

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي  
جامعة باجي مختار عنابة

BADJI MOKHTAR ANNABA UNIVERSITY  
UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA



FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIORAT

Département de génie mécanique

Mémoire présenté en vue de l'obtention du diplôme de MASTER

## Intitulé

# Étude et simulation d'un dissipateur de chaleur à dix canaux refroidissant un circuit électronique par convection forcée

Domaine : Sciences et techniques

Spécialité : Énergétique

Présenté par : FOUGHALI ABDERRAHMANE

Directeur du mémoire : Dr MECHIGHEL FARID

ANNEE UNIVERSITAIRE : 2019/2020

## **Dédicaces**

**Je dédie ce travail à mes parents, à mes sœurs, à mes amis et à mes proches.**

## Remerciements

Je remercie toute ma famille qui a toujours cru en moi et m'a soutenu pour toutes les décisions que j'ai prises.

Je remercie aussi mes amis avec qui je partage les bons comme les mauvais moments.

Je remercie l'ensemble de ma promotion, je leur souhaite une bonne continuité.

Je tiens à remercier mon encadreur Dr **Mechighel Farid** qui m'a été un bon conseiller tout au long de mon travail.

Je remercie aussi tous les enseignants du département du génie mécanique et spécialement ceux du Master II énergétique.

Je remercie aussi tout le personnel de l'administration du département du génie mécanique.

<b>Sommaire .....</b>	<b>4</b>
-----------------------	----------

<b>Liste des figures .....</b>	<b>7</b>
--------------------------------	----------

<b>Nomenclature.....</b>	<b>10</b>
--------------------------	-----------

<b>Introduction .....</b>	<b>12</b>
---------------------------	-----------

## **Chapitre 1 : Généralités sur les transferts de chaleur**

<b>1.1. Introduction.....</b>	<b>16</b>
<b>1.2. Définitions.....</b>	<b>16</b>
1.2.1. Champ de température.....	16
1.2.2. Gradient de température.....	16
1.2.3. Flux de chaleur.....	18
<b>1.3. La conduction.....</b>	<b>18</b>
1.3.1. Définition.....	18
1.3.2. Le flux de chaleur par conduction et la loi de Fourier.....	19
1.3.3 Dérivation de l'équation de conduction de chaleur.....	19
<b>1.4. La convection.....</b>	<b>23</b>
1.4.1. Définition.....	23
1.4.2. Notions de couches limites.....	24
1.4.3 Le flux de chaleur par convection et la loi de Newton.....	27
1.4.4 Équations qui régissent la convection de la chaleur en général.....	27
Equations de NAVIER-STOKES.....	27
Equation de conservation d'énergie.....	27
1.4.5 Cas particuliers.....	27
<i>Transfert de chaleur par convection forcée en régime permanent .....</i>	<i>27</i>
<i>Transfert de chaleur par convection naturelle en régime permanent .....</i>	<i>30</i>

<b>1.5 Le rayonnement .....</b>	<b>34</b>
<b>1.5.1 Définitions.....</b>	<b>34</b>
Corps noir .....	36
<i>Propriétés du rayonnement thermique .....</i>	<i>36</i>
<b>1.5.2-Le flux de chaleur par rayonnement et la loi de Stefan-Boltzmann .....</b>	<b>37</b>

## Chapitre 2 : Etat de l'art sur le refroidissement des circuits électroniques par convection

<b>2.1. Importance du refroidissement des circuits électroniques par convection forcée en pratique .....</b>	<b>39</b>
<b>2.2. Analyse bibliographique des principales recherches sur le sujet .....</b>	<b>41</b>
<b>2.3. Méthodes utilisées pour l'augmentation du rendement d'un dissipateur de chaleur .....</b>	<b>48</b>
2.3.1. La hauteur des ailettes .....	50
2.3.2. La forme des ailettes .....	50
2.3.3. La géométrie des canaux et du dissipateur .....	53
2.3.4. La matière du dissipateur .....	55
2.3.5. La nature du fluide de refroidissement .....	56
2.3.6. La vitesse du fluide de refroidissement .....	58
<b>2.4. Objectif principal de ce travail .....</b>	<b>59</b>

## Chapitre 3 : Etude d'un dissipateur de chaleur à micro-canaux refroidissant un circuit électronique par convection forcée en régime laminaire

<b>3-1.Introduction .....</b>	<b>61</b>
<b>3.2. Modèle mathématique pour l'étude du dissipateur de chaleur à micro-canaux.....</b>	<b>61</b>
<b>3-3.Présentation du dissipateur de chaleur à micro-canaux à étudier.....</b>	<b>62</b>
<b>3-4.Calcul du coefficient d'échange global par convection .....</b>	<b>64</b>

## Chapitre 4 : Simulation d'un dissipateur de chaleur à micro-canaux refroidissant un circuit électronique par convection forcée

<b>4.1. Introduction .....</b>	<b>68</b>
<b>4.2. Premier cas : Simulation numérique de la convection forcée en régime laminaire à travers des canaux d'un dissipateur .....</b>	<b>68</b>
4.2.1 Présentation du problème à simuler .....	68
4.2.2 Calcul du nombre de Reynolds et choix du profil de vitesse dans le canal .....	69
4.2.3 Etapes de la simulation .....	69
4.2.4 Résultats et discussions .....	74
4.2.5 Conclusion .....	79
<b>4.3. Second cas : Simulation de la convection forcée en régime laminaire à travers des canaux d'un dissipateur .....</b>	<b>79</b>
4.3.1 Présentation du second cas de simulation .....	79
4.3.2 Etapes de la simulation .....	81
4.3.3 Résultats et discussions .....	82
4.3.4 Conclusion .....	82
<b>4.4. Comparaison entre les deux simulations .....</b>	<b>88</b>

<b>Conclusion .....</b>	<b>89</b>
-------------------------	-----------

<b>Annexe .....</b>	<b>A1</b>
---------------------	-----------

<b>Références bibliographiques</b>
------------------------------------

## Liste des figures

<b>Fig.1.1.</b> Isotherme et gradient de température.....	17
<b>Fig.1.2.</b> Gradient de température.....	17
<b>Fig.1.3.</b> Transfert de chaleur par conduction dû à une activité moléculaire.....	18
<b>Fig.1.4.</b> Schéma de transfert de chaleur par conduction.....	19
<b>Fig.1.5.</b> Bilan thermique d'un transfert unidimensionnel .....	20
<b>Fig.1.6.</b> Transfert thermique par conduction à travers un mur.....	23
<b>Fig.1.7.</b> Schéma d'un écoulement laminaire dans un tube.....	25
<b>Fig.1.8.</b> Schéma d'un écoulement turbulent dans un tube.....	25
<b>Fig.1.9.</b> Développement d'une couche limite dynamique sur surface plane. ....	26
<b>Fig.1.10.</b> Développement de couche limite thermique sur une plaque plane chauffée.....	26
<b>Fig.1.11.</b> Formation de couche limite pour plaque chauffée verticale (convection libre).....	31
<b>Fig.1.12.</b> Refroidissement d'un corps chaud par rayonnement thermique.....	35
<b>Fig.1.13.</b> Spectre des ondes électromagnétiques.....	35
<b>Fig.1.14.</b> Modèle de corps noir (espace creux).....	36
<b>Fig.1.15.</b> Distribution de l'énergie incidente sur un trans lucide.....	37
<b>Fig.2.1.</b> Classification approximative des zones d'application appropriée pour les techniques de refroidissement couramment utilisées.....	40
<b>(a)</b> Classification approximative des zones d'application.....	40
<b>(b)</b> Classement selon contribution (en pourcentage) des modes de convection dans le refroidissement des circuits électroniques.....	40
<b>Fig.2.2.</b> Amélioration de l'efficacité énergétique à plusieurs niveaux et gestion thermique du centre de stockage des données.....	41
<b>Fig. 2.3.</b> Effet du changement du nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt à $T = 25^{\circ}\text{C}$ et pour un forme circulaire des canaux.....	42
<b>Fig. 2.4.</b> Effet du changement du coefficient de transfert de chaleur en fonction du nombre de micro-canaux en forme de cercle sous 60 CFM et $10^{\circ}\text{C}$ de température de flux d'air .....	43
<b>Fig. 2.5.</b> Changement de la température maximale de la surface du dissipateur de chaleur à micro-canaux de forme fente droite pour divers matériaux de fabrication en fonction de leur conductivité thermique pour un débit d'air de 60 CFM à une température $25^{\circ}\text{C}$ .....	43
<b>Fig.2.6.</b> Dissipateur thermique optimisé avec des ailettes de forme trapézoïdales ( $m=2$ , 75 kg) avec 9 composants électroniques.....	44
<b>Fig.2.7.</b> Solution optimale pour une optimisation à multi-objectif pour des ailettes soumis à la convection forcée. Avec solution optimal pour ailettes rectangulaire (cercle) et trapézoïdale (carré) .....	44
<b>Fig.2.8.</b> Schéma du dissipateur de chaleur étudié a) vue isométrique b) coupe et vue de dessus du dissipateur.....	45
<b>Fig.2.9.</b> Effet de la convergence sur le coefficient de transfert de chaleur.....	45

<b>Fig.2.10.</b> Effet du changement du nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt pour $L^*=0,6$ ...	46
<b>Fig.2.11.</b> Effet du changement de la hauteur des ailettes sur les températures de surface maximales et minimales de surface (avec $Re= 1,14.10^4$ et température d'écoulement $T^*=1$ ) ...	46
<b>Fig.2.12.</b> Changement de la température de surface du dissipateur en fonction du nombre de Reynolds pour une eau pure et des différents nano-fluides.....	47
<b>Fig.2.13.</b> Coefficient de transfert de chaleur en fonction du nombre de Reynolds pour des eaux à différentes concentrations en nanoparticules .....	47
<b>Fig.2.14.</b> La puissance de pompage en fonction du nombre de Reynolds pour des eaux à différentes concentration en nanoparticules .....	48
<b>Fig.2.15.</b> Dissipateurs de chaleurs sur une carte électronique .....	49
<b>Fig.2.16.</b> Dissipateur de chaleur en aluminium .....	49
<b>Fig.2.17.</b> a) Coupe du dissipateur simulé b) vue isométrique du modèle simulé.....	50
<b>Fig.2.18.</b> Variation de la valeur de la température moyenne du bas du dissipateur en fonction du flux de chaleur $q$ pour des valeurs différentes de la hauteur des ailettes .....	51
<b>Fig.2.19.</b> Variations de la valeur du coefficient d'échange en fonction du nombre de Reynolds pour des hauteurs d'ailettes différentes.....	51
<b>Fig.2.20.</b> Dissipateur de chaleur à micro-canaux de forme fente droite.....	52
<b>Fig.2.21.</b> Dissipateur de chaleur avec des ailettes obliques (vue de dessus) .....	52
<b>Fig.2.22.</b> Dissipateur de chaleur avec des ailettes obliques (vue isométrique).....	53
<b>Fig.2.23.</b> La distribution de température dans un dissipateur thermique en aluminium qui a des micro-canaux de différentes formes (circulaire, hexagonale, rectangulaire, fente droite et triangulaire) pour un débit d'air 60 CFM à une température de $20^\circ\text{C}$ .....	54
<b>Fig.2.24.</b> La variation du nombre de Nusselt en fonction du rétrécissement du canal (À pression $P_i= 3000\text{ Pa}$ ) .....	55
<b>Fig.2.25.a)</b> Dissipateur de chaleur à micro-canaux ondulés, <b>b)</b> présence d'un écoulement secondaire .....	56
<b>Fig.2.26.</b> La distribution de la température pour un dissipateur à micro-canaux en forme de fente droite, avec variation de la matière de fabrication. ....	56
<b>Fig.2.27.</b> Dissipateur de chaleur à micro-canaux circulaires. ....	57
<b>Fig.2.28.</b> Distribution de températures du dissipateur de chaleur refroidi avec des eaux à différentes concentration volumique en nanoparticules de dioxyde de titane. ( $Re= 1187$ ).....	58
<b>Fig.2.29.</b> Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds .....	58
<b>Fig.2.30.</b> Variation de la température en fonction du nombre de Reynolds.....	59
<b>Fig.3.1.</b> Représentation d'un dissipateur de chaleur à 10 micro-canaux.....	63
<b>Fig.3.2.</b> Représentation de la forme d'entrée des 10 canaux du dissipateur.....	62
<b>Fig.4.1.</b> Représentation d'un dissipateur de chaleur à 10 micro-canaux.....	63
<b>Fig.4.2.</b> Paramètres de la simulation 1.....	70
<b>Fig.4.3.</b> Construction de la géométrie du dissipateur.....	70
<b>Fig.4.4.</b> Les matières utilisées dans notre étude.....	71

<b>Fig.4.5.</b> Paramétrage du transfert de chaleur.....	.71
<b>Fig.4.6.</b> Paramétrage de l'écoulement.....	72
<b>Fig.4.7.</b> Construction du maillage du dissipateur.....	73
<b>Fig.4.8.</b> Représentation du maillage final du dissipateur.....	73
<b>Fig.4.9.</b> Distribution de la température (entrée des canaux, air frais).....	75
<b>Fig.4.10.</b> Distribution de la température sur (sortie des canaux, air chaud).....	75
<b>Fig.4.11.</b> Représentation de la vitesse dans les canaux.....	76
<b>Fig.4.12.</b> Représentation de la vitesse en flèches en volume.....	.77
<b>Fig.4.13.</b> Lignes de courant à travers les canaux du dissipateur.....	77
<b>Fig.4.14.</b> Lignes de courant à travers les canaux du dissipateur suivant le plan ZY.....	78
<b>Fig.4.15.</b> Représentation des pressions sur les parois des canaux.....	78
<b>Fig.4.16.</b> Paramètres de la simulation 2.....	81
<b>Fig.4.17.</b> Distribution de température sur le dissipateur (entrée des canaux, air frais).....	83
<b>Fig.4.18.</b> Distribution de température sur le dissipateur (sortie des canaux, air chaud).....	83
<b>Fig.4.19.</b> Représentation des vitesses tout au long des canaux.....	. 84
<b>Fig.4.20.</b> Lignes de courant à travers les canaux.....	85
<b>Fig.4.21.</b> Lignes de courant pour un nombre de tubes moindre.....	.85
<b>Fig.4.22.</b> Profil de la vitesse selon le plan (x,y).....	86
<b>Fig.4.23.</b> Profil de la vitesse en flèche selon le plan (x,z).....	. 86
<b>Fig.4.24.</b> Vue isométrique de la vitesse à travers les canaux (avec 3 coupes).....	87
<b>Fig.4.25.</b> Représentation de la pression sur les parois des canaux.....	87

## Nomenclature

$c$ : Célérité de la lumière	[m/s]
$c_p$ : Capacité calorifique	[J/ kg.K]
$e$ : Épaisseur du mur	[m]
$E_b$ : Énergie totale radiative émise pour un corps noir	[W/m <sup>2</sup> ]
$g$ : Accélération de la pesanteur	[m/s <sup>2</sup> ]
$Gr$ : Nombre de Grashof	
$h$ : Coefficient de transfert de chaleur par convection	[W/m <sup>2</sup> . K]
$k$ : Conductivité thermique	[W/m .K]
$k_f$ : Conductivité thermique du fluide	[W/m .K]
$\vec{n}$ : Vecteur unitaire de la normale	
$Nu$ : Nombre de Nusselt	
$L$ : longueur caractéristique	[m]
$p$ : Pression	[Pa]
$p^*$ : Pression adimensionnelle	
$Pr$ : Nombre de Prandtl	
$\dot{q}$ : Densité de chaleur générée	[w/m <sup>3</sup> ]
$Q$ : Quantité de chaleur	[J]
$r$ : rayon	[m]
$R$ : Résistance thermique	[m <sup>2</sup> .K/W]
$Re$ : Nombre de Reynolds	
$S$ : surface	[m <sup>2</sup> ]
$T$ : température	[K]
$T_\infty$ : Température du fluide hors de la couche limite	[K]
$T_{a,e}$ : Température de l'air à l'entrée du canal	[K]
$T_{a,s}$ : Température de l'air à la sortie du canal	[K]
$T_{a,m}$ : Température de l'air moyenne dans le canal	[K]
$T_p$ : Température de paroi	[K]
$T_{s,m}$ : Température de surface moyenne du dissipateur de chaleur	[K]
$t$ : temps	[s]
$t^*$ : Temps adimensionnel	
$T^*$ : Température adimensionnelle	
$U$ : vitesse d'écoulement du fluide	[m/s]
$u_\infty$ : vitesse d'écoulement du fluide hors de la couche limite	[m/s]
$u_{max}$ : vitesse maximale de l'air dans le canal	[m/s]
$u^*$ : Vitesse adimensionnelle	
$u$ : Composante de vitesse selon x	

$v$  : Composante de vitesse selon y  
 $v^*$  : Vitesse adimensionnelle  
 $V$  : volume de contrôle  
 $w$  : Composante de vitesse selon z  
 $x, y$  et  $z$  *coordonnées cartésiennes*  
 $x^*, y^*$  Coordonnées adimensionnelles

### Lettres grecques

$\alpha$ : Diffusivité thermique	[m <sup>2</sup> /s]
$\alpha$ : fraction d'énergie absorbée	
$\beta$ : Coefficient d'expansion volumique	[1/K]
$\mu$ : viscosité dynamique	[kg/m.s] ou [Pa.s]
$\varphi$ : Flux de chaleur	[W]
$\rho$ : fraction d'énergie transmise	
$\rho$ : Masse volumique	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\Phi$ : Densité de flux de chaleur	[w/m <sup>2</sup> ]
$\nu$ : viscosité cinématique	[m <sup>2</sup> /s]
$\nu$ : Fréquence de l'onde	[1/s]
$\tau$ : fraction d'énergie réfléchie	
$\tau_{yx}$ : Contrainte de cisaillement	[Pa]
$\lambda$ : Longueur d'onde électromagnétique	[m]
$\sigma$ : Constante de Stefan-Boltzmann	$\left[\frac{W}{m^2 K^4}\right]$

# Introduction

Le transfert de chaleur est un phénomène très important qui attire beaucoup de scientifiques, dû à sa présence dans de nombreuses applications industrielles et techniques telles que la technologie de refroidissement des circuits électroniques, les systèmes thermiques en général et dans notre vie quotidienne par exemple le refroidissement ou le chauffage des maisons. En effet, les scientifiques sont toujours à la recherche de modèles et de techniques pour répondre à de nombreuses questions liées au phénomène de transfert de chaleur. L'objectif de cette recherche a toujours été la mise en place de modèles (équations), qui permettent de modéliser ce phénomène afin de mieux le définir, le comprendre et le quantifier.

Parmi les secteurs (domaines d'application) où l'étude du transfert de chaleur est essentielle, on retrouve le secteur de l'électronique en constante évolution et qui a connu une forte croissance ces dernières années grâce à la miniaturisation et aux techniques avancées. En effet, le transfert de chaleur est une préoccupation parmi les préoccupations rencontrées par les fabricants de composants électroniques puisqu'un équipement fonctionnant à haute température peut entraîner une diminution des performances et une diminution de sa durée de vie. Par conséquent, nous recherchons toujours les meilleures solutions pour le refroidir et évacuer (éliminer) la chaleur.

Pour évacuer la chaleur, qui est une contrainte, plusieurs astuces et solutions ont été utilisées afin de baisser la température et améliorer les rendements de ces équipements. L'une des solutions utilisées c'est la **convection forcée**. Il s'agit de dissiper de la chaleur en utilisant l'écoulement d'un fluide que nous lui avons donné une vitesse bien définie. Cette solution est la plus utilisée, elle est indispensable pour le bon fonctionnement de ces circuits et équipements électroniques.

Ce travail, composé de quatre chapitres, est organisé comme suit :

- Le premier chapitre présente des généralités sur les transferts de chaleur, les différents modèles (lois) décrivant ces transferts.
- Le deuxième chapitre présente une analyse bibliographique de quelques recherches principales dans ce domaine qui illustrent les différentes méthodes d'amélioration et d'optimisation des transferts de chaleur pour la dissipation thermique dans les circuits électroniques, par convection forcée.
- Le chapitre 3: présente l'étude d'un dissipateur de chaleur (à dix-canaux) qui refroidit un circuit électronique. En effet, les équations régissant le transfert de chaleur dans le dissipateur sont introduites et les différents paramètres du transfert de chaleur (qui se produit dans le dissipateur) sont calculés.

## Introduction

- Le chapitre 4: présente deux cas de simulation du dissipateur étudié au chapitre 3. Dans le premier cas, nous comparons les résultats de la simulation avec les calculs effectués au chapitre 3. La deuxième simulation est effectuée afin d'analyser l'effet de la vitesse d'écoulement sur le transfert de chaleur dans le dissipateur considéré.

Une conclusion générale (résumant les principales conclusions de la présente étude) conclut ce travail.

.

# **Chapitre 1 : Généralités sur les transferts de chaleur**

## 1.1. Introduction :

La transmission de tout genre d'énergie a été toujours un phénomène très étudié et qu'on lui a donné beaucoup d'intérêt. Nous pouvons dire que la transmission de chaleur a une grande importance, ceci pour l'étude et le fonctionnement des appareils tels que les échangeurs de chaleurs et les fours et tous les autres équipements où il est question de chaleur. Avec la thermodynamique nous apprenons que l'énergie peut se transmettre grâce à l'interaction d'un système avec son environnement. Un transfert de chaleur se crée lorsqu'il y a une différence de température entre deux points, où nous aurons le déplacement de chaleur du point chaud vers le point le moins chaud.

## 1.2. Définitions :

### 1.2.1 Champ de température :

Les transferts d'énergie sont déterminés à partir de l'évolution de la température dans l'espace et dans le temps. La valeur de la température en tout point est un scalaire appelé champs de température.

Ils existent deux cas :

- Champs de température stationnaire ou permanent, c'est un champ indépendant du temps.
- Champs de température variable ou transitoire, c'est un champ de température dépendant du temps.

### 1.2.2 Gradient de température :

Si nous réunissons tous les points qui ont la même température  $T_0$  nous aurons alors une surface isotherme. La variation de température par unité de longueur est maximale le long de la normale à la surface isotherme. Dans un temps bien défini  $t$ , la variation de température dans l'espace est appelée gradient de température.

$$\overrightarrow{\text{grad } T} = \vec{n} \frac{\partial T}{\partial n} \quad (1.1)$$

Avec  $\vec{n}$  vecteur unitaire de la normale  $\frac{\partial T}{\partial n}$  : Dérivée de la température le long de la normale.

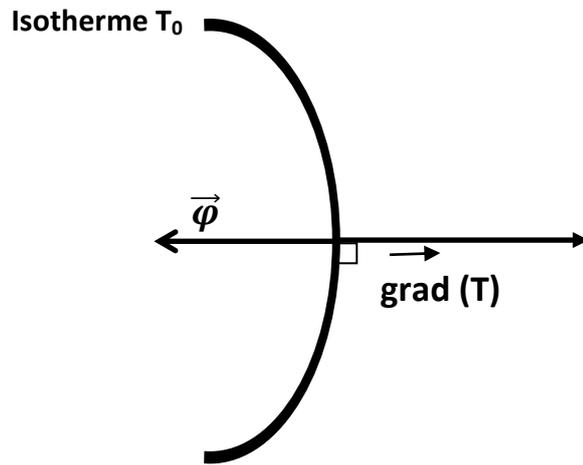


Fig.1.1. Isotherme et gradient de température [3]

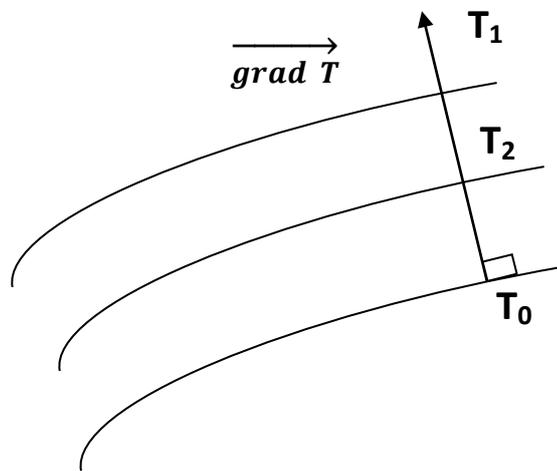


Fig. 1.2. Gradient de température

### 1.2.3 Flux de chaleur

C'est la quantité de chaleur qui traverse une surface  $S$  par unité de temps. Ce flux de chaleur est dû à l'existence d'un gradient de température, de telle façon nous aurons le déplacement de la chaleur de la plus haute température vers la plus basse.

$$\varphi = \frac{dQ}{dt} \quad (1.2)$$

On appelle densité de flux de chaleur la quantité de flux de chaleur par unité de surface.

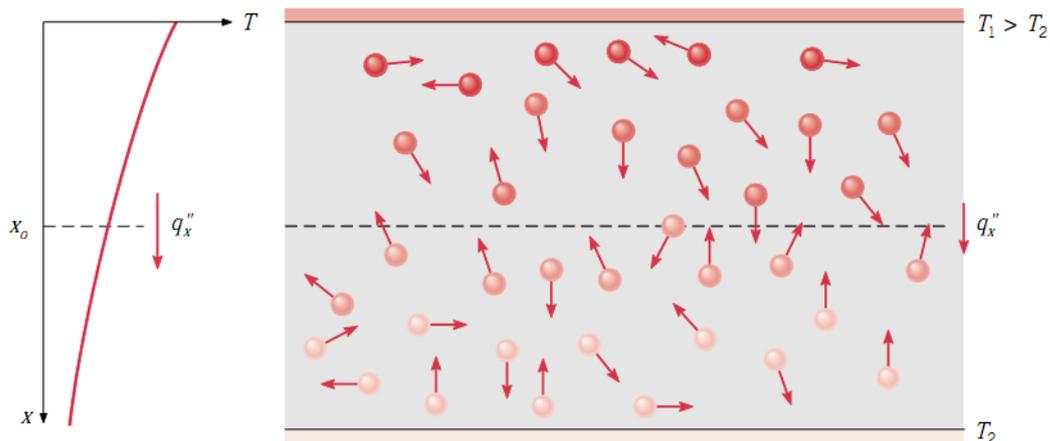
$$\Phi = \frac{1}{S} \frac{dQ}{dt} \quad (1.3)$$

Nous allons par la suite étudier les **différents modes de transfert de chaleur** :

## 1.3 La conduction :

### 1.3.1 Définition :

C'est le mode de transfert de chaleur dans les corps solides(ou fluides en repos). Il est caractérisé par le déplacement et agitations moléculaires de la zone chaude vers celles de la zone froide. Ce qui permettra à la propagation de la chaleur des zones chaudes vers les zones froides. Donc la conduction est un phénomène de diffusion qui permet de la chaleur de se propager à l'intérieur des corps.



**Fig. 1.3.** Transfert de chaleur par conduction dû à une activité moléculaire [2]

### 1.3.2 Le flux de chaleur par conduction et la loi de Fourier :

La loi de Fourier indique que la densité du flux thermique résultant d'un transfert de chaleur par conduction est proportionnelle au gradient de température :

$$\vec{\varphi} = -k S \overrightarrow{\text{grad}}(T) \quad (1.4)$$

$$\text{Où : } \varphi = -k S \frac{dT}{dx}$$

Avec :  $\varphi$  représente le flux de chaleur par conduction (W)

$k$  : est la conductivité thermique du milieu (W/ m K)

$S$  : est l'aire de passage du flux de chaleur (m<sup>2</sup>)

$x$  : est la variable dans la direction du flux (m)

Le signe moins « - » nous révèle que le flux de chaleur se déplace dans le sens de décroissement des températures, c'est dans le sens opposé du gradient de température.

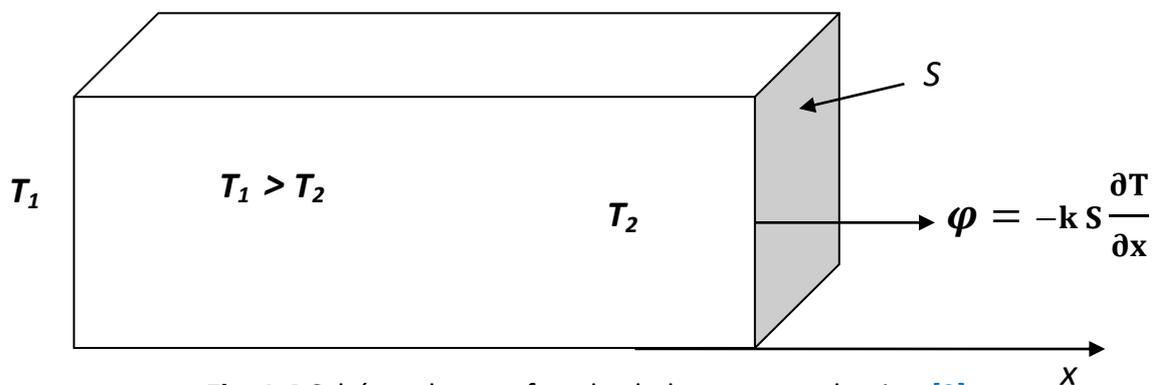


Fig. 1.4. Schéma de transfert de chaleur par conduction [3].

### 1.3.3 Dérivation de l'équation de conduction de chaleur :

Nous allons considérer un système fermé solide homogène et indéformable. Ce système occupe un certain volume «  $V$  » et délimité par une surface «  $S$  ». Ce système évolue au cours du temps, cela est dû aux échanges de chaleur avec l'extérieur et/ou une production interne d'énergie calorifique.

Pour établir l'équation qui détermine l'évolution (distribution) de la température à l'intérieur de ce système nous allons faire un bilan énergétique sur ce système. Pour commencer nous allons

prendre la forme unidimensionnelle (1D) ; ce qui vaut une description de transfert de chaleur unidimensionnelle à travers un mur.

Prenons en considération le système de la **Fig. 1.5**, ce système a une épaisseur  $dx$  dans la direction  $x$  et une surface  $S$  normale à la direction  $Ox$ .

Nous aurons le bilan d'énergie suivant :

$$\Phi_x + \Phi_g = \Phi_{x+dx} + \Phi_{st} \quad (1.5)$$

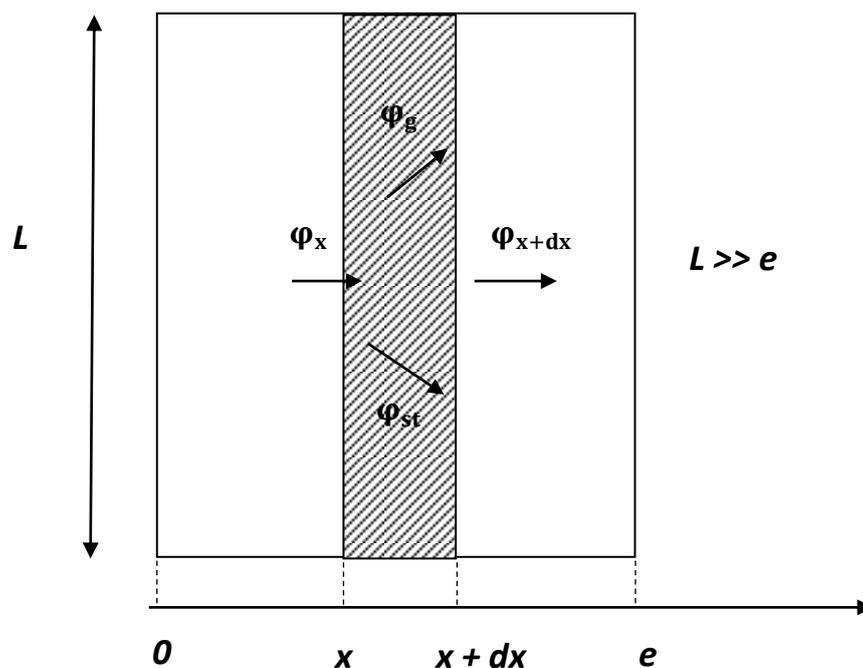
Avec  $\Phi_x = -\left(kS \frac{\partial T}{\partial x}\right)_x$  est le flux de chaleur entrant en [W]

$\Phi_{x+dx} = -\left(kS \frac{\partial T}{\partial x}\right)_{x+dx}$  : est le flux de chaleur sortant en [W]

$\Phi_g = \dot{q} S dx$  : représente le flux de chaleur généré en [W]

$\Phi_{st} = \rho c_p S dx \frac{\partial T}{\partial t}$  : est le flux de chaleur stockée en [W] et

$\dot{q}$  : est la densité de chaleur générée [ $W/m^3$ ]



**Fig. 1.5.** Bilan thermique d'un transfert unidimensionnel [3]

En introduisant ces valeurs dans le bilan énergétique (1.5), nous aurons :

$$-\left(\mathbf{kS} \frac{\partial T}{\partial x}\right)_x + \dot{q} S dx = -\left(\mathbf{kS} \frac{\partial T}{\partial x}\right)_{x+dx} + \rho c_p S dx \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1.6)$$

En divisant cette équation par  $dx$ , on a :

$$\frac{\left(\mathbf{kS} \frac{\partial T}{\partial x}\right)_{x+dx} - \left(\mathbf{kS} \frac{\partial T}{\partial x}\right)_x}{dx} + \dot{q} S = \rho c_p S \frac{\partial T}{\partial t}$$

Ce qui implique que :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \mathbf{k} \cdot S \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \dot{q} S = \rho c_p S \frac{\partial T}{\partial t}$$

Pour une conductivité thermique constante et identique dans toutes les directions de l'espace (solide isotrope), nous aurons l'équation de chaleur comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \mathbf{k} \cdot S \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mathbf{k} \cdot S \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mathbf{k} \cdot S \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} S = \rho c_p S \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1.7)$$

La division par  $S$  donne :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \mathbf{k} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mathbf{k} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mathbf{k} \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t}$$

Si  $k$  est constant on obtient

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \frac{\dot{q}}{k} = \frac{\rho c_p}{k} \frac{\partial T}{\partial t}$$

Ce qui implique :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}}{k} = \frac{\rho c_p}{k} \frac{\partial T}{\partial t}$$

Qui peut s'écrire

$$\nabla^2 T + \frac{\dot{q}}{k} = \frac{\rho c_p}{k} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1.8)$$

L'équation différentielle aux dérivées partielles (1.8) est **l'équation générale de la conduction de chaleur** dans une géométrie cartésienne tridimensionnelle 3D.

