



Département de Génie Mécanique

## MEMOIRE DE FIN D'ETUDE

En vue de l'obtention du diplôme de :

### MASTER

En Génie Mécanique

Option : ÉNERGÉTIQUE

Thème :

---

---

**Simulation numérique de la convection mixte dans un  
dissipateur de chaleur radial (pour application des diodes  
électroluminescente, LED)**

---

---

Proposé et dirigé par :

BENKHERBACHE SOUAD

Présenté :

chouireb hossam eddine

*Année Universitaire : 2017 / 1018*

N° d'ordre : GM/...../2016

# *Remerciements*

*Je tiens à remercier tout d'abord Dieu qui m'a guidé vers le bon chemin et qui m'a donné le courage et la force de continuer ce travail.*

*J'exprime mes profonds remerciements à **Mme Benkherbache Souad**, j'ai le grand plaisir de travailler sous sa direction et profiter de ses enseignements et ses conseils judicieux et pertinents.*

*J'adresse mes profondes gratitudeux aux enseignants et responsables du département énergétique.*

*Enfin, j'exprime mes remerciements à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce travail.*



# Sommaire

Nomenclature : .....	i
Liste des Figures : .....	iii
Liste des Tableaux : .....	vi
<b>Introduction Générale</b> : .....	1

## **Chapitre I: Recherche Bibliographique**

I.1-Introduction : .....	4
I.2. Conduction : .....	4
I.3. Rayonnement : .....	5
I.4. Convection : .....	5
I.4.1.La convection naturelle .....	5
I.4.2.La convection forcée .....	6
I.4.3.Convection mixte : .....	6
I.5. Les nombres sans dimension : .....	7
I.6.GENERALITES SUR LES NANOFLUIDES : .....	10
I.6.1 Définition : .....	10
I.6.2 Les nanoparticules et le fluide porteur : .....	10
I.6.3. Production des nanofluides et nanoparticules .....	14
I.6.3.1 Procédé en une étape (one-step method) : .....	14
I.6.3.2 Procédé en deux étapes (two-step method) : .....	14
I.6.4. Les applications des nanofluides : .....	14
I.6.5.Autres applications: .....	14
I.6.6.Les avantages des nanofluides : .....	15
I.6.7.Les inconvénients des nanofluides : .....	15
I.6.8.Propriétés thermo physiques des nanofluides : .....	16
I.6.8.1. la fraction volumique ( $\phi$ ): .....	16
I.6.8.2. Conductivité thermique (K) : .....	16
I.6.8.3. Viscosité dynamique ( $\mu$ ) : .....	19
I.6.8.4. La masse volumique ( $\rho$ ) : .....	20
I.6.8.5. La chaleur massique (Cp) : .....	21
I.6.8.6. Coefficient d'expansion volumique ( $\beta$ ) : .....	21
I.6.9.Domainses d'application des nanofluides : .....	22

I.7. Applications du transfert de chaleur par convection.....	22
I.8. Les dissipateurs thermiques : .....	23
I.8.1 Principe du dissipateur de chaleur .....	24
I.8.2 Les dissipateurs de chaleur pour les lampes LED .....	25

## **Chapitre II: Formulation Mathématique**

II.1 Introduction.....	31
II.2 Configurations étudiées .....	31
II-3 les équations représentatives de l'écoulement .....	34
II-3.1 Equation représentatives pour l'air .....	35
II-3.2 Equation représentatives pour le nanofluide.....	36
II-3.3. Conditions aux Limites .....	38
II-3.4. Les paramètres sans dimensions .....	39

## **Chapitre III: Procédure de résolution avec Fluent**

III.1. Introduction .....	42
III.2. Matériel utilisé dans la simulation.....	42
III.3. Les outils de simulation Gambit et Fluent.....	42
III.3.1. Maillage sous Gambit .....	42
III.3.2. Construction d'un maillage .....	43
III.3.3. Simulation avec Fluent .....	47
A. L'exportation du fichier .Mesh.....	47
B. Méthode de résolution des équations algébriques .....	48
C. Schémas de discrétisation.....	49
D. Choix du schéma d'interpolation de la pression .....	50
E. Critères de convergence.....	51
F. Initialisation des calculs .....	54
G. Valeurs de référence :.....	54
H. Lancement du calcul.....	55
G. Les étapes principales de calcul du nombre de Nusselt .....	56

## **Chapitre IV: Résultats et Discussions**

IV.1. Introduction : .....	59
Partie 1 .....	60
IV.2. Ecoulement de l'air autour du dissipateur de chaleur .....	60

IV.2.1 Effet du maillage : .....	60
IV.2.2. Influence du nombre de Reynolds .....	63
IV.2.2.1 Champs de température :.....	63
IV.2.2.2 Champs de pression : .....	63
IV.2.2.3 champs de vitesses : .....	63
IV.3. L'influence du nombre des ailettes .....	67
IV.4. Variation du taux de transfert de chaleur .....	71
IV.4.1. Coefficient de transfert de chaleur.....	71
IV.4.2. Variation du nombre de Nusselt moyen .....	72
Partie 2.....	73
IV.5. Ecoulement d'un nano fluide autour du dissipateur de chaleur .....	73
IV.5.1. Influence de la concentration des nanoparticules .....	73
IV.5.2. Dissipateur de chaleur à n=20 ailettes.....	73
IV.5.2.1 Champs de température.....	75
IV.5.2.2 Nombre de Nusselt.....	75
IV.5.3. Dissipateur de chaleur à n=15 ailettes.....	81
IV.5.3.1 Champs de température.....	81
IV.5.3.2 Nombre de Nusselt.....	81
<b>Conclusion Générale</b> .....	88
Références Bibliographiques .....	90

## Nomenclature

$r_o$	Rayon de la base [mm]
$L$	longueur d'ailette [mm]
$H$	hauteur des ailettes [mm]
$t$	épaisseur des ailettes [mm]
$\theta$	l'angle d'ailette
$a_N, a_S, a_E, a_W$	Coefficients dans le système d'équation algébrique discrétisées
$C_p$	Chaleur spécifique à pression constante [J/Kg .K]
$D_h$	Diamètre hydraulique [m]
$g$	l'accélération de pesanteur [ $m.s^{-2}$ ]
$h_{moy}$	Coefficient de transfert thermique par convection, [ $W.m^{-2}.K^{-1}$ ]
$Q_v$	Génération de chaleur volumétrique, [ $W .m^{-3}$ ]
$u_0$	la vitesse de l'écoulement à l'entrée [ $m.s^{-1}$ ]
$u$	la vitesse de l'écoulement suivant x [ $m.s^{-1}$ ]
$v$	la vitesse de l'écoulement suivant y [ $m.s^{-1}$ ]
$w$	la vitesse de l'écoulement suivant z [ $m.s^{-1}$ ]
$P$	Pression [Pa]
$T$	Température [K]
$T_{out}$	Température de sortie d'air [k]
$T_w$	la température moyenne de la surface d'échange (des ailettes + la base) [k]
$T_o$	la température à l'entrée [k]
$\dot{m}$	le débit massique [kg/s]
$A$	la surface d'échange thermique totale [ $m^2$ ]
$T_m$	la température moyenne de mélange pondérée par la masse volumique [k]

## Lettres Grecques

$\alpha$	Diffusivité thermique [ $\text{m}^2\text{s}^{-1}$ ]
$\beta$	Coefficient de dilatation thermique [ $\text{K}^{-1}$ ]
$\rho$	masse volumique [ $\text{Kg.m}^{-3}$ ]
$\mu$	Viscosité dynamique [ $\text{Pa.s}$ ]
$\nu$	Viscosité cinématique [ $\text{m}^2\text{s}^{-1}$ ]
$\Phi$	Variable de transport

## Indices

e	Est
w	Ouest
N	Nord
S	Sud
moy	Moyen
nf	nanofluide
m	Mélange
o	Entrée
out	Sortie

## Nombres adimensionnels

Gr	Nombre de Grashof	$\text{Gr} = \frac{\rho^2 g \beta Qv L^4}{\mu^2 K}$
Nu	Nombre de Nusselt	$\text{Nu} = \frac{h L}{K}$
Pr	Nombre de Prandtl	$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha}$
Ra	Nombre de Rayleigh	$\text{Ra} = \text{Pr} \cdot \text{Gr}$
Re	Nombre de Reynolds	$\text{Re} = \frac{\rho L V}{\mu}$
Ri	Nombre de Richardson	$\text{Ri} = \frac{\text{Gr}}{\text{Re}^2}$

# Liste des Figures

## Chapitre I:

<b>Figure I.1</b> : Un schéma représentatif de la conduction thermique.....	4
<b>Figure I.2</b> : schéma représentatif de la convection naturelle.....	5
<b>Figure I.3</b> : schéma représentatif de la convection forcée.....	6
<b>Figure I.4</b> : Échelle des dimensions, 1 nanomètre = 0,000 001 millimètre.....	10
<b>Figure I.5</b> : les nanoparticules dans un tube.....	11
<b>Figure I.6</b> : Nanofluides vus au microscope électronique : éthylène glycol + cuivre à 0,5 % ; eau + alumine ; eau + or à 2 nm.....	12
<b>Figure I.7</b> : dissipateur thermique.....	23
<b>Figure I.8</b> : Principe du dissipateur de chaleur.....	24
<b>Figure I.9</b> : Dissipateur de chaleur actif.....	25
<b>Figure I.10</b> : Dissipateur thermique passives.....	26
<b>Figure I.11</b> : Dissipateur de chaleur en aluminium.....	27
<b>Figure I.12</b> : Dissipateur thermique à ailettes plissées.....	28

## Chapitre II:

<b>Figure II.1:</b> dissipateur de chaleur à 20 ailettes.....	32
<b>Figure II.2:</b> dissipateur de chaleur à 20 ailettes.....	32
<b>Figure II.3:</b> Les conditions aux limites imposées dans Gambit.....	33

## Chapitre III:

<b>Figure III.1:</b> Vue globale de Gambit.....	43
<b>Figure III.2:</b> Création de la géométrie.....	44
<b>Figure III.3:</b> Création d'un maillage.....	45
<b>Figure III.4:</b> configuration étudiée avec conditions aux limites imposées dans Gambit.....	46
<b>Figure III.5:</b> interface des critères de convergence.....	53
<b>Figure III.7:</b> Valeurs de référence.....	54
<b>Figure III.7:</b> Valeurs de référence.....	54

<b>Figure III.8</b> : lancement du calcul.....	55
<b>Figure III.9</b> : Allures de l'évolution des résidus de calcul.....	55
<b>Figure III.10</b> : coefficient d'échange moyen.....	57
<b>Figure III.11</b> : Température de mélange.....	57

### **Chapitre IV:**

<b>Figure IV.1</b> : les variations de coefficient de transfert thermique en fonction des nombre de nœuds.....	62
<b>Figure IV.2</b> : les variations du nombre de Nusselt moyen en fonction des nombre de nœuds.....	62
<b>Figure IV.3</b> : Variation des champs de température en fonction du nombre de Reynolds dans plan (XY) a Z=0.01 et le plan (XZ) a Y=0.001.....	64
<b>Figure IV.4</b> : Variation des champs de pression en fonction du nombre de Reynolds dans le plan (XY) a Z=0.01 et le plan (XZ) a Y=0.001.....	65
<b>Figure IV.5</b> : Variation des champs de vitesse en fonction du nombre de Reynolds dans le plan (XY) a Z=0.01 et le plan (XZ) a Y=0.001.....	66
<b>Figure IV.6</b> : Variation des champs de température avec le nombre des ailettes.....	68
<b>Figure IV.7</b> : Variation des champs de pression avec le nombre des ailettes.....	69
<b>Figure IV.8</b> : Variation des champs de vitesse avec le nombre des ailettes.....	70
<b>Figure IV.9</b> : Evolution du coefficient de convection moyen en fonction du nombre de Re et n.....	71
<b>Figure IV.10</b> : Evolution du nombre de $Nu_{moy}$ en fonction du nombre de Re et n.....	72
<b>Figure IV.11</b> : variation du champ de température pour le nano fluide (eau / Cu) pour Re=25et pour n=20.....	76
<b>Figure IV.12</b> : variation du champ de température pour le nano fluide (eau / Cu) pour Re=25et pour n=20.....	77
<b>Figure IV.13</b> : variation du champ de température pour le nano fluide (eau / $Al_2O_3$ ) pour Re=25et pour n=20.....	78
<b>Figure IV.14</b> : variation du champ de température pour le nano fluide (eau / $Al_2O_3$ ) pour Re=25et pour n=20.....	79
<b>Figure IV.15</b> : Evolution de la température dans le dissipateur en fonction de la concentration pour les nano fluides (eau/Cu) et (eau/ $Al_2O_3$ ) Pour n=20 .....	80

<b>Figure IV.16 :</b> Evolution du nombre de Nusselt moyen en fonction de la concentration pour les nano fluides (eau/Cu) et (eau/Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> ) Pour n=20 .....	80
<b>Figure IV.17 :</b> variation du champ de température pour le nano fluide (eau / Cu) pour Re=25et pour n=15.....	82
<b>Figure IV.18 :</b> variation du champ de température pour le nano fluide (eau / Cu) pour Re=25et pour n=15.....	83
<b>Figure IV.19 :</b> variation du champ de température pour le nano fluide (eau / Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> ) pour Re=25et pour n=15.....	84
<b>Figure IV.20 :</b> variation du champ de température pour le nano fluide (eau / Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> ) pour Re=25et pour n=15.....	85
<b>Figure IV.21 :</b> Evolution de la température dans le dissipateur en fonction de la concentration pour les nano fluides (eau/Cu) et (eau/Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> ) pour n=15.....	86
<b>Figure IV.22 :</b> Evolution du nombre de Nusselt moyen en fonction de la concentration pour les nano fluides (eau/Cu) et (eau/Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> ) pour n=15.....	86

# Liste des Tableaux

## Chapitre I:

**Tableau I.1** : les propriétés thermophysiques de différents matériaux..... 13

## Chapitre III:

**Tableau III.1** : Valeurs des facteurs de sous-relaxation..... 51

## Chapitre IV:

**Tableau IV.1** : Propriétés Physiques de l'air et du dissipateur de chaleur..... 60

**Tableau IV.2** : Effet du maillage..... 61

**Tableau IV.3** : Les propriétés physiques du nano fluide (eau/Cu) et les constituants  
(eau + Cu)..... 74

**Tableau IV.4** : Les propriétés physiques du nano fluide (eau / Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) et les  
constituants (eau + Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>)..... 74



# **Introduction Générale**

# INTRODUCTION GENERALE

Le transfert de chaleur est un processus d'une grande importance dans le domaine de l'industrie et des technologies. Bien qu'il se manifeste sous diverses formes rayonnement, conduction et convection, cette dernière est la plus visée dans certains domaines bien spécifiques tels que le refroidissement des processeurs, des composants électroniques, les radiateurs et les échangeurs de chaleurs, etc.

La majorité des composants d'un ordinateur chauffent, allant d'une très faible production de chaleur pour les lecteurs optiques, à une production beaucoup plus importantes pour les microprocesseurs par exemple. Un échauffement normal est sans danger, mais en revanche un échauffement élevé de ces composants peut entraîner des disfonctionnements (erreurs de calculs, bugs, redémarrages intensifs, etc.), pouvant parfois aller jusqu'à leur détérioration.

Les lampes à diodes électroluminescentes (LED) ont récemment attiré attention de l'industrie de l'éclairage, en raison de leur plus faible puissance de consommation, la durée de vie plus longue, et la structure plus petite et durable comparée à d'autres sources de lumière.

L'éclairage à diodes électroluminescentes (LED) offre une meilleure efficacité énergétique que l'éclairage conventionnel. Cependant, si la chaleur des (LED) n'est pas dissipée correctement, la durée de vie et l'efficacité lumineuse sont diminuées. Par ailleurs, leur utilisation présente un problème, puisque environ 70% de leur consommation totale d'énergie est émis sous forme de chaleur. Une conception de dissipateur de chaleur efficace est essentielle pour résoudre ce problème.

L'objectif principal de la présente étude est la simulation numérique d'un écoulement à trois dimensions de la convection mixte dans un dissipateur de chaleur radial à ailettes rectangulaires conçu pour les lampes (LED) en utilisant comme fluide l'air ensuite un nano fluide. Un nano fluide est mélange de fluide de base dans le quel sont incorporées des particules nanométriques solide dans le but d'améliorer les propriétés physiques du fluide et d'augmenter l'échange de chaleur.

Le présent mémoire est réparti en quatre chapitres :

Le premier chapitre est consacré aux généralités sur les modes de transfert de chaleur et les méthodes de refroidissement dans les lampes (LED) ainsi que des généralités sur les nano fluides et les différentes lois utilisées pour le calculs des différentes propriétés physiques des nano fluides.

Dans le deuxième chapitre, nous avons présenté la géométrie étudiée suivi de la formulation mathématique ; les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement, de l'énergie pour le fluide l'air ainsi que le nano fluide avec les conditions aux limites imposées sur toutes les frontières.

Le troisième chapitre est consacré à la procédure de résolution numérique, nous avons donné une idée brève sur le code de calcul FLUENT, et le préprocesseur GAMBIT utilisé dans la conception et le maillage de la géométrie.

Le quatrième chapitre est la partie la plus importante de ce mémoire, elle comporte la simulation et l'interprétation des résultats numériques obtenus pour les configurations étudiées du dissipateur de chaleur à 20 ailettes et celui de 15 ailettes.

- Pour l'air avec un nombre de Grashof  $Gr=3.7.10^6$  et des nombres de Reynolds  $Re=600, 900$  et  $1200$  et des nombres de Richardson respectivement  $Ri=9, 4.56$  et  $2.56$ .
- Pour les nano fluides (eau/Cu) et (eau/ $Al_2O_3$ ), avec un nombre de Grashof  $Gr=1.7.10^3$ , un nombre de Reynolds  $Re=25$  et un nombre Richardson  $Ri=2.72$ .

Finalement, nous terminons ce travail par une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus.

A decorative border resembling a scroll, with a grey shaded area on the left side and a grey scroll-like element at the top right corner.

# **CHAPITRE I**

## **Recherche Bibliographique**

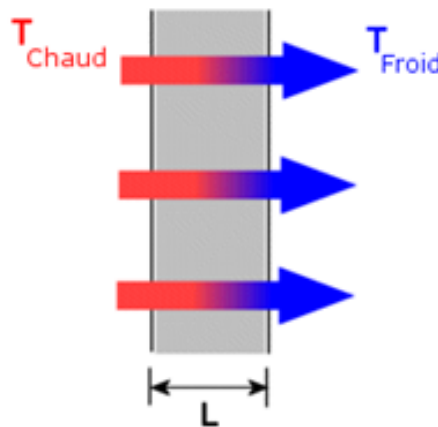
### I.1-Introduction :

Le transfert de chaleur est le processus par lequel de l'énergie est échangée sous forme de chaleur entre des corps ou des milieux aux températures différentes.

La chaleur peut être transmise par conduction, convection ou rayonnement. Bien que les trois processus puissent avoir lieu simultanément, l'un des mécanismes est généralement prépondérant. Par exemple, la chaleur est principalement transmise par conduction à travers les murs en brique d'une maison ; l'eau dans une casserole placée sur une cuisinière est surtout chauffée par convection ; la Terre reçoit sa chaleur du Soleil en grande partie par rayonnement

### I.2. Conduction :

Seule la conduction permet un transfert de chaleur efficace à travers les solides opaques. Lorsque l'on chauffe l'une des extrémités d'une barre métallique, la chaleur se transmet par conduction à l'autre extrémité plus froide. D'après la loi de Fourier, la vitesse à laquelle la chaleur est conduite dans un corps par unité de section est proportionnelle à l'opposé du gradient de la température du corps, ce facteur de proportionnalité s'appelle la conductibilité thermique [1].



**Figure (I.1) :** Un schéma représentatif de la conduction thermique

Les métaux comme l'or, l'argent et le cuivre ont une conductibilité thermique importante s'appellent des conducteurs, alors que des matériaux comme le verre et l'amiante ont une conductibilité thermique beaucoup plus faible s'appellent des isolants.

### I.3. Rayonnement :

Le rayonnement thermique constitue une forme particulière de transfert thermique dans laquelle le porteur d'énergie n'est plus représenté par des particules de substance, mais par des ondes électromagnétiques, il n'exige pas un support matériel, il peut se produire même en vide. Les exemples typiques pour le rayonnement sont : le rayonnement solaire, le chauffage des pièces métalliques dans des fours pour les soumettre à des traitements thermiques, etc [1].

### I.4. Convection :

Dans un champ de gravitation, toute différence de température dans un liquide ou un gaz modifie sa densité, un mouvement se produisant alors au sein du fluide du fait de la poussée d'Archimède. Ce mouvement de brassage, dans lequel les parties les plus chaudes du fluide ont tendance à s'élever et les parties froides et denses ont tendance à descendre, s'appelle la convection. Le mouvement du fluide peut être naturel ou forcé ou mixte [1].

#### I.4.1. La convection naturelle

Dans ce type de convection le mouvement résulte de la variation de la masse volumique du fluide avec la température ; cette variation crée un champ de forces gravitationnelles qui conditionne les déplacements des particules du fluide ;



**Figure (I.2):** schéma représentatif de la convection naturelle

### I.4.2. La convection forcée

Dans ce type de convection le mouvement est provoqué par un procédé mécanique indépendant des phénomènes thermiques (compresseur, pompe, ventilateur, etc....) ; c'est donc un gradient de pression extérieur qui provoque les déplacements des particules du fluide. L'étude de la transmission de chaleur par convection est donc étroitement liée à celle de l'écoulement des fluides.

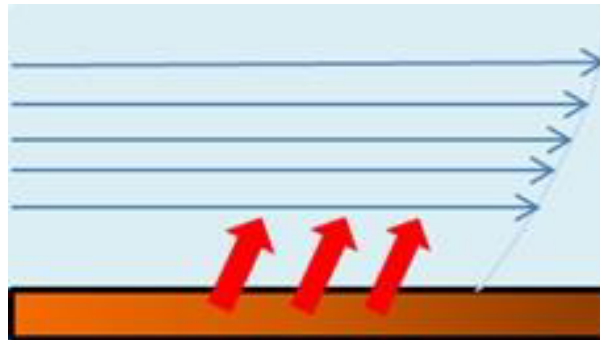


Figure (I.3) : schéma représentatif de la convection forcée

### I.4.3. Convection mixte :

Il existe une cause externe au mouvement du fluide mais insuffisante pour que la poussée d'Archimède puisse être négligée (frontière entre la convection libre et la convection forcée) c'est le cas des transferts de chaleur dans un habitacle d'automobile :

L'air est soufflé dans l'habitacle par un ventilateur, mais la poussée d'Archimède n'est pas négligeable, surtout lorsqu'on se place loin des entrées d'air [1].

Le groupe adimensionnel qui détermine laquelle de ces convections est dominante est le nombre de Richardson Ri qui est le rapport du nombre de Grashof sur le carré du nombre de Reynolds ;

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2}$$

Si :  $Ri < 0.1$  c'est la convection forcée qui domine.

Si :  $Ri > 10$  c'est la convection naturelle qui domine.

Si :  $0.1 < Ri < 10$  c'est le domaine de la convection mixte (naturelle et forcée).

**I.5. Les nombres sans dimension :**

L'expérimentation est souvent menée à une échelle différente de la réalité industrielle. La nécessité de définir des corrélations qui soient applicables à des appareils de tailles différentes opérant dans des situations différentes conduit à l'utilisation de paramètres adimensionnels qui permettent de définir des similitudes [2].

**➤ Le nombre de Reynolds (Re)**

Le nombre de Reynolds est proportionnel au rapport entre les forces d'inertie et les forces de viscosité. Il peut être exprimé comme :

$$\text{Re} = \frac{\rho L V}{\mu}$$

Où V : La vitesse moyenne [m/s].

L : La longueur caractéristique [m].

Le nombre de Reynolds permet de quantifier les écoulements laminaires et turbulents. Les écoulements à nombre de Reynolds élevé sont généralement turbulents, alors que les écoulements où les forces d'inertie sont faibles par rapport aux forces visqueuses sont plus souvent laminaires.

**➤ Le nombre de Prandtl(Pr)**

Le nombre de Prandtl décrit le rapport entre la diffusion de la quantité de mouvement et la diffusion de la chaleur dans le fluide, il s'écrit :

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha}$$

Avec  $\nu$  et  $\alpha$  sont respectivement la viscosité cinématique et la diffusivité thermique

➤ **Le nombre de Nusselt (Nu)**

Le nombre de Nusselt décrit le rapport entre l'échange par convection et celui de conduction dans la couche de fluide, il s'écrit :

$$Nu = \frac{qL}{K\Delta T} = \frac{hL}{K}$$

Avec  $q$ ,  $L$ , sont respectivement une densité de flux, une longueur caractéristique et une densité de flux de chaleur,  $h$  le coefficient de transfert de chaleur et  $k$  la conductivité thermique.

➤ **Le nombre de Grashof(Gr)**

Représente la comparaison entre la force de poussée consécutive à l'échauffement et la force de viscosité. Il compare les effets de la gravité avec les effets de dissipation thermique dus à la viscosité, il s'écrit :

$$Gr = \frac{\rho^2 g \beta Q_v L^4}{\mu^2 K}$$

Avec  $g$ ,  $\beta, \rho, \mu$  sont respectivement la gravité, le coefficient de dilatation thermique, la masse volumique et la viscosité dynamique,  $\Delta T$  étant l'écart de température entre les parois et  $L$  une longueur caractéristique.

➤ **Le nombre de Rayleigh(Ra)**

Il exprime le rapport entre les forces de poussées par les effets visqueux et la diffusion thermique. Il caractérise la vigueur de la convection naturelle. Pour une condition de température imposée (Dirichlet), le nombre de Rayleigh (Ra) est la combinaison du nombre de Grashof et du nombre de Prandtl, il s'écrit :

$$Ra = Pr \cdot Gr$$

Pour une densité de flux de chaleur imposée (condition de type Neumann), le nombre de Rayleigh ( $Ra_q$ ) est généralement la combinaison du nombre de Grashof et du nombre de Prandtl, il s'écrit :

$$Ra_q = Pr \cdot Gr \cdot Nu = \frac{g \beta Q_v L^4}{\alpha \nu K}$$

En général les nombres de Rayleigh dépendent fortement de l'application visée. Pour le refroidissement des composants électroniques, les études sont faites à faibles nombres de Rayleigh modifié  $Ra^* \leq 10^5$  ; tandis que pour des configurations de grandes dimensions, les auteurs cherchent à atteindre des nombres de Rayleigh modifié  $Ra^* \geq 10^7$  et souvent limités par la taille du dispositif expérimental.

