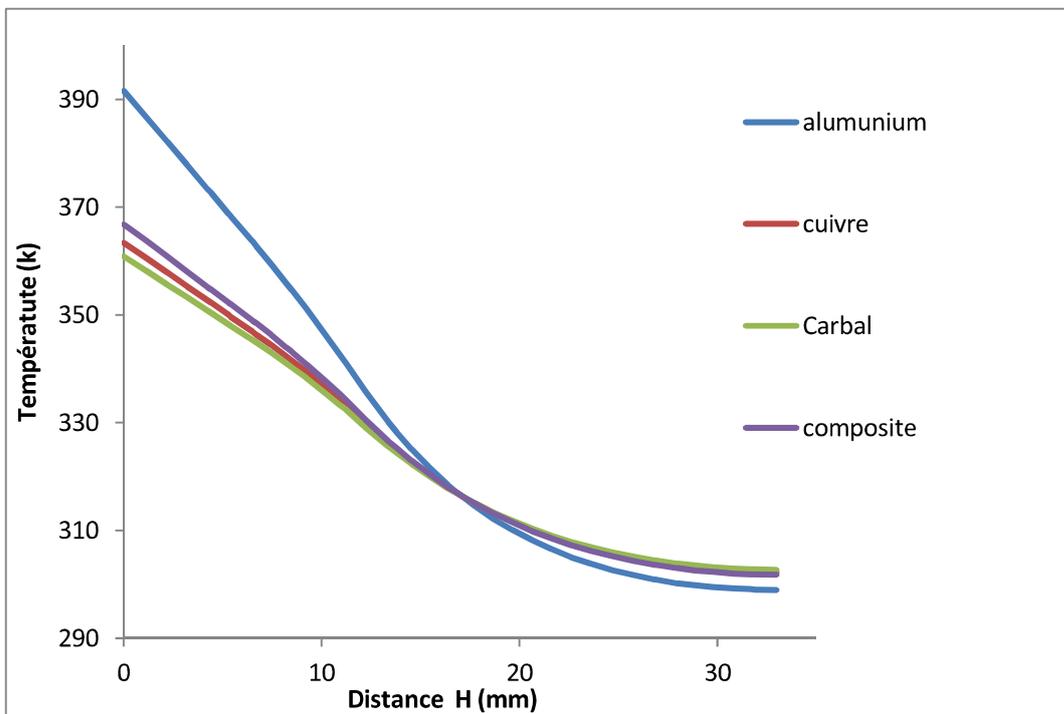


Fig3.10: Évolution de la température au long de la distance H du dissipateur pour plusieurs matériaux en convection naturel.

la courbe illustrée sur la figure 3.10 représente la variation de la température suivant la distance H (hauteur du dissipateur) pour quatre matériaux différents et une source de chaleur constante de 1w, appliquée sur la partie inférieure du dissipateur, la courbe à une allure descendante.

Nous constatons que la différence de température est plus importante pour un dissipateur en Aluminium et atteint la valeur 391,604°K, cette différence de température diminue pour un dissipateur en CarbAl et sa valeur est de 360,856 °K, cela est expliqué par la relation inversement proportionnelle entre la conductivité thermique du matériau et de la différence de température. La diminution de la conductivité thermique du matériau, provoque l'échauffement du dissipateur et par la suite la nécessité d'un système de refroidissement plus performant.

Cette résultat nous mène à déterminer l'influence du type du matériau du dissipateur sur la distribution de la température, autrement dit sur le rendement du dissipateur. En comparant les 4 matériaux utilisé on constate que le CarbAl et le matériau composite possède des meilleures conductivités thermique ce qui leur permettent d'assurer un bon transfert thermique et garantie le refroidissement du dissipateur par évacuation thermique, mais d'une autre part du côté de commercialisation et du coût le CarbAl est plus léger que le cuivre car il possède une masse volumique similaire que celle de l'aluminium par contre il est plus conductive que les trois autres matériaux ($\lambda=425 \text{ W/m.}^\circ\text{K}$). le matériau composite est aussi un matériau optimum pour la fabrication des dissipateur car il possède une meilleur conductivité thermique ($\lambda=400 \text{ W/m.}^\circ\text{K}$), et sa masse volumique est la plus basse par rapport aux autres (il pèse que 70% de la masse volumique de l'aluminium).

