

**RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE**  
**MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR**  
**ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

**UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA**  
**FACULTÉ DE TECHNOLOGIE**  
**DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE**

MEMOIRE  
PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE  
**MASTER**

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPÉCIALITÉ : ENERGÉTIQUE

PAR :

**AOUDIA DJAHID**

**OUMELIL BACHIR**

## Thème

---

Etude numérique du refroidissement des sources de chaleur par convection mixte dans un canal  
horizontal par jet de nanofluide

---

Soutenu le 29/09/2020 devant le jury composé de:

Mr. A/H.BENSLIMANE

Président

Mr. A. SAHI

Rapporteur

Mr. F. MENDIL

Examineur

**ANNÉE UNIVERSITAIRE 2019-2020**

## **Remerciements**

Nous remercions Dieu le tout puissant de nous avoir donné la santé et la volonté d'entamer et de terminer ce mémoire.

Tout d'abord, ce travail ne serait pas aussi riche et n'aurait pas pu voir le jour sans l'aide et l'encadrement de Mr A.SAHI, on le remercie pour la qualité de son encadrement exceptionnelle, pour sa patience, sa rigueur et sa disponibilité durant la préparation de ce mémoire.

Nos remerciements s'adressent aussi à monsieur le chef de département et le président du jury A. BENSLIMAN et membre du jury monsieur F. MENDIL d'avoir accepté de nous faire l'honneur de juger ce travail.

Nos remerciements s'adressent également à tous nos professeurs pour leurs générosités et la grande patience dont ils ont su faire preuve malgré leurs charges académiques et professionnelles

# Sommaire

<b>Remerciement</b>	<b>i</b>
<b>Sommaire</b>	<b>ii</b>
<b>Liste des tableaux</b>	<b>v</b>
<b>NOEMCLATURE</b>	<b>ix</b>
<b>Introduction générale</b>	<b>1</b>
<b>Chapitre I : Généralités</b>	<b>3</b>
I.1.Introduction.....	5
I.2. Mécanismes du transfert de chaleur.....	5
I.3.Ecoulement turbulent.....	6
I.3.1.Approche de moyennisation de la turbulence.....	6
I.3.2.Décomposition de Reynolds.....	7
I.3.3. Modèles de turbulence.....	7
I.3.4. Modèle d'équation de fermeture.....	7
I.3.4.1. Spalart – Allmaras (S – A).....	7
I.3.4.2. Modèle k- $\omega$ .....	8
I.3.4.3.Modèle k – $\epsilon$ psilon.....	8
I.3.4.4. SST (Menter'sShear Stress Transport).....	9
I.3.4.5. Modèle d'équation de contrainte de Reynolds.....	9
I.4. Refroidissement d'un élément électronique.....	10
I.4.1.Techniques de refroidissement des composants électroniques.....	10
I.4.2. Refroidissement monophasiques.....	11

I.4.3. Refroidissement par liquide caloporteur et nanofluide : .....	11
I.4.4. Refroidissement par jets et spray .....	11
I.4.5. Refroidissement diphasique .....	12
I.5.Conclusion .....	13
<b>Chapitre II: Synthèse bibliographique</b>	12
II.1.Introduction .....	14
II.2.Le refroidissement des sources de chaleur avec convection mixte en régime laminaire et turbulent .....	14
II.3.Les caractéristiques améliorées dans le transfert de chaleur en utilisant les nanofluides .....	20
II.4.Effets des paramètres de jet impactant sur les performances des systèmes de refroidissement.	22
II.5.Conclusion .....	24
<b>Chapitre III: position du problème</b>	23
III.1.Introduction .....	25
III.2.Domaine physique.....	25
III.2.1. Propriétés du fluide du travail: .....	26
III.3.Modèle mathématique et équations dimensionnelles :.....	28
III.3.1.Hypothèses Simplificatrices .....	28
III.3.2. Forme dimensionnelle des équations :.....	28
III.3.3.Modèle de fermeture $k-\varepsilon$ standard : .....	29
III.5. Ecriture adimensionnelle.....	30
III.7.Conclusion.....	32
<b>Chapitre IV: Résultats et discussions</b>	31
IV.1.Introduction :.....	33
IV.2.Choix du maillage :.....	33
IV.3.Validation des résultats .....	34
IV.5.Résultats et discussion .....	37
IV.5.1.Structure de l'écoulement et distribution de température : .....	37

---

IV.5.1.1.Effet du nombre de Reynolds .....	37
IV.5.1.2.Effet de la fraction volumique des nanoparticules .....	39
IV.5.1.3.Effet d'espacement entre sources de chaleur .....	41
IV.6.Analyse de la structure d'écoulement et du taux transfert de chaleur : .....	43
IV.6.Conclusion : .....	46
<b>Conclusion générale</b>	47
Références bibliographiques	48

## Liste des figures

Figure I.2: Emanation de chaleur dans une puce électronique.....	10
Figure I.3 : Système de refroidissement à air passif .....	11
Figure I.4: Exemples de systèmes de refroidissement à air pulsé.....	11
Figure I.5: Structure d'un jet impactant sur une paroi plane. ....	12
Figure II.1: canal horizontal avec rainure . ....	15
Figure II. 2: Configuration de la matrice des sources de chaleur . ....	16
Figure II.3: canal horizontal contenant deux sources de chaleur . ....	16
Figure II.4: schéma du modèle physique . ....	17
Figure II.5: Canal horizontal avec une plaque oblique sur la première source de chaleur. ....	18
Figure II.6: Canal horizontal avec sources de chaleur . ....	19
Figure II.7: Dimension du domaine de calcul . ....	20
Figure II.8: Géométrie d'un jet impactant .....	20
Figure II.9: Effet de la concentration volumique de nanofluides sur la température du processeur du PC à vide et à pleine charge .....	21
Figure II.10: Domaine de calcul et système de coordonnées pour un système bidimensionnel de jet à impactant .....	23
Figure II.11: Géométrie du problème.....	23
Figure III.1: Géométrie du problème .....	26
Figure IV.1a : Choix du maillage.....	34
Figure IV.1b: Détaille du maillage.....	34
Figure IV.2 : Validation des résultats numériques des profils des vitesses dans la section du milieu entre deux ailettes.....	35

Figure IV.3a : variation des lignes de courants en fonction de régime d'écoulement de fraction volumique de nanoparticules et de rapport d'aspect H/W .	36
Figure IV.3b :Validation des résultats numérique de Oronzio Manca et al, pour les linges de d'isotherme a Reynolds 10000 et 20000, et a fractions $\phi =0\%$ et $\phi =4\%$ .	37
Figure IV.4a: Effet du nombre de Reynolds sur les lignes de courants.	38
Figure IV. 4b : Influence du nombre de Reynolds sur les lignes d'isothermes	39
Figure IV.5a: Influence de la fraction volumique des nanoparticules ( $\phi$ ) d'AL <sub>3</sub> O <sub>2</sub> sur les lignes de courants.	40
Figure IV .5b: Influence de la fraction volumique des nanoparticules ( $\phi$ ) de d'AL <sub>3</sub> O <sub>2</sub> sur les lignes de d'isothermes	41
Figure IV. 6a :Influence de l'espacement entre sources I sur les lignes de courant.	42
Figure IV.6b: Influence de l'espacement entre source de chaleur (I) sur les lignes d'isothermes.	43
Figure IV.7a:Variation du nombre de Nusselt local le long des parois des sources de chaleurs avec variation de nombre de Reynold pour N=3	42
Figure IV.7b : Variation du nombre de Nusselt local le long des parois des sources de chaleurs avec variation de nombre de Reynold pour N=5	43
Figure IV.8a : Variation du nombre de Nusselt local le long des parois des sources de chaleur avec variation de la fraction volumiques des nanoparticules pour N=3	44
Figure IV.8b:Variation du nombre de Nusselt local le long des parois des sources de chaleur avec variation de la fraction volumiques des nanoparticules pour N=5	44
Figure IV.9a: Variation du Nusselt local le long des parois des sources de chaleur avec variations d'espacement entre sources, pour N=3	45
Figure IV.9b: Variation du Nusselt local le long des parois des sources de chaleur avec variations d'espacement entre sources, pour N=5	46

## Liste des tableaux

Tableaux I.1 :Définition des termes de modèle k- $\epsilon$ .....	8
TableauIII.2:Propriété du fluide de base et les nanoparticules a 293[K]. ....	26
TableauIII.3: Définition des termes de la fonction de la conductivité .....	27

# Nomenclature

<b>Symboles</b>	<b>Définition</b>	<b>Unité (SI)</b>
$h$	Hauteur du canal	m
$T$	Température dimensionnelle	K
$x, y$	Coordonnées cartésiennes	m
$X, Y$	Coordonnées cartésiennes adimensionnelles	-
$U, V$	Composantes de la vitesse adimensionnelle	-
$u, v$	Composantes de la vitesse dimensionnelle	$\text{m.s}^{-1}$
$k$	Conductivité thermique	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
$P$	Pression adimensionnelle	-
$p$	Pression dimensionnelle	Pa
$U_0$	Vitesse d'entrée du nanofluide	$\text{m.s}^{-1}$
$C_p$	Chaleur massique	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
$g$	Accélération de la pesanteur	$\text{m.s}^{-2}$
$Re$	Nombre de Reynolds	-
$Gr$	Nombre de Grashof	-
$Ri$	Nombre de Richardson	-

