

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/09/2021



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

Mémoire présenté pour l'obtention  
Du diplôme de Master Académique

Par:  
NOUI Asma  
BOUCHAREB Siham

Intitulé

Etude numérique de la convection naturelle dans  
une cavité différentiellement chauffée remplie de  
nano-fluides

Soutenu le / /2021 devant le jury composé de:

BENMANSUR Nadia	Université de M'sila	Président
BENDERRAJI Razik	Université de M'sila	Rapporteur
BOULECHFAR Hichem	Université de M'sila	Examineur

Année universitaire : 2020/2021

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

# *Remerciements :*

*Merci*

*Je tiens à remercier toutes les personnes qui m'ont aidé à réaliser cette étude en fournissant des informations ou en acceptant de répondre à mes questions.*

*Tout d'abord, je tiens à remercier chaleureusement mon encadrant : Dr. BENDERRADJI Razik qui n'a ménagé aucun effort pour cela m'a aidé et guidé dans l'accomplissement de ce modeste*



*DEDICACES*

*Je dédie ce modeste travail à :*

*Mes chers parents que j'aime plus que tout le  
monde*

*« Dieu les protèges ».*

*Mon frère houssame ,diya ,anas*

*Mes sœurs wafaa,Imane et Malaké.*

*Mes amies Imane, sifame,*

*Mon camarade de classe Djamel*

*A tous ceux que j'aime*

*ASMA NOUI*



**DEDICACES**

*Je dédie ce modeste travail*

*A mon très Cher Père : Ben Alia*

*A ma très Chère Mère : Saadia*

*A mes très Cher Frères*

*A mes très cher Soeurs*

*A mes chers et fidèles amis*

**BOUCHAREB SIHAME**

# *Table des matières*

Nomenclature	i
Liste des figures	ii
Liste des tableaux	iii
Introduction générale	vi

## *Chapitre I: Généralité et Analyse Bibliographique*

<b>I.1</b>	Introduction	<b>2</b>
<b>I.2</b>	Synthèse bibliographique	<b>2</b>
<b>I.3</b>	Généralité sur les Nanofluides	<b>2</b>
<b>I.3.1</b>	Définition	<b>2</b>
<b>I.3.2</b>	Préparation des nanofluides	<b>3</b>
<b>II.2.1</b>	Procédé en une étape (one-step method)	<b>3</b>
<b>II.2.2</b>	II.2.2 Procédé en deux étapes (two-step method)	<b>3</b>
<b>I.3.3</b>	Applications des nano-fluides	<b>4</b>
<b>I.3.4</b>	Autres applications	<b>5</b>
<b>I.3.5</b>	Les avantages des nano-fluides	<b>5</b>
<b>I.3.6</b>	Les inconvénients des nano-fluides	<b>6</b>
<b>I.3.7</b>	Les propriétés thermo physiques	<b>6</b>
<b>I.3.7.1</b>	Nano-fluides	<b>6</b>
<b>I.3.7.2</b>	Nano fluides hybrides	<b>10</b>
<b>I.4.</b>	Généralité sur le transfert de chaleur	<b>11</b>
<b>I.4.1</b>	Introduction	<b>11</b>
<b>I.4.2</b>	Transfert de chaleur par conduction	<b>22</b>
<b>I.4.3</b>	Transfert de chaleur par rayonnement	<b>22</b>

<b>I.4.4</b>	Transfert de chaleur par convection	<b>13</b>
<b>I.4.4.1</b>	La convection naturelle	<b>14</b>
<b>I.4.4.2</b>	La convection forcée	<b>14</b>
<b>I.4.4.3</b>	La convection mixte	<b>14</b>
<b>I.4.5</b>	La convection dans les enceintes	<b>15</b>
<b>I.4.5.1</b>	Enceinte avec gradient verticale de température	<b>15</b>
<b>I.4.5.2</b>	Déplacement d'une goutte de fluide	<b>15</b>
<b>I.4.5.3</b>	Trainée visqueuse et diffusion de la chaleur	<b>16</b>
<b>I.4.5.4</b>	Enceinte avec gradient horizontale de température	<b>16</b>

**Chapitre II: Formulation Mathématique et Numérique**

<b>II.1</b>	Introduction	<b>19</b>
<b>II.2</b>	Définition géométrique	<b>19</b>
<b>II.3</b>	Equations gouvernantes	<b>20</b>
<b>II.3.1</b>	Equation de continuité	<b>20</b>
<b>II.3.2</b>	Equation de quantité de mouvement (ou équation de Navier-Stokes)	<b>20</b>
<b>II.3.3</b>	Equation de conservation d'énergie	<b>20</b>
<b>II.4</b>	Les hypothèses simplificatrices	<b>21</b>
<b>II.5</b>	Propriétés thermo-physiques de nanofluide	<b>22</b>
<b>II.6</b>	Equations du problème	<b>22</b>
<b>II.6.1</b>	Equations de continuité	<b>22</b>
<b>II.6.2</b>	Equations de quantité de mouvement	<b>23</b>
<b>II.6.3</b>	Equations de l'énergie	<b>23</b>
<b>II.7</b>	Formulation adimensionnelle du problème	<b>23</b>

<b>II.7.1</b>	Forme adimensionnelle de l'équation de continuité	<b>24</b>
<b>II.7.2</b>	Forme adimensionnelle des équations de quantité de mouvement	<b>24</b>
<b>II.7.3</b>	Forme adimensionnelle de l'équation d'énergie	<b>26</b>
<b>II.8</b>	Conditions aux limites	<b>26</b>
<b>II.9</b>	Les nombres sans dimension	<b>29</b>
<b>II.9.1</b>	Nombre de Reynolds	<b>29</b>
<b>II.9.2</b>	Nombre de Prandtl	<b>28</b>
<b>II.9.3</b>	Nombre de Grashof	<b>28</b>
<b>II.9.4</b>	Nombre de Rayleigh	<b>28</b>
<b>II.9.5</b>	Nombre de Nusselt	<b>29</b>
<b>II.10</b>	Modèle Numérique	<b>29</b>
<b>II.10.1</b>	Procédure Numérique	<b>30</b>
<b>II.11</b>	Maillage	<b>31</b>
<b>II.12</b>	Présentation des logiciels Gambit et Fluent	<b>33</b>
<b>II.12.1</b>	GAMBIT	<b>33</b>
<b>II.12.2</b>	FLUENT	<b>33</b>

***Chapitre III: Résultats et Discussion***

<b>III.1</b>	Introduction	<b>37</b>
<b>III.2</b>	Choix du maillage	<b>37</b>
<b>III.3</b>	Validation des résultats	<b>38</b>
<b>III.4</b>	Discussion des résultats	<b>40</b>
<b>III.4.1</b>	Effet de concentration des nanoparticules	<b>40</b>
<b>III.4.2</b>	Effet de la nature de nanofluide	<b>51</b>



## NOMENCLATURE

$C_p$	la chaleur massique [ $J.kg^{-1}.k^{-1}$ ]
$g$	Accélération de la pesanteur [ $m.s^{-2}$ ]
$Gr$	Nombre de Grashof
$h$	le coefficient d'échange par convection [ $W.m^{-2}.k^{-1}$ ]
$K$	La conductivité thermique [ $W.m^{-1}.s^{-1}$ ]
$L$	Longueur de cavité [m]
$u, v$	Composantes des vitesses [ $m.s^{-1}$ ]
$x, y$	Coordonnées cartésiennes du système [m]
$\Delta T$	Différence de température [ $^{\circ}K$ ]
$P$	pression du fluide [Pa]
$T$	Température dimensionnelle [ $^{\circ}K$ ]
$T_0$	Température de référence [ $^{\circ}K$ ]
$\beta_T$	Coefficient d'expansion thermique, [ $k^{-1}$ ]
$\Gamma$	Coefficient de diffusion
$\mu$	Viscosité dynamique [ $kg.m^{-1}.s^{-1}$ ]
$\nu$	Viscosité cinématique [ $m^2.s^{-1}$ ]
$\rho$	Masse volumique [ $kg.m^{-3}$ ]
$\theta$	Température adimensionnelle = $(T - T_0) / \Delta T$
$\alpha$	Diffusivité thermique = $k / \rho C_p$

### Nombres Adimensionnels

$Ra$	Nombre de Rayleigh
$Nu$	Nombre de Nusselt locale
$Gr$	Nombre de Grashof
$Pr$	Nombre de Prandtl
$Re$	nombre de Reynolds
$Ri$	nombre de Richardson

# *Liste des figures*

<b>I.1</b>	schéma présentatif de transfert convectif [21].	13
<b>I.2</b>	Principe physique de la convection naturelle [6].	14
<b>I.3</b>	schéma de la convection dans une cavité avec gradient horizontale de température [11].	15
<b>I.4</b>	schéma représentant de déplacement d'une goutte de fluide [18].	16
<b>I.5</b>	schéma représentant la force e trainée visqueuse [18].	16
<b>I.6</b>	Schéma de la convection dans une enceinte avec gradient horizontale de température [2].	17
<b>II.1</b>	Schéma représentant l'enceinte à une source de chaleur localisée au milieu	19
<b>II.2</b>	Volume de contrôle bidimensionnel	30
<b>II.3</b>	Schéma du maillage	32
<b>II.4</b>	Le maillage utilisé	32
<b>II.5</b>	Evolution de résidu	33
<b>III.1</b>	Convergence du nombre de Nusselt moyen le long de la partie chauffée pour $Ra=10^3$ .	<b>38</b>
<b>III.2</b>	Profil de vitesse le long de $y=0.5$ pour $Ra=10^3$ .	<b>38</b>
<b>III.3</b>	Comparaison des isothermes, $Ra=10^5$ (a) Présent travail (b) Résultats Expérimentaux de Calcagni et al [24].	<b>39</b>
<b>III.4</b>	Comparaison des isothermes (a)Présent travail (b) Résultats numériques de Calcagni et autres [24].	<b>39</b>
<b>III.5</b>	Comparaison de la variation du Nusselt moyen au niveau de la paroi chaude	<b>40</b>
<b>III.6</b>	Nombre de Nusselt moyen sur la paroi chaude en fonction de $\phi$ et pour différents nombres de Rayleigh.	<b>41</b>
<b>III.7</b>	Nusselt moyen sur la paroi chaude en fonction du nombre de Rayleigh et pour différentes concentrations.	<b>42</b>
<b>III.8</b>	Profil de la température le long de la section médiane de l'enceinte ( $y=0.5$ ), pour différentes hybride nanoparticules et nombre de Rayleigh.	<b>44</b>
<b>III.9</b>	Profils de vitesses horizontales ( $X=0.5$ ) pour toutes les fractions volumiques. $Ra=10^4$ .	<b>45</b>

<b>III.10</b>	Les contours des Isothermes, Hybride Nanofluide(Ag-CuO/Water).	<b>47</b>
<b>III.11</b>	Les contours des Isothermes, Hybride Nanofluide(TiO <sub>2</sub> - Cu/Water).	<b>48</b>
<b>III.12</b>	Les contours des lignes de courant, Hybride Nanofluide (Ag CuO/Water).	<b>50</b>
<b>III.13</b>	Les contours des lignes de courant, Hybride Nanofluide(TiO <sub>2</sub> - Cu/Water).	<b>51</b>
<b>III.14</b>	Nusselt moyen pour différents hybride nanoparticules en fonction de la concentration volumique (Ra = 10 <sup>5</sup> ).	<b>52</b>

## ***La liste des tableaux***

<b>II.1</b>	propriétés thermophysiques des nanoparticules et les fluides caloporteurs	<b>22</b>
<b>II.2</b>	conditions aux limites hydrodynamiques et thermiques sous forme adimensionnelles	<b>27</b>

## Introduction générale

L'intensification des échanges thermiques constitue l'un des principaux verrous au développement dans de nombreux secteurs où les densités de flux de chaleur à évacuer prennent des proportions de plus en plus importantes. Face à de telle dissipation d'énergie calorifique, les systèmes de refroidissement notamment ceux basés sur le refroidissement liquide (eau, huile, éthylène-glycol, ...etc.) présentent certaines limites liées à leur faible conductivité thermique. La conductivité thermique étant l'élément le plus critique dans les échanges thermiques et toute amélioration s'opérera sur ce paramètre.

Récemment, des progrès importants se font dans un domaine de recherche fascinant de la physique : c'est la nano physique qui brasse un large éventail de la physique, la nano physique connaît un développement et à l'échelle du nanomatériau et de la nanotechnologie. Les nanoparticules représentent aujourd'hui un enjeu technologique et économique majeur. Elles permettent des innovations très prometteuses dans de nombreux domaines fondamentaux tels que : la santé, l'énergétique et l'industrie... Les nanofluides tiennent déjà une place privilégiée concernant à titre d' exemple des fluides traditionnels (Eau, Éthylène glycol, etc.....).

L'objectif de notre étude consiste à étudier numériquement l'écoulement laminaire stationnaire par convection libre dans une cavité carrée bidimensionnelle remplie le cas de fluide pur l'eau, et des mélanges de ce fluide de base et des hybrides nanoparticules (Ag-CuO et TiO<sub>2</sub>-Cu), chauffée isothermiquement par le bas. En effet, 1/3 de la surface de la paroi inférieure est chauffée par une source de chaleur ( La source est maintenir la paroi inférieure à température constante), les deux parois verticales latérales sont refroidies et la paroi supérieure est maintenue adiabatique , pour un nombre de Rayleigh variant de 10<sup>3</sup> à 10<sup>6</sup>, et une fraction volumique des nanoparticules comprise entre (0.0, 0.01, 0.02, 0.03 et 0.04) . Les équations qui régissent ont été résolues numériquement via la méthode des volumes finis en utilisant un schéma en loi de puissance (Power- Low) Dans ce contexte, trois chapitres ont été présentés dans cette mémoire .

Le premier chapitre est consacré aux généralités sur les différents modes de transfert de chaleur et les nanofluides ( nanofluides et nanofluides hybride ), et leurs classements ainsi que leurs procédures de fabrication et leurs domaines d'application.

Le deuxième chapitre est consacré à définir et formulons le modèle physique, mathématique et les hypothèses simplificatrices ainsi que les conditions aux limites appropriées, ainsi que la formulation numérique.

Dans le troisième chapitre, nous avons présenté les principaux résultats numériques de cette simulation ou nous avons étudié l'effet du maillage, validé nos résultats ainsi que leurs interprétations et analyse.

Enfin, une conclusion générale, qui résume les principaux résultats obtenus, est donnée à la fin de ce mémoire. Quelques recommandations pour les études futures sont également formulées.

# *Chapitre I*

**I.1. Introduction**

L'objectif de ce chapitre est de présenter les connaissances actuelles sur la convection naturelle dans les enceintes, les nanofluides et leurs applications potentielles, à la fois théoriquement et expérimentalement. Plusieurs travaux sont basés sur l'amélioration du transfert de chaleur par convection. Pour ce faire, un grand nombre de chercheurs ont mené une variété de tests numériques et expérimentaux portant sur l'explication des phénomènes liés à la convection, l'impact de la conception des structures dans lesquelles ils se produisent (en particulier la géométrie), et les propriétés des fluides impliqués (propriétés physico-chimiques).

Cependant, la convection a pris une part importante de cette nouvelle richesse depuis l'avènement et la croissance rapide des nanosciences et des nanotechnologies dans la seconde moitié du XXe siècle. De nombreuses structures techniques, telles que la convection dans les bâtiments, utilise la convection naturelle dans les enceintes. Écoulement de fluide dans les collecteurs d'énergie solaire, refroidissement de circuits électroniques, refroidissement de réacteurs nucléaires, etc. La convection naturelle a l'avantage d'être fiable, car le mouvement de l'air est simplement créé par des gradients de densité locaux en présence d'un champ gravitationnel, sans l'utilisation de moteurs tels que des pompes ou des ventilateurs.

**I.3. Généralité sur les Nano-fluides**

Le développement récent et considérable de la recherche sur les nano fluides est dû au fait qu'il est faisable pour certaines applications [21] L'amélioration du transfert de chaleur dans ces systèmes est un sujet important du point de vue des économies d'énergie [1] en intégrant une faible concentration de nanoparticules dans un fluide pur. Cette dernière génération de fluides est appelée « nano-fluides ». Cette phrase est utilisée pour décrire ". Ce terme a été introduit par Choi au laboratoire Argonne aux États-Unis d'Amérique 1995 et reste couramment utilisé pour caractériser ce type de suspension colloïdale [6]. Récemment, une nouvelle classe de nanofluides, les « nano-fluides hybrides », est utilisée pour améliorer encore le taux de transfert de chaleur [16] obtenu en dispersant, dans un fluide de base, deux types de nanoparticules [15].

**I.3.1 Définition nano-fluides**

Ajout de particules nanométriques à un fluide de base, appelé « nano-fluide » [14]. [Neuf] Les suspensions colloïdales sont des nanofluides [20]. Le nanofluide est un fluide

contenant des particules de taille nanométrique (moins de 100 nm) appelées nanoparticules [18], qui sont ajoutées aux fluides de base dans des proportions appropriées (ne dépassant pas 10%) pour empêcher l'agrégation [6]. Dans le cas des fluides caloporteurs, la conductivité thermique est l'un des premiers facteurs à considérer pour déterminer la capacité d'échange thermique. Les nanoparticules sont disponibles dans une variété de formes et de tailles. :

- ✓ **Métalliques** : le cuivre (Cu), l'aluminium (Al), l'or (Au), l'argent (Ag).
- ✓ **Oxydes** : l'oxyde de cuivre (CuO), l'oxyde de l'aluminium (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>), le de titane (TiO<sub>2</sub>).
- ✓ **Nanotubes de carbone** [5].

Le choix des liquides de base est primordial pour un nanofluide, il permet d'assurer la stabilité de la suspension dans le temps et d'éviter tout phénomène d'aggrégations, la sélection d'un telle fluide se fera en fonction de la nature de nanoparticules, les solvants les plus utilisés sont [4] [5]:

- ✓ L'eau.
- ✓ L'éthylène glycol, EG.
- ✓ Les huiles.
- ✓ Le Toluène.

