

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
Ph/ ENG/14/2022



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

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

Par :

SALAMANI Fatima Zohra

ROBEI Hafida

Intitulé

**Etude numérique de la convection naturelle des
nano fluides dans un anneau horizontal entre
un cylindre interne elliptique chauffé et un
cylindre extérieur carré froid.**

Soutenu le / /2022 devant le jury composé de :

TALOUB Djedid	Université de M'sila	Président
BOURAS Abdelkarim	Université de M'sila	Rapporteur
NAHOUI Azzeddine	Université de M'sila	Examineur

Année universitaire : 2021/2022

اللَّهُمَّ صَلِّ وَسَلِّمْ وَبَارِكْ عَلَى سَيِّدِنَا مُحَمَّدٍ

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 Abdelkarim** 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. NAHOUI Azzeddine**, d'avoir accepté de juger et d'examiner ce travail.

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

Dédicace

Je dédie ce modeste travail

A mon cher père

A ma bien-aimée mère.

A mes chers frères et sœurs.

A mon grand-père et ma grand-mère.

Pour toute ma famille.

Tous mes amis.

Fatima Zohra

Dédicace

Merci le grand Dieu de m'avoir donné la santé, le courage et la capacité de déterminer ce travail et de me donner la patience d'aller jusqu'au bout.

À la lumière de mes jours, la source de mes efforts, la flamme de mon cœur, ma vie et mon Bonheur.

Ma chère mère

À l'homme de ma vie, mon exemple éternel, mon soutien moral et source de joie et de Bonheur, celui qui s'est toujours sacrifié pour me voir réussir.

Mon cher père

Que Dieu les garde, les guérit et les protège.

*Aux personnes les plus précieuses de l'âme, à mon frère : **KAMEL, SAAD, NABIL, RACHID** et **IBRAHIM**.*

*Aux amoureux de mon cœur et la lumière de ma vie, chère sœur **FOUZIA** et **HAYET**.*

*À tous les membres de ma famille, de la petite à la grande, surtout le fils cher de mon frère, **RIDA MAHMOUD**.*

Je prie que Dieu vous garde une bénédiction sans fin.

*À celle qui a distingué ma carrière universitaire par sa présence, à mon amie, ma sœur et mon compagnon de recherche **S.FATIMA ZOHRRA**, merci beaucoup que Dieu vous bénisse.*



HAFIDA

Table des Matières

Remerciements	
Dédicace	
Dédicace	
Table des Matières	I
Liste des figures	IV
List du tableau	V
Nomenclature	VI
<u>Introduction générale</u>	
Introduction générale	2
<u>Chapitre I synthèse bibliographique</u>	
<u>Chapitre II généralités sur les nano fluides</u>	
II.1. Définition nano fluide	15
II.2. Préparation des nano fluides	15
II.2.1 Procédé en une étape (one-step method)	15
II.2.2 Procédé en deux étapes (two-step method)	15
II.3. Applications des nano fluides	15
II.4. Propriétés thermo-physiques	16
II.4.1. La Masse volumique ρ	16
II.4.2. La fraction volumique φ	16
II.4.3. La conductivité thermique K	17
A) Modèle de Maxwell	17
B) Modèle de Hamilton et Crosser (1962)	17
C) Modèle de Yu et Choi	18
II.4.4. Coefficient d'expansion volumique (β)	18
II.4.5. La chaleur massique (C_p)	18
II.4.6. Viscosité dynamique (μ)	19
• Modèle d'Einstein	19
• Modèle de Brinkman	19
• Modèle de Batcherole	20
• Modèle de maiga et al	20
• Modèle de Pak et Cho	20
II.5. Propriétés thermo-physiques de nano fluide	20
II.6. Les avantage des nano-fluides	20
II.7. Les inconvénients des nano-fluides	21
Références	22
<u>Chapitre III généralités sur transfert de chaleur</u>	

III.1. Modes de transfert de chaleur	24
III.1.1. Transfert de chaleur par conduction	24
III.1.2. Transfert de chaleur par rayonnement	25
III.1.3. Transfert de chaleur par convection	26
III.2. Les différents types de Convection	27
III.2.1. La convection forcée	27
III.2.2. La convection mixte	27
III.2.3. Convection naturelle (libre)	28
Références	29
<u>Chapitre IV Méthode mathématique</u>	
IV.1. Définition géométrique	31
IV.2. Equations générales	32
IV.2.1. Equation de continuité	32
IV.2.2. Equation de quantité de mouvement (ou équation de Navier-Stokes)	32
IV.2.3. Equation de l'énergie	32
IV.3. Les hypothèses simplificatrices	33
IV.4. Formulation indicelle	34
IV.5. Equations de bilan	34
IV.6. Equations adimensionnées	35
IV.7. Les nombres sont dimensions	35
IV.7.1. Nombre de Prandtl	35
IV.7.2. Le nombre de Grashof	36
IV.7.3. Nombre de Rayleigh	36
IV.7.4. Le nombre de Nusselt	36
a. Le nombre de Nusselt local	37
b. Le nombre de Nusselt moyen	37
IV.8. Conditions aux limites	37
Références	38
<u>Chapitre V Formulation numérique</u>	
V.1. Procédure Numérique	41
V.2. Maillage	42
V.3. Choix de maillage	43
V.4. Validation des résultats	43
V.5. Conclusion	45
Référence	46

<u>Chapitre VI Résultats</u>	
VI .1. Influence du nombre de Rayleigh thermique	48
VI.2. Nombre de Nusselt	51
VI.2.1.Variation du nombre de Nusselt local sur la paroi du cylindre carrée extérieur	51
VI.2.2.Variation du nombre de Nusselt local sur la paroi du cylindre elliptique intérieur	53
VI.2.3. Nombre du Nusselt moyen	54
<u>Conclusion générale</u>	
Conclusion générale	57
Résumé	
Abstract	
ملخص	

Liste des figures

Numéro de figure	Titre de figure	Page
Fig.II.1	Présentation des nano-fluides, vue au microscope électronique [2].	15
Fig.III.1	Schème transfert de chaleur.	24
Fig.III.2	Schéma du phénomène de transfert de chaleur par conduction.	25
Fig.III.3	Schéma du phénomène de transfert de chaleur par rayonnement.	26
Fig.III.4	Schéma du phénomène de transfert de chaleur par convection.	26
Fig.III.5	Four à convection forcée [4].	27
Fig.III.6	Schéma de la convection naturelle.	28
Fig.III.7	Schème travail de la convection.	28
Fig.IV.1	Modèle physique.	31
Fig.V.1	Etapes de résolution suivies par GAMBIT et FLUENT.	41
Fig.V.2	Volume de contrôle bidimensionnel.	42
Fig.V.3	Maillage avec Gambit 2.1.	42
Fig.V.4	Convergence du nombre moyen de Nusselt le long de cylindre chaud.	43
Fig.V.5	Ligne de courant (moitié gauche) et isothermes (moitié droite) à $Ra_t=10^4$.	44
Fig.V.6	Nombre Nusselt local de le long des ellipses internes et externes et comparaison avec la référence [1].	44
Fig.VI.1	Isothermes et lignes de courant pour différentes valeurs de fraction volumique lorsque $Ra_t=5.10^3$.	49
Fig.VI.2	Isothermes et lignes de courant pour différentes valeurs de fraction volumique lorsque $Ra_t=2.10^4$.	50
Fig.VI.3	Isothermes et lignes de courant pour différentes valeurs de fraction volumique lorsque $Ra_t=2.10^5$.	51
Fig.VI.4	Evolution du nombre de Nusselt local le long la paroi externe.	52
Fig.VI.5	Evolution du nombre de Nusselt local le long la paroi interne	54
Fig.VI.6	Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh thermique.	54

Liste des tableaux

Numéro de tableau	Titre de tableau	Page
Tableau. II.1	Propriétés thermo physiques des nanoparticules et les fluides caloporteurs.	20

Nomenclature

symboles	Signification	Unité [SI]
C_p	La chaleur massique	[J / Kg.K]
K	La conductivité thermique	[W/m.K]
h	Coefficient d'échange par convection	[m ² .K]
g	Accélération de la pesanteur	[m / s ²]
L	Largeur de l'enceinte	[m]
M	Emittance	[W/m ²]
m	La masse	[Kg]
n	Facteur de forme empirique	-
p	Pression dimensionnelle	[Pa]
Q	Quantité de chaleur transmis par conduction	[J]
T	Température	[K]
dT/dx	Gradient de température	[K/m]
V_p	Volume des particules	[m ³]
dt	Le temps caractéristique élémentaire	[s]
S	Aire de la section de passage du flux de chaleur	[m ²]

Symboles grecs

α	La diffusivité thermique	[m ² /s]
β	Coefficient de dilatation thermique	[K ⁻¹]
ρ	Masse volumique	[Kg/m ³]
μ	Viscosité dynamique	[Kg/m.s]
φ	La densité de chaleur	[W/m ²]
Φ	Flux de chaleur	[W]
ψ	Le modèle de Hamilton et Crosser	-

Nombres adimensionnels

Ra	Nombre de Rayleigh	Ra=Gr.Pr
Nu	Nombre de Nusselt	Nu=hl / λ
Pr	Nombre de Prandtl	Pr = ν / α
Gr	Nombre de Grashof	Gr = gβ ΔTL ³ /(ν ²)

Indices

c	Chaude
f	Froide
f	Fluide de base
p	Particules
nf	Nano fluid

Introduction

générale

Introduction générale

Le transfert de chaleur est l'un des modes les plus connus d'échange d'énergie. Lorsqu'il existe une différence de température entre deux points d'un système on constate une tendance à l'égalisation des températures pour atteindre l'équilibre thermique où la stabilisation du transfert de chaleur. D'une façon générale, la propagation d'énergie thermique est effectuée par trois mécanismes : la conduction, la convection et le rayonnement.

Le transfert de chaleur par convection est l'objet principal de plusieurs travaux et pour se faire, un grand nombre de chercheurs ont mené une multitude d'essais théorique, numérique et expérimentaux pourtant sur la description des phénomènes géant la convection.

L'intérêt de telles études réside dans son implication dans de nombreuses applications industrielles.

L'amélioration des performances de transfert de chaleur est un sujet important du point de vue des économies d'énergie. Les faibles propriétés thermiques des fluides de travail, tels que l'eau, l'éthylène glycol et l'huile moteur, sont considérées comme une limitation principale dans l'amélioration des performances et de la compacité des systèmes thermiques. En revanche, les nanoparticules sont connues comme un moyen efficace pour améliorer la conductivité thermique des fluides de base. Le mélange résultant appelé nano fluide possède une conductivité thermique sensiblement plus grande que celle des fluides traditionnels.

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 nano fluide à base d'eau et de cuivre, ce système comportant deux cylindres elliptiques horizontaux et confocaux une ellipse interne et carrée externe.

Le présent mémoire comporte six chapitres, répartis comme suit :

- Le premier chapitre est consacré à des généralités et une synthèse bibliographique des principaux travaux théoriques, expérimentaux et numériques ayant trait la convection naturelle dans des cavités en présence de nano fluide.
- Le deuxième chapitre généralités sur les nano fluides.
- Le troisième chapitre généralités sur le transfert de chaleur.
- Le quatrième chapitre présente le modèle physique retenu, c'est-à-dire les équations gouvernantes et les conditions aux limites qui leur sont associées.
- Le cinquième chapitre formulation numérique.
- Dans le sixième chapitre, nous avons présenté les principaux résultats numériques de cette simulation ou nous avons étudié choix du maillage, validé nos résultats ainsi que leurs interprétations et analyses.
- Enfin, une conclusion générale clarifier les points essentiels et les résultats finales de notre étude.

Chapitre I

Synthèse bibliographique

Le transfert de chaleur par convection naturelle dans une cavité tire son importance de son application dans divers processus industriels comme le refroidissement d'équipements électroniques, la technologie solaire, et la sûreté des réacteurs nucléaires [1], [2], [3]. Des études menées récemment ont montré que, dans certaines conditions, l'ajout de particules nanométriques dans un fluide de base (appelé nanofluide) pouvait augmenter le transfert de la chaleur, par rapport au cas du corps pur (eau), en modifiant de manière significative la conductivité thermique du fluide porteur. Plusieurs études ont été réalisées dernièrement sur la convection naturelle des nanofluides dans une cavité fermée, par exemple. Bachir Glades et Benhadid. [4] ont entamé une étude théorique et numérique en vue de quantifier l'importance du transfert de chaleur convectif par convection naturelle dans une cellule horizontale chauffée par le bas (configuration de Rayleigh-Benard), ils ont utilisés cinq types de nano fluides ($\text{Al}_2\text{O}_3+\text{eau}$), ($\text{CuO}+\text{eau}$), ($\text{Cu}+\text{eau}$), ($\text{Ag}+\text{eau}$) et ($\text{Au}+\text{eau}$) chacun dote de propriétés thermo physiques différentes, ils ont montrés que dans ce travail que dans la configuration de Rayleigh-Benard, après l'apparition de la convection, le transfert de chaleur est plus élevé dans le fluide de base par rapport au nano fluides. Le nombre de Rayleigh dans les nano fluides diminue avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules. Ainsi, les nanoparticules en suspension dans l'eau vont retarder l'apparition de la convection dans ce dernier.