$Pr$	Nombre de Prandtl	-
$K$	Energie cinétique turbulente	$m^2.s^{-2}$

### Symboles grecs

$\mu$	Viscosité dynamique	$kg.m^{-1}.s^{-1}$
$\mu_\phi$	Terme source générée par frottement	$W.m^{-3}$
$q, S_\phi$	Terme source	$W.m^{-2}$
$\rho$	Masse volumique	$kg.m^{-3}$
$\alpha$	Diffusivité thermique	$m^2.s^{-1}$
$\beta$	Coefficient d'expansion thermique	$K^{-1}$
$\varepsilon$	Émissivité	
$\theta$	Température adimensionnelle	-
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann	$W.m^{-2}.K^{-4}$
$\nu$	Viscosité cinématique	$m^2.s^{-1}$
$\phi$	Fraction volumique	-
$\nu_t$	Viscosité cinématique turbulent	$m^2.s^{-1}$
$\Gamma$	Coefficient de diffusion	$m^2.s^{-1}$
$\delta$	Kronecker Delta	

### Indice

$i, j$	$i^{\text{ème}}$ et $j^{\text{ème}}$ composantes
source	source de chaleur

# Introduction générale

Il est bien connu dans ces dernières années, la simulation numérique est utilisée dans de nombreux domaines de recherche et de développement, elle est rapidement devenue incontournable pour la modélisation des systèmes naturels en physique, chimie et biologie, mais également des systèmes humains en économie, en sciences sociales et en technologie. Elle permet de limiter le risque et d'éviter le coût d'une série d'épreuves.

Actuellement, plusieurs études traitent les différents modes de refroidissement et d'amélioration du transfert de chaleur avec l'aide de la simulation numérique. Le sujet proposé dans ce mémoire est dictée par le besoin de comprendre le mécanisme de transfert de chaleur ayant lieu dans les systèmes de refroidissement des machines moderne. Le refroidissement par convection naturelle, et en régime laminaire, reste le mode le plus utilisé, surtout pour les systèmes à faible puissance, en raison de sa facilité d'intégration dans ces systèmes. Cependant, le refroidissement par convection naturelle à faible régime d'écoulement atteint rapidement ses limites face aux systèmes à forte puissance qui nécessitent une évacuation de chaleur plus importante. La convection mixte est mieux adaptée pour ce genre de problème. Mais malgré cela, elle reste inefficace devant le flux de chaleur éminente dégagée, alors le recoure au régime d'écoulement turbulent est devenu inévitable. Il existe d'autres méthodes de refroidissement par liquide, avec ou sans ajout de nanoparticules.

Dans ce mémoire, nous présenterons le refroidissement des sources de chaleur par convection mixte dans un canal horizontal par jet de nanofluide en régime turbulent, et nous nous intéresserons aux effets de certains facteurs comme : le régime d'écoulement, la fraction volumique des nanoparticules et l'effet d'espacement entre sources de chaleur. Ceci dans le but de cerner les paramètres conduisant à un fonctionnement optimal de refroidissement de sources de chaleur.

Le plan proposé pour la présentation du travail est le suivant:

Le premier chapitre sera consacré aux généralités sur le mécanisme de transfert de chaleur, ainsi nous tenterons d'exposer les différents modèles de turbulence les plus utilisés dans le monde de la recherche et nous terminerons le chapitre par exposer toutes les techniques de refroidissement.

Le second chapitre présentera une étude bibliographique des principaux travaux théoriques expérimentaux et numériques traités dans le domaine de « Refroidissement des sources de chaleur par convection mixte dans un canal horizontal par jet de nanofluide en régime turbulent »

Quant au troisième chapitre, nous avons décidé de le consacrer à la modélisation mathématique appropriée à notre problème physique.

Dans le dernier chapitre, nous nous sommes intéressés à l'effet du régime d'écoulement sur le refroidissement des sources de chaleur cela avec variation du nombre de Reynolds. En plus de l'effet du régime de l'écoulement nous avons exploré l'effet de la fraction volumique des nanoparticules et l'effet de l'espacement entre sources de chaleur.

# Chapitre I : Généralités

## I.1.Introduction

Le progrès technologique s'accompagne d'une miniaturisation de plus en plus grande des composants électroniques, et l'une des exigences sérieuses dans le traitement des technologies électroniques de haute puissance, est le transfert thermique effectif d'un système donné, ainsi, l'étude des processus de refroidissement suscite un très grand intérêt, plus particulièrement dans l'industrie électronique où la génération excessive de chaleur peut être la cause d'endommagement et de perte de matériel ou de système électronique utilisé[1].

La fiabilité du composant est intimement liée à la vitesse avec laquelle cette chaleur interne est dissipée. Cette vitesse est en fonction de la nature de diffusion, du choix du matériau, de sa géométrie, et de fluides utilisés dans le refroidissement.

## I.2. Mécanismes du transfert de chaleur

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

La convection fait référence au transfert de chaleur qui se produit entre la surface et le fluide en mouvement lorsque la surface et le fluide en mouvement sont à des températures différentes. En plus du transfert d'énergie dû à la diffusion, il est également transféré par le mouvement des fluides. Ce dernier est lié au fait que plusieurs molécules ont un mouvement collectif, ce qui signifie que le transfert de chaleur se produit en présence d'un gradient de température. On retrouve trois formes de

convection; convection forcé, convection naturelle en fin convection mixte (C'est une combinaison entre la convection naturelle et forcé).

Au cours du processus de convection, une augmentation de la vitesse du fluide favorise également la capacité à transformer un écoulement laminaire en écoulement turbulent, puis à générer une convection importante, ce qui accélère considérablement l'échange de propriétés entre les défèrent facteur de la convection[2].

### I.3.Ecoulement turbulent

L'écoulement turbulent est une forme d'écoulement qui commence ou qu'a déjà dépassait le seuil d'instabilité de l'écoulement laminaire, ce qui est principalement dû au fort effet d'entraînement par rapport aux effets de force visqueuses, après que l'instabilité devient irréversible, plus développée et chaotique[3].

La turbulence est caractérisée par différents aspects, dont voici les principaux :

- L'aspect irrégulier et aléatoire en temps ou en espace
- L'aspect tridimensionnel et rotationnel
- la capacité de mélange élevée
- L'aspect dissipatif

#### I.3.1.Approche de moyennisation de la turbulence

En plus des méthodes expérimentales, la recherche sur la turbulence peut être réalisée en programme numérique. Néanmoins, la turbulence est calculée en résolvant les équations de Navier-Stokes est très subtile et due à cette méthode nécessite une résolution spatiale élevée. Les équations de Navier et Stokes sont présentées comme suite :

- **Equation de continuité**

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (\text{I.1})$$

- **Equation de quantité de mouvement :**

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = F_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) \quad (\text{I.2})$$

$F_i$  : Représente les forces de volume suivant la direction i.

- **Equation de conservation d'énergie:**

$$\rho.c_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j T) \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + S_\phi + \mu_\phi \quad (\text{I.3})$$

### I.3.2. Décomposition de Reynolds

La décomposition de Reynolds permet de transformer les équations de Navier-Stokes et d'énergie en équations moyennées dans le temps, en exprimant chaque variable instantanée

Dans le cadre du traitement en mécanique des fluides de la turbulence, l'utilisation de la décomposition de Reynolds appliqué aux solutions des équations de Navier-Stokes permet de simplifier le problème en faisant disparaître la fluctuation.

La décomposition de Reynolds est appliquée en faisant le changement de variable suivant :

$$u = \bar{u} + u'$$

$\bar{u}$  : Valeur moyenne temporelle

$u'$  : Valeur fluctuation

### I.3.3. Modèles de turbulence

Dans le cadre du traitement de la turbulence en mécanique des fluides, l'utilisation de la décomposition de Reynolds appliqué aux solutions des équations de Navier-Stokes permet de simplifier le problème en faisant disparaître la fluctuation. Il est nécessaire d'introduire des équations pour fermer le problème en introduisant des modèles pour les inconnues supplémentaires.

On distingue deux grandes classes de modèles[4] :

- Modèles de premier ordre ou modèles de viscosité turbulente basés sur l'hypothèse de Boussinesq, et qui est basés sur la modélisation directe des contraintes de Reynolds en utilisant le concept de viscosité turbulente, comparable aux contraintes visqueuses.
- Les modèles du second ordre qui consistent à calculer directement les tensions de Reynolds moyennant leurs équations de transport.