### **I.3.2. Préparation des nano-fluides**

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

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

Par contre pour les nanofluides il existe deux procédés distinct :

#### **II.2.1 Procédé en une étape (one-step method) [4] :**

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

#### **II.2.2 Procédé en deux étapes (two-step method) [4] :**

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

**I.3.3. Applications des nano-fluides**

- **L'industrie**

Since this allows us to reduce the size of cooling equipment or their electrical consumption without getting too tired, industry in general (heat engine, air conditioning, power portion, nuclear installation, particle accelerator, aeronautics or space, etc.) may reduce the size of cooling equipment or their electrical consumption. Pour doubler le coefficient d'échange, il faudrait multiplier la puissance de pompage par dix, ce qui serait énorme et non rentable. En augmentant ce coefficient jusqu'à 80% dans des conditions turbulentes sans changer la puissance nécessaire au fonctionnement, un nanofluide peut partiellement surmonter cela. [6].

- **Refroidissement des systèmes électroniques**

Dans la cavité ouverte, les nanofluides ont été considérés comme fluides de refroidissement, Pour cela plusieurs études ont été effectuées, Hamdi et al [10]. Dans le présent travail, l'écoulement des fluides à convection mixte bidimensionnelle et le transfert de chaleur des nanofluides d'eau (Cu, Ag, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> et TiO<sub>2</sub>) dans une cavité entraînée par le couvercle face à deux côtés et partiellement chauffée par le bas ont été étudiés numériquement. Deux sources de chaleur discrètes sont situées sur la paroi inférieure de l'enceinte; cependant, les murs mobiles verticaux et le plafond sont refroidis à température constante. Les parties limites restantes de la paroi inférieure sont maintenues isolées.

- **Refroidissement des systèmes thermiques**

Utilisées principalement pour le refroidissement des systèmes énergétiques et l'effet du facteur de forme sur le mouvement ascendant des courants fluides [9]. Ce point est étudié par plusieurs groupes de chercheurs, Bara et al [14], ont présenté des résultats d'une convection naturelle de nanofluides dans une cavité fermée remplie l'eau pure d'une part et d'un mélange d'eau et de nanoparticules (Cu) d'autre part pour un nombre de Rayleigh variant .

- **Refroidissement des systèmes militaires**

Les exemples des applications militaires incluent le refroidissement de l'électronique de puissance et les armes d'énergie dirigée. Ces derniers impliquent des flux thermiques très élevés ( $q > 500$  à  $1000$  W/cm<sup>2</sup>), ou les nanofluides ont montrés leur efficacité pour refroidir ces systèmes, et aussi les autres systèmes militaires, y compris les véhicules militaires, les sous-marins, et les diodes lasers à haute puissance [6].

- **Refroidissement des systèmes nucléaires**

L'institut de technologie de Massachusetts a réservé un centre interdisciplinaire uniquement pour la nouvelle nanotechnologie (nanofluide) dans l'industrie de l'énergie nucléaire. Actuellement, ils évaluent l'impact potentiel de l'utilisation des nano-fluides sur la sûreté neutronique, et de la performance économique des systèmes nucléaires [6]. Boutra et col, [12], ont présenté des résultats issus l'étude numérique de l'écoulement bidimensionnel et plan et du transfert thermique en mode de convection mixte au sein d'une cavité carrée, entièrement remplie d'un nanofluide (Ag-eau). Les suspensions ainsi obtenues peuvent être utilisées dans une multitude d'applications, telles que le refroidissement des réacteurs nucléaires, l'optimisation du transfert thermique au sein d'un échangeur de chaleur, etc...

- **La biomédecine**

Les nanofluides et les nanoparticules ont beaucoup d'applications en biomédicale. Par exemple, pour éviter quelques effets secondaires des méthodes traditionnelles du traitement du cancer, les nanoparticules à base de fer ont été employées comme transporteur des drogues. Aussi pour une chirurgie plus sûre en produisant le refroidissement efficace autour de la région chirurgicale. Les nanofluides pourraient apporter une solution intéressante dans le refroidissement des miroirs, cibles et filtres des lasers et rayons X de forte puissance [5].

#### **I.3.4. Autres applications**

Pile à combustible-le chauffage solaire de l'eau-refroidisseurs réfrigérateur domestique, Diesel combustion, Forage, Lubrifiants, stockage thermique [6] et caloducs [4].

#### **I.3.5. Les avantage des nano-fluides**

- Une grande surface de transfert de chaleur entre les particules et les fluides.
- Haut dispersion et stabilité avec prédominante mouvement brownien des particules.
- Réduit par rapport au liquide pur pour obtenir équivalent intensification de transfert de chaleur.
- Particules réduites de colmatage par rapport aux conventionnelles boues favorisant ainsi la miniaturisation du système.
- Propriétés ajustables, dont la conductivité thermique et la mouillabilité de la surface, en faisant varier les concentrations de particules en fonction de différentes applications [4].

### I.3.6. Les inconvénients des nano-fluides

- Le manque de l'accord des résultats obtenus par différents chercheurs.
- Le manque de compréhension théorique des mécanismes responsables de changements des propriétés.
- Mauvaise caractérisation des suspensions.
- Stabilité des nanoparticules dispersion.
- Chute de pression accrue et la puissance de pompage.
- Viscosité supérieur, chaleur spécifique Basse.
- Le coût élevé des nano-fluides.
- Difficultés dans le processus de production [4].

### I.3.7. Les propriétés thermo physiques

#### I.3.7.1. Nano-fluides

Tout fluide classique possède des propriétés thermo physiques. L'ajout des particules solides de taille nanométriques dans un fluide de base provoque une modification de ses propriétés thermo physiques. L'efficacité du transfert de chaleur à l'aide du nano-fluide est décrite par le coefficient de transfert de chaleur par convection qui est en fonction d'un certain nombre de propriétés thermo physiques, à savoir la conductivité thermique  $k_{nf}$ , la chaleur spécifique  $Cp_{nf}$ , le coefficient de dilatation thermique  $\beta_{nf}$ , la viscosité  $\mu_{nf}$  et la densité  $\rho_{nf}$  [19].

#### ➤ La fraction volumique

La fraction volumique est la propriété la plus importante pour le nanofluide, puisque le calcul de tous les autres propriétés se base sur la fraction volumique du nanofluide. Et on peut définir la fraction volumique comme le volume de solide ou particule (nanoparticules) sur le volume total (nanoparticules + fluide de base) [6]. L'augmentation des fractions volumiques résulte une déviation importante pour les isothermes entre le nanofluide et le fluide pur [2]. La valeur de la fraction volumique varie entre 0 (fluide de base pure) et 1. La fraction volumique est donnée par la relation suivante [5] [6] :

$$\varphi = \frac{V_p}{V_T} \quad \text{I.1}$$

$V_p$  : volume des particules solides [ $m^3$ ].

$V_T$  : volume totale [ $m^3$ ].

### ➤ Conductivité thermique (K)

La conductivité thermique, notée  $K(W.m^{-1}K^{-1})$ , est la capacité d'un matériau de conduire ou de transmettre de la chaleur [21], la conductivité thermique est améliorée de plusieurs dizaines de pourcentage par rapport à celle du fluide de base [9] :

#### A) Modèle de Maxwell

La conductivité thermique effective du nanofluide est approximée par le modèle d'approximation auto-cohérente de Maxwell. Pour l'entité à deux composants de la suspension de particules sphériques [10]. Le modèle de Maxwell (1873) est donné par la formule suivante [5] :

$$K_{nf} = \frac{Kp + 2Kf + 2\varphi(Kp - Kf)}{Kp + 2Kf - \varphi(Kp - Kf)} Kf \quad \text{I.2}$$

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

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

$Kp$ : La conductivité thermique des particules solides.

Le modèle de Hamilton-Crosser et le modèle de Yu-Choi, qui tiennent compte de la forme non sphérique des nanoparticules [9] :

#### B) Modèle de Hamilton & Crosser (1962)

Le modèle de Hamilton et Crosser a été établi pour résoudre la limite de modèle de Maxwell. Puisque ce dernier n'a valable que dans le cas des particules sphériques. La conductivité thermique apparente du milieu est donnée par l'expression suivante [17] :

$$K_{nf} = \frac{Ks + (n-1)Kf - (n-1)(Kf - Kp)\varphi}{Ks + (n-1)Kf + \varphi(Kf - Kp)} Kf \quad \text{I.3}$$

Ou (n) est un facteur de forme empirique donne par :  $n = \frac{3}{\psi}$ .

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

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

**C) Modèle de Yu et Choi**

Une autre expression pour calculer la conductivité thermique a été introduite par Yu et Choi (2003) [5]. Ils ont proposé de modéliser les nano-fluides comme un liquide de base et des particules solides séparés par une couche nanométrique, cette couche agit comme un pont thermique entre le fluide et les nanoparticules [8].

$$\frac{Kn_f}{K_f} = \frac{K_p + 2K_f - 2(1+\beta)^3(K_f - K_p)\varphi}{K_p + 2K_f + (1+\beta)^3(K_f - K_p)\varphi} \quad \mathbf{I.4}$$

$\beta$ : Rapport de l'épaisseur de la couche nanométrique sur le rayon des particules.

➤ **Viscosité dynamique ( $\mu$ )**

La viscosité peut être définie comme étant une propriété d'un fluide pour qu'il résiste aux déformations lorsqu'il est mis en mouvement. On peut donc parler de la viscosité comme étant une mesure du frottement interne d'un fluide. Un liquide très visqueux est un liquide qui présente un frottement interne élevé [4]. La viscosité diminuait fortement avec la température, en particulier pour une concentration élevée de nanoparticules [10].

Les différents modèles de viscosités :

• **Modèle d'Einstein**

Einstein a déterminé l'énergie dissipée autour d'une seule particule dans un fluide en associant son énergie au travail réalisé pour la faire avancer relativement au fluide. A partir de ce résultat, il a déterminé l'expression décrivant une dépendance linéaire de la viscosité des suspensions dans un fluide avec la concentration [17] :

$$\mu_{nf} = \mu_f(2.5\varphi + 1) \quad \mathbf{I.5}$$

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

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

$\varphi$  : la fraction volumique des nanoparticules.

Cette relation est valable pour le cas de particules sphériques et pour de très faible fraction Volumique  $\varphi \leq 0.03$ .

- **Modèle de Brinkman**

La formule de Brinkman (1952) complète le modèle d'Einstein jusqu'à une concentration volumique inférieure à 4% [17]. La viscosité du nanofluide est donnée par Brinkman [3] :

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_n}{(1-\varphi)^{2.5}} \quad \text{I.6}$$

- **Modèle de Batchelor**

Batchelor a montré que la viscosité est une fonction non linéaire de  $\varphi$  avec la présence d'un terme en  $\varphi^2$ .

$$\mu_{nf} = \mu_f (6.2 \varphi^2 + 2.5\varphi + 1) \quad \text{I.7}$$

- **Modèle de Maiga et al**

D'autres relations ont été proposées dans la littérature limitée à des applications bien précises. Maiga et al. (2005) à partir de résultats de mesures ont proposé la corrélation [17] :

$$\mu_{nf} = \mu_f (123 \varphi^2 + 7.3\varphi + 1) \quad \text{I.8}$$

- **Modèle de Pak et Cho [2] :**

$$\mu_{nf} = \mu_f (533.9 \varphi^2 + 39.11\varphi + 1) \quad \text{I.9}$$

➤ **La masse volumique ( $\rho$ )**

La masse volumique des nanofluides est proportionnelle à la fraction volumique en particules et augmente avec l'ajout des nanoparticules. Dans la littérature, et en l'absence de résultats expérimentaux, la masse volumique des nanofluides est souvent calculée à partir de la loi de mélange dans laquelle, comme pour la chaleur spécifique, le nanofluide est supposé homogène (1998) [21] :

$$\rho_{nf} = \varphi \rho_p + (1-\varphi) \rho_f \quad \text{I.10}$$

Où :

$\rho_{nf}$  : Masse volumique du nanofluide.

$\rho_s$  : Masse volumique de la nanoparticule.

$\rho_f$  : Masse volumique du fluide.

➤ **La chaleur massique (Cp) :**

Nous avons retrouvé en suivant les auteurs l'une ou l'autre des deux relations suivantes. De nombreux auteurs dont **Pak et Cho.** (1998) ont utilisé :

$$(C_p)_{nf} = (1 - \varphi) (C_p)_f + \varphi (C_p)_p \quad \text{I.11}$$

Certains autres dont **Xuan et Roetzel (2000)** ont utilisé :

$$(\rho C_p)_{nf} = (1 - \varphi) (\rho C_p)_f + \varphi (\rho C_p)_p \quad \text{I.12}$$

$(C_p)_{nf}$ ,  $(C_p)_f$ ,  $(C_p)_p$  désignent respectivement les chaleurs spécifiques, du nano-fluide, du fluide de base et des nanoparticules [17].

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

La variation de masse volumique sous l'action de la température est caractérisée par le coefficient d'expansion thermique appelé également coefficient de dilatation isobare [21] :

$$\beta = \frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right) \quad \text{I.13}$$

Le calcul de la valeur de ce coefficient pour les nano fluides, de très nombreux auteurs ont utilisé à la suite des premiers travaux sur les nano fluides et par analogie avec la relation qui détermine la masse volumique l'expression suivante [4] :

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

**I.3.7.2. Nano fluides hybrides**

Le nano-fluide combiné ou hybride est une classe moderne de liquides formée par une combinaison de deux types de nanoparticules en suspension dans des liquides ordinaires. Le choix de ces matériaux nano-particulaires est assez essentiel [23] [22]. Par exemple, l'Argent (Ag) et l'Oxyde de Titane (TiO<sub>2</sub>) dispersant dans le fluide de base d'une manière homogène et plus stable [19]. Thermo physiques du nano-fluide de travail sont supposées constantes, à l'exception de la densité, qui varie en fonction du modèle de Boussinesq. L'équilibre thermique est supposé entre le liquide hôte et les particules nanométriques [23].

La masse volumique du nanofluide hybride  $(\rho_{hnf})$ , sa capacité calorifique  $(\rho C_p)_{hnf}$  ainsi que son coefficient d'expansion thermique  $(\beta)_{hnf}$  sont calculés par le biais des lois de mélanges donnés par les équations suivantes [15] [16] :

La masse volumique :

$$\rho_{hnf} = (1 - \varphi_2) [(1 - \varphi_1) \rho_f + \varphi_1 \rho_1] + \rho_2 \varphi_2 \quad \text{I.15}$$

La capacité calorifique :

$$(\rho C_p)_{hnf} = (1 - \varphi_2) [(1 - \varphi_1) (\rho C_p)_f + \varphi_1 (\rho C_p)_1] + (\rho C_p)_2 \varphi_2 \quad \text{I.16}$$

Coefficient d'expansion thermique :

$$(\beta)_{hnf} = [(1 - \varphi) (\rho \beta)_f + \varphi_1 \rho_1 \beta_1 + \varphi_2 \rho_2 \beta_2] / \rho_{hnf} \quad \text{I.17}$$

➤ **La conductivité thermique [22] :**

$$K_f = \frac{(K_{hp} + 2K_f) - 2\varphi(K_f - K_{hp})}{(K_{hp} + 2K_f) + \varphi(K_f - K_{hp})} \cdot \quad K_{hp} = \frac{\varphi_1 k_1 + \varphi_2 k_2}{\varphi} \quad \text{avec : } \varphi = \varphi_1 + \varphi_2 \quad \text{I.18}$$

➤ **La viscosité dynamique [22] :**

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1 - \varphi_1)^{2.5} (1 - \varphi_2)^{2.5}} \quad \text{I.19}$$

Diffusivité [22] :

$$\alpha_{nf} = \frac{K_{hnf}}{(\rho C_p)_{hnf}} \cdot \quad \text{I.20}$$

## I.4. Généralité sur le transfert de chaleur

### I.4.1. Introduction

Un transfert de chaleur ou transfert thermique entre deux corps est une interaction énergétique qui résulte d'une différence de température entre les deux corps. On distingue habituellement trois modes de transfert de chaleur :

- La conduction thermique ou diffusion thermique.
- Le rayonnement thermique.
- La convection.

Ces trois modes sont régis par des lois spécifiques. Cependant, seule la conduction et le rayonnement sont des modes fondamentaux de transmission de la chaleur ; la convection,

tout en étant très importante, ne fait que combiner la conduction avec un déplacement de fluide [6].

#### I.4.2. Transfert de chaleur par conduction

Ce mode de transmission caractérise essentiellement les transferts de chaleur dans les solides ou entre corps solides contigus [11], puisque dans les milieux fluides (c'est-à-dire liquide ou gazeux), la conductivité thermique est faible. La conduction est le seul mécanisme intervenant dans le transfert de chaleur dans un solide homogène, opaque et compact. Exemple : Barre en métal chauffée à l'une de ces extrémités.

On comprend donc intuitivement que la conduction a une origine microscopique. Il s'agit d'un mécanisme de diffusion de la chaleur. Il correspond au transfert de chaleur dans un solide d'un point chaud vers un point froid. On définit le flux de chaleur élémentaire  $d\Phi$  comme étant la quantité de chaleur transmise par unité de temps et on écrit [6] :

$$\Phi = \frac{dQ}{dt} = - \lambda S \frac{dT}{dx} . \quad \text{I.21}$$

$\Phi$  : Le flux de chaleur en watt (W).

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

$S$  : Aire de la section de passage du flux de chaleur ( $\text{m}^2$ ).

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

$dQ$  : La quantité de chaleur élémentaire (J).

$dt$  : est le temps caractéristique élémentaire (s).

#### I.4.3. Transfert de chaleur par rayonnement

Le rayonnement est le transfert de chaleur d'un corps à un autre corps, sans aucun contact entre eux, par le déplacement d'ondes dans l'espace. Cette de transfert de chaleur concerne les longueurs d'ondes comprises entre 100  $\mu\text{m}$  et 0,01  $\mu\text{m}$  et va de l'infrarouge à l'ultraviolet en couvrant le visible [11]. C'est donc le seul mode où la chaleur peut se propager dans le vide. L'équation de Stefan-Boltzmann qui permet de calculer le flux de chaleur transmis par rayonnement est [6] :

$$\Phi(w) = M.S = \sigma . T^4 . S \quad \text{I.22}$$

Sachant que :

$\Phi$ : Flux de chaleur transmis par rayonnement (W)

$\sigma = 5,67.10^{-8}$  est la constante de STEFAN-BOLTZMANN [W/ (m<sup>2</sup>.k<sup>4</sup>)].

M : Emittance [W/m<sup>2</sup>].

T : température absolue [k].

S : surface [m<sup>2</sup>].

