

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE MOHAMED BOUDIAF - M'SILA

FACULTE DES SCIENCES
DEPARTEMENT PHYSIQUE
N° : Ph/ENR/09/2022



DOMAINE : Sciences de la matière
FILIERE : Physique
OPTION : Physique Énergétique et
Energie renouvelable

**Mémoire présenté pour l'obtention
Du diplôme de Master Académique**

Par : HALILOU Rima

Intitulé

**Etude numérique des transferts thermiques
convectifs avec nano-fluides dans une cavité :
Convection Mixte**

Soutenu le 16/ 06 /2022 devant le jury composé de :

BOULECHFAR Hichem	Université de M'sila	Président
BENDERRADJI Razik	Université de M'sila	Rapporteur
HADDAD Zakaria	Université de M'sila	Examineur

Année universitaire : 2021/2022

Remerciements

Je tiens tout d'abord à remercier le Bon Dieu qui m'a donnée la santé et le courage d'accomplir ce modeste travail.

Je tiens à exprimer mes vifs remerciements à mon encadreur **Dr. BENDERRADJI Razik**, pour la qualité de son encadrement ses précieuses orientations, ses relectures attentives, sa disponibilité, sa simplicité et sa patience qui m'auront fourni un soutien inestimable,

Je remercie chaleureusement les membres du jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à notre travail de recherche et pour avoir pris le soin de le lire et de l'évaluer,

J'adresse mes sincères remerciements aussi à tous mes enseignants qui par leurs cours, leurs écrits, leur conseil et leurs critiques ont guidé mes réflexions.

Enfin, à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce modeste travail qu'ils trouvent ici l'expression de mon sincère gratitude et mes remerciements les plus sincères.

Dédicace

Je dédie ce modeste travail,

En première lieu, à la lumière de ma vie, aux êtres qui me sont les plus chers ;

Mes parents qui ont toujours aimé me voir réussir

A mon père, pour son soutien moral et financier, son énormes sacrifices et encouragements
qu'il m'a apportés.

A ma mère, ange de l'âme, source de l'espoir et de la tendresse, pour son amour, pour tous ce
qu'elle a sacrifié pour moi, tu es maman idéale.

A mon cher frère Sofiane et ma chère sœur Leila pour leurs soutiens et encouragement.

A tous ceux que j'aime et ceux qui m'aiment.

Table des matières

Remerciements.....	i
Dédicace.....	ii
Table des matières.....	iii
Nomenclatures.....	iv
Liste des figures.....	v
Liste des tableaux.....	vi
Introduction générale.....	1

Chapitre I : Généralités et Analyse Bibliographique

I.1. Introduction.....	4
I.2. Transfert de chaleur par conduction.....	4
I.3. Transfert de chaleur par rayonnement.....	5
I.4. Transfert de chaleur par convection.....	6
1.4.1. Convection naturelle, forcée et mixte.....	7
I.5. Les nombres sans dimension.....	7
I.5.1. Nombre de Reynolds.....	8
I.5.2. Nombre de Prandtl.....	8
I.5.3. Nombre de Nusselt.....	8
I.5.4. Nombre de Grashof.....	9
I.5.5. Nombre de Richardson de flux.....	9
I.6. Types de régime d'écoulements.....	9
I.6.1. Ecoulement laminaire et écoulement turbulent.....	9
I.7. La convection dans les enceintes ou bien les cavités.....	9
I.7.1. Enceinte avec gradient horizontale de température.....	10
I.7.2. Enceinte avec gradient verticale de température.....	10
I.8. Généralités sur les nanofluides.....	11
I.8.1. Introduction.....	11
I.8.2. Définition.....	11
I.8.3. Les nanoparticules.....	12

I.8.4. Production des nanofluides et nanoparticules.	12
I.8.5. Les applications des nanofluides.....	13
I.9. Propriétés des nanofluides.....	13
I.9.1. La masse volumique.....	13
I.9.2. La fraction volumique.....	14
I.9.3. Conductivité thermique.....	14
I.9.4. La viscosité dynamique.....	16
I.9.5. La chaleur massique.....	17
I.10. Analyse bibliographique.....	18
I.11. Conclusion.....	32

Chapitre II : Formulation Mathématique

II.1. Introduction.....	35
II.2. Présentation du problème.....	35
II.3. Hypothèses simplificatrices.....	36
II.4. Modèle mathématique et équations dimensionnelles.....	36
II.4.1. Nombre de Nusselt.....	37
II.5. Adimensionnalisation des équations.....	37
II.5.1. Forme adimensionnelle de l'équation de continuité.....	38
II.5.2. Forme adimensionnelle des équations de quantité de mouvement.....	38
II.5.3. Forme adimensionnelle de l'équation d'énergie.....	40
II.6. Gambit.....	40
II.6.1. Maillage choisi.....	40
II.7. Présentation du logiciel de calcul « FLUENT 6.3.26»	41
II.8. Conditions aux limites.....	42
II.9. Résolution numérique.....	43
II.9.1. Maillage.....	43
II.9.2. Critère de convergence.....	44
II.10. Conclusion.....	45

Chapitre III : Résultats et discussion

III.1. Introduction.....	47
III.2. Choix du maillage.....	47
III.3. Validation.....	48
III.4. Discussion des résultats.....	49
III.4.1. Effet du nombre de Richardson (Ri).....	49
III.4.1.1. Influence du nombre de Reynolds.....	49
III.4.1.2. Influence du nombre de Grashof.....	53
III.5. Effet de types des nanoparticules.....	57
III.6. Effet de concentration des nanoparticules.....	59
III.7. Conclusion.....	62

Nomenclature

Symboles Latins

C_p : la chaleur massique [$J.kg^{-1}.K^{-1}$]

C_{p_f} : la chaleur massique du fluide de base [$J.kg^{-1}.K^{-1}$]

C_{p_s} : la chaleur massique des particules solide [$J.kg^{-1}.K^{-1}$]

$C_{p_{nf}}$: la chaleur massique de nanofluide [$J.kg^{-1}.K^{-1}$]

g : accélération de la pesanteur [$m.s^{-2}$]

h : le coefficient d'échange par convection [$W.m^{-2}.K^{-1}$]

k : la conductivité thermique [$W.m^{-1}.K^{-1}$]

k_f : la conductivité thermique du fluide de base [$W.m^{-1}.K^{-1}$]

k_s : la conductivité thermique des particules solides [$W.m^{-1}.K^{-1}$]

k_{nf} : la conductivité thermique de nanofluide [$W.m^{-1}.K^{-1}$]

H : dimension caractéristique [m]

L : longueur de cavité [m]

n : est un facteur de forme empirique.

M : émittance [W/m^2]

m : la masse [Kg]

p : pression du fluide [Pa]

P : pression adimensionnelle.

S : aire de la section de passage du flux de chaleur [m^2]

T : la température [$0^\circ C$] ou [K]

T_c : la température de paroi chaude.

T_f : la température de paroi froide.

t : temps [s]

q : puissance volumique dissipée.

F : force par unité de volume.

$\frac{dT}{dx}$: gradient de température [$K.m^{-1}$]

dt : le temps caractéristique élémentaire [S]

V_p : volume des particules solides [m^3]

dQ : la quantité de chaleur élémentaire [J]

V_0 : vitesse caractéristique.

Symboles grecs

α : la diffusivité thermique [$m^2.s^{-1}$]

α_{nf} : la diffusivité thermique de nanofluide.

β : coefficient d'expansion thermique [K^{-1}]

β_p : coefficient d'expansion thermique de nanoparticule [K^{-1}]

β_f : coefficient d'expansion thermique de fluide [K^{-1}]

β_{nf} : coefficient d'expansion thermique de nanofluide [K^{-1}]

β_{nfh} : coefficient d'expansion thermique de nanofluide hybride [K^{-1}]

φ : la fraction volumique.

μ : la viscosité dynamique [$N.s.m^{-2}$]

μ_f : la viscosité dynamique du fluide de base.

μ_{nf} : la viscosité dynamique du nanofluide.

μ_{nfh} : la viscosité dynamique du nanofluide.

ν : viscosité cinématique du fluide [m^2/s]

ρ_f : masse volumique du fluide.

ρ_s : masse volumique de la nanoparticule.

ρ_{nf} : masse volumique du nanofluide.

ρ_{nfh} : masse volumique du fluide.

ρ_0 : la masse volumique du fluide.

λ : conductivité thermique du milieu [$W.m^{-1}.K^{-1}$]

Φ : flux de chaleur [W]

Ψ : le modèle de Hamilton et Crosser.

θ : variable adimensionnelle de la température.

Nombre adimensionnel :

Ri : nombre de Richardson.

Pr : nombre de Prandtl.

Ra : nombre de Rayleigh.

Re : nombre de Reynolds.

Gr : nombre de Grashof.

Nu : nombre de Nusselt local.

Nu_m : nombre de Nusselt moyen.

Indices

c: chaud.

f : froid.

f: fluide de base.

nf : nanofluide.

s: particules solide.

o : indices de référence.

Liste des figures

Numéro de la figure	Titre de la figure	Page
<i>I.1</i>	Schéma présentatif de transfert de chaleur par conduction.	5
<i>I.2</i>	Schéma présentatif de transfert de chaleur par rayonnement.	5
<i>I.3</i>	Schéma présentatif de transfert de chaleur par convection.	6
<i>I.4</i>	Convection naturelle dans une cavité rectangulaire.	10
<i>I.5</i>	Schéma de la convection dans une enceinte avec gradient horizontale de température [6].	10
<i>I.6</i>	Schéma de la convection dans une cavité avec gradient horizontale de température [6].	11
<i>I.7</i>	Images TEM de (a) TiO ₂ et (b) Al ₂ O ₃ nanofluides [8].	12
<i>I.8</i>	Configuration géométrique du problème [28].	18
<i>I.9</i>	Géométrie du problème [29].	19
<i>I.10</i>	Schéma simplifié du principe physique de la présente étude [22].	20
<i>I.11</i>	Modèle physique et des conditions aux limites [30].	20
<i>I.12</i>	La configuration géométrique du problème [31].	21
<i>I.13</i>	Modèle physique et des conditions aux limites [32].	22
<i>I.14</i>	Géométrie et conditions aux limites [33].	22
<i>I.15</i>	Modèle géométrique pour le problème d'écoulement considéré [34].	23
<i>I.16</i>	Modèle physique et système de coordonnées [35].	23
<i>I.17</i>	Schéma synoptique de l'échangeur [36].	24
<i>I.18</i>	Le schéma du modèle physique et les conditions aux limites [37].	25
<i>I.19</i>	Configuration géométrique et conditions aux limites [38].	25
<i>I.20</i>	(a) domaine poreux présent, (b) élément CVFEM [39].	26
<i>I.21</i>	Diagramme schématique d'un canal trapézoïdal ondulé étudié [40].	27

I.22	La configuration du problème physique [41].	27
I.23	Modèle géométrique [42].	28
I.24	Géométrie du problème [43].	29
I.25	Problème physique étudié [44].	30
I.26	Schéma général de la cavité [45].	30
I.27	Configuration géothermique [46].	31
I.28	Description schématique du modèle physique (a) 3D (b) 2D avec les conditions aux limites [47].	32
II.1	Schématisation du problème physique étudié.	35
II.2	Maillage par Gambit.	41
II.3	Schéma représentant le maillage décalé [49].	44
II.4	Evolution des résidus pour un cavité remplie de nano-fluide (CuO-eau), $\phi = 0.06$, $Gr = 10^4$, $Ri = 4$.	44
III.1	Comparaison des iso-contours des fonctions de courant, pour la validation. (B, D et F) Présent travail, (A, C et E) Résultats numériques de Sumon Saha et al [51].	48
III.2	Les contours des isothermes et les lignes de courant dans l'enceinte (cavité) remplie de l'eau pure ($\phi = 0$) à différents nombres de Reynolds, $Gr = 10^4$.	51
III.3	Les contours des isothermes et les lignes de courant dans l'enceinte (cavité) remplie de Nanofluide (Eau-CuO, $\phi = 0.06$) à différents nombres de Reynolds, $Gr = 10^4$.	51
III.4	Les contours des isothermes et les lignes de courant dans l'enceinte (cavité) remplie de Nanofluide (Eau-Ag, $\phi = 0.1$) à différents nombres de Reynolds, $Gr = 10^4$.	52
III.5	Profil de la température le long de différentes altitudes de l'enceinte du (Cu/Eau), pour différents nombres de Richardson (Ri), $x = 0.5H$.	53
III.6	Profil des vitesses transversales le long de l'axe (Y) de l'enceinte pour différents nombres de Richardson, $x = 0.5 H$.	53
III.7	Les contours des isothermes et les lignes de courant dans l'enceinte (cavité) remplie de Nanofluide (Eau pure, $\phi = 0$) à différents nombres de Grashof, $Re = 200$.	55

III.8	Les contours des isothermes et les lignes de courant dans l'enceinte (cavité) remplie de Nanofluide (TiO ₂ /Eau, $\phi = 0.02$) à différents nombres de Grashof, $Re = 200$.	55
III.9	Les contours des isothermes et les lignes de courant dans l'enceinte (cavité) remplie de Nanofluide (Cu/Eau, $\phi = 0.1$) à différents nombres de Grashof, $Re = 200$.	56
III.10	Profil de la température le long de différentes altitudes de l'enceinte du (Cu/Eau $\phi = 0.01$) et (TiO ₂ /Eau $\phi = 0.02$), pour différents nombres de Richardson (Ri), $x = 0.5H$.	56
III.11	Profil des vitesses transversales le long de l'axe (Y) de l'enceinte pour différents nombres de Richardson Ri , et fraction volumique ϕ , du Nanofluide Cu/Eau ($x = 0.5 H$).	57
III.12	Variation du nombre de Nusselt moyen pour les différents nombres de Richardson Ri . ($\phi = 2\%$, 6% et 10%), $Gr = 10^4$.	58
III.13	Variation du nombre de Nusselt local pour les différents types des Nanoparticules. Nombre de Richardson ($Ri = 0.25$ et $Ri = 4$, ($\phi = 10\%$).	59
III.14	Variation du nombre de Nusselt moyen pour les différents nombres de Richardson, Ri et nanofluides, en fonction des différentes fractions volumique ($\phi \%$).	60
III.15	Profil des vitesses transversales le long de l'axe (Y) de l'enceinte pour différents fraction volumique à $x = 0.5 H$, (Ag/Eau), $Ri = 1$.	61
III.16	Profil des températures le long de l'axe (Y) de l'enceinte pour différents fraction volumique à $x = 0.5 H$, (Ag/Eau), $Ri = 1$.	62

Liste des tableaux

Numéro de tableau	Titre de tableau	Page
<i>I.1</i>	Modèles de conductivité thermique des nanofluides.	14
<i>I.2</i>	Viscosité dynamique récentes pour les nanofluides.	16
<i>II.1</i>	Les conditions aux limites.	42
<i>III.1</i>	Étude de l'indépendance et test du maillage.	48

Introduction générale

L'amélioration du transfert de chaleur a donné une naissance d'une nouvelle génération dite nanofluide. Les fluides conventionnels les plus employés tels que l'eau, l'huile ou l'éthylène glycol ne disposent que d'une conductivité thermique faible par rapport à celle des nanofluides très élevée. Un nanofluide est une solution constituée d'un fluide de base contenant des particules métallique et non métallique, de taille nanométrique appelées nanoparticules. Les nanofluides ont gagné un intérêt considérable étant donné sa présence dans une majorité d'applications industrielles. L'amélioration de transfert convectif à l'intérieur de différentes cavités avec les nanofluides est l'objet principale de plusieurs travaux.

La convection mixte est un phénomène de transfert thermique lié aux écoulements de fluide. Ce mode de transfert de chaleur se produit entre deux phases dont l'une généralement en repos (solide) et l'autre en mouvement (fluide) en présence d'un gradient de température. La convection mixte est le couplage de la convection forcée et la convection naturelle. Cette dernière est un mécanisme, dans lequel le mouvement du fluide est généré par les différences de densité, entre les particules de fluide chaudes et froides, existant dans un fluide soumis à l'action d'un champ gravitationnel. La convection forcée dans laquelle le mouvement du fluide est provoqué par l'action de force extérieure comme ventilateur.

L'objectif principal de notre travail consiste à réaliser une simulation numérique bidimensionnelle sur la convection mixte laminaire stationnaire d'un nanofluide à travers une cavité carrée et ouverte, les parois horizontales supérieur, inférieur sont supposées adiabatiques. La paroi verticale droite est maintenue à une température chaude, tandis que celle de gauche est considérée adiabatique.

Les équations qui régissent ont été résolues numériquement via la méthode des volumes finis en utilisant un schéma en loi de puissance (Power-Law). Les simulations numériques sont effectuées dans le cas de fluide pur (eau), et des mélanges de ce fluide de base et des nanoparticules (Ag, Cu, Al_2O_3 , CuO et TiO_2), pour un nombre de Ri variant de (0.04 à 4) et une fraction volumique des nanoparticules comprise entre (0% et 10%)

Notre étude est structurée en trois chapitres :

Chapitre I : présente des généralités sur les transferts thermiques, les nanofluides et une revue bibliographique permettant une compréhension du le phénomène de la convection dans les enceintes.

Chapitre II : expose la formulation mathématique des équations de Navier et Stokes régissant le phénomène de la convection mixte dans la géométrie considérée ainsi que les hypothèses simplificatrices et la description des conditions aux limites liées à la résolution du problème.

Chapitre III : consacré à la description des équations de Navier et Stokes qui régissent l'écoulement du nanofluide dans la géométrie considérée ainsi que les hypothèses simplificatrices et les conditions aux limites liées à la résolution du problème.

Finalement, notre mémoire sera terminée par une conclusion générale, aussi des perspectives pouvant s'ouvrir par le biais de ce travail, qui seront aussi développées.

Chapitre I

Généralités et analyse bibliographiques

I.1. Introduction

Le transfert de chaleur est un processus d'une grande importance dans le domaine de l'industrie et des technologies. Bien qu'il manifeste sous diverses formes (rayonnement, conduction et convection), cette dernière est la plus visée dans certains domaines bien spécifiés tels que le refroidissement des processeurs et des composants électroniques, les radiateurs et les échangeurs de chaleur, ... etc [1].

I.2. Transfert de chaleur par conduction

La conduction est définie comme étant le mode de transmission de la chaleur entre deux milieux en contact physique. Dans la plupart des cas on étudie la conduction dans les milieux solides, puisque dans les milieux fluides (c'est-à-dire liquide ou gazeux), la conductivité thermique est faible [2].

Ce transfert de chaleur obéit à la loi de Fourier : [3]

$$dQ = - \lambda S \frac{dT}{dx} dt \quad \text{I.1}$$

Φ : Le flux de chaleur en watt (W).

λ : Conductivité thermique du milieu ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$).

S : Aire de la section de passage du flux de chaleur (m^2).

$\frac{dT}{dx}$: Gradient de température en ($\text{K}\cdot\text{m}^{-1}$).

dQ : La quantité de chaleur élémentaire(J).

dt : est le temps caractéristique élémentaire (s).

Le flux de chaleur en watt :

$$\Phi = \frac{dQ}{dt} = - \lambda S \frac{dT}{dx} \quad \text{I.2}$$

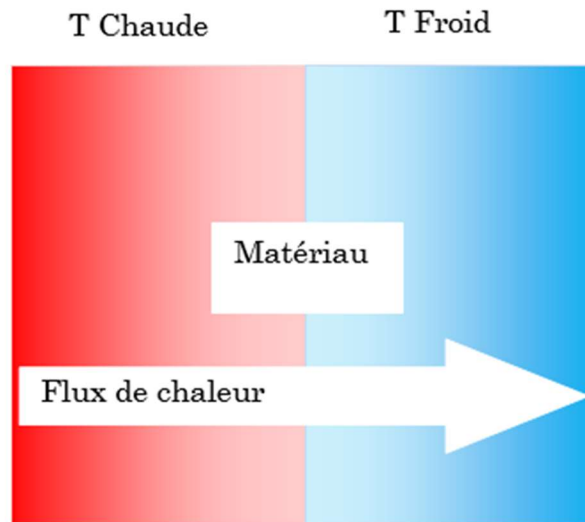


Figure I.1 : Schéma présentatif de transfert de chaleur par conduction.

I.3. Transfert de chaleur par rayonnement

Le rayonnement thermique est le mode de transmission par lequel la chaleur passe d'un corps à haute température à un autre froid sans nécessité de support matériel. C'est donc le seul mode où la chaleur peut se propager dans le vide. Le rayonnement thermique ne diffère des autres ondes électromagnétiques, comme les ondes hertziennes par exemple, que par son origine : la température. En effet tout corps rayonne tant que ses températures diffèrent de zéro Kelvin. Les corps émettent de l'énergie par leur surface, ou forme d'un rayonnement d'ondes électromagnétiques, et ce d'autant plus que leur température est élevée. Inversement, soumis à un rayonnement, ils en absorbent une partie qui se transforme en chaleur [2].

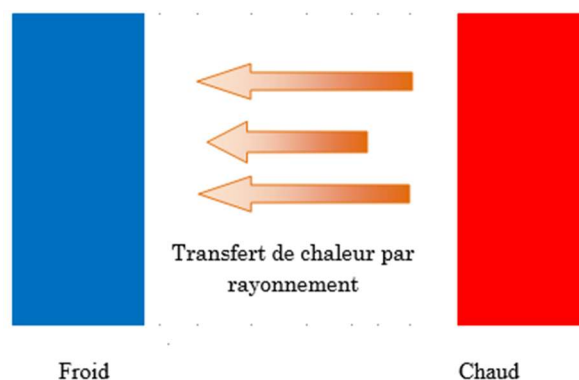


Figure I.2 : Schéma présentatif de transfert de chaleur par rayonnement.

Le flux de chaleur transmise par rayonnement est donné par l'équation de Stefan Boltzmann :

$$\Phi = \sigma \cdot T^4 \cdot S \text{ [w]} \quad \text{I.3}$$

Sachant que

σ : =5,67.10⁻⁸ est la constante de Stefan-Boltzmann [W/ (m².k⁴)].

T : température absolue [K]

S : surface [m²].

I.4. Transfert de chaleur par convection

La convection est le mode de transmission qui implique le déplacement d'un fluide gazeux ou liquide (écoulement) et échange de la chaleur avec une surface qui est à une température différente, C'est ce qui se passe le long d'un radiateur. L'air froid s'échauffe au contact avec le radiateur, se dilate et monte sous l'effet de la poussée d'Archimède. Il est alors remplacé par de l'air froid et ainsi de suite ; il y a existence de courants de fluide dans l'air ambiant [2].

Le flux convectif est donné par la loi de newton :

$$\Phi = h \cdot S(T_s - T_\infty) \text{ [w]} \quad \text{I.4}$$

Sachant que :

h : coefficient d'échange convectif moyen [W.m⁻².K⁻¹].

S : surface d'échange [m²]

T_s : Température de la paroi [K]

T_∞ : Température de fluide [K]

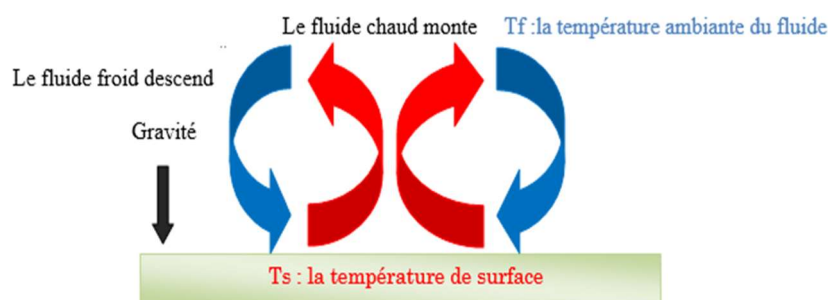


Figure I.3 : Schéma représentatif de transfert de chaleur par convection.