*Cas particuliers :*

- Pour un système sans génération de chaleur (**Fig. 1.6**) nous aurons :

$$\frac{k}{\rho c_p} \nabla^2 T = \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1.9)$$

Où  $\frac{k}{\rho c_p} = \alpha$  : est appelé diffusivité thermique ( $m^2.s^{-1}$ ).

- Pour un système sans génération de chaleur et permanent nous aurons l'équation suivante :

$$\nabla^2 T = 0 \quad (1.10)$$

Cette équation admet une solution analytique de la forme :

$$T(x) = A x + B \quad (1.11)$$

$$T(x=0) = T_1$$

$$T(x=e) = T_2$$

Ce qui nous donne

$$T(x) = T_1 - \frac{x}{e} (T_1 - T_2) \quad (1.12)$$

$$\varphi_x = - \left( kS \frac{\partial T}{\partial x} \right)$$

$$\varphi_x = \left( k \cdot S \frac{T_1 - T_2}{e} \right)$$

$$\varphi_x = \left( \frac{T_1 - T_2}{\frac{e}{k \cdot S}} \right) \quad (1.13)$$

Avec :  $\frac{e}{kS} = R$  est résistance thermique. Comme  $T_1 > T_2$  nous aurons  $\varphi_x > 0$ .

- Cas d'association de plusieurs murs : Par analogie électrique nous avons :

Pour des murs mis en série la résistance totale :  $R_t = \sum_i R_i = \sum_i \frac{1}{k_i} \frac{e_i}{S_i}$  et pour des murs mis en parallèle la résistance totale :  $\frac{1}{R_t} = \sum_i \frac{1}{R_i} = \sum_i \frac{k_i S_i}{e_i}$ .

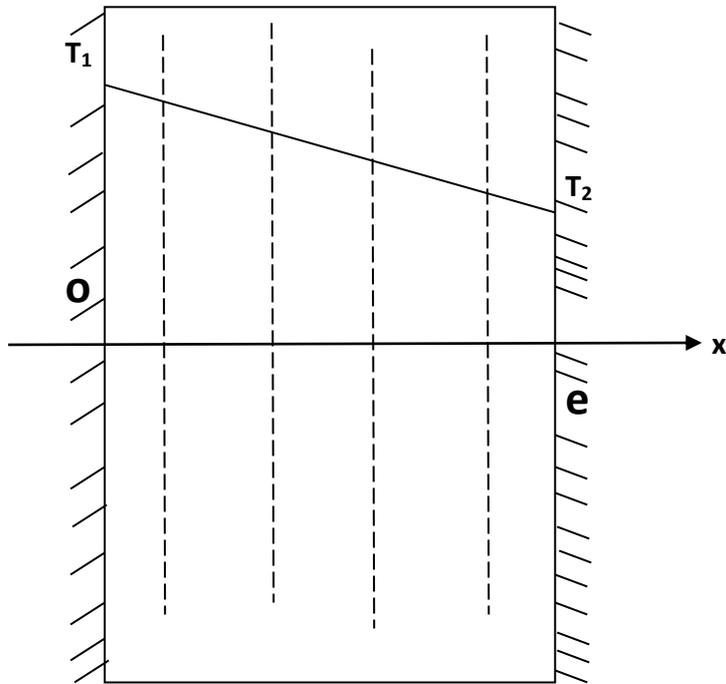


Fig. 1.6. Transfert thermique par conduction à travers un mur

## 1.4 La convection

### 1.4.1 Définition :

La convection est un mode de transfert de chaleur qui se compose de deux composantes : la conduction et le transfert de masse ou mouvement macroscopique de matière. Ce phénomène se produit au sein des fluides en écoulement ou entre un fluide en mouvement et une paroi chauffée.

Il existe deux types de convection :

- **Convection libre ou naturelle** : Le mouvement du fluide est dû uniquement à l'effet des différences de la masse volumique engendrées par des différences de température et à la force de pesanteur.
- **Convection forcée** : Le mouvement du fluide est dû à un autre élément que la différence de température, qui peut être une pompe, un ventilateur ou du vent atmosphérique.

L'étude de transfert de chaleur par convection, nous permet de déterminer le transfert de chaleur se produisant entre un fluide en mouvement et une paroi, qui ont de différentes températures. Nous pouvons dire que le transfert de chaleur par convection dépend du régime d'écoulement du fluide. Prenons le cas d'un écoulement dans une conduite, nous aurons deux cas de figure :

- **Régime laminaire** : l'écoulement du fluide est très ordonné, il est même possible de distinguer les lignes de courant le long desquelles les particules se déplacent (voir **Fig.1.7**). Dans ce cas le transfert de chaleur se produit de deux manières :
  - Par conduction si on considère une direction normale aux lignes de courants.
  - Par convection et conduction (négligeable en général) si on considère une direction non normale aux lignes de courant.
- **Régime turbulent** : l'écoulement est très irrégulier et aléatoire dans toutes les directions (voir **Fig.1.8**). Dans ce cas le transfert de chaleur s'effectue par convection et conduction dans toutes les directions ; on constate que la conduction est négligeable par rapport à la convection sauf dans la sous-couche laminaire près des parois.

#### 1.4.2 Notion de couches limites :

Le concept des couches limites est primordial pour la compréhension du transfert de chaleur par convection. Quel que soit le régime de l'écoulement du fluide, on va trouver une couche limite **dynamique (Fig.1.9)** où cet écoulement sera laminaire. L'épaisseur de cette couche est inversement proportionnelle au nombre de REYNOLDS. Elle dépend aussi du fluide, de la température et de la rugosité de la paroi.

Selon l'analogie de REYNOLDS, le gradient de température est spécialement important au voisinage de la paroi. La couche limite **thermique** se développe de manière analogue à la couche limite dynamique comme illustré dans la **Fig.1.10**. Au voisinage de la paroi et vue la faible vitesse du fluide, le transfert de chaleur par conduction est très dominant. On considère que la seule résistance thermique du transfert de chaleur entre le fluide et la paroi se trouve dans cette couche.

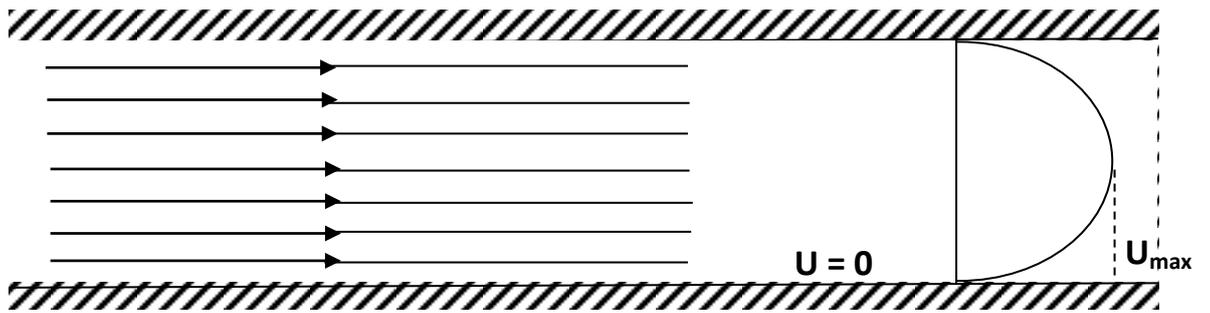


Fig. 1.7. Schéma d'un écoulement laminaire dans un tube [3]

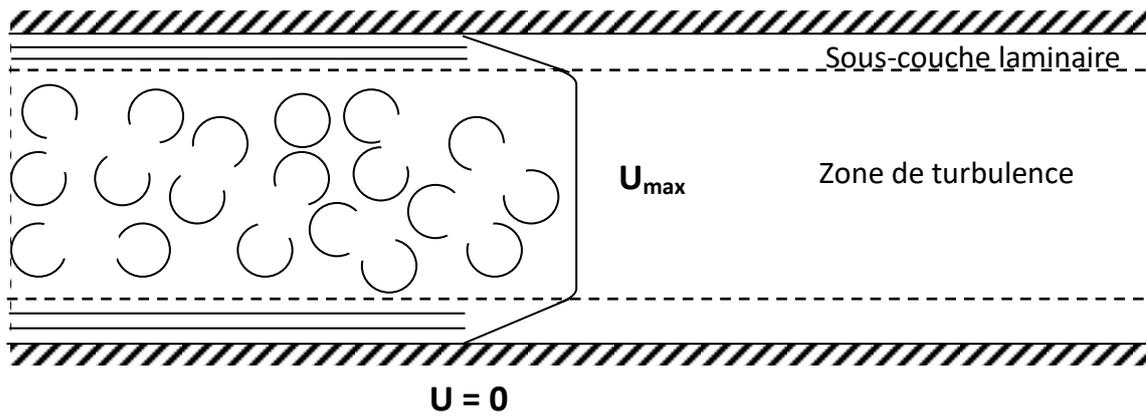


Fig. 1.8. Schéma d'un écoulement turbulent dans un tube [3]

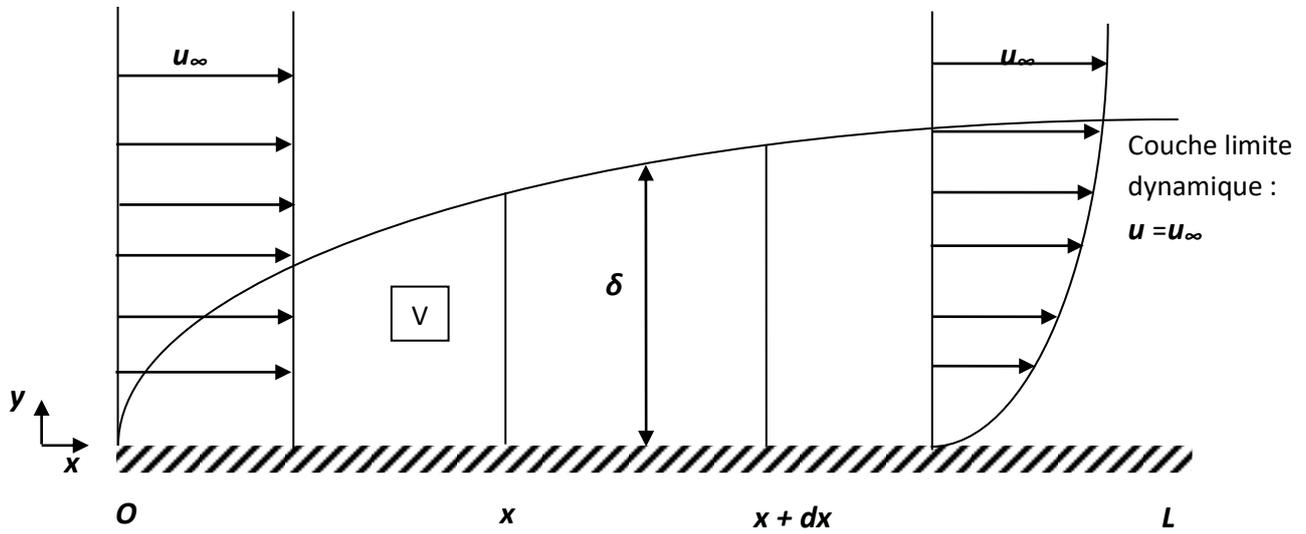


Fig.1.9. Développement d'une couche limite dynamique sur surface plane [3].

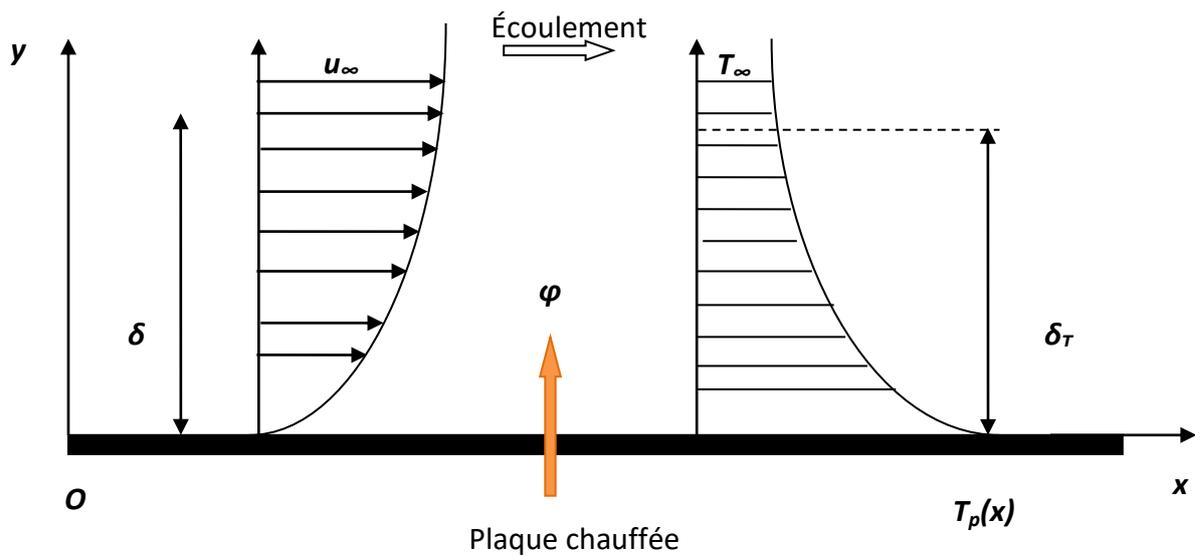


Fig. 1.10. Développement des couches limites dynamique et thermique sur plaque plane chauffée [5].

### 1.4.3 Le flux de chaleur par convection et la loi de Newton :

Nous pouvons dire que parmi les grands problèmes ou questions de la convection, est le calcul du coefficient de transfert de chaleur  $h$ . Ce dernier dépend des propriétés du fluide, densité, viscosité, chaleur spécifique, aussi de la surface d'échange de chaleur ainsi que les conditions d'écoulement du fluide.

Le flux de chaleur est donné par la loi de NEWTON :

$$\varphi = h \cdot S \cdot \Delta T \quad (1.14)$$

### 1.4.4 Équations qui régissent la convection de la chaleur en général

Les équations générales qui régissent le transfert de chaleur par convection sont les suivantes :

- Equations de NAVIER-STOKES :

- Equation de continuité ou équation de conservation de masse :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \cdot \mathbf{U} = 0 \quad (1.15)$$

- Equation de conservation de quantité de mouvement :

$$\rho \cdot \frac{d\mathbf{U}}{dt} = -\nabla p + \rho \cdot \mathbf{g} + \mu \cdot \nabla^2 \mathbf{U} \quad (1.16)$$

- Equation de conservation d'énergie :

$$\rho c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = k \nabla^2 T + \dot{q} \quad (1.17)$$

### 1.4.5 Cas particuliers :

#### - Transfert de chaleur par convection forcée en régime permanent :

Pour ce qui suit nous allons poser les hypothèses suivantes :

- Cas tridimensionnel (3D) « coordonnées cartésiennes ».
- Fluide incompressible et écoulement en régime permanent.
- $\mu, k, c_p$  sont des constantes.
- Pas de forces de viscosité dans la direction normale à l'écoulement.
- Pas de conduction dans la direction de l'écoulement.
- Pas de variation de pression dans la direction normale à l'écoulement.

- Pas de forces de viscosité dans la direction normale à l'écoulement.

En tenant compte de ces hypothèses les équations précédentes qui régissent le transfert de chaleur par convection se réduisent aux équations suivantes [6] :

- Équation de continuité:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1.18)$$

- Equation de la quantité de mouvement :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (1.19)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (1.20)$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (1.21)$$

- Équation de l'énergie :

$$\rho c_p \cdot \left( u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = k \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (1.22)$$

Plus de détails sur la dérivation de ces équations sont donnés dans notre cours (**méthode des volumes finis** pour les étudiants en Master II – Génie Mécanique) [6].

-Utilisation de l'analyse adimensionnelle pour les équations de convection forcée :

Les équations qui régissent la convection forcée ((1.18) – (1.22)) sont celles utilisées pour la résolution des problèmes d'écoulement forcé et de transfert de chaleur surtout pour les petites vitesses. Mais pour les grandes vitesses, il est souhaitable d'utiliser des équations non-dimensionnelles qui seront plus faciles à résoudre et trouver aisément les caractéristiques d'écoulement d'un fluide incompressible, ainsi que le transfert de chaleur engendré.

A l'aide des échelles appropriées nous pouvons réduire les paramètres comme suit [6] :

$$\begin{aligned} x^* &= \frac{x}{L} \quad , & y^* &= \frac{y}{L} \\ u^* &= \frac{u}{u_\infty} \quad , & v^* &= \frac{v}{u_\infty} \quad , & T^* &= \frac{T - T_p}{T_\infty - T_p} \\ t^* &= \frac{tu_\infty}{L} \quad , & p^* &= \frac{p}{\rho u_\infty^2} \end{aligned}$$

Le symbole (\*) veut dire que le paramètre est sans dimension (pour "  $x^*$ ", il s'agit de diviser deux entités de même unité ce qui nous donne un résultat sans dimension) [6].

L : est la longueur caractéristique de l'élément de surface ou autre objet de l'étude.

$\infty$  : relatif aux paramètres de l'infini, c'est-à-dire les paramètres (vitesse et température) hors de la couche limite qui sont constants, ce qui nous sert de référence.

P : c'est relatif à la paroi.

En remplaçant ces paramètres sans dimension dans les équations régissant la convection forcée (où nous supposons en plus que l'écoulement est bidimensionnel 2D) nous aurons ce qui suit :

- L'équation de continuité :

$$\frac{\partial u^*}{\partial x^*} + \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = 0 \quad (1.23)$$

- Les équations de quantité mouvement :

$$u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} = \frac{1}{Re_L} \left[ \frac{\partial^2 u^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} \right] \quad (1.24)$$

$$u^* \frac{\partial v^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = \frac{1}{Re_L} \left[ \frac{\partial^2 v^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 v^*}{\partial y^{*2}} \right] \quad (1.25)$$

- L'équation de l'énergie :

$$u^* \frac{\partial T^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial T^*}{\partial y^*} = \frac{1}{Re_L \cdot Pr} \left[ \frac{\partial^2 T^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 T^*}{\partial y^{*2}} \right] \quad (1.26)$$

Où les nombres de Reynolds « Re » et de Prandtl « Pr » sont définis comme suit :

$$Re_L = \frac{u_\infty L}{\nu} \quad Pr = \frac{\mu c_p}{k} = \frac{\nu}{\alpha}$$

Coefficient de transfert de chaleur :

Au début nous avons utilisé l'équation de NEWTON pour formuler le transfert de chaleur

$$q''_p = h \cdot (T_p - T_\infty) \quad (1.27)$$

Comme le transfert de chaleur en direction de y est de la conduction (voir hypothèses) nous pouvons écrire ce qui suit :

$$q''_p = -k_f \cdot \left[ \frac{\partial T}{\partial y} \right]_{y=0} \quad (1.28)$$

Ce qui nous donne :

$$h \cdot (T_p - T_\infty) = -k_f \cdot \left[ \frac{\partial T}{\partial y} \right]_{y=0}$$

Alors

$$h = - \frac{k_f}{(T_p - T_\infty)} \left[ \frac{\partial T}{\partial y} \right]_{y=0} \quad (1.29)$$

Utilisons les nombres adimensionnels déjà posés auparavant et mettons les dans l'équation ci-dessus :

$$h = \left[ - \frac{k_f (T_\infty - T_p)}{L (T_p - T_\infty)} \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \right]_{y=0} = \frac{k_f}{L} \left[ \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \right]_{y=0} \quad (1.30)$$

Ceci nous donne un autre nombre sans dimension qui nous informe sur taux de transfert de chaleur ; appelé le nombre de NUSSELT.

$$Nu_L = \left[ \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \right]_{y=0} = \frac{hL}{k_f} \quad (1.31)$$

### **- Transfert de chaleur par convection naturelle en régime permanent :**

Nous avons vu la convection forcée, où l'écoulement du fluide est dû à une force extérieure (ventilateur ou pompe). Grâce à ce mouvement, nous aurons un transfert de chaleur par convection forcée. Contrairement à la convection forcée, la convection naturelle n'a pas besoin de forces extérieures pour qu'elle puisse se produire. Dans ce mode de transfert de chaleur, la seule force qui agit sur le fluide est la force de gravité. Ceci est dû à un gradient de densité qui est causé par un gradient de température voir **Fig. 1.11**. On appelle ce phénomène l'effet de la force de flottabilité.

Cependant les vitesses d'écoulement du fluide pour la convection naturelle sont nettement inférieures à celles de la convection forcée, ce qui est de même pour le taux de transfert. C'est une des raisons pour laquelle la convection naturelle n'est pas très utilisée pour la dissipation de haute température, où elle est incapable de la faire baisser.

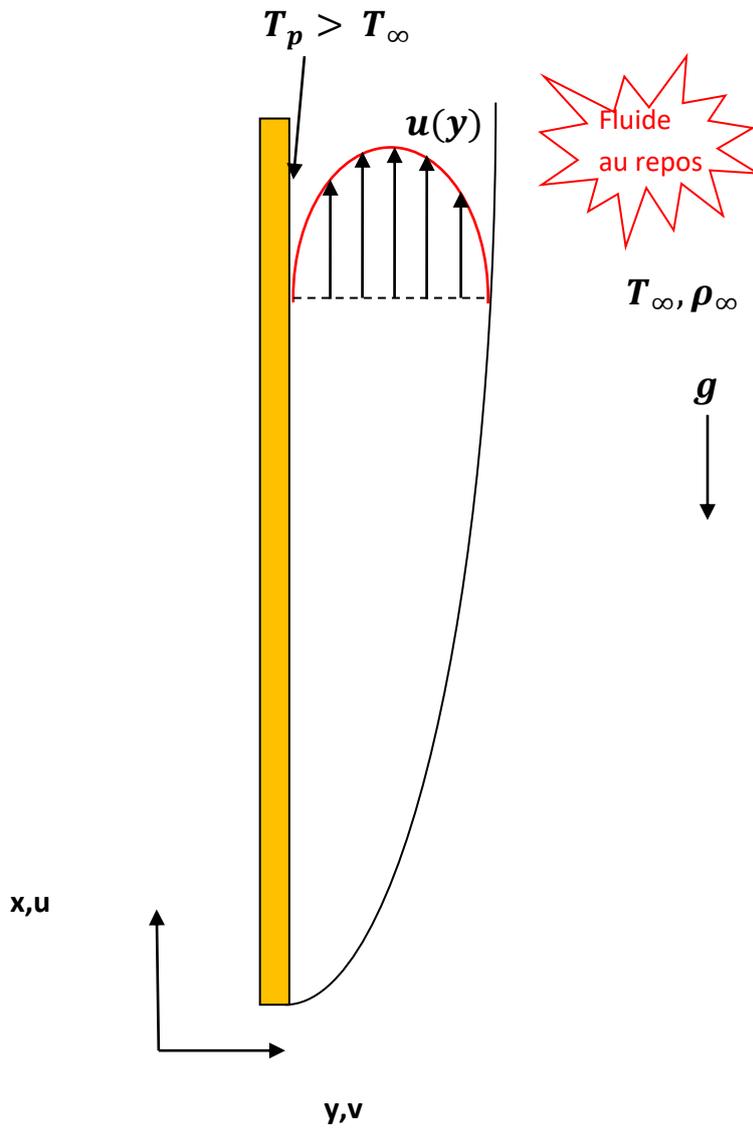


Fig. 1.11. Formation de couche limite pour plaque chauffée verticale (convection libre) [2]

Pour l'étude de la convection libre, nous allons procéder de la même manière qu'avec la convection forcée. Les mêmes forces sont mises en jeu, la différence c'est l'ajout de la force due à la pesanteur est prise en compte ainsi le gradient de pression qui n'est plus nul.

Ce qui nous donne ce qui suit :

**L'équation de continuité :**

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0$$

**Equation de la quantité de mouvement pour la convection libre:**

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - g \quad (1.32)$$

Nous avons [2, 4, 6] :

$$dp = p_2 - p_1 = \rho_\infty (h_2 - h_1) g = \rho_\infty [(h - dx) - h] g = -\rho_\infty g dx$$

Alors

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\rho_\infty g$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{g}{\rho} (\rho_\infty - \rho) \quad (1.33)$$

Nous avons le coefficient d'expansion volumique  $\beta$  qui est défini comme suit [7] :

$$\beta = \frac{1}{v} \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p$$

Ce qui nous donne pour notre cas:

$$\beta = \frac{1}{v_\infty} \frac{v - v_\infty}{T - T_\infty}$$

$$\beta = \rho_\infty \frac{\frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho_\infty}}{T - T_\infty}$$

$$(\rho_\infty - \rho) = \beta \rho (T - T_\infty)$$

Elle est appelée aussi l'approximation de Boussinesq

Remplaçons la dans l'équation (1.33)

$$\mathbf{u} \frac{\partial u}{\partial x} + \mathbf{v} \frac{\partial u}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + g \beta (T - T_\infty) \quad (1.34)$$

**L'équation d'énergie :**

Elle reste inchangée.

$$\mathbf{u} \frac{\partial T}{\partial x} + \mathbf{v} \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}$$

Utilisation de l'analyse adimensionnelle pour les équations de convection naturelle [6]:

Nous procédons de la même manière qu'avec la convection forcée.

$$\begin{aligned} x^* &= \frac{x}{L} & , & & y^* &= \frac{y}{L} \\ u^* &= \frac{u}{u_0} & , & & v^* &= \frac{v}{u_0} & & T^* &= \frac{T - T_\infty}{T_p - T_\infty} \end{aligned}$$

$u_0$  : Une vitesse de référence qu'on prenne, vue la vitesse hors de la couche limite est nulle.

En utilisons ces paramètres adimensionnels dans les équations nous trouvons les équations sans dimensions qui régissent la convection naturelle :

L'équation de continuité :

$$\frac{\partial u^*}{\partial x^*} + \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = 0$$

L'équation de mouvement :

$$u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} = \frac{1}{Re_L} \left[ \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} \right] + \frac{g \beta (T_p - T_\infty) L}{u_0^2} T^* \quad (1.35)$$

L'équation de l'énergie :

$$u^* \frac{\partial T^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial T^*}{\partial y^*} = \frac{1}{Re_L Pr} \left[ \frac{\partial^2 T^*}{\partial y^{*2}} \right] \quad (1.36)$$

Pour simplifier nous pouvons poser :  $u_0^2 = g \beta (T_p - T_\infty) L$  (1.37)

Nous aurons :

$$Re_L = \left[ \frac{g \beta (T_p - T_\infty) L^3}{\nu^2} \right]^{1/2} \quad (1.38)$$

Avec Gr le nombre de Grashof qui est calculé comme ci-dessous :

$$Gr_L = \frac{g \beta (T_p - T_\infty) L^3}{\nu^2} \quad (1.39)$$

$$Re_L = Gr_L^{1/2}$$

Les équations deviennent comme suit :

$$u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} = \frac{1}{Gr_L^{1/2}} \left[ \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} \right] + T^* \quad (1.40)$$

$$u^* \frac{\partial T^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial T^*}{\partial y^*} = \frac{1}{Gr_L^{1/2} Pr} \left[ \frac{\partial^2 T^*}{\partial y^{*2}} \right] \quad (1.41)$$

Nous avons un autre nombre sans dimension, le nombre de Rayleigh

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g \beta (T_p - T_\infty) L^3}{\alpha \nu} \quad (1.42)$$

## 1.5 Le rayonnement

### 1.5.1 Définitions :

Il s'agit du troisième mode de transfert de chaleur, nous avons vu que la conduction ou la convection nécessitent de la matière (solide et/ou fluide) à travers laquelle le transfert d'énergie se produira. Dans ce mode, appelé rayonnement thermique, le corps n'a pas besoin de matière, il utilise des ondes électromagnétiques pour émettre la chaleur dont il dispose.

Dans la **Fig.1.12**, nous avons un corps chaud à une température  $T_s$  qui est supérieure à la température du voisinage. Vu le vide entre le corps et le voisinage nous n'aurons pas de transfert de chaleur par conduction ni par convection (absence de matière) ; mais cependant nous aurons un refroidissement du corps. ( $T_s > T_{vois}$ ). Ceci est dû au rayonnement thermique, avec qui nous aurons un flux de chaleur  $q_{ray}$  du solide vers le voisinage.

Tous les corps émettent de l'énergie par rayonnement thermique, elle est relative à la température du corps. Nous pouvons dire que le rayonnement thermique est négligé pour les corps ayant une basse température. Le rayonnement thermique est un rayonnement

électromagnétique, comme la lumière ou les ondes radios, que chacun d'eux a sa propre longueur d'onde  $\lambda$  et sa fréquence  $\nu$ .

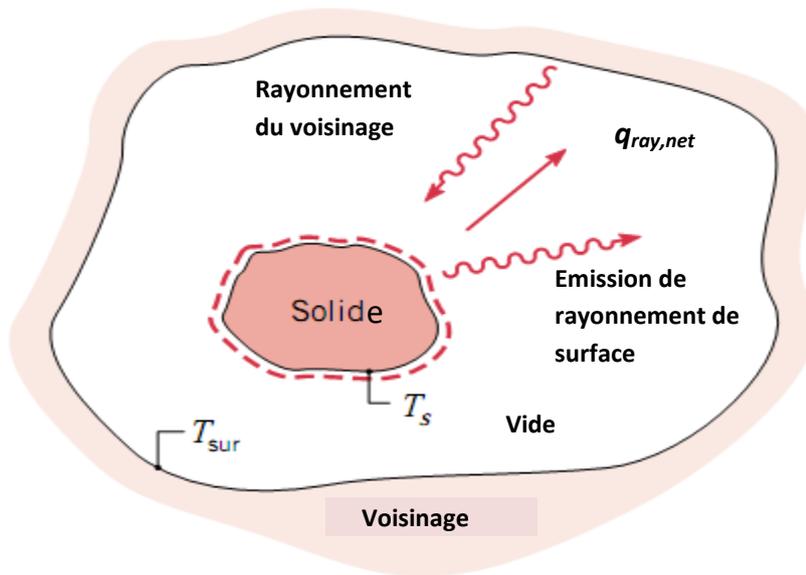


Fig.1.12. Refroidissement d'un corps chaud par rayonnement thermique [2]

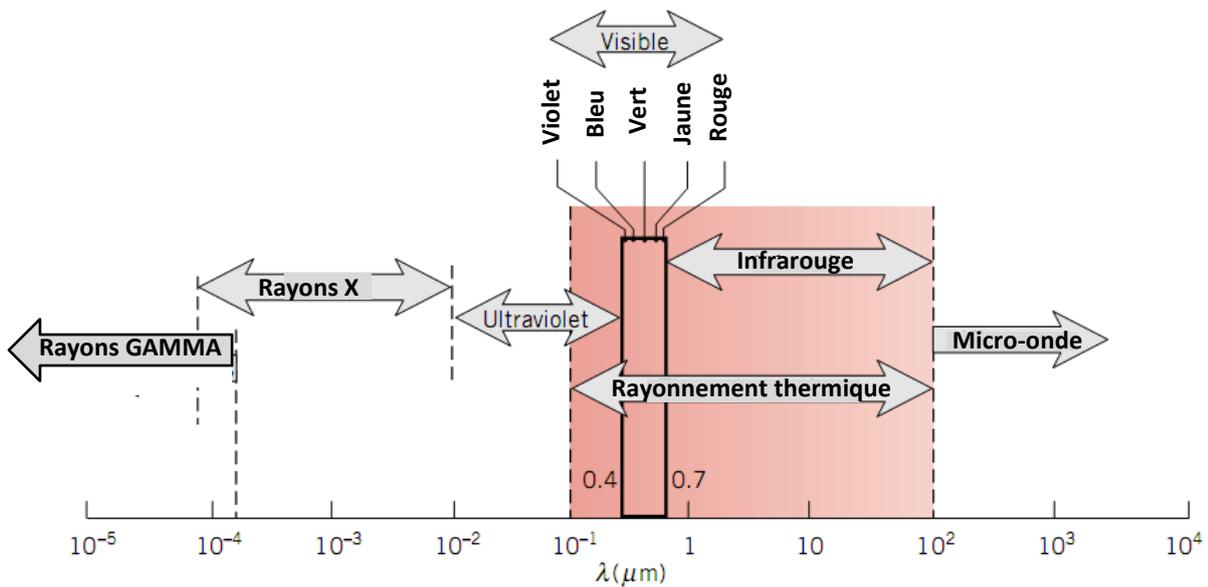


Fig.1.13. Spectre des ondes électromagnétiques [2]

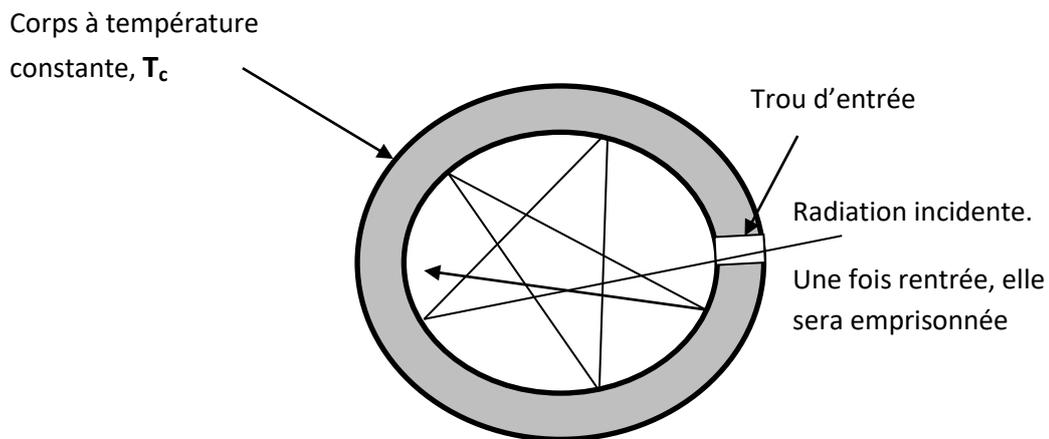
Comme nous le voyons dans la **Fig.1.13**, la longueur d'onde pour le rayonnement thermique varie de 0,1 jusqu'à 100  $\mu\text{m}$  ( $0,1 < \lambda < 100 \mu\text{m}$ ).

$$\lambda = \frac{c}{\nu} \quad (1.43)$$

$c$ : vitesse de la lumière dans le milieu.