Bouras et al. [5] 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.

Salhi Hicham. [6] présente une étude numérique de la convection naturelle laminaire stationnaire dans une enceinte carrée chauffée et remplie d'un mélange d'eau et des nano fluides. Pour différentes positions de source de chaleur et différentes fractions volumiques pour les nano fluide. Les équations gouvernantes ont été discrétisées par la méthode des volumes finis par

l'utilisation d'un schéma hybride. Les champs thermique et dynamique ont été obtenus ainsi que le nombre de Nusselt.

Bilgen and Balkaya. [7] ont analysé le transfert thermique par convection naturelle dans une cavité carrée avec des ouvertures de ventilation et des sources de chaleur. L'étude a été effectuée en résolvant numériquement les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie avec l'approximation de Boussinesq. D'abord, ils ont obtenu les positions optimales des sources en maximisant la conductivité globale pour différents nombres de Rayleigh. Une, deux et trois sources de chaleurs à des positions optimales ont été considérées. Les résultats ont indiqué que la distribution des sources n'est pas équidistante mais concentrée près du fond de la cavité. Le nombre de Nusselt et le débit volumétrique augmentent en fonction du nombre de Rayleigh, de la taille de la source et du nombre de sources.

Bouras et al. [8] 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 Ra_t de 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.

Elhajjar et al. [9] ont étudié l'influence des nanoparticules sur le transfert de chaleur. Contrairement à ce que de nombreux auteurs ont obtenus, Ils ont montré que dans la configuration de Rayleigh-Bénard, après l'apparition de la convection, le transfert de chaleur est plus élevé dans le fluide de base par rapport au nanofluide. Le nombre de Rayleigh dans les nanofluides diminue avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules. Ainsi, les nanoparticules en suspension dans l'eau vont retarder l'apparition de la convection dans ce dernier.

Putra et al. [10] ont réalisé une étude expérimentale sur le transfert de chaleur en convection naturelle pour des nano fluides ($\text{Al}_2\text{O}_3 + \text{eau}$) et ($\text{CuO} + \text{eau}$) à l'intérieur d'un cylindre horizontal dont les deux faces verticales sont soumises à des températures constantes et différentes. Ils ont trouvé que pour un nombre de Rayleigh du nano fluide entre 10^6 et 10^9 le transfert de chaleur diminue au lieu d'augmenter lorsque l'on augmente la fraction volumique des nanoparticules. Donc observe une détérioration du transfert de chaleur.

Clément. [11] ce travail est une étude théorique et numérique du comportement thermique des solutions nano colloïdales (encore appelées « nano fluides ») en présence et en l'absence d'un champ de force externe oscillant. Les nano fluides sont étudiés à l'aide de la technique de la dynamique moléculaire hors équilibre depuis l'échelle macroscopique jusqu'à l'échelle mésoscopique qui caractérise les nanoparticules et les transferts entre des nanoparticules proches au sein du nano fluide. Dans un premier temps, après avoir décrit les modèles numériques utilisés tout au long de ce travail, il examine la possibilité d'augmenter de façon active la conductivité thermique des nano fluides par l'intermédiaire d'un champ de force oscillant appliqué sur les nanoparticules. Les mécanismes physiques induits par ce champ et sa conséquences sur l'exaltation de la conductivité thermique des nano fluides sont étudiés pour des fréquences d'excitation allant du domaine radio fréquence jusqu'au domaine microondes. Enfin, une étude du comportement thermique d'un fluide confiné entre deux parois planes et soumis à un cisaillement est réalisée pour décrire le comportement du fluide situé entre deux nanoparticules en régime de forte concentration.

Salari. [12] a réalisé une étude sur la convection naturelle pour un système de fluide dans une enceinte cuboïde tridimensionnelle, les parois verticales sont chauffées partiellement par deux sources de chaleur maintenues à un flux de chaleur uniforme et remplie de deux fluides gaz / liquide non miscibles (air / nano fluide). Cette étude met l'accent sur les effets du rapport d'aspect d'interface liquide, de la fraction volumique solide du nano fluide et du nombre de Rayleigh sur le flux et les écoulements de fluide. Il a déduit que le rapport d'aspect a une influence significative sur l'écoulement du fluide.

L'objet de travail de Morsli Souad [13] est d'étudier numériquement la convection naturelle et la génération de l'entropie dans des cavités carrée, rectangulaire de rapport de forme de 3,5 7 et 12. D'autres cavités ont été considérés dans cet étude, ces dernières ont la particularité d'avoir la paroi chaude ondulée, le

fluide utilisé est l'air ($Pr = 0.71$). Les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie ont été résolues par la méthode des volumes finis en utilisant le code commercial Fluent. Les résultats concernant les champs d'écoulement, le champ thermique ainsi que la génération de l'entropie pour des nombres de Rayleigh allant de 10^4 à 10^8 . L'influence de la géométrie (ondulations et rapport de forme) et le rapport entre les irréversibilités thermiques et visqueuses sur le nombre de Bejan a été mise en exergue.

Bethancourt. [14] a mené une étude numérique sur la convection naturelle dans une cavité carrée, figure I.8, à chauffage latéral rempli de deux fluides non miscibles (eau / hexa décane). Ils ont montré qu'en raison de la faible conductivité thermique des fluides conventionnels, la convection naturelle inclut une mauvaise performance de transfert de chaleur.

Sheikhzadeh, Nikfar and Fattahi. [15] ont étudié la convection naturelle et la génération d'entropie dans une cavité carrée avec un obstacle, remplie d'un mélange d'eau et des nanoparticules de Cu, les résultats montrent que les nanoparticules de Cu, la position d'obstacle et le nombre de Rayleigh améliore le transfert thermique

Taloub et al. [16] 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.

Gladés Bachir. [17] il est étudié l'influence de la concentration en nanoparticules (Al_2O_3 , CuO, Cu, Ag and Au) dispersées dans un fluide de base sur le transfert de chaleur par conduction et convection en configuration de Rayleigh-Bénard. Les relations donnant la chaleur spécifique et le coefficient d'expansion thermique des

nano fluides, utilisées ce travail, déduites à partir des lois de la thermodynamique différent de celles approchées retenues dans la littérature. Il montre que pour une cellule expérimentale donnée et à une différence de température fixée l'ajout de nanoparticules dans un fluide porteur conduit à une diminution du nombre de Rayleigh dans le nano fluide obtenu comparé à celui dans le fluide porteur seul. L'apparition de la convection est donc retardée dans le nano fluide. Il s'ensuit que contrairement à ce qui a été obtenu antérieurement par de nombreux auteurs, il est montré que la présence des nanoparticules solides dans un fluide porteur peut réduire le transfert de chaleur au lieu de l'augmenter.

Seo et al. [18] ont étudié des simulations numériques tridimensionnelles de la convection naturelle dans une longue enceinte rectangulaire, froide et contenant un cylindre circulaire chaud ou un cylindre elliptique. Quatre rayons des cylindres intérieurs ont été considérés dans l'intervalle de nombres de Rayleigh de $10^4 \leq Ra \leq 10^6$ comme paramètres clés de la simulation pour étudier l'effet de taille des cylindres circulaires et elliptiques. Les effets détaillés ont été analysés par visualisation des iso-surfaces tridimensionnelles de la température et de structure tourbillonnaires, ainsi que de la tridimensionnalité du système. Les caractéristiques de transfert de chaleur ont été affectées par le rayon des cylindres circulaires et elliptiques.

Hakan et al. [19] ont étudié numériquement la lumière carrée. Ils ont maintenu les parois mobiles gauche et droite à des températures différentes tout en isolant thermiquement les parois supérieure et inférieure. Ils ont pris en compte trois cas selon la gestion mobile des parois et les principaux paramètres étaient $0 < Ri < 100$ et $Pr = 0,7$. Il est à noter que le nombre de Richardson et la direction des parois mobiles affectent l'écoulement du fluide et le transfert de chaleur dans la cavité. Pour $Ri < 1$ alors l'effet des parois mobiles sur le transfert de chaleur est le même lors d'un déplacement dans la direction opposée, quel que soit le côté $Ri > 1$, le transfert de chaleur est légèrement meilleur grâce à la formation de cellules secondaires sur les parois et de cellule anti-rotation dans le centre.

Park et al. [20] ont examiné la convection naturelle induite par une différence de température entre une enceinte carrée externe froide et deux cylindres circulaires internes chauds. La méthode des volumes finis est utilisée, les cylindres intérieurs situés à différentes positions de l'axe central vertical de l'enceinte pour différents

nombre de Rayleigh dans la plage $10^3 \leq Ra \leq 10^6$. Les résultats dans le cas de deux cylindres sont comparés à ceux dans le cas d'un seul cylindre afin de voir l'effet de l'interaction entre les deux cylindres chauds internes adjacents en plus de l'interaction entre deux cylindres internes chauds et les parois froides de l'enceinte. La distribution des isothermes et des lignes de courant finit par atteindre un état stable ou passe de l'état stable à l'état instable, en fonction des valeurs du nombre de Rayleigh et de la position du cylindre dans l'enceinte. Ils ont obtenu la distribution des nombres de Nusselt locaux et moyennes pour différents nombres de Rayleigh et les positions des cylindres.

Sarris et al. [21] ont effectué une étude numérique de la convection naturelle dans les réservoirs rectangulaires chauffés localement au-dessous. Basé sur des prévisions numériques, les effets du nombre de Rayleigh et la géométrie de la source de chauffage et du réservoir sur les structures d'écoulement et le transfert thermique ont été étudiés pour le nombre de Rayleigh dans la gamme 10^2 à 10^7 . Leur étude a indiqué que l'augmentation de l'intensité de circulation d'écoulement augmente avec une augmentation de longueur de la source de chauffage.

Dogonch. [22] examiné la charge normale autour d'un cylindre triangulaire excentré placé numériquement dans un cylindre carré en utilisant la méthode de la grille de Boltzmann. L'étude a été menée sur de l'eau pure et L'eau d'argent à l'échelle nanométrique. Les deux cylindre intérieur et extérieur est Il est maintenu à une température constante et uniforme.

Références

- [1] Taloub Djedid, Bouras Abdelkarim, Zied Driss, "Numerical Study on the Improvement of the Cooling of Ah Microprocessor by the use of Nanofluids," WSEAS Transactions on Heat and Mass Transfer, vol. 17, pp. 66-79, 2022.
- [2] Taloub Djedid, Bouras Abdelkrim, Zied Driss, "Numerical Study of Heat Transfer by Natural Convection in Concentric Hexagonal Cylinders Charged with a Nanofluid," WSEAS Transactions on Heat and Mass Transfer, vol. 17, pp. 19-28, 2022.
- [3] Bouras, Abdelkrim, Taloub, Djedid, Driss, Zied and Debka, Siham. "Heat Transfer By Natural Convection from a Heated Square Inner Cylinder to Its Elliptical Outer Enclosure Utilizing Nanofluids" International Journal of Applied Mechanics and Engineering, vol.27, no.2, 2022, pp.22-34. <https://doi.org/10.2478/ijame-2022-0017>.
- [4] Glades Bachir et Benhadid, 'Contribution à l'étude de la convection naturelle dans les nano fluides en configuration de Rayleigh-Bénard', thèse université de Toulouse III- Paul Sabatier, 2010.
- [5] 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.
- [6] Salhi Hicham, 'Etude numérique de transfert de chaleur de nanofluide dans les enceintes', Thèse université de Batna, 2006.
- [7] E Bilgen, A Balkaya , Natural convection on discrete heaters in a square enclosure with ventilation ports, Int. J. of Heat and Fluid Flow, vol. 29, pp. 1182-1189, 2008.
- [8] 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.

