

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/09/2023



DOMAINE : Sciences de la matière  
FILIERE : Physique  
OPTION : Physique Énergétique et  
Energies renouvelables

Mémoire présenté pour l'obtention  
Du diplôme de Master Académique

Par : CHEBICHEB Majda  
DIF Yassamine oumelkheyr

Intitulé

**Effet du nanofluide hybride Ag-CuO/eau rempli  
dans une cavité sur la convection naturelle.  
Caractéristique de transfert de chaleur.**

Soutenu le 20 / 06 /2023 devant le jury composé de :

BOURAS Abdelkrim	Université MCA	Président
BENDERRADJI Razik	Université MCA	Rapporteur
TAHROUR Farouk	Université MC	Examineur
SILEM Mourad	Université MA	Examineur

Année universitaire : 2022/2023

## **Remerciements :**

Nous remercions **Dieu** pour le courage et la volonté sans lesquels cette étude n'aurait jamais vu le jour.

Nos vifs remerciements vont à nos très chers parents pour leurs efforts fournis et leurs conseils pendant toute ces années d'études.

D'abord nous tenons à exprimer toutes nos gratitude à notre encadreur **Dr. BENDERRADJI Razik** pour son inestimable aide et sa disponibilité, sa gentillesse et ces conseils judicieux tout au long de ce travail. , qui sans sa méthodologie, ses orientations et ses conseils précieux, n'aurait pas été accompli.

Nos vifs remerciements vont également aux Membres du jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à notre recherche en acceptant d'examiner notre travail et de l'enrichir par leurs propositions. Nos remerciements les plus vifs au **Dr BOURAS Abdelkrim** , pour avoir accepté de présider le jury, nous tenons à exprimer nos remerciements au **Dr TAHROUR Farouk** et **SILEM Mourad** , d'avoir accepté de juger et d'examiner ce travail.

Et enfin, nous tenons à remercier toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

***Dédicace :***

***Je dédie ce travail :***

***A mon cher père et à ma chère mère, je supplie Dieu de vous  
accorder le succès***

***Bonne santé et longue vie.***

***A mes frères Mohammad, Hicham, Adel et Issam***

***Et mes sœurs, Nour elhouda, Ikhlas***

***à mon fiancé.***

***A toute ma famille.***

***à tous mes amis.***

***A tous mes professeurs depuis mes premières années d'école.***

***A tous ceux qui sacrifient leur temps pour la science et à tous  
ceux qui utilisent***

***La science pour le bien et la prospérité de l'humanité.***

***Majda***

## ***D**édicace*

*Je dédie le fruit de ma réussite et ce modeste travail :*

*A mes très chers parents, ma mère et mon père.*

*A mes sœurs.*

*A tous les nombre de ma famille, grand et petit.*

*A tous mes amis.*

***T**ous mes professeurs tout au long de mes études ;*

*La promotion de master 2 physique énergétique,  
énergie renouvelable, de l'année universitaire 2022-  
2023 de **M**'sila.*

***Y**asmine*

# *Table des matières*

---

*Remerciement*

*Dédicace*

*Table des matières*

*Nomenclature*

*Liste des figures*

*Liste des tableaux*

**Introduction générale ..... 1**

## **Chapitre I    Générales et revue bibliographique**

I.1. Introduction.....	5
I.2. Synthèse bibliographique.....	6
I.3. Généralités sur les Nanofluides.....	18
I.3.1. Définition.....	18
I.3.2. Préparation des nanofluides.....	18
I.3.3. Les applications des nanofluides.....	19
I.3.4. Autres applications.....	20
I.3.5. Les avantages des nanofluides.....	21
I.3.6. Les inconvénients des nanofluides.....	21
I.3.7. Propriétés thermophysiques.....	21
I.3.7.1. Pour les nanofluides.....	21
I.3.7.2. Nombres adimensionnels.....	24
I.3.7.3. Pour les nanofluides hybrides.....	25
I.4. Généralités sur le transfert de chaleur.....	26
I.4.1. Introduction.....	26
I.4.2. Transfert de chaleur par conduction.....	27
I.4.3. Transfert de chaleur par rayonnement.....	27
I.4.4. Transfert de chaleur par convection.....	28
I.4.4.1. Convection forcée.....	29

I.4.4.2. Convection naturelle.....	29
I.4.4.3. Convection mixte.....	30
I.4.5. La convection dans les enceintes.....	31

## **Chapitre II Formulation mathématique et méthodes numériques**

II.1. Introduction.....	36
II.2. Définition géométrique.....	36
II.3. Équations gouvernantes.....	37
II.3.1. Équation de continuité.....	37
II.3.2. Équation de quantité de mouvement (ou équation de Navier-Stokes).....	38
II.3.3. Équation de conservation d'énergie.....	38
II.4. Les hypothèses simplificatrices... ..	38
II.5. Propriétés thermophysiques des nanofluides.....	39
II.5.1. Équations du problème.....	40
II.5.2. Formulation adimensionnelle du problème.....	41
II.5.3. Forme adimensionnelle de l'équation de continuité.....	41
II.5.4. Forme adimensionnelle des équations de quantité de mouvement... ..	42
II.5.5. Forme adimensionnelle de l'équation d'énergie... ..	43
II.5.6. Conditions aux limites.....	44
II.6. Les nombres sans dimension.....	45
II.6.1. Nombre de Reynolds... ..	45
II.6.2. Nombre de Prandtl.....	46
II.6.3. Nombre de Grashof... ..	46
II.6.4. Nombre de Rayleigh... ..	46
II.6.5. Le nombre de Nusselt.....	47
II.7. Modèle Numérique.....	47
II.7.1. Procédure Numérique.....	48
II.8. Maillage.....	49
I.9. Présentation des logiciels Gambit et Fluent.....	51
II.9.1. GAMBIT.....	51
II.9.2. FLUENT.....	51

## **Chapitre III Résultats et discussion**

III.1. Introduction...	55
III.2. Choix du maillage.....	56
III.3. Validation des résultats... ..	56
III.4. Discussion des résultats.....	59
III.4.1. Effet de la concentration des nanoparticules (Fraction Volumique) .....	59
III.4.2. Effet des types de nanoparticules.....	68
III.4.3. Effet des pourcentages de concentration des nanoparticules dans la fraction volumique 69	
III.5. Conclusion.....	71
<b>Conclusion générale.....</b>	<b>73</b>

# Nomenclature

---

## **Symboles latins**

$C_p$	chaleur massique ( $J. kg^{-1}.k^{-1}$ )
$C_{p_f}$	chaleur massique de fluide ( $J. kg^{-1}.k^{-1}$ )
$C_{p_{nfh}}$	chaleur massique de nanofluide hybride ( $J. kg^{-1}.k^{-1}$ )
$h$	coefficient d'change par convection ( $W. m^{-1}. K^{-1}$ )
$K$	conductivité thermique ( $W. m^{-1}. K^{-1}$ )
$K_f$	conductivité thermique du fluide de base ( $W. m^{-1}. K^{-1}$ )
$K_p$	conductivité thermique des particules solides ( $W. m^{-1}. K^{-1}$ )
$K_{nf}$	conductivité thermique de nanofluide ( $W. m^{-1}. K^{-1}$ )
$K_{nfh}$	conductivité thermique de nanofluide hybride ( $W. m^{-1}. K^{-1}$ )
$L$	longueur de cavité (m)
$n$	est un facteur de forme empirique
$m$	masse (Kg)
$p$	pression du fluide(pa)
$P$	pression adimensionnelle
$S$	Aire de la section de passage du flux de chaleur ( $m^2$ )
$T$	température ( $0C^0$ )ou (K)
$T_c$	température de paroi chaude
$T_f$	température de paroi froide
$\frac{dt}{dx}$	Gradient de température
$V_p$	Volume des particules solides ( $m^3$ )
$V_t$	Volume totale ( $m^3$ )

## **Symbole grecs**

$\alpha$	diffusivité thermique ( $m^2. S^{-1}$ )
$\beta$	coefficient d'expansion thermique ( $K^{-1}$ )
$\beta_p$	coefficient d'expansion thermique de nanoparticule ( $K^{-1}$ )
$\beta_f$	coefficient d'expansion thermique de fluide ( $K^{-1}$ )
$\beta_{nf}$	coefficient d'expansion thermique de nanofluide ( $K^{-1}$ )

$\beta_{nfh}$	<i>coefficient d'expansion thermique de fluide hybride (<math>K^{-1}</math>)</i>
$\varphi$	<i>fraction volumique</i>
$\mu$	<i>viscosité dynamique (<math>N. s. m^{-1}</math>)</i>
$\mu_f$	<i>viscosité dynamique du fluide de base</i>
$\mu_n$	<i>viscosité dynamique du nanofluide</i>
$\mu_{nfh}$	<i>viscosité dynamique du nanofluide hybride</i>
	<i>masse volumique du fluide</i>
$\rho_n$	<i>masse volumique du nanofluide</i>
$\rho_{nfh}$	<i>masse volumique du nanofluide hybride</i>
$\lambda$	<i>conductivité thermique du milieu (<math>W. m^{-1}. K^{-1}</math>)</i>
$\Phi$	<i>flux de chaleur</i>

### **Indice**

<i>c</i>	<i>chaude</i>
<i>F</i>	<i>froide</i>
<i>f</i>	<i>fluide de base</i>
<i>nf</i>	<i>nanofluide</i>

---

# Liste des figures

---

<b>Figure I. 1</b> : Schéma du phénomène de transfert de chaleur par convection.	<b>28</b>
<b>Figure I. 2</b> : Schéma présentatif de transfert convectif.	<b>29</b>
<b>Figure I. 3</b> : Principe physique de la convection naturelle.	<b>30</b>
<b>Figure II.1</b> : Schéma représentant l'enceinte.	<b>37</b>
<b>Figure II.2</b> : Volume de contrôle bidimensionnel.	<b>48</b>
<b>Figure II.3</b> : Schéma du maillage.	<b>50</b>
<b>Figure II.4</b> : Le maillage utilisé.	<b>50</b>
<b>Figure II. 5</b> : Evolution de résidu.	<b>51</b>
<b>Figure III.1</b> : Comparaison des isothermes.	<b>57</b>
<b>Figure III.2</b> : Évolution du nombre de Nusselt moyen le long de la paroi chaude pour différentes fractions volumiques. ( $Ra= 10^4$ et $10^6$ ).	<b>58</b>
<b>Figure III. 3</b> : Évolution du nombre de Nusselt moyen le long de la paroi chaude pour différentes fractions volumiques. ( $Ra= 10^3$ et $10^5$ ).	<b>58</b>
<b>Figure III.4</b> : Les contours des Isothermes du (Ag-Cu/Eau), pour différents nombres De Rayleigh ( $Ra$ ) et différents fraction volumiques.	<b>61</b>
<b>Figure III.5</b> : Profil de la température le long des plans médians de la cavité pour Différentes nombre de Rayleigh.	<b>63</b>
<b>Figure III.6</b> : Les contours des lignes de courant dans l'enceinte du (Ag-CuO / Eau), Pour différents nombres de Rayleigh ( $Ra$ ) et différents fraction volumiques.	<b>65</b>
<b>Figure.III.7</b> : Profil des vitesses transversales le long de l'axe ( $y$ ) de l'enceinte pour différents nombres de Rayleigh $Ra$ , position( $x = 0.5 H$ ).	<b>67</b>
<b>Figure.III.8</b> : Profil des vitesses longitudinales le long de l'axe ( $x$ ) de l'enceinte pour différents nombres de Rayleigh $Ra$ position ( $y = 0.5 L$ ).	<b>67</b>
<b>Figure III.9</b> : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction des fractions Volumiques pour différents nombre de Rayleigh $Ra$ .	<b>68</b>
<b>Figure III.10</b> : Variation du nombre de Nusselt moyen pour les différents nombre de Rayleigh $Ra$ .	<b>69</b>
<b>Figure III.11</b> : Profil des températures le long des plans médians de la cavité pour Différentes pourcentages de concentration des nanoparticules.	<b>70</b>
<b>Figure.III.12</b> : Profil des vitesses transversales le long de l'axe ( $y$ ) et longitudinales le long de l'axe ( $x$ ) de l'enceinte pour différents pourcentages de concentration des nanoparticules.	<b>70</b>

# *Liste des tableaux*

---

<b>Tableau I.1:</b> Conductivité thermique de divers de base et matériaux à 20°C.	<b>18</b>
<b>Tableau II.1:</b> Propriété thermophysiques des nanoparticules et fluides caloporteurs.	<b>40</b>
<b>Tableau II.2:</b> Conditions aux limites hydrodynamique et thermiques sous forme a dimensionnelles.	<b>45</b>
<b>Tableau III.1:</b> Caractéristiques de l'écoulement pour différents maillages.	<b>56</b>

# *Introduction générale*

---

Au cours des dernières années, de nombreuses techniques ont été utilisées pour améliorer le taux de transfert de chaleur afin d'atteindre un niveau satisfaisant d'efficacité thermique. Un moyen à cette fin est l'amélioration de la conductivité thermique. Tant d'efforts pour disperser des particules solides avec une conductivité thermique élevée dans le liquide de refroidissement ont été menés pour améliorer les propriétés thermiques des fluides de transfert de chaleur conventionnels. Maxwell (1873-1881) [1-2] a été le premier à montrer la possibilité d'augmenter la conductivité thermique d'un mélange solide-liquide en augmentant la fraction volumique des particules solides. Cependant, les grosses particules provoquent de nombreux problèmes gênants tels que la sédimentation de particules de grande taille dans le fluide de base. Ainsi, une nouvelle classe de fluides pour améliorer à la fois la conductivité thermique et la stabilité de la suspension a été développée, connue sous le nom de nano-fluide. Choi [3] a présenté l'avantage d'utiliser les nanoparticules dispersées dans un fluide de base dans différents systèmes thermiques pour améliorer le taux de transfert de chaleur. Eastman et al. [4] ont présenté qu'avec une concentration volumique de 0,3 % de nanoparticules de Cu dispersées dans de l'éthylène glycol, sa conductivité thermique augmentait de 40 %. Presque tous les articles publiés dans le domaine des nano-fluides définissaient jusqu'à présent le « nano-fluide » comme un fluide de base avec des particules nanométriques en suspension à partir d'un seul type de matériau. Ils ont étudié l'effet de la taille, de la forme, de la concentration et du matériau des nanoparticules sur les propriétés thermo-physiques du nano-fluide et son influence sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de perte de charge. Néanmoins, très récemment, une étude expérimentale a été menée sur un nano-fluide avec deux types de nanoparticules dispersées simultanément dans un fluide de base appelé « nano-fluide hybride » [5]. L'exclusivité la plus importante du nano-fluide hybride fait référence à la composition de deux types de variantes de nanoparticules dispersées dans un fluide de base. Ainsi, lorsque les matériaux des particules sont choisis correctement, ils peuvent améliorer les caractéristiques positives les uns des autres et couvrir les inconvénients d'un seul matériau. Par exemple, l'alumine (c'est-à-dire un matériau céramique) possède de nombreuses propriétés bénéfiques telles que l'inertie chimique et une grande stabilité, tandis que  $Al_2O_3$  présente une conductivité

## ***Introduction générale***

---

thermique plus faible par rapport aux nanoparticules métalliques. L'aluminium, le zinc, le cuivre et les autres nanoparticules métalliques englobent de grandes conductivités thermiques. Cependant, l'utilisation de nanoparticules métalliques pour des applications de nano-fluides est limitée en raison de la stabilité et de la réactivité. Selon ces caractéristiques des nanoparticules métalliques et non métalliques, on peut s'attendre à ce que l'ajout de nanoparticules métalliques (comme Cu) dans un nano-fluide composé à base de nanoparticules  $Al_2O_3$  puisse améliorer les propriétés thermophysiques de ce mélange.

Suresh et al. ont réalisé une étude expérimentale pour synthétiser un nanofluide hybride  $Al_2O_3$ -Cu/eau [5]. Pour atteindre le nanofluide hybride stable, ils ont utilisé une méthode thermomécanique (méthode en deux étapes). Ils ont ajouté des nanoparticules de Cu au nanofluide  $Al_2O_3$ /eau et ont synthétisé un nanofluide hybride  $Al_2O_3$ -Cu/eau à différentes concentrations volumiques de 0,1, 0,33, 0,75, 1 et 2 %. Selon les avantages mentionnés ci-dessus des nanofluides hybrides, on s'attend clairement à ce que ce nanofluide avancé joue un rôle vital dans l'avenir de la science des nanofluides et les chercheurs montrent une plus grande tendance à étudier les nanofluides hybrides et l'effet de ces fluides sur le transfert de chaleur et la pression. Le transfert de chaleur par convection naturelle est un phénomène important dans les systèmes d'ingénierie en raison de ses nombreuses applications dans l'énergie nucléaire, les fenêtres à double vitrage, le chauffage et le refroidissement des bâtiments, les capteurs solaires, le refroidissement électronique, les systèmes micro-électromécaniques [6-8]. Par conséquent, l'étude des comportements thermiques et hydrodynamiques pour différentes formes des surfaces de transfert de chaleur est nécessaire pour assurer la performance efficace des différents équipements de transfert de chaleur. Le problème de la convection naturelle laminaire dans les enceintes bidimensionnelles a été largement étudié dans plusieurs littératures. Bon nombre de ces études par exemple, [9-11] se sont concentrées sur le transfert de chaleur par convection naturelle dans des enceintes à surfaces ondulées. Ali et Husain [12] ont examiné l'effet des fréquences d'ondulation sur le transfert de chaleur par convection naturelle et les caractéristiques d'écoulement dans une enceinte carrée de parois verticales ondulées en V. En plus des géométries régulières comme le carré ou le rectangle, de nombreuses études sur les enceintes à parois ondulées ont été réalisées dans la littérature en raison de leur application dans de nombreux problèmes d'ingénierie liés aux exigences de conception géométrique [13]. La convection naturelle dans une enceinte ondulée comme l'isolation thermique à double paroi, les systèmes de câbles souterrains et le refroidissement des dispositifs microélectroniques a plusieurs applications à des fins industrielles et d'ingénierie [14]. Par conséquent, en raison de l'importance pratique de l'écoulement et du transfert de chaleur dans la géométrie ondulée, de nombreux chercheurs ont rapporté des résultats théoriques et expérimentaux sur cette géométrie.

## Introduction générale

---

L'objectif de notre étude consiste à étudier numériquement de l'écoulement laminaire stationnaire par convection naturelle dans une cavité carrée ondulée sinusoïdale, remplie d'eau pure et de nano-fluide hybride Ag-CuO/Eau avec trois pourcentages de concentration des nanoparticules dans la fraction volumique en totale

La cavité carrée est chauffée iso thermiquement par la surface de la paroi gauche est chauffée par une source de chaleur (La source la paroi gauche à température constante), la paroi verticale latérale droite sont refroidie et ~~les deux parois supérieure et inférieure est maintenue adiabatique.~~ 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 ;
- Effets du nombre de Rayleigh.

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.

Dans le deuxième chapitre nous nous décrivons 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, validation de nous 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.

