

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Ibn Khaldoun de Tiaret

Faculté des Sciences Appliquées

Département de Génie Mécanique



## MÉMOIRE DE FIN D'ETUDES

Pour l'obtention du Diplôme de Master

**Domaine :** Sciences et Technologie

**Filière :** Génie Mécanique

**Parcours :** Master

**Spécialité :** Énergétique

### Thème

**CALCUL DE TRANSFERT THERMIQUE  
POUR UN WATERCOOLING ASSURANT  
LE REFROIDISSEMENT D'UN  
MICROPROCESSEUR D'UN ORDINATEUR**

Préparé par :

- 1- BENYOUB Mohamed Hicham
- 2- BOUREMEL Yacine

Soutenu publiquement le : 28/ 10 / 2020, devant le jury composé de :

MADANI Ahmed	Maître Assistant "A"(Univ. Ibn Khaldoun)	Président
CHAIB Khaled	Maître de Conférences "A"(Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
ABED Belgacem	Maître de Conférences "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
SAD CHEMLOUL Nord-Eddine	Maître de Conférences "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Encadreur

Année universitaire : 2019 - 2020

# DEDICACES

*À*

*NOS CHERS PARENTS,*

*NOS FAMILLES,*

*NOS FRÈRES ET SŒURS,*

*NOS AMIS.*

## **REMERCIEMENTS**

Tout d'abord nous remercions le Dieu, notre créateur de nous avoir donné le courage et la volonté pour terminer ce travail.

Nous tenons à exprimer notre sincère gratitude à notre encadreur Monsieur SAD CHEMLOUL Nord-Eddine, qui a accepté de diriger ce projet, pour l'intérêt porté à notre travail, sa disponibilité, ses conseils précieux, et surtout sa patience.

Nos remerciements vont aux Enseignants qui ont pris le soin d'examiner le travail présenté dans ce mémoire.

Je remercie également l'ensemble des membres du jury pour avoir examiné notre travail.

Nous tenons à présenter nos vifs remerciements aux personnes qui ont contribué à la préparation de ce mémoire.

**TABLE DES MATIERES**

Dédicaces .....	i
Remerciement .....	ii
Table des matières .....	iii
Liste des figures .....	vi
Listes des tableaux .....	vii
Nomenclature .....	ix
Introduction générale.....	01
<b>Chapitre 1 : Modes de transfert thermique</b>	
1.1. Introduction .....	03
1.2. Conduction .....	03
1.2.1. Diffusivité thermique .....	05
1.2.2. Analogie électrique .....	06
1.3. Convection .....	06
1.4. Rayonnement .....	09
1.5. Combinaisons des différents modes de transfert .....	10
1.6. Définition d'une ailette .....	11
1.6.1. Ailettes continues .....	11
1.6.2. Intérêt pratique des ailettes .....	12
1.7. Définition d'un échangeur de chaleur .....	12
1.8. Classification des échangeurs de chaleur .....	12
1.8.1 Classification selon leurs procédés de transfert thermique .....	12
1.8.2. Classement suivant le type d'échange .....	13
1.8.3. Classification selon la configuration géométrique .....	13
1.8.4 Classement suivant la compacité de l'échangeur .....	15

1.9. Conclusion .....	15
<b>Chapitre 2: Problème de transfert thermique pour un système de refroidissement</b>	
<b>à l'eau</b>	
2.1. Introduction .....	17
2.2. Définition du CPU .....	17
2.3. Les principaux techniques de refroidissement utilisées en électronique de puissance .....	17
2.4. Définition .....	18
2.5. Principe de fonctionnement .....	18
2.5.1. Les composants d'un système de refroidissement à l'eau .....	18
2.6. Température d'un processeur Intel .....	21
2.7. Flux thermique maximum dans un échangeur .....	21
2.8. Efficacité thermique d'un échangeur .....	22
2.9. Méthode de NUT .....	24
2.10. Résistances d'encrassement .....	25
2.11. Calcul de la conductance global d'échange K .....	26
2.11.1. Calcul de $h_c$ .....	26
2.11.2. Calcul du coefficient de transfert de chaleur par convection $h_f$ .....	27
2.12. Calcul du flux .....	28
2.13. Calcul des températures de sorties .....	28
2.14. Calcul de l'efficacité d'ailette .....	29
2.15. Discussion de la méthode de NUT .....	32
2.16 Conclusion .....	33
<b>Chapitre 3 : Application numérique pour le système de refroidissement ( watercooling)</b>	
3.1. Introduction .....	35

3.2. Description du problème étudié .....	35
3.3. Algorithme de calcul .....	36
3.4. Calcul thermique du système watercooling .....	38
3.4.1. Calcul de la température de l'eau à la sortie du waterblock.....	38
3.4.1.1. Evaluation de la Température de l'eau à la sortie du waterblock en fonction de débit volumique .....	40
3.4.2. Calcul d'optimisation sur la forme du radiateur .....	41
3.5. Exploitation des résultats de simulation .....	44
3.5.1. Vérification de la forme optimale .....	44
3.6. Conclusion .....	45
Conclusion générale .....	47
Liste de références .....	49



# Liste des figures et des tableaux

## LISTE DES FIGURES

	<b>Page</b>
<b>Figure 1.1</b> Tube de flux de chaleur.....	3
<b>Figure 1.2</b> Quantité d'énergie fournie Q pour passer d'un état isotherme à un autre.....	5
<b>Figure 1.3</b> Action du fluide en mouvement dans la convection.....	7
<b>Figure 1.4</b> Représentation un échangeur de chaleur à ailettes continue.....	12
<b>Figure 1.5</b> Echangeur coaxial.....	14
<b>Figure 1.6</b> Echangeur à tube rapprochées.....	14
<b>Figure 1.7</b> Divers formes des tubes à ailettes transversales.....	15
<b>Figure 2.1</b> Représente le réservoir de liquide de refroidissement associé avec une pompe centrifuge.....	19
<b>Figure 2.2</b> Représentation du waterblock.....	20
<b>Figure 2.3</b> Radiateur de refroidissement.....	20
<b>Figure 2.4</b> Représentation du principe de fonctionnement d'un système de refroidissement à l'eau.....	21
<b>Figure 2.5</b> Flux dans une nervure.....	29
<b>Figure 3.1</b> L'influence du CPU sur le fluide caloporteur au niveau du water block.....	35
<b>Figure 3.2</b> Schéma représente la forme de la radiateur utilisé pour le refroidissement de fluide caloporteur.....	36
<b>Figure 3.3</b> Évolution de la température du sortie du waterblock avec le débit volumique.....	41
<b>Figure 3.4</b> Évolution de l'efficacité avec le nombre des tubes.....	42
<b>Figure 3.5</b> Évolution de l'efficacité avec le nombre d'ailettes.....	43
<b>Figure3.6</b> Évolution de la température des deux fluides dans le radiateur .....	45



## LISTE DES TABLEAUX

	<b>Page</b>
<b>Tableau 1.1</b> : Quelques valeurs de conductivité de matériaux à température ambiante (20 °C) .....	5
<b>Tableau 1.2</b> : Emissivité de matériaux métalliques et non métalliques.....	10
<b>Tableau 2.1</b> : Quelques valeurs de la résistance d'encrassement de quelques fluides...	26
<b>Tableau 2.2</b> : Valeurs des facteur c et m pour calculer le nombre de Nusselt.....	28
<b>Tableau 3.1</b> : Les données de simulation.....	38
<b>Tableau 3.2</b> : Variation de la température de l'eau a la sortie du waterblock avec le débit volumique.....	40
<b>Tableau 3.3</b> : Variation de l'efficacité avec le nombre des tubes.....	41
<b>Tableau 3.4</b> : Variation de l'efficacité avec le nombre d'ailettes.....	43
<b>Tableau 3.5</b> Représentant les résultats du simulation de la forme optimale du radiateur .....	44

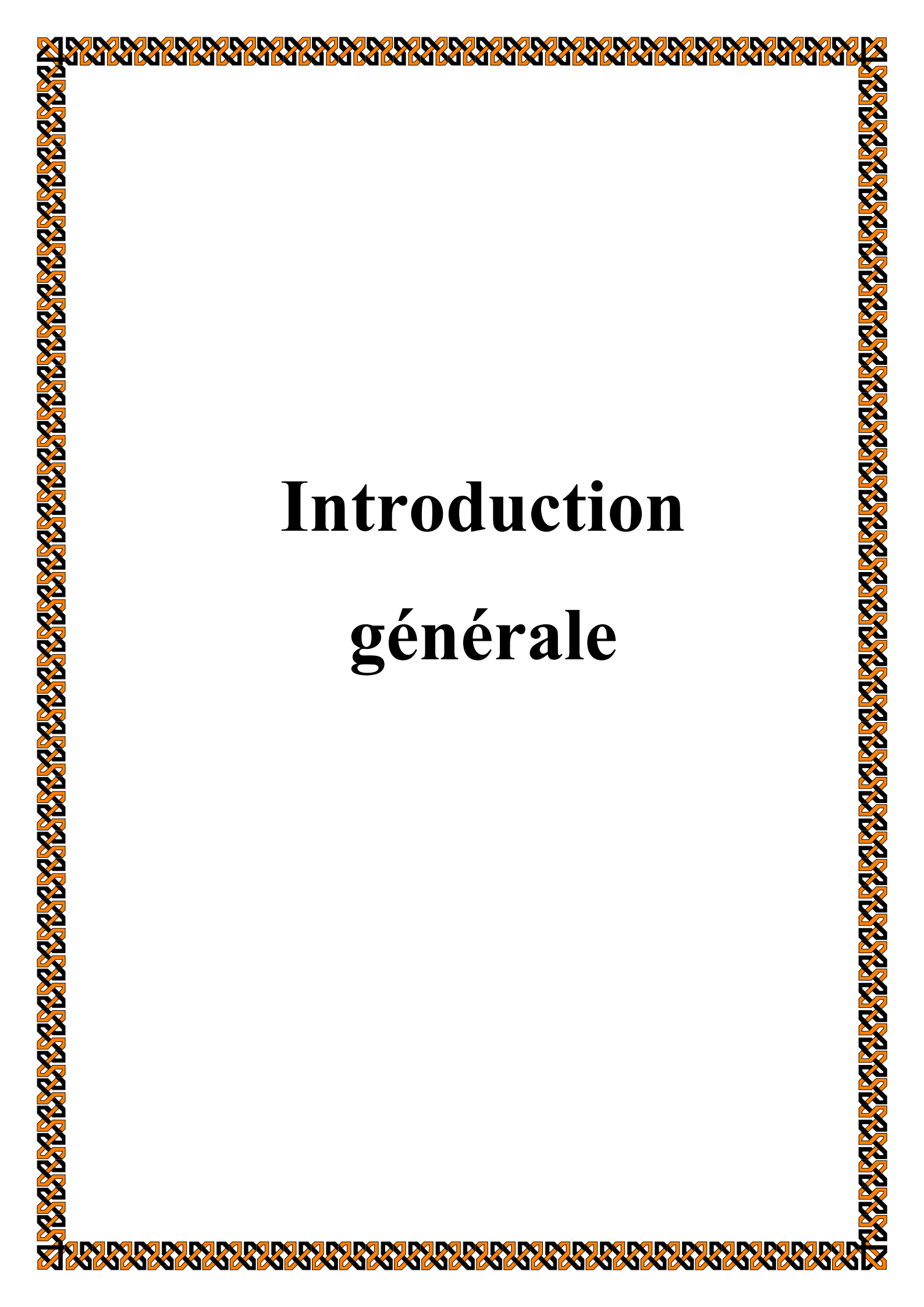


# Nomenclatures

Symbole	Définition	Unité
C	Débit thermique du fluide	(W/K)
$c_p$	Chaleur spécifique à pression constante	(J/kg.K)
$C_c$	Débit thermique du fluide chaud	(W/K)
$C_f$	Débit thermique du fluide froid	(W/K)
e	Epaisseur de l'ailette	(m)
$e_s$	Espace libre entre les ailettes	(m)
g	Accélération de la pesanteur	(m/s <sup>2</sup> )
$G_r$	Nombre adimensionnel de Grashof	(-)
h	Coefficient d'échange thermique convectif	(W/m <sup>2</sup> .K)
$h_c$	Coefficient d'échange thermique convectif de l'eau dans le radiateur	(W/m <sup>2</sup> .K)
$h_f$	Coefficient d'échange thermique convectif de l'air	(W/m <sup>2</sup> .K)
$h_{\text{waterblock}}$	Coefficient d'échange thermique convectif de l'eau dans le waterblock	(W/m <sup>2</sup> .K)
I	Courant électrique	(A)
K	Conductance globale	(W/K)
L	Longueur du waterblock	(m)
$l_{\text{waterblock}}$	La hauteur du waterblock	(m)
L	Longueur du tube	(m)
$\ell$	Largeur de l'ailette	(m)
$L_a$	Longueur de l'ailette	(m)
$L_c$	Longueur caractéristique	(m)
m	Masse (kg)	(-)
N	Nombre des ailettes	(-)
$N_u$	Nombre adimensionnel de Nusselt	(-)
NUT	Nombre d'unités de transfert	(-)
$P_e$	Périmètre	(m)
$P_r$	Nombre adimensionnel de Prandtl	(-)
Q	Quantité d'énergie thermique	(J)
$Q_v$	Débit volumique	(m <sup>3</sup> /h)
R	Résistance électrique	( $\Omega$ )
$R_a$	Nombre adimensionnel de Rayleigh	(-)
$R_e$	Nombre adimensionnel de Reynolds	(-)

$R_{ec}$	Résistance d'encrassement pour le fluide chaud	$(m^2KW^{-1})$
$R_{ef}$	Résistance d'encrassement pour le fluide froid	$(m^2KW^{-1})$
$R_{th}$	Résistance thermique	$(^{\circ}C.m^2/W)$
$S$	Surface	$(m^2)$
$S_{ai}$	Surface latéral d'ailettes	$(m^2)$
$S_c$	Surface intérieur des tubes	$(m^2)$
$S_f$	Surface du radiateur en contact avec l'air	$(m^2)$
$S_m$	Surface moyenne	$(m^2)$
$T$	Température	$(^{\circ}C \text{ ou } K)$
$t$	Temps	$(s)$
$T_1$	Température de la surface d'entrée	$(^{\circ}C \text{ ou } K)$
$T_2$	Température de la surface de sortie	$(^{\circ}C \text{ ou } K)$
$T_a$	Température environnant la surface rayonnante	$(^{\circ}C \text{ ou } K)$
$T_b$	Température de base de l'ailette	$(^{\circ}C \text{ ou } K)$
$T_e$	Température de l'eau à l'entrer du waterblock	$(^{\circ}C \text{ ou } K)$
$T_{ec}$	Température à la sortie du waterblock	$(^{\circ}C \text{ ou } K)$
$T_{sc}$	Température de l'eau à la sortie du radiateur	$(^{\circ}C \text{ ou } K)$
$T_f$	Température de l'air à l'entré du radiateur	$(^{\circ}C \text{ ou } K)$
$T_{sf}$	Température de l'air à la sortie du radiateur	$(^{\circ}C \text{ ou } K)$
$T_{max}$	Température maximale admissible du CPU	$(^{\circ}C \text{ ou } K)$
$T_p$	Température de la paroi solide	$(^{\circ}C \text{ ou } K)$
$T_s$	Température de la surface rayonnante	$(^{\circ}C \text{ ou } K)$
$U_1$	Potentiel électrique haut	$(V)$
$U_2$	Potentiel électrique bas	$(V)$
$V$	Vitesse du fluide	$(m/s)$
<b>Symboles grecs</b>		
$\Sigma$	Source interne de chaleur	$(W/m^3)$
$\alpha$	Diffusivité thermique	$(m^2/s)$
$\varepsilon_a$	Efficacité de l'ailette	$(-)$
$\varepsilon_{ray}$	Emissivité de la surface rayonnante	$(-)$
$\eta$	Rendement de l'ailette	$(-)$
$\lambda$	Conductivité thermique	$(W/m.K)$
$\mu$	Viscosité dynamique du fluide	$(kg/m.s)$

$\nu$	Viscosité cinématique du fluide	$(m^2/s)$
$\rho$	Masse volumique	$(kg/m^3)$
$\sigma$	Constante de stefan-Boltzmann	$(W/m^2.K^4)$
$\phi$	Flux de chaleur	$(W)$
$\phi_C$	Flux convectif	$(W)$
$\phi_R$	Flux radiatif	$(W)$
$\phi_{max}$	Flux maximal du radiateur	$(W)$
$\varphi$	Densité surfacique du flux de chaleur	$(W/m^2)$
$\bar{\beta}$	Coefficient de dilatation thermique	$(K^{-1})$
<b>Indices et exposants</b>		
ai	ailettes	(-)
ec	Entrée du fluide chaud	(-)
sc	Sortie du fluide chaud	(-)
f	Fluide froid	(-)
c	Fluide chaud	
sf	Sortie du fluid froid	(-)
min	minimale	(-)
max	maximale	(-)



# **Introduction**

## **générale**

Les systèmes sont de plus en plus petits et les processeurs de plus en plus puissants. Généralement, lorsque les capacités de traitement d'un système augmentent, la puissance consommée augmente et, par conséquent, la quantité de chaleur produite augmente.