### I.3.4. Modèle d'équation de fermeture

#### I.3.4.1. Spalart – Allmaras (S – A)

Le modèle de Spalart – Allmaras est un modèle à une équation qui résout une équation de transport modélisée pour la viscosité turbulente cinétique des tourbillons. Le modèle Spalart – Allmaras a été conçu spécifiquement pour les applications aérospatiales impliquant des écoulements muraux et il a été démontré qu'il donne de bons résultats pour les couches limites soumises à des gradients de pression défavorables. L'équation qui est définie ce modèle et présenté par l'expression :

$$\tau_{ij} = 2\mu_t \left( S_{ij} - \frac{1}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (\text{I.4})$$

### 1.3.4.2. Modèle k- $\omega$

Le modèle K-oméga est l'un des plus couramment utilisés en turbulence. C'est un modèle à deux équations, ce qui signifie, il comprend deux équations de transport supplémentaires pour représenter les propriétés turbulentes de l'écoulement. La première variable transportée est l'énergie cinétique turbulente k. La seconde variable transportée dans ce cas est la dissipation spécifique  $\omega$ , détermine l'échelle de la turbulence, On a dans ce cas :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (\text{I.4})$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad (\text{I.5})$$

### 1.3.4.3. Modèle k - $\varepsilon$ psilon

Il s'agit d'un modèle à deux équations qui donne une description générale de la turbulence au moyen de deux équations de transport (EDP), une pour l'énergie cinétique turbulente (k) et l'autre pour la dissipation (K- $\varepsilon$ ). les équations qui régissent le model :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - \rho \varepsilon \quad (\text{I.6})$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (\text{I.7})$$

$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k \bar{U}_i)$	Terme convectif
$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]$	Terme diffusif
$G_k$	Taux de production
$\rho \varepsilon$	Taux de dissipation

Tableaux I.1 : Définition des termes de modèle k-  $\varepsilon$

$$\text{Concept de Boussinesq : } -\overline{u'_i u'_j} = \nu_t \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right) - \frac{2}{3} \nu_t \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (\text{I.8})$$

La viscosité turbulente est modélisée en fonction d'une échelle de longueur turbulente  $l_t$  et d'une échelle de vitesse turbulente  $v_t$  :  $\nu_t = C_\mu l_t v_t$

$$\text{La viscosité turbulente } \nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

$$\text{Equations moyennes } \mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\tau}$$

#### 1.3.4.4. SST (Menter's Shear Stress Transport)

Le modèle de turbulence SST (Menter shear stress transport) est un modèle de turbulence à viscosité de Foucault à deux équations largement en dynamique des fluides-. Le modèle combine le modèle de turbulence k-oméga et le modèle de turbulence k-epsilon, de telle sorte que le k-oméga est utilisé dans les régions intérieures des couches limites et le k-epsilon dans les flux de cisaillement libres.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (\text{I.9})$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho w) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho w u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_w \frac{\partial w}{\partial x_j} \right) + G_w - Y_w + S_w + D \quad (\text{I.10})$$

#### 1.3.4.5. Modèle d'équation de contrainte de Reynolds

Le modèle d'équation de contrainte de Reynolds (RSM), également appelé modèle de fermeture du second moment, est l'approche de modélisation de turbulence classique la plus complète. Les modèles populaires basés sur la viscosité des tourbillons comme le modèle  $k-\varepsilon$  ( $k$ -epsilon) et les modèles  $k-\omega$  ( $k$ -omega) présentent des lacunes importantes dans les flux d'ingénierie complexes. Cela est dû à l'utilisation de l'hypothèse de la viscosité des tourbillons dans leur formulation. Par exemple, dans les écoulements avec des degrés élevés d'anisotropie, une courbure de courant significatif, une séparation des écoulements, des zones d'écoulement de recirculation où des écoulements influencés par des effets de rotation, les performances de ces modèles ne sont pas satisfaisantes.

$$\frac{Dk}{Dt} = p_k - \varepsilon + \frac{1}{\sigma_k} \frac{\partial}{\partial x_k} \left( (\nu_t + \nu) \frac{\partial k}{\partial x_k} \right) \quad (\text{I.11})$$

## I.4. Refroidissement d'un élément électronique

Le refroidissement des composants est l'une des principales barrières au développement rapide et fiable des systèmes électroniques compacts (figure I.1). Pour la majorité des ordinateurs, la dissipation de chaleur est le problème technique majeur dans l'atteinte des vitesses optimales de calcul par microprocesseurs.

Il existe de nombreux systèmes de refroidissement basés principalement sur l'effet convectif, qui répondent à la plupart des besoins de dissipation actuels. Mais, ces technologies sont limités par leur performance thermique, par une dépendance totale à la surface d'échange, aux fluides utilisés, aux matériaux et à la géométrie même du dispositif d'échange. En outre, ces systèmes existants fonctionnent principalement sur un échange thermique global[5].

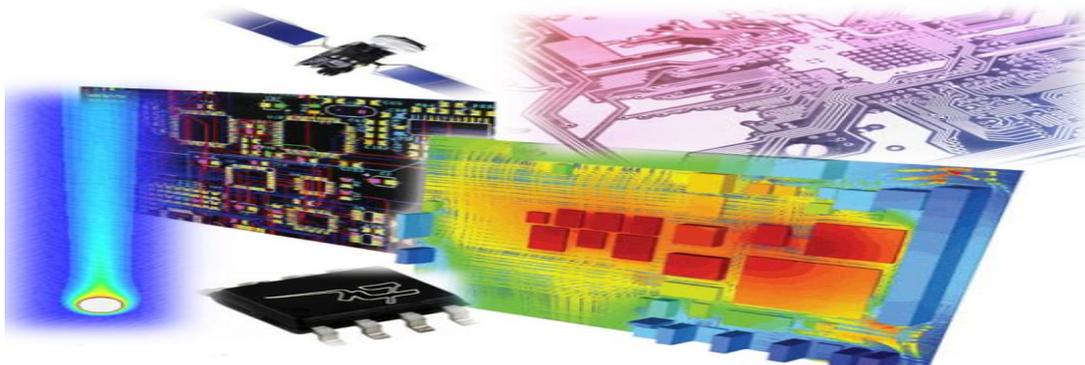


Figure I.1: Emanation de chaleur dans une puce électronique

### I.4.1. Techniques de refroidissement des composants électroniques

Les systèmes de refroidissement sont classés en deux catégories:

- **Les systèmes de refroidissement actifs** : cette technique est basée sur le transfert de chaleur par convection forcée et nécessite l'utilisation d'une pompe mécanique pour assurer la circulation du fluide de refroidissement.
- **Les systèmes de refroidissement passifs** : ce genre de système n'utilise pas de source d'alimentation externe, réduisant ainsi les coûts énergétiques. Le refroidissement passif lui-même est divisé en deux parties: refroidissement direct ou refroidissement indirect, selon le fluide de refroidissement soit en contact avec les composants électroniques ou pas.

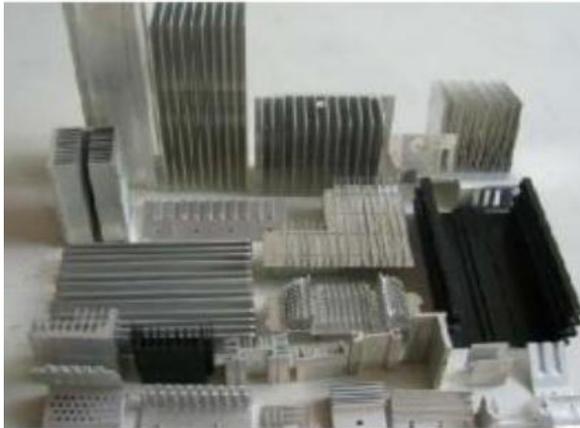


Figure I.2 : Système de refroidissement à air passif



Figure I.3: Exemples de systèmes de refroidissement à air pulsé

#### I.4.2. Refroidissement monophasiques

Les échangeurs monophasiques comprennent une structure dans laquelle le passage du fluide de refroidissement ne change pas d'état.

- Refroidissement à l'air
- Convection naturelle dans l'air
- Convection forcée dans l'air

#### I.4.3. Refroidissement par liquide caloporteur et nanofluide :

**Refroidissement par liquide :** Le refroidissement par liquide (généralement en ajoutant de l'eau) est une autre méthode pour dissiper la chaleur dans le milieu environnant. Le fonctionnement principal de refroidissement par liquide caloporteur de pouvoir transféré de la chaleur tout comme l'air, les liquides transfèrent la chaleur par convection.

**Refroidissement par nanofluides:** Les nanofluides sont des dispersions de particules de taille nanométrique (dont le diamètre est typiquement inférieur à 100 nm), appelées nanoparticules, dans un fluide de base afin d'en améliorer certaines propriétés. En effet, les fluides de bases souvent utilisés dans les applications de refroidissement ou de chauffage ont des conductivités thermiques très faibles qui limitent leur capacité de transfert de chaleur [5].

#### I.4.4. Refroidissement par jets et spray

**Refroidissement par jets :** L'écoulement de jet appartient à la catégorie d'écoulement libre de cisaillement. Ce processus implique de nombreux processus naturels et de nombreuses applications,

notamment, la propulsion aéronautique, propulsion spatiale, Injection de carburant et le refroidissement des composants électroniques.

Ce type d'écoulement a la particularité d'être extrêmement sensible aux conditions aux limites liées à l'état amont de l'écoulement (état et épaisseur d'intensité des turbulences, état et épaisseur la couche limite etc.) et à l'atmosphère environnante[7].

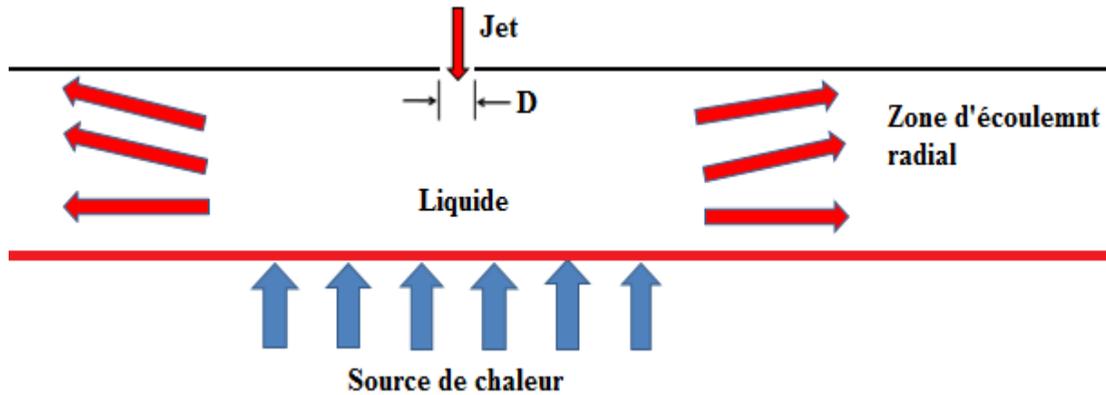


Figure I.4: Structure d'un jet impactant sur une paroi plane.

