

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/13/2021....

DOMAINE : Sciences de la matière

FILIERE : Physique

**OPTION : Physique Énergétique et
Energie renouvelable**

Mémoire présenté pour l'obtention

Du diplôme de Master Académique

Réalisé Par:

DEBKA Siham

DEBKA Esmahane

Intitulé

**Etude numérique du transfert de chaleur par
convection naturelle des nano fluides dans un espace
annulaire, situé entre deux cylindres un cylindre
extérieur elliptique et un cylindre intérieur carrée .**

Soutenu devant le jury composé de:

TALOUB Djedid

Université de M'sila

Président

BOURAS Abd elkarim

Université de M'sila

Rapporteur

TAHROUR Farouk

Université de M'sila

Examineur

Année universitaire : 2020/2021

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. BOURAS Abd elkarim** 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. TALOUB Djedid** pour avoir accepté de présider le jury, nous tenons à exprimer nos remerciements au **Dr. TAHROUR Farouk** ,

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

Dédicaces

Je dédie ce travail :

A mon cher père et ma chère mère.

A mes chers frères et sœurs.

A toute ma famille.

À toutes mes amis(es).

A tous mes professeurs depuis mes premières années d'études.

A tous ceux qui ont sacrifié leur temps pour la science et à tous ceux qui utilisent la science pour le bien et la prospérité de l'humanité.

Résumé

Une étude numérique de la convection naturelle des transferts de chaleur laminaire à l'état stationnaire dans un anneau horizontal entre un cylindre interne carrée chauffé et un cylindre extérieur elliptique froid. Cette espace annulaire est parcourue par un nanofluide Cu – eau. Pour différents nombre de Rayleigh et différents fraction volumique des nanoparticules. Le système d'équations gouvernant le problème a été résolu numériquement par le code de calcul Fluent basé sur la méthode des volumes finis. En se basant sur l'approximation de Boussinesq. Les surfaces intérieure et extérieure sont maintenues à la température constante. L'étude est réalisée pour les nombres de Rayleigh allant de 10^3 à 10^5 . Nous avons étudié les effets des différents nombres de Rayleigh et fraction volumique des nanoparticules sur la convection naturelle. Les résultats sont présentés sous forme des isothermes, des isocourants, et des nombres locaux et moyens de Nusselt. Le but de cette étude est de voir l'influence du nombre de Rayleigh thermique, et fraction volumique des nanoparticules sur le taux de transfert de chaleur.

Mots clés: convection naturelle, nombres de Rayleigh, nano fluide, fraction volumique, elliptique carrée.

Abstract

A numerical study of the natural convection of stationary laminar heat transfers in a horizontal ring between a heated square inner cylinder and a cold elliptical outer cylinder. This annular space is traversed by a Cu - water Nano fluid. For different Rayleigh number and different volume fraction of nanoparticles. The system of equations governing the problem was solved numerically by the Fluent calculation code based on the finite volume method. Based on the Boussinesq approximation. The interior and exterior surfaces are kept at constant temperature. The study is carried out for Rayleigh numbers ranging from 10^3 to 10^5 . We have studied the effects of different Rayleigh numbers and volume fraction of nanoparticles on natural convection. The results are presented as isotherms, isocurrents, and local and average Nusselt numbers. The aim of this study is to see the influence of the thermal Rayleigh number, and volume fraction of nanoparticles on the heat transfer rate.

Key words: natural convection, Rayleigh numbers, Nano fluid, volume fraction, square elliptical.

ملخص:

قمنا بدراسة عددية لظاهرة الحمل الحراري الطبيعي عن طريق إنتقال الحرارة داخل تجويف موجود بين أسطوانتين أسطوانة داخلية مربعة حارة والأسطوانة الخارجية على شكل إهليلجي باردة. يتم عبور هذا الفضاء الحلقي بواسطة سائل نانوي من الماء و النحاس لعدد رايلي مختلف وتركيز مختلف للجسيمات النانوي ويعتمد حل معادلات الحركة والحرارة عدديا على البرنامج العددي فلوانت باستعمال تقريبات بوسيناسك و كانت الدراسة من أجل قيم رايلي محصورة بين 10^3 و 10^5 وقد قمنا بدراسة تأثير عدد رايلي وتركيز الجسيمات النانوية على الحمل الحراري و كانت النتائج على شكل خطوط حرارية خطوط دالة التيار وأعداد نيسلت المحلية والمتوسطة. وكان الهدف هو دراسة تأثير رايلي و تركيز الجسيمات النانوية على معامل إنتقال الحرارة.

الكلمات المفتاحية

الحمل الحراري الطبيعي ، أعداد رايلي ، الموائع النانوية ، التركيز الحجمي ، الشكل الإهليلجي، المربع.

Table des matières

Dédicace	
Remerciement	
Résumé	
Table des Matières.....	i
Nomenclature	iv
Symbole grecs	v
Indice.....	vi
Nombre adimensionnel.....	vi
Liste des figures.....	vii
Liste des tableaux	viii
Chapitre I : I.1. Synthèse bibliographique.....	1
I .1 Introduction	1
I.2. Synthèse bibliographique.....	2
Chapitre II : Généralités sur le transfert de chaleur et les Nano fluides.....	9
II.1.Généralité sur le transfert de chaleur.....	9
II.1.1Introduction.....	9
II.1.2 Transfert de chaleur par conduction.....	9
II.1.3 Transfert de chaleur par rayonnement.....	10
II.1.4 Transfert de chaleur par convection.....	11
II.1.4.1. convection naturelle.....	11
II.1.4.2. convection forcée.....	12
II.1.4.3. convection mixte.....	12
II.2. Généralité sur les Nano-fluides	13
II.2.1.Introduction	13

II.2.2. Définition nano-fluides	13
II.2.3. Préparation des nano fluide.....	14
II.2.4. Applications des nano fluides.....	15
II.2.5. Autres applications.....	16
II.2.6. Avantage des nano fluides.....	16
II.2.7. Inconvénients des nano fluides.....	17
II.2.8. Propriétés thermo physiques.....	17
Chapitre III : Formulation Mathématique et Numérique.....	23
III.1. Equation de continuité.....	23
III.1.1. Mise en équation du problème.....	23
III.2.1.1. Modèles physique.....	23
III.1.1.2. Modèle mathématique.....	24
III.2. Equations gouvernantes.....	24
III.2.1. Equation de continuité	25
III.2.2. Equation de quantité de mouvement (ou équation de Navier-Stokes).....	25
III.2.3. Equation de conservation d'énergie.....	25
III.3. Equations du problème.....	26
III.3.1. Equations de continuité.....	26
III.3.2. Equations de quantité de mouvement.....	26
III.3.3. Equations de l'énergie.....	26
III.4. Formulation adimensionnelle du problème.....	26
III.4.1. Forme adimensionnelle de l'équation de continuité.....	27
III.4.2. Forme adimensionnelle des équations de quantité de mouvement	27
III.4.3. Forme adimensionnelle de l'équation d'énergie.....	29
III.5. Conditions aux limites.....	29

III.5.1. Calcul du nombre de Nusselt.....	30
III.5.2.Nombre de Prandtl	31
III.5.3.Nombre de Rayleigh	31
III.6 .Modèle Numérique.....	31
III.6.1.Méthode des volumes finis.....	31
III.7.1. Procédure Numérique.....	32
III.7.2. Maillage.....	33
III.7.3. Présentation des logiciels Gambit et Fluent.....	34
Chapitre IV : Résultats et Discussion.....	36
IV.1. Validation des résultats.....	36
IV.2 . Influence du nombre de Rayleigh thermique.....	38
IV.3. nombre de Nusselt.....	44
IV.3 .1.Variation du nombre de Nusselt local sur la paroi du cylindre elliptique extérieur.....	45
IV.3 .2.Variation du nombre de Nusselt local sur la paroi du cylindre carrée intérieur.....	46
IV.3 .3. Nombre du Nusselt moyen.....	48
Conclusion générale	50
Résumé	

Nomenclature

Symboles Latins

C_p	La chaleur massique ($J. Kg^{-1}.K^{-1}$)
$C_{p f}$	La chaleur massique de fluide ($J. Kg^{-1}.K^{-1}$)
$C_{p p}$	La chaleur massique de fluide ($J. Kg^{-1}.K^{-1}$)
$C_{p_{nf}}$	La chaleur massique de nano fluide ($J. Kg^{-1}.K^{-1}$)
G	Accélération de la pesanteur ($m.s^{-2}$)
h	Le coefficient d'change par convection ($W . m^{-2}.K^{-1}$)
K	La conductivité thermique ($W . m^{-1}.K^{-1}$)
k_f	La conductivité thermique du fluide de base ($W . m^{-1}.K^{-1}$)
k_p	La conductivité thermique des particules solides ($W . m^{-1}.K^{-1}$)
k_{nf}	La conductivité thermique de nano fluide ($W . m^{-1}.K^{-1}$)
L	Longueur de cavité (m)
n	Est un facteur de forme empirique
M	Emittance [W/m^2].
m	La masse (Kg)
p	Pression du fluide (Pa)
p	Pression adimensionnelle
S	Aire de la section de passage du flux de chaleur [m^2].
T	La température (0 C) ou (K)
T_c	La température de paroi chaude
T_f	La 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

α	La diffusivité thermique ($m^2 s^{-1}$).
β	Coefficient d'expansion thermique (K^{-1}).
β_p	Coefficient d'expansion thermique de nanoparticule (K^{-1}).
β_f	Coefficient d'expansion thermique de fluide (K^{-1}).
β_{nf}	Coefficient d'expansion thermique de nano fluide (K^{-1}).
β_{nfh}	Coefficient d'expansion thermique de nano fluide hybride (K^{-1}).
φ	La fraction volumique
μ	La viscosité dynamique (N.s. m^{-2}).
μ_f	La viscosité dynamique du fluide de base
μ_{nf}	La viscosité dynamique du nano fluide.
μ_{nfh}	La viscosité dynamique du nano fluide.
ρ_f	Masse volumique du fluide
ρ_p	Masse volumique de la nanoparticule.
ρ_{nf}	Masse volumique du nano fluide.
ρ_{nfh}	Masse volumique du fluide
λ	Conductivité thermique du milieu (W. $m^{-1} K^{-1}$).
Φ	Flux de chaleur
Ψ	Le modèle de Hamilton et Crosser

Indice

C	Chaude
f	Froid
f	Fluide de base
n_f	Nano fluide.
S	Particules solide.

Nombre adimensionnel

Pr	Nombre de Prandtl
Ra	Nombre de Rayleigh
Re	Nombre de Reynolds
Gr	Nombre de Grashof
Nu	Nombre de Nusselt local sur la surface de la source de chaleur
Nu_m	Nombre de Nusselt moyen au le long de la partie chauffée

Liste des figures

Fig II.1: schéma présentatif de transfert convectif.....	11
Fig II .2. Principe physique de la convection naturelle	12
Fig III.1. Le modèle physique.....	24
Fig III.2 . Volume de contrôle bidimensionnel.....	33
Fig III.3 . Schéma du maillage.....	34
Fig .IV.1 Ligne de courant (moitié gauche) et isothermes (moitié droite) à $Ra=10^4$	37
Fig.IV.2 Nombre Nusselt local de le long des ellipses internes et externes et comparaison avec la référence [20].....	38
Fig. IV.3. Isothermes et lignes de courant pour différentes valeurs de fraction volumique lorsque $Ra=10^3$	40
Fig. IV.4. Isothermes et lignes de courant pour différentes valeurs de fraction volumique lorsque $Ra=10^4$	41
Fig. IV.5. Isothermes et lignes de courant pour différentes valeurs de fraction volumique lorsque $Ra=10^5$	43
Fig. IV.6. Isothermes et lignes de courant pour différentes valeurs de fraction volumique lorsque $Ra=5.10^5$	44
Fig. IV.7. Evolution du nombre de Nusselt local le long la paroi froide.....	46
Fig. IV.8. Evolution du nombre de Nusselt local le long la paroi chaude.....	48
Figure IV.9 : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh thermique.....	49

Liste des tableaux

Tableau. II.1 : propriétés thermo physiques des nanoparticules et les fluides caloporteurs.....	14
---	----

Chapitre I

Introduction générale et synthèse bibliographiques

I.1.Introduction

Le but de ce chapitre est de présenter les dernières connaissances sur la convection naturelle dans les cavités, nano fluide et ses applications possibles, D'un point de vue théorique et expérimental. L'amélioration du transfert de chaleur par convection est l'objet principal de plusieurs tâches. Pour cette raison, un grand nombre des chercheurs ont réalisé un grand nombre de tests numériques et expérimentaux sur la convection (l'influence de la nature du système en particulier la géométrie et la nature du fluide impliqué).

Mais avec le développement rapide des nanosciences et la nanotechnologie dans la seconde moitié du 20e siècle, la convection naturelle par nano fluide dans les cavités satisfait dans des nombreux systèmes d'ingénierie, tels que la convection dans les bâtiments, mouvement du fluide dans le capteur solaire, le refroidissement des circuits électroniques et des réacteurs nucléaires, etc. L'avantage de la convection naturelle réside dans la fiabilité, car le mouvement de nanofluide est généré simplement par le gradient de densité local en présence d'un champ gravitationnel, pas besoin d'utiliser des moteurs tels que des pompes ou des ventilateurs.

I.2.Synthèse bibliographique

L'étude de la convection naturelle en enceintes fermées a fait l'objet de nombreuses études théoriques et expérimentales. De nombreux ouvrages publiés ont été élaborés et concernent la convection naturelle dans des espaces annulaires tels que le carré, le rectangle, le triangle, la géométrie cylindrique, elliptique et sphérique. Les applications envisagées ont renforcé l'isolation thermique, les échangeurs de chaleur, le refroidissement des systèmes électroniques, des machines électriques, de la géophysique et des réacteurs nucléaires. Par exemple, Ammar Abdulkadhim [1], Il a étudié le transfert de chaleur par convection naturelle entre un cylindre circulaire intérieur chauffé logé dans un récipient ovale refroidi rempli de nano fluide de cuivre et d'eau avec génération / absorption de chaleur interne en présence d'un champ magnétique horizontal. Les équations de décision sont résolues numériquement sans dimension à l'aide d'éléments finis, J.Ravnikl.Škerget[2] a réalisé une étude numérique de la convection naturelle des nanofluides dans une enceinte cubique avec un cylindre circulaire et un cylindre ellipsoïdal considérez un cylindre rond et ovale chauffé dans un contenant cubique réfrigéré. La convection naturelle, qui induit un écoulement et un transfert de chaleur, est simulée avec différentes températures et angles d'inclinaison du récipient, Mustafa Salah Rahomey [3]. Il a étudié numériquement l'écoulement de fluide et de transfert de chaleur par convection naturelle provoquée par la différence de température entre un cylindre intérieur chauffé avec différents dispositifs de balayage (c'est-à-dire circulaire, triangulaire, ovale, rectangulaire et rhombique) et un récipient carré extérieur froid rempli de couches de fluides nanométriques poreux superposés. Sur les liquides à l'échelle nanométrique, Ahmed Kadhim Hussein [4]. Il a fait une étude numérique du phénomène de convection naturelle dans un cylindre circulaire régulièrement chauffé immergé dans une pièce carrée remplie d'air à différents endroits verticaux, Salam Hadi Hussain[5] Il a étudié numériquement la convection naturelle causée par la différence de température entre un cylindre intérieur chaud avec différents essais au sol (circulaire, triangulaire, ovale, rectangulaire et rhombique) et un récipient carré extérieur froid rempli de couches de nano- fluides, Rahmat Ellahi [6] Il a étudié les effets du transfert de chaleur par convection naturelle dans un conteneur circulaire externe froid contenant un cylindre circulaire elliptique chauffé interne. Le liquide dans la cylindre est un nano fluide eau - cuivre, Abdelraheem M. Aly[7] Il a fait une étude numériques la convection naturelle d'une forme carrée chaude dans un récipient rond rempli de nano fluide, Abeer Alhashash[8]. Il a étudié la convection naturelle dans un conteneur poreux