➤ **Le nombre de Richardson (Ri)**

Le nombre de Richardson (Ri) est un nombre sans dimension utilisé notamment en thermodynamique qui a été développé par Lewis Fry Richardson, physicien et mathématicien anglais. Il s'agit du rapport entre l'énergie potentielle gravitationnelle d'une parcelle de fluide et son énergie cinétique :  $Ri = \text{Énergie potentielle} / \text{Énergie cinétique}$ .

Le nombre de Richardson s'explique de plusieurs manières:

$$Ri = \frac{\rho \beta \Delta T L}{\nu^2}$$

Ou

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2}$$

## I.6.GENERALITES SUR LES NANOFLUIDES :

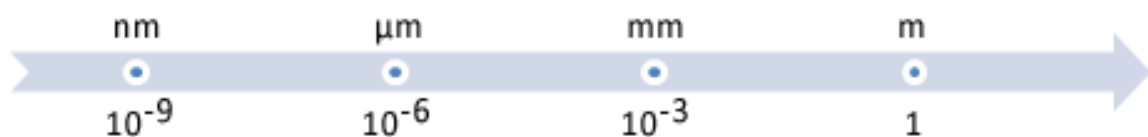
### I.6.1 Définition :

Les nanofluides sont des dispersions de particules de taille nanométrique (dont le diamètre est typiquement inférieur à 100 nm), appelées nanoparticules, dans un fluide de base afin d'en améliorer certaines propriétés. Ce type de solution suscite un grand intérêt depuis la découverte de leurs propriétés thermiques particulières.

Dans le cas des fluides caloporteurs, un des premiers paramètres à prendre en compte afin d'évaluer le potentiel d'échange de chaleur est la conductivité thermique. En effet, les fluides de base souvent utilisés dans les applications de refroidissement ou de chauffage ont des conductivités thermiques très faibles qui limitent leur capacité de transfert de chaleur. L'idée est alors d'insérer au sein des liquides de base des nanoparticules de conductivité très élevée, afin d'augmenter la conductivité thermique effective du mélange et ainsi améliorer ces performances thermiques.

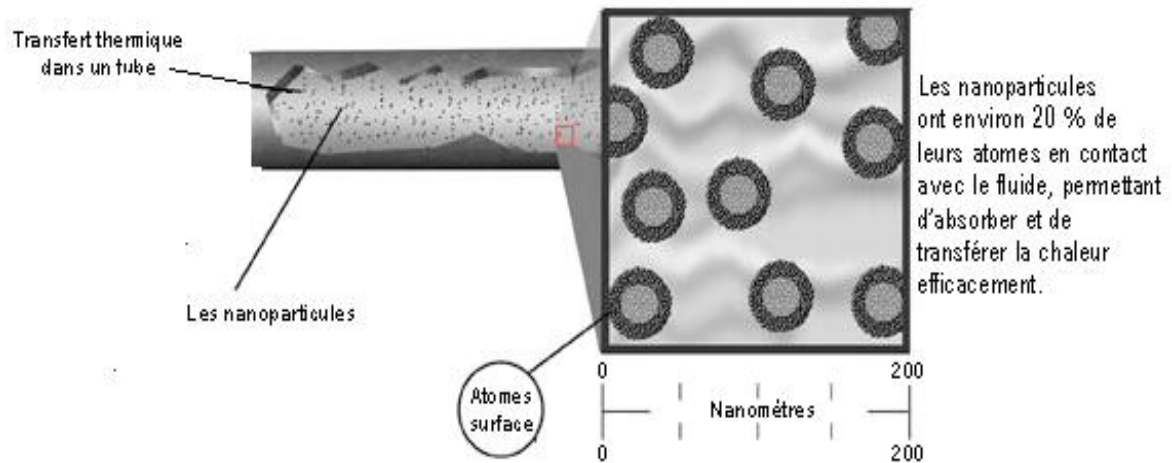
### I.6.2 Les nanoparticules et le fluide porteur :

Une nanoparticule est un assemblage de quelques centaines à quelques milliers d'atomes, conduisant à un objet dont au moins l'une des dimensions est de taille nanométrique (1 à 100 nm).



**Figure (I.4):** Échelle des dimensions, 1 nanomètre = 0,000 001 millimètre

Les nanoparticules se situent à la frontière entre l'échelle microscopique et l'échelle atomique ou moléculaire. Elles ont un intérêt à la fois fondamental et appliqué sont très étudiées de nos jours. De nombreux physiciens et chimistes les synthétisent, d'autres physiciens les étudient afin de comprendre la physique de ces objets nanométriques et des biologistes les utilisent comme marqueurs cellulaires.



**Figure (I.5):** les nanoparticules dans un tube

Les nanoparticules les plus utilisées pour obtenir des nanofluides sont:

✓ Les nanoparticules des oxydes métalliques

- L'oxyde d'aluminium,  $Al_2O_3$ .
- L'oxyde de cuivre,  $CuO$ .
- L'oxyde de silicium,  $SiO_2$ .
- L'oxyde de titane,  $TiO_2$

✓ Les nanoparticules métalliques

- L'aluminium,  $Al$ .
- Le cuivre,  $Cu$ .
- L'or,  $Au$ .
- L'argent,  $Ag$ .
- La silicium,  $Si$ .

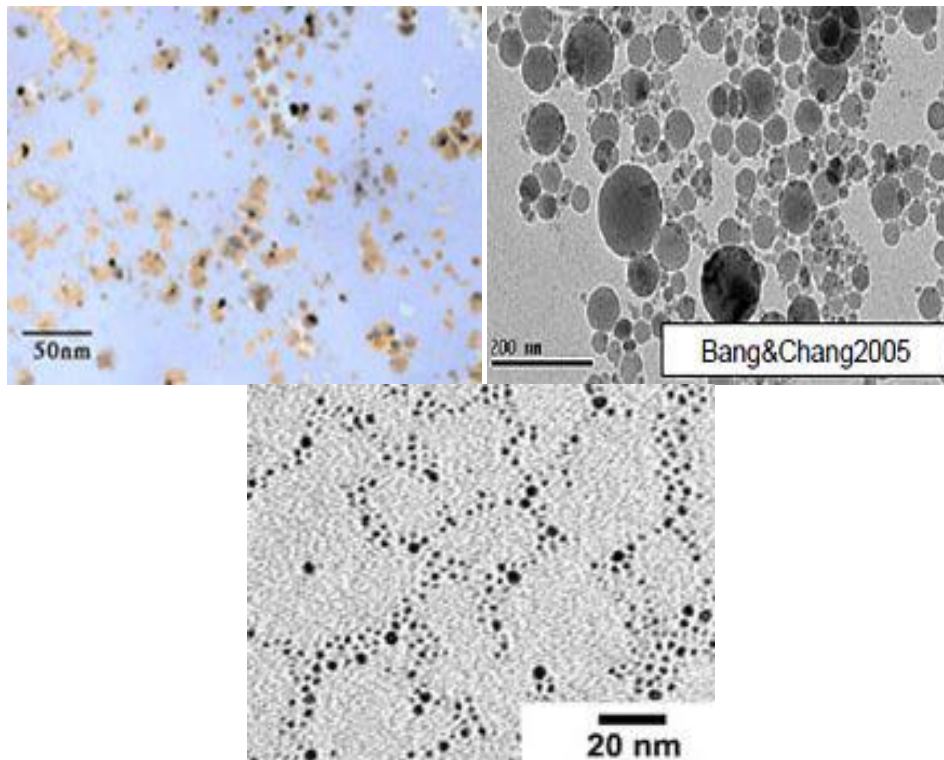
✓ Les nanoparticules non métalliques :

- Les nanotubes de carbone, CNT.
- Le diamant,  $C$ .
-

Les liquides de base les plus utilisés sont:

- L'eau.
- L'éthylène-glycol, EG.
- Les huiles
- Le Toluène.
- Les fluides de réfrigération (R12.R22.....)

Le choix des liquides de base est primordial pour un nanofluide, il permet d'assurer la stabilité de la suspension dans le temps et d'éviter tous phénomènes d'agréations, la sélection d'un telle fluide se fera en fonction de la nature de nanoparticule.



**Figure (I.6):** Nanofluides vus au microscope électronique : éthylène glycol + cuivre à 0,5 % ; eau + alumine ; eau + or à 2 nm

Les suspensions de nanoparticules dans un fluide, souvent appelées nanofluides, ont des caractéristiques thermiques intéressantes comparées aux fluides de base traditionnels (voir tableau 1.1) et des qualités indéniables d'amélioration du transfert thermique. La conductivité thermique des nanofluides peut être significativement plus élevée que celle des liquides purs.

**Tableau 1.1** : les propriétés thermophysiques de différents matériaux

	Nanoparticule et fluide de base	K (W/mK)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Cp (J/kgK)	$\mu$ (Pa.s)
<b>Métallique (solides)</b>	Cu	400	8954	383	
	Fe	80,2	7870	447	
	Ni	90,7	8900	444	
	Au	317	19,300	129	
	Ag	429	10,500	235	
	C (diamant)	2300	3500	509	
<b>Oxyde Métallique (solides)</b>	SiO <sub>2</sub>	1,38	2220	745	
	TiO <sub>2</sub>	8,4	4157	710	
	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	36	3970	765	
	CuO	69	6350	535	
	SiC	490	3160	675	
<b>Liquides non métallique</b>	L'eau	0,613	1000	4183	0,0008
	Ethylène-glycol(EG)	0,258	1132	2349	513
					0,0157

**I.6.3. Production des nanofluides et nanoparticules**

Les procédés de fabrication de nanoparticules sont nombreux. Ils peuvent être classés en deux catégories :

- Les procédés physiques, comme le broyage mécanique.
- Les procédés chimiques, comme la pyrolyse ou la précipitation chimique.

**I.6.3.1 Procédé en une étape (one-step method) :**

Consiste à la dispersion des nanoparticules directement dans un fluide de base (synthèse direct dans un fluide de base) et de prévenir l'oxydation des particules de métal pur.

**I.6.3.2 Procédé en deux étapes (two-step method) :**

La première étape consiste à fabriquer les nanoparticules et dans la seconde étape les nanoparticules sont disperser dans un fluide de base.

**I.6.4. Les applications des nanofluides :**

Les dispersions de nanoparticules trouvent déjà de nombreux domaines d'applications pour leurs propriétés magnétiques (paliers magnétiques à ferrofluides, agents de contraste en imagerie médicale), pour leurs propriétés électriques (dépôt conducteur électromouillage pour lentilles liquides), et de marquage de cellules ou de contrefaçon avec des nanoparticules fonctionnalisées. En thermique, les nanofluides peuvent être utilisés partout où des flux de chaleur importants doivent être évacués par des boucles liquides fermées : refroidissement de composants électriques et électroniques, radars, automobile...etc.). Les nanofluides pourraient apporter une solution intéressante dans le refroidissement des miroirs, cibles et filtres des lasers et rayons X de forte puissance, ainsi que des Micro Electro Mechanical Systems [3] [4].

**I.6.5. Autres applications:**

- ✓ L'échangeur de chaleur
- ✓ Le refroidissement d'éléments électroniques (produire un nanofluide stable qui est compatible avec des circuits et des composants électroniques).

- ✓ Nanoparticules pour l'efficacité des réfrigérateurs (formulations de lubrifiants et liquides de refroidissement mélangés avec des nanoparticules pourraient entraîner une augmentation de l'efficacité énergétique des réfrigérateurs)
- ✓ Aéronautique et spatial.
- ✓ Refroidissement des systèmes nucléaire.
- ✓ Transport (gestion de refroidissement / véhicule moteur thermique).
- ✓ Autres applications (caloducs, piles à combustible, le chauffage solaire d'eau, forage, stockage thermique).

**I.6.6. Les avantages des nanofluides :**

- Une grande surface de transfert de chaleur entre les particules et les fluides.
- Haute dispersion et stabilité avec prédominance mouvement brownien des particules.
- Réduit par rapport au liquide pur pour obtenir équivalent intensification de transfert de chaleur.
- Particules réduites de colmatage par rapport aux conventionnelles boues, favorisant ainsi la miniaturisation du système.
- Propriétés ajustables, dont la conductivité thermique et la mouillabilité de la surface, en faisant varier les concentrations de particules en fonction de différentes applications

**I.6.7. Les inconvénients des nanofluides :**

- Fortes pertes de charge.
- Erosion
- Sédimentation.
- Bouchons dans les écoulements
- Le coût élevé des nanofluides.
- Difficultés dans le processus de production.

**I.6.8. Propriétés thermo physiques des nanofluides :**

Les propriétés physiques du nanofluide dépendent essentiellement de fluide de base (liquide) et de la phase disperser (nanoparticules) sous forme solide, donc leur définition nécessite un retour aux propriétés de chacun de ses composantes (fluide de base et nanoparticule): Néanmoins, l'ensemble des sources bibliographiques indiquent que les propriétés des nanofluides dépendent de la fraction volumique des particules aussi bien que celles des propriétés physiques de la base fluide et du solide [5].

**I.6.8.1. la fraction volumique ( $\phi$ ):**

La fraction volumique est un rapport sans dimension entre deux volumes, le volume de solide ou particule (nanoparticules) sur le volume total (nanoparticules + fluide de base). La valeur de la fraction volumique est variée entre 0 (fluide de base pure) et 1. La fraction volumique est donnée par la relation suivant [5] :

$$\phi = \frac{\text{volume solide}}{\text{volume total du nanofluide}} = \frac{V_S}{V_S + V_f} \quad (I.1)$$

Où  $V_s$ : Volume des nanoparticules solides [ $m^3$ ].

$V_f$ : Volume du fluide de base [ $m^3$ ].

**I.6.8.2. Conductivité thermique (K) :**

La conductivité thermique généralement est une propriété importante, principalement dans notre étude parce qu'elle joue un rôle très importants dans le phénomène de transfert de chaleur, elle peut indiquer clairement l'efficacité du transfert de chaleur du fluide ou du solide, la conductivité dépend de la température.

En plus de sa variation en fonction de la température, la conductivité thermique du nanofluide varié en fonction de la fraction volumique aussi, la conductivité thermique d'un nanofluide est calculée selon les deux modèles suivant [5]:

**A-Modèle de Maxwell :**

Maxwell à présenter son modèle pour calculer la conductivité thermique d'un nanofluide en fonction de la fraction volumique de nanofluide, mais ce modèle est valable uniquement dans le cas des nanofluides qui contiennent des nanoparticules sphériques, et que cette condition peut être considérer comme un point négative pour le modèle, donc pour l'utilisation de ce modèle on est obligée de considérer seulement les nanoparticules du forme sphériques. Le modèle de Maxwell [17] est donné par la formule suivante :

$$K_{nf} = \frac{K_s + 2K_f + 2\varphi(K_s - K_f)}{(K_s + 2K_f) - \varphi(K_s - K_f)} K_f \quad (I. 2)$$

Où  $K_{nf}$  : La conductivité thermique du nanofluide.

$K_f$  : La conductivité thermique du fluide de base.

$K_s$  : La conductivité thermique des particules solides.

**B-Modèle de Hamilton et Crosser :**

Le modèle de Hamilton et Crosser [6] a été établi pour résoudre la limite de modèle de Maxwell.

Puisque ce dernier n'a valable que dans le cas des particules sphériques une chose qui rend le modèle nos efficace pour la description du phénomène étudié. Pour cela le modèle du Hamilton et Crosser a été développé pour rendre plus efficace le calcul de la conductivité thermique du nanofluide quelque soit la forme de la nanoparticule, et ça en introduisant la notion du facteur géométrique appelé la sphéricité ( $\psi$ ). Ce facteur est définit comme étant le rapport de la surface de la sphère ayant le même volume que les nanoparticules sur la surface d'une nanoparticule.

La conductivité thermique apparente du milieu est donnée par l'expression suivant :

$$K_{nf} = \frac{K_s + (n - 1)K_f - (n - 1)(K_f - K_s)\varphi}{K_s + (n - 1)K_f + (K_f - K_s)\varphi} K_f \quad (I. 3)$$

Où ( $n$ ) est un facteur de forme empirique donné par :  $n = \frac{3}{\psi}$

$n=3$  pour les particules sphériques et  $n=6$  pour les particules cylindriques.

Pour ( $\psi=1$ ) (particules sphériques) le modèle de Hamilton et Crosser est identique au modèle de Maxwell.

### C-Modèle de Yu et Choi :

Une autre expression pour calculer la conductivité thermique a été introduite par Yu et Choi [7]. Ils ont proposé de modéliser les nanofluides comme un liquide de base et des particules solides séparés par une couche nanométrique. Cette couche agit comme un pont thermique entre le fluide et les nanoparticules. De plus, ils ont supposé que la conductivité thermique de la couche nanométrique est plus grande que la conductivité thermique de liquide. Le modèle de Maxwell est donné par la formule suivante :

$$K_{nf} = \frac{K_s + 2K_f + 2(K_s - K_f)(1 + \beta)^3 \varphi}{K_s + 2K_f - (K_s - K_f)(1 + \beta)^3 \varphi} K_f \quad (I.4)$$

Où  $\beta$  est le rapport de l'épaisseur de la couche nanométrique sur le rayon des particules.

### D-Modèles corrélations semi-empirique :

Il existe plusieurs corrélations semi-empiriques basées sur des résultats expérimentaux utilisées pour calculer la conductivité thermique des différents nanofluides:

$$K_{nf} = (28.905\varphi^2 + 2.8273\varphi + 1) K_f \quad \text{Pour le nanofluide (EG+Al}_2\text{O}_3) \quad (I.5)$$

$$K_{nf} = (28.905\varphi^2 + 2.8273\varphi + 1) K_f \quad \text{Pour le nanofluide (Al}_2\text{O}_3\text{+eau)} \quad (I.6)$$

$$K_{nf} = (28.905\varphi^2 + 2.8273\varphi + 1) K_f \quad \text{Pour le nanofluide (Cu+eau)} \quad (I.7)$$

$$K_{nf} = (28.905\varphi^2 + 2.8273\varphi + 1) K_f \quad \text{Pour le nanofluide (huile+ntc)} \quad (I.8)$$

Les équations (I.5), (I.6), (I.7) et (I.8) sont des corrélations empiriques utilisées pour estimer la conductivité thermique des nanofluides (EG+Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>), (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>+eau), le nanofluide (Cu+eau) et le nanofluide (huile+nanotube de carbone) respectivement.

**I.6.8.3. Viscosité dynamique ( $\mu$ ) :**

La viscosité peut être définie comme étant une propriété d'un fluide pour qu'il résiste aux déformations lorsqu'il est mis en mouvement.

On peut donc parler de la viscosité comme étant une mesure du frottement interne d'un fluide. Un liquide très visqueux est un liquide qui présente un frottement interne élevé.

La dispersion des nanoparticules dans un liquide a un effet sur la viscosité dynamique de ce dernier. La viscosité obtenue devient la viscosité dynamique du nanofluide qui peut être influencé énormément par la qualité de la dispersion de la nanoparticule dans le fluide de base et de la température. Cette viscosité dynamique peut être calculée à partir de la viscosité du fluide de base et la fraction volumique du nanofluide. Pour ce qui suit nous allons citer deux modèles pour le calcul des viscosités apparentes :

**A-Modèle d'Einstein :**

La viscosité dynamique d'un nanofluide est donnée par Einstein [8] pour un mélange contenant des suspensions diluées de particules fines sphériques et rigides est la suivantes :

$$\mu_{nf} = \mu_f (1 + 2.5 \varphi) \quad (I.9)$$

Où  $\mu_{nf}$ : La viscosité dynamique du nanofluide.

$\mu_f$ : La viscosité dynamique du fluide de base.

$\varphi$ : La fraction volumique des nanoparticules.

Cette relation est valable juste pour  $\varphi = 0.03$

**B-Modèle de Brinkman :**

Par contre, Brinkman [9] a étudié la formule d'Einstein pour couvrir une large plage de concentrations volumiques.

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1 - \varphi)^{2.5}} \quad (I.10)$$

Remarque : Pour les faibles fractions volumiques, la relation de Brinkman conduit exactement à celle d'Einstein. Ces relations n'intègrent pas les effets du mouvement Brownien ni ceux de la taille des particules

**I.6.8.4. La masse volumique ( $\rho$ ) :**

La détermination de la masse volumique d'un nanofluide parfaitement homogène (bonne dispersion des nanoparticules dans le fluide) en fonction de la fraction volumique à une température donnée, se fait à partir de la définition de la masse volumique d'un mélange.

Dans le cas d'un mélange, la masse volumique est donnée par la relation suivante :

$$\rho = \left[ \frac{m}{V} \right] = \frac{m_f + m_s}{V_f + V_s} = \frac{\rho_f V_f + \rho_s V_s}{V_f + V_s} \quad (I.11)$$

A partir de la relation (I.1), on déduit alors la masse volumique du nanofluide :

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi) \rho_f + \varphi \rho_s \quad (I.12)$$

Où  $\rho_{nf}$  : La masse volumique du nanofluide.

$\rho_f$  : La masse volumique du fluide de base.

$\rho_s$  : La masse volumique des nanoparticules.

**I.6.8.5. La chaleur massique (Cp) :**

La chaleur massique ou la chaleur spécifique est la capacité calorifique par unité de masse d'une substance ou d'un système homogène  $Cp = \frac{dQ}{m dT}$ . La chaleur spécifique correspond à l'apport de chaleur nécessaire pour élever la température de l'unité de substance de 1 K lors de la transformation considérée. Pour la détermination de la chaleur spécifique d'un nanofluide, on peut citer les deux modèles suivantes :

**A-Modèle du Pak et Cho :**

Pak et Cho [7] ont utilisé la formule suivante :

$$(Cp)_{nf} = (1-\varphi) (Cp)_f + \varphi (Cp)_s \quad (I.13)$$

**B-Modèle du Xuan et Roetzel :**

Xuan et Roetzel (2000) ont utilisé la formule suivante :

$$(\rho Cp)_{nf} = (1-\varphi) (\rho Cp)_f + \varphi (\rho Cp)_s \quad (I.14)$$

**I.6.8.6. Coefficient d'expansion volumique ( $\beta$ ) :**

Pour calcul la valeur de ce coefficient pour les nanofluides, de très nombreux auteurs ont utilisé à la suite des premiers travaux sur les nanofluides et par analogie avec la relation (I.12), on déduit l'expression suivante :

$$\beta_{nf} = (1-\varphi) \beta_f + \varphi \beta_s \quad (I.15)$$

Où  $\beta_{nf}$ : Le coefficient de dilatabilité du nanofluide.

$\beta_f$ : Le coefficient de dilatabilité du fluide de base.

$\beta_s$ : Le coefficient de dilatabilité des nanoparticules.

**I.6.9. Domaines d'application des nanofluides :**

Les nanofluides peuvent être employés pour améliorer le transfert thermique de chaleur et l'efficacité énergétique dans plusieurs systèmes thermiques. Dans cette section quelques exemples d'application seront présentés tel que le transport la micro-électronique, la défense, le nucléaire, l'espace et la biomédicale.

- Refroidissement des systèmes électroniques
- Refroidissement des systèmes thermiques
- Refroidissement des systèmes militaires
- Refroidissement des systèmes spatiaux
- Refroidissement des systèmes nucléaires
- La biomédecine

**I.7. Applications du transfert de chaleur par convection**

Les applications du transfert de chaleur par convection sont beaucoup trop nombreuses pour que l'on puisse envisager de les citer toutes. Elles interviennent chaque fois que l'on chauffe ou que l'on refroidit un liquide ou un gaz, qu'il s'agisse de faire bouillir de l'eau dans une casserole, du radiateur de chauffage central, du radiateur associé au moteur d'une voiture ou de l'échangeur dans un procédé, évaporateur ou condenseur. La convection s'applique même si la surface d'échange n'est pas matérialisée par une paroi, ce qui est le cas des condenseurs par mélange ou des réfrigérants atmosphériques, voire des sècheurs à air chaud.

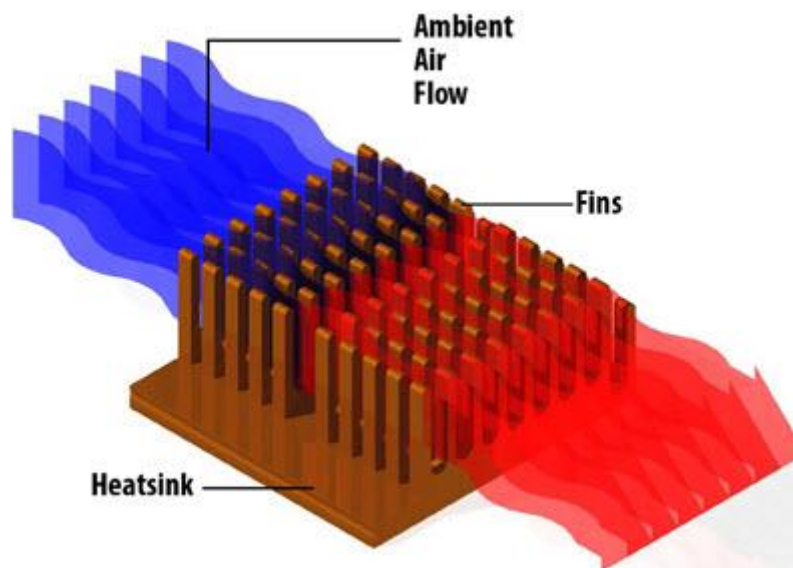
La convection naturelle est rencontrée dans plusieurs situations. En effet, elle est toujours présente tant que la température du fluide est variable ainsi que quand il y a un champ d'accélération tel que la gravité. Dans quelques applications, le transfert de chaleur en convection naturelle est parfois petit, comparé aux autres modes de transfert de chaleur (conduction - rayonnement), par conséquent, il peut être négligé ; Sinon il est le mécanisme le plus dominant en transfert de chaleur. Il y a des situations où on a besoin de supprimer la convection naturelle, comme dans le cas de la chaleur perdue par la vapeur depuis une canalisation, depuis des fenêtres, ou depuis des collecteurs solaires. Mais d'autre part on cherche à augmenter le transfert de chaleur par convection naturelle afin de refroidir les composants microélectroniques dégageant de la chaleur par effet Joule.