**Refroidissement par spray :** le système de refroidissement par pulvérisation est très compliqué car il dépend de plusieurs paramètres. Ces paramètres comprennent: la surface de la gouttelette, la vitesse de la gouttelette, l'angle d'impact, la densité de la gouttelette, la rugosité de la surface, le gaz environnant, le flux de chaleur et de direction de la buse. Tous ces facteurs conduisent à déterminer le transfert de chaleur pendant le refroidissement.

#### I.4.5. Refroidissement diphasique

C'est un refroidissement qui s'accompagne de changement de phase de la substance de refroidissement, on peut distinguer quatre classes de refroidissement qui diffèrent de par leur configuration[8] :

- Refroidissement par changement de phase solide-liquide
- Refroidissement par changement de phase liquide-vapeur (**caloducs**) : un caloduc est un conducteur thermique, servant à transporter la chaleur d'une source chaude vers une source froide, par le principe de changement de phase d'un fluide caloporteur. Le principe du caloduc est basé sur la circulation d'un liquide en équilibre avec sa vapeur entre une région chauffée, l'évaporateur, et une région refroidie, le condenseur, le tout en l'absence d'air
- Refroidissement par immersion dans un fluide diélectrique
- Refroidissement par thermosiphon
- Refroidissement par boucle diphasique CPL et LHP

## **I.5. Conclusion**

Tout au long de ce chapitre nous avons souligné l'utilité de la convection au sein des systèmes de refroidissement des composants électroniques, en expliquant le mécanisme de son fonctionnement, ainsi on a défini d'une manière générale les écoulements au régime turbulent, et nous avons aussi présenté les différentes techniques de refroidissement des sources de chaleur, et les différents fluides utilisés, ainsi que les paramètres influents sur le refroidissement.

Les travaux de recherche effectués dans le domaine du refroidissement des sources de chaleur nous ont permis d'apprendre l'importance du refroidissement, en jet impactant avec utilisation des nanofluides, ce qui rend cette technique de refroidissement très intéressante, et il sera le sujet qu'on va aborder tout au long du prochain chapitre.

# Synthèse bibliographique

## II.1.Introduction

Les problèmes d'échauffements des composants électroniques, titulaire d'une grande importance dans le monde industriel. Ne pas les considérer et ne pas les maîtriser revient à mal interpréter les données nécessaires pour avoir un système de refroidissement efficace. Une mauvaise ou insuffisance d'évacuation de chaleur a des effets néfastes sur le bon fonctionnement du circuit et sur sa durée de vie, ce qui a poussé beaucoup de chercheurs à étudier les différentes techniques de refroidissement en utilisant de divers fluides.

Ce chapitre permet de présenter les résultats numériques et expérimentaux sur l'effet de refroidir des sources de chaleur en se focalisant particulièrement sur l'effet de la convection mixte en régime laminaire et en régime turbulent, dans le but de comparer et comprendre l'effet de variation de chaque paramètre ainsi que faire le point sur l'ajout des additifs au fluide de base (nanofluides). Les écoulements en jet adoptés dans plusieurs domaines industriels comme moyens efficaces pour refroidir les machines, ce qui a laissé beaucoup de travaux de recherche voir le jour vu son importance.

## II.2.Le refroidissement des sources de chaleur avec convection mixte en régime laminaire et turbulent

Le refroidissement des sources de chaleur avec la convection mixte en régime laminaire présente l'une des plus anciennes méthodes utilisées dans les systèmes conventionnels. Plusieurs études ont été menées dans ce contexte, et montrent ainsi son influence sur les échanges thermiques.

**Leong et al[9]** ont analysé le transfert de chaleur résultant de la convection mixte dans un canal rainuré sur la paroi inférieure (figure II.1), chauffé et soumis à un courant d'air externe, pour

un nombre de Reynolds et de Grashof allant respectivement de 1 à 2000 et de 0 à  $10^6$ , et pour différents rapports d'aspect géométrique. Une comparaison, portant sur les résultats obtenus, a montré une nette amélioration des performances de refroidissement, et une amélioration du transfert de chaleur, présentés en termes du nombre de Nusselt ( $Nu$ ) et de la température dans la cavité, ceci proportionnellement aux nombres de Reynolds, Grashof et au rapport d'aspect.

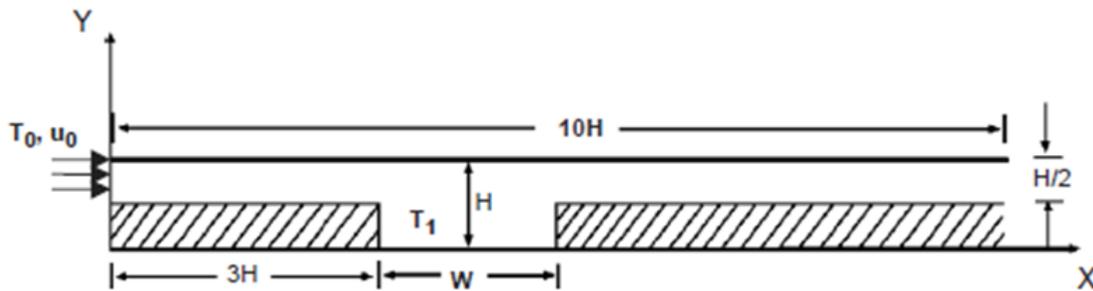


Figure II.1: canal horizontal avec rainure [1].

Une étude dans le contexte du refroidissement des sources de chaleurs, placé dans un canal horizontal (Figure II.2), a été présentée par **A. Dogan et al**[10]. Différents caractéristiques ont été étudiés telles que le nombre de Reynolds, le nombre de Grashof et l'emplacement des sources de chaleur dont les effets demeurent considérables sur l'amélioration du transfert de chaleur. Ils ont également mis évidence la possibilité d'optimiser le transfert de chaleur suivant la disposition de ces sources.

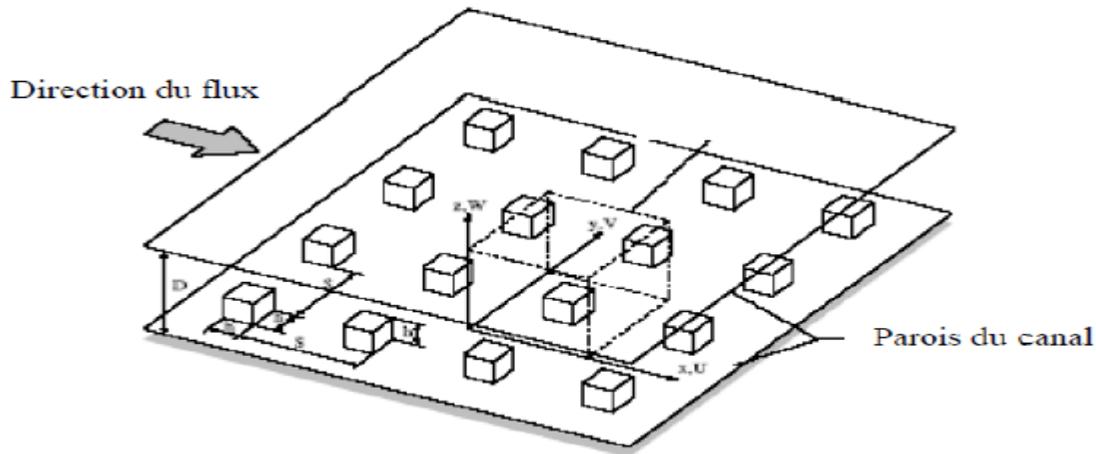


Figure II.2: Configuration de la matrice des sources de chaleur [2].

**Rahman et al** [11] ont étudié numériquement la convection mixte dans une cavité ventilée, avec un obstacle à différentes positions, en examinant l'influence de certains paramètres clés caractérisées par les nombres de Reynolds ( $Re$ ) et de Richardson ( $Ri$ ). Ils ont présenté dans leurs résultats l'effet de l'obstacle à des différentes positions dans la cavité, sur l'amélioration de transfert de chaleur.

En 2009, **Hamouche et Bessaih**[12] ont simulé numériquement la convection mixte bidimensionnelle dans un canal horizontal contenant deux sources de chaleur identiques (figure II.3). Le régime d'écoulement et la position des sources de chaleurs ont été particulièrement analysés. Ils ont conclu principalement que l'augmentation de la longueur de séparation des deux sources améliore considérablement le taux d'évacuation de chaleur des composants, et par conséquent, amplifie le transfert de chaleur à l'intérieur du canal.