**-Corps noir :**

Il s'agit du cas idéal des corps qui émettent du rayonnement thermique. C'est un corps qui absorbe toute l'énergie qui lui a été transmise sans qu'il la reflète. Il absorbe toutes les couleurs visibles. Le dispositif conventionnel pour approcher cet idéal est appelé en allemand "HOHLRAUM", qui veut dire espace creux **Fig. 1.14**. C'est un dispositif qui capture toute l'énergie qui pénètre par l'ouverture.



**Fig.1.14.** Modèle de corps noir (espace creux) [1]

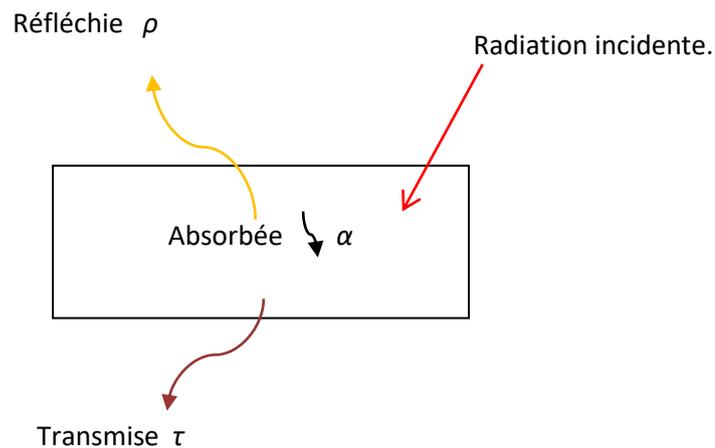
**-Propriétés du rayonnement thermique :**

Dans la Fig.18, nous observons la distribution de l'énergie radiative incidente, elle se peut de fractionner en 3 parties bien distinctes à savoir :

- Une fraction  $\alpha$  : appelée énergie absorbée.
- Une fraction  $\tau$  : appelée énergie transmise.

- Une fraction  $\rho$  : appelée énergie réfléchie.

Avec :  $\alpha + \tau + \rho = 1$  (1.44)



**Fig.1.15.** Distribution de l'énergie incidente sur un translucide. [1]

Pour un corps noir nous avons uniquement une énergie absorbée,  $\alpha = 1$  ( $\tau = \rho = 0$ )

### 1.5.2-Le flux de chaleur par rayonnement et la loi de Stefan-Boltzmann :

Le flux de chaleur pour un rayonnement thermique est désigné par :  $E_b$ .

Selon la loi de Stefan-Boltzmann nous avons  $E_b$  énergie totale radiative émise pour un corps noir sur toutes les longueurs d'onde.

$$E_b = \int_0^{\infty} E_b(\lambda, T) d\lambda = \sigma T^4 \quad (1.45)$$

$$E_b: W/m^2$$

$\sigma$ : constante de Stefan – Boltzman:  $\frac{W}{m^2 K^4}$

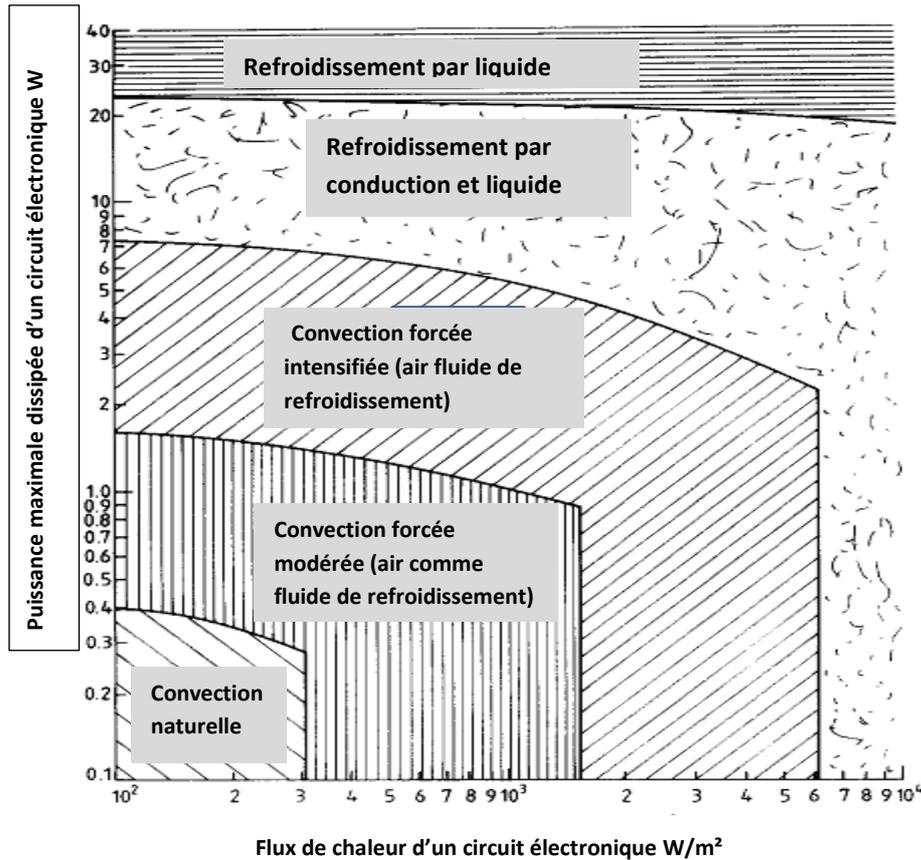
$$\sigma = 5,66910 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$$

# **Chapitre 2 : Etat de l'art sur le refroidissement des circuits électroniques par convection**

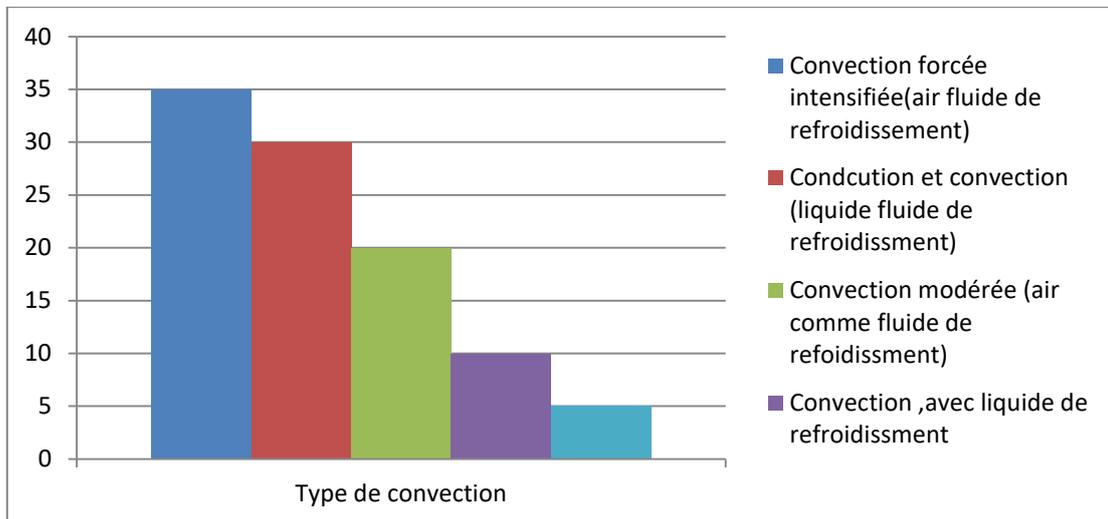
## 2.1 Importance du refroidissement des circuits électroniques par convection forcée en pratique :

Aujourd'hui, avec l'utilisation d'appareils électroniques en constante augmentation, ces équipements génèrent de plus en plus de chaleur. Avec la miniaturisation des circuits électroniques, leur nombre augmente dans les cartes où ils sont installés, ce qui donne une plus grande énergie libérée qui augmente toujours [8]. Par exemple pour un microprocesseur INTEL PENTIUM 4, déjà ancien, dissipe une puissance de l'ordre de 10 à 11 W/cm<sup>2</sup>, et les thyristors MCT (MOS CONTROLLED THYRISTOR) dissipent une puissance de l'ordre de 200 W/cm<sup>2</sup> [9]. Par conséquent, il est impératif de refroidir ces composants électroniques et de les maintenir à une température de service maximale inférieure à 65 °C [8]. Le temps de fonctionnement est réduit de 50% pour l'utilisation de ces composants à une température supérieure à celle de service de 10 °C [8]. Par conséquent, le développement de l'industrie électronique dépend directement du développement du refroidissement de ces composants. Pour certains circuits électroniques, la convection naturelle est suffisante pour dissiper la chaleur dégagée, bien sûr en utilisant une bonne conception pour une meilleure efficacité de refroidissement [8]. Il s'agit d'une solution peu coûteuse qui fonctionne en silence. Il est évident que la convection naturelle est connue pour être le mécanisme le plus faible pour dissiper la chaleur, ce qui n'aide pas les systèmes vigoureux, là nous devons utiliser des dispositifs de refroidissement plus efficaces tels que le refroidissement par convection forcée de l'air ou par liquide. (Voir Fig.2.1). Sur cette figure on peut voir clairement que le refroidissement par convection est le plus utilisé pour la dissipation thermique des différents circuits électroniques.

Dans notre vie quotidienne, nous trouvons un refroidissement par convection forcée dans nos PC, compte tenu de la quantité de chaleur produite par les différents composants, en particulier le microprocesseur ou les cartes graphiques puissantes. En outre, la convection forcée est utilisée pour refroidir les salles et les centres de serveurs [10], où d'énormes quantités de données sont stockées (voir Fig.2.2).

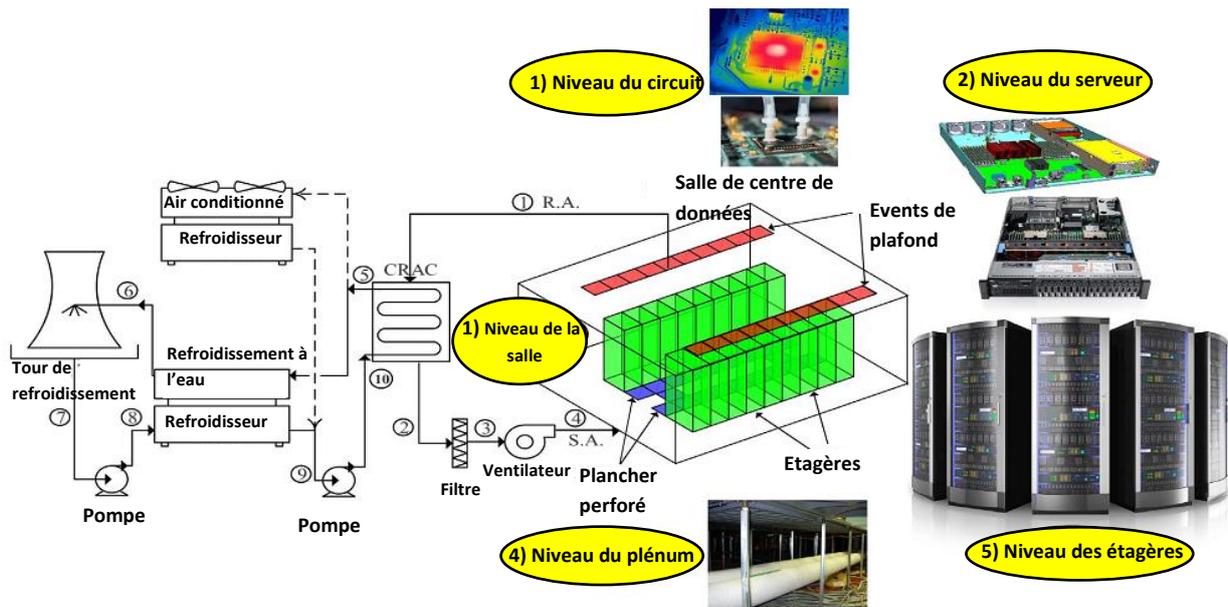


(a) Classification approximative des zones d'application [8].



(b) Classement selon contribution (en pourcentage) des modes de convection dans le refroidissement des circuits électroniques [8].

**Fig.2.1.** Classification approximative des zones d'application appropriée pour les techniques de refroidissement couramment utilisées [8].



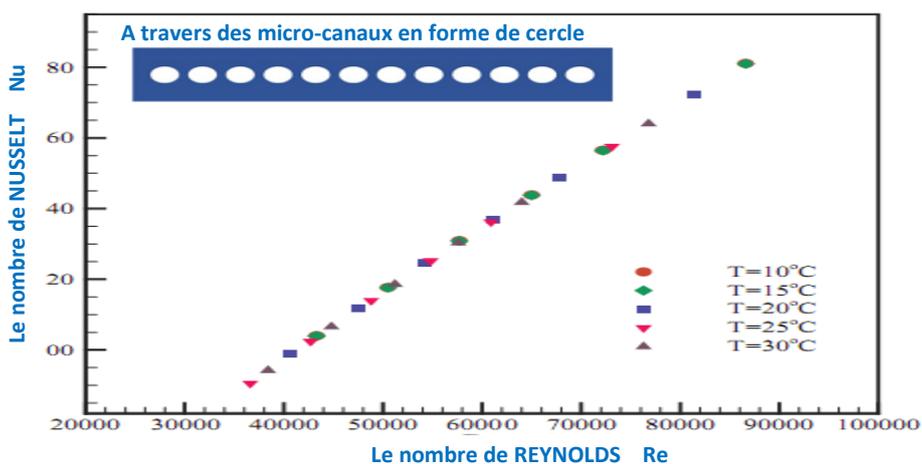
**Fig.2.2.** Amélioration de l'efficacité énergétique à plusieurs niveaux et gestion thermique du centre de stockage des données [10]

## 2.2 Analyse bibliographique des principales recherches sur le sujet:

Compte tenu de l'utilité et de la nécessité de refroidir les circuits électroniques dans différents appareils et avec la croissance de son utilisation qui est présente dans tous les domaines, de nombreuses recherches sont menées pour améliorer ce refroidissement par *convection forcée* afin d'assurer la durabilité (durée de vie) des équipements et systèmes électroniques. C'est au début des années 1990 que les équations de Navier-Stokes ont été utilisées pour les dissipateurs de chaleur à *micro-canaux* [10-13].

Parmi les pionniers de cette recherche, on peut citer par exemple les travaux suivants : Tuckerman et Pease ont observé expérimentalement que le taux de transfert de chaleur est inversement proportionnel à la largeur des canaux où ils ont recommandé d'utiliser des micro-canaux dès le début des années 80. Kazerouni et al. [11] ont entrepris une étude pour analyser l'effet de plusieurs paramètres tels que l'écoulement de fluide (air), le nombre de canaux sur le transfert de chaleur dans des dissipateurs de chaleur à canaux (Fig. 2.3). Ils ont également investi dans l'effet de changer la géométrie des canaux et de leur matériau, en faisant à chaque fois des variations de différents paramètres d'écoulement et de température (voir Fig. 2.4 et 2.5). Lampio et Kervinen [12] ont analysé et étudié les effets d'un changement de la forme, du nombre et de la masse des ailettes du dissipateur (montré sur la Fig. 2.6) sur le transfert de chaleur (autrement dit sur les nombres de Reynolds et Nusselt) dans un circuit électronique soumis à une convection forcée puis naturelle. Les résultats de leur étude sont présentés dans la Fig. 2.7. Dehghan et al.

[13] ont entrepris l'étude de la convection forcée pour le refroidissement des circuits électroniques, en utilisant des micro-canaux convergents (Fig. 2.8). Ils ont varié cette convergence et examiné l'effet de cette variation sur le transfert de chaleur. Ils ont constaté que les nombres de Reynolds et Nusselt augmentent avec l'augmentation de la convergence (c'est-à-dire la diminution de la largeur de sortie) dans le sens de l'écoulement. Ils ont également constaté que la puissance de ventilation diminue avec l'augmentation de convergence (voir Fig. 2.9). Kazerouni et al. [14] ont étudié l'effet du changement du nombre, de la hauteur et du matériau des ailettes sur le transfert de chaleur dans un dissipateur de chaleur. Ils ont conclu que ces paramètres avaient une grande influence sur le coefficient de transfert de chaleur, et que ce n'était pas seulement la vitesse de l'écoulement d'air qui était le seul paramètre influençant l'échange de chaleur (voir Fig. 2.10 et 2.11). Ghasemi et al. [15] ont étudié le refroidissement d'un dissipateur de chaleur en aluminium, par convection forcée d'un *nano-fluide*. Ils ont utilisé différentes concentrations de *nanoparticules* de dioxyde de titane. Ils ont remarqué que les nano-fluides utilisés ont un meilleur coefficient de transfert de chaleur à mesure que la concentration de dioxyde de titane augmente. Cette étude a été menée pour différentes vitesses d'écoulement (différents nombres de Reynolds). Une autre chose est que la chute de pression augmente également avec l'augmentation de la concentration des nanoparticules, ce qui nécessite une augmentation de la puissance de pompage (voir Fig. 2.12 - 2.14).



**Fig. 2.3.** Effet du changement du nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt à  $T=25^{\circ}\text{C}$  pour une forme circulaire des canaux [11].

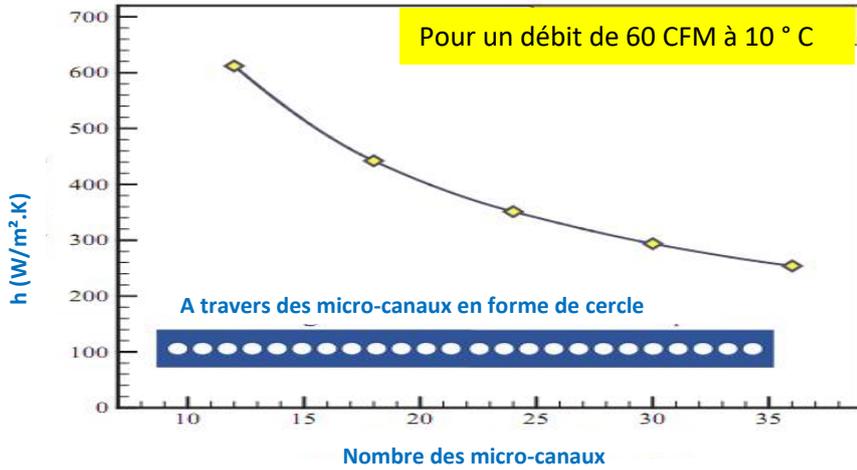


Fig. 2.4. Effet du changement du coefficient de transfert de chaleur en fonction du nombre de micro-canaux en forme de cercle sous 60 CFM et 10 °C de température de flux d'air [11].

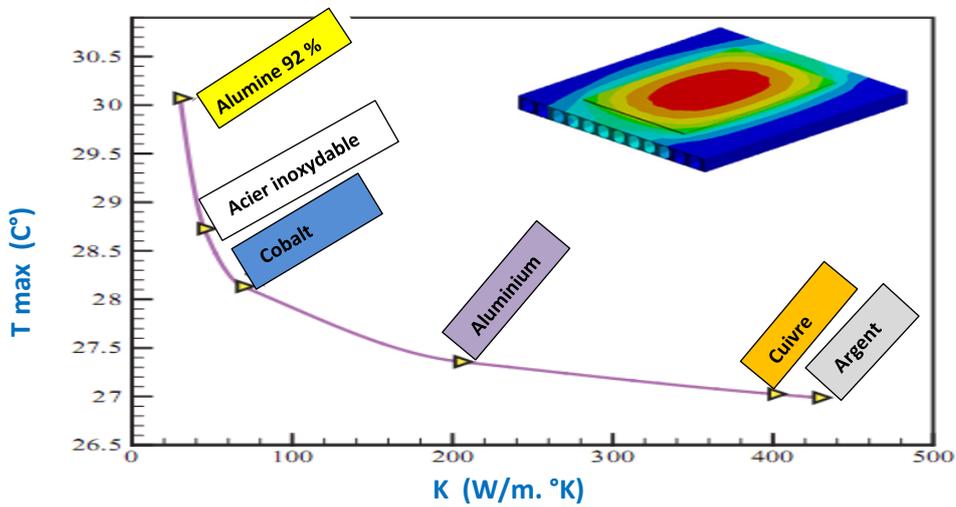
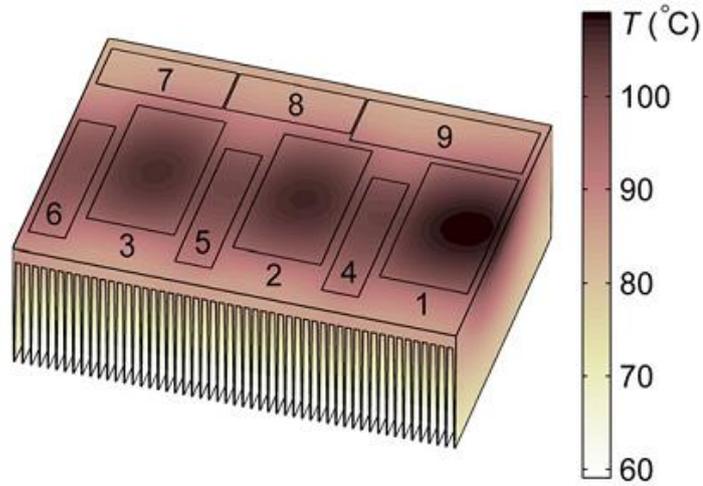
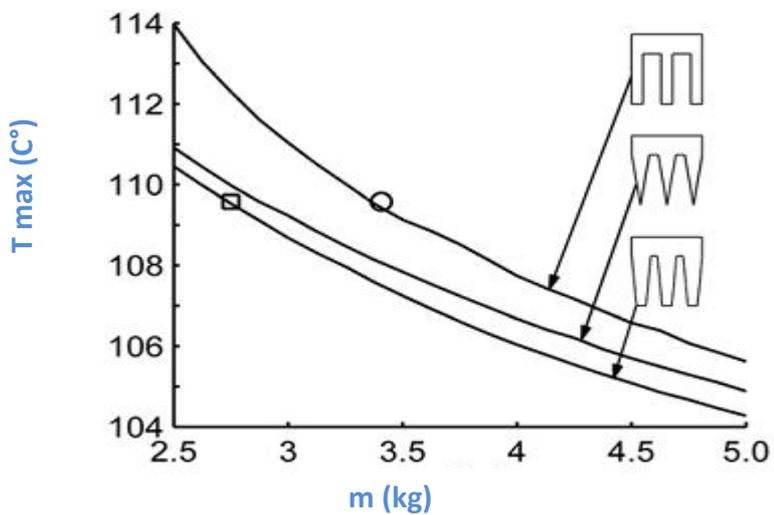


Fig. 2.5. Changements de la température maximale de la surface du dissipateur de chaleur à micro-canaux de forme fente droite pour divers matériaux de fabrication en fonction de leur conductivité thermique pour un débit d'air de 60 CFM à une température 25 °C [11].



**Fig. 2.6.** Dissipateur thermique optimisé avec des ailettes de forme trapézoïdales ( $m=2$ , 75 kg) avec 9 composants électroniques [12].



**Fig. 2.7.** Solution optimale pour une optimisation à multi-objectif pour des ailettes soumis à la convection forcée. Avec solution optimale pour ailettes rectangulaires (cercles) et trapézoïdales (carrés) [12].

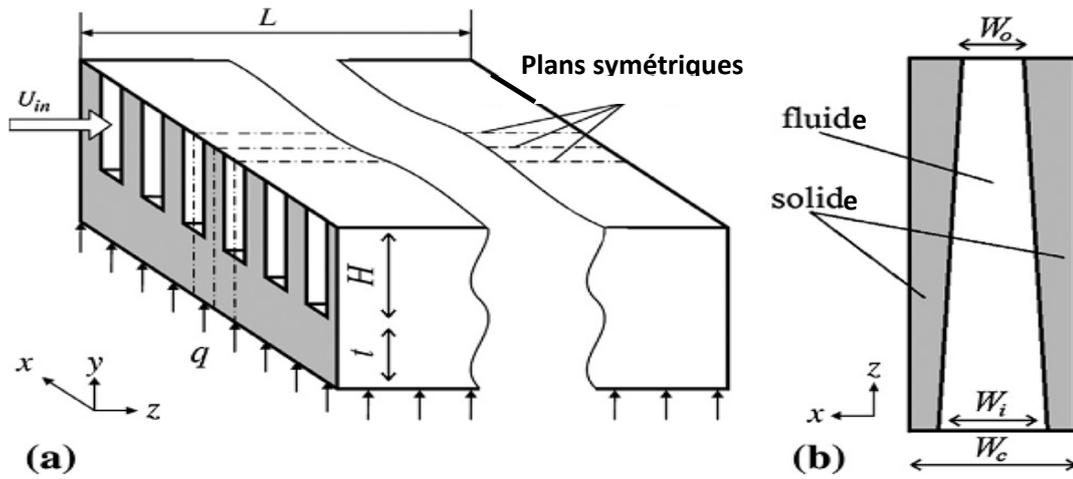


Fig. 2.8. Schéma du dissipateur de chaleur étudié a) vue isométrique b) coupe et vue de dessus du dissipateur [13].

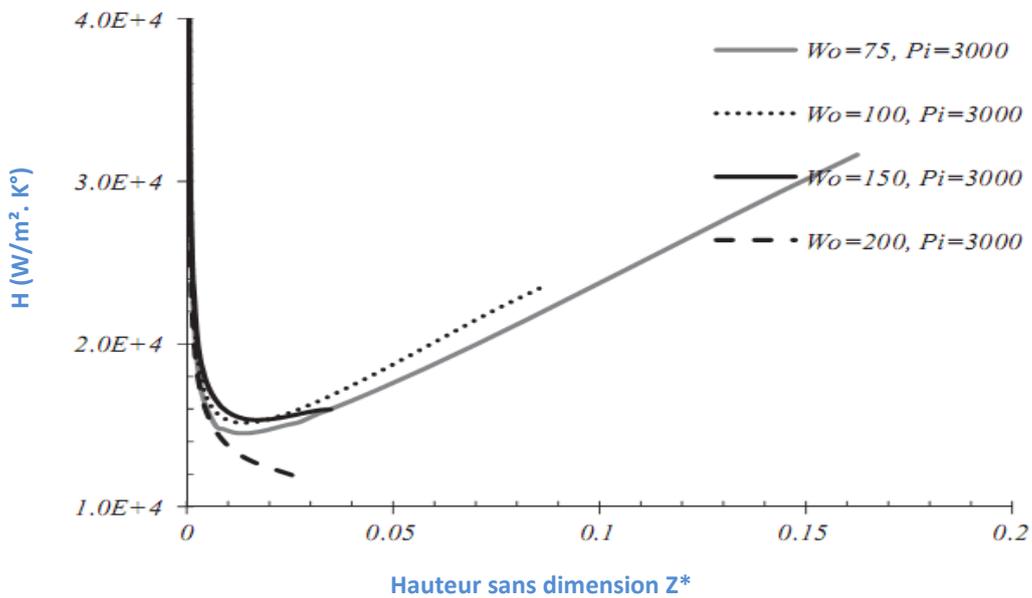


Fig. 2.9. Effet de la convergence sur le coefficient de transfert de chaleur [13].

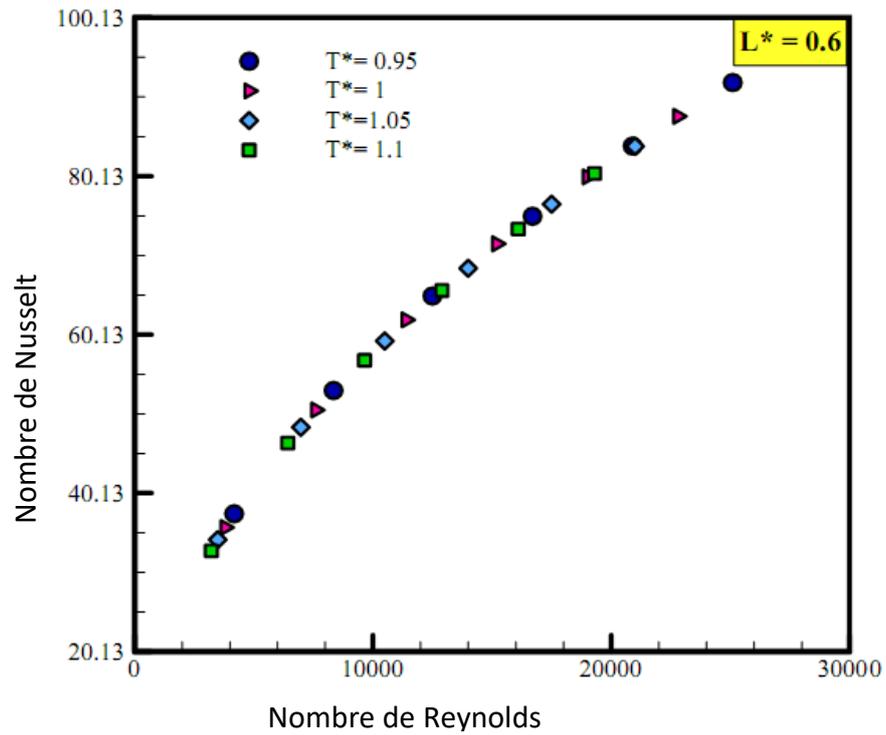


Fig. 2.10. Effet du changement du nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt pour  $L^*=0,6$  [14].

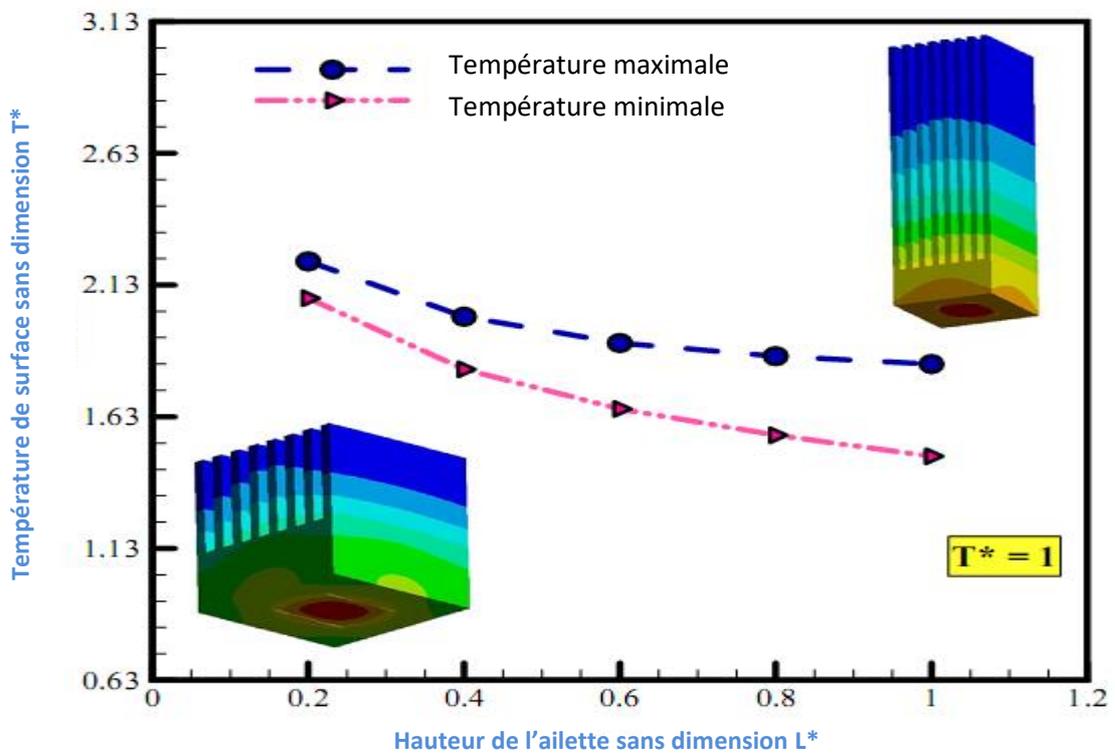


Fig. 2.11. Effet du changement de la hauteur des ailettes sur les températures de surface maximales et minimales de surface (avec  $Re= 1,14.10^4$  et température d'écoulement  $T^*=1$ ) [14].