I.4.1. Convection naturelle, forcée et mixte

Le terme convection est utilisé pour définir les mouvements dus à l'agitation thermique engendrant des différences de densités entre les molécules d'un fluide. Un fluide est le terme désignant un liquide ou un gaz : corps pur ou mélange dont les molécules ont assez de liberté pour se mouvoir les unes par rapports aux autres. On parle de convection naturelle lorsqu'il s'agit d'agitations induites dans le fluide par des forces (de volume ou de surface) agissant à l'intérieur du volume étudié. Les mouvements générés sont dus aux variations locales de la masse volumique du fluide en fonction de la température et/ou de la concentration pour le cas de la convection naturelle d'origine thermique et/ou massique.

La convection forcée concerne les mouvements convectifs qui apparaissent sous l'action d'une source externe, telle qu'une pompe ou le déplacement d'un objet dans le fluide, i.e. les mouvements induits par une différence de pression sont des mouvements de convection forcée où l'écoulement persiste même en l'absence de gradient de température [4].

Quand la convection est due aux effets couplés cités précédemment, on parle alors de convection mixte.

I.5. Les nombres sans dimension

L'étude des problèmes de transfert de chaleur par convection mixte implique la résolution des équations différentielles qui décrivent la mécanique des fluides, les échanges des énergies. Ces équations sont généralement liées et difficiles à résoudre théoriquement, ce qui conduit à associer à la théorie d'expérimentation permettant de trouver les valeurs des grandeurs recherchées.

L'expérimentation est souvent menée à une différente échelle de la réalité industrielle. Elle nécessite de définir des corrélations qui soient applicables à des appareils de tailles différentes opérant dans des situations différents conduit à l'utilisation des paramètres adimensionnels, qui permettent de définir des similitudes. C'est ainsi qu'ont été choisis les nombres sans dimensions.

I.5.1. Nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds compare les forces d'inertie aux forces de viscosité. Aux faibles nombres de Reynolds, les forces visqueuses jouent un rôle important. Aux grands nombres de Reynolds, Les forces d'inertie sont dominantes.

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot L}{\mu} \quad \text{I.5}$$

ρ : Masse volumique du fluide.

u : Vitesse moyenne du fluide.

μ : Viscosité dynamique du fluide.

L : Dimensionnement caractéristique de la conduite.

I.5.2. Nombre de Prandtl

Le nombre de Prandtl compare les transferts de quantité de mouvement associés aux forces visqueuses aux transferts de chaleur par conduction.

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad \text{I.6}$$

C_p : Chaleur spécifique pour une pression constant.

λ : Conductivité thermique.

Dans ce produit sans dimension, ν est la viscosité cinématique, a désigne la diffusivité thermique $a = \frac{\lambda}{\rho C_p}$ ou C_p est la chaleur massique, et λ représente la conductivité thermique.

I.5.3. Nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt compare les transferts de chaleur convective et conductive travers une paroi.

$$Nu = \frac{h \cdot L}{\lambda} \quad \text{I.7}$$

Dans cette exposition, h représente le coefficient de transferts de chaleur par convection, défini par une relation de la forme $q = h \cdot \Delta T$.

I.5.4. Nombre de Grashof :

Le nombre de Grashof compare les forces d'Archimède (ou forces de flottabilité) aux forces visqueuses qui s'exercent sur un élément de fluide dont la température diffère de celle du milieu environnant.

$$Gr = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\nu^2} \quad \text{I.8}$$

Dans cette expression ΔT représente une différence de température (par exemple entre le fluide et une paroi) et β désigne le coefficient de dilatation

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right) \quad \text{I.9}$$

I.5.5. Nombre de Richardson de flux

Le nombre de Richardson de flux compare des effets de gravité à ceux d'inertie.

$$Ri = \frac{g\beta\Delta T}{u_\infty^2} \quad \text{I.10}$$

I.6. Types de régime d'écoulements

I.6.1. Ecoulement laminaire et écoulement turbulent

On dit qu'un écoulement est laminaire lorsque le mouvement des particules fluides se fait de façon régulière et ordonnée. L'écoulement est turbulent lorsque le déplacement est irrégulier et que des fluctuations aléatoires de vitesse se superposent au mouvement moyen du fluide. Les deux types d'écoulements peuvent être observés par exemple dans le cas d'une cavité rectangulaire horizontale alimentée par air externe. Lorsque la vitesse de l'air est faible, l'écoulement est régulier et laminaire. Au contraire, pour des vitesses importantes, on constate que les particules d'air oscillent autour d'une position moyenne et l'écoulement prend un aspect irrégulier et turbulent.

I.7. La convection dans les enceintes ou bien les cavités

La convection thermique au sein des espaces confinés est devenue, ces dernières années, un sujet d'investigation d'une grande importance, vue sa présence dans différentes applications industrielles telles que le refroidissement des composantes électroniques, les réacteurs nucléaires ainsi que les pertes thermiques dans les collecteurs solaires [5].

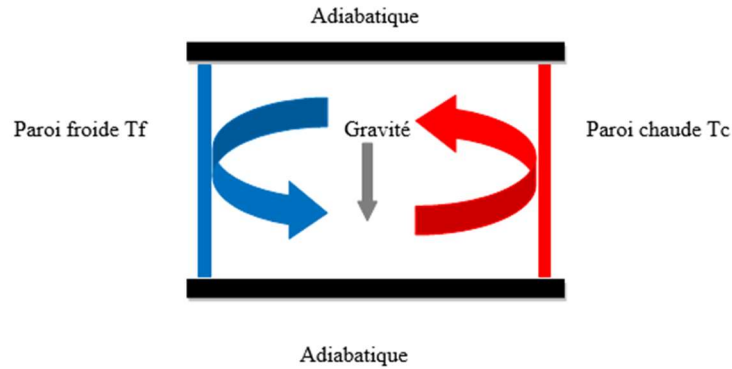


Figure I.4 : Convection naturelle dans une cavité rectangulaire.

I.7.1. Enceinte avec gradient horizontale de température

Dans cette configuration, l'une des parois verticales est chauffée tandis que l'autre est refroidie, les parois horizontales étant considérées adiabatique (figure I.8). Pour cette configuration, il n'y a pas de gradient critique de température et le fluide est alors ascendant le long de la paroi chaude et descendante le long de la paroi froide [6].

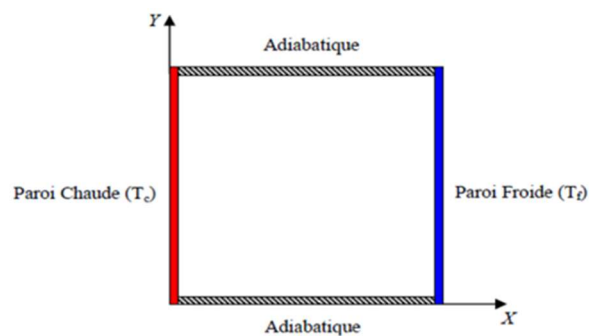


Figure I.5: Schéma de la convection dans une enceinte avec gradient horizontale de température [6].

I.7.2. Enceinte avec gradient verticale de température

L'enceinte qui est chauffée par le bas et refroidie par le haut correspond à la configuration de la convection de Rayleigh-Bénard qui traite de la stabilité et le mouvement d'un fluide confiné entre deux plaques qui sont maintenues à des températures uniformes et distinctes (figure I.3). La convection de Rayleigh-Bénard a une longue et riche histoire, elle été étudiée durant des enceintes aussi bien pour ses différentes applications industrielles que du point de vue de recherche fondamentale [6].

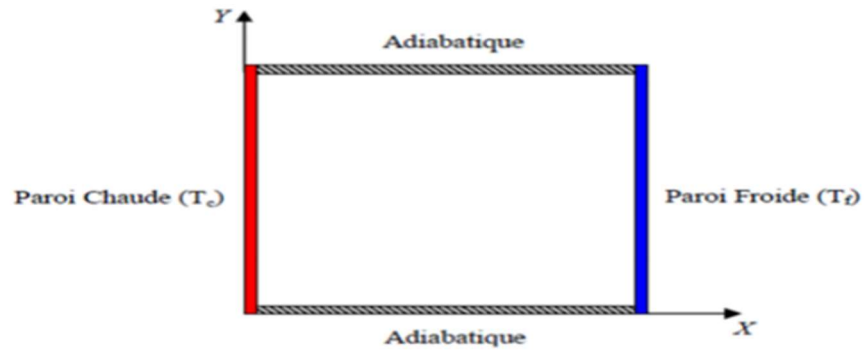


Figure I.6: schéma de la convection dans une cavité avec gradient horizontale de température [6].

I.8. Généralités sur les nanofluides

I.8.1. Introduction

Le transfert de chaleur par convection joue un rôle essentiel dans divers systèmes énergétique. Les fluides caloporteurs conventionnels tel que l'eau, l'éthylène glycol et l'huile sont relativement faible. Les dernières avancées en nanotechnologie ont donné une naissance d'une nouvelle génération de fluides caloporteurs nommés nanofluides sont généralement constituées des particules métallique et non métallique, de tailles nanométrique, caractérisées par une conductivité thermique très élevée.

I.8.2. 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. 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. Or, les fluides les plus employés tels que l'eau, l'huile ou l'éthylène-glycol (EG) ne disposent que d'une conductivité thermique faible par rapport à celle des solides cristallins. Avec les nanofluides, l'idée est alors d'insérer, au sein du fluide de base, des nanoparticules afin d'augmenter la conductivité thermique effective du mélange. Ce terme nanofluide a été introduit par Choi (1985) [7].

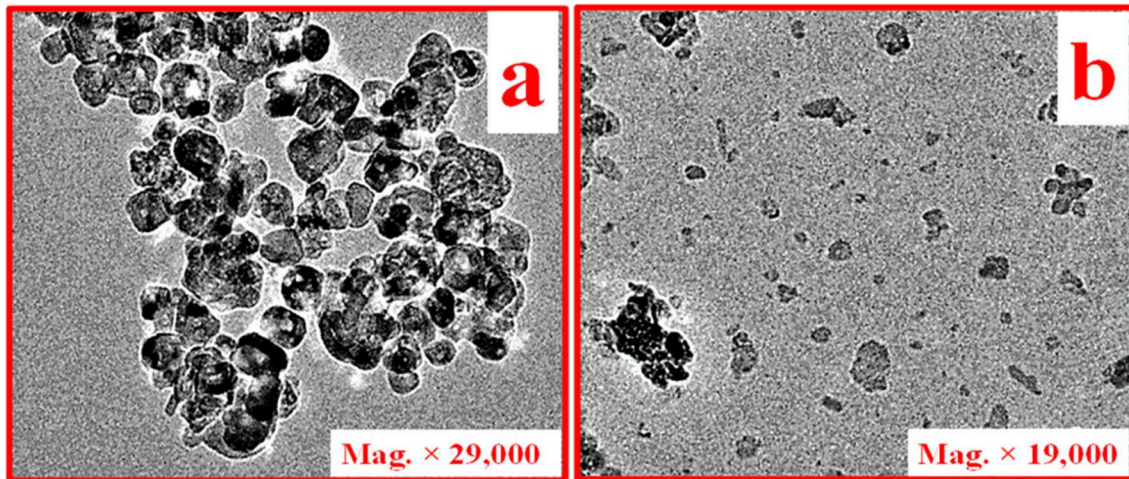


Figure I.7: Images TEM de (a) TiO_2 et (b) Al_2O_3 nanofluides [8].

I.8.3. Les nanoparticules

Les nanoparticules sont des particules dont les trois dimensions et à l'échelle nanométrique donc dont la taille varie entre 1 et 100 nm on parle des particules ultrafines (PUF). On distingue deux types des nanoparticules qui correspondent aux deux grandes catégories.

- Les nanoparticules sphériques à base des métaux (l'or Au, le cuivre Cu, l'aluminium Al, l'argent Ag...) ou d'oxydes (oxyde de cuivre CuO, oxyde d'aluminium Al_2O_3 , L'oxyde de titane TiO_2 ...)
- Les nanotubes (les nanotubes de carbone NTC, les nanotubes de titane TiO_2 , nanotubes de silicium...) [7].

Les liquides de base les plus utilisés sont :

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

I.8.4. Production des nanofluides et nanoparticules

Les expériences sur les fluides caloporteurs avec des particules de taille micrométrique ($10^{-6}m$) ont montré que certains problèmes pouvaient être engendrés par l'utilisation de ces derniers tel que le problème de sédimentation des particules, l'augmentation de perte de charge etc.... tandis que pour des particules de l'ordre du nanomètre ($10^{-9}m$), ces problèmes sont pratiquement insignifiants. Tout en supposant que la suspension est stable et durable,

l'agglomération de particules est négligeable, aucun changement chimique du fluide, la propagation des nanofluides peut se faire par l'une des méthodes.

1. La méthode à une seule étape : basée sur la vaporisation d'un matériau solide sous vide, puis condensation directe de sa vapeur dans le liquide.
2. La méthode à deux étapes : elle consiste d'abord à la fabrication d'une nanopoudre sèche, puis mélangé et la dispersion de celle-ci dans le liquide [9].

I.8.5. Les applications des nanofluides

- ✓ L'échangeur de chaleur.
- ✓ Le refroidissement d'éléments électroniques (produire un nanofluide stable qui est compatible avec des circuits et des composants électroniques).
- ✓ Défense.
- ✓ Espace.
- ✓ Biomédecine.
- ✓ Refroidissement des systèmes nucléaire.
- ✓ Transport (gestion de refroidissement / Véhicule moteur thermique).
- ✓ Autres applications (piles à combustible, le chauffage solaire d'eau, forage, stockage thermique) [10].

I.9. Propriétés des nanofluides

Les propriétés thermiques (la densité, la conductivité, la viscosité et la chaleur spécifique) sont bien connues pour le fluide a base. Les propriétés du nanofluide peuvent être calculées théoriquement par des formules suggérées par divers chercheurs. Peuvent aussi être mesurées expérimentales en laboratoire avec plusieurs instruments.

I.9.1. La masse volumique

La masse volumique d'un nanofluide supposé parfaitement homogène pour une température de référence donnée et en fonction de la fraction est calculé par la relation suivante :

$$\rho_{nf} = \rho_s \varphi + \rho_f (1 - \varphi) \quad \text{I.11}$$

Avec :

ρ_{nf} : La masse volumique du nanofluide.

ρ_f : La masse volumique du fluide de base.

ρ_s : La masse volumique des nanoparticules solides.

I.9.2. La fraction volumique

La fraction volumique des nanoparticules, notée φ désigne le rapport du volume des nanoparticules sur le volume total (fluide + solide). La valeur de la fraction volumique varie entre 0 (fluide de base pur) et 1. La fraction volumique est donnée par la relation suivante :

$$\varphi = \frac{\text{volume solide}}{\text{volume fluide solide}} = \frac{V_s}{V_T} \quad \text{I.12}$$

V_s : Volume de solide (nanoparticules)

V_T : Volume totale

I.9.3. Conductivité thermique

La conductivité thermique généralement est une propriété importante, principalement dans notre étude parce qu'elle joue un rôle très important dans le phénomène de transfert de chaleur elle peut montrer clairement l'efficacité du transfert de la chaleur ou du fluide, la conductivité dépend de la température. En plus de sa variation en fonction de la température, la conductivité thermique du nanofluide varie en fonction de la fraction volumique aussi, la conductivité thermique d'un nanofluide est calculé selon les modèles suivants [11] :

Tableau I.1 : Modèles de conductivité thermique des nanofluides.

Modelés	Conductivité thermique	Articles
Hamilton et Crosser [12]	$\frac{k_{nf}}{k_f} = \frac{k_s + (n-1)k_f + (n-1)(k_s - k_f)\varphi}{k_s + (n-1)k_f - (k_s - k_f)\varphi}$ <p>n : est un facteur de forme empirique:</p> $n = \frac{3}{\psi}$	(Devdatta P. Kulkarni, Debendra K. Das, Ravikanth S. Vajha 2009)
Maxwell-Garnetts	$\frac{k_{nf}}{k_f} = \frac{k_s + 2k_f - 2\varphi(k_f - k_s)}{k_s + 2k_f + \varphi(k_f - k_s)}$	(BOUHEZZA Aicha, BOUBEGGA R Saousene,

[13]		BOUKERMA Karima, 2016)
Choi et Yu [14]	$\frac{k_{eff}}{k_f} = \frac{k_s + 2k_f + 2(k_s - k_f)(1 + \eta)^3 \varphi}{k_s + 2k_f - (k_s - k_f)(1 + \eta)^3 \varphi}$	(Kamil Kahveci, Elif Büyük Ögüt, 2016)
Singh et al [15]	$\frac{K_{nf}}{K_f} = 0,761x C^{0,041} x T^{0.093}$	(R P Singh, K Sharma et A K Tiwari, 2019)
Timofeeva et al [16]	$\frac{k_{eff}}{k_f} = 1 + (C_k^{shape} + C_k^{surface})\varphi$ Avec : C_k^{shape} et $C_k^{surface}$: sont les coefficients reflétant les contributions à la conductivité thermique effective due à la forme des particules (effet positif) et en raison de la résistance de surface (effet négatif)	(Gul Aaiza, Ilyas Khan, et Sharidan Shafie,2015)
He et al [17]	$k_{nf} = k_f(125.62\varphi^2 + 4.82\varphi + 1)$	S.-E. OUYAHIA, Y.K. BENKAHLA, W. BERABOU, M. BENZEMA, A. BOUDIAF 2017
Corcione [18]	$\frac{k_{nf}}{k_f} = 1 + 44 R_{eB}^{0.4} P_r^{0.66} \left(\frac{T}{T_{fr}}\right)^{10} \left(\frac{k_s}{k_f}\right)^{0.03} \varphi^{0.66}$	(Abeer Alhashash, 2020)

<p>Khanafer et Vafai [19]</p>	$\frac{k_{eff}}{k_f} = 0.9843 + 0.398\varphi_p^{0.7383} \left(\frac{1}{d_p(nm)}\right)^{0.2246} \left(\frac{\mu_{eff}(T)}{\mu_f(T)}\right)^{0.0235} - 3.9517\frac{\varphi_p}{T} + 34.034\frac{\varphi_p^2}{T^3} + 32.509\frac{\varphi_p}{T^2}$ <p>Avec :</p> $0 \leq \varphi_p \leq 10\%$ $11 \leq d \leq 150 \text{ nm}$ $20^\circ c \leq T \leq 70^\circ c$	<p>Khalil Khanafer a,b , Kambiz Vafai.2011</p>
<p>Bruggeman [20]</p>	$\frac{k_{nf}}{k_f} = \left[(3\varphi - 1) \frac{k_s}{k_f} (3(1 - \varphi) - 1) \right]^2 + 8 \frac{k_s}{k_f}$	<p>(F. Benedict, Amit Kumar, K. Kadirgama, Hussein A. Mohammed, D. Ramasamy, M. Samykano et R. Saidur, 2020)</p>

I.9.4. La viscosité dynamique :

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 présent 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 de la 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.[11]

Tableau I.2 : Viscosité dynamique récentes pour les nanofluides.

Modelés	Viscosité dynamique	Articles
Einstein [21]	$\mu_{nf} = \mu_f(2.5\varphi + 1)$	(S.Lahlou, M. Zaydan et R.Sehaqui,2017)
Brinkman [22]	$\mu_{nf} = \mu_f \left(\frac{1}{(1 - \varphi)^{2.5}} \right)$	(Hayder K. Rashid, Mushtaq F. Almensoury, Atheer Saad Hashim, Hameed K. Hamzah et Farooq H. Ali, 2021)
Batchelor [23]	$\mu_{nf} = \mu_f(1 + 2.5\varphi + 6.5\varphi^2)$	(Reyhaneh Lonia , Sasa Pavlovicb , , Evangelos Bellosc , Christos Tzivanidisc, Ezzattolah Askari, Asli-Ardeha, 2018)
Maiga et al [21]	$\mu_{nf} = \mu_f(1 + 7.3\varphi + 123\varphi^2)$	(S. Lahlou, M. Zaydan et R. Sehaqui,2017)
Pak et Chou [24]	$\mu_{nf} = \mu_f(1 + 39.11\varphi + 533.9\varphi^2)$	(Bhramara Panitapu, Kishen Kumar T Reddy M. Ramesh and K. Sharath Reddy,2014)
He et al [17]	$\mu_{nf} = \mu_f(199.21\varphi^2 + 4.62\varphi + 1)$	S-E.Ouyahia, Y.K.Benkahla,W.Berabou,M.Benzema et A. Boudiaf ,2017
Frankel et Acrivos [25]	$\frac{\mu_{nf}}{\mu_f} = \frac{9 \left(\frac{\varphi}{\varphi_m} \right)^{\frac{1}{3}}}{8 \left[1 - \left(\frac{\varphi}{\varphi_m} \right)^{\frac{1}{3}} \right]}$	(A K Patra, M K Nayak, A Misra, 2020)
Nguyen [26]	$\frac{\mu_{nf}}{\mu_f} = 1.0 + 0.025\varphi + 0.015\varphi^2$	(Omid Abouali et Ahmad Falahatpisheh, 2009)
Ho et al [27]	$\frac{\mu_{nf}}{\mu_f} = 1 + 4.93\varphi + 222.4\varphi^2$	(Habib Aminfar et Mohammad Reza Haghgoo, 2012)

1.9.5. La chaleur massique :

La chaleur spécifique fait référence au rapport entre la capacité thermique d'une substance ou d'un système homogène et sa masse $C_p = \frac{dQ}{m dT}$. La chaleur spécifique correspond à l'apport de chaleur nécessaire pour augmenter la température d'un degré kelvin de l'unité de

masse d'une substance lors de la transformation considérée. Pour calculer la chaleur spécifique d'un nanofluide, on peut citer les deux modèles suivants les plus rencontrés dans la littérature.

Modèle du Pak et Chou :

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

Xuan et Roetzel :

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

I.10. Analyse bibliographique :

Fersadou Brahim et al (2019) [28] ont effectué une étude numérique sur la convection mixte en présence d'un champ magnétique uniforme (MHD) d'un nanofluide (eau/Cu) dans une cavité ouverte munie de deux sources de chaleur. Les équations gouvernantes sont résolues en utilisant la méthode des volumes finis. Ont utilisé le modèle de Buongiorno pour décrire l'écoulement du nanofluide en tenant compte du mouvement Brownien et de l'effet thermophorèse. Le maillage appliqué est de (250×50) dans les directions X et Y, respectivement. L'étude a été réalisée dans une cavité rectangulaire avec un rapport d'ouverture $R = H/d$. La plaque de gauche est soumise à un flux de chaleur constant q_f alors que celle de droite est soumise à un flux de chaleur thermique constant q_c et contient une alternance de zones adiabatiques. Ils ont été appliqués un champ magnétique externe \vec{B}_0 d'intensité uniforme est dans la direction transversale y. Les résultats montrent que la réduction de l'ouverture de la cavité permet d'améliorer le transfert de chaleur et l'augmentation du nombre de Hartmann permet d'assurer l'homogénéisation de l'écoulement du nanofluide.

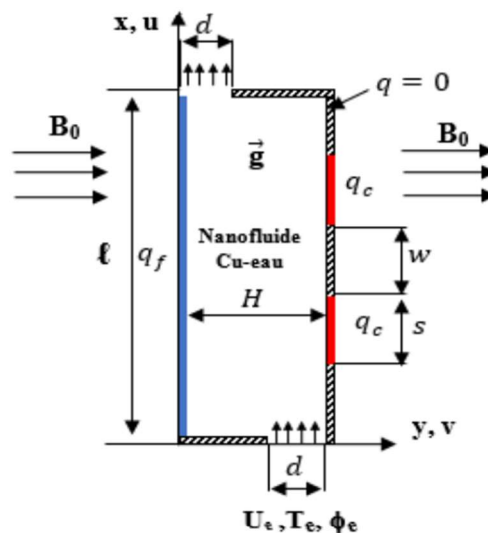


Figure I.8 : Configuration géométrique du problème [28].