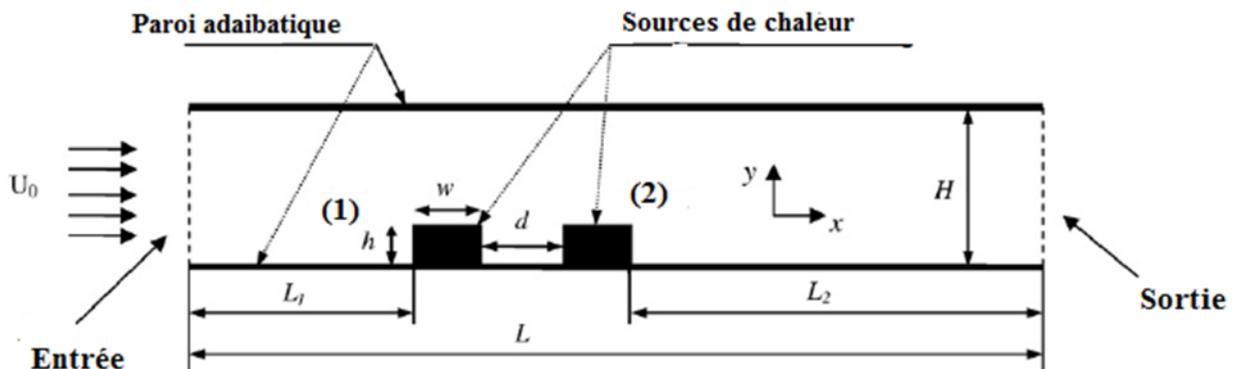


Figure II.3: canal horizontal contenant deux sources de chaleur [4].

Récemment, une simulation numérique du transfert de chaleur par convection mixte de l'écoulement d'un nanofluides dans un canal horizontal en régime laminaire, contenant deux sources de chaleur positionnées en zigzag à une distance ( $d$ )(figure II.4), a été proposée par **M.A. Hssain et al** [13]. Leurs résultats soulignent essentiellement que l'augmentation de la longueur ( $d$ ) diminue considérablement le transfert de chaleur.

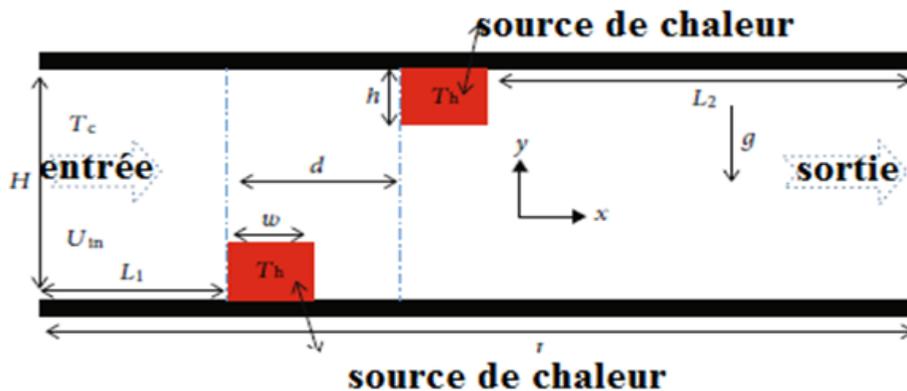


Figure II.4 : géométrie du modèle physique [5].

Les systèmes de refroidissements ont beaucoup évolué en parallèle au progrès technologique, les systèmes mise en place basés sur les écoulements à régime laminaire, a été un sujet important que plusieurs chercheurs en traités, où ils ont montré l'inefficacité de ce régime a évacué de la chaleur produite par les sources de chaleurs, ce qui rend l'utilisation de régime laminaire dans les systèmes de refroidissement moderne impossible. Cela a incité les chercheurs à développer de nouvelle approche, en s'orientant vers les écoulements turbulents qui ont montré un échange thermique élevé donc un refroidissement efficace. Beaucoup de chercheur soutient cette nouvelle méthode, démontrant les effets de régime turbulent. parmi les études réalisés dans ce contexte **Lin et al**[14]ont étudié un écoulement spatio-temporel induit par la flottabilité dans une conduite rectangulaire, dont les résultats montrent que la formation des tourbillons de turbulence améliore le transfert de chaleur.

**Wu et al** [15]ont étudié les écoulements stationnaires résultant de la convection mixte, pour différents régimes turbulent caractérisés par les nombres de Reynolds et de Grashof dans canal un horizontal munie de sources de chaleur, et d'une plaque jouant le rôle d'obstacle à l'écoulement rentrant(figure II.5). Les résultats indiquent que l'installation de la plaque inclinée est la relation entre l'effet de flottabilité et le détachement de turbullion, ont un impact profond sur l'amélioration des caractéristiques de transfert de chaleur et l'instabilité du champ d'écoulemen

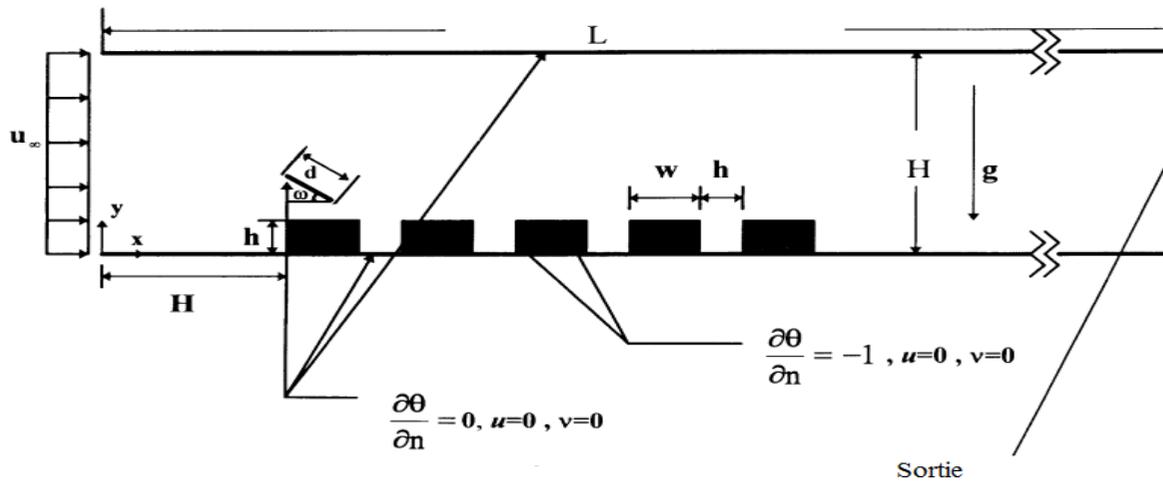


Figure II.5: Canal horizontal avec une plaque oblique sur la première source de chaleur[15].

Une investigation était menée en 2009 par **Gherasim et al**[16], sur les performances du transfert de chaleur en utilisant un nanofluides  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -eau, avec jet impactant sur un plan horizontal chauffé, pour un nombre de Reynolds et de Prandtl allant respectivement de 3800 à 8800 et de 5 à 10. Les résultats mettent en évidence l'apparition de turbulence suivant du régime d'écoulement, ils ont conclu ainsi qu'un tel effet tourbillonnaire serait le facteur clé pour favoriser positivement le transfert de chaleur.

**E.R. Meinders et K. Hanjalié**[17] ont étudié la structure de l'écoulement turbulent et la distribution du coefficient de transfert de chaleur sur les surfaces des sources de chaleur en forme cubique disposée en matrice dans un canal plan (figure II.6). Les résultats ont montré que l'écoulement turbulent se situe autour des sources de chaleur au contact de leurs parois. Par contre une structure établie domine pour l'écoulement plus loin des sources de chaleur.

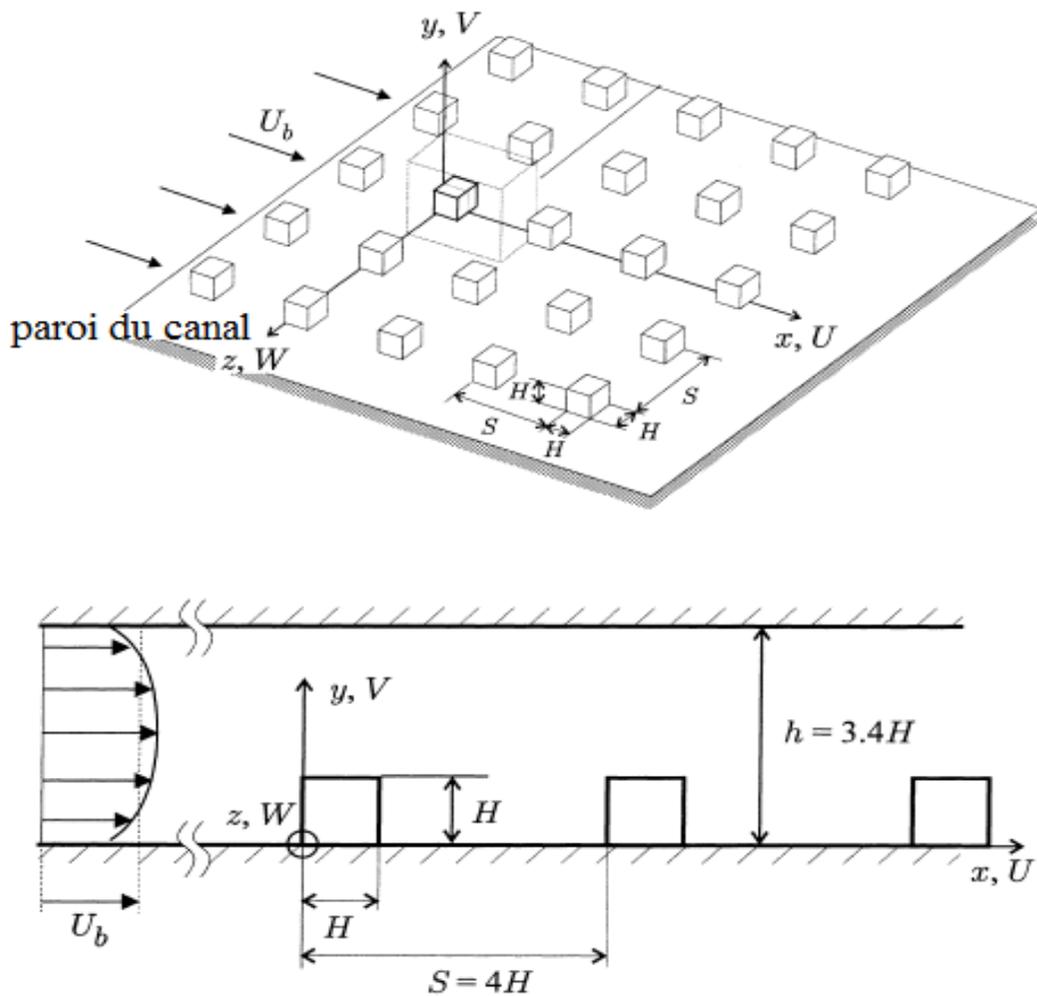


Figure II.6: Canal horizontal avec sources de chaleur [17].