-
- [9] B. Elhajjar, G. Bachir, A. Mojtabi, and M. C. Marie-Charrier. Modeling of Rayleigh Bénard natural convection heat transfer in nanofluids. *Compte Rendu de Mécanique*. 338, 350–354, June 2010.
- [10] Putra et al, ‘Natural convection of nanofluids’, *Heat Mass Transfer*. Vol 39, 7-8, 775784, 2003.
- [11] Clément Le Goff, *Transfert de chaleur dans les solutions nanocolloïdales bidimensionnelles et dans les films de fluides simples ultraminces soumis à un cisaillement*, Thèse de Doctorat, Université de Nantes, 2011.
- [12] M. Salari, E. H. Malekshah, and M. H. Esfe, “Three dimensional simulation of natural convection and entropy generation in an air and MWCNT/water nan fluid filled cuboid as two immiscible fluids with emphasis on the nan fluid height ratio’s effects,” *J. Mol. Liq.*, vol. 227, pp. 223–233, 2017.
- [13] Morsli Souad, *Simulation numérique de la convection naturelle et la génération de l’entropie dans les cavités*, Thèse de Doctorat, Université des Sciences et de la Technologie d’Oran Mohamed Boudiaf, 2015.
- [14] A. M. Bethancourt L, M. Hashiguchi, K. Kuwahara, and J. M. Hyun, “Natural convection of a two-layer fluid in a side-heated cavity,” *int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 42, no. 13, pp. 2427–2437, 1999.
- [15] G. A. Sheikhzadeh, M. Nikfar and A. Fattahi Numerical study of natural convection and entropy generation of Cu-water nanofluid around an obstacle in a cavity, *Journal of Mechanical Science and Technology* 26 (10) 3347–3356, 2012.
- [16] D. Taloub, A. Bouras, M. Djeddar, 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.
-

-
- [17] Gladés Bachir. Contribution à l'étude de la convection naturelle dans les nanofluides en configuration de Rayleigh-Bénard, thèse doctorat, Ecole doctorale Mécanique, Energétique et procédés (MEGeP), Unité de recherche : UFR MIG-UPS / IMFT, Université Toulouse, 2010.
- [18] Young Min Seo, Man Yeong Ha, Yong Gap Park, "A numerical study on the threedimensional natural convection with a cylinder in a long rectangular enclosure. Part I: Size effect of a circular cylinder or an elliptical cylinder", International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 134, pp. 420-436, 2019.
- [19] Hakan F. Oztop a*,1, Ihsan Dagtekin b Mixed convection in two-sided lid-driven differentially heated square cavity a Ecole Polytechnique, Genie Mecanique, C.P. 6079, Montreal, Que., Canada H3C 3A7 b Department of Mechanical Engineering, Firat University, Elazig,
- [20] Yong Gap Park, Man Yeong Ha, Changyoung Choi, Jaehyun Park, "Natural convection in a square enclosure with two inner circular cylinders positioned at different vertical locations", International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 77, pp. 501-518, 2014.
- [21] I.E. Sarris, I. Lekakis, N.S. Vlachos. "Natural convection in rectangular tanks heated locally from below". Int. J. Heat and Mass Transfer, 47, 3549–3563, 2004.
- [22] 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, pages2109–2125,2020.

Chapitre II

Généralités sur les Nano fluides

Ce chapitre est donné comme un petit rappel des concepts de base liés aux nano fluides et à leurs applications.

II.1. Définition nano fluide

Les nano-fluides sont dispersions de particules de taille nanométrique dont le diamètre est typiquement inférieur à 100 nm, appelées nanoparticules, dans un fluide de base afin d'en améliorer certaines propriétés [1].

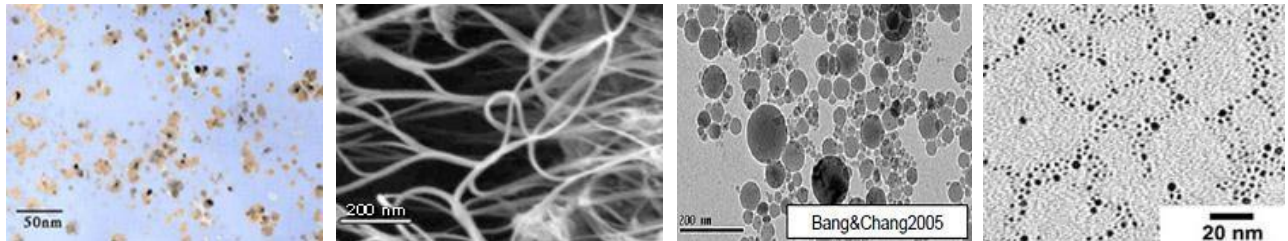


Fig.II.1.Présentation des nano-fluides, vue au microscope électronique [2].

II.2. Préparation des nano fluides

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

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

Par contre pour les nano fluides il existe deux procédés distinct :

II.2.1 Procédé en une étape (one-step method) :

Consiste à la dispersion des nanoparticules directement dans un fluide de base (synthèse direct dans un fluide de base) et de prévenir l'oxydation des particules de métal pur [3].

II.2.2 Procédé en deux étapes (two-step method) :

La première étape consiste à fabriquer les nanoparticules, et dans la seconde étape les nanoparticules sont disperser dans un fluide de base [3].

II.3. Applications des nano fluides

Les dispersions de nanoparticules trouvent déjà de nombreux domaines d'applications pour leurs propriétés magnétiques (paliers magnétiques à Ferro fluides, agents de contraste en

imagerie médicale), pour leurs propriétés électriques (dépôt conducteur électro mouillage pour lentilles liquides), et de marquage de cellules ou de contrefaçon avec des nanoparticules fonctionnalisées.

En thermique, les nano fluides peuvent être utilisés partout où des flux de chaleur importants doivent être évacués par des boucles liquides fermées : refroidissement de composants électriques et électroniques, radars, automobile...etc.

Les nano fluides pourraient apporter une solution intéressante dans le refroidissement des miroirs, cibles et filtres des lasers et rayons X de forte puissance, ainsi que des Micro Electro Mechanical Systems [4].

II.4. Propriétés thermo-physiques

Les propriétés thermo physiques qui caractérisant les nano fluides sont différentes selon la nature des nanoparticules. Ces caractéristiques sont :

- La masse volumique ρ
- La fraction volumique ϕ
- La conductivité thermique K
- Le coefficient d'expansion volumique β
- La chaleur spécifique C_p
- La viscosité dynamique μ

II.4.1. La Masse volumique ρ :

Pour calculer la masse volumique d'un nano-fluide que nous supposons parfaitement homogène (bonne dispersion des nanoparticules dans le fluide) en fonction de la fraction volumique ϕ à une température T donnée, nous revenons à la définition de la masse volumique de ce mélange.

$$\rho = \left(\frac{m}{v}\right)_{nf} = \frac{m_f + m_p}{V_f + V_p} = \frac{\rho_f V_f + \rho_p V_p}{V_f + V_p} \quad (\text{II.1})$$

II.4.2. La fraction volumique ϕ :

Des nanoparticules, notée ϕ désigne le rapport du volume des nanoparticules sur le volume total (fluide +particule).

$$\phi = \frac{\text{Volume particule}}{\text{Volume total du nanofluide}} = \frac{V_p}{V_p + V_f} \quad (\text{II.2})$$

On en déduit alors la masse volumique du nano-fluide :

$$\rho_{nf} = \varphi\rho_p + (1 - \varphi)\rho_f \quad (\text{II.3})$$

Où :

ρ_{nf} : La masse volumique du nano-fluide.

ρ_f : La masse volumique du fluide de base.

ρ_p : La masse volumique des nanoparticules.

II.4.3. La conductivité thermique K :

Une grande partie des travaux traitant des nanofluides porte sur la quantification de l'augmentation de la conductivité thermique [5], [6].

La conductivité thermique, exprimée en [W.m⁻¹K⁻¹]

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 [7]. Le modèle de Maxwell (1873) est donné par la formule suivante :

$$K_{nf} = \frac{K_p + 2K_f - 2\varphi(K_f - K_p)}{K_p + 2K_f + \varphi(K_f - K_p)} K_f \quad (\text{II.4})$$

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 [6].

B) Modèle de Hamilton et 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 [8] :

$$Kn_f = \frac{Ks + (n-1)Kf - (n-1)(Kf - Kp)\varphi}{Ks + (n-1)Kf + \varphi(Kf - Kp)} K_f \quad (\text{II.5})$$

Ou (n) est un facteur de forme empirique donne par :

$$n = \frac{3}{\varphi} \quad ; \quad n = 3$$

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 [5].

$$\frac{K_{nf}}{K_f} = \frac{K_p + 2K_f - 2(1+R)^3(K_f - K_p)\varphi}{K_p + 2K_f + (1+R)^3(K_f - K_p)\varphi} \quad (\text{II.6})$$

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

II.4.4. 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 [5] :

$$\beta = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right) \quad (\text{II.7})$$

Premiers travaux sur les nano fluides. La relation avec la densité déterminée est la suivante :

$$\beta_{nf} = \frac{\phi(\rho\beta)_p + (1-\phi)(\rho\beta)_f}{\rho_{nf}} \quad (\text{II.8})$$

II.4.5. 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 :

$$(C_p)_{nf} = \varphi(C_p)_p + (1 - \varphi)(C_p)_f \quad (\text{II.9})$$

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

$$(\rho C_p)_{nf} = \varphi(\rho C_p)_p + (1 - \varphi)(\rho C_p)_f \quad (\text{II.10})$$

$(C_p)_{nf}$, $(C_p)_f$, $(C_p)_p$ désignent respectivement les chaleurs spécifiques du nano fluide, du fluide de base et des nanoparticules [8].

II.4.6. 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 [7].

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. Dans à partir de ce résultat, il a déterminé l'expression décrivant la dépendance linéaire. Viscosité de la suspension à la concentration [8].

$$\mu_{nf} = \mu_f(2.5\varphi + 1) \quad (\text{II.11})$$

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 $\varphi \leq 0.03$

- **Modèle de Brinkman**

La formule de Brinkmann (1952) a complété le modèle d'Einstein jusqu'à la concentration volumique est inférieure à 4% [8]. La viscosité du nano fluide est donnée par Brinkman :

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1-\varphi)^{2.5}} \quad (\text{II.12})$$

• **Modèle de Batchelor**

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

$$\mu_{nf} = \mu_f (6.2 \phi^2 + 2.5\phi + 1) \tag{II.13}$$

• **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 [8] :

$$\mu_{nf} = \mu_f (123 \phi^2 + 7.3\phi + 1) \tag{II.14}$$

• **Modèle de Pak et Cho**

$$\mu_{nf} = \mu_f (533.9 \phi^2 + 39.11\phi + 1) \tag{II.15}$$

II.5. Propriétés thermo-physiques de na no fluide

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

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

	$\rho(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	$C_p (\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	$K (\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	$\mu (\text{Kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	$\beta (\text{K}^{-1})$
Eau	997.1	4179	0.613	0.001002	0.00021
cuiivre	8933	385	401	–	0.0000167

II.6. Les avantage des nano-fluides

- Une grande surface de transfert de chaleur entre les particules et les fluides.
- Haute dispersion et stabilité avec prédominante mouvement brownien des particules.
- Réduit par rapport au liquide pur pour obtenir équivalent intensification de transfert de chaleur.
- Particules réduites de colmatage par rapport aux conventionnelles boues, favorisant ainsi la miniaturisation du système.

- Propriétés ajustables, dont la conductivité thermique et la mouillabilité de la surface, en faisant varier les concentrations de particules en fonction de différentes applications.

II.7. Les inconvénients des nano-fluides :

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

Références

- [1] Talbi Elnadhir, Etude numérique de la convection autour des composants électroniques montés entre deux plaques planes verticales en présence d'un nano-fluide, Mémoire en vue de l'obtention de diplôme de master de l'université de Biskra, 2016.
- [2] Lebbihi Saci, Refroidissement par convection naturelle d'une source de chaleur localisée au fond d'une enceinte remplie de nano-fluide, Mémoire en vue de l'obtention du diplôme de master de l'université de Biskra, 2014.
- [3] Soufi El Habib, ' Application Des nanofluides Pour Le Refroidissement : Etude D'un Cas D'une Géométrie Simple', Université kasdi Merbah d'Ouargla, 2013.
- [4] Ribiero João-Paulo, Dossier Technique de l'ingénieur, nm5115, Nanofluides pour les applications thermiques, 2009.
- [5] 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.
- [6] Billel Boudjeniba, "Etude Numérique De La Convection Naturelle Dans Une Cavité Rectangulaire Contenant Un Nano fluide", Université 20 Août (1955) De Skikda, 2015.
- [7] Hamdi Moumni, Hedia Welhezi, Ridha Djebali, Ezeddine Sediki, ' Accurate finite volume investigation of nanofluid mixed convection in two-sided lid driven cavity including discrete heat sources', Univ. Tunis El-Manar, Tunisia, 2015.
- [8] Bouchoucha Abd El Malik, "Génération D'entropie Due Au Refroidissement Par Convection Naturelle D'un Nano fluide", Université Des Frères Mentouri – Constantine, 2017.