carré en utilisant le nano fluide par un modèle biphasé hétérogène de Buongiorno. L'extérieur du boîtier à une température froide et un cylindre rond est placé au centre. La partie chauffée finie est située sur la surface supérieure du cylindre, qui est par ailleurs isolée. Atheer Raheem Alguboori,[9] Il a réalisé une étude numérique du transfert de chaleur par convection naturelle dans une coque annulaire inclinée remplie de nano fluide hybride Al_2O_3 / aqueux. La surface ovale externe froide du récipient est maintenue à température constante T_C et la paroi interne du cylindre circulaire chauffée à température constante T_h . Billel Boudjeniba et al,[10] Il a fait une étude numérique sur le transfert de chaleur avec convection naturelle qui se développe à l'intérieur d'une cavité rectangulaire fermée contenant du nano fluide. La paroi horizontale inférieure est partiellement chauffée et les parois verticales sont partiellement chauffées la gauche et la droite sont refroidies dans leurs moitiés supérieures, A.R.Rahmati [11] Il a simulé la convection naturelle du nano fluide aqueux TiO_2 autour d'un obstacle chauffé dans une cavité carrée par la méthode Lattice Boltzmann (LBM). Il a étudié l'effet du nombre de Rayleigh, des dimensions de l'obstacle, de la fraction volumétrique nano fluide, des dimensions de la cavité, du rapport de surface et de divers modèles pour calculer la conductivité thermique et le coefficient de viscosité sur le nombre de Nusselt et le transfert de chaleur autour de l'obstacle chaud dans l'enceinte. Mostafa Mahmodi [12]. Il a étudié le problème du transfert de chaleur de nanofluide l'eau- cuivre, par convection à l'intérieur d'une cavité carrée avec des corps carrés thermostatiques en son centre. Il a estimé les équations gouvernantes par la méthode du volume fini. B.S.Kim[13], Il a effectué des calculs numériques pour la charge normale induite par la différence de température entre un cylindre carré extérieur froid et un cylindre carré intérieur chaud. Une solution bidimensionnelle a été obtenue pour une charge normale instable, en utilisant la méthode des limites submergées (IBM)., M.El Abdallaoui[14], Il a étudié la convection naturelle autour d'un cylindre triangulaire excentrique placé dans un cylindre carré numériquement en utilisant la méthode du treillis de Boltzmann. L'étude a été menée sur de l'eau pure et de l'eau d'argent à l'échelle nanométrique. Le cylindre triangulaire chauffant interne est maintenu à une température constante et uniforme tandis que les côtés verticaux / (horizontaux) du cylindre extérieur sont refroidis à une température constante / (considérée comme adiabatique)., A. S. Dogonch[15], Il a étudié numériquement les effets des facteurs de forme des nanoparticules sur la convection naturelle dans un anneau poreux saturé de fluide développé entre le cylindre elliptique et le récipient carré. La méthode des éléments

finis basée sur le contrôle du volume est implémentée pour résoudre les équations gouvernantes.,S.Dhinakaran[16],Il a examiné le transfert de chaleur par convection naturelle entre un cylindre triangulaire perméable chaud et un récipient carré froid sous l'influence d'un champ magnétique en utilisant la méthode capillaire de Boltzmann. L'influence du nombre de Rayleigh (Ra), du nombre de Darcy (Da), du nombre de Hartmann (Ha) et de la direction du corps exécuté ont été étudiés de manière critique sur les propriétés hydrothermales. M. Sheikholeslami [17].Il a étudié les effets du transfert de chaleur par convection naturelle nano fluide dans une enveloppe circulaire externe froide contenant un cylindre circulaire elliptique interne chauffé, Tahar Tayebi[18].Il a examiné le flux de fluide convectif naturel et le transfert de chaleur dans un anneau composé de deux cylindres elliptiques confocaux chauffés de manière différentielle et remplis d'un nano fluide d'eau-cuivre. Le cylindre extérieur est maintenu à une température constante T_c tandis que le cylindre intérieur est maintenu à une température constante T_h différentielle ment plus élevée, S.M. Aminossadati [19] Il a étudié la convection naturelle dans un conteneur triangulaire isocèle avec une source de chaleur il est situé dans sa paroi inférieure et rempli d'éthylène glycol et de cuivre à l'échelle nanométrique. Ce papier Il examine les effets des paramètres connexes tels que le nombre de Rayleigh et la taille du solide, Mahmoud Sabour,[20]Il a étudié le test de température locale déséquilibrée pour la charge normale et le transfert de masse de nano fluide dans un récipient triangulaire rempli de milieu poreux. L'effet de la présence de nanoparticules et de l'interaction thermique entre les phases sur l'écoulement, la distribution de température des phases, la distribution de concentration des nanoparticules a été étudié, Choi S.U.S [21] Il a étudié la faible conductivité thermique, qui est une limitation majeure dans le développement des fluides caloporteurs à faible consommation d'énergie requis par des nombreuses applications industrielles. On s'attend à ce que les «nano fluides» résultants démontrent une conductivité thermique plus élevée que les fluides de transfert de chaleur actuellement utilisés, et ils représentent le meilleur espoir pour améliorer le transfert de chaleur. Les résultats d'une étude théorique de la conductivité thermique des fluides à l'échelle nanométrique avec des nanomatériaux de cuivre ont été présentés, et les bénéfices potentiels des liquides ont été estimés, Ghadbane Abdelouahab [22] Il a réalisé une étude numérique de la convection mixte laminaire statique dans un échangeur de chaleur à ailettes rectangulaires rempli d'un mélange d'eau et de nanoparticules. Les équations gouvernantes ont été déterminées par la méthode de volume finie. Le code dans ce

contexte a été conçu et produit pour utiliser la simulation numérique (FLUENT) comme outil d'investigation., Klaleche et al [23] Il a effectué une simulation numérique du transfert de chaleur par convection forcé entre deux disques coaxiaux dont le disque inférieur est soumis à un flux de chaleur, pendant l'écoulement laminaire de deux liquides conventionnels séparés (eau et Athleen glycol). Par la suite, ces deux fluides ont été utilisés comme fluides de base pour deux liquides à l'échelle nanométrique, par des fractions volumétriques (0 à 10%), la température d'entrée est constante dans toutes les simulations ($T = 293,2K$). L'objectif principal du travail est de définir preuve de l'effet des nano fluides sur les performances thermiques en convection forcée, Hamdi et al [24], Il a examiné la convection mixte bidimensionnel et le transfert de chaleur de l'eau (Cu, Ag, Al_2O_3 et TiO_2) dans une cavité double face entraînée par un couvercle partiellement chauffé par le bas. Par deux sources de chaleur distinctes sur la paroi inférieure du récipient; cependant, les parois mobiles verticales et le toit sont refroidis à température constante. Les parties limites restantes de la paroi inférieure sont isolées. Le flux est entraîné par les deux parois verticales se déplaçant dans le même sens et la même force de flottabilité. El Hafad et al [25], Il a réalisé une étude numérique de la convection naturelle des nano fluides dans une cavité fermée. Les équations gouvernantes ont été déterminées par la méthode de volume finie .Dadda Mohamed Lamine [26]. Il a effectué une simulation numérique de la convection naturelle dans un alésage carré rempli d'air et chauffé de manière différentielle. La cavité subit un gradient de température horizontal, la paroi droite froide et la paroi gauche chaude. De plus, les autres murs sont maintenus thermostatiques. Mohamed El Hattab et al [27]. Il a fait une étude numérique de la convection naturelle nano fluide confinés dans une cavité carrée chauffée par une source de chaleur isotherme installée sur sa paroi gauche. Bouchoucha Abd El Malik [28]. Il a étudié la convection stratifiée et la génération d'entropie dans une cavité carrée remplie de fluide nanométrique. Les deux parois verticales de la cavité sont maintenues à des températures chaudes et froides, et les parois horizontales sont isolées thermiquement. Les équations régissant le phénomène sont résolues par la méthode des volumes finis. Bouras et al. [29] Ont étudié numériquement la convection naturelle du transfert de chaleur laminaire à l'état stationnaire dans un espace annulaire horizontal entre un cylindre intérieur carré chauffé et un cylindre extérieur elliptique froid. Cet espace annulaire est parcouru par un fluide newtonien et incompressible. Le nombre Prandtl est réglé sur 0,71 (cas d'air) pour différents nombres de Rayleigh. Les équations régissant le problème ont été résolues

numériquement par le code commercial Fluent. Les surfaces intérieure et extérieure sont isothermes. L'étude a été réalisée pour des nombres de Rayleigh allant de $1,3 \times 10^3$ à $5,5 \times 10^5$. En particulier, ils ont étudié les effets de différents nombres de Rayleigh thermiques sur la convection par phénomène naturel. Le but est d'observer l'influence du nombre de Rayleigh thermique sur la structure de l'écoulement et la distribution de la température. Taloub et al. [30] Ont présenté dans la première partie d'une étude en deux parties la recherche numérique de la convection naturelle à double diffusion dans une espace annulaire, située entre deux cylindres elliptiques confocaux horizontaux remplis par un fluide newtonien. Les coordonnées elliptiques ont été utilisées pour transformer le domaine physique en un domaine rectangulaire. Pour résoudre les équations gouvernantes et les conditions de la couche limite, un code de calcul basé sur l'approche des volumes finis a été développé. Les détails des influences du nombre de Rayleigh thermique sur la chaleur et le transfert de masse ont été étudiés. Les résultats obtenus ont été comparés à ceux existant dans d'autres travaux de recherche. Bouras et al. [31] Ont traité numériquement l'écoulement convectif naturel dans un espace annulaire horizontal entre un cylindre intérieur carré chauffé et un cylindre extérieur elliptique froid. Des températures uniformes sont imposées le long des parois de l'enceinte. Les équations régissant le problème ont été résolues numériquement par le code commercial Fluent, basé sur la méthode des volumes finis et l'approximation de Boussinesq. Les effets du rapport de géométrie GR et des nombres de Rayleigh sur l'écoulement du fluide et les performances de transfert de chaleur sont étudiés. Le nombre de Rayleigh varie de 10^3 à 10^6 . Tout au long de l'étude. Ils ont constaté que l'augmentation du rapport de géométrie conduit à une augmentation du coefficient de transfert de chaleur. Bouras et al. [32] Ont étudié numériquement la convection naturelle des transferts de chaleur laminaires à l'état stationnaire dans un anneau horizontal, entre un cylindre interne trapézoïdal chauffé et un cylindre externe elliptique froid. Cet espace annulaire est parcouru par un fluide newtonien et incompressible. Le nombre Prandtl est réglé à 0,7 (cas d'air) pour différents nombres de Rayleigh. Le système d'équations régissant le problème a été résolu numériquement par le code de calcul Fluent basé sur la méthode des volumes finis. Dans ces simulations, l'approximation de Boussinesq a été considérée. Les surfaces intérieure et extérieure sont maintenues à une température constante. L'étude est réalisée pour des nombres de Rayleigh allant de 10^3 à 10^5 . En effet, les effets de différents nombres de Rayleigh thermique sur la convection naturelle ont été étudiés. Le but de cette étude est d'étudier l'influence du

nombre de Rayleigh thermique, et le changement de l'angle d'inclinaison des parois latérales trapézoïdales sur la structure de l'écoulement et la distribution de la température.

Bouras et al.[33] Ont analysé numériquement la convection naturelle laminaire dans un anneau horizontal entre un plan chauffé interne et un demi-elliptique froid externe en utilisant l'approximation de Boussinesq. Les parois internes et externes sont maintenues à température constante. Des solutions numériques sont obtenues à l'aide d'un logiciel de calcul dynamique des fluides commercial, FLUENT, utilisant la méthode des volumes finis. Les effets du nombre de Rayleigh sur le nombre de Nusselt, Nu, ainsi que les champs de vitesse et de température sont étudiés pour la plage de Rat de $1,0 \cdot 10^3$ à $5,0 \cdot 10^5$. Ces résultats montrent que pour un petit nombre de Rayleigh thermique, le transfert de chaleur à l'intérieur de l'anneau est essentiellement contrôlé par le processus de conduction. Au fur et à mesure que le nombre de Rayleigh thermique augmente (10^4), le rôle de la convection devient prédominant. Le taux de transfert de chaleur augmente également. Le but de cette étude est d'observer les effets du nombre de Rayleigh thermique sur la structure de l'écoulement et la distribution de la température. Taloub et al. [34] Ont étudié numériquement la convection naturelle des transferts de chaleur laminaire à l'état stationnaire dans une cavité inclinée semi-elliptique, ils ont étudié l'influence de l'inclinaison de la cavité en faisant varier l'angle entré 0 degré, qui correspond à la cavité horizontale, jusqu'à 15 degrés. Pour chaque inclinaison, ils ont fait varier le nombre de Rayleigh de $2,13 \cdot 10^3$ à 10^6 . Le système d'équations régissant le problème résolu numériquement par le code de calcul fluent basé sur la méthode des volumes finis. Basé sur l'approximation de Boussinesq. Les parois inférieure et supérieure sont maintenues à une température constante. L'intérêt de cette étude est de voir l'influence de l'inclinaison de la cavité demi-elliptique sur la structure de l'écoulement et la répartition de la température. Ces résultats peuvent être exploités dans des serres agricoles semi-elliptiques qui reposent sur des sols en pente. Ils ont choisi un nombre Prandtl 0,71 qui correspond à l'air

Dans la présente étude, nous nous sommes intéressés à la convection naturelle dans un espace annulaire délimité par deux cylindres d'axes horizontaux, cylindre interne carrée chauffé et cylindre externe elliptique froide. Cet espace annulaire est parcouru par un nano fluide eau-cuivre, en régime laminaire et permanent.

Dans ce travail, nous avons étudié l'effet du nombre Rayleigh et la fraction de nano fluide sur la structure de l'écoulement, les distributions de la température et la fonction de

courant ainsi que les taux de transfert de chaleur représentés par les nombres locaux et moyens de Nusselt.

La présente mémoire se répartit en quatre chapitres. Le premier chapitre consiste à une synthèse bibliographique sur les principales thématiques abordées par les chercheurs sur la convection naturelle dans les enceintes fermées et entre deux systèmes annulaires. Le deuxième chapitre est consacré à généralités sur le transfert de chaleur et les nano fluides. Le troisième chapitre est consacré à la formulation mathématique et la méthode numérique. En premier, lieu on introduit les équations de conservation qui régissent l'écoulement ainsi que les conditions aux limites. Ensuite, une description de la méthode numérique utilisée est évoquée. Une mise sous forme adimensionnelle des équations gouvernantes, la discrétisation des équations, et la validation des résultats obtenus, ainsi que les conditions de convergence sont présentées également dans le troisième chapitre.

Une simulation numérique détaillée des champs dynamique et thermique des écoulements de convection naturelle dans la configuration proposée à un nombre de Rayleigh variable dans la gamme de 10^3 à 10^5 pour différent fraction de nano fluide fait l'objet du quatrième chapitre résultats et discussions.

Nous terminerons cette thèse par une conclusion générale sur les résultats obtenus au cours de cette étude et par l'énoncé des perspectives à venir.

Chapitre

II

Généralités sur le transfert de chaleur et les Nanofluides

II.1. Généralité sur le transfert de chaleur

II.1.1 Introduction

Le transfert de chaleur ou le transfert de chaleur entre deux objets est L'interaction énergétique causée par la différence de température entre deux objets. On distingue généralement trois modes de transfert de chaleur: • Conduction thermique ou diffusion thermique. • Rayonnement thermique. • convection. Ces trois modèles sont soumis à des lois spécifiques. Cependant, seule la conduction et Le rayonnement est le moyen de base du transfert de chaleur; ce Bien que la convection soit très importante, elle ne peut connecter que la conduction et Déplacement de fluide [24].

II.1.2 Transfert de chaleur par conduction

Cette méthode de transfert caractérise essentiellement le processus de transfert de chaleur. Entre solides ou solides continus [26], car dans un milieu fluide (ie Liquide ou gaz), faible conductivité thermique. La conduction est le seul mécanisme Participe au transfert de chaleur dans des solides uniformes, opaques et denses. Exemple: chauffer une tige métallique à une extrémité. Par conséquent, nous comprenons intuitivement que la conduction a une origine microscopique. il C'est un mécanisme de diffusion thermique. Cela correspond à Du solide chaud au froid. On définit le flux thermique de base $d\Phi$ Par exemple, la chaleur transférée par unité de temps, écrite comme [23]:

$$\Phi = \frac{dQ}{dt} = - \lambda S \frac{dT}{dx} \quad (\text{II.1})$$

Φ : Le flux de chaleur en watt (W).

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

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

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

dQ : La quantité de chaleur élémentaire(J).

dt : est le temps caractéristique élémentaire (s).