**Ratnam et Vengadesan**[18] ont simulé numériquement les caractéristiques des structures tourbillonnaires et du coefficient de transfert de chaleur associée à un obstacle cubique, monté sur une paroi inférieure d'un canal (figure II.7). Leurs résultats ont été présentés pour les cinq modèles de turbulence.

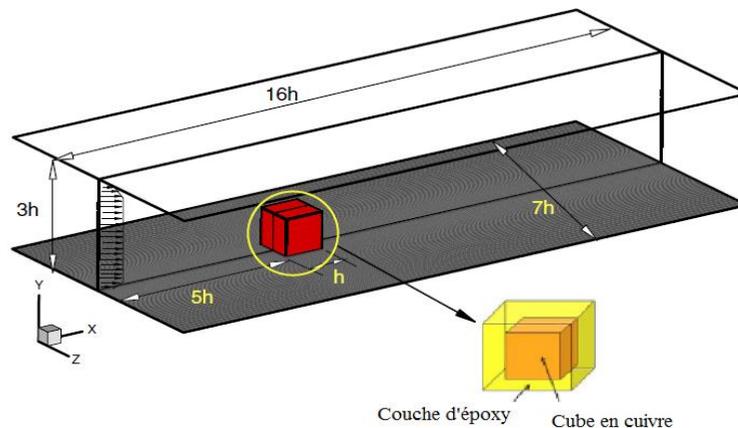


Figure II.7: Dimension du domaine de calcul [18].

En 2011 une étude numérique d'un jet impactant de nanofluides à base d'alumine sur une paroi à température imposée dans un canal horizontal (figure II.8), pour un nombre de Reynolds allant jusqu'à  $2 \times 10^4$ , a été présenté par **O.Manca** [19]. Une comparaison des résultats montre que, le transfert de chaleur est nettement amélioré pour les écoulements turbulents, ceci à travers les valeurs du nombre de Nusselt enregistrées pour des Reynolds au de-là de  $5 \times 10^3$ , concluant ainsi du rôle catalytique de la turbulence sur le transfert thermique.

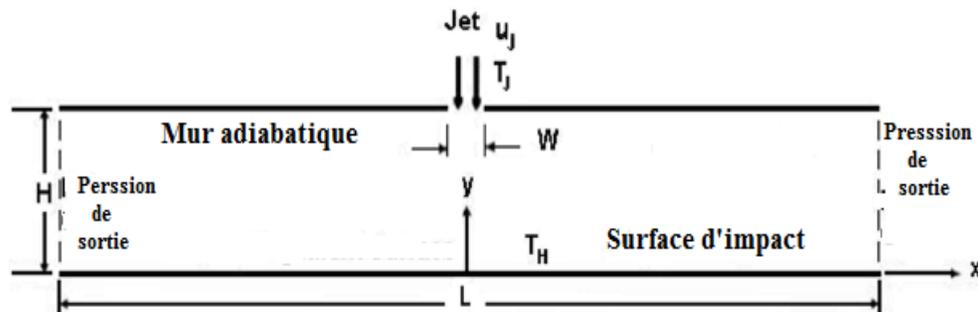


Figure II.8: Géométrie d'un jet impactant [19].

### II.3. Les caractéristiques améliorées dans le transfert de chaleur en utilisant les nanofluides

Les méthodes de refroidissement ordinaires utilisant des liquides de refroidissement ne répondent plus aux exigences actuelles, ou la production de chaleur élevée des puces électroniques nécessite des systèmes de refroidissement performant. En conséquence, les appareils électroniques à

haute efficacité nécessitent de nouvelles approches et des fluides de refroidissement ayant de grandes performances thermiques pour dissiper la chaleur qu'ils génèrent afin d'atteindre l'efficacité souhaitée. Il existe de nouveaux fluides qui montrent des caractéristiques d'échange thermique très élevées sont définis sous le nom des nanofluides, qui sont utilisés comme liquides de refroidissement, pour les appareils de nouvelle génération. La recherche a démontré l'efficacité des nanofluides dans l'amélioration du transfert de chaleur, parmi ses recherches : **Santa et al**[20] qui ont étudié l'effet de nanofluides à base de Cu-eau, en régime d'écoulement laminaire et a paroi inférieure et supérieure à température imposé, dans un canal horizontal pour un nombre de Reynolds et de fraction volumique des nanoparticules, allant respectivement de 5 à 1500 et de 0 à 0.050. Les résultats montrent une amélioration considérable du transfert de chaleur proportionnellement à l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules.

En 2011 une étude était menée par **Putra et al**[21] sur l'efficacité des nanofluides par rapport à l'eau pure, dans les blocs liquides utilisés dans le refroidissement des composantes électroniques, différents nanofluides à différentes concentrations ont été analysés. Une comparaison portant sur les résultats obtenus de l'étude a montré une amélioration importante dans les performances de refroidissements pour tous les nanofluides utilisés en les comparant aux fluides conventionnelles. (Figure II.9 montre le taux d'évacuation de chaleur de CPU de l'ordinateur par les nanofluides à différentes concentrations et par l'eau pure).

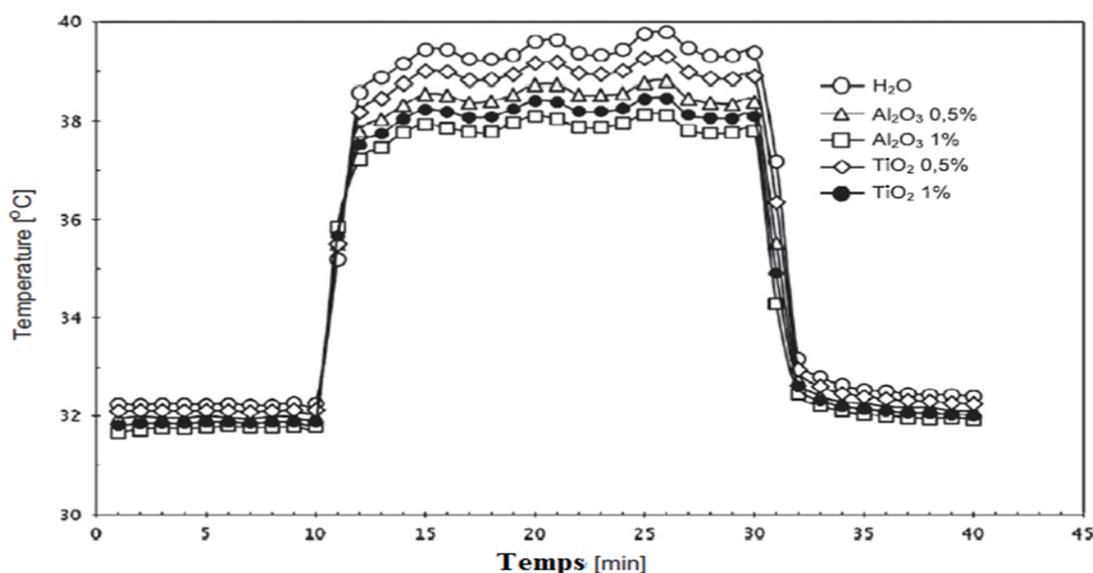


Figure II.9: Effet de la concentration volumique de nanofluides sur la température du processeur du PC à vide et à pleine charge[21] .

En 2012 **Selvakumar et Suresh** [22] ont réalisé une étude expérimentale sur les capacités d'amélioration du transfert de chaleur par des nanofluides, hybride à base d'alumine et de cuivre en suspension dans l'eau déionisée, en utilisant un dispositif de refroidissement adéquat. Leurs résultats montrent essentiellement que le transfert de chaleur a été considérablement amélioré grâce à l'inclusion de l'alumine-cuivre dans l'eau. Ils ont également montré que l'utilisation des nanofluides entraîne une réduction considérable de la température des sources de chaleur.

Cependant, la diversité des nanoparticules suggère qu'il existe d'autres nanoparticules avec de meilleures performances thermiques, qui pourraient avoir un effet plus favorable sur les systèmes de refroidissement. Ainsi dans la même année, **Rafti et al**[23] ont enquêté sur l'effet de différents nanofluides, ceci en étudiant trois types de nanoparticules (oxyde de titane, aluminium, oxyde de silice) à différentes concentrations. Ils ont souligné que le taux d'évacuation de chaleur grandissant proportionnellement aux concentrations des nanoparticules. Ils ont pu prédire également que l'utilisation des nanotubes de carbone donnerait de meilleures performances du transfert de chaleur.