Chapitre III

Généralités sur transfert de chaleur

Dès qu'un système présente deux espaces à température différentes, un transfert de chaleur prend naissance. Dans des installations industrielles, le problème est soit de réduire ce transfert (isolation), soit de le canaliser échangeur, soit de le transformer (Machine thermique) [1].

III.1. Modes de transfert de chaleur

Le transfert de chaleur au sein d'une phase ou, plus généralement, entre deux phases, se fait de trois façons :

- La conduction.
- Le rayonnement.
- La convection.

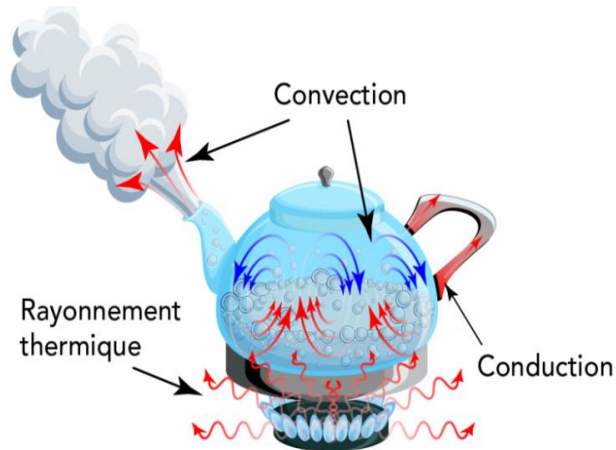


Fig.III.1.Schème transfert de chaleur.

III.1.1. Transfert de chaleur par conduction

Le processus de transfert de chaleur par conduction dépend d'un milieu physique sans mouvement de matière et est dû à des phénomènes physiques microscopiques (excitation d'atomes ou de molécules, flux d'électrons libres, etc). Il peut être considéré comme un transfert d'énergie de particules chaudes à haute énergie vibratoire vers des particules froides à faible énergie vibratoire, du fait d'une collision entre particules.

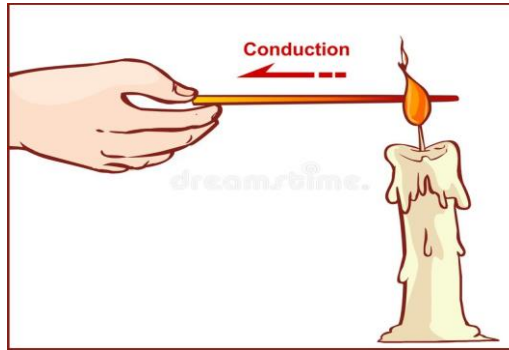


Fig.III.2.Schéma du phénomène de transfert de chaleur par conduction.

Ce transfert de chaleur obéit à la loi de Fourier exprimée par l'équation (III.1) :

$$dQ = -KS \frac{dT}{dx} dt \quad (\text{III.1})$$

dQ : Quantité de chaleur transmis par conduction [J].

K : Conductivité thermique du milieu [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$].

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

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

dt : Le temps caractéristique élémentaire [s].

Le flux de chaleur Φ en watt qui circule est donné par :

$$\phi = \frac{dQ}{dt} = -KS \frac{dT}{dx} \quad (\text{III.2})$$

Ainsi que la densité de chaleur φ en [$W \cdot m^{-2}$]

$$\varphi = \frac{\phi}{S} = -K \frac{dT}{dx} \quad (\text{III.3})$$

III.1.2. 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. A une longueur d'onde est comprise entre $100 \mu m$ et $0,01 \mu m$.

L'équation de Stefan-Boltzmann pour calculer le flux dans vide. La chaleur transmise par rayonnement est [2] :

$$\Phi = M.S = \sigma \cdot T^4 \cdot S \quad (\text{III.4})$$

Sachant que :

Φ : Flux de chaleur transmis par rayonnement [W].

$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$ est la constante de STEFAN-BOLTZMANN [W/ m².k⁴].

M : Emittance [W/m²].

T : Température absolue [k].

S : Surface [m²].

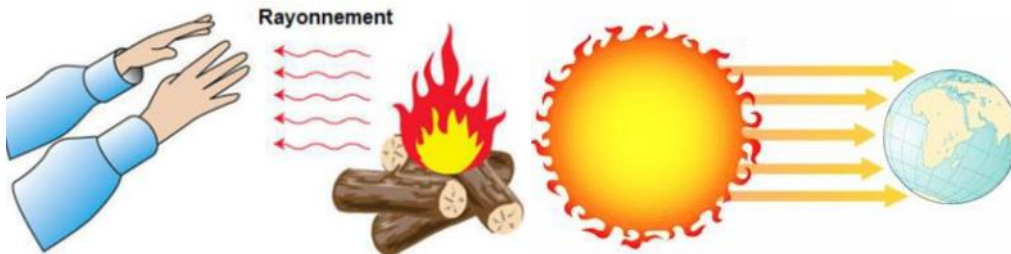


Fig. III.3. Schéma du phénomène de transfert de chaleur par rayonnement.

III.1.3. Transfert de chaleur par convection

La convection est un mode de transfert de chaleur qui met en jeu, en plus de la conduction, le mouvement macroscopique de la matière. Ce phénomène se produit au sein des milieux fluides en écoulement ou entre une paroi solide et un fluide en mouvement.

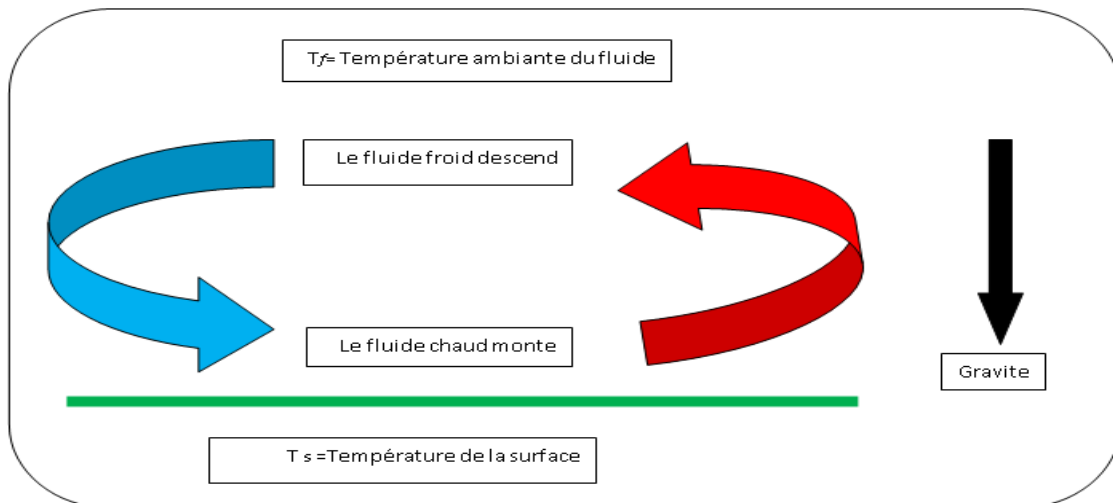


Fig. III.4. Schéma du phénomène de transfert de chaleur par convection.

Donné par une relation appelée loi de Newton :

$$\Phi = h \cdot S \cdot \Delta T \tag{III.5}$$

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

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

T_C : la température de la paroi du milieu considéré.

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

III.2. Les différents types de convection

La transmission de chaleur par convection est désignée, selon le mode d'écoulement du fluide, Selon la nature du mécanisme qui provoque le mouvement du fluide on distingue :

III.2.1. La convection forcée :

Le mouvement du fluide est induit par une cause indépendante des différences de température (pompe, ventilateur...etc.). L'étude du transfert de chaleur par convection permet de déterminer les échanges de chaleur se produisant entre un fluide et une paroi.

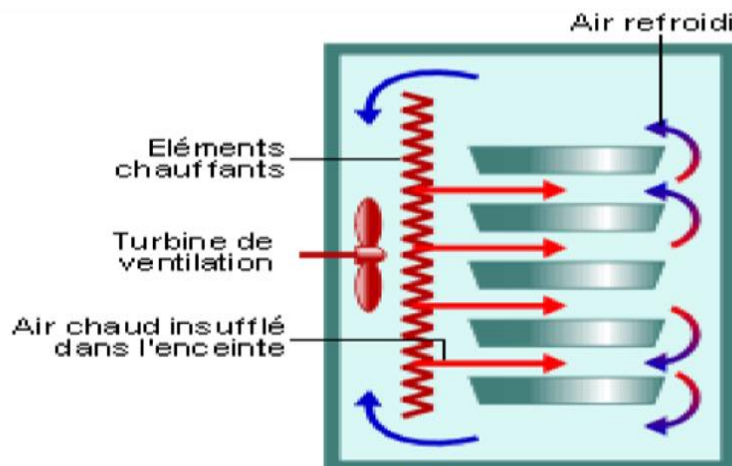


Fig.III.5. Four à convection forcée [3].

III.2.2. La convection mixte :

La convection mixte correspond au couplage des deux phénomènes précédents (Convection naturelle et forcée) quand les vitesses d'écoulement, fictives, dues aux deux types de convections sont considérées séparément, du même ordre de grandeur.

III.2.3. Convection naturelle (libre)

En convection naturelle, les mouvements du fluide sont provoqués par des gradients de densité due au non uniformité du champ de température. Les couches chaudes, donc de poids

spécifique plus faible, sont soumises à des forces dirigées vers le haut, suivant un mécanisme analogue à celui de la poussée d'archimède. Dans les régions a température élevée, le fluide prend donc un mouvement ascendant. Le phénomène inverse de courants descendants se produits pour les parties du fluide dont la température est inférieure à celle du fluide chaud [4].

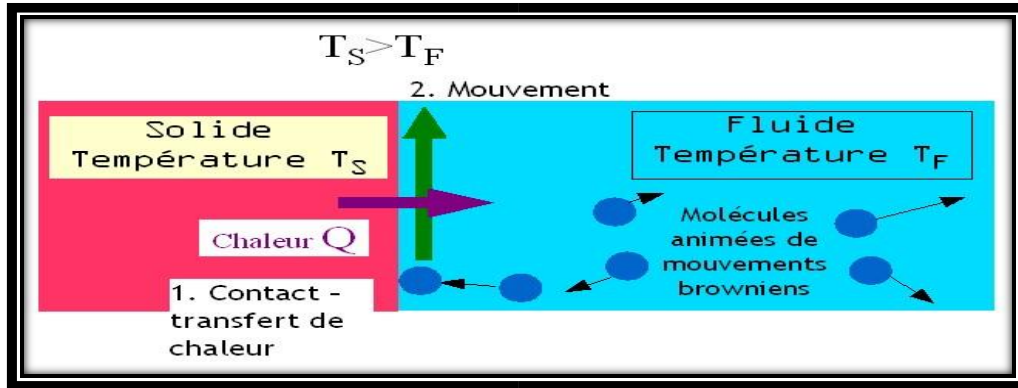


Fig.III.6.Schéma de la convection naturelle.

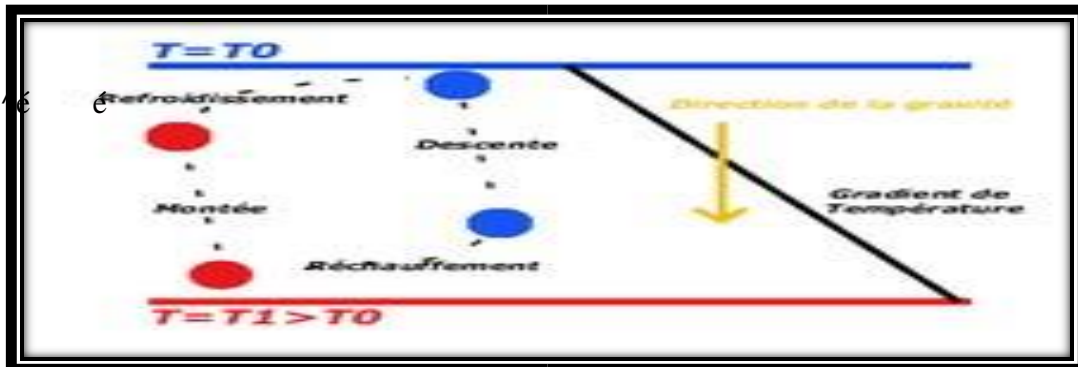


Fig.III.7.Schème travail de la convection.