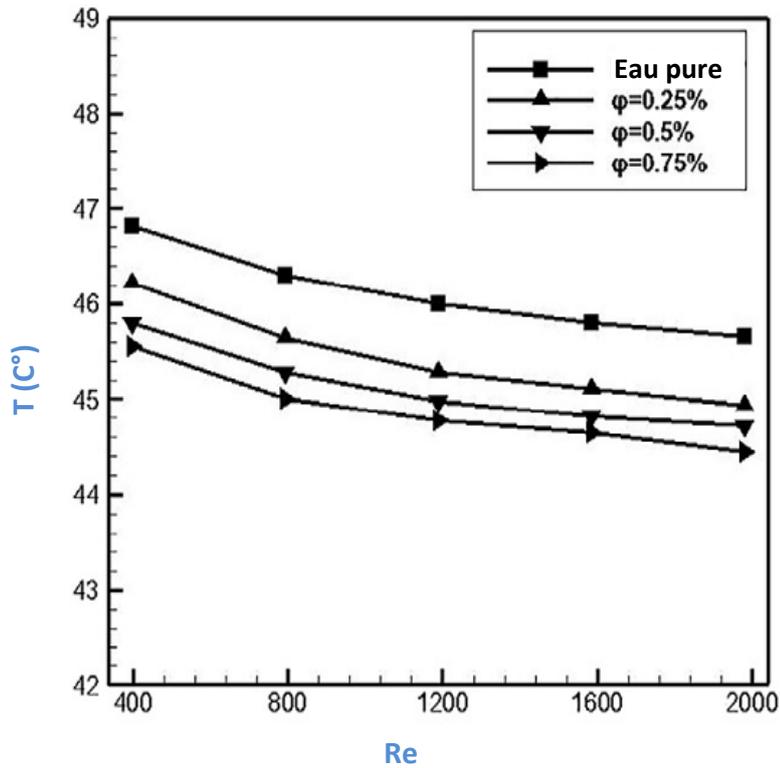


Fig. 2.12. Changement de la température de surface du dissipateur en fonction nombre de Reynolds pour une eau pure et différents nano-fluides [15].

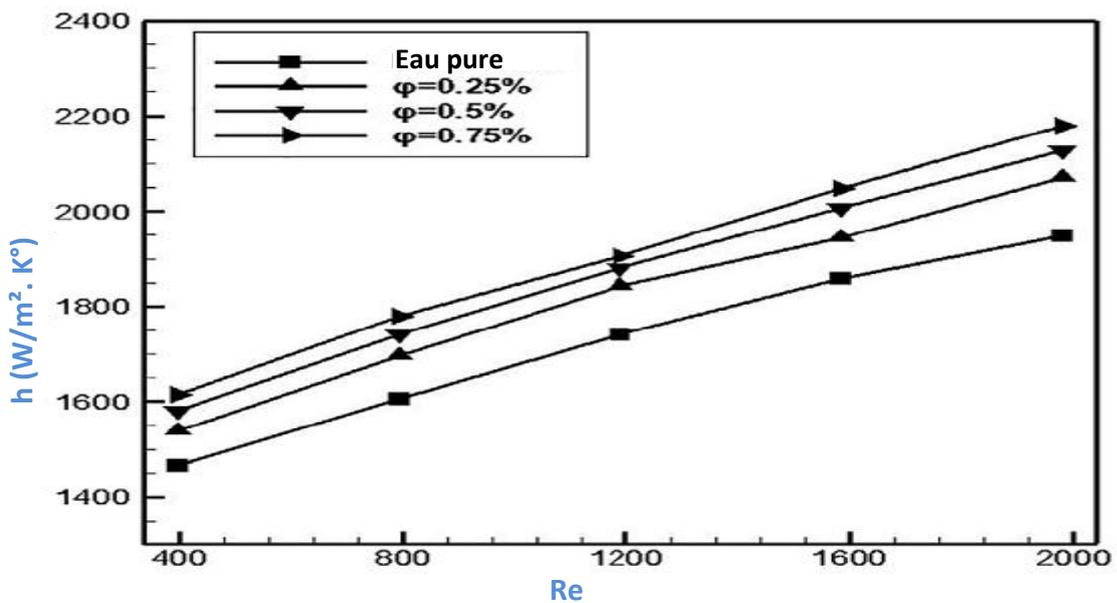
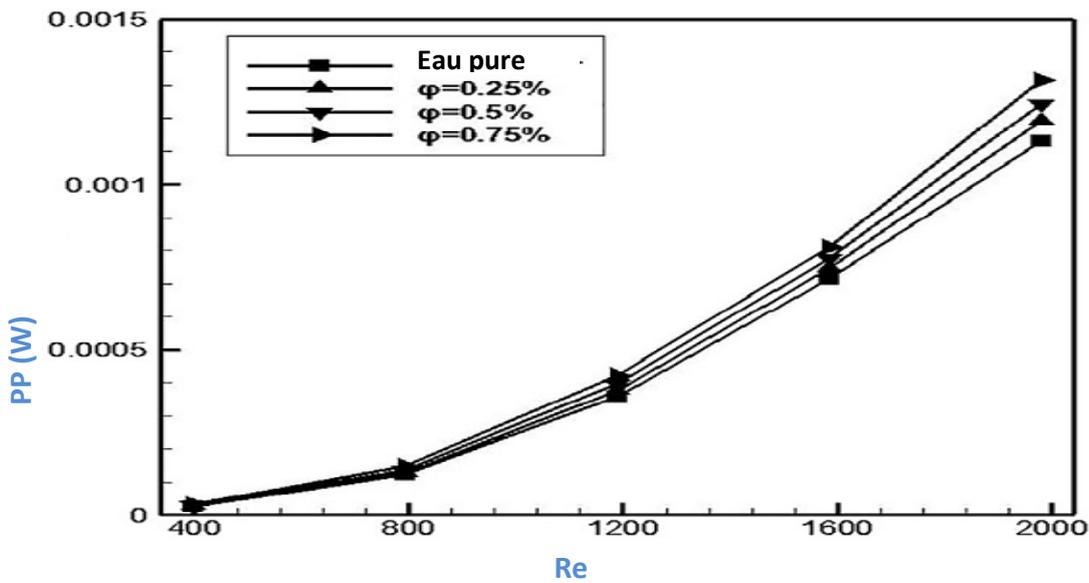


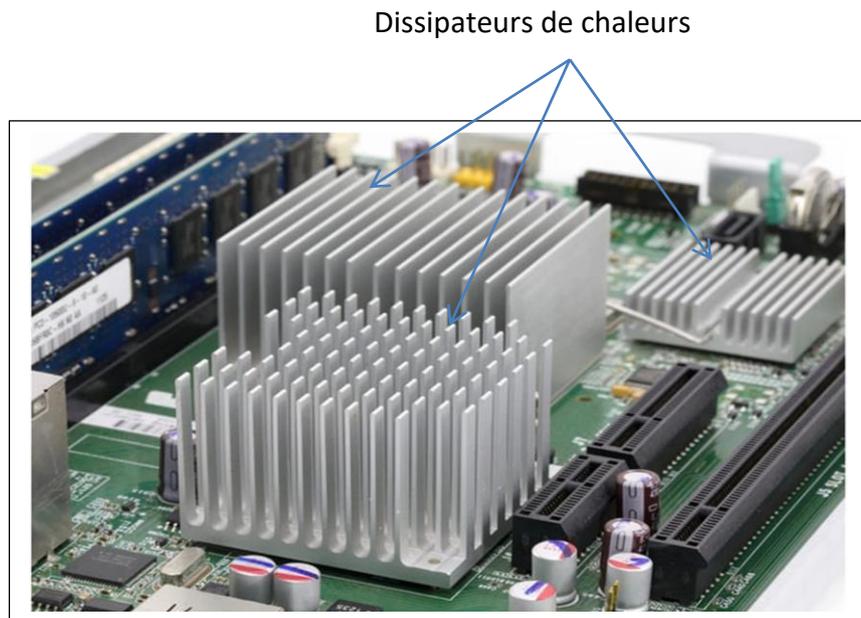
Fig. 2.13. Coefficient de transfert de chaleur en fonction du nombre de Reynolds pour des eaux à différentes concertations en nanoparticules [15].



**Fig. 2.14.** La puissance de pompage en fonction du nombre de Reynolds pour des eaux à différentes concentration en nanoparticules [15].

### 2.3 Méthodes utilisées pour l'augmentation du rendement d'un dissipateur de chaleur

Un dissipateur de chaleur est un dispositif ou composant mécanique qui a pour rôle de dissiper la chaleur générée par les composants électroniques de puissance. Par sa forme il augmente la surface d'échange thermique de ces circuits électroniques avec le fluide qui absorbe la chaleur produite. Les Fig. 2.15 et 2.16 montrent des dissipateurs de chaleur typiques utilisés sur des cartes électroniques [16 - 19].



**Fig. 2.15.** Dissipateurs de chaleurs sur une carte électronique [16].



**Fig. 2.16.** Dissipateur de chaleur en aluminium [17].

Pour améliorer le rendement d'un dissipateur, le coefficient d'échange thermique  $h$  doit être augmenté. Cela revient à augmenter les nombres de Reynolds et Nusselt. De nombreuses recherches ont été effectuées pour optimiser les dissipateurs de chaleur, pour améliorer leur capacité à abaisser la température des composants électroniques pour les rendre plus efficaces et plus durables.

On peut citer les paramètres pris en compte pour l'amélioration de ces dissipateurs micro-canaux comme suit :

### 2.3.1. La hauteur des ailettes :

On peut améliorer le coefficient d'échange thermique en augmentant la longueur des ailettes, on retrouve parmi ces recherches menées de cette manière l'étude de Kazerouni et al. [14], où ils ont démontré qu'en augmentant la hauteur des ailettes, il y aurait un meilleur échange thermique (voir Fig. 2.11). Par ailleurs, Prajapati [20] a réalisé une étude sur l'influence de la hauteur des ailettes sur les performances thermiques. Il a choisi sept hauteurs différentes pour un dissipateur de chaleur à micro-canaux sans toit comme le montre la Fig. 2.17. Il a trouvé dans sa simulation que la température maximale au bas du dissipateur était *inversement proportionnelle* à l'augmentation de la hauteur des ailettes. Cela nous donne une augmentation du nombre de Nusselt et du coefficient d'échange thermique. Cela rend le dissipateur plus efficace à mesure que la hauteur de ses ailettes augmente. L'étude a montré que les meilleures performances sont atteintes à une hauteur de 0,8 mm. Les Fig. 2.18 et 2.19 récapitulent les principaux résultats dans [20].

### 2.3.2. La forme des ailettes :

En ce sens, on retrouve l'étude de Lampio et Kervinen [12] dans laquelle l'évolution du transfert de chaleur selon les différentes formes d'ailettes a été comparée. Les auteurs ont proposé dans une partie de leur travail 3 formes différentes pour les ailettes (rectangulaires, triangulaires et trapézoïdales) et après une étude multi-objective et une optimisation de plusieurs paramètres, ils ont constaté que la forme trapézoïdale donnait les meilleurs résultats en tenant compte de la masse maximale et la température de surface (voir Fig. 2.6 ci-dessus). On peut également citer l'étude de Kanargi et al. [18] dans laquelle des ailettes obliques ont été utilisées pour augmenter le coefficient de transfert de chaleur. D'après leur expérience, ils ont constaté que le nombre de Nusselt est beaucoup plus élevé, pour un dissipateur à ailettes obliques (Fig.2.21 et 2.22) qu'un dissipateur à micro-canaux sous la forme d'une fente droite (voir Fig.2.20).

Avec :

**Aile** : ailette

$W_{aile}$  : largeur de l'ailette,  $H_{aile}$  : hauteur de l'ailette,  $W_c$  : largeur du canal,  $H_c$  : hauteur du canal

$W_w$  : largeur de la paroi,  $H_b$  : hauteur de la paroi inférieure,  $H$  : hauteur du dissipateur,

$W$  : largeur du dissipateur.  $L$  : longueur du dissipateur.

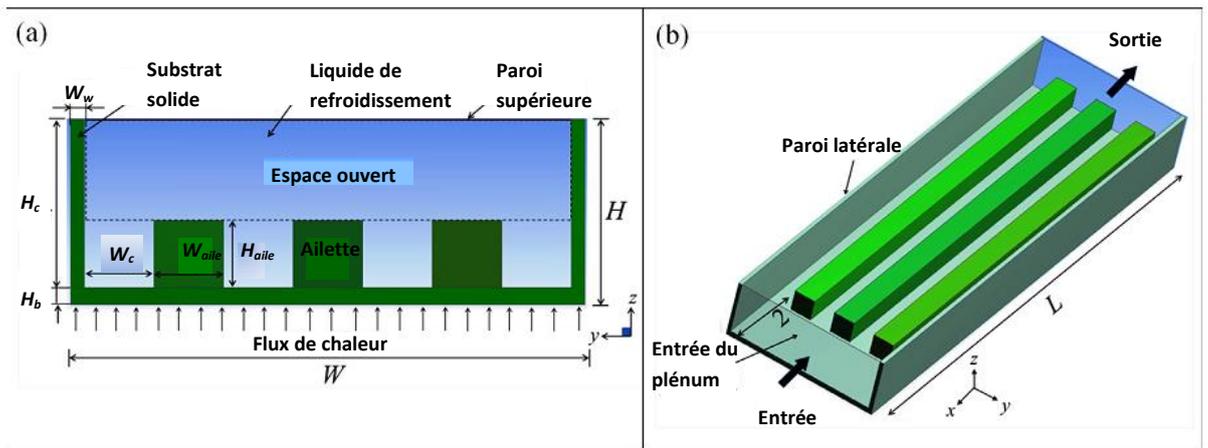


Fig. 2.17. a) Coupe du dissipateur simulé b) vue isométrique du modèle simulé [20].

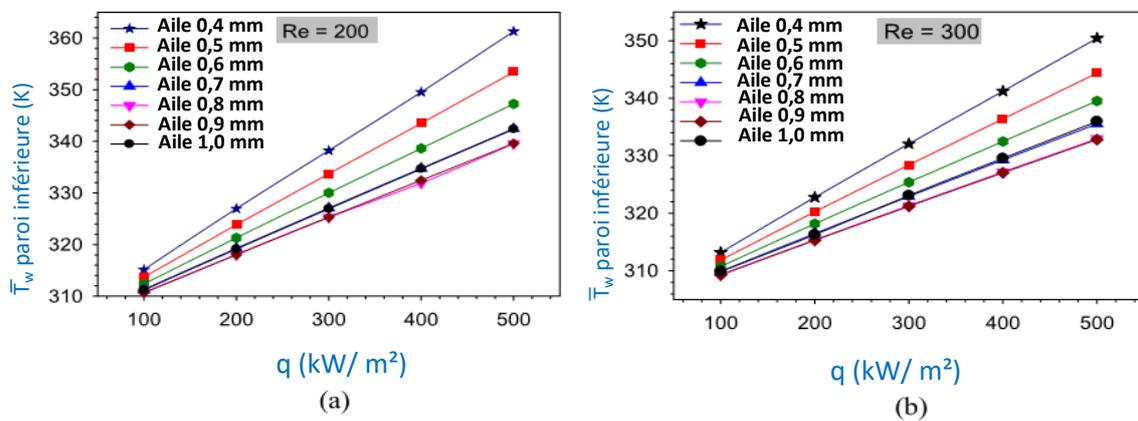


Fig. 2.18. Variations de la valeur de la température moyenne du bas du dissipateur en fonction du flux de chaleur  $q$  pour des valeurs différentes de la hauteur des ailettes [20].

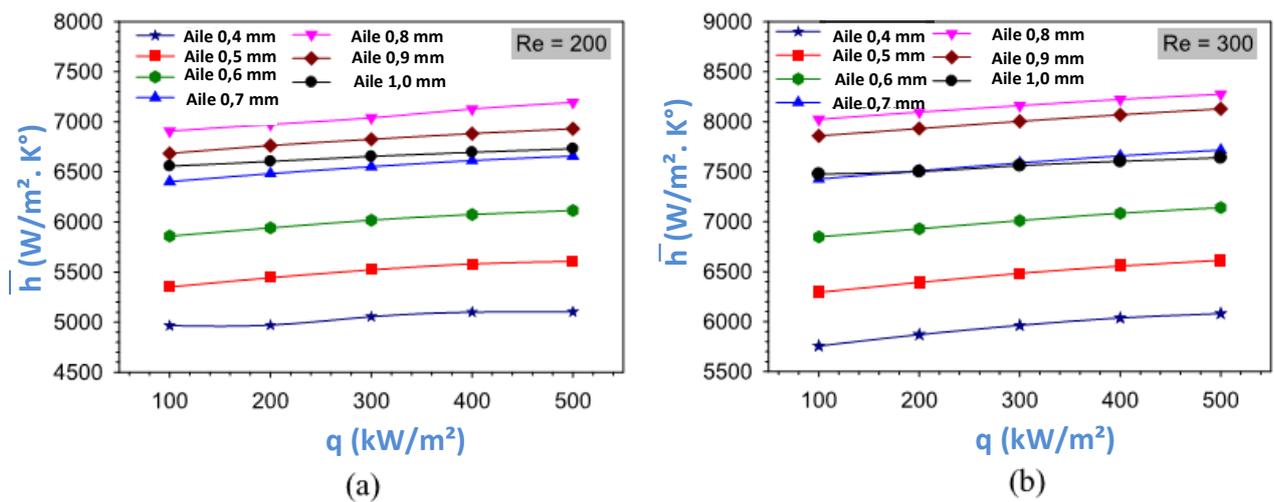


Fig. 2.19. Variations de la valeur du coefficient d'échange en fonction du nombre de Reynolds pour des hauteurs d'ailettes différentes [20].

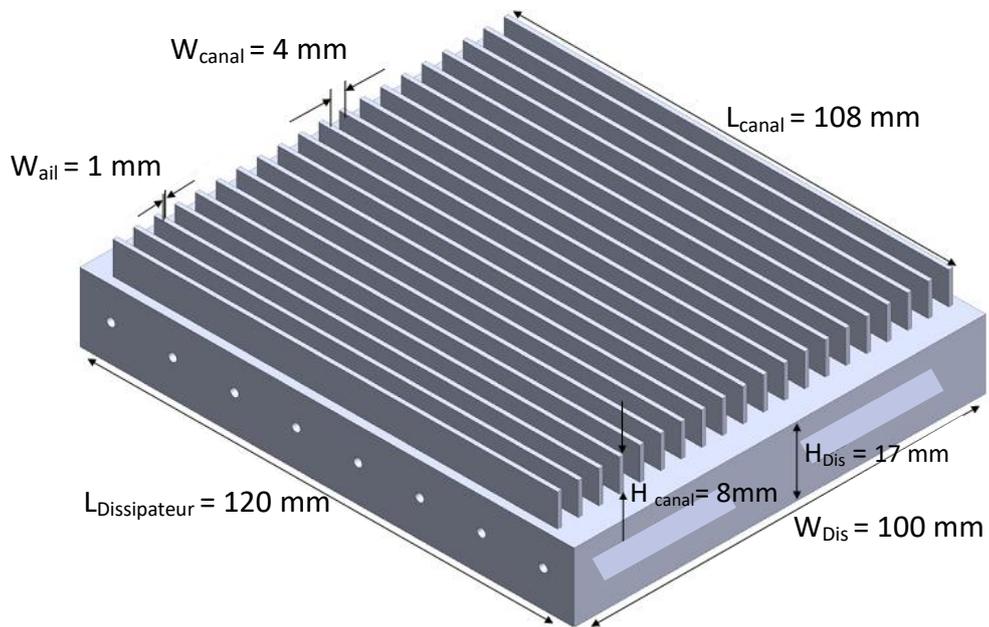


Fig. 2.20. Dissipateur de chaleur à micro-canaux de forme fente droite [18]

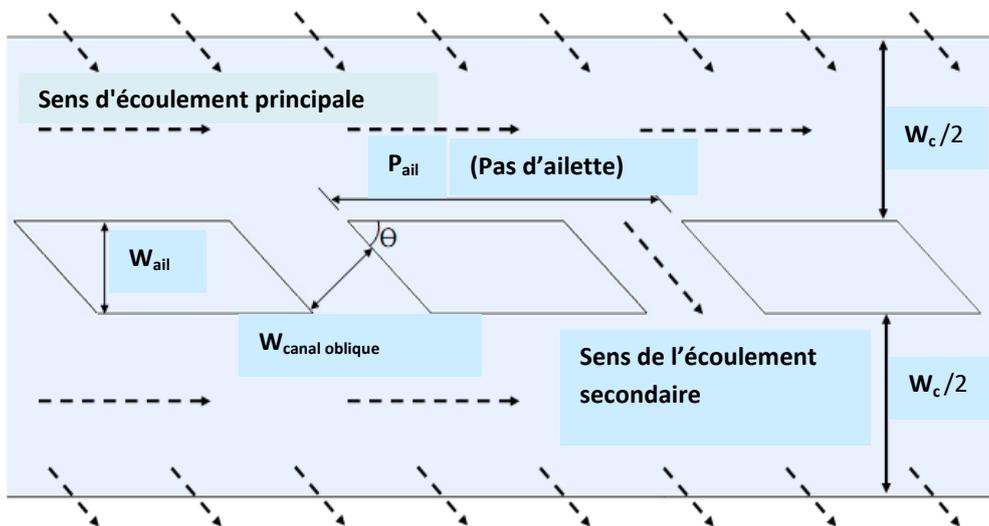
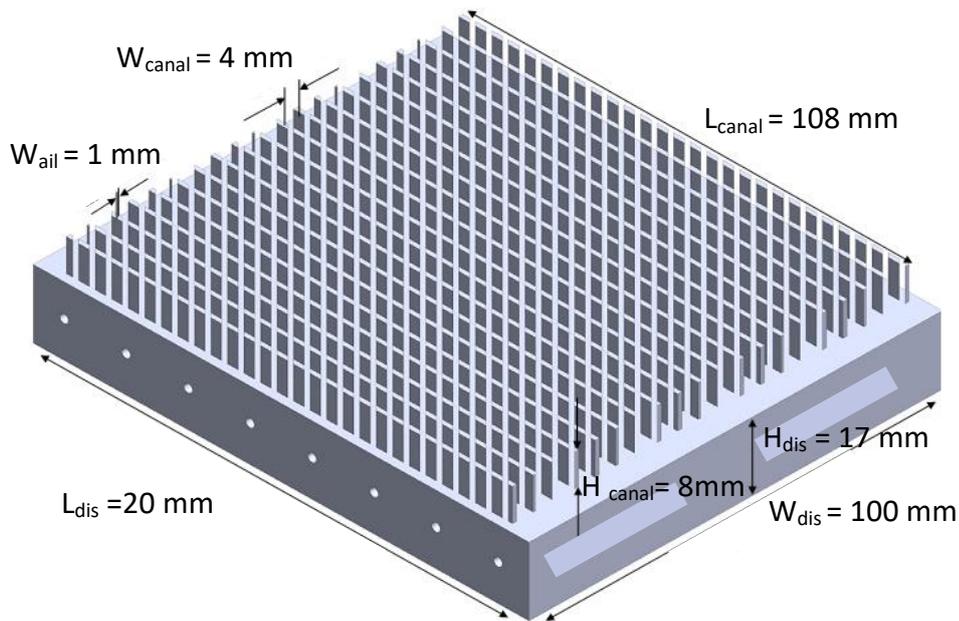


Fig. 2.21. Dissipateur de chaleur avec des ailettes obliques (vue de dessus) [18]

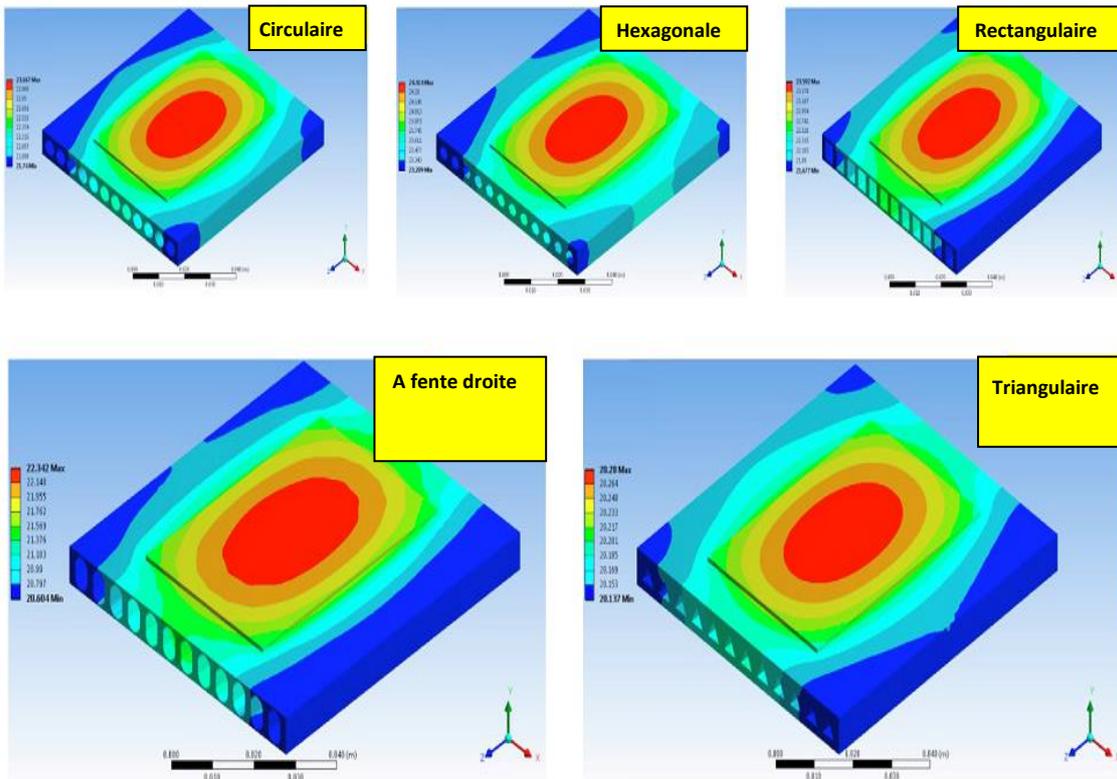


**Fig.2.22.** Dissipateur de chaleur avec des ailettes obliques (vue isométrique [18]).

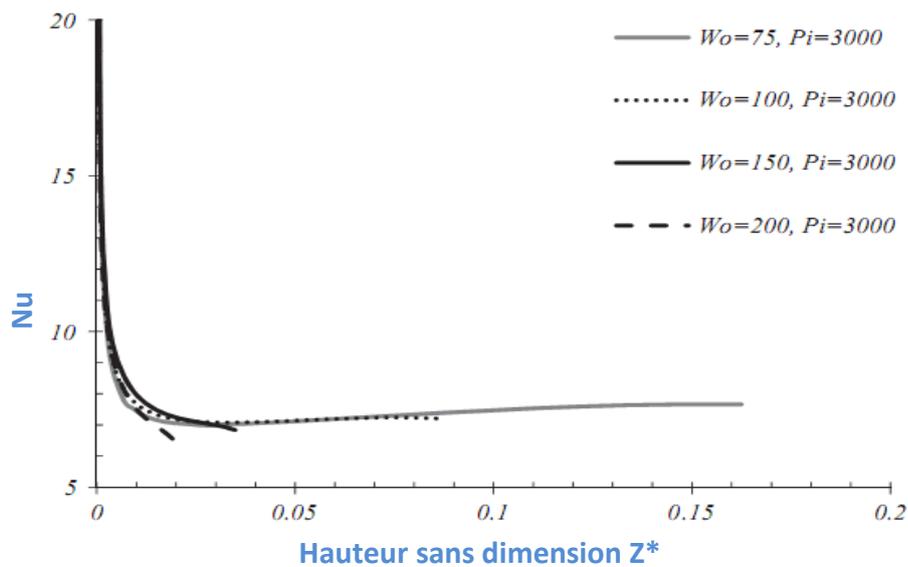
### 2.3.3. La géométrie des canaux et du dissipateur :

Il est bien connu que la géométrie a une grande influence sur l'échange thermique. Il existe plusieurs études sur cet aspect, on peut citer par exemple l'étude **précédente** de Kazerouni et al. [11]. Dans cette étude, les auteurs ont réalisé **aussi** une étude dans laquelle ils ont comparé les performances d'un dissipateur de chaleur à micro-canaux qui a 6 formes géométriques différentes, à savoir circulaire, rectangulaire, triangulaire, hexagonale et fente droite. Après analyse, ils ont constaté que les meilleures formes étaient la forme triangulaire et fente droite. Ces formes ont donné les meilleures performances thermiques (comme nous le voyons dans la Fig. 2.23 qui montre la distribution de température sur le dissipateur thermique et le composant électronique). On peut également citer l'étude précédente de Dehghan et al. [13], qui ont étudié **aussi** l'effet de la convergence des canaux du dissipateur de chaleur, et ont constaté qu'en rétrécissant la sortie du canal, la dissipation est meilleure, comme le montre la Fig. 2.24, où le nombre de Nusselt est proportionnel au rétrécissement du canal sortie. Mais la convergence a une valeur optimale, qui est 0,5 (c.-à-d.  $=w_o/w_i = 0,5$ ), où le coefficient de transfert de chaleur n'augmentera pas au-delà de cette valeur (où  $w_o$  : est la largeur de sortie du canal,  $w_i$  représente la largeur d'entrée du canal) (voir Fig. 2.24). On note que la puissance de ventilation sera nettement inférieure à celle d'un canal droit  $w_o / w_i = 1$ .

A partir des 1980, on a vu l'utilisation des dissipateurs à micro canaux ondulés dans divers domaines, y compris pour le refroidissement des appareils électroniques. Ils ont montré leur bonne capacité à éliminer la chaleur des appareillages électroniques. Ils ont été l'objet de plusieurs études, par exemple [19] (voir Fig.2. 27).



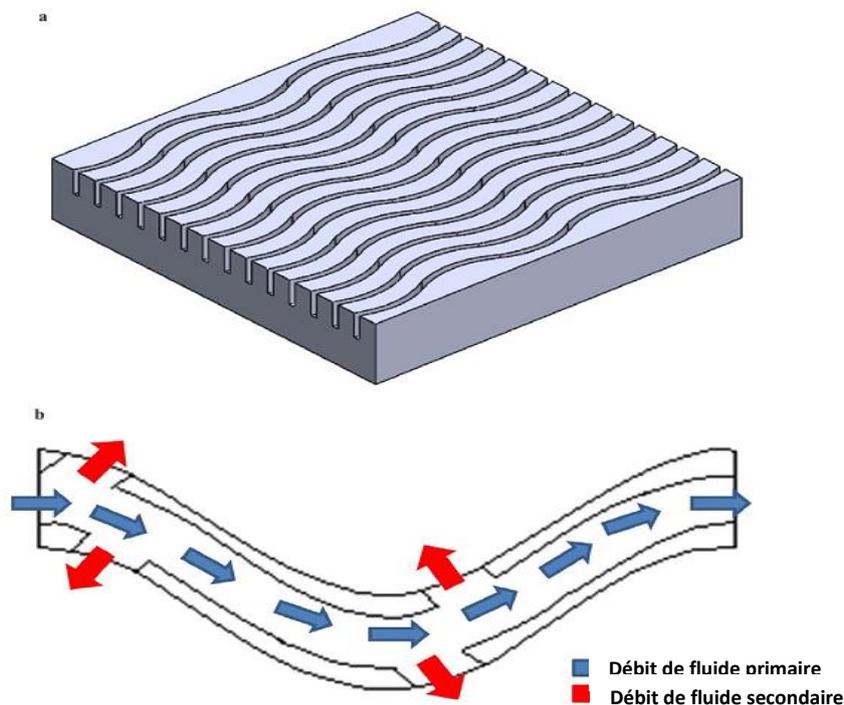
**Fig.2.23.** La distribution de température dans un dissipateur thermique en aluminium qui a des micro-canaux de différentes formes (circulaire, hexagonale, rectangulaire, fente droite et triangulaire) pour un débit d'air 60 CFM à une température de 20 ° C. [11]



**Fig.2.24.** La variation du nombre de Nusselt en fonction du rétrécissement du canal (à la pression  $P_i= 3000$  Pa) [13].

La forme ondulée représentée sur la [figure 2.25](#) engendrera les *tourbillons de Dean*, et la branche alternée aide à mélanger les fluides à l'intérieur de ce canal. Cela donnera un bon coefficient de chaleur.

Selon certaines études, l'augmentation de l'amplitude des ondes donne un meilleur coefficient d'échange thermique. Cependant, à une certaine valeur d'amplitude, le coefficient d'échange diminuera, à cause de la turbulence dans les branches secondaires qui tend à être moins importante [\[19\]](#).