N. Godbane et al. (2019) [29] ont réalisé une étude numérique de la convection naturelle bidimensionnel laminaire dans une cavité carrée différentiellement chauffée remplie d'air. Les parois supérieures verticale de l'enceinte sont maintenues à une température constante, tandis que les parois horizontales sont considérées comme adiabatiques. la méthode des volumes finis a été utilisée pour résoudre les équations gouvernantes (avec Fluent). L'étude a été réalisée pour une large gamme du nombre de Rayleigh 10^3 à 10^6 et différentes valeurs du rapport de forme et pour un nombre de Prandtl ($Pr = 0.72$). Les résultats indiquent que l'écoulement de fluide dans la cavité peut être augmenté Lorsque le nombre de Rayleigh devient important. La configuration de la cavité verticale donne un meilleur transfert de chaleur et le nombre de Nusselt moyen varie comme une fonction décroissante du rapport d'aspect.

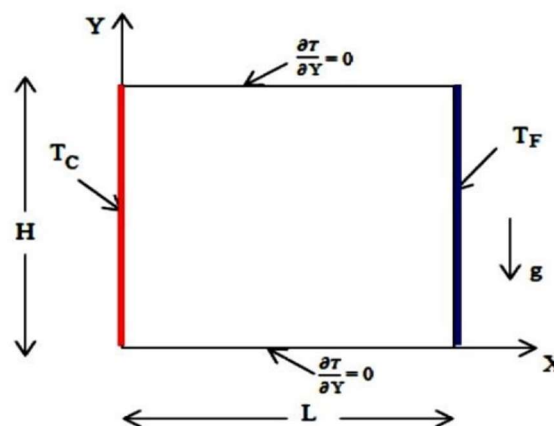


Figure I.9 : Géométrie du problème [29].

Hayder K. Rashid, et al 2021 [22] ont réalisé une étude numérique sur la convection naturelle du nanofluide Ag-eau ente une cavité carrée à des parois froides et un cylindre de la forme d'œuf à des parois chaudes. Ont utilisé la méthode des éléments finis de Glerkin pour résoudre les équations qui gouvernent le fluide (GFEM). Les paramètres de contrôle ($10^3 \leq Ra \leq 10^6$) la fraction volumique variant de ($0 \leq \phi \leq 0.05$), la position ($-0.2 \leq Y \leq 0.2$), et avec une variation de l'angle d'inclinaison ($-90^\circ \leq \gamma \leq 90^\circ$). Les résultats obtenus montrent l'effet de la variation de la fraction volumique sur le nombre de Rayleigh .la position $Y=2$, le nombre de

Rayleigh à $Ra = 10^6$ et l'angle de rotation sont les meilleures conditions pour améliorer l'efficacité du transfert la chaleur.

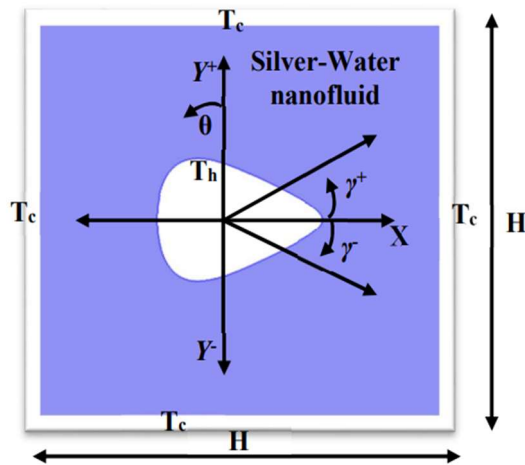


Figure I.10: schéma simplifié du principe physique de la présente étude [22].

N. Ben mansour et al (2015) [30] ont simulé numériquement la convection mixte dans une enceinte cubique une entraînée chauffée par le bas. Le nombre de Reynolds est fixé à $Re = 100$, et le nombre de Richardson Ri varie de (0.001 à 10). Les deux parois en face sont portées à une température constante dont ($T_{top} < T_{bottom}$) alors que les parois verticales sont adiabatiques. La méthode des volumes finis été utilisée pour résoudre les équations. Les résultats montrent que le taux de transfert de chaleur augmente avec le nombre de Richardson.

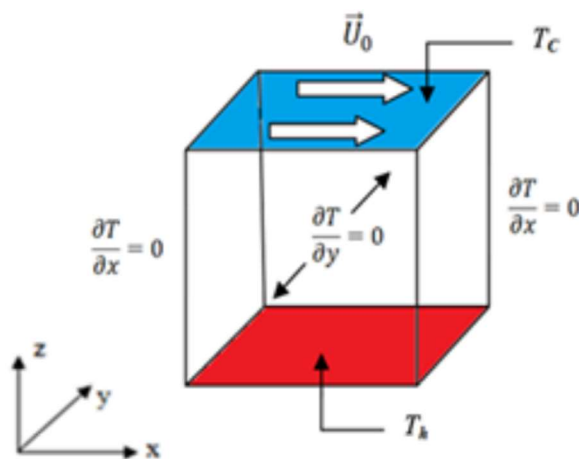


Figure I.11 : modèle physique et des conditions aux limites [30].

N. Nagasubramanian et al (2020) [31] ont analysé numériquement la convection libre bidimensionnel d'un nanofluide ($\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$) conjuguée dans une cavité carrée avec un déflecteur horizontal fixé à la paroi gauche maintenue à température chaude, tandis que celle de la paroi droite maintenue à température froide. Les parois horizontales de la cavité sont adiabatiques. Ont utilisé la méthode des volumes finis avec Fluent. Les paramètres sont nombre de Rayleigh $10^4, 10^5$ et 10^6 , longueur et l'épaisseur de déflecteur sont respectivement (0.125 à 0.875) et (0.02 à 0.1), le rapport de conductivité thermique k_r 10,100 et 1000 et la fraction volumique ϕ de (0 à 0.2). Les résultats numériques indiquent l'effet de la présence de déflecteur sur l'écoulement et le transfert de chaleur. L'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules augment le nombre moyen de Nusselt. La performance thermique de l'enceinte est améliorée avec l'utilisation du nanofluide.

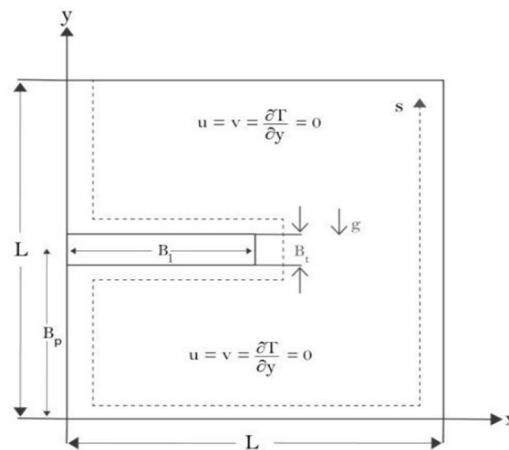


Figure I.12: La configuration géométrique du problème [31].

Ahmed Mahmoudi et al (2016) [32] ont présenté le refroidissement par convection par convection naturelle dans une cavité carrée rempli du nanofluide $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$ et soumis un champ magnétique avec deux dissipateurs thermiques fixés à la paroi horizontale. Des simulations numériques ont été effectuées dans une large gamme nombre de Rayleigh de fluide de $\text{Ra} = 10^3$ à $\text{Ra} = 10^5$, nombre de Hartmann de $\text{Ha} = 0$ à $\text{Ha} = 60$ et la fraction volumique de nanofluide de $\phi = 0$ à $\phi = 0.6$, ont étudié trois configurations différentes et l'effet de la position des dissipateurs thermique sur le transfert de chaleur. Les résultats ont montré que l'augmentation de la fraction volumique est linéaire avec l'augmentation du taux de transfert de chaleur et ce dernier diminue avec l'augmentation du nombre de Hartman et augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh.

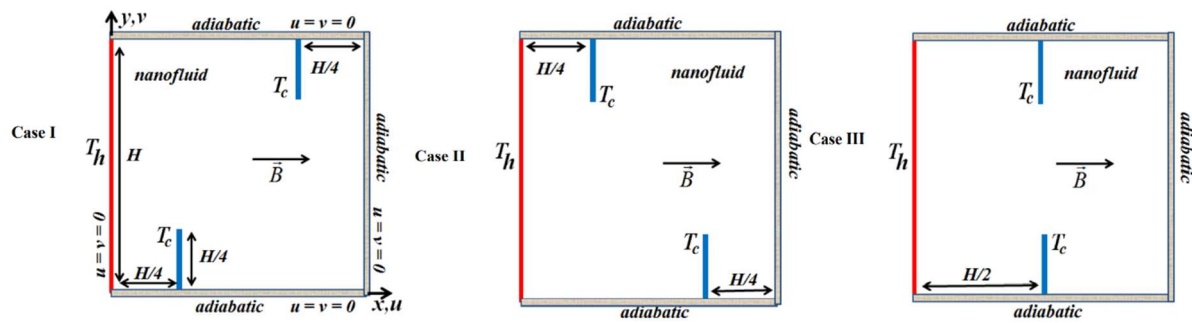


Figure I.13 : Modèle physique et des conditions aux limites [32].

M. Sheikholeslami et al (2018) [33] ont analysé numériquement de la convection naturelle par le transport des nanoparticules de CuO à travers une enceinte constituée un milieu poreux, sous l'effet de la force magnétique. L'enceinte a une paroi de forme complexe maintenue à une température chaude. Ont analysé paramètre de transfert de chaleur d'interface Nhs la porosité, des nombres de Hartmann et de Rayleigh. Lorsque le nombre de Rayleigh augmente, le phénomène de conduction démunie, et l'augmentation de la force magnétique démunie le mouvement des nanofluides. Le flux convectif augmente avec l'augmentation de Nhs et ϵ alors qu'il diminue avec l'augmentation de force magnétique.

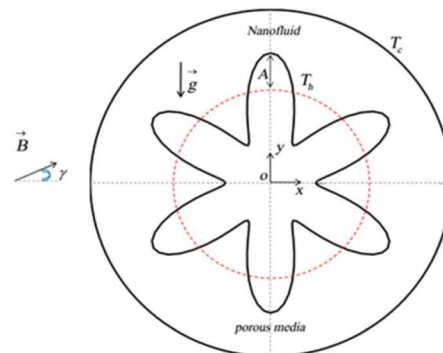


Figure I.14 : Géométrie et conditions aux limites [33].

Ziafat Mehmood et Tariq Javed (2019) [34] ont étudié numériquement le flux d'énergie par convection mixte via un ferrofluide saturé à travers une enceinte constituée un milieu poreux, sous l'influence de la MHD. L'enceinte est trapézoïdale avec des radiateurs dentelés sur la

surface du fond. Tandis que celle de haute est en mouvement à vitesse constante. Les parois de côté et du dessus considérons froides, bien que celle du fond soit adiabatique. La méthode des éléments finis de Glerkin utilisé pour résoudre les équations qui gouvernent le fluide. L'étude a été réalisée pour une large gamme des nombres de Reynolds ($1 \leq Ra \leq 10$), nombre de Darcy ($10^{-5} \leq Da \leq 10^{-3}$), nombre de Hartman ($30 \leq Ha \leq 100$), nombre de Prandtl ($0.062 \leq Pr \leq 10$), nombre de Grashof ($10^5 \leq Gr \leq 10^7$) et la fraction volumique des ferro-particules solides ($0.03 \leq \phi \leq 0.15$). Les résultats indiquent que l'augmentation de la concentration de ferroparticules solides, nombre de Grashof et le nombre de Darcy augmente la force la force de la circulation simplifiée, celle-ci diminue avec l'augmentation de Hartman et le nombre Prandtl.

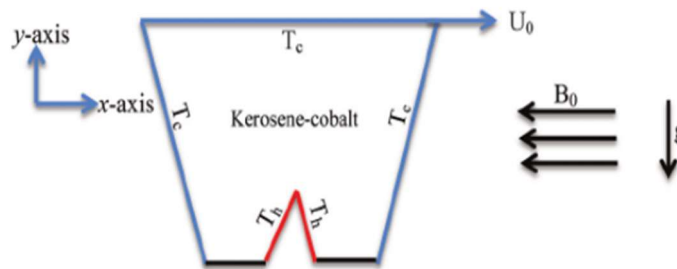


Figure I.15: Modèle géométrique pour le problème d'écoulement considéré [34].

Louaraychi et al (2017) [35] ont présenté une étude sur la convection mixte dans une cavité rectangulaire allongée de rapport d'aspect, $A = 12$, confinant un fluide newtonien ayant $Pr = 7$, a été étudiée numériquement et analytiquement. Le maillage utilisé (241×41). Les résultats ont montré que Le nombre de Richardson a un effet positif sur le transfert de chaleur et l'intensité de l'écoulement en revanche le nombre de Reynolds a un effet positif sur le transfert mais un effet négatif sur l'intensité de l'écoulement.

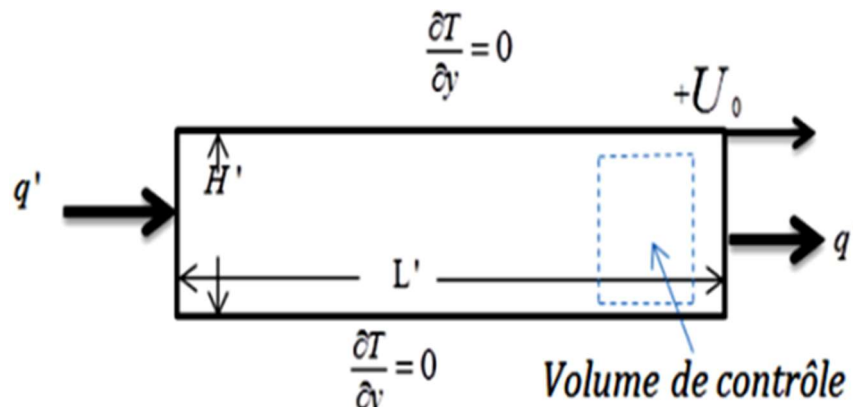


Figure I.16 : Modèle physique et système de coordonnées [35].

T. Benhalima et al (2018) [36] ont réalisé une étude numérique sur un écoulement laminaire avec convection forcée d'un nanofluide oxyde d'aluminium ($\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$) avec une dimension de 20 nm ayant une forme cylindrique, via un échangeur tubulaire coaxial. Ont utilisé la simulation numérique par CFD pour analyser l'influence de la nouvelle génération des fluides caloporteurs(nanofluides). Les résultats obtenus que l'utilisation des nanofluide pour la configuration du contre-courant améliorer les performances d'un échangeur thermique.

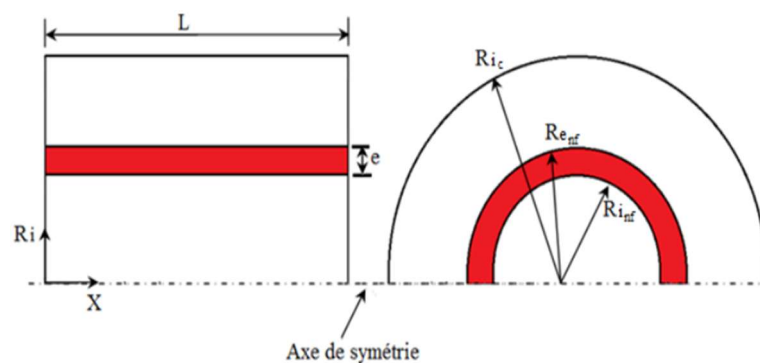


Figure I.17: Schéma synoptique de l'échangeur [36].

E. Belahmadi et R. Bessaïh (2016) [37] ont réalisé une étude numérique de la convection mixte laminaire bidimensionnelle. Dans un canal vertical al à plaques parallèles ayant un rapport de longueur sur largeur de ($A = L/D = 40$), et rempli du nanofluide (Cu-eau).la température des parois du canal est relativement élevée par rapport à celle du nanofluide dans le canal. Et une vitesse uniforme. Ont utilisé le logiciel Ansys-Fluent 14.5, pour résoudre l'équation de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie. Le maillage utilisé est avec un nombre de nœuds de 2236.Ont étudié l'effet des paramètres suivant sur les champs d'écoulement et thermiques : la fraction volumique solide des nanoparticules ϕ ,le nombre de Nusselt local et moyen pour différentes valeurs des nombres du Reynolds Re, et du Grashof Gr. Les résultats montrent que l'augmentation du transfert de chaleur en convection mixte est proportionnelle à l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules, le nombre de Reynolds Re et le nombre de Grashof Gr.

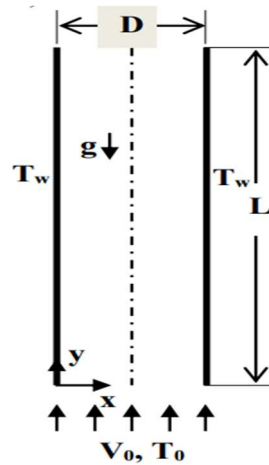


Figure I.18 : Le schéma du modèle physique et les conditions aux limites [37].

Boulahia Zoubair (2016) [38] ont présenté les résultats d'une étude numérique sur la convection naturelle dans une enceinte carrée différentiellement chauffée munie d'un bloc froid et rempli du nanofluide (Cu-eau). La méthode des différences finies est utilisée pour résoudre numériquement les équations de transport. Les parois horizontales sont adiabatiques, les parois verticales sont maintenues à des températures uniformes respectivement chaude et froide. Les résultats montrent que l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules, le nombre de Rayleigh et la hauteur du bloc augmente le transfert de chaleur par convection naturelle. L'ajoute de blocs a en général, un objectif d'augmenter la surface d'échange pour améliorer les transferts thermiques convectifs.

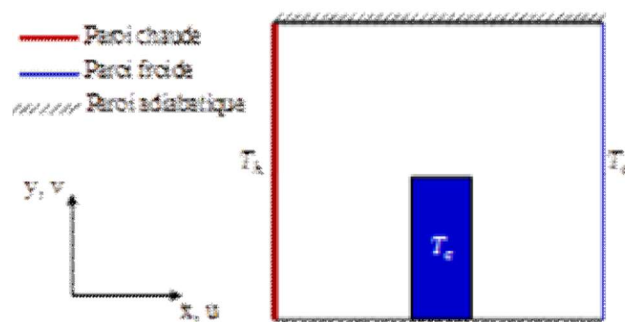


Figure I.19: Configuration géométrique et conditions aux limites [38].

S. Saleem et al (2019) [39] ont simulé numériquement la convection naturelle sous champ magnétique d'un nanofluide à base d'eau dans une cavité. Un modèle non Darcy a été pour

employer des termes poreux dans l'équation de quantité de mouvement. Ont utilisé le maillage (71×211). La méthode des volumes finis a été utilisée pour résoudre le modèle mathématique. Ont étudié l'effet de rayonnement pour différentes formes de nanoparticules. Les résultats obtenus ont montré que le meilleur flux convectif correspond à la forme de plaquettes. Le transfert de chaleur par convection augmente avec l'augmentation du rayonnement thermique dans la cavité.

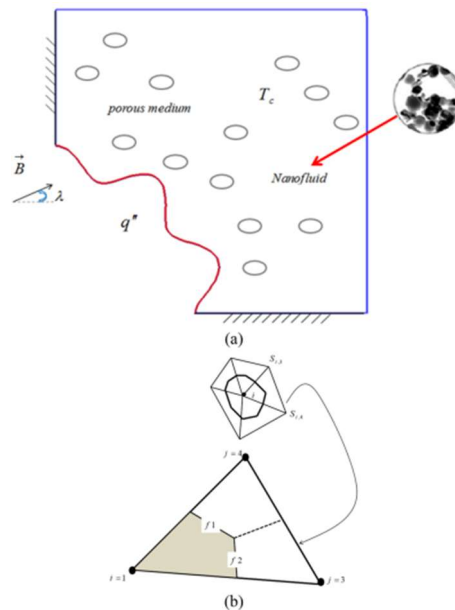


Figure 1.20: (a) domaine poreux présent, (b) élément CVFEM [39].

Mostefaoui Amina et al (2017) [40] ont étudié numériquement la convection turbulente d'un écoulement d'eau et de nanofluide (Al_2O_3 - eau) dans un canal trapézoïdale ondulé à 2D. l'étude a été réalisée pour comparer l'effet de la présence et d'absence des nanofluide (Al_2O_3) dans un fluide de base (l'eau) sur le comportement thermique et hydraulique d'un canal trapézoïde. Ont utilisé la méthode du volume fini pour les équations gouvernantes du système, et ont décrit les phénomènes de turbulence avec le modèle standard ($k - \varepsilon$). Les effets étudiés pour les paramètres donnés sont comme suit : une fraction volumique de 3% et un diamètre de nanoparticule de 30 nm sur le transfert de chaleur et la perte de pression sous une température constante. Le nombre de Reynolds varie de 7000 à 21000.les auteures ont constaté que ces derniers paramètres peuvent être réalisée la meilleure performance thermo hydraulique, et le facteur de performance thermo hydraulique augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules et avec la diminution du diamètre des nanoparticules.

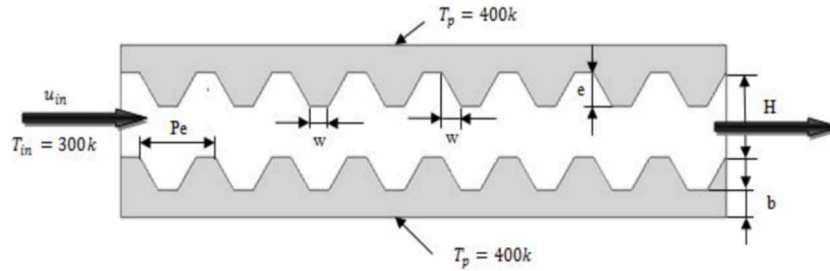


Figure I.21 : Diagramme schématique d'un canal trapézoïdal ondulé étudié [40].

Une étude numérique de la convection mixte laminaire dans une cavité ventilée munie de deux ouvertures a été réalisée par **Samir HOUAT et Zine elabidine BOUAYED (2015) [41]**. Ont utilisé la méthode de Boltzmann sur réseau avec le modèle thermique à double population. La paroi basse de la cavité est maintenue par une source de chaleur à une température constante T_h et les autres parois sont adiabatiques, L'air entrant à travers l'ouverture gauche de la paroi a une température T_0 et une vitesse uniforme U_0 . Ont utilisé le maillage optimal (121x121) pour les différents nombres de Rayleigh. Ont supposé que le fluide soit newtonien, incompressible et l'écoulement est laminaire à deux dimensions avec le nombre de Prandtl ($Pr = 0.71$). Cette simulation été réalisée pour étudier l'influence du nombre de Richardson sur la structure globale de l'écoulement. Pour ce cas, le nombre de Grashof a été fixé à $Gr = 10^5$, et le nombre de Richardson a été varié en prenant les valeurs suivantes : ($Ri = 3,5,10$ et 15). L'approximation de Boussinesq a été adoptée. Les résultats indiquent que Le modèle TLBM à double population utilisé, a tous les avantages, y compris une bonne stabilité numérique et la capacité à gérer en général les problèmes de transfert de chaleur par convection.

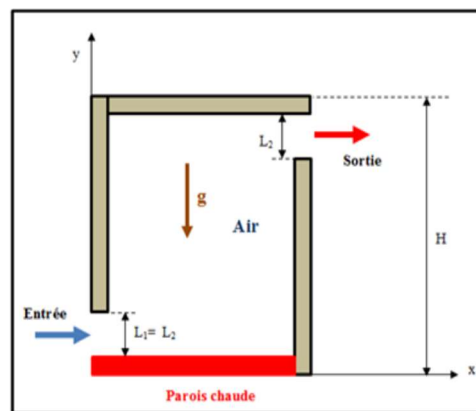


Figure I.22 : La configuration du problème physique [41].