Pour les résultats qui suit, on a choisi de garder un seul matériau qui paraît le plus optimum des trois côtés (thermique, mécanique commercialisation), c'est le CarbAl (ce matériau est un alliage de 20% de d'aluminium et 80% du deux matériaux dérivés du carbone).

Cas02 :

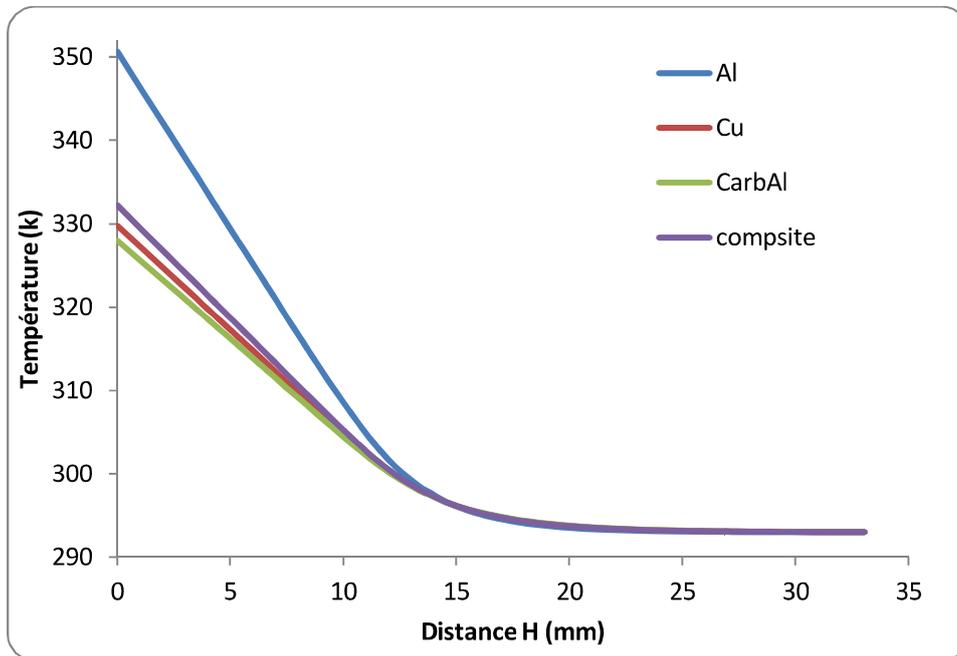


Fig3.11: Évolution de la température au long de la distance H du dissipateur pour plusieurs matériaux en convection forcée.

La courbe illustrée sur la figure 3.11 représente l'évolution de la température en fonction de la distance longitudinale H, Nous constatons que la variation du flux de chaleur suivant la distance H des deux façades inférieure et supérieure à la même allure descendante pour une source de chaleur appliquée sur la partie inférieure du dissipateur. dans ce cas en a augmenté la valeur le coefficient de transfert à $h=100 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ (tableau3.2), cette valeur élevée de h signifie que la nature convection est forcée (par un ventilateur par exemple).

En voit que l'ordre d'écart de température entre les 4 matériaux reste le même que celui en convection naturel ($h=10 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$), l'ordre de classement descendant est comme suit : Al-composite-Cu-CarbAl (de la grande valeur de ΔT à la plus petite valeur), mais en remarque que cette différence de température est moins faible que celle de la convection naturel. pour un même matériau le ΔT en convection naturelle est de valeur moins faible que celui de la convection forcée. Par exemple le CarbAl en convection naturel atteint la valeur $T=360,856 \text{ }^\circ\text{k}$, et sa valeur diminue jusqu'à $T=327,99^\circ\text{k}$ en convection forcée.

Ces résultats nous mènent à déterminer l'influence de la nature de convection sur le rendement du dissipateur thermique.

Pour assurer un bon refroidissement dans les composants électroniques il est recommandé d'installer des générateurs d'écoulement d'air tels que les ventilateurs dont le but est de renforcer la convection, c'est le cas des dissipateurs actifs.