Le refroidissement des composants électroniques tels que les modules de **RAM** de PC, les **LED** ...etc., est l'une des principales barrières au développement rapide et fiable des systèmes électroniques compacts. Pour la majorité des ordinateurs, la dissipation de chaleur est le problème technique majeur dans l'atteinte des vitesses optimales de calcul par microprocesseurs.

Généralement, le refroidissement se fait par convection forcée et par changement de phase, cependant, la convection naturelle est une partie intégrante de la dissipation de chaleur surtout dans le cas des ordinateurs portables et les appareils électroniques de petites dimensions. Bien que la convection forcée reste le principal mode de refroidissement, il est toutefois important de déterminer avec certitude le processus de transport du fluide dans l'absence de courte durée d'un écoulement externe forcé quand il y a interruption temporaire du système de refroidissement par ventilation.

### **I.8. Les dissipateurs thermiques :**

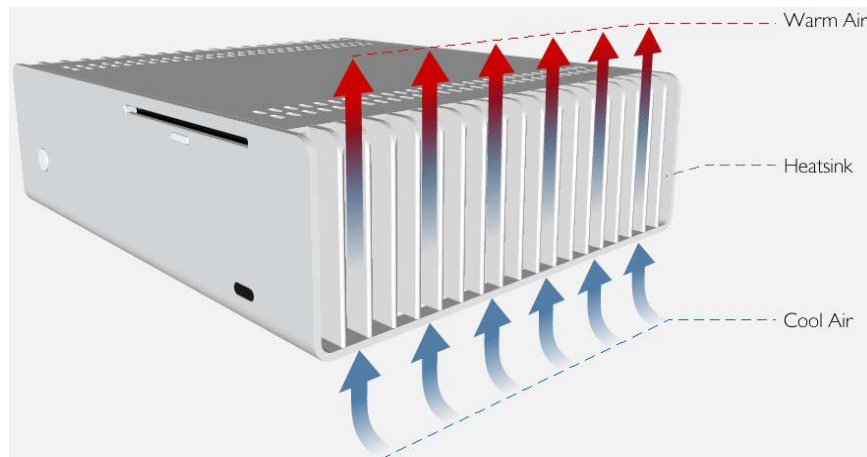
Le dissipateur thermique est un composant électronique ou un dispositif d'un circuit électronique qui disperse la chaleur des autres composants (principalement des transistors de puissance) d'un circuit dans le milieu environnant et les refroidit pour améliorer leur performance, leur fiabilité et évite la défaillance prématurée Composants. Pour le refroidissement, il intègre un ventilateur ou un dispositif de refroidissement.



**Figure (I.7):** dissipateur thermique

### I.8.1 Principe du dissipateur de chaleur

La loi de Fourier sur la conduction de la chaleur stipule que si le gradient de température est présent dans un corps, la chaleur sera transférée d'une région à température élevée vers la région de température. Et ceci peut être réalisé de trois manières différentes, telles que la convection, conduction.



**Figure (I.8):** Principe du dissipateur de chaleur

Chaque fois que deux objets de température différente entrent en contact, la conduction provoque la collision des molécules à déplacement rapide de l'objet à haute température avec les molécules à mouvement lent des objets les plus froids et transfère ainsi l'énergie thermique à l'objet le plus froid et ceci est appelé conductivité thermique.

De même, le dissipateur thermique transfère la chaleur ou l'énergie thermique d'un composant à haute température à un milieu à basse température comme l'air, l'eau, l'huile, etc. Généralement, l'air est utilisé comme milieu à basse température; et, si l'eau est utilisée comme milieu, alors elle est appelée plaque froide.

### I.8.2 Les dissipateurs de chaleur pour les lampes LED

Les lampes à diodes électroluminescentes (DEL) ont récemment attiré l'attention de l'industrie de l'éclairage, en raison de leur plus faible puissance, la consommation, la vie plus longue, et plus petite, la structure plus durable comparée à d'autres sources de lumière.

L'éclairage à diodes électroluminescentes (LED) offre une meilleure efficacité énergétique que l'éclairage conventionnel. Cependant, si la chaleur des (LED) n'est pas dissipée correctement, la durée de vie et l'efficacité lumineuse sont diminuées. Par ailleurs, leur utilisation présente un problème, puisque environ 70% de leur consommation totale d'énergie est émise sous forme de chaleur. Une conception de dissipateur de chaleur efficace est essentielle pour résoudre ce problème.

Les dissipateurs thermiques sont classés en différentes catégories selon différents critères.

#### ➤ Dissipateurs de chaleurs actifs

Ceux-ci sont généralement de type ventilateur et utilisent l'énergie à des fins de refroidissement. Ils peuvent également être appelés dissipateurs de chaleur ou ventilateurs. Les ventilateurs sont en outre classés en tant que type de roulement à billes et type de roulement à manchon. Les ventilateurs de moteur à roulement à billes sont préférés car leur durée de fonctionnement est plus longue et ils sont moins chers quand il s'agit d'une utilisation longue durée. Les performances de ces types de dissipateurs thermiques sont excellentes, mais pas pour des applications à long terme et sont un peu cher aussi. [22]



**Figure (I.9):** Dissipateur de chaleur actif

➤ **Dissipateurs thermiques passives**

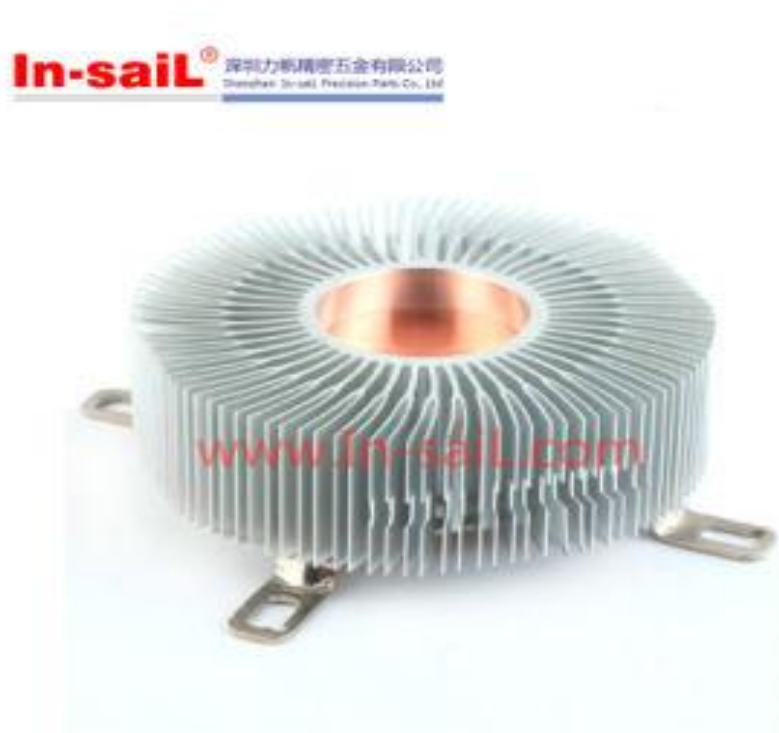
Ceux-ci ne possèdent aucun composant mécanique et sont faits de radiateurs à ailettes en aluminium. Ceux-ci dissipent l'énergie thermique ou la chaleur en utilisant le processus de convection. Ceux-ci sont plus fiables que les dissipateurs thermiques actifs ; et, pour un fonctionnement efficace des dissipateurs thermiques passifs, il est recommandé de maintenir un flux d'air continu à travers leurs ailettes. [22]



**Figure (I.10):** Dissipateur thermique passives

➤ **Dissipateur de chaleur en aluminium**

Les puits de chaleur sont généralement faits de métaux; et, l'aluminium est le métal le plus commun utilisé dans le dissipateur de chaleur. Nous sommes conscients du fait que la conductivité thermique de chaque métal est différente. La conductivité thermique du métal est proportionnelle au transfert de chaleur dans le radiateur. Ainsi, si la conductivité thermique du métal augmente, alors la capacité de transfert de chaleur du dissipateur thermique augmentera également. [22]



**Figure (I.11):** Dissipateur de chaleur en aluminium

La conductivité thermique de l'aluminium est de  $235 \text{ W / mK}$ ; c'est le métal le moins cher et le plus léger. Les dissipateurs thermiques en aluminium sont également appelés dissipateurs thermiques extrudés car ils peuvent être fabriqués par extrusion.

➤ **Dissipateurs thermiques à ailettes plissées**

Ces dissipateurs thermiques à ailettes repliées ont une grande surface et possèdent un matériau de dissipateur de chaleur plié, et par conséquent, ils ont des performances très élevées et une densité de flux thermique très élevée. Dans ces éviers, l'air est dirigé directement dans les dissipateurs de chaleur à travers une sorte de conduit. Cela rend l'ensemble coûteux car le coût de fabrication et de canalisation est inclus dans le coût global de l'évier.[22]



**Figure (I.12):** Dissipateur thermique à ailettes plissées

Récemment, plusieurs études expérimentaux et numériques ont porté sur les dissipateurs thermiques radiaux dont le but de concevoir et proposer des dissipateurs optimaux en minimisant simultanément la résistance thermique, la masse et aussi étudier les performances thermiques de ces derniers. Certains chercheurs ont étudiés l'effet du rayonnement [10] [11] [12] et d'autres la convection naturelle comme mode de transfert de chaleur dans ces dissipateurs [13].

. Dans le présent mémoire , nous avons étudié numériquement le transfert de chaleur par convection mixte dans un dissipateur de chaleur radial à ailettes rectangulaire, dans le but de voir l'échange de chaleur en variant la nature du fluide c'est-à-dire en utilisant comme fluide d'écoulement l'air ensuite un nano fluide de fluide de base l'eau avec des différentes particules nanométriques de Cuivre et d'oxyde d'Aluminium de différentes concentrations.

A decorative scroll frame with a black outline and grey shaded scroll ends at the top-left, top-right, and bottom-left corners. The text is centered within the frame.

# CHAPITRE II

## **Formulation Mathématique**

## II.1 Introduction

Ce chapitre est consacré à la mise en équations du problème considéré en utilisant les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et d'énergie. Ces dernières expriment les principes fondamentaux de la physique.

Ces équations de conservation associées aux lois constitutives contiennent l'ensemble des connaissances nécessaires pour reproduire intégralement le phénomène observé par la voie de la résolution ou de la simulation. Ces équations sont établies sur la base d'hypothèses et de postulats souvent anciens.

On commence par une description et présentation de la problématique de notre thème puis on passe à l'écriture des équations gouvernantes ainsi que les conditions aux limites.

## II.2 Configurations étudiées

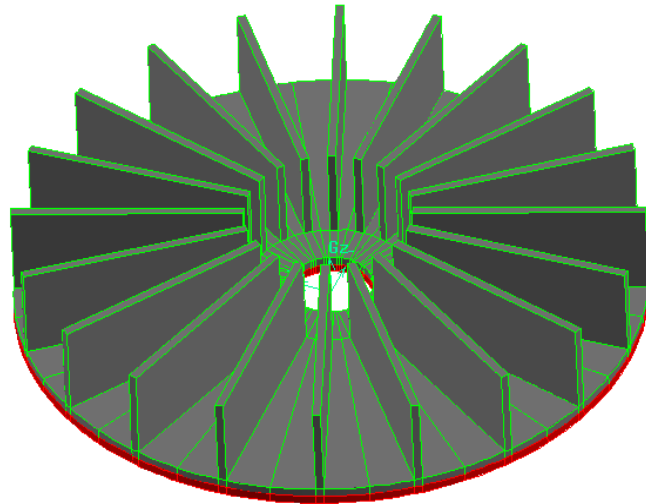
L'écoulement envisagé a lieu sur la base circulaire d'un dissipateur de chaleur radial à ailettes rectangulaires. Les ailettes étant disposées radialement à intervalles réguliers. La base du dissipateur thermique est orientée horizontalement et est soumise à une génération volumique uniforme. Nous avons considéré le cas d'un dissipateur à 20 ailettes et celui à 15 ailette comme le montre les figures (II.1- II.2).

En raison du nombre de grilles et du temps de calcul impliqué, une seule ailette a été considérée.

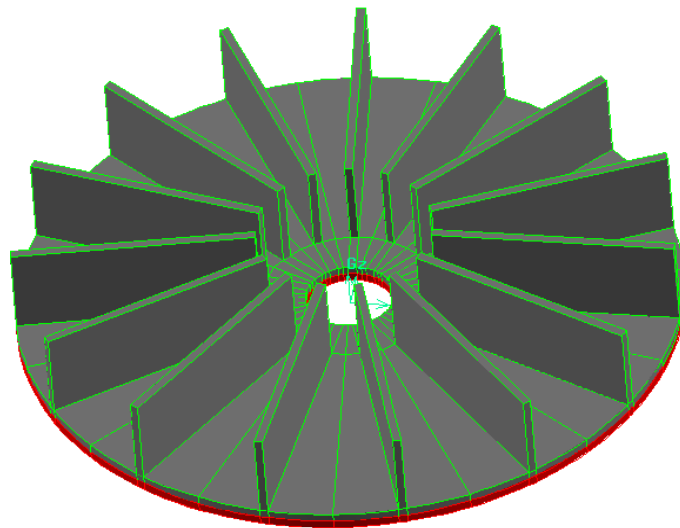
Notre configuration est constituée d'un secteur angulaire d'angle  $\theta$  de la base solide dans laquelle est montée l'ailette, le tout est parcouru par un fluide. La base et l'ailette sont de même matériau comme le montre la figure (II.3).

Ces configurations ont les caractéristiques géométriques suivantes :

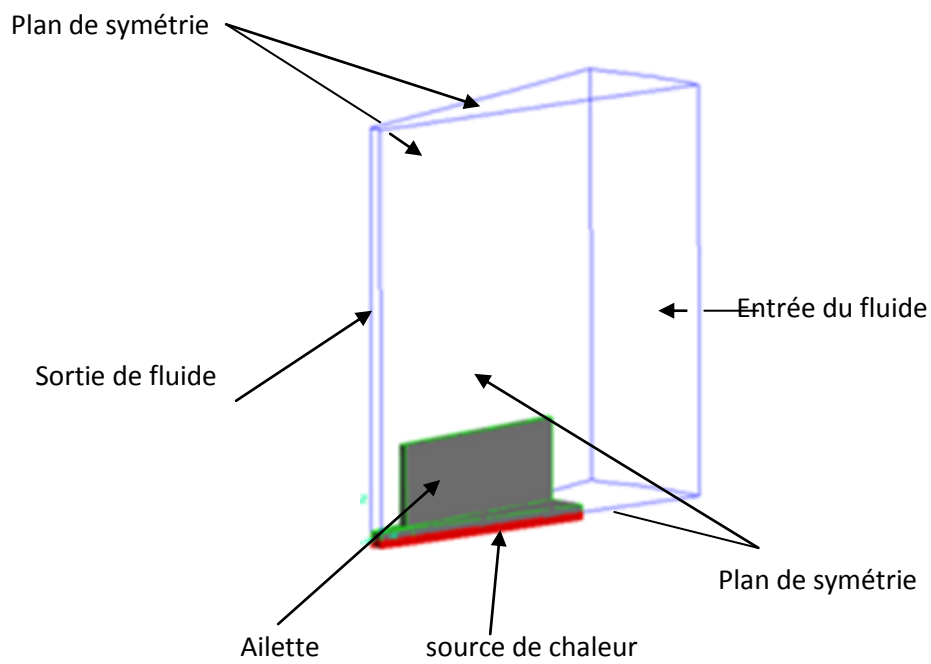
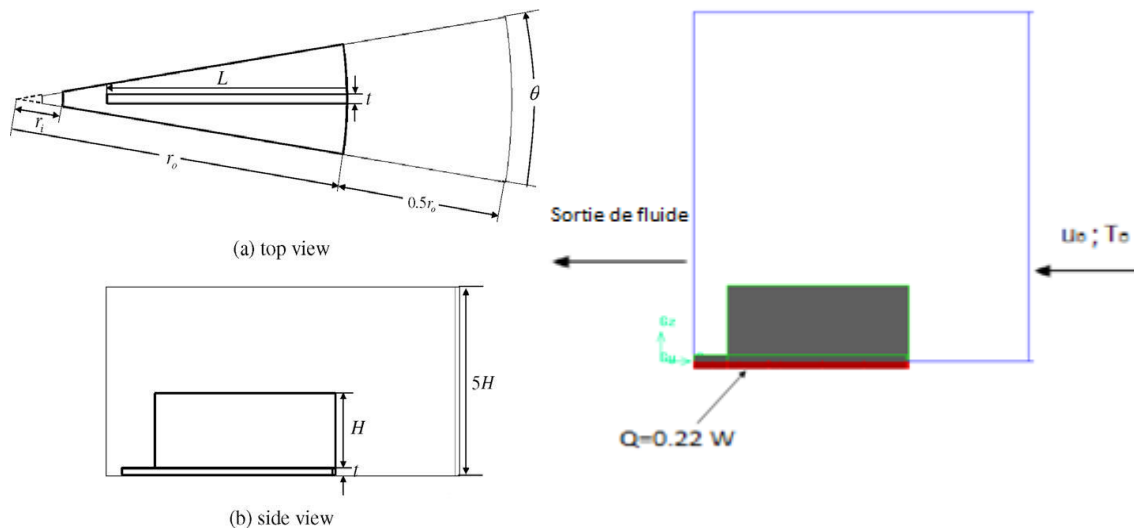
- ✓ Rayon  $r_o = 75$  mm
- ✓ La longueur d'ailette  $L = 55$  mm
- ✓ L'hauteur des ailettes  $h = 55$  mm
- ✓ L'épaisseur des ailettes  $t = 2$  mm
- ✓ l'angle d'ailette  $\theta$  :
  - Pour d'un dissipateur à  $n=20$  ailettes  $\theta=18^\circ$
  - Pour d'un dissipateur à  $n=15$  ailettes  $\theta=24^\circ$



**Figure (II.1):** dissipateur de chaleur à 20 ailettes



**Figure (II.2):** dissipateur de chaleur à 15 ailettes



**Figure (II.3):** Les conditions aux limites imposées dans Gambit.

### II-3 les équations représentatives de l'écoulement

Pour formuler un phénomène physique, on utilise souvent des équations mathématiques. Ces dernières représentent une modélisation de ce phénomène. Une formulation mathématique doit obligatoirement exprimer le comportement du phénomène dans l'espace et dans le temps. Avant de passer à la mise en équation du problème de convection dans un dissipateur, il est utile de rappeler les lois fondamentales de conservation.

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

#### Les hypothèses simplificatrices :

Pour simplifier le problème et rendre les équations plus faciles pour la résolution, nous avons adopté les hypothèses suivantes :

- L'écoulement du fluide et le transfert de chaleur sont permanents ( $\frac{\partial}{\partial t} = 0$ ).
- Le régime est laminaire
- Le fluide est Newtonien et incompressible.
- Les dissipations visqueuses sont négligeables.
- Les propriétés physiques du fluide sont supposées constantes sauf pour la masse volumique dont l'approximation de Boussinesq étant adoptée. Tel que la masse volumique varie en fonction de la température comme suit

$$\rho = [\rho_0 (1 - \beta (T - T_0))]$$

$T_0$  : Température de référence.

$\rho_0$  : Masse volumique du fluide.

$\beta$  : Le coefficient d'expansion thermique à pression constante.

Sachant que :  $\beta = -\frac{1}{\rho_0} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)$  est le coefficient de dilatation à pression constante

$\rho_0$  : la masse volumique à  $T_0$ .

### II-3.1 Equation représentatives pour l'air

Compte tenue les hypothèses simplificatrices formulées ci-dessus les équations de conservation de la masse, de quantité de mouvement, d'énergie.ces équations en coordonnées cylindriques dans les directions ( $\mathbf{x}, \mathbf{y}, \mathbf{z}$ ) s'écrivent comme suit [13] :

➤ **Équation de continuité**

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (\text{II.1})$$

➤ **Équations de quantités de mouvement suivant x**

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

➤ **Équations de quantités de mouvement suivant y**

$$\frac{\partial(\rho v u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v w)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (\text{II.3})$$

➤ **Équations de quantités de mouvement suivant z**

$$\frac{\partial(\rho w u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w^2)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) - g\beta(T-T_0) \quad (\text{II.4})$$

➤ **Équation d'énergie**

$$\frac{\partial(\rho u T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w T)}{\partial z} = \alpha \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (\text{II.5})$$

$\alpha = \frac{K}{c_p}$  La diffusivité thermique

➤ **Équation d'énergie dans le solide**

$$k_s \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = k_f \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = Q_v \quad (\text{II.6})$$

$k_s$ : conductivité thermique du solide

$k_f$ : conductivité thermique du fluide

### II-3.2 Equation représentatives pour le nanofluide

Les équations gouvernantes dans le cas d'un nanofluides sont identiques aux précédentes (II.1- II.2-II.3- II.4- II.5- II.6) sauf dans les propriétés du nano fluide et assumant les mêmes hypothèses ces équations s'écrivent comme suit :

➤ **Équation de continuité**

$$\rho_{nf} \left( \frac{\partial(u)}{\partial x} + \frac{\partial(v)}{\partial y} + \frac{\partial(w)}{\partial z} \right) = 0 \quad (II.7)$$

➤ **Équations de quantités de mouvement suivant x**

$$\rho_{nf} \left( \frac{\partial(u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(u v)}{\partial y} + \frac{\partial(u w)}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu_{nf} \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (II.8)$$

➤ **Équations de quantités de mouvement suivant y**

$$\rho_{nf} \left( \frac{\partial(v u)}{\partial x} + \frac{\partial(v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(v w)}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu_{nf} \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (II.9)$$

➤ **Équations de quantités de mouvement suivant z**

$$\rho_{nf} \left( \frac{\partial(w u)}{\partial x} + \frac{\partial(w v)}{\partial y} + \frac{\partial(w^2)}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu_{nf} \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) - g\beta_{nf}(T-T_0) \quad (II.10)$$

➤ **Équation d'énergie**

$$\rho_{nf} \left( \frac{\partial(u T)}{\partial x} + \frac{\partial(v T)}{\partial y} + \frac{\partial(w T)}{\partial z} \right) = \left( \frac{K}{C_p} \right)_{nf} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (II.11)$$

Les propriétés physiques du nanofluide sont exprimés par les relations suivantes :

- **La densité volumique**

$$\rho_{nf} = (1-\varphi) \rho_f + \varphi \rho_s \quad (\text{II.12})$$

- **La chaleur spécifique**

D'après modèle du Pak et Cho [7]

$$(Cp)_{nf} = (1-\varphi) (Cp)_f + \varphi (Cp)_s \quad (\text{II.13})$$

- **Le coefficient de dilatation volumique**

Modèle du Pak et Cho [7]

$$\beta_{nf} = (1-\varphi) \beta_f + \varphi \beta_s \quad (\text{II.14})$$

- **La conductivité thermique**

Modèle de Hamilton et Crosser [6]

$$K_{nf} = \frac{K_s + (n-1)K_f - (n-1)(K_f - K_s)\varphi}{K_s + (n-1)K_f + (K_f - K_s)\varphi} K_f \quad (\text{II.15})$$

- **Viscosité dynamique**

Pour la viscosité la formule utilisée est celle du modèle de **Brinkman** [9]

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1-\varphi)^{2.5}} \quad (\text{II.16})$$

### II-3.3. Conditions aux Limites

- A l'entrée :  $(x=0.110, y, z)$   $u = u_0$   $T_0=298K$
- A la sortie  $(x=0.01, y, z)$   $P=P_{atm}$
- Les parois  $(x, y, z=0)$  ;  $(x, y, z=0,106)$  sont supposées parois adiabatiques

$$u = v = w = 0 \quad \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial T}{\partial z} = Qv$$

#### ➤ La densité de flux

La densité de flux est :

$$Qv = \frac{Q}{V}, \quad V \text{ c'est le volume de la base chauffée}$$

#### A. La densité de flux dans le cas de l'air

La base du dissipateur génère une quantité de chaleur :  $Q = 5 \text{ W}$ .

$$Qv = \frac{5}{0.0000347} \cong 1.4 \cdot 10^4 \text{ W/m}^3$$

#### B. La densité de flux dans le cas d'un nano fluide

La base du dissipateur génère une quantité de chaleur :  $Q = 140 \text{ W}$ .

$$Qv = \frac{140}{0.0000347} = 4.03 \cdot 10^6 \text{ W/m}^3$$

### II-3.4. Les paramètres sans dimensions

Les paramètres sans dimensions pour notre cas sont les suivants:

#### Nombre de Reynolds

- Pour l'air

$$\text{Re} = \frac{\rho u D}{\mu}$$

Avec  $\rho$  et  $\mu$  les propriétés de l'air

- Pour le nanofluide

$$\text{Re}_{(\text{nf})} = \frac{\rho_{\text{nf}} u D_h}{\mu_{\text{nf}}}$$

Avec  $\rho$  et  $\mu$  les propriétés de nanofluide

Pour une section transversale tridimensionnelle de la dissipateur le diamètre hydraulique est défini en fonction du volume occupé par le fluide dans l'espace annulaire et l'aire transversale comme suit

$$D_h = 4 \frac{\text{volume occupé par le fluide}}{\text{les section transversales}}$$

#### Le nombre de Nusselt

- Pour l'air

$$\text{Nu} = \frac{h D}{K}$$

$h$  : le coefficient de transfert thermique ( $\text{w}/\text{m}^2\text{k}$ )

$k$  : la conductivité thermique ( $\text{w}/\text{m k}$ )

- Pour le nanofluide

$$\text{Nu}_{(\text{nf})} = \frac{h D}{K_{\text{nf}}}$$

**Nombre de Grashof**

- Pour l'air

$$\mathbf{Gr} = \frac{\rho^2 \beta g Q_v L^4}{\mu^2 K}$$

- Pour le nanofluide

$$\mathbf{Gr}_{(nf)} = \frac{(\rho^2 \beta)_{nf} g Q_v L^4}{(\mu^2 K)_{nf}}$$

**Nombre de Richardson**

- Pour l'air

$$\mathbf{Ri} = \frac{\mathbf{Gr}}{\mathbf{Re}^2}$$

- Pour le nanofluide

$$\mathbf{Ri}_{(nf)} = \left( \frac{\mathbf{Gr}}{\mathbf{Re}^2} \right)_{nf}$$

A decorative border resembling a scroll, with rounded corners and a vertical strip on the left side. The scroll is white with a thin black outline. The top and bottom edges are slightly curved, and the left edge has a vertical strip that looks like a scroll's binding.