Mohamed Amine Medebber et al (2020) [42] ont mené une étude numérique bidimensionnelle de la convection thermosolutale dans une cavité cylindrique verticale annulaire. Les équations gouvernantes ont été résolues par la méthode du volume fini. L'algorithme SIMPLER a été utilisé pour le couplage des équations de continuité et de la quantité de mouvement. la simulation numérique a été effectuée pour une large plage de rapport de flottabilité ($N = 0.8$ et 1.3). Ont étudié l'influence du paramètre du rapport des nombres de Rayleigh (N) (0.8 et 1.3) sur les isothermes, isoconcentration, les lignes de courant, le nombre de Nusselt moyen (Nu) et le nombre de Sherwood moyen (Sh). L'étude a été effectuée entre deux cylindres coaxiaux verticaux de hauteurs différentes. Le fluide a été supposé newtonien et l'écoulement incompressible et la viscosité cinématique ν et de diffusivité thermique α sont constantes, mais la masse volumique dépend de température et la concentration. L'analyse a été divisée en deux parties, dans la première ont étudié l'effet du nombre de Rayleigh (Ra) sur le transfert de chaleur. Les auteurs ont constaté que pour les deux valeurs de N (0.8 et 1.3), le transfert de chaleur et le transfert de masse augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh. Dans la deuxième partie, ont étudié l'effet du rapport des nombres de Rayleigh (N) sur la convection double diffusive, les auteurs ont noté que les transferts de chaleur et de masse sont supérieurs pour $N = 0.8$ par rapport à $N = 1.3$, de plus, ont constaté que lorsque $N = 1.3$ l'apparition des écoulements multicellulaires suite à des forces de poussé thermiques et massiques opposantes.

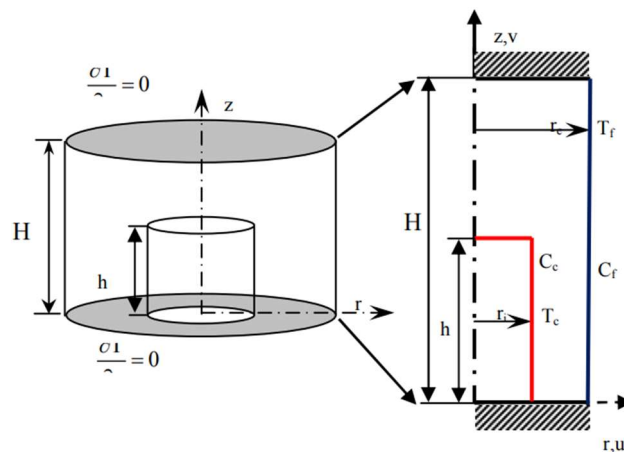


Figure 1.23 : Modèle géométrique [42].

M. Adnani et al (2017) [43] ont établi une étude numérique de la convection mixte laminaire dans une cavité carrée remplie d'un fluide newtonien et en présence d'un bloc soumis à une température froide, la partie moitié basse des parois latérales est maintenue à une température

chaude, tandis que la partie moitié haute est maintenue à une température froide. Les parois horizontales sont adiabatiques et soumises à une vitesse constante U_0 selon l'axe X. L'approximation de Boussinesq et la méthode des volumes fini ont été adoptées. Pour le calcul ont utilisé le code commercialisé FLUENT 14.0, avec un maillage uniforme de (121x121) nœuds. L'étude a été réalisé en fonction du nombre de Richardson et le sens de mouvement des parois horizontales. Les auteurs ont trouvé qu'en augmentant le nombre de Richardson le transfert de chaleur et le champ d'écoulement augmentent.

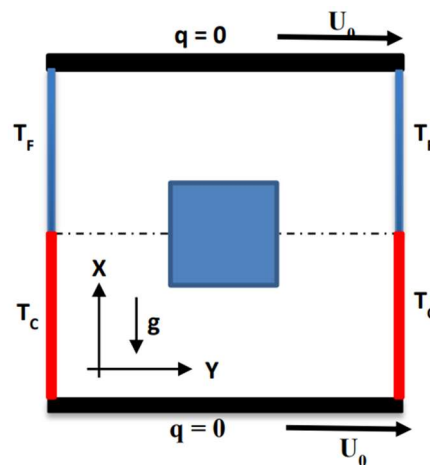


Figure I.24 : Géométrie du problème [43].

N. Sad Chemloul et M.A. Belmiloud (2016) [44] ont mené une étude numérique de La convection naturelle qui a été développée dans une cavité remplie de différents nanofluides (Cu-eau, TiO_2 -eau et Al_2O_3 -eau). La fraction volumique des nanoparticules est variée entre ($0 \leq \phi \leq 0.15$), le nombre de Rayleigh est varié entre 10^3 et 10^6 , et le nombre de Prandtl est fixé à ($Pr = 6.2$). Ont choisi la géométrie de confinement carré, dont la paroi horizontale inférieure et la paroi verticale droite sont chauffées à une température T_h . La paroi verticale gauche et la paroi horizontale supérieure sont à la température $T_c < T_h$, l'espace restant des parois formant la cavité est supposé adiabatique. Cette simulation a été réaliser dans le but d'étudier l'effet de la nature de nanofluides, de la fraction volumique des nanoparticules et la variation du nombre de Rayleigh sur l'amélioration du transfert de chaleur convectif. Ont utilisé l'algorithme de différence finie appelé SIMPLE pour résoudre les équations de conservation de la masse, de mouvement et de l'énergie. Le maillage (61x61) nœuds a été adopté pour tous simulations numériques. Les résultats montrent que le transfert thermique augmente avec l'augmentation du nombre Rayleigh, et de la fraction volumique. Le nanofluide Cu-eau effectue le meilleur transfert de chaleur convectif.

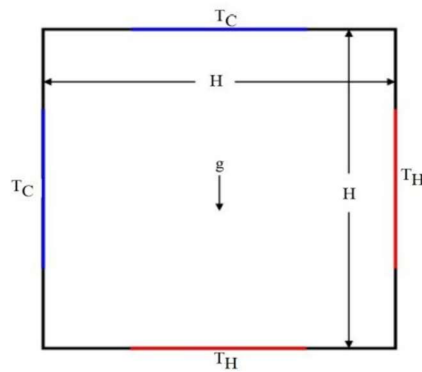


Figure I.25 : Problème physique étudié [44].

Yacine Khetib et al (2021) [45] ont étudié numériquement le transfert de chaleur par convection naturelle d'un nanofluid biologique (N/F) sous l'effet de champ magnétique dans une cavité rectangulaire avec deux lames triangulaires. Ont distribué les N/P d'argent dans un mélange (50-50) eau/éthylène solution glycolée. Les nanoparticules (N/Ps) sont dérivées à partir d'un N/P préparé naturellement à partir de feuilles de thé. La paroi inférieure de la cavité est maintenue à une température chaude, alors que la paroi supérieure est maintenue à une température froide. Les parois latérales sont adiabatiques, et la cavité est entourée d'un champ magnétique horizontal (M/F). Une gamme de paramètres (les dimensions de la lame, le nombre de Rayleigh Ra , et le nombre de Hartmann Ha) a été réalisé pour déterminer le nombre de Nusselt. Ont utilisés la méthode des volumes finis et l'algorithme SIMPLE pour résoudre les équations qui gouvernantes le système. Le maillage utilisé pour la simulation numérique est (150x450). Les auteurs ont constaté que l'augmentation de la hauteur de la lame triangulaire augment la quantité de Nu en convection faible et forte. L'élargissement de la base de la lame triangulaire. D'abord améliore, puis diminue comme le nombre de Nusselt. En absence de champ magnétique et lorsque $Ra = 10^5$, l'ajout de 5% de nanoparticules d'argent biologique au fluide permet d'améliorer la quantité du nombre de Nusselt de 13.7%.

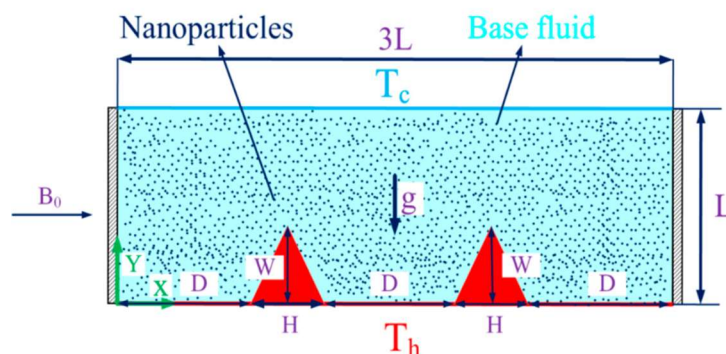


Figure I.26 : Schéma général de la cavité [45].

La convection libre du nanofluide CuO-eau dans une enceinte carrée a été étudiée numériquement par **Raoudha Chaabane et al (2021) [46]** à l'aide de la méthode de Lattice-Boltzmann (LBM) avec le modèle D2Q9. La paroi gauche de la cavité est composée d'une partie centrale chauffée partiellement, tandis que la paroi droite est froide et ces parois horizontales supérieure et inférieure sont adiabatiques. On utilise un fluide de base incompressible, newtonien alors que le nanofluide a été supposé incompressible avec un écoulement laminaire bidimensionnel dans la cavité. L'approximation de Boussinesq a été utilisée pour modéliser la variation de la densité. Le fluide de base (eau) et les nanoparticules sont en état d'équilibre thermique. Le modèle D2Q9 a été appliqué pour le champ dynamique et thermique. Les résultats montrent que le taux de transfert de chaleur est amélioré lorsque la partie centrale chauffée partiellement de la paroi gauche soumise à une excitation sinusoïdale.

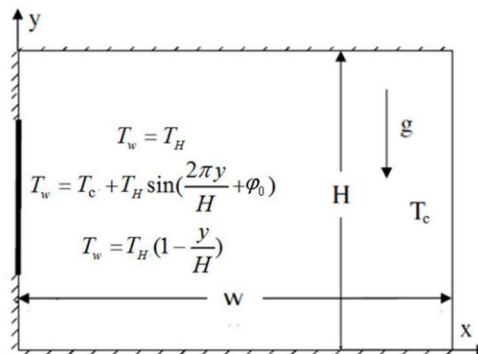


Figure I.27 : Configuration géométrique [46].

Ali J. Chamkha et al (2020) [47] ont analysé numériquement l'effet de rotation d'un cône dans la convection mixte tridimensionnelle (3D) à travers un nanofluide CNT-eau dans une cavité poreuse trapézoïdale à double couvercle sous l'effet d'un champ magnétique. La méthode des éléments finis a été utilisée dans la simulation numérique. Les auteurs ont étudié la comparaison entre deux configurations 3D avec un cône rotatif interne et 2D avec un cylindre rotatif interne. La configuration 3D a été réalisée avec un angle d'inclinaison de la cavité 10° et dimension H. Le cône rotatif est situé au milieu de la cavité avec une vitesse de rotation ω . Le rapport de rotation a été défini $AR = r_1/r_2$ avec r_1 et r_2 sont les rayons de la surface de base. Les parois verticales sont maintenues à des températures différentes et constantes T_h et T_c avec $T_h > T_c$, et les parois horizontales supérieure et inférieure sont soumises à un mouvement

avec une vitesse constante U_0 dans la positive et négative directions. Les autres parois de la cavité 3D et les parois du cône rotatif sont adiabatique. Le fluide de base est incompressible newtonien avec un nombre de Prandtl de fluide de base est ($Pr = 6.9$). Cette dernière a été effectuée avec le transfert convective a été étudié avec les paramètres suivants : nombre de Richardson varier entre (0.05 et 50), la vitesse angulaire de rotation du cône entre (-300 et 300), nombre de Hartman entre (0 et 50), nombre de Darcy entre (10^{-4} et 5×10^{-2}), rapport d'aspect du cône (0.25 et 2.5), emplacement horizontal du cône (0.35 H et 0.65 H), et la fraction volumique de particules solide (0 et 0.004).

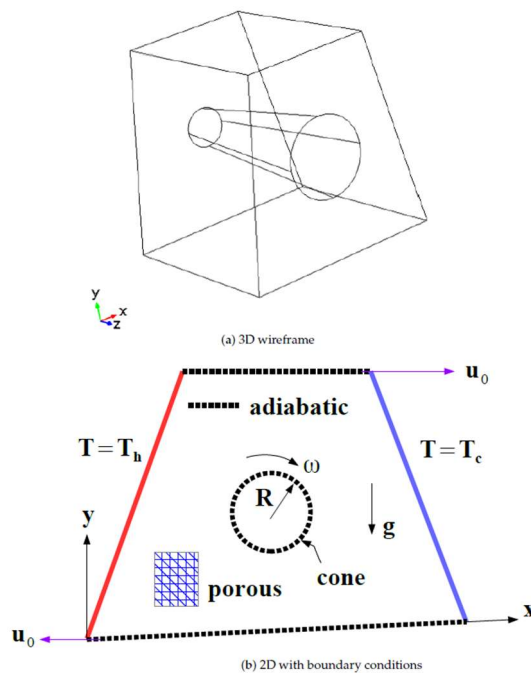


Figure 1.28 : Description schématique du modèle physique (a) 3D (b) 2D avec les conditions aux limites [47].

I.11. Conclusion

Le présent chapitre était consacré à la présentation des notions fondamentales sur le transfert thermique, les nanofluides et leurs propriétés thermophysiques suivi d'une synthèse bibliographique portant sur les récentes études numériques théoriques et expérimentales analysant l'écoulement de différents types de fluide en mode de convection.

Chapitre II

Modélisation et formulation mathématique

II.1. Introduction

Nous présentons dans ce chapitre la géométrie, les équations modélisant le problème traité dans ce mémoire et les conditions aux limites appropriées. Ces équations régissent l'écoulement et le transfert de chaleur par convection mixte d'un nano-fluide, sont les équations de continuité (conservation de masse), de Navier-stokes (quantité de mouvement) et d'énergie. Elles sont résolues à l'aide de méthode numérique. La discrétisation au cours des les résolutions numériques se fait en suivant l'une des trois méthodes : la méthode des différences finies, la méthode des élément finis et la méthode des volume finis. Dans notre travail, nous avons utilisé le code Fluent 6.3.26 basé sur la méthode des volumes finis. Il est lié avec un mailleur Gambit, qui permet de dessiner et mailler des géométries quelconques.

II.2. Présentation du problème

La configuration géométrique bidimensionnelle du problème considéré est présentée sur la figure (II.1). Elle est principalement basée sur une enceinte carrée remplie de nanofluide de côté H avec deux ouvertures de ($L = H/8$). Les parois de cette cavité sont adiabatiques sauf la paroi droite qui maintenue à une température constante $T_c = 310$ K. L'eau à travers l'ouverture gauche de la paroi a une température $T_0 = 290$ K et une vitesse uniforme U_0 . L'entrée est située dans le coin bas gauche et tandis que la sortie est située dans le coin bas droit. Figure (II.1). Les simulations numériques sont réalisées pour différentes fractions volumique, le fluide pur $\phi = 0$ et pour les nanoparticules Al_2O_3 , CuO , TiO_2 , Ag et Cu .

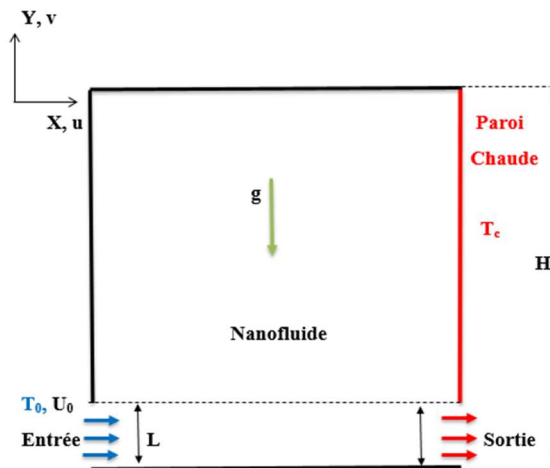


Figure II.1 : Schématisation du problème physique étudié.

II.3. Hypothèses simplificatrices

Les hypothèses simplificatrices retenues dans notre étude sont les suivantes :

1. Écoulement bidimensionnel (suivant les coordonnées cartésiennes x et y).
2. Régime laminaire, stationnaire, et incompressible.
3. Transfert de chaleur par rayonnement négligeable.
4. L'approximation de Boussinesq est validée, elle consiste à considérer que les variations de la masse volumique sont négligeables au niveau de tous les termes des équations de quantité de mouvement ($\rho = \rho_0$), sauf au niveau du terme de gravité. La variation de ρ en fonction de la température est donnée comme suit [48] :

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

T_0 : Température de référence, pour notre cas T_0 est la température du fluide à l'entrée du canal.

β : Coefficient d'expansion thermique à pression constante.

ρ_0 : Masse volumique du fluide à T_0 .

5. Les propriétés thermo-physiques du fluide sont constantes.
6. La dissipation visqueuse est négligeable ($\mu\varphi = 0$).

II.4 Modèle mathématique et équations dimensionnelles

Compte tenu des hypothèses précédentes, les équations dimensionnelles régissant l'écoulement d'un nano-fluide dans la cavité représentée par la figure II. 1 peuvent s'écrire comme suit :

• Equation de continuité

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad \text{II.1}$$

• Equation de quantité de mouvement suivant « x »

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\rho_{nf}} \left[-\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \right] \quad \text{II.2}$$

• Equation de quantité de mouvement suivant « y »

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{1}{\rho_{nf}} \left[-\frac{\partial p}{\partial y} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \right] + (\rho\beta)_{nf} + g(T - T_0) \quad \text{II.3}$$

• Equation d'énergie

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha_{nf} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad \text{II.4}$$

Avec :

$$\alpha_{nf} = \frac{k_{nf}}{(\rho C_p)_{nf}}$$

Où les propriétés du nanofluide peuvent être définies comme (Brinkman [23], Maxwell-Garnett, [14]) :

$$\rho_{nf} = \rho_s \varphi + \rho_f (1 - \varphi) \quad \text{II.5}$$

$$C_{p\ nf} = (1 - \varphi) C_{p\ f} + \varphi C_{p\ s} \quad \text{II.6}$$

$$\mu_{nf} = \mu_f (1 - \varphi)^{-2.5} \quad \text{II.7}$$

$$\frac{k_{nf}}{k_f} = \frac{k_s + 2k_f - 2\varphi(k_f - k_s)}{k_s + 2k_f + \varphi(k_f - k_s)} \quad \text{II.8}$$

$$\beta_{nf} = \beta_f (1 - \varphi) + \beta_s \varphi \quad \text{II.9}$$

II.4.1 Nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt local le long des parois verticales peut être s'exprimé par :

$$Nu(y) = - \frac{k_{nf}}{k_f} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{Paroi} \quad \text{II.10}$$

Le nombre de Nusselt moyen est déterminé en intégrant le nombre de Nusselt local le long des deux parois verticales :

$$\overline{Nu} = \frac{1}{A} \int_A Nu(y) dA \quad \text{II.11}$$

II.5 Forme adimensionnelle des équations

L'emploi des variables adimensionnelles dans les équations permet une meilleure approche de la réalité des phénomènes physiques, car elles sont indépendantes du système d'unités de mesure utilisé pour les étudier. On peut dire aussi que ces variables permettent d'obtenir des informations générales, qui jouent un rôle prépondérant dans les similitudes. Pour ramener les équations précédentes à une forme adimensionnelle, il est nécessaire de définir des changements de variables.[49]

Le dimensionnement se fait comme suit :

$$X = \frac{x}{L}, \quad Y = \frac{y}{L}, \quad U = \frac{u}{V_0}, \quad V = \frac{v}{V_0}, \quad \tau = t \frac{V_0}{L}, \quad P = \frac{P-P_0}{\rho V^2}, \quad \theta =$$

$$\frac{(T-T_p)}{(T_f-T_p)}$$

$$x=X \times L, \quad y=Y \times L, \quad u=V_0 \times U, \quad v=V_0 \times V, \quad T - T_f = \Delta T \times \theta, \quad ,$$

$$t = \frac{L \times \tau}{V_0}$$

$$P - P_0 = \rho V_0^2 \times P$$

II.5.1. Forme adimensionnelle de l'équation de continuité

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial u}{\partial X} \frac{\partial X}{\partial x} = \frac{\partial U}{\partial X} \left(\frac{V_0}{L} \right) \quad \text{II.12}$$

$$\frac{\partial v}{\partial y} = \frac{\partial v}{\partial Y} \frac{\partial Y}{\partial y} = \frac{\partial V}{\partial Y} \left(\frac{V_0}{L} \right) \quad \text{II.13}$$

Substituant (II.12) et (II.13) dans (II.1) :

$$\frac{\partial U}{\partial X} \left(\frac{V_0}{L} \right) + \frac{\partial V}{\partial Y} \left(\frac{V_0}{L} \right) = 0$$

Donc :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad \text{II.14}$$

II.5.2. Forme adimensionnelle des équations de quantité de mouvement

- L'équation de quantité de mouvement suivant x

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial u}{\partial \tau} \frac{\partial \tau}{\partial t} = V_0 \frac{\partial u}{\partial \tau} \left(\frac{V_0}{L} \right) = \left(\frac{V_0^2}{L} \right) \frac{\partial u}{\partial \tau} \quad \text{II.15}$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} = V_0 \times U \left(\frac{\partial u}{\partial X} \frac{\partial X}{\partial x} \right) = V_0 \times U \left(V_0 \frac{\partial U}{\partial X} \frac{1}{L} \right) = U \frac{\partial U}{\partial X} \left(\frac{V_0^2}{L} \right) \quad \text{II.16}$$

$$u \frac{\partial u}{\partial y} = V_0 \times U \left(\frac{\partial u}{\partial Y} \frac{\partial Y}{\partial y} \right) = V_0 \times V \left(V_0 \frac{\partial U}{\partial Y} \frac{1}{L} \right) = U \frac{\partial U}{\partial Y} \left(\frac{V_0^2}{L} \right) \quad \text{II.17}$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial X} \frac{\partial X}{\partial x} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(V_0 \frac{\partial U}{\partial X} \frac{1}{L} \right) = \frac{V_0}{L} \times \frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{\partial U}{\partial X} \right) \frac{\partial X}{\partial x} = \left(\frac{V_0}{L^2} \right) \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} \quad \text{II.18}$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial u}{\partial Y} \frac{\partial Y}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(V_0 \frac{\partial U}{\partial Y} \frac{1}{L} \right) = \frac{V_0}{L} \times \frac{\partial}{\partial Y} \left(\frac{\partial U}{\partial Y} \right) \frac{\partial Y}{\partial y} = \left(\frac{V_0}{L^2} \right) \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \quad \text{II.19}$$

La substitution de (II-14), (II-15), (II-16), (II-17) et (I-18) dans (II-2) donne :

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} + U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\vartheta}{V_0 L} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right)$$

Introduisant le nombre de Reynolds $Re = \frac{V_0 L}{\vartheta}$ nous obtenons :

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} + U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad \text{II.20}$$

- L'équation de quantité de mouvement suivant y :

