



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
République Algérienne Démocratique et Populaire  
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي  
Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la Recherche Scientifique

جامعة وهران 2 محمد بن أحمد  
Université d'Oran 2 Mohamed Ben Ahmed  
معهد الصيانة والأمن الصناعي  
Institut de Maintenance et de Sécurité Industrielle

Département de sécurité industrielle et environnement  
**MÉMOIRE**

Pour obtention du diplôme de Master

**Filière :** Electromécanique  
**Spécialité :** Maintenance Industriel

**Thème**

***SIMULATION NUMÉRIQUE EN 2D DU  
TRANSFERT THERMIQUE  
A TRAVERS UN DISSIPATEUR DE CHALEUR***

Présenté et soutenu publiquement par :

KORI MILOUD Mohamed Nadjib  
ABDELOUAFI Ahmed

Devant le jury composé de :

Nom et Prénom	Grade	Etablissement	Qualité
Mr.BELKACEM Belkacem	MCA	IMSI	Président
Mr.ADJLOUA Abdelaziz	MCB	IMSI	Examineur
Mr.BOUHAMRI Noureddine	MCA	IMSI	Encadreur

Année 2022/2023



# *Remerciements*

*Nous remercions tout d'abord ALLAH le tout puissant qui nous éclaire le bon chemin. Nous tenons à remercier notre encadreur Dr. BOUHAMRI Noureddine, pour nous avoir offert les conditions favorables et pour nous avoir parfaitement guidé tout le long de la réalisation de ce travail. Nous avons particulièrement apprécié ses encouragements, ses conseils qui ont contribué à la réalisation de ce travail.*

*Je remercie mes parents, qui se sont sacrifiés pour mon bien être et ma famille qui m'a encouragé pour mes études.*

*Nous remercions toute personne m'ayant aidé de près ou de loin à l'achèvement de ce travail, spécialement tous les enseignants du département d'électromécanique de l'institut de maintenance et sécurité industriel à université Oran 2 Mohamed Ben Ahmed*

*Enfin une pensée amicale à tous mes collègues et mes proches amis pour les moments que nous avons partagés ensemble durant ces années de formation.*



## *Dédicace*

Je dédie ce modeste travail à tous ceux qui ont été présents pour moi,

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude pour votre soutien tout au long de mon parcours d'études et spécialement à ma mère ma plus grande source d'inspiration. Votre amour, vos encouragements et votre présence constante ont été des moteurs essentiels de ma réussite.

Votre soutien inconditionnel m'a donné la confiance nécessaire pour persévérer dans les moments difficiles. Vos conseils avisés et votre bienveillance m'ont guidé sur le chemin de la réussite académique.

Je vous remercie du fond du cœur pour votre rôle essentiel dans cette étape importante de ma vie. Votre soutien indéfectible restera à jamais gravé dans mon cœur.

Avec tout mon amour et ma reconnaissance,

*Nadjib*

## Résumé

Ce travail de recherche se concentre sur l'étude numérique comparative des performances thermohydrauliques d'un dissipateur thermique utilisé pour le refroidissement des composants électroniques. La convection forcée, qui est un phénomène de transfert thermique associé aux écoulements de fluide, joue un rôle clé dans ce processus.

L'objectif principal de cette étude est d'analyser l'effet des paramètres géométriques du dissipateur thermique ainsi que des paramètres de fonctionnement sur le comportement dynamique et thermique de l'air à l'intérieur du canal. Des simulations numériques sont réalisées pour comparer les performances d'un écoulement turbulent incompressible de l'air à travers un dissipateur thermique

**Les mots-clés :** convection forcée, Refroidissement des composants électroniques, éléments finis, Canal horizontal.

## Abstract

This research focuses on the comparative numerical study of the thermohydraulic performance of a heat sink used for cooling electronic components. Forced convection, which is a heat transfer phenomenon associated with fluid flow, plays a key role in this process. The main objective of this study is to analyze the effect of geometric parameters of the heat sink as well as operational parameters on the dynamic and thermal behavior of the air inside the channel. Numerical simulations are conducted to compare the performance of turbulent incompressible airflow through a heat sink.

Keywords: forced convection, cooling of electronic components, Finished elements method, horizontal channel.

## المخلص

يتركز هذا البحث على الدراسة العددية المقارنة للأداء الحراري-الهيدروليكي لجهاز تبريد يستخدم لتبريد المكونات الإلكترونية. تلعب التوجيه القسري، وهو ظاهرة نقل الحرارة المرتبطة بتدفق السائل، دورًا رئيسيًا في هذه العملية. الهدف الرئيسي لهذه الدراسة هو تحليل تأثير المعلمات الهندسية لجهاز التبريد بالإضافة إلى المعلمات التشغيلية على السلوك الديناميكي والحراري للهواء داخل القناة. يتم إجراء محاكاة عددية لمقارنة أداء تدفق الهواء اللامضطرب عبر جهاز التبريد

**الكلمات المفتاحية :** الحمل الحراري العنفي, تبريد المكونات الإلكترونية, العناصر المنتهية, قناة أفقية.

# Sommaire

Introduction générale.....	1
Chapitre I Généralités et revue bibliographies.....	3
I.1 Introduction .....	4
I.2. Modes de transfert thermique .....	5
I-2-1 Conduction .....	5
I-2-2- Rayonnement .....	6
I-2-3-Convection .....	7
I-2-3-1- Convection naturel (libre) .....	7
I-2-3-2-Convection forcée .....	8
I-2-3-3-Convection mixte .....	8
I-2-4-Coefficient de transfert thermique .....	9
I-2-5 Domaines d'applications de la convection naturelle.....	9
I-2-6 Quelques techniques d'amélioration du transfert de chaleur .....	10
I-3-Systèmes de refroidissement des composants électroniques .....	11
I-3-1-Composants électroniques .....	11
I-3-2-Systèmes de refroidissement.....	12
I-3-2-1-Refroidissement à l'air.....	12
I-3-2-2-Refroidissement par liquide caloporteur.....	13
I-3-2-3-Refroidissement diphasique (caloducs) .....	14
1.3.2.4. huile minérale .....	14
I-3.4.6 Huiles esters synthétique .....	15
I.4. Synthèse bibliographique.....	15
I.5. Conclusion .....	19
Chapitre II Modèle mathématique.....	1
II -1- Introduction .....	21
II-2- Aperçu sur la Convection .....	21

II-2-1 Convection forcé.....	21
II.3 Régime d'écoulement.....	22
II.4. Hypothèses simplificatrices.....	23
II.5. Equations du modèle mathématique .....	24
II.5.1. Eléments mathématiques de base .....	24
II.5.2. Equations gouvernantes dimensionnelles.....	24
II.5.2.1 Equation de continuité .....	25
II.5.2.2. Equation de quantité de mouvement (ou équation de Navier-Stokes).....	25
II.5.2.3. Equation de l'énergie .....	25
II.5.3. Equation gouvernantes adimensionnelles.....	26
II.6. Les modèles mathématiques de turbulence.....	27
II.6.1. Modèle à zéro équation.....	27
II.6.2. Modèle à équation de transport .....	27
II.6.3. Le modèle K- $\epsilon$ : modèle à deux équations .....	28
II.7. Des nombre essentiels .....	30
II.7.1. Nombre de Grashof .....	30
II.7.2. Nombre de Rayleigh.....	30
II.7.3. Nombre de Prandtl.....	31
II.8. Expression du flux de chaleur par convection.....	31
II.9. Transfert de chaleur.....	33
II.10. Conclusion.....	34
Chapitre III Résultats et discussion .....	36
III.1. Introduction.....	36
III.2. Présentation du Logiciel Comsol multiphysics.....	36
III.2.1. COMSOL MULTIPHYSICS (FEMLAB) : est un .....	36
III.2.2. Plan de décisions et de construction.....	37
III.2.3. Contexte Gravitation sur un canal en 2D .....	38
III.2.3.1. Introduction à l'interface utilisateur de COMSOL 6.0.....	38
III.2.3.2. Création du modèle de simulation .....	38
III.2.3.3. Définition des paramètres globaux et création de la géométrie.....	39
III.2.3.4. Ajout des propriétés du matériel composant le canal .....	40

III.2.3.5. Ajout des conditions frontières .....	40
III.2.3.6. Maillage .....	40
III.2.3.7. Simulation et traitement des résultats .....	41
III.3. Description de la simulation géométrique .....	42
III.3.1 Problématique .....	42
III.3.2. Les conditions aux limites.....	42
III.3.3 Les matériaux utilisés.....	42
III.4. Maillage .....	43
III.4.1 Choix du maillage .....	43
III.4.2 Test de convergence .....	45
III.4.3 Comparaison des résultats .....	46
III.5. Discussion et interprétation des résultats.....	47
III.5.1. Etude du profil de vitesse .....	47
III.5.2. Etude du profil de température.....	48
III.6. Discussion et interprétation des résultats pour différent valeur Reynolds.....	50
III.6.1. Profils de vitesse pour différentes valeurs de Reynolds.....	50
III.6.2. Profils de Température pour différentes valeurs de Reynolds .....	53
III.6.3 Profil température et vitesse pour Différent position .....	55
III.6.3.1 Profil température pour Différent position .....	55
III.6.3.2 Profil vitesse pour Différent position .....	57
III.6.4 Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds.....	58
III.8. Etude de cas .....	58
III.8.1 Dissipateur de forme circulaire .....	59
III.8.1.1 Profil vitesse .....	59
III.8.1.2 Profil température .....	61
III.8.2 Dissipateurs de forme losanges .....	62
III.8.2.1 Profil vitesse .....	62
III.8.2.2. Profil température .....	64
III.9. Discussion des résultats d'étude de cas.....	65
III.10 Conclusion .....	66
Conclusion générale .....	67

## Listes des figures

Figure I-1 : La densité des composants et la performance maximale d'exécution .....	5
Figure I-2: conduction thermique.....	6
Figure I-3 : Principe du rayonnement thermique.....	6
Figure I-4 : transfert de chaleur par convection.....	7
Figure I-5: Convection naturelle.....	7
Figure I-6 : Schéma de la convection forcée.....	8
Figure I-7: Gradient de vitesse dans la couche limite.....	9
Figure I-8 : Présentation type des composants électroniques [7].....	11
Figure I-10 : Système de refroidissement à air passif. [10].....	12
Figure I-9 : Système de refroidissement forcé par air Radiateur et ventilateur [11] .....	12
Figure I-11 : Schéma simplifié de refroidissement par liquide.....	13
Figure I-12 : Processus de raffinage pour les huiles brutes.....	14
Figure I-13 : Canal horizontal contenant deux composants [20].....	15
Figure I-15 : Distribution non uniforme.....	16
Figure I-14 : Enceinte bidimensionnelle avec des sources de chaleur sur la paroi verticale.....	16
Figure III-1 : Modules COMSOL MULTIPHYSICS .....	37
Figure III-2 : Interface utilisateur de COMSOL 6.0 .....	39
Figure III-3 : Ajout de paramètres au modèle.....	39
Figure III-4 : État du modèle avant de simuler .....	41
Figure III-5: Géométrie étudiée .....	42
Figure III-6 : Optimisation Maillage.....	45
Figure III-7: Profil vitesse pour différent maillage .....	46
Figure III-8 : Teste de convergence maillage coraser .....	47
Figure III-9 : Représentation spatiale de la vitesse .....	48
Figure III-10: Lignes de courant et isovaleurs de vitesse pour $U_{in}=5m/s$ .....	48
Figure III-11 : Isovaleurs température .....	49
Figure III-12: Contour de température.....	49
Figure III-13 : Isovaleurs pression (Pa) .....	49
Figure III-14 : Représentation spatiale de la vitesse pour $Re= 5000$ .....	50
Figure III-15 : Lignes de courant et isovaleurs de vitesse pour $Re=5000$ .....	50
Figure III-16 : Représentation spatiale de la vitesse pour $Re= 10000$ .....	50
Figure III-17 : Lignes de courant et isovaleurs de vitesse pour $Re=10000$ .....	51
Figure III-18 : Représentation spatiale de la vitesse pour $Re= 15000$ .....	51
Figure III-19 : Lignes de courant et isovaleurs de vitesse pour $Re=15000$ .....	51
Figure III-20 : Représentation spatiale de la vitesse pour $Re= 20000$ .....	52
Figure III-21 : Lignes de courant de vitesse pour $Re=20000$ .....	52
Figure III-22 : Représentation spatiale de la vitesse pour $Re= 25000$ .....	52
Figure III-23 : Lignes de courant de vitesse pour $Re=25000$ .....	53

Figure III-24 : Contour de température et isovaleurs pour $Re=5000$ .....	53
Figure III-25 : Contour de température et isovaleurs pour $Re=10000$ .....	54
Figure III-26 : Contour de température et isovaleurs pour $Re=15000$ .....	54
Figure III-27 : Contour de température et isovaleurs pour $Re=20000$ .....	54
Figure III-28 : Contour de température et isovaleurs pour $Re=25000$ .....	55
Figure III-29 : Profil température pour $x=0.012$ .....	56
Figure III-30 : Profil température pour $x=0.008$ .....	56
Figure III-31 : Profil température pour $x=0.018$ .....	56
Figure III-32 : Profil vitesse pour $y=0.002$ .....	57
Figure III-33 : Profil vitesse pour $y=0.0035$ .....	57
Figure III-34 : Profil vitesse pour $y=0.0048$ .....	57
Figure III-35 : Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds.....	58
Figure III-36 : validation résultat avec profil vitesse $x=0.012$ .....	60
Figure III-37 : Géométrie étudié 1er cas.....	60
Figure III-38 : Profil vitesse 1er cas pour $Re=5000$ .....	61
Figure III-39 : Profil vitesse 1er cas pour $Re=15000$ .....	61
Figure III-40 : Profil vitesse 1er cas pour $Re=25000$ .....	62
Figure III-41 : Profil température 1er cas pour $Re=5000$ .....	62
Figure III-42 : Profil température 1er cas pour $Re=15000$ .....	63
Figure III-43 : Profil température 1er cas pour $Re=15000$ .....	63
Figure III-44 : géométrie étudié 2eme cas .....	63
Figure III-45 : Profil vitesse 2eme cas pour $Re=5000$ .....	64
Figure III-46 : Profil vitesse 2eme cas pour $Re=15000$ .....	65
Figure III-47 : Profil vitesse 2eme cas pour $Re=25000$ .....	65
Figure III-48 : Profil température 2eme cas pour $Re=5000$ .....	66
Figure III-49 : Profil température 2eme cas pour $Re=15000$ .....	66
Figure III-50 : Profil température 2eme cas pour $Re=25000$ .....	66

**Symbole**

Symbole	Définition	Unité
$\Phi$	La densité du flux de chaleur	[w]
$\varphi$	Densité de flux de chaleur transmis par convection	[w/m <sup>2</sup> ]
h	Coefficient de transfert thermique	[w/m <sup>2</sup> .k]
S	Surface d'une paroi	[m <sup>2</sup> ]
T <sub>c</sub>	Température de la paroi chaude	[K]
T <sub>f</sub>	Température de la paroi froide	[K]
U	Vitesse du fluide	[m/s]
P	La masse volumique	[Kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_0$	Masse volumique de référence	[Kg/m <sup>3</sup> ]
B	Coefficient de délitation cubique du fluide	[k <sup>-1</sup> ]
T <sub>0</sub>	Température de référence	[K]
C <sub>p</sub>	Chaleur spécifique	[j/kg.k]
M	Viscosité dynamique	[Pa.s]
H	Hauteur	[m]
L <sub>c</sub>	Langueur vertical	[m]
P	La pression	[Pa]
G	L'accélération due à la gravite terrestre	[m/s <sup>2</sup> ]
$\nu$	Viscosité cinématique	[m <sup>2</sup> /s]
A	La diffusivité thermique	[m <sup>2</sup> /s]
$\lambda$	Conductivité thermique	[w/m.k]
$\Delta T$	Différence de température	[K]
$\theta$	Température adimensionnelle	Sans unité
T <sub>p</sub>	Température de la surface du solide	[K]
N	Nombre des nœuds	Sans unité

**Nombres adimensionnels**

Symbole	Nombre
Gr	Nombre de Grashof
Ra	Nombre de Rayleigh
Nu	Nombre de Nusselt locale
Pr	Nombre de Prandlt

### Introduction générale

De nombreux processus utilisés dans l'industrie sont souvent des lieux d'échange de chaleur, soit parce que quelque chose est recherché, soit parce que ces choses se produisent d'une manière ou d'une autre.

Par conséquent, les connaissances de base dans ce domaine appartiennent à l'ingénieur de production ou de développement pour :

- Comprendre les phénomènes physiques qu'il observe.
- Maîtriser les procédés et donc la qualité des produits.

Le deuxième principe de la thermodynamique reconnaît que la chaleur (ou l'énergie thermique) ne peut être transférée que d'un objet chaud à un objet froid, c'est-à-dire d'un objet à une température donnée à un objet à une température inférieure., donc le transfert de chaleur qui doit être fait est appelé transfert de chaleur ou transfert de chaleur est le transfert d'énergie sous la forme d'un microscope désordonné. Deux objets qui ont la même température sont dits en « équilibre thermique ». S'ils ont des températures différentes, le corps le plus chaud transfère de l'énergie au corps le plus froid : il y a transfert de chaleur, L'étude des transferts de chaleur complète l'étude de la thermodynamique en décrivant la manière dont s'effectuent les transferts d'énergie. Contrairement à la thermodynamique, la thermodynamique fournit des informations sur les modes de transport dans des situations de non-équilibre et valeur du flux de chaleur. La thermodynamique établit les conditions de ce transfert de chaleur détermine les conséquences qui en résultent, mais elle n'a rien à voir avec la vitesse de cette transmission. En thermodynamique classique, les transitions réversibles supposent essentiellement un équilibre proche, de sorte que l'échange ne peut se produire qu'entre des objets à des températures très proches.

Le transfert de chaleur a été utilisé pour limiter les contraintes sur la conception et le fonctionnement des équipements utilisés dans de nombreuses industries et plus récemment dans l'industrie électronique.

Au cours des deux dernières décennies, l'étude du transfert de chaleur sur des sources de chaleur discrètes est devenue un sujet d'intérêt en raison des progrès de l'électronique. Systèmes de refroidissement, la recherche devrait se concentrer sur des conceptions de

systèmes de refroidissement qui assurent un meilleur transfert de chaleur tout en gardant le système de refroidissement global petit et moins coûteux.

C'est dans ce contexte que nous allons mener notre étude. L'objectif de ce travail consiste donc à étudier numériquement le refroidissement des composants électroniques par un transfert de chaleur conjugué.

Le présent manuscrit s'organise autour de trois chapitres comme suite :

Dans le premier chapitre on a une généralité sur le refroidissement des composants électroniques et une synthèse bibliographique concernant les problèmes d'évacuation de chaleur dus à la Miniaturisation,

Et concernant le deuxième chapitre nous exposons les équations mathématiques qui gouvernent le problème physique à étudier.

Le troisième chapitre Présente la simulation numérique, les différents schémas et algorithmes suivant l'ordre de précision, cette partie du travail nous permet de bien comprendre la façon dont laquelle les équations gouvernantes sont résolues.

Cette étude numérique sera suivie d'une interprétation des résultats (champs de vitesse, de température).

On achève notre étude par une conclusion générale.

# **Chapitre I** Généralités et étude bibliographie

## I.1 Introduction

Les solutions de refroidissement efficaces sont essentielles pour prévenir les pannes thermiques et assurer la longévité des composants électroniques à semi-conducteurs. Toutefois, l'augmentation significative de la génération de chaleur dans la microélectronique moderne a rendu les méthodes de refroidissement traditionnelles insuffisantes pour faire face aux charges thermiques intensives des processeurs de dernière génération. Ainsi, l'industrie de la microélectronique exprime un besoin urgent de systèmes de refroidissement pratiques et efficaces qui surpassent les seuils d'efficacité thermique.

Les dissipateurs thermiques à micro-canaux sont considérés comme des pionniers dans ce domaine et ont le potentiel de répondre aux exigences élevées de refroidissement. La feuille de route technologique pour les semi-conducteurs prévoit une augmentation significative du nombre de composants intégrés dans un dispositif, ce qui a stimulé la recherche de techniques innovantes pour améliorer le potentiel thermique des futures applications.

La miniaturisation des composants électroniques, grâce aux progrès de la gravure des circuits intégrés et du développement de l'électronique de puissance, a ouvert de nouveaux domaines d'application. Cependant, cette course à la miniaturisation entraîne des limitations de fonctionnement et des contraintes de température pour assurer un bon fonctionnement des composants de puissance. La recherche sur les propriétés thermiques des composants électroniques et des alimentations joue donc un rôle important dans la conception de fonctions électroniques soumises à des environnements extrêmes, car la surchauffe peut réduire les performances et endommager les composants.

Actuellement, les composants de puissance consomment plusieurs centaines de watts par centimètre carré, ce qui pose des défis en termes de dissipation thermique pour le développement de composants miniaturisés et à haute fréquence. Il est donc crucial de concevoir des systèmes de refroidissement pour prévenir les problèmes locaux ou globaux.

Différentes méthodes de refroidissement, telles que la convection naturelle et forcée avec écoulement gaz-liquide, ont été étudiées pour améliorer les performances de transmission de la dissipation thermique et augmenter l'efficacité du refroidissement. La convection naturelle convient aux systèmes de faible puissance et à faible densité de flux, tandis que la convection

forcée est plus adaptée aux systèmes de grande capacité et à grande échelle nécessitant une dissipation thermique plus élevée.

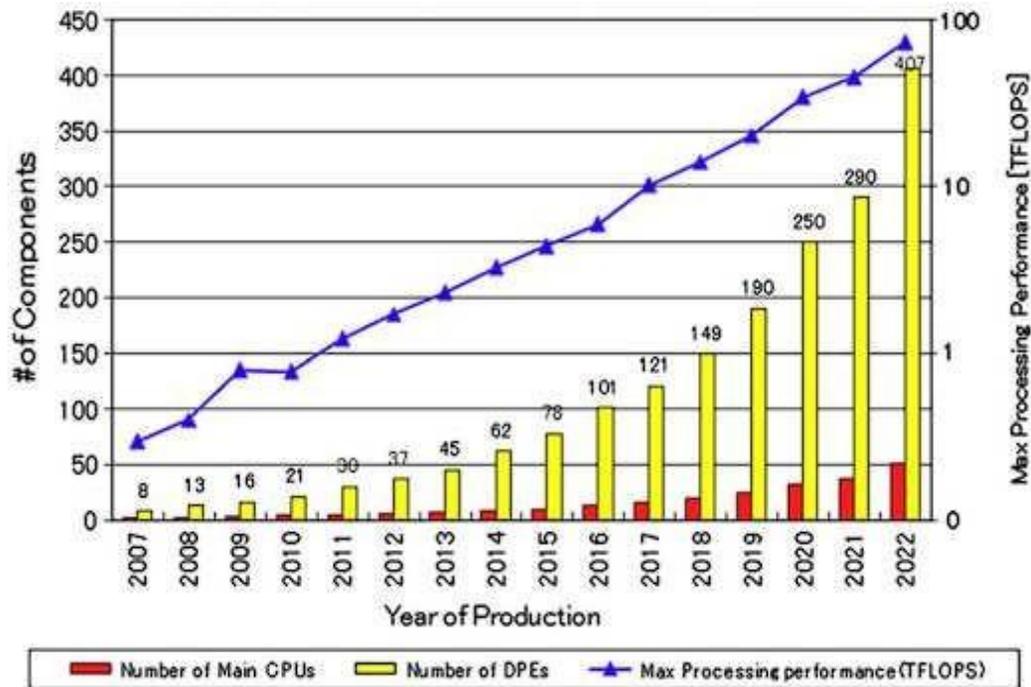


Figure I-1 : Densité des composants et la performance maximale d'exécution

## I.2. Modes de transfert thermique

On distingue 3 modes de transmission de la chaleur, il s'agit de :

### I.2.1 Conduction

La conduction thermique est un mode de transfert d'énergie qui se produit au niveau microscopique.

Dans un solide non métallique, le transfert d'énergie entre deux régions de températures différentes s'effectue par l'échange de vibrations entre les atomes du réseau cristallin. Dans les métaux, la chaleur est également transportée par les électrons de conduction, donc davantage est transférée

Conduction thermique rapide sur de courtes distances, très lente sur de longues distances [1].