**Bibliographie**

---

- [1] **J. C. Maxwell**, *Electricity and Magnetism*, Clarendon Press, Oxford, UK, 1873.
- [2] **J. C. Maxwell**, *A Treatise on Electricity and Magnetism*, Oxford University Press, Cambridge, UK, 2nd edition, 1881.
- [3] **S. U. S. Choi**, “Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles,” in *Developments and Application of Non Newtonian Flows*, pp. 99–105, ASME, New York, NY, USA, 1995.
- [4] **J. A. Eastman, S. U. S. Choi, S. Li, W. Yu, and L. J. Thompson**, “Anomalously increased effective thermal conductivities of ethylene glycol-based nanofluids containing copper nanoparticles,” *Applied Physics Letters*, vol. 78, no. 6, pp. 718–720, 2001.
- [5] **S. Suresh, K. P. Venkitaraj, P. Selvakumar, and M. Chandrasekar**, “Synthesis of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-Cu/water hybrid nanofluids using two step method and its thermo physical properties,” *Colloids and Surfaces A: Physicochemical and Engineering Aspects*, vol. 388, no. 1–3, pp. 41–48, 2011.
- [6] **S. Ostrach**, “Natural convection in enclosures,” *Journal of Heat Transfer*, vol. 110, no. 4, pp. 1175–1190, 1988.
- [7] **A. Bejan**, *Convective Heat Transfer*, John Wiley & Sons, New York, NY, USA, 2nd edition, 1995.
- [8] **A.-J. N. Khalifa**, “Natural convective heat transfer coefficient—a review I. Isolated vertical and horizontal surfaces,” *Energy Conversion and Management*, vol. 42, no. 4, pp. 491–504, 2001.
- [9] **M. Ali and S. R. Husain**, “Natural convection heat transfer and flow characteristics in a square duct of V-corrugated vertical walls,” *Journal of Energy Heat and Mass Transfer*, vol. 14, pp. 125–131, 1992.
- [10] **M. Ali and M. N. Ali**, “Finite element analysis of laminar convection heat transfer and flow of the fluid bonded by V corrugated vertical plates of different corrugation frequencies,” *Indian Journal of Engineering & Materials Sciences*, vol. 1, no. 4, pp. 181–188, 1994.
- [11] **S. Noorshahi, C. Hall, and E. Glakpe**, “Effect of mixed boundary conditions on natural convection in an enclosure with a corrugated surface,” in *Proceedings of the ASME-JSES-KSES International Solar Energy Conference*, pp. 173–181, Maui, Hawaii, USA, April 1992.
- [12] **M. Ali and S. R. Husain**, “Effect of corrugation frequencies on natural convective heat transfer and flow characteristics in a square enclosure of vee-corrugated vertical walls,” *International Journal of Energy Research*, vol. 17, no. 8, pp. 697–708, 1993.
- [13] **E. Abu-Nada and H. F. Oztop**, “Numerical analysis of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/water nanofluids natural convection in a wavy walled cavity,” *Numerical Heat Transfer A: Applications*, vol. 59, no. 5, pp. 403–419, 2011.
- [14] **H. F. Oztop, E. Abu-Nada, Y. Varol, and A. Chamkha**, “Natural convection in wavy enclosures with volumetric heat sources,” *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 50, no. 4, pp. 502–514, 2011.

# *Chapitre I*

## *Généralités et revue bibliographiques*

---

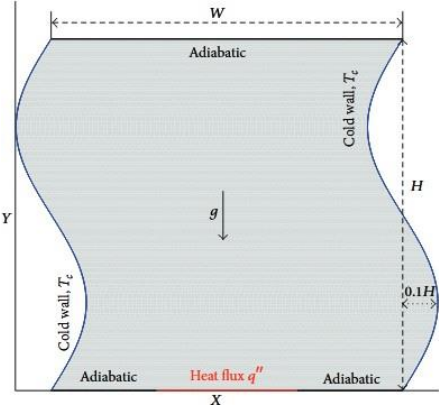
### **I.1. Introduction**

Le transfert thermique est la science qui tente à prédire la transmission de l'énergie entre les molécules ou les particules de la matière à différentes températures. Il est régi par une combinaison de lois physiques et de relations empiriques déduites de l'expérimentation. Ce processus se rencontre dans de nombreuses situations industrielles (moteurs thermiques ou même électriques, centrales électriques au fuel au gaz...etc.) ou domestique (chauffage de l'habitat). Dans la littérature relative à cette discipline, on reconnaît généralement trois modes distincts de transmission de la chaleur : la conduction, la convection et le rayonnement. L'amélioration du transfert de chaleur par convection est l'objet principal de plusieurs travaux, et pour se faire, un grand nombre de chercheurs ont mené une multitude d'essais numériques et expérimentaux portant sur la description des phénomènes gérant la convection, l'effet de la nature des systèmes dans lesquels elle a lieu (géométrie spécialement), et les propriétés des fluides impliqués (propriétés physico-chimiques).

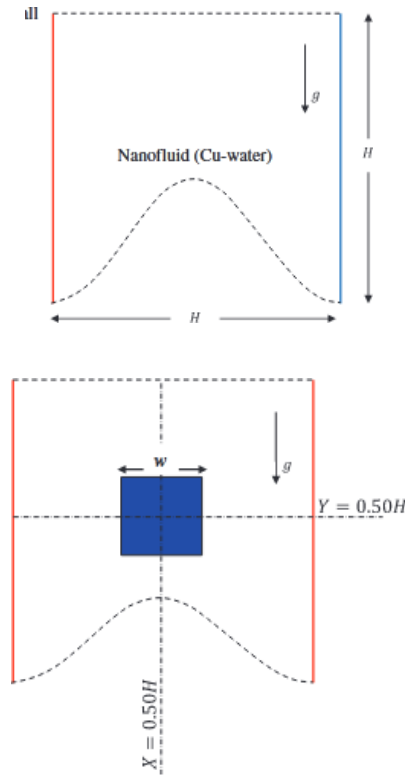
Ces Travaux n'ont touché que l'ordre macroscopique ou parfois microscopique du processus. Mais avec l'apparition et le développement rapide des nanosciences et nanotechnologies pendant la deuxième moitié du 20<sup>ème</sup> siècle, la convection a pris une grande part de cette nouvelle richesse, et a pris un autre aspect de perfectionnement : c'est au niveau nanométrique de la matière du milieu convectif que les récents travaux ont été concentrés. Les nanofluides sont alors l'un des fruits d'une telle richesse. Dotés de propriétés physico-chimiques particulières et intéressantes telle que leur importante conductivité thermique, les nanofluides offrent un coefficient de transfert thermique imbattable par les autres caloporteurs. Les études menées dans cette nouvelle direction ont fourni une riche bibliographie, mais très variée : bien qu'en majorité ils sont assez positifs.

Dans cette revue bibliographique on citera des travaux se rapportant aux cas des cavités pour diverses configurations et pour différentes conditions aux limites set remplies de divers fluide.

I.2. Synthèse bibliographique

Auteur	Configuration	Observation
<p>Behrouz Takabi, Saeed Salehi [1]</p>		<p>Cette étude porte sur la performance de transfert de chaleur d'une enceinte ondulée sinusoïdale remplie d'eau pure, de nanofluides Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/eau et de nanofluides hybrides Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-Cu/eau. Les effets du nombre de Rayleigh et de la concentration volumique du fluide de travail sur les champs de température et la performance de transfert de chaleur sont étudiés. Les résultats montrent que l'utilisation de nanofluides hybrides améliore le taux de transfert de chaleur par rapport aux nanofluides et à l'eau, ce qui entraîne une meilleure performance de refroidissement de l'enceinte et une température plus basse de la surface chauffée. Deux corrélations sont développées pour estimer le nombre de Nusselt moyen.</p> <p>L'étude montre que l'ajout de nanoparticules améliore le transfert de chaleur, mais les modèles classiques utilisés pour prédire la conductivité thermique et la viscosité ne sont pas précis, en particulier pour des concentrations volumiques plus élevées. Les résultats montrent que l'utilisation de nanofluides hybrides peut améliorer la performance de refroidissement et de transfert de chaleur dans les équipements de transfert de chaleur. L'ajout de nanoparticules affecte les motifs d'isothermes, ce qui entraîne une compression des isothermes près de la section de chauffage de la paroi inférieure et améliore la performance de transfert de chaleur.</p> <p>Les résultats de l'étude montrent que l'utilisation de nanofluides hybrides améliore la performance de refroidissement de l'enceinte et diminue la température de la surface</p>

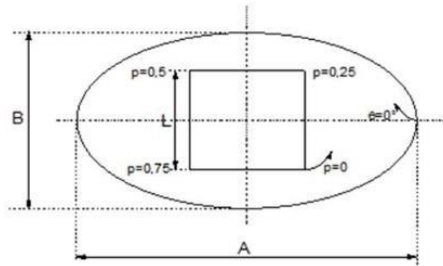
Zoubair Boulahia, Abderrahim Wakif, and Rachid Sahaqui [2]



chauffée. L'étude a également montré que l'augmentation de la concentration volumique de nanofluides hybrides dim.

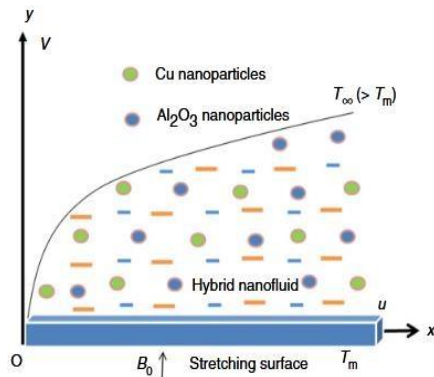
Le document décrit une étude de transfert de chaleur par convection naturelle d'un nanofluid Cu-eau dans une cavité carrée avec une surface inférieure ondulée. Les paramètres gouvernant le problème sont le nombre d'ondulations de la surface inférieure ondulée et son amplitude, le nombre de Rayleigh et la fraction volumique des nanoparticules. Les résultats sont présentés pour deux cas différents. Dans le premier cas, l'effet de l'amplitude est étudié pour quatre amplitudes différentes. Dans le deuxième cas, les calculs sont effectués pour une cavité ondulée contenant un refroidisseur central tandis que le nombre d'ondulations varie de 1 à 3. Les résultats de simulation numérique sont présentés sous forme de lignes de courant, d'isothermes et de nombre de Nusselt moyen pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh. Les résultats montrent une excellente comparaison avec les résultats numériques trouvés dans la littérature. Les auteurs concluent que la fonction de la paroi ondulée et le rapport du nombre de Rayleigh interne sur le nombre de Rayleigh externe affectent significativement le transfert de chaleur et l'écoulement de fluide.

Abdelkrim Bouras, Djedid Taloub, Zied Driss, Siham Debka [3]



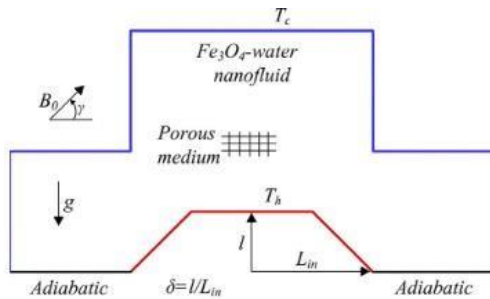
Les résultats présentés dans ce document concernent l'étude de la convection naturelle de transferts de chaleur stationnaires et laminaires dans un anneau horizontal entre un cylindre intérieur carré chauffé et un cylindre extérieur elliptique refroidi (Espace annulaire contenant un liquide newtonien). Le fluide utilisé est un nanofluide Cu-eau. Les auteurs ont étudié l'influence de différents nombres de Rayleigh sur les isothermes, les isocourants et les nombres de Nusselt locaux et moyens. Ils ont également étudié l'effet de la présence de nanoparticules sur le transfert de chaleur. Les résultats montrent que les valeurs de Nusselt du nanofluide sont supérieures à celles de l'eau pure. L'existence de nanoparticules provoque une accumulation d'isothermes près du mur chaud, ce qui signifie une amélioration du taux de transfert de chaleur. La variation de la fraction volumique crée une accumulation de convection naturelle, ce qui indique une augmentation des valeurs des nombres de Nusselt locaux. Les résultats obtenus sont en accord avec les études numériques disponibles dans la littérature.

F. Maboo, d · T. A. Yusuf, W. A. Khan [4]



Le document présente une étude numérique sur l'écoulement de nanofluides hybrides à base d'eau sur des surfaces étirées et courbes, ainsi que l'impact d'un champ magnétique sur la convection naturelle. Les résultats montrent une excellente concordance avec les études précédentes et présentent des graphiques pour la vitesse, la température et le nombre de Nusselt. L'étude montre également que la présence d'un champ magnétique influence considérablement le taux de transfert de chaleur. Les résultats de l'étude peuvent être utiles dans plusieurs domaines de la nanostructure et de la nanotechnologie.

M. Molana, A.S. Dogonchi, T. Armaghani, Ali J. Chamkha,  
D.D. Ganji, Iskander Tlili  
[5]

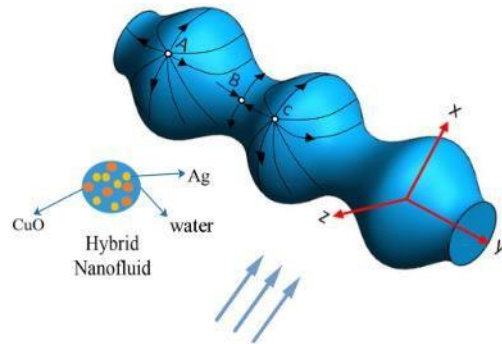


Cette étude examine les effets de différents paramètres sur le transfert de chaleur et le flux dans une cavité poreuse remplie de Ferro fluide. Les paramètres étudiés comprennent les nombres de Darcy, de Rayleigh et de Hartmann, la concentration volumique de nanoparticules, le facteur de forme et l'angle d'inclinaison du champ magnétique. Les résultats montrent que la forme en lame des nanoparticules conduit à des taux de transfert de chaleur plus élevés, et que l'augmentation de la concentration volumique de nanoparticules améliore le nombre de Nusselt moyen.

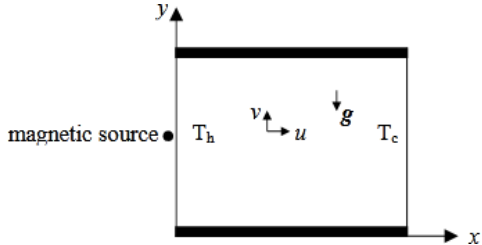
La présence d'un champ magnétique peut contraindre le champ de flux, et l'augmentation de l'angle d'inclinaison peut conduire à plus de transfert de chaleur. La présence d'un champ magnétique peut également être utilisée pour contrôler le transfert de chaleur.

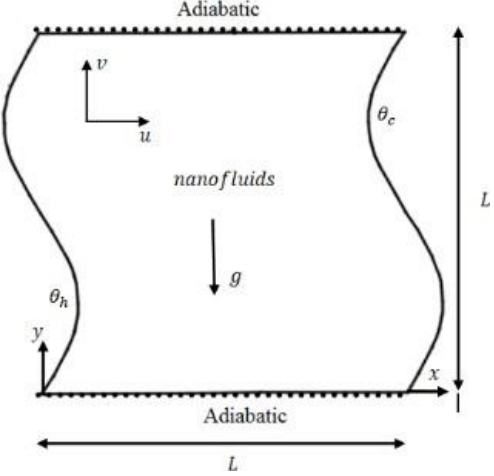
Les résultats montrent également que des valeurs plus élevées du rapport d'aspect donnent un nombre de Nusselt moyen plus élevé à un nombre de Rayleigh donné. L'étude utilise la méthode des éléments finis pour résoudre les équations gouvernantes. Les résultats de l'étude peuvent avoir des implications pour les applications de stockage d'énergie et de gestion thermique.

Saeed Dinarvand [6]

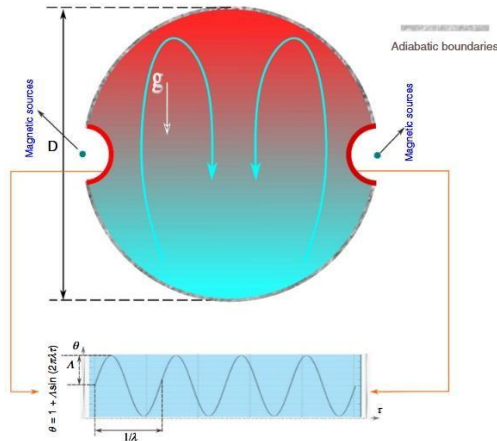


L'étude examine l'utilisation d'un nanofluide hybride dans l'écoulement de couche limite laminaire autour d'un cylindre circulaire avec une variation de rayon sinusoidale. Les équations gouvernant la continuité, la quantité de mouvement et l'énergie sont présentées, et les équations de similarité pour la couche limite du nanofluide hybride sont dérivées. La méthode d'analyse homotypique est utilisée pour obtenir des solutions analytiques pour les équations de similarité. Les coefficients de frottement de la peau et le nombre de Nusselt

		<p>local sont calculés, et les effets de divers paramètres sur les caractéristiques d'écoulement et de transfert de chaleur sont analysés.</p> <p>L'étude a révélé que la présence de nanoparticules d'argent entraîne un amincissement supplémentaire de la couche limite hydrodynamique dans l'écoulement de nanofluides hybrides, et que la conductivité thermique augmente, ce qui entraîne une augmentation de l'épaisseur de la couche limite thermique. Le nombre de Nusselt augmente presque linéairement avec l'augmentation du paramètre indicatif nodal/selle dans la zone de point nodal.</p>
<p><b>B. Pekmen Geridönmez [7]</b></p>	 <p>The diagram shows a rectangular porous cavity in a Cartesian coordinate system with x and y axes. On the left vertical wall, there is a 'magnetic source' indicated by a black dot and the temperature <math>T_h</math>. On the right vertical wall, the temperature is <math>T_c</math>. Inside the cavity, velocity components are shown as <math>u</math> (horizontal arrow pointing right) and <math>v</math> (vertical arrow pointing up). Gravity <math>g</math> is represented by a downward-pointing arrow.</p>	<p>Ce document présente une étude de la convection naturelle dans une cavité poreuse remplie de Ferro fluide en présence d'une source magnétique. L'objectif de cette étude est d'analyser l'effet de la présence d'une source magnétique sur les caractéristiques de la convection naturelle dans la cavité poreuse. La simulation numérique est réalisée par l'utilisation des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, avec des conditions aux limites appropriées. Les propriétés du Ferro fluide, telles que la conductivité thermique et la viscosité, sont prises en compte dans les équations de transport. Le champ magnétique est modélisé par les équations de Maxwell. Les résultats de la simulation révèlent que la présence d'une source magnétique a un impact significatif sur la convection naturelle dans la cavité poreuse. Lorsque la source magnétique est activée, les particules magnétiques du Ferro fluide réagissent au champ magnétique et induisent des mouvements de convection supplémentaires. Cela entraîne une augmentation de la vitesse d'écoulement du fluide et une augmentation de l'échange thermique dans la cavité. Les</p>

		<p>auteurs ont met en évidence la formation de structures de convection telles que des cellules de convection et des tourbillons, qui sont influencés par la présence du champ magnétique, tels que l'intensité du champ magnétique et la porosité de la cavité.</p>
<p style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);">Goutam Saha [8]</p>		<p>Dans cette étude, les auteurs ont mené une enquête sur les caractéristiques de transfert de chaleur dans une cavité de forme sinusoïdale à l'aide d'un nanofluide composé de nanoparticules de <math>\text{TiO}_2</math> à base d'eau. L'objectif principal était d'analyser et de comparer l'amélioration du transfert de chaleur à l'intérieur de la cavité lors de l'utilisation du nanofluide par opposition à l'eau pure.</p> <p>Des mesures expérimentales ont été réalisées pour évaluer les performances de transfert de chaleur du nanofluide de <math>\text{TiO}_2</math> à l'intérieur de la cavité sinusoïdale. La cavité était chauffée à une température constante, tandis que le nanofluide y circulait. Des mesures de température ont été prises à divers endroits dans la cavité pour évaluer les variations de température et le profil de transfert de chaleur.</p> <p>Les résultats de l'étude ont révélé une amélioration significative du transfert de chaleur lors de l'utilisation du nanofluide de <math>\text{TiO}_2</math> à base d'eau par rapport à l'eau pure. Cette amélioration peut être attribuée à la conductivité thermique accrue du nanofluide résultant de la présence de nanoparticules de <math>\text{TiO}_2</math>. Les nanoparticules facilitent une meilleure dispersion de la chaleur dans toute la cavité sinusoïdale, conduisant à des gradients de température plus faibles et à une distribution plus uniforme de la chaleur.</p> <p>De plus, les résultats ont indiqué que les performances de transfert de chaleur dépendaient de la concentration de nanoparticules de <math>\text{TiO}_2</math> dans le nanofluide. L'augmentation de la concentration en nanoparticules a encore amélioré le transfert de chaleur, mais seulement jusqu'à un certain point où la saturation a été atteinte.</p>

Mohsen Izadi, Tahar Tayebi, Hashim M. Alshehri, Ahmad Hajjar,  
Mohamed Bechir Ben Hamida, Ahmed M. Galal [9]

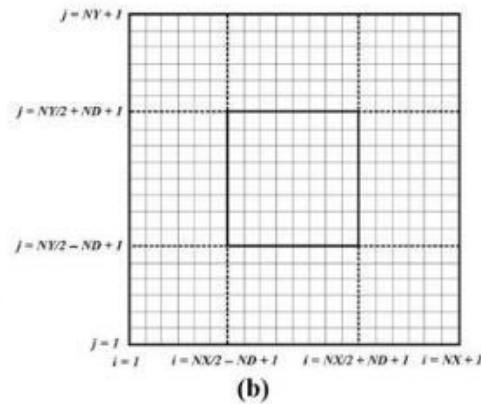
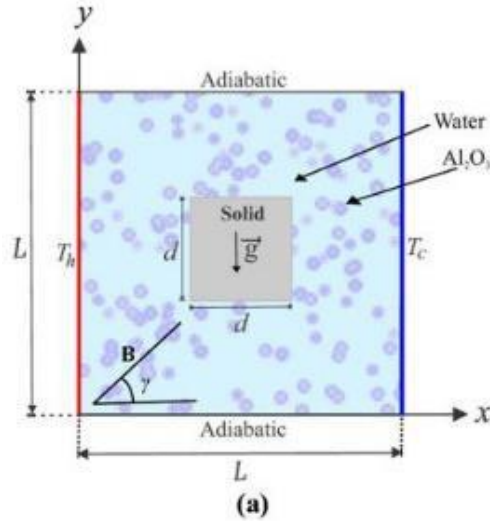


les auteurs ont étudié la convection transitoire magnéto-flottante d'un nanofluide magnétisable à l'intérieur d'un stockage sensible circulaire soumis à des sources thermiques doubles dépendant du temps. L'étude a révélé les schémas de convection complexes et le comportement de transfert de chaleur dans cette configuration, fournissant des informations précieuses pour la conception et l'optimisation des systèmes de stockage d'énergie thermique dans diverses applications.