#### I.4.4. Transfert de chaleur par convection

La convection est un mode de transport d'énergie par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation de l'énergie et du mouvement du milieu. La convection est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz [6] [11]. Donnée par la relation dite loi de Newton :

$$\Phi = h \cdot S \cdot \Delta T.$$

I.23

Avec :  $\Delta T = (T_f - T_p)$

$T_f$  : représente la température du film laminaire de l'écoulement.

$T_p$  : est la température de la paroi du milieu considéré.

h : le coefficient d'échange convectif [W.m<sup>-2</sup>.K<sup>-1</sup>].

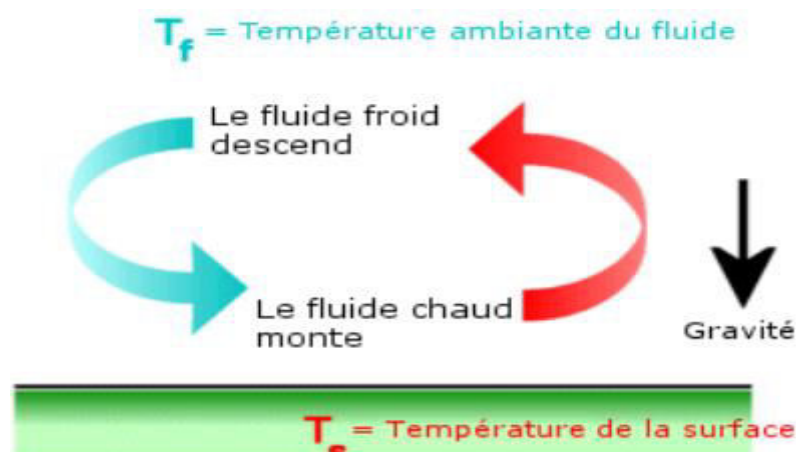
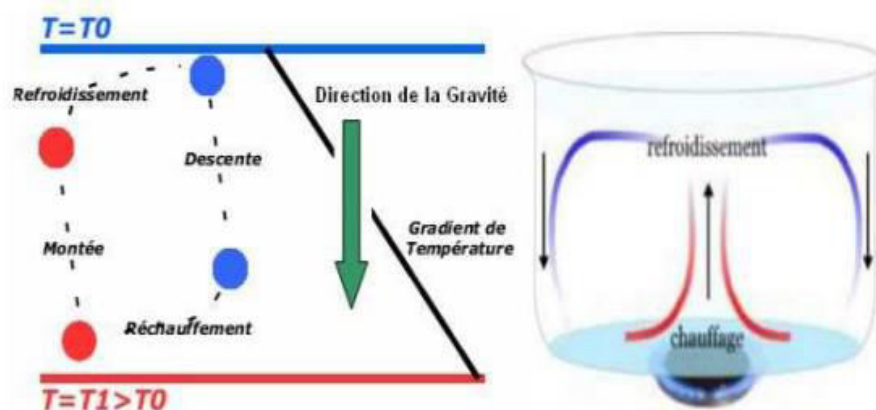


Figure I.1 : schéma présentatif de transfert convectif [21].

#### I.4.4.1. La convection naturelle

Dans ce type de convection le mouvement résulte de la variation de la masse volumique du fluide avec la température ; cette variation crée un champ de forces gravitationnelles qui conditionne les déplacements des particules du fluide comme le montre la figure (I.03) [3].



**Figure (I.2) :** Principe physique de la convection naturelle [6].

#### I.4.4.2. La convection forcée

Dans ce type de convection le mouvement est provoqué par un procédé mécanique indépendant des phénomènes thermiques (compresseur, pompe, ventilateur, etc....) ; c'est donc un gradient de pression extérieur qui provoque les déplacements des particules du fluide. L'étude de la transmission de chaleur par convection est donc étroitement liée à celle de l'écoulement des fluides [3].

#### I.4.4.3. La convection mixte

La convection mixte correspond au couplage des deux phénomènes précédents (convection naturelle et forcée) quand les vitesses d'écoulement, fictives, dues aux deux types de convections sont considérées séparément, du même ordre de grandeur [11]. Le transfert de chaleur par convection mixte et l'écoulement de fluide dans les cavités sont des sujets importants d'investigation en raison de leur effet sur de nombreuses applications d'ingénierie et des phénomènes naturels tels que l'énergie thermique, les industries pétrochimiques,

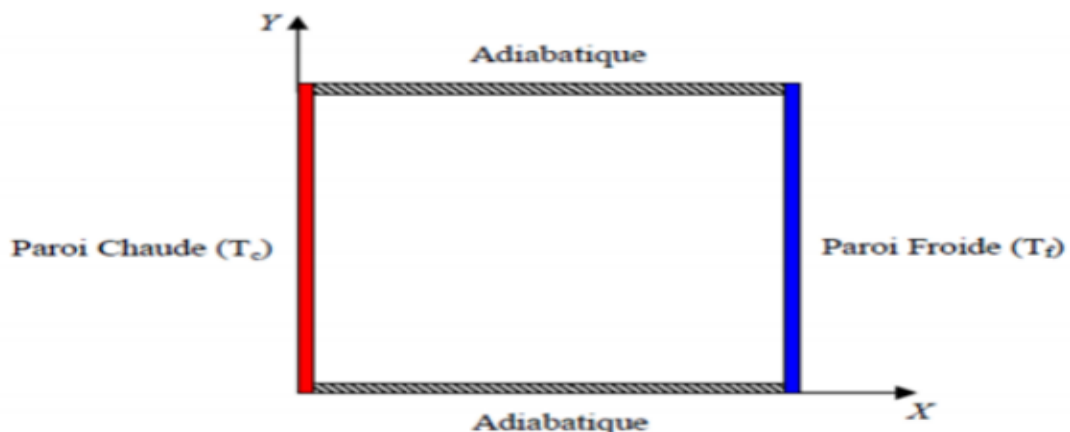
l'aérospatiale, la construction et les capteurs solaires, etc [21]. De plus, les problèmes de convection mixte sont caractérisés par trois paramètres de surveillance non dimensionnels, à savoir Numéro de Reynolds  $Re$ , le numéro de Grashof Grand le numéro de Prandtl [10].

#### I.4.5. La convection dans les enceintes

Le phénomène de la convection naturelle des nanofluides dans une enceinte est largement utilisé dans l'ingénierie, comme le collecteur d'énergie solaire, la conservation de la chaleur des circuits de transport thermique, le refroidissement des unités électriques, etc [13].

##### I.4.5.1. Enceinte avec gradient verticale de température

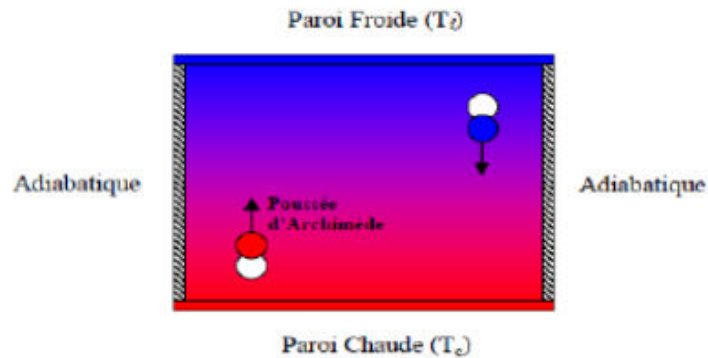
Dans cette configuration, l'une des parois verticales est chauffée tandis que l'autre est refroidie, les parois horizontales étant considérées comme adiabatiques (Figure. I.5). Pour cette configuration, il n'y a pas de gradient critique de température et le fluide est alors ascendant le long de la paroi chaude et descendant le long de la paroi froide [11].



**Figure I.3:** schéma de la convection dans une cavité avec gradient horizontale de température [11].

##### I.4.5.2. Déplacement d'une goutte de fluide

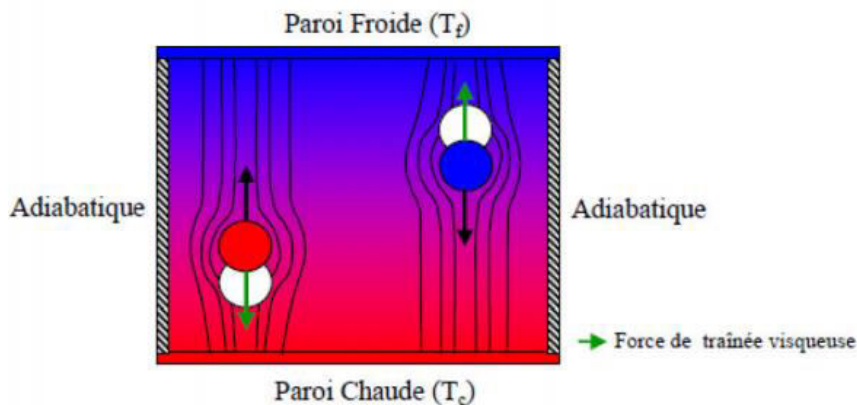
Dans une couche de fluide il y a une goutte située dans le fond, sa densité est plus faible que la densité moyenne, lorsque la poussée d'Archimède est nulle implique que la goutte reste immobile, supposons maintenant une perturbation aléatoire provoquant d'un léger déplacement de la goutte vert là-haut, cette dernière est alors entourée de fluide de densité plus grande et de température plus petite [18].



**Figure 1.4 :** schéma représentant de déplacement d'une goutte de fluide [18].

#### I.4.5.3. Trainée visqueuse et diffusion de la chaleur

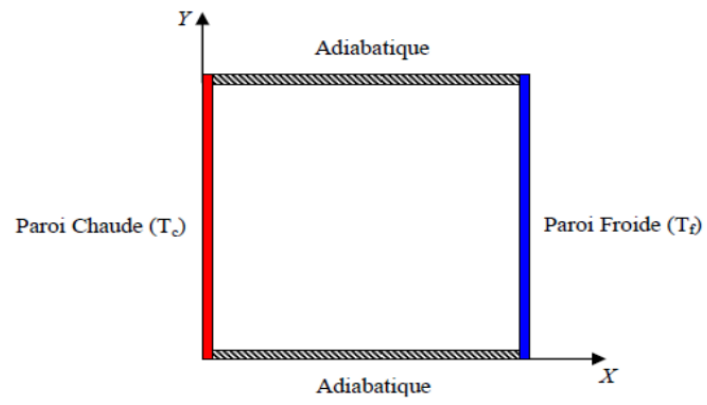
On peut supposer que l'existence d'un gradient de température suffit pour entrainer en écoulement convectif. En effet, deux autres facteurs jouent un rôle important pour le mouvement d'une goutte de fluide. Le premier est la trainée visqueuse (force de frottements) dirigée dans le sens opposé au mouvement (fig. 1.7) sa valeur dépend de la viscosité du fluide, lorsque la trainée est égale à la poussée d'Archimède dans ce ca il n'aura pas de mouvement [18].



**Figure 1.5 :** schéma représentant la force e trainée visqueuse [18].

#### I.4.5.4. 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 [2].



**Figure I.6:** Schéma de la convection dans une enceinte avec gradient horizontale de température2

# *Chapitre II*

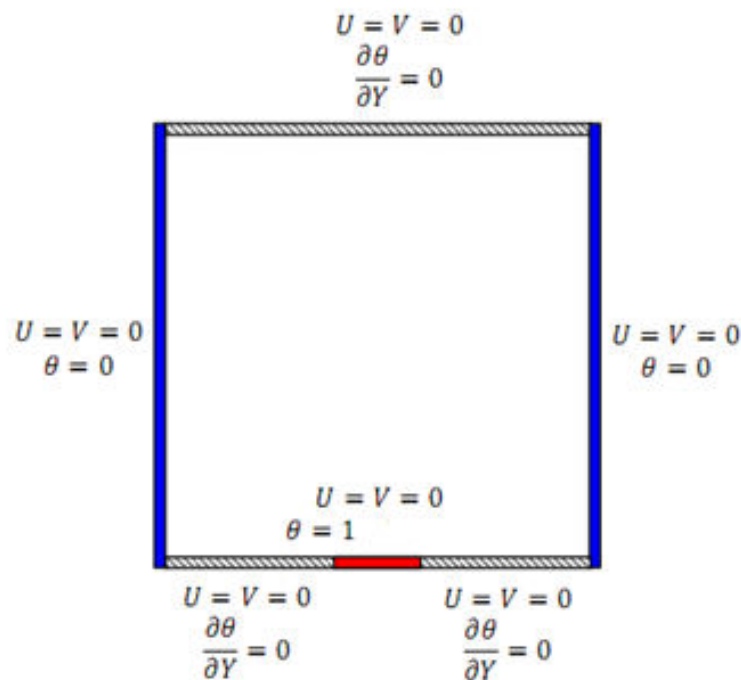
## II.1. Introduction

Dans ce chapitre nous décrivons et formulons le modèle physique, mathématique et les hypothèses simplificatrices ainsi que les conditions aux limites appropriées. Chaque phénomène physique est souvent formulé par des équations mathématiques (équations différentielles) qui représentent une modélisation de ce phénomène. Une modélisation doit obligatoirement exprimer le comportement du phénomène dans l'espace et dans le temps. En mécanique des fluides, on suppose que le fluide est un milieu continu, ce qui permet d'utiliser les lois classiques de conservation à savoir [11] [5] :

- ✓ Conservation de masse.
- ✓ La quantité de mouvement.
- ✓ Conservation d'énergie.

## II.2. Définition géométrique

La géométrie considérée est représenté sur la Figure (II.1). Elle est basée sur une cavité carrée rempli de nanofluides de longueur (L) chauffée iso-thermiquement par le bas. En effet, 1/3 de la surface de la paroi inférieure est chauffée par une source de chaleur (La source est maintenir la paroi inférieure à température constante), les deux parois verticales latérales sont refroidies et la paroi supérieure est maintenue adiabatique.



**Figure II.1.** Schéma représentant l'enceinte à une source de chaleur localisée au milieu.

### II.3. Equations gouvernantes

Les équations régissant l'écoulement sont les équations de continuité, de Navier-stokes et l'équation d'énergie, qui expriment, respectivement, la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie.

Les champs de vitesses et de températures issues de ces équations peuvent être utilisés pour évaluer les paramètres de transfert de chaleur (nombre de Nusselt) et les distributions de l'entropie produite dans la cavité[18].

#### II.3.1. Equation de continuité

C'est l'équation qui exprime la loi de conservation de la masse pour un volume de contrôle matériel. Elle s'exprime mathématiquement sous la forme suivante[11] :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div} (\rho \cdot V) = 0 \quad \text{II.1}$$

Où : $\rho$  est la masse volumique et  $V$  est le vecteur de vitesse.

#### II.3.2. Equation de quantité de mouvement (ou équation de Navier-Stokes)

Le principe de conservation de la quantité de mouvement permet d'établir les relations entre les caractéristiques du fluide lors de son mouvement et les causes qui le produisent. Il indique que le taux de variation de quantité de mouvement contenu dans le volume de contrôle est égal à la somme de toutes les forces extérieures qui lui sont appliquées. Il s'écrit sous la forme suivante[5] :

$$\frac{D}{Dt}(\rho \cdot V) = \rho F - \text{grad} (p) + \mu \Delta V + \frac{1}{3} \mu \text{grad} (\text{div}(V)) \quad \text{II.2}$$

Où : $F$  est une force par unité de volume,  $p$  est la pression et  $\mu$  la viscosité dynamique.

#### II.3.3. Equation de conservation d'énergie

L'équation de conservation d'énergie est obtenue à partir du premier principe de la thermodynamique. Ce principe met en relation les différentes formes d'énergie, soit :

$$\frac{D}{Dt}(\rho \cdot C_p \cdot T) = \Delta (K \cdot T) + q + \beta T \frac{Dp}{Dt} + \mu \Phi \quad \text{II.3}$$

Avec :

$\frac{D}{Dt}(\rho \cdot c_p \cdot T)$  : La variation totale d'énergie (par accumulation et convection).

$\Delta(K \cdot T)$ : La variation d'énergie par conduction.

$\beta T \frac{Dp}{DT}$ : La variation d'énergie due à la compressibilité.

$\mu \phi$ : La dissipation irréversible due au frottement visqueux.

Les coefficients  $C_p$ ,  $k$  et  $\beta$  sont respectivement, la capacité calorifique, la conductivité thermique et le coefficient de dilatation isobare du fluide.

#### II.4. Les hypothèses simplificatrices:

Il est maintenant nécessaire d'effectuer un certain nombre d'hypothèses afin d'établir un modèle mathématique simple qui décrit la physique de ce problème, donc on adopte les hypothèses suivantes :

- ✓ L'écoulement est stationnaire et bidimensionnel.
- ✓ Le fluide est Newtonien et incompressible.
- ✓ L'écoulement engendré est laminaire.
- ✓ Le flux de la source de chaleur est constant dans le temps.
- ✓ Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.
- ✓ La puissance volumique dissipée est négligeable.
- ✓ Le travail, induit par les forces visqueuses et de pression, est négligeable.
- ✓ La masse volumique du fluide varie linéairement avec la température. Cette variation est donnée par la relation :

$$\rho = \rho_0 [1 - \beta (T - T_0)] \quad \text{II.4}$$

D'où:  $T$ : Représente la température du fluide en un point donné du système.

$T_0$ : La température de référence qui correspond généralement à la valeur moyenne de la température dans le système.

$\rho_0$  : La masse volumique du fluide à la température de référence.

$\beta$ : Le coefficient d'expansion volumique thermique du fluide, il est donné par :

$$\beta = - \frac{1}{\rho_0} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad \text{II.5}$$

On utilise une hypothèse simplificatrice connue par l'hypothèse de Boussinesq, qu'elle dit: « la masse volumique ( $\rho$ ) du fluide est supposé constante dans les équations hydrodynamiques, sauf dans le terme générateur de la convection naturelle ( $\rho \cdot g$ ), ou ses variations induisent directement des forces de poussée d'Archimède.

Toutes les autres caractéristiques thermo-physiques du fluide (la viscosité dynamique  $\mu$ , la conductivité thermique  $k$  et la chaleur massique à pression constante  $C_p$ ) sont considérées comme constantes et définies à la température de référence  $T_0$  ».

## II.5. Propriétés thermo-physiques des nano fluides

Dans le tableau II.1 sont présentées les propriétés thermophysiques des liquides et des nanoparticules les plus utilisées dans la littérature des nanofluides.