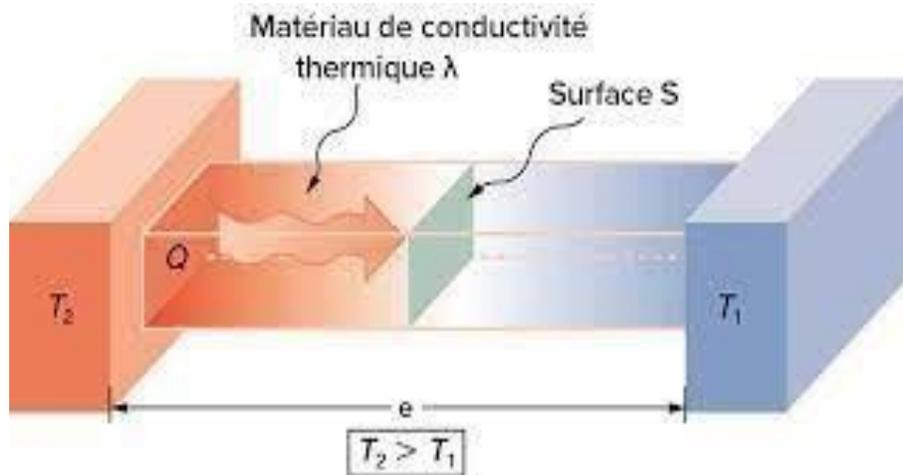


Figure I-2: Conduction thermique

## I.2.2 Rayonnement

Le terme rayonnement s'applique à toutes les communications distantes entre objets au moyen d'ondes électromagnétiques.

L'échange peut avoir lieu lorsque des objets sont dans le vide ou par tout milieu transparent aux ondes électromagnétiques [2].

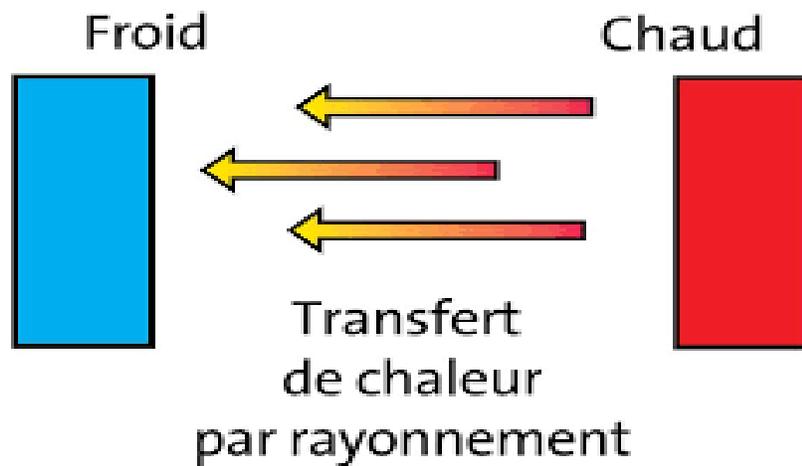


Figure I-3 : Principe du rayonnement thermique

### I.2.3 Convection

La convection est le transfert d'énergie thermique qui accompagne le transport de la matière à l'état liquide. Ce liquide peut être un gaz ou un liquide.

La convection provoque le déplacement global de la matière. Le mouvement de la matière se fait de manière descendante ou ascendante. Les zones les plus denses du liquide diminuent, tandis que les parties les moins denses augmentent. La convection thermique fait également référence au transfert de chaleur causé par les fluides en mouvement et les parois solides.

Il existe deux types de convection : la convection naturelle et la convection forcée [3].

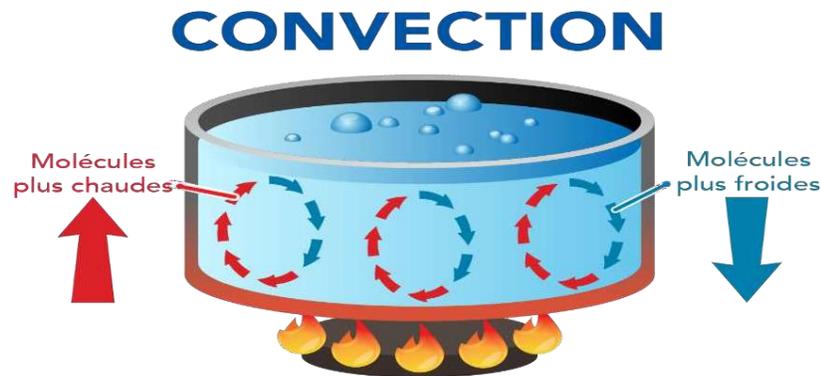


Figure I-4 : transfert de chaleur par convection.

#### I.2.3.1 Convection naturel (libre)

Il y a convection naturelle lorsque le mouvement est dû à Flottabilité d'Archimède causée par un changement de densité à l'intérieur du liquide, conséquence d'un changement spatial de température. L'air chaud, plus léger a alors tendance à monter, tandis que l'air froid descend.

Ce mécanisme se produit dans des situations très diverses, il est responsable de l'uniformité de la température dans le salon, mais aussi des courants océaniques ainsi que de la circulation générale de l'atmosphère terrestre [4].

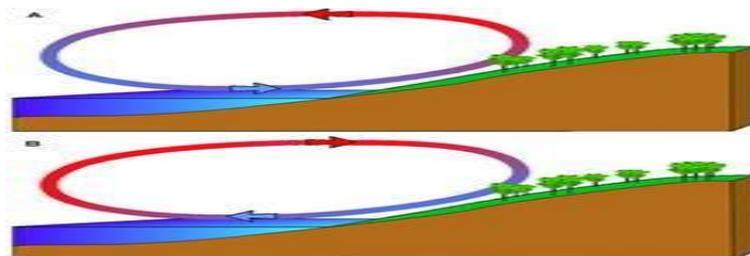


Figure I-5: Convection naturelle.

### I.2.3.2 Convection forcée

La convection forcée est une forme spécifique de transfert de chaleur qui implique la circulation forcée de fluides pour augmenter le transfert de chaleur. Cette circulation peut être créée à l'aide d'un ventilateur, d'une pompe, d'un aspirateur ou d'autres moyens similaires.

Beaucoup de personnes ont tendance à croire que la chaleur monte, mais cette affirmation simplifie l'idée que les fluides chauds sont généralement moins denses que les fluides froids. Cependant, il y a des exceptions à cette règle, comme dans le cas des couches de l'atmosphère et de la circulation thermohaline. En raison de la différence de densité, les matériaux chauds ont tendance à se retrouver au-dessus des matériaux froids en raison de leur plus grande flottabilité [5].

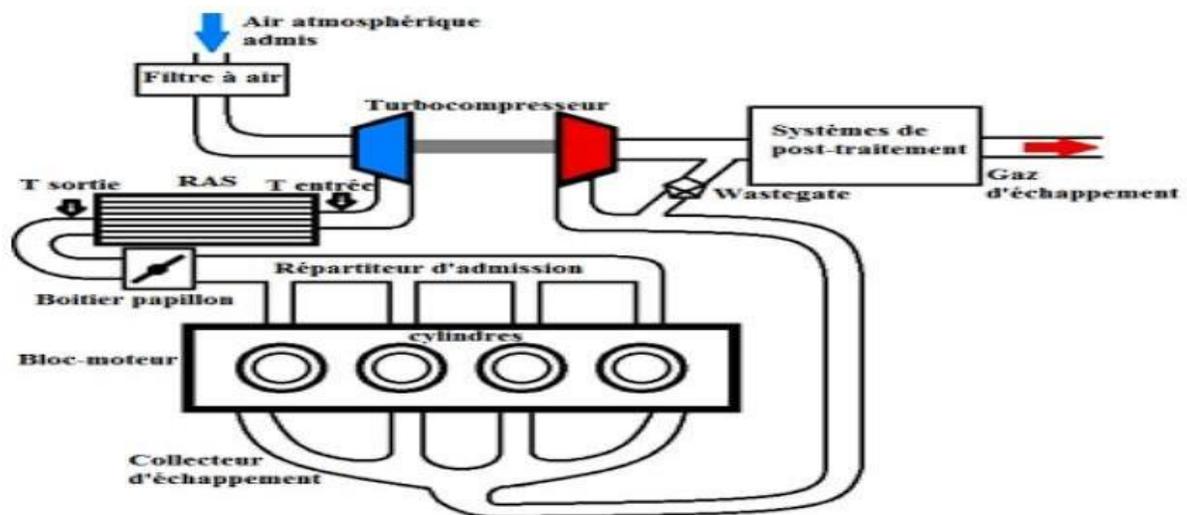


Figure I-6 : Schéma de la convection forcée

### I.2.3.3 Convection mixte

La convection mixte est un processus de transfert de chaleur qui combine la convection naturelle et la convection forcée. Ce processus permet d'accélérer le transfert de chaleur et d'améliorer l'efficacité énergétique. Il est utilisé dans les systèmes de chauffage, de climatisation et dans les processus industriels pour améliorer la distribution de l'air chaud ou froid et augmenter la vitesse de transfert de chaleur entre les fluides et les surfaces solides.

### I.2.4 Coefficient de transfert thermique

En d'autres termes, la loi de Newton sur le refroidissement décrit comment la chaleur est transférée entre une surface chaude et un fluide environnant à une température plus basse. Cette loi est représentée par l'équation  $Q_{\text{convection}} = h A (T_s - T_f)$ , où  $Q_{\text{convection}}$  est le taux de transfert de chaleur,  $h$  est le coefficient de transfert de chaleur qui dépend des propriétés du fluide environnant,  $A$  est la surface de la surface chaude,  $T_s$  est la température de la surface et  $T_f$  est la température du fluide environnant. Le coefficient  $h$  n'est pas une propriété thermodynamique, mais plutôt une corrélation simplifiée basée sur les conditions de flux et l'état du fluide. La convection implique également la présence d'une couche limite, qui est une fine couche de transition entre la surface chaude et le fluide environnant [6].

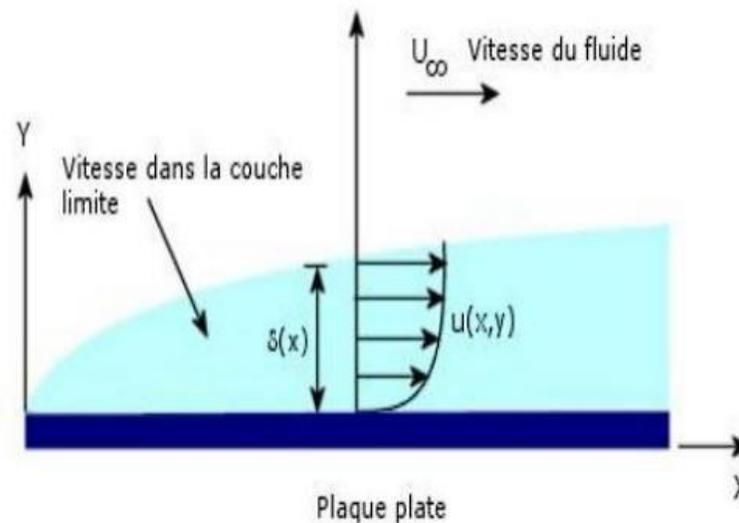


Figure I-7 : Gradient de vitesse dans la couche limite [6].

### I.2.5 Domaines d'applications de la convection naturelle

Le transfert thermique par convection a de nombreuses applications dans divers domaines, notamment :

- Refroidissement des systèmes électroniques : la convection forcée est utilisée pour refroidir les circuits électroniques et évacuer la chaleur générée par les composants.
- Climatisation et chauffage : la convection est utilisée pour chauffer ou refroidir les bâtiments en faisant circuler de l'air ou de l'eau à travers des échangeurs de chaleur.
- Industrie automobile : la convection est utilisée pour refroidir les moteurs à combustion interne et les systèmes de freinage des véhicules.
- Ingénierie aérospatiale : la convection est utilisée pour refroidir les moteurs de fusée et les aubes de turbines.
- Traitement thermique : la convection est utilisée dans le traitement thermique des métaux pour durcir et améliorer leurs propriétés mécaniques.
- Production d'énergie : la convection est utilisée dans les centrales électriques pour refroidir les générateurs de vapeur et les réacteurs nucléaires.
- Mécanique des fluides : la convection est utilisée pour étudier le mouvement des fluides et la propagation de la chaleur dans les écoulements turbulents

### **1.2.6 Quelques techniques d'amélioration du transfert de chaleur**

Il existe plusieurs techniques pour améliorer le transfert de chaleur dans différents processus. Voici quelques exemples :

- Utilisation de matériaux à haute conductivité thermique : Les matériaux à haute conductivité thermique comme les métaux sont utilisés dans les échangeurs de chaleur pour améliorer le transfert de chaleur.
- Augmentation de la surface de contact : En augmentant la surface de contact entre les deux fluides dans un échangeur de chaleur, on peut améliorer le transfert de chaleur. Cela peut être réalisé en utilisant des ailettes, des turbulateurs ou des surfaces rugueuses.
- Utilisation de fluides à haute conductivité thermique : Les fluides à haute conductivité thermique, comme l'eau ou le glycol, peuvent être utilisés pour améliorer le transfert de chaleur dans les systèmes de refroidissement.

- Utilisation de flux croisés : Les flux croisés sont utilisés dans les échangeurs de chaleur pour améliorer le transfert de chaleur. Cela permet une plus grande surface de contact entre les deux fluides et un transfert de chaleur plus efficace.
- Utilisation de la convection forcée : La convection forcée est utilisée pour améliorer le transfert de chaleur dans les fluides en mouvement, par exemple dans les radiateurs de voiture.
- Utilisation de la conduction thermique : La conduction thermique peut être utilisée pour améliorer le transfert de chaleur entre des objets en contact direct, comme dans les poêles à frire
- Utilisation de la radiation thermique : La radiation thermique peut être utilisée pour transférer la chaleur à travers l'espace, par exemple dans les fours à micro-ondes.
- Ces techniques peuvent être utilisées seules ou en combinaison pour améliorer le transfert de chaleur dans différents processus.

### I.3 Systèmes de refroidissement des composants électroniques

#### I.3.1 Composants électroniques

Les composants électroniques sont des éléments essentiels des circuits électroniques, constitués de broches métalliques encapsulées dans un matériau. Ils existent en différents types, tels que les composants discrets, intégrés, actifs, passifs, électromagnétiques, électroacoustiques et optoélectroniques. Le refroidissement des composants électroniques est crucial pour contrôler leur température, notamment dans les micro-ordinateurs équipés de processeurs haute vitesse. Les composants semi-conducteurs, fabriqués à partir de matériaux tels que le silicium, jouent un rôle clé dans la conduite ou l'isolation de l'électricité en fonction de la température ambiante.

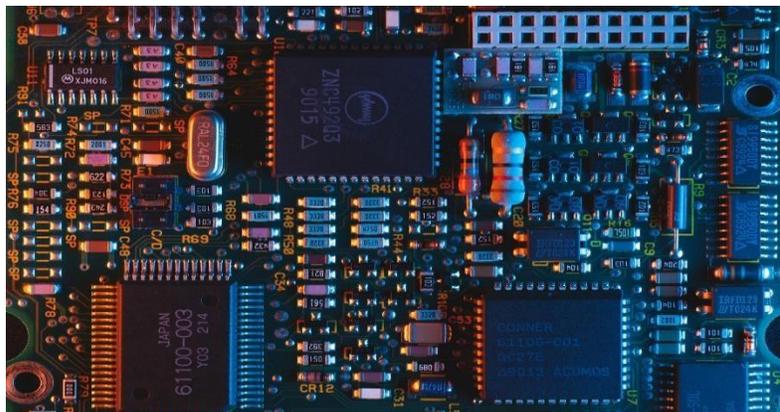


Figure I-8 : Présentation type des composants électroniques [7]

### I.3.2 Systèmes de refroidissement

Un système de refroidissement des composants électroniques contrôle la température pour éviter la surchauffe et les dommages. Il peut être passif (dissipateurs thermiques) ou actif (ventilateurs, pompes). Les types de systèmes comprennent le refroidissement à air, à liquide, thermoélectrique, par évaporation et par immersion. Le choix dépend de la configuration et de la puissance des composants [8].

#### I.3.2.1 Refroidissement à l'air

Le refroidissement à l'air est une méthode courante pour refroidir les composants électroniques. Il utilise des dissipateurs thermiques pour transférer la chaleur des composants à l'air ambiant. Le refroidissement peut être passif (uniquement des dissipateurs thermiques) ou actif (avec des ventilateurs pour augmenter le débit d'air). C'est une solution simple, fiable et abordable, mais peut avoir des limitations pour les composants de haute puissance. Le bruit des ventilateurs peut également être un inconvénient [9].

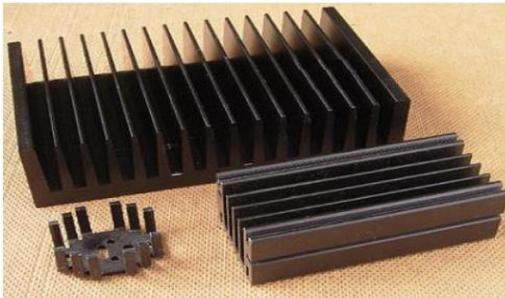


Figure I-9 : Système de refroidissement à air passif [10].

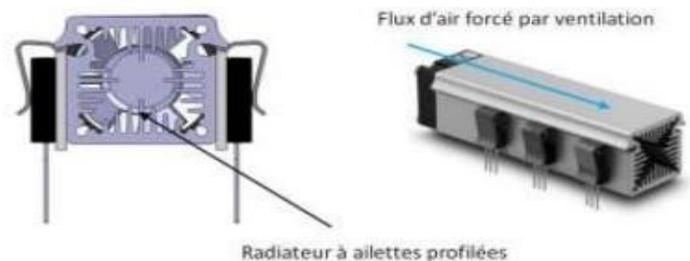


Figure I-10 : Système de refroidissement forcé par air Radiateur et ventilateur [11]

#### I.3.2.2 Refroidissement par liquide caloporteur

Le refroidissement par liquide est une méthode utilisée pour refroidir les composants électroniques en utilisant un liquide de refroidissement qui transporte la chaleur des composants vers un radiateur externe. Il offre une capacité de refroidissement supérieure au refroidissement à l'air et peut être plus silencieux. Cependant, il est plus coûteux, nécessite des composants supplémentaires et une maintenance régulière [12].

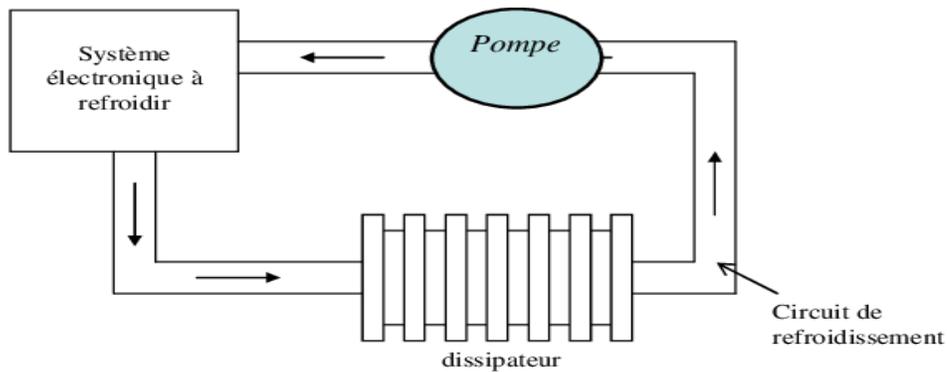


Figure I-11 : Schéma simplifié de refroidissement par liquide [12].

### I.3.2.3 Refroidissement diphasique (caloducs)

Le refroidissement diphasique, également connu sous le nom de refroidissement par caloducs, est une méthode de refroidissement utilisée dans les applications électroniques, aérospatiales et d'autres industries. Les caloducs sont des dispositifs thermiques passifs qui transfèrent la chaleur d'une source chaude à une source froide en utilisant la chaleur latente de vaporisation et de condensation d'un liquide. Ils permettent une dissipation de chaleur efficace sans avoir besoin d'une source d'énergie externe. Les caloducs sont particulièrement utiles dans les systèmes électroniques où l'espace est limité et où une dissipation de chaleur efficace est essentielle pour maintenir des températures de fonctionnement optimales et prolonger la durée de vie du système [13].

### 1.3.2.4. Huile minérale

L'huile minérale est un isolant électrique obtenu à partir du raffinage du pétrole brut. Différents types d'huiles peuvent être produits en fonction de la source de pétrole et du processus de raffinage. Le raffinage vise à extraire l'huile pour améliorer sa qualité. Les huiles minérales peuvent être paraffiniques, aromatiques ou naphthéniques, et sont des mélanges complexes contenant de nombreux hydrocarbures. Ces huiles sont utilisées comme isolants électriques dans divers équipements [14].

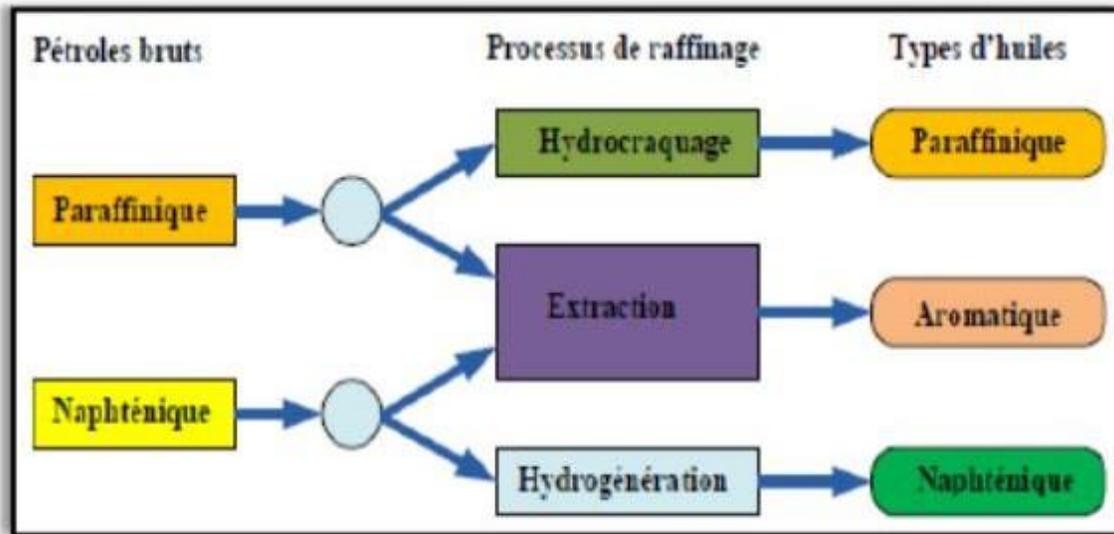


Figure I-12 : Processus de raffinage pour [14]

### 1.3.5 Huiles végétales ou esters naturels :

Les esters naturels sont des composés chimiques obtenus à partir d'huiles végétales, qui sont des ressources renouvelables. Ils sont principalement des triesters dérivés des triglycérides présents dans les huiles végétales. Ces esters sont non toxiques, biodégradables et ont une faible résistance à l'oxydation et à l'hydrolyse. Ils sont utilisés dans diverses applications électriques. Les esters naturels sont généralement produits à partir d'huiles de soja, de colza et de tournesol, mais des esters à base d'huile de noix de coco et de noix de cajou sont également en développement [15].

#### I.3.4.6 Huiles esters synthétique

Les huiles synthétiques sont des huiles obtenues par synthèse chimique et sont constituées de molécules spécialement conçues dans des conditions contrôlées. Elles ne contiennent généralement pas les composés instables ou impuretés présents dans les huiles minérales, ce qui les rend idéales pour une lubrification optimale. Les huiles synthétiques sont utilisées principalement dans des applications spéciales, notamment à des températures élevées supérieures à 90°C ou à très basses températures.

#### **I.4. Synthèse bibliographique :**

Les problèmes de dissipation thermique sont d'une grande importance dans le domaine d'industrie électronique étudier et maîtriser ces questions essentielles pour assurer un fonctionnement sûr et une génération de chaleur excessive nécessite un rejet de chaleur suffisamment bon, sinon la durée de vie des composants électroniques sera affectée par cette génération de chaleur excessive [16].