Cas03 :

a) Influence de l'épaisseur de la base t_p

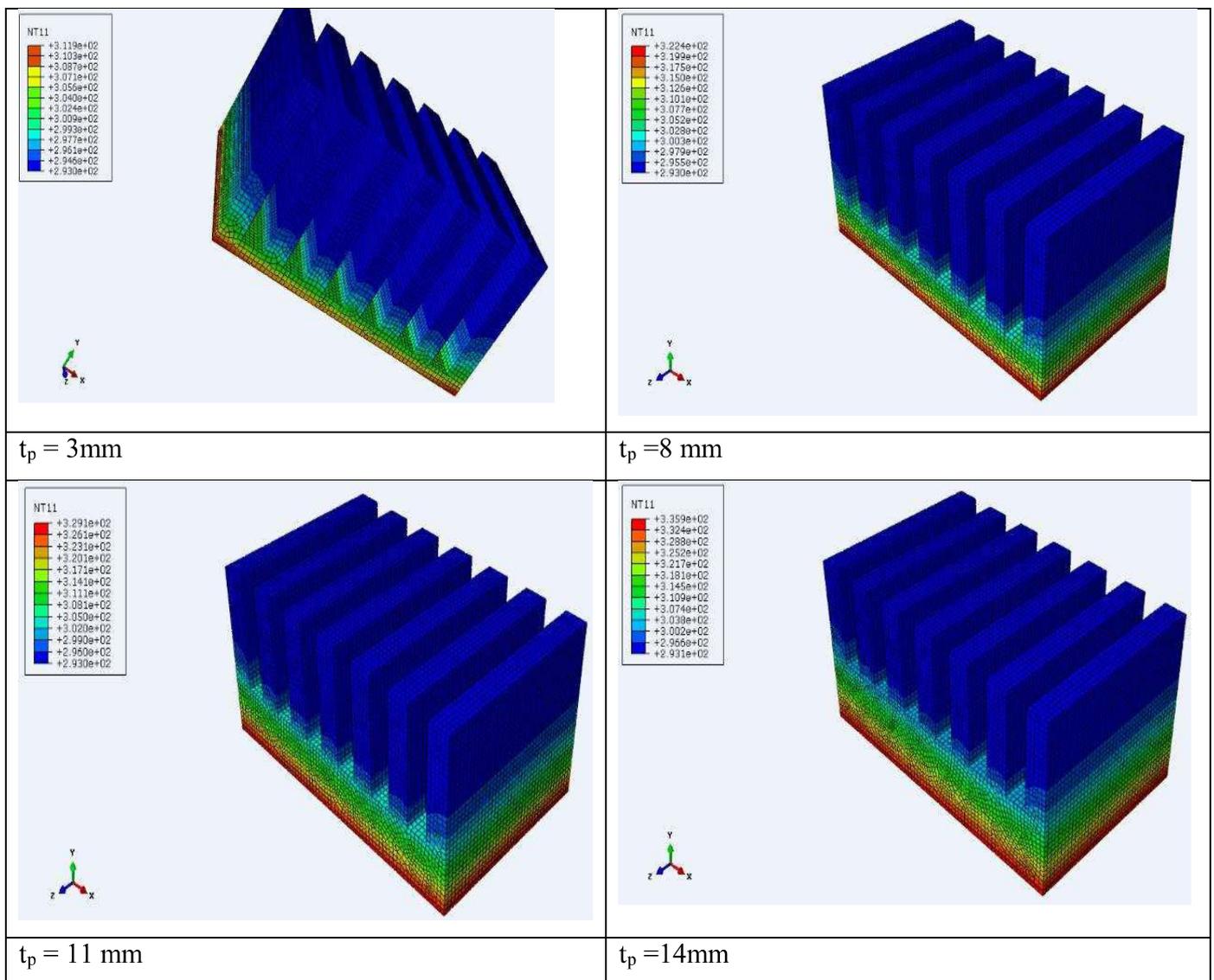


Fig.12: répartition de la température au long de la distance H du dissipateur pour plusieurs épaisseurs de base t_p .