Références

- [1] J. Crabol, livre, transfert de chaleur tome 1 – les principes.
- [2] 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).
- [3] M. Benmerabet, «Modélisation et simulation des phénomènes de transfert thermique par convection assistés par le mouvement fluide», mémoire de master, Université «Badji Mokhtar», Annaba- Algérie, 2017.
- [4] Salhi Hicham, Etude numérique de la convection naturelle dans les enceintes : nano fluide, Thèse pour l'obtention du diplôme de doctorat de l'université de Batna, 2015.

Chapitre IV

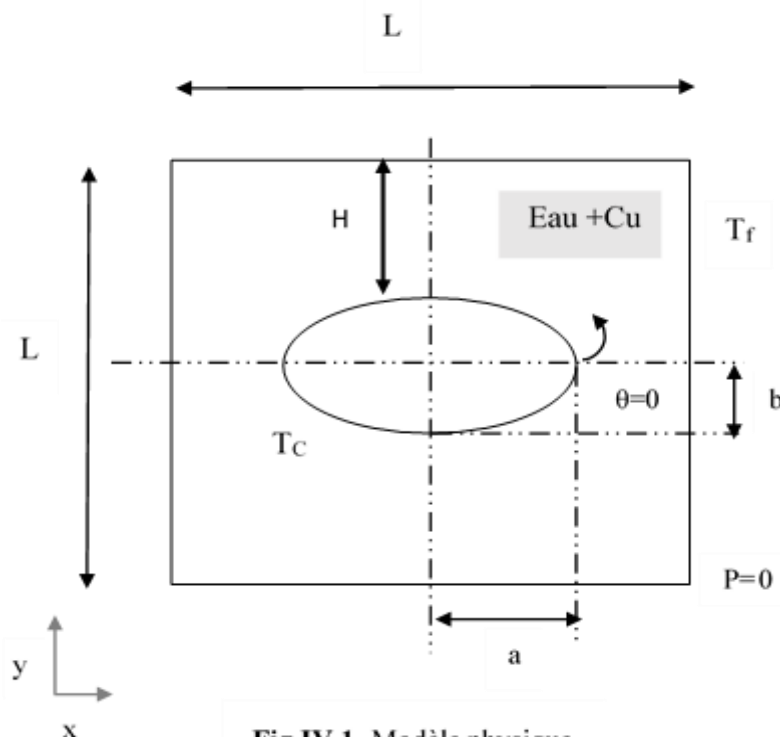
Méthode mathématique

Dans ce chapitre nous décrivons et formulons le modèle physique, mathématique et les hypothèses simplificatrices ainsi que les conditions aux limites appropriées. Chaque phénomène physique est souvent formulé par des équations mathématiques (équations différentielles) qui représentent une modélisation de ce phénomène. Une modélisation doit obligatoirement exprimer le comportement du phénomène dans l'espace et dans le temps. En mécanique des fluides, on suppose que le fluide est un milieu continu, ce qui permet d'utiliser les lois classiques de conservation à savoir [2], [3] :

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

IV.1 Définition géométrique

Figure IV.1 présente le modèle physique du travail actuel. Le problème traité est un cylindre elliptique avec une excentricité ($e=0.8$), situé à l'intérieur d'une clôture cylindre de type carré caractérisé par ($L=34\text{mm}$). Les parois de la clôture extérieure carré a été maintenue à une basse température constante T_f , et le cylindre intérieur ellipse est maintenu à température élevée constante T_c . Dans le présent travail le nombre de Prandtl ($Pr=6.8$).



IV.2. Equations générales

Le traitement du problème physique envisagé nécessite l'utilisation d'équations gouvernantes qui sont des équations aux dérivées partielles déduites des principes classiques de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie.

IV.2.1. Equation de continuité

Elle est déduite du principe de conservation de la masse et s'exprime sous la forme :

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

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

Pour un écoulement incompressible ($\rho = \text{cte}$) à viscosité constante ($\mu = \text{cte}$).

L'expression de la conservation de la quantité de mouvement d'un fluide Newtonien incompressible dans le champ de pesanteur \vec{g} est donnée par l'équation de Navier-Stokes :

$$\rho \frac{d\vec{V}}{dt} = \vec{F} - \overrightarrow{\text{grad} p} + \mu \cdot \Delta \vec{V} \quad (\text{IV.2})$$

\vec{F} : représente les forces volumiques.

$$\frac{d}{dt}(\rho V) = \rho F - \text{grad} p + \mu \cdot \Delta V + \frac{1}{3} \mu \text{grad}(\text{div}(V)) \quad (\text{IV.3})$$

Où :

p : la pression [Pa].

μ : La viscosité dynamique [$\text{Kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$].

IV.2.3. Equation de l'énergie

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

$$\rho \frac{dE}{dt} = \text{div}(k \cdot \overrightarrow{\text{grad}} \cdot T) + T \cdot \beta \cdot \frac{dp}{dt} + \phi + q_s \quad (\text{IV.4})$$

Avec : $dE = C_p \cdot dT$

$\frac{dE}{dt}$: La variation de l'énergie interne.

C_p : La chaleur massique à pression constante.

k : La conductivité thermique.

β : Le coefficient de dilatation à pression constante.

ϕ : La fonction de dissipation.

q_s : La source de chaleur interne.

Si on suppose pour un écoulement à dissipation et l'effet de la pression sont négligeables à conductivité thermique constante, et pas de source de chaleur interne l'équation (IV.4) se simplifie en :

$$\frac{dT}{dt} = \alpha \cdot \Delta T \quad (\text{IV.5})$$

$\alpha = \frac{k}{\rho \cdot c_p}$: La diffusivité thermique.

IV.3. Les hypothèses simplificatrices

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

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

$$\rho = \rho_0 [1 - \beta (T - T_0)] \quad (\text{IV.6})$$

D'où :

T : Représente la température du fluide en un point donné du système.

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

ρ_0 : La masse volumique du fluide à la température de référence.

β : Le coefficient d'expansion volumique thermique du fluide, il est donné par :

$$\beta = - \frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (\text{IV.7})$$

On utilise une hypothèse simplificatrice connue par l'hypothèse de Boussinesq, qu'elle dit: «la masse volumique (ρ) du fluide est supposé constante dans les équations hydrodynamiques, sauf dans le terme générateur de la convection naturelle ($\rho \cdot g$), ou ses variations induisent directement des forces de poussée d'Archimède. Toutes les autres caractéristiques thermo-physiques du fluide (la viscosité dynamique μ , la conductivité thermique k et la chaleur massique à pression constante C_p) sont considérées comme constantes et définies à la température de référence T_0 ».

IV.4. Formulation indicielle

Equation de continuité :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho V_j) = 0 \quad (IV.8)$$

Equation du mouvement :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_0 V_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho_0 V_i V_j) = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho_0 [1 - \beta(T - T_0)] g \quad (IV.9)$$

Equation de la température :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (T V_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} (\alpha \frac{\partial T}{\partial x_j}) \quad (IV.10)$$

τ_{ij} : Tenseur des contraintes visqueuses dont les éléments dépendent du taux de déformation du fluide soumis au champ de vitesse.

$$\tau_{ij} = -\mu \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] + \frac{2}{3} \mu \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \quad (IV.11)$$

Où :

μ : Viscosité dynamique du fluide.

δ_{ij} : Fonction delta de Kronecker.

IV.5. Equations de bilan

D'une façon générale, les équations de conservation de la masse, de quantité de mouvement, et de l'énergie dans le cas an isotherme, moyennant les hypothèses énoncées ci-dessus s'écrivent :

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (VI.12)$$

$$U \frac{\partial U}{\partial x} + V \frac{\partial U}{\partial y} = - \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} \right) \quad (VI.13)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial x} + V \frac{\partial V}{\partial y} = - \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial y} - g \cdot \cos(\alpha) [\beta_T \Delta T] + \nu \left(\frac{\partial^2 V}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial y^2} \right) \quad (\text{IV.14})$$

IV.6. Equations adimensionnées

Les équations de gouvernement à l'intérieur de la clôture carrée avec un cylindre elliptique chauffé sont décrites par les équations de Navier-Stokes et d'énergie, respectivement. Les équations de gouvernement sont transformées en formes sans dimensions sous les variables non dimensionnelles suivantes :

$$\theta = \frac{T-T_F}{T_C-T_F}, X = \frac{x}{L}, Y = \frac{y}{L}, U = \frac{uL}{\alpha}, V = \frac{vL}{\alpha}, P = \frac{pL^2}{\rho\alpha^2}, Pr = \frac{\vartheta}{\alpha}, \text{ et } Ra_t = \frac{g\beta(T_C-T_F)L^3}{\alpha\vartheta}$$

Les formes sans dimensions des équations de gouvernement dans la condition équilibrée sont exprimées sous les formes suivantes :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (\text{IV.15})$$

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial X} + Pr \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{IV.16})$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial Y} + Pr \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + RaPr\theta \quad (\text{IV.17})$$

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{IV.18})$$

IV.7. Les nombres sans dimensions

Une grandeur sans dimension (ou grandeur adimensionnelle) est une quantité permettant de décrire une caractéristique physique sans dimension ni unité explicite d'expression. Elle est constituée du produit ou rapport de grandeurs à dimensions, de telle façon que le rapport des unités équivaut à un. Ces grandeurs sans dimension interviennent particulièrement en mécanique des fluides et pour la description de phénomène de transfert lorsqu'on utilise la similitude de modèles réduits ou théorie des maquettes et construit l'interprétation des résultats d'essais. Elles portent le nom de nombres sans dimension, nombres adimensionnels, ou encore de nombres caractéristiques [1].

Les nombres adimensionnels les plus utilisés dans le domaine de la convection sont :

IV.7.1. Nombre de Prandtl

Le nombre de Prandtl qui est le rapport de la viscosité cinématique ν et la diffusivité thermique α , il caractérise l'importance relative des effets thermiques et visqueux, ce nombre porte le nom de Ludwig Prandtl, physicien allemand :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (\text{IV.19})$$

Le nombre de Prandtl compare la rapidité des phénomènes thermiques et des phénomènes hydrodynamiques dans un fluide. Un nombre de Prandtl élevé indique que le profil de température dans le fluide sera fortement influencé par le profil de vitesse. Un nombre de Prandtl faible indique que la conduction thermique est tellement rapide que le profil de vitesse a peu d'effet sur le profil de température [1].

IV.7.2. Le nombre de Grashof

Est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides pour caractériser la convection naturelle dans un fluide. Il correspond au rapport des forces de gravité sur les forces visqueuses. Ce nombre porte le nom de Franz Grashof, ingénieur allemand [1].

On le définit de la manière suivante :

$$Gr = \frac{g \beta \Delta T L^3}{\nu^2} \quad (\text{IV.20})$$

Avec :

g : Accélération de la pesanteur.

ν : Coefficient de cinématique.

IV.7.3. Nombre de Rayleigh

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

Il peut être exprimé comme [2] :

$$Ra = \frac{g \beta \Delta T L^3}{\nu \alpha} = Gr \cdot Pr \quad (\text{IV.21})$$

Où $\Delta T = T_f - T_c$

T_f : La température de la paroi froide [K].

T_c : La température du fluide loin de la paroi chaude [k].

ν : La viscosité cinématique = $\frac{\mu}{\rho}$ [m²/s].

α : La diffusivité thermique = $\frac{K}{\rho c_p}$ [m²/s].

IV.7.4. Le nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt est proportionnel au rapport entre le transfert thermique total et le transfert par conduction. Il peut être exprimé comme :

$$Nu = \frac{hL}{K} \quad (\text{IV.22})$$

Où :

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

On distingue deux différentes formes du nombre de Nusselt :

a. Le nombre de Nusselt local

Représente les taux de transfert locaux de chaleur. Il est défini par :

$$Nu_x = \frac{\phi L}{K(T_c(x) - T_f)} \quad (\text{IV.23})$$

ϕ : Le Flux de chaleur [W].

b. Le nombre de Nusselt moyen

Représente le taux moyen. Il est défini par :

$$\overline{Nu} = \frac{\int_0^L Nu_x dx}{\int_0^L dx} \quad (\text{IV.24})$$

IV.8. Conditions aux limites

L'écoulement envisagé a lieu entre deux cylindres coaxiaux horizontaux, un cylindre interne ellipse est caractérisé par une excentricité $e = 0.8$, et le cylindre extérieur carré est de longueur L . La configuration utilisée est schématisée par la figure IV.1.