Propriétés physiques	Eau pure	Cuivre <b>Cu</b>	Argent <b>Ag</b>	Oxyde de Titane <b>TiO<sub>2</sub></b>	Oxyde de Cuivre <b>CuO</b>
$\rho$ (kg .m <sup>-3</sup> )	997.1	8933	10500	4250	6320
$C_p$ (J .kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )	4179	385	235	686.2	531.8
$K$ (W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )	0.613	400	429	8.954	17.65
$\mu$ (Kg .m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )	0.001002	-	-	-	-
$\beta$ (K <sup>-1</sup> ) $\times 10^{-5}$	21	1.67	1.89	0.9	0.85

**Tableau. II.1** : propriétés thermo physiques des nanoparticules et les fluides caloporteurs.

## II.6. Equations du problème :

On peut établir les différentes équations nécessaires à la résolution du problème considéré dans notre étude comme suit :

### II.6.1. Equations de continuité

Après d'application des précédentes hypothèses on obtient :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0$$

**II.6**

$u$  et  $v$  étant les composantes du champ de vitesse  $V$  ( $u, v$ ) dans la direction  $x$  et  $y$  respectivement.

### II.6.2. Equations de quantité de mouvement

Les équations de quantité de mouvement s'écrivent de la manière suivante :

Suivant  $x$  :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad \text{II.7}$$

Suivant  $y$  :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - g \beta (T - T_0) \quad \text{II.8}$$

### II.6.3. Equations de l'énergie

L'équation de l'énergie est obtenue en appliquant le principe de la conservation de l'énergie dans la direction  $x$  et  $y$  comme suit :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad \text{II.9}$$

Les équations différentielles de la continuité, de la quantité de mouvement et de l'énergie forment le modèle mathématique de l'écoulement de la convection naturelle laminaire [5][11] [18].

### II.7. Formulation adimensionnelle du problème

Pour adimensionnaliser les variables dépendantes et indépendantes, nous employons des quantités caractéristiques qui sont constantes dans tout le champ d'écoulement et de température. Ces quantités sont :  $L, V_0, T_p, T_f$ , et  $P_0$ .

Nous considérons des coordonnées cartésiennes et définissons les variables adimensionnelles suivantes :

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

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

**II.7.1. Forme adimensionnelle de l'équation de continuité :**

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial u}{\partial X} \frac{\partial X}{\partial x} = \frac{\partial U}{\partial X} \left( \frac{V0}{L} \right) \quad \text{II. 10}$$

$$\frac{\partial v}{\partial y} = \frac{\partial v}{\partial Y} \frac{\partial Y}{\partial y} = \frac{\partial V}{\partial Y} \left( \frac{V0}{L} \right) \quad \text{II. 11}$$

Substituant (II.10) et (II.11) dans (II.6) :

$$\frac{\partial U}{\partial X} \left( \frac{V0}{L} \right) + \frac{\partial V}{\partial Y} \left( \frac{V0}{L} \right) = 0$$

Donc :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad \text{II. 13}$$

**II.7.2. Forme adimensionnelle des équations de quantité de mouvement**

**-L'équation de quantité de mouvement suivant x**

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial u}{\partial \tau} \frac{\partial \tau}{\partial t} = V0 \frac{\partial u}{\partial \tau} \left( \frac{V0}{L} \right) = \left( \frac{V0^2}{L} \right) \frac{\partial u}{\partial \tau} \quad \text{II. 14}$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} = V0 \times U \left( \frac{\partial u}{\partial X} \frac{\partial X}{\partial x} \right) = V0 \times U \left( V0 \frac{\partial U}{\partial X} \frac{1}{L} \right) = U \frac{\partial U}{\partial X} \left( \frac{V0^2}{L} \right) \quad \text{II. 15}$$

$$u \frac{\partial u}{\partial y} = V0 \times U \left( \frac{\partial u}{\partial Y} \frac{\partial Y}{\partial y} \right) = V0 \times V \left( V0 \frac{\partial U}{\partial Y} \frac{1}{L} \right) = U \frac{\partial U}{\partial Y} \left( \frac{V0^2}{L} \right) \quad \text{II. 16}$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial u}{\partial X} \frac{\partial X}{\partial x} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left( V0 \frac{\partial U}{\partial X} \frac{1}{L} \right) = \frac{V0}{L} \times \frac{\partial}{\partial X} \left( \frac{\partial U}{\partial X} \right) \frac{\partial X}{\partial x} \left( \frac{V0}{L^2} \right) \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} \quad \text{II. 17}$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial u}{\partial Y} \frac{\partial Y}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left( V0 \frac{\partial U}{\partial Y} \frac{1}{L} \right) = \frac{V0}{L} \times \frac{\partial}{\partial Y} \left( \frac{\partial U}{\partial Y} \right) \frac{\partial Y}{\partial y} = \left( \frac{V0}{L^2} \right) \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \quad \text{II. 18}$$

La substitution de (I-13), (I-14), (I-15), (I-16) et (I-17) dans (I-7) 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 :

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

**-L'équation de quantité de mouvement suivant y :**

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \frac{\partial v}{\partial \tau} \frac{\partial \tau}{\partial t} = V_0 \frac{\partial V}{\partial \tau} \left( \frac{V_0}{L} \right) = \frac{\partial V}{\partial \tau} \left( \frac{V_0^2}{L} \right) \quad \text{II.19}$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} = V_0 \times U \left( \frac{\partial v}{\partial X} \frac{\partial X}{\partial x} \right) = V_0 \times U \left( V_0 \frac{\partial V}{\partial X} \frac{1}{L} \right) = U \frac{\partial V}{\partial X} \left( \frac{V_0^2}{L} \right) \quad \text{II.20}$$

$$v \frac{\partial v}{\partial y} = V_0 \times V \left( \frac{\partial v}{\partial Y} \frac{\partial Y}{\partial y} \right) = V_0 \times V \left( V_0 \frac{\partial V}{\partial Y} \frac{1}{L} \right) = V \frac{\partial V}{\partial Y} \left( \frac{V_0^2}{L} \right) \quad \text{II.21}$$

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

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

La substitution de (II-19), (II-20), (II-21), (II-22) et (II-23) dans (II-8) donne :

$$\frac{\partial V}{\partial \tau} + U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{v}{V_0 L} \left( \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + \frac{g\beta\Delta T}{V_0^2} L\theta \quad \text{II.24}$$

Introduisant les nombres de *Grashof*  $Gr = (g\beta\Delta T.L^3)/\nu^2$  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 :

$$\frac{\partial V}{\partial \tau} + U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{Re} \left( \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + Ri\theta \quad \text{II.25}$$

**II.7.3. Forme adimensionnelle de l'équation d'énergie :**

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \left( \frac{\partial T}{\partial \tau} \frac{\partial \tau}{\partial t} \right) = \left( \Delta T \frac{\partial \theta}{\partial \tau} \frac{V0}{L} \right) = \left( \frac{V0 \times \Delta T}{L} \right) \frac{\partial \theta}{\partial \tau} \quad \text{II.26}$$

$$u \frac{\partial T}{\partial X} = V0 \times U \left( \frac{\partial T}{\partial X} \frac{\partial X}{\partial x} \right) = V0 \times U \left( \Delta T \frac{\partial \theta}{\partial X} \frac{1}{L} \right) = \left( \frac{V0 \times \Delta T}{L} \right) U \frac{\partial \theta}{\partial X} \quad \text{II.27}$$

$$v \frac{\partial T}{\partial y} = V_o \times V \left( \frac{\partial T}{\partial Y} \frac{\partial Y}{\partial y} \right) = V_o \times V \left( \Delta T \frac{\partial \theta}{\partial Y} \frac{1}{L} \right) = \left( \frac{V_o \times \Delta T}{L} \right) V \frac{\partial \theta}{\partial Y} \quad \text{II.28}$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial T}{\partial X} \frac{\partial X}{\partial x} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left( \Delta T \frac{\partial \theta}{\partial X} \frac{1}{L} \right) = \frac{\Delta T}{L} \times \frac{\partial}{\partial X} \left( \frac{\partial \theta}{\partial X} \right) \frac{\partial X}{\partial x} = \left( \frac{\Delta T}{L^2} \right) \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} \quad \text{II.29}$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial T}{\partial Y} \frac{\partial Y}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left( \Delta T \frac{\partial \theta}{\partial Y} \frac{1}{L} \right) = \frac{\Delta T}{L} \times \frac{\partial}{\partial Y} \left( \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right) \frac{\partial Y}{\partial y} = \left( \frac{\Delta T}{L^2} \right) \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \quad \text{II.30}$$

Remplaçant par (II-26), (II-27), (II-28), (II-29) et (II-30) dans (II-9):

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\alpha}{V0L} \left( \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad \text{II.31}$$

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

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{RePr} \left( \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad \text{II.32}$$

**II.8. Conditions aux limites**

La résolution du système d'équations obtenu précédemment nécessite l'incorporation des conditions aux limites pour chaque variable dépendante. Les conditions de températures sont connues sur les parois.

La température de la paroi gauche et droite est constante et égale à  $T_f$ . La partie chaude de la paroi inférieure est soumise à une température constante  $T_c$ .

La condition adiabatique  $\frac{\partial T}{\partial y} = 0$  est adoptée pour les autres parois (supérieure et inférieure).

Ces différentes conditions aux limites sous forme adimensionnelles peuvent être résumées dans le tableau II.2.

Limite	Conditions Hydrodynamiques	Conditions Thermiques
$X=0, X=1$ et $0 < Y < 1$ (Paroi gauche et droite)	$U = V = 0$	$\Theta = 0$
$0 < X < 1$ et $Y = 1$ (Paroi supérieur)	$U = V = 0$	$\frac{d\theta}{dY} = 0$
$0 < X < \frac{1}{3}, \frac{2}{3} < X < 1$ et $Y=0$ (Parti non chauffé de la paroi inférieur)	$U = V = 0$	$\frac{d\theta}{dY} = 0$
$\frac{1}{3} \leq X \leq \frac{2}{3}$ et $Y = 0$ (Paroi chaude de la paroi inférieur)	$U = V = 0$	$\Theta = 1$

**Tableau II.2 :** conditions aux limites hydrodynamique et thermiques sous forme adimensionnelles.

## II.9. Les nombres sans dimension

### II.9.1. Nombre de Reynolds

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

$$\frac{f\alpha}{f\mu} = \frac{\text{forced'entrie}}{\text{forcedeviscosité}} = \frac{\rho L^2 V^2}{\mu L V} = \frac{\rho L V}{\mu} = Re \tag{II.33}$$

Où V : La vitesse moyenne [m/s].

L : La longueur caractéristique [m].

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

### II.9.2. Nombre de Prandtl

Le nombre de Prandtl est proportionnel au rapport entre le diffusivité de quantité de mouvement et la diffusivité thermique. Il caractérise l'importance relative des effets thermiques et visqueux.

Il peut être exprimé comme :

$$\text{Pr} = \frac{\mu c_p}{k} \quad \text{II.34}$$

### II.9.3. Nombre de Grashof

Le nombre de Grashof est proportionnel au rapport entre les forces de gravité par les forces visqueuses. Il peut être exprimé comme :

$$\frac{F_g}{F_\mu} = \frac{\text{force de gravité}}{\text{force de viscosité}} = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L^3 \cdot \rho}{\mu^2} = \text{Gr} \quad \text{II.35}$$

Où  $g$ : L'accélération de la pesanteur [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ].

$\Delta T$  : La différence de température [ $^\circ\text{C}$ ].

### II.9.4. Nombre de Rayleigh

Le nombre de Rayleigh est proportionnel entre l'importance relative de la poussée d'Archimède et le produit de la traînée visqueuse par le taux de diffusion thermique.

Il peut être exprimé comme [11] :

$$\text{Ra} = \frac{g \beta}{\nu \alpha} (T_s - T_\infty) L^3 = \text{Gr} \cdot \text{Pr} \quad \text{II.36}$$

Où  $T_s$  : La température de la paroi [ $^\circ\text{C}$ ].

$T_\infty$  : La température du fluide loin de la paroi [ $^\circ\text{C}$ ].

$\nu$ : La viscosité cinématique =  $\frac{\mu}{\rho}$  [ $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ].

$\alpha$  : La diffusivité thermique =  $\frac{K}{\rho c}$  [ $m^2 \cdot s^{-1}$ ].

### II.9.5. Le nombre de Nusselt

En convection, le phénomène de transfert de chaleur à la surface est évalué et caractérisé par le nombre adimensionnel est le nombre de Nusselt, qu'il désigne le rapport entre les quantités de chaleur échangés par convection et par la conduction pure. Cette grandeur situe donc l'importance du flux thermique échangé par convection à la paroi du flux équivalent transmis par seule conduction (en l'absence tout mouvement du fluide), sous l'effet de même écart de température [11][5]. Le nombre de Nusselt (Nu) est un rapport de la convection à la conduction pure.

Flux convectif =  $h \cdot \Delta T$

$$\frac{\text{Flux convectif}}{\text{Flux conductif}} = \frac{h \cdot \Delta T}{K \cdot \Delta T / L} = \frac{h \cdot L}{K} = \text{Nu} \quad \text{II.37}$$

Flux conductif =  $K \cdot \Delta T / L$

Par conséquent, le nombre de Nusselt représente le perfectionnement du transfert de chaleur dans la couche de fluide comme étant le rapport des deux phénomènes. Si la valeur de Nu est grande cela veut dire que la convection est dominante. Si  $\text{Nu} = 1$ , cela veut dire que le transfert de chaleur se fait par conduction pure [11].

Où  $h$  : Le coefficient de transfert par convection [ $W \cdot m^{-2} \cdot K$ ].

### II.10. Modèle Numérique

De nombreuses méthodes numériques existent pour la résolution des types d'équations différentielles, on peut citer à titre d'exemples: [17]

- 1- La méthode des différences finis
- 2- La méthode des éléments finis
- 3- La méthode des volumes finis

Dans notre travail, nous avons effectué une simulation numérique moyennant le code de calcul « FLUENT 6.3.26 », qui acquiesce la résolution des équations de transport par la méthode des volumes finis. Des paramètres adaptés d'écoulement et des conditions aux limites adéquates sont utilisés. Nous avons réalisé le maillage par le pré-logiciel « GAMBIT

2.4.6 » [5].

### II.10.1.Procédure Numérique :

Afin de résoudre numériquement les équations aux dérivées partielles établies dans le chapitre précédent, nous allons procéder à leurs discrétisations dans le but d'obtenir un système d'équations algébriques dont la résolution nous permet de déterminer les champs de toutes les variables du problème considéré. La méthode de volumes finis a été adoptée pour accomplir cette discrétisation, et l'utilisation de l'algorithme SIMPLE pour la correction de pression sur un maillage non uniforme. La méthode des volumes finis a été décrite pour la première fois en 1971 par Patankar et Spalding et publiée en 1980 par Patankar le principe de méthode des volumes finis baser sur une technique de discrétisation qui convertit les équations de conservation aux dérivées partielles en équations algébriques qui peuvent être résolues numériquement. Le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de sous-domaines élémentaires, appelés volume de contrôle, Chacun de ces derniers englobe un nœud dit nœud principal, comme indiqué dans la Figure II.1. La technique des volumes de contrôle consiste dans l'intégration des équations aux dérivées partielles sur chaque volume de contrôle pour obtenir les équations discrétisées qui conservent toutes les grandeurs physiques sur un volume de contrôle. Les différentes étapes de la méthode des volumes finis sont :

- La discrétisation du domaine considéré en volume de contrôle.
- La formulation intégrale des équations différentielles aux dérivées partielles.
- Écriture des équations algébriques aux nœuds du maillage.
- Résolution du système algébrique linéaire obtenu.

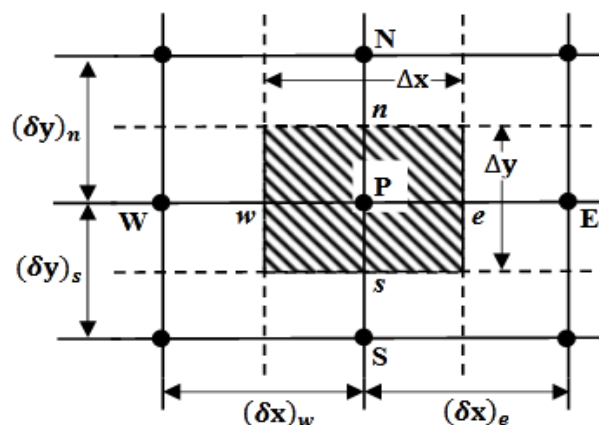


Figure II.1: Volume de contrôle bidimensionnel.

Le volume de contrôle est montré par la Figure II.1. Pour un nœud principal P, les points E et W (Est et Ouest) sont des voisins dans la direction x, tandis que N et S (Nord et Sud) sont ceux dans la direction y. Le volume de contrôle entourant P est montré par les lignes discontinues. Les faces du volume de contrôle sont localisées aux points e et w dans la direction x, n et s dans la direction y.

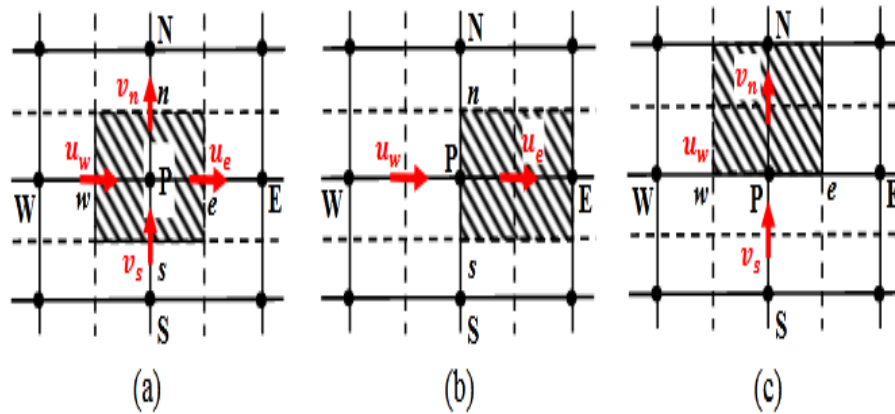
Dans cette mémoire la résolution de problème est effectuée par le logiciel FLUENT, basé sur la méthode des volumes finis, utilisant le schéma QUICK pour la discrétisation de l'équation de quantité de mouvement et la discrétisation de l'équation d'énergie.