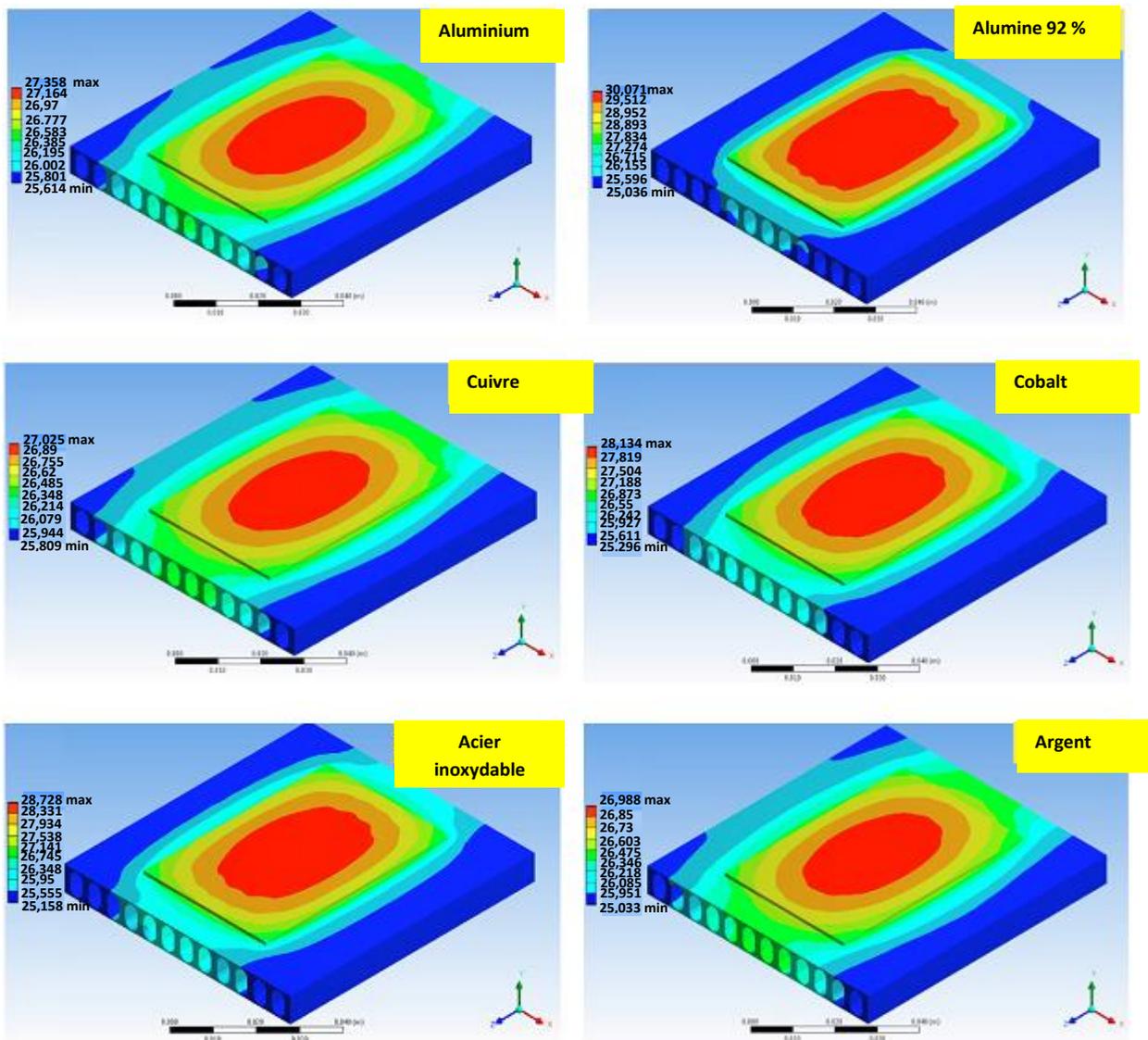


**Fig.2.25.** a) Dissipateur de chaleur à micro-canaux ondulés b) présence d'un écoulement secondaire [\[19\]](#).

#### 2.3.4. La matière du dissipateur :

Dans leur étude, Kazerouni et al. [\[11\]](#) ont également analysé les performances du dissipateur à micro-canaux, de forme à fente droite, pour différents matériaux de fabrication, aluminium, 92% d'alumine, cuivre, cobalt, acier inoxydable et argent, ils ont découvert que le cuivre et l'argent

avaient les meilleures distributions de température, ce qui en faisait les métaux les plus performants. Alors que le mauvais score de performance était pour 92% d'alumine (voir Fig.2.26).



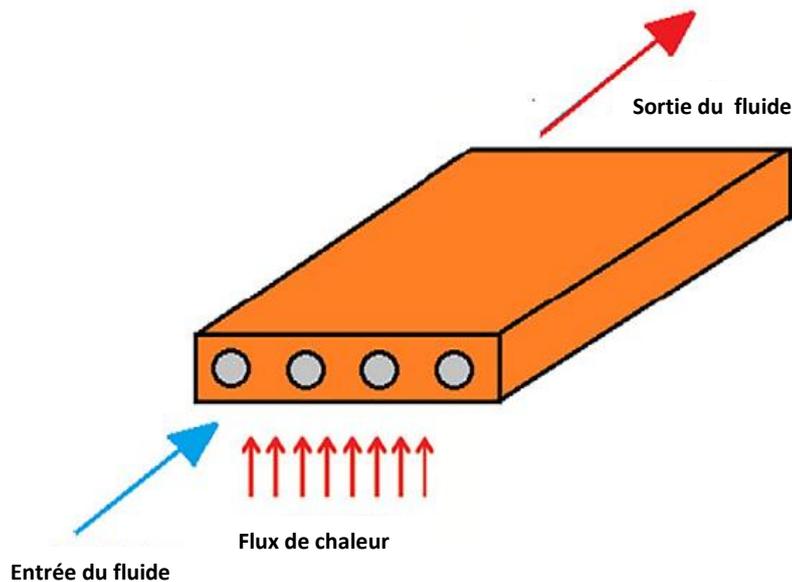
**Fig.2.26.** La distribution de la température pour un dissipateur à micro-canaux en forme de fente droite, avec variation de la matière de fabrication [11].

**2.3.5. La nature du fluide de refroidissement :**

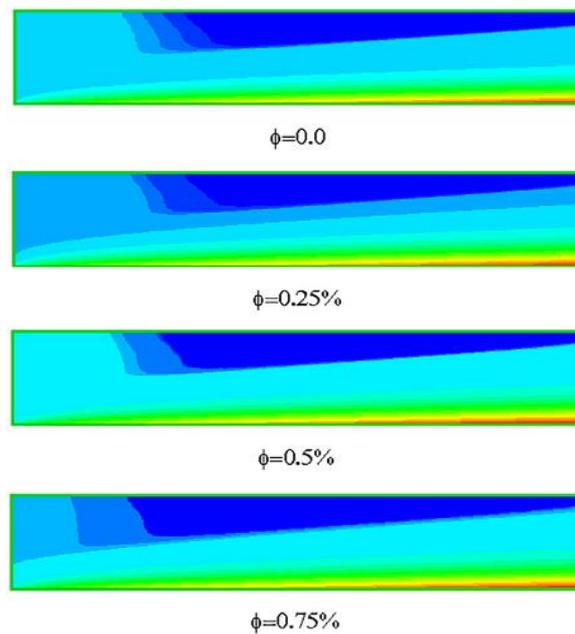
La plupart du refroidissement des cartes électroniques utilise de l'air. C'est un fluide qui n'est pas nocif, de plus c'est le plus répandu et que l'on trouve partout. L'installation de refroidissement par air n'est généralement pas très chère, ce qui convient pour satisfaire toutes les parties. Cependant pour améliorer les performances de refroidissement lorsque les conditions sont très rudes (rigoureuses) où la température est suffisamment élevée et l'air n'est plus suffisant nous pouvons

utiliser un autre fluide qui n'est autre que de l'eau, de l'huile ou de l'éthylène glycol qui sont les liquides les plus utilisés. L'eau n'a pas une conductivité élevée par rapport aux solides. Sur la base de cette idée et afin d'améliorer la conductivité de l'eau ou d'autres fluides, les chercheurs ont pensé à introduire le solide dans ces fluides de base. Ils sont appelés nano-fluides. Ce sont des suspensions solides qui ont des tailles en nanomètres, inférieures à  $100 \mu\text{m}$  (d'où le nom de nano-fluides). Ces particules augmentent la conductivité du fluide là où elles y sont immergées.

Parmi les études menées dans ce sens, on peut citer l'étude de Ghasemi et al. [15], où les auteurs ont analysé les performances thermiques d'un dissipateur thermique à micro-canaux circulaires (Fig.2.27) en utilisant différentes concentrations de nanoparticules de dioxyde de titane. Ils ont constaté que les meilleurs résultats sont pour le nano-fluide qui a une concentration plus élevée de nanoparticules. Fig.2.28. La température du fond du dissipateur diminue lorsque la concentration de nanoparticules augmente.



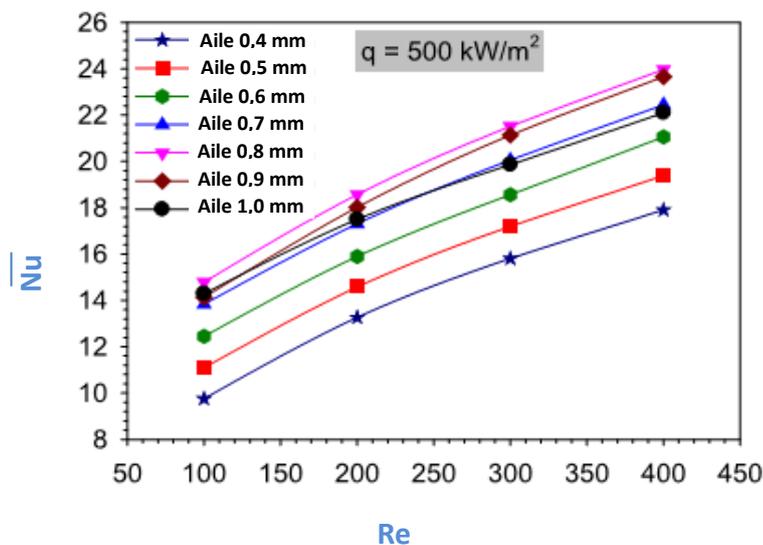
**Fig.2.27.** Dissipateur de chaleur à micro-canaux circulaires [15].



**Fig.2.28.** Distribution de températures du dissipateur de chaleur refroidi avec des eaux à différentes concentration volumique en nanoparticule de dioxyde de titane ( $Re= 1187$ ) [15].

**2.3.6. La vitesse du fluide de refroidissement :**

De nombreuses études ont montré qu'en augmentant la vitesse d'écoulement, le nombre de Reynolds augmente également, ce qui conduit également à un nombre de Nusselt plus élevé. Par conséquent, le coefficient d'échange est proportionnel à la vitesse d'écoulement du fluide. Parmi ces études, nous citons par exemple celles données dans les références [20] et [14] (voir Fig. 2.29 et 2.30, respectivement).



**Fig.2.29.** Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds [20]

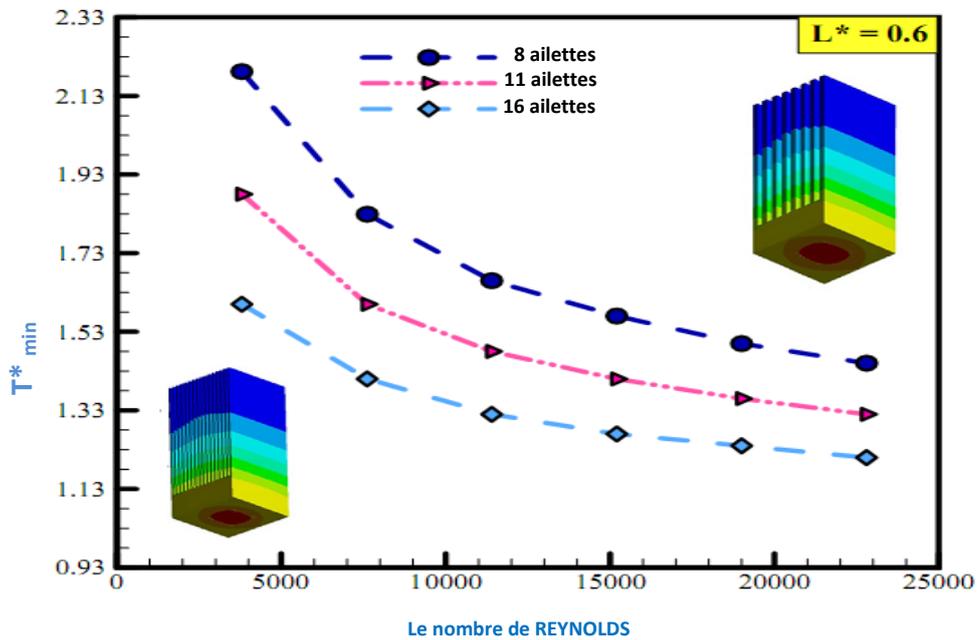


Fig.2.30. Variation de la température en fonction du nombre de Reynolds [14].

## 2.4 Objectif principal de ce travail

Dans ce chapitre, nous avons présenté quelques travaux de recherches sur les méthodes utilisées pour le refroidissement de l'optimisation des performances des dissipateurs thermiques. Certaines études ont pris en compte la géométrie des ailettes, en leur donnant différentes formes et dimensions. D'autres chercheurs ont entrepris des études sur la forme et la géométrie du dissipateur, en modifiant les formes des canaux et matériau de fabrication de ces dissipateurs. D'autres scientifiques ont utilisé des liquides de refroidissement à la place de l'air, tels que l'eau ou les nano-fluides.

À travers cette analyse bibliographique, nous avons voulu donner une idée de quelques recherches sur les dissipateurs de chaleur utilisés pour le refroidissement des appareils électroniques, qui sont de plus en plus utilisés dans la vie quotidienne et dans différents domaines. Lorsque nous parlons d'optimisation, nous ne voulons pas prendre le dissipateur thermique qui a les meilleures performances thermiques. Il faut prendre celui qui donne satisfaction en prenant en compte plusieurs paramètres, à savoir les coûts, les performances thermiques et la faisabilité. Par la suite et dans les chapitres suivants, nous étudierons le refroidissement d'un circuit électronique à l'aide d'un dissipateur thermique à micro-canaux.

**Chapitre 3 : Etude d'un dissipateur de  
chaleur à micro-canaux refroidissant un  
circuit électronique par convection  
forcée en régime laminaire**

### 3.1 Introduction

Dans les deux premiers chapitres, nous avons introduit quelques notions sur les transferts de chaleur, ceci dans les solides et dans les fluides. Nous avons également présenté un petit aperçu des recherches menées par les scientifiques pour optimiser les dissipateurs de chaleur pour le refroidissement des appareils électroniques. Ceux-ci sont de plus en plus utilisés, on peut dire qu'ils sont devenus incontournables dans la vie quotidienne et professionnelle, dans différents domaines.

Comme nous l'avons indiqué, pour un meilleur refroidissement, il existe différentes méthodes et équipements. Parmi ces équipements, nous avons le dissipateur thermique qui, par sa conception et ses caractéristiques, assure le refroidissement de ces circuits électroniques. Pour cela, nous utilisons la convection forcée pour refroidir ce dissipateur qui à son tour a refroidi le composant électronique.

Dans ce chapitre, nous examinerons un dissipateur à micro-canaux destiné à dissiper la chaleur d'un circuit électronique. Nous étudierons le refroidissement de cet équipement par air, grâce à la convection forcée qui est le seul moyen de transfert de chaleur pris en compte dans notre étude.

### 3.2 Modèle mathématique pour l'étude du dissipateur de chaleur à micro-canaux

Comme déjà présenté dans le premier chapitre, pour la convection forcée il y a des équations régissant ce phénomène. Pour déterminer les champs de vitesse et de température il faut résoudre ces équations.

Dans le chapitre 1, nous avons également souligné que la détermination du champ d'écoulement bidimensionnel (2D) et de la distribution de température est suffisante (et la plus simple) pour comprendre et résoudre les équations du problème de convection forcée. En réalité et en pratique, il s'agit de résoudre des équations tridimensionnelles qui sont les suivantes :

**-Equation de continuité :**

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.1)$$

Où  $u, v$  et  $w$  sont les composantes de la vitesse sur les axes  $x, y$  et  $z$  respectivement.

**-Les équations de la quantité de mouvement pour la convection:**

$$\rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial p}{\partial x} \quad (3.2a)$$

$$\rho \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial p}{\partial y} \quad (3.2b)$$

$$\rho \left( u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial p}{\partial z} \quad (3.2c)$$

-L'équation de l'énergie :

$$\rho \cdot C_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (3.3)$$

### 3.3 Présentation du dissipateur de chaleur à micro-canaux à étudier :

Dans ce chapitre, nous étudierons un dissipateur de chaleur à micro-canaux utilisé pour refroidir un circuit électronique. Il s'agit d'un dissipateur en aluminium, il est composé de 10 canaux identiques. Il a été dimensionné comme suit, 80mm de longueur, 71mm de largeur et 10mm de hauteur (voir Fig. 3.1 et 3.2).

Le canal est de longueur 80mm et la section de passage de fluide a une hauteur de 8 mm et une largeur de 6mm. Au fond (en bas) du dissipateur se trouve le circuit électronique en silicium, c'est la source chaude de notre problème. Il produit une quantité de chaleur égale à 20 W. Il a des dimensions: 80mm de longueur, 71mm de largeur et une hauteur de 2mm. Cela donne une densité de flux thermique égale à  $1,7605 \cdot 10^6$  W/m<sup>3</sup> (soit 20 W / surface du circuit).

Pour refroidir cet élément on utilise de l'air, qui a une vitesse :  $u_\infty = 2$  m/s, et qui entre (pénètre) dans les canaux à une température de  $T_\infty = 20$  °C.

Nous considérons également les données suivantes :

- La vitesse moyenne d'écoulement dans les canaux :  $u_m = \frac{u_\infty}{2} = 1$  m/s.
- Le débit d'air dans chaque canal  $\dot{m}_c = \rho \cdot u_m \cdot S_c$

Calcul du nombre de MACH :

$$M = \frac{u_m}{\sqrt{\gamma \cdot r \cdot T}}$$

$$M = \frac{1}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 293,15}}$$

$$M = 3 \cdot 10^{-3}$$

$$M < 0,3$$

Comme le nombre de MACH est inférieur à 0,3, nous pouvons considérer que l'air pour notre cas est incompressible.

**Chapitre 3 : Etude d'un dissipateur de chaleur à micro-canaux refroidissant un circuit électronique par convection forcée en régime laminaire**

Les autres caractéristiques physiques de l'air à 20 °C sont :

$$\rho = 1.205 \text{ kg/m}^3 \quad , \quad c_p = 1,006 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \quad , \quad k = 0,025 \frac{\text{W}}{\text{m.K}} \quad , \quad \nu = 15.10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

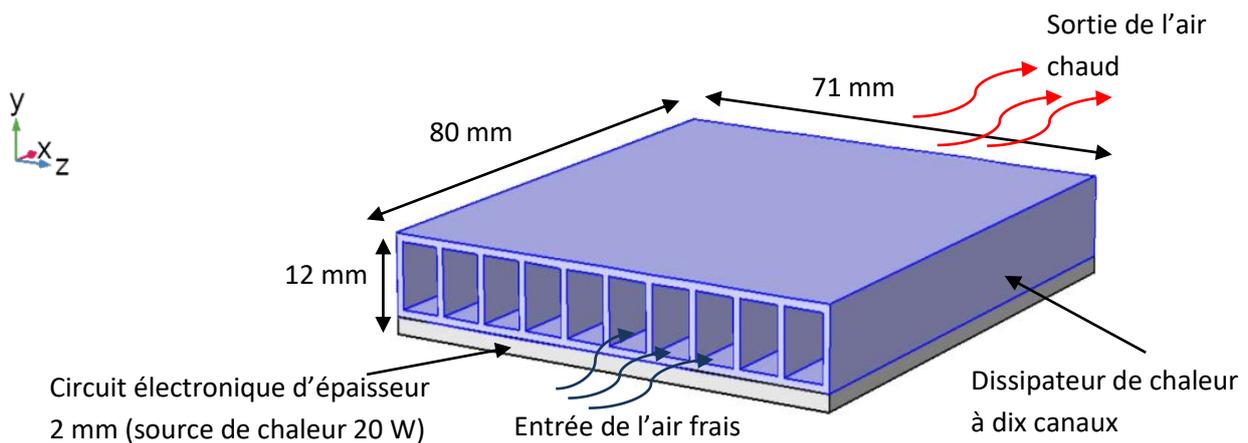
$\dot{m}_c = 5,784.10^{-5} \text{ kg/s}$  , ce qui nous donne un débit total entrant aux dix canaux du dissipateur égal à  $\dot{m}_d = 5,784.10^{-4} \text{ kg/s}$ .

Le diamètre hydraulique est calculé comme suit :  $D_h = \frac{4.S_c}{P_c}$

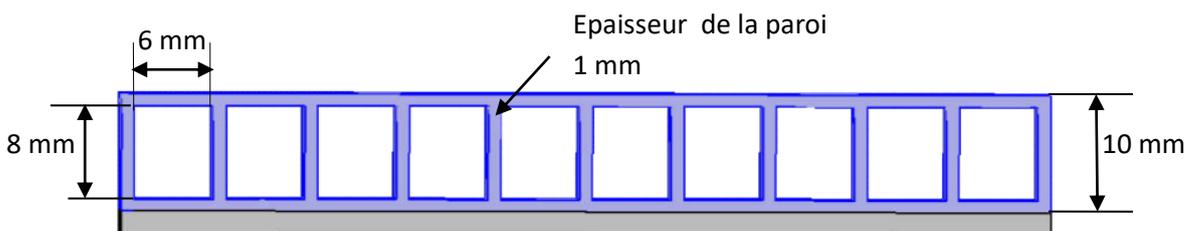
Avec :  $S_c$  : c'est la section de passage du canal

$P_c$  : c'est le périmètre mouillé du canal.

Finalement, nous calculons le diamètre hydraulique de chaque canal :  $D_h = 6,85 \text{ mm}$ .



**Fig.3.1.** Représentation d'un dissipateur de chaleur à 10 micro-canaux



**Fig. 3.2.** Représentation de la forme d'entrée des 10 canaux du dissipateur

### 3.4 Calcul du coefficient d'échange global par convection

D'après la loi de NEWTON nous avons le flux de chaleur est calculé comme suit :

$$\varphi = h \cdot S \cdot \Delta T \quad (3.4a)$$

En remplaçant la variation  $\Delta T$  par son expression, on a

$$\varphi = h \cdot S \cdot (T - T_{\infty}) \quad (3.4b)$$

Avec

$S$  : Surface d'échange global.

$T_s$  : Température de surface du dissipateur.

$T$  : Température de l'air dans le canal.

$h$  : Coefficient global de transfert de chaleur par convection

#### **-Calcul du nombre de Reynolds**

Trouvons la nature d'écoulement dans un canal en calculant  $Re_{D_h}$

$$Re_{D_h} = \frac{u_m \cdot D_h}{\nu} \quad (3.5)$$

Application numérique :

$$Re_{D_h} = \frac{1,6,85 \cdot 10^{-3}}{15 \cdot 10^{-6}} = 456$$

Donc  $Re_{D_h} < 2300$  : Il s'agit d'un écoulement en régime laminaire.

Comme il s'agit d'une convection et le fluide est incompressible, nous utilisons le bilan de l'enthalpie :

$$\varphi = \dot{m}_d \cdot c_p \cdot (T_{a,s} - T_{a,e}) \quad (3.6)$$

Où

$T_{a,s}$  : Température de sortie de l'air.

$T_{a,e}$  : Température d'entrée de l'air.

L'équation (3.6) peut s'écrire :

$$T_{a,s} = T_{a,e} + \frac{\varphi}{\dot{m}_d \cdot c_p} \quad (3.7)$$

Application numérique :

$$T_{a,e} = 20 \text{ } ^\circ\text{C} :$$

$$T_{a,s} = 20 + \frac{20}{5,784 \cdot 10^{-4} \cdot 1006} = 54.37 \text{ } ^\circ\text{C}$$

### **-Calcul du nombre de Nusselt**

Le nombre de Nusselt est défini tel que

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k} \quad (3.8)$$

En utilisant l'équation précédente :

$$\varphi = h \cdot S \cdot (T_{a,s} - T_{a,e})$$

On a

$$h = \frac{\varphi}{S \cdot (T_{a,s} - T_{a,e})} \quad (3.9)$$

Nous calculons la surface

$$S = (8.80.2 + 6.80.2)10^{-6} = 224 \cdot 10^{-4} \text{ } m^2$$

En remplaçant par les valeurs de  $\varphi$ ,  $S$ ,  $T_{a,s}$  et  $T_{a,e}$  dans l'équation (3.9), on a :

$$h = \frac{20}{224 \cdot 10^{-4} \cdot (54,37 - 20)} = 26 \frac{W}{K \cdot m^2}$$

$$Nu = \frac{26 \cdot 6,85 \cdot 10^{-3}}{0,025} = 7,124$$

Nous avons  $T_m = \frac{T_{a,s} + T_{a,e}}{2}$ , c'est la température moyenne du fluide.

$T_{s,m}$ : Température de surface moyenne

$$\varphi = \dot{m}_d \cdot c_p \cdot (T_{s,m} - T_m)$$

$$T_{s,m} = \frac{\varphi}{\dot{m}_d \cdot c_p} + T_m$$

$$T_m = \frac{54.37 + 20}{2} = 37,18 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{s,m} = \frac{20}{1006.5,784.10^{-4}} + 37,18 = 71,55 \text{ } ^\circ\text{C}$$

**-Calcul du coefficient de frottement  $f$ ,  $\Delta p$  et la puissance du ventilateur**

Pour un régime laminaire le coefficient de frottement est défini comme suit :

$$f = \frac{64}{Re_{D_h}} \quad (3.9)$$

Application numérique :

$$f = \frac{64}{456} = 0,14$$

$$\Delta p = f \frac{\rho u_m^2 L}{2D_h} \quad (3.10)$$

$L$ : Longueur du canal

$$\Delta p = 0,14 \frac{1,006.1^2.80.10^{-3}}{2.6,85.10^{-3}}$$

$$\Delta p = 0.88 \text{ N/m}^2$$

Puissance du ventilateur pour assurer l'écoulement de l'air

$$P = \dot{V} \cdot \Delta p \quad (3.11)$$

Où  $\dot{V}$  : est le débit volumique total de l'air entrant dans les canaux.

Application numérique :

$$P = 10.1.6.8. 10^{-6} \cdot 0,88$$

$$P = 4.22 \cdot 10^{-4} \text{ W}$$

# **Chapitre 4 : Simulation d'un dissipateur de chaleur à micro-canaux refroidissant un circuit électronique par convection forcée**

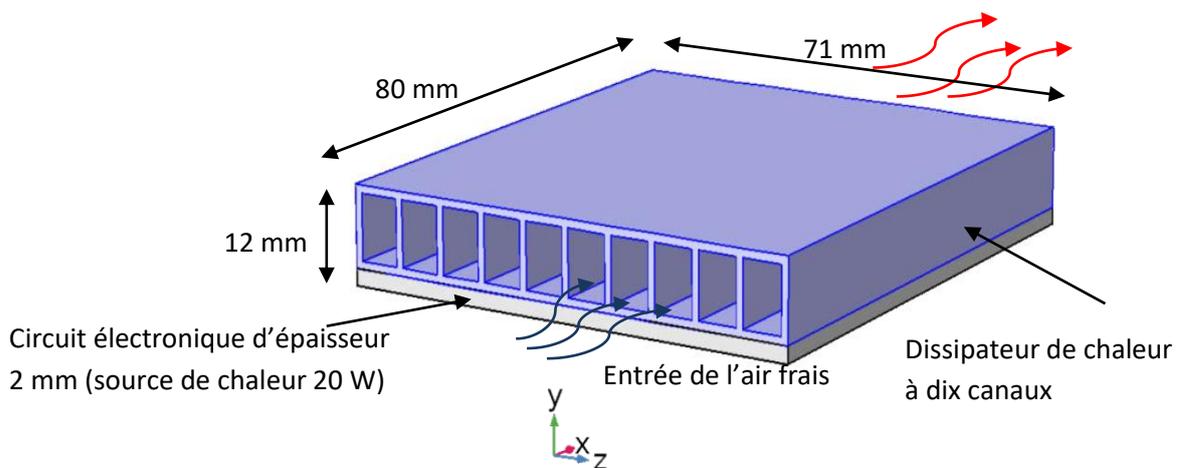
## 4.1. Introduction

Au chapitre 3, nous avons présenté et étudié un dissipateur de chaleur à micro-canaux. Nous avons calculé certains paramètres définissant la nature et la taille de l'écoulement ainsi que le transfert de chaleur se produisant dans l'équipement. Pour connaître la distribution de la température et de la vitesse sur l'ensemble du dissipateur thermique, il sera difficile et laborieux de s'y rendre. Mais en utilisant un logiciel adéquat, nous pouvons atteindre cet objectif de manière plus simple et surtout plus rapide. Il existe plusieurs programmes destinés à faciliter la tâche de recherche et d'investigation dans différents domaines. Parmi ces logiciels, on peut citer COMSOL MULTIPHYSICS, un logiciel très puissant qui couvre plusieurs domaines scientifiques. Dans le travail que nous avons effectué, tous les calculs sont effectués à l'aide de COMSOL 5.5.

## 4.2. Premier cas : Simulation numérique de la convection forcée en régime laminaire à travers des canaux d'un dissipateur

### 4.2.1 Présentation du problème à simuler :

Dans ce chapitre, nous entreprendrons une simulation tridimensionnelle (3D) pour obtenir une image de la distribution de température sur le corps du dissipateur thermique et sur le flux d'air de refroidissement dans le dissipateur thermique (illustré à la **Fig. 3.1**, que nous avons répété ici dans la **Fig. 4.1**). Nous supposons que la convection forcée est en régime permanent, où l'écoulement de fluide est laminaire dirigé vers l'axe des  $x$ . Dans la simulation, nous avons défini la hauteur dans la direction des  $y$ . Sur l'axe  $z$  « la largeur » on a une *succession* de canaux qui constituent le dissipateur thermique (voir **Fig. 4.1**).



**Fig.4.1.** Représentation d'un dissipateur de chaleur à 10 micro-canaux

#### 4.2.2 Calcul du nombre de Reynolds et choix du profil de vitesse dans le canal :

Comme déjà présenté au chapitre 3, l'air entrant dans les canaux a une température de 293,15 K et une vitesse de  $u_{\max} = u_{\infty} = 2 \text{ m/s}$ , c'est la vitesse maximale dans les canaux. Cela nous donne une vitesse moyenne égale à  $u_m = 1 \text{ m/s}$ . Calculons alors le nombre de Reynolds :

$$Re_{D_h} = \frac{u_m \cdot D_h}{\nu} = 456 \text{ (Régime laminaire)} \quad (4.1)$$

Cette valeur est en bon accord avec l'hypothèse considérée (régime laminaire).

D'autre part, nous avons défini un profil de vitesse dans le canal comme suit :

Nous savons que la vitesse dans un tube a la forme suivante :

$$U_x(r) = u_{\max} \cdot [1 - (r/r_0)^2]$$

Remplaçons le terme  $r$  par  $y$  et nous trouverons ce qui suit :

$$U_x(y) = U_{\max} \cdot [1 - \left(\frac{y-4}{y_0}\right)^2]$$

$$U_x(y) = U_{\max} \cdot [1 - \left(\frac{y-4}{4}\right)^2]$$

$$U_x(y) = 1/16 u_{\max} y (8-y) \quad (4.2)$$

Aussi, comme déjà présenté au chapitre 3, le corps du dissipateur de chaleur est en aluminium, le circuit électronique est en silicium, ce dernier est la source du flux de chaleur avec une puissance thermique de 20 W.

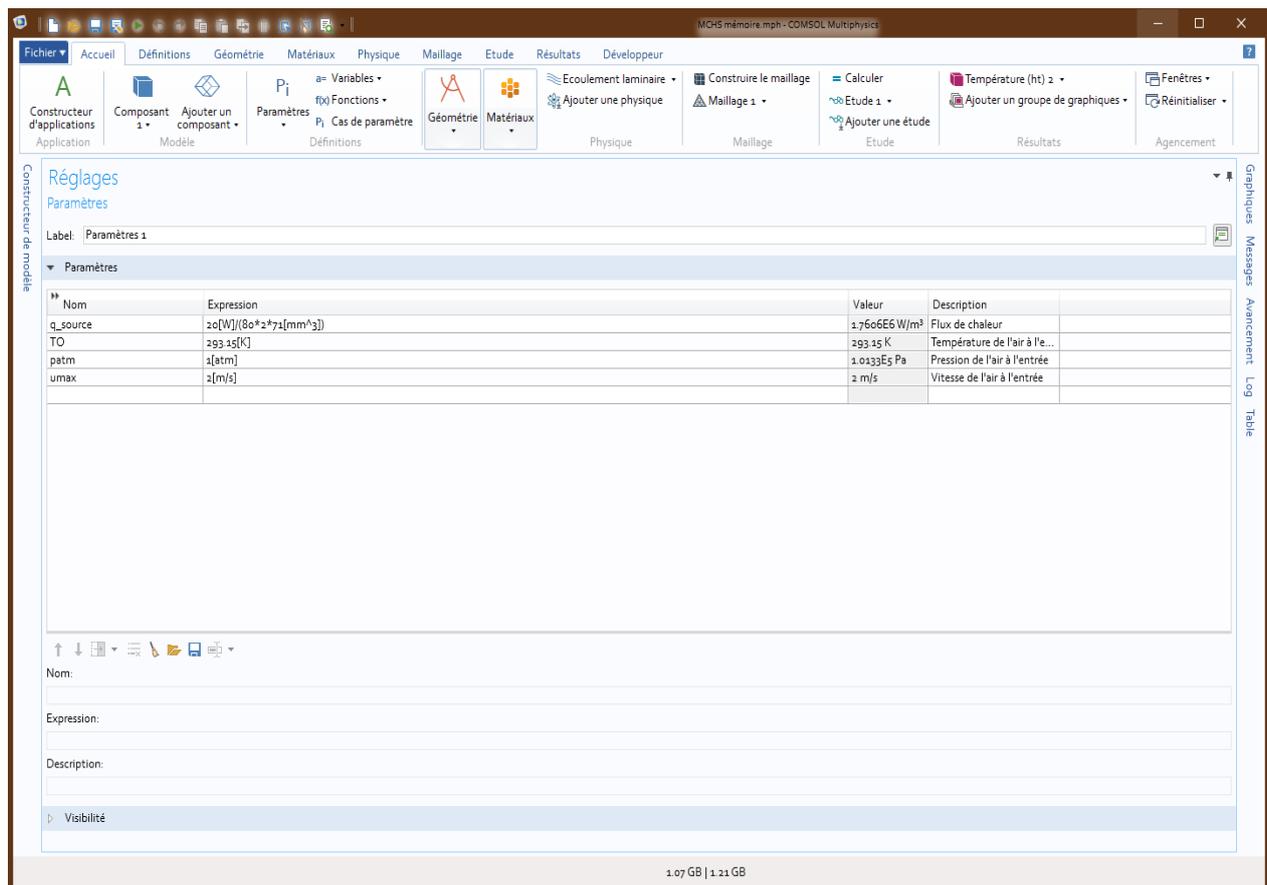
#### 4.2.3 Etapes de la simulation :

Voici les étapes que nous avons suivies pour réaliser cette simulation :

- **1-** Choisir le mode de l'étude que nous voulons effectuée ; C'est une étude de transfert de chaleur conjugué à un écoulement de fluide en régime laminaire stationnaire.
- **2-** Introduction des paramètres utilisés pour la simulation voir **Fig.4.2**. Ce qui se résume à mettre les paramètres d'écoulement et de transfert de chaleur que nous voulons poser pour l'ensemble de l'étude.
- **3-** Choisir et construire les géométries que nous voulons assimiler à notre étude et qui correspondent à notre cas. **Fig.4.3**.
- **4-** Choisir les matières de fabrication du dissipateur et tous les composants qui jouent un rôle dans notre étude. **Fig.4.4**.