Les conditions aux limites sur le système sont :

Cylindre interne (ellipse)

$$u = v = 0 \quad (\text{IV.25})$$

$$T = T_c \quad (\text{IV.26})$$

Cylindre externe (carrée)

$$u = v = 0 \quad (\text{IV.27})$$

$$T = T_f \quad (\text{IV.28})$$

Références

- [1] Salhi Hicham, Etude numérique de la convection naturelle dans les enceintes : nano fluide, Thèse pour l'obtention du diplôme de doctorat de l'université de Batna, 2015.
- [2] Dadda Mouhamed Lamine,' Étude de la convection naturelle dans une cavité carrée différentiellement chauffée', Université Echahid Hamma Lakhdar d'El-Oued, 2016.
- [3] Lebbihi Saci,' Refroidissement Par Convection Naturelle D'une Source De Chaleur Localisée Au Fond D'une Enceinte Remplie De Nano fluide', Université Mohamed Khider Biskra, 2014.

Chapitre V

Formulation numérique

Le but de cette partie, est d'évaluer le comportement d'un écoulement laminaire, en régime stationnaire. Cette partie est consacrée principalement aux différentes étapes numériques pour la résolution de l'écoulement dans une cavité annulaire fermée : le maillage, la méthode de résolution, le choix des conditions aux limites, et le post-traitement des résultats. Le développement des techniques numériques a servi à mettre au point des codes traitant tous les problèmes de mécanique des fluides, notamment : le transfert de chaleur.

Dans la présente étude, le logiciel de CFD utilisé, pour la réalisation de la simulation numérique en mécanique des fluides (**Computational Fluid Dynamics CFD**) se nomme FLUENT 6.2 peut simuler le transfert de chaleur. Il utilise la méthode des volumes finis, nécessitant un maillage conçu par le logiciel « GAMBIT 2.1 ».

GAMBIT est le modelleur associé à FLUENT où l'on décrit la géométrie et le maillage du problème à traiter ainsi que le type des conditions aux limites. Il permet aussi de définir le type des différentes frontières du système ainsi que la nature du (des) domaine(s) décrit(s) globalement (solide ou fluide). Dans notre étude les deux frontières sont considérées comme des parois indépendantes, donc on les nomme et on leur donne un type (ici Wall «paroi »).

FLUENT est écrit en langage C et globalement la démarche numérique utilisée s'initie par la lecture de la géométrie et le maillage, on passe après au type de solveur, pour notre cas c'est un solveur « segregate » avec une formulation implicite pour un cas bidimensionnel en régime stationnaire, puis la discrétisation des équations modélisantes dans le menu « Solve », la résolution des systèmes d'équations discrétisées et enfin le post-traitement.

On initialise l'ensemble des quatre variables à calculer sur tous les points du maillage, c'est à dire la pression, les deux composantes de la vitesse et la température. Ensuite on gère la progression du calcul itératif par le biais du suivi des résidus des équations se rapportant à chacune des variables.

Donc sous FLUENT, le travail va consister à assurer successivement :

- Le choix des équations traitées
- La description des conditions aux limites
- La gestion de la résolution
- L'analyse des résultats

Les étapes pour le déroulement des simulations sur les deux logiciels Gambit (2.1) et FLUENT (6.2) sont résumées sur la Fig.V.1.

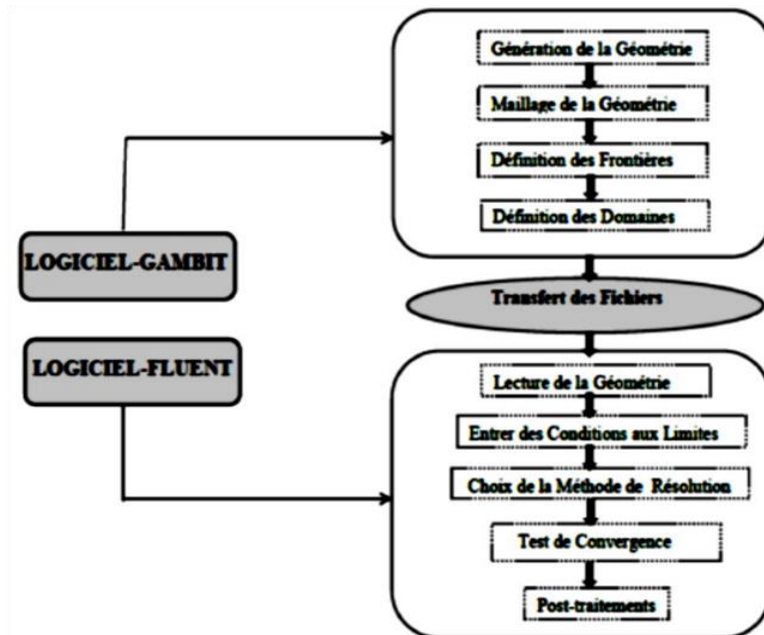


Fig.V.1.Etapes de résolution suivies par GAMBIT et FLUENT.

V.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 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 proposé 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. 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 fig.IV.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.

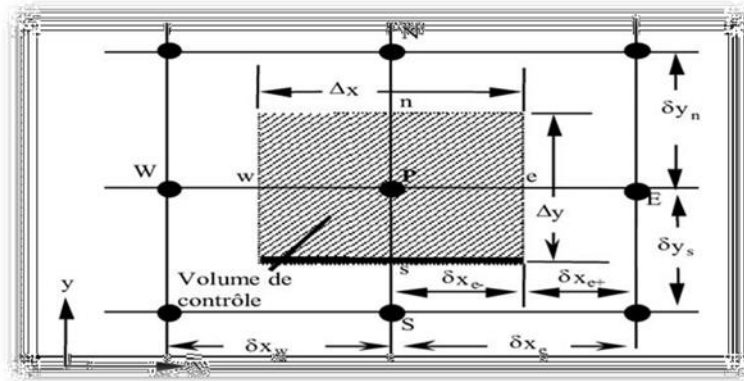


Fig. V.2. Volume de contrôle bidimensionnel.

Le volume de contrôle est illustré à la figure V.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 de l'équation de la quantité de mouvement et de l'équation de l'énergie.

V.2. Maillage

Dans notre étude, on a choisi un maillage bidimensionnel structuré. Ce maillage a été réalisé avec des cellules dont la taille variait progressivement, fin sur les parois pour assurer une bonne résolution dans les régions à fort gradient de température et vitesse.

La fig.V.3 montre une partie de la cavité en maillage structuré non uniforme serré près des frontières des parois.

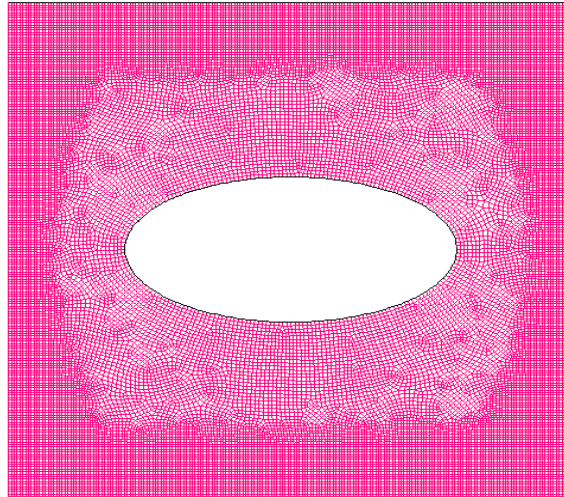


Fig.V.3.Maillage avec Gambit 2.1.

V.3. Choix de maillage

La figure V.5 présente la convergence à partir du nombre de Nusselt moyen, au niveau du cylindre intérieur chauffé par raffinement du gril. On remarque que l'indépendance du maillage est atteinte en combinant des volumes de contrôle (100×100) dans lesquels le nombre moyen de Nusselt ne varie pas de manière importante avec le raffinement plus fin du maillage. L'accord a été jugé excellent, ce qui correspond indirectement au calcul actuel.

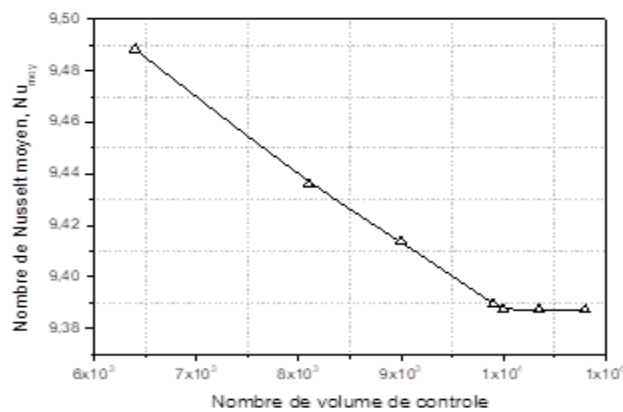


Fig.V.4.Convergence du nombre moyen de Nusselt le long de cylindre chaud.

V.4. 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 horizontal confocal par Elshamy [1] 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 (figure V.5). En outre, le nombre de Nusselt local a été comparé à la référence [1] pour différents nombres de Rayleigh s'étendant de 10^4 à 10^5 (figure. V.5).

Pour le cas de deux elliptiques horizontal confocal, 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 (figure. V.6). 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 figure. V.6. Le résultat indique un accord acceptable avec les résultats qui ont présenté dans Refs [1].

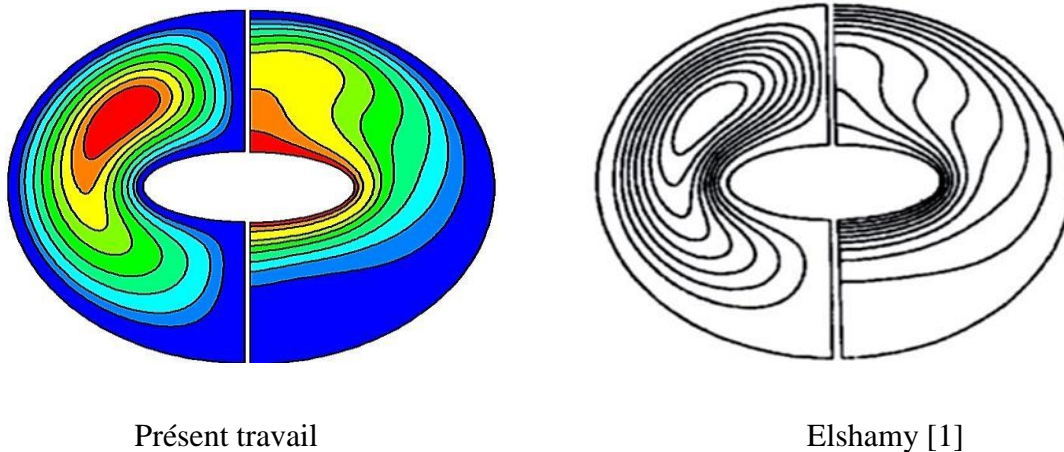


Fig.V.5.Ligne de courant (moitié gauche) et isothermes (moitié droite) à $Ra_i=10^4$.

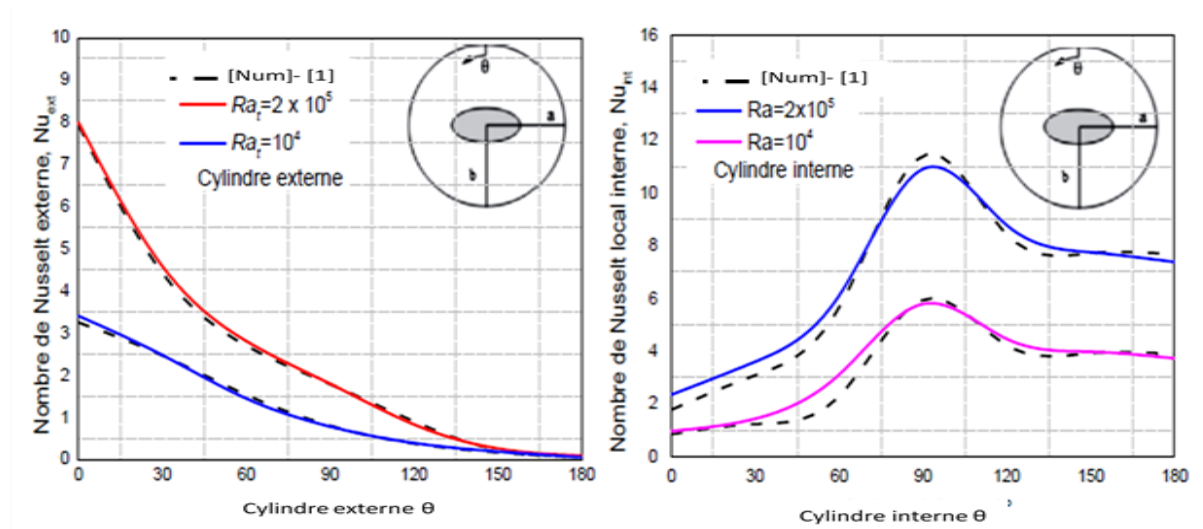


Fig.V.6.Nombre Nusselt local de le long des ellipses internes et externes et comparaison avec la référence [1].