### II.11. Maillage

C'est la subdivision du domaine d'étude en grilles longitudinales et transversales dont l'intersection représente un nœud, où on trouve la variable P et les composantes  $U$  et  $v$  de la vectrice qui se trouve au milieu des segments reliant deux nœuds adjacents. La discrétisation du domaine est obtenue par un maillage constitué d'un réseau de points (nœuds).

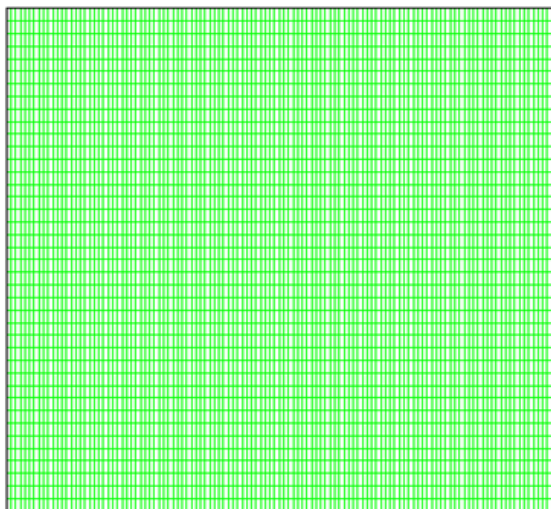
Ainsi, un élément de volume de contrôle est défini autour de chaque nœud. Les grandeurs scalaires pression et température sont stockées dans le nœud P du maillage (Figure II.2 (a)), tandis que les grandeurs vectorielles  $u$  et  $v$  sont stockés aux milieux des segments reliant les nœuds. L'équation générale du 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 vitesse.

Le volume de contrôle de la composante longitudinale est décalé suivant la direction x par rapport au volume de contrôle principale (Figure II.2 (b)), celui de la composante transversale est décalé suivant la direction de y (Figure II.2 (c)). Ce type de maillage dit "maillage décalé" permet une bonne approximation des flux convectifs et une meilleure évaluation des gradients de pression ainsi qu'une stabilisation numérique de la solution. La construction des volumes de contrôle et le maillage décalé sont montrés dans Figure II.2.



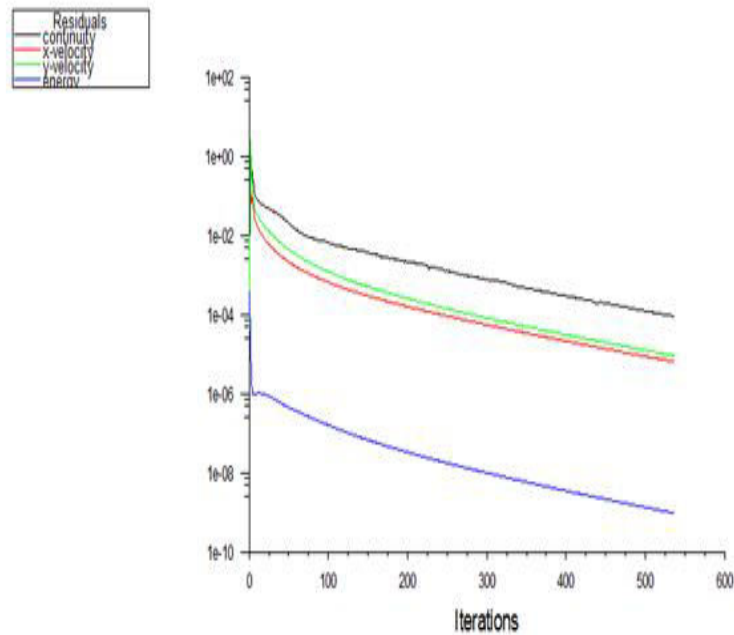
**Figure II.2 :** Schéma du maillage

La figure (II.3) montre la grille utilisée sur le mailleur GAMBIT. Les équations de continuité, de quantité du mouvement bidimensionnelle et d'énergie sont résolues numériquement en utilisant le solveur Fluent.



**Figure II.3:**Le maillage utilisé.

La convergence atteinte pour un nombre d'itération environ 550 itérations avec une erreur d'ordre  $10^{-6}$  (figure II.4).



**Figure III.A.4:** Evolution de résidu.

## II.12. Présentation des logiciels Gambit et Fluent

La résolution par le logiciel de simulation numérique des écoulements FLUENT nécessite la présentation de logiciel GAMBIT.

### II.12.1. GAMBIT :

GAMBIT est un logiciel de DAO (Dessin Assisté par Ordinateur) et de génération de maillage. Gambit est un logiciel qui permet de réaliser des géométries en 2D ou 3D et de construire le maillage. Largement répandus dans l'industrie (automobile, aéronautique, spatiale, ...etc.) en raison de son interface graphique puissante, il permet aussi de réaliser tout type de géométries complexes (fixes ou mobiles) associées à des maillages fixes ou adaptatifs.

### II.12.2. FLUENT

FLUENT est un code de calcul pour modéliser les écoulements des fluides et les transferts thermiques dans des géométries complexes. Il peut résoudre des problèmes d'écoulement avec des mailles non structurées, qui peuvent être produites pour des géométries complexes, avec une relative facilité. Les types de mailles supportées sont :

- Des mailles en 2D, triangulaires ou quadrilatérales
- Des mailles en 3D tétraédriques/hexaédriques/pyramidales
- Des mailles (hybrides) mixtes.

FLUENT est écrit en langage de programmation C et utilise pleinement la flexibilité et la puissance offerte par ce langage (par exemple allocation de la mémoire dynamique). En outre, il utilise une architecture qui lui permet d'exécuter plusieurs processus simultanément sur le même poste de travail ou sur des postes séparés pour une exécution plus efficace. FLUENT s'utilise à travers une interface graphique, l'utilisateur avancé peut adapter ou augmenter aux besoins l'interface en écrivant des macros et des fonctions de menu, afin d'automatiser certaines procédures. Ainsi, à titre non exhaustif, FLUENT permet les capacités de modélisation suivantes:

- Ecoulements 2D ou 3D.
- Ecoulement stationnaire ou instationnaire.
- Ecoulements incompressibles ou compressibles (subsoniques, transsoniques, supersoniques ou hypersoniques).
- Ecoulements non visqueux, laminaires ou turbulents.
- Fluide Newtonien ou non.
- Transfert de chaleur forcé, par conduction, par convection ou les deux (conjugue) ou radiatif.
- Ecoulements avec changements de phases.
- Ecoulements en milieu poreux.

Fluent emploie la méthode des volumes finis comme procédé de discrétisation des équations qui gouvernent l'écoulement, telle que l'équation de continuité et quantité de mouvement et de l'énergie. En utilisant cette technique basée sur l'intégration des équations sur un volume de contrôle, "Fluent" passe par les étapes suivantes:

- Division du domaine en volumes de contrôle discrets en utilisant une grille (maillage) de calcul.
- Intégration des équations gouvernantes sur les volumes de contrôle individuels, afin de construire les équations algébriques pour les variables discrètes dépendantes, les connues telles que : vitesses, pressions et températures.

Le choix entre ces modèles se base principalement sur les résultats que donne chacun des modèles suivant les conditions aux limites prédéfinies. Il est vrai qu'un modèle peut donner de meilleurs résultats par rapport à un autre, mais ceci est dû principalement à la

nature des cas étudiés et à la correspondance du modèle de turbulence avec les conditions aux limites.

# *Chapitre III*

### III.1. Introduction

Dans ce parti nous allons nous intéresser à l'étude numérique de la convection naturelle 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 libre dans une cavité bidimensionnelle remplie de différentes nanoparticules (hybride nanofluides) a été réalisée. La cavité carrée est chauffée iso thermiquement par le bas. En effet, 1/3 de la surface de la paroi inférieure est chauffée par une source de chaleur ( La source est maintenir la paroi inférieure à température constante), les deux parois verticales latérales sont refroidies et la paroi supérieure est maintenue 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 purs l'eau, et des mélanges de ce fluide de base et des nanoparticules hybride (Ag-CuO) et (TiO<sub>2</sub>- Cu), pour un nombre de Rayleigh variant de 10<sup>3</sup> à 10<sup>6</sup>, et une fraction volumique des nanoparticules comprise entre (0.0, 0.01, 0.02, 0.03 et 0.04). 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 deux parties principales :

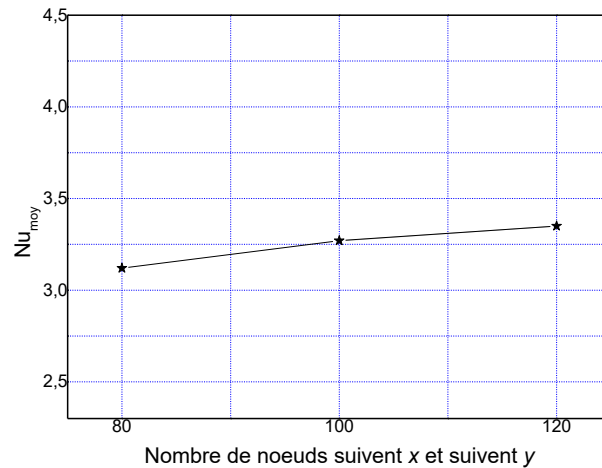
- Effet de concentration des nanoparticules.
- Effet de types des nanoparticules.

Nous présentons dans ces études les isothermes et les lignes de courant, ainsi nous avons affiché les profils de température 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.

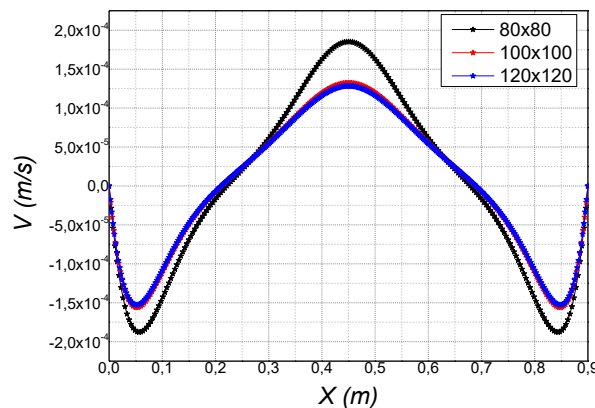
### III.2. Choix du maillage

L'influence de la taille et du nombre des nœuds sur la solution exprimée par le transfert thermique à la partie active « chauffée » est illustrée sur la figure III.1 et le profil de vitesse au plan médium sur la figure III.2 Une répartition irrégulière « suite géométrique » des nœuds est utilisée pour résoudre plus précisément les phénomènes physiques

présents notamment en régime de couche limite caractérisée par l'existence de forts gradients dans les zones pariétales. Le profil de vitesse devient insensible au nombre de nœuds à partir de la grille  $100 \times 100$ , et le nombre de Nusselt moyen devient constant.



**Figure III.1:** Convergence du nombre de Nusselt moyen le long de la partie chauffée pour  $Ra=10^3$ .

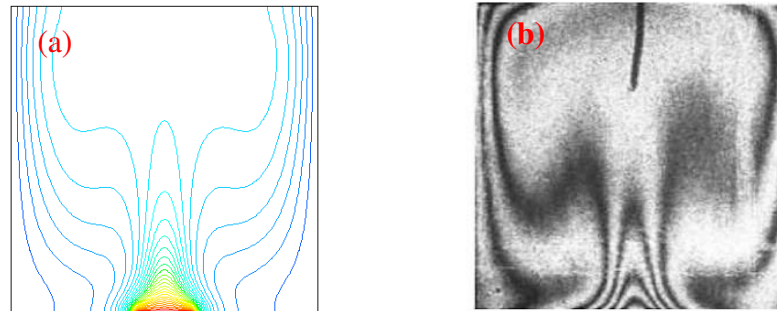


**Figure III.2:** Profil de vitesse le long d' $y = 0.5$  pour  $Ra = 10^3$ .

### III.3. Validation des résultats

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 et expérimentales de Calcagni et al [24] qui sont disponibles dans la littérature. Pour cela on a gardé les mêmes conditions que [24] : le fluide en convection est l'air dans une géométrie carrée avec une source de

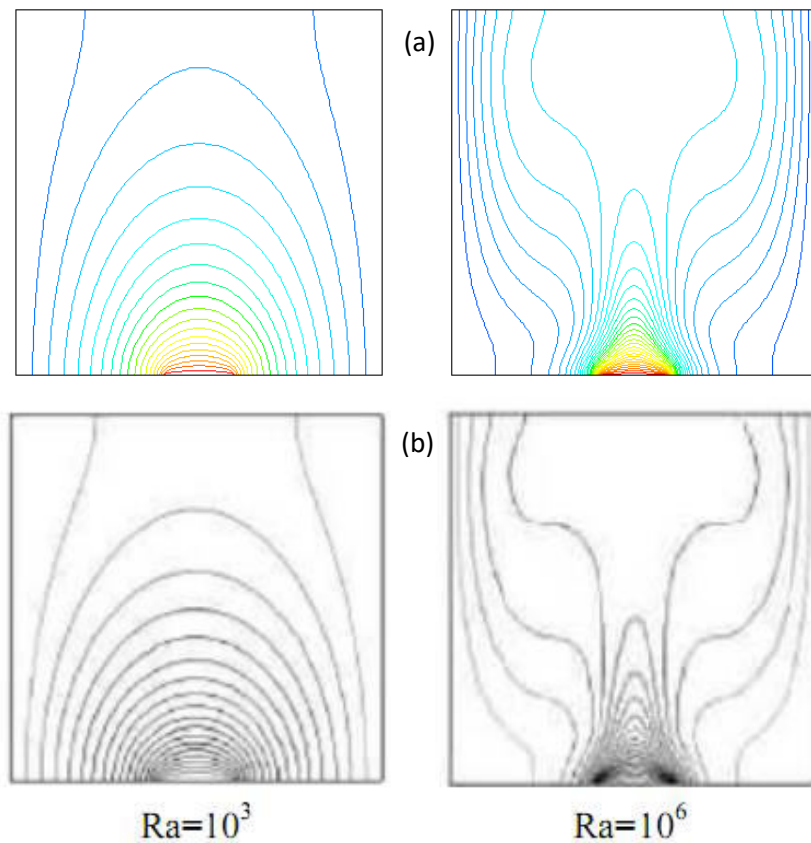
chaleur localisée au centre de la paroi horizontale inférieure. On a aussi utilisé les mêmes nombres de Rayleigh ( $Ra^a$ ) dans [24].



**Figure III.3:** Comparaison des isothermes,  $Ra = 10^5$ .

(a)Présent travail

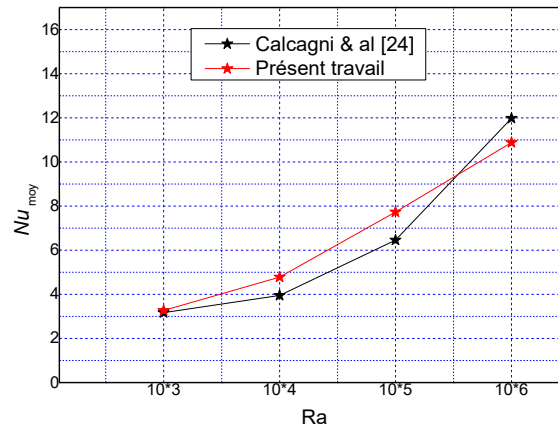
(b) Résultats Expérimentaux de Calcagni et al [24].



**Figure III.B.4:** Comparaison des isothermes.

(a)Présent travail

(b) Résultats numériques de Calcagni et autres [24].



**Figure III.5:** Comparaison de la variation du Nusselt moyen au niveau de la paroi chaude.

La comparaison a été faite en considérant la variation du nombre de Rayleigh ( $Ra$ ). La comparaison des isothermes avec les données expérimentales (figure III.3), et les résultats numériques (figure III.4) et la comparaison de la variation du Nusselt moyen en fonction de  $Ra$  (figure III.5) montrent une excellente concordance. Ceci permet donc de valider notre procédure de simulation numérique.