II.1.3 Transfert de chaleur par rayonnement

le rayonnement est le transfert de chaleur d'un corps à un autre sans aucune chaleur le contact entre eux se fait grâce aux fluctuations de l'espace. Ce transfert de chaleur La longueur d'onde impliquée est comprise entre 100 μm et 0,01 μm , allant de l'infrarouge à En couvrant les rayons ultraviolets visibles [26]. C'est donc le seul mode qui peut chauffer la chaleur L'équation de Stefan-Boltzmann peut calculer le flux de vide La chaleur transmise par rayonnement est [23]:

$$\Phi(w) = M.S = \sigma .T^4 .S \quad (\text{II.2})$$

Sachant que :

Φ : Flux de chaleur transmis par rayonnement (W)

$$\sigma = 5,67.10^{-8}$$

est la constante de STEFAN-BOLTZMANN [$\text{W}/(\text{m}^2.\text{k}^4)$].

M : Emittance [W/m^2].

T : température absolue [k].

S : surface [m^2].

II.1.4 Transfert de chaleur par convection

La convection est un moyen de transfert d'énergie. Conduction, accumulation d'énergie et mouvement du milieu. La convection est le mécanisme le plus important pour le transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide. Chi [23] [26]. Donnée par une relation appelée loi de Newton:

$$\Phi = h \cdot S \cdot \Delta T \quad (\text{II.3})$$

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

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

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

h : le coefficient d'échange convectif [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$].



Figure II.1: schéma présentatif de transfert convectif [22].

II.1.4.1. convection naturelle

Dans ce type de convection, le mouvement est causé par des changements de masse. Le volume de fluide qui change avec la température; ce changement produit un champ de force. La gravité détermine le mouvement des particules de fluide, comme indiqué sur la Figure(II.02).[27].

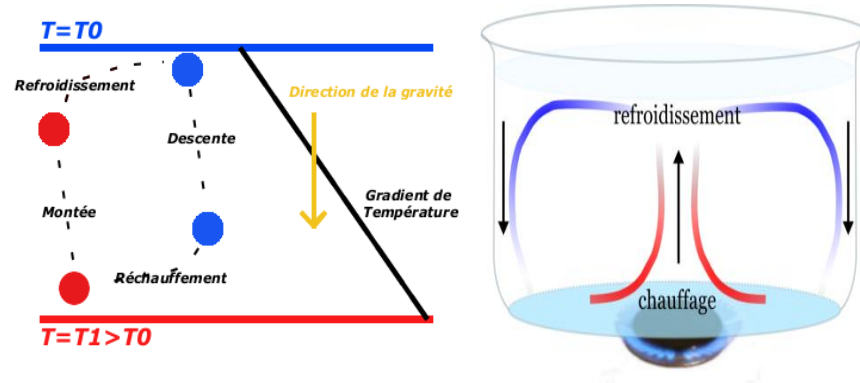


Figure (II .02) : Principe physique de la convection naturelle [23].

II.1.4.2 convection forcée

Dans cette convection, le mouvement est provoqué par un processus Les machines sont indépendantes des phénomènes thermiques (compresseurs, pompes, ventilateurs, et beaucoup plus. ...); Par conséquent, un gradient de pression externe a causé Particules fluides. Par conséquent, l'étude du transfert de chaleur par convection est Étroitement liée à l'écoulement du fluide [27].

II.1.4.3. convection mixte

La convection mixte correspond au couplage des deux phénomènes précédents (Convection naturelle et convection forcée) Les deux convections sont considérées séparément, et l'ordre de grandeur est le même [26]. Ce Le transfert de chaleur par convection mixte et l'écoulement de fluide dans la cavité sont Sujets d'enquête importants car ils affectent de nombreuses applications Ingénierie et phénomènes naturels, tels que l'énergie thermique, l'industrie Pétrochimie, aérospatiale, construction et capteurs solaires, etc. [22]. et, Le problème de la convection mixte est caractérisé par trois paramètres de non-surveillance Dimension, à savoir nombre de Reynolds Re , nombre de Glaschoff, grand nombre Usine [23].

II.2. Généralité sur les Nano-fluides

II.2.1.Introduction

Ces dernières années, plusieurs systèmes énergétiques ont été développés dans le domaine industriel produisant un flux thermique très élevé. Là où les liquides de refroidissement conventionnels (eau, éthylène glycol et huile) ne sont pas efficaces. L'idée d'améliorer les propriétés thermo physiques des fluides est d'introduire dans le fluide de base des particules solides de très bonnes caractéristiques thermiques et de taille nanométrique. Cette nouvelle génération de fluide est appelée (Nano fluide) ce terme a été introduit par Choi[21] au laboratoire Argonne aux États-Unis d'Amérique 1995 et est encore couramment utilisé pour caractériser ce type de suspension colloïdale.

II.2.2.Définition nano-fluides

Les nano fluides sont des solutions colloïdales composées de particules de taille nanométriques en suspension dans un liquide. Les études de ces fluides composites montrent des aptitudes particulièrement intéressantes du fait d'une meilleure conductivité thermique et d'un coefficient d'échange convectif significativement accru par rapport à des liquides classiques, l'eau en particulier. Une telle augmentation de la conductivité thermique du nano fluide ne peut pas seulement être imputée à la plus grande conductivité thermique des nanoparticules en suspension, l'amélioration vient d'une combinaison de plusieurs facteurs physiques simultanés. Le choix des liquides de base est primordial pour un nano fluide, il permet d'assurer la stabilité de la suspension dans le temps et d'éviter tout phénomène d'aggrégations, la sélection d'un tel fluide se fera en fonction de la nature de nanoparticule, les solvants les plus utilisés [23] sont:

- l'eau.
- l'éthylène glycol, EG.
- les huiles.
- le Toluène.

Propriétés thermo-physiques de nano fluide

Dans le tableau II.1 sont présentées les propriétés thermo physiques des liquides et des nanoparticules les plus utilisées dans la littérature des nano fluides.

Propriétés physiques	Eau pure	Cuivre Cu
ρ (kg .m ⁻³)	997.1	8933
C_p (J .kg ⁻¹ .K ⁻¹)	4179	385
κ (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	0.613	400
μ (Kg . m ⁻¹ .K ⁻¹)	0.001002	-
β (K ⁻¹) $\times 10^{-5}$	21	1.67

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

II.2.3 Préparation des nano fluides

Il existe de nombreux procédés de fabrication de nanoparticules. Ils peuvent être classés en deux catégories:

- ✓ Processus physiques, tels que le meulage mécanique
- ✓ Processus chimiques, tels que la pyrolyse ou la précipitation chimique.

En revanche, pour les nano fluides, il existe deux processus distincts:

II.2.3.1 Procédé en une étape (one-step méthode)

Se compose de la dispersion de nanoparticules directement dans un fluide de base (synthèse directe dans un fluide de base) et empêche l'oxydation des particules de métal pur.

II.2.3.2 Procédé en deux étapes (two-step méthode)

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

II.2.4. Applications des nano fluides

- **L'industrie**

Industries au sens large (moteurs thermiques, climatiseurs, composants de puissance, Appareils nucléaires, accélérateurs de particules, services aéronautiques ou aérospatiaux,

etc.), car Réduire la taille ou la consommation des équipements de refroidissement Électricité, car on gagne en efficacité sans se sentir fatigué. Il est estimé Pour doubler le coefficient d'échange, la puissance de la pompe doit être multipliée par 10, soit Énorme et non rentable. Les nano fluides peuvent en partie le surmonter grâce à des améliorations Dans des conditions turbulentes, le coefficient est aussi élevé que 80% sans modifier la puissance requise opération [23].

- **Refroidissement des systèmes électroniques**

Dans la cavité ouverte, le nano fluide est considéré comme Le refroidissement, pour lequel plusieurs études ont été menées, Hamdi et al. [24] Dans les travaux actuels, l'écoulement de fluides convectifs mixtes bidimensionnels et Transfert de chaleur des nano fluides d'eau (Cu, Ag, Al₂O₃ et TiO₂) dans la cavité Entraîné par des couvercles faisant face aux deux côtés et partiellement chauffés par le bas Recherche numérique. Il y a deux sources de chaleur discrètes sur le mur Le boîtier inférieur, cependant, les parois mobiles verticales et le plafond sont refroidis à une température constante. La limite restante du mur inférieur Restez isolé.

- **Refroidissement des systèmes thermiques**

Principalement utilisé pour le refroidissement des systèmes d'énergie et des effets L'influence du facteur de forme sur le mouvement ascendant de l'écoulement du fluide Ce point est Recherche menée par plusieurs groupes de chercheurs dans Bara et al. Le résultat de la convection naturelle du nano fluide dans une cavité fermée remplie D'une part c'est de l'eau pure, d'autre part c'est un mélange d'eau et de nanoparticules (Cu) Pour changer le numéro de Rayleigh [25].

- **Refroidissement des systèmes militaires**

Des exemples d'applications militaires incluent le refroidissement Electronique de puissance et armes à énergie dirigée. Ces derniers Impliquant des flux de chaleur élevés ($q > 500$ à 1000 W / cm^2), ou Les nano fluides ont montré leur efficacité pour refroidir ces systèmes et d'autres Systèmes militaires, y compris les véhicules militaires, les sous-marins et les diodes Laser haute puissance [23].

- **Refroidissement des systèmes nucléaires**

Le MIT ne conserve qu'un seul centre interdisciplinaire Nouvelle nanotechnologie (nano fluide) utilisée dans l'industrie de l'énergie nucléaire. Actuellement, ils évaluent l'impact potentiel de l'utilisation de nano fluides sur la sécurité La performance économique de la neutronique et des systèmes nucléaires [23].

- **biomédecine**

Nanofluides et nanoparticules dans Science biomédicale. Par exemple, afin d'éviter certains effets secondaires de cette méthode Formes traditionnelles de traitement du cancer, les nanoparticules à base de fer ont Employé comme transporteur de drogue. Peut également être utilisé pour une chirurgie plus sûre Produit un refroidissement efficace autour de la zone chirurgicale. Les nano fluides peuvent fournir une solution intéressante pour le refroidissement Miroirs, cibles et filtres laser et à rayons X haute puissance.

II.2.5. Autres applications

Refroidisseur de réfrigérateur à pile à combustible-eau chaude solaire Ménage, combustion diesel, forage, lubrifiant, stockage de chaleur[23]

II.2.6. Avantage des nano fluides

Cependant, les nano fluides présentent des avantages Suivant:

- ✓ Il y a une grande surface de transfert de chaleur entre les particules et le fluide
- ✓ volume est réduit pour obtenir l'équivalent Le transfert de chaleur augmente
- ✓ Par rapport aux liquides traditionnels, il réduit les particules de colmatage et favorise Par conséquent, la miniaturisation du système

- ✓ Propriétés réglables, y compris la conductivité thermique et la mouillabilité de surface, En changeant en fonction de différentes concentrations de particules application.[23]

II.2.7. Inconvénients des nano fluides

- ✓ Les résultats obtenus par différents chercheurs manquent de cohérence
- ✓ Il y a un manque de compréhension théorique du mécanisme conduisant à des changements de performance
- ✓ Mauvaises caractéristiques de suspension. Stabilité des dispersions de nanoparticules
- ✓ Augmentation de la perte de charge et de la puissance de pompage
- ✓ Viscosité plus élevée, chaleur spécifique inférieure
- ✓ Le coût élevé des nano fluides. Difficultés dans le processus de production.[23]

II.2.8. propriétés thermo physiques

II.2.8.1. Nano fluides

Tout fluide conventionnel a des propriétés thermo physiques. En plus de Des particules solides de taille nanométrique dans le fluide de base peuvent provoquer Changer ses propriétés thermo physiques. Efficacité du transfert de chaleur L'aide des nano fluides est décrite par le coefficient de transfert de chaleur de convection, Est fonction de nombreuses propriétés thermo physiques, à savoir la conductivité électrique Chaleur k_{nf} , chaleur spécifique $C_{p,nf}$, coefficient de dilatation thermique β_{nf} , Viscosité μ_{nf} et densité ρ_{nf}

fraction volumique

La fraction volumique est la caractéristique la plus importante des nano fluides car Toutes les autres propriétés sont calculées en fonction de la fraction volumique du nano fluide. Nous pouvons définir la fraction volumique comme le volume de solides ou de particules Le rapport de (nanoparticules) au volume total (nanoparticules + fluide de base) [23]. Augmenter la fraction volumique provoque une déviation significative de l'isotherme entre les nano fluides Et fluide pur. La valeur de la fraction volumique varie entre 0 (fluide de base pur) et 1. La fraction volumique est donnée par [23]:

$$\phi = \frac{V_p}{V_T} \quad (\text{II.4})$$

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

V_T : volume totale [m^3].

Conductivité thermique (K)

Conductivité thermique, exprimée en K ($\text{W.m}^{-1}\text{K}^{-1}$), est la capacité d'un matériau Conduire ou transférer la chaleur [22] à travers Par rapport à des dizaines de pour cent du fluide de base[10] :

A) Modèle de Maxwell

La conductivité thermique effective du nano fluide peut être estimée par le modèle suivant Approximation auto-cohérente de Maxwell. Pour les entités à deux composants en suspension Particules sphériques [24]. Le modèle de Maxwell (1873) est donné par la formule suivante ase :

$$K_{nf} = \frac{K_p + 2K_f + 2\phi(K_p - K_f)}{K_p + 2K_f - \phi(K_p - K_f)} K_f \quad (\text{II.5})$$

Où K_{nf} : la conductivité thermique du nano fluide.

K_f : La conductivité thermique du fluide de base.

K_p : La conductivité thermique des particules solides.

Le modèle de Hamilton-Crosser et le modèle de Yu-Choi, qui tiennent compte de la forme

non sphérique des nanoparticules[10].

B) Modèle de Hamilton & Crosser (1962)

Établissement du modèle Hamilton et Cross pour résoudre la limite du modèle Maxwell. Car ce dernier n'est efficace que dans le cas des particules sphériques. Ce La conductivité thermique apparente du milieu est donnée par l'expression suivante[28] :

$$K_{nf} = \frac{K_s + (n-1) K_f - (n-1)(K_f - K_p)\phi}{K_s + (n-1)K_f + \phi(K_f - K_p)} K_f \quad (\text{II.6})$$

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

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

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

de Maxwell.

C) Modèle de Yu et Choi

Yu et Choi (2003) ont proposé un modèle modifié plus complexe que le modèle Hamilton-Crosser. Ce modèle considère l'effet d'interface entre les particules et le fluide de base, mais n'est efficace que pour les particules sphériques.[22]

$$\frac{K_{nf}}{K_f} = \frac{K_p + 2K_f - 2(1+\beta)^3(K_f - K_p)\varphi}{K_p + 2K_f + (1+\beta)^3(K_f - K_p)\varphi} \quad (\text{II.7})$$

β : Rapport de l'épaisseur de la couche nanométrique sur le rayon des particules.

Viscosité dynamique (μ)

La viscosité peut être définie comme une caractéristique du fluide, de sorte qu'il peut résister Déformé pendant l'exercice. Par conséquent, nous pouvons dire que la viscosité En tant que mesure du frottement interne du fluide. Un liquide très visqueux est Liquide à friction interne élevée. Au fur et à mesure que la viscosité augmente, la viscosité diminue fortement. Température, en particulier pour les concentrations élevées de nanoparticules [24]

Les différents modèles de viscosités :

- **Modèle d'Einstein**

Einstein a déterminé la quantité de dissipation d'énergie autour d'une seule particule dans un fluide. Corréler son énergie avec le travail effectué pour le faire avancer par rapport au fluide. À partir de ce résultat, il a déterminé l'expression décrivant la dépendance linéaire. Viscosité de la suspension à la concentration [28]

$$\mu_{nf} = \mu_f (2.5\varphi + 1) \quad (\text{II.8})$$

Où μ_{nf} : La viscosité dynamique du nano fluide.

μ_f : La viscosité dynamique du fluide de base.

ϕ : la fraction volumique des nanoparticules.