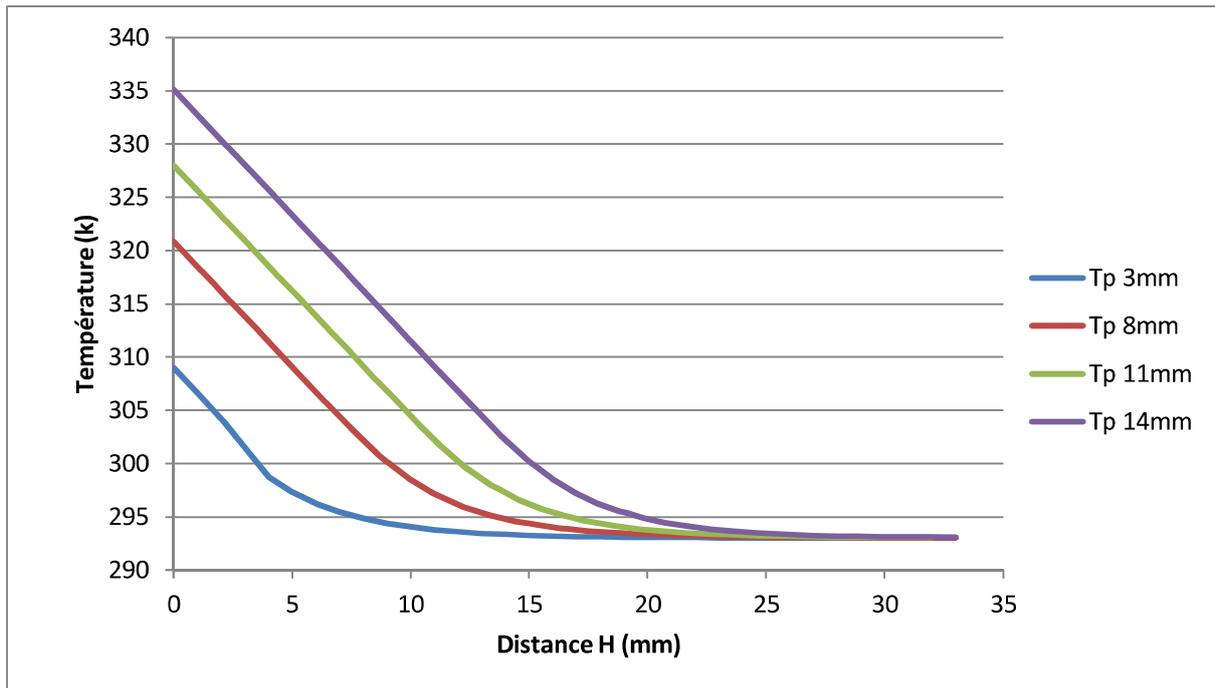


Fig3.13: variation de la température au long de la distance H du dissipateur pour plusieurs épaisseurs de base t_p .

La figure 3.13 illustre la variation de la température le long de la distance H pour de différentes épaisseurs qui varie de 3mm à 14mm .En constate que la différence de température est moins faible par rapport aux épaisseurs de faibles valeurs, donc en constate qu'il y avait une relation inversement proportionnelle entre la différence de température ΔT et l'épaisseur

t_p , cela est traduit par la relation de la loi de la résistance thermique en conduction $R = \frac{e}{\lambda S}$

, tel que « e » est le même épaisseur t_p , plus que sa valeur diminue plus que la résistance au transfert thermique R diminue ce qui va augmenter la valeur de flux thermique donné par la

$$\text{loi } \Phi = \lambda \cdot S \cdot \frac{T_2 - T_1}{e}$$

Donc la quantité de chaleur échangée en fonction de temps est plus considérable avec des épaisseurs de faibles valeurs, l'influence de ces faibles valeurs d'épaisseur est de garantir une bonne évacuation de chaleur par conduction à travers la base et les ailettes du dissipateur et par convection à travers les ailettes qui sont en contact directe avec l'air ambiant.