V.5. Conclusion

Dans ce chapitre, nous nous sommes attachés à décrire l'approche numérique que nous avons utilisée. Nous avons décrit la résolution numérique adoptée qui permettra d'aboutir aux résultats qui seront présentés par la suite.

Référence

- [1] M.M. El Shamy, M.N. Ozisik, J.P. Coulter, Correlation for laminar natural convection between confocal horizontal elliptical cylinders, Numer. Heat Transfer, Part A18, pp. 95–112, 1990.

Chapitre VI

Résultats

Dans ce chapitre nous avons effectué des simulations numériques de convection naturelle dans un système annulaire fermée. Ce système comportant deux cylindres confocaux un carré externe et ellipse 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 thermophysiques 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 , et des fractions volumiques des nanoparticules 0, 0.02, 0.04 et 0.06. Les résultats sont présentés sous forme de lignes de courant, des isothermes et des nombres de Nusselt moyens et locaux. L'objectif de cette étude est d'examiner l'impact de différents paramètres sur le flux de transfert de chaleur.

VI.1. Influence du nombre de Rayleigh thermique

Dans les figures VI (1, 2 et 3). 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 VI (1, 2 et 3), montrent que l'écoulement formé par deux cellules symétriques opposées. Du côté gauche, 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 la poussée d'Archimède.

(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 carré extérieur).

Pour $Ra_t=5.10^3$, la convection laminaire est faible, la figure VI.1 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.

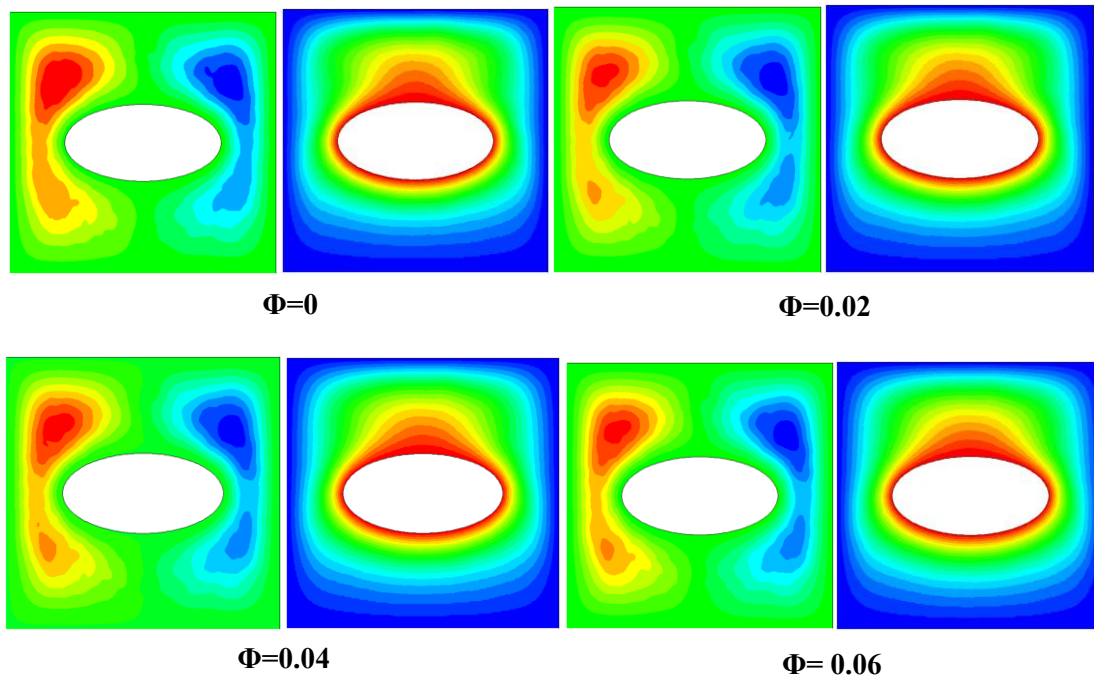


Fig.VI.1. Isothermes et lignes de courant pour différentes valeurs de fraction volumique lors que $Ra_t=5.10^3$.

Cependant pour $Ra_t=2.10^4$, la figure (VI.2) les isothermes et les isoconcentrations se modifient sensiblement et finissent par adopter un panache en forme de champignon qui commence par apparaître sur la paroi chaude, le sens de déformation des isothermes est conforme à la direction de rotation des lignes de courant. La distribution de la température est décroissante de la paroi chaude vers la paroi froide. En régime laminaire, on peut dire que, sous l'action du mouvement des particules qui décollent de la paroi chaude, 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 le transfert de chaleur par convection commence à prendre place.

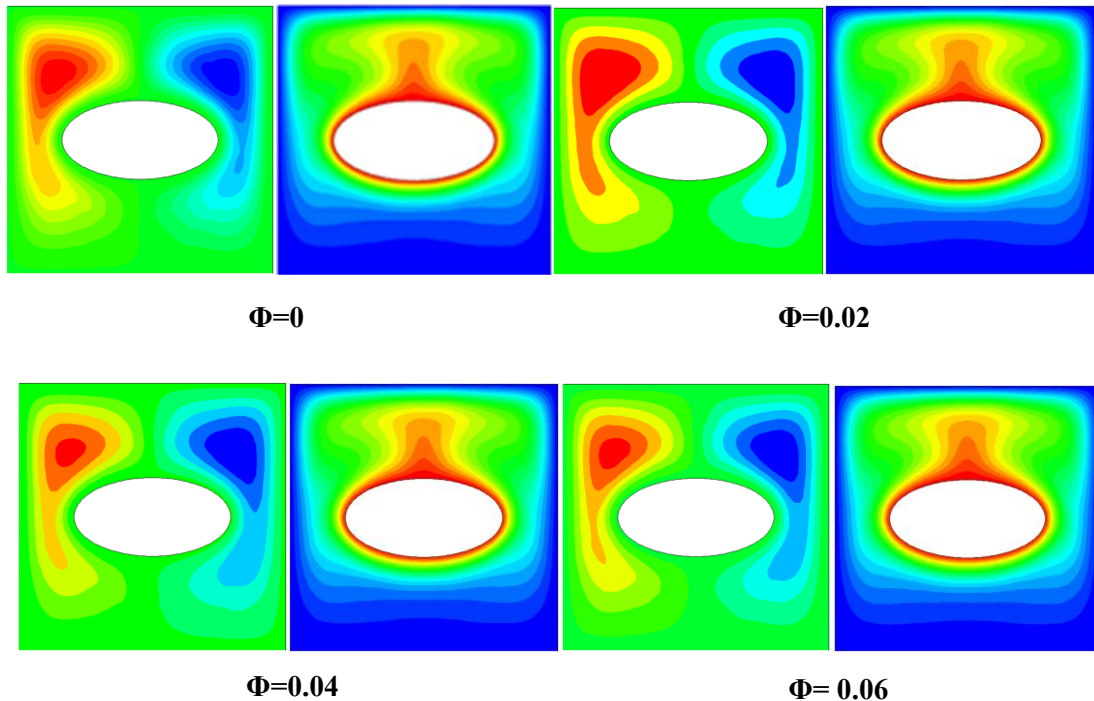


Fig. VI.2. Isothermes et lignes de courant pour différentes valeurs de fraction volumique lorsque $Ra_t=2.10^4$.

Lorsque $Ra_t=2.10^5$, 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 .

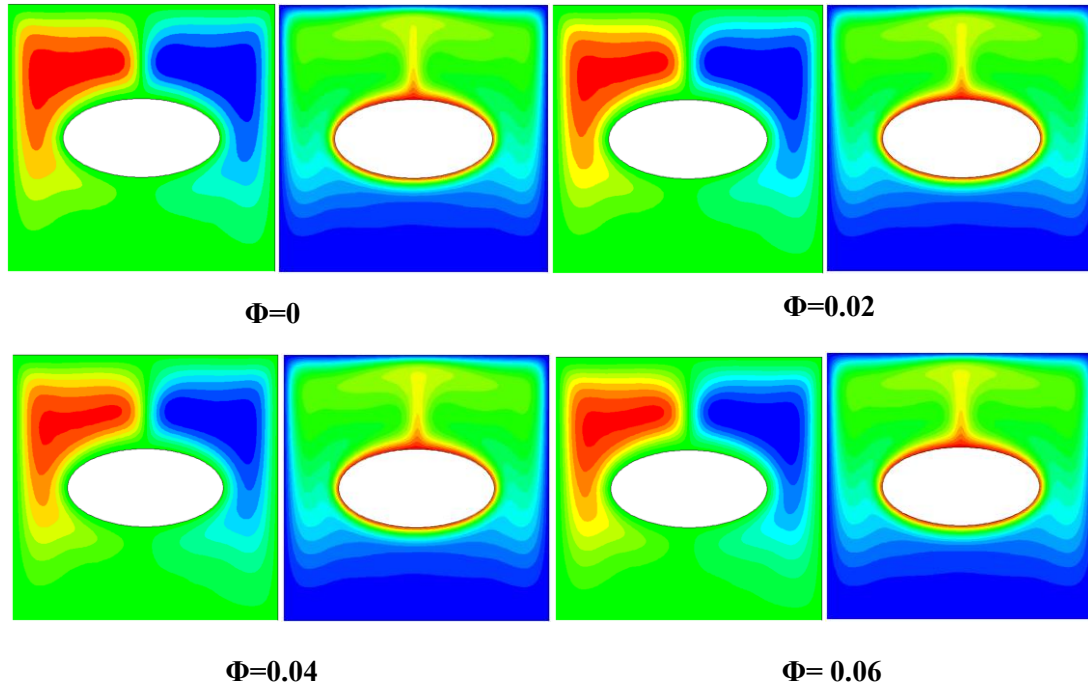
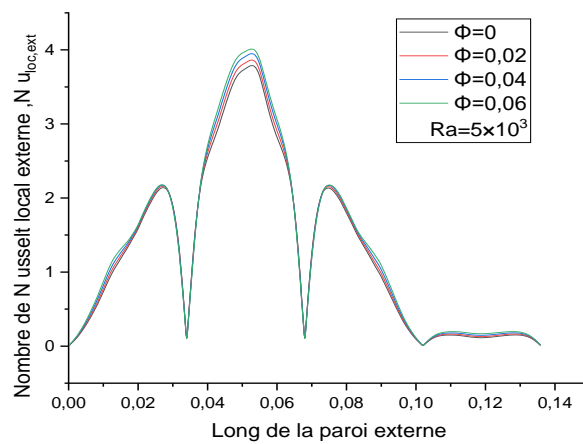


Fig. VI.3. Isothermes et lignes de courant pour différentes valeurs de fraction volumique lorsque $Ra_t=2.10^5$.

VI.2. Nombre de Nusselt

VI.2.1. Variation du nombre de Nusselt local sur la paroi du cylindre carré extérieur