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \frac{\partial v}{\partial \tau} \frac{\partial \tau}{\partial t} = V_0 \frac{\partial v}{\partial \tau} \left(\frac{V_0}{L} \right) = \frac{\partial v}{\partial \tau} \left(\frac{V_0^2}{L} \right) \quad \text{II.21}$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} = V_0 \times U \left(\frac{\partial v}{\partial X} \frac{\partial X}{\partial x} \right) = V_0 \times U \left(V_0 \frac{\partial v}{\partial X} \frac{1}{L} \right) = U \frac{\partial v}{\partial X} \left(\frac{V_0^2}{L} \right) \quad \text{II.22}$$

$$v \frac{\partial v}{\partial y} = V_0 \times V \left(\frac{\partial v}{\partial Y} \frac{\partial Y}{\partial y} \right) = V_0 \times V \left(V_0 \frac{\partial v}{\partial Y} \frac{1}{L} \right) = V \frac{\partial v}{\partial Y} \left(\frac{V_0^2}{L} \right) \quad \text{II.23}$$

$$\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial v}{\partial X} \frac{\partial X}{\partial x} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(V_0 \frac{\partial v}{\partial X} \frac{1}{L} \right) = \frac{V_0}{L} \times \frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{\partial v}{\partial X} \right) \frac{\partial X}{\partial x} = \left(\frac{V_0}{L^2} \right) \frac{\partial^2 v}{\partial X^2} \quad \text{II.24}$$

$$\frac{\partial^2 v}{\partial y^2} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial v}{\partial Y} \frac{\partial Y}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(V_0 \frac{\partial v}{\partial Y} \frac{1}{L} \right) = \frac{V_0}{L} \times \frac{\partial}{\partial Y} \left(\frac{\partial v}{\partial Y} \right) \frac{\partial Y}{\partial y} = \left(\frac{V_0}{L^2} \right) \frac{\partial^2 v}{\partial Y^2} \quad \text{II.25}$$

La substitution de (II-21), (II-22), (II-23), (II-24) et (II-25) dans (II-3) donne :

$$\frac{\partial v}{\partial \tau} + U \frac{\partial v}{\partial X} + V \frac{\partial v}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{v}{V_0 L} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial Y^2} \right) + \frac{g \beta \Delta T}{V_0^2} L \theta \quad \text{II.26}$$

Introduisant les nombres de *Grashof* $Gr = (g.\beta.\Delta T.L^2)/\nu^2$ mesure le rapport des forces de gravité aux forces de viscosité agissant sur le fluide (il représente l'effet de buoyancy) et de Richardson $Ri = Gr/Re^2$ l'équation précédente s'écrit :

$$\frac{\partial V}{\partial \tau} + U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + Ri\theta \quad \text{II.27}$$

II.5.3. Forme adimensionnelle de l'équation d'énergie

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} \frac{\partial \tau}{\partial t} \right) = \left(\Delta T \frac{\partial \theta}{\partial \tau} \frac{V_0}{L} \right) = \left(\frac{V_0 \times \Delta T}{L} \right) \frac{\partial \theta}{\partial \tau} \quad \text{II.28}$$

$$u \frac{\partial T}{\partial X} = V_0 \times U \left(\frac{\partial T}{\partial X} \frac{\partial X}{\partial x} \right) = V_0 \times U \left(\Delta T \frac{\partial \theta}{\partial X} \frac{1}{L} \right) = \left(\frac{V_0 \times \Delta T}{L} \right) U \frac{\partial \theta}{\partial X} \quad \text{II.29}$$

$$v \frac{\partial T}{\partial y} = V_o \times V \left(\frac{\partial T}{\partial Y} \frac{\partial Y}{\partial y} \right) = V_o \times V \left(\Delta T \frac{\partial \theta}{\partial X} \frac{1}{L} \right) = \left(\frac{V_o \times \Delta T}{L} \right) V \frac{\partial \theta}{\partial Y} \quad \text{II.30}$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial T}{\partial X} \frac{\partial X}{\partial x} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Delta T \frac{\partial \theta}{\partial X} \frac{1}{L} \right) = \frac{\Delta T}{L} \times \frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{\partial \theta}{\partial X} \right) \frac{\partial X}{\partial x} = \left(\frac{\Delta T}{L^2} \right) \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} \quad \text{II.31}$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial T}{\partial Y} \frac{\partial Y}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(\Delta T \frac{\partial \theta}{\partial Y} \frac{1}{L} \right) = \frac{\Delta T}{L} \times \frac{\partial}{\partial Y} \left(\frac{\partial \theta}{\partial Y} \right) \frac{\partial Y}{\partial y} = \left(\frac{\Delta T}{L^2} \right) \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \quad \text{II.32}$$

Remplaçant par (II-28), (II-29), (II-30), (II-31) et (II-32) dans (II-4) :

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\alpha}{V_0 L} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad \text{II.33}$$

Prenant $Pr = \nu/\alpha$ on aura :

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{Re Pr} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad \text{II.34}$$

II.6. Gambit

Le logiciel Gambit est un mailleur (2D/3D) qui permet de structurer et mailler des domaines de géométrie (simple ou complexe), il permet de créer plusieurs types de maillage (structuré, non structuré ou hybrides) en coordonnées cartésiennes, cylindriques, polaires ou axisymétriques. il définit les conditions aux limites, et génère le maillage pour Fluent.

II.6.1 Maillage choisi

Avant de réaliser les simulations numériques, nous créons le modèle géométrique à l'aide du logiciel GAMBIT et l'importer vers le Fluent. Nous avons choisi une modélisation en 2D et en coordonnées cartésiennes (x, y), dans le but d'étudier le transfert convectif dans une cavité carrée avec deux entrées. Le maillage réalisé est une grille structurée de cellules carrées, réparties uniformément dans le domaine de calcul, où l'écoulement parfaitement adapté à la forme de la géométrie, donc le choix du maillage est une étape très importante dans la simulation numérique. Une distribution de grille uniforme dans les deux directions a été générée pour les calculs dynamiques et thermiques.

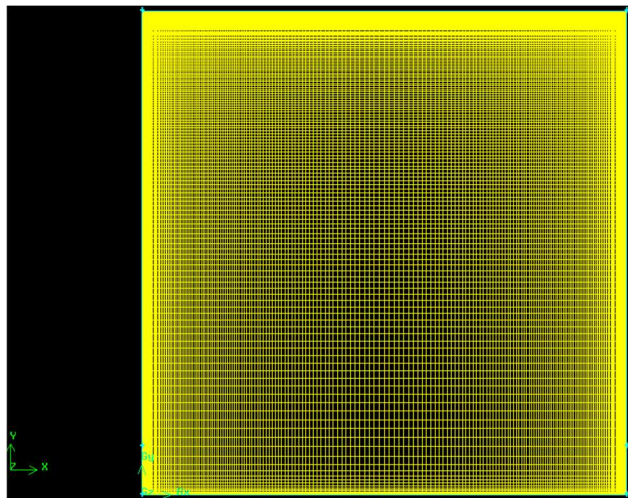


Figure II.2 : maillage par Gambit.

II.7. Présentation du logiciel de calcul « FLUENT 6.3.26 »

ANSYS FLUENT 6.3 c'est un code de calcul CFD (Computational Fluid Dynamics) qui modélise tous les écoulements fluides, compressibles ou incompressibles, impliquant des phénomènes physiques complexes tels que la turbulence, le transfert thermique, les écoulements multiphasiques. Ce logiciel est utilisé dans de nombreuses applications industrielles, permet de résoudre les problèmes d'écoulement à l'intérieur ou autour des géométries complexe avec un maillage non structuré.

Le logiciel est basé sur la méthode de modélisation numérique connue pour sa puissance de calcul et facilité de mise en œuvre, méthode des volumes finis. Elle consiste à discrétiser le domaine de l'écoulement en une multitude de volumes de contrôle (cellules ou mailles). Cette méthode permet d'effectuer des bilans de masse, de quantité de mouvement et d'énergie sur tous les volumes ainsi que dans tout le domaine de calcul. Son avantage est qu'elle est conservative : tout ce qui sort d'un volume de contrôle entre dans le volume voisin.

ANSYS Fluent utilise la technique des volumes finis comme procédées de discrétisation des équations qui gouvernent l'écoulement, telle que l'équation de continuité, de quantité de mouvement et de l'énergie. Les étapes de calcul dans le solveur sont les suivantes :

- Intégration des équations sur chaque volume de contrôle.
- Discrétisation des équations de transport ; transformation du système d'équations en système algébrique.
- Résolution du système algébrique par un processus itératif, utilisation d'un algorithme pour corriger la pression et les composantes de la vitesse afin d'assurer la conservation de la masse.

II.8. Conditions aux limites :

Les conditions aux limites du problème considéré sont illustrées dans le (tableau II.1).

Tableau II.1: Les conditions aux limites.

Paroi	Définition	Conditions hydrodynamiques	Condition thermique
Entrée	Velocity inlet	$u = u_0, v = 0$ et $T = 290k$	Isotherme
Sortie	Outflow		
Paroi gauche	Wall	$u = v = 0$, et $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$	Adiabatique
Paroi droite	Wall	$u = v = 0$ et $T_c = 310k$	Isotherme
Paroi supérieur	Wall	$u = v = 0$ et $\frac{\partial T}{\partial y} = 0$	Adiabatique
Paroi inférieur	Wall	$u = v = 0$ et $\frac{\partial T}{\partial y} = 0$	Adiabatique
Domaine intérieur	Fluid (fluide)	-	-

A $x = 0$ et $0 \leq y \leq H$: $u = v = 0$ et $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$ (Paroi gauche)

A $x = H$ et $0 \leq y \leq H$: $u = v = 0$ et $T = 310^\circ\text{C}$ (Paroi droite)

A $x = 0$ et $0 \leq y \leq L$: $u = u_0$ et $v = 0$ et $T = 290^\circ\text{C}$ (Entrée de la cavité)

$$\text{A } x = H \text{ et } 0 \leq y \leq L : \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \text{ et } v = 0 \text{ et } \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \text{ (Sortie de la cavité)}$$

$$\text{A } y=0 \text{ et } 0 \leq x \leq H : u = v = 0 \text{ et } \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \text{ (Paroi inférieur)}$$

$$\text{A } y=H \text{ et } 0 \leq x \leq H : u = v = 0 \text{ et } \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \text{ (Paroi supérieur)}$$

II.9. Résolution numérique

Pour obtenir une solution numérique du problème étudié, nous devons transformer les équations différentielles du modèle mathématique au moyen d'un processus de discrétisation en un format abordable destiné au processus numérique. Ce format n'est autre que le système d'équations algébriques obtenu après la discrétisation. Parmi les méthodes de discrétisation les plus fréquemment utilisées dans les problèmes d'écoulements et de transferts thermiques on peut citer : la méthode des différences finies ; la méthode des volumes finis et la méthode des éléments finis. En ce qui nous concerne, nous avons choisi la méthode des volumes finis, car elle présente des avantages considérables du fait qu'elle soit simple, qu'elle garantisse la conservation de masse et de quantité de mouvement dans chaque volume de contrôle et dans tout le domaine de calcul et qu'elle soit applicable pour les géométrie complexes. Elle est aussi avantageuse, parce qu'elle facilite la linéarisation des termes sources s'ils ne le sont pas et permet un traitement plus facile des milieux hétérogènes (PATANKAR, 1980) [50].

III.9.1 Maillage

Le maillage est la subdivision du domaine d'étude en grilles longitudinales et transversales dont l'intersection représente un nœud. La discrétisation du domaine est obtenue par un maillage constitué d'un réseau de points (nœuds). Ainsi un élément de volume (volume de contrôle) est défini autour de chaque nœud. Les grandeurs scalaires sont stockées dans le nœud ('P) du maillage, tandis que les grandeurs vectorielles sont stockées aux milieux des segments reliant les nœuds. L'équation générale de transport est intégrée sur le volume de contrôle associé aux variables scalaires et les équations de quantité de mouvement sont intégrées sur le volume de contrôle associé aux composantes de la vitesse. Le volume de contrôle de la composante longitudinale (U) est décalé suivant la direction (X) par rapport au volume de contrôle principal, celui de la composante transversale (V) est décalé suivant la direction (Y). Ce type de maillage dit : « maillage décalé » permet une bonne approximation des flux convectifs et une stabilisation numérique de la solution [49].

La construction des volumes de contrôle et le maillage décalé sont montrés dans le schéma suivant :

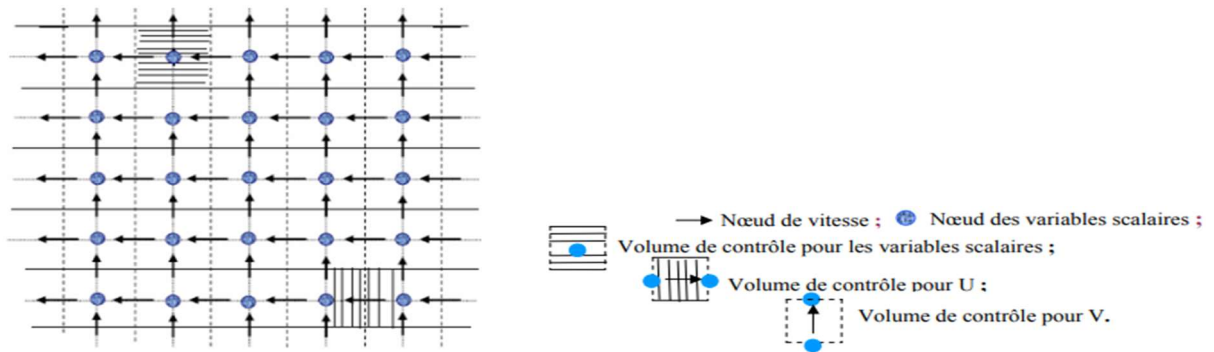


Figure II.3 : Schéma représentant le maillage décalé.[49]

II.9.2. Critère de convergence

Les valeurs des critères de convergence sont arrêtées comme suit :

- Continuité : 10^{-5} .
- Vitesse suivant x : 10^{-5} .
- Vitesse suivant y : 10^{-5} .
- Energie : 10^{-9} .

On remarque que la convergence est atteinte après 298 itérations, (figure II. 9)

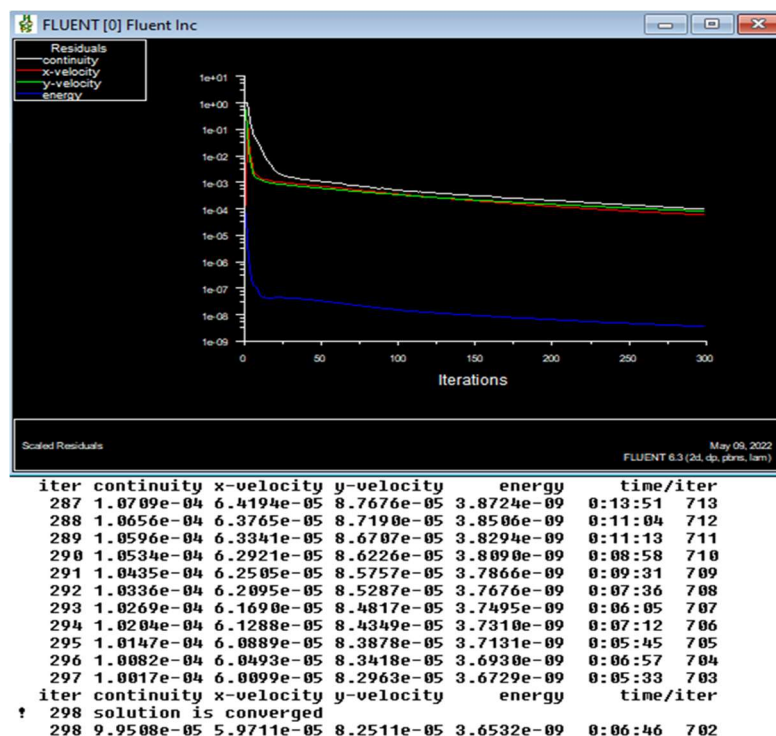


Figure II. 4 : Evolution des résidus pour un cavité remplie de nano-fluide (CuO-eau), $\phi = 0.06$, $Gr = 10^4$, $Ri = 4$.

II.10. Conclusion

A travers ce chapitre, nous avons défini les équations mathématiques ainsi que les conditions aux limites gouvernant notre problème physique. Et nous avons présenté la procédure numérique choisie afin de simuler l'écoulement et le transfert thermique au sien de notre configuration.

Le chapitre qui suit sera consacré à la validation du code de calcul et la présentation des différents résultats.

Chapitre III

Résultats et discussion

III.1. Introduction

Dans cette partie nous allons nous intéresser à l'étude numérique de la convection mixte laminaire stationnaire dans la géométrie considérée. Nous verrons en premier lieu, l'influence du maillage sur les résultats. Puis nous procédons à la validation des résultats de la simulation obtenus à l'aide du logiciel FLUENT en comparant avec ceux obtenus par d'autres auteurs. Alors pour plus de clarté, nous avons jugé utile de présenter les résultats selon le mode de la source de chaleur : source de chaleur avec température constant.

Une simulation numérique de l'écoulement laminaire stationnaire par convection mixte dans une cavité bidimensionnelle remplie de différents nanofluides a été réalisée. La cavité est de forme carrée (H^2) est chauffée isothermiquement, la paroi droite soumis à de température uniforme imposée et fixes, T_C . Les autres parois sont considérées comme adiabatiques. Cette cavité est soumise à un écoulement externe entrant dans la partie inférieure de la paroi verticale droite avec une vitesse u_1 et à une température T_1 . L'accélération de la pesanteur \vec{g} agit parallèlement aux parois latérales.

Les équations qui régissent ont été résolues numériquement via la méthode des volumes finis en utilisant un schéma en loi de puissance (Power-Low). Les simulations numériques sont effectuées dans le cas de fluide pur (eau), et des mélanges de ce fluide de base et des nanoparticules (Ag, Cu, Al_2O_3 , TiO_2 et CuO), pour un nombre de Ri variant de 0.04 à 4, et une fraction volumique des nanoparticules comprise entre (0% et 10%). Pour examiner profondément les effets des paramètres pertinents sur l'écoulement hydrodynamique et le transfert de chaleur dans notre configuration, nous allons subdiviser cette étude en trois parties principales :

- Effet de nombre de Richardson ;
- Effet de types des nanoparticules ;
- Effet de concentration des nanoparticules.

Nous présentons dans ces études les isothermes et les lignes de courant, ainsi nous avons affiché les profils des températures et les vitesses au plan médium. Nous terminons par une étude relative au transfert thermique en considérant le nombre du Nusselt local et moyen avec différentes fractions volumiques.

III.2. Choix du maillage

Différents maillages uniformes sont considérés dans cette étude : 80x80, 100x100, 120x120 et 150x150 nœuds, Pour examiner l'influence de la taille et du nombre des nœuds sur

la solution exprimée par le transfert thermique à la partie active « chauffée ». Le tableau III.1 : illustre la variation du nombre de Nusselt moyen à des valeurs différentes pour un fluide de base (l'eau pure), $\phi = 0\%$ et $Re = 50$.

Tableau III.1 : Étude de l'indépendance et test du maillage.

Maillage (nœuds)	80x80	100x100	120x120	150x150
Nu_{moy}	5.86096	5.88227	5.86324	5.81760

III.3. Validation

De manière à vérifier l'exactitude des résultats numériques obtenus dans le présent travail avec le code FLUENT, une validation de notre simulation numérique a été faite en comparant avec les études numériques de Sumon saha et al [51]. Qui ont étudié une cavité rectangulaire avec des parois adiabatiques chauffées en bas par un flux de chaleur imposé. Nos résultats sont effectués dans les mêmes conditions mais ici on a chauffé les parois latérales avec la condition de Dirichlet (température imposé fixe). Cette comparaison a été effectuée dans les conditions de $Pr = 0.72$, $Re = 100$ et $Ri = 0.1$. Les figures ci-dessous montrent la présence claire de cellules au milieu de la cavité.

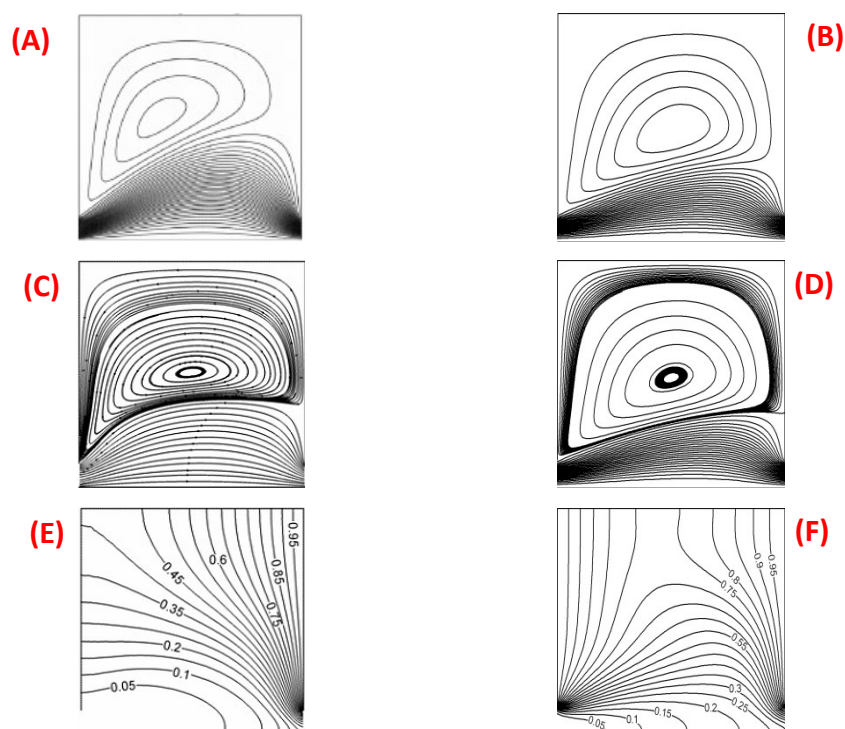


Figure.III.1 : Comparaison des iso-contours des fonctions de courant, pour la validation. (B, D et F) Présent travail, (A, C et E) Résultats numériques de Sumon Saha et al [51].

III.4. Discussion des résultats

III.4.1. Effet du nombre de Richardson (Ri)

Cette étude a permis de prédire le comportement de la structure de l'écoulement entre une structure multicellulaire dominé par une convection naturelle lorsque le nombre de Reynolds est faible, et une structure multicellulaire dominé par une convection forcée lorsque le nombre de Reynolds est élevé. Les résultats présentent deux cas :

- Le premier cas, on fixe le nombre de Grashof et on varie le nombre de Reynolds. C'est pour étudier l'effet de l'accélération de l'écoulement sur le comportement et la structure.
- Le deuxième cas, on fixe le nombre de Reynolds et on varie le nombre de Grashof, pour montrer l'effet des forces de flottabilité sur les isolignes de température et celle de l'apparition des tourbillons. Ceci explique le critère de l'instabilité.

On présente les lignes des isothermes et les fonctions de courant pour donner plus de clarté à ce phénomène.

III.4.1.1. Influence du nombre de Reynolds

La structure de l'écoulement, le champ thermique, ainsi que le transfert de chaleur à travers la paroi chaude sont examinés dans cette section pour différentes valeurs de nombre de Reynolds ($Re = 50, 100, 200$ et 500), de l'eau pure ($\phi=0$) et avec nanofluide ($\phi =0.06 \text{ CuO}$ et $\phi =0.1 \text{ Ag}$) pour voir l'effet sur la structure de l'écoulement et du transfert de chaleur, dans ce cas le nombre de Prandtl est constant, 6.82 et le nombre de Grashof égal à 10^4 .

Les lignes de courant et les isothermes sont montrées par les figures (figure.III.2, figure.III.3 et figure.III.4) respectivement pour les fractions volumiques ($\phi =0$, l'eau pure), ($\phi =0.06 \text{ CuO}$) et ($\phi =0.1 \text{ Ag}$). La répartition de la chaleur dans la cavité est conforme à la circulation du nanofluide révélée par les lignes iso courants illustrent sur les figures. En effet nous constatons un échauffement du nanofluide à tout au long de la paroi gauche plus proche de l'élément chauffant jusqu'à la sortie pour toutes les valeurs du nombre de Reynolds. On remarque qu'au voisinage de la paroi chaude et les autres parois froides, l'existence d'un écrasement du fluide à cause de la réduction de la section de passage à l'entrée de la cavité, nous constatons que les isothermes sont presque parallèles pour des valeurs faibles de Reynolds.