b) influence du nombre d'ailettes

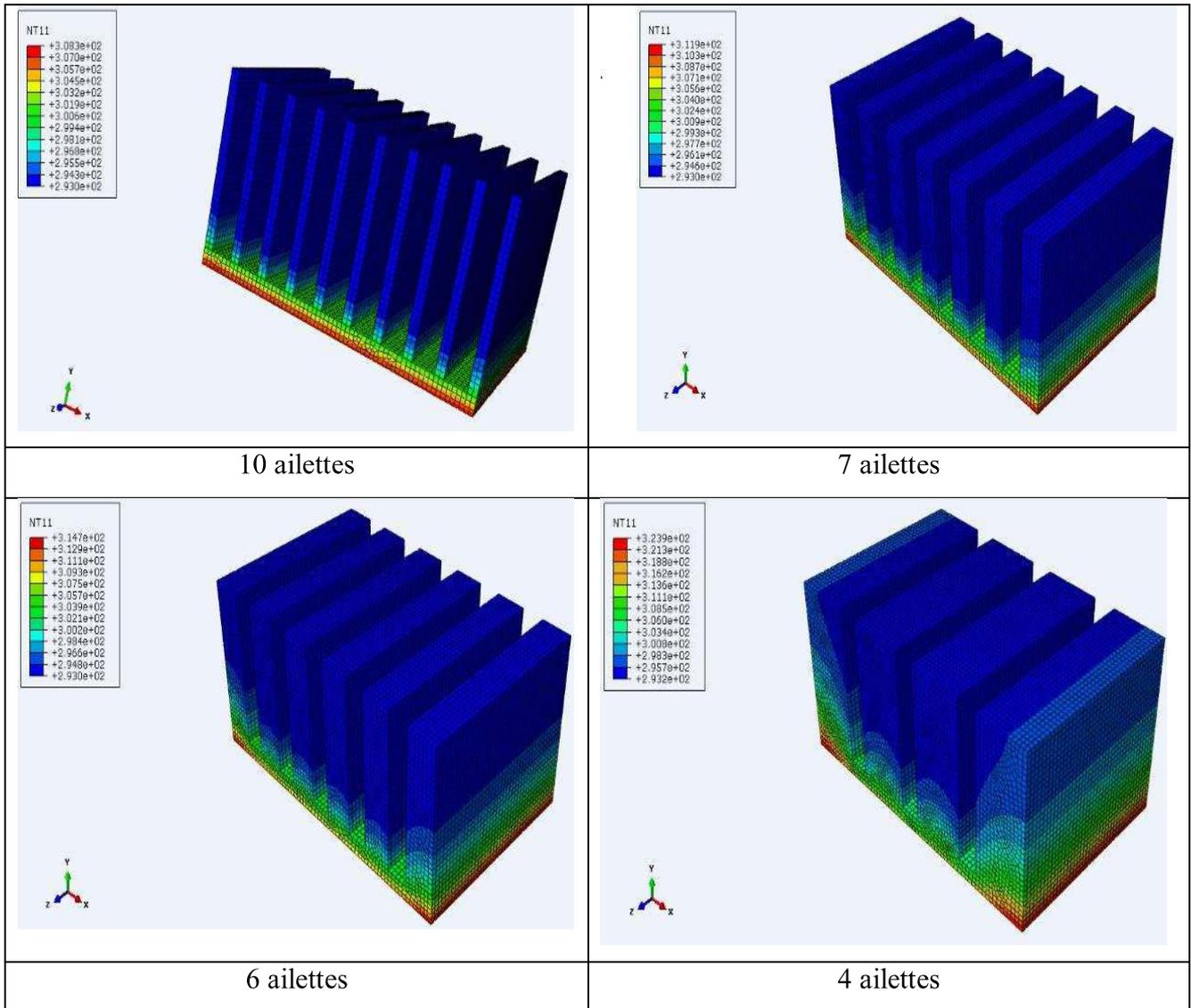


Fig3.14 : répartition de la température au long de la distance H du dissipateur pour plusieurs nombre d'ailettes.