# **CHAPITRE III**

## **Procédure de résolution avec Fluent**

### **III.1. Introduction**

Depuis des années le développement des ordinateurs a encouragé les scientifiques à résoudre des problèmes de plus en plus complexes pour lesquels des solutions analytiques ne peuvent être trouvés. En effet dans la plus part de ces problèmes, surtout la résolution de phénomènes (transfert de chaleur, rayonnement, changement de phase...) couplés à la mécanique des fluides n'est possible que sous certaines hypothèses simplificatrices qui ne permettent pas de faire une étude plus réelle des phénomènes physiques observés expérimentalement.

Pour résoudre les équations représentatives du mouvement, il est indispensable d'utiliser un outil numérique convenable à cet effet.

Pour réaliser nos simulations nous avons utilisé le code de calcul « **Fluent** » **6.3.26** qui utilise la méthode des volumes finis. Le préprocesseur **Gambit** a été utilisé pour faire la construction de la géométrie, génération de maillage et l'incorporation des conditions aux limites.

### **III.2. Matériel utilisé dans la simulation**

Nos simulations numériques ont été accomplies grâce aux exécutions faites par le logiciel fluent sur un micro ordinateur personnel HP 630 avec type de processeur [Intel(R) HD graphiques (core i3)], type de convertisseur : internal et de capacité de mémoire égale à 1306 MB.

### **III.3. Les outils de simulation Gambit et Fluent**

#### **III.3.1. Maillage sous Gambit**

**GAMBIT** est un logiciel qui permet de créer des maillages pouvant être utilisés en particulier sous **FLUENT**. Le maillage est un prétraitement au logiciel de simulation. Il permet de générer un maillage structuré ou non structuré en coordonnées cartésiennes, polaires, cylindriques ou axisymétriques. Il peut réaliser des maillages complexes en deux ou trois dimensions avec des mailles de type rectangle ou triangle [18].

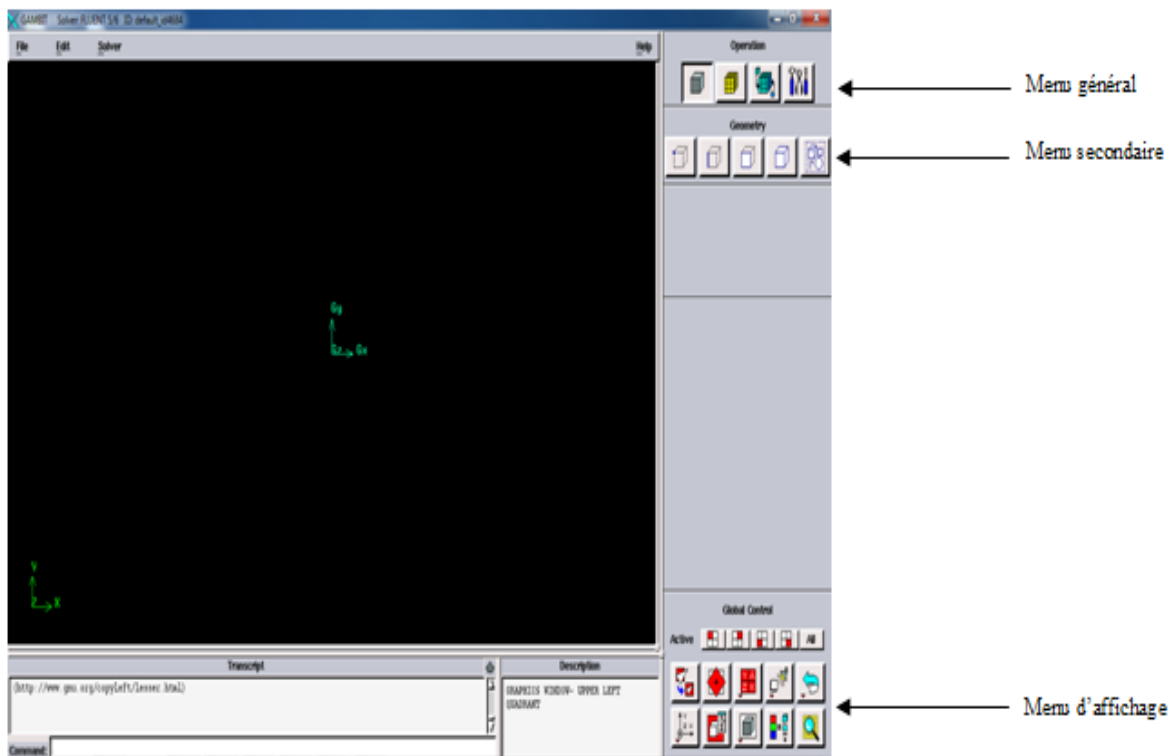
### III.3.2. Construction d'un maillage

Pour construire un maillage, il est bon de suivre la démarche suivante:

- définir la géométrie.
- réaliser le maillage.
- définir les paramètres des zones de calcul.

#### ➤ Vue globale

Après avoir lancé le logiciel, l'interface d'utilisation apparaît.



**Figure(III.1):** Vue globale de Gambit.

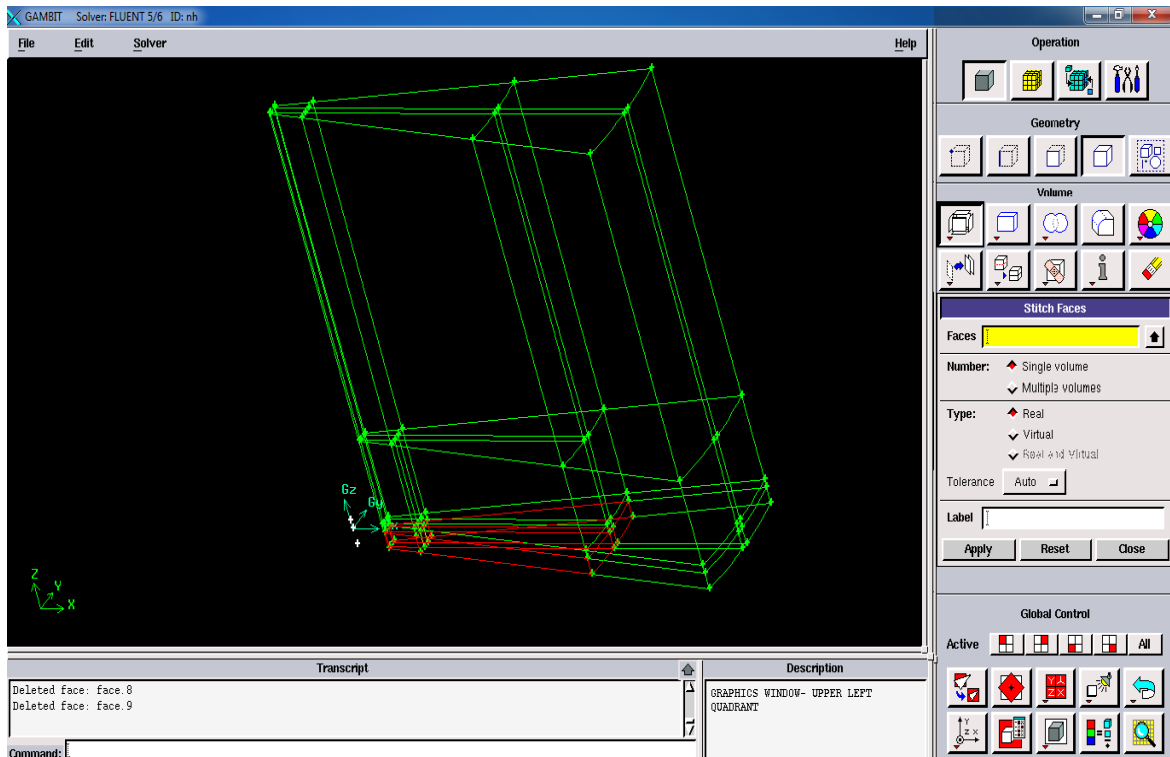
Astuce : La première chose à faire quand on entre sur Gambit est de nommer le système qu'on va construire de telle manière de ne pas le perdre bêtement.

L'utilisation de Gambit est simple : principalement il faut prendre les menus en haut à droite et effectuer les tâches en partant du menu de gauche pour aller jusqu'à celui de droite (où normalement on doit avoir fini notre maillage).

**Important :** Avant même de créer la géométrie il faut choisir le type de solver ; c'est-à-dire le type de logiciel (ici fluent) qu'on va utiliser par la suite (choisir la bonne version du logiciel dans notre cas choisir Fluent 5/6).

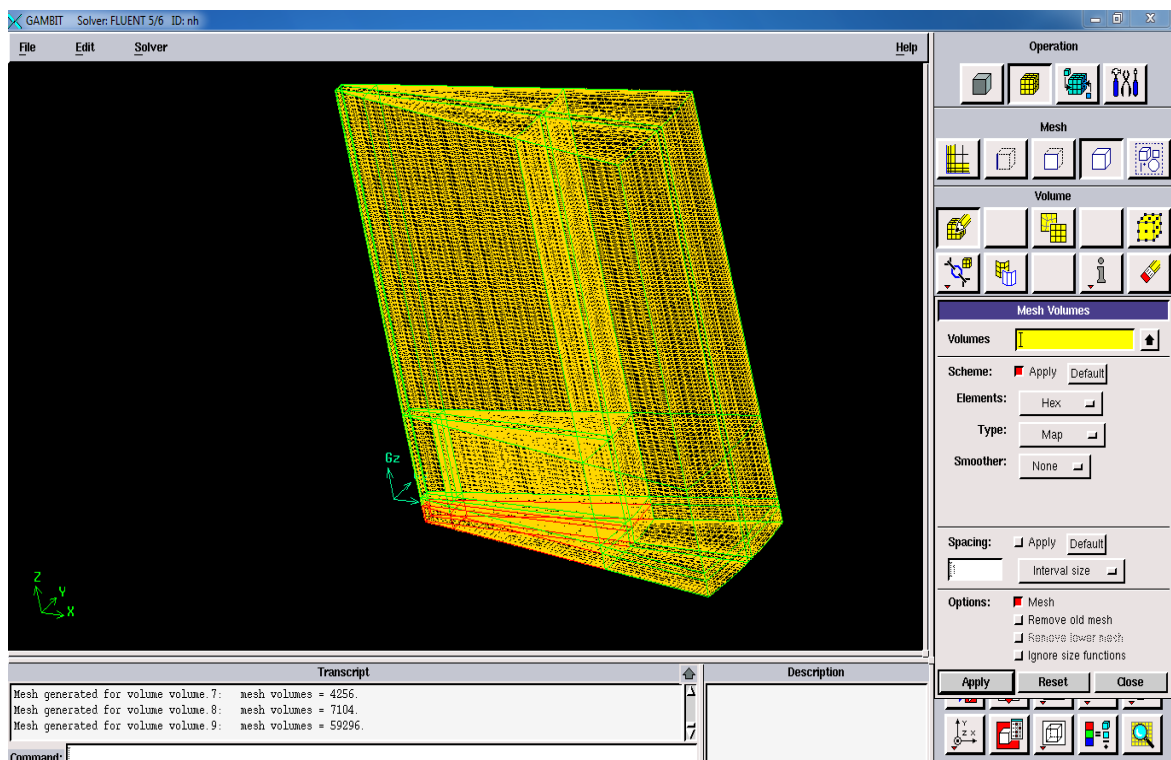
Vient maintenant le moment de créer la géométrie à étudier

### ➤ Création de la géométrie



**Figure(III.2):** Création de la géométrie

### ➤ Maillage de la configuration



Figure(III.3): Création d'un maillage

### ➤ définir les paramètres des zones de calcul

#### ✓ Conditions aux limites

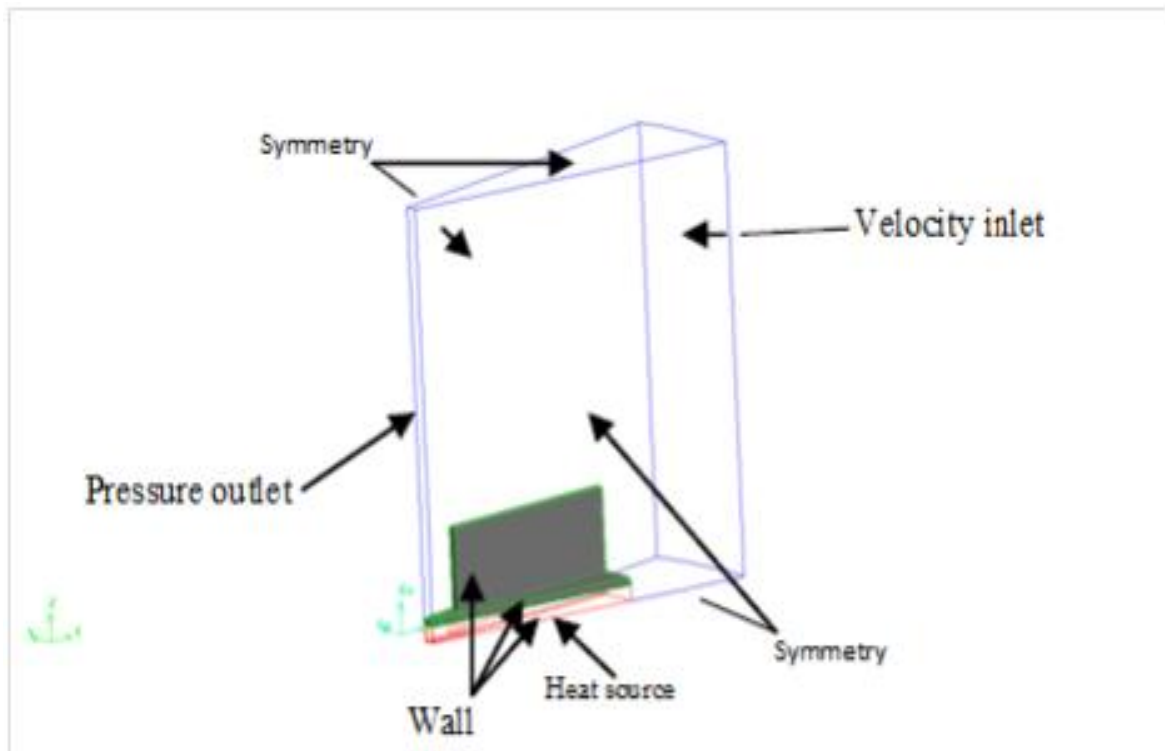
Après la conception de la géométrie du système étudié, et la définition du maillage du domaine physique, nous allons spécifier les zones géométriques sur lesquelles nous allons appliquer les conditions aux limites.

Plusieurs types de conditions aux limites sont proposés dans le code de calcul FLUENT qu'on va l'utiliser.

Nous allons utiliser essentiellement trois conditions aux limites: condition de vitesse, de parois et condition à la sortie.

- La première condition aux limites " **velocity-inlet** " correspond à une vitesse et une température imposées à l'entrée du domaine,

- La deuxième condition aux limites "**pressure\_outlet**", (pression de sortie) est appliquée au niveau des sorties (sortie de fluide à la pression atmosphérique),
- Le troisième type "**Wall**" appliqué sur les parois solides du dissipateur de chaleur.
- La quatrième condition aux limites "**Symmetry**" définit les surfaces libres du fluide.



**Figure(III.4):** configuration étudiée avec conditions aux limites imposées dans Gambit.

#### ✓ Définition des zones

Le domaine physique étudié est composé de deux zones

- ✓ **Zone solide** : est représenté par le dissipateur thermique
- ✓ **Zone fluide** : est représenté par le fluide qui entoure les ailettes.

### III.3.3.Simulation avec Fluent

#### A. L'exportation du fichier .Mesh

Après la création de la géométrie et la définition des conditions aux limites, il faut exporter le maillage, depuis le préprocesseur Gambit vers le solveur Fluent. Pour faire le calcul avec Fluent quelques étapes essentielles sont à suivre [19] :

- ✓ Démarrage de Fluent
- ✓ La lecture du fichier .Mesh.
- ✓ Vérification du maillage importé.
- ✓ Présentation de la géométrie.
- ✓ Choix du solveur.
- ✓ Choix du type d'écoulement (laminaire ou turbulent).
- ✓ Autorisation de transfert de chaleur.
- ✓ Choix du fluide.
- ✓ Imposition des conditions aux limites

Il faut fixer les conditions aux limites comme suit :

**Velocity inlet :** Utiliser pour les écoulements incompressibles ou moyennement compressibles, quand la vitesse d'entrée est connue.

**Pressure outlet :** Spécifié la pression statique de la sortie. L'utilisation de pressure outlet sert à définir la pression statique à la sortie.

**Wall :** Est utilisé pour délimiter les régions solides des régions fluides. En générale on utilise les propriétés d'une paroi lisse.

**Symmetry :** cette condition est utilisée pour spécifier un axe de symétrie.

**B. Méthode de résolution des équations algébriques**

Le choix d'une méthode de résolution numérique ne dépend pas seulement des caractéristiques intrinsèques du problème, mais aussi et surtout des possibilités du calculateur (micro-ordinateur). Les deux facteurs essentiels sont la capacité de stockage de la mémoire et le temps d'exécution. Les méthodes de calcul d'un système algébrique sont classées en deux catégories principales :

- Méthodes directes qui sont limitées aux seuls systèmes linéaires et elles exigent une mémoire énorme et un temps de calcul relativement grand.
- Méthodes indirectes qui peuvent s'appliquer aux systèmes non linéaires et surtout aux problèmes où de nombreux éléments matriciels sont nuls. Par conséquent, ces derniers exigent moins de mémoire d'ordinateur que les méthodes directes.

Dans notre cas, le système d'équation obtenu :

$$a_p \Phi_p = a_E \Phi_E + a_W \Phi_W + a_N \Phi_N + a_S \Phi_S + S$$

Cette équation peut se mettre sous la forme :

$$a_p \Phi_p = \sum a_j \Phi_j + b_j$$

$$\sum a_j \Phi_j = a_p \Phi_p - b_j$$

Avec  $a_j$  : sont des coefficients qui tiennent en compte de l'effet de la convection, la diffusion et la source de l'équation différentielle.

$$b_j = S_\Phi (\Delta x \cdot \Delta y \cdot \Delta z)$$

L'équation III.30 représente un système d'équations algébriques couplées qui s'écrit sous forme matricielle.

$$\begin{bmatrix} \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & a_j & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cdot \\ \Phi_j \\ \cdot \end{bmatrix} = [ a_p \Phi_p - b_j ]$$

Le système d'équations III.30 peut être résolu par n'importe quelle méthode de résolution des équations algébriques simultanées.

Les méthodes itératives utilisées pour la résolution des problèmes multidimensionnelles sont :

- **Gauss-Seidel** : La méthode Gauss-Seidel est une technique pour résoudre à la fois et dans l'ordre un système linéaire d'équations. Il utilise les résultats calculés précédemment dès qu'ils deviennent disponibles. Il exécute deux balayages sur les inconnus dans les directions avancées et moins évoluées.
- **Algebraic Multi Grid method (AMG)** : Cet algorithme est connu sous le nom d'un plan multi grid algébrique, il est utilisé par défaut par Fluent selon la nature de maillage de la géométrie.

### **C. Schémas de discrétisation**

Sous "Fluent", les variables stockées au centre de la cellule doivent être interpolées aux faces du volume de contrôle. Il est possible de choisir entre différents schémas de discrétisation pour les termes convectifs des équations gouvernantes, alors que les termes visqueux sont automatiquement discrétisés au second ordre pour plus de précision.

Fluent propose plusieurs schémas de discrétisation des termes convectifs parmi lesquels nous citons :

- **Le schéma amont du premier ordre "First Order Upwind Scheme" :**

Ce schéma permet une certaine stabilité dans les calculs. La valeur stockée au centre d'une cellule est égale à la moyenne de toutes les valeurs de la même cellule. Les valeurs aux niveaux des faces sont égales à celles des cellules se trouvant en amont. Il est à noter qu'un raffinement du maillage est nécessaire pour pouvoir utiliser ce schéma.

- **Le schéma amont du second ordre "Second Order Upwind Scheme" :**

L'utilisation de ce schéma permet de minimiser la diffusion numérique. Le développement des calculs des valeurs aux centres des cellules est effectué en série de Taylor afin de calculer les valeurs aux faces. La valeur approchée d'une variable au niveau de la face dépend dans ce cas de la valeur au sein du volume des deux autres cellules en amont. Ce schéma est utilisé dans les écoulements non alignés au maillage, c'est pour cette raison qu'il était choisi dans notre étude pour la simulation du dissipateur à ailettes creuses et perforées.

- **Le schéma "QUICK" (Quadratic Upwind Interpolation for Convective Kinetics):**

Il procure une meilleure précision que le schéma au second ordre pour les écoulements rotationnels et tourbillonnaires (Swirling) avec un maillage régulier. Cependant, il ne s'applique pas à un maillage triangulaire, c'est pour cette raison que nous l'avons utilisé dans la simulation des ailettes pleines.

- **Le schéma "Power Law" :**

Est plus précis que le "First Order Upwind Scheme" pour les écoulements à très bas nombres de Reynolds. Sinon, il procure en général le même degré de précision.

#### **D. Choix du schéma d'interpolation de la pression**

Pour la plupart des cas, le schéma "Standard" est acceptable. Pour des écoulements spécifiques, on peut choisir parmi les options suivantes:

- **Le schéma de force de volume pondéré "Body-Force-Weighted" :**

Est recommandé pour les écoulements impliquant d'importantes forces de volume (ex. convection naturelle à haut nombre de Rayleigh). C'est le schéma choisi dans notre cas de la convection mixte pour les deux configurations étudiées.

- **Le schéma "PRESTO!" (PREssure STaggering Option):**

Est approprié pour les écoulements hautement tourbillonnaires, à grande vitesse de rotation ou les écoulements dans des domaines fortement courbés.

- **Le schéma au second ordre**

Est à utiliser pour les écoulements compressibles et pour améliorer la précision des écoulements incompressibles.

- **Le schéma linéaire "Linear"**

Est disponible comme alternative au cas où les autres options ont des difficultés de convergence ou génèreraient des comportements non physiques.

**E. Critères de convergence**

Il s'agit de choisir les critères de convergence qui doivent être vérifiés pour que les calculs seront stoppés

➤ **Les facteurs de sous-relaxation**

Afin de contrôler et réduire le changement produit durant chaque itération d'une variable de l'écoulement, Fluent permet d'agir sur les facteurs de relaxation assignés à un nombre de variables comme suit:

$$\Phi^n = \Phi^{n-1} + \alpha \Delta\Phi$$

Où n représente l'avancement des itérations successives, et  $\Delta\Phi$  la différence entre les résultats des deux itérations n-1 et n.

$\alpha$  est le facteur de sous-relaxation.

Les facteurs de relaxation sont compris entre 0 et 1.

Les valeurs du facteur de sous relaxation choisies dans notre étude sont données dans le tableau ci-dessous:

**Tableau III.1** : Valeurs des facteurs de sous-relaxation

	Pression	Quantité de Mouvement	Energie	Densité
Modèle laminaire	0.3	0.4	1	1

## ➤ Les résidus

Le résidu : est la différence entre les différentes variables qui constitue la solution, c'est le décalage entre deux solutions des égalités qui régissent le système, il doit devenir négligeable au fur et à mesure des itérations. Il est défini par la formule générale suivante :

$$\alpha_p \phi_p + \sum_{nb} \alpha_{nb} \phi_{nb} = b_p$$

$\phi$  : L'équation de transport.

$\alpha_p, \alpha_{nb}$  : Coefficients dépendent de la solution, ils sont initialisés.

$R_p = \alpha_p \phi_p + \sum_{nb} \alpha_{nb} \phi_{nb} - b_p$  Pour une cellule de calcul.

$$R = \sum_{cellules} |R_p|$$

Pour notre cas :  $R = 10^{-6}$

## ➤ Critère de convergence :

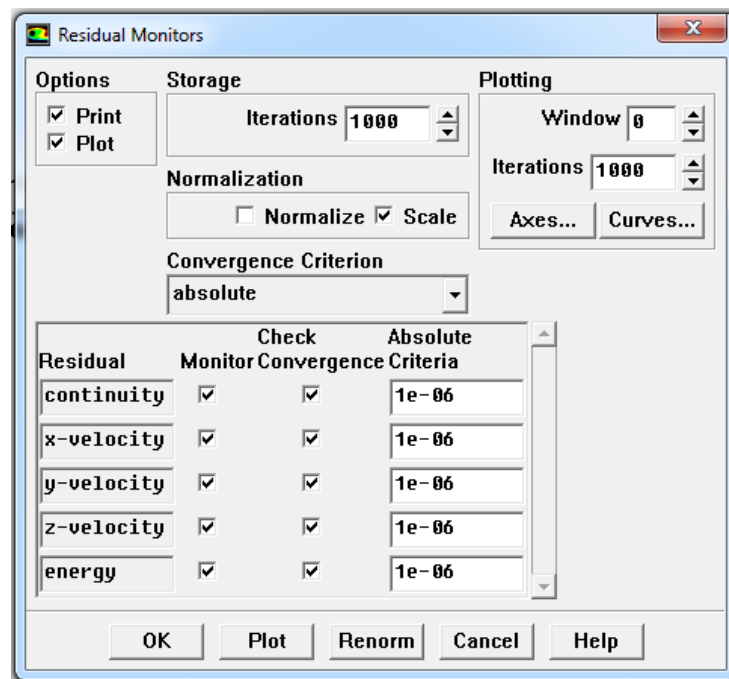
A chaque itération, Fluent permet de juger de l'état de la convergence par le biais du calcul des résidus  $R_\phi$  pour chaque variable (pression, composantes de vitesse, fractions massiques des composés...).

Par définition,  $R_\phi$  peut s'écrire :

$$R_\phi = \frac{\sum_{mailles} |\sum_{nb} \alpha_{nb} \phi_{nb} + S_0 - \alpha_p \phi_p|}{\sum_{mailles} \alpha_p \phi_p} < \varepsilon$$

Ces résidus nous renseignent sur le degré de déséquilibre de l'équation associée à chaque variable sur toutes les mailles du domaine. La convergence est déterminée à partir de ces résidus. Il est conseillé d'examiner d'une part, les résidus ainsi que leur évolution et d'autre part, les valeurs des quantités calculées. Le choix adéquat des conditions initiales permet d'atteindre une convergence accélérée et une solution stable.