De nombreux travaux numériques et expérimentaux ont été réalisés par des chercheurs et des scientifiques concernant la chaleur sous ses trois formes, parmi ces travaux

**Seo Young et al (1998)** [17] Simulation du courant pulsé et des caractéristiques de transfert thermique associées à la présence de deux blocs chauffés

**Icoz et Jaluria (2005)** [18] En utilisant une simulation numérique, ces chercheurs ont étudié la convection naturelle en deux dimensions dans un canal rectangulaire ouvert avec des sources de chaleur identiques. L'objectif était de reproduire les conditions aux limites réalistes dans un tel canal. Les résultats ont montré que les dimensions et les ouvertures du canal ont un impact important sur l'écoulement du fluide, mais leur effet sur le transfert de chaleur est relativement mineur. En outre, l'augmentation de la hauteur du canal a conduit à un écoulement moins stable, ce qui a entraîné une diminution du nombre de Grashof critique

**Da Silva et al. (2004)** [19] Des chercheurs ont analysé la distribution optimale d'un ensemble de sources de chaleur refroidies par convection naturelle afin de maximiser la conductance entre la paroi et le fluide, sachant le taux de génération de chaleur et les dimensions du système. Deux configurations ont été examinées:

- \_ une paroi verticale avec de nombreuses sources de chaleur près d'un réservoir de fluide
- \_ une enceinte bidimensionnelle avec un petit nombre de sources de chaleur montées sur la paroi latérale.

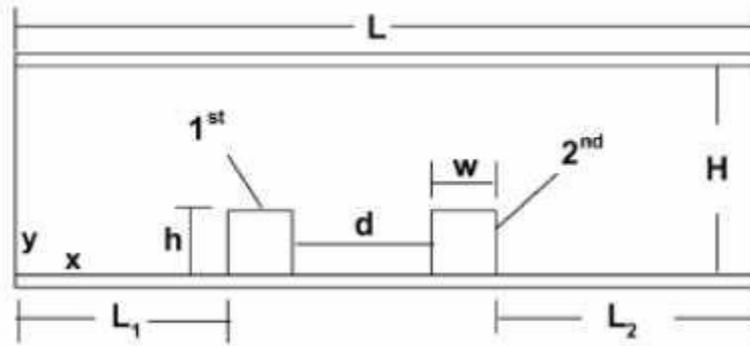


Figure I-13 : Canal horizontal contenant deux composants [20]

Les résultats ont montré que la distribution n'est pas uniforme en raison de l'espacement inégal des sources, et que la conductance augmente avec l'ajout de sources de chaleur. Pour un bon refroidissement, les sources de chaleur doivent être placées proches de la région de début de la couche limite thermique et rapprochées les unes des autres lorsque le nombre de Rayleigh augmente

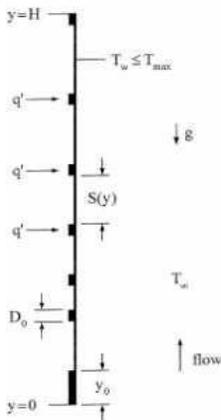


Figure I-14 : Distribution non uniforme des sources de chaleur de dimensions finies sur une paroi verticale [20]

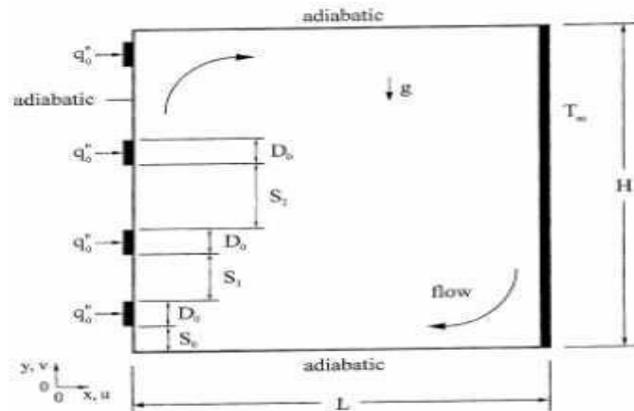


Figure I-15 : Enceinte bidimensionnelle avec des sources de chaleur sur la paroi verticale [20]

la convection forcée sur une surface montée de blocs, Ils présentent de corrélations du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds et de la largeur du bloc

**Y.L. Tsay et J.C. Cheng** [22] ont présenté une étude numérique sur les caractéristiques thermiques de l'écoulement de la convection forcée laminaire dans un canal contenant plusieurs

panneaux courts montés avec des blocs générateurs de chaleur. L'utilisation des logiciels de calcul devient très répandue.

**C. Benseghir** [23] a étudié numériquement la convection naturelle laminaire instationnaire dans une cavité différentiellement chauffée et remplie d'air. Une ou plusieurs ailettes minces ont été placées sur la paroi chaude de la cavité. Les équations gouvernantes ont été discrétisées par la méthode des volumes finis en utilisant un schéma hybride. L'influence des paramètres de contrôle (nombre de Rayleigh, rapport d'aspect, nombre de l'ailettes, leurs positions et longueurs) a été considérée

**Vahl Davis** [24] a présenté une solution numérique de la convection naturelle dans une cavité carrée chauffée différentiellement, où les deux surfaces supérieure et inférieure sont adiabatiques

**D.Menacer, M.Khammar** [25] ont étudié le refroidissement des cartes électroniques via l'étude de la convection mixte dans une cavité. Le but de leur étude est d'examiner la structure de l'écoulement d'un fluide non-Newtonien confiné dans une cavité 2D remplie d'air dont les parois latérales sont isolées thermiquement ont placé une source de chaleur au centre de la surface inférieure, et l'a soumis à un flux de chaleur constant. Le côté gauche se déplace vers le haut avec une vitesse constante  $u_0$ , mais la partie supérieure est maintenue à une température froide. Les résultats obtenus ont montré un effet significatif du nombre de Richardson et de la surface en mouvement sur la structure de l'écoulement dans l'enclosure

**Karim Lahmer, Rachid bessaih** [26] ont étudié le phénomène de transfert de chaleur par convection naturelle laminaire dans un domaine vertical, bidimensionnel, ouvert à l'atmosphère et contenant deux composants électroniques assimilés à des sources de chaleur montées sur une paroi verticale adiabatique ; ces dernières sont soumises à un refroidissement par air dont les paramètres géométriques et physiques varient. La méthode des volumes finis a été utilisée afin de discrétiser les équations de l'écoulement en convection naturelle en régime stationnaire ainsi que l'algorithme SIMPLER pour les résoudre. Les résultats obtenus montrent que pour un nombre de  $Pr = 0.71$  et en faisant varier les maillages, le nombre de Grashof, l'espace entre les composants et la distance à la sortie supérieure du domaine, il se crée une incidence considérable sur le nombre de Nusselt au niveau des sources, engendrant par conséquent une grande influence sur le transfert de chaleur à l'intérieur du domaine d'étude

**Adel Hamouche, Rachid Bessaih** [27] ce travail étudié numériquement le refroidissement par convection mixte des composants électroniques montés dans un canal rectangulaire horizontal. La méthode des volumes finis et l'algorithme SIMPLER ont été utilisés pour résoudre les équations de l'écoulement en régime stationnaire. Les résultats obtenus montrent que pour  $Pr=0.71$ ,  $0 \leq Ri \leq 40$  et  $Re=20$ , l'effet de  $Ri$ , du blocage partiel, des dimensions et la position de l'élément de blocage, ont des effets considérables sur l'amélioration du transfert de chaleur à l'intérieur du canal

**Wang et Jaluria** [28] L'étude est dans le contexte de refroidissement des équipements électroniques. Le nombre de Grashof est fixé à 106. Les résultats montrent que le nombre de Reynolds, l'arrangement spatial des sources de chaleur et le rapport des conductivités thermiques ( $K=K_s/K_{air}$ ) ont des effets considérables sur l'amélioration du transfert de chaleur, ce qui conduit à une température moyenne plus faible pour les deux sources de chaleur. La possibilité d'optimiser l'arrangement spatial des sources pour le transfert thermique maximal est évidente d'après ces résultats. Les magnitudes de la conduction et le transport de la convection ont été comparés pour différentes combinaisons paramétriques.

**Bhowmik et Tou**[29] ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur par convection forcée transitoire monophasée sur un ensemble de sources de chaleur discrètes placées dans un canal rectangulaire vertical pendant le fonctionnement transitoire d'une pompe. Les résultats expérimentaux indiquent que le coefficient de transfert de chaleur est fortement affecté par le nombre des sources et au nombre de Reynolds.

**Furukawa et Yang (2003)** [30] ont développé une méthode numérique pour connaître le comportement d'un fluide thermique dans deux plans parallèles où se trouvent des blocs générateurs de chaleur (sources de chaleur). Le système simule les passages de l'air de refroidissement à ces blocs dans un ensemble de circuits électroniques. Les résultats révèlent qu'à des valeurs basses du nombre de Reynolds, l'écoulement atteindra un état d'écoulement complètement développé en un certain bloc à l'entrée et que la conductivité thermique de la plaque et la résistance thermique de contact entre l'élément générateur de chaleur et cette plaque a un impact considérable sur les performances thermiques.

Une investigation numérique a été entreprise par **Boutina et Bessaih** [31], ils ont étudié le refroidissement à air des sources de chaleur, simulant des composants électroniques, par convection mixte bidimensionnelle, laminaire et stationnaire dans un canal. Leurs résultats ont

montré que les effets de l'angle d'inclinaison du canal, du nombre de Reynolds, l'espace entre les sources de chaleur et leurs tailles, ont des effets considérables sur le champ "écoulement, le transfert de chaleur à l'intérieur du canal. Des corrélations des nombres de Nusselt moyen des deux composants ont été obtenues et les résultats ont été comparés avec les travaux antérieurs trouvés dans la littérature. L'utilisation des fentes dans le but de l'amélioration des performances du refroidissement dans des canaux avec six plaques sur lesquelles sont disposés des blocs chauffants simulant des composants électroniques a été proposée et étudiée par **Kim et Anand (2000)** [32], L'écoulement considéré étant laminaire, bidimensionnel et stationnaire. Les auteurs ont examiné les effets du nombre de Reynolds  $Re$ , la hauteur des blocs et la taille des fentes et leur position sur la température des blocs et le nombre de Nusselt  $Nu$ . Leurs résultats ont permis de trouver le cas optimal (en utilisant des fentes) avec lequel le transfert de chaleur est meilleur par rapport aux autres cas et à la configuration de base, c'est à dire sans fentes

### **I.5 Conclusion**

Dans ce chapitre, nous avons étudié le transfert de chaleur, en présentant également les différentes méthodes de refroidissement des composants Électroniques. Cette étude nous a permis d'extraire les paramètres les plus influents pour entamer des études thermiques numériques dans les meilleures conditions.

# **Chapitre II** Notions sur les écoulements & modèles mathématiques

## II.1 Introduction

La convection forcée dans les écoulements internes trouve son importance dans de nombreuses applications qui concernent par exemple les échangeurs de chaleur compacts, les collecteurs solaires et le refroidissement des composants électroniques. De tels travaux présentent un intérêt particulier dans l'amélioration de l'efficacité thermique et la prédiction de l'écoulement dans les canaux. L'objet de ce chapitre est de présenter les équations qui gouvernent le phénomène de la convection, les modèles mathématiques de turbulence et le transfert de chaleur : la conservation de masse (la continuité), la quantité de mouvement (Navier-Stokes), de l'énergie pour le fluide et la paroi, ainsi que les conditions aux limites pour chaque grandeur.

## II.2. Aperçu sur la Convection

Ce mode de transfert est basé sur le fait qu'il y a déplacement de matière : il ne concerne donc que les fluides (liquides et gaz). Contrairement à la conduction où le transfert de chaleur se fait par contact, dans le fluide, la possibilité de déformation sous l'effet de la température permet de mettre en œuvre des mouvements de ce fluide plus ou moins importants. Ces mouvements sont dus à des différences de pression et/ou des différences de température. Dans le premier cas, si l'écoulement est dû à des forces extérieures (pompe, ventilateur). On est alors dans des conditions de convection forcée. C'est ce mode qui est généré lorsque l'on veut améliorer c'est à dire augmenter l'échange thermique. Dans le second cas, l'écoulement se fait naturellement : il est dû à la différence de densité des différentes zones du fluide. Ce phénomène est très courant et s'appelle convection naturelle [33].

### II.2.1 Convection forcé

En particulier, on s'est intéressé au transfert de chaleur entre une surface solide et un fluide en mouvement qui ont des températures différentes. Une conséquence de l'interaction fluide surface est le développement d'une région dans le fluide dans laquelle la vitesse varie de sa valeur nulle à la surface à la valeur finie de l'écoulement extérieur. Cette région est appelée la couche limite hydrodynamique. De plus, si les températures de la surface et du fluide sont différentes, il y aura aussi une région dans le fluide à travers laquelle la température du fluide variera entre sa valeur à la paroi et celle de l'écoulement externe. Cette région correspond à la

couche limite thermique.

À la paroi, la vitesse du fluide est nulle et donc, la chaleur se transmet uniquement par diffusion moléculaire. Ce phénomène perd progressivement de l'importance à mesure que l'on s'éloigne de la surface et c'est le mouvement macroscopique du fluide qui contrôle le processus de transfert. La structure de la couche limite hydrodynamique conditionne le transfert thermique en proche paroi et sa compréhension est la clé de la maîtrise des échanges thermiques par convection forcée.

Le modèle utilisé pour décrire un problème général de convection est connu comme la loi de refroidissement de Newton.

$$Q = h (T_p - T_f) \quad (\text{II-1})$$

Où  $Q$ , le flux de chaleur échangée par convection ( $W$ ), est proportionnel à la surface d'échange  $S$  et à la différence de température entre la surface ( $T_p$ ) et le fluide ( $T_f$ ).

La constante de proportionnalité  $h$  ( $W/m^2K$ ) s'appelle coefficient de transfert de chaleur par convection. Il dépend des propriétés de la couche limite, concrètement de la géométrie de la surface, de la vitesse et la nature du mouvement du fluide et de propriétés thermiques du fluide. A partir d'une analyse dimensionnelle des équations de Navier-Stokes pour un écoulement incompressible et un fluide aux propriétés constantes dans la couche limite hydrodynamique et thermique, on obtient une solution pour le coefficient de convection  $h$  [33].

### II.3 Régime d'écoulement

Les expériences réalisées par Reynolds (1883) lors de l'écoulement d'un fluide dans une conduite cylindrique rectiligne, ont montré l'existence de deux régimes d'écoulement : « laminaire » et « turbulent ».

- Un écoulement est dit laminaire lorsque le mouvement des particules fluides se fait de façon régulière et ordonnée.
- L'écoulement est turbulent lorsque le déplacement est irrégulier et que des fluctuations aléatoires de vitesse se superposent au mouvement moyen du fluide.

En utilisant des fluides divers (viscosité différente), en faisant varier le débit et le diamètre de la canalisation, Reynolds a montré que le paramètre qui permettait de déterminer, si

l'écoulement est laminaire ou turbulent est un nombre sans dimension appelé nombre de Reynolds « Re » [33].

- $Re < 2000$  le régime est laminaire
- $2000 < Re < 3000$  le régime est intermédiaire
- $Re > 3000$  le régime est turbulent

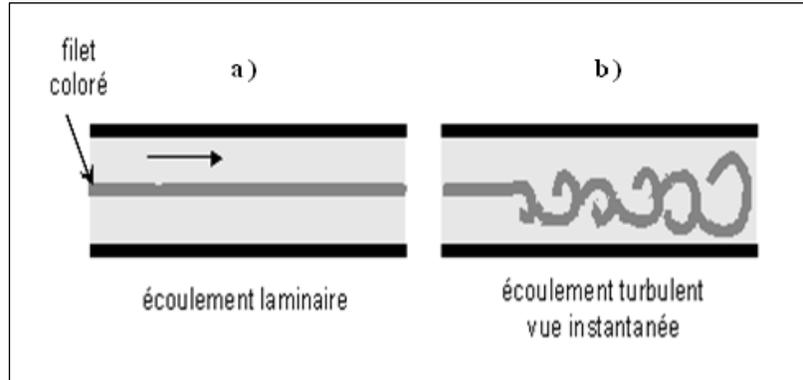


Figure II-1 : Exemple d'écoulements laminaires et turbulents

#### II.4. Hypothèses simplificatrices

Un certain nombre d'hypothèses simplificatrices nous sera utile dans la modélisation mathématique de notre problème. D'une part, ces hypothèses permettent d'éviter un alourdissement inutile du problème et d'autre part, elles rendent l'application des conditions aux limites plus simple [34], il s'agit de :

- Le fluide est newtonien et incompressible.
- Les propriétés physiques du fluide sont constantes, sauf la masse volumique, qui obéit à l'approximation de Boussinesq dans le terme de la poussée d'Archimède.
- L'écoulement est stationnaire.
- L'écoulement est turbulent.
- La masse volumique varie linéairement avec la température et elle est donnée par la relation suivante :

$$\rho = \rho_0(1 - \beta(T - T_0)) \quad (\text{II-2})$$

$\beta$  : Coefficient de dilatation cubique du fluide.

$\rho_0$  : Masse volumique de référence (à la température de référence).

$T_0$  : Température de référence.

## II.5. Equations du modèle mathématique

### II.5.1. Eléments mathématiques de base

La convection se traduit par une formule contenant des équations mathématiques qui relient diverses variables : la vitesse, la pression et la température. Ces équations sont extraites à partir de :

- La loi de conservation de masse (équation de continuité).
- La loi de conservation de la quantité de mouvement (équations de Navier - Stokes).
- La loi de conservation d'énergie (équation de l'énergie).

### II.5.2. Equations gouvernantes dimensionnelles

Les équations régissant l'écoulement sont les équations de continuité, de Navier-Stokes et d'énergie, qui expriment la conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie. Pour une formulation simple du problème, nous allons considérer quelques approximations entre autres l'approximation de Boussinesq [34].

L'hypothèse de Boussinesq ne devrait pas être employée si les différences de température dans le domaine d'étude sont grandes. En outre, elle ne peut pas être utilisée dans les calculs de combustion ou les écoulements réactifs [35].

#### II.5.2.1 Equation de continuité

C'est une équation, qui exprime la loi de conservation de la masse pour un volume de contrôle matériel. Elle s'exprime mathématiquement sous la forme suivante [36]:

$$\frac{\delta \rho}{\delta t} + \mathit{div}(\rho \mathbf{v}) = 0 \quad (\text{II-3})$$

Où :

$\mathbf{v}$  c'est le vecteur de vitesse.

Après simplification devient :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{II-4})$$

#### II.5.2.2. Equation de quantité de mouvement (ou équation de Navier-Stokes)

Cette équation est déduite de la deuxième loi de la dynamique, qui stipule que la variation de la quantité de mouvement d'une particule fluide est égale la somme des forces extérieures sur cette particule.

Le principe de conservation de la quantité de mouvement permet d'établir les relations entre les

caractéristiques du fluide et son mouvement et les causes qui le produisent [37]:

$$\rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = - \frac{\partial \rho}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II-5})$$

$$\rho \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = - \frac{\partial \rho}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + \rho g \beta (T - T_c) \quad (\text{II-6})$$

### II.5.2.3. Equation de l'énergie

L'équation de l'énergie est obtenue en appliquant le premier principe de la thermodynamique pour un fluide Newtonien incompressible, elle s'écrit comme suit [34]:

$$\frac{D}{Dt} (\rho c_p T) = \Delta(\lambda T) + \mathbf{q} + \beta T \frac{D\rho}{Dt} + \mu \varnothing \quad (\text{II-7})$$

$\Delta(\lambda T)$  : La variation d'énergie par conduction

$\beta T \frac{D\rho}{Dt}$  : La variation d'énergie due à la compressibilité

Après simplification :

$$\rho c \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \lambda \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II-8})$$

### II.5.3. Equation gouvernantes adimensionnelles :

L'dimensionnement consiste à transformer les variables dimensionnelles en variables sans dimensions, c'est-à-dire qu'elles seront normalisées par rapport à certaines grandeurs caractéristiques. Cela permet de spécifier les conditions d'écoulement avec un nombre restreint de paramètres pour rendre la solution plus générale. La formulation en variables adimensionnées est importante pour simplifier les équations qui régissent l'écoulement et pour guider les expérimentations qui doivent être effectuées. Pour établir les équations adimensionnelles, au lieu d'utiliser les coordonnées (x, y, z) et les composantes (u, v, w) de la vitesse et la pression (p), nous utiliserons de nouvelles variables adimensionnelles définies de la manière suivante [38].

$$Y = \frac{y}{H}, X = \frac{x}{L}, U = \frac{u}{vH/L}, \theta = \frac{T-T_c}{T_h-T_c}, P = \frac{p}{p_0 \left(\frac{v}{l}\right)^2}$$

Les équations adimensionnelles deviennent alors :

- Equation de continuité :

$$\frac{\partial y}{\partial x} + \frac{\partial y}{\partial x} = 0 \quad (\text{II-9})$$

- Equation de quantité de mouvement

Suivant X :

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Ar^2} \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \quad (\text{II-10})$$

Suivant Y :

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} + W \frac{\partial V}{\partial Z} = -\frac{1}{Ar^2} \frac{\partial P}{\partial Y} - \frac{Gr}{Ar} \theta + \frac{1}{Ar^2} \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Z^2} \quad (\text{II-11})$$

- Equation de l'énergie

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{Pr} \left[ \frac{1}{Ar^2} \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right] \quad (\text{II-12})$$

## II.6. Les modèles mathématiques de turbulence

### II.6.1. Modèle à zéro équation :

PRANDTL (1925) a proposé La première génération de la modélisation de la turbulence connue par « hypothèse de longueur de mélange » ( $L_m$ ).

D'où la distribution de la viscosité turbulente postulée par Prandtl [38]

$$V_l = L_m^2 \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (\text{II-13})$$

Où  $L_m$  est la longueur de mélange.

### II.6.2. Modèle à équation de transport :

Le modèle à une équation prend en considération les caractéristiques de l'agitation turbulente par l'évolution d'une grandeur transportable analogue à la vitesse.

Ainsi Prandtl et Kolmogorov (1944) ont introduit indépendamment une échelle de la vitesse du mouvement fluctuant à partir d'une analyse dimensionnelle donnant par conséquent une viscosité de turbulence proportionnelle à  $K$  et à une échelle longueur des grosses structures  $L_s$  [39].

$$V_l = C_\mu K^{\frac{1}{2}} L_s \quad (\text{II-14})$$

Où :

$C_\mu$  : constante empirique de Prandlt

$K$  : énergie cinétique de turbulence.

$L_S$  : échelle de longueur des grosses structures de turbulence

### II.6.3. Le modèle K- $\varepsilon$ : modèle à deux équations

Pour dépasser les limitations de modèle précédent (à zéro équation) il existe des modèles de turbulence qui prennent en compte le transport des quantités turbulentes en leur associant des équations de transport différentielles. Le modèle de fermeture K- $\varepsilon$  fait partie de cette catégorie de modèles [37].

Dans ce modèle, l'approche dimensionnelle pour la viscosité  $\nu_t$  turbulente est également utilisée.

La vitesse turbulente caractéristique des tourbillons de plus grande taille est choisie également à  $\sqrt{k}$ , l'énergie cinétique turbulente. Constituant, compte tenu sa définition ( $K = \frac{1}{2} \overline{u_i u_j}$ ) d'après Boussinesq, une mesure directe de l'intensité des fluctuations turbulentes dans les trois directions.

Rappelons que cette valeur correspond bien à l'échelle de vitesse de plus grands tourbillons dans la mesure où se sont eux qui détiennent la plus grande part de l'énergie cinétique turbulente.

La longueur L caractéristique des tourbillons de plus grande taille est choisie égale à :  $\frac{K^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon}$

Où  $\varepsilon$  est le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente en chaleur due aux contraintes visqueuses :

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (\text{II-15})$$

Il peut paraître contradictoire d'utiliser la dissipation  $\varepsilon$  qui intervient au niveau des petits tourbillons pour caractériser le plus grand. Cependant, la quantité d'énergie transmise des plus grands tourbillons vers les plus petits et finalement dissipée (cascade d'énergie) est aussi l'énergie transmise de l'écoulement moyen vers les grands tourbillons. Le taux d'énergie dissipée est donc aussi déterminé par le mouvement de grande échelle.