Les résultats de l'étude ont montré que la présence d'un champ magnétique et les sources thermiques dépendant du temps avaient un impact significatif sur le comportement de convection et le transfert de chaleur à l'intérieur du stockage sensible circulaire. La combinaison de ces facteurs a conduit à la formation de modèles d'écoulement complexes, y compris des structures de vortex et des panaches, qui ont influencé la distribution du transfert de chaleur dans le stockage.

Les auteurs ont observé que le comportement de convection transitoire était influencé par divers paramètres, tels que l'intensité du champ magnétique, la concentration en nanoparticules et les caractéristiques des sources thermiques dépendant du temps. Les performances de transfert de chaleur et les schémas d'écoulement des fluides ont été analysés et comparés dans différentes conditions de fonctionnement.

Ammar I. Alsabery, Tahar Tayebi, Ali J. Chamkha Ishak Hashim [10]

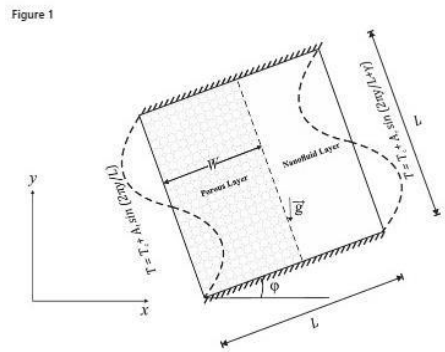


Dans ce document, les auteurs ont étudié l'impact d'un modèle de nanofluides à deux phases sur la convection naturelle dans une cavité carrée. Ils ont spécifiquement examiné l'influence d'un bloc interne adiabatique et d'un champ magnétique sur le comportement de convection. Les auteurs ont utilisé des simulations numériques pour analyser les caractéristiques d'écoulement de fluide et de transfert de chaleur dans la cavité carrée. Le nanofluides utilisé dans l'étude consistait en un fluide de base avec des nanoparticules en suspension. La présence du bloc interne adiabatique et l'application d'un champ magnétique ont été pris en compte dans les simulations.

La présence du bloc interne adiabatique a créé des distributions de température non uniformes dans la cavité, ce qui a encore affecté le comportement de convection. Le champ magnétique a induit des forces supplémentaires sur les nanoparticules, entraînant des changements dans les schémas d'écoulement et les caractéristiques de transfert de chaleur. Les auteurs ont examiné divers paramètres, tels que la concentration en nanoparticules, l'intensité du champ magnétique et la taille du bloc adiabatique, pour analyser leur impact sur le comportement de convection. Les résultats ont fourni des informations sur les interactions complexes entre l'écoulement du fluide, le transfert de chaleur et le champ magnétique en présence du bloc interne adiabatique.

Les résultats contribuent à une meilleure compréhension de l'écoulement des fluides et des phénomènes de transfert de chaleur dans de tels systèmes, ce qui peut être utile pour concevoir et optimiser les applications de gestion thermique et de refroidissement.

Alsabery A. I, chamkha A. J, Saleh , H & Hashim , I. [11]

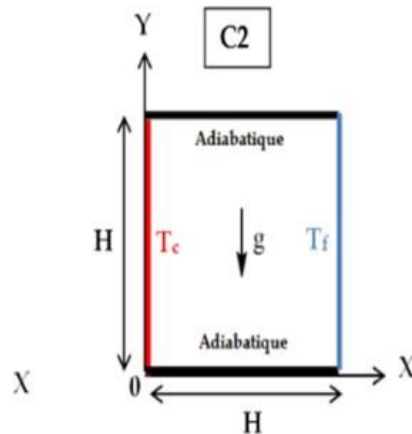
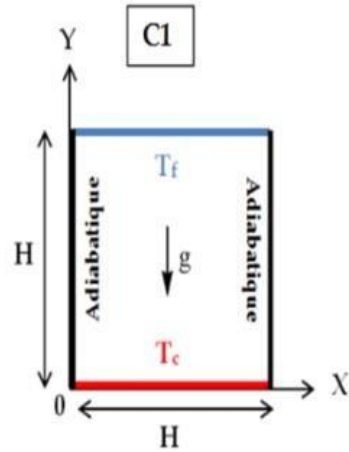


Des simulations numériques ont été réalisées pour étudier les caractéristiques de l'écoulement de fluide et du transfert de chaleur à l'intérieur de l'enceinte inclinée. Le nanofluide utilisé dans l'étude est composé d'un fluide de base contenant des nanoparticules. La présence du milieu poreux et l'inclinaison de l'enceinte ont été pris en compte dans les simulations.

Les auteurs ont étudié divers paramètres, tels que la concentration des nanoparticules, la porosité du milieu et l'angle d'inclinaison, afin d'analyser leur impact sur l'écoulement de convection naturelle. Les résultats ont permis de mieux comprendre les interactions complexes entre l'écoulement du fluide, le transfert de chaleur et la présence du milieu poreux et de l'enceinte inclinée.

Les résultats de l'étude révèlent l'influence significative du nanofluide et du milieu poreux sur l'écoulement de convection naturelle à l'intérieur de l'enceinte inclinée. L'ajout de nanoparticules modifie les propriétés thermophysiques du fluide de base, telles que la conductivité thermique et la viscosité, ce qui affecte les motifs d'écoulement et les taux de transfert de chaleur. La présence du milieu poreux introduit une résistance supplémentaire à l'écoulement du fluide, ce qui entraîne des changements dans les profils de vitesse et de température à l'intérieur de l'enceinte. L'inclinaison de l'enceinte influence également les motifs d'écoulement et les caractéristiques de transfert de chaleur.

TRODI Amira [12]



Les principaux résultats qu'on peut ressortir de cette thèse sont les suivants :

- Le transfert de chaleur s'intensifie en augmentant le nombre de Ra ainsi que la fraction en volume des nanoparticules. Le nanofluide basé sur la suspension sphéroïdale aplatie ( $d_p=0.13$ ) semble être le nanofluide le plus performant, d'une part. D'autre part, l'amélioration du transfert de chaleur, pour le cas des nanoparticules de forme sphéroïdale allongée, est plus probante en augmentant le rapport d'aspect.
- Le taux d'amélioration du transfert thermique s'accroît en diminuant le nombre de Rayleigh indépendamment de la cavité, de la forme et du rapport d'aspect des nanoparticules. La cavité aux parois verticales différentiellement chauffées offre de meilleure performance thermique.
- Les résultats obtenus par le nanofluide hybride ont montré une meilleure performance thermique en comparaison avec le fluide de base et le nanofluide contenant seulement les NPs d' Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> ou de Cu. Cette amélioration du transfert de chaleur devient plus probante avec l'augmentation de la teneur volumique en NPs de Cu.

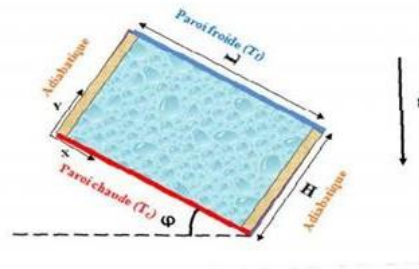


Figure 2.1: géométrie du problème pour cas de l'eau pure

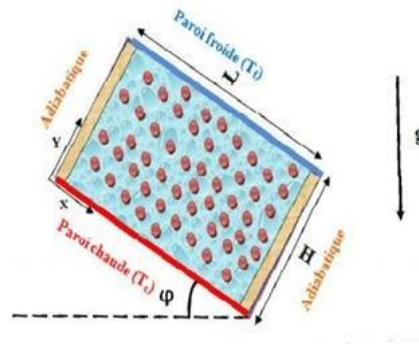


Figure 2.1: géométrie de problème pour nanofluide

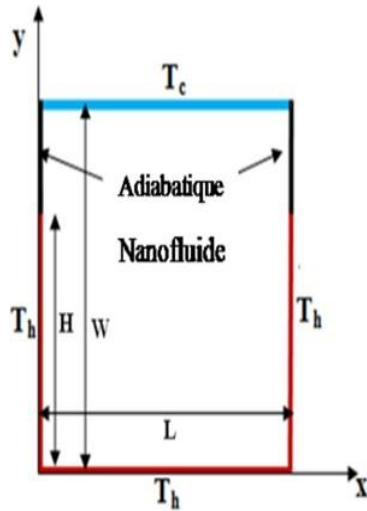
L'augmentation du nombre de Rayleigh nous a permis d'observer que ce dernier influe directement sur la structure de l'écoulement ainsi que sur le transfert de chaleur.

L'augmentation de la fraction volumique du nanofluide favorise d'avantage de transfert de chaleur. L'effet du nombre de Rayleigh sur le taux d'échange de chaleur a été mis en évidence et le transfert thermique augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh. Le transfert thermique en présence des nanoparticules de Cu s'améliore comparativement à celui en présence des nanoparticules de CuO, Al et Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> pour les grandes valeurs de Rayleigh.

La valeur de Rayleigh de transition du régime conductif en régime convectif  $Ra_{c1}$  et la valeur de Rayleigh débutant la convection thermique oscillatoire  $Ra_{c2}$  seront déplacés pour le nanofluide Eau/Cu.

L'existence des angles critiques dépendent du Rapport de forme A et du nombre de Rayleigh Ra. Au voisinage de  $\theta \approx 0^\circ$ , l'écoulement est multicellulaire pour un rapport de forme supérieur à 1 et monocellulaire pour une cavité carré. En changeant l'inclinaison la structure d'écoulement et dans le cas  $\theta \approx 180^\circ$  le fluide est en régime purement conducteur. Le taux d'échange de chaleur varie selon la variation de l'inclinaison et le rapport de forme.

BOUDAOUID Warda [14]



Les nano-fluides peuvent améliorer le transfert thermique comparativement aux fluides conventionnels du transfert thermique dus à l'existence des nanoparticules dans les fluides de base.

Non seulement l'augmentation de la concentration de volume des nanoparticules provoque des augmentations dans le transfert de chaleur par convection, mais également augmente légèrement les pertes de pression.

Les résultats constatent que le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh et la fraction volumique.

Il n'y a aucune influence de la paroi ondulée sur l'exécution de transfert thermique. Cette remarque est confirmée dans le cas de la génération de l'entropie, où aucun impact de la paroi supérieure ondulée sur l'évolution de la génération de l'entropie, ceci est dû probablement sur l'effet des forces de flottabilité qui sont toujours influencés vers le sens de la gravité.

En d'autres termes, la génération de gradient de température et d'entropie due au transfert de chaleur se concentre le long des parois latérales. Pour tous les cas étudiés avec différents nombres de Ra, et différentes valeurs de la fraction volumique.

## Généralité sur les nanofluides

### I.2.1. Définition

Les nano-fluides sont des solutions colloïdales constituées de particules de taille nanométrique en suspension dans un liquide porteur. Ce type de solution suscite un grand intérêt depuis la découverte de leurs propriétés thermiques particulières. En effet, les fluides de base souvent utilisés dans les applications de refroidissement ou de chauffage ont des conductivités thermiques très faibles (Tableau I.1) qui limitent leur capacité de transfert de chaleur. L'idée est alors d'insérer au sein des liquides de base des nanoparticules de conductivité très élevée, afin d'augmenter la conductivité thermique effective du mélange et ainsi améliorer ces performances thermiques. Les liquides de base généralement utilisés dans la préparation des nano-fluides sont ceux d'usage commun dans les applications de transfert de chaleur tels que l'eau, l'éthylène glycol, l'huile de moteur etc... ; Les nanoparticules peuvent être à base de métaux, d'oxydes, de carbures, de nitrures ou de carbone. [15].

**Tableau I.1** : Conductivité thermique de divers fluides de base et matériaux à 20°C [15]

Élément	Conductivité thermique $k$ (W/m.k)
Eau	0.599
Eau 50% eau + 50% éthylène Glycol	0.41
Ethylène glycol	0.25
huile de moteur	0.14
Nanotube de carbone	3000-6000
Diamant	1000-2600
Cuivre (métal pur)	401
Nickel (métal pur)	237
Silicone (non métallique)	148
Alumine (Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> )	40

### I.2.2. Préparation des nanofluides

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

Tout en supposant que la suspension est stable et durable, l'agglomération de particules est négligeable, aucun changement chimique du fluide, la préparation des nano-fluides ne peut se faire par l'une des méthodes.

- ✓ **La méthode a une seule étape (one-step method)** [16] : 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.
- ✓ **La méthode a deux étapes (two-step method)** [17] : la première étape consiste à fabriquer les nanoparticules, et dans la seconde étape les nanoparticules sont disperser dans un fluide de base.

### I.2.3. Les applications de nanofluides

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

- **Refroidissement des systèmes thermiques :**

Le mélange d'éthylène- glycol et l'eau, sont utilisés comme liquide de refroidissement dans les moteurs des véhicules. L'addition des nanoparticules dans ces liquides ce dernier améliore le taux de refroidissement. Ce point est étudié par plusieurs groupes de recherches, Tzeng et al [19] ont dispersé les nanoparticules de CuO et Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> dans l'huile de refroidissement du moteur de transmission. Dans une autre application, Zhang et Que [20] ont reporté une autre étude pour réduire l'usure (lubrification) à l'aide des nanoparticules, et améliorer les propriétés tribologiques, et la résistance de l'usure avec la réduction de frottement entre les éléments mécaniques mobiles.

- **Refroidissement des systèmes électroniques :**

Dans les circuits intégrés, les nano-fluides ont été considérés comme fluides de refroidissement pour cela plusieurs études ont été effectuées. Tsai et al [21] ont employé un nano-fluide à base d'eau pour refroidir une unité centrale de traitement dans un ordinateur.

- **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  $1000 \text{ W/cm}^2$ ) où les nano-fluides 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 a haut puissance.

- **Refroidissement des systèmes spatiaux :**

Pour les applications dans l'espace. You et al [22] et Vassallo et al [23] ont effectué des études pour montrer que la présence des nanoparticules dans le fluide de refroidissement en électronique générale joue un rôle très important dans les applications de l'espace où la densité de puissance est très élevée.

- **Refroidissement des systèmes nucléaires :**

L'institut de technologie de Massachusetts a réservé un centre interdisciplinaire uniquement pour la nouvelle nanotechnologie (nano-fluide) dans l'industrie de l'énergie nucléaire. Actuellement, ils évaluent l'impact potentiel de l'utilisation des nano-fluides sur la sûreté neutronique de la performance économique des systèmes nucléaires.

- **La biomédecine :**

Les nano-fluides et les nanoparticules ont beaucoup d'applications en biomédicale. Par exemple, pour éviter quelques effets secondaires des méthodes traditionnelles de traitement de 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, Jordan et al [24] ont effectué une étude où les nano-fluides pourraient être employés pour produire une température plus élevée autour des tumeurs pour tuer les cellules cancéreuses sans affecter les cellules saines voisines.

#### **I.2.4. Autres applications**

Il y a des situations nombreuses où l'augmentation de l'efficacité du transfert thermique peut être liée à la qualité, la quantité et le coût d'un produit d'un processus. Par exemple, dans l'industrie de l'énergie renouvelable, les nano-fluides sont utilisé pour augmenter le transfert de chaleur à partir des captures solaires aux réservoirs de stockage et pour augmenter la densité de l'énergie. Les liquides réfrigérants de nano-fluides ont une application potentielle dans la

majorité des industries de transformation. Telles que les matériaux, la production chimique, la nourriture, le pétrole et le gaz.

### **I.2.5. Les avantages 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 particule en fonction des différentes applications. [25].

### **I.2.6. Les inconvénients des nanofluides**

- 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. [25].

### **I.2.7. Propriétés thermo physiques**

#### **I.3.7.1. Pour les nanofluides**

Les propriétés thermo physiques (conductivité thermique, masse volumique, la chaleur spécifique, la viscosité dynamique et cinématique, etc.) des fluides de base sont profondément modifiées par l'ajout des nanoparticules. Nous supposons, dans notre travail, que les nanoparticules sont bien dispersées de façon uniforme et forment une suspension stable dans le fluide de base et qu'elles sont en état d'équilibre thermique avec ce dernier.