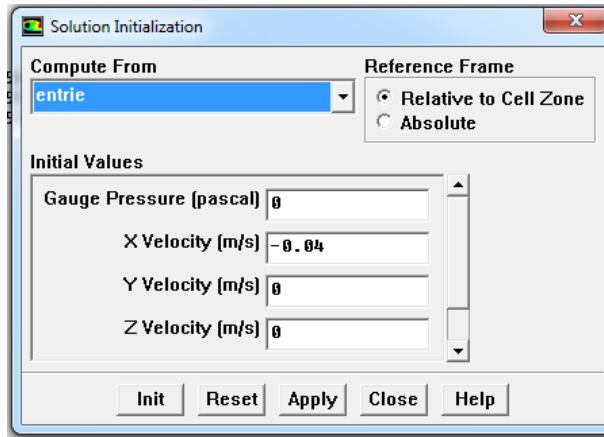
Pour activer le tracé des résidus et observer la convergence de notre solution on sélectionne. En générale une décroissance en magnitude des résidus indique une convergence ou moins qualitative.



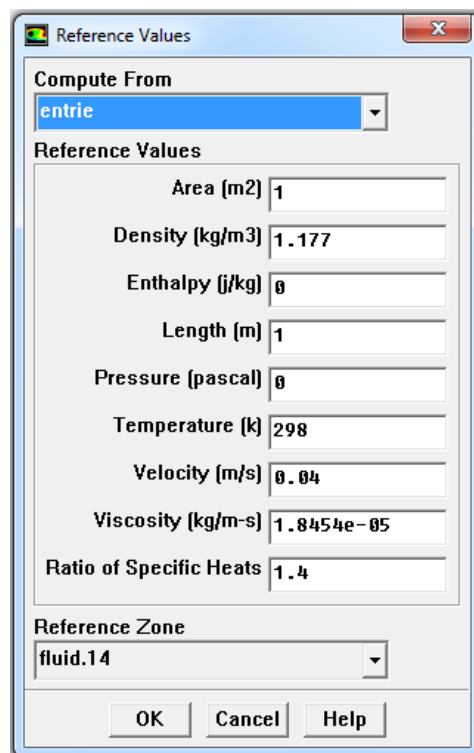
Figure(III.5):interface des critères de convergence

**F. Initialisation des calculs**

La procédure d'itération nécessite que tous les variables soient initialisés avant le démarrage du calcul, elle améliore la stabilité et la vitesse de convergence.



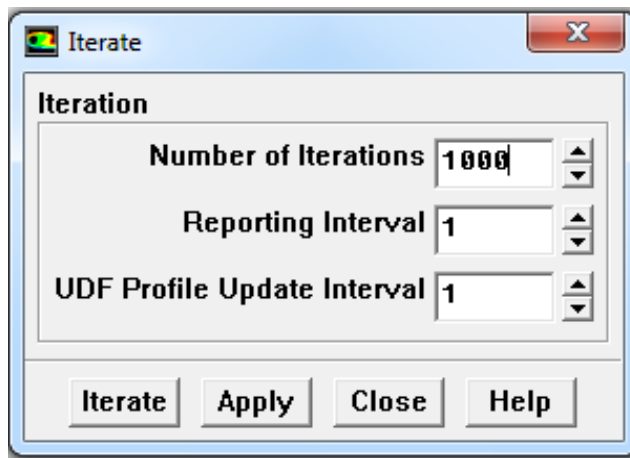
**Figure(III.6):** Initialisation des calculs

**G. Valeurs de référence :**

**Figure(III.7):** Valeurs de référence

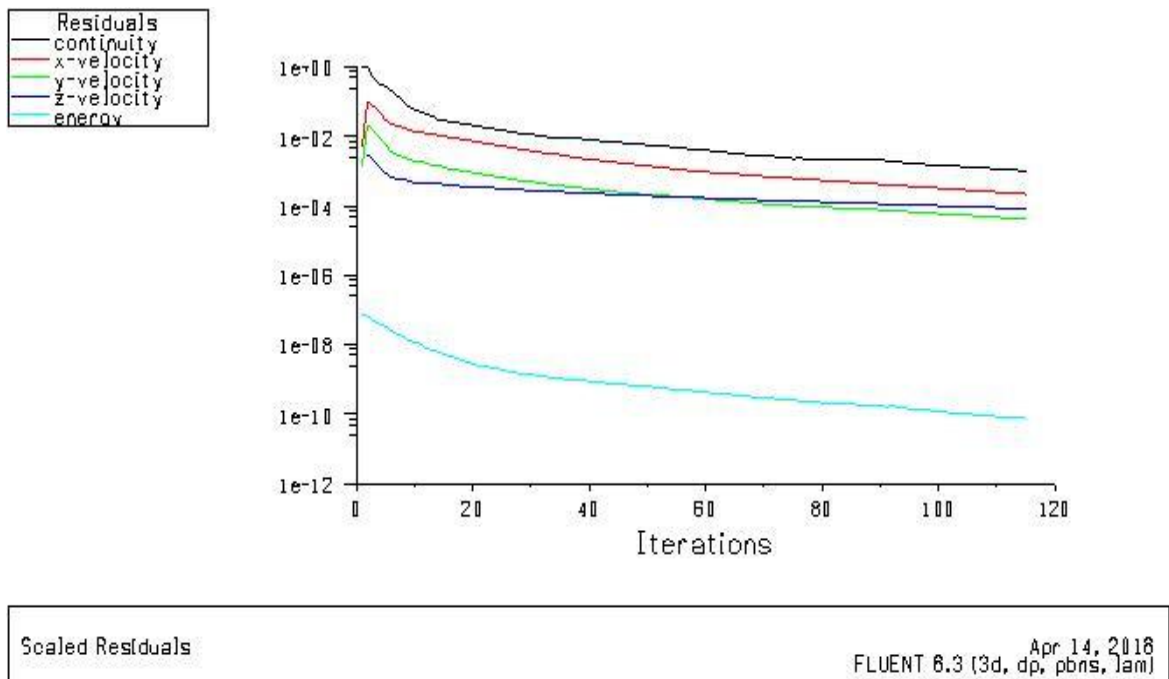
**H. Lancement du calcul**

Pour commencer le calcul, on doit limiter le nombre d'itérations.



**Figure(III.8):** lancement du calcul

**I. Allures de convergence des résidus:**



**Figure(III.9):**Allures de l'évolution des résidus de calcul.

**G. Les étapes principales de calcul du nombre de Nusselt**

- Calcul la Température de mélange
- Déclaration de la température de mélange dans Valeurs de référence
- Initialisation des calculs
- Lancement du calcul

✓ **Coefficient d'échange convectif moyen h**

L'expression du coefficient d'échange convectif est :

$$h = \frac{q_c}{A(T_w - T_m)}$$

$q_c$ : la quantité de chaleur définie par l'expression suivante:

$$q_c = \dot{m} C_p (T_{out} - T_o)$$

Avec

$T_w$ : la température moyenne de la surface d'échange (des ailettes + la base):

$T_o$ : la température à l'entrée.

$C_p$ : la capacité calorifique de l'air à pression constante.

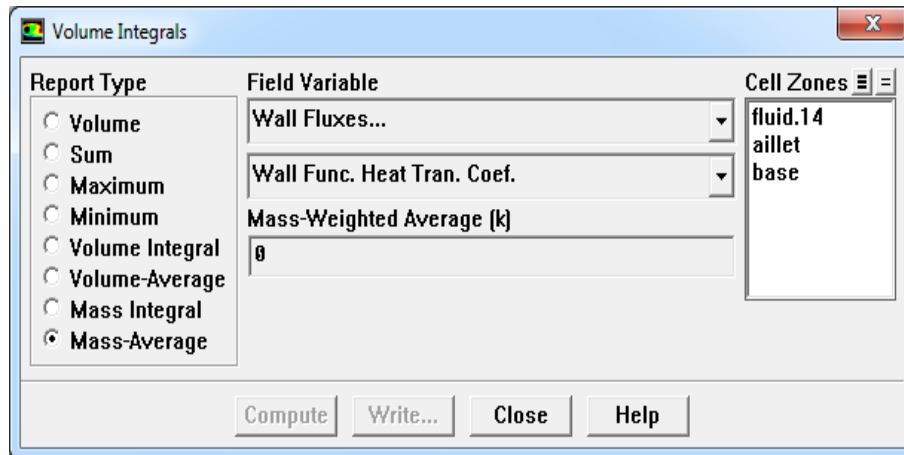
$\dot{m}$  : Le débit massique,

A: la surface d'échange thermique totale

$T_m$ : la température moyenne de mélange pondérée par la masse volumique:

$$T_m = \frac{\iiint T u \, dv}{\iiint u \, dv}$$

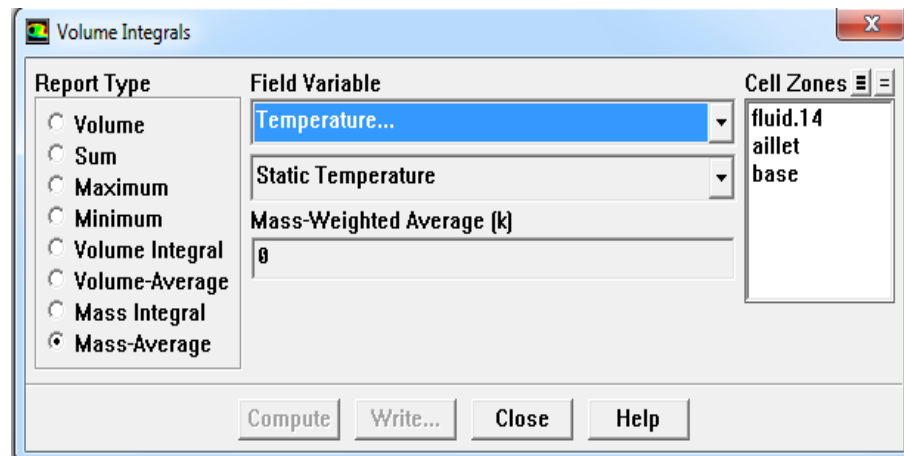
Report → volume Integrals → volume average



Figure(III.10): coefficient d'échange moyen

✓ Températures des mélanges  $T_m$  :

Report → volume Integrals → volume average



Figure(III.11): Température de mélange

A decorative border resembling a scroll, with a black outline and grey shaded areas at the top and bottom corners, framing the chapter title.

# **CHAPITRE IV**

## **Résultats et Discussions**

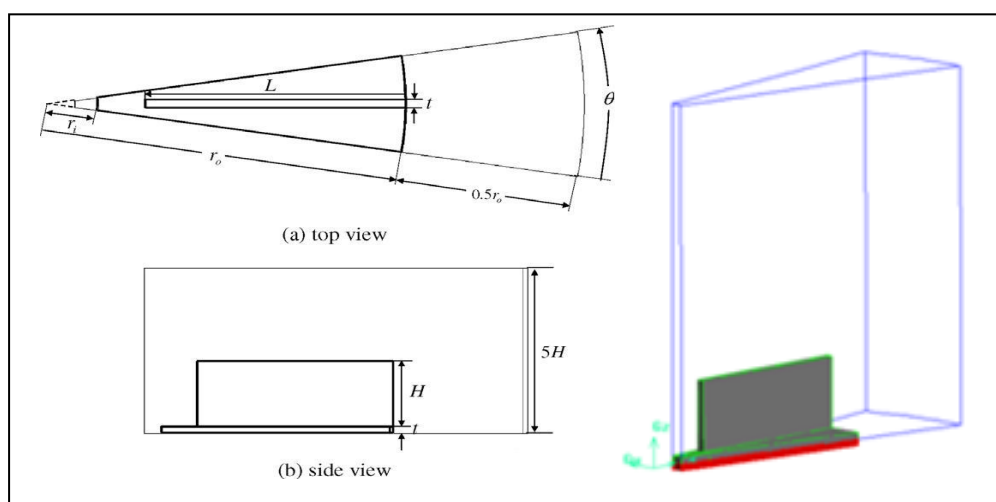
### IV.1.Introduction :

L'objectif de ce chapitre consiste à l'étude du transfert de chaleur par convection mixte en régime laminaire de l'écoulement tridimensionnel de fluide autour d'un dissipateur de chaleur radial à base circulaire et à ailettes rectangulaires.

L'écoulement envisagé a lieu sur la base circulaire d'un dissipateur orienté horizontalement et les ailettes sont disposées radialement à intervalles réguliers. La base du dissipateur est soumise à une génération de chaleur volumique uniforme. En raison du nombre de grilles et du temps de calcul impliqué, une seule ailette a été considérée. Figure (II.3).

Nous étudions le cas de deux dissipateurs de chaleurs, le premier avec un nombre d'ailettes  $N=20$ , le second avec un nombre d'ailettes  $N=15$  et cela pour deux types de fluides **l'air** ensuite **le nano fluide** pour voir l'effet de la nature du fluide ainsi que le nombre des ailettes sur le taux de transfert de chaleur en convection mixte dans le dissipateur de chaleur.

Notre travail est divisé en deux parties, la première partie est consacrée à la présentation des résultats de simulation du transfert de chaleur par convection mixte de l'écoulement de l'air autour du dissipateur de chaleur. La deuxième partie est consacrée la présentation des résultats de simulation du transfert de chaleur par convection mixte de l'écoulement du nano fluide autour du dissipateur de chaleur dans les deux cas pour un nombre d'ailettes  $n=20$  et  $n=15$ .



**Figure (II.3) :** Domaine de calcul et dimensions.

## Partie 1

## IV.2. Écoulement de l'air autour du dissipateur de chaleur

Dans cette partie, nous présentons nos résultats pour le cas d'un écoulement stationnaire et laminaire de l'air autour du dissipateur de chaleur radial à 20 ailettes et 15 ailettes dont la base est soumise à une génération de chaleur volumique  $Q_v$  constante. Le fluide l'air avec un nombre de Prandtl ( $Pr= 0.71$ ) se présentant à l'entrée à la température ambiante  $T_0=25^\circ\text{C}$  et à une vitesse initiale  $u_0$ . Les propriétés physiques de l'air et du dissipateur sont présentées dans le Tableau (IV. 1).

les propriétés thermo-physiques	Air	aluminum
La masse volumique $\rho$ [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]	<b>1.177</b>	<b>880</b>
La chaleur spécifique $C_p$ [ $\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$ ]	<b>1006.585</b>	<b>2800</b>
La conductivité thermique $k$ [ $\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$ ]	<b>0.0262</b>	<b>193</b>
La viscosité dynamique $\mu$ [ $\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$ ]	<b><math>1.85 \cdot 10^{-5}</math></b>	/
Coefficient de dilatation thermique [ $1/\text{K}$ ]	<b>0.003355</b>	<b><math>24 \cdot 10^{-6}</math></b>

**Tableau (IV. 1) :** Propriétés Physiques de l'air et du dissipateur de chaleur

## IV.2.1 Effet du maillage :

Le choix du maillage a une grande influence sur la précision des résultats et le temps de calcul. Un maillage non uniforme dans les directions axiale et radiale est adopté plus raffiné dans les régions où les variations de températures sont relativement importantes.

Nous avons effectués plusieurs essais numériques avec des différentes grilles de maillage, à savoir  $(54 \times 24 \times 103)_{\text{nœuds}}$ ,  $(65 \times 28 \times 116)_{\text{nœuds}}$ ,  $(72 \times 34 \times 119)_{\text{nœuds}}$  et  $(75 \times 38 \times 125)$ .

Le maillage  $(54 \times 24 \times 103)_{\text{nœuds}}$  est pris comme maillage de référence pour calculer les écarts en pourcentage de température maximale  $T_{\text{max}}$ , le coefficient de transfert de chaleur  $h_m$  et le nombre de Nusselt moyen  $Nu_{\text{moy}}$  avec un nombre de Reynolds **Re=600** et un nombre de Grashof **Gr=  $3.7 \cdot 10^6$**  correspondant à un nombre de Richardson **Ri=9**.

Le Tableau (IV.3) donne les valeurs de  $T_{max}$ ,  $Nu_{moy}$  et  $h_m$ .

$$\text{Ecart } h_m\% = \frac{h_m(\text{ref}) - h_m(N_x, N_y, N_z)}{h_m(N_x, N_y, N_z)}$$

$$\text{Ecart } Nu\% = \frac{Nu(\text{ref}) - Nu(N_x, N_y, N_z)}{Nu(N_x, N_y, N_z)}$$

$N_x$  : le nombre de nœuds total suivant x

$N_y$  : le nombre de nœuds total suivant y

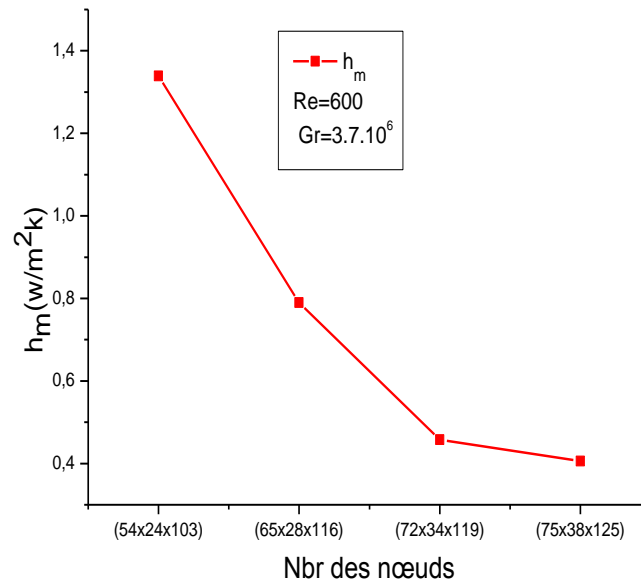
$N_z$  : le nombre de nœuds total suivant z

**Tableau IV.2 :** Effet du maillage

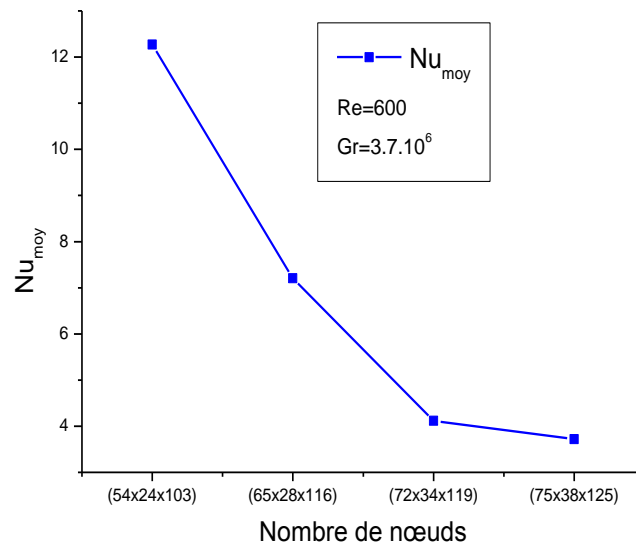
Grille de maillage	$T_{max}$	$h_m$	Nu	Ecart $h_m\%$	Ecart Nu%
(54x24x103)	308.2818	1,3393	12,268	/	/
(65x28x116)	308.2	0,79	7,2076	0,071923	0,076207
(72x34x119)	308.1416	0,458	4,1178	0,351853	0,377291
(75x38x125)	308.0113	0,406	3,7190	0,201870	0,201858

Le Tableau(IV.2) montre que la grille (75x38x125) donne des résultats précis, mais nécessite un temps d'exécution plus élevé par rapport aux autres. Notre choix a été définitivement orienté vers la grille (72x34x119) ce dernier a assuré un bon compromis entre la rapidité de convergence et une occupation de mémoire acceptable.

Les Figures (IV.1) et (IV.2) montrent les variations du nombre de Nusselt moyen et de coefficient de transfert thermique en fonction des nombre de nœuds, Comme on peut voir dans cette figure, les courbes nombre de Nusselt moyen et de coefficient de transfert thermique sont presque constant aux (72x34x119) et (75x38x125), ce qui confirme notre choix pour la grille (72x34x119).



**Figure(IV.1) :** les variations de coefficient de transfert thermique en fonction des nombre de nœuds



**Figure (IV.2) :** les variations du nombre de Nusselt moyen en fonction des nombre de nœuds

### IV.2.2. Influence du nombre de Reynolds

Pour voir l'influence du nombre de Reynolds sur le transfert de chaleur par convection mixte dans le dissipateur de chaleur de nombre d'ailettes  $n=20$ , les simulations ont été faites pour des nombres de Reynolds  $Re=600, 900$  et  $1200$ , et un nombre de Grashof  $Gr=3.7.10^6$ .

#### IV.2.2.1 Champs de température :

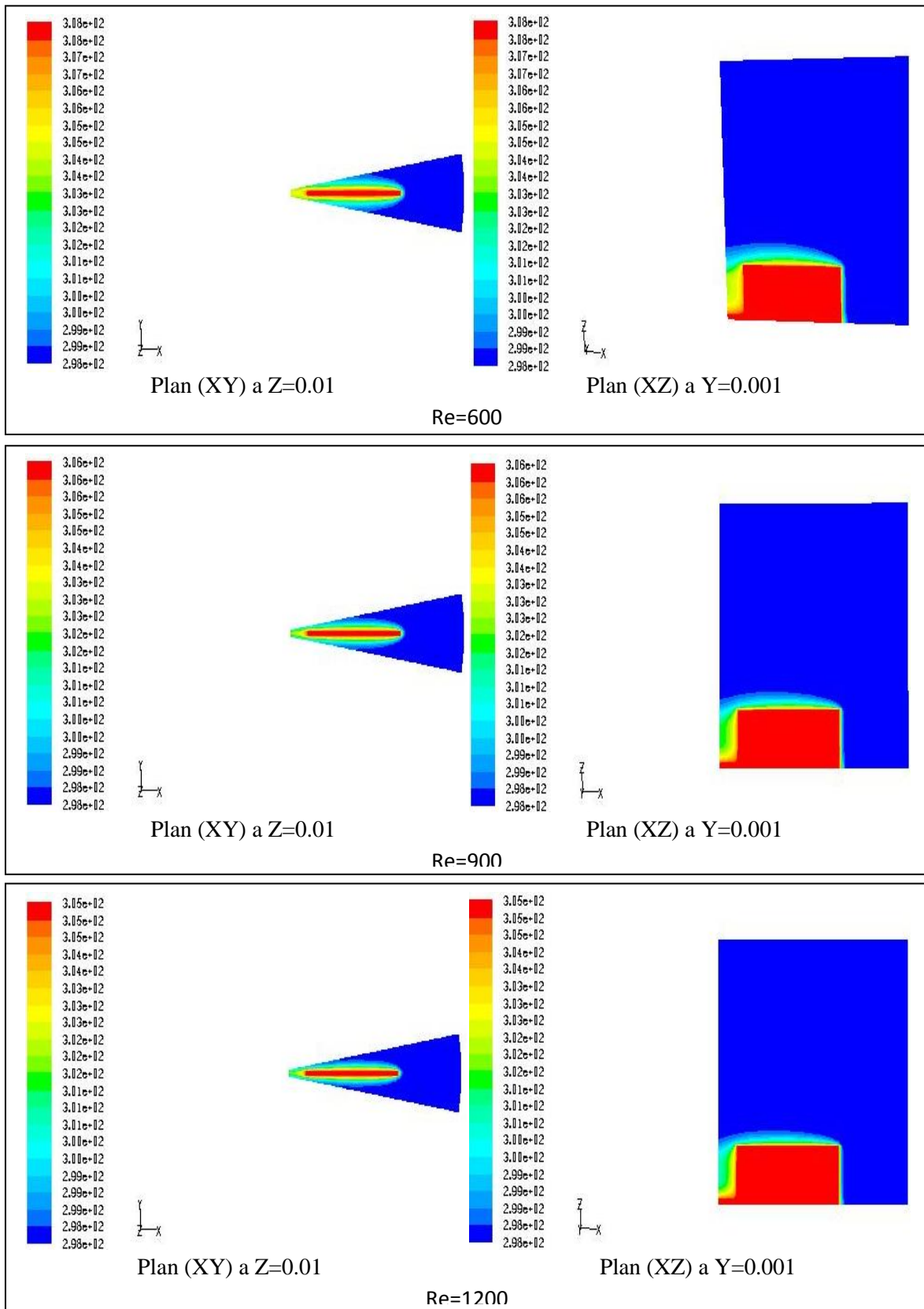
La Figure (IV.3), montre la variation des champs de température dans des différentes sections de la configuration [plan (xy) a  $z= 0.01$  et plan (xz) a  $y=0.001$ ]. Nous constatons que la température est transférée de la base vers l'ailette ensuite vers le fluide initialement à la température ambiante. Cette température diminue lorsque le nombre de Reynolds augmente car le fluide est accéléré par l'augmentation de la vitesse.