La conception de processeurs qui exécutent des tâches de manière efficace, sans surchauffe est une problématique importante de presque tous les fabricants de processeurs à ce jour. Ainsi, les composants électroniques sensibles nécessitent un refroidissement adéquat pour assurer un fonctionnement fiable.

Le refroidissement à eau est une branche du refroidissement liquide ayant pour particularité d'utiliser l'eau comme liquide caloporteur. C'est un système de refroidissement largement répandu dans l'industrie.

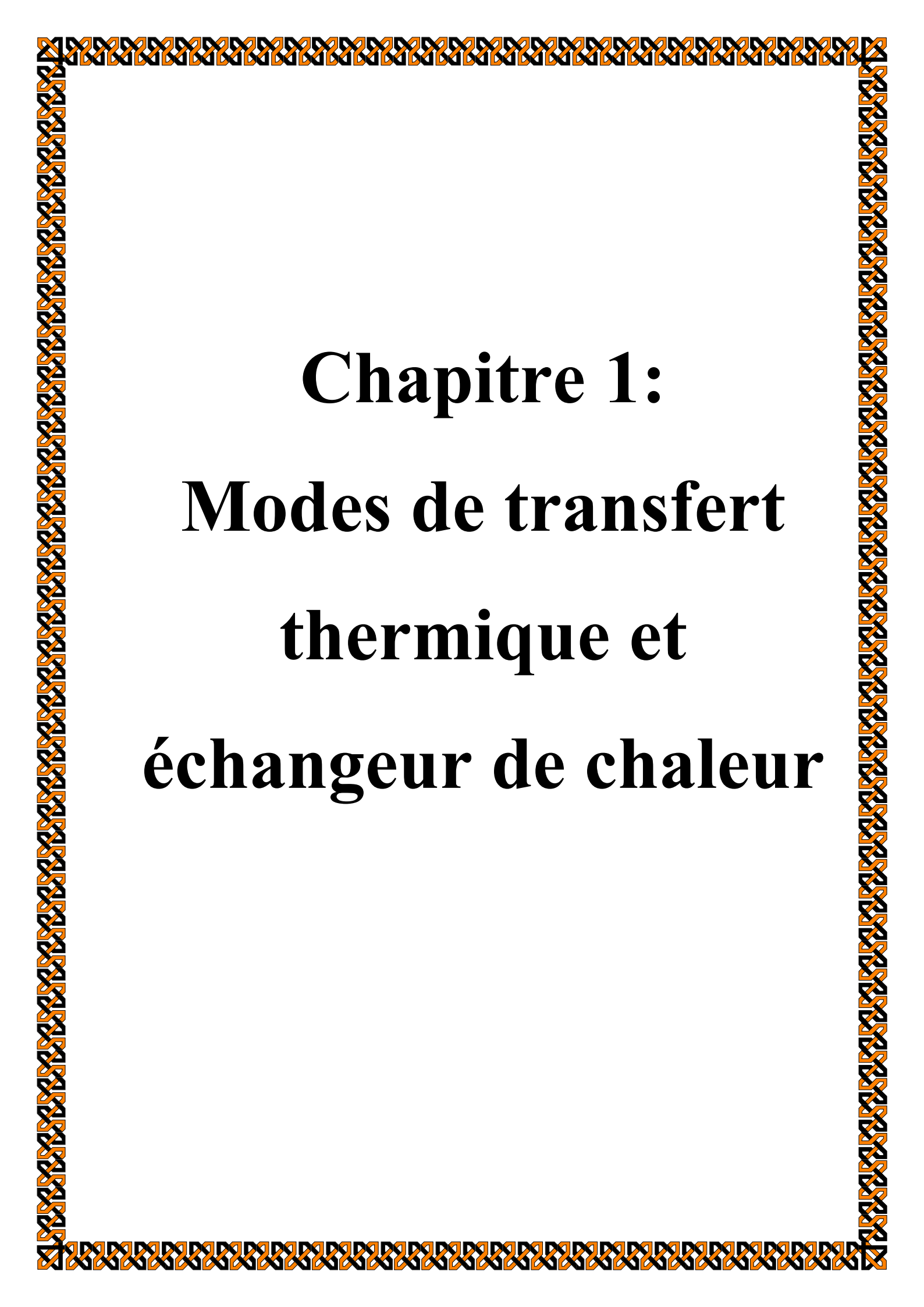
C'est ainsi que nous souhaitons à travers cette modeste contribution d'initier le calcul de transfert thermique pour un Watercooling assurant le refroidissement d'un microprocesseur. A cet effet, nous avons développé un programme de calcul thermique en utilisant le langage Matlab scripts.

Le présent manuscrit est organisé en trois chapitres.

Dans le premier chapitre, nous allons présenter les modes principaux de transfert thermique ; à savoir : la conduction, la convection et le rayonnement aussi les échangeurs de chaleur et leurs classifications. Il s'agit d'une revue brève des différentes lois qui régissent ces modes de transfert de chaleur.

Le second chapitre est consacrée, d'une part, à la définition d'un Watercooling, et, d'autre part, aux formulations mathématiques nécessaires au calcul de transfert thermique.

Le dernier chapitre traite l'application numérique relative au calcul de transfert thermique pour un watercooling cible.



# **Chapitre 1:**

# **Modes de transfert**

# **thermique et**

# **échangeur de chaleur**



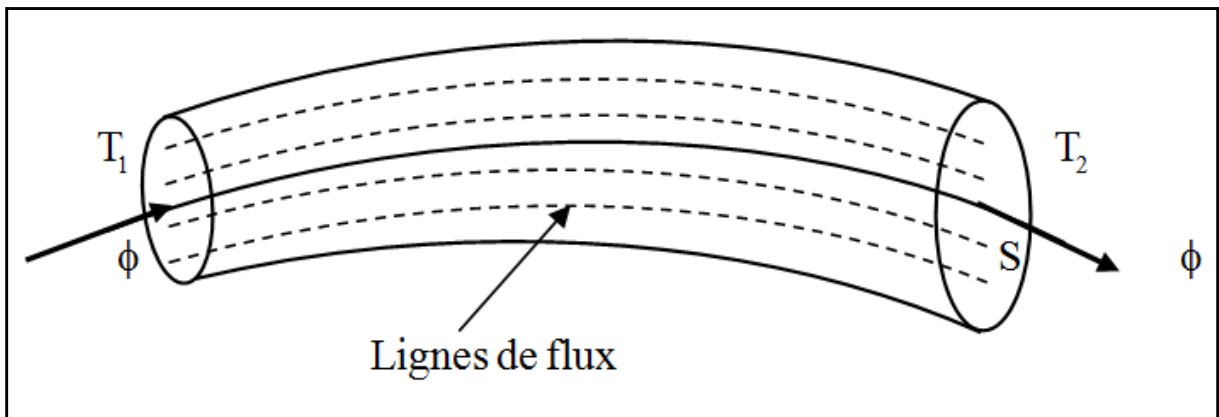
### 1.1. Introduction

L'étude des phénomènes thermiques qui accompagnent la propagation de la chaleur et le calcul des valeurs du flux thermique représente l'objectif fondamental du transfert thermique. Cette partie importante de la physique traite aussi la description des modes de propagation de chaleur conduisant à des relations établies soit théoriquement soit par voie expérimentale entre le flux thermique transféré et les paramètres caractéristiques du système (propriétés physiques, géométrie, conditions thermiques d'environnement). C'est ainsi que nous allons présenter dans ce chapitre les modes principaux de transmission de la chaleur.

### 1.2. Conduction :

La conduction résulte de chocs à l'échelle moléculaire et atomique ; elle va donc être très liée à la structure et à l'organisation du matériau. Elle peut avoir lieu dans les solides et dans une moindre mesure dans les fluides, plus dans les liquides que dans les gaz. C'est un phénomène très analogue à la conduction de l'électricité [1].

Le transfert de chaleur par conduction ou par diffusion a été abordé par J. Fourier. La relation de Fourier est phénoménologique, c'est-à-dire issue de résultats expérimentaux. Pour bien comprendre la signification de cette relation, reportons-nous à la figure qui suit :



**Figure 1.1:** Tube de flux de chaleur.

Sur cette figure est représenté un matériau homogène et isotrope sous la forme d'un tube supposé parfaitement isolé à sa périphérie. On note (S) la section du tube et (L) sa longueur ; les températures aux deux extrémités du tube, notées ( $T_1$ ) et ( $T_2$ ), sont imposées et sont prises constantes au cours du temps (régime stationnaire). Un flux de chaleur ( $\phi$ ) apparaît dans la direction allant des hautes températures vers les basses températures. Les lignes de flux sont définies comme étant les lignes perpendiculaires aux isothermes dans le tube. On note  $\vec{x}$  le vecteur tangent aux lignes de flux ; comme le tube est parfaitement isolé sur sa périphérie, aucune ligne de flux ne sort du tube donc le flux est constant tout le long du tube.

J. Fourier obtient [1], expérimentalement, que lorsque les températures sont stabilisées dans le temps (régime stationnaire), il existe une relation liant le flux à l'écart de température entre l'entrée et la sortie sous la forme :

$$\vec{\phi} = \lambda S \frac{T_1 - T_2}{L} \vec{x} \quad (1.1)$$

L'expression du flux de conduction sous la forme différentielle peut être exprimée par :

$$\vec{\phi} = -\lambda S \frac{dT}{dx} \vec{x} \quad (1.2)$$

En généralisant la relation à une configuration tridimensionnelle, on obtient :

$$\vec{\phi} = -\lambda S \vec{\nabla} T \quad (1.3)$$

L'opérateur nabla  $\vec{\nabla} = \vec{i} \frac{\partial}{\partial x} + \vec{j} \frac{\partial}{\partial y} + \vec{k} \frac{\partial}{\partial z}$  désigne le vecteur gradient ; on définit la densité de flux comme étant le rapport du flux à la section de passage, soit :

$$\vec{\phi} = \frac{\vec{\phi}}{S} = -\lambda \vec{\nabla} T \quad (1.4)$$

Notons que cette dernière équation montre qu'à l'échelle macroscopique ( $\lambda$ ) est le paramètre intrinsèque au matériau qui lie le gradient de température au flux de chaleur. Il caractérise la faculté d'un matériau à conduire la chaleur, et il est exprimé en  $[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$ .

Lorsqu'un matériau laisse facilement diffuser la chaleur, on dit qu'il est un bon conducteur. C'est le cas notamment des métaux dont la conductivité thermique est élevée. À l'inverse, un milieu tel que l'air au repos s'oppose au transfert de chaleur et il est donc appelé isolant. Dans ce cas, la conductivité thermique est faible. Afin de fixer un ordre d'idée, nous avons reporté dans le tableau 1.1 quelques valeurs de la conductivité thermique pour un certain nombre de matériaux à température ambiante (20 °C).

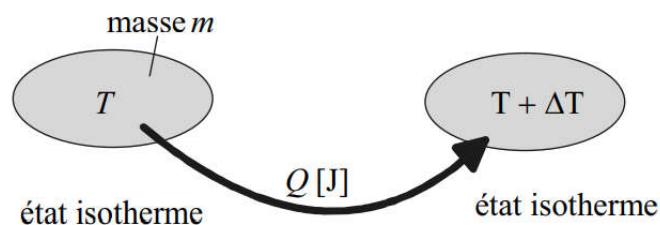
Matière	$\lambda$ (W/m.K)	Matière	$\lambda$ (W/m.K)
Air	0,025104	Glace (H <sub>2</sub> O) (solide)	2,092
Aluminium	225,94	Fer	71,965
Aluminium (liquide)	92,048	Plomb	34,309
Antimoine	18,41	Plomb (liquide)	16,318
Argon (gaz)	0,017991	Magnésium	150,62
Arsenic	4,184	Magnésium (liquide)	83,68
Beryllium	184,1	Mercure (liquide)	8,368
Bismuth	8,368	Molybdène	133,89
Bismuth (liquide)	10,878	Nickel	87,864
Bronze	117,15	Platine	69,036
Carbone dianmand	543,92	Plutonium	82,006
Carbone graphite(type k)	167,36	Polyéthylène haute densité	0,50208
Cuivre	397,48	Polystyrène moussé (d=0,038) (1atm)	0,032844
Gallium	33,472	Silicium	125,52
Germanium (intrinsèque, p-type)	58,576	Titane	20,92
Germanium (n-type)	58,576	Tungstène	196,65
Verre	1,046	Eau (H <sub>2</sub> O) (liquide)	0,6025
Or	317,98	Zinc	111,71
Or (liquide)	167,36	Zinc (liquide)	59,413

**Tableau 1.1:** Quelques valeurs de conductivité de matériaux à température ambiante (20 ° C).

### 1.2.1. Diffusivité thermique :

On considère une masse ( $m$ ) de matériau donc la chaleur spécifique à pression constante est ( $C_p$ ) ; cette capacité représente la quantité d'énergie (en Joule) qu'il faudrait fournir à 1 kg de matériau pour augmenter sa température de 1 K. Dès lors, comme cela est représenté sur la figure 1.2, le flux de chaleur à fournir pour augmenter sa température de la valeur ( $\Delta T$ ) durant l'intervalle de temps ( $\Delta t$ ) est :

$$\phi = \frac{Q}{\Delta t} = \frac{mC_p\Delta T}{\Delta t} \quad (1.5)$$



**Figure 1.2:** Quantité d'énergie fournie  $Q$  pour passer d'un état isotherme à un autre.

La diffusivité thermique du matériau, notée ( $\alpha$ ), est définie comme étant le rapport de la conductivité thermique ( $\lambda$ ) à la capacité thermique volumique, soit :

$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho C_p} \quad (1.6)$$

Ce paramètre thermique caractérise donc la vitesse de diffusion de la chaleur dans le matériau. On peut dire que la vitesse de propagation de la chaleur sera d'autant plus grande que la valeur de ( $\alpha$ ) sera grande elle aussi. La diffusivité thermique se présente ainsi dans l'équation différentielle de la diffusion :

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda}{\rho C_p} \left[ \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] + \frac{\Sigma}{\rho C_p} = \alpha \Delta T + \frac{\Sigma}{\rho C_p} \quad (1.7)$$

### 1.2.2. Analogie électrique :

La résolution d'un problème de conduction de la chaleur en régime permanent utilise l'analogie électrique. Rappelons que la loi d'Ohm pour la conduction électrique est :

$$U_1 - U_2 = Ri \quad (1.8)$$

Dans cette relation, la différence ( $U_1 - U_2$ ) définit la différence de potentiels aux bornes de la résistance électrique ( $R$ ) parcourue par le courant ( $i$ ).

En comparant cette dernière relation avec les relations (1.1) et (1.4), on voit alors une analogie directe entre la loi d'Ohm et la loi de Fourier. La différence de température est analogue à la différence de potentiels et la densité de flux est équivalente au courant. Ceci nous conduit à définir une résistance thermique exprimée par :

$$R_{th} = \frac{L}{\lambda} \quad (1.9)$$

On exprime alors la loi de Fourier unidimensionnelle en régime permanent sous la forme :

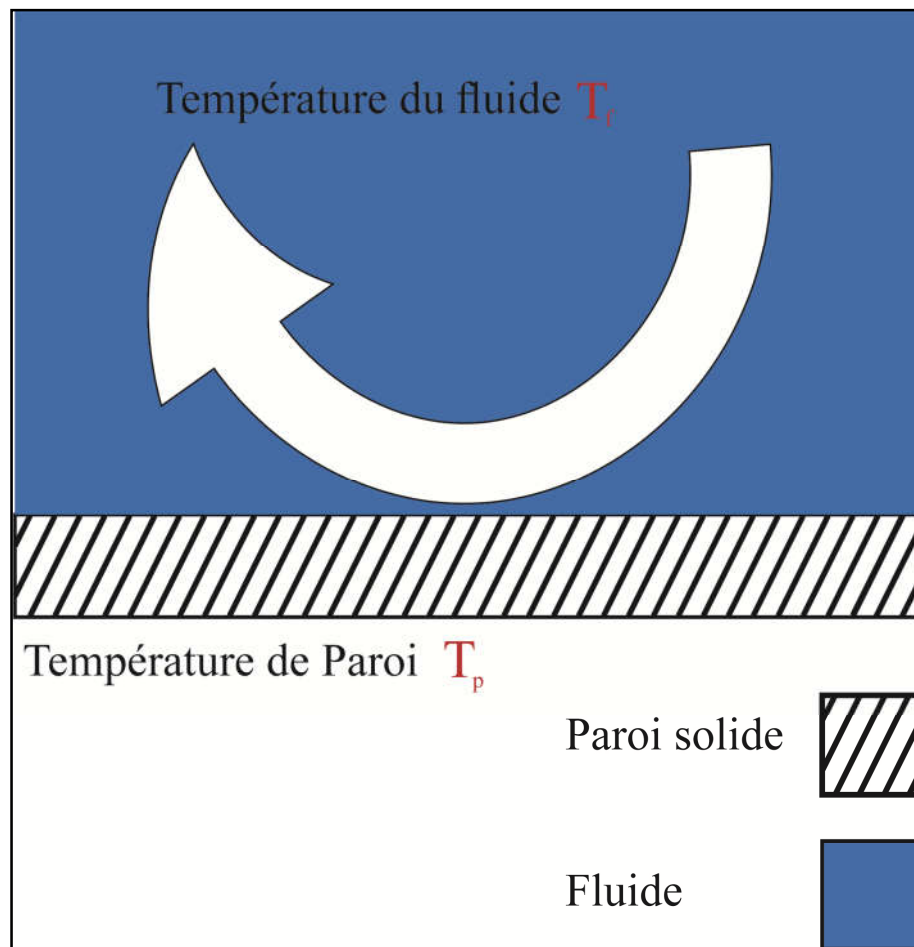
$$T_1 - T_2 = R_{th} \varphi \quad (1.10)$$

À noter que la résistance thermique dépend de la géométrie étudiée (paroi plane, cylindre creux, sphère creuse, etc.).