Récemment une investigation a été menée par **M.Bahiraie et S.Heshmatian**[24] sur les différentes caractéristiques des nanofluides, une comparaison des résultats montre que le transfert de chaleur est nettement amélioré en utilisant des nanofluides. Le contrôle de la taille et de la forme des nanoparticules est un élément important, en particulier dans les applications telles que l'utilisation des nanofluides dans des blocs liquides, qui peuvent affecter considérablement les performances thermiques.

#### **II.4.Effets des paramètres de jet impactant sur les performances des systèmes de refroidissement.**

Le refroidissement par jets impactant est une solution privilégiée dans les applications industrielles lorsque l'on cherche à extraire de la chaleur, les travaux cités ci-dessus se focalisent sur le refroidissement en jet, évoquant les différents paramètres influent sur le transfert de chaleur.

En 2011, une analyse numérique d'un jet impactant d'un fluide sur une paroi à température imposée dans un canal horizontal (figure II.10), pour un nombre de Reynolds allant de 50 à 500 et pour le rapport d'aspect  $H/L$  variant de 2 à 5, a été présentée par **Lee et al**[25]. Leurs résultats montrent que, le transfert de chaleur est nettement amélioré sur la paroi inférieure du canal, ceci à travers les valeurs du nombre de Nusselt enregistrées, dont le maximal se situe au point de stagnation du jet impactant et diminue progressivement en s'éloignant de ce point.

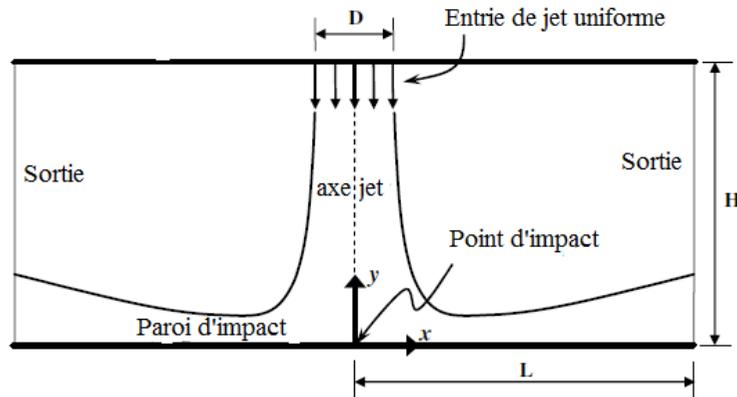


Figure II.10: Domaine de calcul et système de coordonnées pour un système bidimensionnel de jet à impactant [25].

**J.Casanova et al** [26] ont simulé numériquement le transfert de chaleur d'un jet impactant sur une surface chauffée de différentes formes, en variant le nombre de Reynolds, de  $0.7 \times 10^4$  à  $1.9 \times 10^4$ . Dans la gamme des paramètres étudiés, ils ont observé que changer la surface d'impact courbé à plan favorise le transfert de chaleur. Récemment, **Alabdaly et al** [27] ont réalisé une étude numérique sur le transfert de chaleur d'un jet de nanofluides ( $\text{SiO}_2$ -eau) impactant sur une surface plane à température imposée, munie de deux nervures (figure II.11) en régime laminaire. Leurs résultats montrent que l'accroissement de régime d'écoulement favorise principalement l'amélioration du transfert de chaleur au point de stagnation, d'autre part l'effet de l'emplacement de nervures est négligeable, par contre la distance entre l'orifice de jet et la surface d'impact influence considérablement sur le transfert de chaleur.

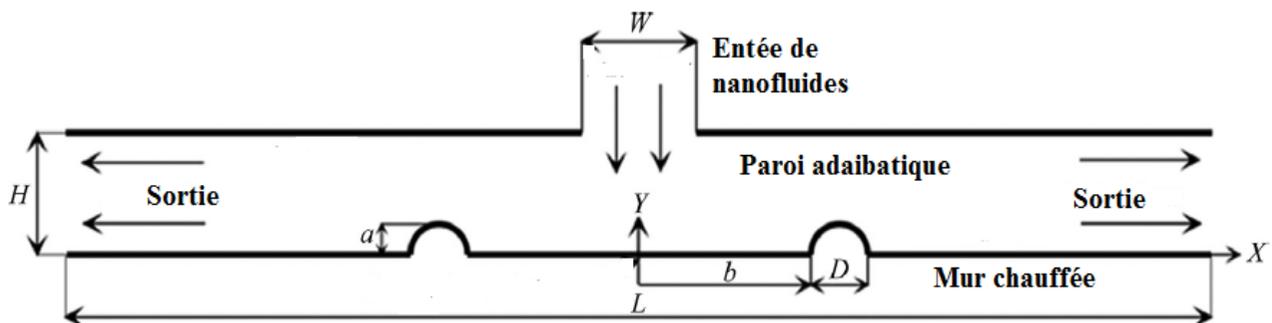


Figure II.11: Géométrie du problème [27].

## II.5. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons essayé de recenser quelques articles pertinents de la littérature spécialisée, pour mieux cerner la problématique posée on a étudié les écoulements en jet impactant dans un canal horizontal avec un échange thermique basé sur la convection mixte en régime laminaire et turbulent avec utilisation de nanofluide, l'effet de plusieurs paramètres on est étudié. on a conclu que l'amélioration du transfert de chaleur est liée proportionnellement au nombre de Reynolds et Grashof dont l'écoulement turbulent donne des coefficients d'échange présentés sous forme de Nusselt très élevé, l'emplacement des sources de chaleur demeure aussi un paramètre important de point de vue transfert de chaleur d'out l'augmentation de la distance de séparation entre les sources favorise les échanges de chaleur. L'utilisation de nanofluide à la place des fluides conventionnels entraîne une diminution de la chaleur dans les sources de chaleur, les analyses numériques menées sur le jet impactant montrent que le point de stagnation enregistre le nombre de Nusselt le plus élevé. On ne conclut également que la surface d'impacter et la distance de séparation entre l'orifice de jet et la surface d'impact, influe considérablement sur les échanges thermiques dont les meilleures valeurs de Nusselt son enregistré sur la surface plane.

# Position du problème

## III.1.Introduction

Pour exprimer des phénomènes physiques, nous utilisons souvent des équations mathématiques. Ces dernières représentent une modélisation de ce phénomène. La formule mathématique exprime nécessairement le comportement de ce phénomène dans le temps et dans l'espace. Dans ce chapitre, nous allons présenter la formulation mathématique du problème du refroidissement des sources de chaleur, par un jet impactant de nanofluide. Les équations aux dérivées partielles, basées sur les principes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, décrivant le phénomène physique avec les conditions aux limites appropriées, seront présentées sous leurs formes dimensionnelle et adimensionnelle.

Dans ce qui suit nous allons présenter en premier lieu la géométrie du problème, en indiquant les longueurs adimensionnelles des éléments de la géométrie, puis nous allons établir les équations régissant le phénomène étudié.

## III.2.Domaine physique

La géométrie du problème, est un modèle bidimensionnel d'un jet impactant, schématisé dans la (Figure III.1), composée de deux parois horizontales adiabatiques d'une longueur adimensionnelle  $L$ . Des obstacles sur la paroi inférieure du canal, représente des sources de chaleur et qui dégagent un flux de chaleur constant ( $q$ ).

Le fluide utilisé pour refroidir les sources de chaleur est un nanofluide qui est constitué d'eau et de nanoparticule, d'oxyde d'alumine ( $AL_2O_3$ ).

**Conditions aux limites**Entrée de jet

$$X_2 = 1 \text{ et } \left( -\frac{m^*}{2} < X_1 < \frac{m^*}{2} \right) \rightarrow U_i = 0 \text{ et } \theta = \theta_f$$

Surface inférieure

$$X_2 = 0 \text{ et } \left( -\frac{L^*}{2} \leq X_1 \leq \frac{L^*}{2} \right) \rightarrow U_i = 0 \text{ et } \frac{\partial \theta}{\partial X_2} = 0$$

Surface supérieure

$$X_2 = 1 \text{ et } \left( -\frac{L^*}{2} \leq X_1 \leq -\frac{m^*}{2} \text{ et } \frac{m^*}{2} \leq X_1 \leq \frac{L^*}{2} \right) \rightarrow U_i = 0 \text{ et } \frac{\partial \theta}{\partial X_2} = 0$$

**III.7. Conclusion**

Dans ce chapitre nous avons décrit le domaine physique avec les équations gouvernantes le problème du refroidissement des sources de chaleur, par jet impactant de nanofluides. Les équations ont été présentées sous leurs formes dimensionnelles et adimensionnelles, avec les conditions aux limites appropriées.

Dans ce qui suit, nous appliquerons les résultats déterministes obtenus dans cette partie, ce qui nous permettra d'analyser les changements de divers paramètres du problème, dont l'état d'écoulement, la fraction volumique des nanofluides est la distance entre les sources.

## Conclusion générale

Pour son importance, dans de nombreuses applications industrielles, le refroidissement des sources de chaleur par jet de nanofluide en régime turbulent a suscité un intérêt grandissant dans le monde de la recherche.

Nous avons commencé par des généralités qui nous ont permis de découvrir le mécanisme de transfert de chaleur dans les systèmes de refroidissement, et les différents modèles de turbulence. Une analyse bibliographique nous a permis de présenter les paramètres les plus pertinents dans le refroidissement des sources de chaleur par un jet de nanofluide en régime turbulent.