#### IV.2.2.2 Champs de pression :

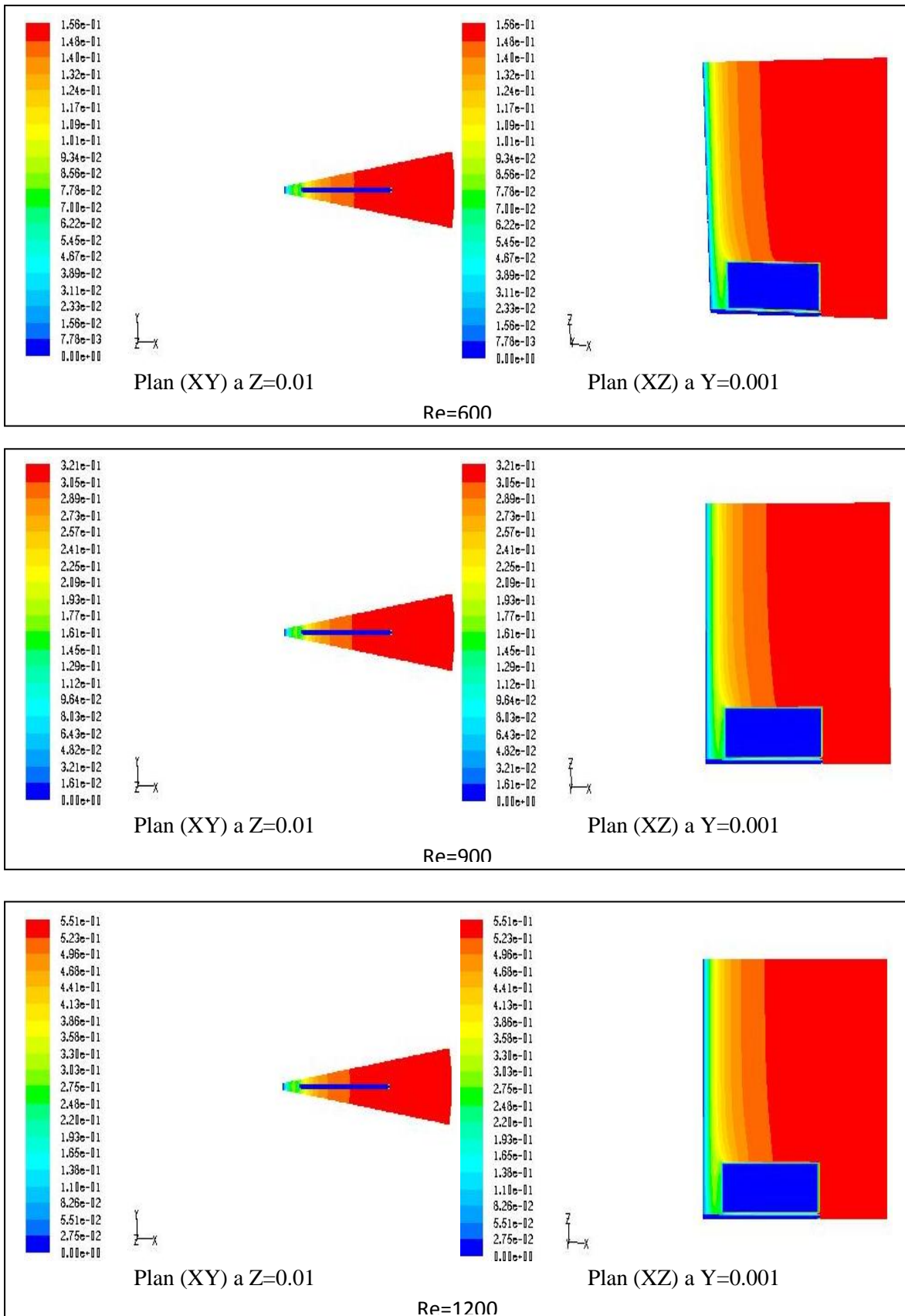
La Figure (IV.4), montre la variation des champs de pression dans des différentes sections de la configuration [plan (xy) a  $z= 0.01$  et plan (xz) a  $y=0.001$ ]. On remarque que la pression du fluide augmente avec l'augmentation de nombre de Reynolds et une diminution de la pression du fluide au voisinage des parois chauffées des ailettes qui est due aux frottements du fluide avec les parois et à l'entrée et les deux cotés de la configuration la pression est proche de la pression ambiante.

#### IV.2.2.3 champs de vitesses :

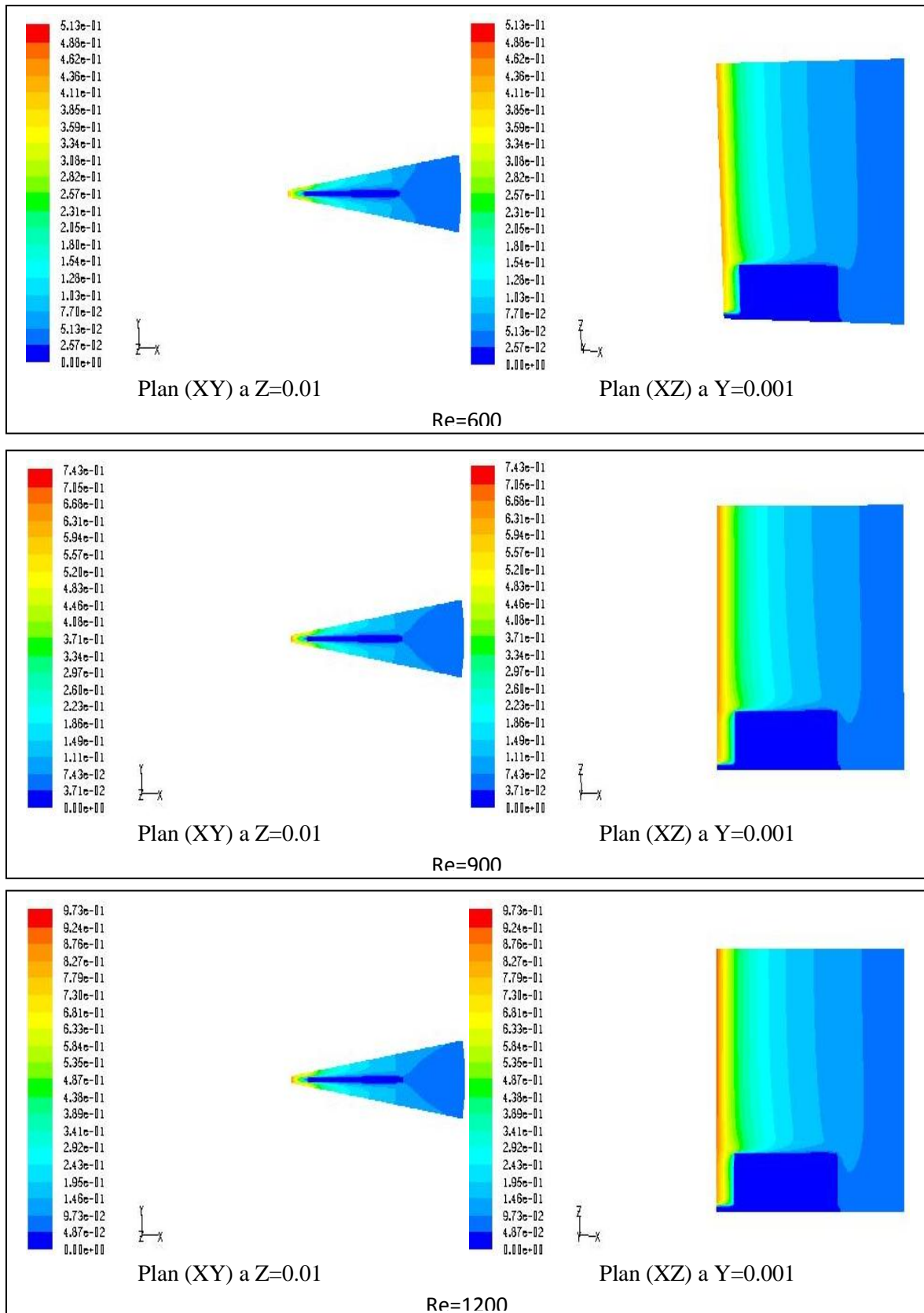
La Figure (IV.5), montre la variation des champs de vitesse dans des différentes sections de la configuration [plan (xy) a  $z= 0.01$  et plan (xz) a  $y=0.001$ ]. Nous constatons d'après cette figure que la vitesse augmente quand le nombre de Reynolds augmente puisque la vitesse de l'écoulement a augmenté. Cette vitesse est uniforme à l'entrée et atteint des valeurs maximales dans l'espace compris entre les ailettes, cette augmentation est due au la forme convergente de la section de passage.



**Figure (IV.3) :** Variation des champs de température en fonction du nombre de Reynolds dans plan (XY) a Z=0.01 et le plan (XZ) a Y=0.001



**Figure (IV.4) :** Variation des champs de pression en fonction du nombre de Reynolds dans le plan (XY) a Z=0.01 et le plan (XZ) a Y=0.001



**Figure (IV.5) :** Variation des champs de vitesse en fonction du nombre de Reynolds dans le plan (XY) a  $Z=0.01$  et le plan (XZ) a  $Y=0.001$

**IV.3. L'influence du nombre des ailettes**

Pour voir l'influence du nombre des ailettes sur la structure de l'écoulement et le transfert de chaleur, nous avons utilisé des configurations qui correspondent à un nombre d'ailettes respectivement  $n=20$  et  $n=15$  pour des nombres de Reynolds  $Re=600,900$  et  $1200$  et du nombre de Grashof  $Gr=3.7.10^6$ .

Les Figures (IV.6), (IV.7) et (IV.8), montrent la variation respectivement des champs de température, de pression et de vitesse en fonction des nombres des ailettes c'est-à-dire  $n=20$  et  $n=15$ . D'après ces figures nous constatons que pour un même nombre de Reynolds la température augmente quand le nombre des ailettes diminue et le maximum de température est localisé au niveau de la base et l'ailette. Ce pendant, les champs de pressions et de vitesses montrent que pour un même nombre de Reynolds ces dernières diminuent quand le nombre des ailettes diminue.

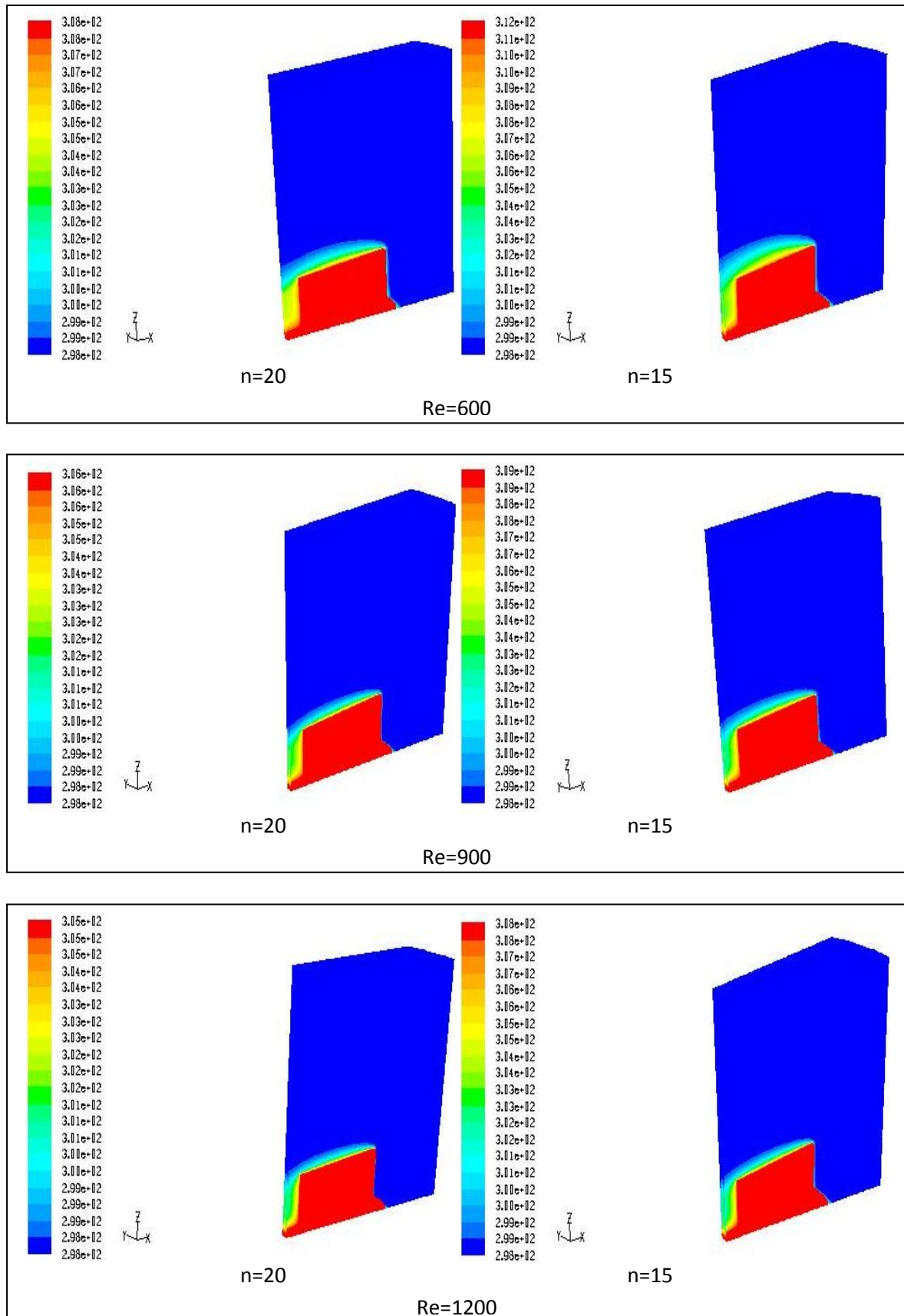


Figure (IV.6) : Variation des champs de température avec le nombre des ailettes

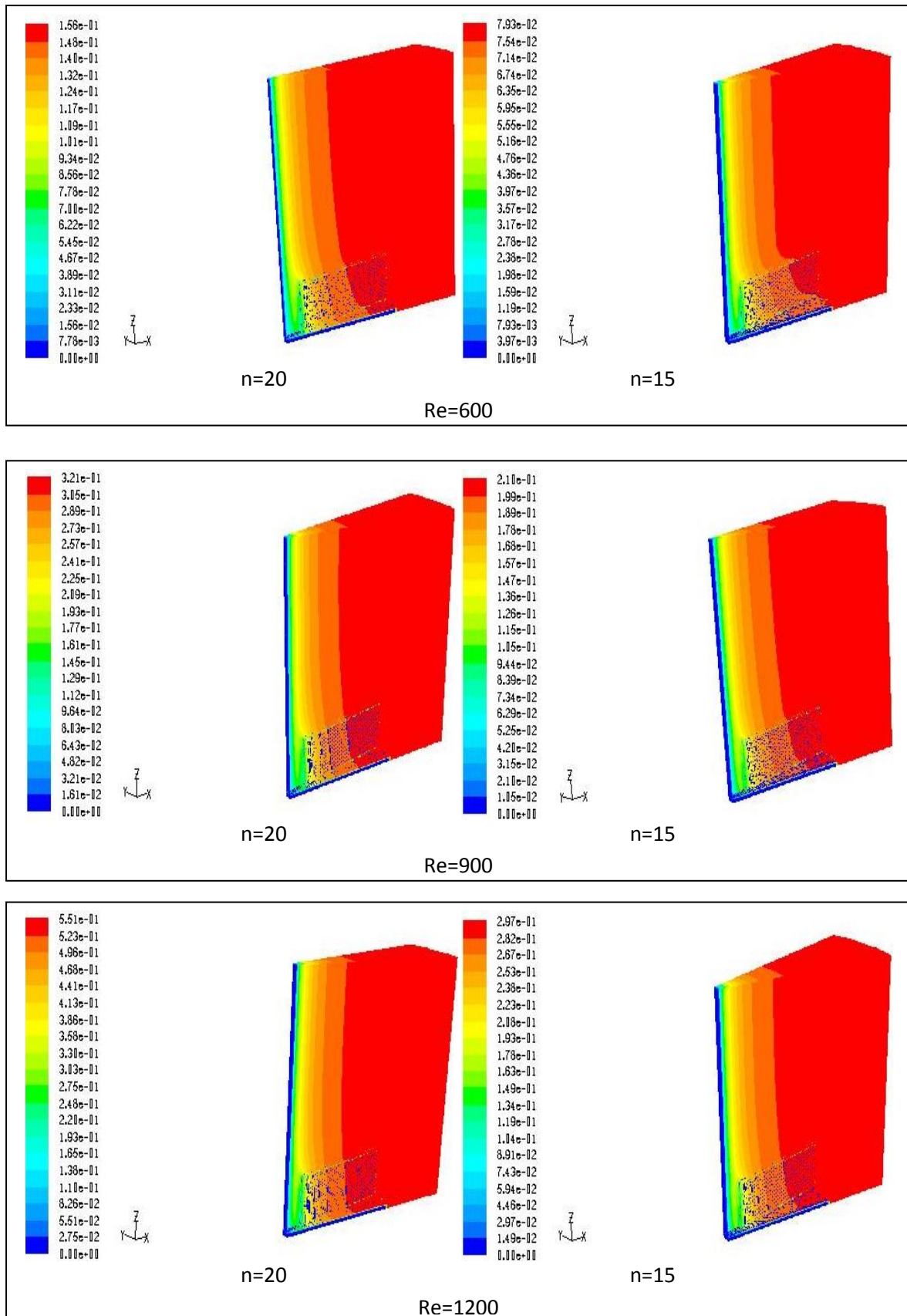


Figure (IV.7) : Variation des champs de pression avec le nombre des ailettes

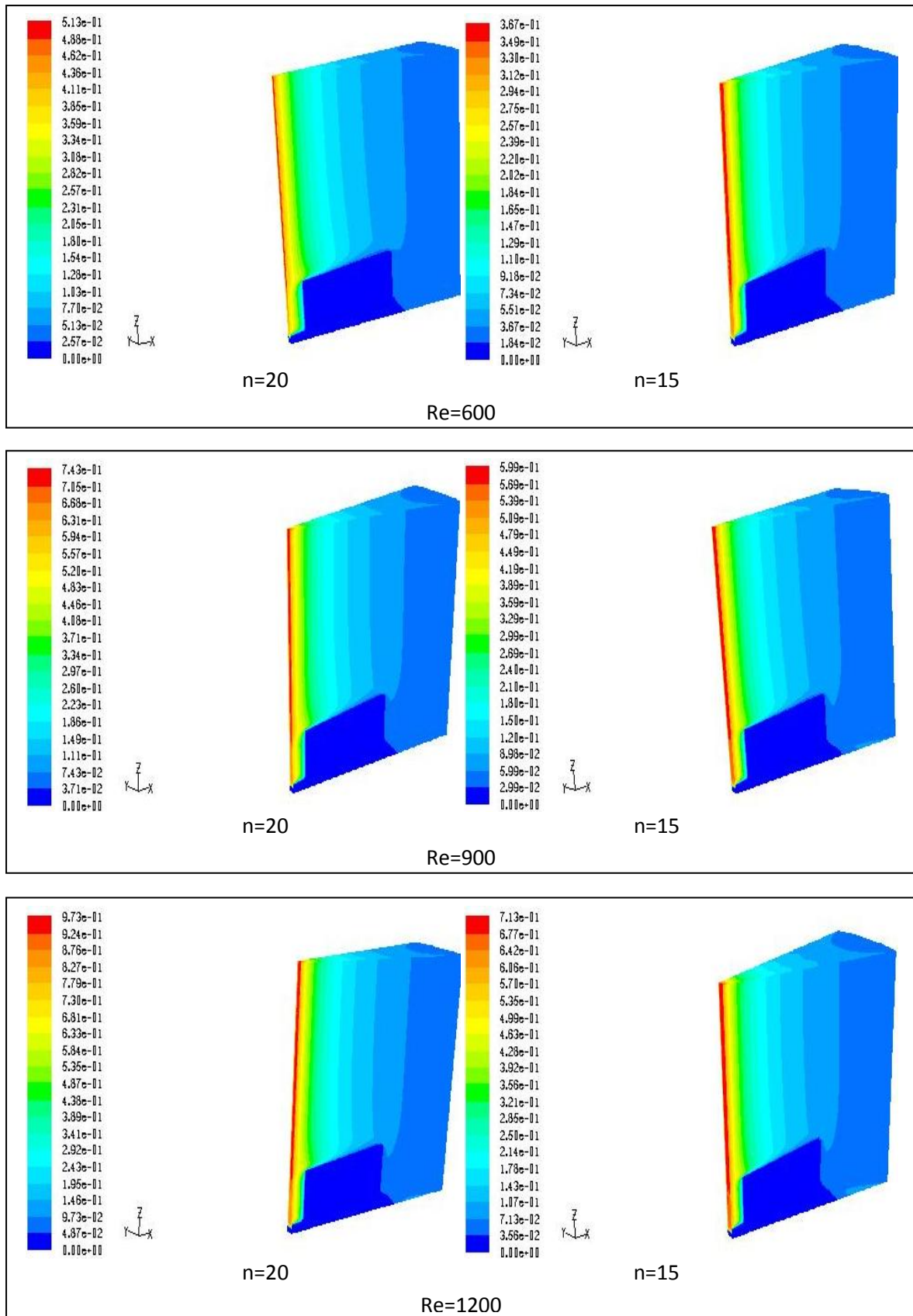


Figure (IV.8) : Variation des champs de vitesse avec le nombre des ailettes.

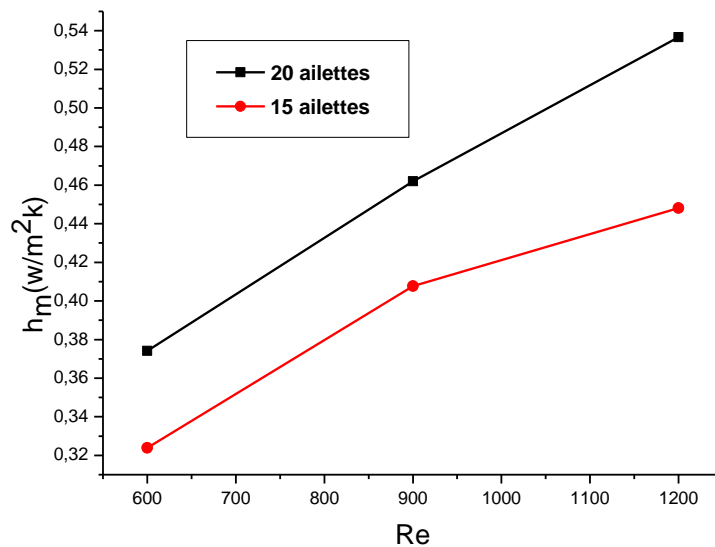
#### IV.4. Variation du taux de transfert de chaleur

Pour voir plus de détails sur le taux de transfert de chaleur entre la base du dissipateur et les ailettes, nous avons jugé utile de voir la variation du coefficient de transfert de chaleur moyen  $h_m$  ainsi que le nombre de Nusselt moyen  $Nu_{moy}$  pour des différents nombres de Reynolds et des nombres d'ailettes  $n=20$  et  $n=15$ .

##### IV.4.1. Coefficient de transfert de chaleur moyen

La Figure (IV.9), montre la variation du coefficient de transfert de chaleur  $h_m$  en fonction de  $Re$ . D'après cette figure nous constatons que le coefficient de transfert de chaleur moyen augmente quand le nombre de Reynolds augmente mais pour le nombre des ailettes plus élevé c'est-à-dire la courbe pour  $n=20$  est plus élevée que celle pour  $n=15$ .

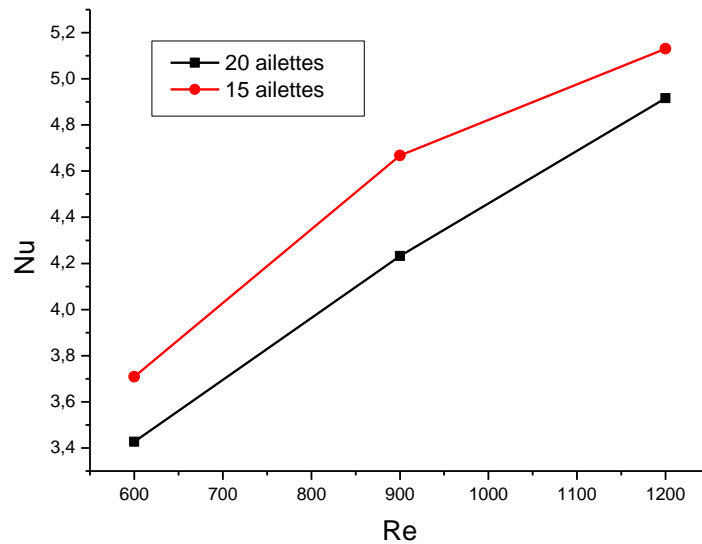
L'air froid entrant dans l'espace entre les ailettes se réchauffe rapidement en raison de l'espace réduit entre les ailettes.



**Figure (IV.9) :** Evolution du coefficient de convection moyen en fonction du nombre de  $Re$  et  $n$

#### IV.4.2. Variation du nombre de Nusselt moyen

Le nombre de Nusselt est le rapport du flux de chaleur convectif et le flux de chaleur conductif, est calculé à partir de l'équation (II.13). La figure (IV.10), montre la variation du nombre de Nusselt moyen  $Nu_{moy}$  en fonction du nombre de Reynolds et le nombre des ailettes. Nous constatons d'après cette figure que le nombre de Nusselt moyen augmente quand le nombre de Reynolds augmente. Ce pendant la courbe correspondant à un nombre d'ailette  $n=15$  est en dessus de celle pour  $n=20$ , c'est-à-dire quand le nombre des ailettes est plus grand l'échange de chaleur convectif est meilleur.



**Figure (IV.10) :** Evolution du nombre de  $Nu_{moy}$  en fonction du nombre de Re et n

## Partie 2

### IV.5. Écoulement d'un nano fluide autour du dissipateur de chaleur

Dans cette partie, nous présentons nos résultats pour le cas d'un écoulement stationnaire et laminaire d'un nano fluide autour du dissipateur de chaleur radial à 20 ailettes dont la base est soumise à une génération de chaleur volumique  $Q_v$  constante.

Pour cela nous avons utilisé deux types de nano fluides c'est-à-dire le même fluide de base qui est l'eau et deux types de particules solides le cuivre et l'oxyde d'alumine  $Al_2O_3$  de différentes concentrations pour analyser l'effet de la variation de la concentration des particules nanométriques sur la température, et le taux de transfert de chaleur par convection mixte avec un nombre de Reynolds  $Re=25$  et un nombre de Grashof  $Gr=1,7.10^3$  et un nombre de Richardson  $Ri=2.7$ .

#### IV.5.1 Influence de la concentration des nanoparticules

Nous présenterons d'abord les propriétés thermo physiques du nano fluide du fluide de base l'eau et les nanoparticules de cuivre et l'oxyde d'aluminium pour les différentes concentrations  $\Phi=0.01$  à  $01$ .

Les tableaux (IV.3) et (IV.4) présentent les propriétés physiques du nano fluide sous les différentes concentrations qui seront injectées simultanément dans nos simulations sous Fluent pour le dissipateur de chaleur à  $n=20$  ailettes et  $n=15$  ailettes.