La position de l'élément chauffant à une influence sur le transfert thermique, on remarque que les températures élevées sont localisées dans des espaces étroits au voisinage de la paroi chaude, qui correspondent à l'épaisseur des couches limites thermiques, et qui sont largement

influencées par le nombre de Reynolds. Loin de la paroi chaude, les gradients de la température sont faibles. On observe une structure d'écoulement différente à chaque nombre de Reynolds qui permet de relever la présence du tourbillon (Vortex) principal et/ou du tourbillon secondaire, pour des nombres de plus en plus grands. La taille du vortex devient de plus en plus importante (la majeure partie supérieure de la cavité est occupée par une zone de recirculation). Ainsi un écoulement important le long de la paroi bas de l'entrée jusqu'à la sortie se prolonge par fois lorsque le nombre de Reynolds est faible vers la partie supérieure de la cavité.

La structure d'écoulement (tourbillon) est monocellulaire représenté par une grande cellule de forme elliptique, ceci est expliqué par la trajectoire fluide, pour des valeurs faibles du nombre de Reynolds représenté par un vortex tournant appeler vortex primaire au sens contraire d'une aiguille d'une montre. Ce phénomène est créé par le fait que le fluide à côté de la paroi chaude reçoit de la chaleur et devient plus léger (sa densité diminue) et ascendant du fait de la poussée d'Archimède. Par contre, à proximité de la paroi froide, il se refroidit et devient plus lourd et descendant, ensuite tout en augmentant le nombre de Reynolds, l'écoulement monocellulaire se décompose en deux cellules et devient bicellulaire.

En remarque aussi par exemple pour de $Re = 50$, on observe une cellule asymétrique. Elle explique la prédominance de la convection naturelle. Lorsque le nombre de Reynolds augmente, l'instabilité tourbillonnaire est marquée par l'effet de jet d'écoulement, qui change la nature du transfert de chaleur par convection naturelle à une convection forcée et la cellule principale est positionnée au centre de la cavité.

En remarque que pour tous les nombres de Reynolds, il n'y a pas d'inégalité éloquentes entre les lignes de courant de l'eau pure et le nanofluide. On peut voir l'impact de la présence de nanoparticules sur les lignes de courant chaque fois que le nombre de Reynolds diminue. Pour des nombres de Reynolds faible, la distribution des isothermes à l'intérieur de la cavité donne un maximum de température, alors que pour des nombres de Reynolds supérieurs à 100, la température du nanofluide est la plus faible. Ce comportement peut s'expliquer par une densité plus élevée et une viscosité dynamique effective des nanofluides.

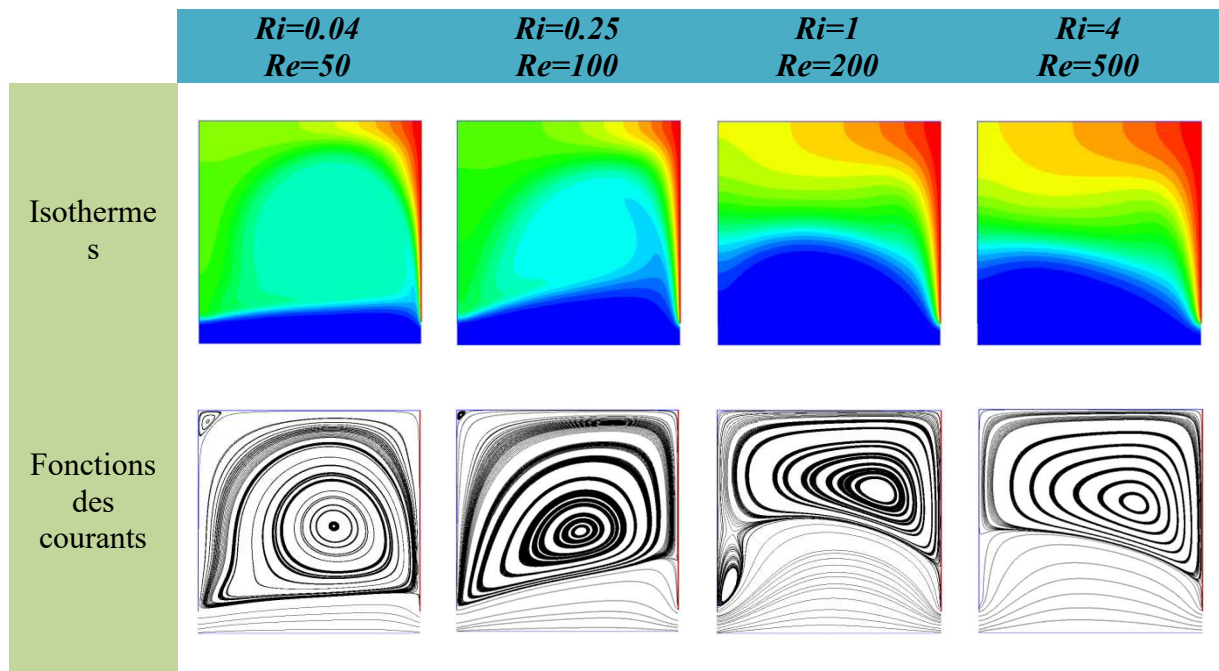


Figure.III.2 : Les contours des isothermes et les lignes de courant dans l'enceinte (cavité) remplie de l'eau pure ($\phi = 0$) à différents nombres de Reynolds, $Gr = 10^4$.

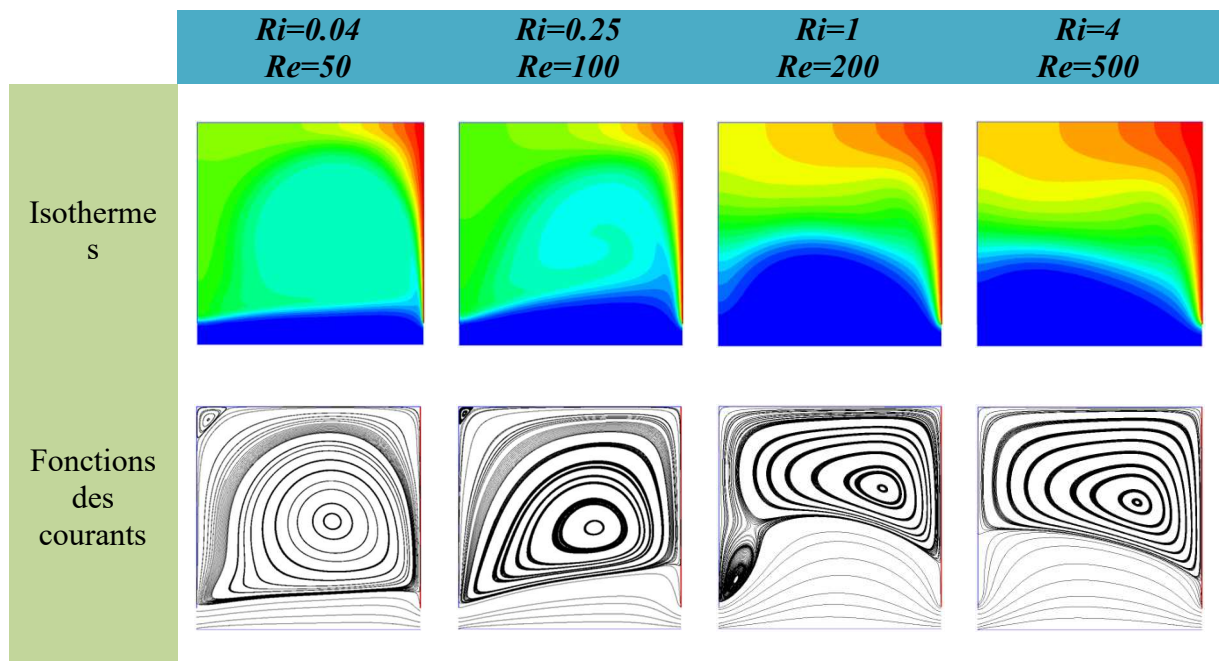


Figure.III.3 : Les contours des isothermes et les lignes de courant dans l'enceinte (cavité) remplie de Nanofluide (Eau-CuO, $\phi = 0.06$) à différents nombres de Reynolds, $Gr = 10^4$.

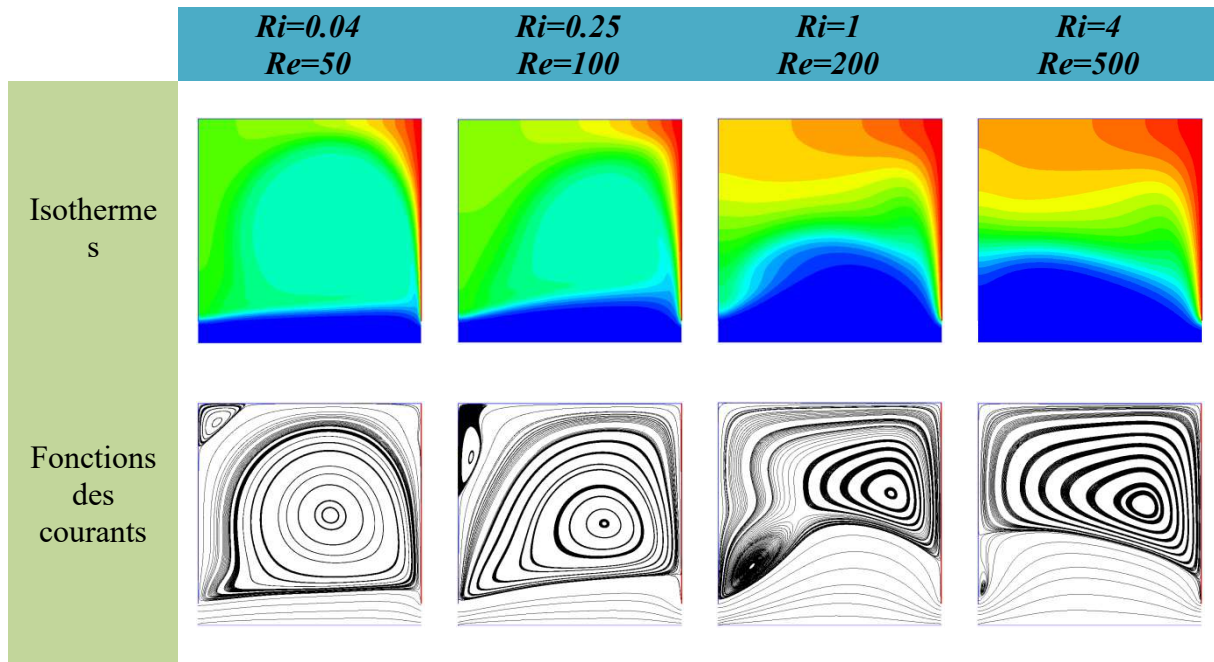


Figure.III.4 : Les contours des isothermes et les lignes de courant dans l'enceinte (cavité) remplie de Nanofluide (**Eau-Ag**, $\phi = 0.1$) à différents nombres de Reynolds, $Gr = 10^4$.

La figure.III.5. Illustre l'évolution de la température le long de la direction Y à $x = 0.5 H$ de différents nombres de Richardson pour les nanofluides **Cu/Eau** ($\phi=0\%$) et **Cu/Eau** ($\phi=6\%$) à l'intérieur de l'enceinte, où nous constatons des valeurs comprises entre une valeur maximale correspondante à l'extrémité de l'enceinte (paroi supérieur) et une faible valeur correspondante à la température en bas l'enceinte paroi inférieur. On constate sur la figure, que la température augmente avec l'augmentation de l'altitude, juste après la position $Y = 0,01$. La figure se compose de deux zones distinctes, de $Y = 0$ à $Y = 0,01$. La température augmente avec l'augmentation de l'altitude et reste presque constante puis juste après la position $Y = 0,01$: la température s'accroît sensiblement, jusqu'à la valeur de la paroi supérieur. En outre montrent aussi que l'amélioration produit de la génération d'entropie et du transfert thermique augmente considérablement avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

Les profils de la vitesse à mi-longueur de la cavité pour les différents nombres de Richardson choisis sont représentés sur la figure.III.6. On remarque que les maximaux sont proportionnels au nombre de Ri , et que ses positions se rapprochent davantage de la paroi chaude lorsque en fait augmenter le nombre de Ri . Cela est dû aux effets combinés de la convection du jet et de la poussée thermique suivant la direction horizontale où les couches limites deviennent épaisses avec l'intensification de l'écoulement. Cependant les valeurs maximales de vitesse sont

rencontrées dans l'intervalle $0.0 < X < 0.6$. Ces valeurs indiquent les endroits où les particules fluides suivent les lignes de courant en mouvement.

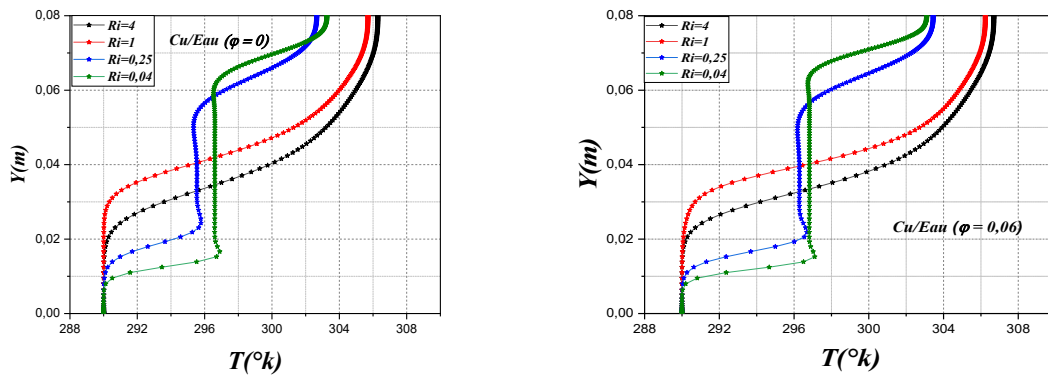


Figure III.5: Profil de la température le long de différentes altitudes de l'enceinte du (Cu/Eau), pour différents nombres de Richardson (Ri), $x = 0.5H$.

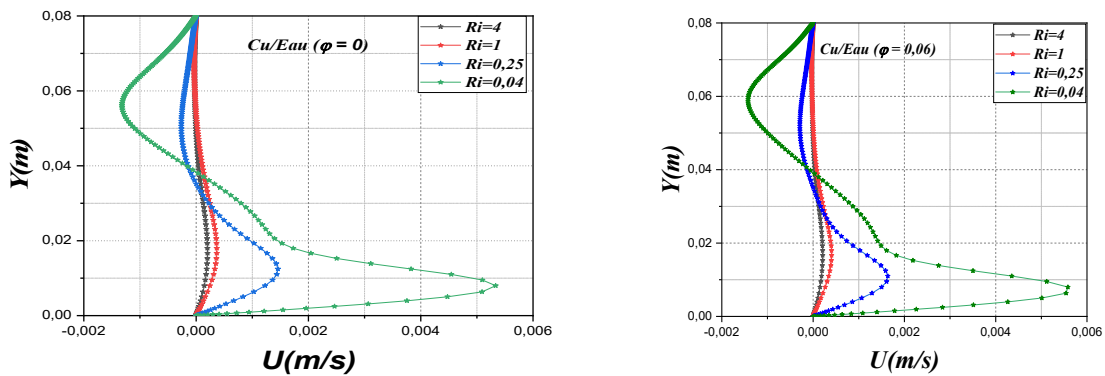


Figure III.6: Profil des vitesses transversales le long de l'axe (Y) de l'enceinte pour différents nombres de Richardson, $x = 0.5 H$.

III.4.1.2. Influence du nombre de Grashof

En convection naturelle le nombre de Rayleigh est le paramètre important qui détermine la nature de l'écoulement thermique. Il représente le rapport des forces de flottabilité (forces d'Archimède) aux forces visqueuses. Il est proportionnel au gradient de température appliqué. Lorsqu'on prend le nombre de Reynolds, $Re=200$, comme constant, et l'on varie le nombre de Grashof ($Gr = 10^3$ à 10^6), les fonctions de courants ainsi que les distributions isothermes de l'eau pure ($\phi=0$) et des nanofluides ($\phi = 0.02 \text{ TiO}_2$ et $\phi = 0.1 \text{ Cu}$) pour voir l'effet sur la structure de l'écoulement et du transfert de chaleur, sont montrés dans les figures suivantes, la figure.III.7, la figure.III.8 et la figure.III.9, respectivement.

Pour les trois figures, on remarque, quand le nombre de Grashof augmente progressivement, l'effet des forces de flottabilité est bien marqué, et la structure d'écoulement se change plus en plus vers la structure instable où l'on peut parler de la turbulence et la structure tourbillonnaire est de plus en plus déformée, donnant ainsi une forme elliptique.

Il est également constaté que l'allure des isothermes est très influencée par l'augmentation du nombre de Richardson Ri , en effet les isothermes sont presque parallèles aux parois verticales de l'enceinte au niveau des coins hauts à droite, alors qu'elles deviennent presque horizontales au milieu de l'enceinte et ceci au fur et à mesure que Richardson Ri augmente ($Ri=4$) et bien stratifié. On constate aussi que l'écoulement thermique est principalement concentré auprès des parois actives caractérisé par des isothermes d'autant plus serrées que le nombre de Richardson est élevé. Ceci indique un transfert de chaleur pariétal intéressant alors que la partie centrale est quasiment homogène.

On remarque que la distribution thermique au sein de chaque cavité nous permet de prévoir le sens de recirculation des vortex formés. Le sens de rotation étant le sens opposé d'une aiguille d'une montre. De plus, il est noté que ces isothermes sont toujours perpendiculaires aux parois adiabatiques ce qui reflète bien la conséquence des conditions aux limites (le gradient de la température est nul au niveau de ces parois). En plus, on note aussi que pour $10^4 \leq Gr \leq 10^6$, les lignes de courant sont presque parallèles le long du plan horizontal avec une légère inclinaison des isothermes est observée à un nombre de Grashof égal à 10^4 indiquant ainsi la naissance de la convection forcée.

L'effet de la fraction volumique des Nanoparticules (sur la distribution de la température, pour un nombre de Grashof allant de 10^3 à 10^6). On constate que, pour chaque configuration, les isothermes présentent des profils de distribution de température similaires est reste qualitativement inchangée à ceux obtenus pour le cas de l'eau pure. Pour plus de justification concernant la distribution de la température dans la cavité, la figure.III.10. Montre les profils de température, à $x = 0.5 H$, où nous constatons des valeurs minimales en bas de la cavité augmentée avec l'augmentation du nombre de Richardson.

On remarque que les températures élevées sont localisées dans des espaces étroits au voisinage des parois où la température plus en plus est élevée, qui correspondent à l'épaisseur des couches limites thermiques, et qui sont largement influencées par le nombre de Richardson. La stratification thermique ne commence à apparaître au milieu de la cavité qu'à partir de $Gr = 10^6$ où la convection naturelle est dominante. Cette stratification est de plus en plus développée vers la zone qui située au-dessus des extrémités inférieures.

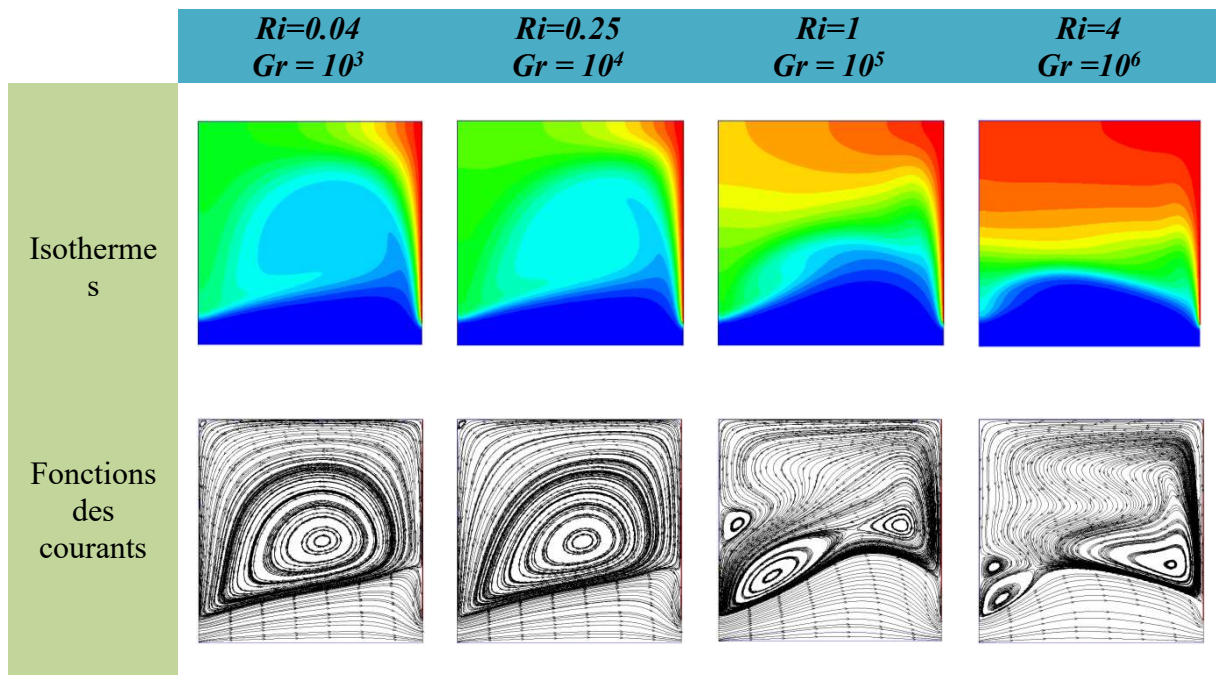


Figure.III.7 : Les contours des isothermes et les lignes de courant dans l'enceinte (cavité) remplie de Nanofluide (Eau pure, $\phi = 0$) à différents nombres de Grashof, $Re = 200$.

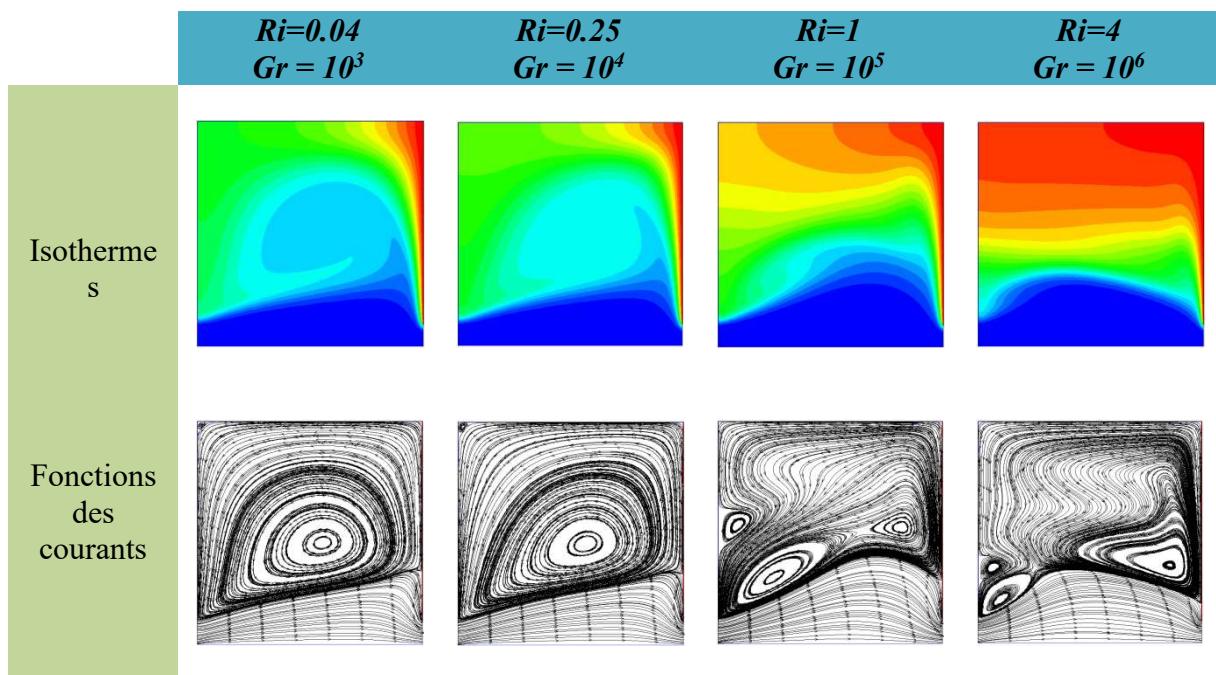


Figure.III.8 : Les contours des isothermes et les lignes de courant dans l'enceinte (cavité) remplie de Nanofluide (TiO_2/Eau , $\phi = 0.02$) à différents nombres de Grashof, $Re = 200$.