✓ **La fraction volumique ( $\varphi$ ) :**

La fraction volumique est la propriété la plus importante pour le nanofluide, puisque le calcul de toutes les autres propriétés se base sur la fraction volumique du Nanofluide. On peut définir la fraction volumique comme étant le rapport de volume de solide ou particule (nanoparticules) sur le volume total (nanoparticules + fluide de base).

$$\varphi = \frac{V_{par}}{V_{total}} \quad I.1$$

✓ **Masse volumique ( $\rho_{nf}$ ) :**

La détermination de la masse volumique d'un nanofluide parfaitement homogène (bonne dispersion des nanoparticules dans le fluide) en fonction de la fraction volumique  $\varphi$  à une température T donnée, se fait à partir de la définition de la masse volumique d'un mélange. Dans le cas d'un mélange la masse volumique est donnée par la relation suivante : [26]

$$\rho_{nf} = (1-\Phi) \rho_{nb} + \rho_p \Phi \quad I.2$$

✓ **Conductivité thermique ( $\lambda_{nf}$ ) :**

La conductivité thermique généralement est une propriété importante et principalement dans notre étude joue un rôle très important dans le phénomène de transfert de chaleur. Elle peut indiquer clairement l'efficacité du transfert de chaleur du fluide, la conductivité dépend de la température. En plus de sa variation en fonction de la température, la conductivité thermique du nanofluide varie en fonction de la fraction volumique. Dans notre travail on a utilisé l'équation suivant : [26]

$$\lambda_{nf} = \lambda_{bf}(11.6 \Phi^2 + 9.6 \Phi + 1) \quad I.3$$

✓ **Viscosité dynamique( $\mu$ ) :**

La viscosité peut être définie comme étant une propriété d'un fluide pour qu'il résiste aux déformations lorsqu'il est mis en mouvement. On peut donc parler de la viscosité comme étant une mesure du frottement interne d'un fluide. Un liquide très visqueux est un liquide qui présente un frottement interne élevé. La dispersion des nanoparticules dans un liquide a un effet sur la viscosité dynamique de ce dernier du fait que les nanoparticules se déplacent en tant que des corps solides à une vitesse donnée et

interrompent, par conséquent, le mouvement du fluide. La viscosité obtenue devient la viscosité dynamique du nanofluide qui peut être influencée énormément par la qualité de la dispersion de la nanoparticule dans le fluide de base et de la température. Cette viscosité dynamique peut être calculée à partir de la viscosité dynamique du fluide de base et la fraction volumique du nanofluide. On a appliqué l'équation suivante pour calculer les valeurs de la viscosité dynamique [27-28].

$$\mu_{nf} = \mu_f (2.5\phi + 1) \quad \text{I.4}$$

✓ **Chaleur spécifique :**

La chaleur spécifique est la capacité calorifique par unité de masse d'une substance ou d'un système homogène. Elle correspond à l'apport de chaleur nécessaire pour élever la température de l'unité de substance de 1 Kelvin, lors de la transformation considérée. La chaleur spécifique d'un nanofluide est donnée, en fonction de la fraction volumique  $\phi$  par la formule suivante :

$$(C_p)_{nf} = \frac{1}{\rho_{nf}} ((1-\Phi) (\rho C_p)_{bf} + \Phi (\rho C_p)_p) \quad \text{I.5}$$

✓ **Coefficient d'expansion thermique (Q) :**

La chaleur spécifique est la capacité calorifique par unité de masse d'une substance ou d'un système homogène. Elle correspond à l'apport de chaleur nécessaire pour élever la température de l'unité de substance de 1 Kelvin, lors de la transformation considérée. La chaleur spécifique d'un nanofluide est donnée, en fonction de la fraction volumique  $\Phi$  par la formule suivante :

$$(\beta_{nf}) = \frac{1}{\rho_{nf}} ((1-\Phi) (\rho\beta)_{bf} + \Phi (\rho\beta)_p) \quad \text{I.6}$$

### I.3.7.2 Nombres adimensionnels

#### ✓ Nombre de Reynolds

Représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses. Ce nombre sans dimension apparaît naturellement en dimensionnant les équations de Navier-Stokes. On le définit de la manière suivante :

$$Re = \frac{U_0 H}{\nu} \quad I.7$$

- $U_0$  : Vitesse caractéristique du fluide [m/s]
- $H$  : Dimension caractéristique [m]
- $\nu$  : Viscosité cinématique du fluide [m<sup>2</sup>/s]

#### ✓ Nombre de Nusselt

Est un nombre adimensionnel utilisé dans les opérations de transfert thermique. Il représente le rapport entre le transfert thermique convectif et le transfert thermique conductif à travers une interface (souvent fluide/solide). On le définit de la manière suivante.

$$Nu = \frac{hcH}{\lambda} \quad I.8$$

- $h_c$  : est le coefficient de transfert de chaleur [W/m<sup>2</sup> . K]
- $\lambda$  : est conductivité thermique du fluide [W/m . K]
- $v$  : est dimension caractéristique [m]

#### ✓ Nombre de Grashof

Il correspond au rapport des forces de gravité sur les forces visqueuses. Il est défini par:

$$Gr = \frac{g\beta\Delta T H^3}{\nu^2} \quad I.9$$

- $g$  : la gravité [m/s<sup>2</sup>]
- $\beta$  : coefficient d'expansion thermique [K<sup>-1</sup>]
- $\Delta T$  : différence de température entre la paroi inférieure et la paroi supérieure [K]
- $H$  : dimension géométrique [m]

- $v$ : viscosité cinématique [ $m^2/s$ ]

#### ✓ Nombre de Prandtl

C'est un nombre adimensionnel. Il représente le rapport entre la diffusivité de quantité de mouvement (ou viscosité cinématique et la diffusivité thermique. Sa formule est la suivante :

$$Pr = \frac{v}{\alpha} \quad I.10$$

- $v$ : est la viscosité cinématique [ $m^2/s$ ]
- $\alpha$ : Diffusivité thermique [ $m^2/s$ ]

#### ✓ Nombre de Rayleigh

C'est un nombre sans dimension, qui donne le rapport des forces de poussée à la force de viscosité au sein de l'écoulement. Ce nombre est utilisé en convection naturelle pour distinguer si l'écoulement est laminaire ou turbulent. Il est défini comme étant le produit du nombre de Prandtl par le nombre de Grashof comme suit : [26].

$$Ra = \frac{g\beta\Delta TH^3}{\alpha v} \quad I.11$$

- $\beta$ : Coefficient d'expansion thermique. [ $K^{-1}$ ]
- $v$ : est la viscosité cinématique du fluide [ $m^2 \cdot s^{-1}$ ]
- $g$ : la gravité [ $m/s^2$ ]
- $\alpha$ : Diffusivité thermique [ $m^2/s$ ]
- $H$ : est la dimension géométrique [ $m$ ].

Pour les écoulements dans les enceintes fermées, chauffées d'en bas, la convection naturelle se déclenche lorsque le nombre de Rayleigh sera supérieur à 1700. L'écoulement devient turbulent si le nombre de Rayleigh dépassera la valeur de  $3 \cdot 10^5$  [29].

### 1.3.7.3. Pour nanofluides 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 nanoparticulaires est assez essentiel [30] [31]. 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 [32]. Thermo physiques du nanofluide 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 [30].

La masse volumique du nanofluide hybride ( $\rho_{hnf}$ ), sa capacité calorifique ( $\rho C_p$ ) hnf ainsi que son coefficient d'expansion thermique ( $\beta$ )<sub>hnf</sub> sont calculés par le biais des lois de mélanges donnés par les équations suivantes [33] [34] :

- **La masse volumique**

$$\rho_{hnf} = (1 - \varphi_2) [(1 - \varphi_1) \rho_f + \varphi_1 \rho_1] + \rho_2 \varphi_2 \quad I.12$$

- **La capacité calorifique**

$$(\rho C_p)_{hnf} = (1 - \varphi_2) [(1 - \varphi_1) (\rho C_p)_f + \varphi_1 (\rho C_p)_1] + (\rho C_p)_2 \varphi_2 \quad I.13$$

- **Coefficient d'expansion thermique**

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

- **La conductivité thermique [3]**

$$K_f = \frac{(K_{hp} + 2K_f) - 2\varphi(K_f - K_{hp})}{(K_{hp} + 2K_p) + \varphi(K_f - K_{hp})} \quad K_{hp} = \frac{\varphi_1 K_1 + \varphi_2 K_2}{\varphi} \quad \text{Avec : } \varphi = \varphi_1 + \varphi_2 \quad I.14$$

- **La viscosité dynamique [31]**

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1 - \varphi_1)^{2.5} (1 - \varphi_2)^{2.5}} \quad I.15$$

- **Diffusivité [31]**

$$\alpha_{nf} = \frac{K_{hnf}}{(\rho C_p)_{hnf}} \quad I.16$$

### I.3. Généralité sur le transfert de chaleur

#### I.3.1. Introduction

Le transfert de chaleur peut jouer un rôle important dans divers processus industriels. L'efficacité de tels processus est souvent limitée par les propriétés thermo-physiques des fluides utilisés. Le transfert de chaleur par convection naturelle est une situation que l'on peut rencontrer dans de nombreuses applications. La climatisation dans les habitats, le séchage de certains produits agro-alimentaires, la technologie solaire et la sûreté des réacteurs nucléaires, le refroidissement de composants électroniques sont quelques exemples.

### I.3.2. Transfert de chaleur par conduction

La conduction est définie comme étant le mode de transmission de la chaleur entre de milieux en contact physique. Dans la plupart des cas on étudie la conduction dans le milieu solides. 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. La conduction s'effectue de proche en proche :

Si on chauffe l'extrémité d'un solide il y a transfert progressif.

Si on coupe le solide, le transfert sera rompu.

Ce transfert de chaleur obéit à la loi de Fourier : [35]

$$dQ = -\lambda S \frac{dT}{dx} dt \quad I.17$$

$dQ$ : La chaleur transmise par conduction (W)

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

$S$ : Surface de la section de passage de flux de chaleur ( $m^2$ )

$\frac{dT}{dx}$ : Gradient de température en  $x$  (K/m)

Le flux de chaleur  $\Phi$  en Watt qui circule en  $x$  :

$$\Phi = \frac{dQ}{dt} = -\lambda S \frac{dT}{dx} \quad I.18$$

### I.3.3. Transfert de chaleur par rayonnement :

Le rayonnement thermique est le mode de transmission par lequel la chaleur passe d'un corps à haute température à un autre froid sans nécessité de support matériel. C'est donc le seul mode où la chaleur peut se propager dans le vide. Le rayonnement thermique ne diffère des autres ondes électromagnétiques, comme les ondes hertziennes par exemple, que par son origine : la température. En effet tout corps rayonne tant que ses températures différentes de zéro Kelvin.

Les corps émettent de l'énergie par leur surface, ou forme d'un rayonnement d'ondes électromagnétiques, et ce d'autant plus que leur température est élevé. Inversement, soumis à un rayonnement, ils en absorbent une partie qui se transforme en chaleur. Le flux de chaleur transmise par rayonnement, est donné par de Stefan-Boltzmann :

$$\Phi = \sigma T^4 S \quad I.19$$

Sachant que :

$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$  est la constante de Stefan-Boltzmann [ $W/(m^2.K^4)$ ]

$T$  : température absolue [K]

$S$  : surface [ $m^2$ ]

### I.3.4. transfert de chaleur par convection :

La convection est le mode de transmission qui implique le déplacement d'un fluide gazeux ou liquide (écoulement) et de chaleur avec une surface qui est à une température différente, C'est ce qui se passe le long d'un radiateur. L'air froid s'échauffe au contact avec le radiateur, se dilate et monte sous l'effet de poussée d'Archimède. Il est alors remplacé par de l'air froid et ainsi de suite ; il y a existence de courants de fluide dans l'air ambiant. Deux types de convection peuvent être distingués la ; convection forcée (due à l'action d'un pompe, ventilateur...à et la convection naturelle dans laquelle le mouvement du fluide est créé par une différent de densité provoquées par différences de température. L'échange thermique par convection est reliée à plusieurs paramètres tels que, les valeurs de température, la nature de fluide et la surface d'échange. Le flux convectif est donné par la loi de Newton :

$$\Phi = hS (T_S - T_F) \quad [W]$$

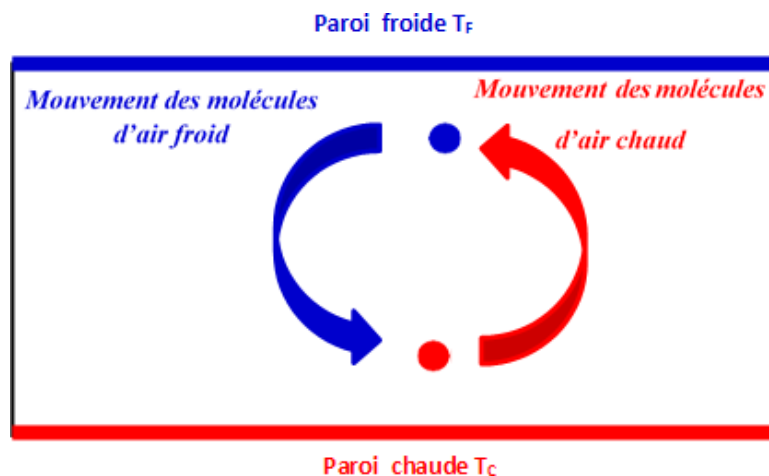
Sachant que :

$h$  : Coefficient d'échange convectif moyen [ $Wm^{-2}K^{-1}$ ]

$S$  : surface d'échange [ $m^2$ ]

$T_S$  : Température de la paroi [K]

$T_F$  : Température de fluide [K]



**Figure I. 1 :** Schéma du phénomène de transfert de chaleur par convection.

### I.4.4.1 Convection forcée

La convection forcée dans laquelle le mouvement est provoquée par un procédé mécanique indépendant des phénomènes thermiques ; 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. La convection est dite forcée quand il existe une cause du mouvement autre que les variations de température du fluide, cette cause étant la seule à prendre en compte en raison de son importance relative.

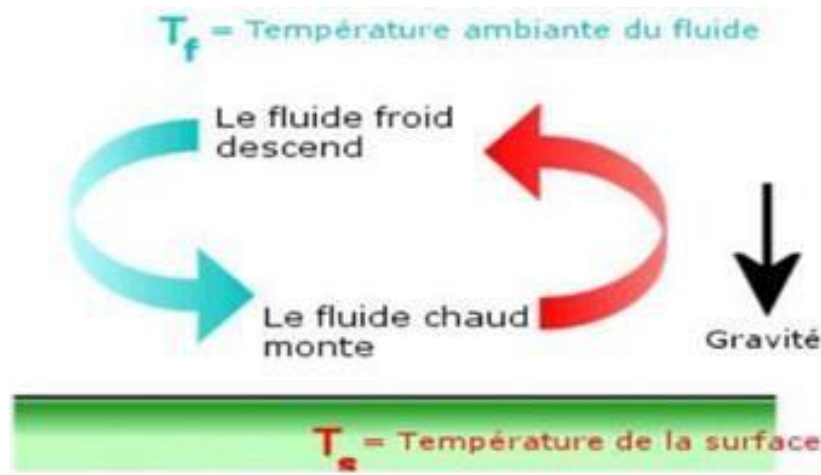


Figure I. 2 : schéma présentatif de transfert convectif.

### I.4.4.2. Convection naturelle

La convection naturelle (ou libre) se distingue de la convection forcée par le fait que le mouvement du fluide n'est pas dû à un apport externe d'énergie mécanique, mais qu'il trouve sa source au sein même du fluide, sous l'effet conjugué de gradients de masse volumique et d'un champ de pesanteur. Les variations de masse volumique sont généralement dues à des gradients de température. L'écoulement d'un fluide par convection naturelle due aux différences de température peut être résulté d'un chauffage ou d'un refroidissement par le bas, ce sont l'écoulement de Rayleigh-Bénard ou bien il résulte par des gradients de température provoquée par un chauffage ou un refroidissement par les côtés latéraux.

En convection naturelle, les mouvements du fluide sont provoqués par des gradients de densité due au non uniformité du champ de température. Les couches chaudes, donc de poids spécifique plus faible, sont soumises à des forces dirigées vers le haut, suivant un mécanisme analogue à

celui de la poussée d'Archimède. Dans les régions à température élevée, le fluide prend donc un mouvement ascendant.

Le phénomène inverse de courants descendants se produit pour les parties du fluide dont la température est inférieure à celle du fluide chaud. Les courants de convection naturelle sont alors dus à des différences de poids spécifique et par conséquent le phénomène se produit en raison de l'existence du champ de pesanteur terrestre. L'intervention du poids a pour effet de donner à la verticale un rôle privilégié. La définition de la géométrie d'un système convectif doit donc faire intervenir la forme et les dimensions ainsi que la disposition par rapport à la verticale.

Les effets de convection naturelle sont familiers. On peut les observer quotidiennement dans l'eau que l'on chauffe dans un récipient, dans les panaches de certaines cheminées d'usines, la circulation atmosphérique, les vents, les tempêtes sont aussi des effets de la convection naturelle. Pour formaliser la convection naturelle, il faut décrire le couplage des champs de température, de pression et de vitesse à partir des équations de conservation de la quantité de mouvement, de la masse et de l'énergie.

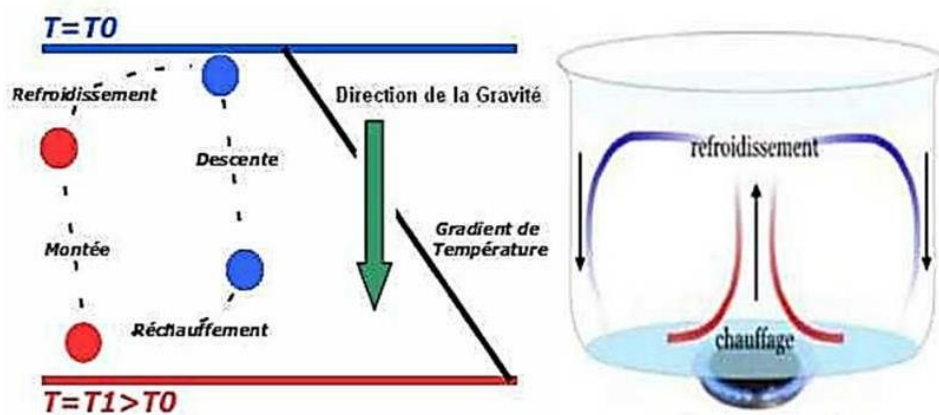


Figure I. 3 : Principe physique de la convection naturelle.

#### I.4.4.3. 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 [37]. 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 [38]. 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  $Gr$  et le numéro de Prandtl [39].

### **I.3.5. 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 [40].

## Bibliographie

- [1] **Behrouz Takabi, Saeed Salehi.** Augmentation of the Heat Transfer Performance of a Sinusoidal Corrugated Enclosure by Employing Hybrid Nanofluid; *Advances in Mechanical Engineering*; Volume 2014, Article ID 147059, 16 pages <http://dx.doi.org/10.1155/2014/147059>
- [2] **Zoubair Boulahia, Abderrahim Wakif, and Rachid Sehaqui.** Numerical Modeling of Natural Convection Heat Transfer in a Wavy Wall Enclosure Filled by a Cu-water Nanofluid with a Square Cooler; *Journal of Nanofluids* Vol. 6, pp. 324–333, 2017
- [3] **Abdelkrim Bouras, Djedid Taloub, Zied Driss, Siham Debka;** HEAT TRANSFER BY NATURAL CONVECTION FROM A HEATED SQUARE INNER CYLINDER TO ITS ELLIPTICAL OUTER ENCLOSURE UTILIZING NANOFLUIDS; *Int. J. of Applied Mechanics and Engineering*, 2022, vol.27, No.2, pp.22-34 DOI: 10.2478/ijame-2022-0017
- [4] **F. Maboo, d · T. A. Yusuf, W. A. Khan;** Cu–Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>–H<sub>2</sub>O hybrid nanofluid flow with melting heat transfer, irreversibility analysis and nonlinear thermal radiation; Vol.:(0123456789)1 3 *Journal of Thermal Analysis and Calorimetric* <https://doi.org/10.1007/s10973-020-09720-w>
- [5] **M. Molana, A.S. Dogonchi, T. Armaghani, Ali J. Chamkha, D.D. Ganji, Iskander Tlili;** Investigation of Hydrothermal Behavior of Fe<sub>3</sub>O<sub>4</sub> -H<sub>2</sub>O Nanofluid Natural Convection in a Novel Shape of Porous Cavity Subjected to Magnetic Field Dependent (MFD) Viscosity; *Journal of Energy Storage* 30 (2020) 101395
- [6] **Saeed Dinarvand;** Nodal/saddle stagnation-point boundary layer flow of CuO–Ag/water hybrid nanofluid: a novel hybridity model; *Microsystem Technologies*; Springer-Verlag GmbH Germany, part of Springer Nature 2019
- [7] **B. Pekmen Geridönmez;** NUMERICAL SIMULATION OF NATURAL CONVECTION IN A POROUS CAVITY FILLED WITH FERROFLUID IN PRESENCE OF MAGNETIC SOURCE; *Journal of Thermal Engineering*, Vol. 4, No. 2, Special Issue 7, pp. 1756-1769, February, 2018 Yildiz Technical University Press, Istanbul, Turkey
- [8] **Goutam Saha;** HEAT TRANSFER BEHAVIOUR INSIDE A SINUSOIDAL CAVITY USING WATER BASED TiO<sub>2</sub> NANOFLUID; *J. Bangladesh Math. Soc. (ISSN 1606-3694)* 37(2017) 121-129
- [9] **Mohsen Izadi, Tahar Tayebi, Hashim M. Alshehri, Ahmad Hajjar, Mohamed Bechir Ben Hamida, Ahmed M. Galal;** Transient magneto-buoyant convection of a magnetizable nanofluid inside a circle sensible storage subjected to double time-dependent thermal sources; *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry* <https://doi.org/10.1007/s10973-023-12242-w>
- [10] **Ammar I. Alsabery, Tahar Tayebi, Ali J. Chamkha, Ishak Hashim;** Effects of two-phase nanofluid model on natural convection in a square cavity in the presence of an adiabatic inner block and magnetic field; *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*; <https://doi.org/10.1108/HFF-10-2017-0425>
- [11] **Alsabery, A. I., Chamkha, A. J., Saleh, H., & Hashim, I.** Natural convection flow of a nanofluid in an inclined square enclosure partially filled with a porous medium. *Scientific*

reports, Article :2017,7(1), 1-18.