**Tableau (IV.3) :** Les propriétés physiques du nano fluide (eau /Cu) et les constituants (eau + Cu)

Type nanofluide	Fraction volume $\Phi$	$Pr_{nf}$	$K_{nf}$	$\mu_{nf}$	$\nu_{nf}$	$\rho_{nf}$	$Cp_{nf}$	$\beta_{nf}$
eau	/	6.08	0.613	0.000891	0.000000896	997.1	4186	0.00021
cuivre	/	/	400	/	/	8933	386	0.0000167
Nano fluide (eau /cuivre)								
Type nanofluide	Fraction volume $\Phi$	$Pr_{nf}$	$K_{nf}$	$\mu_{nf}$	$\nu_{nf}$	$\rho_{nf}$	$Cp_{nf}$	$\beta_{nf}$
eau /cuivre	0.01	5,63	0,627	0,000913	$9,188.10^{-07}$	1076,4	3870	0,0001939
eau /cuivre	0.02	5,21	0,646	0,000937	$9,424.10^{-07}$	1155,8	3598	0,0001801
eau /cuivre	0.03	4,85	0,665	0,000961	$9,668.10^{-07}$	1235,1	3361	0,0001680
eau /cuivre	0.04	4,53	0,685	0,000986	$9,922.10^{-07}$	1314,5	3153	0,0001574
eau /cuivre	0.05	4,26	0,705	0,001012	$1,018.10^{-06}$	1393,8	2968	0,0001480
eau /cuivre	0.06	3,99	0,729	0,00104	$1,045.10^{-06}$	1473,2	2803	0,00013968
eau /cuivre	0.07	3,78	0,75	0,001068	$1,074.10^{-06}$	1552,6	2655	0,00013215
eau /cuivre	0.08	3,59	0,77	0,001097	$1,103.10^{-06}$	1631,9	2521	0,00012535
eau /cuivre	0.09	3,41	0,793	0,001127	$1,134.10^{-06}$	1711,3	2400	0,00011919
eau /cuivre	0.1	3,28	0,807	0,001159	$1,16610^{-06}$	1790,6	2290	0,00011357

**Tableau (IV.4) :** Les propriétés physiques du nano fluide (eau / Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) et les constituants (eau + Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>)

Type nanofluide	Fraction volume $\Phi$	$Pr_{nf}$	$K_{nf}$	$\mu_{nf}$	$\nu_{nf}$	$\rho_{nf}$	$Cp_{nf}$	$\beta_{nf}$
eau	/	6.08	0.613	0.000891	0.000000896	997.1	4186	0.00021
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	/	/	40	/	/	3970	765	0.0000085
Nanofluide (eau / Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> )								
Type nanofluide	Fraction volume $\Phi$	$Pr_{nf}$	$K_{nf}$	$\mu_{nf}$	$\nu_{nf}$	$\rho_{nf}$	$Cp_{nf}$	$\beta_{nf}$
eau /Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0.01	5,63	0,582	0,000913	$9,188.10^{-07}$	1026,8	4053	0,0002022
eau /Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0.02	5,21	0,588	0,000937	$9,424.10^{-07}$	1056,5	3928	0,0001948
eau /Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0.03	4,85	0,594	0,000961	$9,668.10^{-07}$	1086,2	3810	0,0001879
eau /Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0.04	4,53	0,600	0,000986	$9,922.10^{-07}$	1116	3699	0,0001813
eau /Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0.05	4,26	0,606	0,001012	$1,018.10^{-06}$	1145,7	3593	0,0001750
eau /Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0.06	3,99	0,724	0,00104	$1,045.10^{-06}$	1175,4	3492	0,00016917
eau /Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0.07	3,78	0,744	0,001068	$1,074.10^{-06}$	1205,2	3397	0,00016354
eau /Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0.08	3,59	0,765	0,001097	$1,103.10^{-06}$	1234,9	3306	0,00015818
eau /Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0.09	3,41	0,786	0,001127	$1,134.10^{-06}$	1264,6	3219	0,00015307
eau /Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0.1	3,28	0,807	0,001159	$1,16610^{-06}$	1294,3	3136	0,0001482

## IV.5.2 Dissipateur de chaleur à n=20 ailettes

### IV.5.2.1 Champs de température

Les Figures (IV.11) à (IV-14), montrent la variation du champ de température dans le dissipateur de chaleur à n=20 ailettes pour le nano fluide (eau / Cu) et (eau/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) à des différentes concentrations de nano particules de cuivre et de l'Alumine. Comme on peut le constater d'après ces figures que la température augmente quand la concentration augmente, c'est-à-dire l'augmentation des particules solide dans le fluide pour le cuivre et l'alumine mais pour des faibles concentrations ensuite cette température diminue lorsque la concentration augmente le plus. Ceci est visible dans la figure(IV.15) qui montre l'évolution de la température maximale dans le dissipateur de chaleur. D'après cette figure nous constatons que la température, augmente pour des faibles concentrations des particules nanométriques et cette température commence à diminuer quand la concentration dépasse 0.05 pour les nanoparticules de cuivre et 0.06 pour celle de l'Alumine. Nous pouvons constater aussi que la température dans le dissipateur de chaleur est plus élevée pour le nano fluide (eau/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) que celui de (eau/Cu).

### IV.5.2.2 Nombre de Nusselt

La figure (IV.16), montre l'évolution du nombre de Nusselt moyen dans le dissipateur de chaleur à n=20 ailettes pour les deux nano fluides cités plus haut. D'après cette figure, nous constatons que les courbes présentent une chute du nombre de Nusselt moyen pour des faibles concentrations de  $\Phi=0.01$  jusqu'à 0.05 et à partir de la concentration  $\Phi=0.06$  le nombre de Nusselt augmente pour les deux nano fluides et le nano fluide (eau / Cu) présente un meilleur taux de transfert de chaleur par rapport au nano fluide (eau/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>).

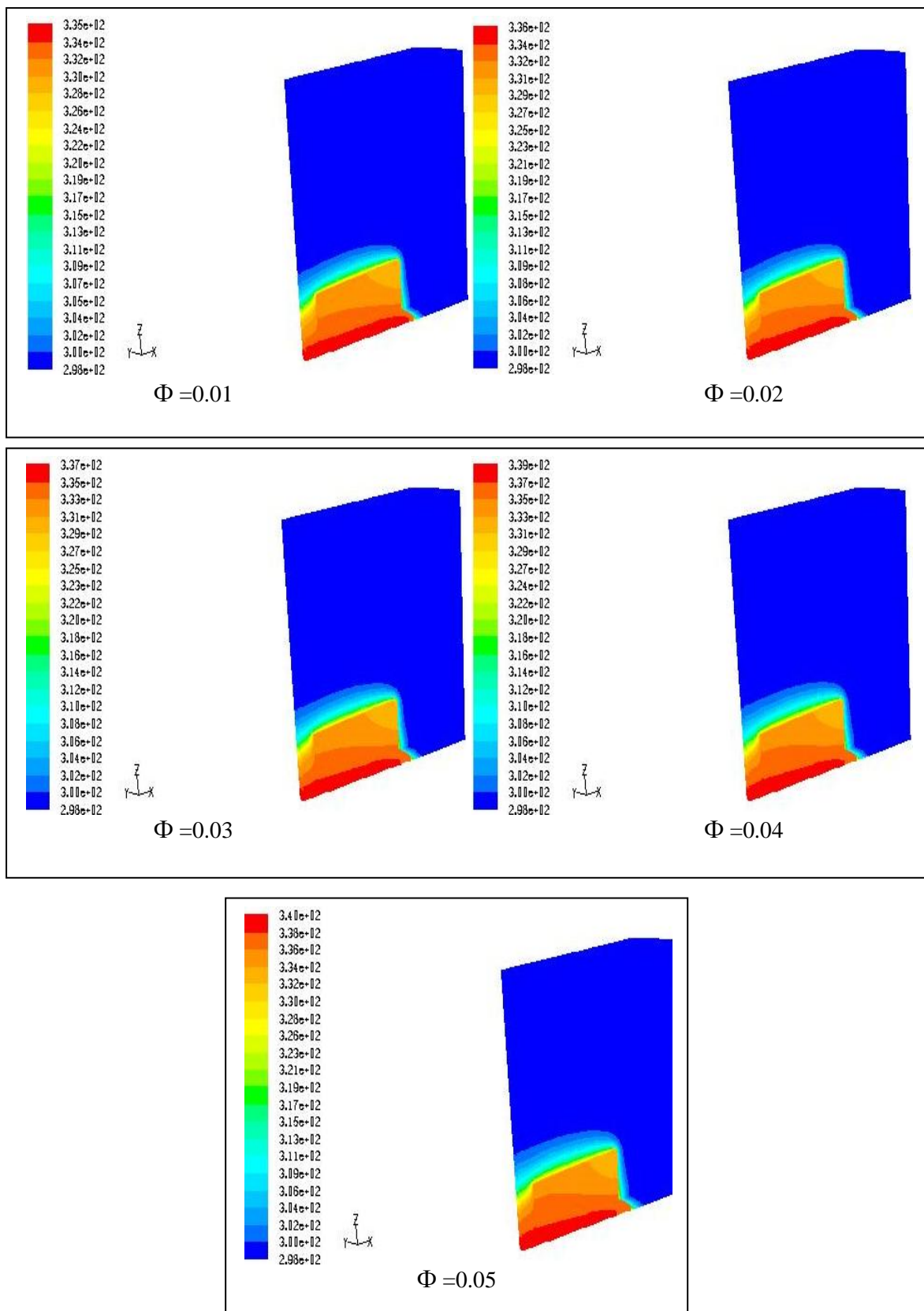


Figure (IV.11) : variation du champ de température pour le nano fluide (eau/Cu) pour  $Re=25$  et pour  $n=20$ .

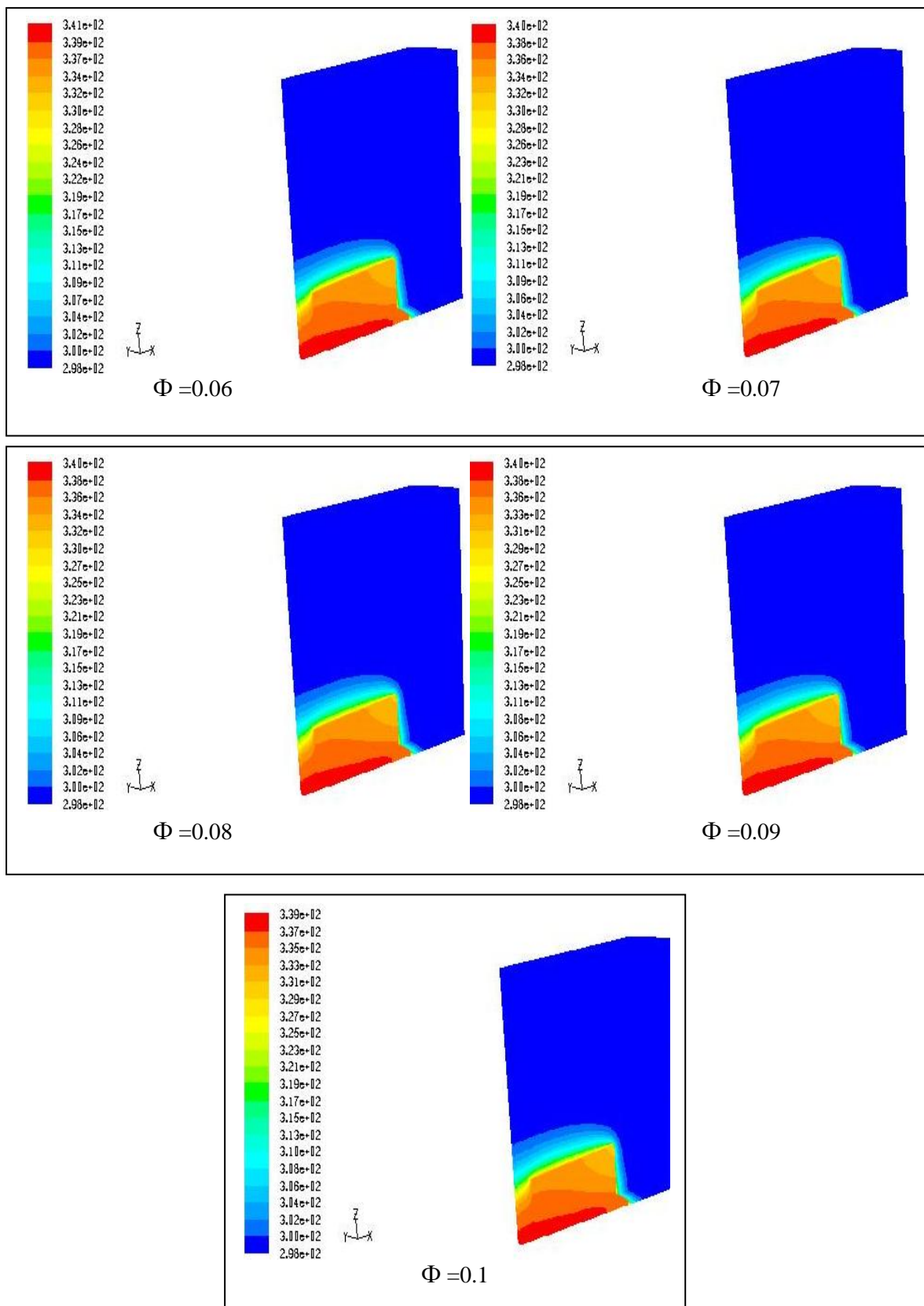


Figure (IV.12) : variation du champ de température pour le nano fluide (eau/Cu) pour  $Re=25$  et pour  $n=20$ .

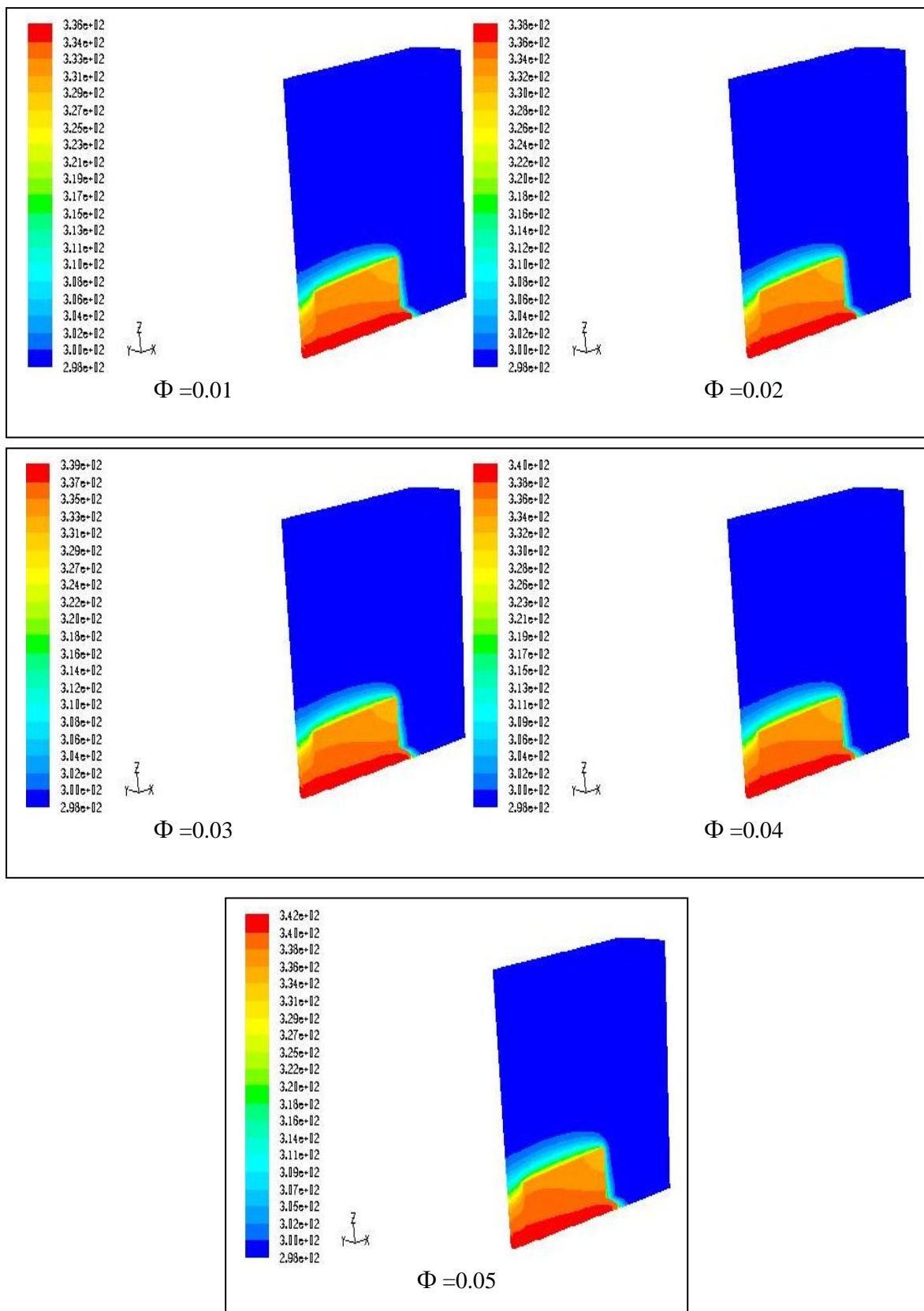


Figure (IV.13) : variation du champ de température pour le nano fluide (eau / Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) pour Re=25et pour n=20.

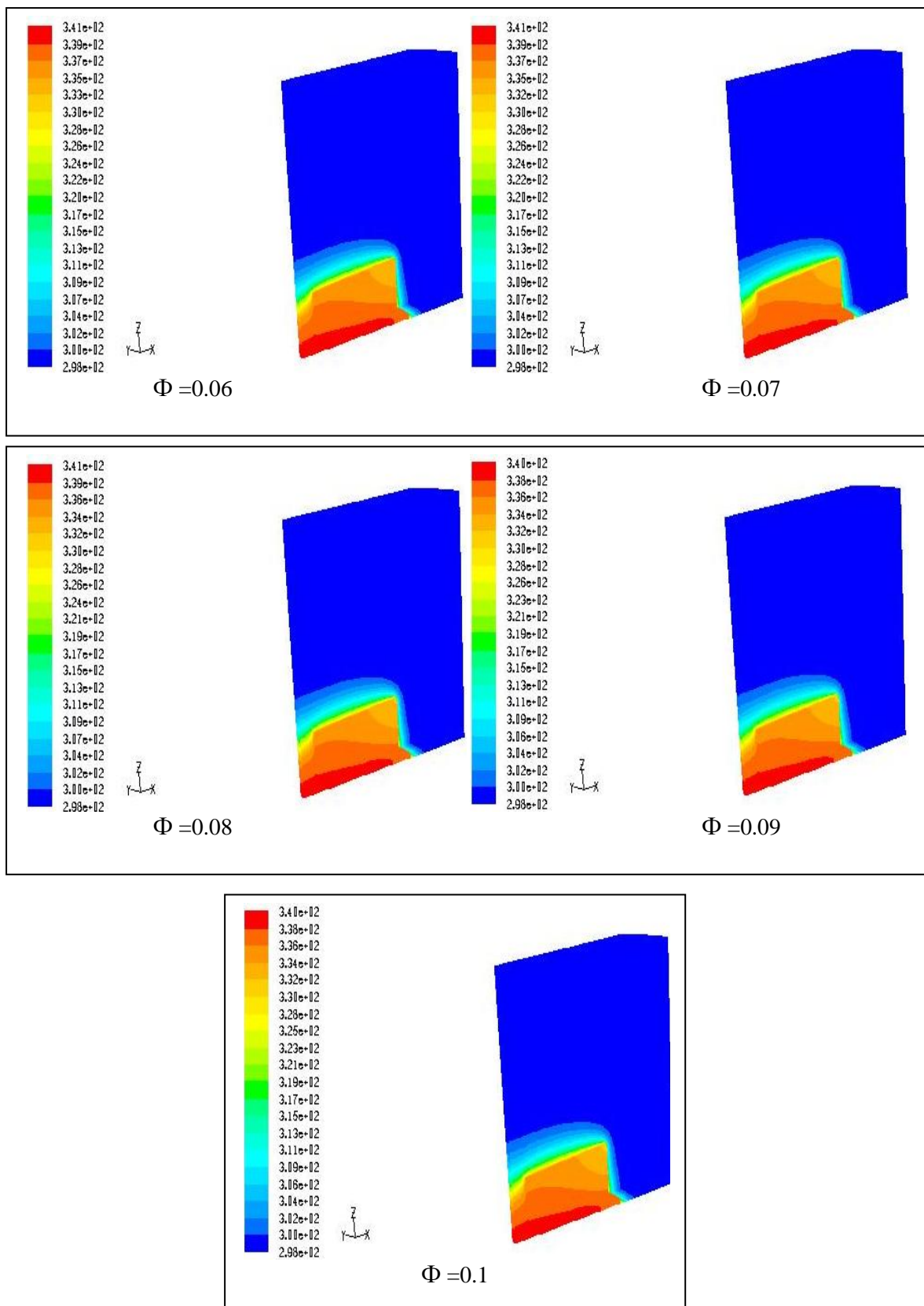
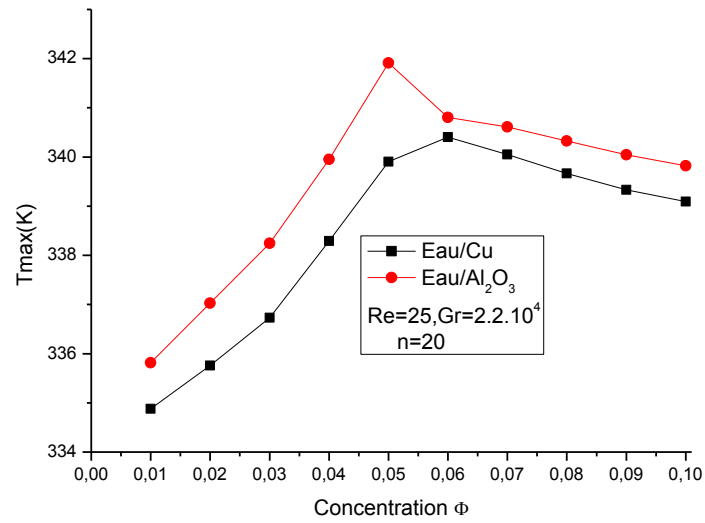
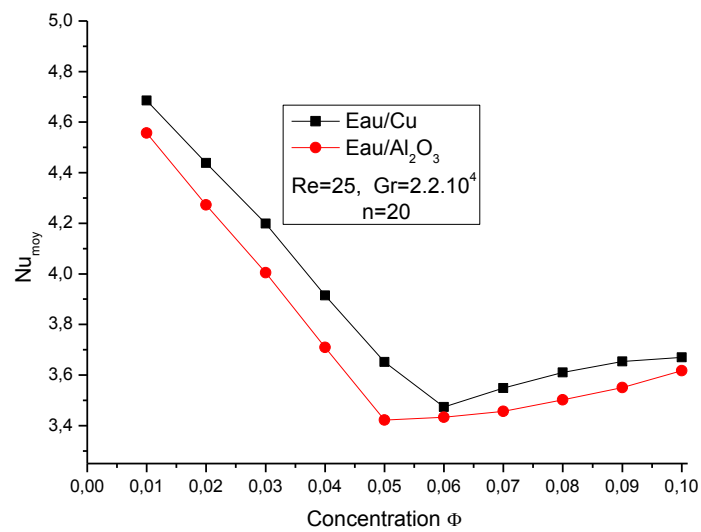


Figure (IV.14) : variation du champ de température pour le nano fluide (eau /  $Al_2O_3$ ) pour  $Re=25$  et pour  $n=20$ .



**Figure (IV.15) :** Evolution de la température dans le dissipateur en fonction de la concentration pour les nano fluides (eau/Cu) et (eau/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) Pour n=20



**Figure (IV.16) :** Evolution du nombre de Nusselt moyen en fonction de la concentration pour les nano fluides (eau/Cu) et (eau/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) Pour n=20

### IV.5.3 Dissipateur de chaleur à n=15 ailettes

#### IV.5.3.1 Champs de température

Les figures(IV.17) à (IV.20), la variation des champs de température pour le dissipateur de chaleur à n=15 ailettes pour les deux nano fluides cités plus haut. D'après ces figures nous constatons que la température augmente pour les faibles concentrations du nano fluide, ensuite cette température diminue quand la concentration augmente, c'est-à-dire à partir de la concentration  $\Phi=0.06$  pour le nano fluide (eau/Cu) et à partir de  $\Phi=0.05$  pour le nano fluide (eau/ $\text{Al}_2\text{O}_3$ ). Ceci est visible dans la figure (IV.21) qui montre bien cette diminution de température pour les concentrations les plus élevées. Comme on peut le remarquer la température maximale dans le dissipateur de chaleur pour le nano fluide (eau/ $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) plus élevée que celle pour le nano fluide (eau/Cu).

#### IV.5.3.2 Nombre de Nusselt

La figure (IV.22), montre l'évolution du nombre de Nusselt moyen dans le dissipateur de chaleur à n=15 ailettes pour les deux nano fluides cités plus haut. D'après cette figure, nous constatons que les courbes présentent une chute du nombre de Nusselt moyen pour des faibles concentrations de  $\Phi=0.01$  jusqu'à 0.05 et à partir de la concentration  $\Phi=0.06$  le nombre de Nusselt augmente pour les deux nano fluides et le nano fluide (eau / Cu) présente un meilleur taux de transfert de chaleur par rapport au nano fluide (eau/ $\text{Al}_2\text{O}_3$ ).

D'après ces résultats nous pouvons dire que le nano fluide (eau/Cu) présente le meilleur taux de transfert de chaleur par rapport à celui de (eau/ $\text{Al}_2\text{O}_3$ ), et le dissipateur de chaleur à n=20 ailettes est meilleur que celui de n=15 ailettes puisque pour ce dernier la température est plus élevée.