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

- **Modèle de Brinkman**

La formule de Brinkmann (1952) a complété le modèle d'Einstein jusqu'à La concentration volumique est inférieure à 4% [28] La viscosité du nano fluide est donnée par Brinkman :

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1-\phi)^{2.5}} \quad (II.9)$$

- **Modèle de Batchelor**

Batchelor montre que la viscosité est une fonction non linéaire de ϕ en présence de 69 En un semestre

$$\mu_{nf} = \mu_f (6.2 \phi^2 + 2.5\phi + 1) \quad (II.10)$$

- **Modèle de Maiga et al**

D'autres relations ont été proposées dans la littérature, limitées à de bonnes applications. précis. Maiga et ainsi de suite. (2005) propose la corrélation à partir des résultats de mesure [28]:

$$\mu_{nf} = \mu_f (123 \phi^2 + 7.3\phi + 1) \quad (II.11)$$

- **Modèle de Pak et Cho**

$$\mu_{nf} = \mu_f (533.9 \phi^2 + 39.11\phi + 1) \quad (II.12)$$

La masse volumique (ρ)

La densité du nano fluide est proportionnelle à la fraction volumique. L'ajout de nanoparticules augmentera le nombre de particules et augmentera. En littérature, en

L'absence de Les résultats expérimentaux montrent que la densité des nano fluides est généralement La loi du mélange, dans laquelle la chaleur spécifique est supposée être un nano fluide Ensemble (1998) [22]:

$$\rho_{nf} = \varphi \rho_p + (1-\varphi) \rho_f \quad (II.13)$$

Où :

ρ_{nf} : Masse volumique du nano fluide.

ρ_s : Masse volumique de la nanoparticule.

ρ_f : Masse volumique du fluide.

La chaleur massique (C_p)

En suivant l'auteur, nous avons trouvé l'une ou l'autre des deux relations Suivant. De nombreux écrivains, dont Pak et Cho. (1998) utilise:

$$(C_p)_{nf} = (1 - \varphi) (C_p)_f + \varphi (C_p)_p \quad (II.14)$$

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

$$(\rho C_p)_{nf} = (1 - \varphi) (\rho C_p)_f + \varphi (\rho C_p)_p \quad (II.15)$$

$(C_p)_{nf}$, $(C_p)_f$, $(C_p)_p$ désignent respectivement les chaleurs spécifiques du nano fluide, du fluide de base et des nanoparticules [28].

Coefficient d'expansion volumique (β)

Le changement de densité sous l'action de la température est caractérisé par Le coefficient de dilatation thermique est également appelé coefficient de dilatation à pression égale [22]:

$$\beta = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right) \quad (II.16)$$

Pour de nombreux nano fluides, le calcul de la valeur du coefficient L'auteur a utilisé les premiers travaux sur les nano fluides, etc. La relation avec la densité déterminée est la suivante :

$$\beta_{nf} = (1 - \varphi) \beta_f + \varphi \beta_p$$

Chapitre

III

Formulation mathématique

Dans ce chapitre, nous décrivons et formulons des modèles physiques, mathématiques et Simplifiez les hypothèses et les conditions aux limites appropriées. Chaque Les phénomènes physiques sont généralement représentés par des équations mathématiques (équations Différentiel) représente un modèle de ce phénomène. La modélisation Le comportement des phénomènes temporels et spatiaux doit être exprimée. Et nous avons mentionné le principe de fonctionnement du programme arithmétique utilisé dans ce calcul

"FLUENT 6.3.26", qui prend par défaut la résolution de l'équation de transport Paramètres et conditions d'écoulement adaptés par la méthode des volumes finis .

III.1.1.Equation de continuité

III.1.1. Mise en équation du problème

III.2.1.1. Modèles physique

Figure III.1 présente le. Le problème traité est un cylindre carrée, situé à l'intérieur d'une clôture cylindre elliptique avec une excentricité $e (=0.7)$. La paroi de la clôture extérieur elliptique a été maintenue à une basse température constante T_F , et le cylindre carrée caractérisé par une longueur de côté L , est maintenu à température élevée constante T_C .

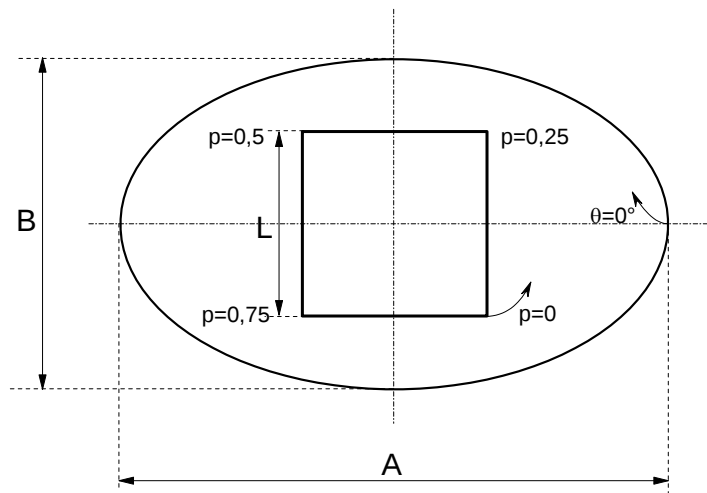


Fig III.1. Le modèle physique

III .1.1.2. Modèle mathématique

Les équations présentées dans cette partie sont basées sur des hypothèses qu'il convient de rappeler :

- L'écoulement est stationnaire
- L'écoulement est bidimensionnel
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable
- Le travail, induit par les forces visqueuses et de pression, est négligeable
- Le volume reste constant sous l'action d'une pression externe (fluide isovolume), alors que sa masse volumique varie linéairement telle que $\rho = \rho_0 [1 - \beta(T - T_0)]$ où β est le coefficient d'expansion thermique et ρ_0 la masse volumique à la température de référence T_0 définie par : $T_0 = \frac{T_C + T_F}{2}$

III.2.Equations gouvernantes

L'équation qui contrôle le flux est la continuité, Navier-stokes et les équations énergétiques représentent respectivement la conservation de la masse, Volume et énergie. Vous pouvez utiliser les champs de vitesse et de température dans ces équations. Évaluation des paramètres de transfert de chaleur (nombre de Nusselt dans la cavité.

III.2.1. Equation de continuité

C'est l'équation représentant la loi de conservation de la masse Contrôle du matériel.

Mathématiquement exprimé sous la forme suivante [26] :

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

III.2.2. Equation de quantité de mouvement (ou équation de Navier-Stokes)

Le principe du maintien de l'élan rend la mise en place de La relation entre les caractéristiques du fluide en cours de mouvement et ses causes produire. Il indique le taux de changement de l'élan contenu dans l'élan La quantité de contrôle est égale à la somme de toutes les forces externes qu'elle contient application. Il est écrit sous la forme suivante:

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

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

III.2.3. Equation de conservation d'énergie

L'équation de conservation de l'énergie est dérivée des premiers principes de la thermodynamique. Ce principe relie différentes formes d'énergie, à savoir:

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

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 β sont respectivement, la capacité calorifique, la conductivité thermique et le coefficient de dilatation isobare du fluide.

III.3. Equations du problème

Nous pouvons établir les différentes équations nécessaires pour résoudre les problèmes de recherche suivants:

III.3.1. Equations de continuité

Après avoir appliqué les hypothèses précédentes, nous obtenons:

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} = 0 \quad (\text{III.4})$$

v est la composante du champ de vitesse V (u, v) dans les directions x et y respectivement..

III.3.2. Equations de quantité de mouvement :

L'équation de la quantité de mouvement s'écrit comme suit:

Suivant x :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + V \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} + \frac{\partial \rho}{\partial x} + v \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (\text{III.5})$$

Suivant y :

$$u \frac{\partial V}{\partial x} + V \frac{\partial V}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} + \frac{\partial \rho}{\partial x} + v \left(\frac{\partial^2 V}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial y^2} \right) - g\beta(T - T_0) \quad (\text{III.6})$$

III.3.3. Equations de l'énergie :

L'équation énergétique est obtenue en appliquant le principe de conservation L'énergie dans les directions x et y est la suivante:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + V \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{III.7})$$

Équations différentielles pour la continuité, l'élan et l'énergie Modèle mathématique du flux de convection naturelle laminaire

III.4. Formulation adimensionnelle du problème

Pour classer les variables dépendantes et indépendantes, nous utilisons Une quantité de caractéristiques constante dans tout le champ de flux, et Température. Ces quantités sont:

L, V₀, T_p, T_f et P₀.

Nous considérons les coordonnées cartésiennes et définissons des variables sans dimension
Suivant:

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

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

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

III.4.1. Forme adimensionnelle de l'équation de continuité

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial u}{\partial X} \frac{\partial X}{\partial x} = \frac{\partial U}{\partial X} \left(\frac{V_0}{L} \right) \quad (\text{III.8})$$

$$\frac{\partial v}{\partial y} = \frac{\partial v}{\partial Y} \frac{\partial Y}{\partial y} = \frac{\partial V}{\partial Y} \left(\frac{V_0}{L} \right) \quad (\text{III.9})$$

Substituant (III.8) et (III.9) dans (III.4) :

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

Donc :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (\text{III.10})$$

III.4.2. Forme adimensionnelle des équations de quantité de mouvement

-L'équation de quantité de mouvement suivant x

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial u}{\partial \tau} \frac{\partial \tau}{\partial t} = V_0 \frac{\partial U}{\partial \tau} \left(\frac{V_0}{L} \right) = \left(\frac{V_0^2}{L} \right) \frac{\partial U}{\partial \tau} \quad (\text{III.11})$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} = V_0 \times U \left(\frac{\partial u}{\partial x} \frac{\partial X}{\partial x} \right) = V_0 \times U \left(V_0 \frac{\partial U}{\partial X} \frac{1}{L} \right) = U \frac{\partial U}{\partial X} \left(\frac{V_0^2}{L} \right) \quad (\text{III.12})$$

$$u \frac{\partial u}{\partial y} = V_0 \times U \left(\frac{\partial u}{\partial Y} \frac{\partial Y}{\partial y} \right) = V_0 \times V \left(V_0 \frac{\partial U}{\partial Y} \frac{1}{L} \right) = U \frac{\partial U}{\partial Y} \left(\frac{V_0^2}{L} \right) \quad (\text{III.13})$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) = \frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{\partial u}{\partial X} \frac{\partial X}{\partial x} \right) = \frac{\partial}{\partial X} \left(V_0 \frac{\partial U}{\partial X} \frac{1}{L} \right) = \frac{V_0}{L} \times \frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{\partial U}{\partial X} \right) \frac{\partial X}{\partial x} \left(\frac{V_0}{L^2} \right) \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} \quad (\text{III.14})$$

$$\frac{\partial^2 u^2}{\partial y^2} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial u}{\partial Y} \frac{\partial Y}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(V_0 \frac{\partial U}{\partial Y} \frac{1}{L} \right) = \frac{V_0}{L} \times \frac{\partial}{\partial Y} \left(\frac{\partial U}{\partial Y} \right) \frac{\partial Y}{\partial y} = \left(\frac{V_0}{L^2} \right) \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \quad (\text{III.15})$$

La substitution de (III.10) , (III.11) , (III.12) , (III.13) , (III.14) ,)dans (III.5) donne :

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} + U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\vartheta}{\nu_0 L} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right)$$

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

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} + u \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{III.16})$$

-L'équation de quantité de mouvement suivant y :

$$\frac{\partial v}{\partial \tau} = \frac{\partial v}{\partial \tau} \frac{\partial \tau}{\partial t} = V_0 \frac{\partial V}{\partial \tau} \left(\frac{V_0}{L} \right) = \frac{\partial V}{\partial \tau} \left(\frac{V V_0^2}{L} \right) \quad (\text{III.17})$$

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

$$v \frac{\partial v}{\partial y} = V_0 \times V \left(\frac{\partial v}{\partial Y} \frac{\partial Y}{\partial y} \right) = V_0 \times V \left(V_0 \frac{\partial V}{\partial Y} \frac{1}{L} \right) = V \frac{\partial V}{\partial Y} \left(\frac{V_0^2}{L} \right) \quad (\text{III.19})$$

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

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

La substitution de (III.16), (III.17), (III.18) , (III.19) et (III.20) dans (III.6) donne :

$$\frac{\partial V}{\partial \tau} + U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{\nu}{\nu_0 L} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + \frac{g \beta \Delta T}{\nu_0^2} L \theta \quad (\text{III.22})$$

Introduire le rapport du nombre de Grashof $Gr = (g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L^3) / \nu^2$ pour mesurer la force

L'effet de la gravité sur la force visqueuse agissant sur le fluide (représentant l'effet de la flottabilité), et La formule pour Richardson

$Ri = Gr / Re^2$ est :

$$\frac{\partial V}{\partial \tau} + U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + Ri \theta \quad (\text{III.23})$$

III.4.3. Forme adimensionnelle de l'équation d'énergie

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} \frac{\partial \tau}{\partial t} \right) = \left(\Delta T \frac{\partial \theta}{\partial \tau} \frac{V_0}{L} \right) = \left(\frac{V_0 \times \Delta T}{L} \right) \frac{\partial \theta}{\partial \tau} \quad (\text{III.24})$$

$$u \frac{\partial T}{\partial X} = V_0 \times U \left(\frac{\partial T}{\partial X} \frac{\partial X}{\partial x} \right) = V_0 \times U \left(\Delta T \frac{\partial \theta}{\partial X} \frac{1}{L} \right) = \left(\frac{V_0 \times \Delta T}{L} \right) U \frac{\partial \theta}{\partial X} \quad (\text{III.25})$$

$$v \frac{\partial T}{\partial y} = V_0 \times V \left(\frac{\partial T}{\partial Y} \frac{\partial Y}{\partial y} \right) = V_0 \times V \left(\Delta T \frac{\partial \theta}{\partial Y} \frac{1}{L} \right) = \left(\frac{V_0 \times \Delta T}{L} \right) V \frac{\partial \theta}{\partial Y} \quad (\text{III.26})$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial T}{\partial X} \frac{\partial X}{\partial x} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Delta T \frac{\partial \theta}{\partial X} \frac{1}{L} \right) = \frac{\Delta T}{L} \times \frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{\partial \theta}{\partial X} \right) \frac{\partial X}{\partial x} = \left(\frac{\Delta T}{L^2} \right) \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} \quad (\text{III.27})$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial T}{\partial Y} \frac{\partial Y}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(\Delta T \frac{\partial \theta}{\partial Y} \frac{1}{L} \right) = \frac{\Delta T}{L} \times \frac{\partial}{\partial Y} \left(\frac{\partial \theta}{\partial Y} \right) \frac{\partial Y}{\partial y} = \left(\frac{\Delta T}{L^2} \right) \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \quad (\text{III.28})$$

Remplaçant par (III.23), (III.24), (III.25), (III.26) et (III.27) dans (III.7) :

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\alpha}{V_0 L} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{III.29})$$

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

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{RePr} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{III.30})$$

III.5. Conditions aux limites

L'écoulement envisagé a lieu entre deux cylindres coaxiaux horizontaux, un cylindre externe elliptique est caractérisé par une excentricité $e = 0.7$, et un cylindre interne carré est caractérisé par la hauteur L . La configuration utilisée est schématisée par la figure III.1.

Les conditions initiales sont :

$$u = v = 0 \quad (\text{III.31})$$

$$T = T_0 (= T_F) \quad (\text{III.32})$$

En outre, les conditions aux limites sur le système sont :

Cylindre interne (carrée)

$$u = v = 0 \quad (\text{III.33})$$

$$T = T_C \quad (\text{III.34})$$

Cylindre externe (ellipse)

$$u = v = 0 \quad (\text{III.35})$$

$$T = T_F \quad (\text{III.36})$$

III.5.1. Calcul du nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt local est défini sur la longueur caractéristique L comme.

$$Nu_L = L \left. \frac{\partial \theta}{\partial \vec{n}} \right|_{wall} \quad (III.37)$$

Où $\vec{n}$ vecteur normal sur la paroi et θ la température sans dimensions.

La longueur du carrée (P) et le périmètre de l'ellipse (Pe) ont été choisis en tant que longueur caractéristique L.

Le nombre moyen de Nusselt pour le l'ellipse externe et le carrée intérieur peut être évalué par :

$$\overline{Nu}_{ellipse} = \frac{1}{P_e} \int_0^{P_e} Nu_L dP_e \quad (III.38-a)$$

$$\overline{Nu}_{carrée} = \frac{1}{P} \int_0^P Nu_L dP \quad (III.38-b)$$

Où P est le hauteur du carrée.