[12] **TRODI Amira** .Etude des Phénomènes de Transfert de Chaleur dans les Nanofluides .Thèse de doctorat. Faculté des Sciences et de la Technologie .Université 8 Mai 1945 Guelma, 2018.

[13] **Bouhabel Bourhane et guermat zouhir**, étude numérique de la convection naturelle dans une cavité rectangulaire inclinée saturée par des fluides et des nanofluides, thèse de master, école nationale polytechnique de Constantine , 2018.

[14] **Boudaoud Warda** . Simulation numérique de la convection naturelle dans des cavités remplies des nanofluides . Thèse de doctorat. Université des Sciences et Technologies d'Oran Mohamed Boudiaf, 2019.

[15] **K. Khanafer**, Heat transfer Enhancement in a Two-dimensional Enclosure Utilizing Nanofluides, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 46, pp. 3659-3653, 2003.

[16] **S.Z. Heris, S.G. Etemad et M.N, Esfahany**, Experimental investigation of oxide nanofluid laminar flow convective Heat transfer, International communications in heat and mass transfer, Vol. 33, pp.529-535, 2006

[17] **Y. Li, J. Zhou, S. Tung, Schneider E, Xi S**, A review on development of nanofluid preparation and characterization, Powder technology, Vol.106, pp.89-101,2009.

[18] **Amin Behzadmhr, Hassan Azarkish**, An introduction to the nanofluid university of sister and Baluchistan 2000.

[19] **Y. Xuan et Q. Li**, Heat Transfer enhancement of nanofluides. International Journal of Heat fluid flow, Vol. 21, N°1, pp.58-64, 2000.

[20] **S.c Tzeng C.W.Lin Huang**, Heat transfer Enhancement of in Rotary Bland Coupling of Four-Wheel-Drive Vehicles. AC ta Mechanic a Vol.179, pp.11-23, 2005.

[21] **Z Zhang, Q Que, Synthesis**, structure and Lubricating properties of Dialkydithiophosphate- Modified Mo-s compound nanoclusters, Wear 209 8.12, 1997.

[22] **C.Y Tsai, H.T Chien, P.P Ding. B Chan, T.Y Luch, P.H Chen**, Effect of Structural character of gold nanoparticles in nanofluid on heat pipe thermal performance, Material letters Vol. 58, pp.1461-1465, 2004.

[23] **S You, J H Kim et K.H Kim**, Effect of Nanoparticles on Critical Heat Flux of Water in pool boiling Heat Transfer. Applied physics, Letters 83, pp 3374-3376, 2003.

[24] **P Vassallo, R Kumar et S D'Amico**, Pool Boiling Heat Transfer Experiments in Silicia-water Nanofluides, international Journal of Heat and Mass Transfer, Vol 47, pp. 407-411,2004.

[25] **A Jordan, R scholz, P Wust, H Famng et R Falix**, Magnetic Fluid Hypothermia (MFH), cancer treatment with AC Magnic Field induced Excitation of Biocompatible super paramagnetic nanoparticles. Journal of Magnétism and magnetic Materials, Vol. 201, pp. 413-419, 1999.

[26] **M. Bouton**, Evaluation de l'intérêt énergétique des nanofluides dans l'usage des machines

frigorifiques, 2012.

[27] **Gladés Bachir**, Contribution à l'étude de la convection naturelle dans les nanofluides en configuration de Rayleigh-Bénard.

[28] **Stéphane FOHANNO, Guillaume POLIDORI, Catalin POPA** .Nanofluides et transfert de chaleur par convection naturelle (journée thématique : SFT-Paris 2012). Université de Reims Champagne- Ardenne, France 2012.

[29] **H.C. Brinkman**, The viscosity of concentrated suspensions and solution. J. Chem. Phys., 20, pp.571–581, (1952).

[30] **Stephen U. S. Choi and J. A. Eastman**. Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles. International mechanical engineering congress and exhibition 1995.

[31] **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.

[32] **S Dinarvand, M N restmi et pop**, A novel hybridity model for Tio<sub>2</sub>-CuO/water hybrid nano-fluide few 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.

[33] **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.

[34] **BENZEMA, Mahdi**, Etude numérique de la convection mixte lors de l'écoulement d'un nanofluide hybride (Ag-MgO/Eau) dans une cavité trapézoïdale ventilée soumise à l'action d'un champ magnétique. In : congrès français de mécanique. AFM, Association Français de Mécanique, 2017.

[35] **Tanzila Hayat et S. Nadeem**, Heat transfer enhancement with Ag–CuO/water hybrid nanofluid. Results in physics, 2017, vol. 7, p. 2317-2324.

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

[37] **D Mohamed Lamine** : 'Étude de la convection naturelle dans une cavité carrée différentiellement chauffée, Université Echahid Hamma Lakhdar d'El-Oued, 2016.

[38] **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.

[39] **Hamdi M, Hedia W, Ridha D, Ezeddine S**: 'Accurate finite volume investigation of nanofluid mixed convection in two-sided lid driven cavity including discrete heat sources', Univ. Tunis El-Manar, Tunisia, 2015.

[40] **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.

# Chapitre II

## Formulation Mathématiques et Méthodes Numérique

---

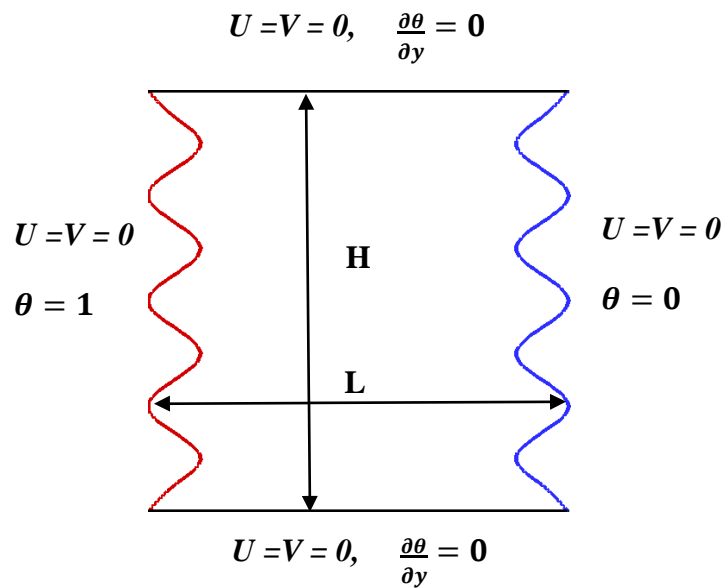
### II.1. Introduction

Dans ce chapitre nous décrivons 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 [1] [2] :

- ✓ 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 hybrides (Ag-CuO/eau) de dimension (L x H), ondulée et chauffée iso-thermiquement par la paroi gauche  $T_c$  et paroi droite à température froide  $T_f$ . Par contre les autres parois horizontales sont maintenues adiabatiques.



**Figure II.1** : Schéma représentant l'enceinte.

### 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 [3].

#### 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 [1] :

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

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 [2] :

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

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 :

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

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.

$\mu \emptyset$  : 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 :

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

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 de nanofluide

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

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

Propriétés physiques	Eau pure	Argent (Ag)	Oxyde de Cuivre (CuO)
$\rho$ (kg .m <sup>-3</sup> )	997.1	10500	6320
Cp (J .kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )	4179	235	531.8
K (W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )	0.613	429	17.65
$\mu$ (Kg .m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )	0.001002	–	–
$\beta$ (K <sup>-1</sup> ) $\times 10^{-5}$	21	1.89	0.85

## II.5. Equations du problème

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

### II.5.1. 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.5.2. Equations de quantité de mouvement

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

**Suivant x :**

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

**II.7**

**Suivant y :**

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

### II.5.3. 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.

## II.5. 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<sub>0</sub>, T<sub>p</sub>, T<sub>f</sub>, et P<sub>0</sub>.

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

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

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

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

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

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial u}{\partial X} \frac{\partial X}{\partial x} = \frac{\partial U}{\partial X} \left( \frac{V_0}{L} \right) \quad \text{II.10}$$

$$\frac{\partial v}{\partial y} = \frac{\partial v}{\partial Y} \frac{\partial Y}{\partial y} = \frac{\partial V}{\partial Y} \left( \frac{V_0}{L} \right) \quad \text{II.11}$$

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

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

Donc :

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

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

-L'équation de quantité de mouvement suivant x

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

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

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

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

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

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

$$\frac{\partial U}{\partial r} + U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{P}{V0L} \left( \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right)$$

Introduisant le nombre de Reynolds  $Re = \frac{V0L}{\nu}$  nous obtenons :

$$\frac{\partial U}{\partial r} + U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Re} \left( \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad \text{II. 18}$$

-L'équation de quantité de mouvement suivant y :

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \left( \frac{\partial T}{\partial r} \frac{\partial r}{\partial t} \right) = \left( \frac{\partial T}{\partial r} \frac{V_0}{L} \right) = \left( \frac{V_0 \times \Gamma}{L} \right) \frac{\partial \theta}{\partial r} \quad \text{II. 26}$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} = V_0 \times U \left( \frac{\partial T}{\partial X} \frac{\partial X}{\partial x} \right) = V_0 \times U \left( \frac{\partial T}{\partial X} \frac{1}{L} \right) = \left( \frac{V_0 \times \Gamma}{L} \right) U \frac{\partial \theta}{\partial X} \quad \text{II. 27}$$

$$v \frac{\partial T}{\partial y} = V_0 \times V \left( \frac{\partial T}{\partial Y} \frac{\partial Y}{\partial y} \right) = V_0 \times V \left( \frac{\partial T}{\partial Y} \frac{1}{L} \right) = \left( \frac{V_0 \times \Gamma}{L} \right) V \frac{\partial \theta}{\partial Y} \quad \text{II. 28}$$

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

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

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

$$\frac{\partial \theta}{\partial r} + U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\alpha}{V_0 L} \left( \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad \text{II. 31}$$

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

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

## II.6. 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 est constante et égale à  $T_c$ , par contre la paroi droite est soumise à une température constante  $T_f$ .

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.

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

Limite	Conditions Hydrodynamiques	Conditions Thermiques
, $0 < Y < 1$ et $X = 0$ (Paroi gauche)	$U = V = 0$	$\theta = 1$
$0 < Y < 1$ et $X = 1$ (Paroi droit)	$U = V = 0$	$\theta = 0$
$0 < X < 1$ , et $Y = 1$ (Paroi supérieure)	$U = V = 0$	$\frac{d\theta}{dY} = 0$
$0 \leq X \leq 1$ et $Y = 0$ (Paroi inférieure)	$U = V = 0$	$\frac{\partial\theta}{\partial y} = 0$

## II.7. Les nombres sans dimension

### II.7.1. 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 :

$$\frac{fa}{f\mu} = \frac{\text{force d'entrie}}{\text{force de viscosité}} = \frac{\rho L^2 V^2}{\mu LV} = \frac{\rho LV}{\mu} = \text{Re} \quad \text{II.33}$$

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.7.2. 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.7.3. 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.7.3. Nombre de Rayleigh

Le nombre de Rayleigh est proportionnel à 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 [1] :

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

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 =  $\frac{K}{\rho c}$  [ $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ].

### II.7.4. 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 pur. 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[1] [2]. Le nombre de Nusselt (Nu) est un rapport de la convection à la conduction pure.

$$\text{Flux convectif} = h.\Delta T$$

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

$$\text{Flux conductif} = K. \Delta T/L$$

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 Nu = 1, cela veut dire que le transfert de chaleur se fait par conduction pure [1].

Où h: Le coefficient de transfert par convection [ $W / m^2 .k$ ].

### II.8. Modèle Numérique

De nombreuses méthodes numériques existent pour la résolution des types d'équations différentielles, on peut citer à titre d'exemples: [4]

- 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 » [2].

### II.8.1. 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 basé 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.

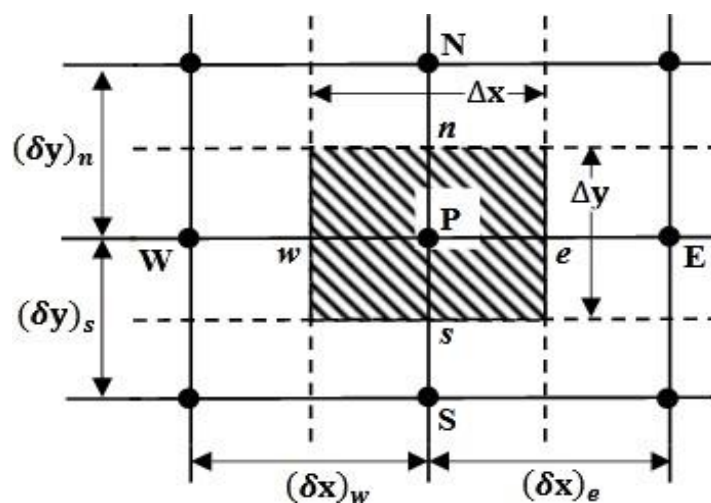


Figure II.2 : Volume de contrôle bidimensionnel.

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.

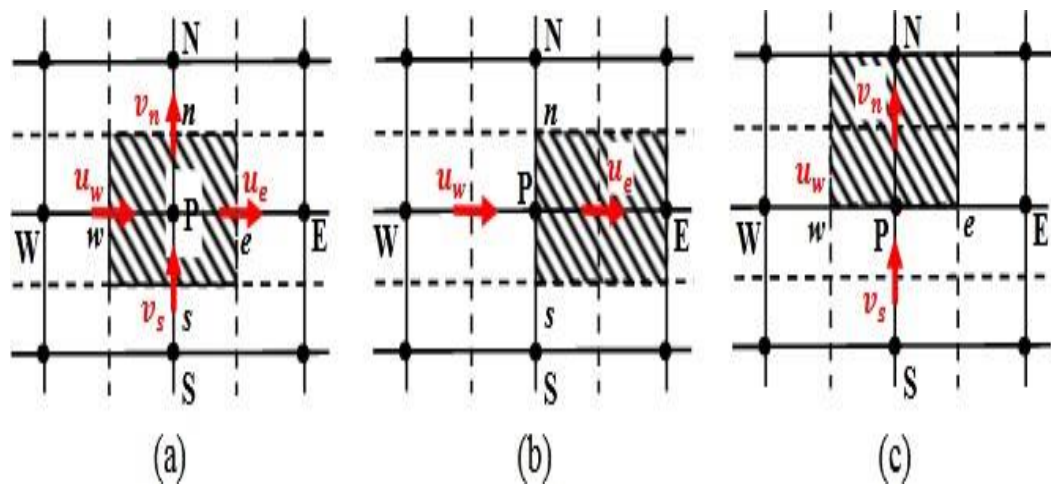
Dans cette mémoire la résolution de problème est effectuée par le logiciel FLUENT, basé sur la méthode des volumes finis, utilisant le schéma QUICK pour la discrétisation de l'équation de quantité de mouvement et la discrétisation de l'équation d'énergie.

## II.9. 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).

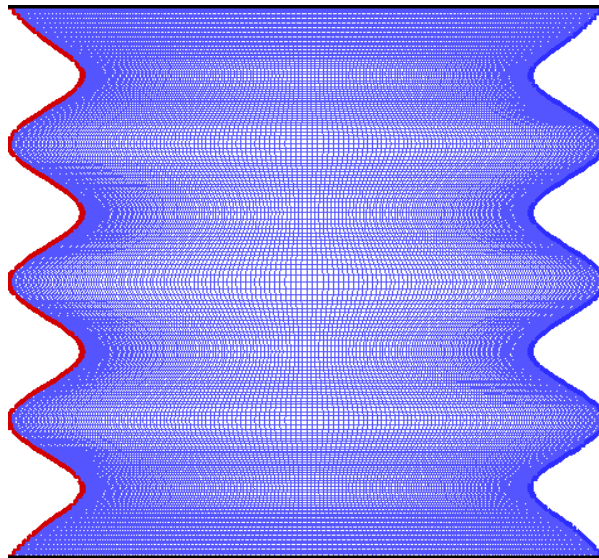
Ainsi, un élément de volume de contrôle est défini autour de chaque nœud. Les grandeurs scalaires pression et température sont stockées dans le nœud P du maillage (Figure II.2 (a)), tandis que les grandeurs vectorielles u et v sont stockés aux milieux des segments reliant les nœuds. L'équation générale 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 u est décalé suivant la direction x par rapport au volume de contrôle principale (Figure II.2 (b)), celui de la composante transversale v 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.3.



**Figure II.3 :** Schéma du maillage.

La figure (II.4) montre la grille utilisée sur le meilieur GAMBIT. Les équations de continuité, de quantité du mouvement bidimensionnelle et d'énergie sont résolues numériquement en utilisant le solveur Fluent.



**Figure II.4 :** Le maillage utilisé.

La convergence atteinte pour un nombre d'itération environ 550 itérations Avec une erreur d'ordre  $10^{-6}$  (figure II.5).

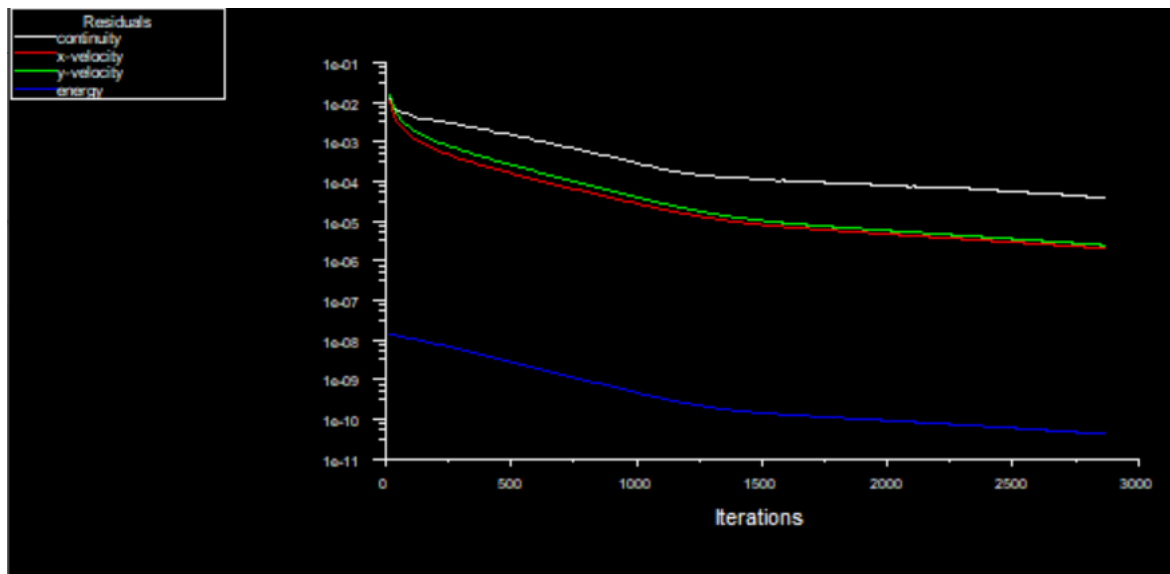


Figure III. 5: Evolution de résidu.