Nos résultats confirment que l'utilisation d'un jet impactant en régime turbulent, favorise le transfert de chaleur. Une comparaison portant sur les résultats obtenus, a montré une nette amélioration des performances de refroidissement et une amélioration du transfert de chaleur en augmentant la fraction volumique des nanoparticules.

Notre approche ouvre par ailleurs de nombreuses perspectives d'amélioration et d'extension. Nous avons évoqué le cas d'un nanofluide à densité et viscosité variables, est d'un écoulement instationnaire, ainsi qu'une géométrie spatiale, et des conditions aux bords encore plus fidèles à la réalité.

## Références bibliographiques

- [1] *Traitement des eaux de refroidissement*. Paris: Editions Tec & Doc : Lavoisier, 2006.
- [2] J. Huetz, « Notions de transfert thermique par convection », p. 53.
- [3] L. C. Berselli, *Mathematics of large eddy simulation of turbulent flows*. Berlin ; New York: Springer, 2006.
- [4] L. C. Berselli, *Mathematics of large eddy simulation of turbulent flows*. Berlin ; New York: Springer, 2006.
- [5] M. Tawk, « Etude et réalisation d'un système de refroidissement pour l'électronique de puissance basé sur la mise en mouvement d'un fluide conducteur électrique », L'UNIVERSITÉ DE GRENOBLE, GRENOBLE, 2006.
- [6] E. E. Michaelides, *Nanofluidics*. Cham: Springer International Publishing, 2014.
- [7] S. Middleman, *Modeling axisymmetric flows: dynamics of films, jets, and drops*. San Diego: Academic Press, 1995.
- [8] M. Vahabzadeh Bozorg et M. Siavashi, « Two-phase mixed convection heat transfer and entropy generation analysis of a non-Newtonian nanofluid inside a cavity with internal rotating heater and cooler », *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 151, p. 842-857, févr. 2019, doi: 10.1016/j.ijmecsci.2018.12.036.
- [9] J. C. Leong, N. M. Brown, et F. C. Lai, « Mixed convection from an open cavity in a horizontal channel », *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 32, n° 5, p. 583-592, avr. 2005, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2004.10.018.
- [10] A. Dogan, M. Sivrioglu, et S. Baskaya, « Investigation of mixed convection heat transfer in a horizontal channel with discrete heat sources at the top and at the bottom », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, n° 15-16, p. 2652-2662, juill. 2006, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.01.005.
- [11] M. M. Rahman, M. Alim, S. Saha, et M. Chowdhury, « A numerical study of mixed convection in a square cavity with a heat conducting square cylinder at different locations », *J. mech. eng.*, vol. 39, n° 2, p. 78-85, janv. 1970, doi: 10.3329/jme.v39i2.1850.

- [12] A. Hamouche et R. Bessaïh, « Mixed convection air cooling of protruding heat sources mounted in a horizontal channel », *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 36, n° 8, p. 841-849, oct. 2009, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.04.009.
- [13] M. A. Hssain, R. Mir, et Y. El Hammami, « Numerical Simulation of the Cooling of Heated Electronic Blocks in Horizontal Channel by Mixed Convection of Nanofluids », *Journal of Nanomaterials*, vol. 2020, p. 1-11, févr. 2020, doi: 10.1155/2020/4187074.
- [14] W. L. Lin et T. F. Lin, « Experimental study of unstable mixed convection of air in a bottom heated horizontal rectangular duct », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 39, n° 8, p. 1649-1663, mai 1996, doi: 10.1016/0017-9310(95)00256-1.
- [15] W. Wu et W. Perng, « Effect of an oblique plate on the heat transfer enhancement of mixed convection over heated blocks in a horizontal channel », *Heat Mass Transfer*, p. 19.
- [16] I. Gherasim, G. Roy, C. T. Nguyen, et D. Vo-Ngoc, « Experimental investigation of nanofluids in confined laminar radial flows », *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 48, n° 8, p. 1486-1493, août 2009, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2009.01.008.
- [17] E. R. Meinders et K. Hanjali, « Vortex structure and heat transfer in turbulent flow over a wall-mounted matrix of cubes », p. 13, 1999.
- [18] G. Seeta Ratnam et S. Vengadesan, « Performance of two equation turbulence models for prediction of flow and heat transfer over a wall mounted cube », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, n° 11-12, p. 2834-2846, juin 2008, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.09.029.
- [19] O. Manca, P. Mesolella, S. Nardini, et D. Ricci, « Numerical study of a confined slot impinging jet with nanofluids », *Nanoscale Res Lett*, vol. 6, n° 1, p. 188, déc. 2011, doi: 10.1186/1556-276X-6-188.
- [20] A. K. Santra, S. Sen, et N. Chakraborty, « Study of heat transfer due to laminar flow of copper-water nanofluid through two isothermally heated parallel plates », *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 48, n° 2, p. 391-400, févr. 2009, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2008.10.004.
- [21] N. Putra, Yanuar, et F. N. Iskandar, « Application of nanofluids to a heat pipe liquid-block and the thermoelectric cooling of electronic equipment », *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 35, n° 7, p. 1274-1281, oct. 2011, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2011.04.015.
- [22] P. Selvakumar et S. Suresh, « Water Hybrid Nanofluid in an Electronic Heat Sink », *IEEE Trans. Compon., Packag. Manufact. Technol.*, vol. 2, n° 10, p. 1600-1607, oct. 2012, doi: 10.1109/TCPMT.2012.2211018.

- [23] M. Rafati, A. A. Hamidi, et M. Shariati Niaser, « Application of nanofluids in computer cooling systems (heat transfer performance of nanofluids) », *Applied Thermal Engineering*, vol. 45-46, p. 9-14, déc. 2012, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.03.028.
- [24] M. Bahiraei et S. Heshmatian, « Electronics cooling with nanofluids: A critical review », *Energy Conversion and Management*, vol. 172, p. 438-456, sept. 2018, doi: 10.1016/j.enconman.2018.07.047.
- [25] H. G. Lee, H. S. Yoon, et M. Y. Ha, « A numerical investigation on the fluid flow and heat transfer in the confined impinging slot jet in the low Reynolds number region for different channel heights », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, n° 15-16, p. 4055-4068, juill. 2008, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.01.015.
- [26] J. Ortega-Casanova et F. J. Granados-Ortiz, « Numerical simulation of the heat transfer from a heated plate with surface variations to an impinging jet », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 76, p. 128-143, sept. 2014, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.04.022.
- [27] I. K. Alabdaly et M. A. Ahmed, « Numerical investigation on the heat transfer enhancement using a confined slot impinging jet with nanofluid », *Propulsion and Power Research*, vol. 8, n° 4, p. 351-361, déc. 2019, doi: 10.1016/j.jprr.2019.06.004.
- [28] O. Manca, P. Mesolella, S. Nardini, et D. Ricci, « Numerical study of a confined slot impinging jet with nanofluids », *Nanoscale Res Lett*, vol. 6, n° 1, p. 188, déc. 2011, doi: 10.1186/1556-276X-6-188.
- [30] H. E. Patel, T. Sundararajan, T. Pradeep, A. Dasgupta, N. Dasgupta, et S. K. Das, « A micro-convection model for thermal conductivity of nanofluids », *J. Phys.*, vol. 65, n° 5, p. 7, 2005.
- [31] I. Pishkar et B. Ghasemi, « Cooling enhancement of two fins in a horizontal channel by nanofluid mixed convection », *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 59, p. 141-151, sept. 2012, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2012.04.015.
- [32] D. Thibault, « Etude du refroidissement par impact de jets à travers une paroi mince et avec un écoulement cisailant amont: application aux aubes de turbines », p. 205.

## **Résumé**

Avec le développement rapide de la technologie, les machines sont devenues très puissantes et accompagnées d'un énorme dégagement de flux de chaleur, ce qui indique qu'une quantité importante de chaleur a été générée. Les systèmes de refroidissement, par les fluides conventionnels ne sont plus utilisables pour éliminer ce flux de chaleur, ils devront être remplacés ou améliorés par d'autres techniques de refroidissement plus efficaces. Dans ce mémoire une étude numérique et réalisée sur le refroidissement des sources de chaleur en convection mixte par un jet de nanofluide en régime turbulent en supposant la conductivité de nanofluide variable. Tout au long de cette étude, les différents modèles de turbulence ont été présentés, ainsi que, les techniques de refroidissement existant jusqu'à aujourd'hui. Des études numériques et expérimentales, existant dans la littérature sont présentées. Les résultats numériques obtenus sur les différents effets sont exposés, commentés, grâce à une comparaison, nous avons souligné l'effet pertinent qui rend le refroidissement optimal.

## **Abstract**

With the rapid development of technology, the machines have become very powerful and accompanied by a huge heat flow, indicating that a significant amount of heat has been generated. Conventional fluid cooling systems can no longer be used to eliminate this heat flow, they will have to be replaced or improved by other more efficient cooling techniques. In this thesis a numerical and performed study on the cooling of mixed convection heat sources by a jet of nanofluid in turbulent regime assuming variable nanofluid conductivity. Throughout this study, the different models of turbulence were presented, as well as the cooling techniques existing until today. Numerical and experimental studies are exposed in this paper, they allow to deepen the understanding of the problem by consulting the work already carried out. The numerical results obtained on the different effects are exposed and commented. Thanks to a comparison, we have highlighted the relevant effect that makes cooling optimal.