Le nombre de Nusselt moyen pour les deux surfaces est :

$$Nu_{moy} = \frac{\overline{Nu}_{ellipse} + \overline{Nu}_{carrée}}{2} \quad (III.39)$$

III.5.2.Nombre de Prandtl

Le nombre de Prandtl est proportionnel au rapport de la diffusivité de l'impulsion à la diffusivité thermique. Il a décrit l'importance relative des effets thermiques et visqueux.

Il peut être exprimé comme suit:

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (III.40)$$

III.5.3.Nombre de Rayleigh

Le nombre de Rayleigh est proportionnel au produit de la grandeur relative de la poussée d'Archimède et de la résistance visqueuse multipliée par la diffusivité thermique. Il peut être exprimé comme [26] :

$$Ra = \frac{g\beta}{\nu\alpha}(T_s - T_\infty)L_h^3 = Gr \cdot Pr \quad (III.41)$$

Où T_s : La température de la paroi [C°].

T_∞ : La température du fluide loin de la paroi [C°].

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

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

III.6.Modèle Numérique

Il existe de nombreuses méthodes numériques pour résoudre les types d'équations Différences, nous pouvons donner un exemple:

- 1- Méthode des différences finies
- 2- Méthode des éléments finis

III.6.1.Méthode des volumes finis

Dans notre travail, nous avons effectué des simulations numériques en utilisant le code suivant Le calcul "FLUENT 6.3.26", qui prend par défaut la résolution de l'équation de transport Paramètre set conditions d'écoulement adaptés par la méthode des volumes finis Utilisez suffisamment de restrictions. Nous avons utilisé le pré-logiciel "GAMBIT2.4.6" pour le maillage.

III.7.1.Procédure Numérique

Afin de résoudre numériquement les équations aux dérivées partielles établies dans les équations Dans le chapitre précédent, nous continuerons à discrétiser pour obtenir un Un système d'équations algébriques dont la résolution permet de déterminer Considérez toutes les variables du problème. La méthode des volumes finis a été utilisée Effectuer la discrétisation et utiliser un algorithme SIMPLE pour corriger La pression sur la grille inégale. La méthode des volumes finis a été ciblée sur Il a été proposé pour la première fois par Patankar et Spalding en 1971, et publié par Patankar en 1980, Méthode des volumes finis basée sur la technologie discrète Les équations de conservation différentielles partielles deviennent des équations algébriques, qui peuvent être Solution numérique. Le domaine de calcul est divisé en un nombre limité de sous-domaines Les basiques, appelés volumes de contrôle, contiennent chacun un nœud appelé nœud Principalement, comme le montre la figure III.1. La technologie de contrôle du volume comprend L'intégrale de l'équation différentielle partielle sur chaque variable de contrôle Obtenez une équation discrète qui conserve toutes les quantités physiques dans un seul volume contrôler. Les différentes étapes de la méthode des volumes finis sont:

La discrétisation du domaine est considérée dans la quantité de contrôle.

- Expression intégrale d'équations aux dérivées partielles différentielles.
- Écrivez des équations algébriques aux nœuds de la grille.
- Obtenez la résolution du système d'algèbre linéaire.

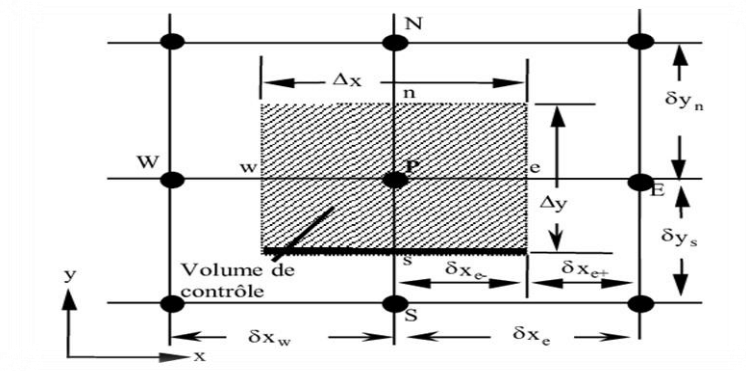


Figure III.2 :Volume de contrôle bidimensionnel.

Le volume de contrôle est illustré à la Figure III.2. Pour le nœud principal P, Les points E et W (est et ouest) sont voisins dans la direction x, tandis que les points N et S (nord et Sud) fait référence à ceux dans la direction y. Le volume de contrôle autour de P est donné par Poly ligne. Points e et w dans le plan où se trouve la surface du volume de contrôle Dans la direction x, n et s sont dans la direction y. Dans cette mémoire, le problème est résolu par le logiciel FLUENT, Basé sur la méthode des volumes finis, en utilisant le schéma QUICK pour la discrétisation Discrétisation de l'équation de la quantité de mouvement et de l'équation de l'énergie.

III.7.2.Maillage

Il s'agit d'une subdivision du domaine de recherche, divisée en grilles verticales et horizontales, comprenant L'intersection représente un nœud où l'on trouve la variable P et ses composantes u et v Le vecteur au milieu du segment de ligne reliant deux nœuds adjacents. Discrétisation Obtenez la valeur absolue du domaine grâce à une grille composée d'un réseau de points (nœuds). Par conséquent, un élément de volume de contrôle est défini autour de chaque nœud.

Ces quantités scalaires de pression et de température sont stockées dans le nœud P de la grille (Figure II.3 (a)), et les quantités vectorielles u et v sont stockées au milieu des segments de ligne reliant les nœuds. L'équation générale de transport est intégrée sur le volume de contrôle lié à la variable scalaire, et l'équation de quantité de mouvement est intégrée sur le volume de contrôle lié à la composante de vitesse. Par rapport à la commande principale, le volume de contrôle de la composante longitudinale u se déplace dans le x direction. Dans le volume (Figure III.3 (b)), le volume de la composante

transversale v se déplace dans la direction y (Figure III.3 (c)). Ce type de grille est appelé «grille de décalage», qui peut bien se rapprocher de la convection et mieux évaluer le gradient de pression et la stabilité numérique de la solution. La structure du volume de contrôle et de la grille de décalage est illustrée à la Figure III.3.

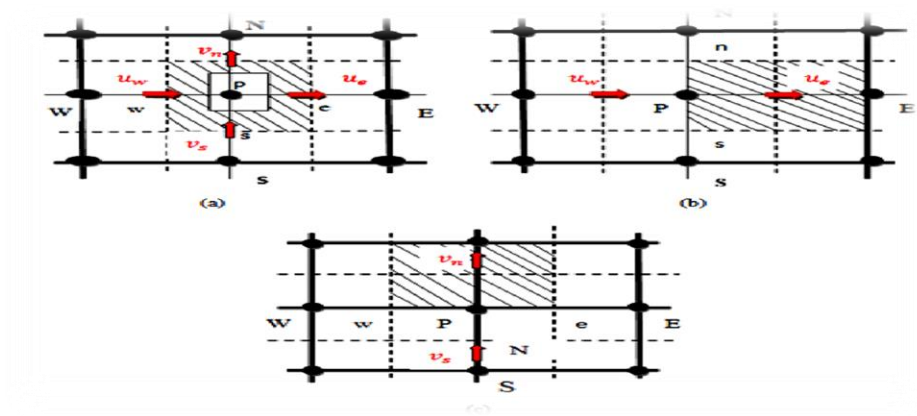


Figure III.3 : Schéma du maillage

III.7.3. Présentation des logiciels Gambit et Fluent

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

III.7.3.1. 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.

III.7.3.2. 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 :

- Écoulements 2D ou 3D.

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

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

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

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

Chapitre

IV

Résultats et discussion

Dans ce chapitre nous avons effectué des simulations numériques de convection naturelle dans un système annulaire fermée, ce système comportant deux cylindres confocaux une ellipse externe et carre interne. La méthode des volumes finis a été appliquée pour effectuer une simulation numérique d'une convection naturelle laminaire à deux dimensions. Le système d'équations régissant le problème a été résolu numériquement par le code de calcul Fluent basé sur la méthode des volumes finis. Dans ces simulations, l'approximation de Boussinesq a été considérée. Le fluide dans les anneaux est un nano fluide Cu – eau. Les propriétés thermo physiques des nanoparticules de cuivre et du fluide de base sont données dans le tableau précédent. Les surfaces intérieure et extérieure sont maintenues à une température constante. L'étude est réalisée pour des nombres de Rayleigh allant de 10^3 à 10^5), fraction volumique des nanoparticules. 0 ,0.02 et 0,04. Les résultats sont présentés sous forme de lignes de courant, de graphiques isothermes et de nombres locaux et moyens de Nusselt.

IV.1 . Validation des résultats

De façon à vérifier l'exactitude des résultats numérique obtenus dans le présent travail, une validation du code numérique a été faite en prenant en compte certaines études numériques disponibles dans la littérature.

La convection naturelle entre les cylindres elliptiques horizontaux confocal par Elshamy [20] a été choisie pour la validation de la présente étude. Des validations ont été présentées

sous forme des isothermes et de lignes de courants pour deux nombres de Rayleigh différents (fig. IV.1). En outre, le nombre de Nusselt local a été comparé à la référence [20] pour différents nombres de Rayleigh s'étendant de 10^4 à 10^5 (fig. IV.2).

Pour le cas de deux ellipsoïdes horizontaux confocaux, l'excentricité de la paroi intérieure et externe ont été prises 0.9 et 0.4, respectivement, et le nombre de Rayleigh égal à 10^4 (fig. IV.1). Les nombres de Nusselt locaux de l'ellipse cylindrique intérieure et externe pour deux nombres de Rayleigh basés sur la description en papier original ont été tracés à (fig. IV.2). Le résultat indique un accord acceptable avec les résultats qui ont été présentés dans Refs [20].

Dans tous les cas, les résultats montrent que deux cellules symétriques de recirculations sont formées aux droite et gauche de la symétrie verticale de la cavité. Cela dû à la force de flottabilité produite par gradient de température.

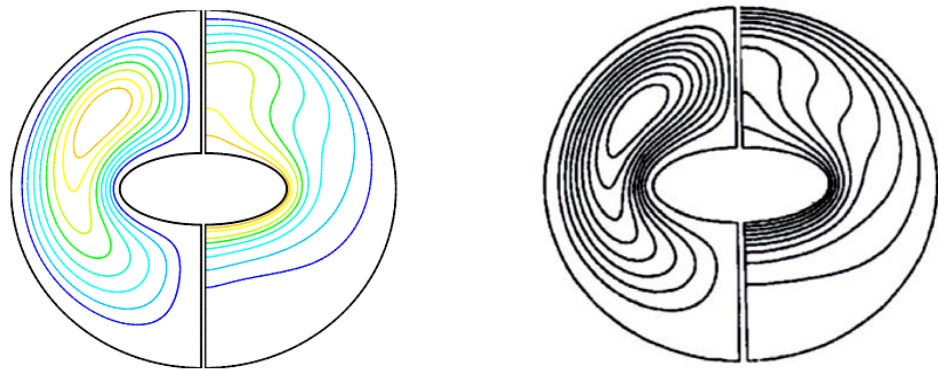


Fig .IV.1 Ligne de courant (moitié gauche) et isothermes (moitié droite) à $Ra_i=10^4$

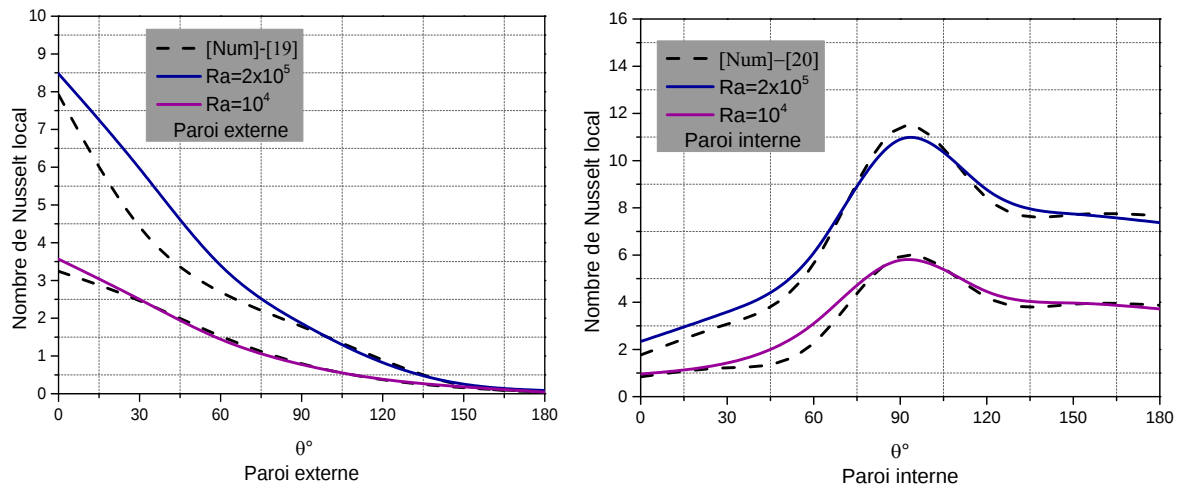


Fig.IV.2 Nombre Nusselt local de le long des ellipses internes et externes et comparaison avec la référence [20].

IV.2 . Influence du nombre de Rayleigh thermique

Dans les figure IV (3,4,5 et 6), les isothermes et les lignes de courant sont tracées pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh thermique et différentes fraction volumique des nanoparticules. Nous remarquons que ces isothermes et ces lignes de courant sont symétriques par rapport au plan vertical fictif médian. Les figures IV (3,4,5 et 6), montrent que le régime de l'écoulement est monocellulaire, du côté gauche du plan de symétrie, l'écoulement tourne dans le sens trigonométrique et du côté droit, il est de sens contraire (les particules du fluide se déplacent vers le haut sous l'action des forces de pesanteur le long de la paroi chaude interne puis descendent au voisinage de la paroi froide du cylindre elliptique extérieur).

Pour $Ra=10^3$, la convection laminaire est faible, la figure IV.3 représente les lignes de courant du fluide dont l'écoulement s'organise en deux cellules principales qui tournent très lentement dans des sens opposés. Les isothermes sont des courbes fermées et concentriques qui épousent assez bien les profils des parois. Dans ce cas la distribution des températures est simplement décroissante de la paroi chaude vers la paroi froide. On peut dire que l'essentiel des transferts thermiques se fait par conduction au niveau de la paroi chauffée, bien que les champs des vitesses soient différents de zéro. La convection est donc relativement faible, les valeurs de la fonction de courant qui sont données sur les figures sont très petites.

Cependant pour $Ra=10^4$, les lignes isothermes de la figure (IV.4) se transforment de manière symétrique par rapport à l'axe vertical et se modifient sensiblement, et les valeurs de la fonction de courant mentionnées sur la même figure augmentent aussi sensiblement, ce qui

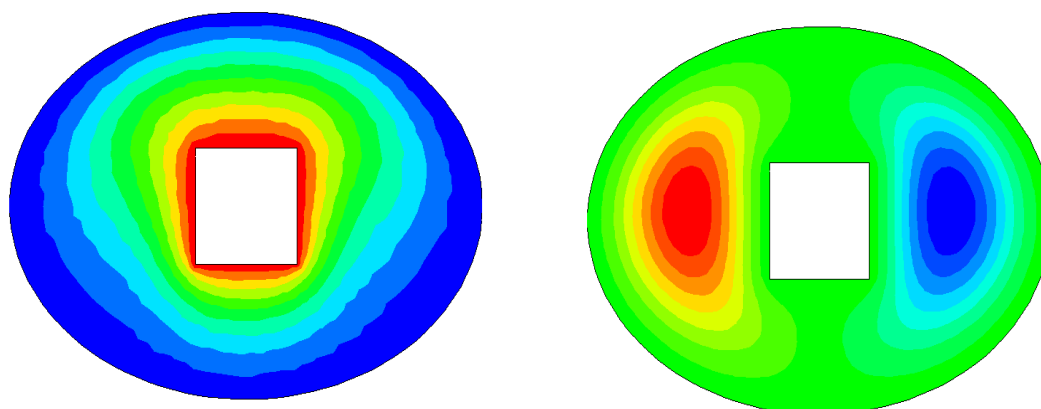
traduit une augmentation de la convection, mais qui reste relativement faible comme le montre l'allure des lignes isothermes.