### 1.3. Convection :

Le phénomène de convection se réfère au transfert thermique qui a lieu dans les fluides liquides ou gaz en mouvement. La convection est le processus de transfert thermique déterminé par le mouvement des particules élémentaires d'un fluide entre des zones ayant des températures différentes.

Ce mouvement entraîne un mélange intense des particules fluides, qui échangent de l'énergie (chaleur) et de la quantité de mouvement (impulsion ou choc) entre elles [2].



**Figure 1.3:** Action du fluide en mouvement dans la convection.

Compte tenu des forces qui produisent le mouvement du fluide, on a deux types de convection : forcée et naturelle. Dans la convection forcée, le mouvement de fluide est produit par l'action des forces extérieures au processus (par exemple : pompe, ventilateur) qui imprime des vitesses de déplacement assez importantes au fluide. La convection naturelle a comme origine le mouvement produit par les différences de densité entre les particules chaudes et celles qui sont froides existant dans un fluide.

Des exemples typiques pour la convection sont : l'échauffement ou le refroidissement des fluides dans les échangeurs de chaleur, le refroidissement du café en soufflant au-dessus de la tasse, le refroidissement d'une pièce après traitement thermique, etc.

La loi de Newton introduit la relation entre le flux échangé entre la surface et le fluide :

$$\phi = hS(T_p - T_f) \quad (1.11)$$

La valeur du coefficient de transfert de chaleur par convection ( $h$ ) est fonction de la nature du fluide, de sa température, de sa vitesse, et des caractéristiques géométriques de la surface

de contact solide/fluide. Le coefficient de convection ( $h$ ) peut être exprimé en fonction de nombres adimensionnels selon la nature de la convection, soit :

$$h = \frac{\lambda \cdot Nu}{L_c} \quad (1.12)$$

En convection naturelle, le régime d'écoulement est défini par le nombre de Rayleigh exprimé par :

$$R_a = G_r \cdot P_r \quad (1.13)$$

Avec ( $G_r$ ) est le nombre de Grashof exprimé par :

$$G_r = \frac{g \bar{\beta} (T_p - T_f) L_c^3}{\nu^2} \quad (1.14)$$

Et ( $P_r$ ) est le nombre de Prandtl donné par :

$$P_r = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (1.15)$$

Le nombre de Nusselt ( $N_u$ ) est exprimé par une relation empirique comme suit :

$$Nu = A (R_a)^m (P_r)^n \quad (1.16)$$

Avec ( $A$ ) et ( $m$ ) et ( $n$ ) sont des coefficients qui dépendent du régime d'écoulement et de la géométrie étudiée.

En convection forcée, le régime d'écoulement est défini par le nombre de Reynolds exprimé par :

$$R_e = \frac{u L_c}{\nu} \quad (1.17)$$

Le nombre de Nusselt ( $N_u$ ) est exprimé par une relation empirique donnée selon :

$$Nu = A (R_e)^m (P_r)^n \quad (1.18)$$

Avec ( $A$ ), ( $m$ ) et ( $n$ ) sont des coefficients qui dépendent du régime et de la nature d'écoulement, et de la géométrie étudiée.

➤ Convection mixte : compétition entre convection forcée et convection naturelle

Lorsque les convections forcée et naturelle coexistent, c'est-à-dire lorsque le mouvement du fluide est généré par une cause mécanique extérieure mais aussi par des gradients de masse volumique en son sein, un critère simple permet de comparer les contributions des deux phénomènes. Il apparaît, dans les équations de bilan adimensionnées relatives à la convection mixte et dans le cadre des hypothèses de Boussinesq, que le poids relatif de la convection

naturelle par rapport à la convection forcée est gouverné, pour une configuration donnée, par le nombre de Richardson  $Ri_x$ , grandeur sans dimension définie par

$$Ri_x = \frac{Gr_x}{Re_x^2}$$

Ce nombre définit les domaines de convection forcée dominante ( $Ri_x \ll 1$ ), de convection naturelle dominante ( $Ri_x \gg 1$ ) et de convection mixte ( $Ri_x \sim 1$ ). Cette analyse est valide quelle que soit la longueur de référence  $x$ .

#### **1.4. Rayonnement :**

Le phénomène de rayonnement thermique constitue une forme particulière de transfert thermique dans laquelle le porteur d'énergie n'est pas représenté par des particules de substance mais par des ondes électromagnétiques ayant à l'origine l'agitation atomique à la surface d'un corps. Le mécanisme de rayonnement est créé par l'émission et l'absorption d'ondes porteuses d'énergie rayonnante et par la transformation de celle-ci en chaleur avec le changement d'état énergétique des corps qui la retiennent.

Les exemples typiques pour le rayonnement sont : le rayonnement solaire, la préparation de la nourriture sur un radiateur électrique, le chauffage des pièces métalliques dans des fours pour les soumettre à des traitements thermiques, le chauffage central d'un local par radiateur, etc.

Le flux dû au mode de rayonnement peut être exprimé selon de Stefan-Boltzmann par :

$$\phi = \varepsilon_{\text{ray}} \sigma T^4 \quad (1.19)$$

Avec ( $\varepsilon_{\text{ray}}$ ) est l'émissivité du matériau qui rend compte de sa capacité à émettre de l'énergie par rayonnement. Plus cette émissivité est proche de 1, plus le matériau radiera de chaleur. Le tableau 1.2 reporte l'émissivité de matériaux métalliques et non métalliques.

Matériaux	Émissivité	Matériaux	Émissivité
Acier doux	0.20 - 0.32	Eau	0.95 - 0.963
Acier inoxydable (boulon)	0.32	Formica	0.937
Acier inoxydable oxydé à 800°C	0.85	Fonte brute de fonderie	0.81
Alumine	0.8	Gravier	0.28
Aluminium anodisé	0.77	Inconel X oxydé	0.71
Aluminium oxydé	0.2 - 0.55	Laiton poli	0.03 - 0.05
Aluminium sablé	0.210	Magnésium poli	0.07 - 0.13
Anodisation noire	0.82 - 0.88	Nickel poli	0.072
Béton	0.92	Nickel oxydé	0.59 - 0.86
Bois naturel	0.90 - 0.95	P.V.C	0.91 - 0.93
Bronze poli	0.1	Plomb oxydé	0.4 - 0.6
Cadmium	0.02	Polypropylène	0.97
Caoutchouc	0.95	Tuile	0.97
Carbone pur	0.81	Verre	0.92
Céramique	0.95	Zinc oxydé	0.10
Ciment	0.54	Zinc poli	0.03

Tableau 1.2: Emissivité de matériaux métalliques et non métalliques [2].

Une surface ayant une température ( $T_s$ ) échange par radiation avec son environnement ayant une température ( $T_a$ ) le flux de chaleur exprimé par :

$$\phi = \epsilon_{\text{ray}} \sigma S (T_s^4 - T_a^4) \tag{1.20}$$

La quantité de chaleur dégagée par radiation dépend toutefois aussi de la fraction de surface froide exposée à la surface chaude. Par exemple, dans un système électronique, un composant sera en général entouré d'autres composants chauds, et le transfert radiatif de chaleur sera négligeable si l'architecture du système n'est pas optimisée pour avoir une exposition maximale de surfaces froides des circuits électroniques.

### 1.5. Combinaisons des différents modes de transfert

Ci-dessus, nous avons considéré séparément les trois modes de base des échanges thermiques. Dans la réalité les différents modes sont, le plus souvent, intimement liés : conduction et rayonnement dans le cas de solides non opaques (verres, matières plastiques...), ou encore conduction, convection et rayonnement dans les fluides. Par ailleurs, tout échange de chaleur se traduisant par une variation de température des corps concernés, il arrive souvent que se produise un changement de phase (vaporisation, condensation, fusion, congélation...) constituant une source (ou puits) de chaleur supplémentaire [3].

Si par exemple, on chauffe de l'eau dans un récipient sur une flamme, l'énergie libérée par l'évaporation de l'eau contenue dans le récipient fait intervenir :



- La convection ainsi que le rayonnement dans le transfert entre les gaz chauds de la flamme et la paroi externe du récipient.
- La conduction à travers la paroi et les couches fluides très proches de celle-ci.
- La convection et aussi un peu la conduction au sien de la masse d'eau.
- Dès que l'échauffement devient suffisant, l'ébullition et ensuite la vaporisation interviennent et constituent des éléments essentiels de l'échange thermique.

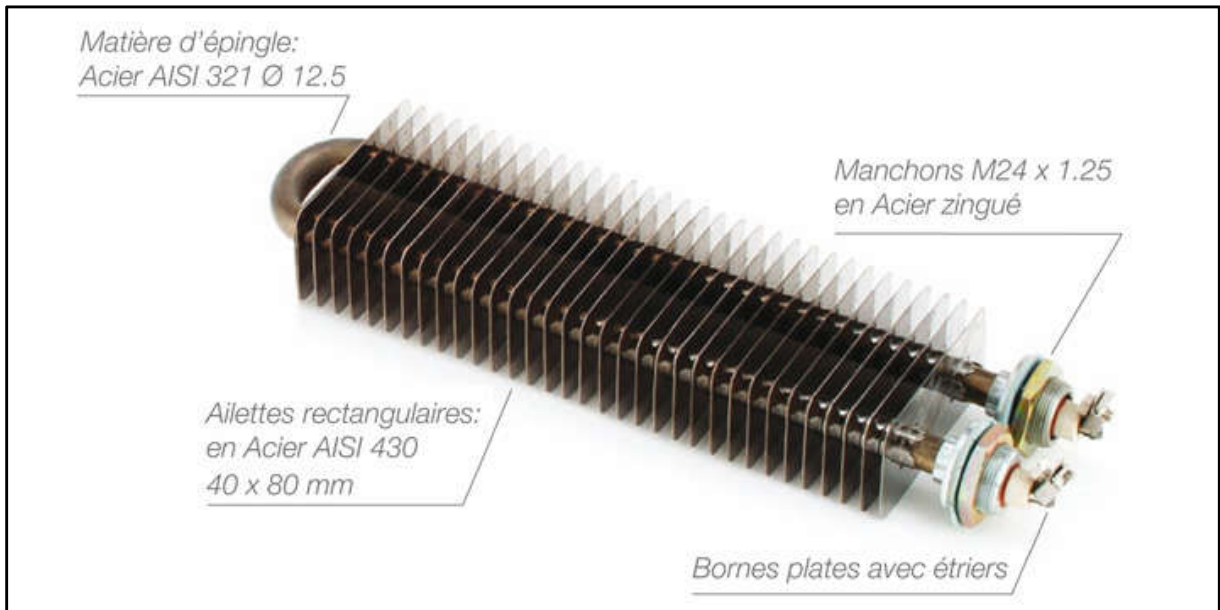
Comme dans l'exemple ci-dessus, la plupart des problèmes techniques qui se posent font intervenir une combinaison des différents modes de transferts. Toutefois, soit l'un des modes est prépondérant, et l'on néglige alors les autres, soit les différents modes ont une importance comparable, mais ils peuvent être découplés et traités séparément. Dans le cas où de telles approches ne sont pas possibles, il est nécessaire d'avoir recours à des méthodes de traitement numériques.

## **1.6. Définition d'une ailette**

L'aillette est un appendice généralement en métal raccordé au dispositif que l'on désire refroidir efficacement. L'idée est d'augmenter la surface d'échange par le moyen d'intensification des échanges thermiques [4].

### **1.6.1. Ailettes continues**

Selon la compréhension traditionnelle du mécanisme de perfectionnement de transfert de chaleur, l'idée conventionnelle adoptée dans les surfaces d'ailettes est de distordre la structure de l'écoulement et de diminuer la taille de la couche limite. Par conséquent, une grande variété d'ailettes planes ont été développées et mises en pratique. Cependant, la majorité des ailettes à rendement thermique élevé, telles que les ailettes ondulées, les ailettes perforées et les ailettes à générateurs des tourbillons sont suivies par des chutes de pression remarquables



**Figure 1.4:** représentation d'un échangeur de chaleur à ailettes continue

### 1.6.2. Intérêt pratique des ailettes :

1. Augmenter le coefficient d'échange par convection  $h$
2. Augmenter la vitesse d'écoulement.
3. Favoriser la turbulence pour détruire la couche limite thermique.
4. Augmenter la surface d'échange.

### 1.7. Définition d'un échangeur de chaleur

Un échangeur de chaleur est un dispositif utilisé pour le transfert d'énergie (sous forme thermique) entre deux fluides ou plus, à des températures différentes. Les deux fluides sont, généralement, séparés par une paroi solide à travers de laquelle les échanges thermiques se font par conduction. Le transfert de chaleur fluide-paroi se fait par convection [5] .

Les échangeurs de chaleur constituent des appareils importants dans les applications industrielles telles que : la production d'énergie mécanique ou électrique à partir de l'énergie thermique, l'agroalimentaire, refroidissement des stations nucléaires, le chauffage et le conditionnement d'air, la réfrigération, ... etc.

### 1.8. Classification des échangeurs de chaleur

#### 1.8.1. Classification selon leurs procédés de transfert thermique

- **Échangeurs à contact direct** : le type le plus simple comprend un récipient ou canalisation dans lequel les deux fluides sont directement mélangés et atteignent la

même température finale.

- **Échangeurs à contact indirect** : les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi.

### 1.8.2. Classement suivant le type d'échange

- **Échangeur sans changement de phase**

Les échangeurs de chaleur sans changement de phase correspondent aux échangeurs dans lesquels l'un des fluides se refroidit pour réchauffer le deuxième fluide sans qu'il y ait changement de phase. Les températures des fluides sont donc variables, tout le long de l'échangeur.

- **Échangeur avec changement de phase**

Les échanges avec changement de phase sont caractérisés par trois cas différents :

1) L'un des fluides se condense alors que l'autre se vaporise : ces échangeurs sont rencontrés dans les machines frigorifiques.

2) Le fluide secondaire se vaporise en recevant de la chaleur du fluide primaire, lequel ne subit pas de changement d'état. Ils sont appelés évaporateurs.

3) Le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas de transformation d'état

### 1.8.3. Classification selon la configuration géométrique

Pratiquement, il existe plusieurs formes géométriques des échangeurs thermiques :

- **Échangeurs tubulaires**

Pour des raisons économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus.

On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée.

- **Échangeur monotube** : Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpent.
- **Échangeur coaxial** : dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur.

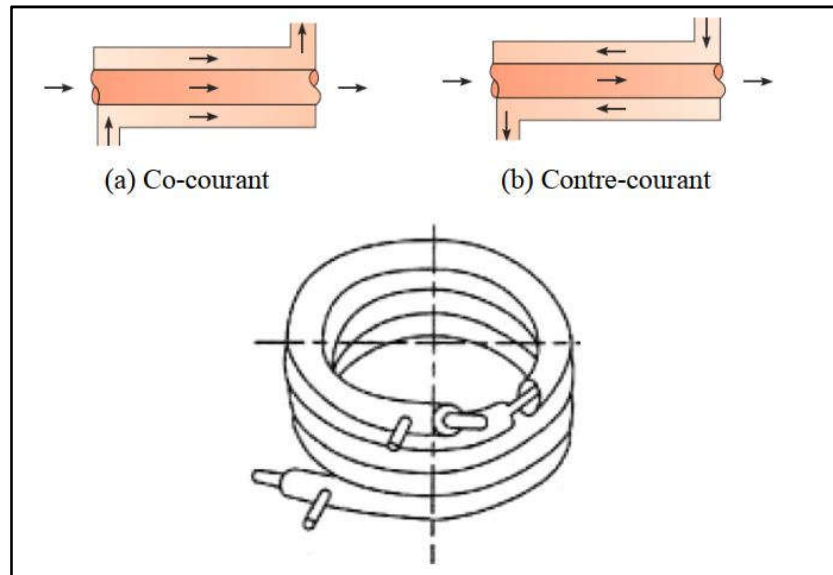


Figure 1.5: Echangeur coaxial [5]

- **Échangeur multitubulaire :**

Cette configuration existe sous deux formes :

- échangeur à tubes séparés :

À l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé.