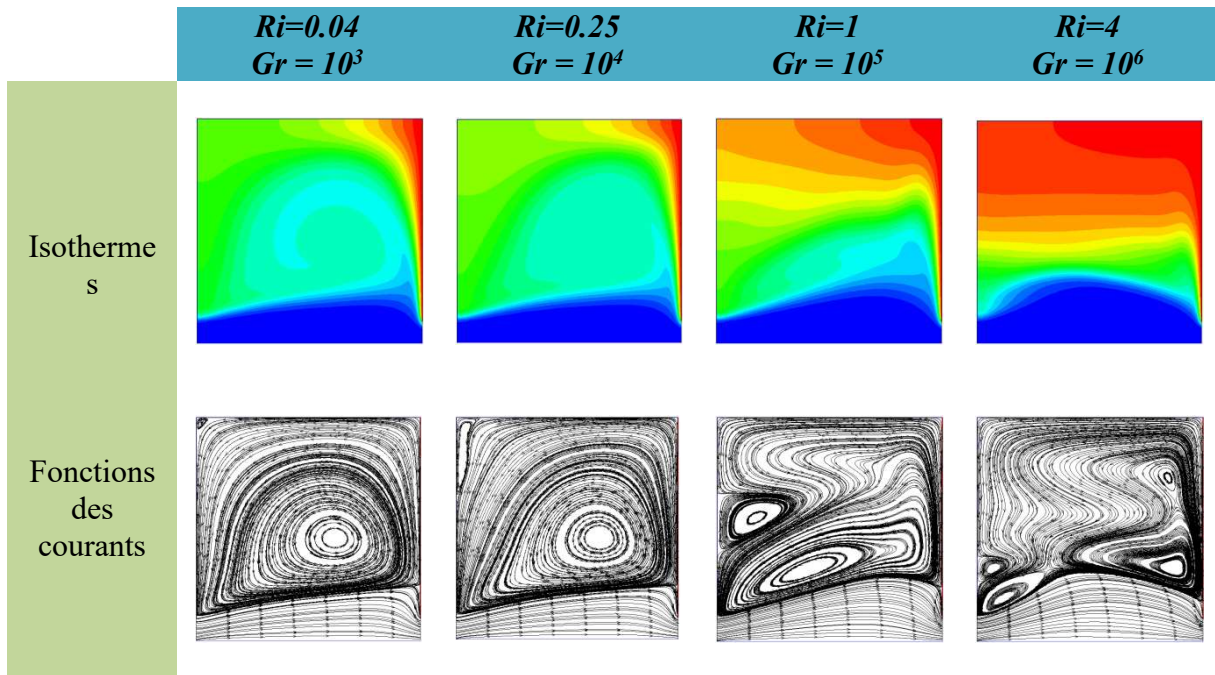


Figure.III.9 : Les contours des isothermes et les lignes de courant dans l'enceinte (cavité) remplie de Nanofluide (Cu/Eau, $\phi = 0.1$) à différents nombres de Grashof, $Re = 200$.

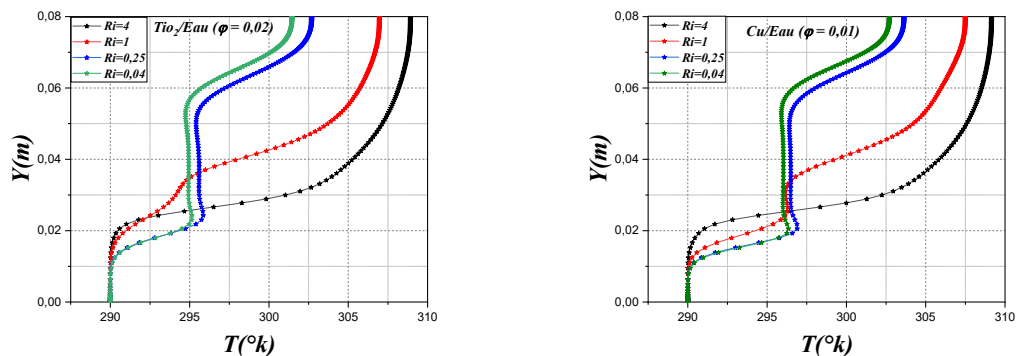


Figure III.10: Profil de la température le long de différentes altitudes de l'enceinte du (Cu/Eau $\phi = 0.01$) et (TiO₂/Eau $\phi = 0.02$), pour différents nombres de Richardson (Ri), $x = 0.5H$.

Le graphe de la figure.III.11, qui représente le profil de la vitesse U le long de $x = 0.5 H$, montre l'augmentation des grandeurs de la vitesse horizontale dans les deux sens par rapport au point de déviation supérieur pour tous les nombres de Grashof.

Les vecteurs vitesses est le suivi des particules montrent également que l'augmentation du nombre de Ri fait une évolution remarquable sur l'architecture de l'écoulement, et le vortex qui se forme au centre de la cavité dans le sens opposée d'une aiguille d'une montre devient plus intense et plus fort. On observe qu'à faible nombre de Ri ($Ri=4$), la vitesse de l'écoulement est la plus petite valeur à différentes stations (y) entre la paroi inférieure et la paroi supérieure, on

remarque que le champ d'écoulement commence par un profil de vitesse uniforme à une allure presque parabolique près de la paroi inférieure. Cependant, au fur et à mesure que le nombre de Ri diminue, l'écoulement présente des vitesses négatives pour la zone de recirculation dans le sens des aiguilles d'une montre au-dessus près de la paroi supérieure. Donc, on peut conclure que lorsque le nombre de Ri diminue, la vitesse d'écoulement devient négative, ceci est une indication d'inversion du courant.

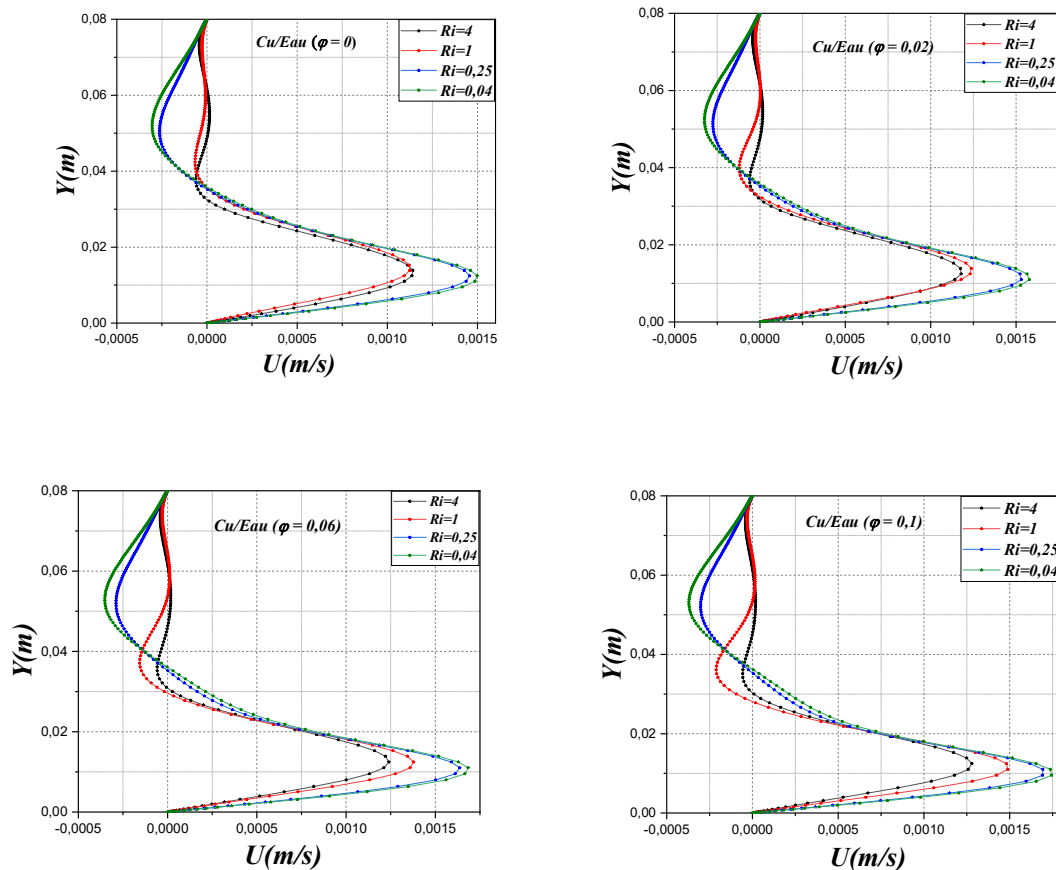


Figure.III.11 : Profil des vitesses transversales le long de l'axe (Y) de l'enceinte pour différents nombres de Richardson Ri , et fraction volumique ϕ , du Nanofluide Cu/Eau ($x = 0.5 H$).

III.5. Effet de types des nanoparticules

L'effet de la nature de nanoparticule sur les échanges thermiques par convection mixte au sien de l'enceinte sera étudié dans cette partie de notre travail. Nous considérons une cavité carrée remplie par différents nanofluides (Cu /Eau , Ag /Eau , Al_2O_3 /Eau et TiO_2 /Eau) avec différentes concentrations. Le transfert de chaleur a permis de tracer les nombres de Nusselt moyens et locaux au niveau de paroi verticale droite chaude. La variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Richardson pour différents types des nanofluides (Nanoparticules)

est représentée sur la figure.III.12, dans le cas où le nombre de Reynolds variable et le nombre de Grashof est fixe. La valeur maximum du nombre de Nusselt est obtenue pour la plus petite valeur de Ri , d'où on remarque que le taux de diminution de la production totale est plus important dans le cas où la valeur du nombre de Richardson est plus élevée, ceci est justifié par la présence du gradient de température faible à l'intérieur de la cavité ce qui a influé sur la diminution et la production de taux de transfert de chaleur. D'autre part, nous remarquons que le nombre de Nusselt totale diminue linéairement avec l'augmentation de la fraction volumique du nanofluide.

En outre, on a observé que le type de nanofluide additionné, et que l' Ag et le Cu sont les nanoparticules les plus efficaces dans l'augmentation du taux d'échange thermique, car selon l'équation de Maxwell (1873), le type de nanofluide motive la conductivité thermique, et donne une importante amélioration au transfert de chaleur. D'après les figures, on a remarqué que ($l'Al_2O_3$) a la plus faible valeur de conductivité thermique par rapport aux autres nanoparticules, par conséquent, il présente les valeurs faibles du nombre de Nusselt. Donc, on peut dire que le nombre de Nusselt et atteint son maximum lorsqu'on utilise l'argent Ag et le cuivre Cu comme des nanoparticules, par contre atteint son minimum après utilisation de Al_2O_3 .

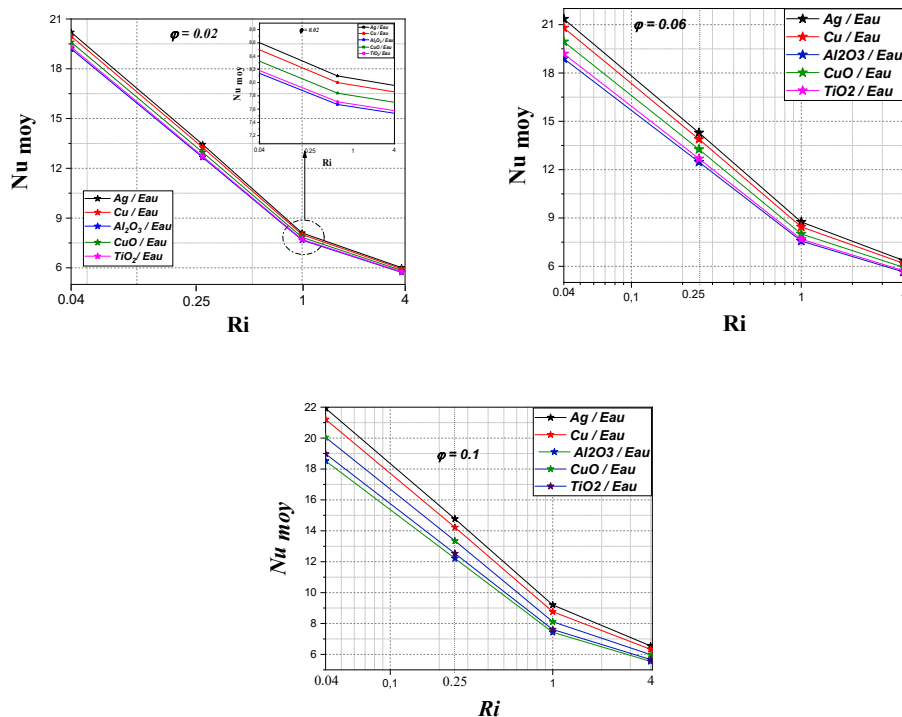


Figure III.12 : Variation du nombre de Nusselt moyen pour les différents nombres de Richardson Ri , ($\phi = 2\%$, 6% et 10%) et $Gr = 10^4$.

La variation du nombre de Nusselt local le long de la paroi verticale droite chauffée est représentée dans la figure.III.13. Il est évident que la valeur maximale du nombre de Nusselt local est située au début de la paroi chaude, tandis qu'il prend sa valeur minimale aux extrémités de celle-ci. On remarque que les courbes du nombre de Nusselt local sont presque identiques (superposé) dans l'intervalle $(0.05 < y < 0.08)$, puis augmente linéairement. Cette augmentation est plus considérable pour le nanofluide (*Ag/Eau*) suivie par le (*Cu/Eau*) puis par (*CuO/Eau*) et le (*TiO₂/Eau*) et en fin le nanofluide (*Al₂O₃/Eau*). Le taux de transfert de chaleur minimum est obtenu pour le nanofluide (*Al₂O₃ /Eau*). Ce gain thermique se traduit respectivement par l'intensification des forces de flottabilité (prédominance de la convection) et des échanges de diffusion thermique entre les nanoparticules. On peut résumer que les nanofluides qui contiennent les nanoparticules de types métalliques et de haute conductivité thermique comme *Ag* et *Cu*, sont caractérisés par un grand nombre de Nusselt moyen, c'est-à-dire un très bon transfert thermique comparant avec celle des nanoparticules non métalliques comme *Al₂O₃* et *TiO₂*. Donc, nous pouvons classer les nanoparticules étudiées concernant le transfert thermique, l'argent *Ag*, le cuivre *Cu* et l'oxyde de titane *TiO₂* et l'oxyde d'aluminium *Al₂O₃*.

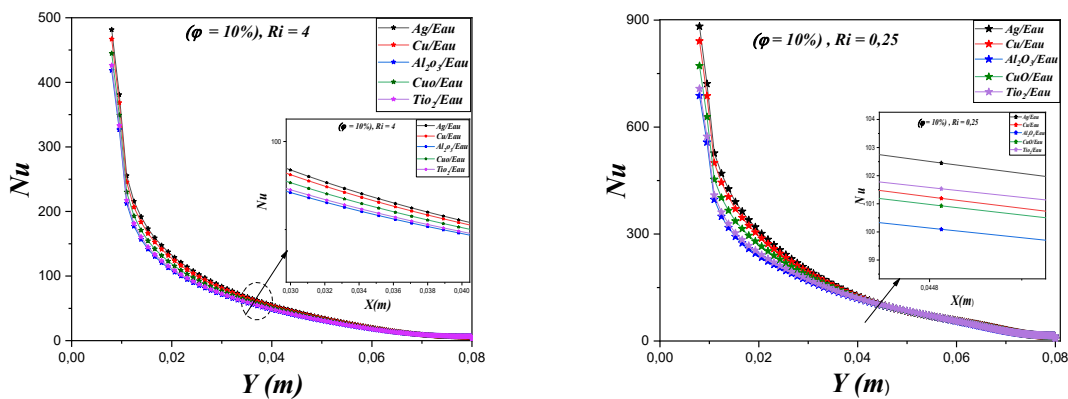


Figure III.13 : Variation du nombre de Nusselt local pour les différents types des Nanoparticules. Nombre de Richardson ($Ri=0.25$ et $Ri= 4$, $(\phi = 10\%)$).

III.6. Effet de concentration des nanoparticules

La figure.III.14. Expose la variation du nombre de Nusselt moyen pour différents nombres de Richardson et nanofluides, en fonction des différentes fractions volumique solide des nanoparticules. Nous constatons que dans tous les cas, le nombre de Nusselt moyen est une courbe linéaire croissante qui augmente avec l'augmentation de la fraction volumique solide des nanoparticules dans le fluide caloporteur. De plus, on a détecté que les valeurs les plus

importantes du nombre de Nusselt moyen ont été trouvés pour un nombre de Richardson $Ri = 4$ et que la valeur la plus basse du nombre de Nusselt moyen a été obtenue pour un $Ri = 0.04$. La figure aussi montre que le nombre de Nusselt moyenne augmente avec l'augmentation de la fraction volumique, le maximum du nombre de Nusselt moyenne trouvé avec la fraction volumique 10%.

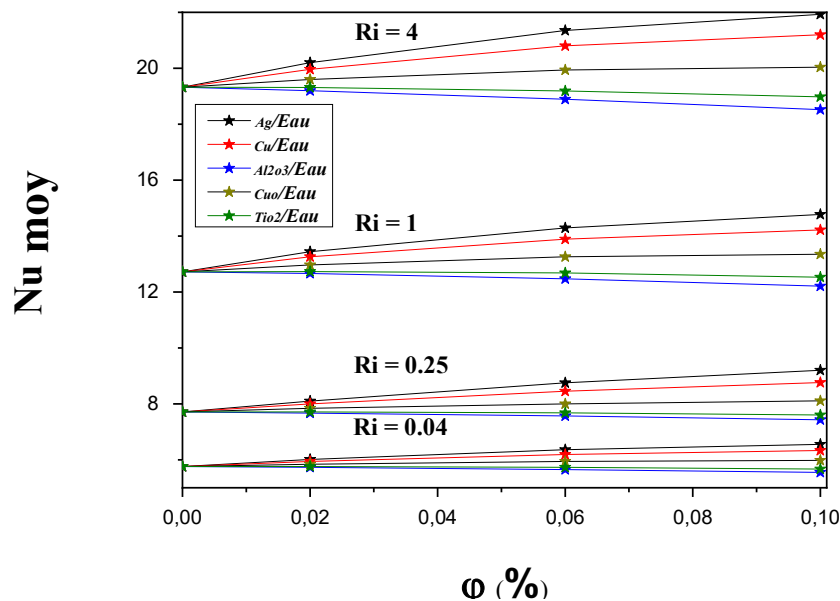


Figure III.14 : Variation du nombre de Nusselt moyen pour les différents nombres de Richardson, Ri et nanofluides, en fonction des différentes fractions volumique (ϕ %).

Le profil de la vitesse transversales en fonction de (Y) à mi-longueur ($x = 0.5 H$) dans la cavité pour les différentes fractions volumique solide des nanoparticules pour le nanofluide (Ag/Eau) a nombres de Richardson $Ri=1$ est représenté sur la figure.III.15. On remarque que le champ d'écoulement il se compose de deux zones. La première zone commence à partir de la paroi inférieure à $y = 0$ jusqu'à $y=0.02$, la deuxième zone commence à partir de $y=0.02$ et se termine à la paroi supérieure, par un profil de vitesse uniforme à une allure parabolique, ceci indique que les vitesses maximales se localisent essentiellement aux milieux des deux zones, mais dans des directions opposées c.-à-d. l'un avec des valeurs positives et l'autre avec des valeurs négatives. On constate également, la présence des valeurs négatives de vitesse U qui traduit la présence d'une zone de recirculation dans la cavité, qui permet de relever la présence du tourbillon (Vortex).

On remarque que pour un fluide de base ($\phi = 0\%$) par exemple, la vitesse verticale est de 0.000375 m/s, tandis qu'elle diminue à - 0.000033 m/s. Lorsqu'on augmente la fraction volumique des nanoparticules de 0% à 8%, avec un taux de réduction de 67%. Cela indique que la masse volumique affecte la réduction de vitesse d'un grand pourcentage. Cela signifie que plus la proportion de fractions volumiques dans le nanofluide est grande plus la masse volumique est grande dans le cas où la convection est mixte.

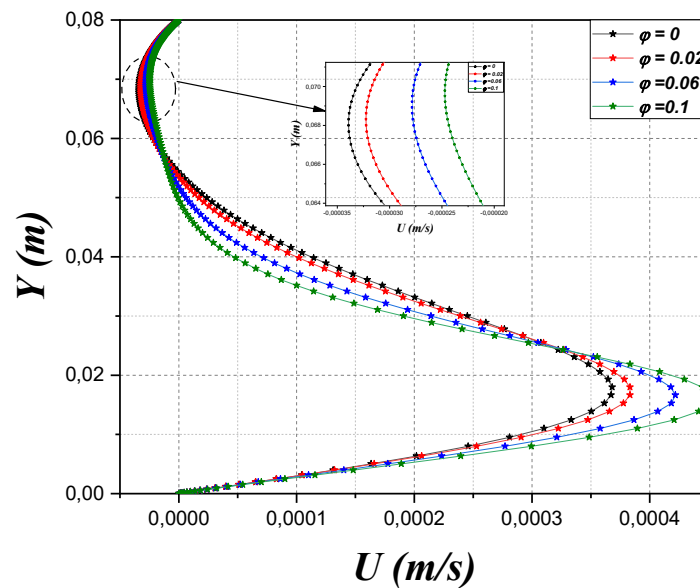


Figure.III.15 : Profil des vitesses transversales le long de l'axe (Y) de l'enceinte pour différents fraction volumique à $x = 0.5 H$, (Ag/Eau), $Ri = 1$.

L'effet de la fraction volumique des nanoparticules sur le profil de la température en fonction de (Y) à mi-longueur ($x = 0.5 H$) dans la cavité avec différents fractions volumique solide des nanoparticules pour le nanofluide (Ag/Eau) a un nombre de Richardson $Ri = 1$ représenté sur la figure.III.16, et montre que la température augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules en raison de l'amélioration de la conductivité thermique des nanofluides, qui provoque l'augmentation de l'effet de la force de flottabilité.

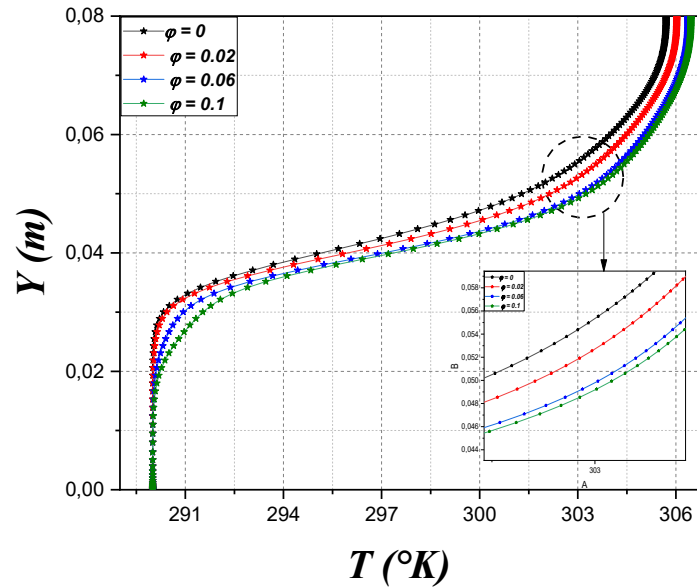


Figure.III.16 : Profil des températures le long de l'axe (Y) de l'enceinte pour différents fractions volumiques à $x = 0.5 H$, (Ag/Eau), $Ri = 1$.