Les figures (IV) pour $Ra=10^5$ montrent que les lignes isothermes se modifient et finissent par adopter la forme d'un champignon. La distribution de la température est décroissante de la paroi chaude vers la paroi froide. Le sens de la déformation des isothermes est conforme au sens de rotation des lignes de courant. En régime laminaire, on peut dire que, sous l'action du mouvement des particules qui décollent de la paroi chaude au niveau de l'axe de symétrie, les lignes isothermes se « voûtent » et s'éloignent de la paroi à cet endroit. Les valeurs des fonctions de courant augmentent ce qui signifie que la convection s'intensifie.

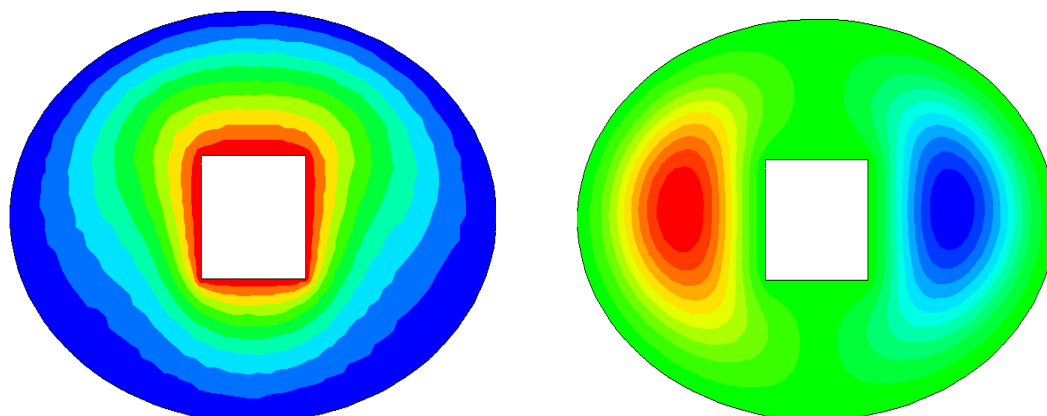
les isothermes sont affectées par la présence de nanoparticules. En fait, l'existence de nanoparticules provoque une accumulation des isothermes près de la paroi chaude ce qui signifie une amélioration du taux de transfert de chaleur.

Lorsque $Ra = 5.10^5$, les couches limites thermiques deviennent plus minces et les isothermes deviennent stratifiées. Si on compare les isothermes dans les figures pour différentes valeurs de Ra , on peut noter que lorsque le Ra augmente, les isothermes se rapprochent les unes des autres dans la zone située près du mur inférieur chauffé c.-à-d. que les gradients de la température deviennent plus élevés à proximité de la paroi inférieure chauffée. Ceci implique une augmentation du transfert thermique à travers la paroi inférieure de l'enceinte pour un plus haut nombre de Ra . Donc on peut dire que les températures les plus élevées sont celles du nanofluide 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.

$\Phi = 0$



$\Phi = 0.02$



$\Phi = 0.04$

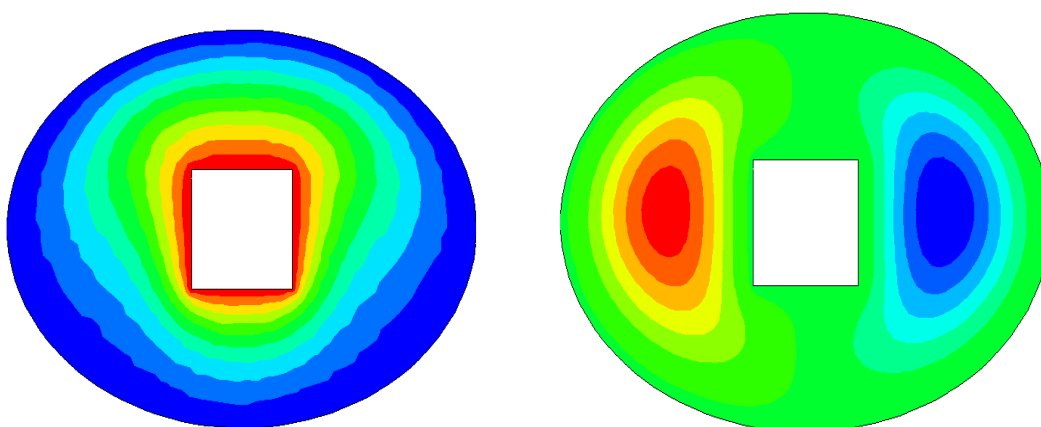
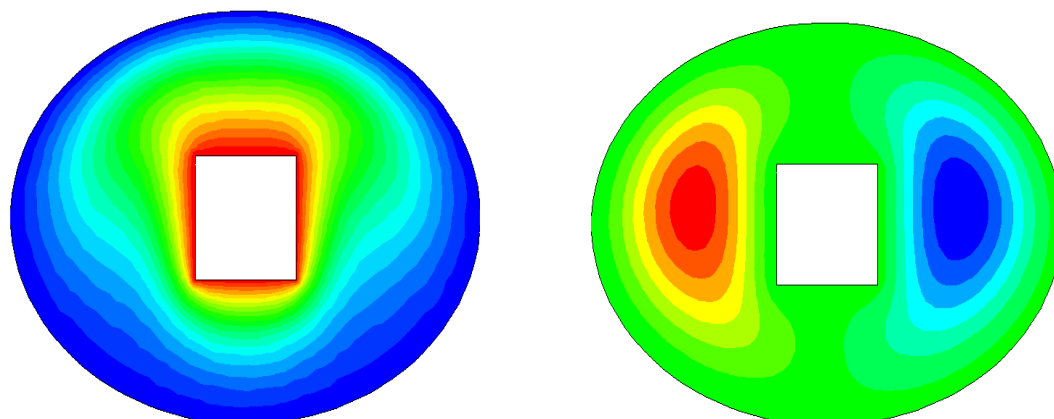
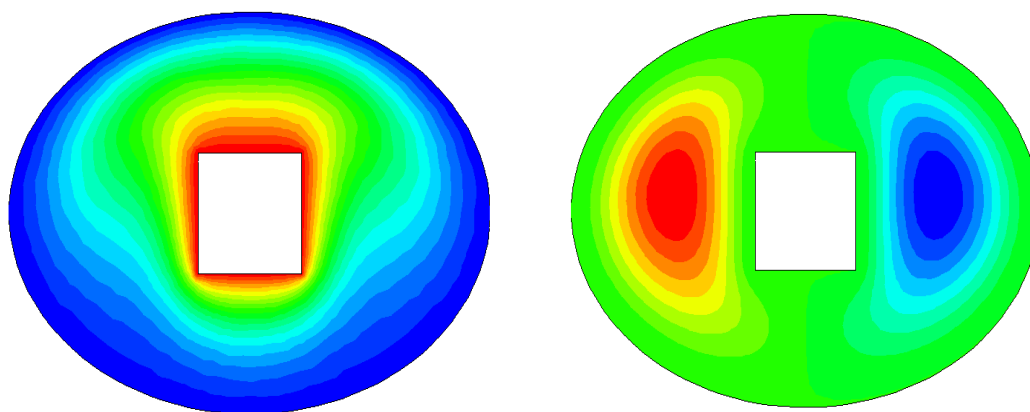


Fig. IV.3. Isothermes et lignes de courant pour différentes valeurs de fraction volumique lorsque $Rat=10^3$.

$\Phi = 0$



$\Phi = 0.02$



$\Phi = 0.04$

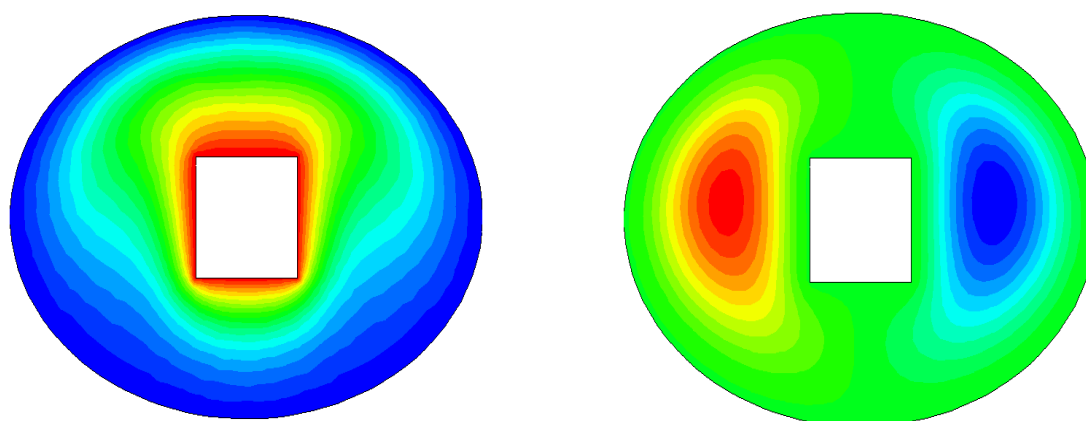
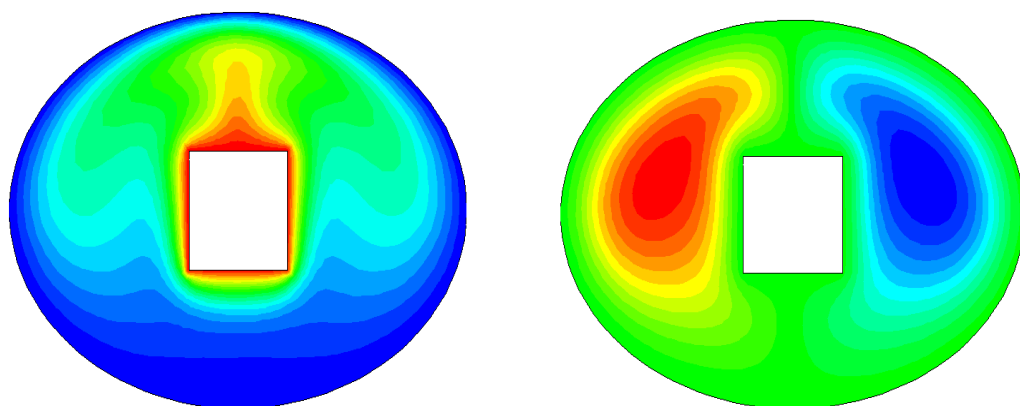
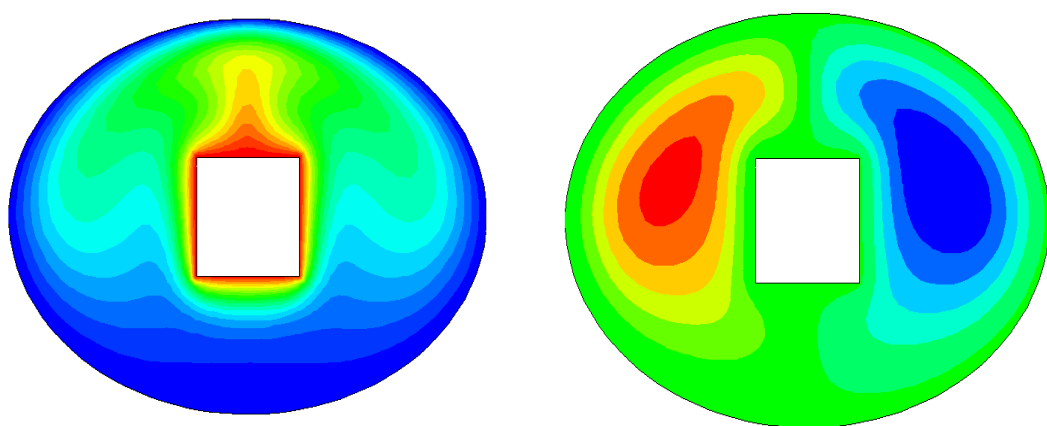


Fig. IV.4. Isothermes et lignes de courant pour différentes valeurs de fraction volumique lorsque $Ra_t = 10^4$.

$\Phi = 0$



$\Phi = 0.02$



$\Phi = 0.02$

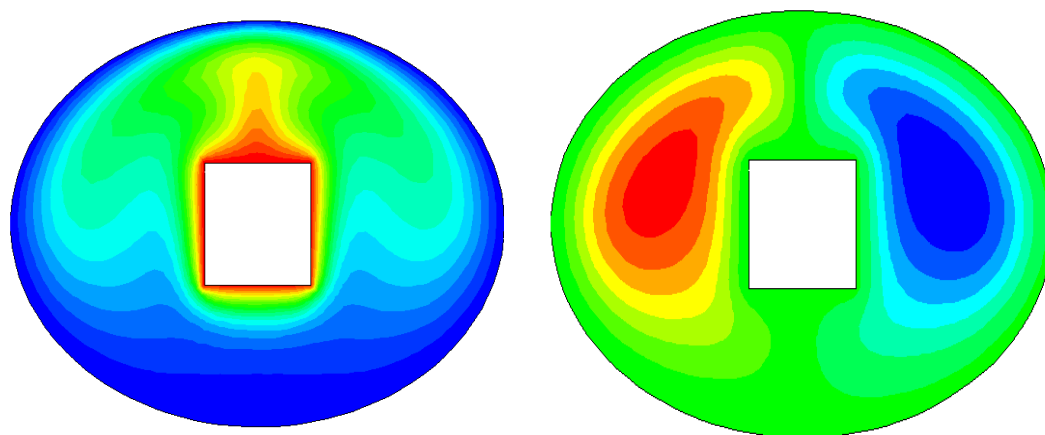
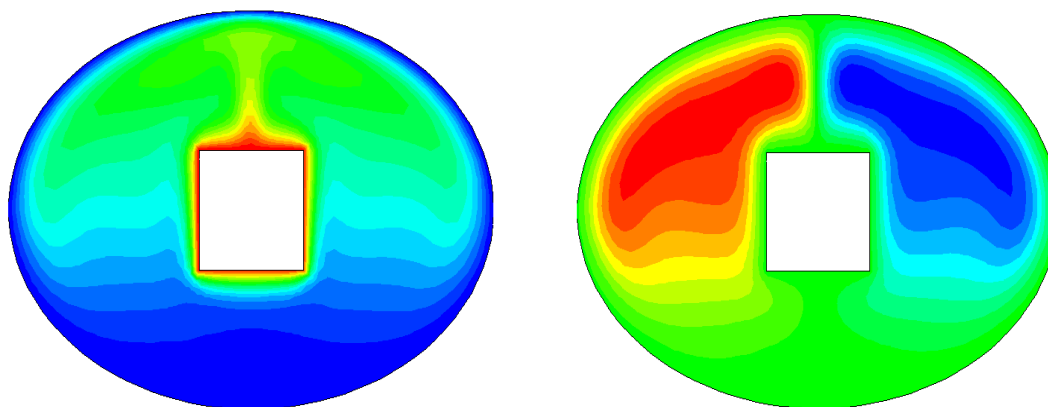
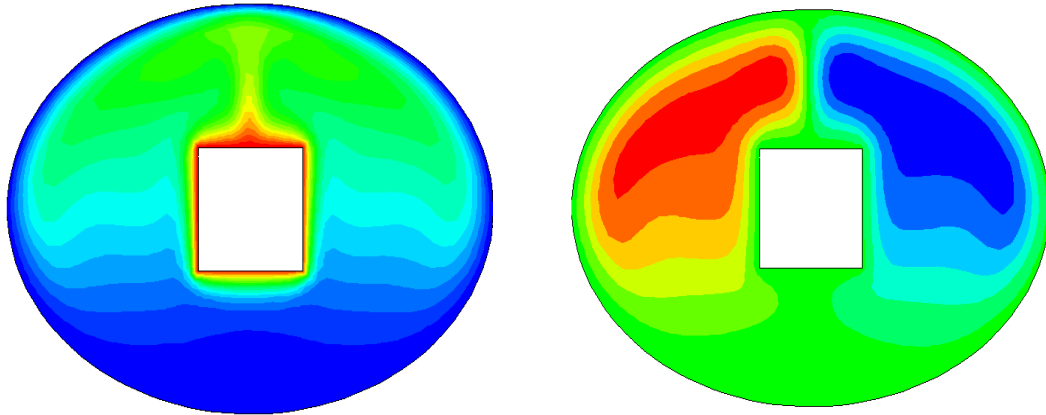


Fig. IV.5. Isothermes et lignes de courant pour différentes valeurs de fraction volumique lorsque $Rat=10^5$.