La viscosité turbulente est alors donnée par la relation semi-empirique suivante qui constitue

l'hypothèse la plus forte du modèle **K- $\varepsilon$**  «hypothèse de CHOU» :

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{K^2}{\varepsilon} \quad (\text{II-16})$$

Rappelons que  $C_\mu$  est un coefficient semi-empirique :  $C_\mu = 0.09$

Les deux grandeurs transportées du modèle **K-ε** sont donc l'énergie cinétique turbulente  $K$  et le taux de dissipation  $\varepsilon$  de cette énergie cinétique turbulente.

Les équations de **K-ε** sont obtenues à la suite de plusieurs manipulation des équations moyennes, d'utilisation de lois de premier gradient et l'approximation par ordre de grandeur basée sur un nombre de Reynolds élevé.

D'après LAUNDER B.E et SPALDING D.B (1974), ces équations s'écrivent [41] :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho K) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho K \bar{U}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial K}{\partial x_j} \right] + \tilde{P} - \rho \varepsilon \quad (\text{II-17})$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \varepsilon \bar{U}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{K} \tilde{P} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{K} \quad (\text{II-18})$$

$$\tilde{P} = \rho \bar{u}_i \bar{u}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} \quad (\text{II-19})$$

Ou  $\tilde{P}$  : est le taux de production d'énergie cinétique turbulente due à l'interaction entre les contraintes turbulentes et les gradients de vitesse moyenne, il représente en fait le transfert de l'énergie cinétique du mouvement moyen vers le mouvement turbulent.

Donc les équations de  $(K - \varepsilon)$  deviennent :

$$\frac{\partial K}{\partial t} + \bar{U}_j \frac{\partial K}{\partial x_j} = C_\mu \frac{K^2}{\varepsilon} \left[ \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right] \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{C_\mu K^2}{\sigma_k \varepsilon} \frac{\partial K}{\partial x_j} \right) - \varepsilon \quad (\text{II-20})$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{U}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1} K \left( \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{C_\mu K^2}{\sigma_\varepsilon \varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{K} \quad (\text{II-21})$$

Les constantes (qui sont des coefficients semi-empiriques) sont déduites de résultats d'expériences simples et sont toutes empruntées à LAUNDER B.E et SPLADING D.B (1974) [41]:

$$\sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3, \quad C_{1\varepsilon} = 1.44, \quad C_{2\varepsilon} = 1.92$$

## II.7. Des nombres essentiels

### II.7.1. Nombre de Grashof

C'est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides pour caractériser la convection naturelle dans un fluide. Il correspond au rapport des forces de gravité sur les forces visqueuses. On le définit par [42] :

$$Gr = \frac{\beta g \Delta T L_c^3}{\nu^2} \quad (\text{II-22})$$

### II.7.2. Nombre de Rayleigh

C'est un nombre adimensionnel utilisé en mécanique des fluides et caractérisant le transfert de chaleur au sein d'un fluide. Inférieur à une valeur critique de 2000, le transfert s'opère par conduction, au-delà de cette valeur, c'est la convection naturelle (libre) qui devient importante. On le définit de la manière suivante [42].

$$Ra = Gr * Pr = \frac{\beta g (T_c - T_f) L_c^4}{\nu a} \quad (\text{II-23})$$

$g$  : Accélération de la pesanteur

$\beta$  : Coefficient de dilatation.

$a$  : Diffusivité thermique.

$L_c$  : Longueur caractéristique entre la paroi chaude et la paroi froide

$T_c$  : Température chaude.

$T_f$  : Température froide.

$\nu$  : Viscosité cinématique.

### II.7.3. Nombre de Prandtl

C'est un nombre adimensionnel. Il représente le rapport entre la diffusivité de quantité de mouvement (ou viscosité cinématique) et la diffusivité thermique. On le définit de la manière suivante [42] :

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (\text{II-24})$$

Où :

$\nu$ : Viscosité cinématique ( $m^2/s$ )

$\alpha$ : Diffusivité thermique ( $m^2/s$ )

$\mu$ : Viscosité dynamique ( $N \cdot \frac{s}{m^2}$ )

$\lambda$  : conductivité thermique (W/m.K)

$c_p$ : Chaleur spécifique ( J/Kg.K)

### II.8. Expression du flux de chaleur par convection

On considère R résistance thermique équivalente à celle que le flux de (chaleur) rencontrerait en conduction à travers une paroi dont l'épaisseur serait celle du film (laminaire).

$$RI = \frac{e}{\lambda} \quad (\text{II-25})$$

Où :

$e$ : épaisseur du film

$\lambda$  : Conductivité thermique du fluide

Rigoureusement, le flux de chaleur par unité de surface (densité de flux de chaleur) s'écrit :

$$\varphi = \frac{\lambda}{e} (T_p - T_i) W/m^2 \quad (\text{II-26})$$

$T_p$  : Température de paroi solide.

$T_i$  : Température à la limite du film laminaire.

Pour un régime bien établi, on peut considérer que la température du fluide au-delà du fluide laminaire est  $T_\infty$  et on prend comme densité de flux de chaleur :

$$\varphi = \frac{\lambda}{e} (T_p - T_\infty) W/m^2 \quad (\text{II-27})$$

$T_\infty$  : Température du fluide loin de la paroi.

$T_p$ : Température de paroi solide

Cette loi simple, présente une énorme difficulté dans son application puisqu'on ne connaît pas l'épaisseur  $e$  du film laminaire. C'est ce qui amène à définir un coefficient de transfert de chaleur

superficiel du coefficient de transfert de chaleur par convection par :

$$h = \frac{\lambda}{e} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \quad (\text{II-28})$$

Quel que soit le type de convection (libre ou forcée) et quelque soit le régime d'écoulement du fluide (laminaire ou turbulent), la densité de flux de chaleur  $\varphi$  est donnée par la loi de Newton déjà citée précédemment (équation II.1)

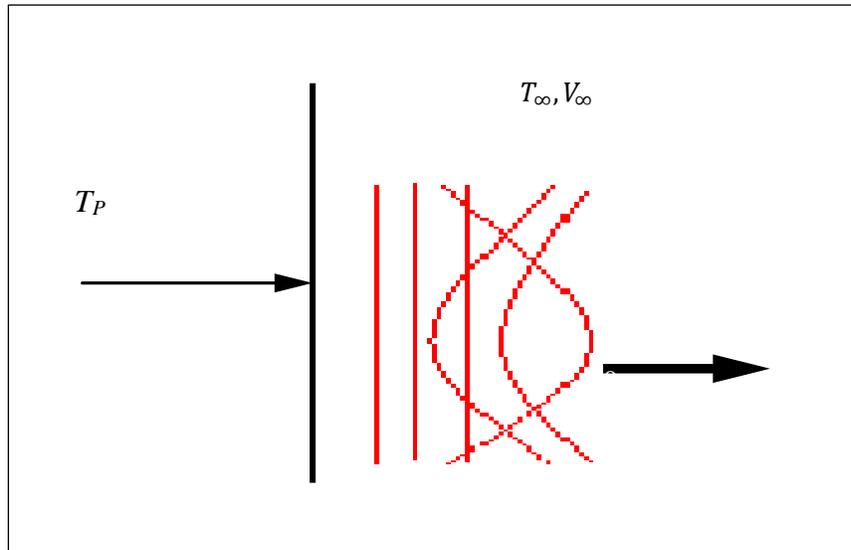


Figure II-2 : Fluide en mouvement

$\varphi$  densité de flux de chaleur transmis par convection ( $\text{W}/\text{m}^2$ )

$h$  coefficient de transfert de chaleur par convection  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

$T_p$  température de la surface du solide ( $^\circ\text{C}$ )

$T_\infty$  température de fluide loin de la surface du solide  $\text{m}/\text{s}$

$V_\infty$  vitesse du fluide loin de la paroi

Le problème majeur à résoudre avant le calcul du flux de chaleur consiste à déterminer  $h$  qui dépend d'un nombre important de paramètres : Caractéristiques du fluide, de l'écoulement, de la différence de température, de la forme de la surface d'échange.

Exemple : ordre de grandeur du coefficient de transfert de chaleur par convection  $h$ , selon le tableau suivant :

Tableau 0-1 : ordre de grandeur du coefficient de transfert de chaleur par convection h

Convection	Condition physique	Coefficient de transfert de chaleur $h$ ( $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ )
Naturelle	Gaz	2 → 10
	Liquide	100 → 1000
Forcée	Gaz	10 → 200
	Liquide	100 → 50000

Le coefficient d'échange de chaleur par convection  $h$  est une fonction complexe de l'écoulement du fluide des propriétés thermiques du milieu fluide et de la géométrie du système.

## II.9. Transfert de chaleur

Le nombre de Nusselt est appelé le rapport entre la quantité de chaleur transférée à travers cette surface par convection et la quantité de chaleur transférée par conduction. Le nombre de Nusselt est un nombre adimensionnel nommé d'après l'ingénieur allemand Wilhelm Nusselt et il décrit le taux de transfert de chaleur, il est défini comme suit :

$$Nu = \frac{h.L_c}{\lambda} \quad (\text{II- 29})$$

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

$\lambda$  : Conductivité thermique du fluide. Pour une cavité chauffée différenciellement, le Nusselt moyen peut être calculé en moyennant les nombres de Nusselt locaux qui sont calculés au niveau de tous les nœuds de la paroi froide ou chaude [42].

Le Nusselt moyen est alors donné par la relation suivante : Conductivité thermique du liquide.

$$Nu = \frac{\sum \text{noeuds} Nu_{local}}{n} \quad (\text{II-30})$$

$n$  = Nombre des nœuds.

Le flux de transfert de chaleur est donné par :

$$\Phi = h.s(T_c - T_f) \quad (\text{II-31})$$

Avec :

$S$  : surface d'échange.

$T_c$  : la température de la paroi chaude.

$T_f$  : la température de la paroi froide.

**La densité de flux de la chaleur :**

$$\varphi = h(T_c - T_f) \quad (\text{II-32})$$

## **II.10. Conclusion**

Le modèle mathématique est alors constitué d'un système d'équations complété par des conditions aux limites. Les équations de bilan sont donc connues mais :

- La résolution analytique de ces équations de bilan n'est pratiquement jamais réalisable.
- Les non-linéarités visibles dans les équations sont principalement à l'origine des difficultés pour obtenir une solution analytique.

Dans ce chapitre on a présenté les différentes équations régissant notre problème, ainsi les hypothèses simplificatrices. Par la suite, nous avons opté pour la résolution des équations gouvernantes, la méthode numérique, en utilisant le logiciel Comsol Multiphysics version 6.

# **Chapitre III** Résultats et discussions

### III.1. Introduction

La simulation de refroidissement des composants électroniques est devenue dans ces dernières années une commande importante dans le domaine de la recherche scientifique en utilisant des logiciels puissants. Dans ce modeste travail, nous allons utiliser le logiciel **COMSOL Multiphysics** afin de nous permettre de modéliser et d'analyser d'une manière efficace les phénomènes thermiques complexes rencontrés dans les composants électroniques. A travers les outils de simulation disponibles, les ingénieurs peuvent simuler les transferts de chaleur, optimiser la conception des dissipateurs de chaleur et évaluer les performances thermiques des systèmes électroniques. Cette approche de simulation réduit les coûts et les délais de développement, permettant une évaluation rapide des stratégies de refroidissement.

Après une brève présentation de l'outil de notre simulation qui est le logiciel Comsol Multiphysics, nous avons entamé un traitement numérique les différentes étapes de simulation qui ont été nécessaires pour appréhender le phénomène thermique et physique au sein de la structure étudiée [43]. Cependant, avons étudié un écoulement entre deux plaques parallèles en cuivre qui traverse des ailettes de forme carrée d'un dissipateur de chaleur, en utilisant le modèle K- $\epsilon$ . Les résultats obtenus seront discutés et interprétés. Par la suite, nous traiterons quelques cas possibles tout en apportant soigneusement quelques interprétations.

### III.2. Présentation du Logiciel Comsol multiphysics

#### III.2.1. COMSOL MULTIPHYSICS (FEMLAB) : est un

- Logiciel de résolution de modèles différentiels (PDE) ;
- MULTIPHYSIQUE (généricité, couplages mécaniques des fluides électromagnétismes, mécanique des structures, thermique) ;
- Par ELEMENTS FINIS ;
- Nombre illimité d'interactions entre différentes physiques ;
- Contient la plupart des équations ;
- Utilise une interface graphique ;
- Peu de programmation directe ;
- Interface MATLAB possible.

- COMSOL MULTIPHYSICS est multiplateforme : Windows, Mac, GNU-Linux...
- COMSOL MULTIPHYSICS a été développé par des étudiants de Germund Dahlquist
- (1925-2005) à la Royal Institute of Technology à Stockholm

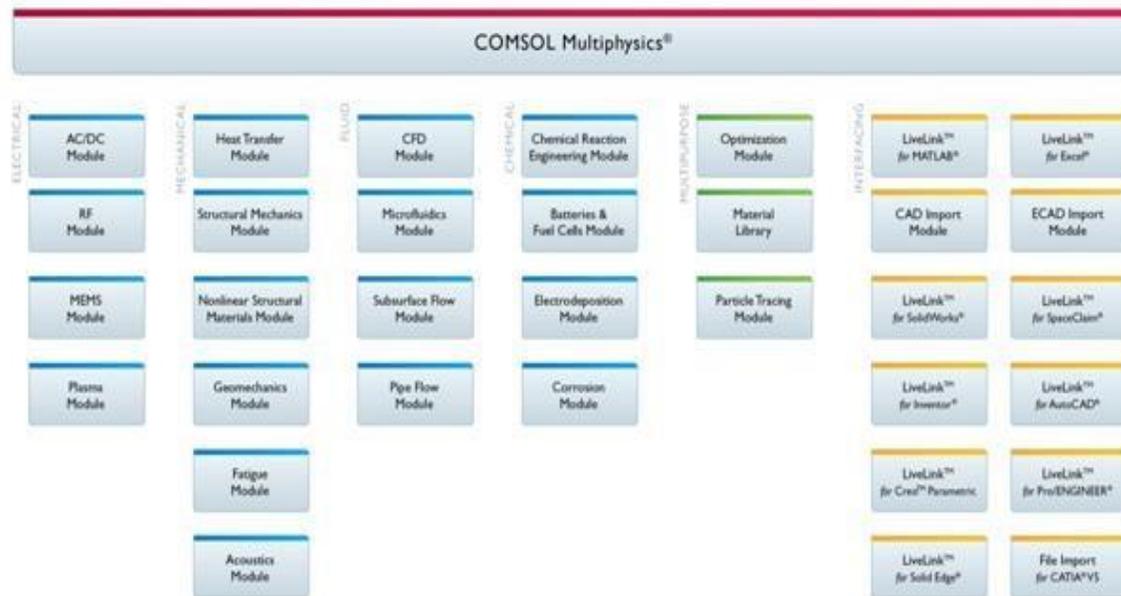


Figure III-1 : Modules COMSOL MULTIPHYSICS

### III.2.2. Plan de décisions et de construction

- Choix de la dimension : 3D, 2D, 2D axisymétrique...
- Choix des modules physique : Transfert de chaleur, Transport d'espèces, Ecoulement Laminaire...
- Choix du type d'étude : Stationnaire, Temporelle, Fréquentielle...
- Construction de la géométrie
- Choix du (ou des) matériau(x)
- Paramétrage du (ou des) module(s) physique(s)
- Paramétrage et calcul du maillage
- Paramétrage et calcul de l'étude
- Représentation graphique des résultats

### III.2.3. Contexte Gravitation sur un canal en 2D

#### III.2.3.1. Introduction à l'interface utilisateur de COMSOL 6.0

L'interface de COMSOL peut être séparée en quatre parties. À gauche, on retrouve le **constructeur du modèle** où il est possible de définir des variables et autres paramètres du problème (**Paramètres**), le modèle (**Modèle**) où se retrouvent la géométrie (**Géométrie**), les propriétés des matériaux formant la géométrie, le ou les modèles de physique s'appliquant au problème Chapitre III : Résultats et discussion 35 étudié et les paramètres de maillage (**Maillage**). Le Model Builder comporte aussi le type de problèmes et les paramètres de solveur (**Etude**) et les options d'affichage et de post traitement des données (**Résultats**). La colonne directement à droite comporte les options relatives à ce qui est sélectionné dans le **constructeur de modèle**, par exemple, les dimensions d'un objet qui vient d'être créé dans **Géométrie**. C'est aussi à cet endroit que les paramètres initiaux de la simulation et les modèles physiques nécessaires sont choisis. En haut à droite, la fenêtre d'affichage graphique (**Graphique**) permet de visualiser la géométrie, le maillage ou les résultats. Au haut de cette fenêtre se retrouvent diverses options permettant de changer le grossissement de l'affichage, l'orientation d'un objet tridimensionnel, etc. Les options permettant de sélectionner des objets, des domaines, des frontières ou des points se retrouvent aussi au haut de cette fenêtre. Finalement, directement au-dessous de la fenêtre d'affichage graphique, il y a une fenêtre permettant de visualiser les messages d'erreurs, le progrès des simulations, la liste des opérations effectuées lors du calcul de la solution ainsi que des résultats numériques calculés une fois la simulation terminée. Les différents éléments de l'interface utilisateur de COMSOL 6.0 sont présentés à la (figure III.2).

#### III.2.3.2. Création du modèle de simulation

Ouvrez une nouvelle simulation COMSOL, choisissez le modèle spatial en 2D, cliquez sur suivant Vous devez par la suite choisir le modèle physique approprié. Sélectionnez transfert de chaleur conjugué fluide-solide dans la catégorie transfert de chaleur et choisir écoulement turbulent K- $\epsilon$ . Une fois la sélection du modèle effectué, vous devez sélectionner le type d'étude désiré. Sous Etude générale, choisissez le cas d'étude en régime permanent (stationnaire), puis cliquez sur terminé. Sauvegardez la simulation dans votre répertoire personnel

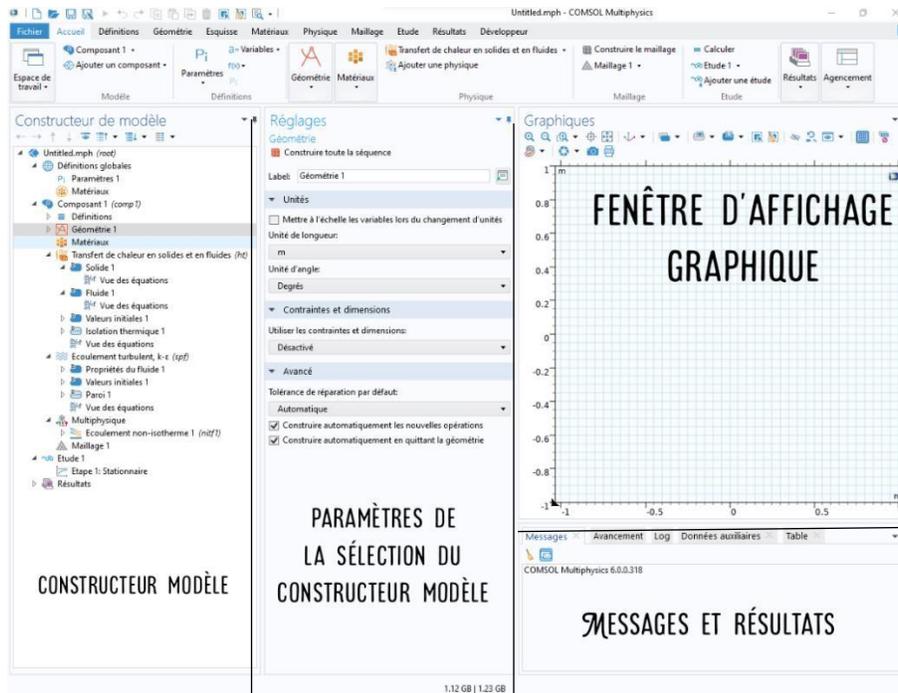


Figure III-2 : Interface utilisateur de COMSOL 6.0

### III.2.3.3. Définition des paramètres globaux et création de la géométrie

Dans le constructeur modèle, faites apparaître le menu contextuel (clic droit de la souris) de Global Définitions et cliquez sur Paramètres (voir figure III.3). Lorsque vous définissez une nouvelle variable, il est possible d'associer des unités à cette dernière. Les unités doivent être mises entre crochets. Par exemple,  $1000 [kg/m^3]$  entré dans Expression associe  $1000 kg/ m^3$  à une variable dont le nom a été défini sous Name. Vous pouvez maintenant entrer les différentes variables relatives au problème :

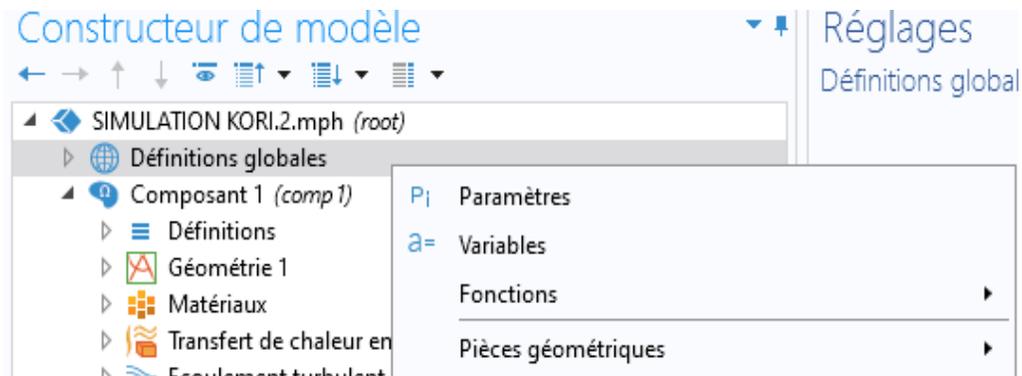


Figure III-3 : Ajout de paramètres au modèle

Les unités associées à différentes valeurs pertinentes au problème suggéré, telles que définies dans COMSOL, sont : [m], [kg/m<sup>3</sup>] et [pa \* s]. Une fois les variables relatives à la géométrie et au transfert de chaleur définies, vous devez spécifier la géométrie du problème. Faites un clic droit sur Géométrie dans le Model Builder et choisissez rectangle. Sous l'onglet size, entrez la variable de largeur précédemment définie dans largeur et dans hauteur, entrez la variable associée à la hauteur de la plaque. Sous l'onglet position, centrez le rectangle en 0, 0. Cliquez sur construire tout.

#### **III.2.3.4. Ajout des propriétés du matériel composant le canal**

Faites apparaître le menu contextuel de Materials dans le constructeur modèle constructeur puis sélectionnez ajouter matériels de la bibliothèque. Choisissez Matériel 1 sous l'onglet Built-In puis ajoutez-le au modèle. Matériel 1 est maintenant sous l'onglet Matériels, ce matériau est associé à la plaque par défaut. Les domaines associés à un matériau sont surlignés en bleu lorsque ce dernier est sélectionné.

#### **III.2.3.5. Ajout des conditions frontières**

Dans Fluide écoulement >Single-Phase Flow>Laminaire écoulement (spf), ajoutez les conditions frontières suivantes à partir du menu contextuel : Inlet, Outlet et Volume Force 1. Les paramètres des autres conditions frontières, sont :

Le bas de la plaque est (paroi).

→ La paroi de gauche est en contact avec un fluide à U (entrée >vitesse)

→ La paroi droite est en contact avec un fluide à P0 (sortie > Pression)

→ Le haut de la plaque est (paroi).

#### **III.2.3.6. Maillage**

Cliquez sur maillage et choisissez comme taille de maillage normale par ex, laissez le maillage défini en tant que maillage contrôlé par la physique. Cliquez sur construire toute la séquence, il est maintenant possible de voir le maillage triangulaire (option par défaut).