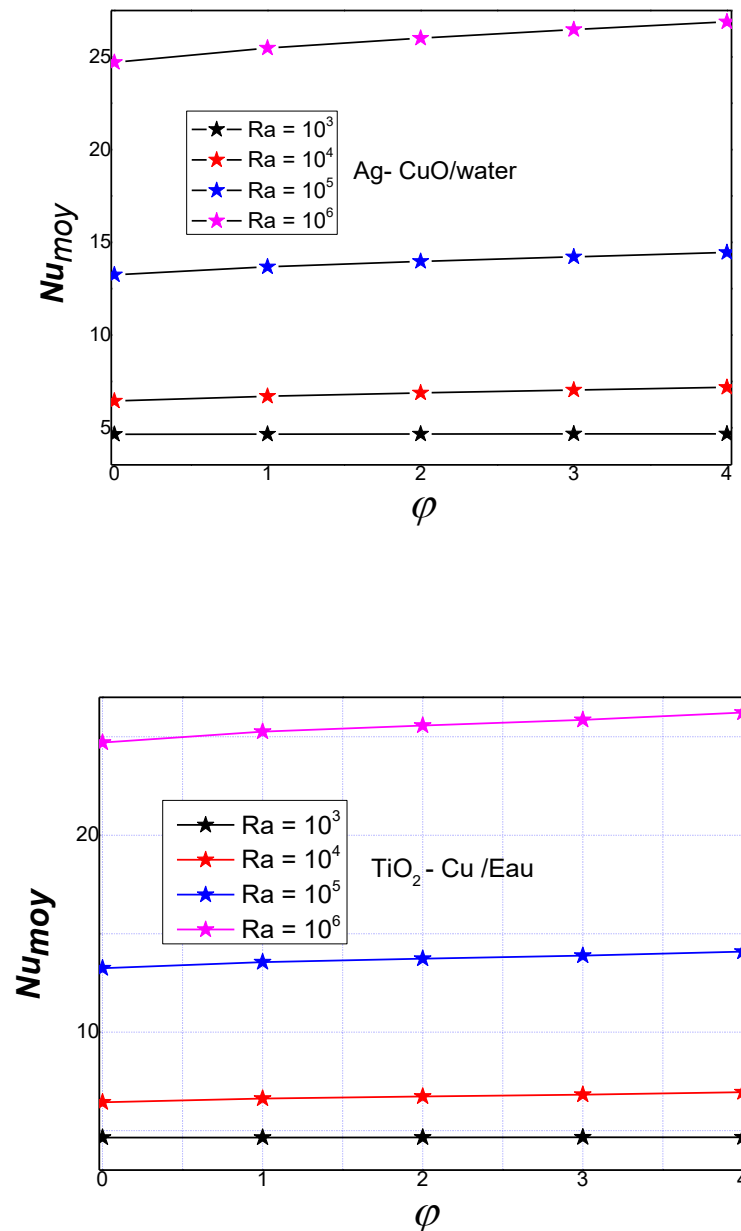
### III.4. Discussion des résultats

#### III.4.1. Effet de concentration des nanoparticules

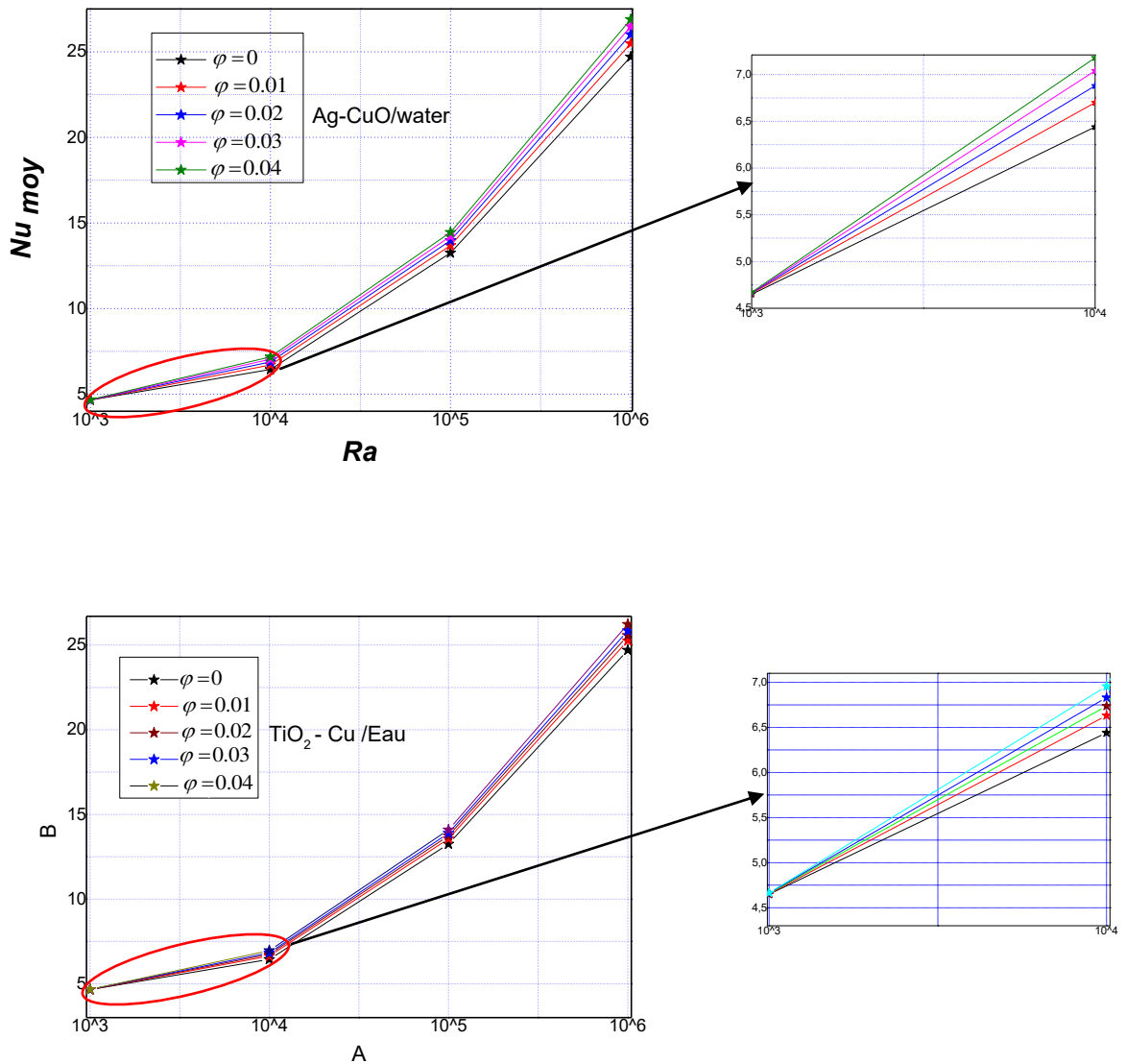
La variation de Nusselt moyen au niveau de la paroi chaude d'une cavité remplie de Ag-Cuo-Eau hybride nanofluide en fonction de la fraction volumique de nanoparticules pour différents Rayleigh est présentée dans la Figure III.6. Il est clair que pour tous les nombres de Rayleigh, Nusselt moyen augmente d'une manière quasi-linéaire avec l'augmentation de la fraction volumique. Pour une fraction volumique donnée, les valeurs de Nusselt moyen pour  $Ra = 10^6$  ont toujours supérieures comparées à celles de  $10^3$ ,  $10^4$  et  $10^5$ . La Figure III.7 montre la variation de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh pour différentes concentrations volumiques de nanoparticules. Le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation de Rayleigh, cette augmentation est plus considérable pour les nombres de  $Ra$  les plus élevés où la convection est le mode de transfert de chaleur dominant.

Il est bien montré que le nombre de Nusselt moyen augmente avec le nombre de Rayleigh et la fraction volumique des nanoparticules. Ce gain thermique se traduit respectivement par

l'intensification des forces de flottabilité (prédominance de la convection) et des échanges de diffusion thermique. Comme prévu par la figure, l'amélioration du transfert de chaleur, selon l'ordre croissant. En fin, l'examen des valeurs du nombre de Nusselt moyen révèle un taux d'amélioration d'échange thermique plus prononcé à des nombres de Rayleigh faibles qu'élevés, indépendamment de la cavité, de la forme et du rapport d'aspect

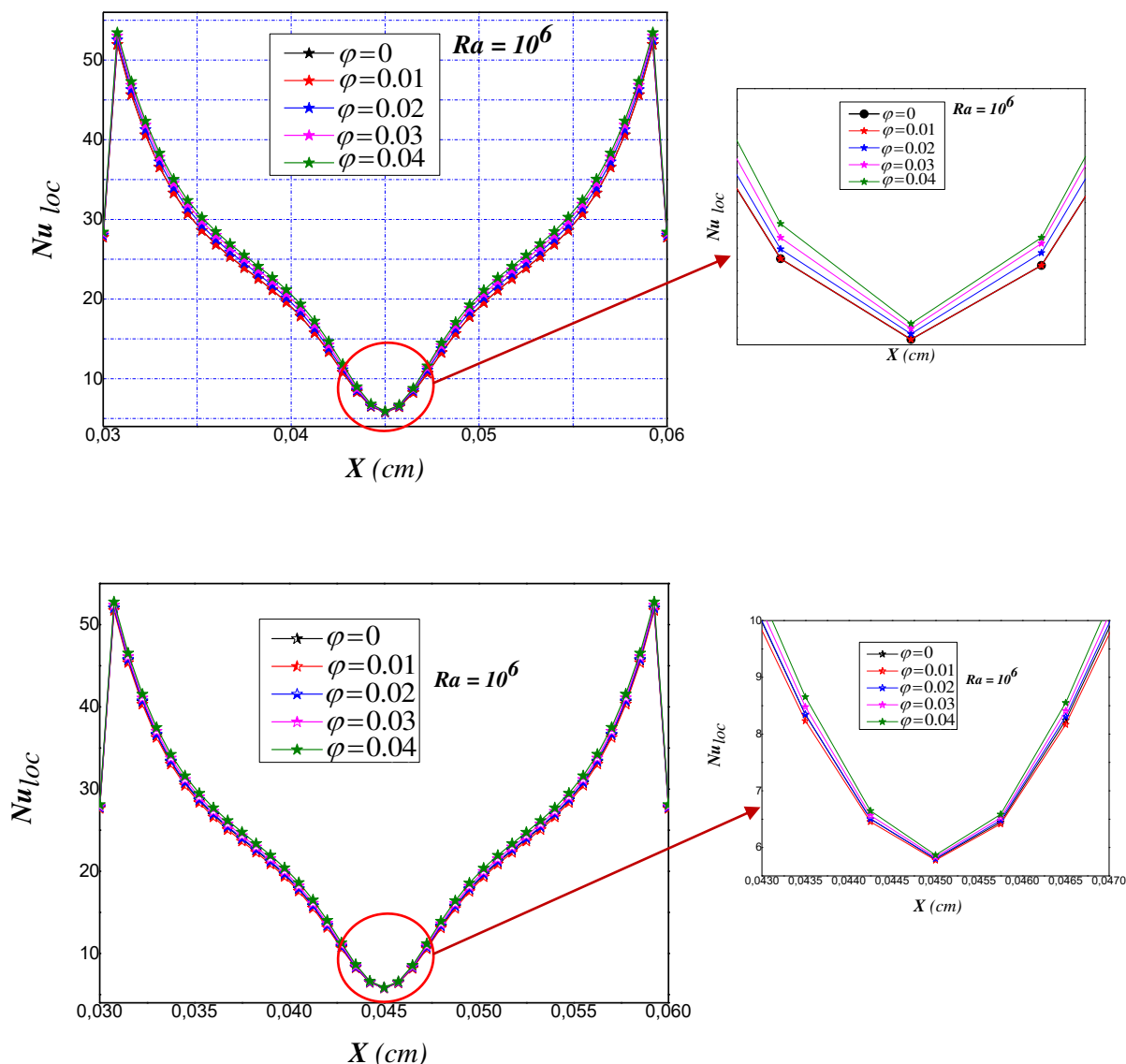


**Figure III.6 :** Nombre de Nusselt moyen sur la paroi chaude en fonction de  $\varphi$  et pour différents nombres de Rayleigh.



**Figure III.7:** Nusselt moyen sur la paroi chaude en fonction du nombre de Rayleigh et pour différentes concentrations.

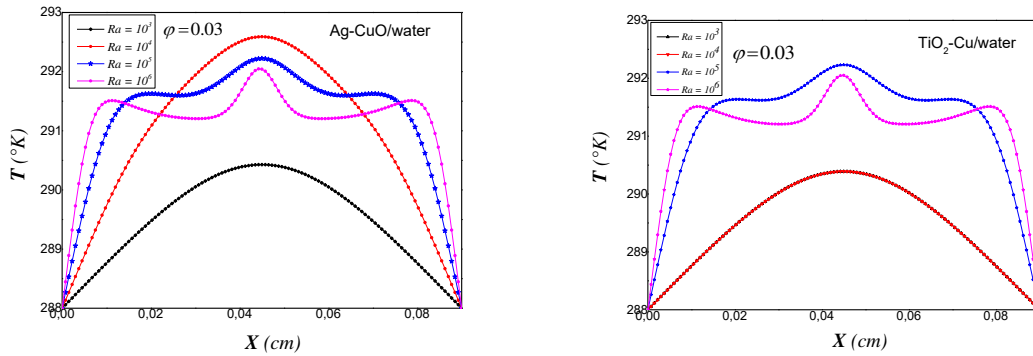
Figure III.7 présente Nusselt local sur la paroi chaude pour différents concentration volumique au  $Ra=10^6$ . D'après cette figure on observe une distribution symétrique du nombre de Nusselt le long de la paroi et les valeurs maximales sont observées aux deux extrémités inférieurs de la cavité. Les valeurs minimales du Nusselt local sont observées au milieu de la paroi chaude. En plus, les valeurs maximales de Nusselt local affectés beaucoup par la présence des nanoparticules tandis que les valeurs minimales non sont pas affectés.



**Figure III.7:** Variation du Nusselt local sur la paroi chaude pour différentes concentration  $Ra = 10^6$ .

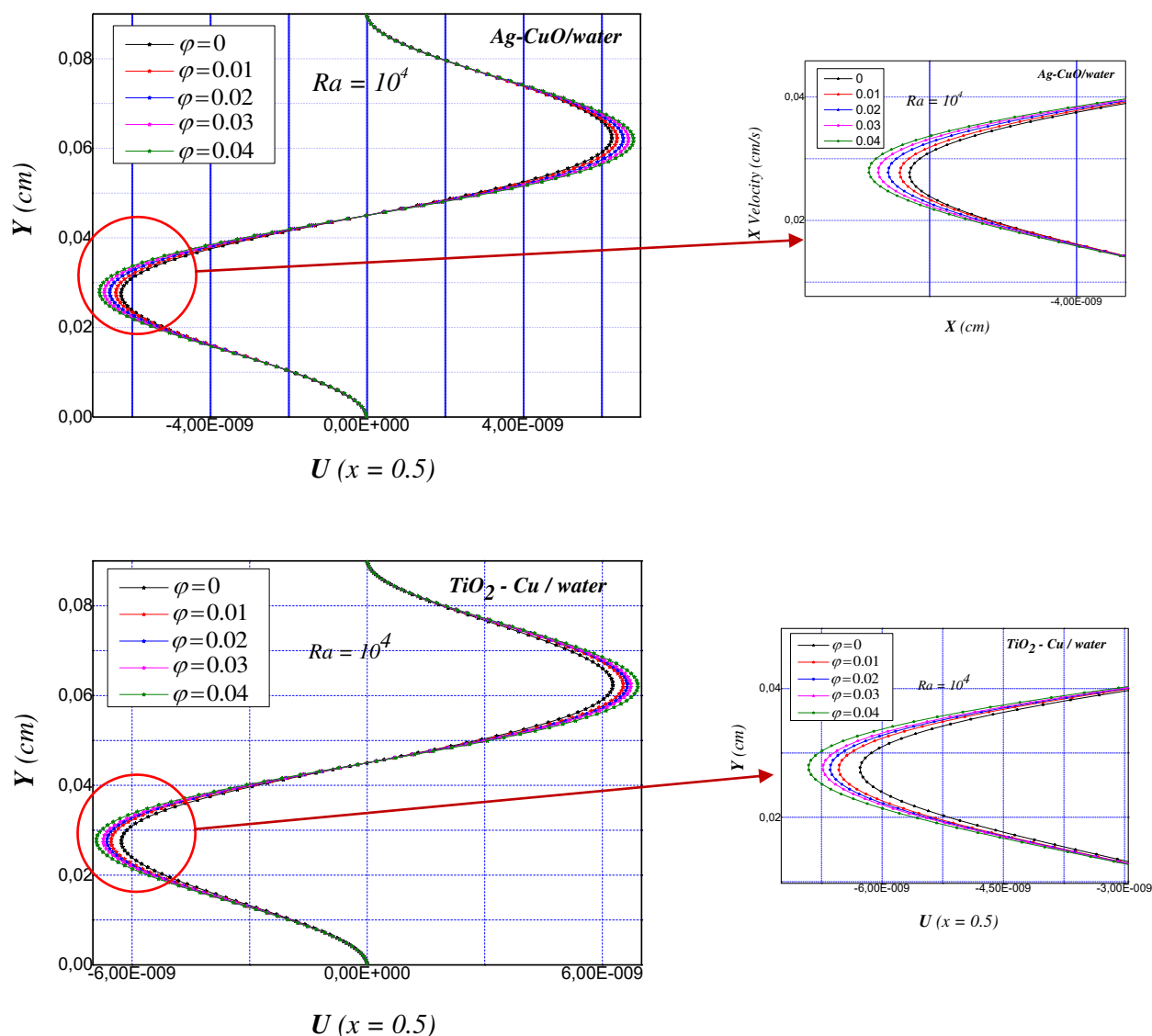
La figure III. 8. illustre la répartition des profils de la température au plan médian vertical de la cavité, de l'eau pure ainsi que du nanofluides hybride (Ag-CuO/Eau, TiO<sub>2</sub>-Cu/Eau) de fraction volumique totale  $\varphi = 0.03$  pour différents nombres de Rayleigh. La figure présente clairement que les valeurs comprises entre une valeur maximale correspondante à la température au milieu de l'enceinte et une faible valeur correspondante à l'extrémité de l'enceinte. On remarque que pour  $Ra = 10^3$  et  $Ra = 10^4$ , la valeur maximale de température au milieu de l'enceinte augmente avec l'augmentation de  $Ra$ , et pour  $Ra > 10^4$  la valeur maximale de température au milieu de l'enceinte diminue avec l'augmentation de  $Ra$ . Cette diminution de la température maximale est une conséquence de l'amélioration du

processus de dégagement de la chaleur grâce à l'ajout de nanoparticules ayant une conductivité thermique supérieure à celle du fluide de base, ce qui présente une meilleure performance de refroidissement dans la cavité.



**Figure. III.8 :** Profil de la température le long de la section médiane de l'enceinte ( $y=0.5$ ), pour différentes hybride nanoparticules et nombre de Rayleigh.

La figure. III.9 illustre les profils de vitesses horizontale (à  $X=0.5$ ) pour toutes les fractions volumiques et un nombre de  $Ra=10^4$ . On remarque que les profils de vitesse présentent des pics auprès des zones pariétales révélant ainsi un écoulement intense près de celles-ci, ce qui est cohérent avec les résultats des lignes de courants fournis ci-après dans les figures (Figure III.12 et Figure III. 13). On remarque que l'intensité de ces pics dans le cas de la composante de vitesse horizontale  $U$ , s'estompe progressivement au fur et à mesure qu'on s'approche du centre de la cavité (pics bien étendus). Il est clairement montré que l'effet de la fraction volumique est ressenti plus prononcé sur la distribution de la composante de vitesse horizontale, une augmentation notable des valeurs maximales de la composante de vitesse horizontale (dans les deux sens) a été obtenue avec l'ajout croissant des fractions volumique (Ag-CuO/Eau,  $TiO_2$ -Cu/Eau), au fluide de base. On remarque aussi que les pics dans ce cas deviennent moins étendus. Pour le cas de la composante de vitesse verticale. Cette réduction peut être expliquée par la prédominance des effets visqueux qui tendent à ralentir le mouvement du fluide suivant l'axe horizontale.