- échangeur à tubes rapprochés : Pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans.

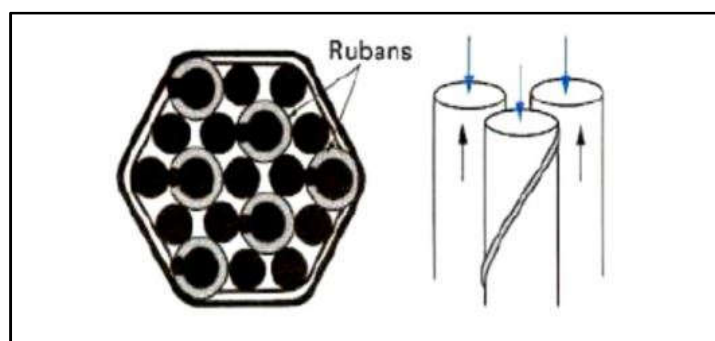


Figure 1.6: Echangeur à tube rapprochées

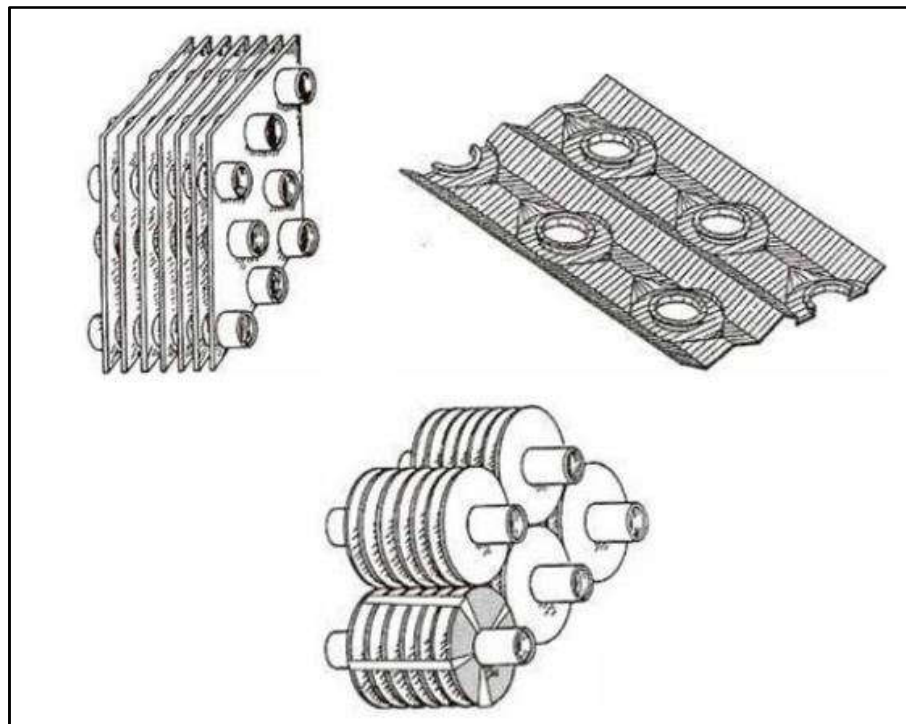
- **Echangeurs de tubes avec ailettes**

Dans un échangeur liquide-gaz, le coefficient de transfert du côté du liquide est généralement plus grand que du côté du gaz. Afin d'obtenir une conductance balancée des deux côtés pour un échangeur de chaleur le plus petit possible, des ailettes sont ajoutées du

côté gaz de l'écoulement. De plus, si la pression est haute pour un fluide, il est généralement économique d'utiliser des tubes.

Les tubes les plus communs sont ronds ou rectangulaires, par contre, des tubes elliptiques sont aussi utilisés. Les ailettes sont généralement placées sur l'extérieur du tube et sont fixées mécaniquement, collées, soudées, brasées ou extrudées.

Dépendamment du type d'ailettes, les échangeurs de chaleur de tubes à ailettes sont regroupés dans les trois catégories de la figure ci-dessous



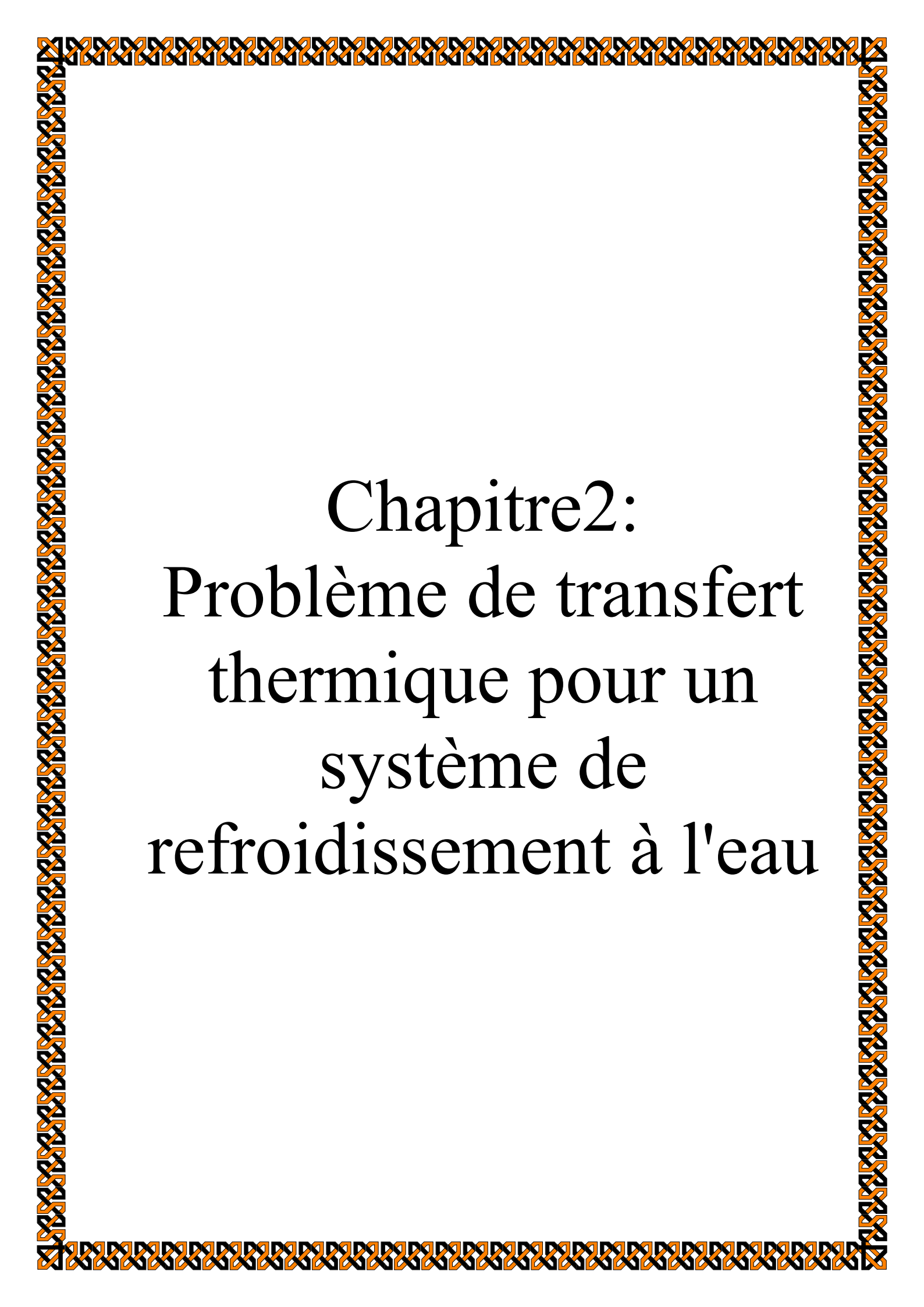
**Figure1.7:** Diverses formes des tubes à ailettes transversales

#### **1.8.4. Classement suivant la compacité de l'échangeur**

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur. Un échangeur soit considéré comme compact si sa compacité est supérieure à  $700 \text{ m}^2 / \text{m}^3$  ; cette valeur est susceptible de varier de 500 à  $800 \text{ m}^2 / \text{m}^3$ .

#### **1.9. Conclusion :**

Dans ce chapitre nous avons présenté quelques notions sur l'échangeur de chaleur et ces différentes classifications d'autre part on a donné une revue bibliographique sur les trois modes du transfert de chaleur (conduction, convection et rayonnement) ainsi ses relations fondamentales.



# Chapitre 2: Problème de transfert thermique pour un système de refroidissement à l'eau

### **2.1. Introduction**

Nous allons présenter dans ce chapitre du mémoire le transfert thermique pour un système de refroidissement à l'eau assurant le refroidissement de microprocesseurs et les formulations mathématiques nécessaires au calcul de transfert thermique.

### **2.2. Définition du CPU**

CPU est un acronyme anglais pour Central Processing Unit. Le CPU désigne un processeur ou microprocesseur principal d'un ordinateur, on parle aussi d'unité de traitement.

Le CPU est l'élément central d'une configuration informatique dont la puissance et la vitesse de traitement influencent directement les performances. L'augmentation de la vitesse de traitement cause l'augmentation de la température du CPU lui-même.

Notre cas de calcul est pour un CPU I9 9900K qui peut passer de 3,6 GHz facilement à 5 GHz en utilisant Intel® Turbo Boost Technology 2.0 Frequency (overclocking).

### **2.3. Les principaux techniques de refroidissement utilisées en électronique de puissance**

Nous allons donc décrire les principales techniques de refroidissement utilisées pour le refroidissement des modules de puissances. Il s'agit des dissipateurs à air à convection naturelle ou forcée et des boucles de refroidissement utilisant un liquide caloporteur.

#### ➤ Refroidissement à air

Dans le cas où les composants sont faiblement contraints thermiquement, la solution la plus utilisée aujourd'hui est le dissipateur à air. Dans ce cas, l'échange thermique entre le dissipateur et le milieu ambiant est à la fois convectif et radiatif. Il peut être utilisé avec un ventilateur (convection forcée) ou sans (convection naturelle) Dans ce dernier cas, le mouvement est dû à une simple différence de température au sein d'un milieu. Dans le cas de la convection naturelle et pour l'ordre de grandeur des températures qui nous intéressent, le coefficient d'échange équivalent ne dépasse pas  $15 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ .

#### ➤ La convection forcée avec un liquide

Comme cela est mentionné ci-dessus, la valeur du coefficient d'échange convectif  $h$  est limitée dans le cas de l'air. Cette limitation est due essentiellement à sa faible conductivité thermique. Cependant, l'air peut être remplacé par un autre fluide afin d'augmenter la valeur

## **Chapitre2: Problème de transfert thermique pour un système de refroidissement à l'eau**

de  $h$  et donc la puissance évacuée. Dans de nombreux cas, le fluide utilisé pour la convection forcée est l'eau. Ceci est dû à sa très bonne capacité calorifique, sa conductivité thermique et à sa simplicité d'utilisation, sans oublier son bas coût et sa disponibilité. Dans d'autres cas, on peut aussi avoir recours à des fluides diélectriques.

Dans le cas de la convection forcée sans changement de phase, le coefficient d'échange équivalent peut atteindre dans certain cas des valeurs proches de  $10^5 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$

### **2.4. Définition :**

Le refroidissement à eau (watercooling en anglais) est une branche du refroidissement liquide ayant pour particularité d'utiliser l'eau comme liquide caloporteur. C'est un système de refroidissement largement répandu dans l'industrie automobile et la production d'énergie. Plus récemment, le refroidissement à eau a fait son apparition dans le secteur de la micro-informatique pour pallier les inconvénients du refroidissement à air.

### **2.5. Principe de fonctionnement :**

#### **2.5.1 Les composants d'un système de refroidissement à l'eau :**

- Le réservoir de l'eau et la pompe.
- Le fluide de refroidissement.
- L'échangeur thermique (waterblock).
- Le dissipateur thermique (radiateur).

- **Le réservoir de l'eau et la pompe**

La pompe fait circuler le liquide dans le circuit de refroidissement et dans le waterblock. Elle est alimentée directement par l'énergie électrique pour assurer le fonctionnement permanent.

Le réservoir est responsable pour réserver l'eau froide venant du radiateur pour le réutiliser une autre fois.





**Figure2.1** représente le réservoir de liquide de refroidissement associé avec une pompe centrifuge.

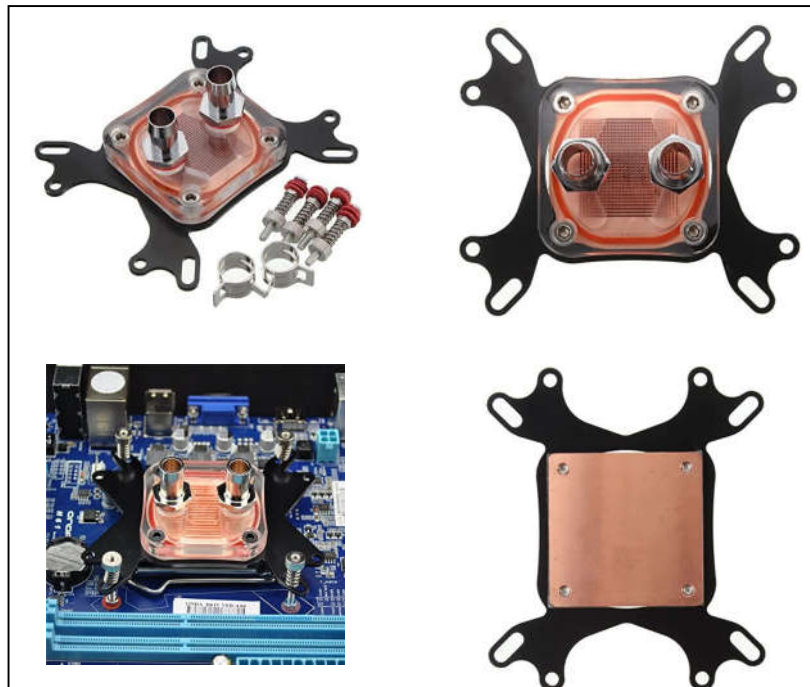
- **Le fluide de refroidissement**

La fonction du fluide caloporteur est similaire à celle de l'air dans le système de refroidissement aircooling, mais il peut absorber beaucoup de chaleur et maintenir la température stable. Si le fluide est de l'eau, il s'agit d'un système de refroidissement par eau bien connu.

- **Le waterblock**

C'est un composant du system de watercooling fabriqué par un métal de conductivité thermique importante. Il est posé sur le CPU pour assurer la conduction thermique venant du CPU vers le fluide caloporteur. Ce fluide est en contacte directe avec le waterblock. Il contient deux carneaux l'une pour l'entrée du fluide froid et l'autre pour la sortie du fluide chaud.

On peut aussi dire qu'il est un bloc métallique avec un canal d'eau à l'intérieur. Il est en cuivre ou en aluminium. Il est en contact avec le processeur et absorbera la chaleur du processeur. Par conséquent, la fonction de cette partie est la même que celle d'un dissipateur thermique refroidi par air. La différence est que le bloc de refroidissement à eau doit comporter un canal d'eau à travers lequel passe le fluide caloporteur et est complètement étanche, de manière à garantir que le fluide caloporteur ne fuit pas et provoque un court-circuit de l'appareil électrique.



**Figure2.2:** Représentation du waterblock

- **Le dissipateur thermique (radiateur)**

Le radiateur est la principale composante du circuit de refroidissement. Le liquide de refroidissement circule à travers le faisceau interne du radiateur et transfère sa chaleur aux lamelles (ailettes) de refroidissement de métallique entourent le faisceau. Le flux d'air fourni par le ventilateur passe à travers les lamelles et dissipe la chaleur accumulée dans le liquide de refroidissement.