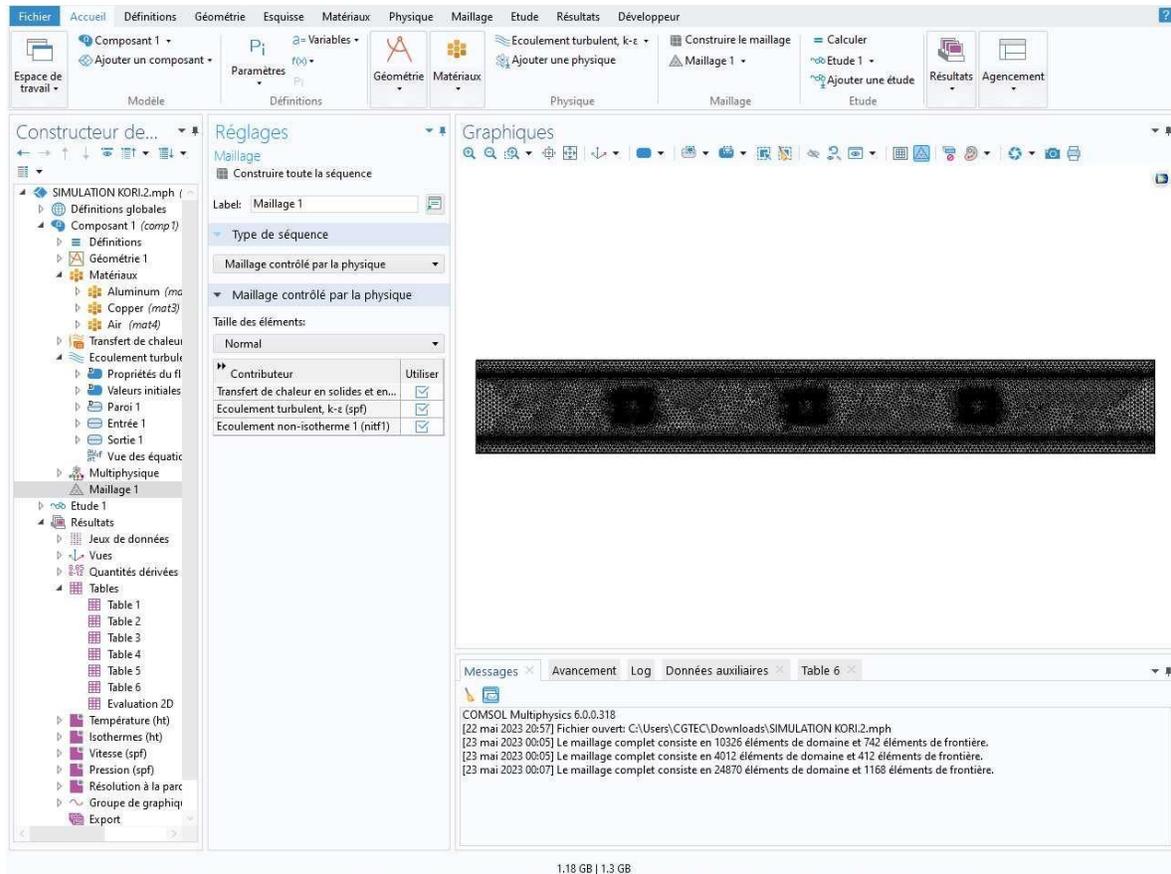


Figure III-4 : État du modèle avant de simuler

### III.2.3.7. Simulation et traitement des résultats

Pour réaliser la simulation, vous pouvez suivre les étapes suivantes :

1. Cliquez sur "Etude" dans le constructeur modèle.
2. Ensuite, cliquez sur "calculer". COMSOL se chargera de sélectionner les paramètres du solveur en fonction des modèles physiques choisis.
3. Si vous souhaitez modifier les paramètres du solveur, vous pouvez y accéder depuis l'onglet "Etude".

### III.3. Description de la simulation géométrique

#### III.3.1 Problématique

Nous avons utilisé le logiciel Comsol-Multiphysics pour simuler le comportement du transfert thermique entre les ailettes du dissipateur, avec une convection forcée d'air [43]. La configuration géométrique examinée dans le présent travail est éclaircie sur la figure (III.5).

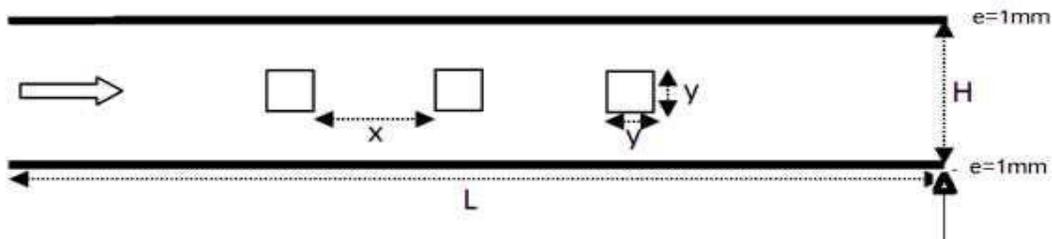


Figure III-5: Géométrie étudiée

Les dimensions sont données par le tableau III.1

Tableau III-1; Dimension des géométries

X	Y	H	L	e
13mm	1.5mm	5mm	51mm	1mm

#### III.3.2. Les conditions aux limites

- La vitesse de l'air à l'entrée :  $U_{in} = 5 \text{ m/s}$
- La température de l'air à l'entrée :  $T_{air} = 300 \text{ °K}$
- La pression à la sortie :  $P_s = P_{atm}$
- Une température de jonction maximale de  $150^\circ\text{C}$ . au-dessous du dissipateur

#### III.3.3 Les matériaux utilisés

- ❖ Les ailettes sont en aluminium : le coefficient de conduction thermique est  $\lambda = 237 \text{ W/m} \cdot \text{°K}$ , Chaleur massique  $C_{p_{Al}} = 897 \text{ (J/Kg} \cdot \text{°K)}$  et la Masse volumique  $= 2700 \text{ (Kg/m}^3\text{)}$
- ❖ Les parois sont en cuivre ; le coefficient de conduction thermique est :  $\lambda = 401 \text{ W/m} \cdot \text{°K}$  , Chaleur massique  $C_{p_{Cu}} = 385 \text{ (J/Kg} \cdot \text{°K)}$  et la Masse volumique  $= 8910 \text{ (Kg/m}^3\text{)}$

### III.4. Maillage

La génération du maillage (2D ou 3D) est une phase très importante dans une analyse vu l'influence de ses paramètres sur la solution calculée. Ce menu permet de mailler en particulier une ligne de la géométrie, à savoir disposer les nœuds avec des conditions particulières (utilisation d'un ratio pour modifier la pondération du maillage, application de formes différentes de maillage).

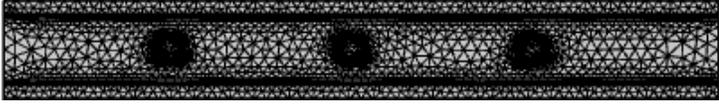
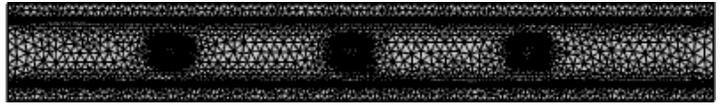
#### III.4.1 Optimisation du maillage

Le choix du maillage est un point essentiel dans la précision et l'exactitude des résultats Numériques. Pour ce faire, on doit déterminer les paramètres optimaux et choisir une stratégie de maillage qui répond à nos objectifs, Parmi ces paramètres, on peut citer :

- Le nombre de mailles
- La distance entre les mailles (concentration des mailles)
- La forme de la maille
- Les paramètres de déformation pour le cas du maillage déformable.

Le premier travail à accomplir dans la réalisation d'une simulation numérique est la définition d'un maillage adapté à l'écoulement. De sa qualité dépend la précision des résultats. On prend la figure de  $Nu=f(Re)$  (figure III.6) pour 4 maillage différents (Coarser, Normal, fine et extra fine)

Tableau III-2: Maillage de la géométrie

Taille d'élément	Nombre d'élément		
	Domaine	frontière	
Extrêmement grossier			
	4012	412	
Extra grossier	6156	524	
Plus grossier	10326	742	
Grossier	15848	932	
Normale	24870	1168	
Fin	62570	2226	
Plus fin	152558	4106	
Extra fin	206714	4124	
Extrêmement fin	390094	4218	

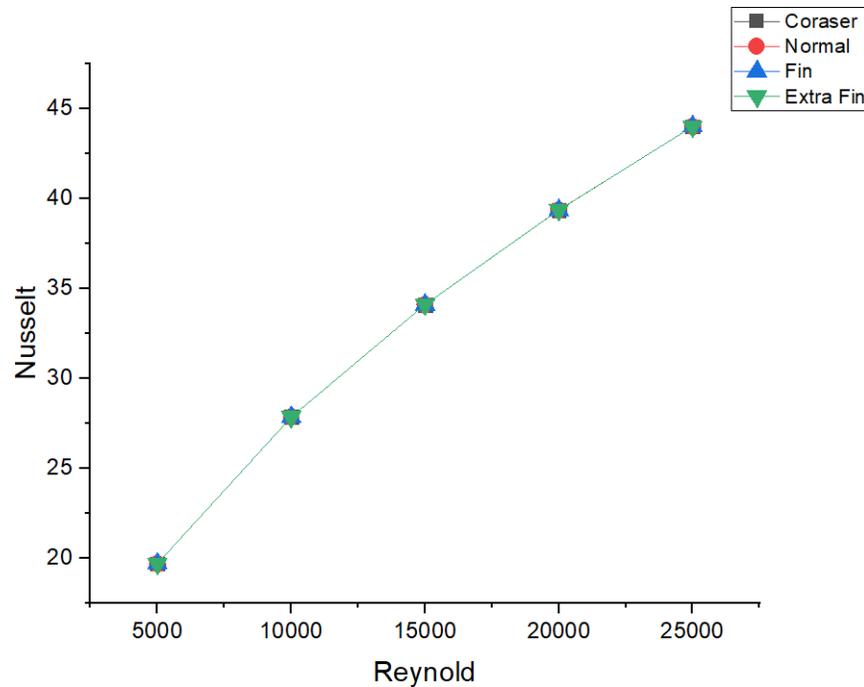


Figure III-6 : Optimisation Maillage

D'après la figure (III.6), nous avons constaté que le nombre de Nusselt par rapport à Reynold est le même dans tous les maillages. Pour cette raison, nous optons pour le maillage coraser afin d'obtenir et d'une manière qualitative des résultats précis avec un minimum temps de calcul.

### III.4.2 Test de convergence

La convergence des résultats est un indicateur important de la robustesse de la simulation et de la capacité du modèle à représenter de manière précise le phénomène étudié. Dans notre cas, cela démontre que les calculs numériques sont suffisamment précis pour obtenir une représentation fiable du transfert thermique dans le système solide-liquide avec écoulement turbulent. Il est important de noter que le test de convergence a été réalisé en prenant en compte les contraintes de temps de calcul et les ressources disponibles. Le niveau de résolution du maillage choisi permet d'obtenir un équilibre entre la précision des résultats et les ressources nécessaires pour effectuer la simulation. En conclusion, le test de convergence réalisé confirme la fiabilité des résultats de simulation du transfert thermique solide-liquide avec écoulement turbulent. Il atteste de la précision des calculs numériques et de la capacité du modèle à représenter de manière adéquate le phénomène étudié. Cela nous donne confiance dans les résultats obtenus et leur utilisation pour des analyses approfondies du système.

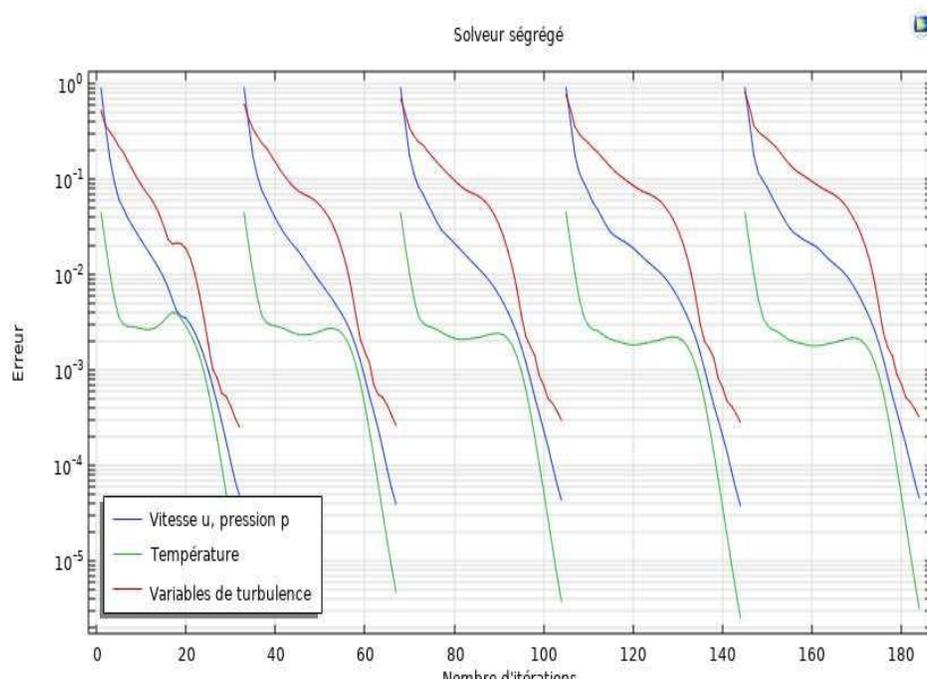


Figure III-7 : Test de convergence maillage coraser

### III.4.3 Comparaison des résultats

En comparant nos résultats de simulation pour le profil de température à la position  $x=0.012$  avec ceux présentés dans l'article de référence, nous observons une concordance satisfaisante entre les deux. Les profils de température montrent des tendances similaires, avec des variations significatives dans les régions critiques.

Cependant, il convient de noter certaines différences entre nos résultats et ceux de l'article de référence. Ces différences pourraient être attribuées à plusieurs facteurs potentiels, tels que des variations dans les conditions aux limites, les propriétés thermiques du matériau, les modèles de turbulence utilisés ou les paramètres de simulation. Il est essentiel de considérer ces facteurs lors de la comparaison et de l'interprétation des résultats.

Nous devons également prendre en compte les incertitudes mentionnées dans l'article de référence, telles que les incertitudes expérimentales ou les hypothèses simplificatrices spécifiques à la simulation. Ces facteurs peuvent contribuer aux écarts observés entre nos résultats et ceux de l'article de référence.

Dans l'ensemble, nos résultats de simulation sont en accord raisonnable avec les tendances et les valeurs numériques présentées dans l'article de référence pour le profil de température à la

position  $x=0.012\text{mm}$ . Cela suggère une cohérence entre notre modèle de simulation et les observations rapportées dans la littérature. Cependant, des études supplémentaires sont nécessaires pour quantifier plus précisément les écarts et évaluer la fiabilité et la précision de notre modèle.

En conclusion, nos résultats de simulation pour le profil de température à la position  $x=0.012\text{ mm}$  présentent des similitudes encourageantes avec les résultats de l'article de référence. Cependant, des analyses plus détaillées et des comparaisons supplémentaires sont nécessaires pour une validation plus approfondie de notre modèle de transfert thermique solide-liquide avec écoulement turbulent.

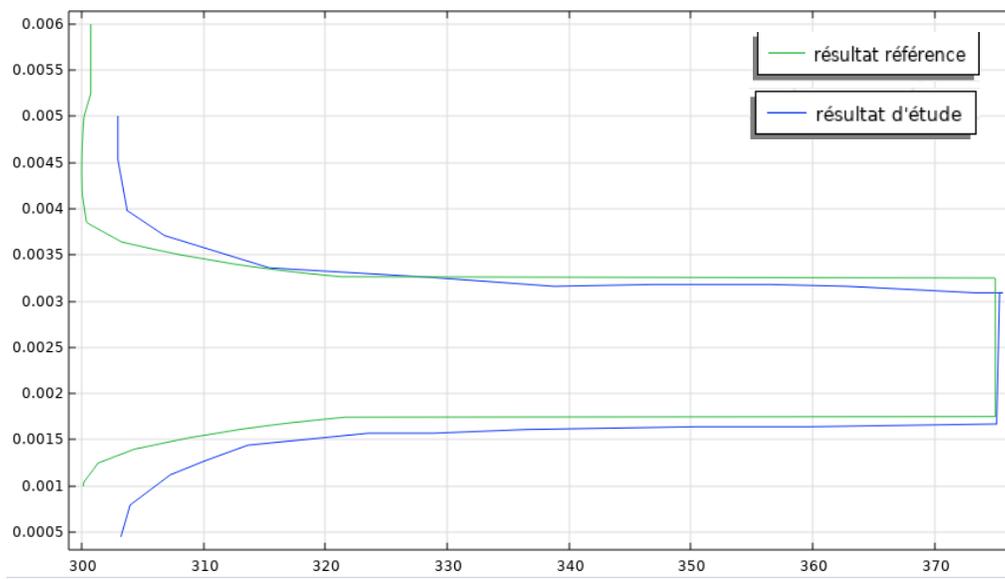


Figure III-8 : Comparaison des résultats avec profil vitesse  $x=0.012\text{ mm}$  et  $Re=25000$

### III.5. Discussion et interprétation des résultats

L'analyse du transfert de chaleur, de la vitesse, de la température et de la pression est essentielle pour comprendre les phénomènes physiques dans divers systèmes. En utilisant des outils de modélisation et de simulation tels que Comsol, il est possible d'obtenir des résultats précis et détaillés sur la répartition de la chaleur, les flux de fluides, les gradients de température et les variations de pression.

#### III.5.1. Etude du profil de vitesse

Dans la figure (III.9/III.10), nous allons apercevoir les différents états de présentation des résultats de surface et des lignes de courant, tout en appliquant une valeur de vitesse de  $5\text{m/s}$  [43].

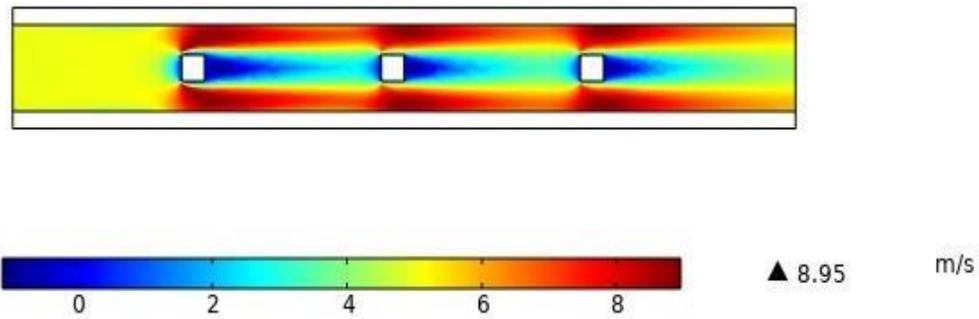


Figure III-9 : Représentation spatiale de la vitesse

On constate que la vitesse augmente au niveau de passage des obstacles, où la vitesse maximale atteindra 8.95 m/s. Par conséquent l'augmentation de la vitesse nous donne un bon transfert thermique.

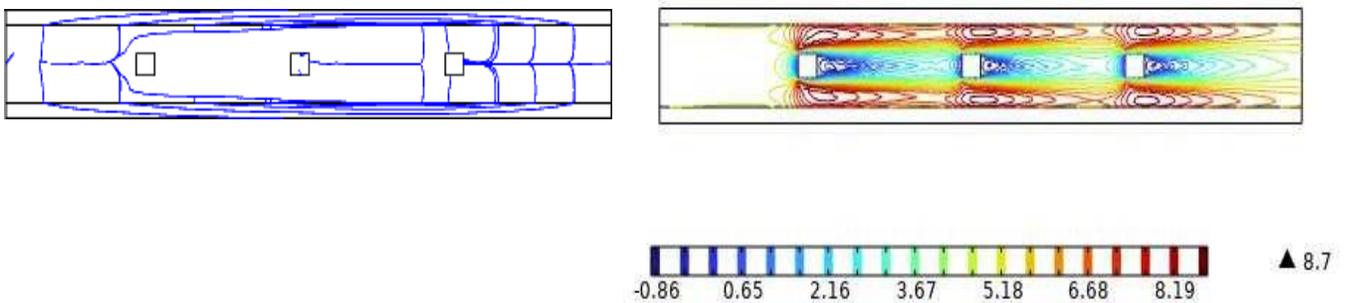
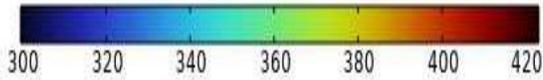
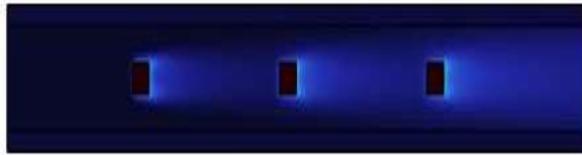


Figure III-10: Lignes de courant et isovaleurs de vitesse pour  $U_{in}=5\text{m/s}$

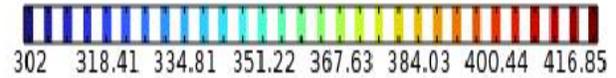
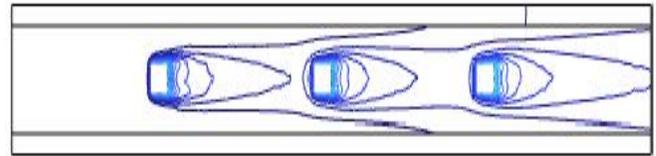
Les lignes de courants sont hétérogènes où il y a un refoulement de la vitesse au contact avec les façades.

### III.5.2. Etude du profil de température

Les figures (III.11/III.12) montrent l'attitude de la température le long du canal.