$\Phi = 0$



$\Phi = 0.02$



$\Phi = 0.04$

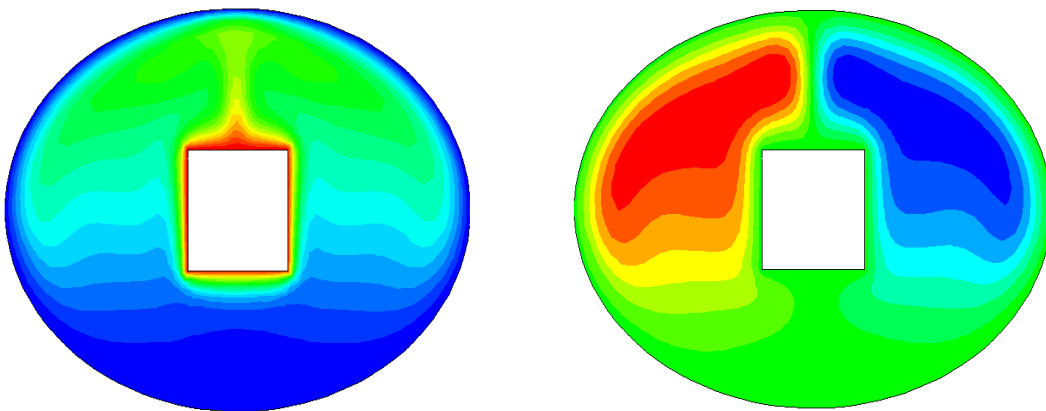


Fig. IV.6. Isothermes et lignes de courant pour différentes valeurs de fraction volumique lorsque $Ra = 5.10^5$

IV.3. nombre de Nusselt

La figure (III.14) montre la variation de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh pour différentes concentrations volumiques de nanoparticules. Il est clair que lorsque le nombre de Ra augmente, le nombre moyen de Nusselt augmente. Ceci est prévu parce que si le niveau de température au-dessous du mur augmente, menant à une amplification du coefficient de transfert thermique, qui est inversement proportionnel à la température du mur. Cette augmentation est plus considérable pour les nombres de Ra les plus élevés où la convection est le mode de transfert de chaleur dominant. On remarque aussi que les valeurs du Nusselt pour le

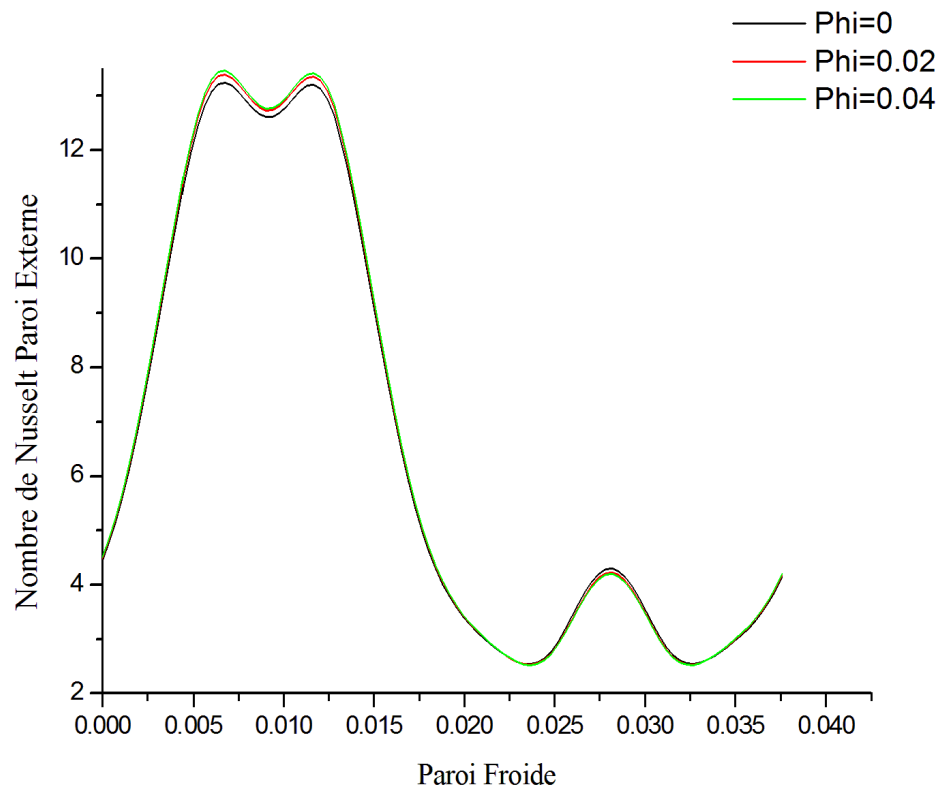
nanofluides sont plus élevées par rapport à celles de l'eau pure. Ceci est dû à l'augmentation de la conductivité du nanofluides par rapport à celle de l'eau pure, ce qui augmente le transfert thermique par diffusion (conduction) à travers la paroi inférieure.

IV.3 .1.Variation du nombre de Nusselt local sur la paroi du cylindre elliptique extérieur

La distribution du nombre de Nusselt local sur les surfaces externe de l'anneau est illustrée sur la figure IV.7.pour différentes valeurs de la fraction volumique des nanoparticules.

On remarque qu'avec l'augmentation du nombre de Rayleigh, la valeur du nombre de Nusselt local augmente. On observe aussi sur cette figure, que Nu_e est maximum dans la région sommitale ($\theta=90^\circ$) et minimum dans la partie basse de l'enceinte ($\theta=270^\circ$) où le fluide est pratiquement immobile.

A) $Ra=10^3$



B) $Ra=10^4$

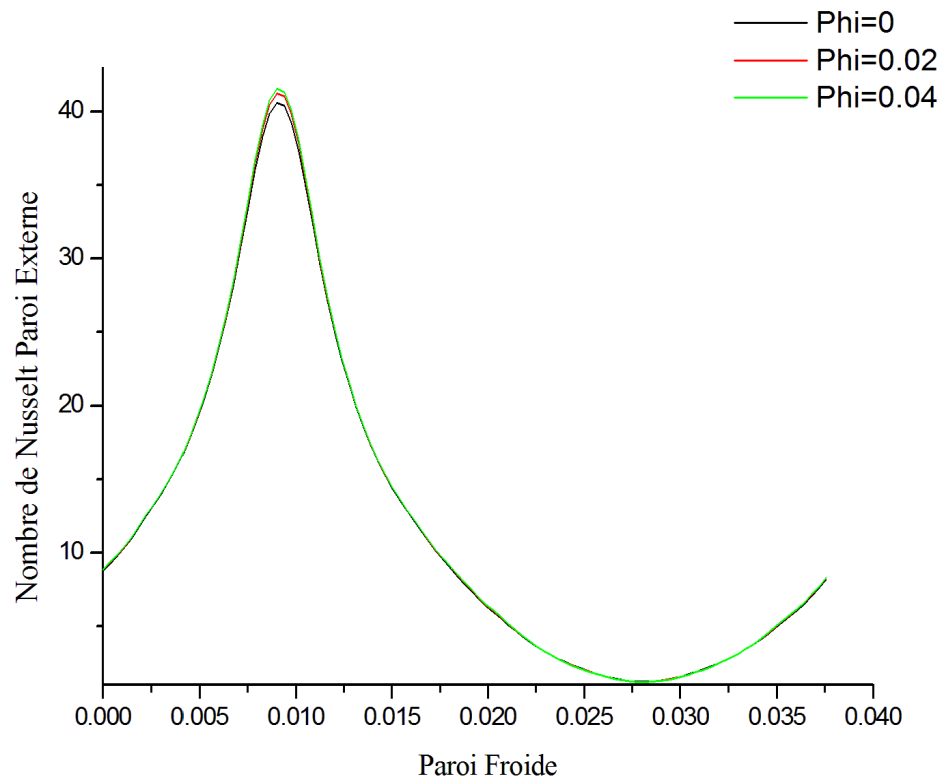


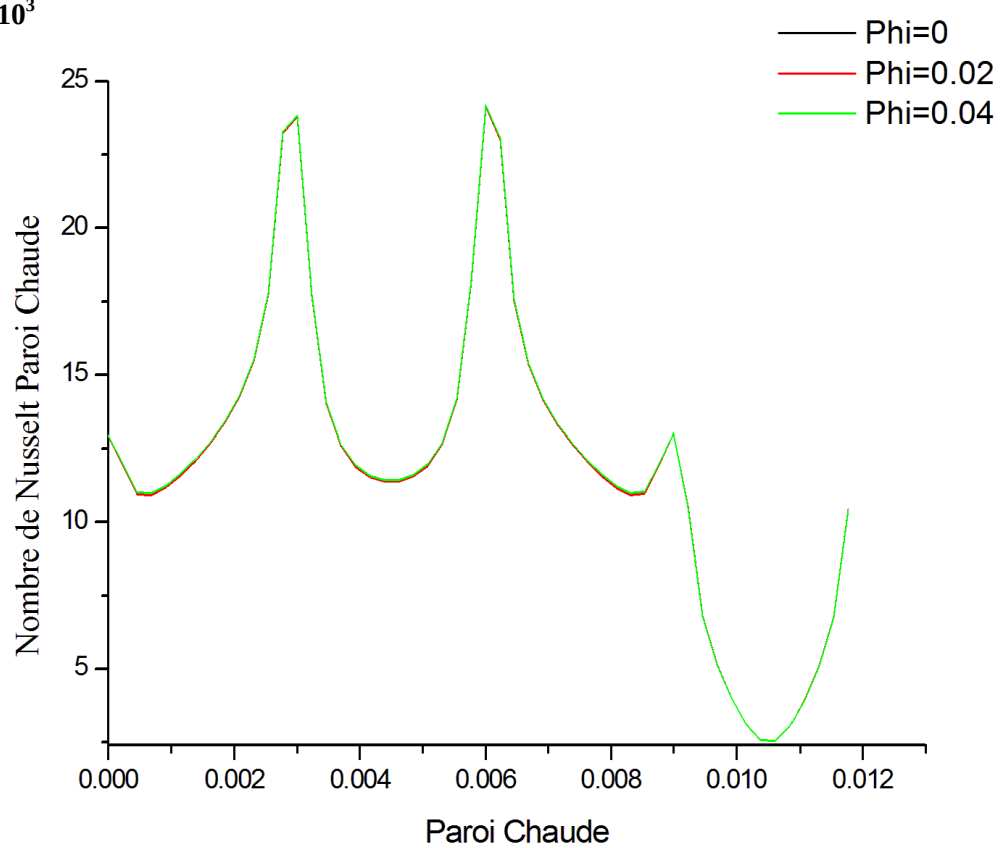
Fig. IV.7. Evolution du nombre de Nusselt local le long la paroi froide.

IV.3 .2.Variation du nombre de Nusselt local sur la paroi du cylindre carrée intérieur

La figure IV.8. Illustrent la variation du nombre de Nusselt local sur la paroi du cylindre elliptique intérieur, et nous permettent de remarquer qu'avec l'augmentation du nombre de Rayleigh, la valeur du nombre de Nusselt local augmente, ce qui est évident.

Ce résultat est compatible avec les contours thermiques montrés sur les Fig. IV.3,4,5 et 6 Dans cette enceinte le nombre de Nusselt est important dans tous les coins du carrée, plus grand sur les deux coins supérieurs (taux de transfert de chaleur est important) par rapport les deux coins inférieurs et est petit sur le reste du carrée.

On peut également noter que les valeurs maximales sont affectées par la présence de nanoparticules, tandis que les valeurs minimales ne sont pas affectées.

B) $Ra=10^3$ 

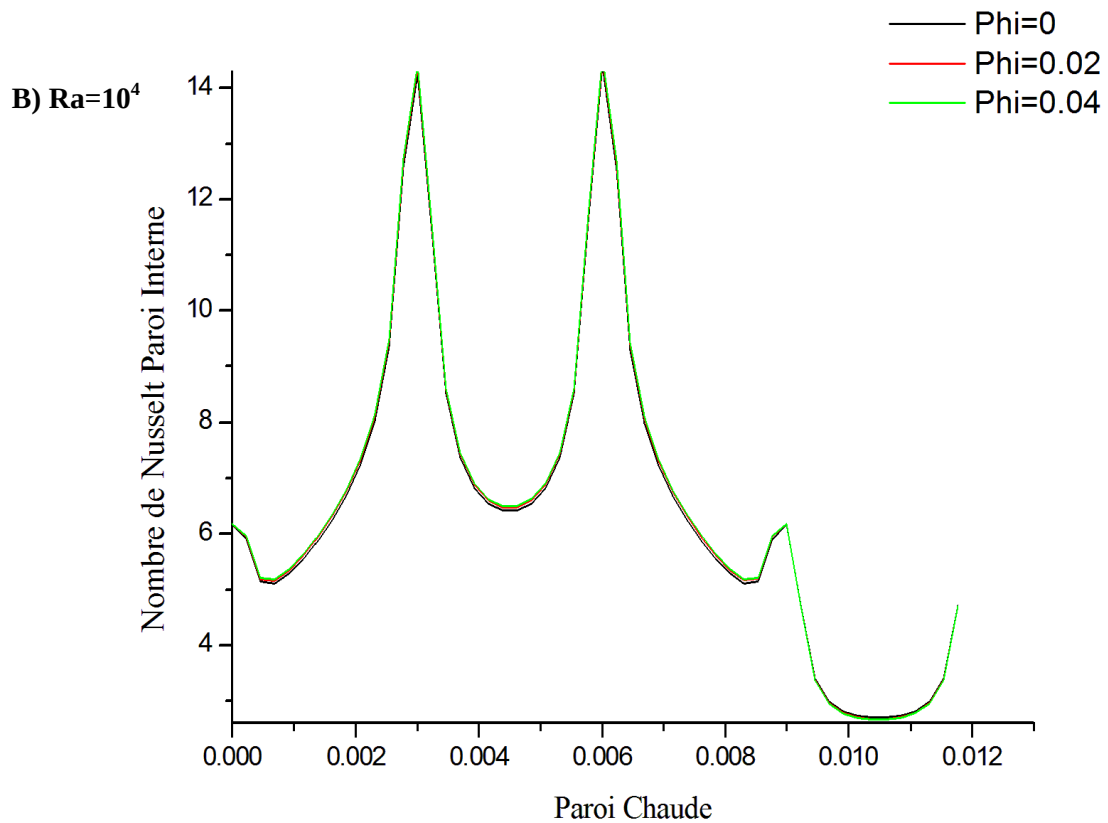


Fig. IV.8. Evolution du nombre de Nusselt local le long la paroi chaude.

IV.3 .3. Nombre du Nusselt moyen

La figure IV.9 illustre l'évolution du nombre moyen de Nusselt en fonction de la fraction volumique de nanoparticules. On observe que le nombre de Nusselt moyen augmente lentement avec l'augmentation de la de la concentration volumique de la nanoparticule et donc par rapport aussi a l'eau pure, quel que soit le nombre de Rayleigh. Ceci est dû à l'augmentation de la conductivité du nanofluide par rapport à celle de l' eau pure, ce qui augmente le taux de transfert thermique.