## II.10. Présentation des logiciels Gambit et Fluent

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

### II.10.1. 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.10.2. 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.

**Bibliographie**

---

- [1] **DADDA Mouhamed Lamine**, ' Étude de la convection naturelle dans une cavité carrée différentiellement chauffée', Université Echahid Hamma Lakhdar d'El-Oued, 2016.
- [2] **Lebbihi Saci**, ' Refroidissement Par Convection Naturelle D'une Source De Chaleur Localisée Au Fond D'une Enceinte Remplie De Nanofluide', Université Mohamed Khider Biskra, 2014.
- [3] **BOUHABEL Bourhane GUERMAT Zouhir**, ' Etude Numérique De La Convection Naturelle Dans Une Cavité Rectangulaire Inclinée Saturée Par Des Fluides Et Des Nanofluides', Ecole nationale polytechnique de Constantine, 2018.
- [4] **Bouchoucha Abd El Malik**, ' Génération D'entropie Due Au Refroidissement Par Convection Naturelle D'un Nanofluide', Université Des Frères Mentouri – Constantine, 2017.

# Chapitre III

## Résultats et discussion

---

### III.1. Introduction

Dans ce chapitre nous allons nous intéresser à l'étude numérique de la convection naturelle laminaire stationnaire dans une enceinte ondulée sinusoïdale, remplie d'eau pure, de nano-fluide Ag/Eau, CuO/Eau et de nano-fluide hybride Ag-CuO/Eau qui est un nouveau nano-fluide avancé avec deux types de matériaux à base de nanoparticules. Les effets du nombre de Rayleigh ( $10^3 \leq Ra \leq 10^6$ ) et de l'eau, du nano-fluide et du nano-fluide hybride (en concentration volumique de  $(0\% \leq \phi \leq 6\%)$ ) en tant que fluide de travail sur les champs de température et les performances de transfert de chaleur de l'enceinte sont étudiés.

La cavité carrée est chauffée iso thermiquement par la surface de la paroi gauche est chauffée par une source de chaleur (La source est maintenir la paroi gauche à température constante), la paroi verticales latérale droite sont refroidie et les deux parois supérieure et inférieure est maintenue adiabatique.

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 ;
- Effets du nombre de Rayleigh.

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

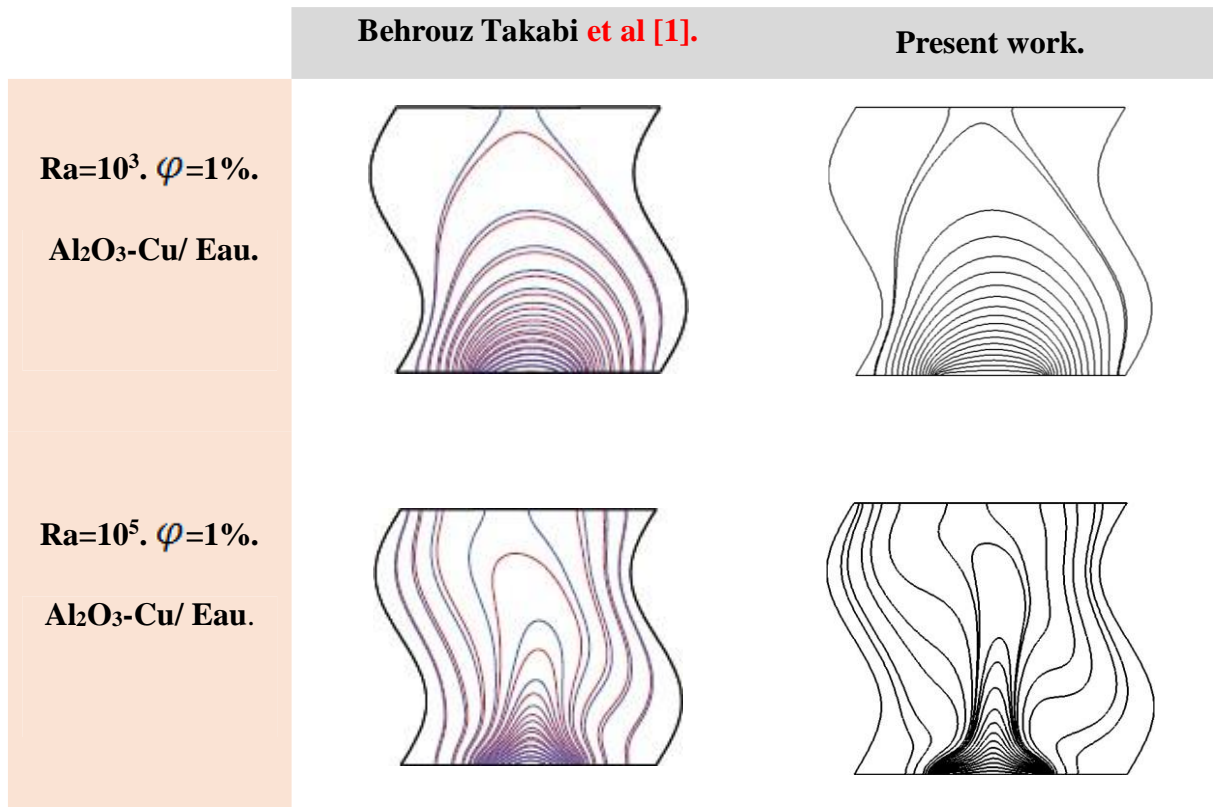
Un test d'indépendance du maillage a été effectué pour déterminer et étudier l'influence de la taille de grille appropriée qui donne la solution très précise. Différents maillages uniformes sont utilisés dans cette étude : 175x175, 200x200, 225x225 et 300x300 nœuds pour un choix bien optimisé entre temps de calcul et précision. Le nombre de Nusselt moyen obtenu en utilisant différentes grilles pour des cas particuliers est présenté dans le tableau 4. Comme on peut le voir sur ce tableau, une grille 200×200 est suffisamment fine pour le calcul numérique effectué dans le projet actuel.

**Tableau III.1** Caractéristiques de l'écoulement pour différents maillages.

Maillage	175X175	200X200	225X225	300X300
$Nu_{\text{average}}$	5.914798	5.906531	5.90402	5.90 368

### III.3. Validation des résultats

Afin de valider la procédure de notre simulation numérique (notre modèle sous FLUENT) en comparant nos résultats avec ceux de la littérature. Pour cela nous présenterons les solutions du problème de Behrouz Takabi et al. (2014) [1], où ils ont étudié l'écoulement de la convection naturelle laminaire du nanofluide  $Al_2O_3$ /eau et du nanofluide hybride  $Al_2O_3$ -Cu/eau dans une cavité ondulée sinusoïdale avec une source de chaleur discrète sur la paroi inférieure. La figure III. 1 illustre une comparaison des isothermes entre les résultats actuels avec les résultats rapportés par Behrouz Takabi et al. (2014) [1]. La figure montre une excellente comparaison.



**Figure III.1** : Comparaison des isothermes.

Le deuxième cas de validation est une convection naturelle de l'écoulement d'un nanofluide dans une cavité à parois ondulées bidimensionnelles, qui est traité par Boulahia et al. (2017) [2]. L'enceinte ondulée est un carré de hauteur  $H$ . le cas 1 est une cavité ondulée de hauteur  $H$  tandis que les parois verticales sont maintenues respectivement à des températures chaudes  $T_h = 310 \text{ °K}$  et froides  $T_c = 290 \text{ °K}$ , les autres parois sont adiabatiques. D'autre part, le cas 2 montre une cavité ondulée avec un refroidisseur central tandis que les parois verticales sont chauffées. Ils ont supposé que le nanofluide soit newtonien, incompressible et laminaire et que le fluide de base et les nanoparticules sont dans un état d'équilibre thermique. Les propriétés thermo-physiques de l'eau et des nanoparticules utilisées dans cette étude sont évaluées à la température moyenne du fluide  $(T_c + T_h/2) = 300 \text{ °K}$ . Les figures III. 2 et III.3 montrent une excellente comparaison du nombre de Nusselt moyen entre les résultats actuels et les résultats numériques trouvés dans la littérature Boulahia et al. (2017) [2]. Ceci permet donc de valider notre procédure de simulation numérique.

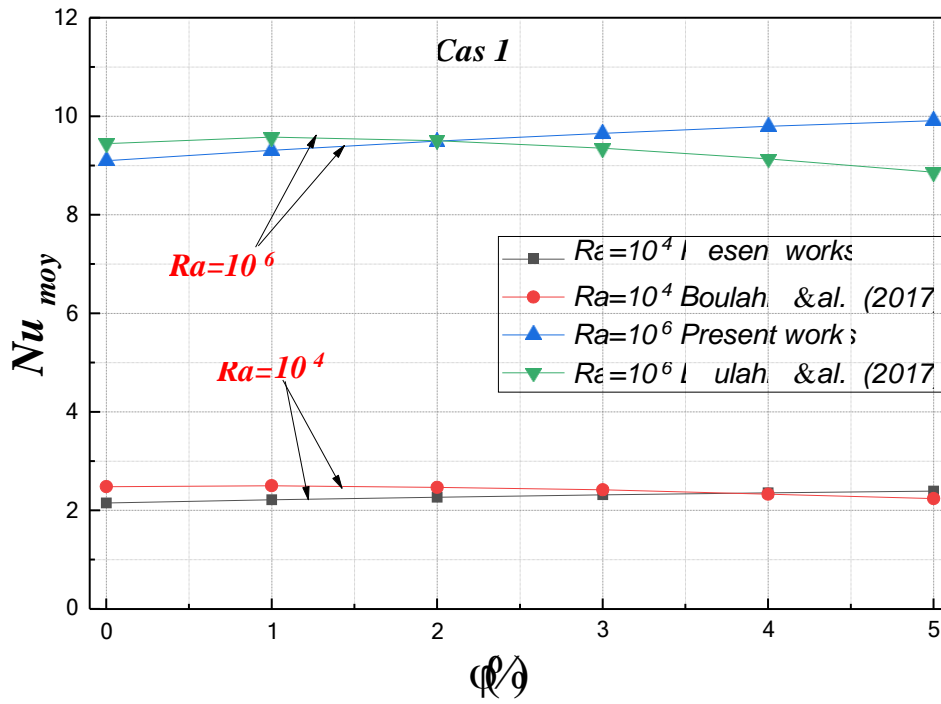


Figure III.2 : Évolution du nombre de Nusselt moyen le long de la paroi chaude pour différentes fractions volumiques. ( $Ra= 10^4$  et  $10^6$ ).

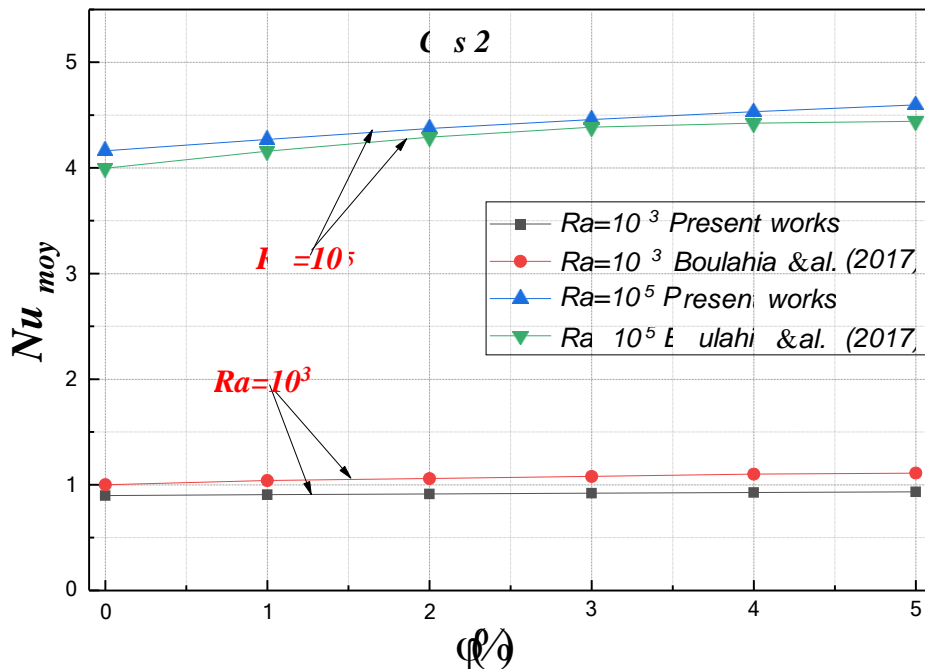


Figure III.3 : Évolution du nombre de Nusselt moyen le long de la paroi chaude pour différentes fractions volumiques. ( $Ra= 10^3$  et  $10^5$ ).

### **III.4. Discussion des résultats**

#### **III.4.1. Effet de concentration des nanoparticules (Fraction Volumique)**

##### *Champ thermique*

Ce champ est représenté par les contours des températures de la figure III.4, pour un nombre de Rayleigh qui varie dans l'intervalle  $10^3$ - $10^6$ , on remarque que la chaleur récupérée de la source chaude est transportée par convection vers le haut de l'enceinte. La chaleur est évacuée de façon équitable à travers les deux parois latérales avec une légère inclinaison des isothermes est observée à un Rayleigh égal à  $10^3$  indiquant ainsi la naissance de la convection.

On se rend compte que pour un Ra inférieur à  $10^4$ , l'intensité de la convection à l'intérieur de l'enceinte est très faible. Ainsi, les forces visqueuses sont plus dominantes que les forces de flottabilité et la diffusion est le principal mode de transfert de chaleur, tels phénomènes ont déjà été rapportés par Saha [3] et Hussain et al. [4]. Par conséquent, les profils isothermes restent similaires au modèle de transfert de chaleur par conduction et sont presque invariants jusqu'à  $Ra = 10^4$ . À des nombres de Rayleigh plus élevés, lorsque l'intensité de la convection augmente, le modèle d'isotherme est considérablement modifié, ce qui indique que la convection est le mécanisme de transfert de chaleur dominant dans l'enceinte.

La figure montre aussi que l'allure des isothermes est très influencée par l'augmentation du nombre de Rayleigh  $Ra$ . En effet, les isothermes sont presque parallèles aux parois verticales de l'enceinte au niveau des coins hauts à droite et bas à gauche, alors qu'elles deviennent presque horizontales au milieu de l'enceinte et ceci au fur et à mesure que Rayleigh augmente ( $Ra=10^5$ ,  $Ra=10^6$ ). On constate aussi que l'écoulement thermique est principalement concentré auprès des parois actives (parois verticales isothermes) caractérisé par des isothermes d'autant plus serrées que le nombre de Rayleigh est élevé. Ceci indique un transfert de chaleur pariétal intéressant alors que la partie centrale est quasiment homogène. On remarque que la distribution thermique au sein de chaque cavité nous permet de prévoir le sens de recirculation des vortex formés. Le sens de rotation étant le sens d'une aiguille d'une montre. De plus, il est noté que ces isothermes sont toujours perpendiculaires aux parois adiabatiques ce qui reflète bien la conséquence des conditions aux limites (le gradient de la température est nul au niveau de ces parois).

La figure montre aussi que les isothermes elles affichent des comportements différents lorsque le nombre de Rayleigh augmente. Pour le cas  $Ra = 10^3$ , 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. Lorsque  $Ra = 10^4$ , la déformation des isothermes augmente. Lorsque  $Ra = 10^5$  et  $Ra = 10^6$ , les couches limites thermiques deviennent plus minces et les isothermes se rapprochent les unes des autres dans la zone située près du mur chauffé c.-à-d. que les gradients de la température deviennent plus élevés à proximité de la paroi chauffée. Ceci implique une augmentation du transfert thermique.

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. La figure montre aussi l'effet de la fraction volumique des NPs, sur la distribution de la température, pour un nombre de Rayleigh allant de  $10^3$  à  $10^6$ . On constate que, pour chaque configuration, les isothermes présentent des profils de distribution de température presque similaires. C.-à-d. La distribution générale de la température pour diverses valeurs de la fraction volumique au sein de la cavité reste qualitativement inchangée (par rapport au cas de l'eau pure).