▲ 423



▲ 421

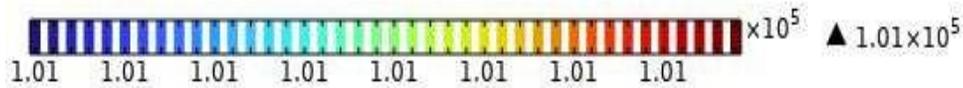
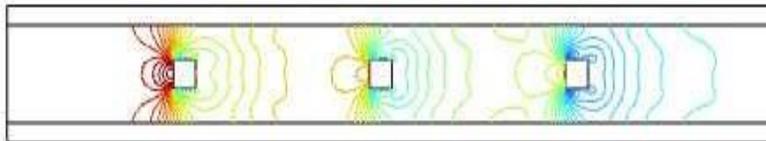
Figure III-12: Contour de température

Figure III-11 : Isovaleurs température

La température à la sortie est de 314 k,

### III.5.3 Etude du profil Pression

On présente le profil de vitesse le long du canal pour une vitesse initial de 5m/s



▲  $1.01 \times 10^5$

Figure III-13 : Isovaleurs pression (Pa)

On remarque d'après les figures de la pression, qu'il y a un redressement brusque et un élargissement brusque dans la zone d'étranglement d'écoulement entre les ailettes et les parois

### III.6. Discussion et interprétation des résultats pour différent valeur Reynolds

#### III.6.1. Profils de vitesse pour différentes valeurs de Reynolds

Pour avoir des détails importants sur la structure de l'écoulement, les champs des vitesses sont présentés et pour des valeurs du nombre de Reynolds égalent  $Re=5000$ ,  $10000$ ,  $15000$ ,  $20000$ ,  $25000$

**Re=5000**

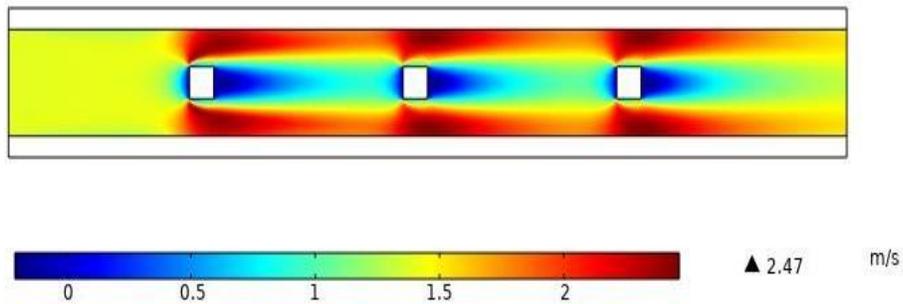
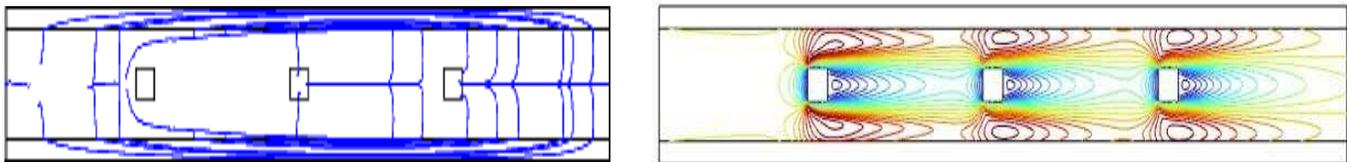


Figure III-14 : Représentation spatiale de la vitesse pour  $Re= 5000$



• **Re=10000**

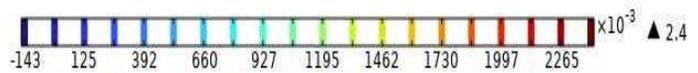


Figure III-15 : Lignes de courant et isovalues de vitesse pour  $Re=5000$

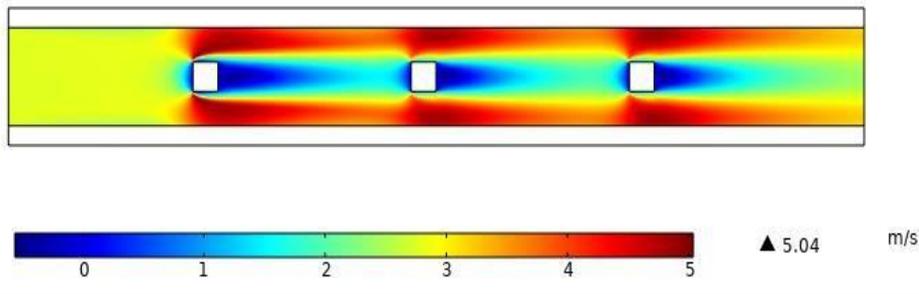


Figure III-16 : Représentation spatiale de la vitesse pour  $Re= 10000$

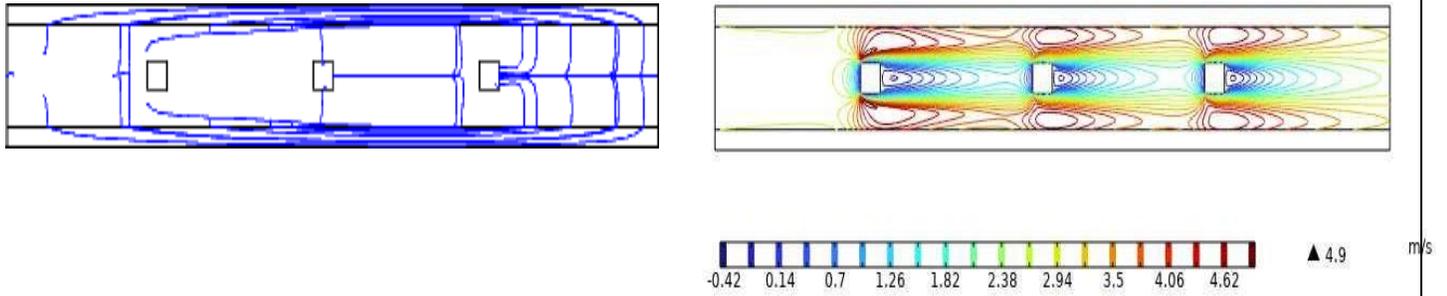


Figure III-17 : Lignes de courant et isovalues de vitesse pour  $Re=10000$

- **Re=15000**

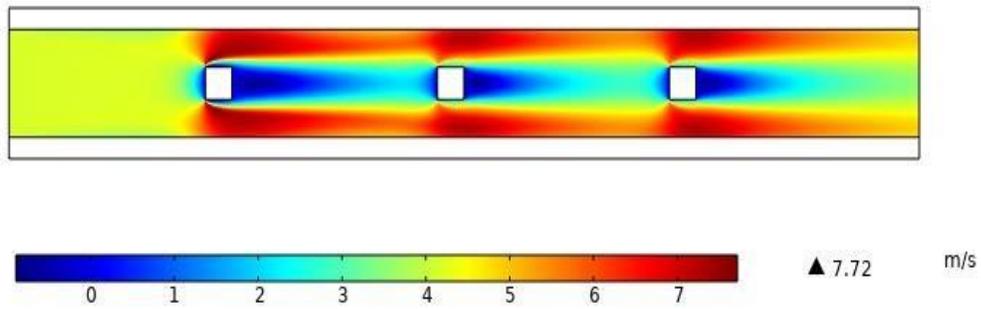


Figure III-18 : Représentation spatiale de la vitesse pour  $Re= 15000$

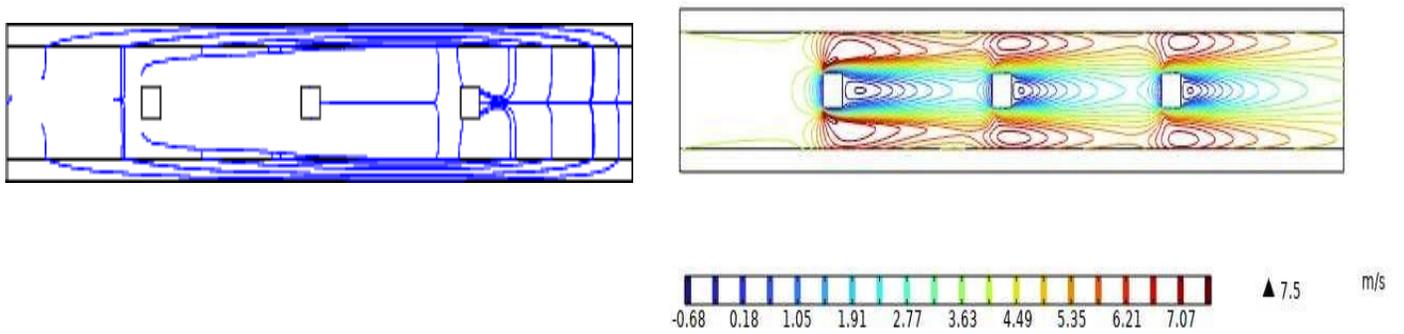


Figure III-19 : Lignes de courant et isovalues de vitesse pour  $Re=15000$

- **Re=20000**

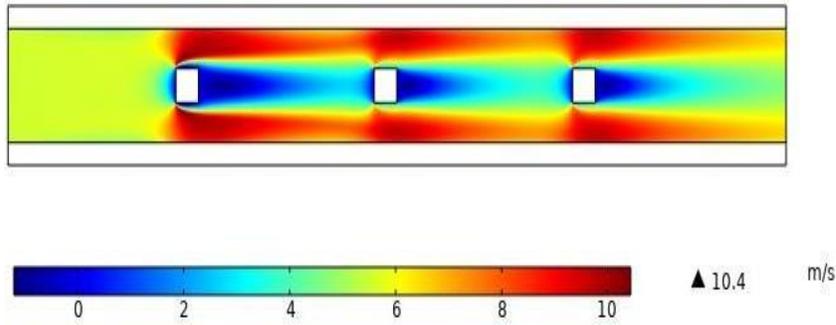


Figure III-20 : Représentation spatiale de la vitesse pour  $Re= 20000$

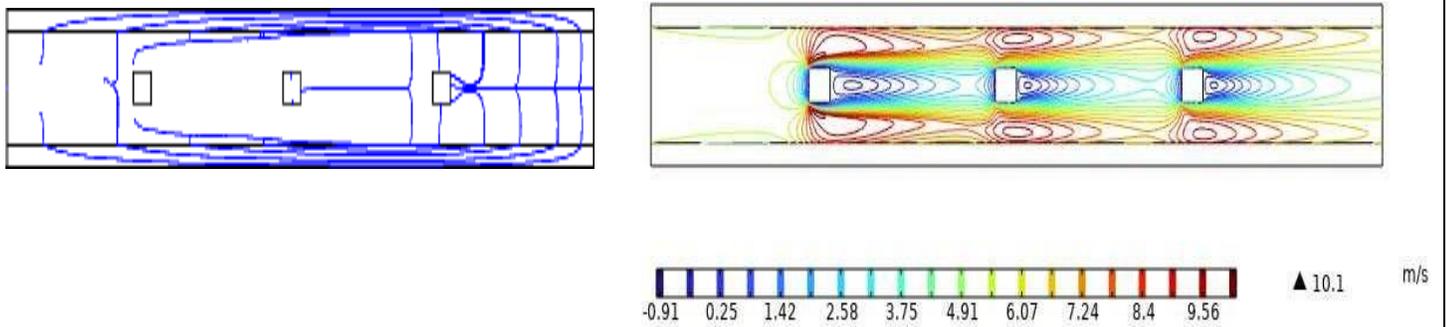


Figure III-21 : Lignes de courant de vitesse pour  $Re=20000$

- **Re=25000**

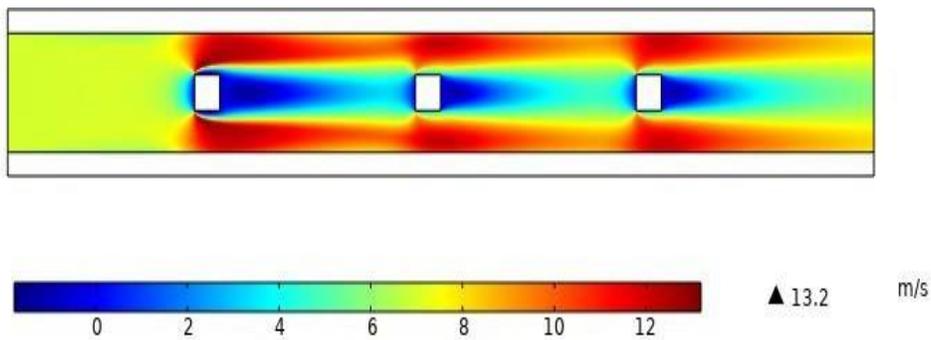


Figure III-22 : Représentation spatiale de la vitesse pour  $Re= 25000$

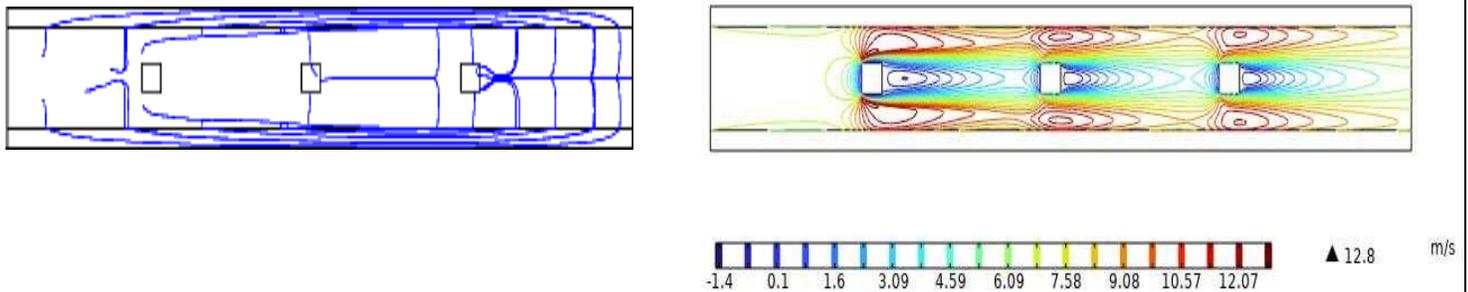


Figure III-23 : Lignes de courant de vitesse pour  $Re=25000$

Les observations effectuées révèlent que les champs de vitesse présentent un profil uniforme à l'entrée du canal, mais deviennent nuls le long des parois des ailettes en raison de la condition de non-glissement appliquée. Lorsque les particules fluides s'approchent des parois des ailettes, les directions des vecteurs vitesse sont modifiées et elles circulent autour des parois, créant ainsi un mouvement de brassage qui favorise le transfert de chaleur. Par ailleurs, il est également notable qu'il y a une accélération de la vitesse dans l'espace entre les ailettes dans la direction longitudinale, ce phénomène étant dû à la réduction de la section du passage pour le fluide.

Les figures montrent les lignes de courant pour toutes les valeurs du nombre de Reynolds l'écoulement est rapide, à cause des grandes vitesses d'écoulement, le fluide reste attaché aux parois et il n'y a pas de décollement.

### III.6.2. Profils de Température pour différentes valeurs de Reynolds

On présente les contours de température et isovaleurs dans un dissipateur de chaleur pour des nombres de Reynolds  $Re=5000$ ,  $10000$ ,  $15000$ ,  $20000$  et  $25000$

- **Re=5000**

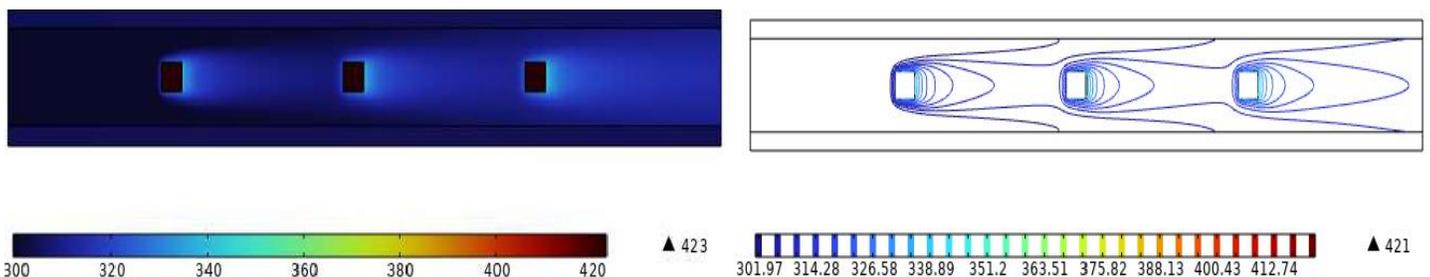


Figure III-24 : Contour de température et isovaleurs pour  $Re=5000$

• **Re=10000**

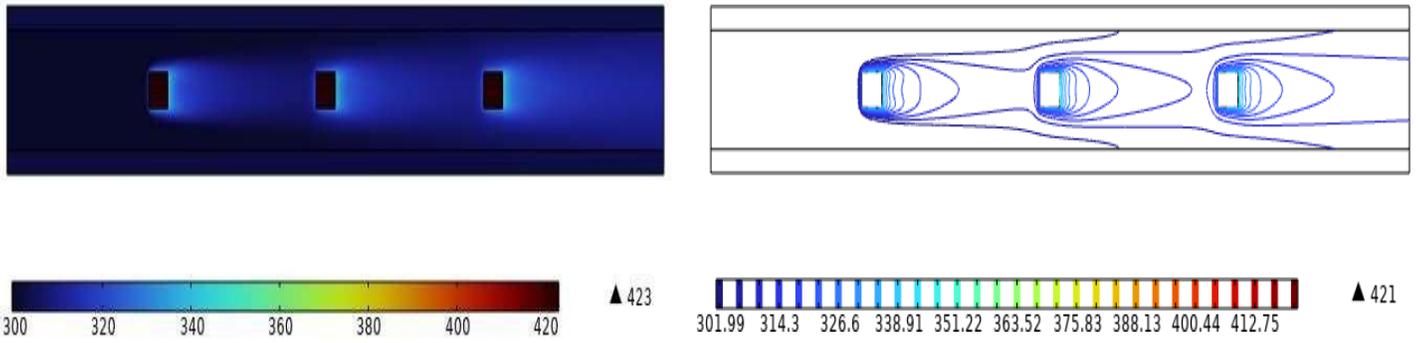


Figure III-25 : Contour de température et isovalues pour  $Re=10000$

• **Re=15000**

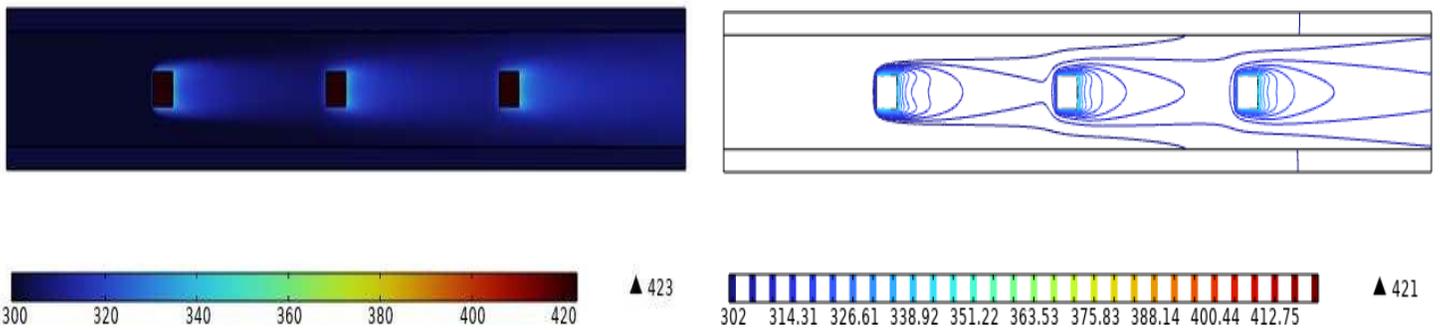


Figure III-26 : Contour de température et isovalues pour  $Re=15000$

• **Re=20000**

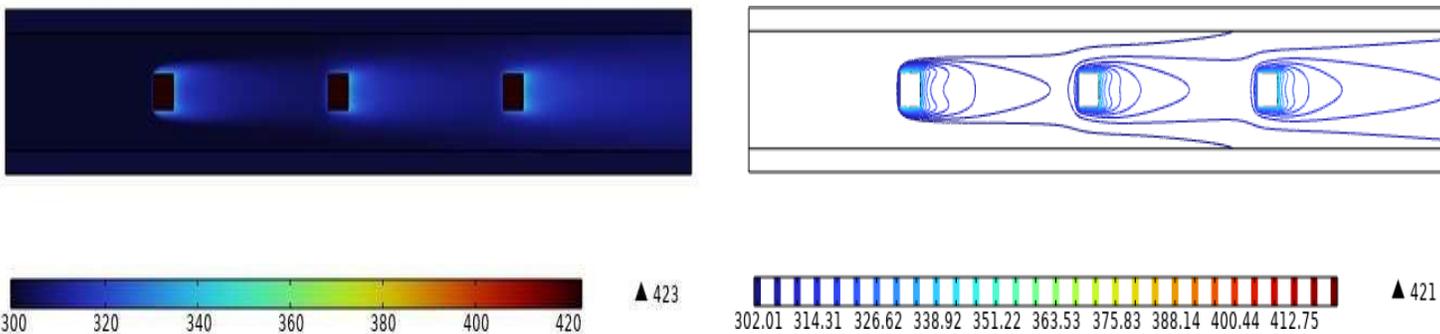


Figure III-27 : Contour de température et isovalues pour  $Re=20000$

- $Re=25000$

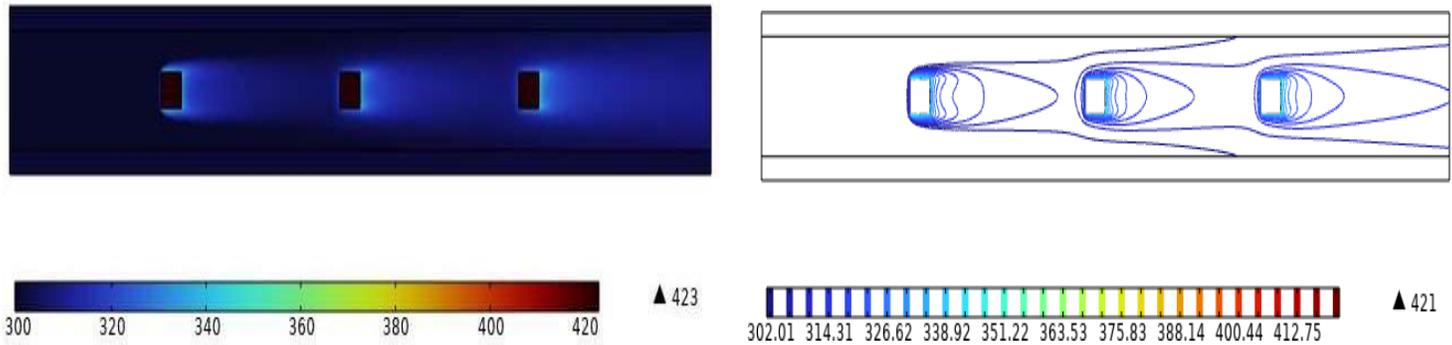


Figure III-28 : Contour de température et isovaleurs pour  $Re=25000$

L'accroissement du nombre de Reynolds engendre une augmentation dans la vitesse d'entrée ce qui permet d'améliorer le transfert de chaleur par convection, et par conséquent une évacuation plus importante de la chaleur à partir des ailettes.

Pour chaque valeur de  $Re$ , il est clair qu'à l'entrée du canal l'écoulement est à la température ambiante  $T_0=300K$ , quand il s'approche des ailettes il évacue de la chaleur par convection en formant une couche limite thermique fine autour des dissipateurs. La température à l'intérieur de chaque dissipateur est presque uniforme et atteint son maximum, les variations de température sont concentrées autour des ailettes chaudes.