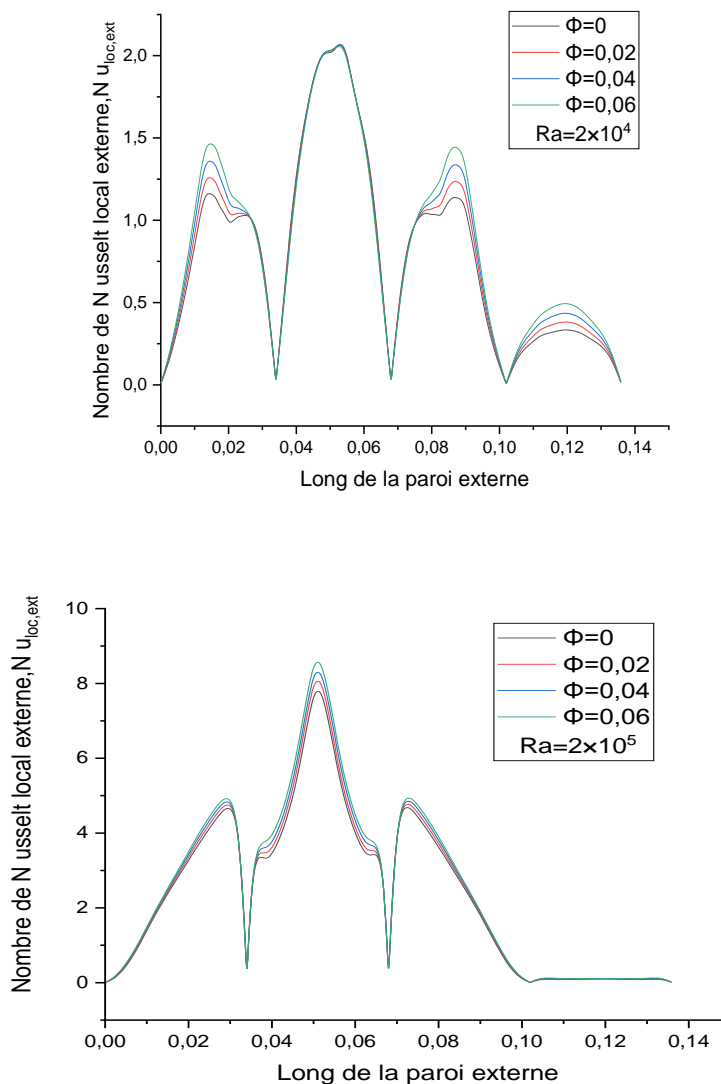


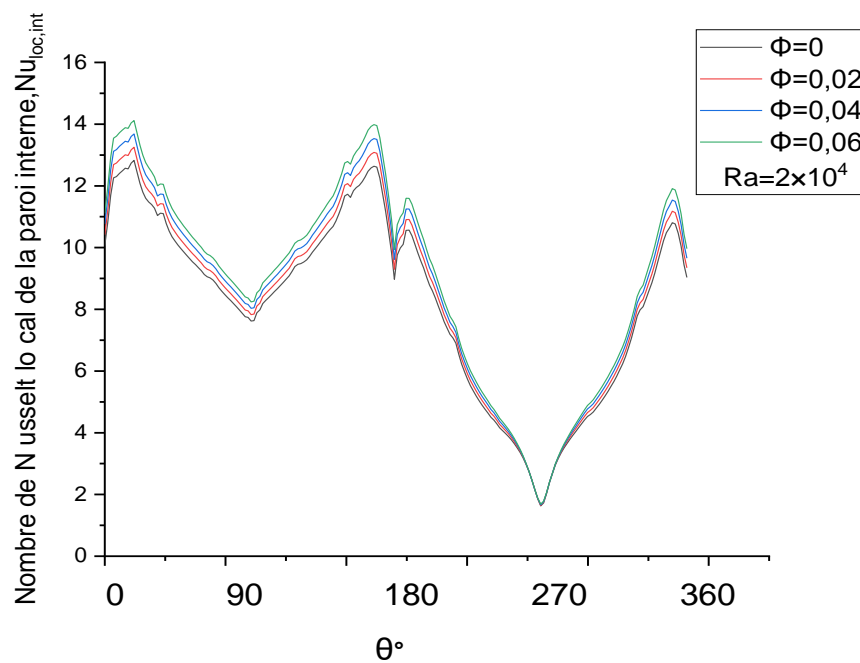
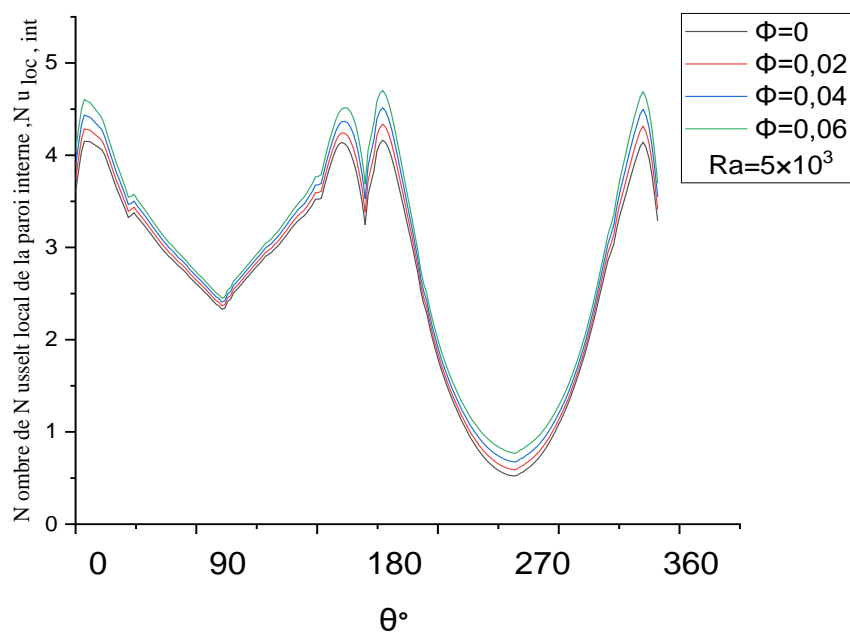
Fig. VI.4. Evolution du nombre de Nusselt local le long la paroi externe.

La figure IV.4. 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.1, 2 et 3.

Pour $Ra < 5 \cdot 10^3$ le transfert de chaleur est essentiellement conduction. Pour les plus grandes valeurs du nombre de Rayleigh les transferts thermiques se fait par convection.

On voit, par exemple sur cette figure, que Nu est maximum au milieu de la partie supérieure du carré et minimum au milieu de la partie inférieure du carré. Il est clair qu'avec l'augmentation des fractions volumiques, le nombre de Nusselt augmente également ce qui se traduit également par une augmentation du taux de transfert thermique du nanofluide. On peut également noter que les valeurs maximales sont affectées par la présence de nanoparticules.

VI.2.2. Variation du nombre de Nusselt local sur la paroi du cylindre elliptique intérieur



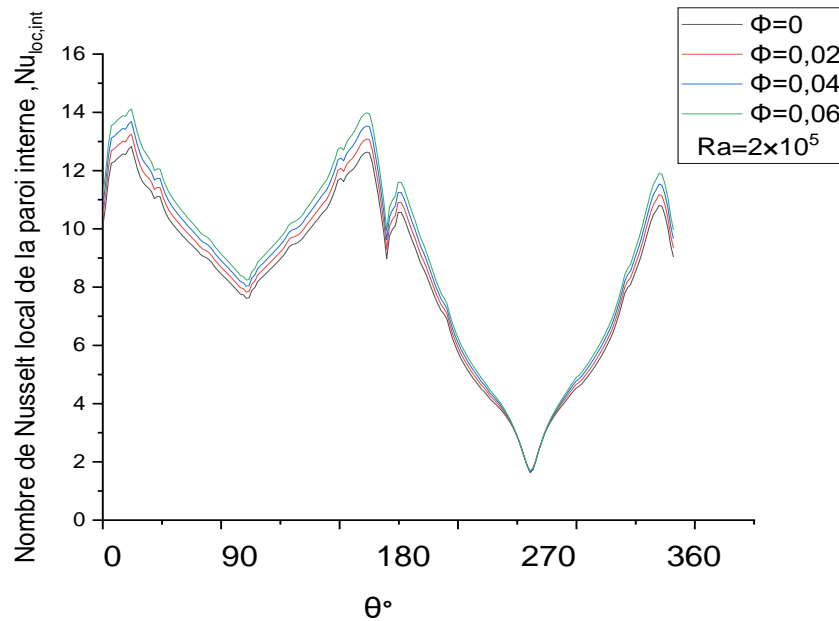


Fig. VI.5. Evolution du nombre de Nusselt local le long la paroi interne.

La distribution du nombre de Nusselt local sur les surfaces externe de l'anneau est illustrée sur la figure IV.5. 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 est minimum dans la région sommitale ($\theta=270^\circ$). On note également que quel que soit le nombre de Rayleigh, l'augmentation de la fraction volumique se traduit par une augmentation du nombre de Nusselt. donc l'ajout de nanoparticules améliore le transfert de chaleur.

VI.2.3. Nombre du Nusselt moyen

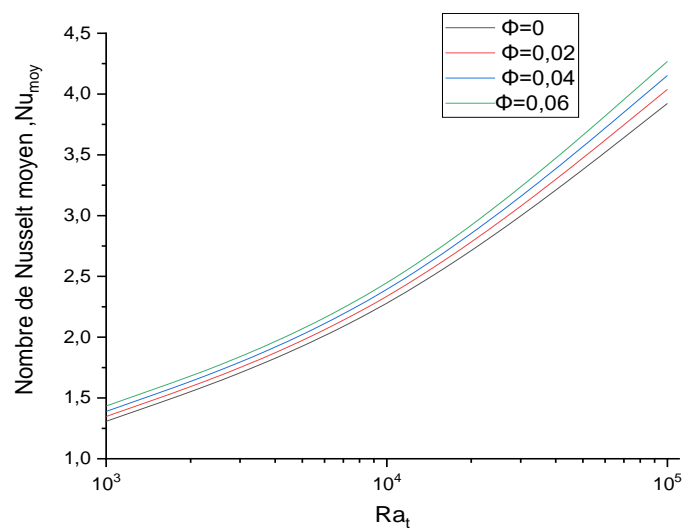


Fig.VI.6. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh thermique.

La figure IV.6. Illustre l'évolution du nombre moyen de Nusselt en fonction de la fraction volumique de nanoparticules. On note que lorsque le nombre de Rayleigh est inférieur à 10^4 , on remarque aussi que le nombre de Nusselt moyen augmente lentement car le mode dominant de transfert de chaleur est la conduction, puis augmente de manière significative avec l'augmentation de Rayleigh car le mode de transfert de chaleur prédominant est la convection. On remarque aussi que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation de la fraction volumique de la nanoparticule, quel que soit le nombre de Rayleigh.

Conclusion

générale

Conclusion générale

Vu son importance dans les nombreuses applications industrielles, la convection dans les espaces confinés a poussé un très grand nombre de chercheurs à investir ce domaine tant sur le plan expérimental que sur le plan numérique.

Cet intérêt nous a motivés pour modéliser et simuler les transferts de chaleur par convection naturelle dans un système annulaire fermée remplies d'un nano fluide à base d'eau et de cuivre, ce système comportant deux cylindres confocaux une ellipse interne et carre externe.

Ce problème a été abordé avec une approche numérique basée sur la méthode des volumes finis pour la résolution des équations gouvernantes basées sur l'approximation de Boussinesq.

Les simulations numériques sont effectuées pour un nombre de Rayleigh variant entre 10^3 et 10^5 , et une fraction volumique des nanoparticules comprise entre (0, 0.02, 0.04, et 0.06). Pour examiner profondément les effets des paramètres pertinents sur le transfert de chaleur dans notre configuration. Les résultats principaux :

- Pour un faible nombre de Rayleigh thermique, le transport de chaleur et de masse au sein de l'espace annulaire est essentiellement contrôlé par le processus de conduction et de diffusion pure. Lorsque le nombre de Rayleigh thermique augmente, le rôle de la convection devient prépondérant. l'existence de nanoparticules ce qui signifie une amélioration du taux de transfert de chaleur ce qui est indiqué par l'augmentation du nombre de Nusselt.
- Sur la paroi du cylindre carrée extérieur et sur la paroi du cylindre elliptique intérieur l'augmentation des fractions volumiques, le nombre de Nusselt augmente également ce qui se traduit également par une augmentation du taux de transfert thermique du nanofluide.
- Le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation de la fraction volumique de la nanoparticule, quel que soit le nombre de Rayleigh.

Comme notre étude s'est focalisée sur la problématique de la convection naturelle ce travail mérite d'être élargi par des études complémentaires pour mieux comprendre ce phénomène de convection naturelle dans les enceintes, pour cela nous suggérons ce qui suit :

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

Résumé

Dans ce mémoire, une étude numérique de la convection naturelle des transferts de chaleur laminaire à l'état stationnaire dans un anneau horizontal entre un cylindre interne elliptique chauffé et un cylindre extérieur carré froid. Cette espace annulaire est parcourue par un nano fluide 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 jusqu'à 10^5 . Nous avons étudié les effets des différents paramètres tels que le nombre 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.

Mots clés : Nano fluide, convection naturelle, nombre de Rayleigh.

Abstract

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

Key words: Nano fluid, natural convection, Rayleigh number.

ملخص

في هذه الأطروحة، قمنا بدراسة عددية لظاهرة الحمل الحراري الطبيعي عن طريق انتقال الحرارة داخل تجويف موجود بين أسطوانتين أسطوانة داخلية بيضاوية حارة والأسطوانة الخارجية على شكل مربع باردة. يتم عبور هذا الفضاء الحلقي بواسطة سائل نانوية من الماء والنحاس لأعداد رايلي مختلفة وتركيز مختلف للجسيمات النانوية ويعتمد حل معادلات الحركة والحرارة عدديا على البرنامج العددي فلوانت باستعمال تقريبات بوسيناسك وكانت الدراسة من أجل قيم رايلي محصورة بين 10^3 و 10^5 وقد قمنا بدراسة تأثير عدد رايلي وتركيز الجسيمات النانوية على الحمل الحراري وكانت النتائج على شكل خطوط حرارية خطوط دالة التيار وأعداد نيسلت المحلية والمتوسطة.

الكلمات المفتاحية: الموائع النانوية، الحمل الحراري الطبيعي، عدد رايلي.