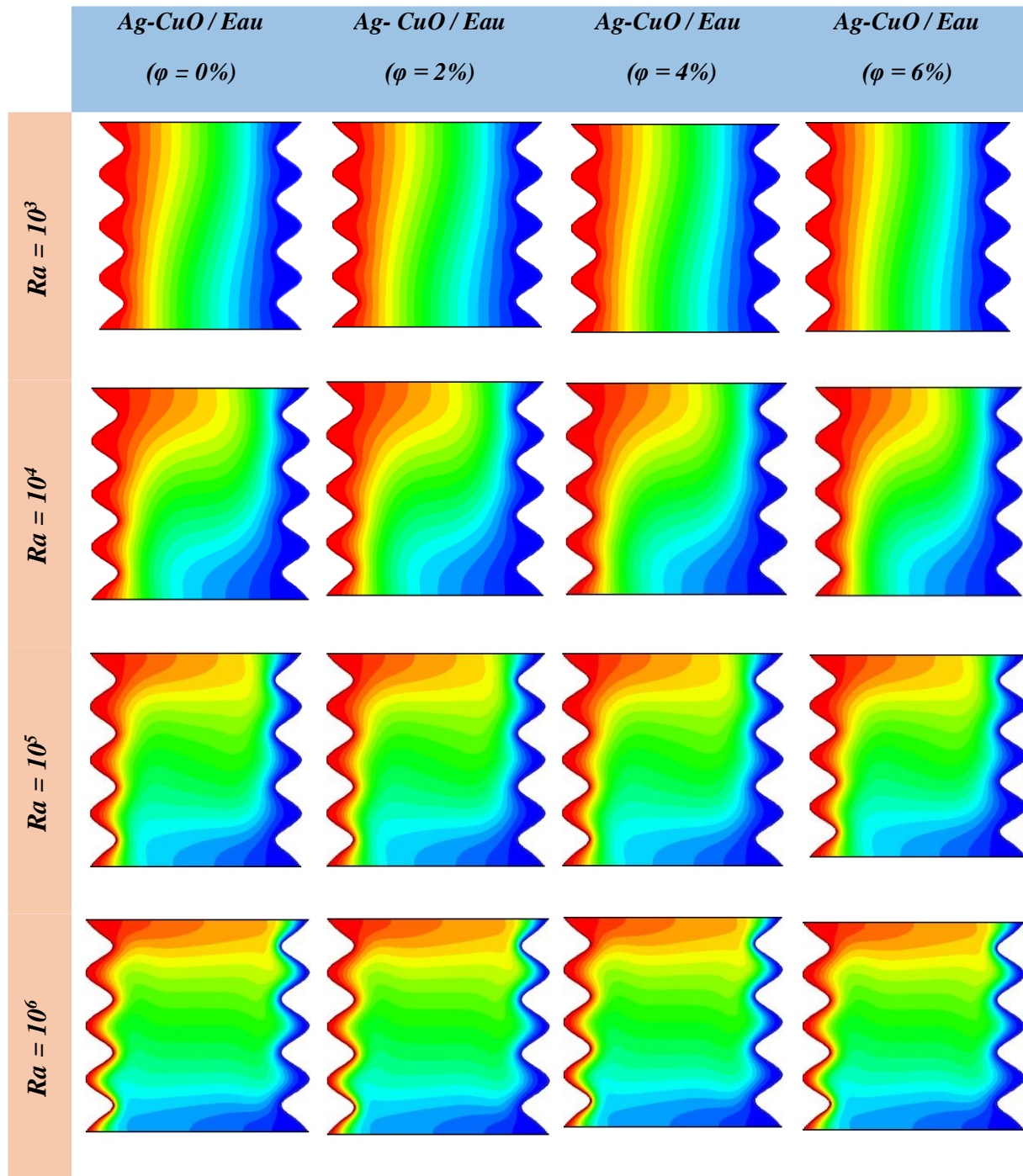
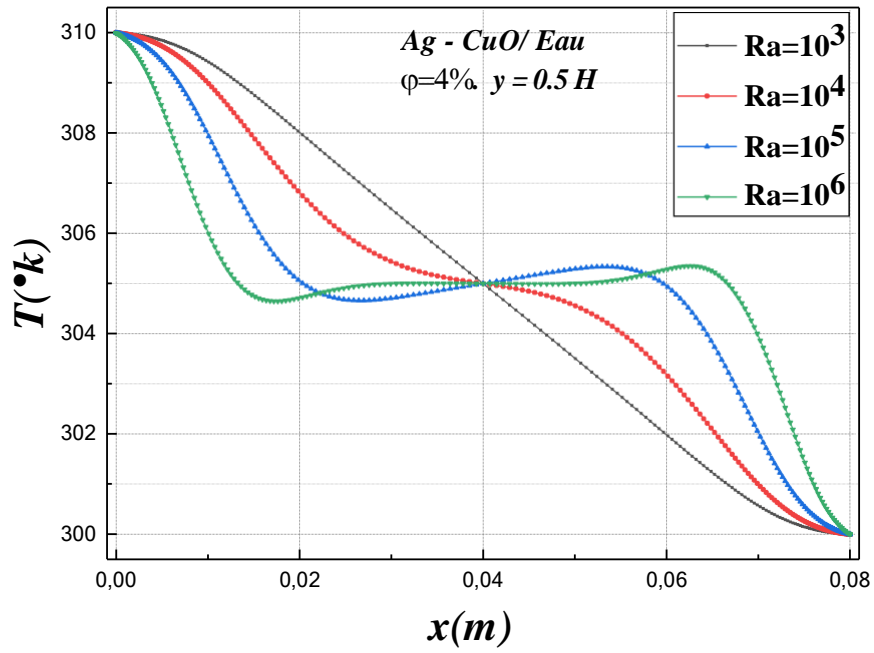


Figure III.4 : Les contours des Isothermes du (Ag-Cu/Eau), pour différents nombres de Rayleigh (**Ra**) et différents fraction volumiques.

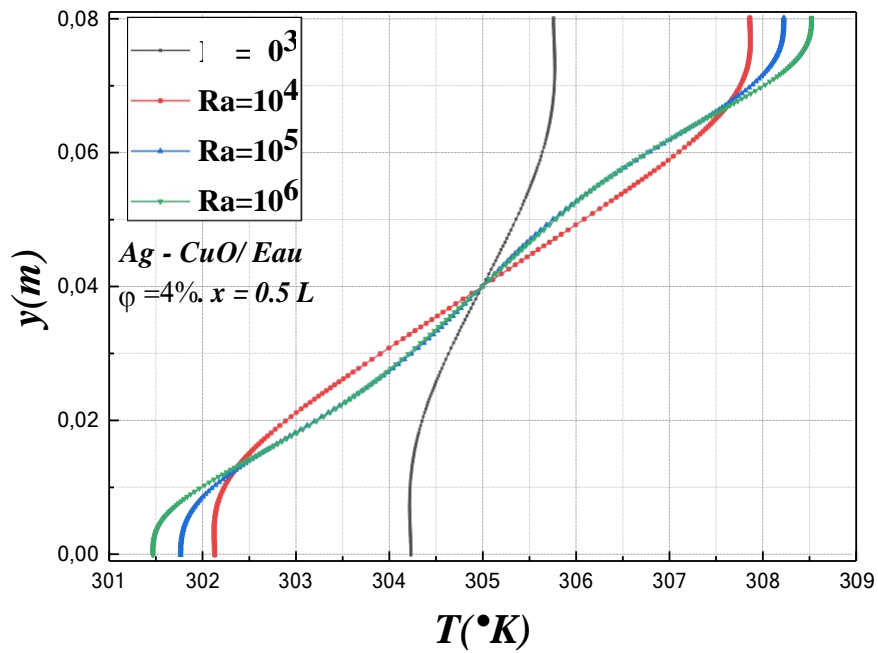
Pour plus de justification concernant la distribution de la température dans l'enceinte. La figure III.5, montre les profils de température le long des plans médians vertical et horizontale de la cavité, ( $y = 0.5$  mi-hauteur et  $x = 0.5$  mi- longueur) de différents nombres de Rayleigh pour le nano-fluide hybride *Ag-CuO/Eau* ( $\phi=4\%$ ) à l'intérieur de l'enceinte. Nous constatons des valeurs comprises entre deux valeurs maximale et minimale correspondante à l'extrémité de l'enceinte (**paroi haut/paroi bas** mi-hauteur et **paroi gauche/paroi droite** mi-longueur), et une valeur moyenne correspondante à la température au milieu de l'enceinte.

On observe aussi que :

Pour le cas mi-hauteur, à  $Ra=103$ , la distribution de la température suit une pondération linéaire de pente négative correspondante à un régime purement conductif où le fluide se comporte comme un solide qui transmet de la chaleur qui lui est fournie par conduction thermique (la force de flottabilité est insuffisante pour surmonter la force de viscosité et donc les particules de fluide restent stationnaires et le transfert de chaleur se produit uniquement par le mode de conduction.). Par contre l'utilisation des valeurs de  $Ra$  plus importantes permettent la non linéarité ce qui indique que la distribution de température est faite par une force de convection. Il est également constaté que le transfert de chaleur s'intensifie au fur et à mesure que le nombre de Rayleigh s'accroît, dû à l'augmentation des forces de flottabilité thermiques. Cependant, la répartition de la température au plan vertical médian n'est plus sensible à la présence des NPs ; Pour le cas mi- longueur la température augmente avec l'augmentation de l'altitude, mais au voisinage des parois la température s'accroît sensiblement, jusqu'à la valeur de la paroi supérieur et après la valeur de la paroi inférieure. En outre montrent aussi que l'amélioration produit de la génération d'entropie et du transfert thermique augmente considérablement avec l'augmentation du nombre de Rayleigh.



*(y = 0.5 H) mi-hauteur.*



*(x = 0.5 L) mi-longueur.*

**Figure III.5 :** Profil de la température le long des plans médians de la cavité pour différentes nombre de Rayleigh.

*Champs dynamiques :*

Ce champ est représenté par les contours des lignes de courant dans la figure III.6, pour différents nombres de Rayleigh ( $Ra$ ) et différents fraction volumiques de nano-fluide hybride ( $Ag-CuO / Eau$ ). Comme on le voit sur la figure, certaines différences dans les lignes de courant du fluide pur et du nano-fluide hybride. Cela peut être attribué à la viscosité plus élevée du nano-fluide hybride par rapport à celle du fluide pur qui augmente la diffusion de la quantité de mouvement dans le nano-fluide hybride. La figure montre aussi que la forme ondulée des parois verticales différentiellement chauffées gauche et droite réduit la circulation du fluide dans l'enceinte.

On peut observer qu'à un nombre de Rayleigh plus petit ( $Ra \leq 10^4$ ) la structure de l'écoulement est organisée en tourbillon tournant. C.-à-d. Les lignes de courant indiquent que l'écoulement est monocellulaire occupant la majeure partie de l'enceinte. En augmentant le nombre de Rayleigh, la forme de ces lignes se modifie d'une forme circulaire à une autre elliptique et qui se déforme à un Rayleigh élevé ( $Ra=10^5$ ). On note que, à iso-Rayleigh, les lignes de courant présentent une symétrie par rapport au centre de la cavité. Notons aussi que l'intensité de ces lignes diminue au fur et à mesure qu'on se rapproche du centre de la cavité.

On voit clairement que la forme du cœur du vortex change de manière significative. En augmentant  $Ra$  au-delà de  $10^5$ , des cellules à double circulation se forment où deux petites bulles de circulation sont créées.

La distribution générale de ces lignes de courant en comparaison avec le cas de l'eau pure est presque la même avec les lignes de courant en présence des NPs d'Ag-CuO. L'analyse de ces lignes de courant montrent des profils de distribution de vitesse similaires et ceci pour toutes la gamme du nombre de Rayleigh. Toutefois, une légère diminution de l'intensité de ces lignes par rapport au cas de l'eau pure est obtenue. Ce résultat peut être expliqué par le fait que la présence des NPs entraîne une intensification de la traînée visqueuse qui tend à son tour à ralentir le mouvement du fluide à l'intérieur de la cavité (Abu-Nada et Chamkha, 2010) [5].

On peut conclure que la fraction volumique des NPs n'a pas été affectée sur la distribution de ces lignes de vitesse. Par contre le nombre de Rayleigh a un effet significatif surtout au niveau de la partie centrale. Un comportement similaire a déjà été obtenu par Nasrin et al. (2012) [6].

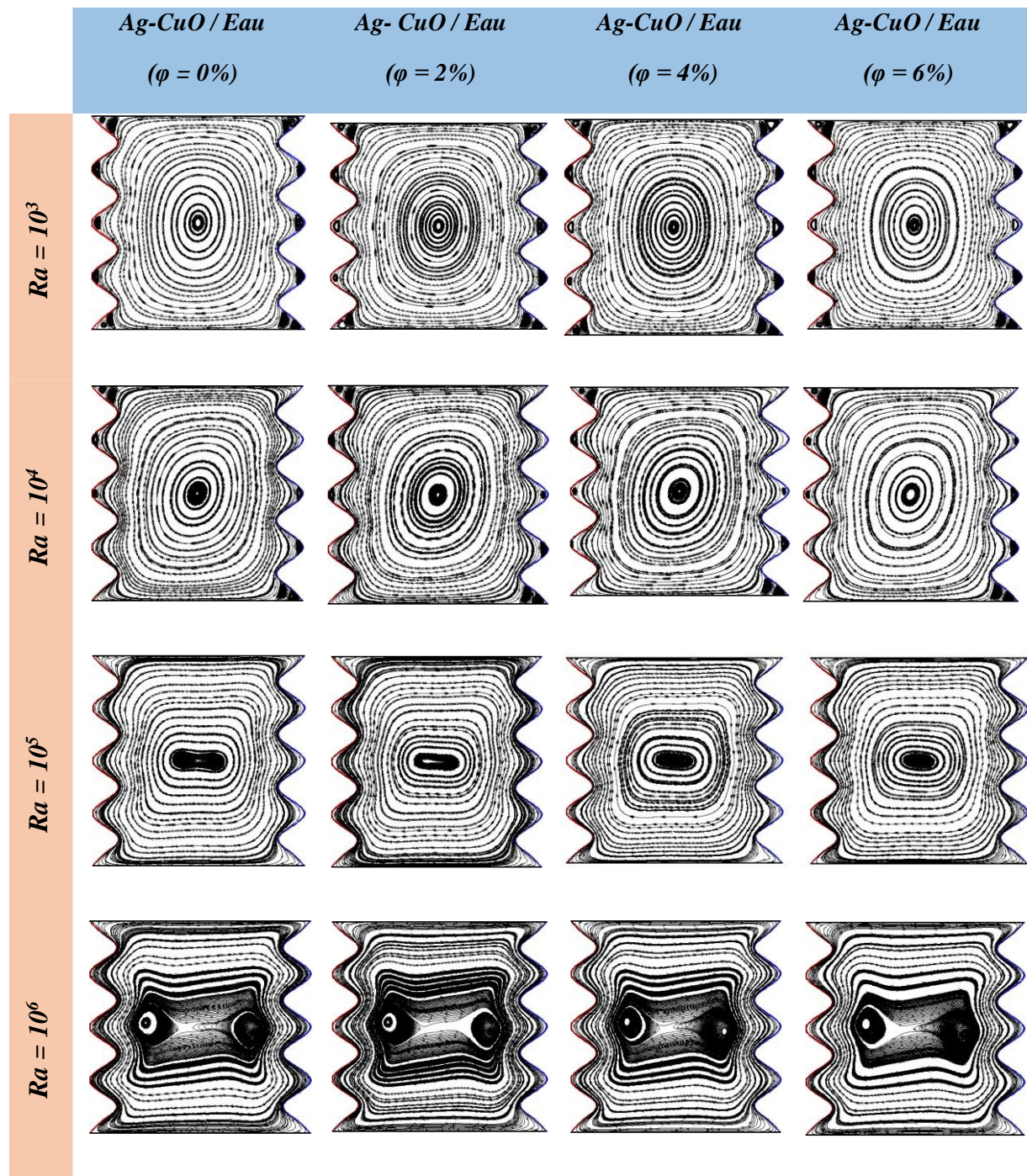


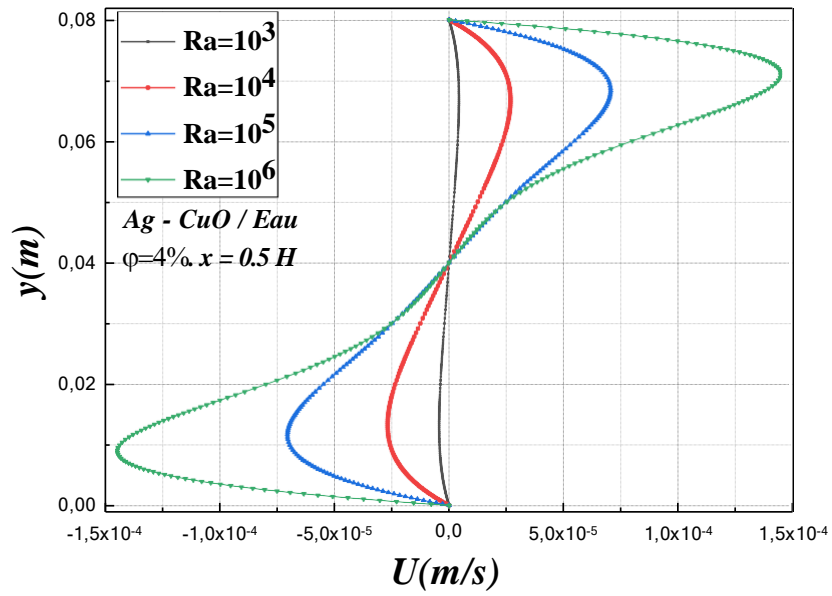
Figure III.6 : Les contours des lignes de courant dans l'enceinte du (Ag-CuO / Eau), pour différents nombres de Rayleigh (**Ra**) et différents fraction volumiques.

Les profils de la vitesse transversales en fonction de ( $Y$ ) à mi-longueur ( $x = 0.5 H$ ) de la cavité ondulée sinusoïdale ou du nano-fluide hybride à 4 % de fraction volumique pour les différents nombres de Rayleigh ( $Ra$ ) est représenté sur la figure.III.7, et La figure III.8. Présente les profils des vitesses longitudinales le long de la partie centrale de l'enceinte ( $y = 0.5 L$ ).

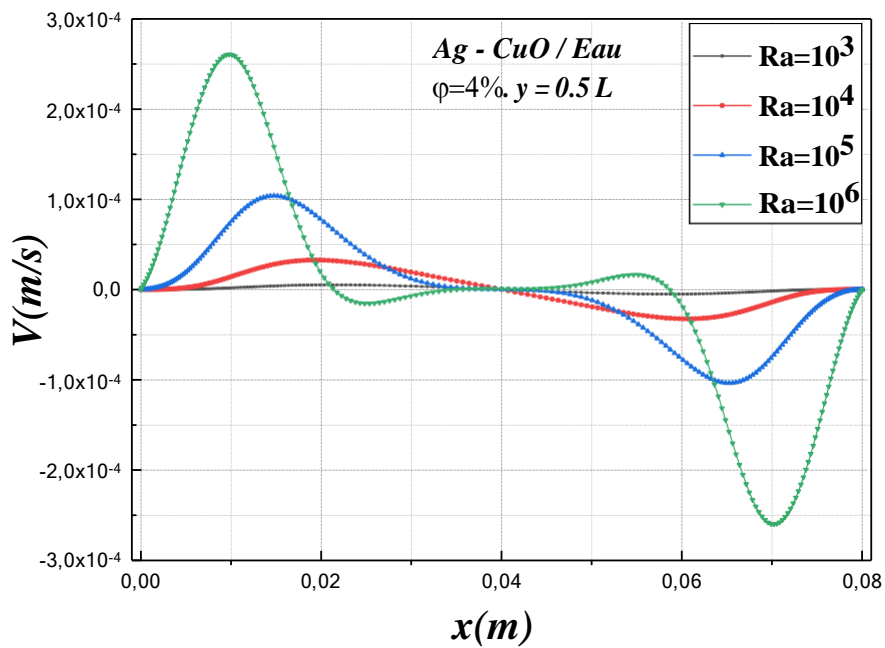
Comme indiqué sur les deux figures, les profils des vitesses horizontales ( $U$ ) et verticales ( $V$ ) sont similaires aux profils typiques d'écoulement de convection naturelle confiné en milieu clos. Ces profils montrent une symétrie claire de l'écoulement moyen par rapport au centre de la cavité. On peut également constater que, à  $Ra=10^3$ , les composantes de vitesse horizontale et verticale révélées en configuration de Rayleigh-Bénard sont nulles (figures III. (7)-(8)). Ceci signifie que le mode de transfert de chaleur est purement conductif en confirmant ainsi les résultats des isothermes.

Il convient néanmoins à noter pour les deux figures qu'à ce même  $Ra$ , l'effet de la cavité aux parois verticales différentiellement chauffées tend à mettre le fluide en mouvement. Ce mouvement ascendant et descendant à droite et à gauche s'accroît d'avantage en augmentant le nombre de Rayleigh. En effet, à Rayleigh élevé ( $Ra=10^6$ ), les profils de vitesse présentent des pics auprès des zones pariétales révélant ainsi un écoulement intense près de celles-ci.

On remarque que l'intensité des pics dans le cas de la composante de vitesse horizontale figure. III.8, s'estompe progressivement au fur et à mesure qu'on s'approche du centre de la cavité (pics bien étendus) alors qu'elle diminue brusquement avant même qu'on arrive au centre de la cavité pour le cas de la composante de vitesse verticale figure. III. 7 (pics moins étendus). Concernant l'effet de la fraction volumique des NPs sur les profils généraux de vitesse, il est ressenti moins prononcé avec néanmoins une légère déviation à des nombres de Rayleigh élevés ce qui est cohérent avec les résultats des iso-courants fournis précédemment. Ceci nous mène à se rendre effectivement compte que les NPs agissent principalement sur la conductivité thermique effective.



**Figure.III.7 :** Profil des vitesses transversales le long de l'axe ( $y$ ) de l'enceinte pour différents nombres de Rayleigh  $Ra$ , position( $x = 0.5 H$ ).



**Figure.III.8 :** Profil des vitesses longitudinales le long de l'axe ( $x$ ) de l'enceinte pour différents nombres de Rayleigh  $Ra$  position ( $y = 0.5 L$ ).