### III.6.3 Profil de température et de vitesse pour différentes positions

#### III.6.3.1 Profil de température pour différentes positions

La variation de la température totale apparaît clairement sur les contours. Pour bien étudier cette évolution, on a tracé des courbes de température en fonction de longueur du canal

Les profils de température obtenus dans l'étude stationnaire révèlent une efficacité remarquable dans la dissipation de la chaleur. Les profils de température indiquent une augmentation progressive de la température à mesure que l'on se déplace le long du canal, atteignant un maximum au niveau du dissipateur thermique. Cette augmentation graduelle de la température suggère un transfert de chaleur efficace depuis la source thermique vers le dissipateur. De plus, les profils de température montrent une diminution significative de la température après le dissipateur thermique, indiquant que celui-ci joue un rôle crucial dans la dissipation thermique en extrayant efficacement la chaleur

du système. Cela confirme que le dissipateur thermique est capable d'évacuer la chaleur de manière efficace,

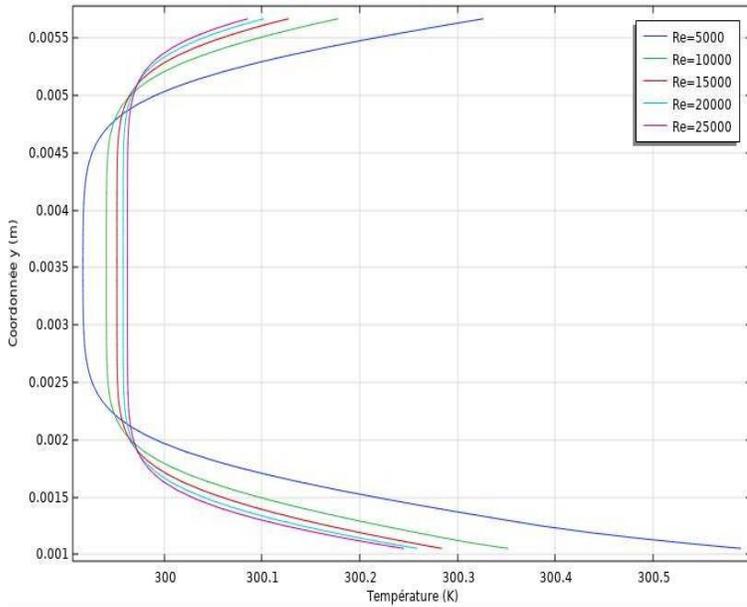


Figure III-30 : Profil de température pour  $x=0.008mm$

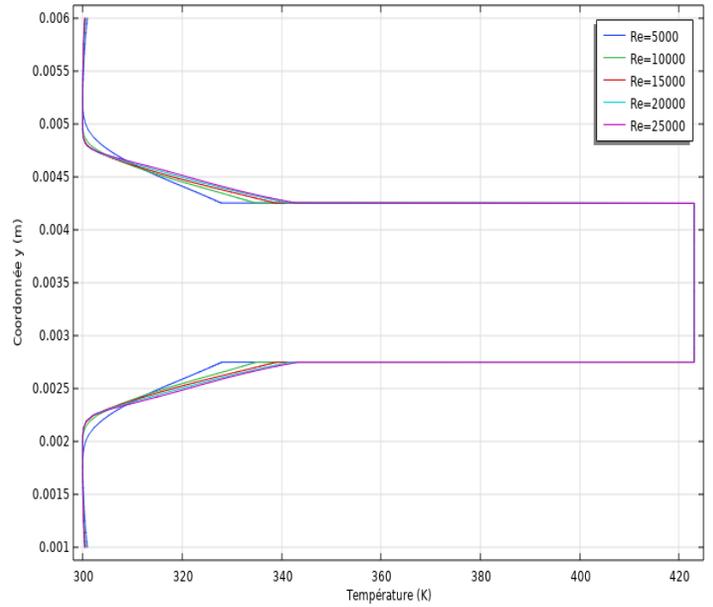


Figure III-29 : Profil de température pour  $x=0.012mm$

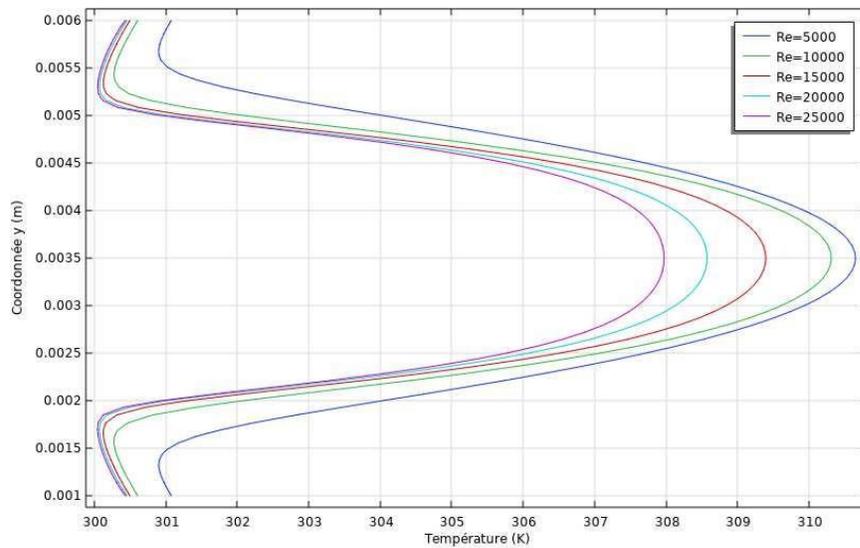


Figure III-31 : Profil de température pour  $x=0.018mm$

### III.6.3.2 Profil vitesse pour Différent position

La variation de vitesse apparaît clairement sur les contours et sur leurs échelles. Pour étudier cette évolution de vitesse axiale dans l'échangeur, on a tracé la courbe de vitesse axiale pour 3 positions

Il s'agit de  $y=0.002\text{mm}$   $y=0.0035\text{mm}$   $y=0.0048\text{mm}$

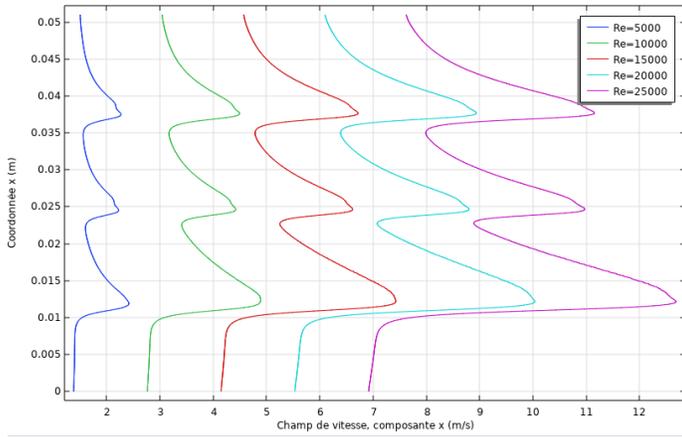


Figure III-33 : Profil de vitesse pour  $y=0.002\text{mm}$

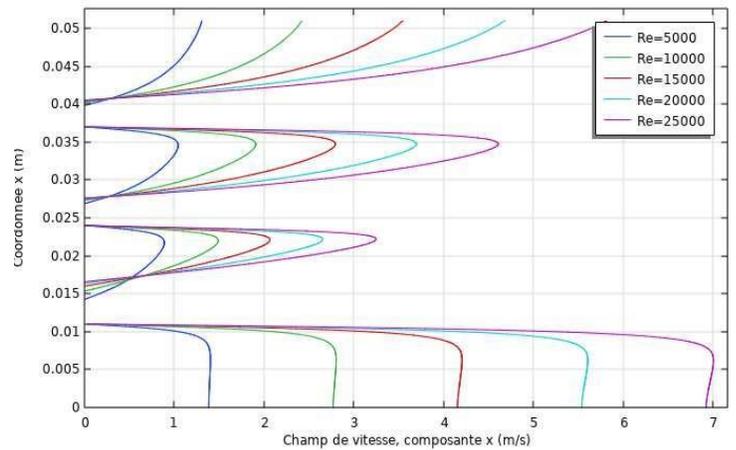


Figure III-32 : Profil de vitesse pour  $y=0.0035\text{mm}$

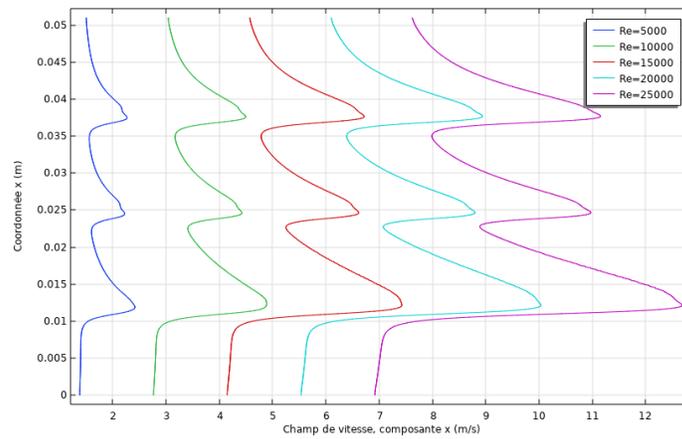


Figure III-34 : Profil de vitesse pour  $y=0.0048\text{mm}$

Les résultats obtenus pour le profil de vitesse entre le dissipateur et la paroi du canal indiquent une augmentation significative de la vitesse près de la paroi en raison de la présence du dissipateur. Cette augmentation de la vitesse est observée dans les zones où l'écoulement est comprimé entre le dissipateur et la paroi.

En amont du dissipateur, on observe une diminution de la vitesse axiale où le dissipateur est situé. Des zones de recirculation peuvent se former en aval du dissipateur, entraînant des variations locales de la vitesse et une perturbation de l'écoulement axial régulier.

### III.6.4 Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds

Le nombre de Nusselt est le rapport du flux de chaleur convectif et le flux de chaleur conductif, ces résultats sont présentés sur la figure (III.35).

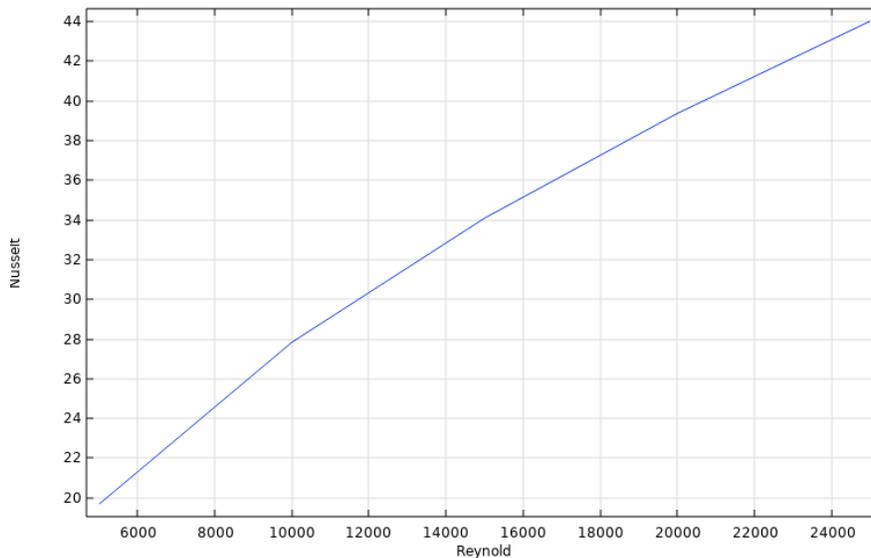


Figure III-35 : Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds

Cette figure présente l'évolution du nombre de Nusselt d'air dans un dissipateur en fonction du nombre de Reynolds. On constate que le nombre de Nusselt augmente avec l'accroissement du nombre de Reynolds, car l'augmentation du nombre de Reynolds et par conséquent la vitesse d'entrée, favorise le transfert convectif entre le fluide et les parois des ailettes ce qui donne une meilleure dissipation de la chaleur, et par conséquent, un bon refroidissement de l'ensemble du système.

### III.8. Etude de cas

Dans cette partie, nous allons jouer sur la géométrie, nous remplacerons les dissipateurs carrés avec des dissipateurs d'autres formes

### III.8.1 Dissipateur de forme circulaire

On conserve les mêmes conditions aux limites, la géométrie étudiée est la suivante :

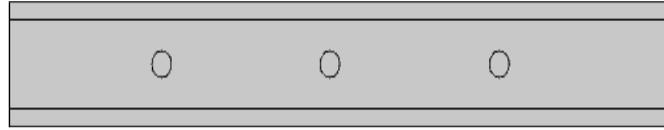


Figure III-36 : Géométrie étudié 1er cas

#### III.8.1.1 Profil vitesse

Nous allons voir les champs vitesse et isovaleurs pour les valeurs de Reynolds suivantes : 5000 , 15000 , 25000

- **Re=5000**

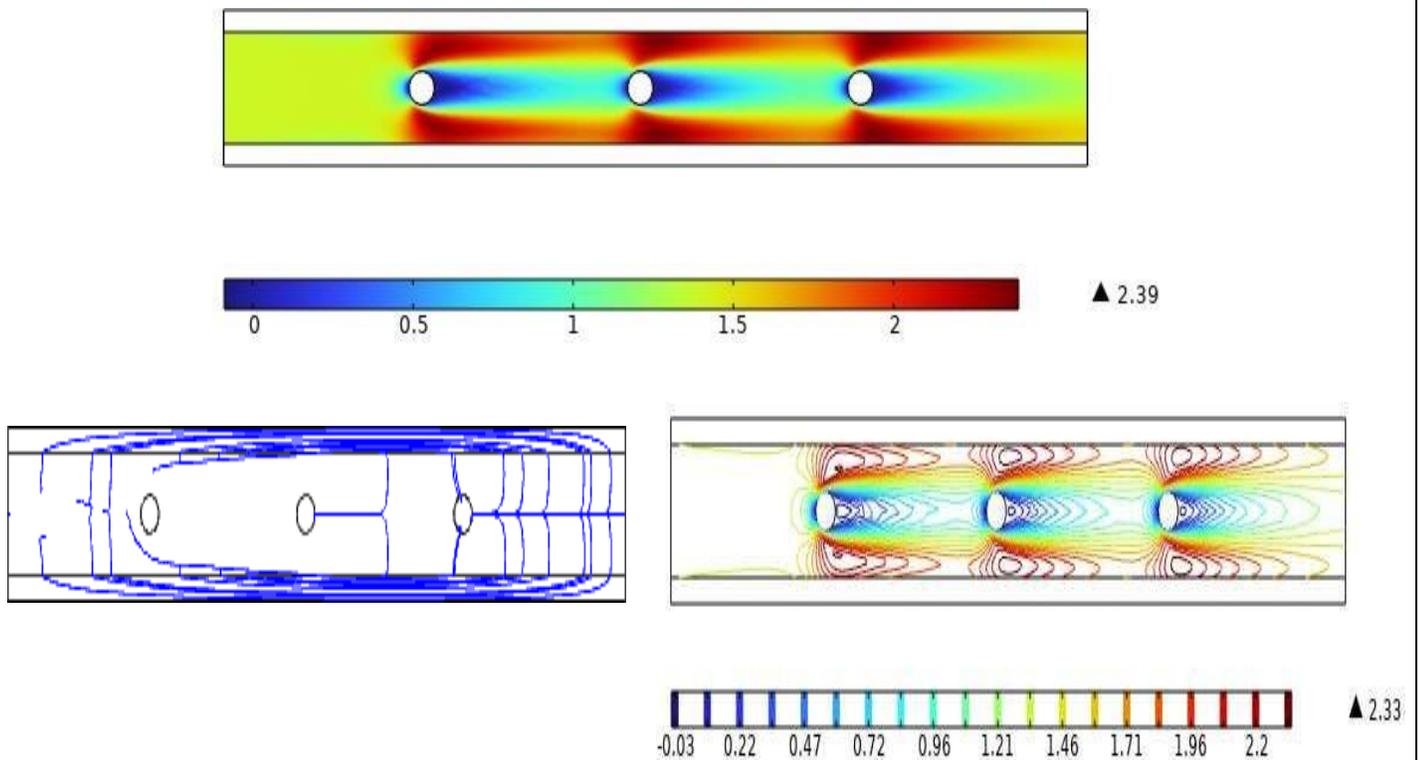


Figure III-37 : Profil vitesse 1er cas pour Re=5000

• **Re=15000**

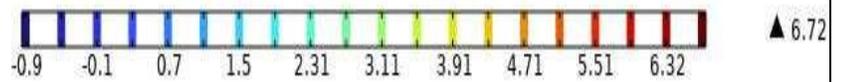
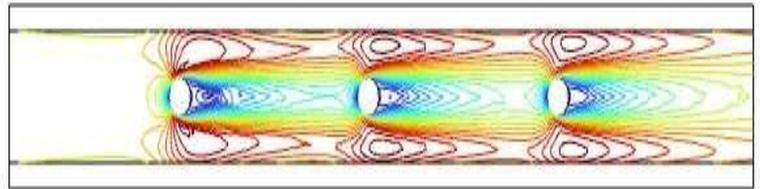
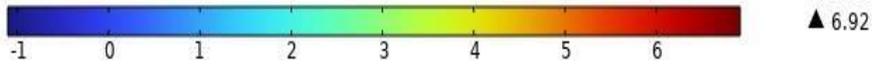
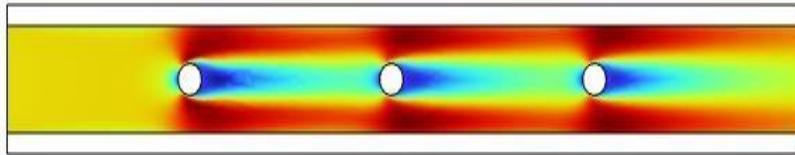


Figure III-38 : Profil vitesse 1er cas pour Re=15000

• **Re=25000**

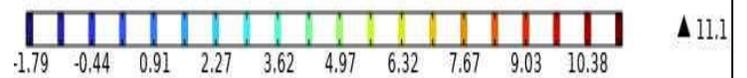
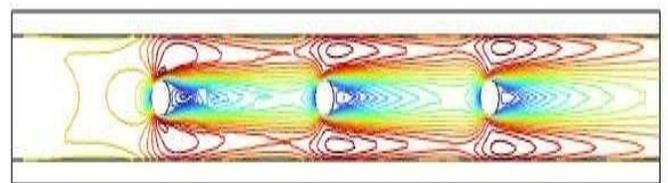
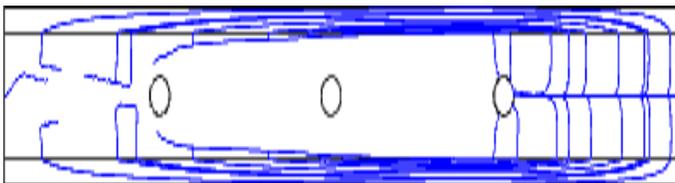
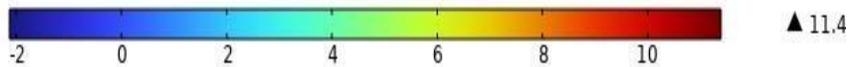
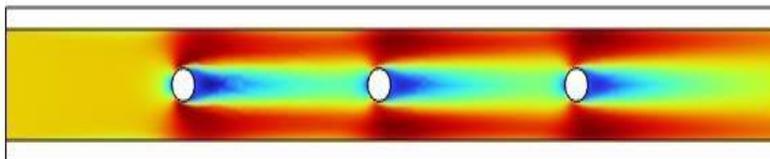


Figure III-39 : Profil vitesse 1er cas pour Re=25000

### III.8.1.2 Profil température

La figure (III.43/III.44/III.45) représente le champ de température pour des dissipateurs de forme circulaires le long du canal pour les valeurs Reynolds : 5000 15000 25000

- Re=5000

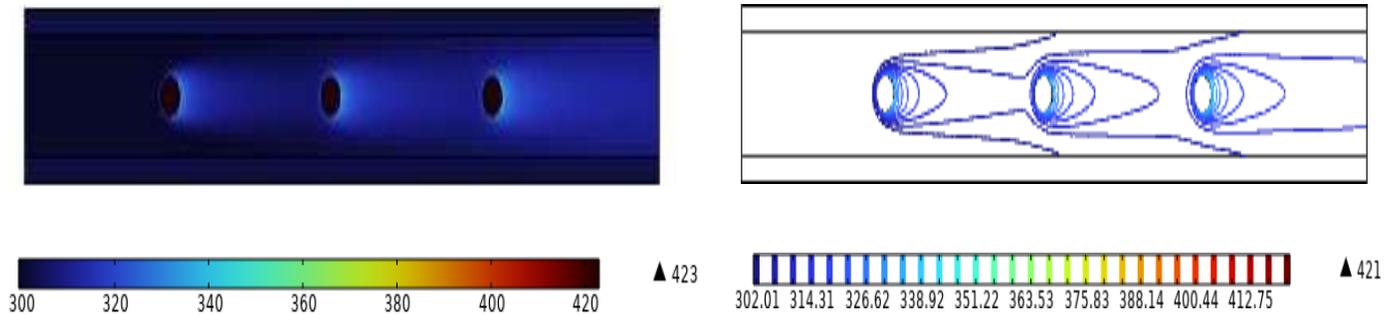


Figure III-40 : Profil température 1er cas pour  $Re=5000$

- Re=15000

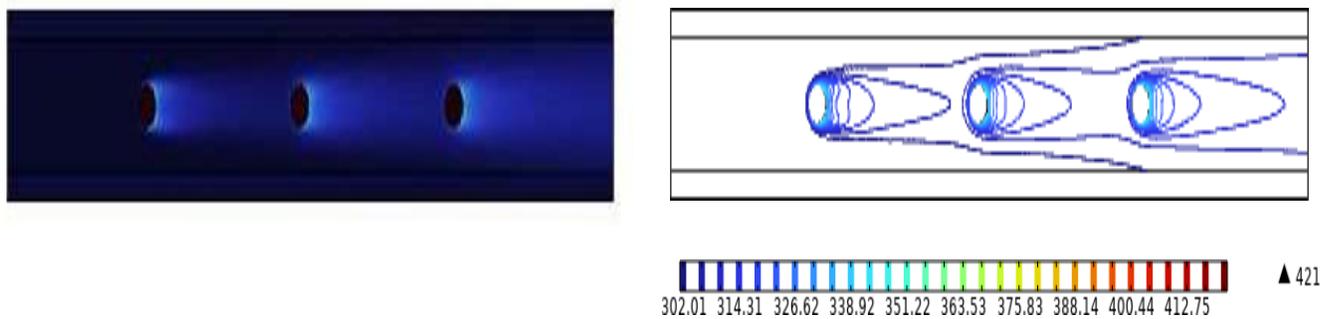


Figure III-41 : Profil température 1er cas pour  $Re=15000$

- **Re=25000**

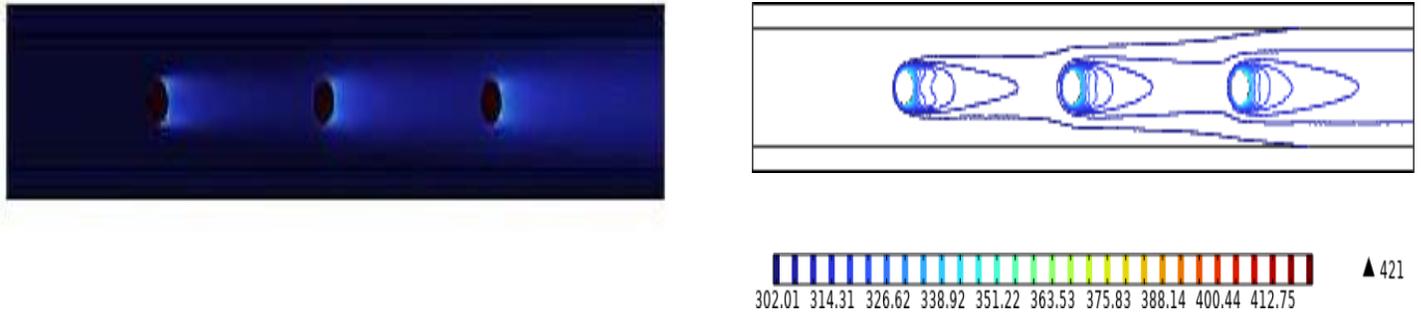


Figure III-42 : Profil température 1er cas pour Re=15000

### III.8.2 Dissipateurs de forme losanges

Les conditions aux limites et les dimensions sont les même que dans le premier cas.