**Figure. III.9:** Profils de vitesses horizontales ( $X= 0.5$ ) pour toutes les fractions volumiques.  $Ra=10^4$ .

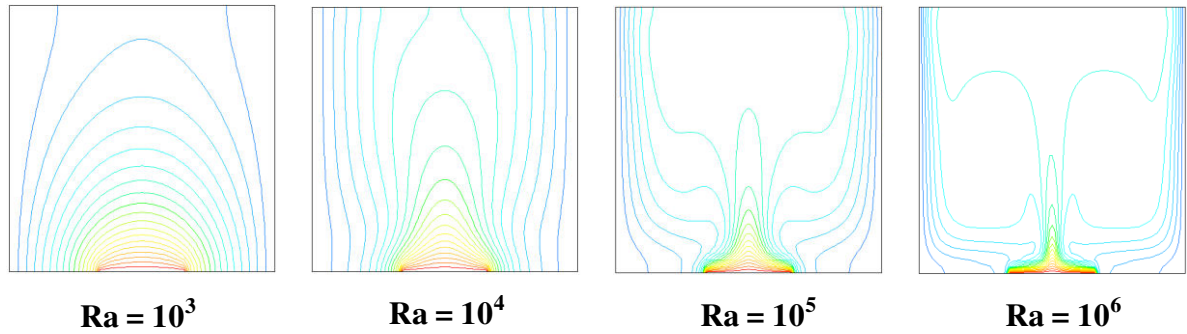
Les isothermes est présentés dans les deux figures (Figure III.10 et Figure III.11), pour un fluide pure (eau) et les différents hybride nanofluides ( $Ag-Cuo/eau$  et  $TiO_2- Cu/eau$ ) avec 1% et 4% de concentration en nanoparticules pour un nombre de Rayleigh qui varie dans l'intervalle  $10^3-10^6$ . Les figures montrent qu'avec l'addition des nanoparticules les isothermes se diffusent et deviennent denses près de la paroi chaude qui provoque une augmentation de la couche limite thermique et par conséquent une augmentation du Nusselt. Il est également noté que, l'intensification de transfert de chaleur avec l'addition des nanoparticules est plus considérable pour les nombres plus élevés de Rayleigh. On remarque

aussi que la chaleur récupérée de la source chaude est transportée par convection vers le haut au milieu de l'enceinte par la paire de cellules au centre. C'est ce qui explique les températures relativement élevées dans la partie centrale de l'enceinte, La chaleur est évacuée de façon équitable à travers les deux parois latérales. La figure montre aussi que les isothermes changent surtout en fonction de Ra. Dans le cas de  $Ra = 10^3$ , les isothermes deviennent presque des ellipses concentriques et ont une structure symétrique par rapport au plan vertical passant par  $x=1/2$ , quel que soit la valeur du nombre de Rayleigh, cependant, elles affichent des comportements différents lorsque le nombre de Rayleigh augmente. Pour les cas  $Ra = 10^4$  et  $10^5$ , où la conduction domine le régime d'écoulement, les isothermes sont distribuées à proximité de la paroi chaude. En outre, dans ces figures, les isothermes sont affectées par la présence de nanoparticules. En fait, l'existence de nanoparticules provoque une accumulation des isothermes près de la paroi chaude ce qui signifie une amélioration du taux de transfert de chaleur ce qui est indiqué par l'augmentation du nombre de Nusselt.

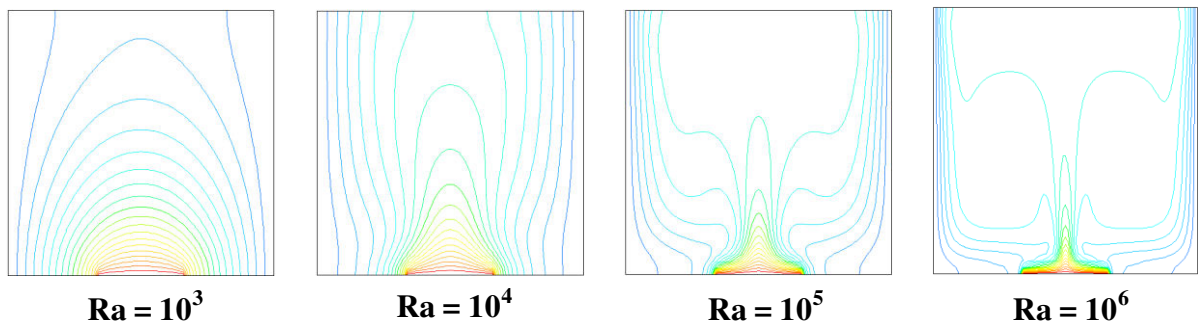
Lorsque  $Ra = 10^5$ , la déformation des isothermes augmente. Lorsque  $Ra = 10^6$ , les couches limites thermiques deviennent plus minces et les isothermes deviennent stratifiées. Si on compare les isothermes dans les figures pour différentes valeurs de Ra, on peut noter que lorsque le Ra augmente, les isothermes se rapprochent les unes des autres dans la zone située près du mur inférieur chauffé c.-à-d. que les gradients de la température deviennent plus élevés à proximité de la paroi inférieure chauffée. Ceci implique une augmentation du transfert thermique à travers la paroi inférieure de l'enceinte pour un plus haut nombre de Ra. Donc on peut dire que les températures les plus élevées sont celles du fluide qui circule parallèlement à la paroi chauffée, tandis que les températures les plus basses sont celles du fluide qui circule parallèlement aux parois froides. Ainsi le fluide s'échauffe en contact de la région chauffée, se refroidit en contact des parois froides.

Pour plus de justification concernant la distribution de la température dans l'enceinte, la figure précédente (figure III.8), montre les profils de température le long du  $y = 0.5$ , où nous constatons des valeurs comprises entre une valeur maximale correspondante à la température au milieu de l'enceinte et une faible valeur correspondante à l'extrémité de l'enceinte. On remarque que pour  $Ra = 10^3$  et  $Ra = 10^4$ , la valeur maximale de température au milieu de l'enceinte augmente avec l'augmentation de Ra, et pour  $Ra > 10^4$  la valeur maximale de température au milieu de l'enceinte diminue avec l'augmentation de Ra. Cette diminution de la température maximale est une conséquence de l'amélioration du

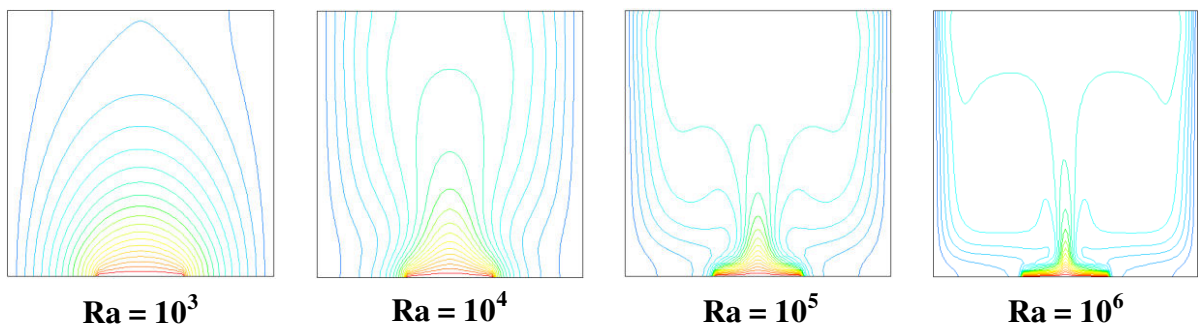
processus de dégagement de la chaleur grâce à l'ajout de nanoparticules ayant une conductivité thermique supérieure à celle du fluide de base.



Hybride Nanofluide(Ag-CuO/Water),  $\varphi=0$

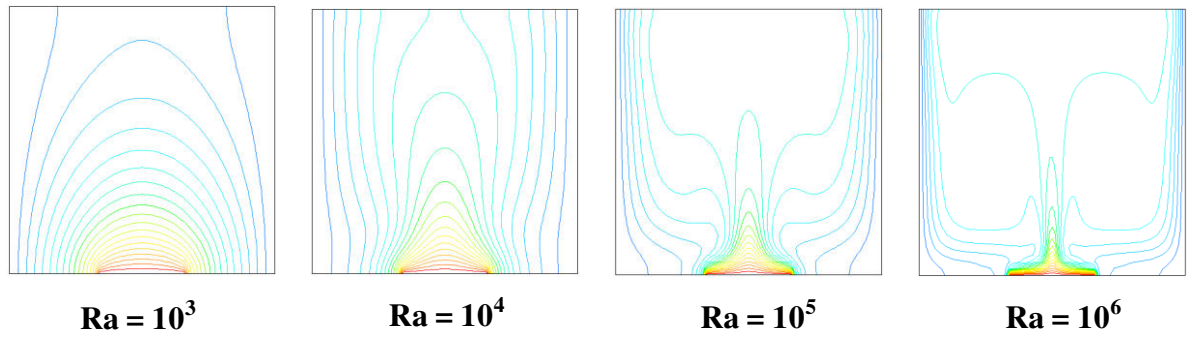


Hybride Nanofluide(Ag-CuO/Water),  $\varphi=0,01$

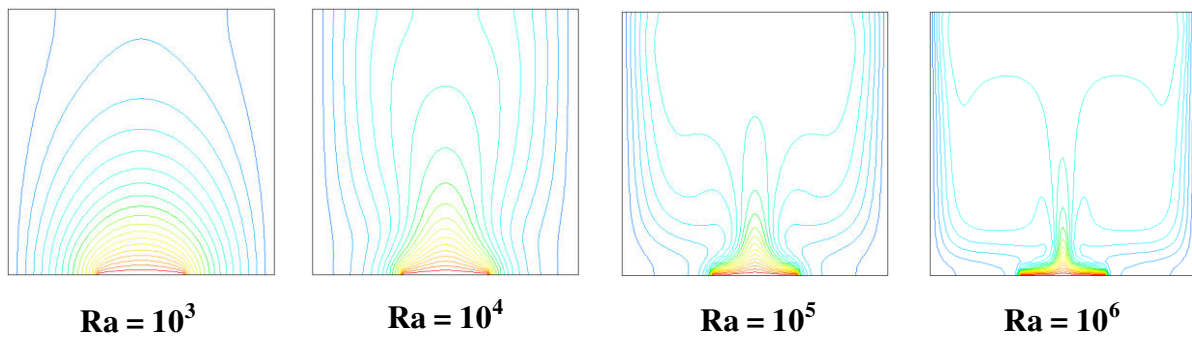


Hybride Nanofluide(Ag-CuO/Water),  $\varphi=0,02$

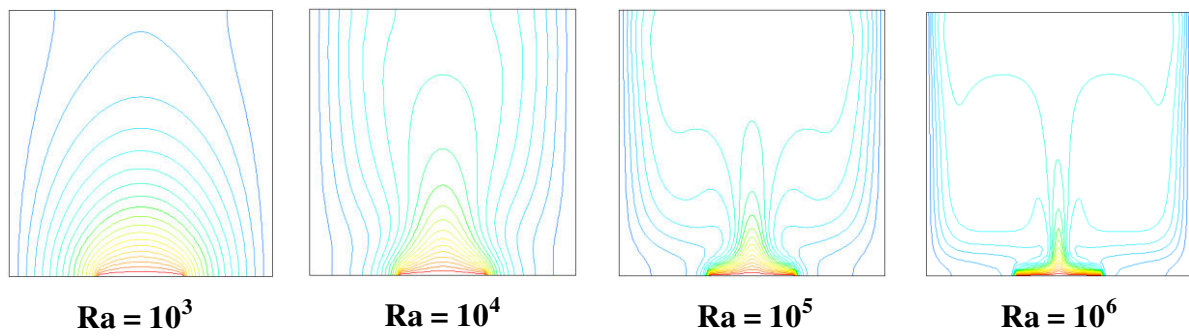
**Figure III.10:** Les contours des Isothermes, Hybride Nanofluide(Ag-CuO/Water).



Hybride Nanofluide( $TiO_2$ - Cu/Water),  $\varphi=0$



Hybride Nanofluide( $TiO_2$ - Cu/Water),  $\varphi=0,01$

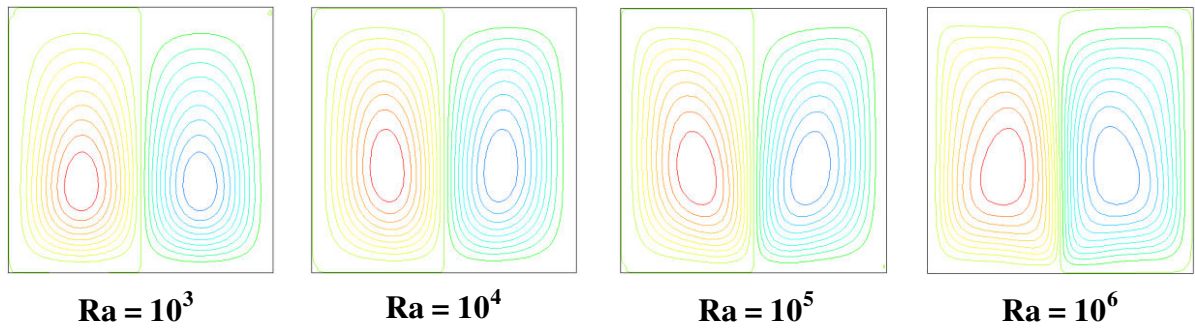


Hybride Nanofluide( $TiO_2$ - Cu/Water),  $\varphi=0,02$

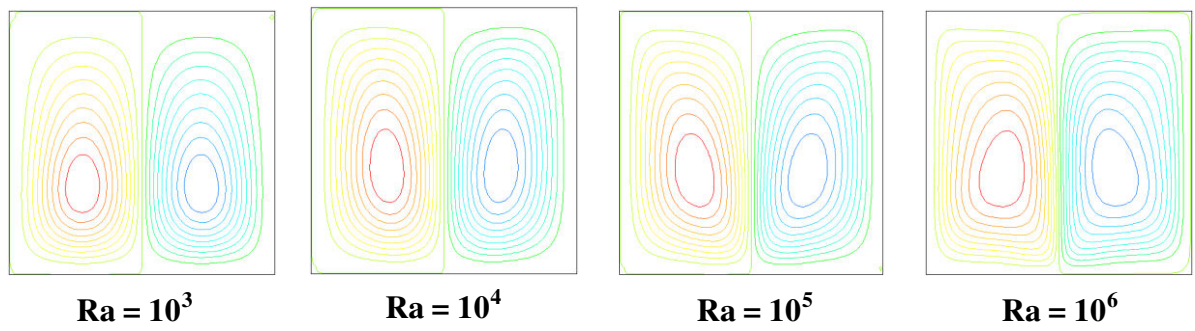
**Figure III.11:** Les contours des Isothermes, Hybride Nanofluide( $TiO_2$ - Cu/Water).

L'évolution des lignes de courant en fonction du nombre de Rayleigh et de la fraction volumique pour un fluide pure (eau) et les différents hybride nanofluides (Ag-CuO/eau et TiO<sub>2</sub>- Cu/eau) est illustrée dans les figures (Figure III. 12 et Figure III. 13 ) respectivement. On remarque la formation de deux cellules intensifiées contrarotatives dont l'une tourne dans le sens des aiguilles d'une montre et la deuxième tourne dans le sens contraire. Cette solution présente un écoulement symétrique montre la formation de deux vortex contrarotatifs pour toutes les valeurs du nombre de Rayleigh. En fait, les forces dynamiques générées en raison des différences de température du fluide forcent le liquide à se lever au milieu et à descendre sur les parois froides de l'enceinte. Ce mouvement du fluide constitue deux cellules contrarotatives identiques circulant dans l'enceinte car les conditions aux limites sont symétriques. On remarque aussi avec l'augmentation du nombre de Rayleigh, l'intensité de la recirculation à l'intérieur de l'enceinte augmente et les centres des lignes de courant se déplacent vers le haut. Il est observé que, même si la forme des cellules ne change pas avec le nombre de Ra, leur intensité augmente par l'addition des nanoparticules.

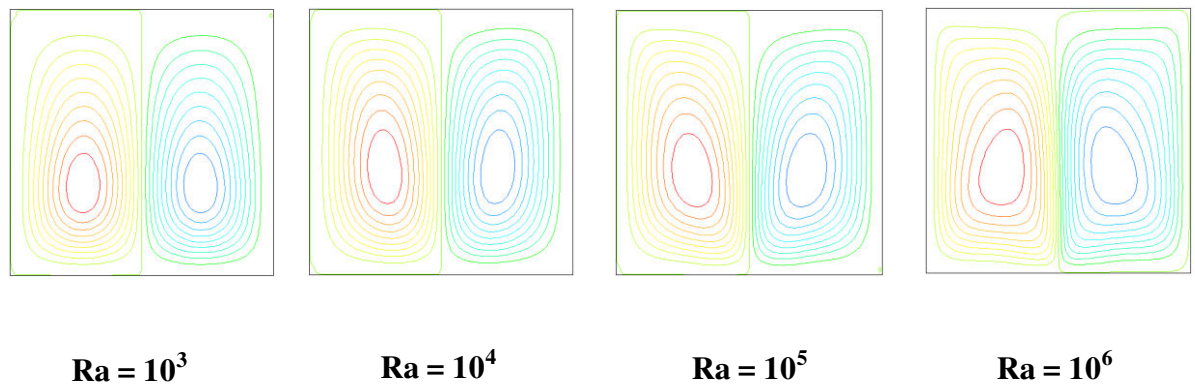
Pour plus de détails la figure précédente (Figure III.7) montre la variation du nombre de Nusselt local le long de la partie chauffée, où nous constatons que la valeur minimale du nombre de Nusselt local est située au milieu de la partie chauffée, tandis qu'il prend sa valeur maximale aux extrémités de celle-ci. On remarque que les courbes du nombre de Nusselt local à  $Ra=10^3$  sont presque identiques avec les courbes des nombres de Nusselt local à  $Ra=10^4$ . On remarque aussi que la forme de la cellule principale est sensible au nombre de Rayleigh. En augmentant le nombre de Rayleigh, la forme de ces lignes passe d'une forme presque circulaire à une autre elliptique, à un Rayleigh élevé. Par ailleurs, on constate de forts gradients de vitesses traduits par des lignes de courant resserrées au voisinage des parois et au centre de l'enceinte, à mesure que le nombre de Rayleigh augmente. Ce constat indique un écoulement hydrodynamique pariétal important qui tend à diminuer en s'approchant du centre des deux cellules contrarotatives. Il convient aussi à noter que, pour tous les cas, ces lignes de courant montrent une symétrie par rapport au centre de la cavité. On remarque aussi que les lignes de courants de l'eau pure ont de manière générale la même structure des lignes de courant du hybride nanofluide à différentes concentrations et ceci pour tous les valeurs de Rayleigh.