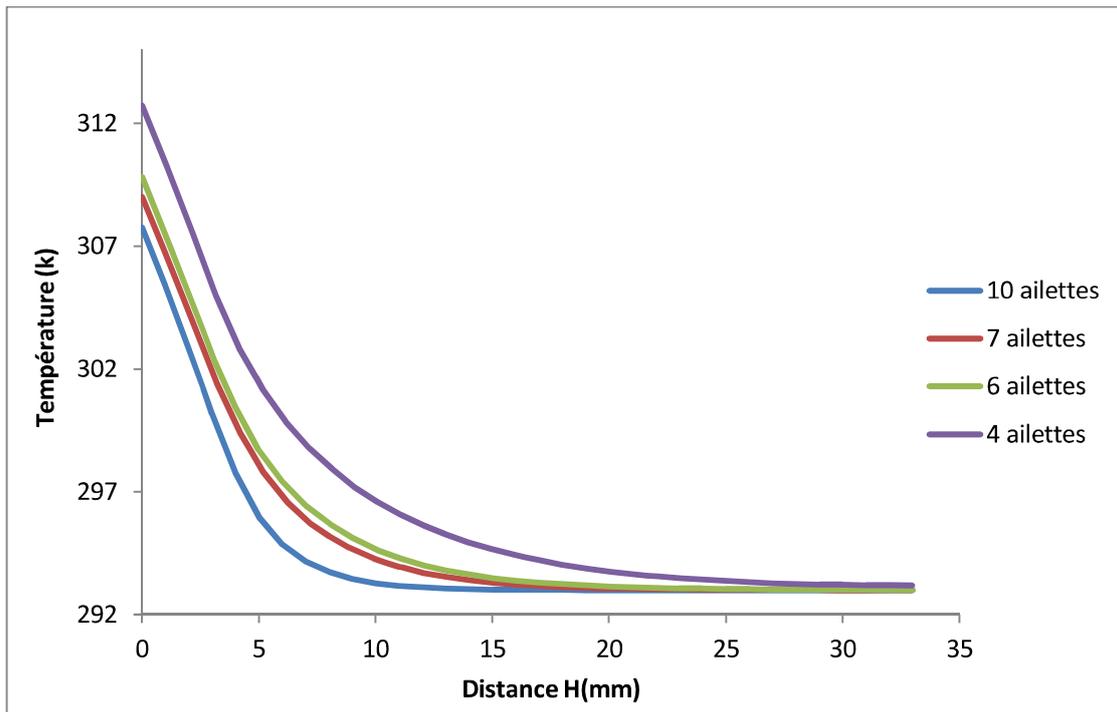


Fig3.15 : variation de la température au long de la distance H du dissipateur pour plusieurs nombre d'ailettes.

La figure 3.15 illustre la variation de la température le long de la distance H pour de différentes nombre d'ailettes qui varie de 4 à 10 ailettes .En constate que la différence de température est moins faible par rapport aux nombre d'ailettes plus élevé, donc en constate qu'il y avait une relation inversement proportionnelle entre la différence de température ΔT et le nombre d'ailettes (plus qu'en augmente le nombre d'ailettes du dissipateur plus le ΔT diminue).

La chaleur ne se transmet pas facilement à l'air à cause de sa faible conductivité thermique c'est la raison pour laquelle qui nous en fait augmenté le nombre d'ailettes qui vas assurer une surface d'échange thermique plus importante avec l'air en convection forcée, cette méthode permet une meilleure dissipation thermique.

Conclusion générale

La miniaturisation des matériels électroniques conduit à des densités de flux très importantes avec des températures de jonction à maintenir à des niveaux toujours aussi faibles : le problème est difficile.

L'évacuation de la chaleur est un problème capital, l'objectif du refroidissement des équipements électroniques est de maintenir la température de chaque élément à sa température nominale de fonctionnement; L'installation d'un dissipateur thermique est parmi les solutions les plus connus dans le monde industriel.

Notre étude nous a permis de faire une recherche approfondie sur ce moyen de refroidissement (dissipateur) et de réaliser quelques simulations numériques sur un modèle en passant par l'apprentissage du code de calcul ABAQUS.

La simulation réalisée nous mène à bien déterminer les différents paramètres influençant sur le rendement du dissipateur lors de son fonctionnement.

Les résultats illustrés de la simulation sont acceptables et plus proches de la théorie. Finalement et suite aux résultats de simulations et analyse thermique, on peut recommander un modèle d'une géométrie du dissipateur qui semble optimum en se basant sur les principaux paramètres étudiés (matériau constituant le dissipateur ainsi que son coût commercial, le mode de transfert de la chaleur, les paramètres géométriques).