**Figure2.3 :** Radiateur de refroidissement

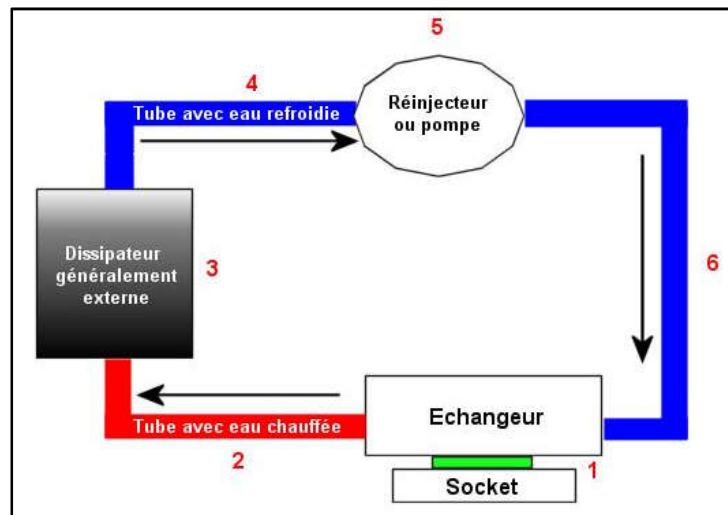


Figure2.4: Représentation du principe de fonctionnement d'un système de refroidissement à l'eau

### 2.6. Température d'un processeur Intel

La température maximale d'un processeur Intel dépend du modèle mais se situe généralement aux alentours de 70°C pour les Pentium 4, 60-70°C pour la génération Core 2, et jusqu'à 100°C pour la 9e génération Coffe Lake (Core i3/i5/i7). Les processeurs de portables supportent également jusqu'à 100°C environ. Alors ça veut dire que haut de cette température le processeur vas cesser de fonctionner pour des raisons de sécurité du hardware [6].

Le calcul des échangeurs de configurations diverses a longtemps été calqué sur celui des échangeurs à courants parallèles, à grand renfort de termes correctifs d'origine expérimentale. Il existe pourtant une méthode plus structurée et beaucoup plus riche dans ses applications, la méthode NUT (Nombre d'Unités Transférables) que nous utiliserons dans la suite.

### 2.7. Flux thermique maximum dans un échangeur

Supposons qu'il ne se produise aucune perte de chaleur externe : la puissance thermique échangée  $\phi$  peut être calculée indifféremment en faisant un bilan enthalpique global sur l'un ou l'autre des fluides :

$$\phi = C_c (T_{ce} - T_{cs}) = C_f (T_{fs} - T_{fe}) \quad (2.1)$$

Où  $C = \dot{m}C_p$  : débit thermique unitaire (avec indice c pour le fluide chaud et f pour le fluide froid).

## **Chapitre2: Problème de transfert thermique pour un système de refroidissement à l'eau**

Nous savons que le fluide qui a le plus petit débit thermique unitaire accuse le changement de température le plus important. La plage de variation des températures dans l'échangeur étant généralement limitée par des contraintes pratiques, c'est donc de lui que dépend la quantité de chaleur maximale qui pourra être échangée, et l'on dit d'une manière imagée qu'il « commande le transfert ». L'expression a cependant l'inconvénient d'introduire une apparence de dissymétrie entre les rôles des deux fluides [7].

Le  $\Delta T_{\max}$  est accessible au fluide qui possède le plus petit débit thermique unitaire, soit  $C_{\min}$ , pourvu que la surface d'échange soit très grande. Le flux maximum transférable est donc :

$$\phi_{\max} = C_{\min} \Delta T_{\max} \quad (2.2)$$

$$\phi_{\max} = C_{\min} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (2.3)$$

Dans tous les autres cas, quelque soit le modèle d'échangeur, on voit aisément qu'aucun des fluides ne peut subir une variation de température supérieure à  $T_{ce} - T_{fe}$ , car alors il faudrait que le fluide froid sorte à une température supérieure à  $T_{ce}$ , ou que le fluide chaud sorte à une température inférieure à  $T_{fe}$ . Ceci est physiquement impossible, car ce serait une violation du second principe de la thermodynamique.

### **2.8. Efficacité thermique d'un échangeur**

Pour caractériser les performances thermiques d'un échangeur, la démarche la plus naturelle paraît être de comparer sa puissance thermique  $\Phi$  avec le flux maximum  $\Phi_{\max}$  précédemment défini.

On appelle « efficacité thermique »  $\varepsilon$  de l'échangeur le rapport  $\Phi / \Phi_{\max}$ , qui est évidemment sans dimension :

$$\varepsilon = \frac{\phi}{\phi_{\max}}; 0 \leq \varepsilon \leq 1 \quad (2.4)$$

d'où, d'après (2.1):

$$\varepsilon = \frac{C_c (T_{ce} - T_{cs})}{C_{\min} (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{C_f (T_{fs} - T_{fe})}{C_{\min} (T_{ce} - T_{fe})} \quad (2.5)$$

Il est à noter que sous l'une ou l'autre forme, la définition de  $\varepsilon$  ne prend en compte que trois des quatre températures concernées. En d'autres termes, trois quelconques des températures d'entrée-sortie suffisent à caractériser  $\varepsilon$ . Par ailleurs, d'après le paragraphe

## **Chapitre2: Problème de transfert thermique pour un système de refroidissement à l'eau**

précédent, l'efficacité maximale  $\varepsilon_{\max} = 1$  est atteinte si l'échangeur est à contre-courant, infiniment long et sans pertes.

- Introduisons deux nouvelles grandeurs sans dimension :

$$\varepsilon_c = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} \text{ efficacité relative côté fluide chaud} \quad (2.6)$$

$$\varepsilon_f = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \text{ efficacité relative côté fluide froid} \quad (2.7)$$

Il existe une relation simple entre  $\varepsilon_c$  et  $\varepsilon_f$ . Soit  $R$  le rapport des débits thermiques unitaires, que l'on appelle encore « facteur de déséquilibre » :

$$R = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (2.8)$$

L'ensemble des cas possibles se subdivise en deux

- Ou bien  $C_{\min} = C_c$

Alors, d'après les relations (2.5) à (2.6), on a :

$$\varepsilon = \varepsilon_c = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{1}{R} \varepsilon_f \quad (2.9)$$

$$R = \frac{\varepsilon_f}{\varepsilon_c} = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{cs}} \quad (2.10)$$

Ou bien  $C_{\min} = C_f$

Et l'efficacité vaut :

$$\varepsilon = \varepsilon_f = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{1}{R} \varepsilon_c \quad (2.11)$$

$$R = \frac{\varepsilon_c}{\varepsilon_f} = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}} \quad (2.12)$$

Cette efficacité thermique  $\varepsilon$  va servir en particulier à exprimer le flux thermique  $\Phi$  dans l'échangeur, en se reportant à la définition

$$\phi = \varepsilon \phi_{\max} \quad (2.13)$$

D'où si l'on tient compte de (2.3) :

$$\phi = \varepsilon C_{\min} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (2.14)$$

Formule qui présente l'avantage de ne faire intervenir que les températures d'entrée des fluides.

### **2.9. Méthode de NUT**

La méthode du nombre d'unités de transfert (NUT) est utilisée pour calculer le taux de transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur (en particulier les échangeurs à contre-courant) lorsque les informations sont insuffisantes pour calculer la différence de température log-moyenne (DTLM). Dans l'analyse des échangeurs de chaleur, si les températures d'entrée et de sortie du fluide sont spécifiées ou peuvent être déterminées par un simple bilan énergétique, la méthode DTLM peut être utilisée; mais lorsque ces températures ne sont pas disponibles, la méthode de NUT est utilisée.

Cette méthode est basée sur le calcul de l'efficacité  $\varepsilon$  de l'échangeur. L'efficacité fonctionnelle d'un échangeur  $\varepsilon$  est définie comme le rapport entre la puissance thermique réelle de l'appareil considéré  $\Phi$  et sa puissance thermique maximale  $\Phi_{\max}$ :

$$\varepsilon = \frac{\phi}{\phi_{\max}} \quad (2.15)$$

Sachant que :

$$\phi = C_c (T_{ce} - T_{cs}) = C_f (T_{fs} - T_{fe}) \quad (2.1)$$

$$C_{\min} = \min[C_f, C_c] \quad (2.16)$$

$$\phi_{\max} = C_{\min} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (2.3)$$

Le groupement sans dimension NUT est appelé nombre d'unités de transfert, il représente le pouvoir d'échange de l'appareil et s'exprime comme le rapport adimensionnel :

$$NUT = \frac{KS}{C_{\min}} \quad (2.17)$$

Pour tout échangeur de chaleur, On peut démontrer que:

$$\varepsilon = f(NUT, R) \quad (2.18)$$

L'efficacité de l'échangeur est alors fonction du NUT, du rapport  $\frac{C_{\min}}{C_{\max}}$  et de la configuration d'écoulement [8].

L'efficacité de l'échangeur à courant croisé pour deux fluides non brassée est donnée par la relation suivante :

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[ \frac{\exp(\text{RNUT}^{0,78}) - 1}{\text{R NUT}^{-0,22}} \right] \quad (2.19)$$

### 2.10. Résistances d'encrassement

Pour être en mesure de calculer la puissance thermique d'un échangeur, il faut connaître son NUT, donc son coefficient d'échange global  $k_G$ . Celui-ci prend en compte les coefficients de convection  $h_c$  et  $h_f$  relatifs au fluide chaud et au fluide froid, ainsi que la résistance thermique de la paroi.

Très souvent, on pourrait en toute quiétude négliger cette résistance si n'intervenait le phénomène de l'encrassement : il s'agit d'un dépôt solide (boues, calcaire, agglomération de particules...) qui se forme irrégulièrement sur les parois des échangeurs. Par exemple, dans une chaudière classique, on observera une couche de suie du côté des fumées, et un dépôt de tartre du côté de l'eau [9].

Nous nous limiterons ici à l'aspect strictement thermique du phénomène, qui se traduit par l'apparition d'une résistance supplémentaire  $R_e$  à la paroi, nommée « résistance d'encrassement ». Il se trouve en effet que la conductivité thermique de ces dépôts (encore appelés films d'encrassement) est généralement faible par rapport à celle des parois. Leur résistance thermique n'est donc pas négligeable et doit être prise en compte dans le calcul de  $k$ . Ceci entraîne bien entendu une diminution des performances thermiques des échangeurs au bout d'un certain temps de fonctionnement.

Les valeurs des résistances d'encrassement sont très variables car elles dépendent du type d'échangeur utilisé, de la nature des fluides et de la structure des écoulements. Cependant, l'expérience montre qu'au fil du temps elles atteignent presque toujours une valeur asymptotique, ce qui est déjà rassurant. De ce fait, les calculs d'avant-projet seront conduits en prenant en compte cette valeur limite, et fourniront ainsi une borne inférieure pour les performances.

Citons seulement comme exemples, pour des échangeurs tubulaires :

Nature du fluide	Résistances d'encrassement en ( $m^2KW^{-1}$ )
eau de mer à $T < 50\text{ °C}$	$R_e=10^{-4}$
eau de mer à $T > 50\text{ °C}$	$2.10^{-4}$
eau de ville à $T < 50\text{ °C}$	$2.10^{-4}$
eau de ville à $T > 50$	$3,5.10^{-4}$
eau de rivière	$3,5.10^{-4}$ à $7.10^{-4}$
vapeur d'eau non grasse	$10^{-4}$
vapeur d'eau grasse	$2.10^{-4}$
Fioul	$4.10^{-4}$ à $9.10^{-4}$
essence, gazole	$2.10^{-4}$
huiles de lubrification	$1,8.10^{-4}$
air non dépoussiéré	$3,5.10^{-4}$
produits de combustion gazeux	$20.10^{-4}$ à $70.10^{-4}$

**Tableau 2.1:** Quelques valeurs de la résistance d'encrassement de quelques fluides

### 2.11. Calcul de la conductance global d'échange K

Ce qui vient d'être dit s'étend immédiatement aux cas où l'on a de surcroît des résistances d'encrassement  $R_{ec}$  et  $R_{ef}$ , et des ailettes d'efficacité  $\varepsilon$ , par exemple du côté du fluide froid.

Alors, K est donnée par :

$$K = \left\{ \frac{1}{S_c h_c} + \frac{R_{ec}}{S_c} + \frac{e}{\lambda S_m} + \frac{R_{ef}}{S_L + \varepsilon S_a} + \frac{1}{(S_L + \varepsilon S_a) h_f} \right\}^{-1} \quad (2.18)$$

#### 2.11.1. Calcul de $h_c$

Le nombre de Reynolds se calcule en utilisant le diamètre hydraulique  $D_h$  défini par :

$$D_h = \frac{4S_c}{P} \quad (2.19)$$

Avec :  $S_c$  section chaude ou bien la section de passage de fluide,  $P$  le périmètre de contact fluide/paroi (ou périmètre mouillé).

Le nombre de Reynolds est :

$$R_{ed} = \frac{UD_h}{\nu} = \frac{\rho UD_h}{\mu} \quad (2.20)$$

Le nombre de Prandtl est :



$$P_r = \frac{\mu c_p}{\lambda} \quad (2.21)$$

➤ **Calcul du nombre de Nusselt**

Pour un écoulement turbulent :

$$Nu = 0,023 R_e^{0,8} P_r^n \quad (2.22)$$

Avec :  $n = 0,3$  si  $T_{\text{fluide}} > T_{\text{paroi}}$  et  $n = 0,4$  si  $T_{\text{fluide}} < T_{\text{paroi}}$

$$h_c = \frac{Nu \lambda_f}{D_h} \quad (2.23)$$




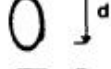
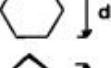
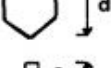

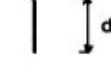
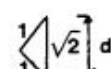
**2.11.2. Calcul du coefficient de transfert de chaleur par convection  $h_f$**

Le nombre de Reynolds est :

$$R_e = \frac{UL_c}{\nu} = \frac{\rho UL_c}{\mu}$$

La relation du nombre de Nusselt pour un écoulement avec transfert de chaleur autour d'un tube rectangulaire est (2.22) [8]:

$$Nu = C R_e^m P_r^{0,35} \quad (2.24)$$

	$Re_d$	$C$	$m$
→ 	$5.10^3$ à $10^5$	0,25	0,588
→ 	$2,5.10^3$ à $8.10^3$ $5.10^3$ à $10^5$	0,180 0,104	0,699 0,675
→ 	$2,5.10^3$ à $1,5.10^4$	0,25	0,612
→ 	$3.10^3$ à $1,5.10^4$	0,096	0,804
→ 	$5.10^3$ à $10^5$	0,156	0,638
→ 	$5.10^3$ à $1,95.10^4$ $1,95.10^4$ à $10^5$	0,162 0,0395	0,638 0,782
→ 	$3.10^3$ à $2.10^4$	0,264	0,66
→ 	$4.10^3$ à $1,5.10^4$	0,232	0,731
→ 	$3.10^3$ à $2.10^4$	0,246	0,61

**Tableau2.2:** Valeurs des facteur c et m pour calculer le nombre de Nusselt [7].

Le coefficient de transfert de chaleur par convection côté fluide froid :

$$h_f = \frac{Nu\lambda_f}{D_h} \tag{2.25}$$

**2.12. Calcul du flux**

Le NUT permet de connaître l'efficacité de l'échangeur. Si les températures d'entrée sont données, le calcul du flux total échangé s'effectue au moyen de la relation (2.14).

$$\phi = \epsilon C_{\min} (T_{ce} - T_{fe}) \tag{2.14}$$

**2.13. Calcul des températures de sorties**

- **Température de sortie de l'air (fluide froid)**

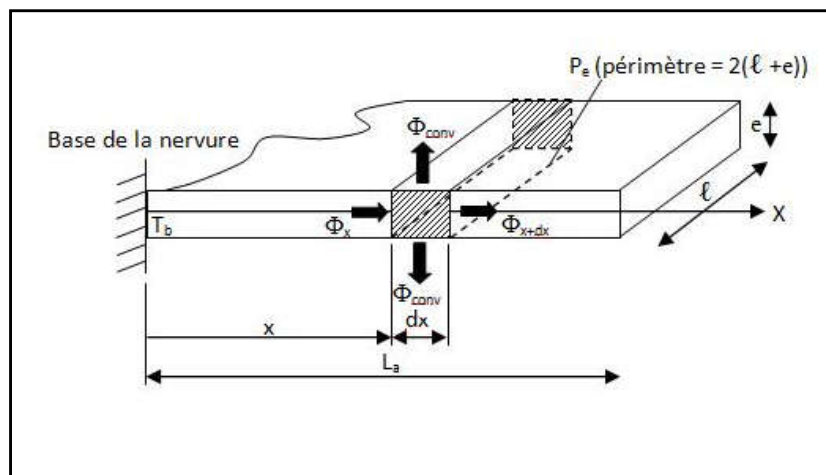
$$T_{fs} = T_{fe} + \frac{\phi}{\dot{m}_f c_{pf}} \tag{2.26}$$

- **Température de sortie d'eau (fluide chaud)**

$$T_{cs} = T_{ce} - \frac{\phi}{\dot{m}_f c_{pc}} \quad (2.27)$$

**2.14. Calcul l'efficacité d'ailette**

On considère une ailette droite transférant la chaleur entre une surface plane et son milieu fluide environnant ( $T_f, h$ ) [10].