Hybride Nanofluide (Ag-CuO/Water),  $\varphi=0$

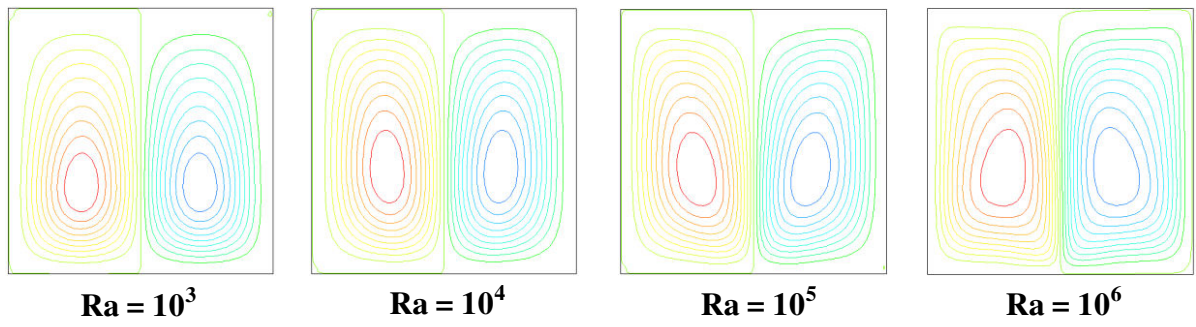


Hybride Nanofluide (Ag-CuO/Water),  $\varphi=0,01$

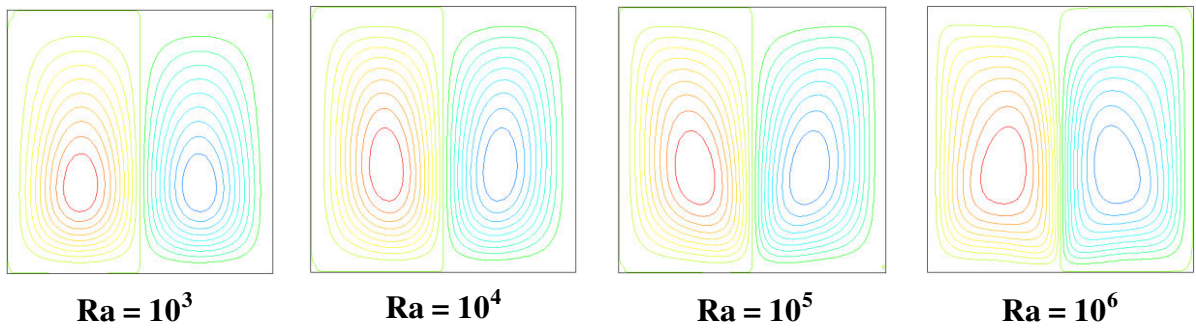


Hybride Nanofluide (Ag-CuO/Water),  $\varphi=0,04$

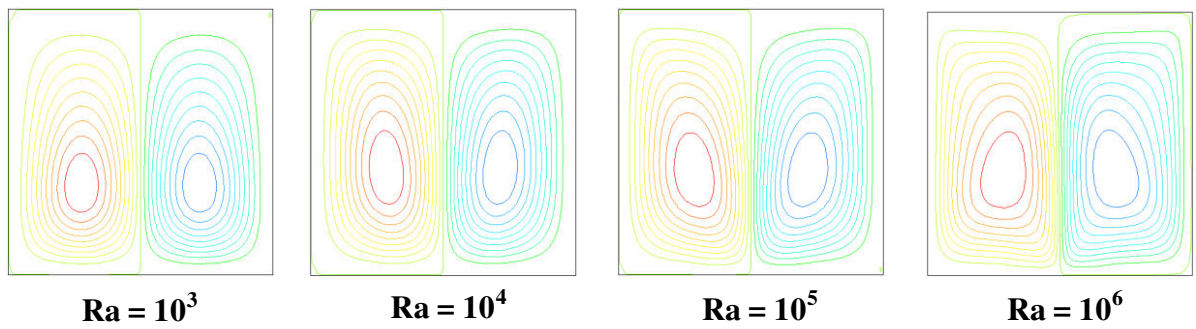
**Figure III.12:** Les contours des lignes de courant, Hybride Nanofluide (Ag-CuO/Water).



Hybride Nanofluide( $TiO_2$ - Cu/Water),  $\varphi=0$



Hybride Nanofluide( $TiO_2$ - Cu/Water),  $\varphi=0,01$



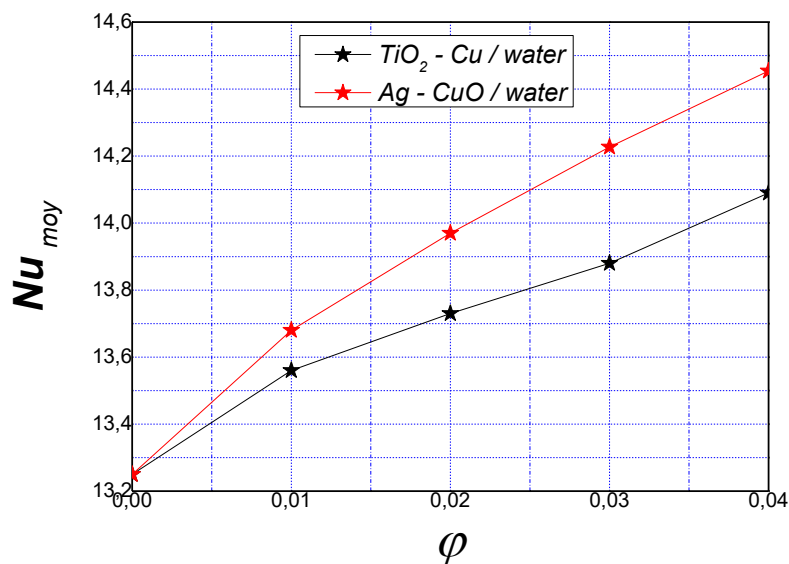
Hybride Nanofluide( $TiO_2$ - Cu/Water),  $\varphi=0,04$

**Figure III.13:** Les contours des lignes de courant, Hybride Nanofluide( $TiO_2$ - Cu/Water).

### III.4.2. Effet de la nature de nano fluides

L'effet de la nature de nanofluide de sur les échanges thermiques par convection naturelle au sien de l'enceinte sera étudié dans cette partie de notre travail. Nous considérons une cavité carrée remplie par différents hybride nanofluides (Ag-CuO/eau et  $TiO_2$ - Cu/eau), avec différentes concentrations des fractions volumiques.

La figure III.14, montre que le nombre de Nusselt sur la paroi chaude augmente linéairement lorsque en augmentant la concentration des nanoparticules. Cette augmentation est plus considérable pour le nanofluide hybride (Ag-CuO/eau) quel que soit la fraction volumique des nanoparticules et devienne plus évidente pour les valeurs élevées de Rayleigh (la convection dominée). Le taux de transfert de chaleur minimum est obtenu pour les nanoparticules  $TiO_2$ -Cu / eau.



**Figure III.14:** Nusselt moyen pour différents hybride nanoparticules en fonction de la concentration volumique ( $Ra = 10^5$ ).

## Conclusion général

Dans ce travail, on a présenté une étude numérique de la convection naturelle laminaire stationnaire dans une cavité remplie dans le cas d'un mélange d'eau purs , et des mélanges de ce fluide de base et nanoparticule hybride.

La configuration géométrique du modèle physique est un enceinte carrée, cette dernière est chauffée isothermiquement par le bas. En effet, 1/3 de la surface de la paroi inférieure est chauffée par une source de chaleur ( La source est maintenir la paroi inférieure à température constante), les deux parois verticales latérales sont refroidies et la paroi supérieure est maintenue adiabatique, . Les équations qui régissent ont été résolues numériquement via la méthode des volumes finis en utilisant un schéma en loi de puissance (Power- Low).

En se basant sur la méthode des volumes finis pour discrétiser les équations mathématiques, nous avons pu déterminer les lignes de courant, les isothermes ainsi que les variations du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh. Les résultats de simulation sont obtenus avec le code FLUENT.

Les simulations numériques sont effectuées pour un nombre de Rayleigh variant de  $10^3$  à  $10^6$ , et une fraction volumique des nanoparticules comprise entre (0.0, 0.01, 0.02, 0.03 et 0.04). 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 deux parties principales :

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

Les résultats principaux se résument dans:

- a) La différence de transfert de chaleur, en utilisant différents nanofluides, augmente avec l'augmentation de la valeur de la fraction volumique des nanoparticules.
- b) Le transfert de chaleur est meilleur quand l'élément chauffant est centré est centré  $x=1/2$
- c) l'existence de nanoparticules ce qui signifie une amélioration du taux de transfert de chaleur ce qui est indiqué par l'augmentation du nombre de Nusselt.
- d) L'effet du nanofluide sur la convection se manifeste particulièrement à un nombre de Rayleigh élevé.

- e) On constate que le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation de le nombre de Rayleigh et la fraction volumique pour différentes concentrations volumiques de nanoparticules hybride.
- f) le nombre de Nusselt augmente linéairement lorsqu'en augmentant la concentration de nanoparticules Surtout dans le cas nano fluide hybride (Ag-CuO-eau) et devienne plus évidente pour les valeurs élevées de Rayleigh (la convection dominée).
- g) L'amélioration de la convection naturelle à l'intérieur de ce système par l'ajout de nanoparticules hybrides est plus importante lorsque la convection a lieu.

## **PERSPECTIVES**

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

- Une étude tridimensionnelle expérimentale et numérique de ce phénomène.
- L'influence de l'instationnarité et le régime d'écoulement.
- La génération de l'entropie dans les enceintes

## Références

- [1] **Hokan F. Oztop**, Numerical study of natural convection in partially heated rectangular enclosures filled with nano-fluids', International Journal of Heat and Fluid Flow, 2008.
- [2] **H. Salhi et M. Si-Ameur** : 'Convection naturelle dans les enceintes : nano-fluide', Université El-Hadj Lakhdar, 2012.
- [3] 'Simulation Numérique De La Convection Naturelle Des Nano-fluides Dans Une Enceinte Carrée Chauffée Par Une Source De Chaleur', Laboratoire De Mécanique, Procédés De L'Energie Et De L'Environnement (LMP2E) Ecole Nationale Des Sciences Appliquées, B.P. 1136, Agadir, Maroc, 2013.
- [4] **Soufi EH**: 'Application Des nano-fluides Pour Le Refroidissement : Etude D'un Cas D'une Géométrie Simple', Université Kasdi Merbah d'Ouargla, 2013.
- [5] **Lebbihi S**: 'Refroidissement Par Convection Naturelle D'une Source De Chaleur Localisée Au Fond D'une Enceinte Remplie De Nano-fluide', Université Mohamed Khider Biskra, 2014.
- [6] **JE K Fatima, G Kamal, M-L Samir** : 'La Convection Naturelle Des Nano-fluides En Cavité Rectangulaire Verticale', Casablanca (Maroc), 2014.
- [7] **K Sofiane M Abderrahmane** : 'Simulation Numérique De La Convection Forcée Entre Deux Disques En Présence D'un Nano-fluide', université ,mouloud mammeridetizi-ouzou ,2015
- [8] **S Hicham** : 'Etude Numérique De La Convection Naturelle Dans Les Enceintes : Nano-fluide', Université De Batna, 2015.
- [9] **Billel B, Salah L, El Hacene M** : 'Etude Numérique De La Convection Naturelle Dans Une Cavité Rectangulaire Contenant Un Nano-fluide', Université 20 Août 1955 De Skikda, 2015.
- [10] **Hamdi M, Hedia W, Ridha D, Ezeddine S**: 'Accurate finite volume investigation of nano-fluid mixed convection in two-sided lid driven cavity including discrete heat sources', Univ. Tunis El-Manar, Tunisia, 2015.
- [11] **D Mouhamed Lamine** : 'Étude de la convection naturelle dans une cavité carrée différentiellement chauffée', Université Echahid Hamma Lakhdar d'El-Oued, 2016.
- [13] **Said B, M'barek F, Hossine E** : 'Etude numérique de la convection naturelle des nano fluides dans un espace annulaire entre deux cavités carrées ', Université Ibn Zohr, Laboratoire LMP2E, ENSA, BP 1136 Agadir, Maroc, 2017.
- [14] **M. El Hafad Bara, Mme. Sakina E**, 'Etude Numérique De La Convection Naturelle Du Mélange Eau-Cu Dans Une Cavité Partiellement Chauffée', Université De La Rochelle, Av. Michel Crépeau, 17042 La Rochelle Cedex 1, France, 2017.
- [15] **BENZEMA, Mahdi, et al**: 'Etude numérique de la convection mixte lors de

l'écoulement d'un nanofluid hybride (Ag-MgO/Eau) dans une cavité trapézoïdale ventilée soumise à l'action d'un champ magnétique. In : Congrès français de mécanique. AFM, Association Française de Mécanique, 2017.

- [16] **Tanzila Hayat et S. Nadeem:** Heat transfer enhancement with Ag–CuO/water hybrid nanofluid. Results in physics, 2017, vol. 7, p. 2317-2324.
- [17] **B Abd El Malik :** 'Generation D'entropie Due Au Refroidissement Par Convection Naturelle D'un Nano-fluide', Université Des Frères Mentouri – Constantine, 2017.
- [18] **B Bourhane G Zouhir :** 'Etude Numérique De La Convection Naturelle Dans Une Cavité Rectangulaire Inclinée Saturée Par Des Fluides Et Des Nano-fluides', Ecole nationale polytechnique de Constantine, 2018
- [19] **B Mohammed :** 'Étude Numérique des écoulements Thermo convectifs d'un Nano-fluide à travers un Espace Cylindrique Annulaire muni d'Ailettes', thèse de doctorat, Université Frères Mentouri Constantine 1, 2018.
- [20] **B Warda :** ' Simulation numérique de la convection naturelle dans des cavités remplies des nano-fluides', Université des Sciences et Technologies d'Oran Mohamed Boudiaf, 2018.
- [21] **G Abdelouahab :** 'Etude numérique de l'écoulement avec transfert de chaleur d'un nano-fluide dans un échangeur de chaleur', Université de M'sila, 2019.
- [22] **S Dinarvand, M N restmi et pop:** ' A novel hybridity model for Tio<sub>2</sub>-CuO/water hybrid nano-fluid flow over a static/moving wedge or corner', Department of Mechanical Engineering, Islamic Azad University, Central Tehran Branch, Tehran, Iran. Department of Mathematics, Babeş-Bolyai University, 400084, Cluj-Napoca, Romania, 2019.
- [23] **Tahar T et Ali J. Chamkha:** 'Magneto hydrodynamic Natural Convection Heat Transfer of Hybrid Nano-fluid in a Square Enclosure in the Presence of a Wavy Circular Conductive Cylinder ', Article in Journal of Thermal Science and Engineering Applications, June 2020.

## Résumé :

Le présent travail consiste en une caractérisation numérique de l'écoulement dynamique et thermique, par convection naturelle, d'un hybride nanofluide baignant dans une cavité carrée différentiellement chauffées. La simulation numérique est implémentée via le code CFD Ansys Fluent. En somme, les résultats obtenus ont montré une meilleure performance thermique offerte par les hybride nanofluide en comparaison avec le fluide de base. Cette amélioration du transfert de chaleur devient plus probante avec l'augmentation de la teneur en volume (% en Vol.) des nanoparticules et nombre de Rayleigh. La cavité carrée est chauffée isothermiquement par le bas. En effet, 1/3 de la surface de la paroi inférieure est chauffée par une source de chaleur (La source est maintenir la paroi inférieure à température constante), les deux parois verticales latérales sont refroidies et la paroi supérieure est maintenue adiabatique. Les équations qui régissent ont été résolues numériquement via la méthode des volumes finis en utilisant un schéma en loi de puissance (Power-Low).

**Mot clé :** Nanofluide, nanofluide hybride, Convection naturelle, transfert de chaleur, nombre de Rayleigh, cavité.

## Abstract :

The present work consists of a numerical characterization of the dynamic and thermal flow, by natural convection, of a nanofluid hybrid bathed in a differentially heated square cavity. Numerical simulation is implemented via CFD code Ansys Fluent. In short, the results obtained showed a better thermal performance offered by nanofluid hybrids in comparison with the base fluid. This improvement in heat transfer becomes more evident with the increase in the volume content (% by Vol.) Of the nanoparticles and the Rayleigh number. The square cavity is isothermally heated from below. In fact, 1/3 of the surface of the lower wall is heated by a heat source (The source is to maintain the lower wall at a constant temperature), the two vertical side walls are cooled and the upper wall is kept adiabatic. The governing equations were solved numerically via the finite volume method using a power-low.

**Keywords:** Nanofluid, hybrid nanofluid, Natural convection, heat transfer, Rayleigh number, cavity.

## ملخص:

يتكون العمل الحالي من توصيف رقمي للتدفق الديناميكي والحراري ، بالحمل الحراري الطبيعي ، لهجين مائع نانوي مغمور في تجويف مربع مسخن تفاضلياً. يتم تنفيذ المحاكاة العددية عبر كود **CFD Ansys Fluent**. باختصار ، أظهرت النتائج التي تم الحصول عليها أداءً حراريًا أفضل للمائع النانوية الهجينة مقارنةً بالسائل الأساسي. يصبح هذا التحسن في نقل الحرارة أكثر وضوحًا مع زيادة محتوى الحجم (% بالحجم) للجسيمات النانوية وعدد رايلي. يتم تسخين التجويف المربع من الأسفل. في الواقع ، يتم تسخين ثلث سطح الجدار السفلي بواسطة مصدر حرارة (المصدر هو الحفاظ على الجدار السفلي عند درجة حرارة ثابتة) ، ويتم تبريد الجدارين الجانبيين الرأسيين والجدار العلوي ثابت الحرارة. تم حل المعادلات الحاكمة عددية عبر طريقة الحجم المحدود باستخدام الطاقة المنخفضة.

**الكلمات المفتاحية :** مائع نانوي ، مائع نانوي هجين ، الحمل الحراري الطبيعي ، نقل الحرارة ، رقم رايلي ، تجويف