III.7. Conclusion

Dans le présent travail, la méthode des volumes finis est utilisée pour résoudre numériquement le problème de la convection mixte dans une cavité carrée ventilée. La cavité est remplie par différents nanofluides et contenant deux portes (Orifices) d'entrée et de sortie de l'écoulement. Il présente, examine et explique les caractéristiques thermiques et dynamiques de l'écoulement pour deux aspects :

Le premier est de fixer le nombre de Grashof à 10^4 , et on varie le nombre de Reynolds. Le deuxième est consacré à la variation du nombre de Grashof et de conserver le nombre de Reynolds à 200, comme constant. Les résultats numériques obtenus montrent un régime d'écoulement stationnaire multicellulaire dont la taille et la forme des cellules dépendent fortement du nombre de Grashof et du nombre de Reynolds. Une analyse approfondie a été réalisée dans laquelle les équations de la conservation de masse, de mouvement et d'énergie et de la génération d'entropie sont résolues en utilisant le code de calcul ANSYS FLUENT 6.3. Une comparaison a été faite avec des résultats des travaux publiés par Bouabdallah et al (2011) [52], pour valider notre travail. Un bon accord a été obtenu. Les effets du nombre de Richardson, fraction volumique des nanoparticules et le type du nanofluide sur l'écoulement du fluide, la performance thermique a été étudié en détail.

Conclusion générale

L'étude présentée dans ce mémoire porte sur la convection mixte laminaire dans une enceinte. La configuration géométrique du modèle physique est une cavité carrée ventilée, ouverte et rempli par différents nanofluides. Les simulations numériques sont effectuées dans le cas de fluide pur (eau), et des mélanges de ce fluide de base et des nanoparticules (Ag, Cu, Al₂O₃, CuO et TiO₂), pour un nombre de Ri variant de (0.04 à 4) et une fraction volumique des nanoparticules comprise entre (0% et 10%). Notre étude est divisée en deux parties. La première partie est consacrée à une étude dynamique dans laquelle on fixe le nombre de Grashof à 10⁴, et on varie le nombre de Reynolds de (50 à 500). La deuxième partie consacrée à une étude thermique dans laquelle le nombre de Reynolds est fixé à Re=200, et le nombre de Grashof Gr varie entre (10³ à 10⁶). Le problème a été abordé selon une approche numérique, basée sur la méthode des volumes finis en utilisant le code CFD ANSYS FLUENT 6.3, pour résoudre le modèle mathématique qui a été validé avec les résultats des travaux publiés par Bouabdallah et al (2011) [52]. Une bonne concordance a été obtenue. Les effets du nombre de Richardson, fraction volumique des nanoparticules et le type du nanofluide sur l'écoulement du fluide, la performance thermique a été examinée en détail. Nous allons subdiviser cette étude en trois parties principales :

- Effet de nombre de Richardson.
- Effet de types des nanoparticules.
- Effet de concentration des nanoparticules.

Les principaux résultats se résument comme suite :

- ✓ La différence de transfert de chaleur, en utilisant différents nanofluides, augmente avec l'augmentation de la valeur de la fraction volumique des nanoparticules.
- ✓ L'ajout de 10% de nanoparticules au fluide permet d'améliorer le taux de transfert de chaleur ce qui est indiqué par l'augmentation du nombre de Nusselt.
- ✓ L'effet du nano-fluide sur la convection se manifeste particulièrement à un nombre de Richardson élevé.
- ✓ On constate que le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Richardson et la fraction volumique pour différentes concentrations volumiques de nanoparticules.

- ✓ Les nano-fluides qui contiennent les nanoparticules de types métalliques et de haute conductivité thermique comparant avec celle des nanoparticules non métalliques.

Perspectives

Ce travail mérite d'être élargi par des études complémentaires pour mieux comprendre ce phénomène de convection mixte dans les enceintes, pour cela nous suggérons ce qui suit :

- Une étude tridimensionnelle expérimentale (Bien qu'il soit très difficile ou impossible maintenant) et numérique de ce phénomène.
- L'influence de l'instantanéité et le régime d'écoulement.
- La génération de l'entropie dans les enceintes.

Références:

[1] **Oztop. H. F et al**, Comparison of position of a heated thin plate located in a cavity for natural convection. Int. Comm. Heat Mass Transfer, Vol. 31, No. 1, pp. 121-132, (2004).

[2]. **ABBAD Ferhat et MANSEUR Aghilas**, Simulation numérique de la convection naturelle dans des cavités en présence d'un nanofluide. Mémoire de Master en génie mécanique. Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou, (2018/2019).

[3] **Fourier, J. Théorie Analytique de la Chaleur. Paris**, Chez Firmin Didot, (1822).

[4] **Haykel Ben Ahmed**, Etude de la convection mixte d'origine thermosolutale sous l'influence de l'effet Soret dans un milieu poreux : analyse de stabilité linéaire et simulations 3D, (2008).

[5] **F. ZOUIRI, M.A. OULMANE, N. LABSI, Y.K. BENKAHLA, A. BOUTRA**, Convection naturelle au sein d'une cavité carrée munie d'une source chauffante placée sur sa paroi inférieure. 23 -ème Congrès Français de Mécanique, Lille, 28 Août au 1er Septembre, (2017).

[6] **DADDA Mouhamed Lamine**, Étude de la convection naturelle dans une cavité carrée différentiellement chauffée. Mémoire de Master en génie mécanique, Université Echahid Hamma Lakhdar d'El-Oued, (2015/2016).

[7] **Bang, I, C, Chang, S. H**, Boiling heat Transfer performance and phenomena of Al_2O_3 - water nanofluids from a plan surface in a pool, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 48, pp. 2407-2419, (2005).

[8] **F. Benedict, Amit Kumar, K. Kadirgama, Hussein A. Mohammed, D. Ramasamy, M. Samykano and R. Saidur**, Article Thermal Performance of Hybrid-Inspired Coolant for Radiator Application. Nanomaterials 2020, 10, 1100 ; doi :10.3390/nano10061100.

[9] **Maouassi Ammar**, Intensification des échanges de chaleur par l'utilisation des nanofluides. Mémoire de Magister en génie mécanique. Université M'hamed Bougara Boumerdes, 2012.

[10] **Soufi, E, H**, Application des nanofluides pour le refroidissement : étude d'un cas d'une géométrie simple, Thèse de Master en Génie Chimique, Université Kasdi Merbah d'Ouargla, 2013.

[11] **A. Daas, S. Derfouf n N. Belghar, M. Falek**, Simulation numérique de l'échange thermique dans une enceinte rectangulaire, en présence d'un nanofluide. Third International Conference on Energy, Materials, Applied Energetics and Pollution ICEMAEP2016, October 30-31, 2016, Constantine, Algeria.

[12] **Devdatta P. Kulkarni, Debendra K. Das, Ravikanth S. Vajjha**, Application of nanofluids in heating buildings and reducing pollution. Applied Energy J. 86 (2009).

- [13] **BOUHEZZA Aicha, BOUBEGGAR Saousene, BOUKERMA Karima**, Simulation numérique du transfert de chaleur de nanofluide dans un canal. Third International Conference on Energy, Materials, Applied Energetics and Pollution. ICEMAEP2016, October30-31, 2016, Constantine, Algeria.
- [14] **Kamil Kahveci, Elif Büyük Ögüt (2016)**, A Numerical Study on Mixed Convection of Water-Based CuO Nanofluids in A Lid-Driven Square Enclosure: Effects of Viscosity Models. Proceedings of the 2nd World Congress on Mechanical, Chemical, and Material Engineering (MCM'16) Budapest, Hungary – August 22 – 23, 2016 Paper No. HTFF 117
- [15] **R P Singh, K Sharma et A K Tiwari**, An Experimental Investigation of Thermal Conductivity of TiO₂ Nanofluid: Proposing a New Correlation. Journal of Scientific & Industrial Research Vol. 78, pp. 620-623, (2019).
- [16] **Gul Aaiza, Ilyas Khan and Sharidan Shafie (2015)**, Energy Transfer in Mixed Convection MHD Flow of Nanofluid Containing Different Shapes of Nanoparticles in a Channel Filled with Saturated Porous Medium. Nanoscale Research Letters a SpringerOpen Journal, (2015).
- [17] **S.-E. OUYAHIA, Y.K. BENKAHLA, W. BERABOU, M. BENZEMA, A. BOUDIAF**, Convection naturelle d'un nanofluide confiné dans une enceinte triangulaire : Effet du fractionnement et de la position de la source de chaleur. 23 -ème Congrès Français de Mécanique Lille, 28 Août au 1 er Septembre 2017.
- [18] **Abeer Alhashash**, Free convection from a corrugated heated cylinder with nanofluids in a porous enclosure. Scientific Reports, (2020).
- [19] **Khalil Khanafer a, b, Kambiz Vafai**, A critical synthesis of thermophysical characteristics of nanofluids. K. Khanafer, K. Vafai / International Journal of Heat and Mass Transfer 54 (2011).
- [20] **F. Benedict, Amit Kumar, K. Kadirgama, Hussein A. Mohammed, D. Ramasamy et M. Samykano, R. Saidur**, Thermal Performance of Hybrid-Inspired Coolant for Radiator Application. Article, Nanomaterials (2020).
- [21] **S. LAHLOU, M. ZAYDAN1 et R. SEHAQUI**, Détermination des propriétés thermophysiques et la comparaison entre les résultats expérimentaux et les modèles théoriques pour différents nanofluides. 13ème Congrès de Mécanique 11 - 14 Avril (2017) (Meknès, Maroc).
- [22] **Hayder K. Rashid, Mushtaq F. Almensoury, Atheer Saad Hashim, Hameed K. Hamzah & Farooq H. Ali**, Free Convection of Ag/H₂O Nanofluid in Square Cavity with Different Position and Orientation of Egg-Shaped Cylinder. J. Eng. Technol. Sci., Vol. 53, No. 4, (2021).
- [23] **Reyhaneh Lonia, Sasa Pavlovic, Evangelos Bellosc, Christos Tzivanidis, Ezzattollah Askari Asli-Ardeh**, Thermal and exergy performance of a nanofluid-based solar dish

collector with spiral cavity receiver. Article in Applied Thermal Engineering · February, (2018).

[24] **Bhramara Panitapu, Kishen Kumar T Reddy M. Ramesh and K. Sharath Reddy** **Author for correspondence**, Heat transfer enhancement in natural convection using water based Fe_3O_4 nanofluid inside a square cavity. 10th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics 14 – 26 July 2014 Orlando, Florida.

[25] **A K Patra, M K Nayak, A Misra**, Viscosity of nanofluids-A Review. Research Article. International Journal of Thermofluid Science and Technology (2020) Volume 7, Issue 2, Paper No. 070202.

[26] **Omid Abouali and Ahmad Falahatpisheh**, Numerical investigation of natural convection of Al_2O_3 nanofluid in vertical annuli. Article in Heat and Mass Transfer · November, (2009).

[27] **Habib Aminfar and Mohammad Reza Haghgoo**, Brownian motion and thermophoresis effects on natural convection of alumina–water nanofluid. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, (2012).

[28] **Fersadou Brahim, Walid Nessab, et Henda Kahalerras**, Convection mixte MHD d'un nanofluide (eau-Cu) dans une cavité ouverte. MATEC Web of Conferences 261, 04001, (2019) CIFMA 2018.

[29] **N. Godbane, Y. Benserai, F. Ouarhjent et A. Soudani**, Simulation numérique de la convection naturelle bidimensionnelle dans une cavité carrée différentiellement chauffée remplie d'air. Revue des Energies Renouvelables Vol. 22 N°2 (2019) 217 – 226. Université Batna 1, 05000 Batna, Algérie.

[30] **N. BEN MANSOUR, N. BEN-CHEIKH, B. BEN-BEYAA and T. LILIA**, Etude numérique de la convection mixte dans une cavité cubique entraînée chauffé par le bas. 22 - ème Congrès Français de Mécanique Lyon, 24 au 28 Août 2015.

[31] **N. NAGASUBRAMANIAN, M. R. THANSEKHAR, M. VENKATESAN, K. RAMANATHAN**, Effect of Al_2O_3 /water Nanofluid on Conjugate Free Convection in a Baffle Attached Square Enclosure, ISSN 1392–1207. MECHANIKA. 2020 Volume 26 (2) : 126–133.

[32] **Ahmed Mahmoudi, Imen Mejri and Ahmed Omri**, Study of Natural Convection in a Square Cavity Filled with Nanofluid and Subjected to a Magnetic Field. International journal of heat and technology. ISSN : 0392-8764 Vol. 34, No. 1, March, (2016), pp. 73-79.

[33] **M. Sheikholeslami, Ilyas Khan & I. Lili**, Non-equilibrium Model for Nanofluid Free Convection Inside a Porous Cavity Considering Lorentz Forces. Scientific reports, (2018).

- [34] **Ziafat Mehmood, Tariq Javed**, Impact of MHD on energy transmission through ferrofluid saturating porous medium contained in a lid-driven trapezoidal container with triangular notched heater configuration. *Canadian Journal of Physics*, 13-Jan-2019.
- [35] **LOUARAYCHI, Mohamed LAMSAADI, Mohamed NAÏMI, Hassan EL HARFI, Mourad KADDIR**, Etude de la convection mixte dans une cavité rectangulaire horizontale chauffée latéralement Abdellatif. *Technology Journal. Vol. A : Fundamentals and Engineering Sciences*, 17, (2017) 12-16.
- [36] **T. Benhalima, C. Ounnas, B. Mohamedi, K. Tahiri**, Simulation de l'effet des nanofluides sur les caractéristiques de transfert de chaleur d'un échangeur tubulaire par l'approche CFD. *CFD & Tech 2018 12 – 14 Novembre 2018, CRND-Draria, Alger*.
- [37] **E. BELAHMADI, R. BESSAÏH**, Etude numérique de la convection mixte dans un canal vertical rempli d'un nanofluide. *Third International Conference on Energy, Materials, Applied Energetics and Pollution. ICEMAE (2016), October 30-31, (2016), Constantine, Algeria*.
- [38] **BOULAHIA Zoubair, WAKIF Abderrahim, Rachid SEHAQUI**, Modélisation de l'échange thermique des nanofluides dans une enceinte rectangulaire avec une paroi munie d'un bloc. *Revue de l'Entrepreneuriat et de l'Innovation*, (2016).
- [39] **Saleem, S, Nguyen-Thoi, Trung, Shafee, Ahmad, Li, Zhixiong; Bonyah, Ebenezer; Khan, A; and Shehzadi, Iqra**, Steady laminar natural convection of nanofluid under the impact of magnetic field on two-dimensional cavity with radiation. *University of Wollongong Research Online. Faculty of Engineering and Information Sciences - Papers : Part B. 2943, (2019)*.
- [40] **MOSTEFAOUI Amina, SAIM Rachid, ABOUDI Said**, Etude numérique de la convection turbulente d'un écoulement d'eau et de nano fluide Al_2O_3 - eau dans un canal trapézoïdale. *18 èmes Journées internationales de thermique (JITH 2017) Monastir (Tunisie), 25-27 Octobre, (2017)*.
- [41] **Samir HOUAT, Zine elabidine BOUAYED**, Etude mésoscopique de la convection mixte laminaire dans une cavité carrée ventilée. *XIIème Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes 8-10 juin, (2015), Sherbrooke Québec (Canada)*.
- [42] **Mohamed Amine MEDEBBER, Nouredine RETIEL, Belkacem OULD SAID**, Etude numérique du couplage de la convection libre avec le transfert de masse dans une cavité cylindrique verticale annulaire. *Recueil de mécanique vol 05 N°1, (2020) 430–439. Centre universitaire El Wancharissi de Tissemsilt*.
- [43] **M. ADNANI, B. MEZIANI and O. OURRAD**, Convection Mixte Dans Une Cavité Carrée En Présence D'un Bloc Soumis à une Température Froide. *Congrès International sur les Energies Renouvelables et le Développement Durable (ERDD-2017) 25 - 26 Février, (2017) – Tabarka, Tunisie*.

[44] **N. Sad Chemloul et M.A. Belmiloud**, Effet des nanoparticules sur l'amélioration du transfert thermique dans une cavité carrée. *Revue des Energies Renouvelables* Vol. 19 N°3, 397 – 408, (2016).

[45] **Yacine Khetib, Ahmad Alahmadi, Ali Alzaed, Hussein A. Saleem, Mohsen Sharifpur and Goshtasp Cheraghian**, Article, Numerical Study of Natural Convection of Biological Nanofluid Flow Prepared from Tea Leaves under the Effect of Magnetic Field. *Processes*, (2021).

[46] **Raoudha Chaabane, Annunziata D'Orazio, Abdelmajid Jemni, Arash Karimipour and Ramin Ranjbarzadeh**, Article, Convection Inside Nanofluid Cavity with Mixed Partially Boundary Conditions. *Energies*, (2021).

[47] **Ali J. Chamkha, Fatih Selimefendigil, and Hakan F. Oztop**, Effects of a Rotating Cone on the Mixed Convection in a Double Lid-Driven 3D Porous Trapezoidal Nanofluid Filled Cavity under the Impact of Magnetic Field. Article. *Nanomaterials*, (2020).

[48] : **Bejan, A**, Convection Heat Transfer, 3 rd Edition, Wiley, New York, (2004).

[49] : **Salhi, Hicham**, Etude numérique du transfert de chaleur de nanofluide dans les enceintes. Mémoire Magistère en génie mécanique, (2009).

[50] : **S. Patankar**, Numerical heat transfer and fluid flow, Mc Graw Hill, New York, (1980).

[51] **Sumon Saha, Md. Tofiqul Islam, Mohammad Ali, Md. Arif Hasan Mamun and M. Quamrul Islam Dec. (2006)**, effect of inlet and outlet locations on transverse mixed convection inside a vented enclosure. *journal of mechanical engineering*, (2006), vol. me36, transaction of the mech. Eng. div, the institution of engineers, Bangladesh.

[52] **S. BOUABDALLAH, A. MEDJELLED, A. BENCHATTI & A. HAMINI** Décembre, Convection Mixte dans une Cavité Carrée Contenant des Portes d'entrée et de Sortie d'air *Revue des Sciences et Sciences de l'Ingénieur*, RSSI, Vol. 01, No. 02, (2011).

Résumé

Ce travail consiste à étudier la simulation numérique bidimensionnelle des écoulements confinés de la convection mixte laminaire stationnaire au sein d'une cavité carrée ventilée. La cavité est remplie par différents nanofluides et contenant deux portes (Orifices) d'entrée et de sortie de l'écoulement. La paroi verticale droite est maintenue à une température chaude, tandis que les autres parois sont considérées adiabatiques. Les équations qui régissent l'écoulement et le transfert thermique ont été résolues via la méthode des volumes finis en utilisant un schéma en loi de puissance (Power-Low). Les simulations numériques sont effectuées dans le cas de fluide pur (eau), et des mélanges de ce fluide de base et des nanoparticules (Ag, Cu, Al₂O₃, CuO et TiO₂), pour un nombre de Ri variant de (0.04 à 4) et une fraction volumique des nanoparticules comprise entre (0% et 10%). L'étude présentée dans ce mémoire est divisée en deux parties. La première partie est consacrée à une étude dynamique dans laquelle on fixe le nombre de Grashof à 10⁴, et on varie le nombre de Reynolds. La deuxième partie consacrée à une étude thermique dans laquelle le nombre de Reynolds est fixé à Re = 200, et le nombre de Grashof Gr varie. Les résultats numériques obtenus montrent que le transfert thermique augmente avec l'augmentation de la fraction volumique aussi que l'amélioration produit de la génération d'entropie et du transfert thermique augmente considérablement avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Les nanoparticules les plus efficaces dans l'augmentation du taux d'échange thermique sont l'Ag et Cu. Ces derniers sont caractérisés par un grand nombre de Nusselt local, c'est-à-dire un très bon transfert thermique comparant avec celle des nanoparticules non métalliques Al₂O₃, CuO et TiO₂.

Mots clés : Transfert de chaleur, nanofluide, convection mixte, cavité, nombre de Richardson.

Abstract

This work consists of studying the two-dimensional numerical simulation of the confined flows of stationary laminar mixed convection within a ventilated square cavity. The cavity is filled with different nanofluids and contains two gates (Orifices) for entering and exiting the flow. The right vertical wall is maintained at a hot temperature, while the other walls are considered adiabatic. The equations that govern the flow and heat transfer have been solved via the finite volume method using a Power-Low scheme. Numerical simulations are carried out in the case of pure fluid (water), and mixtures of this basic fluid and nanoparticles (Ag, Cu, Al₂O₃, CuO and TiO₂), for a number of Ri varying from (0.04 to 4) and a volume fraction of the nanoparticles comprised between (0% and 10%). The study presented in this thesis is divided into two parts. The first part is devoted to a dynamic study in which the Grashof number is fixed at 10⁴, and the Reynolds number is varied. The second part devoted to a thermal study in which the Reynolds number is fixed at Re = 200, and the Grashof number Gr varies. The numerical results obtained show that the heat transfer increases with the increase of the volume fraction also that the product improvement of the generation of entropy and the heat transfer increases considerably with the increase of the Reynolds number. The most effective nanoparticles in increasing the heat exchange rate are Ag and Cu. The latter are characterized by a large local Nusselt number, that is to say a very good heat transfer comparing with that of the non-metallic nanoparticles Al₂O₃, CuO and TiO₂.

Keywords: Heat transfer, nanofluid, mixed convection, cavity, Richardson number.

ملخص

يتكون هذا العمل من دراسة محاكاة عددية ثنائية الأبعاد للتدفقات المحصورة للحمل الحراري المختلط الرقائقي الثابت داخل تجويف مربع مهوى. ويمتلئ التجويف بموائع نانوية مختلفة ويحتوي على بوابتين (فتحات) لدخول التدفق والخروج منه. يتم الحفاظ على الجدار الرأسي الأيمن عند درجة حرارة ثابتة، بينما تعتبر الجدران الأخرى معزولة حرارياً. تم حل المعادلات التي تحكم التدفق وانتقال الحرارة عبر طريقة الحجم المحدود باستخدام مخطط منخفض الطاقة. يتم إجراء عمليات المحاكاة العددية في حالة سائل النقي (الماء)، ومزائج من هذا السائل الأساسي والجسيمات النانوية (Ag، Cu، Al₂O₃، CuO، TiO₂)، لعدد من Ri يتراوح من (0.04 إلى 4) و، بنسب تركيز حجمي للجسيمات النانوية بين (0% و 10%). الدراسة المقدمة في هذه المذكرة تنقسم إلى قسمين. تم تخصيص الجزء الأول لدراسة ديناميكية حيث تم تحديد رقم Grashof عند 10⁴، ورقم رينولدز متنوع. الجزء الثاني مخصص لدراسة حرارية حيث يتم تثبيت رقم Reynolds عند Re = 200، ورقم Grashof Gr متغير. تظهر النتائج العددية التي تم الحصول عليها أن انتقال الحرارة يزداد مع زيادة نسب التركيز الحجمي للجسيمات النانوية، أيضاً انتقال الحرارة يزداد بشكل كبير مع زيادة رقم رينولدز. الجسيمات النانوية الأكثر فعالية في زيادة معدل التبادل الحراري هي Ag و Cu ويتميز هذان الأخيران بعدد كبير من Nusselt المحلي، وهذا يعني أن نقل حرارة جيد مقارنةً بالجسيمات النانوية غير المعدنية CuO، Al₂O₃ و TiO₂.

الكلمات المفتاحية: انتقال الحرارة، الموائع النانوية، الحمل الحراري المختلط، التجويف، رقم ريتشاردسون