**Figure 2.5:** Flux dans une nervure.

Les hypothèses simplificatrices suivantes sont adoptées :

- Régime stationnaire,
- Pas de sources internes de chaleur,
- Conductivité thermique du matériau de l'ailette constante.

Effectuons un bilan thermique sur un élément de surface de longueur  $dx$  et d'abscisse  $x$ .

$$\Phi_x = \Phi_{x+dx} + \Phi_{conv}$$

$$\Phi_x = -k S \left. \frac{dT}{dx} \right|_x$$

$$\Phi_{x+dx} = -k S \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x+dx} = -k S \left[ \left. \frac{dT}{dx} \right|_x + \frac{d^2T(x)}{dx^2} dx \right]$$

$$\Phi_{\text{conv}} = h(P_e \cdot dx) [T(x) - T_f]$$

$$-k S \frac{dT}{dx} \Big|_x = -k S \left[ \frac{dT}{dx} \Big|_x + \frac{d^2T(x)}{dx^2} dx \right] + h(P_e \cdot dx) [T(x) - T_f]$$

$$k S \frac{d^2T(x)}{dx^2} - hP_e [T(x) - T_f] = 0$$

On pose :  $\omega^2 = \frac{hP_e}{k S}$  et  $\theta = T(x) - T_f$  ; donc, on peut écrire :

$$\frac{d^2\theta(x)}{dx^2} - \omega^2\theta(x) = 0 \quad \text{« Equation différentielle de la nervure »}$$

C'est une équation différentielle du type Euler ; elle admet comme solution générale :

$$\theta(x) = c_1 e^{\omega x} + c_2 e^{-\omega x}$$

$c_1$  et  $c_2$  sont des constantes déterminées pour différentes situations particulières en imposant les conditions aux limites.

- Ailette rectangulaire longue de section constante :

Pour une ailette longue, on émet l'hypothèse que :  $T(x = L_a) = T_f$ .

Les conditions aux limites :  $x = 0 \quad \theta(0) = T_b - T_f$

$x = L_a \quad \theta(L_a) = T_f - T_f = 0$

De la deuxième condition aux limites ( $x = L_a \Rightarrow x \rightarrow \infty$ ), on trouve :  $c_1 = 0$ .

$$\theta(x) = c_2 e^{-\omega x}$$

De la première condition aux limites ( $x = 0$ ), on trouve :  $c_2 = T_b - T_f$ .

$$T(x) - T_f = (T_b - T_f) e^{-\omega x} \Rightarrow T(x) = T_f + (T_b - T_f) e^{-\omega x}$$

Le flux thermique, transféré à travers la section  $S$  située à la distance  $x$  de la base de la nervure, est donné par :

$$\Phi_x = -k S \frac{dT(x)}{dx} \Big|_x = k S \omega (T_b - T_f) e^{-\omega x}$$

Le flux est maximal à la base de la nervure ( $x = 0$ ) :

$$\Phi_{\text{max}} = k S \omega (T_b - T_f)$$

- Ailette courte et mince :

Les conditions aux limites :  $x = 0$        $\theta(0) = T_b - T_f$

$x = L_a$        $-k S \frac{dT(x)}{dx} \Big|_{x=L_a} = 0$

Après développement, on trouve :

$$\frac{T(x) - T_f}{T_b - T_f} = \frac{\cosh[\omega(L_a - x)]}{\cosh[\omega L_a]}$$

Le flux thermique est donné par :

$$\Phi_x = k S \omega (T_b - T_f) \frac{\sinh[\omega(L_a - x)]}{\cosh[\omega L_a]} \quad (2.28)$$

Le flux est maximal à la base de la nervure ( $x = 0$ ) :

$$\Phi_{\text{Max}} = k S \omega (T_b - T_f) \text{tgh}[\omega L_a]. \quad (2.29)$$

- Ailette courte et épaisse :

Les conditions aux limites :  $x = 0$        $\theta(0) = T_b - T_f$

$x = L_a$        $-k S \frac{dT(x)}{dx} \Big|_{x=L_a} = h S [T(x = L_a) - T_f]$

Après développement, on trouve :

$$\frac{T(x) - T_f}{T_b - T_f} = \frac{\cosh[\omega(L_a - x)] + \frac{h}{k\omega} \sinh[\omega(L_a - x)]}{\cosh[\omega L_a] + \frac{h}{k\omega} \sinh[\omega L_a]} \quad (2.30)$$

Le flux thermique est donné par :

$$\Phi_x = k S \omega (T_b - T_f) \frac{\sinh[\omega(L_a - x)] + \frac{h}{k\omega} \cosh[\omega(L_a - x)]}{\cosh[\omega L_a] + \frac{h}{k\omega} \sinh[\omega L_a]} \quad (2.31)$$

Le flux est maximal à la base de la nervure ( $x = 0$ ) :

$$\Phi_{\text{max}} = k S \omega (T_b - T_f) \frac{\text{tgh}[\omega L_a] + \frac{h}{k\omega}}{1 + \frac{h}{k\omega} \text{tgh}[\omega L_a]} \quad (2.32)$$

- Rendement et efficacité d'une ailette :

La qualité d'une ailette est caractérisée par le rapport de sa performance effective à

## **Chapitre2: Problème de transfert thermique pour un système de refroidissement à l'eau**

celle d'une ailette idéale de température uniforme égale à sa température de base ( $k \rightarrow \infty$ , pas de résistance thermique de conduction ; donc, pas de chute de température dans l'ailette).

Pour une ailette idéale, nous avons :  $\Phi_{id} = hP_e L_a (T_b - T_f)$

Le rendement est :

$$\eta = \frac{\Phi_{max}}{\Phi_{id}} = \frac{\Phi_{max}}{hP_e L_a (T_b - T_f)}$$

✓ Ailette rectangulaire longue :

$$\eta = \frac{1}{\omega L_a} \quad (2.33)$$

✓ Ailette courte et mince :

$$\eta = \frac{\text{tgh}(\omega L_a)}{\omega L_a} \quad (2.34)$$

✓ Ailette courte et épaisse :

$$\eta = \frac{1}{\omega L_a} \frac{\text{tgh}[\omega L_a] + \frac{h}{k\omega}}{1 + \frac{h}{k\omega} \text{tgh}[\omega L_a]} \quad (2.35)$$

L'efficacité est exprimée par :

$$\varepsilon_a = \frac{\Phi_{max}}{hle(T_b - T_f)} \quad (2.36)$$

### **2.15. Discussion de la méthode de NUT**

La méthode NUT permet d'apporter une réponse élégante et rapide à la plupart des problèmes qui se posent dans les études d'ingénierie relatives aux échangeurs. Ceux-ci se répartissent en deux grandes classes :

- Des problèmes de conception dans lesquels les températures d'entrée et une température de sortie sont imposées, les débits étant connus. La question est : sélectionner le modèle d'échangeur le plus approprié, et chercher sa taille, c'est-à-dire la surface  $S$  nécessaire pour obtenir la température de sortie désirée. La méthode à employer consiste à calculer  $R$  et  $\varepsilon$ , puis  $NUT(\varepsilon)$ , d'où l'on tire  $S$  (surface d'échange). C'est dans ce cadre que s'insèrent le plus souvent les recherches d'optimisation.
- Des problèmes de performances où les données sont le modèle et la taille de l'échangeur, les débits et les températures d'entrée. Il s'agit alors de déterminer la

## **Chapitre2: Problème de transfert thermique pour un système de refroidissement à l'eau**

---

puissance  $\Phi$  et les températures de sortie. La méthode NUT permet ici de calculer R et NUT d'après les données, d'où l'on déduit E(NUT) ; les deux températures de sortie inconnues sont fournies par les relations

$$R = \frac{\varepsilon_f}{\varepsilon_c} = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{cs}} \quad (2.10)$$

Ou

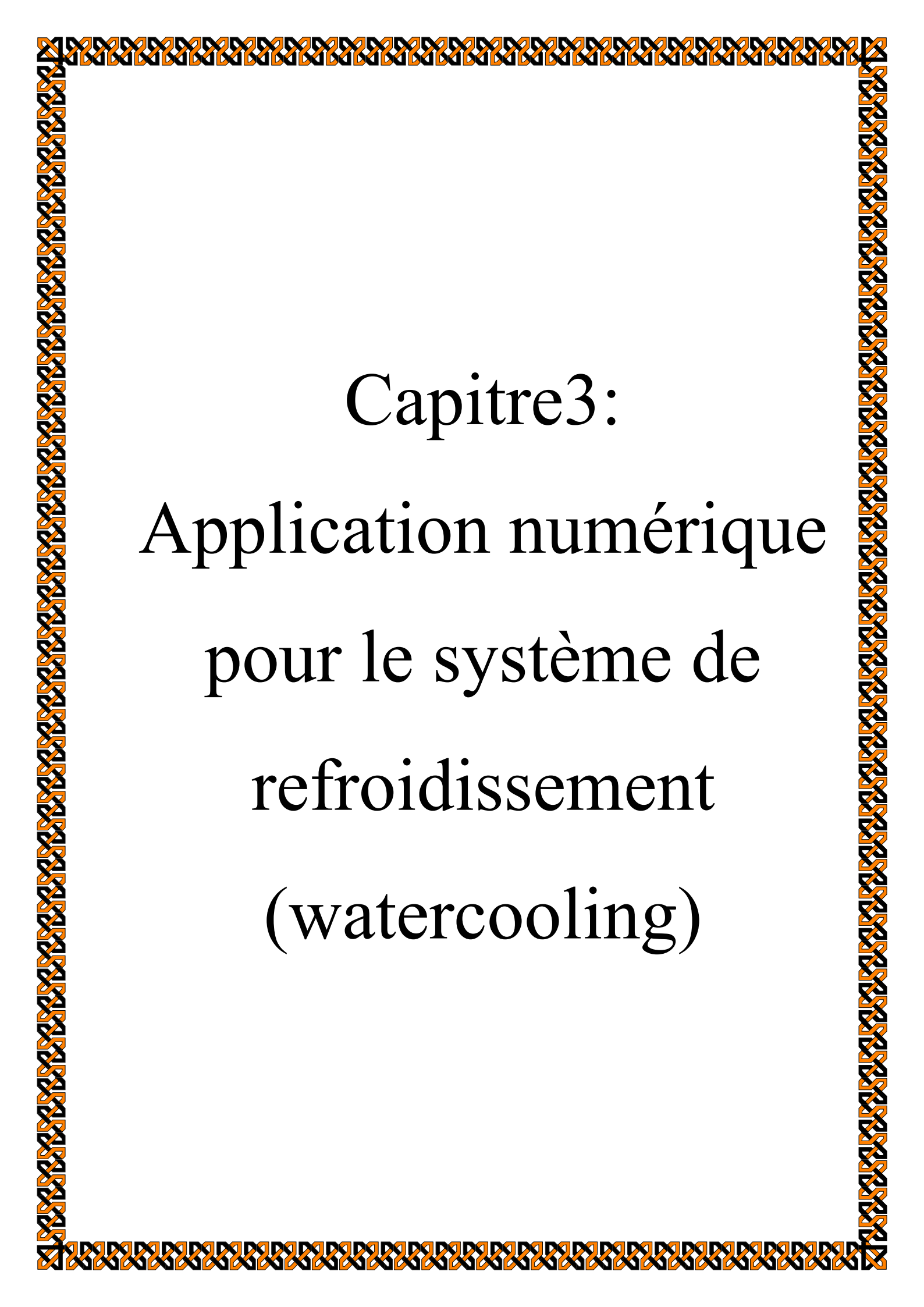
$$R = \frac{\varepsilon_c}{\varepsilon_f} = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}} \quad (2.12)$$

Et  $\phi$ s'obtient par le bilan enthalpique global

$$\phi = C_c (T_{ce} - T_{cs}) = C_f (T_{fs} - T_{fe}) \quad (2.1)$$

### **2.16. Conclusion**

Dans ce chapitre, nous avons présenté le principe de fonctionnement d'un watercooling avec sa conception général et les différentes formules qui régissent le transfert thermique dans le cycle du watercooling



# Capitre 3:

## Application numérique pour le système de refroidissement (watercooling)



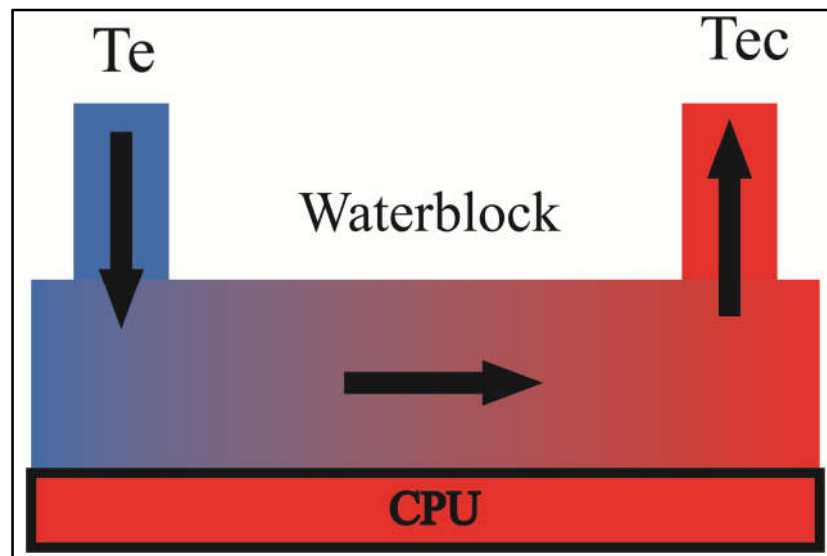
### 3.1. Introduction

Nous allons procéder dans ce chapitre au calcul thermique relatif au système de refroidissement. Rappelons qu'il s'agit d'un watercooling avec un waterblock et un radiateur dont le rôle est de dissiper la chaleur.

Le but de notre travail est d'étudier les performances du système de refroidissement en faisant varier le nombre des tubes, le nombre des ailettes et le débit du fluide caloporteur. Un programme de calcul écrit avec « Matlab ».

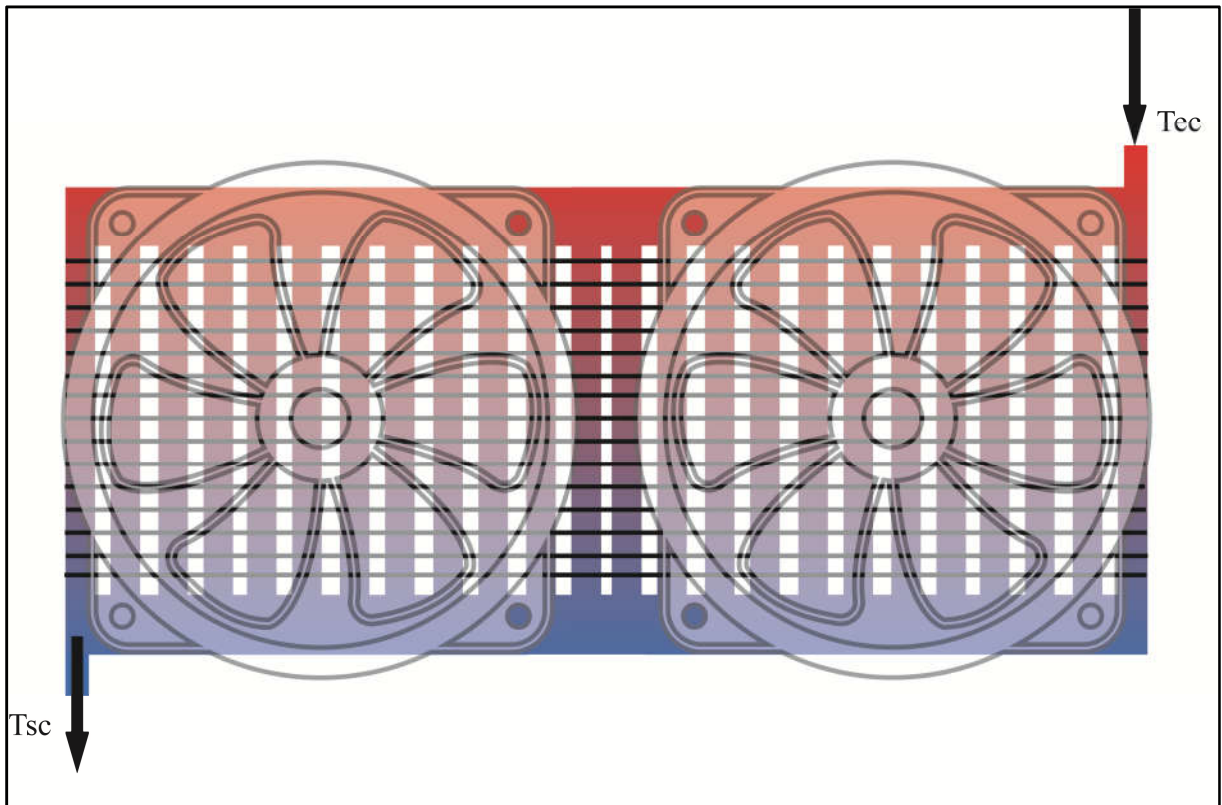
### 3.2. Description du problème étudié :

On veut refroidir un CPU Intel avec un système de refroidissement à l'eau pour cela il faut que l'eau entre à  $T_e = T_{amb} = 25^\circ\text{C}$  dans un waterblock et au même temps réchauffer jusqu'à une température  $T_c$  (figure 3.1).