### III.4.2. Effet de concentration des nanoparticules

L'effet de la concentration des nanofluides hybrides sur les échanges thermiques par convection naturelle au sein de l'enceinte sera étudié dans cette partie de notre travail. Nous considérons une cavité carrée remplie par un nanofluides hybrides (Ag-CuO /Eau) avec différentes concentrations. Le transfert de chaleur permet de tracer les nombres de Nusselt moyens au niveau de la paroi gauche chaude. La variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la fraction volumique pour différents nombres de  $Ra$  est représentée sur la figure III.9.

L'effet du nombre de Rayleigh sur le nombre de Nusselt moyen de la paroi gauche chauffée discrète pour l'eau pure et le nanofluides hybrides Ag-CuO/Eau dans une concentration en volume différents. Comme prévu, le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh. La figure montre aussi que le nombre de Nusselt moyen diminue légèrement avec la fraction volumique des nanoparticules car l'inclusion des nanoparticules augmente à la fois la viscosité du fluide et la conductivité thermique du fluide, et lorsque la convection est faible les forces visqueuses surmontent les forces de flottabilité.

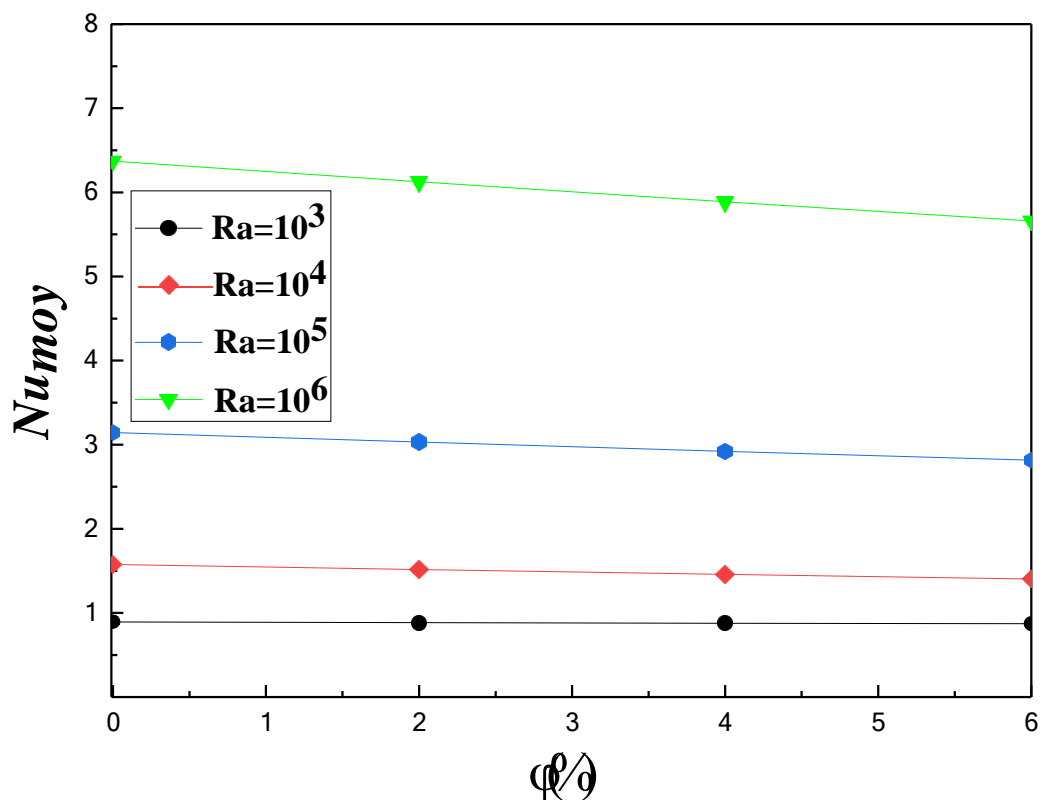
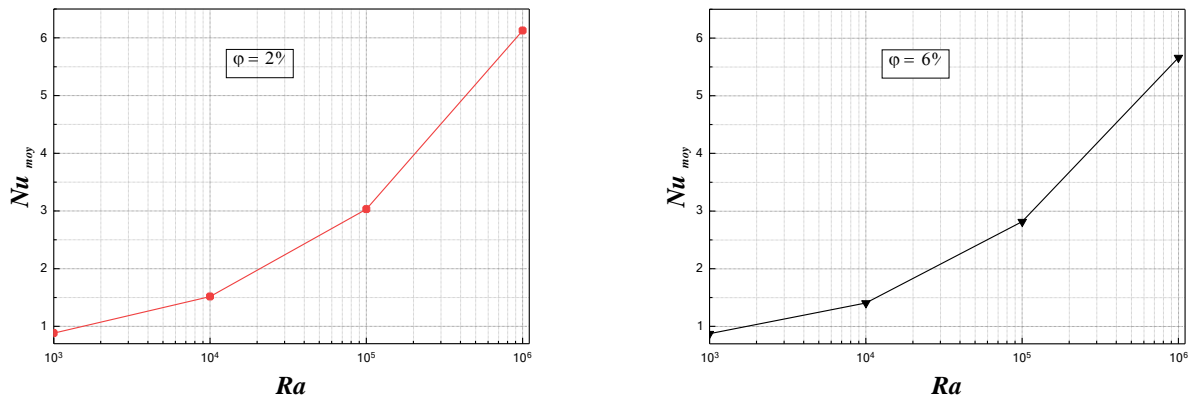


Figure III.9 : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction des fractions volumiques pour différents nombres de Rayleigh  $Ra$ .

La variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh pour différents fraction volumique est représentée sur la figure. III.10, pour une valeur de fraction volumique donnée, le Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh et cette augmentation est plus graduée pour la valeur faible de  $\phi$ . Ce gain thermique se traduit respectivement par l'intensification des forces de flottabilité (prédominance de la convection) et des échanges de diffusion thermique entre les NPs



**Figure III.10 :** Variation du nombre de Nusselt moyen pour les différents nombre de Rayleigh  $Ra$ .

### III.4.2. Effet des pourcentages de concentration des nanoparticules dans la fraction volumique

Dans cette partie, nous avons étudié et comparé l'effet des pourcentages de concentration des nanoparticules dans la fraction volumique de nanofluides hybrides (Ag – CuO/Eau) sur la convection naturelle et le transfert de chaleur. Alors que les concentrations en pourcentage des nanoparticules dans la fraction volumique étaient les suivantes :

- 50 % Ag / 50 % CuO ;
- 75 % Ag / 25 % CuO ;
- 25 % Ag / 75 % CuO.

Les figures (III.11, III. 12) montrent les profils des températures et des vitesses le long des plans médians vertical et horizontal de la cavité, ( $y = 0.5$  mi-hauteur et  $x = 0.5$  mi-longueur)

de différents pourcentages de concentration des nanoparticules dans la fraction volumique de nanofluide hybride (*Ag – CuO/Eau*) ( $\phi=6\%$ ) observe dans les figures (III.11) et (III. 12) une légère différence entre les valeurs des températures et des vitesses des nanofluides avec différents concentrations en pourcentage des nanoparticules. Où, la vitesse et la température du nanofluide hybride de (75% *Ag*- 25% *CuO*) est supérieure par rapport au nanofluide hybride (50% *Ag*- 50% *CuO*) suivi par le nanofluide hybride (25% *Ag*- 75% *CuO*). Cela peut nous mener à comprendre que les nanoparticules *Ag* augment la température et accélèrent le mouvement du fluide, d’ailleurs, la vitesse est maximale pour (75% *Ag*- 25% *CuO*) au profile ou l’on trouve une plus grande concentration de nanoparticules comme nous le montre la simulation.

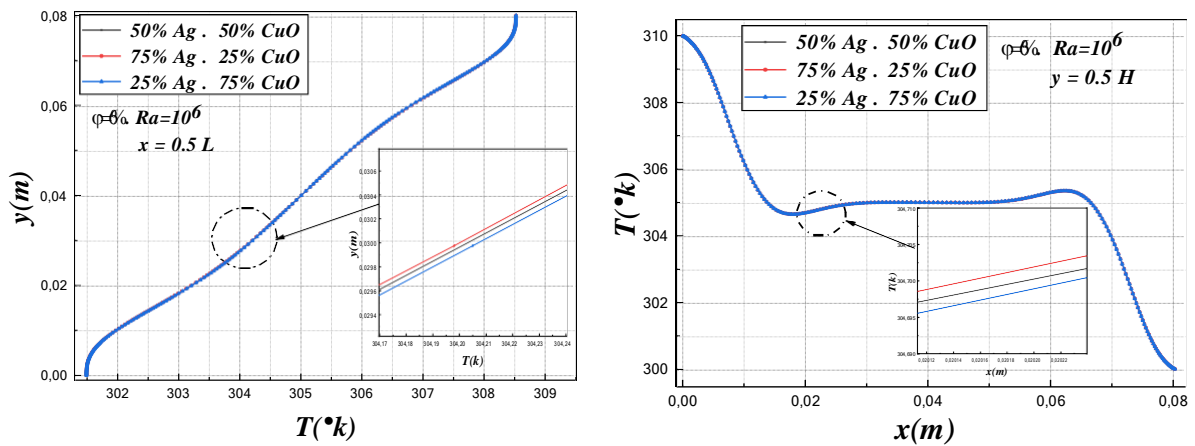


Figure III.11 : Profil des températures le long des plans médians de la cavité pour différents pourcentages de concentration des nanoparticules.

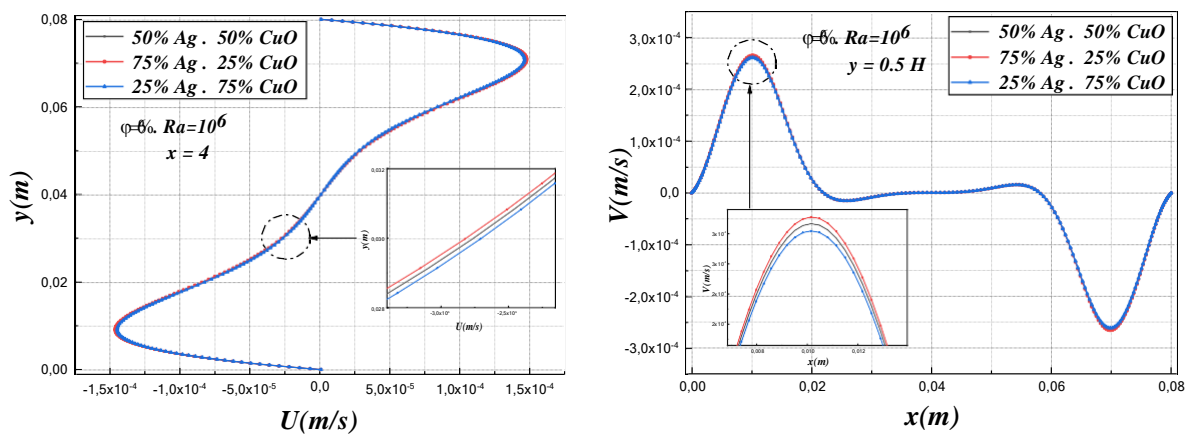


Figure.III.12 : Profil des vitesses transversales le long de l’axe (y) et longitudinales le long de l’axe (x) de l’enceinte pour différents pourcentages de concentration des nanoparticules.

### **III.5. Conclusion**

Dans ce chapitre, on a effectué une étude numérique bidimensionnelle du transfert de chaleur par convection naturelle à l'intérieur d'une cavité carrée ondulée sinusoïdale. La cavité est remplie par nano-fluide hybride (Ag-CuO/Eau) avec différents pourcentages de concentration des nanoparticules en fraction volumique.

Une analyse approfondie a été réalisée dans laquelle les équations de la conservation de masse, de mouvement et d'énergie et de la génération d'entropie sont résolues en utilisant le code de calcul ANSYS FLUENT 6.3. Une comparaison a été faite avec des résultats des travaux publiés [1-2], pour valider notre travail. Un bon accord a été obtenu. Les effets du nombre de Ra, fraction volumique des nanoparticules et le pourcentage de concentration des nanoparticules dans la fraction volumique sur l'écoulement du fluide, la performance thermique a été étudiée en détail.

**Bibliographie**

---

- [1] **Behrouz Takabi and Saeed Salehi** (Augmentation of the Heat Transfer Performance of a Sinusoidal Corrugated Enclosure by Employing Hybrid Nanofluid) *Advances in Mechanical Engineering* Volume 2014, Article ID 147059, pages 16  
<http://dx.doi.org/10.1155/2014/147059>
- [2] **Zoubair Boulahia, Abderrahim Wakif and Rachid Sehaqui** (Numerical Modeling of Natural Convection Heat Transfer in a Wavy Wall Enclosure Filled by a Cu-water Nanofluid with a Square Cooler) *Journal of Nanofluids* Vol. 6, pp. 324–333, 2017
- [3] **G. Saha**, “Finite element simulation of magneto convection inside a sinusoidal corrugated enclosure with discrete is flux heating from below,” *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 37, no. 4, pp. 393–400, 2010.
- [4] **S. H. Hussain, A. K. Hussein, and R. N. Mohammed**, “Studying the effects of a longitudinal magnetic field and discrete is flux heat source size on natural convection inside a tilted sinusoidal corrugated enclosure,” *Computers and Mathematics with Applications*, vol. 64, pp. 476–488, 2012.
- [5] **Abu-Nada E., Chamkha A.J.**, 2010. Effect of nanofluid variable properties on natural convection in enclosures filled with a CuOEG-Water nanofluid. *Int. J. Thermo. Sci.*, 49, pp. 2339-2352.
- [6] **Nasrin R., Alim M.A., Chamkha A.J.**, 2012. Buoyancy-driven heat transfer of water–Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanofluid in a closed chamber: Effects of solid volume fraction, Prandtl number and aspect ratio. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 55, pp. 7355

## *Conclusion général*

---

Dans ce travail, on a présenté une étude numérique de la convection naturelle laminaire stationnaire dans une cavité carrée ondulée sinusoïdale, différentiellement chauffées remplie dans le cas d'un mélange d'eau purs, et des mélanges de ce fluide de base et des nanoparticules hybride (Ag- CuO). Avec trois pourcentages de concentration des nanoparticules dans la fraction volumique en totale (50% Ag -50% CuO, 75% Ag -25% CuO et 25% Ag -75% CuO)

La configuration géométrique du modèle physique est une cavité carrée, cette dernière est chauffée iso thermiquement par la surface de la paroi gauche est chauffée par une source de chaleur (La source est maintenir la paroi gauche à température constante), la paroi verticales latérale droite sont refroidie et les deux parois supérieure et inférieure. Les équations qui régissent ont été résolues numériquement via la méthode des volumes finis. En se basant sur cette méthode pour discrétiser les équations mathématiques, nous avons les lignes de courant, les isothermes ainsi que les variations du nombre de Nusselt en fonction du nombre de *Ra*. Les résultats de simulation sont obtenus avec le code FLUENT.

L'étude paramétrique est menée en considérant deux types de nanoparticules (Ag et CuO) dispersées dans de l'eau avec différentes fractions volumiques (0, 0.02, 0.04 et 0.06) dont le nombre de Rayleigh (*Ra*) varie dans l'intervalle de  $10^3$  à  $10^6$ . La principale tâche consiste à étudier l'impact de ces paramètres sur la structure générale de l'écoulement (les champs dynamique et thermique) avec une attention particulière au nombre de Nusselt afin d'identifier les performances thermiques. Les résultats ont révélé que :

- Le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh.
- L'effet des nanofluides hybride sur le transfert de chaleur s'avère fortement dépendant des configurations étudiées.

- Les nanoparticules d'Ag procurent de meilleures performances thermiques (Nombre de Nusselt) suivies des nanoparticules de CuO en termes de pourcentages.
- L'efficacité thermique dépend du nombre de Rayleigh, du type et de la fraction volumique des nanoparticules.
- Une amélioration du taux de transfert de chaleur ce qui est indiqué par l'augmentation du nombre de Nusselt.
- les nanofluides qui contiennent les nanoparticules de types métalliques et de haute conductivité thermique comparant avec celle des nanoparticules non métalliques et la même chose pour les nanofluides hybrides.

### **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 la stationnarité et le régime d'écoulement.
- La génération de l'entropie dans les enceintes

### **المخلص:**

تتناول هذه الدراسة تحليلًا عدديًا للحمل الحراري الطبيعي في تجويف مملوء بموج جيبي مملوء بالماء النقي وسوائل نانوية هجينة مركبة Ag-CuO/Eau وهي سوائل نانوية متقدمة تحتوي على نوعين من المواد النانوية. في هذا العمل تحافظ الجدران العمودية للتجويف ذات الهندسة المموجة على درجات حرارة مختلفة بين الساخن والبارد، في حين تعزل الجدران العلوية والسفلية حراريًا. تمت دراسة تأثير المتغيرات ذات الصلة مثل هندسة الحائط ذات الهندسة الموجية وتركيز الجزء الحجمي (نسبة حجمية تتراوح بين  $0\% \leq \phi \leq 6\%$ ) وأعداد رايلي ( $10^3 \leq Ra \leq 10^6$ ). تم استخدام طريقة التقسيم الحجمي المحدود لحل مجموعة من المعادلات المسيطرة. أظهرت النتائج أن معدل نقل الحرارة يؤدي إلى زيادة نسبة تركيز الجزء الحجمي للجسيمات النانوية وأعداد رايلي تؤدي إلى زيادة معدل نقل الحرارة.

**الكلمات المفتاحية:** السائل النانوي الهجين، الحمل الحراري الطبيعي، نقل الحرارة، عدد رايلي.

### **Résumé**

Cet étude examine numériquement la convection naturelle laminaire dans une cavité ondulée sinusoïdale, remplie d'eau pure et de nanofluides hybrides Ag-CuO/Eau, qui est un nouveau nanofluides avancés avec deux types de matériaux nanoparticulaires. Dans ce travail, les deux parois verticales de l'enceinte à une géométrie ondulée sinusoïdale sont maintenues respectivement à des températures chaudes et froides, tandis que les parois supérieure et inférieure sont isolées thermiquement. La présente enquête a examiné les effets de paramètres pertinents tels que la géométrie ondulée sinusoïdale des parois, pour différentes fractions volumiques de nanoparticules (Concentration volumique de  $0\% \leq \phi \leq 6\%$ ) et nombres de Rayleigh ( $10^3 \leq Ra \leq 10^6$ ). La méthode de discrétisation

des volumes finis est utilisée pour résoudre l'ensemble des équations gouvernantes. Les résultats montrent que le taux de transfert de chaleur à l'intérieur de l'enceinte ondulée augmente en diminuant l'amplitude de la surface ondulée. On constate également qu'en augmentant la fraction volumique des nanoparticules et le nombre de Rayleigh, le taux de transfert de chaleur augmente.

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

### **Abstract**

This study numerically investigates laminar natural convection in a sinusoidal corrugated cavity, filled with pure water and Ag-CuO/Water hybrid nanofluid, which is a new advanced nanofluid with two types of nanoparticles materials. In this work, the two vertical walls of the enclosure with a sinusoidal undulating geometry are maintained at hot and cold temperatures respectively, while the upper and lower walls are thermally insulated. The present investigation examined the effects of relevant parameters such as the sinusoidal undulating geometry of the walls, for different volume fractions of nanoparticles (volume concentration  $0\% \leq \phi \leq 6\%$ ) and Rayleigh numbers ( $10^3 \leq Ra \leq 10^6$ ). The finite volume discretization method is used to solve the set of governing equations. The results show that the rate of heat transfer inside the corrugated enclosure increases. In addition, increasing the number of corrugations leads to improved heat transfer rate. It is also found that by increasing the volume fraction of the nanoparticles and the Rayleigh number, the rate of heat transfer increases.

**Key word:** Hybrid nanofluid, natural convection, heat transfer, Rayleigh number.