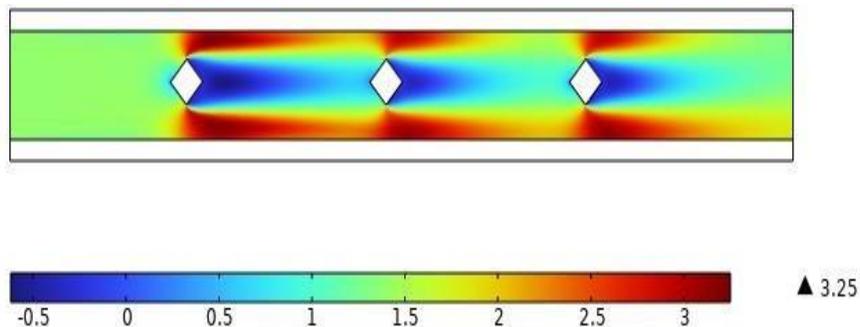


Figure III-43 : Géométrie étudié 2eme cas

#### III.8.2.1 Profil vitesse

Nous allons voir les champs vitesse et isovaleurs pour des dissipateurs de forme losanges pour les valeurs de Reynolds suivantes : 5000 , 15000 , 25000

- **Re=5000**



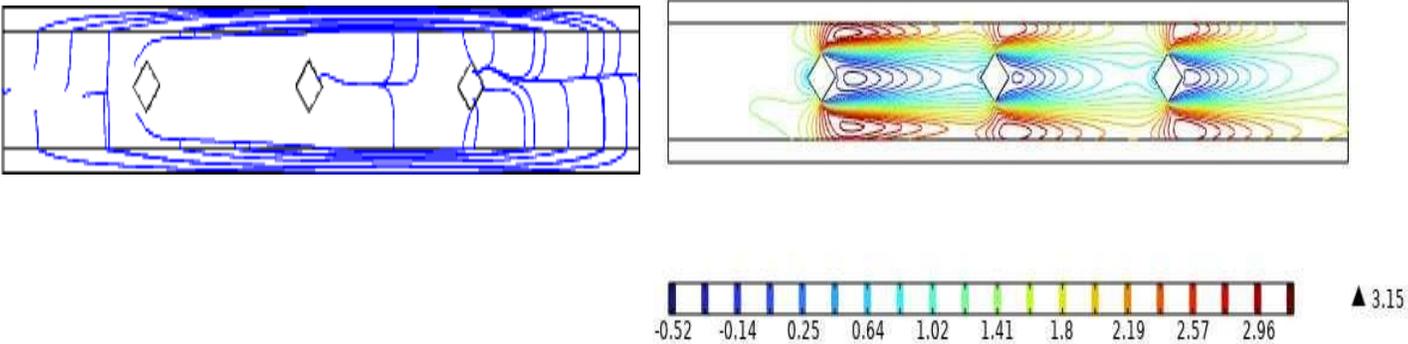


Figure III-44 : Profil vitesse 2eme cas pour Re=5000

• Re=15000

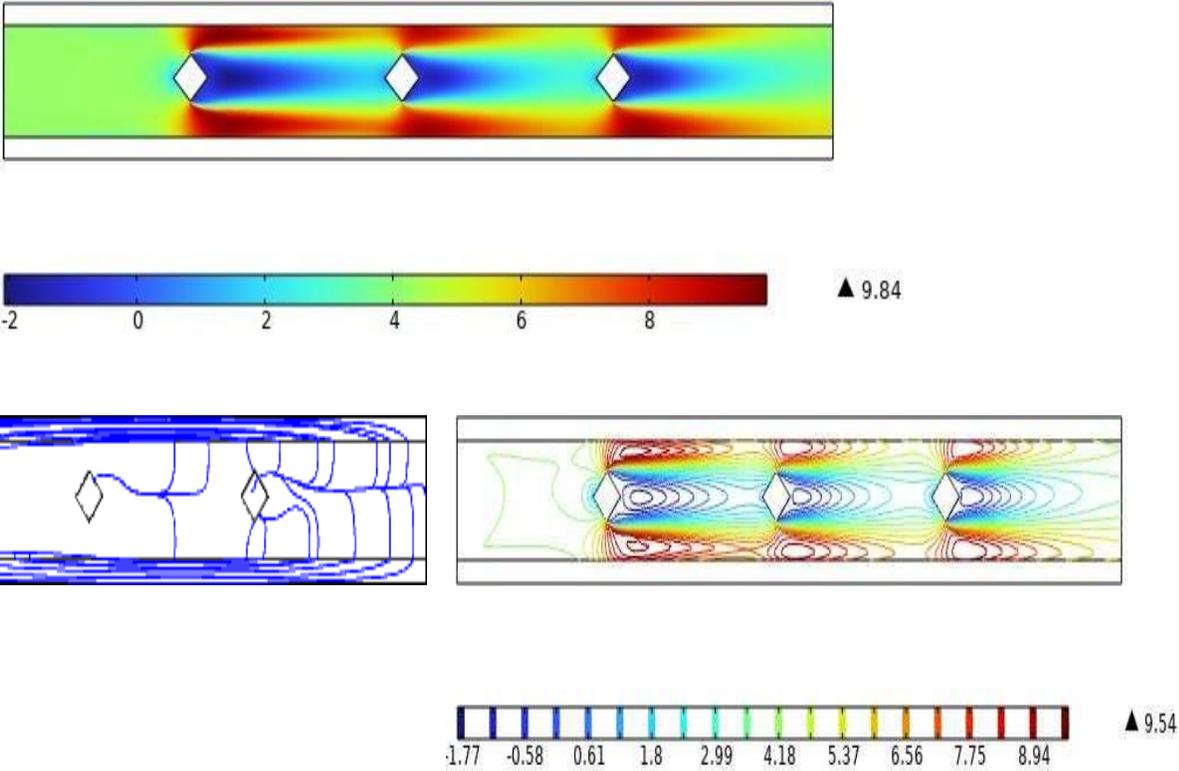


Figure III-45 : Profil vitesse 2eme cas pour Re=15000

- **Re=25000**

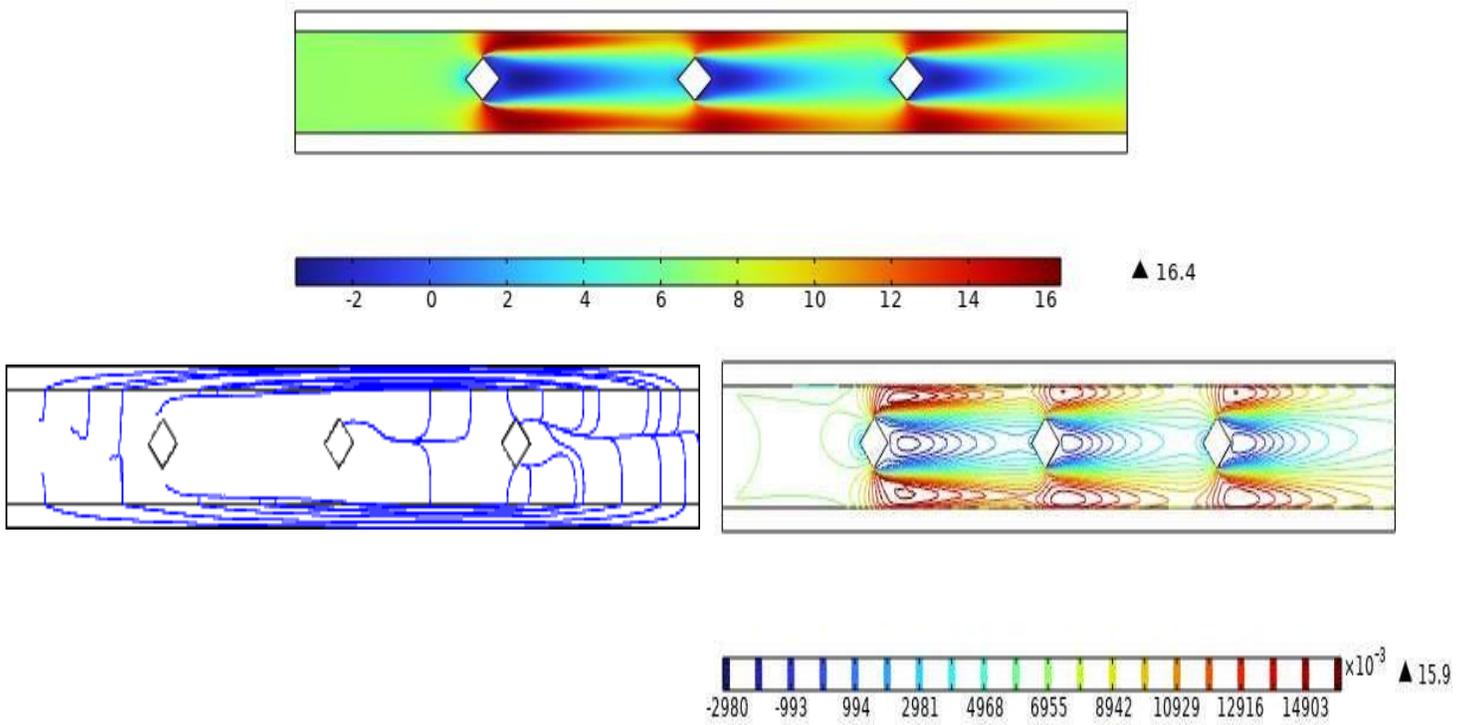


Figure III-46 : Profil vitesse 2eme cas pour Re=25000

### III.8.2.2. Profil de température

On représente le champ de température pour des dissipateurs de forme circulaires le long du canal pour les valeurs Reynolds : 5000 15000 25000

- **Re=5000**

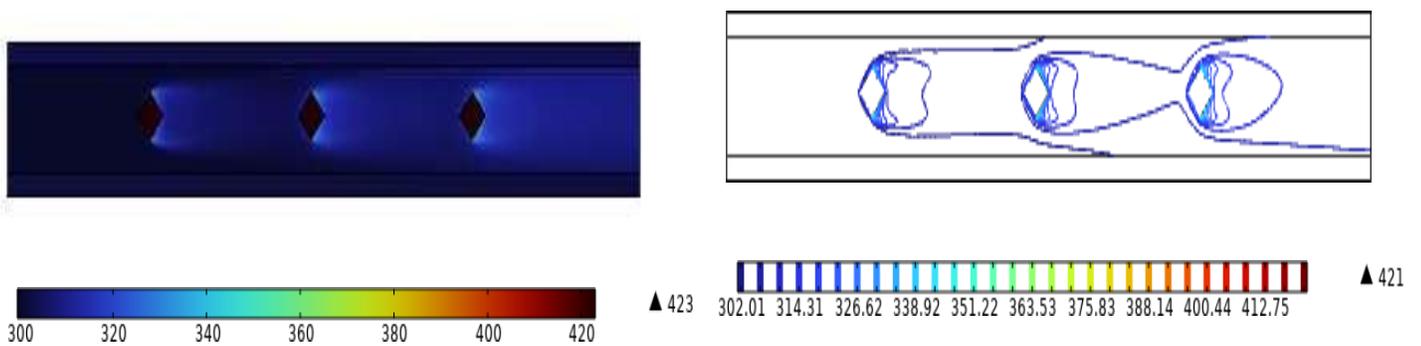


Figure III-47 : Profil température 2eme cas pour Re=5000

- **Re=15000**

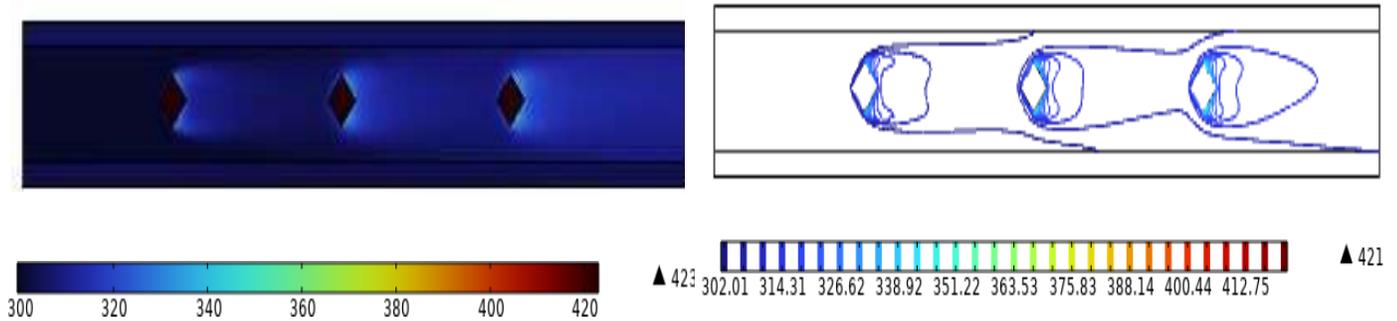


Figure III-48 : Profil température 2eme cas pour Re=15000

- **Re=25000**

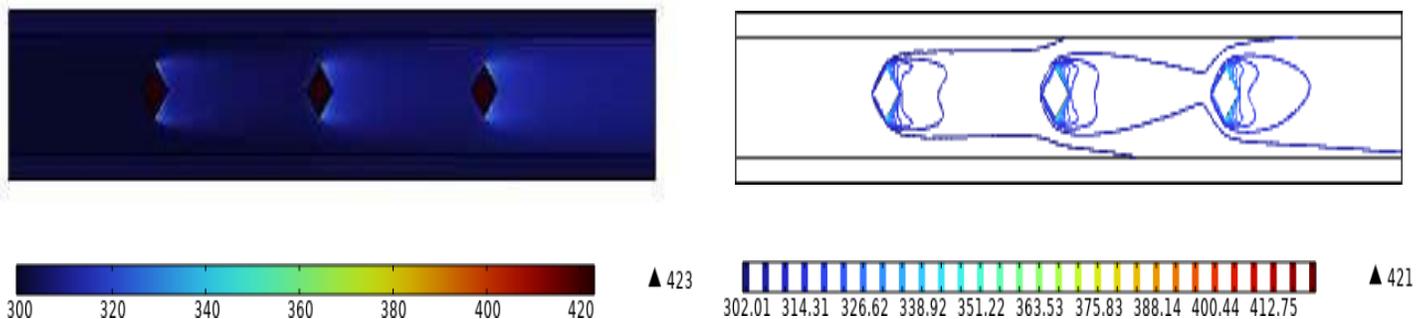


Figure III-49 : Profil température 2eme cas pour Re=25000

### III.9. Interprétation des résultats de l'étude de cas

1. Formation des zones de recirculation : La présence de zones de recirculation derrière les dissipateurs dans tous les modèles est un phénomène commun dans les écoulements autour d'obstacles. Cette séparation de l'écoulement est due à la géométrie des dissipateurs qui génère des tourbillons et des zones de basse pression derrière eux. La taille des zones de recirculation est plus importante dans le modèle carré, ce qui peut être attribué à la forme angulaire des dissipateurs et à l'interaction complexe entre les coins et l'écoulement. Ces zones de recirculation peuvent avoir un impact sur l'efficacité du dissipateur en limitant l'échange de chaleur et en créant des zones de température plus élevée.

2. Augmentation de la vitesse au niveau des obstacles : L'augmentation de la vitesse de l'écoulement au niveau des obstacles est également une observation courante dans les écoulements autour d'obstacles. Dans tous les modèles, l'écoulement est accéléré lorsque le fluide est contraint de passer à travers les espaces plus étroits entre les dissipateurs. Cette augmentation de vitesse est particulièrement prononcée dans le modèle en losange, ce qui peut être attribué à la forme spécifique de cette géométrie. Une vitesse plus élevée peut favoriser une meilleure dissipation de chaleur dans la zone d'influence des dissipateurs.
3. Température à la sortie : la température à la sortie est plus élevée dans le modèle carré par rapport aux modèles circulaire et en losange. Cela peut être le résultat de plusieurs facteurs, tels que la surface d'échange thermique spécifique des dissipateurs, les différences de convection naturelle ou les caractéristiques d'échange de chaleur dans les différentes géométries.
4. Variation du nombre de Nusselt par rapport au nombre de Reynolds : l'allure de variation du nombre de Nusselt par rapport au nombre de Reynolds est la même pour les trois modèles étudiés. Cette observation indique une corrélation cohérente entre les transferts de chaleur et les caractéristiques de l'écoulement turbulent dans les différentes géométries de dissipateurs.

### **III.10 Conclusion**

En conclusion du troisième chapitre de notre étude, nous avons utilisé le logiciel COMSOL pour analyser l'écoulement turbulent et le transfert thermique dans notre système spécifique.

En utilisant COMSOL, nous avons résolu ces équations pour obtenir des résultats détaillés sur les distributions de vitesse, les contours de température, les lignes de courant et d'autres paramètres pertinents pour notre étude. Ces résultats nous ont permis de comprendre le comportement de l'écoulement turbulent et d'évaluer l'efficacité de la dissipation thermique dans notre système.

### Conclusion générale

En conclusion, l'utilisation du logiciel COMSOL pour l'étude du transfert thermique des composants électroniques a permis de générer des résultats significatifs sur les contours de température, les lignes de courant et les profils de vitesse. Voici les principales conclusions tirées de cette analyse :

**Contours de température :** Les contours de température générés par COMSOL offrent une représentation visuelle précise des variations de température à travers les composants électroniques. Ces contours permettent d'identifier les zones chaudes et froides, de détecter les points critiques de température et d'évaluer la distribution thermique globale dans le système. Ils peuvent être utilisés pour optimiser la conception du refroidissement et s'assurer que les températures restent dans des plages acceptables.

**Lignes de courant :** Les lignes de courant générées par COMSOL permettent de visualiser les trajectoires de l'écoulement du fluide de refroidissement autour des composants électroniques. Ces lignes aident à comprendre le cheminement du fluide, à identifier les zones de recirculation ou de stagnation, et à évaluer l'efficacité du refroidissement. L'analyse des lignes de courant peut aider à optimiser le design des dissipateurs thermiques et à améliorer l'évacuation de la chaleur.

**Profils de vitesse :** Les profils de vitesse obtenus à partir de COMSOL permettent de quantifier la vitesse du fluide de refroidissement à travers les composants électroniques. Ces profils permettent de déterminer les zones de vitesse élevée et de vitesse réduite, et d'identifier les points où l'écoulement peut être insuffisant pour assurer une dissipation thermique efficace. L'analyse des profils de vitesse peut aider à optimiser la conception du système de refroidissement pour garantir un échange de chaleur adéquat.

En conclusion, l'utilisation de COMSOL pour l'étude du transfert thermique des composants électroniques permet de visualiser et d'analyser les contours de température, les lignes de courant et les profils de vitesse. Ces informations sont essentielles pour comprendre et optimiser la dissipation thermique, améliorer l'efficacité du refroidissement et garantir des températures de fonctionnement appropriées pour les composants électroniques. Cependant, il est important de valider les résultats avec des données expérimentales et de prendre en compte les conditions réelles d'utilisation pour une conception thermique précise et fiable.

## Référence

- [1] J-Philippe Pérez et A. M. Romulus, Thermodynamique fondements et applications, Paris, Masson (1993)
- [2] Khider fatma Zohra, Amélioration de la convection mixte en utilisant des ailettes cylindriques avec des ouvertures au niveau de la base, mémoire de master université de M'sila, 2016
- [3] M. Chaour, Interaction des structures tourbillonnaires avec la couche limite dans une cavité différentiellement chauffée, mémoire de magister, université Mentouri-Constantine (2010)
- [4] A.Bennia, cours transfert thermique, université Mohamed el Bachir Ibrahimi bordj Bou Arreridj (2013 /2014)
- [5] Esteban Saadjan, Les bases de la mécanique des fluides et des transferts de chaleur et de masse pour l'ingénieur, Sapiencia, 2009
- [6] Khaled HA. (2008) La convection mixte dans un espace annulaire entre deux cylindres concentriques [archive] Université de Mentouri. Constantine
- [7] axis-électronique. Comment assurer la tracabilité des composants électroniques
- [8] Areelis Technologies (société d'ingénierie et d'essais) : dissipation thermique dans les composantes électroniques ; un enjeu pour la fiabilité des composant/système électroniques quelles solutions technologiques. Laboratoire universitaire des sciences appliquées de Cherbourg, 2015
- [9] Data Center Curtains for Hot Aisle/Cold Aisle Containment, sur 42u.com
- [10] Informations lexicographiques et étymologiques de « composant » (sens B2) dans le Trésor de la langue française informatisé, sur le site du Centre national de ressources textuelles et lexicales
- [11] Paul Horowitz et Winfield Hill (trad. de l'anglais), Traité de l'électronique analogique et numérique [« The Art of Electronics »], vol. 1 : Techniques analogiques, Nieppe, Publitrone, 1996, 538 p. (ISBN 2-86661-070-9), p. 2 : Transistors - Introduction
- [12] M.tawk, ' ' étude 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

- [13] R Hopkins, A Faghri, and D Khrustaley, « Flat miniature heat pipes with micro capillary groove», Journal of Heat Transfers, Vol. 121, pp. 102-109, (1999)
- [14] J. Sabau, Determination of solid suspensions in electrical insulating oils by turbidimetry, in SAIT/CEA Technology Symposium, Calgary (Alberta), 1998, pp. 11-12
- [15] K. S. Kassi, Étude de l'impact du vieillissement des huiles minérales et alternatives sur le refroidissement des transformateurs de puissance : Approches numériques et expérimentales, Chicoutimi, Canada: thèse de doctorat, 2019
- [16] ELBERG (S.), MATHONNET (P.) - Évacuation de la chaleur dissipée dans les composants électroniques -. 1978 Eyrolles.
- [17] Seo Young et AL. Forced Convection Heat Transfer From Two Heated Blocks in Pulsating Channel Flow. International Journal Heat and Mass Transfer 1998; 41, 625-634
- [18] T.Icoz et Y.Jaluria. (2005) "Numerical simulation of boundary conditions and the onset of instability in natural convection due to protruding thermal sources in an open rectangular channel" Numerical heat transfer, part A, vol 48 pp 831-847
- [19] Da Silva, A.K., Lorente, S., Bejan, A. (2004): Optimal distribution of discrete heat sources on a wall with natural convection, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 47, pp. 203-214
- [20] T. Icoz and Y. Jaluria, Numerical simulation of boundary conditions and the onset of instability in natural convection due to protruding thermal sources in an open rectangular channel, Numerical Heat Transfer, Part A 48 (2005), 831-847.
- [21] S.S. Hsieh, D.Y. HUANG. Numerical Computation of Laminar Separated Forced Convection on Surfaced-Mounted Ribs 1987.
- [22] Y.L. Tsay and J.C. Cheng, Analysis of Convective Heat Transfer Characteristics for a Channel Containing Short Multi-Boards Mounted with Heat Generating Blocks, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2007
- [23] C . Benseghir, étude de la convection naturelle dans une cavité ayant une paroi ailetée, mémoire magister, université de Batna (2008)
- [24] G. de Vahl Davis, Natural convection of air in a square cavity, a bench mark solution. Int. J. Numer. Methods Fluids, vol. 3, pp. 249-264 (1983)
- [25] Conférence internationale sur l'énergie verte et l'ingénierie environnementale (GEEE2017). Journal internationale de la recherche scientifique et des technologies d'ingénierie IJSET Vol.5 pp1-4
- [26] Refroidissement par convection naturelle des composants électroniques montés sur une paroi verticale Sciences & Technologie B – N°33, (Juin 2011), pp 41 – 52

[27] Refroidissement par convection mixte des composants électroniques montés dans un canal horizontal, Laboratoire d'Énergétique Appliquée et de Pollution, Département de Génie Mécanique, Université Mentouri-Constantine, Route de Ain El. Bey, Constantine 25000, Algérie PP 1-6.

[28] Wang, Q. et Jaluria, Y. (2004). Three dimensional conjugate Heat Transfer in a horizontal channel with discrete heating, ASME Journal of Heat Transfer, vol 126: pp. 642 -647

[29] ] Bhowmik, H., Tso, C., Tou, K., Tan, F. (2005). Convection heat transfer from discrete heat sources in a liquid cooled rectangular channel, Applied Thermal Engineering, vol. 25, pp. 2532-2542

[30] T. Furukawa, W-J Yang. (2003) Thermal fluid flow in parallel boards with heat generating blocs, International Journal of Heat and Mass Transfer vol 46 pp 5005-5015.

[31] Boutina, L, Bessaïh, R. (2011) Numerical simulation of mixed convection air-cooling of electronic components mounted in an inclined channel, Applied Thermal Engineering, vol. 31, pp. 2052 – 2062

Kim, S. H, Anand, N.K. (2000): Use of slots to enhance forced convective cooling between channels with surface-mounted heat sources Numerical Heat Transfer, Part A, vol. 38, pp. 1-21

[32] I. Ishihara , T. Fukui, R. Matsumoto, Natural convection in a vertical rectangular enclosure with symmetrically localized heating and cooling zones, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol.23, pp. 366–372 (2002).

[33] : K. Almi. Etude des Ecoulements Bidimensionnels Elliptiques en Utilisant le Modèle de Turbulence des Contraintes de Reynolds. Thèse de Magister. Département de physique. Université Mentouri de Constantine, Algérie 2000.

[34] : I. Ishihara \*, T. Fukui, R. Matsumoto, Natural convection in a vertical rectangular enclosure with symmetrically localized heating and cooling zones, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol.23, pp. 366–372 (2002).

[35] : J. Boussinesq, « Essai sur la théorie des eaux courantes », Comptes rendus de l'Académie des Sciences, vol. 23, 1877, p. 1-680 (lire en ligne [archive]) (en) Oscar Castro-Orgaz et Willi H. Hager, Non-Hydrostatic Free Surface Flows, Cham, Springer, 2017, 690 p

[36] : Bejan .A, D. Allan, Kraus, 'Heat transfer handbook', TJ250.B35, 2003.

[37] : M. Hasnaoui, E. Bilgen, P. Vasseour, Natural convection heat transfer in

rectangular cavities partially heated from below, J. Thermophys. Heat Transfer, Vol. 6, pp. 255-264 (1992).

[38] : B. Baudouy, étude thermo-hydraulique d'un thermosiphon en hélium diphasique et en configuration horizontale, Laboratoire de Cryogénie et Station d'Essai, Stage réalisé du 05/07/2010 au 19/12/2010, CEA Saclay.

[39] : L. Prandtl. the mechanics of viscous fluid, dans aerodynamics theory III, édition W.F. Durand, page 166, (1935).

[40] : : G. Glushko. Turbulent boundary layer on a flat plate in an incompressible fluid. Izvest. Acad. Nauk. SSSR MEKH, NOY, (1965).

[41] : B.E. Launder, D. Spalding, the numerical computation of turbulent transport, Adv Geophysics, vol 18A, (1974).

[42] : N. Belghoul, Modélisation et simulation de la convection due à un champ de force externe dans des cavités : Convection Naturelle, Mhd et Marangoni, mémoire de master.