**Figure3.1** Schéma du circuit de refroidissement (waterblock) du CPU.

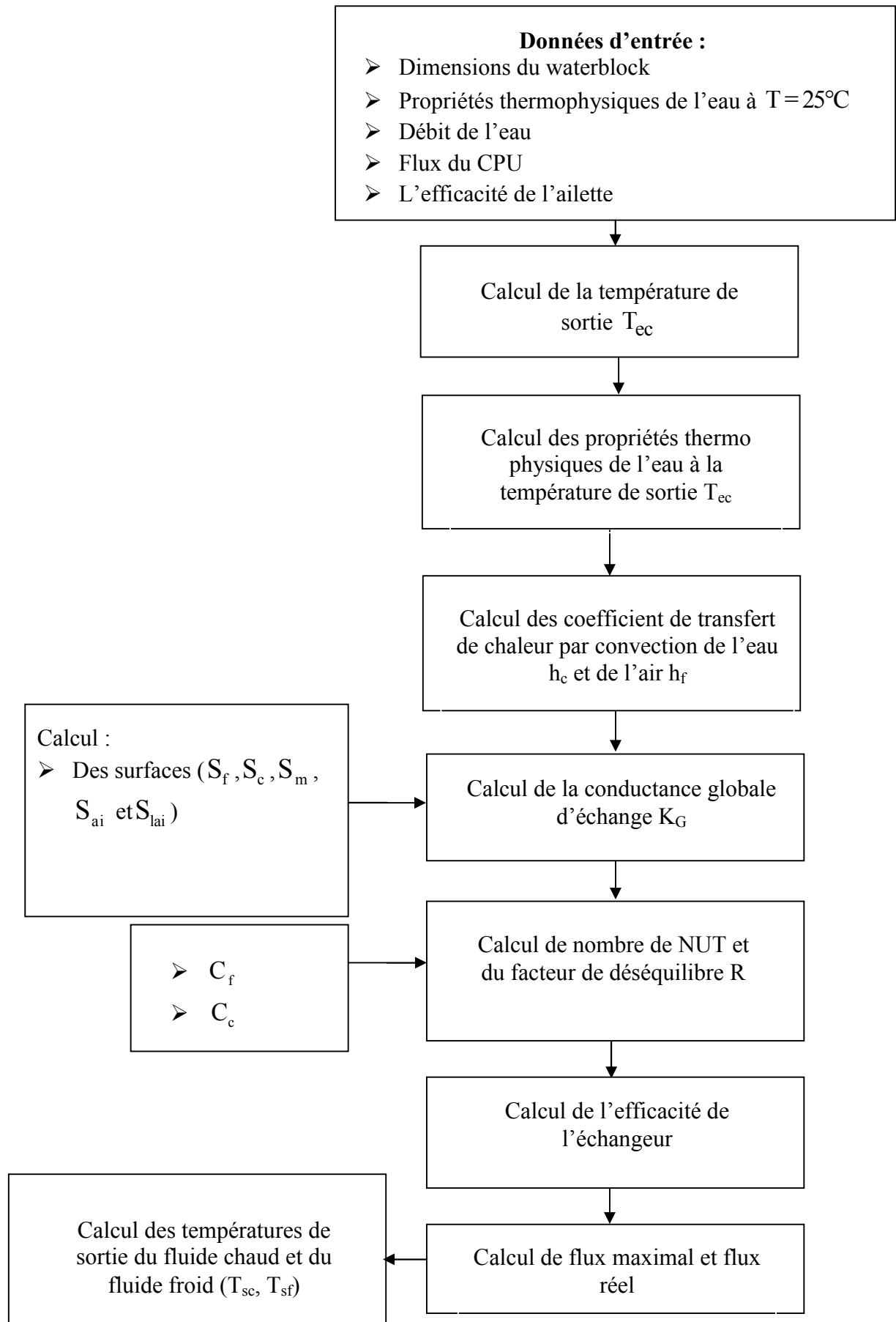
L'eau chaude qui sort du waterblock à la température  $T_c$  entre dans un radiateur qui permet de la refroidir (figure 3.2).



**Figure3.2** Schéma représentant la forme du radiateur utilisé pour le refroidissement de fluide caloporteur.

### 3.3. Algorithme de calcul :

Dans ce paragraphe, nous présentons les différentes démarches à suivre pour déterminer les températures de sortie des fluides chaud et froid par la méthode de NUT.



### 3.4. Calcul thermique du système watercooling

Le démarrage du calcul thermique nécessite les données d'entrées suivantes :

Température maximal admissible du CPU(Processeur Intel® Core™ i9-9900K)	$T_{\max} = 100 \text{ °C}$
Flux du CPU(Processeur Intel® Core™ i9-9900K)	$\phi = 95 \text{ W}$
Dimension du radiateur (hauteur, largeur et épaisseur)	$(120 \times 275 \times 32) \text{ mm}$
Débit volumique de l'eau	$Q_v = 0.07 : 0.0001 : 0.08 \text{ m}^3 / \text{s}$
Langueur du waterblock	$l = 0,05 \text{ m}$
Hauteur de waterblock	$h_{\text{waterblock}} = 0,01 \text{ m}$
Viscosité cinématique de l'eau	$\nu = 0.893.10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$
Viscosité dynamique de l'eau	$\mu = 8.903.10^{-4} \text{ kg} / \text{ms}$
La masse volumique de l'eau	$\rho = 997.05 \text{ kg} / \text{m}^3$
Capacité thermique a pression constant de l'eau à T=25 °C	$C_p = 4179 \text{ J} / \text{kg.k}$
Conductivité thermique de l'eau à T=25 °C	$\lambda = 607,2 \cdot 10^{-3} \text{ W} / \text{mK}$
Nombre de Prandlt de l'eau a T=25 °C	$Pr = 6.128$
Nombre des tubes	$N_t = 1 : 1 : 50$
Nombre d'ailettes	$N_{\text{ai}} = 1 : 1 : 100$
Efficacité d'ailette	$\varepsilon_{\text{ai}} = 0,7$
Vitesse des ventilateurs	$2300 \text{ tr/min}$

**Tableau 3.1** Données d'entrée du calcul thermique.

#### 3.4.1. Calcul de la température de l'eau à la sortie du waterblock

Pour ce calcul, on doit suivre la procédure suivante :

- Calcul d'abord la surface longitudinale du waterblock

$$S_{L\text{waterblock}} = l \times h_{\text{waterblock}}$$

$$S_{L\text{waterblock}} = 0,05 \times 0,006$$

$$S_{L\text{waterblock}} = 3 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

- Calcul de la vitesse de l'eau au niveau du water block

$$u_{\text{eauwaterblock}} = \frac{Q_v}{S_{L\text{waterblock}}}$$

$$u_{\text{eauwaterblock}} = \frac{0,07}{3,10^{-4}}$$

$$u_{\text{eauwaterblock}} = 0.064\text{m/s}$$

- Calcul du nombre de Reynolds

$$R_e = \frac{U l}{\nu}$$

$$R_e = \frac{0,064 \times 0.05}{0,893 \times 10^{-6}}$$

$$R_e = 1,451 \times 10^3$$

Le régime d'écoulement est laminaire car  $R_e \leq 10^5$

- Calcul du nombre de Prandtl

$$P_r = \frac{\mu c_p}{\lambda}$$

$$P_r = \frac{8,903 \times 10^{-4} \times 4179\text{J}}{607,2 \times 10^{-3}}$$

$$P_r = 6,128$$

- Calcul du nombre de Nusselt

$$Nu = 0.664 R_e^{\frac{1}{2}} P_r^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu = 46,295$$

- Calcul de coefficient de convection thermique :

$$h_{\text{waterblock}} = \frac{Nu \lambda_{\text{eau}}}{l}$$

$$h_{\text{waterblock}} = \frac{46,295 \times 607,2 \times 10^{-3}}{0,05}$$

$$h_{\text{waterblock}} = 562,206\text{W/m}^2\text{K}$$

$$S_{\text{waterblock}} = l^2$$

$$S_{\text{waterblock}} = 0,0025\text{m}^2$$

- Calcul de la température de l'eau a la sortie du waterblock :

$$T_c = T_{\max} - \frac{\phi}{h_{\text{waterblock}} S_{\text{waterblock}}}$$

$$T_c = 100 - \frac{95}{562,206 \times 0,0025}$$

$$T_c = 32,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

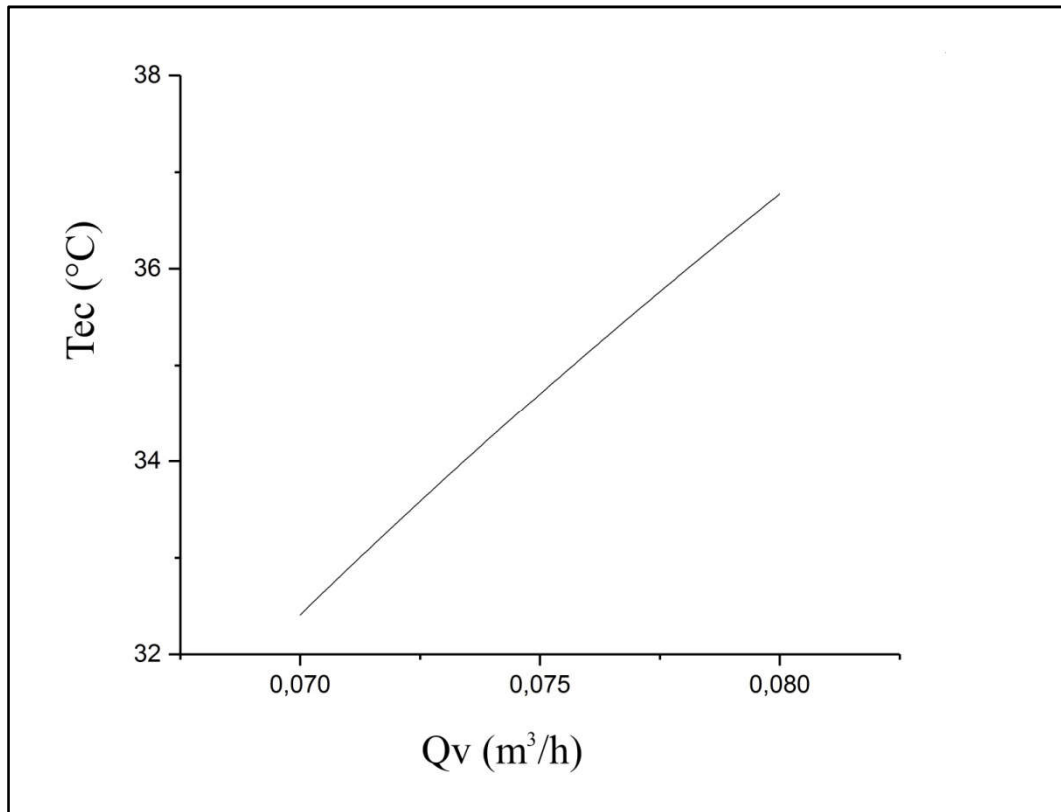
### 3.4.1.1. Evaluation de la Température de l'eau à la sortie du waterblock en fonction de débit volumique

Le radiateur comporte 50 tubes et 100 ailettes avec un débit d'eau total variant de 0.07 jusqu'à 0.08 m<sup>3</sup> / h . Le calcul donne les résultats suivants :

Q <sub>v</sub> (m <sup>3</sup> /h)	T <sub>int,c</sub> (°C)
0,07	32,41
0,071	32,89
0,072	33,35
0,073	33,81
0,074	34,26
0,075	34,70
0,076	35,13
0,077	35,55
0,078	35,97
0,079	36,38
0,08	36,77

**Tableau 3.2:** Variation de la température de l'eau à la sortie du waterblock T<sub>ec</sub> avec le débit volumique.

La représentation graphique des résultats du **tableau3.2** est donnée par la figure suivante :



**Figure 3.3** Evolution de la température de la sortie du waterblock avec le débit volumique.

Nous remarquons que la température de l'eau à la sortie du water block augmente avec l'augmentation de débit volumique.

**3.4.2. Calcul d'optimisation sur la forme du radiateur :**

On détermine la meilleure forme du radiateur concernant le nombre de tube et le nombre d'ailettes optimal. Les calculs sont faits avec  $Q_v = 0,07 \text{ m}^3 / \text{s}$ .

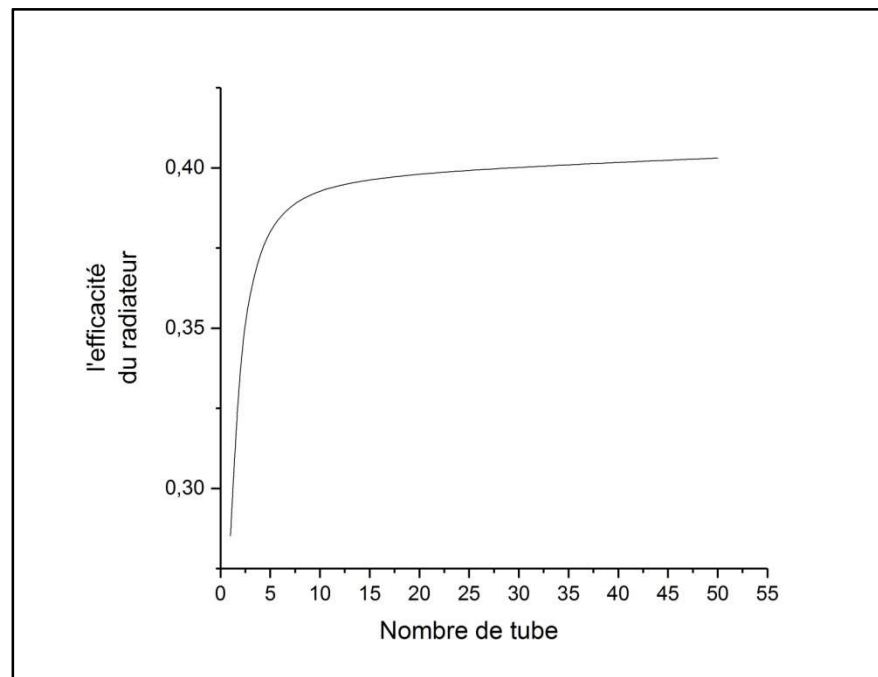
Le tableau 3.3 montre l'influence du nombre des tubes sur l'efficacité du radiateur dans le cas d'une seule ailette :

Nombre de Tubes	Efficacité	Nombre de Tubes	Efficacité	Nombre de Tubes	Efficacité
1	0,2852	11	0,3937	21	0,3983
2	0,3371	12	0,3945	22	0,3985
3	0,3605	13	0,3952	23	0,3987
4	0,3728	14	0,3957	24	0,3990
5	0,3800	15	0,3962	25	0,3992
6	0,3845	16	0,3967	26	0,3994
7	0,3876	17	0,3970	27	0,3996
8	0,3898	18	0,3974	28	0,3998
9	0,3914	19	0,3977	29	0,4000
10	0,3927	20	0,3980	30	0,4001

Nombre de Tubes	Efficacité	Nombre de Tubes	Efficacité
31	0,4003	41	0,4018
32	0,4005	42	0,4020
33	0,4006	43	0,4021
34	0,4008	44	0,4023
35	0,4009	45	0,4024
36	0,4011	46	0,4025
37	0,4013	47	0,4027
38	0,4014	48	0,4028
39	0,4016	49	0,4029
40	0,4017	50	0,4031

**Tableau 3.3:** Variation de l'efficacité avec le nombre des tubes

Les résultats du **Tableau 3.3** sont représentés dans la figure 3.4. On remarque que l'efficacité du radiateur augmente rapidement pour 5 tubes, légèrement entre 5 et 15 tubes, puis reste presque constante.