## Chapitre 4 : Simulation d'un dissipateur de chaleur à micro-canaux refroidissant un circuit électronique par convection forcée en régime laminaire

- 5- Paramétrage du transfert de chaleur en fonction de la géométrie. **Fig.4.5.**
- 6- Paramétrage de l'écoulement laminaire en fonction de la géométrie. **Fig.4.6.**
- 7- Construction du maillage sur l'ensemble des objets. **Fig.4.7** représente un maillage grossier, constitué de 119473 éléments.
- 8- Lancement de l'étude qui dure environ 10 minutes.
- 9- Lecture des résultats.



**Fig.4.2.** Paramètres de la simulation 1

## Chapitre 4 : Simulation d'un dissipateur de chaleur à micro-canaux refroidissant un circuit électronique par convection forcée en régime laminaire

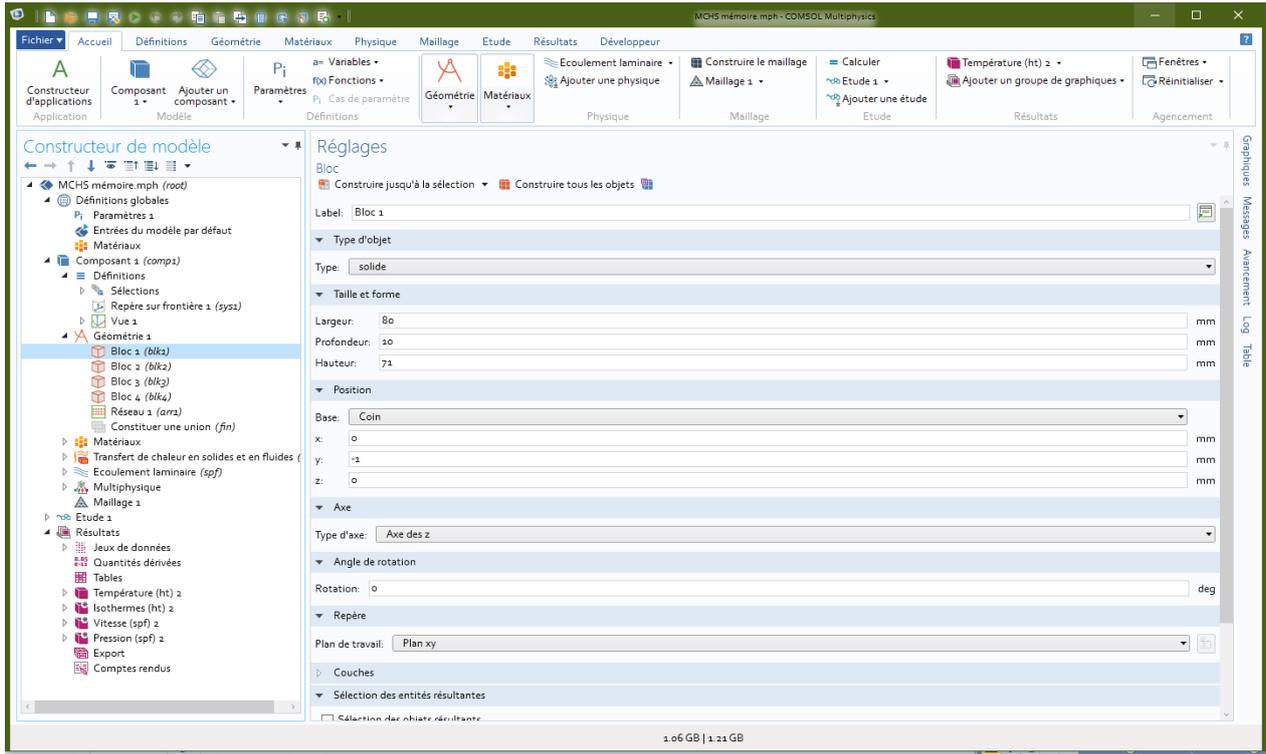


Fig.4.3. Construction de la géométrie du dissipateur

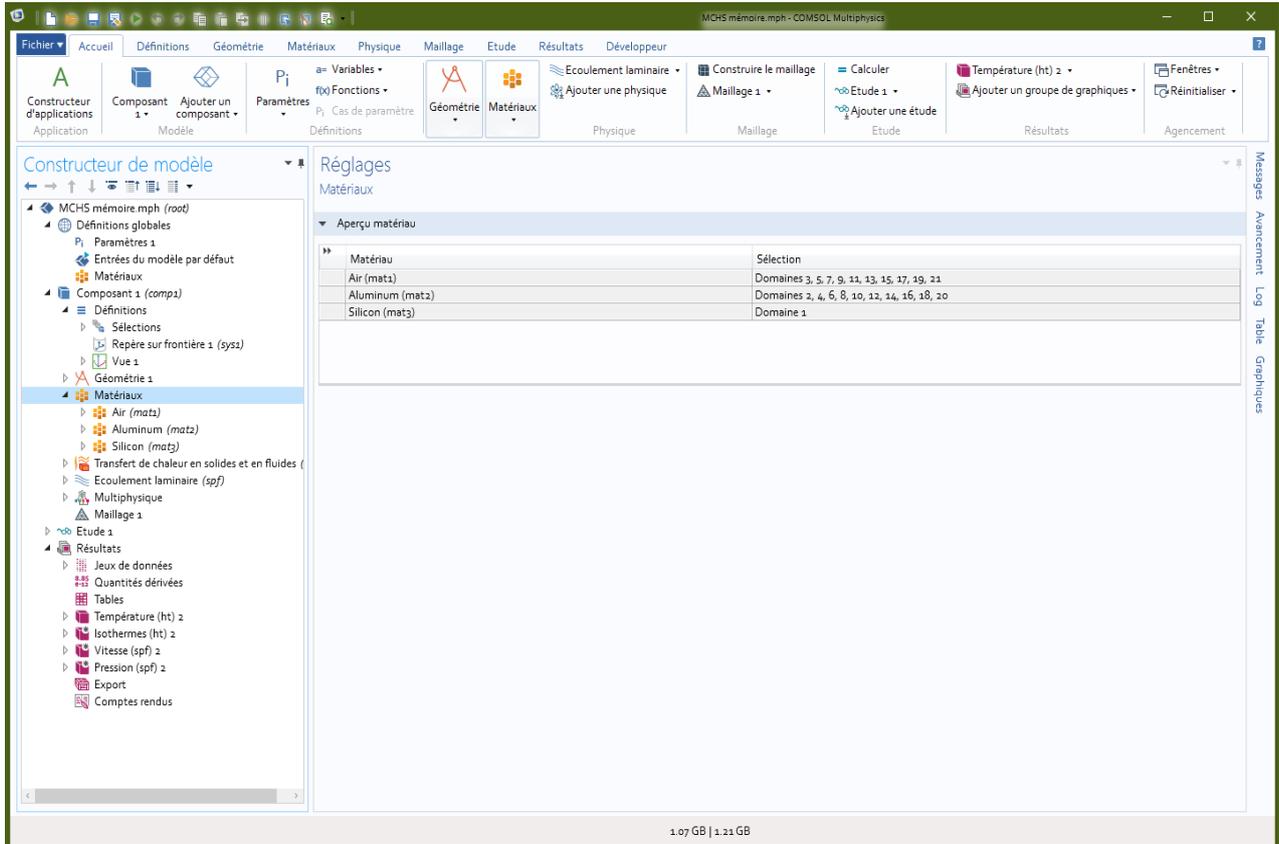


Fig.4.4. Les matières utilisées dans notre étude.

## Chapitre 4 : Simulation d'un dissipateur de chaleur à micro-canaux refroidissant un circuit électronique par convection forcée en régime laminaire

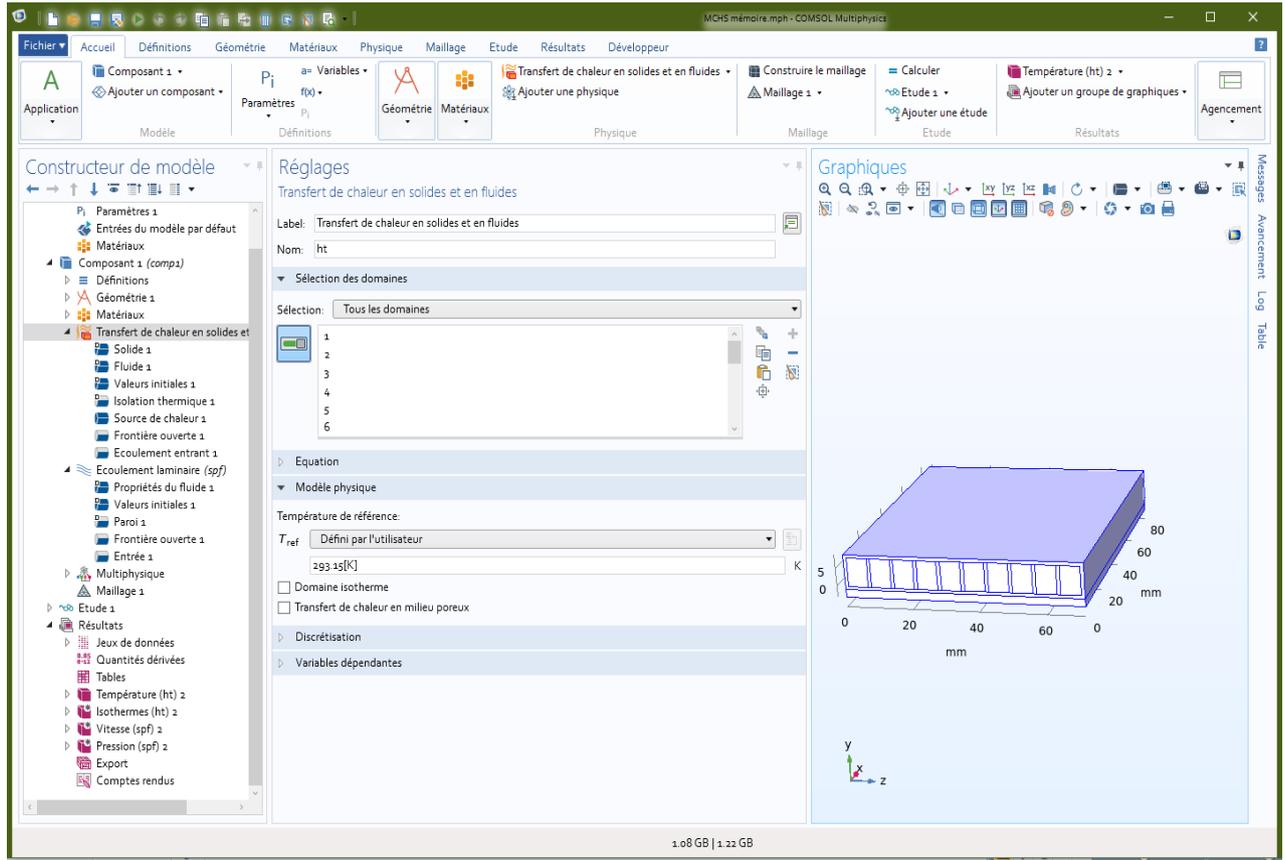


Fig.4.5. Paramétrage du transfert de chaleur

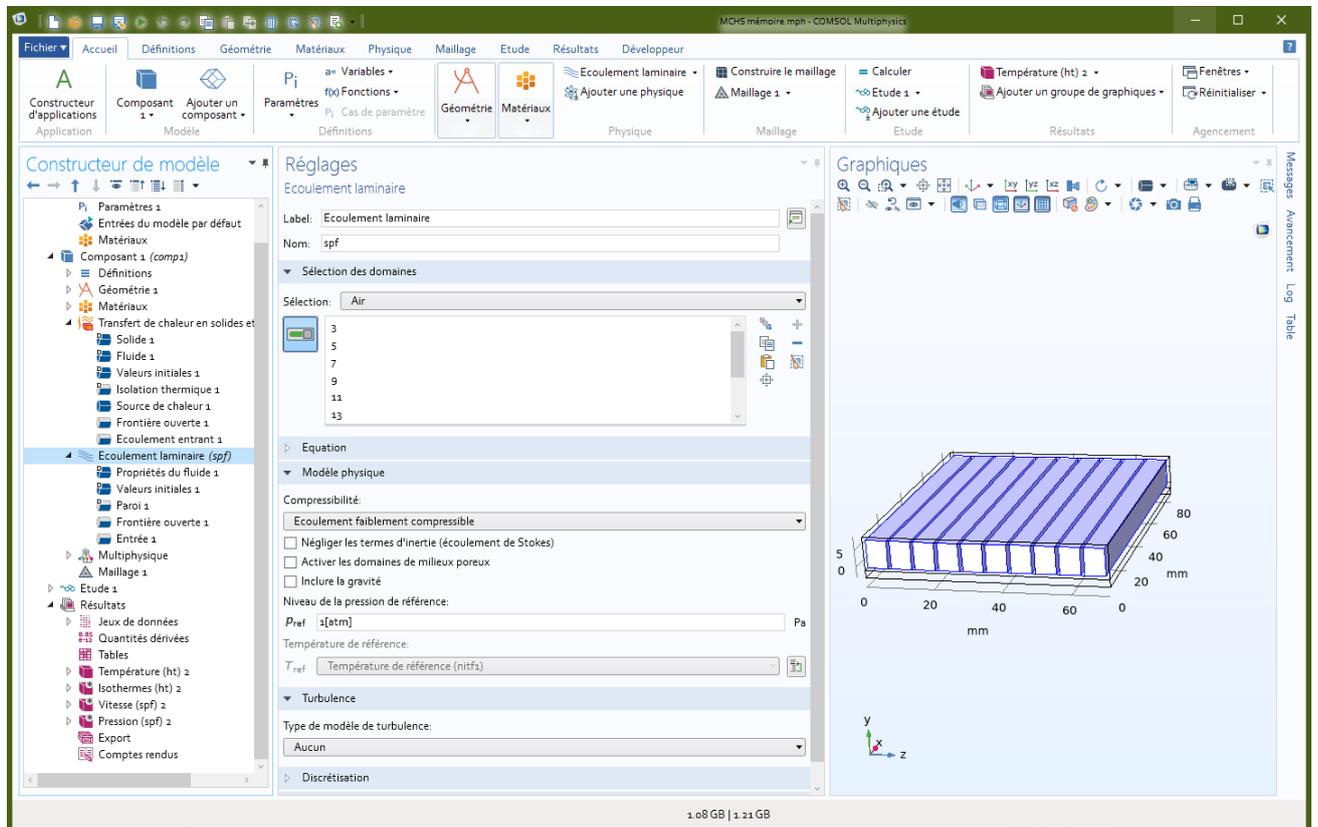


Fig.4.6. Paramétrage de l'écoulement

## Chapitre 4 : Simulation d'un dissipateur de chaleur à micro-canaux refroidissant un circuit électronique par convection forcée en régime laminaire

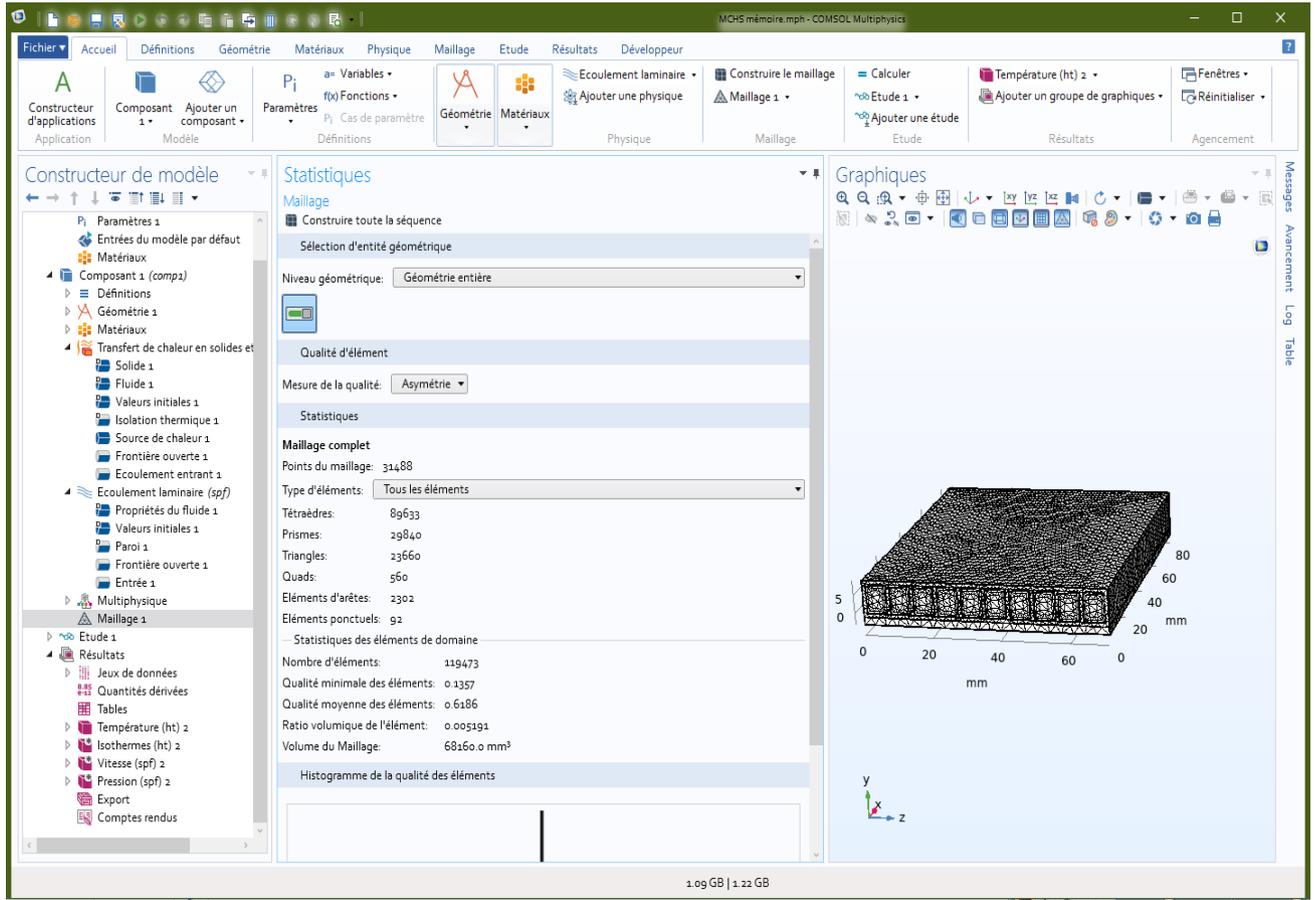


Fig.4.7.Construction du maillage du dissipateur

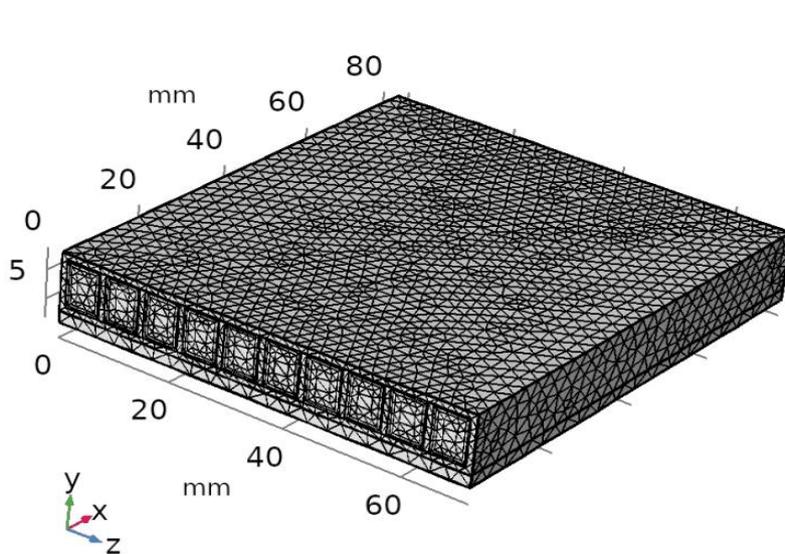


Fig.4.8.Représentation du maillage final du dissipateur

#### 4.2.4 Résultats et discussions :

Après l'étape 9, nous obtenons les résultats de notre simulation, où nous pouvons clairement tracer la distribution de la température et la variation ainsi que celle des vitesses de fluide à l'intérieur des canaux du dissipateur thermique.

La **Fig. 4.9** montre la distribution de la température à travers le corps du dissipateur thermique. Comme illustré, la température du dissipateur thermique au-dessus de l'entrée des canaux est inférieure à celle qui se trouve à leur sortie. Cela est dû à la température de l'air qui est significativement plus élevée à la sortie du canal qu'à l'entrée (voir **Fig. 4.10**). L'air se réchauffe en traversant le canal, éloignant la chaleur du dissipateur thermique. Sa température de sortie sera dans une plage de température de 315 K à 325 K. La température maximale à la surface du corps du dissipateur est d'environ 342 K (ou 69 ° C) ce qui est proche de nos températures calculées dans le dernier chapitre  $T_{a,s}=327.52$  K et  $T_s= 344,67$  K.

La **Fig. 4.11** montre la distribution de la vitesse sur toute la section transversale (section de passage) du canal tout au long de l'écoulement de fluide, avec une vitesse maximale de 2 m/s. La vitesse est maximale lorsque la valeur de  $y$  est égale à 4 millimètres, ce qui représente la mi-hauteur du canal. Elle perd de sa valeur en se déplaçant vers les parois latérales, supérieure ou inférieure du canal jusqu'à atteindre la valeur zéro sur ces parois. Ceci est également illustré sur la figure **4.12**, où la valeur de la vitesse est désignée par des flèches colorées (vecteurs de vitesse) comme indiqué dans la légende.

Comme cela est bien indiqué sur les figures **4.13** et **4.14**, les lignes de courant de cet écoulement montrent que la valeur de la vitesse à travers les canaux est cohérente avec la distribution de la vitesse sur la figure **4.11**. En effet, la vitesse est nulle sur les murs et maximale pour «  $y$  » égale à la moitié de la hauteur du canal.

La figure **4.15** illustre la distribution de la pression exercée sur les parois du canal. La pression est faible en raison de la faible vitesse de l'écoulement dans le canal.

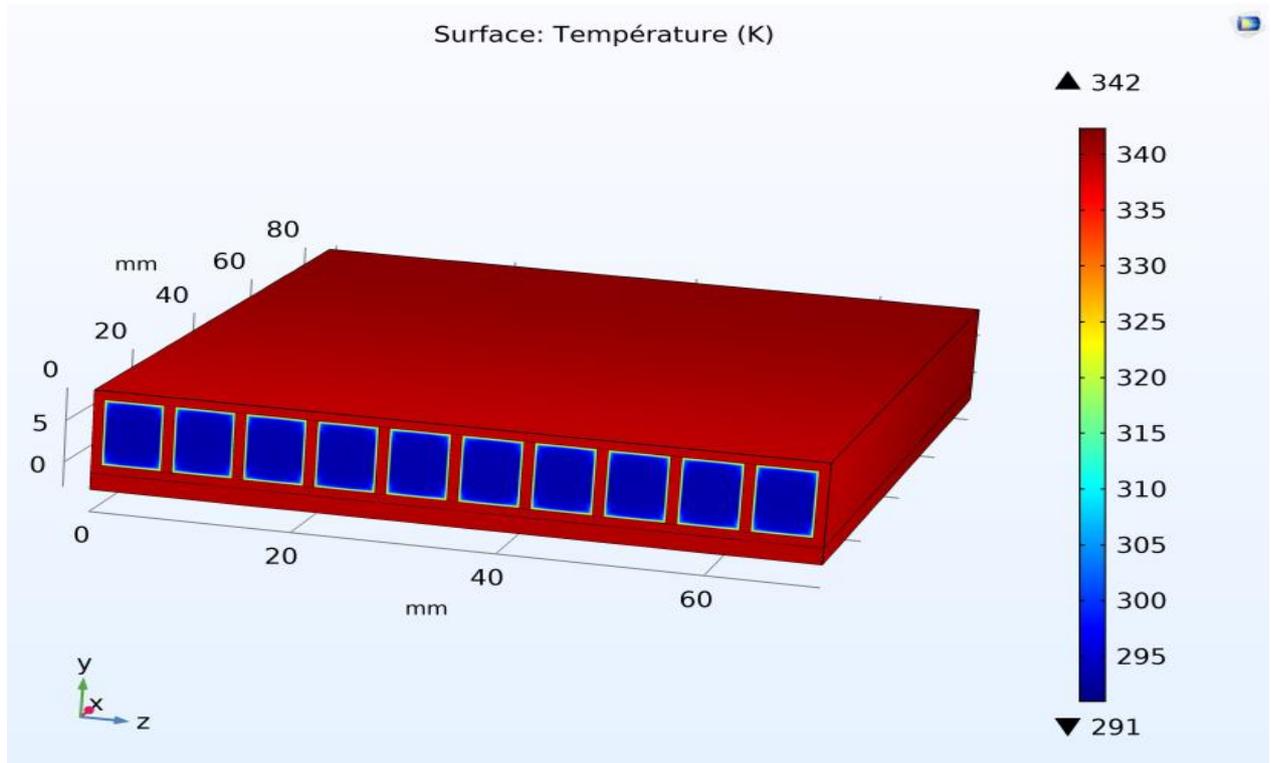


Fig.4.9. Distribution de la température sur les entrées des canaux, (air frais)

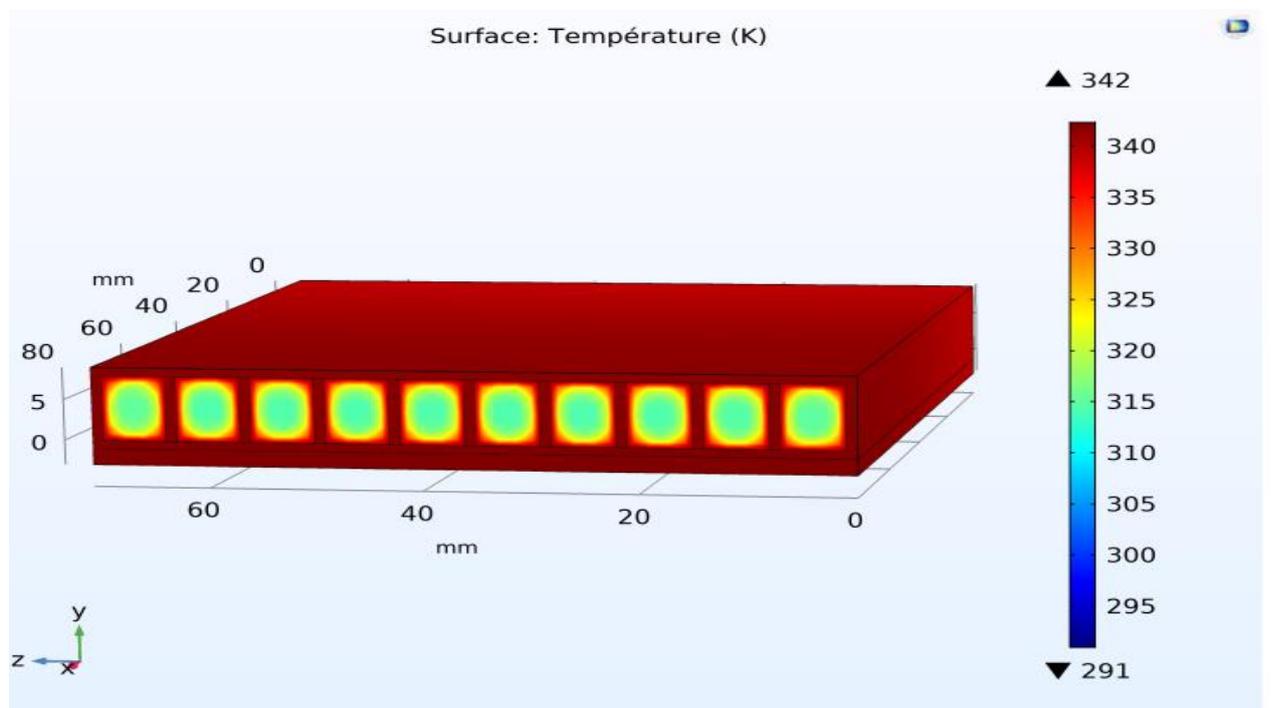


Fig.4.10. Distribution de la température sur les sorties des canaux (air chaud)

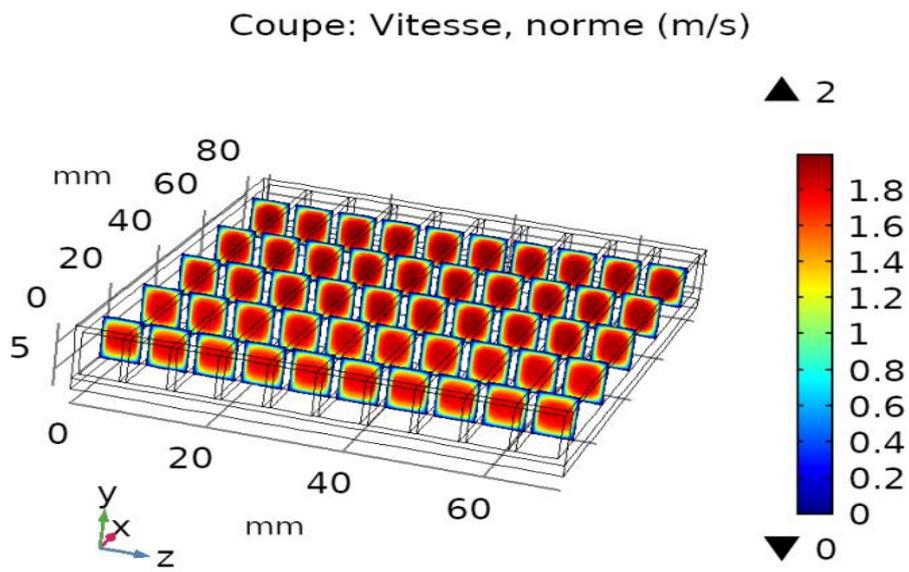


Fig.4.11. Représentation de la vitesse dans l'ensemble des canaux

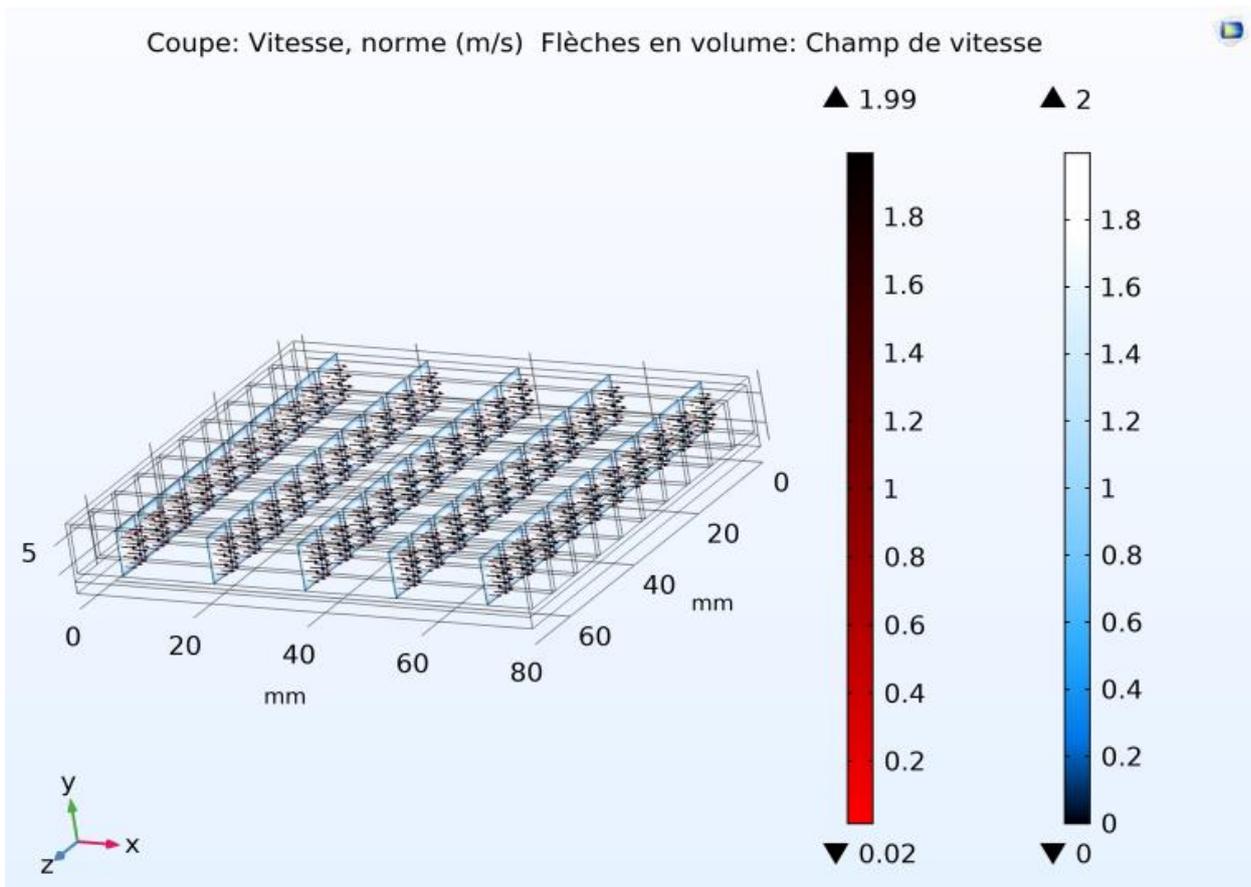


Fig.4.12. Représentation de la vitesse en flèches en volume

Chapitre 4 : Simulation d'un dissipateur de chaleur à micro-canaux refroidissant un circuit électronique par convection forcée en régime laminaire