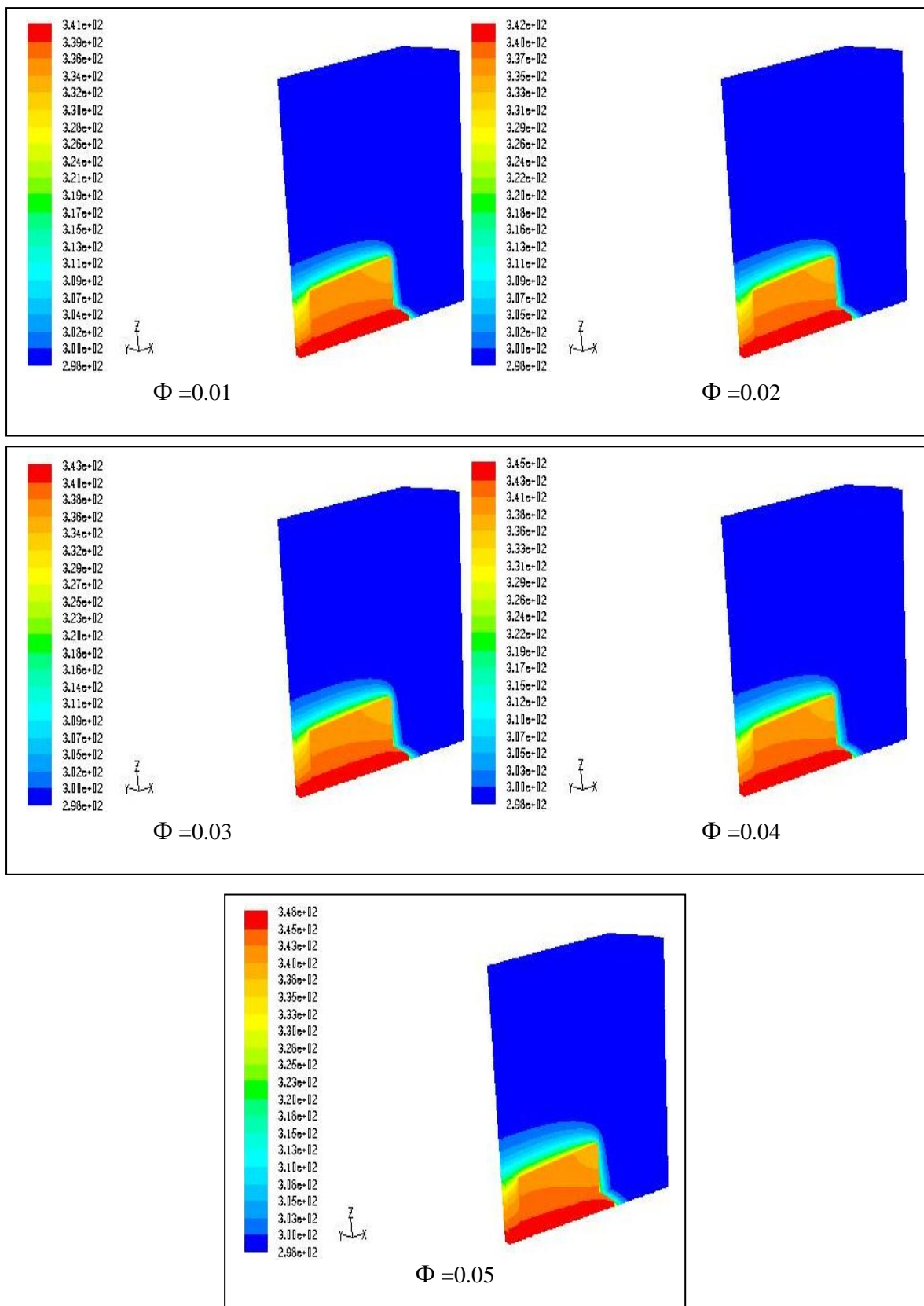


Figure (IV.17) : variation du champ de température pour le nano fluide (eau/Cu) pour  $Re=25$  et pour  $n=15$ .

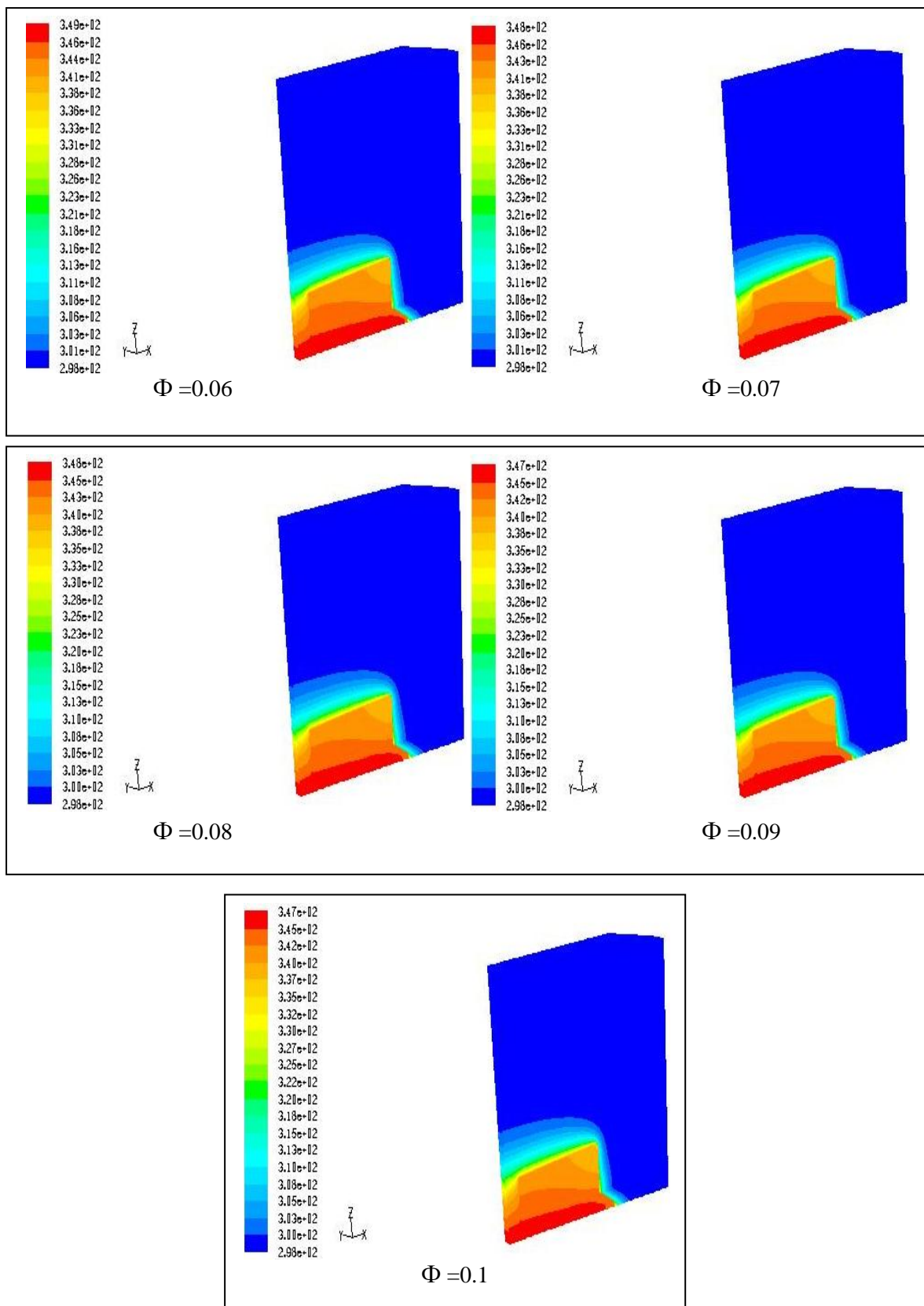


Figure (IV.18) : variation du champ de température pour le nano fluide (eau/Cu) pour  $Re=25$  et pour  $n=15$ .

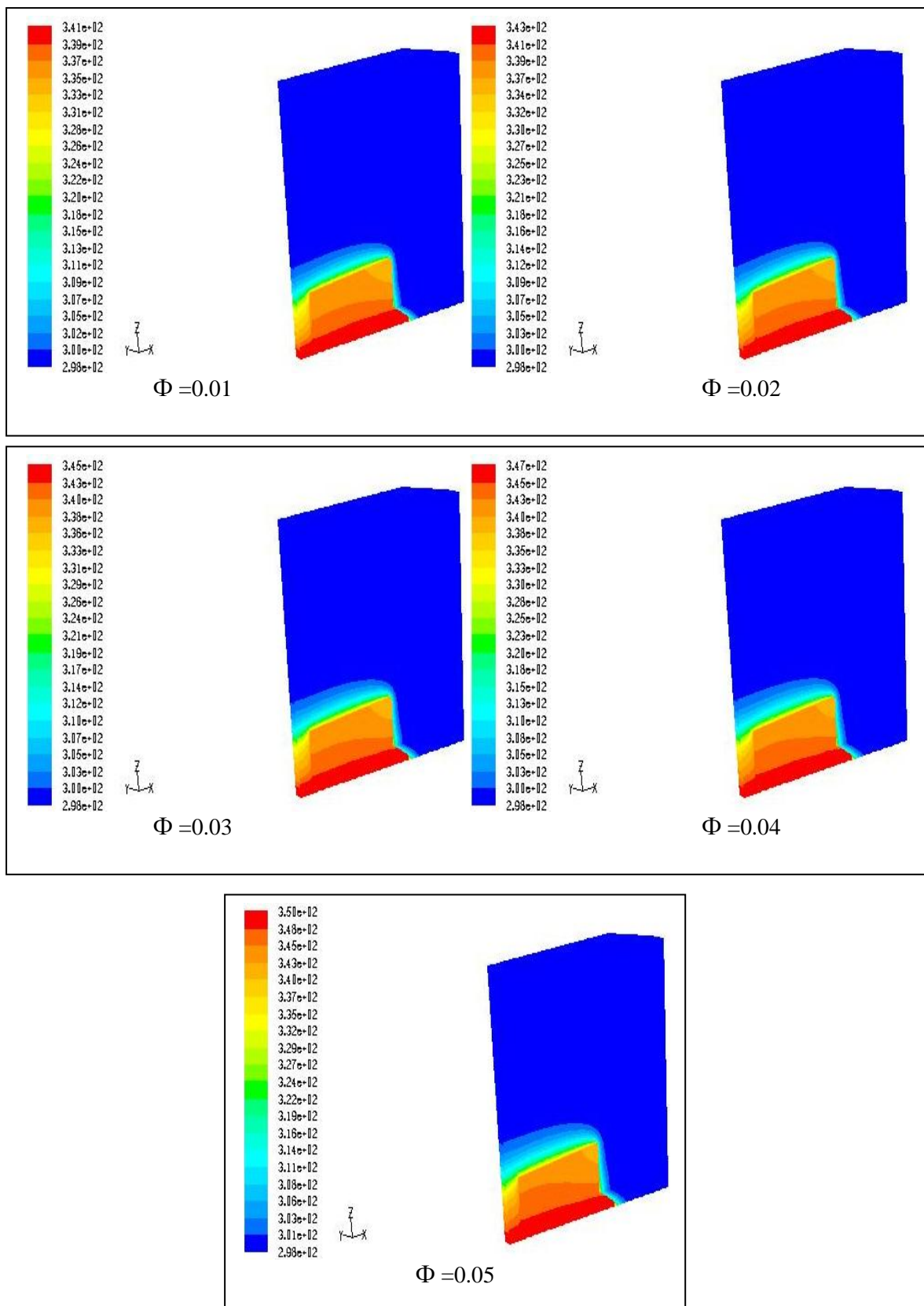


Figure (IV.19) : variation du champ de température pour le nano fluide (eau / Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) pour Re=25et pour n=15.

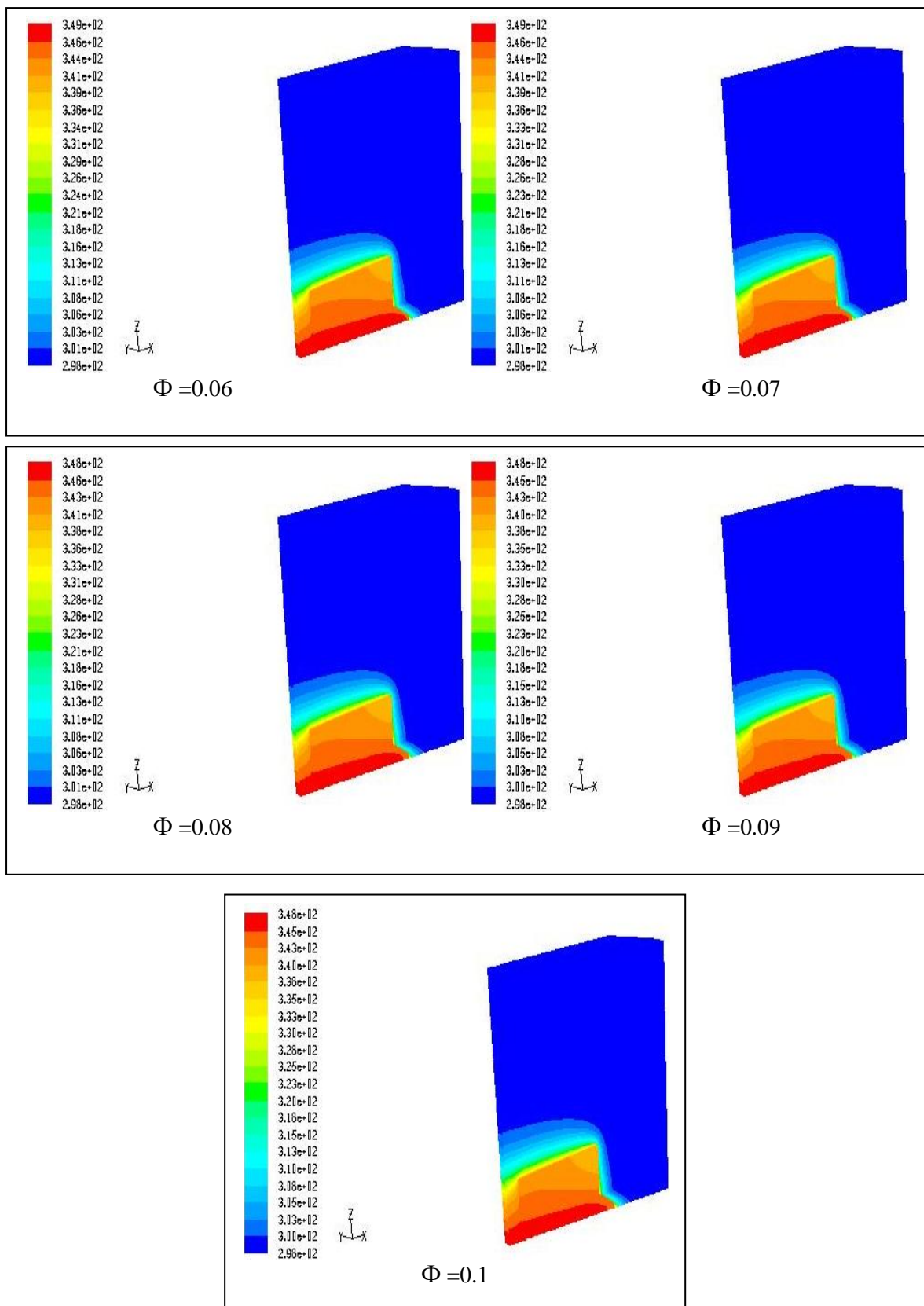
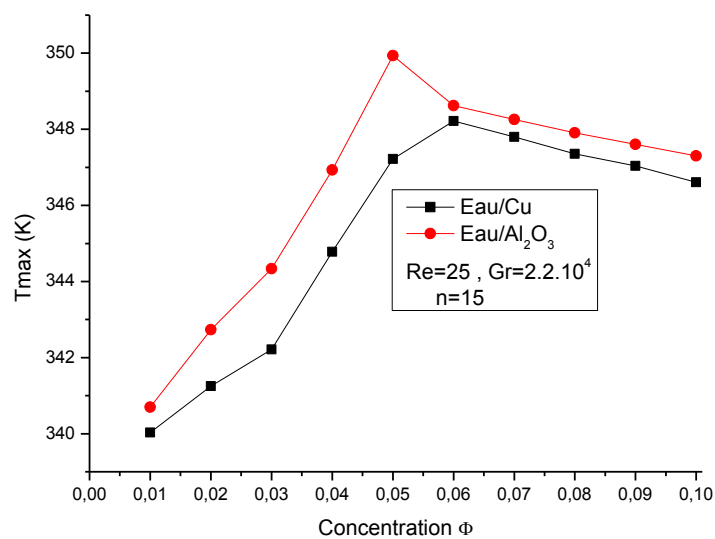
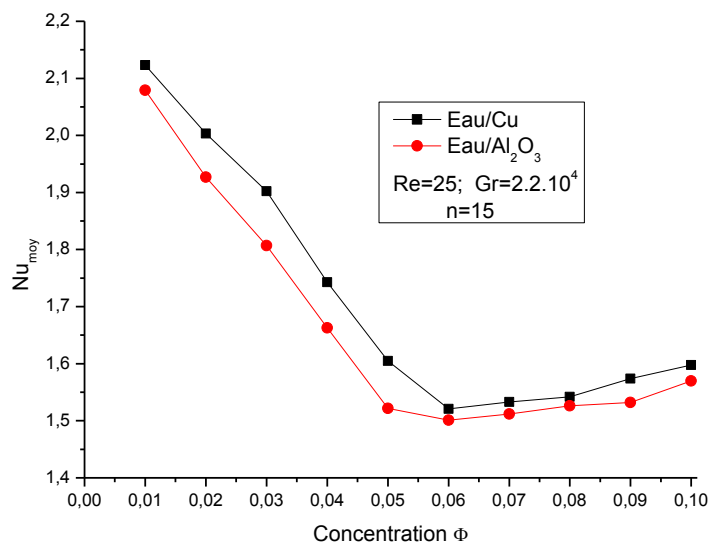


Figure (IV.20) : variation du champ de température pour le nano fluide (eau / Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) pour Re=25et pour n=15.



**Figure (IV.21) :** Evolution de la température dans le dissipateur en fonction de la concentration pour les nano fluides (eau/Cu) et (eau/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) pour n=15



**Figure (IV.22) :** Evolution du nombre de Nusselt moyen en fonction de la concentration pour les nano fluides (eau/Cu) et (eau/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) pour n=15

A decorative graphic of a scroll with a black outline and grey shading on the rolled-up ends. The text is centered within the scroll.

# **Conclusion Générale**

## Conclusion Générale

Dans ce mémoire nous avons étudié le transfert de chaleur par convection mixte de l'écoulement laminaire autour d'un dissipateur de chaleur radial à base circulaire et à ailettes rectangulaires, dont la base de fine épaisseur est soumise à une génération de chaleur volumique constante dans le but de quantifier le transfert de chaleur dans le dissipateur. Nous avons considéré le cas d'un dissipateur à 20 ailettes et celui à 15 ailette. En raison du nombre de grilles et du temps de calcul impliqué, une seule ailette a été considérée pour les deux configurations.

En utilisant comme outils de simulations les logiciels Gambit pour tracer les configurations géométriques et Fluent pour le calcul numérique.

Les simulations ont été faites pour des différents fluides, l'air avec des nombres de Reynolds  $Re=600, 900$  et  $1200$ , respectivement pour des nombres de Richardson  $Ri=10.27, 4.56$  et  $2.56$  et un nombre de Grashof  $Gr= Gr=3.7.10^6$ . Ensuite nous avons utilisé deux types de nano fluides de même fluide de base l'eau avec des particules nanométriques de Cuivre (Cu) ensuite l'oxyde d'Aluminium  $Al_2O_3$  pour un nombre de Reynolds  $Re=25$ , un nombre de Grashof  $Gr= 1.7.10^3$  et un nombre de Richardson  $Ri=2.7$ .

Notre travail a été repartit en deux parties :

La première partie concerne l'écoulement de l'air autour du dissipateur radial à 20 ailettes et 15 ailettes avec des différents nombres de Reynolds  $Re=600, 900$  et  $1200$ , un nombre de Grashof  $Gr=3.7.10^6$ . Pour lesquels nous avons présenté les champs de température, de pression, de vitesse ainsi que l'évolution du coefficient de transfert de chaleur moyen et le nombre de Nusselt moyen.

Les résultats ont montrés que température au niveau de l'ailette et le fluide diminue lorsque le nombre de Reynolds augmente, cette augmentation du nombre de Reynold correspond à une diminution de la pression du fluide au voisinage des parois chauffées, et une augmentation du débit dans le dissipateur. Nous avons trouvé aussi que pour un même nombre de Reynolds la température augmente quand le nombre des ailettes diminue. Ce pendant, les champs de pressions et de vitesses montrent diminuent quand le nombre des ailettes diminue aussi. Par ailleurs, le nombre de Nusselt moyen et le coefficient de transfert de chaleur sont plus élevés pour le nombre des ailettes  $n=20$ , ainsi le dissipateur de chaleur à  $n= 20$  ailette offre un meilleur échange de chaleur.

La deuxième partie concerne l'écoulement de nano fluide autour du dissipateur radial à  $n=20$  ailettes et celui à  $n=15$  ailettes pour un nombre de Reynolds  $Re=25$ , et un nombre de Grashof  $Gr=1.7.10^3$  et un nombre de Richardson  $Ri=2.7$  pour étudier l'influence de la concentration en nanoparticules de ( $Al_2O_3$  et Cu) dispersées dans un fluide de base qui est l'eau sur le transfert de chaleur par convection

Pour deux types de nano fluides des concentrations de  $\Phi=0.01$  à  $\Phi=0.1$ . Pour lesquels nous avons présenté les champs de température, la température maximale dans le dissipateur de chaleur ainsi que le nombre de Nusselt moyen pour ces deux nano fluides dans le dissipateur de chaleur à  $n=20$  ailettes et celui à  $n=15$  ailettes.

Les résultats ont montrés que la température est plus élevée pour le nano fluide (eau/ $Al_2O_3$ ) par rapport à (eau/Cu) et cette température diminue avec quand la concentration des particules solides dépasse 0.05. Les courbes tracées du nombre de Nusselt moyen ont montrées que ce dernier présente une chute pour les faibles concentrations de nano particules jusqu'à  $\Phi=0.05$  où le nombre de Nusselt commence à augmenter et le nano fluide (eau/Cu) présente un meilleur échange de chaleur que celui du nano fluide (eau/ $Al_2O_3$ ).

Les résultats ont montrés aussi que le nombre des ailettes à une influence aussi sur le taux de transfert de chaleur, c'est-à-dire l'augmentation des ailettes diminue la température dans le dissipateur et augmente le taux de transfert de chaleur puisque le dissipateur de chaleur à  $n=20$  ailettes offre un meilleur échange de chaleur avec un nano fluide (eau/Cu).

De ce travail, on peut conclure d'une façon générale que l'insertion des ailettes dans les dissipateurs de chaleur pour les lampes LED permet d'améliorer l'échange de chaleur et l'utilisation des nano fluide rend l'échange de chaleur meilleur encor.

## Les Références Bibliographiques

- [1] **Saccadura J**, Initiation aux Transferts Thermiques, Technique et Documentation France ,1980.
- [2] **Philippe MARTY**, Cour de transfert thermique université de Joseph Fourier, Grenoble, Edition 2012-2013.
- [3] **Tsai C.Y, H.T.chien, P.P Ding, B Chan, T, Y Luh, P.H Chen**, Effet of structural character of gold nanoparticules in nanofluide on heat pipe thermal performans, Materiel Letters 58, pp.1461-1465, (2004).
- [4] **Tseng S.C, C.W Lind and K.D huang**, heat transfer enhancement of naofluids in Rotary Blade Coupling of new correlations.I.J.of Heat and Mass transfer 52.pp, 4675-4682, (2009).
- [5] **LAMRI Zeggar Asma**, Contribution à l'Etude Théorique des Transferts Thermiques Convectifs dans un Nanofluide. Application aux Modèles Monophasique et Diphasique, Thèse de Magister, Université de Frères Mentouri, 2014.
- [6] **R.L. Hamilton and O.K. Crosser**. Thermal conductivity of heterogeneous two component systems. Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals 1(3), pp.187-191, (1962).5
- [7] **B.C. Pak and Y.I. Choi**. Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles. Experimental Heat Transfer, 11(2), pp.151–170, (1998).
- [8] **A. Einstein**. Investigations on the Theory of the Brownian movement. Dover Publications, New York, (1956).
- [9] **H.C. Brinkman**. The viscosity of concentrated suspensions and solution. J. Chem. Phys., 20, pp.571–581, (1952).
- [10] **Bin Li, Chan Byon**, Orientation effects on thermal performance of radial heat sinks with a concentric ring subject to natural convection, Int. J of Heat and Mass Transfer, 90 (2015) 102–108.
- [11] **Kuen Tae Park, Hyun Jung Kim, Dong-Kwon Kim**, Experimental study of natural convection from vertical cylinders with branched fins, Experimental Thermal and Fluid Science 54 (2014) 29–37.

- [12] **Myoungwoo Lee, Hyun Jung Kim, Dong-Kwon Kim**, Nusselt number correlation for natural convection from vertical cylinders with triangular fins, *Applied Thermal Engineering* 93 (2016) 1238–1247.
- [13] **Y. Seung-Hwan, L. Kwan-Soo, S. J. Yook**. Natural convection around a radial heat sink, *Int. J of Heat and Mass Transfer*, (53):2935–2938, 2010.
- [14] **Zeng Z and Q Que**, Synthesis structure and Lubricating properties of Dialkydithiophosphate-Modified Mo-S Compound Nanoclusters, *Wear* 209, pp.8-12, (1997).
- [15] **I. Nazrul, U.N. Gaitonde, G.K. Sharma**, Mixed convection heat transfer in the entrance region of horizontal annuli, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 44, N°11, pp. 2107-2120, (2001).
- [16] **M. Akbari, N. Galanis, A. Behzadmehr**. Comparative analysis of single and two-phase models for CFD, *Int. J. of Thermal Sciences* 50, 1343-1354 (2011).
- [17] **J.C. Maxwell**. A Treatise on electricity and magnetism, Clarendon Press, U.K., (1891).
- [18] *Gambit 2.2.30 User's Guide*, 2006.
- [19] *Fluent User's Guide*, Release 6.1. Fluent Inc, 2003.
- [20] **BAKHTI Fatima Zohra**, Simulation Numérique de la Convection Naturelle dans les Enceintes, Thèse de Doctorat, Université de Batna, 2017.
- [21] **KHENTOUL Moussa**, Étude Numérique de la Convection Mixte dans un Canal Horizontal Contenant des Ailettes, Thèse de Doctorat, Université de Frères Mentouri, 2016.
- [22] **Site internet** [https://www.leclubled.fr/smartblog/28\\_les-ampoules-LED-chauffent-elles](https://www.leclubled.fr/smartblog/28_les-ampoules-LED-chauffent-elles).