**Figure 3.4** Evolution de l'efficacité en fonction du nombre des tubes pour une seule ailette

- Influence de nombre d'ailettes sur l'efficacité du radiateur

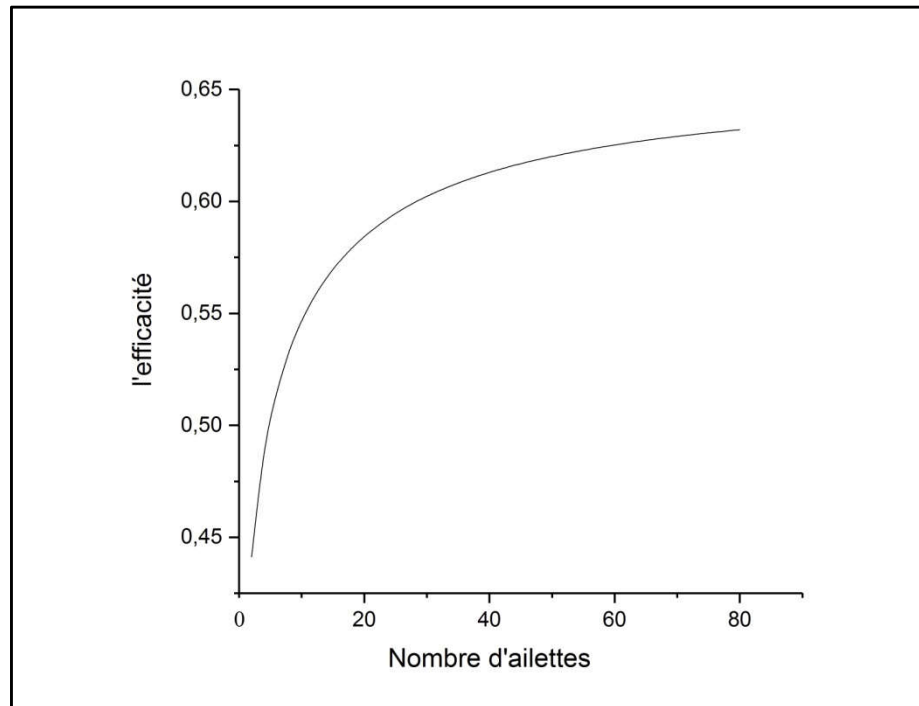
Les calculs de l'efficacité du radiateur sont à  $N_t = 15$



nai	eff	nai	eff
2	0,4412	42	0,6146
4	0,4877	44	0,6161
6	0,5145	46	0,6175
8	0,5329	48	0,6189
10	0,5465	50	0,6201
12	0,5572	52	0,6212
14	0,5659	54	0,6223
16	0,5730	56	0,6233
18	0,5791	58	0,6243
20	0,5843	60	0,6252
22	0,5888	62	0,6261
24	0,5928	64	0,6269
26	0,5963	66	0,6276
28	0,5994	68	0,6284
30	0,6023	70	0,6290
32	0,6048	72	0,6297
34	0,6071	74	0,6303
36	0,6092	76	0,6309
38	0,6112	78	0,6315
40	0,6130	80	0,6320

**Tableau 3.4** Variation de l'efficacité avec le nombre d'ailettes

Les résultats du tableau3.4 peuvent être présenter graphiquement comme se suit :



**Figure 3.5** Evolution de l'efficacité avec le nombre d'ailettes.

Nous observons que l'augmentation l'efficacité du radiateur augmente avec l'augmentation du nombre d'ailettes

### 3.5. Exploitation des résultats de simulation :

D'après les résultats de la simulation précédente on peut détermine la forme optimale du radiateur qui peut assure le refroidissement du CPU cible. La forme optimale est un radiateur fabriqué en cuivre avec  $N_t = 15$  et  $N_{ai} = 30$  avec les mêmes dimensions présenté dans le **tableau 3.1** se refroidisse par deux ventilateur de 120 mm de diamètre comme présente la **figure 3.2**.

#### 3.5.1. Vérification de la forme optimale :

On relance le programme de simulation avec les donnée du radiateur optimal; on obtient les résultats suivantes :

$T_c(^{\circ}C)$	32,409
$h_c(W/m^2K)$	$1,08 \cdot 10^{-3}$
$h_f(W/m^2K)$	50,119
Conductance global d'échange $K(W/K)$	8,168
Nombre de NUT et	0,101
Le facteur de déséquilibre R	0,406
L'efficacité de l'échangeur $\varepsilon$	0,602
Flux réel $\phi(W)$	$6,04 \cdot 10^2$
Flux maximal $\phi_{max} (W)$	1003,127
Température de l'eau à la sortie du radiateur $T_{cs}$	24,936
Température du l'air après le passage entre les ailettes et les tubes du radiateur $T_{fs}$	23,037

**Tableau 3.5** Représentant les résultats de la simulation de la forme optimale du radiateur

La figure 3.6 représente l'évolution de la température des deux fluides entre l'entrée et la sortie du radiateur. Nous remarquons donc la diminution de la température de l'eau et l'augmentation de celle de l'air.

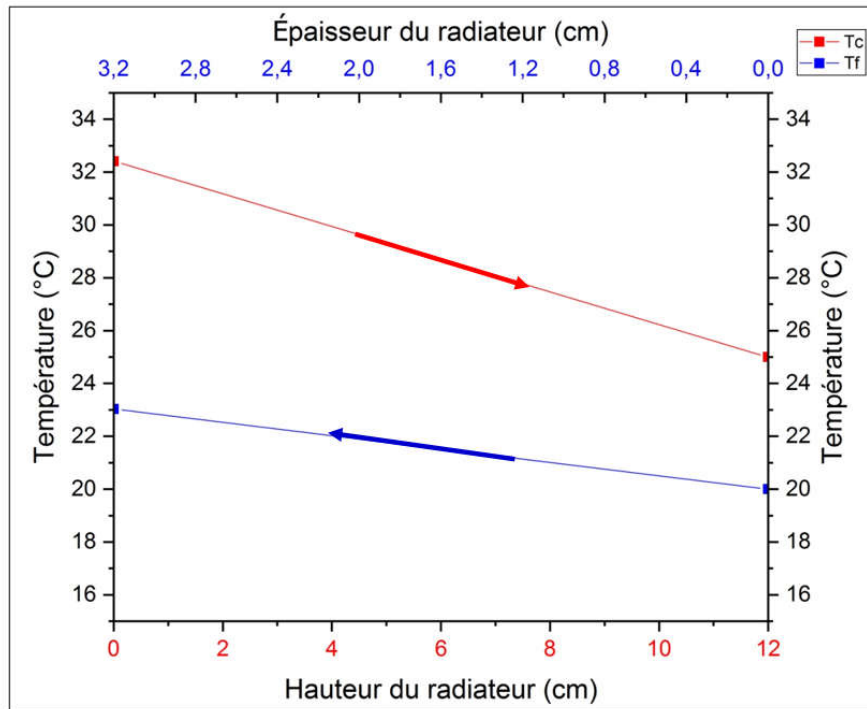
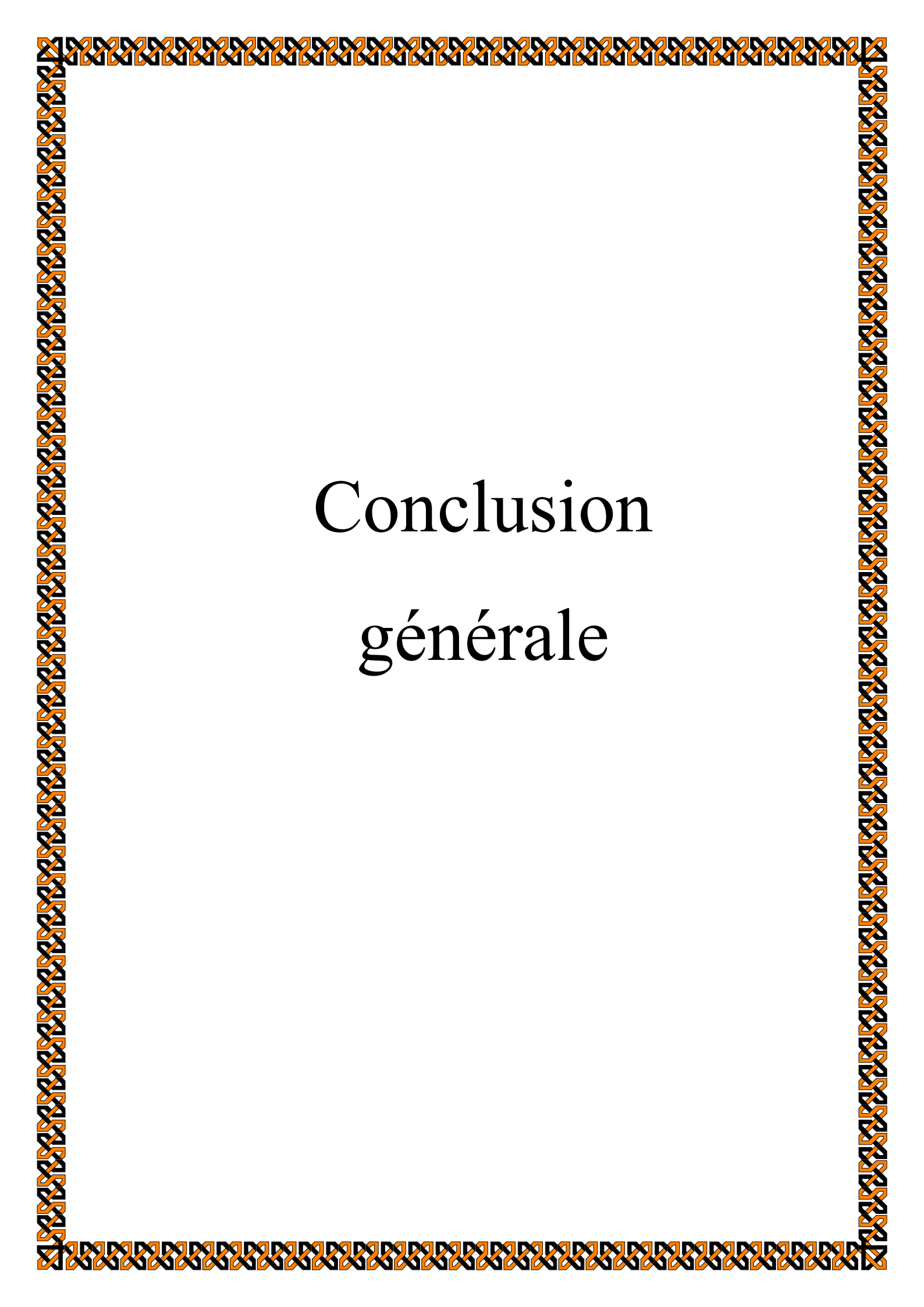


Figure3.6 Évolution de la température des deux fluides dans le radiateur

## 2.6. Conclusion

En conclusion, nous pouvons nous contenter d'un radiateur ayant un nombre d'ailettes égal à 30 et un nombre de tube égal à 15. Pour ce dernier, nous constatons que l'efficacité stagne avec l'augmentation du nombre d'ailettes et de tubes ; d'où : ces nombres obtenus sont suffisants.



# Conclusion générale

La conception de processeurs qui exécutent des tâches de manière efficace, sans surchauffe est une problématique importante de presque tous les fabricants de processeurs à ce jour. La puissance consommée par les processeurs multicœurs, due à l'augmentation du nombre de cœurs et de la fréquence de chaque processeur, est dissipée sous forme de chaleur, ce qui provoque des problèmes thermiques comme la distribution inégale de la température qui est un souci pour les concepteurs. C'est dans ce contexte que la présente contribution s'inscrit.

Le présent mémoire a pour objectif d'effectuer un calcul de transfert thermique pour un watercooling assurant le refroidissement d'un microprocesseur. Après une brève revue des différentes formes de radiateur, nous avons ciblé un radiateur contient des tubes a ailettes continue pour des raisons de simplicité de la géométrie.

Pour le calcul thermique, l'efficacité de l'ailette est prise à 70%. À travers des simulations, nous avons considéré la variation du nombre de tubes et les ailettes,

Pour un flux thermique maximal imposé de 95 W (puissance du microprocesseur), nous avons conclu que la température de l'eau à la sortie du waterblock augmente avec l'augmentation du débit volumique.

À cet effet, nous avons opté pour le cuivre qui un matériau plus rentable que d'autre matériaux (l'aluminium...ect). Aussi, la température de l'eau à la sortie du radiateur diminue avec l'augmentation de nombre des tubes et le nombres d'ailettes; néanmoins, la température de l'eau refroidie ne peut jamais dépasse les 25 °C.

Après simulation et calcul thermique, le meilleur choix correspond à un radiateur ayant le nombre des tubes égale à 15 et le nombre d'ailettes égale à 30.

À travers ce projet de fin d'étude, plusieurs thématiques d'investigation peuvent être dégagées ; à savoir :

- La simulation numérique du watercooling thermique par des codes de calcul (Fluent, Ansys).
- Tester plusieurs géométries du radiateur thermique pour dégager la meilleure.
- Réduire le bruit dû à l'utilisation de ventilateurs.
- Tester d'autres fluides caloporteurs.



# Liste de références

## Liste des références

- [1] J-L Battaglia, A. Kusiak et J-R Puiggali, Introduction aux transferts thermiques, Dunod, 2010.
- [2] H. Louahlia et S. Yon, Dissipation thermique dans les composants/systèmes électroniques, rapport interne NAE-1214-01-R1A, AREELIS Technologies et Laboratoire Universitaire des Sciences Appliquées de Cherbourg, 2015.
- [3] K. Foudil. Polycopié de Cours TRANSFERT THERMIQUE, UNIVERSITE MUSTAPHA STAMBOULI DE MASCARA, 2017.
- [4] K. Belabes A. Bousbaine, Comparaison des efficacités des ailettes de quelques formes géométriques, Université Akli Mohand Oulhadj de Bouira, 2018.
- [5] H. BENNACEUR et N.YETTOU. Etude de l'effet du décalage de tube sur les performances d'un échangeur de chaleur, UNIVERSITE MOHAMED BOUDIAF - M'SILA, 2019.
- [6] <https://www.intel.fr/content/www/fr/fr/products/processors/core/i9-processors/i9-9900k.html>
- [7] J. Padet, ECHANGEURS THERMIQUES. Méthodes globales de calcul avec 11 problèmes résolus, Elsevier Masson, 1994
- [8] Y. Jannot et C. Moyne, Transferts thermiques Cours et 55 exercices corrigés, Ecole des Mines Nancy, 2012
- [9] Mounir Bennajah et Naoil Chaouni, échangeur de chaleur Technologie, calcul et design, Editions TECHNIP 2014(encrassement)
- [10] A. Haddad, Transferts thermiques, Dar-El-Djazairia, Alger 2001.

## الملخص

يعد تبريد معالجات الحواسيب نقطة مهمة من أجل ضمان عملها الجيد في معالجة المعلومات بسرعة معتبرة. من خلال عملنا في مذكرة التخرج استطعنا أن نستخرج أهم العوامل التي تتدخل في الحساب الحراري لنظام تبريد المعالج بالماء والتي تتلخص في حجم المبادل الحراري و عدد الأنابيب و الزعانف المكونة له. من أجل دراسة نظام التبريد بالماء قمنا بأخذ معالج استطاعته 95 واط و درجة حرارته القصوى المسموح بها هي  $100^{\circ}\text{C}$ .

من خلال هذه الدراسة تم إيجاد العدد الأمثل للزعانف و الأنابيب المكونة للمبادل الحراري من أجل تبريد المعالج.

**الكلمات المفتاحية:** نقل حراري ، تبريد مائي ، زعانف ، مبادل حراري

## RESUME

La dissipation de chaleur des microprocesseurs est un point important pour assurer leur bon fonctionnement. L'évacuation de la chaleur oblige de mettre en place un watercooling optimisé.

À travers ce modeste Projet de Fin de Cycle, nous avons pu dégager les éléments qui interviennent dans le calcul thermique d'un watercooling destiné au refroidissement d'un microprocesseur. Ces éléments se résument principalement à un radiateur équipé dans l'ensemble du système d'un watercooling aussi les dimensions et le nombre d'ailette et de tubes utilisé pour la fabrication.

Pour cette étude, nous avons considéré un watercooling assurant le refroidissement d'un microprocesseur d'une puissance moyenne de 95 W et une température admissible de  $100^{\circ}\text{C}$ .

À travers des simulations relatives au calcul thermique, le nombre d'ailettes et de tubes et le débit d'eau optimale ont été dégagés.

**Mots clés :** transfert thermique, watercooling, ailette, échangeur de chaleur

## ABSTRACT

The heat dissipation of the microprocessors is an important point to ensure their good functioning. The removal of heat requires the implementation of optimized water-cooling.

Through this modest End-of-Cycle Project, we were able to identify the elements involved in the thermal calculation of a watercooling intended for cooling a microprocessor. These elements mainly boil down to a radiator equipped throughout the system with a watercooling also the dimensions and the number of fins and tubes used for manufacturing.

For this study, we considered a watercooling system ensuring the cooling of a microprocessor with an average power of 95 W and an admissible temperature of  $100^{\circ}\text{C}$ .

Through thermal calculation simulations, the number of fins and tubes and the optimum water flow were identified.

**Keywords:** Thermal transfer, watercooling, fins, heat exchanger