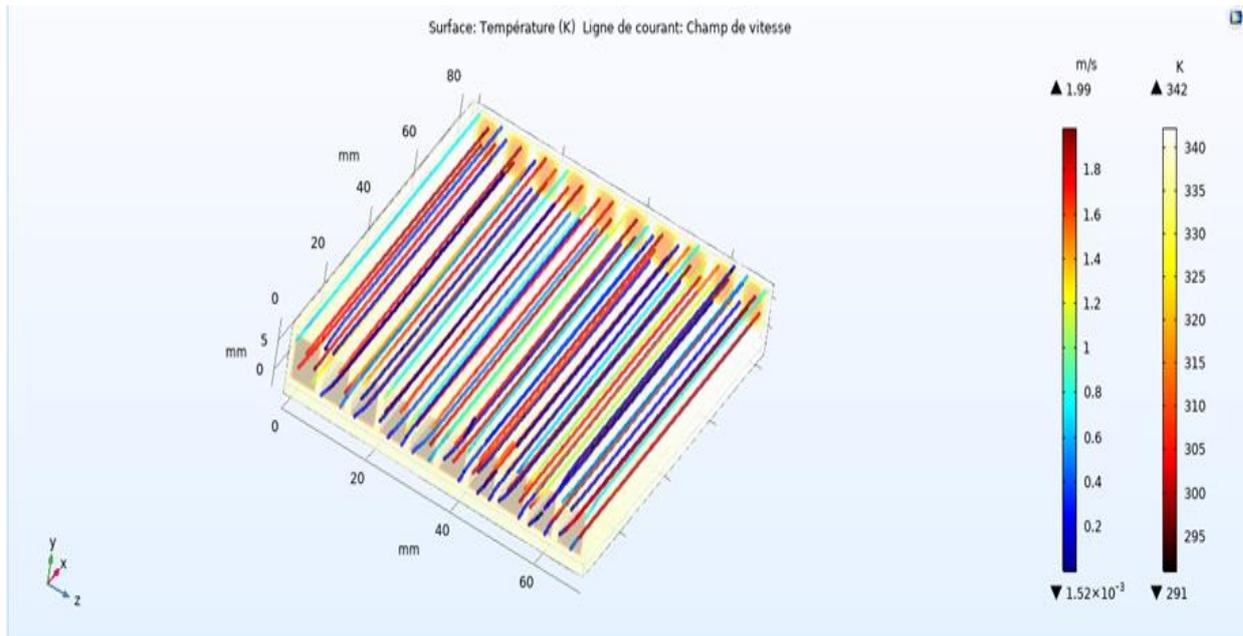


Fig.4.13. Lignes de courant à travers les canaux du dissipateur

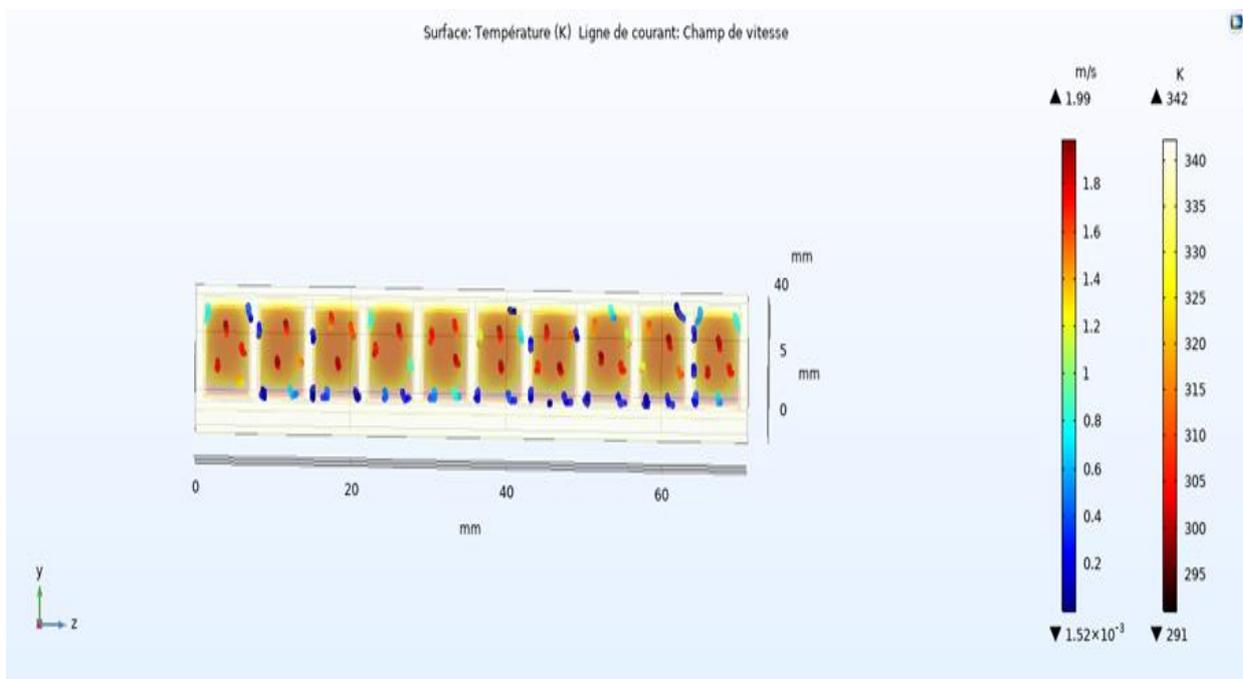


Fig.4.14. Lignes de courant à travers les canaux du dissipateur suivant le plan ZY

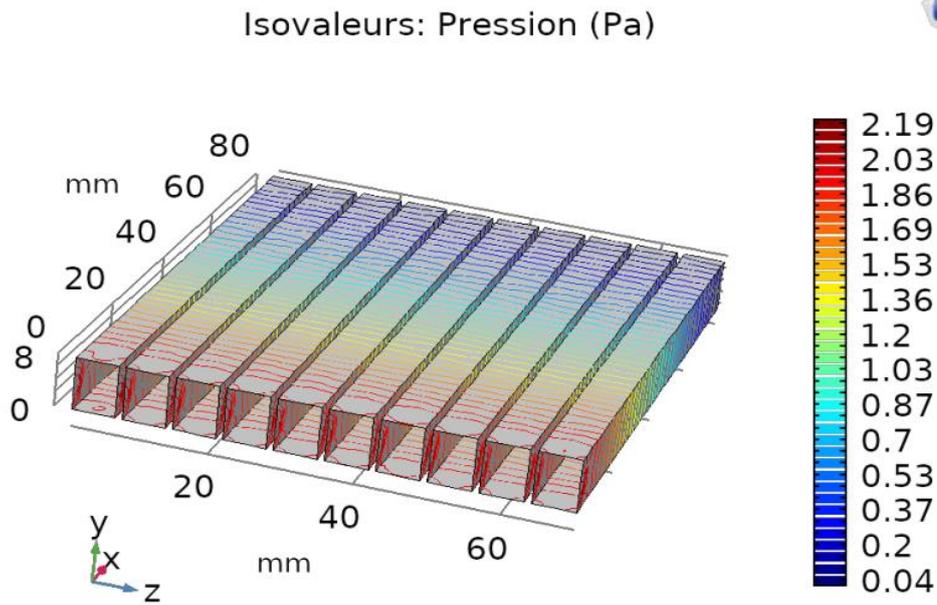


Fig.4.15. Représentation des pressions sur les parois des canaux

#### 4.2.5 Conclusion :

Les résultats obtenus à partir de simulation se rapprochent des résultats de calculs du chapitre 3. Nous avons également obtenu la variation de vitesse dans les canaux, ainsi que la distribution de température sur le corps du dissipateur thermique et l'air de refroidissement. Cette simulation était une bonne illustration pour nous de connaître l'évolution d'un écoulement 3D d'un fluide non isotherme qui se produit à travers les canaux d'un dissipateur de chaleur à micro-canaux, utilisé pour le refroidissement d'un circuit électronique.

### 4.3. Second cas : Simulation de la convection forcée en régime laminaire à travers des canaux d'un dissipateur

#### 4.3.1 Présentation du second cas de simulation :

Il s'agit de refaire la même simulation tout en conservant les mêmes paramètres, sauf que le débit entrant dans les canaux sera augmenté. Nous travaillerons toujours en régime laminaire.

L'air entrant dans les canaux a une température de 293,15 K et une vitesse de  $u_{max} = u_{\infty} = 4 \text{ m/s}$ , c'est la vitesse maximale dans les canaux. Cela nous donne une vitesse moyenne égale à  $u_m = 2 \text{ m/s}$ .

$$Re_{D_h} = \frac{u_m \cdot D_h}{\nu} = 912 \text{ (Régime laminaire)}$$

Nous avons défini un profil de vitesse dans le canal comme suit :

$$U_x(y) = 1/16 u_{max} y (8-y).$$

Comme déjà présenté, le corps du dissipateur de chaleur est en aluminium, le circuit électronique est en silicium, ce dernier est la source du flux de chaleur avec une puissance thermique de 20 W.

Avant de lancer la simulation, nous allons calculer les températures de sortie de l'air et la température moyenne de la surface du dissipateur.

$$Re_{D_h} = \frac{u_m \cdot D_h}{\nu}$$

$$Re_{D_h} = \frac{2,6,85 \cdot 10^{-3}}{15 \cdot 10^{-6}} = 912$$

$Re_{D_h} < 2300$  : Il s'agit d'un écoulement en régime laminaire.

Comme il s'agit d'une convection et le fluide est incompressible, nous utilisons le bilan de l'enthalpie:

$$\varphi = \dot{m}_d \cdot c_p \cdot (T_{a,s} - T_{a,e})$$

$$\text{Ce qui nous donne : } T_{a,s} = T_{a,e} + \frac{\varphi}{\dot{m}_d \cdot c_p}$$

$$T_{a,e} = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_d = 1,156 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$T_{a,s} = 20 + \frac{20}{1,156 \cdot 10^{-3} \cdot 1006} = 37,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$T_{a,s}$ : Température de sortie de l'air.

$T_{a,e}$ : Température d'entrée de l'air.

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k}$$

$$\varphi = h \cdot S \cdot (T_{a,s} - T_{a,e})$$

$$h = \frac{\varphi}{S \cdot (T_{a,s} - T_{a,e})}$$

$$S = (8 \cdot 80 \cdot 2 + 6 \cdot 80 \cdot 2) \cdot 10^{-6} = 224 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$h = \frac{20}{224 \cdot 10^{-4} \cdot (37,2 - 20)} = 51,91 \frac{\text{W}}{\text{K} \cdot \text{m}^2}$$

$$Nu = \frac{51,91 \cdot 6,85 \cdot 10^{-3}}{0,025} = 14,223$$

Nous avons  $T_m = \frac{T_{a,s} + T_{a,e}}{2}$ , c'est la température moyenne du fluide.

$T_{s,m}$ : Température de surface moyenne

$$\varphi = \dot{m}_d \cdot c_p \cdot (T_{s,m} - T_m)$$

$$T_{s,m} = \frac{\varphi}{h.S} + T_m$$

$$T_m = \frac{37,2 + 20}{2} = 28,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{s,m} = \frac{20}{1006.1,156 \cdot 10^{-3}} + 28,6 = 45,79 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Pour un régime laminaire le coefficient de frottement est défini comme suit :

$$f = \frac{64}{Re_{D_h}}$$

$$f = \frac{64}{912} = 0,07$$

$$\Delta p = f \frac{\rho u_m^2 L}{2D_h}$$

$L$ : Longueur du canal

$$\Delta p = 0,07 \frac{1,006.2^2.80.10^{-3}}{2.6,85.10^{-3}}$$

$$\Delta p = 1.64 \text{ N/m}^2$$

Puissance du ventilateur pour assurer l'écoulement de l'air

$$P = \dot{V} \cdot \Delta p$$

$$P = 10.2.6.8.10^{-6} \cdot 1,64$$

$$P = 1.57 \cdot 10^{-3} \text{ W}$$

$\dot{V}$  : Débit volumique total de l'air entrant dans les canaux

#### 4.3.2 Etapes de la simulation :

Les étapes que nous avons suivies pour réaliser cette deuxième modélisation sont identiques à celle déjà effectuée avant. Le seul changement effectué est la vitesse maximale de l'air dans le canal qui a été changée. Nous avons pris une vitesse d'entrée maximale égale à 4 m/s. Ce qui nous donne une vitesse moyenne  $u_m = 2 \text{ m/s}$ .

Cette valeur de vitesse changera le débit d'air et le nombre de Reynolds, tout en laissant l'écoulement en régime laminaire.

## Chapitre 4 : Simulation d'un dissipateur de chaleur à micro-canaux refroidissant un circuit électronique par convection forcée en régime laminaire

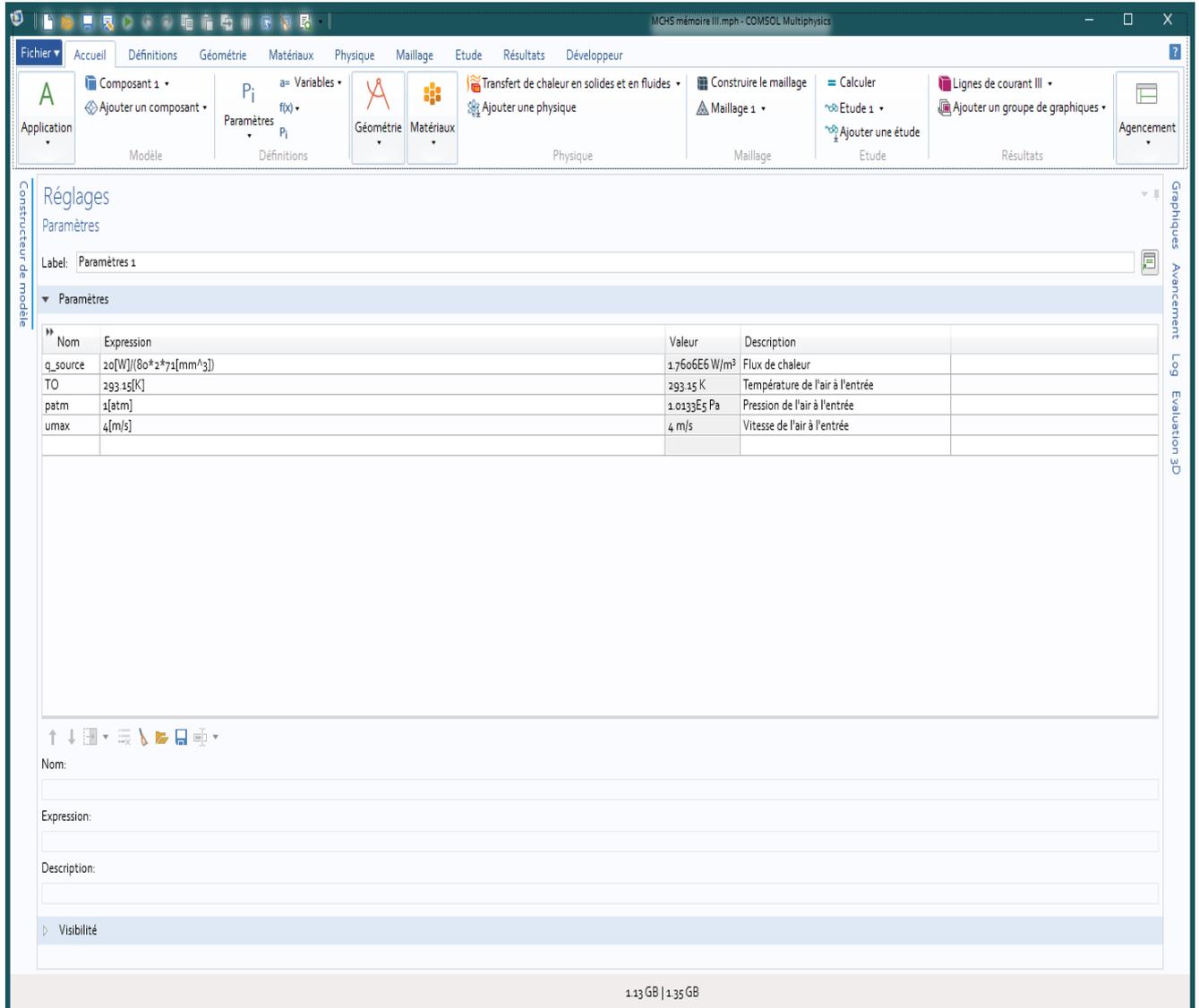


Fig.4.16. Paramètres de la simulation 2

### 4.3.3 Résultats et discussions :

Les figures 4.17 et 4.18 illustrent la distribution de la température sur tout le corps du dissipateur thermique et surtout dans les régions d'entrée et sortie des canaux. Nous pouvons observer les mêmes observations comme dans la première simulation. En effet, la température sur le corps de dissipateur à l'entrée des canaux est inférieure à celle à la sortie des canaux. Cela est dû au fait que la température de l'air à la sortie (air chaud) est supérieure à celle de l'entrée (air froid) (effet de refroidissement).

D'autre part, la figure 4.19 montre la distribution de la vitesse sur la section de passage des canaux. La vitesse a une valeur maximale à mi-hauteur du canal. Elle a une valeur nulle sur les parois des canaux. Nous pouvons distinguer tout cela dans les figures des lignes de courant Fig.4.20 et Fig.4.21 celles des vitesses illustrées en flèches Fig. 4.22, 4.23 et 4.24 colorées en fonction de leur valeur, comme indiqué dans les légendes.

Finalement, la figure 4.25, représente la pression exercée par l'air sur les parois des canaux, qui diminue au fur et à mesure que l'air traverse les canaux.

#### 4.3.4 Conclusion :

Après la deuxième simulation en 3 D de l'écoulement d'un fluide non isotherme à travers des canaux d'un dissipateur de chaleur à micro-canaux, utilisé pour le refroidissement d'un circuit électronique, nous avons obtenu des résultats qui sont un peu loin de nos calculs. Nous avons pu distinguer aussi la variation de la vitesse dans les canaux, ainsi que la distribution de température sur le corps du dissipateur et l'air de refroidissement. Cette simulation nous a été une bonne illustration comme pour la première, pour avoir une image de l'évolution d'un écoulement d'un fluide incompressible dans des canaux d'un dissipateur de chaleur.

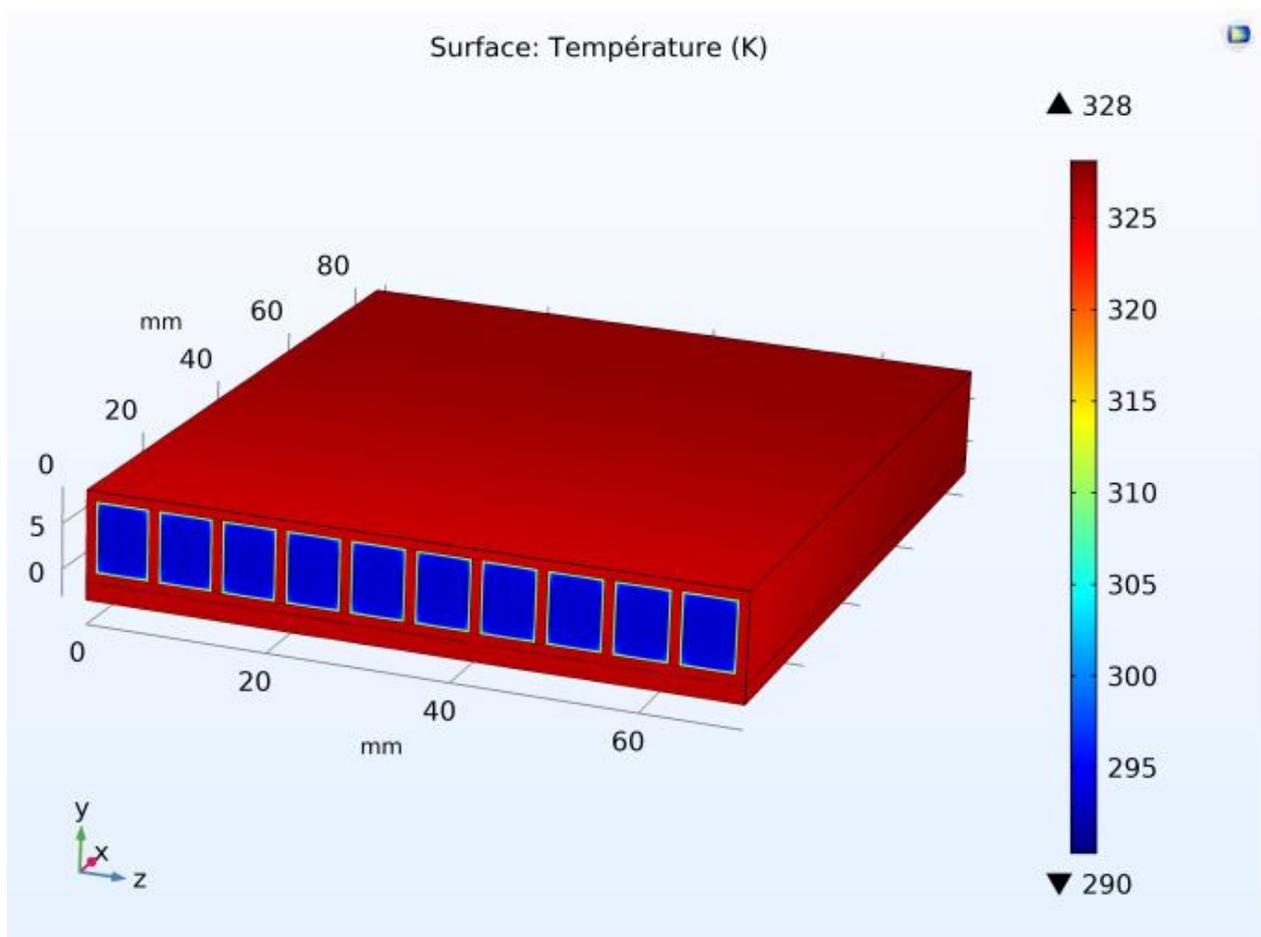


Fig.4.17. Distribution de température sur le dissipateur (entrée des canaux, air frais)

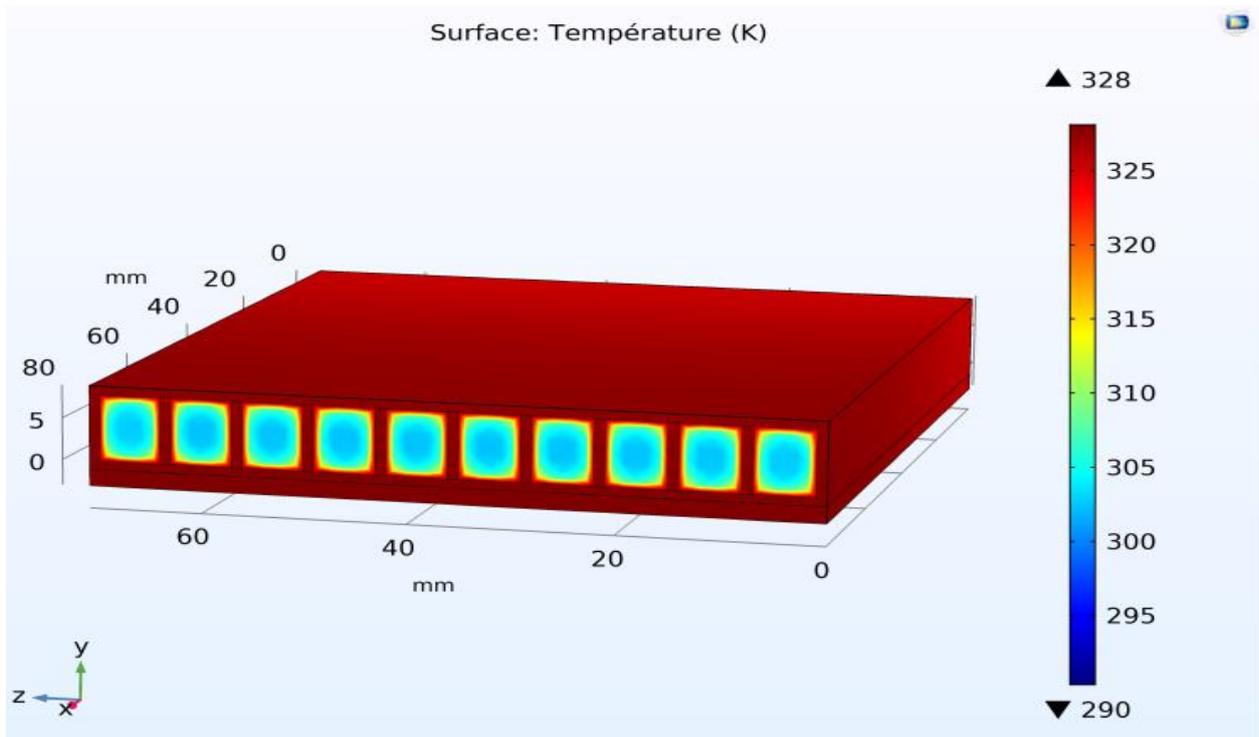


Fig.4.18. Distribution de température sur le dissipateur (sortie des canaux, air chaud)

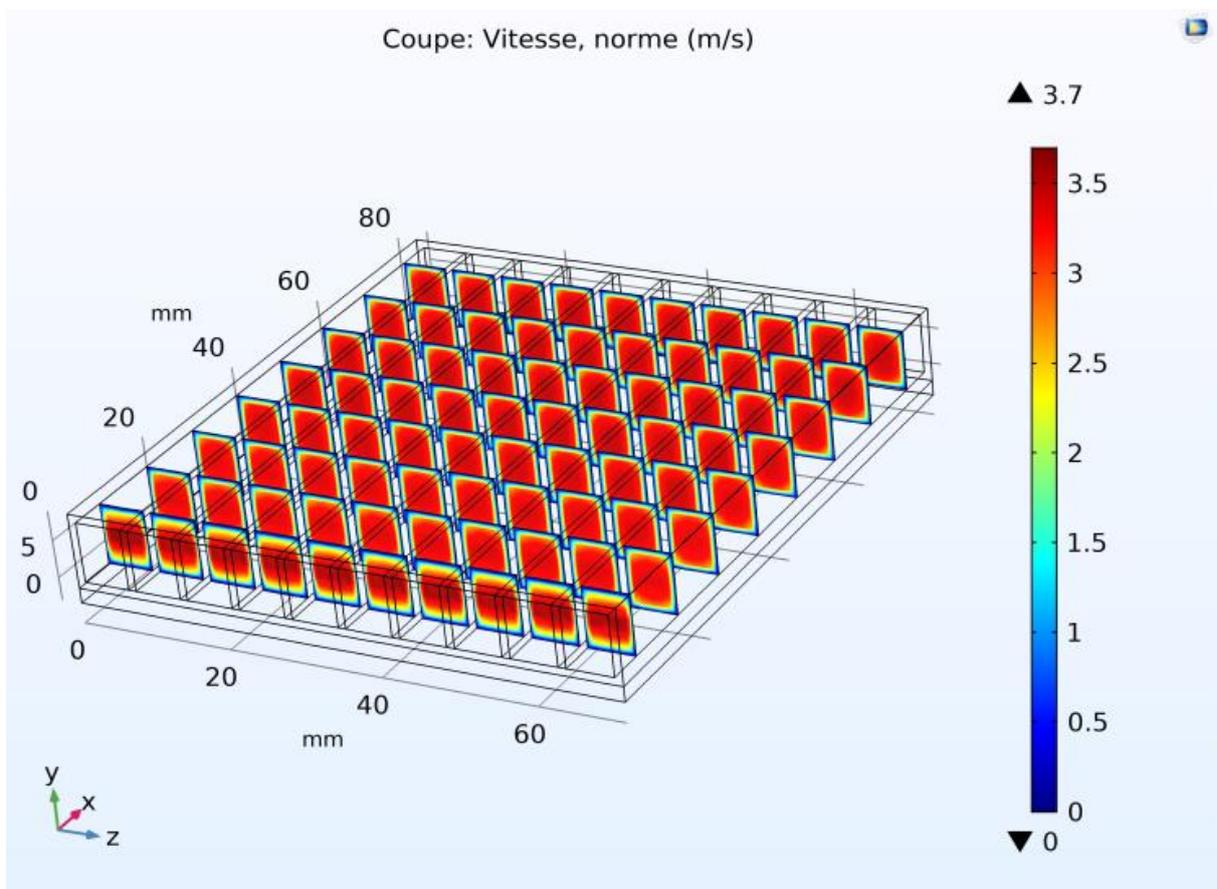


Fig.4.19. Représentation des vitesses tout au long des canaux

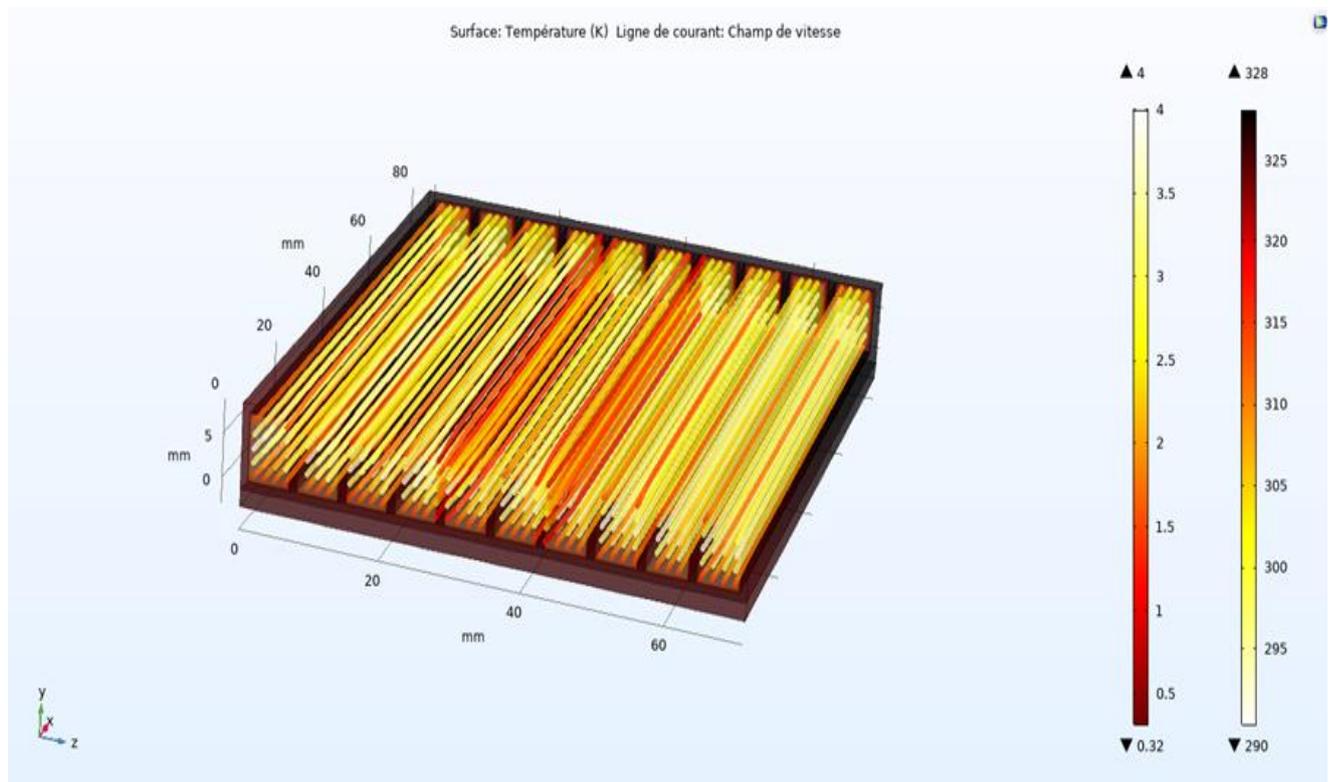


Fig.4.20. Lignes de courant à travers les canaux

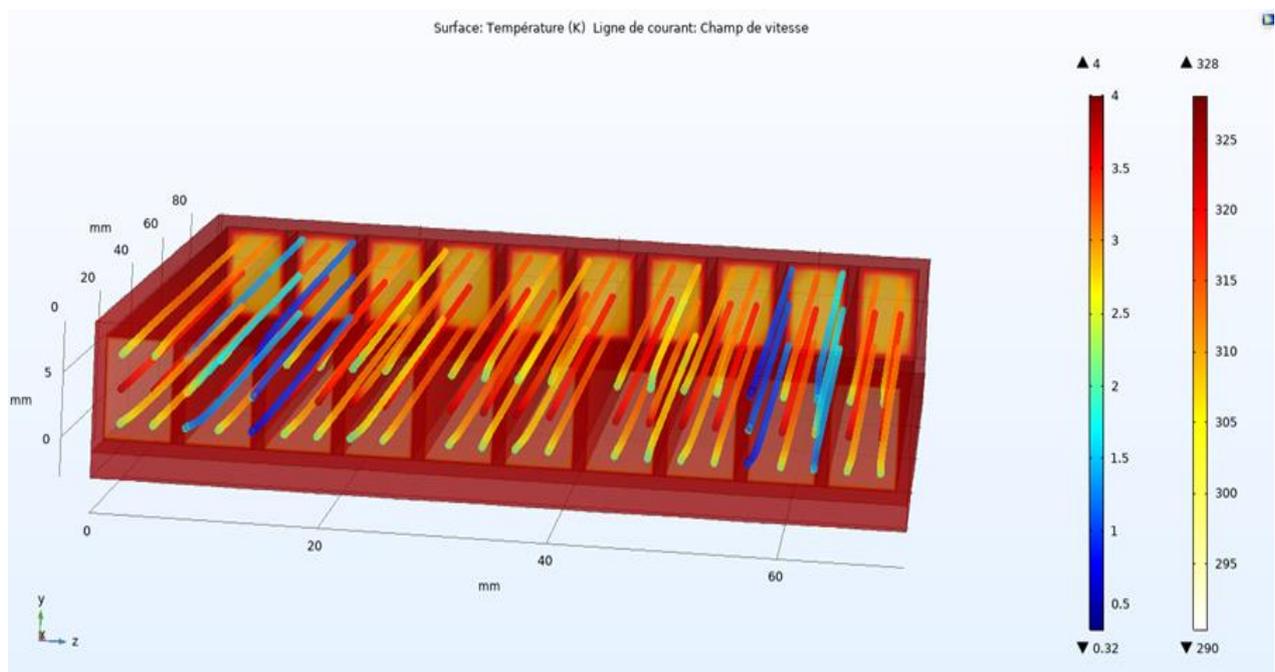


Fig.4.21. Lignes de courant pour un nombre de tubes moindre.