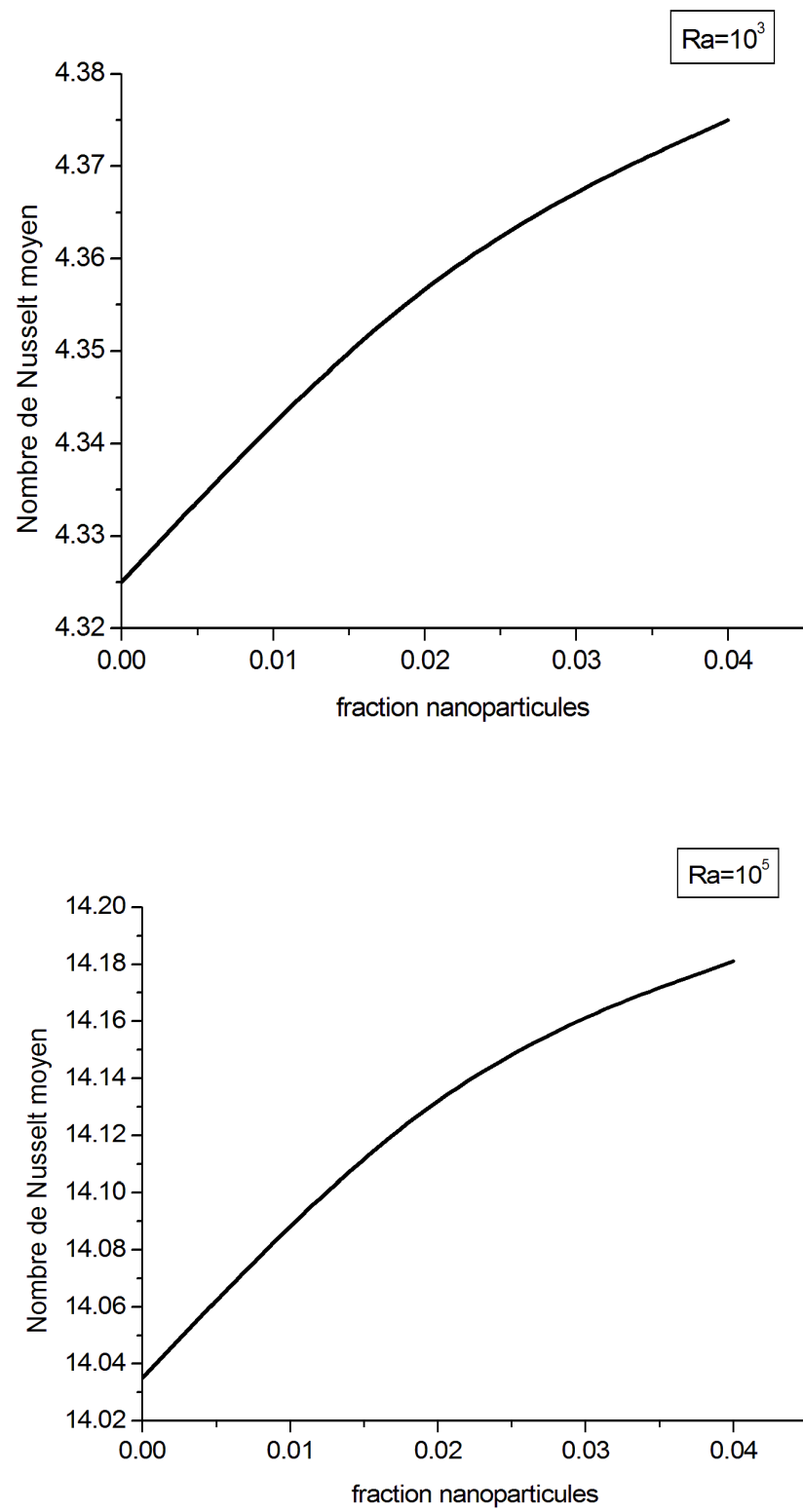


Figure IV.9 : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh thermique

Conclusion générale

Dans ce travail, les effets de fraction volumique des nanoparticules, du nombre de Rayleigh Ra sur les nombres de Nusselt locaux et moyens, les lignes de courant et les isothermes sont étudiés numériquement pour un écoulement convectif naturel dans un système annulaire fermée remplies d'un nanofluide à base d'eau et de cuivre, ce système comportant deux cylindres confocaux une ellipse externe et carre interne.

La méthode des volumes finis a été appliquée pour effectuer une simulation numérique d'une convection naturelle laminaire à deux dimensions. Le système d'équations régissant le problème a été résolu numériquement par le code de calcul Fluent basé sur la méthode des volumes finis.

Les simulations numériques sont effectuées pour un nombre de Rayleigh variant de 10^3 à 10^5 , et une fraction volumique des nanoparticules comprise entre (0.0, 0.02 et 0.04). Pour examiner profondément les effets des paramètres pertinents sur le transfert de chaleur dans notre configuration, nous allons subdiviser.

Nous pouvons tirer les conclusions suivantes de cette étude :

- les résultats des simulations numériques ont montré, que pour un faible nombre de Rayleigh thermique, le transport de chaleur au sein de l'espace annulaire est essentiellement contrôlé par le processus de conduction. Lorsque le nombre de Rayleigh thermique augmente, le rôle de la convection devient prépondérant.
- Les contours des fonctions de courant et les isothermes sont symétriques par rapport à la ligne verticale pour toutes les situations.

- Les résultats ont également indiqué que l'ajout de nanoparticules de cuivre a produit une amélioration significative du transfert de chaleur donc le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de la fraction volumique du nano particules.

L'étude éclaire ce domaine et indique la nécessité de plus d'enquêtes à l'avenir en parcourant les effets de l'autre principaux paramètres de contrôle, à savoir numéro de Prandtl (Pr), et autre type de nano fluide, sur le structure d'écoulement et le transfert de chaleur.

Référence :

[1] **Ammar Abdulkadhim** ,"On Simulation of the Natural Convection Heat Transfer Between Circular Cylinder and an Elliptical Enclosure Filled with Nano fluid [Part I: The Effect of MHD and Internal Heat Generation/Absorption] " Techniques Engineering Department, Al-Mustaqbal University College, Babylon 51001,IraqCorresponding ,pp.060416 ,21 November 2019.

[2] **RavnikL.Škerget** , ‘A numerical study of Nano fluid natural convection in a cubic enclosure with a circular and an ellipsoidal cylinder ‘ International Journal of Heat and Mass Transfer Volume 89, , PP 596-605,October (2015).

[3] **Mustafa Salah Rahomey** ,“Comparison of Natural Convection around a Circular Cylinder with Different Geometries of Cylinders inside a Square Enclosure Filled with Ag-Nano fluid Superposed Porous-Nano fluid Layers” , University of Babylon December Journal of Heat Transfer 141 ,(2018).

[4]**Ahmed KadhimHussein**,“Numerical study of the phenomena of natural convection in a uniformly heated circular cylinder immersed in a square enclosure filled with air at different vertical locations ”, International Communications in Heat and Mass TransferVolume 37, Issue 8, , PP 1115-1126,October (2010).

[5] **Salam Hadi Hussain**, “ Comparison of Natural Convection around a Circular Cylinder with Different Geometries of Cylinders inside a Square Enclosure Filled with Ag-Nano fluid Superposed Porous-Nano fluidLayers ” , Heat Transfer. Feb 2019.

[6]**RahmatElahi**, “A study of heat transfer by natural convection in an enclosure filled with Nano fluids with an internal elliptical cylinder”,International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow, 24(8):PP 1906-1927, February (2014).

[7]**Abdelraheem M. Aly** , "Convection naturelle d'une enceinte circulaire remplie de nano fluides partiellement saturée en milieu poreux selon la méthode ISPH ", International Journal of NumericalMethods for Heat&Fluid FlowISSN,18 March (2020) .

[8]**AbeerAlhashash**, "Natural convection of Nano liquid from a Cylinder in Square Porous Enclosure using Buongiorno ",Two-phase Model’, Scientific Reports volume 10, Article number, pp 143, (2020) .

[9]Atheer Raheem Alguboori , "Natural Convection Heat Transfer In An Inclined Elliptic Enclosure With Circular Heat Source " , Journal of Mechanical Engineering Research and Developments vol.43(6), pp 207-222 .2020.

[10] Billel BOUDJENIBA, "Etude Numérique De La Convection Naturelle Dans Une Cavité Rectangulaire Contenant Un Nano fluide", Université 20 Août (1955) De Skikda, (2015).

[11] A.R.Rahmati, "Numerical study of Nano fluid natural convection in a square cavity with a hot obstacle using lattice Boltzmann method", Journal Alexandria Engineering , Vol 57, Issue 3, , PP 1271-1286, September (2018).

[12]MostafaMahmoodi , "Natural convection in a square cavity containing a Nano fluid and an adiabatic square block at the center "Superlattices and Microstructures Volume 52, Issue 2, PP 261-275 ,August (2012) .

[13]B.S.Kim" A numerical study of natural convection in a square enclosure with a circular cylinder at different vertical locations"International Journal of Heat and Mass Transfer Volume 51, April (2008).

[14] M.El Abdallaoui, "Numerical simulation of natural convection between a decentered triangular heating cylinder and a square outer cylinder filled with a pure fluid or a Nano fluid using the lattice Boltzmann method " , Powder Technology Volume 277, Pages 193-205, June 2015.

[15] A. S. Dogonch , "Numerical simulation of hydrothermal features of Cu–H₂O Nano fluid natural convection within a porous annulus considering diverse configurations of heater " , Journal of Thermal Analysis and Calorimetry volume 141, pages 2109–2125 (2020).

[16] S.Dhinakaran, "MHD Natural convection around a permeable triangular cylinder inside a square enclosure filled with $Al_2O_3-H_2O$ Nano fluid: An LBM study " International Journal of Mechanical Sciences Volumes 153–154, Pages 500-516 ,April 2019

[17]Sheikholeslami, "A study of natural convection heat transfer in a Nano fluid filled enclosure with elliptic inner cylinder" , International Journal of Numerical Methods for Heat Fluid Flow, ISSN: 0961-5539 ,Publication date: 28 October 2014.

[18] Tahar Tayebi, "Natural Convective Nano fluid Flow in an Annular Space Between Confocal Elliptic Cylinders " , J. Thermal Sci. Eng, Appl, pp 9, Mar 2017.

[19] S.M. Aminossadati , "Enhanced natural convection in an isosceles triangular enclosure filled with a Nano fluid", journal homepage , 9 October 2009 Received in revised form 21 January 2011 Accepted 2 February 2011.

[20] Mahmoud Sabour , "Natural convection in a triangular cavity filled with a Nano fluid-saturated porous medium using three heat equation model ", Canadian Journal of Physics , pp-2016-0053.

[21] Choi S.U.S , "enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles " Developments and application of Non –Newtonians Flow ,FFD-Vol231/MD-vol66(1995),pp:99 -105, (1995).

[22] GHADBANE Abdelouahab , "Etude numérique de l'écoulement avec transfert de chaleur d'un nano fluide dans un échangeur de chaleur", Université de M'sila, 2019. ‘

[23] KLALECHE Sofiane MADJOUR Abderrahmane, "Simulation Numérique De La Convection Forcée Entre Deux Disques En Présence D'un Nano fluide", UNIVERSITE MOULOUD MAMMERI DE TIZI-OUZOU, (2015).

[24] Hamdi Moumni, Hedia Welhezi, Ridha Djebali, Ezeddine Sediki , "Accurate finite volume investigation of Nano fluid mixed convection in two-sided lid driven cavity including discrete heat sources" Univ. Tunis El-Manar, Tunisia, (2015).

[25] M. El Hafad Bara, Mme. Sakina El Hamdani, M. A. Bendou, M. Karim Limam , "Etude Numérique De La Convection Naturelle Du Mélange Eau-Cu Dans Une Cavité Partiellement Chauffée ", Université De La Rochelle, Av. Michel Crépeau, 17042 La Rochelle Cedex 1, France, (2017).

[26] DADDA Mouhamed Lamine , " Étude de la convection naturelle dans une cavité carrée différentiellement chauffée", Université Echahid Hamma Lakhdar d'El-Oued, (2016).

[27] Mohamed El Hattab, Rachid Mir, Younes El Hammami, Touria

Mediouni, "Simulation Numérique De La Convection Naturelle Des Nano fluides Dans Une Enceinte Carrée Chauffée Par Une Source De Chaleur", Laboratoire De Mécanique, Procédés De l'Energie Et De l'Environnement (LMP2E) Ecole Nationale Des Sciences Appliquées, B.P. 1136, Agadir, Maroc, (2013).

- [28] **Bouchoucha Abd El Malik**, "Génération D'entropie Due Au Refroidissement Par Convection Naturelle D'un Nano fluide", Université Des Frères Mentouri – Constantine, (2017).
- [29] **A. Bouras, D. Taloub, M. Djazzar, Z. Driss**, "Natural convective heat transfer from a heated horizontal elliptical cylinder to its coaxial square enclosure "Mathematical Modelling of Engineering Problems, Vol.5 (4), pp. 379-385, (2018).
- [30] **D. Taloub, A. Bouras, M. Djazzar, Z. Driss**, " Numerical research of double-diffusive natural convection in elliptical cylinders: Effect of thermal Rayleigh number. Heat Transfer, Vol. 49, pp. 2194–2205. (2020).
- [31] **A. Bouras, D. Taloub, Z. Driss**, " Effect of Rayleigh number on internal eccentricity in a heated horizontal elliptical cylinder to its coaxial square enclosure", International Journal of Applied Mechanics and Engineering, Vol. 25 (3), pp. 17-29. (2020).
- [32] **A. Bouras, D. Taloub**, "Numerical investigation of natural convection phenomena in uniformly heated trapezoidal Cylinder inside an elliptical Enclosure", Journal of Computational Applied Mechanics (JCAMECH), Vol. 50 (2), pp. 315-323. (2019).
- [33] **A. Bouras, D. Taloub, A. Beghidja, Z. Driss**, "Laminar Natural Convection Study in a Horizontal Half-Elliptical Enclosure Using Heater on Horizontal Wall", Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences, Vol. 53 (2), pp. 223-233. (2019).
- [34] **Taloub, Djedid, Abdelkarim Bouras, and Zied Driss**. "Effect of the Soil Inclination on Natural Convection in Half-Elliptical Greenhouses." International Journal of Engineering Research in Africa, Vol. 50, pp. 70–78, (2020).

Résumé

Une étude numérique de la convection naturelle des transferts de chaleur laminaire à l'état stationnaire dans un anneau horizontal entre un cylindre interne carrée chauffé et un cylindre extérieur elliptique froid. Cette espace annulaire est parcourue par un nanofluide Cu – eau. Pour différents nombre de Rayleigh et différents fraction volumique des nanoparticules. Le système d'équations gouvernant le problème a été résolu numériquement par le code de calcul Fluent basé sur la méthode des volumes finis. En se basant sur l'approximation de Boussinesq. Les surfaces intérieure et extérieure sont maintenues à la température constante. L'étude est réalisée pour les nombres de Rayleigh allant de 10^3 à 10^5 . Nous avons étudié les effets des différents nombres de Rayleigh et fraction volumique des nanoparticules sur la convection naturelle. Les résultats sont présentés sous forme des isothermes, des isocourants, et des nombres locaux et moyens de Nusselt. Le but de cette étude est de voir l'influence du nombre de Rayleigh thermique, et fraction volumique des nanoparticules sur le taux de transfert de chaleur.

Mots clés: convection naturelle, nombres de Rayleigh, nano fluide, fraction volumique, elliptique carrée.

Abstract

A numerical study of the natural convection of stationary laminar heat transfers in a horizontal ring between a heated square inner cylinder and a cold elliptical outer cylinder. This annular space is traversed by a Cu - water Nano fluid. For different Rayleigh number and different volume fraction of nanoparticles. The system of equations governing the problem was solved numerically by the Fluent calculation code based on the finite volume method. Based on the Boussinesq approximation. The interior and exterior surfaces are kept at constant temperature. The study is carried out for Rayleigh numbers ranging from 10^3 to 10^5 . We have studied the effects of different Rayleigh numbers and volume fraction of nanoparticles on natural convection. The results are presented as isotherms, isocurrents, and local and average Nusselt numbers. The aim of this study is to see the influence of the thermal Rayleigh number, and volume fraction of nanoparticles on the heat transfer rate.

Key words: natural convection, Rayleigh numbers, Nano fluid, volume fraction, square elliptical.

ملخص:

قمنا بدراسة عددية لظاهرة الحمل الحراري الطبيعي عن طريق إنتقال الحرارة داخل تجويف موجود بين أسطوانتين أسطوانة داخلية مربعة حارة والأسطوانة الخارجية على شكل إهليلجي باردة. يتم عبور هذا الفضاء الحلقي بواسطة سائل نانوي من الماء و النحاس لعدد رايلي مختلف وتركيز مختلف للجسيمات النانوي ويعتمد حل معادلات الحركة والحرارة عدديا على البرنامج العددي فلوانت باستعمال تقريبات بوسيناسك و كانت الدراسة من أجل قيم رايلي محصورة بين 10^3 و 10^5 وقد قمنا بدراسة تأثير عدد رايلي وتركيز الجسيمات النانوية على الحمل الحراري و كانت النتائج على شكل خطوط حرارية خطوط دالة التيار وأعداد نيسلت المحلية والمتوسطة. وكان الهدف هو دراسة تأثير رايلي و تركيز الجسيمات النانوية على معامل إنتقال الحرارة.

الكلمات المفتاحية

الحمل الحراري الطبيعي ، أعداد رايلي ، الموائع النانوية ، التركيز الحجمي ، الشكل الإهليلجي، المربع.