Bibliographie :

- [1] Baviere, R. *Etude de l'Hydrodynamique et des Transferts de Chaleur dans des Microcanaux. Phdthesis Université Joseph-Fourier - Grenoble I (2005). Dissipation thermique dans les composants/systèmes électroniques (Réalisation : AREELIS Technologies LUSAC (Laboratoire Universitaire des Sciences Appliquées de Cherbourg)*
- [2] Ana Maria Bianchi, Yves., Jacqueline Etay. *Transfert thermique 2004 première édition, presses polytechnique et universitaire romande CH-1015lausanne*
- [3] Dimitri Molle, Pierre-Manuel Patry. *RT 2012 et RT existant: Réglementation thermique et efficacité énergétique. Éditions Eyrolles, 15 sept. 2011.*
- [4] Michel Dubesset, *Le manuel du Système International d'unités - Lexique et conversions, Éd. Technip, 2000*
- [5] *cours transfert thermique -conduction thermique réaliser par Dr : belhamiani*
- [6]. LUCQUIN B, PIRONNEAU O, *Introduction au Calcul Scientifique Masson 1997. Introduction to Scientific Computing for Engineers (Wiley). (Traduit du francais) 1998.*
- [7]. JEANNOT Y, *cours transfert thermique cours 2ème année , Ecole des mines, Nancy, France 2009.*
- [8] *cour conduction sur site web-www.almohandiss.com.*
- [9] *cours rayonnement sur site web-www.almohandiss.com.*
- [10] S. Kakaç, H. Yurucu, and K.A. Hijikata, *Cooling of Electronic Systems, Kluwer Academic Publishers, Massachusetts, 1994.*
- [11] M.M. Mohammed, *Air cooling characteristics of uniform square modules array for electronic device heat sink, J. App. Thermal Engineering, 26, pages: 486-493, 2006.*
- [12] M. Rebay, S. Kakaç , R. Ben Maad , J. Padet, *Experimental Evaluation of the Heat Transfer Coefficient in Electronic Air-Cooling, Int. Journal of Transport Phenomena, Vol. 11, pages :185-196, 2009.*
- [13] M. K.Subha, R. M. John, *Optimization of Elliptical Fin Heat sink Design in Forced Convection: Single and Multiple Heat Sink, Interpack, pages : 350-369, 2003.*

- [14] J. Yang, L. Wang and H. Li, 2-dimensional CFD simulation and correlation development for optimization of fin heat sinks in electronic cooling, *J. Thermal Science*, 10, pages: 363-371, 2001.
- [15] C.W. Leung, H.J. Kang and S.D. Probert, Horizontal simulated printed circuit board assembly in fully developed laminar flow convection, *Applied Energy*, Vol. 56, pages: 71-91, 1997.
- [16] Jurban, B.A., Swiety, S.A., Hamdan, M.A., Convective heat transfer and pressure drop characteristics of various array configurations to simulate the cooling of electronic modules, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.39, pages:3519–3529, 1996.
- [17] Meinders, E.R., Hanjalic', K., Experimental heat transfer from inline and staggered configurations of two wall mounted cubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer* Vol.45, pages: 465–482, 2002.
- [18] T. Icoz and Y. Jaluria, Numerical simulation of boundary conditions and the onset of instability in natural convection due to protruding thermal sources in an open rectangular channel, *Numerical Heat Transfer, Part A* 48, pages: 831-847, 2005.
- [19] S. W. Chang, L. M. Su, T. L. Yang, S. F. Chiou, Enhanced heat transfer of forced convective fin flow with transverse ribs, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol.43, pages: 185-200, 2004
- [20] Design For Manufacturability Of Forced Convection Air Cooled Fully Ducted Heat Sinks, *Electronics cooling*
- [21] Zhang H. Y., Huang X. Y., Heat transfer studies of a porous heat sink characterized by straight circular ducts, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 44, pages : 1593-1603, 2001.
- [22] Z. Zhao, Thermal design of a broadband communication system with detailed modeling of TBGA packages. *Microelectronics Reliability* 43, pages: 785–793, 2003.
- [23] D. Derosiaux, www.presence-pc.com: Les-waterblocks-a-microstructures, 2004.