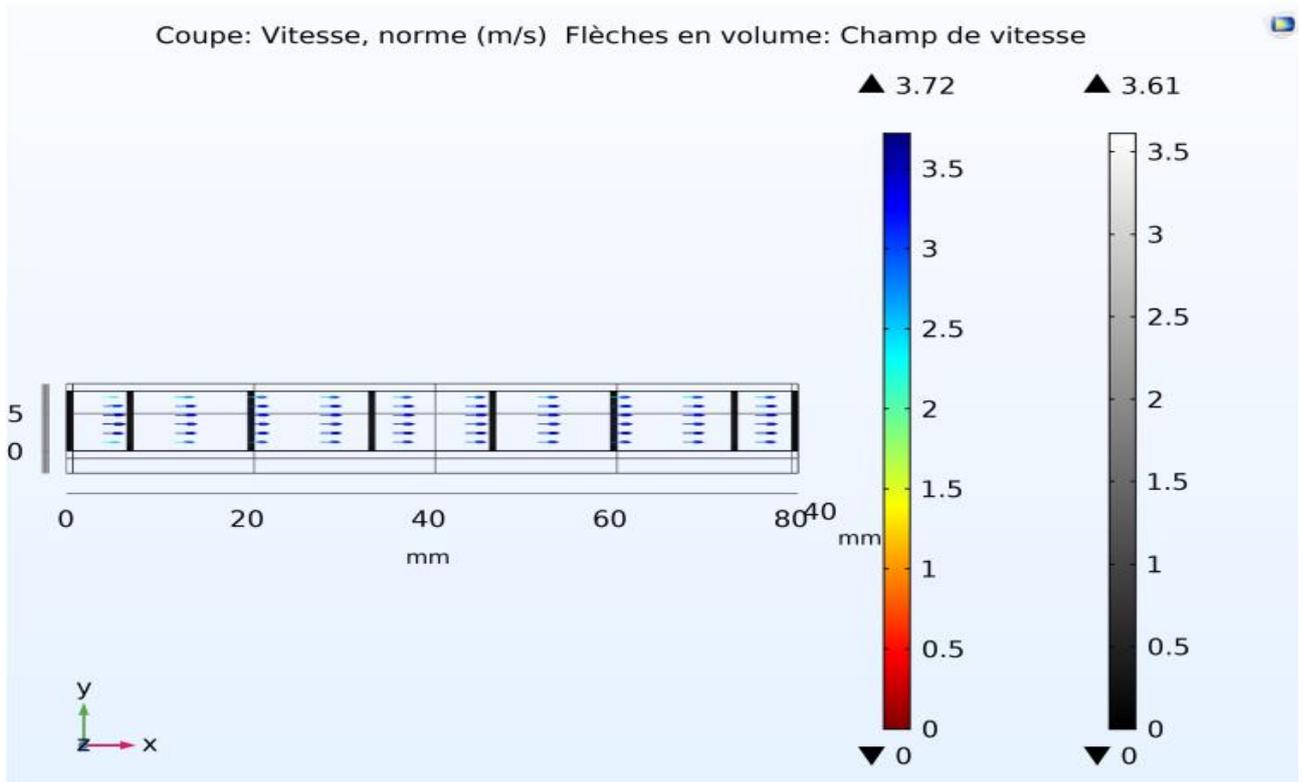


Fig.4.22. Profil de la vitesse selon le plan (x,y)

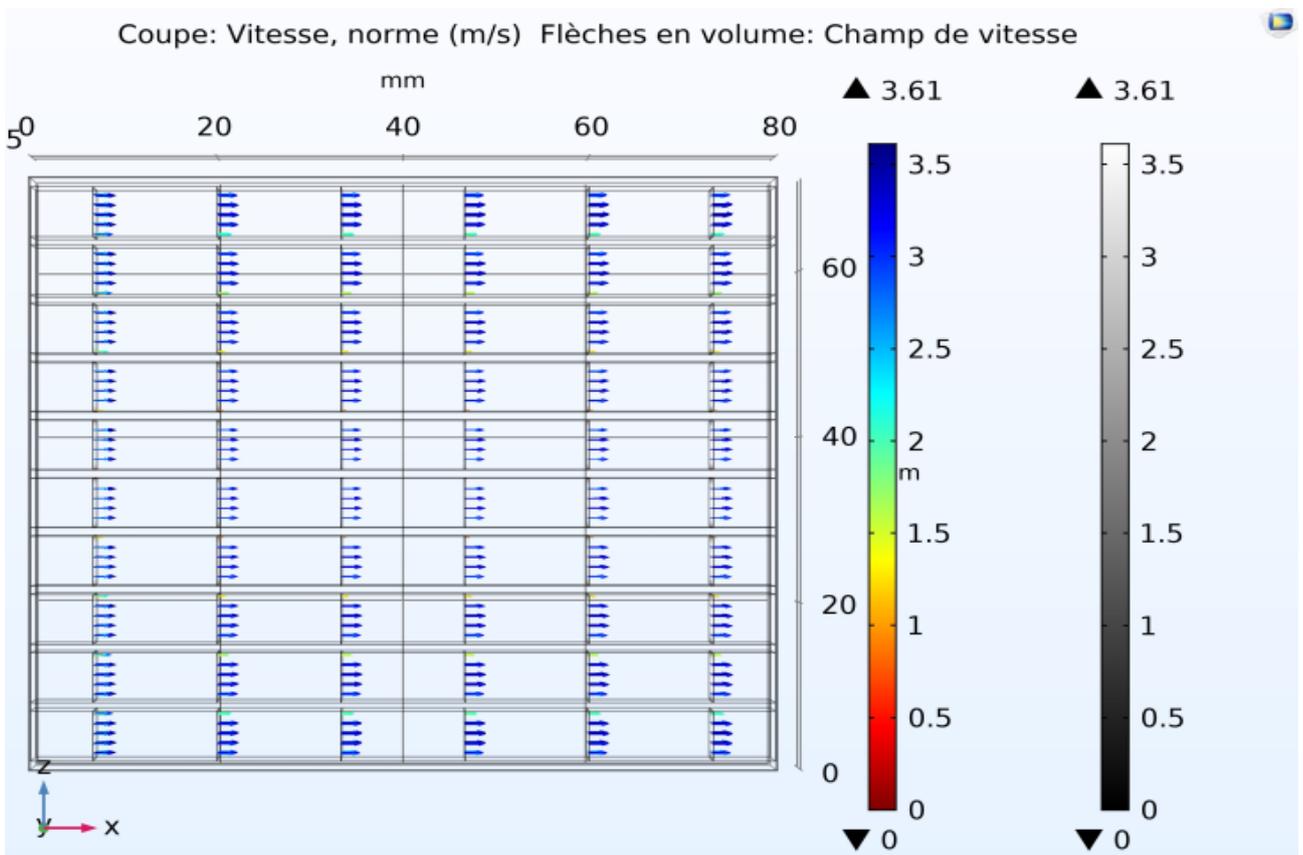


Fig.4.23. Profil de la vitesse en flèche selon le plan (x,z)

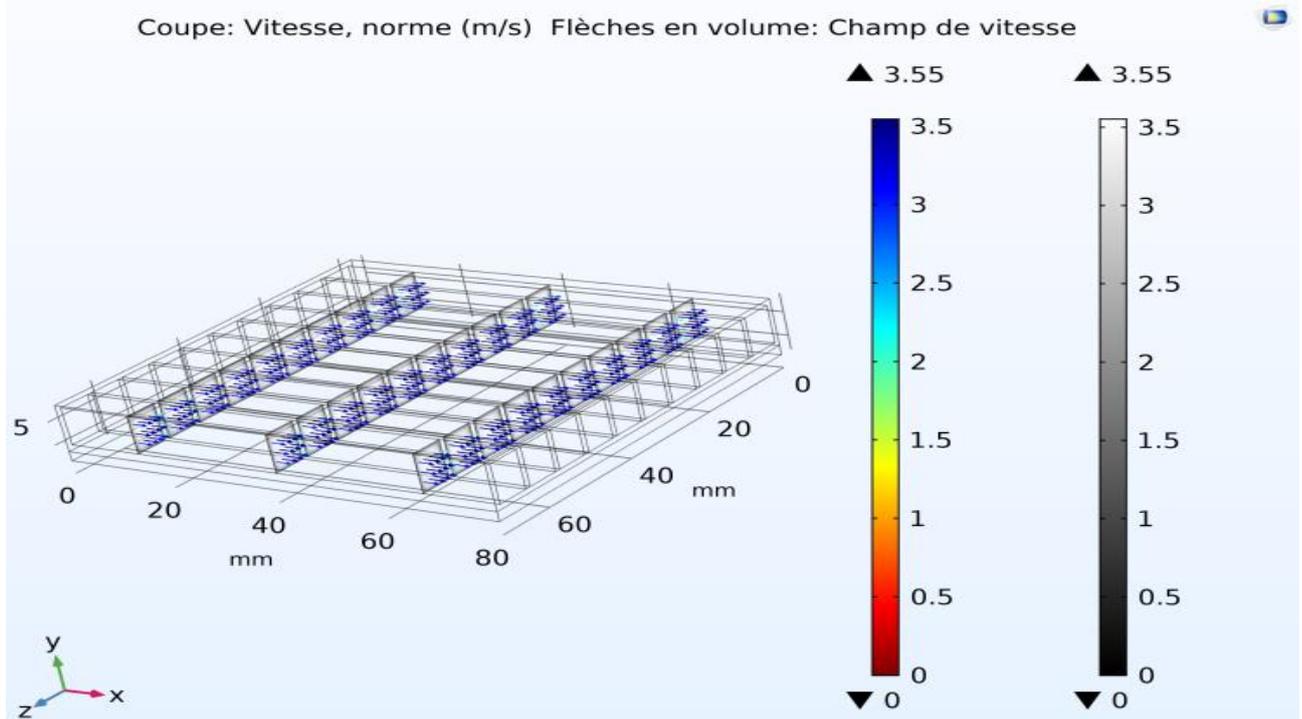


Fig.4.24. Vue isométrique de la vitesse à travers les canaux (avec 3 coupes)

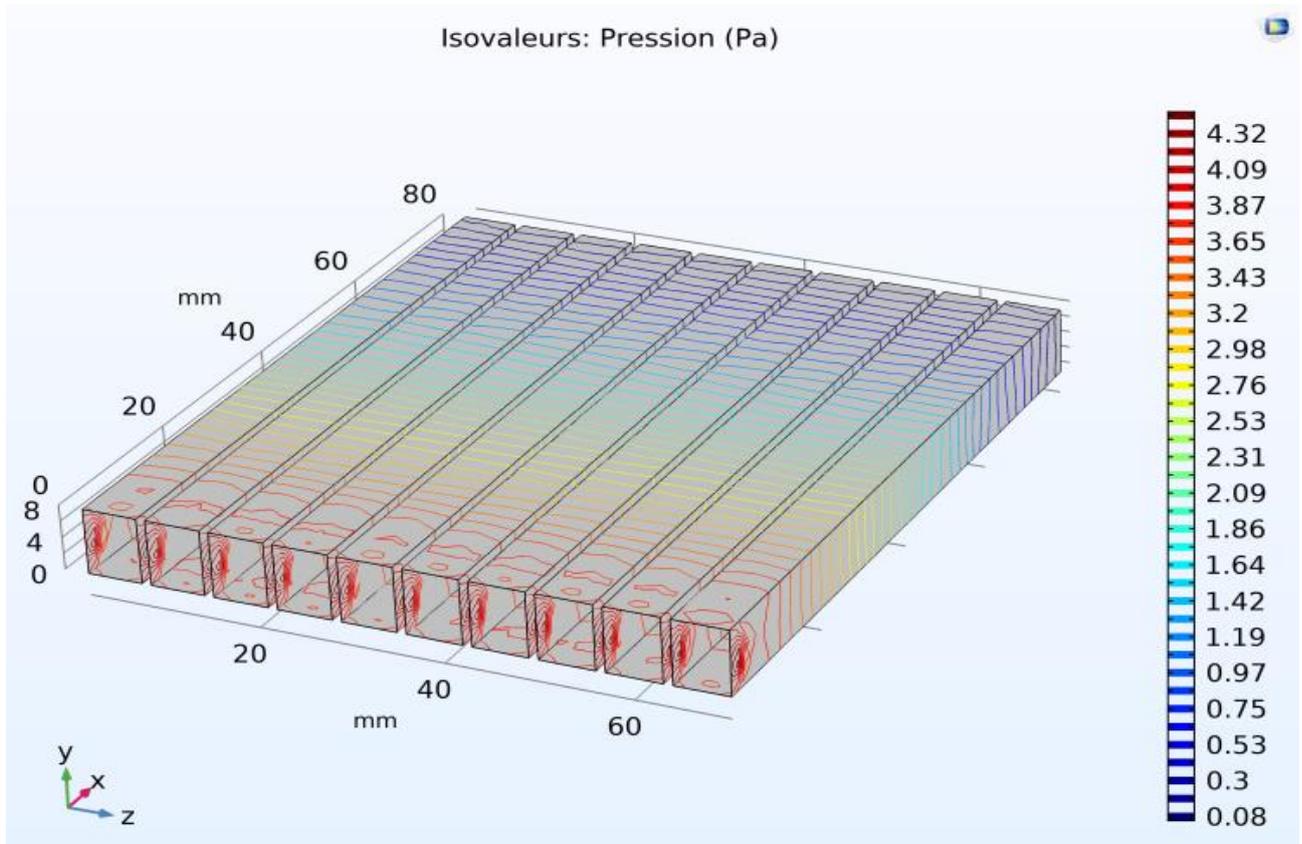


Fig.4.25. Représentation de la pression sur les parois des canaux.

#### 4.4. Comparaison entre les deux simulations :

L'examen et l'analyse des résultats des deux précédentes simulations montrent ce qui suit :

- Les deux simulations ont montré les mêmes profils de vitesse et de température. Dans la première simulation, nous avons une vitesse maximale de 2 m/s tandis que dans la seconde la vitesse est de 4 m/s. Ces vitesses ont été définies dans le profil de vitesse d'entrée dans le tableau des paramètres initiaux.
- La température de l'air à la sortie des canaux du dissipateur thermique augmente dans les deux cas. Cela représente l'effet de refroidissement de l'air sur le dissipateur de chaleur. En effet, l'écoulement d'air se réchauffe en évacuant la chaleur du dissipateur thermique.
- En augmentant le débit d'air entrant (vitesse d'entrée) dans les canaux, ce qui revient à augmenter le nombre de Reynolds, nous avons une augmentation du nombre de Nusselt. Cela confirme que le transfert de chaleur est proportionnel au débit d'air.
- Les températures du dissipateur et de l'air sortant sont inversement proportionnelles à la vitesse d'écoulement. Nous avons remarqué une baisse importante de la température du dissipateur thermique, ce qui peut augmenter la longévité du circuit électronique.
- En augmentant la vitesse, il y a une augmentation de la puissance de ventilation (ce qui est évident).

Par conséquent, nous avons pu confirmer avec nos deux simulations, l'un des paramètres clés pour améliorer les performances d'un dissipateur thermique, qui est l'augmentation de la vitesse d'écoulement.

# Conclusion

## Conclusion

Dans ce travail, nous avons d'abord présenté une partie théorique, où une attention particulière a été portée aux lois fondamentales pour le calcul des paramètres qualifiant un transfert thermique (flux de chaleur, coefficient de transfert, etc.). Les différents modes de transfert de chaleur ont été présentés. Ensuite, nous avons fait le point sur les principaux travaux de recherche sur les méthodes de refroidissement par dissipation thermique des circuits électroniques par convection forcée qui existent dans la littérature de ce sujet. Nous avons poursuivi ce travail avec deux chapitres 3 et 4, où nous avons étudié et simulé un dissipateur de chaleur à dix canaux refroidissant un circuit électronique par convection forcée. Au chapitre 3, nous avons effectué des calculs, tandis qu'au chapitre 4 deux cas de simulation ont été effectués. Les résultats de calcul et de simulation ont été comparés.

En outre, ce travail nous a permis de calculer et de voir l'évolution de l'écoulement non-isotherme à travers les dix canaux du dissipateur thermique étudié. Nous avons également pu prédire et voir les distributions de température sur la surface du dissipateur thermique et le profil de vitesse de l'écoulement d'air le long des canaux dans les deux cas simulés. Le champ thermique a montré que la température de la surface de ce dissipateur vers la sortie des canaux est nettement supérieure à celle de l'entrée ; tandis que le champ de vitesse a montré que les deux vitesses ont le même profil, mais n'ont pas la même valeur bien sûr. Nos calculs pour le premier cas (chapitre 3) s'approchent de la solution donnée par la simulation, mais ils sont légèrement différents pour la deuxième simulation.

D'autre part, nous avons confirmé aussi que l'écoulement du fluide de refroidissement influence le transfert de chaleur. En effet, en augmentant la vitesse d'entrée de l'air nous avons pu diminuer la température de surface du dissipateur ainsi que la température de sortie de l'air. Ce qui améliorera les performances du circuit et influera sur la longévité de cet équipement.

## Annexe

Métal	Propriétés physiques à 20 ° C			
	Masse volumique $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Capacité calorifique $c_p$ (j/kg.K°)	Conductivité $K$ (w/m.K°)	Diffusivité $\alpha$ (10 <sup>-5</sup> m <sup>2</sup> /s)
Acier (0,5 % C)	7833	465	54	1,47
Acier (1,0 % C)	7801	473	43	1,17
Acier (1,5 % C)	7753	486	36	0,97
Acier inox AISI 304	8000	400	13,8	0,4
Acier inox AISI 347	8000	420	15	0,44
Aluminium	2707	905	237	9,61
Argent	10524	236	427	17,19
Bronze (25%Sn)	8666	343	26	0,86
Chrome	7190	453	90	2,77
Cuivre	8954	384	398	11,57
Fer (pur)	7897	447	80	2,26
Nikel	8906	445	91	2,30
Or	19320	129	318	12,76
Plomb	11373	130	35	2,34
Silicium	2330	705,5	153	9,31
Zinc	7144	388	121	4,37

Tab.1.1. Propriétés physiques de certains métaux. [3]

Matériau	Propriétés physiques			
	Température $K$ °	Masse volumique $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Conductivité $K$ (w/m.K°)	Capacité calorifique $c_p$ (j/kg.K°)
Argile	300	1460	1,3	880
Ardoise	300	2300	1,5	900
Asphalte	300	2115	0,062	920
Bakélite	300	1300	1,4	1465
Bois de sapin	300	415	0,11	2720
Bois de chêne	300	545	0,19	2385
Brique	1920	0,72	0,72	835
Calcaire	373	2300	1,1	900
Caoutchouc	300	1190	0,16	2010
Charbon anthracite	300	1350	0,26	1260
Coton	300	80	0,06	1300
Glace	273	920	1,88	2040
Papier	300	930	0,180	1340
Sable	300	1515	0,27	800
Verre pyrex	300	2225	1,4	835

Tab.1.2. Propriétés physiques de certains matériaux. [2]

## Annexe

Propriétés physiques à la pression atmosphérique								
Gaz	Température $K^{\circ}$	Masse volumique $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Capacité calorifique $c_p$ (kj/kg.K <sup>o</sup> )	Viscosité dyn. $\mu$ .10 <sup>7</sup> (N.s/m <sup>2</sup> )	Viscosité ciné. v.10 <sup>6</sup> (m <sup>2</sup> /s)	Conductivité K 10 <sup>3</sup> (w/m.K <sup>o</sup> )	Diffusivité $\alpha$ .10 <sup>6</sup> (m <sup>2</sup> /s)	Pr
Air	100	3,5562	1,032	71,1	2,00	9,34	2,54	0,786
	200	1,7458	1,007	132,5	7,590	18,1	10,3	0,737
	300	1,1614	1,007	184,6	15,89	26,3	22,5	0,707
	600	0,5804	1,051	305,8	52,69	46,9	76,9	0,685
	1200	0,2902	1,175	473,0	162,9	76,3	224	0,728
	3000	0,1135	2,726	955	841	486	1570	0,536
Ammoniac NH <sub>3</sub>	300	0,6894	2,158	101,5	14,7	24,7	16,6	0,887
	340	0,6059	2,192	116,5	19,2	29,3	22,1	0,872
	400	0,5136	2,287	138	26,9	37,0	31,5	0,853
	500	0,4101	2,467	173	42,2	52,5	81,9	0,813
Dioxyde de carbone CO <sub>2</sub>	580	0,3533	2,613	199,5	56,5	63,8	69,1	0,817
	280	1,9022	0,830	140	7,736	15,20	9,63	0,765
	300	1,7730	0,851	149	8,40	16,55	11,0	0,766
	450	1,1782	0,981	210	17,8	28,3	24,5	0,728
Monoxyde de carbone CO	600	0,8826	1,08	270	30,6	40,7	42,7	0,717
	800	0,6614	1,17	337	51,0	55,1	71,2	0,716
	200	1,6888	1,045	127	7,52	17,0	9,63	0,781
	240	1,4055	1,043	157	12,1	22,1	16,3	0,741
	280	1,2038	1,042	166	13,8	23,6	18,8	0,733
	300	1,1233	1,043	175	15,6	25,0	21,3	0,730
	400	0,8421	1,049	218	25,9	31,8	36,0	0,719
600	0,56126	1,088	286	51,0	44,0	72,1	0,707	
Hélium He	800	0,42095	1,140	343	81,5	55,5	116	0,705
	100	0,4871	5,193	96,3	19,8	73,0	28,9	0,686
	140	0,3481	5,193	118	33,9	90,7	50,2	0,676
	180	0,2708	5,193	139	51,3	107,2	76,2	0,673

**Annexe**

Gaz	Propriétés physiques à la pression atmosphérique							
	Température $K^{\circ}$	Masse volumique $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Capacité calorifique $c_p$ (kj/kg.K <sup>°</sup> )	Viscosité dyn.μ.10 <sup>7</sup> (N.s/m <sup>2</sup> )	Viscosité ciné. v.10 <sup>6</sup> (m <sup>2</sup> /s)	Conductivité K 10 <sup>3</sup> (w/m.K <sup>°</sup> )	Diffusivité $\alpha$ .10 <sup>6</sup> (m <sup>2</sup> /s)	Pr
Hélium He	300	0,1625	5,193	199	122	152	180	0,680
	500	0,09754	5,193	283	290	220	434	0,668
	1000	0,4879	5,193	446	914	354	1400	0,654
Hydrogène H <sub>2</sub>	100	0,24255	11,23	42,1	17,4	67,0	24,6	0,707
	200	0,12115	13,54	68,1	56,2	131	79,9	0,704
	300	0,08078	14,31	89,6	111	183	158	0,701
	400	0,06059	14,48	108,2	179	226	258	0,695
	500	0,04848	15,52	126,4	261	266	378	0,691
	1000	0,02424	14,99	201,3	830	448	1230	0,673
	1500	0,01616	16,02	262,7	1626	655	2530	0,643
	2000	0,0121	18,25	318,2	2630	878	3975	0,661
Azote N <sub>2</sub>	100	3,4388	1,070	68,8	2,00	9,58	2,6	0,768
	200	1,6883	1,043	129,2	7,65	18,3	10,4	0,736
	300	1,1233	1,041	178,2	15,86	25,9	22,1	0,716
	500	0,6739	1,056	257,7	38,24	38,9	54,7	0,700
	1000	0,3368	1,167	399,9	118,7	64,7	165	0,721
Oxygène O <sub>2</sub>	100	3,945	0,962	76,4	1,94	9,25	2,44	0,796
	200	1,930	0,915	147,5	7,64	18,3	10,4	0,737
	300	1,284	0,920	207,2	16,14	26,8	22,7	0,711
	450	0,8554	0,956	281,4	32,90	36,3	44,4	0,741
	700	0,5498	1,031	380,8	69,26	52,8	93,1	0,744
	1000	0,3848	1,090	477,0	124,0	71,0	169	0,733
	1300	0,2960	1,125	588,4	188,6	87,1	262	0,721
Vapeur d'eau	380	0,5863	2,060	127,1	21,68	24,6	20,4	1,06
	450	0,4902	1,980	152,5	31,11	29,9	30,8	1,01
	700	0,3140	2,085	242,6	77,26	50,5	77,1	1,00
	850	0,2579	2,186	296,9	115,1	63,7	115	1,02

Tab.1.3. Propriétés physiques de certains gaz à pression atmosphérique. [2]

AB

**Annexe**

Propriétés physiques à la pression atmosphérique									
Liquide	Température $K^{\circ}$	Masse volumique $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Capacité calorifique $c_p$ (kj/kg.K <sup>o</sup> )	Viscosité dyn. $\mu$ .10 <sup>2</sup> (N.s/m <sup>2</sup> )	Viscosité ciné. v.10 <sup>6</sup> (m <sup>2</sup> /s)	Conductivité $K$ 10 <sup>3</sup> (w/m.K <sup>o</sup> )	Diffusivité $\alpha$ .10 <sup>7</sup> (m <sup>2</sup> /s)	$Pr$	$\beta$ .10 <sup>3</sup> (K <sup>-1</sup> )
Huile moteur non utilisée	273	899,1	1,796	385	4280	147	0,910	47000	0,70
	290	890,0	1,868	99,9	1120	145	0,872	12900	0,70
	310	877,9	1,951	25,3	288	145	0,847	3400	0,70
	350	853,6	2,118	3,56	41,7	138	0,763	546	0,70
	400	825,1	2,337	0,874	10,6	134	0,695	152	0,70
	430	806,5	2,471	0,470	5,83	132	0,662	88	0,70
Ethylène Glycol	273	1130,8	2,294	6,51	57,6	242	0,933	617	0,65
	290	1118,8	2,368	2,47	22,1	248	0,936	236	0,65
	340	1083,8	2,592	0,431	3,98	261	0,929	42,8	0,65
	373	1058,5	2,742	0,215	2,03	263	0,906	22,4	0,65
Glycérine	273	1276,0	2,261	1060	8310	282	0,977	85000	0,47
	300	1259,9	2,427	79,9	634	286	0,935	6780	0,48
	320	1247,2	2,564	21,0	168	287	0,897	1870	0,50
Mercure Hg	273	13595	0,1404	0,1688	0,1240	8180	4285	0,0290	0,181
	350	13407	0,1377	0,1309	0,0976	9180	49,75	0,01960	0,181
	450	13167	0,1357	0,1075	0,0816	10400	58,10	0,0140	0,181
	600	12809	0,1355	0,0911	0,0711	11950	68,80	0,0103	0,187

Tab.1.3. Propriétés physiques de certains liquides saturés. [2]

## Références bibliographiques

- [1]: John H Lienhard, John H Lienhard: *A Heat Transfer Text Book* (Third edition)
- [2]: Frank P. Incropera/David P. Dewitt/Theodore L. Bergman/Adriane S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (sixth edition)
- [3]: Yves Jannot, site Internet: <http://www.thermique55.com/principal/thermique.pdf>
- [4]: Adrian Bejan, *Convection Heat Transfer* (Fourth Edition).
- [5]: Sophie Mergui, site Internet:  
[https://www.academia.edu/35240509/LICENCE\\_DE\\_MECANIQUE\\_2\\_EME\\_ANNEE\\_MODULE\\_2A10\\_1\\_TRANSFERTS\\_THERMIQUES](https://www.academia.edu/35240509/LICENCE_DE_MECANIQUE_2_EME_ANNEE_MODULE_2A10_1_TRANSFERTS_THERMIQUES) (UPMC)
- [6]: **Farid Mechighel**: *Cours « Méthode des volumes finis »* pour les étudiants en Master II – Energétique (Génie Mécanique)
- [7]: Hubert Lumbroso, *Thermodynamique problèmes et résultat*, Edition Mc Graw-Hill. Quatrième tirage. 1989.
- [8]: W.C.Tam, C.W. Leung, S.D. Probert, Forced convective air-cooling of simulated printed-circuit boards. *Applied Energy* Volume 46, Issue 3, 1993, Pages 197-214
- [9]: M. Felczak, B. Więcek, G. De Mey. Optimal placement of electronic devices in forced convective cooling conditions Septmebre 2009.
- [10]: Ali Habibi Khalaj, Saman K. Halgamuge, A Review on efficient thermal management of air- and liquid-cooled data centers: From chip to the cooling system. *Applied Energy* Volume 2051 November 2017 Pages 1165-1188
- [11]: Alireza Moradikazerouni, et al Masoud Afrand, Jalal Alsarraf, Omid Mahian, Minh-Duc Tran, Comparison of the effect of five different entrance channel shapes of a micro-channel heat sink in forced convection with application to cooling a supercomputer circuit board. *Applied Thermal Engineering* Volume 1505, March 2019, Pages 1078-1089.
- [12]: Kaj Lampio, Reijo Karvinen, Optimization of convectively cooled heat sinks. *Microelectronics Reliability* Volume 79, December 2017, Pages 473-479
- [13]: Maziar Dehghan, Mahdi Daneshpour, Mohammad Sadegh Valipour, Roohollah Rafee, Seyfolah Saedod, Enhancing heat transfer in micro channel heat sinks using converging flow passages *Energy Conversion and Management* Volume 921, March 2015 ,Pages 244-250
- [14]: Alireza Moradikazerouni, Masoud Afrand, Jalal Alsarraf, Somchai Wongwises, Truong Khang Nguyen, Investigation of a computer CPU heat sink under laminar forced convection using a structural stability method International. *Journal of Heat and Mass Transfer* Volume 134, May 2019, Pages 1218-1226
- [15]: Seyed Ebrahim Ghasemi, A. A. Ranjbar, M. J. Hussein, Forced convective heat transfer of nanofluid as a coolant flowing through a heat sink: Experimental and numerical study. *Journal of Molecular Liquids*, Volume 248, December 2017, Pages 264-270
- [16]: Site Internet: <https://www.arrow.com/en/research-and-events/articles/understanding-heat-sinks-functions-types-and-more>
- [17]: Site Internet: <https://www.indiamart.com/proddetail/aluminium-extruded-heat-sink-18017473948.html>

- [18]: Bugra Kanargi, Poh Seng Lee, Christopher Yap, A numerical and experimental investigation of heat transfer and fluid flow characteristics of an air-cooled oblique-finned heat sink. *International Journal of Heat and Mass Transfer* Volume 116, January 2018, Pages 393-416.
- [19]: Nor Haziq Naquiuddin, Lip Huat Saw, Ming Chian Yew, Farazila Yusof, Ming Kun Yew, Overview of micro-channel design for high heat flux application. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* Volume 82, Part 1, February 2018, Pages 901-914.
- [20]: Yogesh K. Prajapati, Influence of fin height on heat transfer and fluid flow characteristics of rectangular micro channel heat sink, *Applied Thermal Engineering* Volume 1665, February 2020, Article 114665.