

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
République Algérienne Démocratique et Populaire  
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université du 20 Août 1955 Skikda  
Faculté de Technologie  
Département de Génie Mécanique



جامعة 20 اوت 1955 سكيكدة

كلية التكنولوجيا

قسم الهندسة الميكانيكية

المرجع:

## THÈSE

Présentée en vue de l'obtention du diplôme de

### DOCTORAT EN SCIENCES

Spécialité : Génie mécanique

#### SIMULATION NUMERIQUE DES ECOULEMENTS DANS DES CONFIGURATIONS CYLINDRIQUES

Présentée par : GOURARI Sihem

Devant le jury composé de :

Président : M<sup>f</sup>. T. Boufendi Professeur Université 20 août 1955-Skikda

Rapporteur : M<sup>f</sup>. F. Mebarek- Oudina Professeur Université 20 août 1955-Skikda

Examineurs: M<sup>f</sup>. M. Kherief Nasreddine MCA ENSET Skikda

M<sup>f</sup>. B. Bouchehit MCA Université 20 août 1955-Skikda

M<sup>f</sup>. A. Dib MCA Université Badji Mokhtar Annaba

M<sup>f</sup>. S. Boulahrouz MCA Université Abbès Laghrour Khenchla

Soutenue le..../..../.....

**République Algérienne Démocratique et Populaire**  
**Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique**

**Université du 20 Août 1955 Skikda**

**Faculté de Technologie**  
**Département de Génie Mécanique**



## **THÈSE**

Présentée en vue de l'obtention du diplôme de

**DOCTORAT EN SCIENCES**

Spécialité : Génie mécanique

---

**SIMULATION NUMERIQUE DES ECOULEMENTS DANS DES**  
**CONFIGURATIONS CYLINDRIQUES**

---

Présentée par : **GOURARI Sihem**

Email : [sihem.gourari@umc.edu.dz](mailto:sihem.gourari@umc.edu.dz)

*RÉSUMÉ*

---

Les exemples de situations où le phénomène de la convection naturelle est présent, voire dominant, abondent aussi bien dans les procédés industriels que dans les processus naturels. Cette thèse de doctorat représente une étude de la structure thermique et dynamique de l'écoulement laminaire et permanent résultant du transfert thermique par convection naturelle, elle traite deux problèmes différents. Le premier problème est divisé en deux parties, la première partie est une étude numérique bidimensionnelle de la convection naturelle engendrée par l'écoulement laminaire de l'eau entre deux cylindres coaxiaux, le cylindre interne génère une source de chaleur constante. Le cylindre extérieur est froid tandis que les parois supérieure et inférieure sont thermiquement isolées. L'objectif de cette étude est de déterminer les champs thermique et dynamique qui interviennent dans ce type d'écoulement. Les effets du nombre de Rayleigh et de l'angle d'inclinaison ont été étudiés en détail afin de prédire l'évolution du nombre de Nusselt moyen et déterminer l'angle d'inclinaison pour lequel l'échange de chaleur par convection est optimal.

Dans la deuxième partie, une simulation numérique a été réalisée, dans le but est d'étudier l'effet du rapport d'aspect sur le transfert thermique convectif dans l'espace annulaire existant entre deux cylindres coaxiaux parcouru par l'eau pure. Compte tenu des conditions aux limites appliquées ainsi que l'angle d'inclinaison de l'anneau, les résultats obtenus par simulation numérique montrent que le rapport d'aspect affecte considérablement le transfert thermique par convection.

Le deuxième problème, s'inscrit sur l'étude numérique de l'écoulement d'un nanofluide (Cu-eau), circulant dans un anneau cylindrique. L'écoulement est en présence d'un champ magnétique uniforme, d'une source de chaleur et d'un milieu poreux. L'objectif de cette étude est la mise en évidence des effets du nombre de Hartmann, de la porosité, du nombre de Darcy et de la fraction volumique des nanoparticules sur l'échange convectif dans un tel écoulement.

Une deuxième partie de ce problème représente une modeste contribution dans le domaine des écoulements diphasique, elle consiste à l'étude d'un écoulement diphasique gaz-liquide en équilibre thermodynamique, dans ce but, une simulation numérique tridimensionnelle de l'écoulement du fluide (hydrogène-eau) dans une conduite cylindrique

horizontale a été réalisée afin de définir l'évolution de l'écoulement diphasique dans une configuration cylindrique.

**Mots clés :**

Convection naturelle, Nanofluide, Champ magnétique, Milieu poreux, Espace annulaire.

---

**ABSTRACT**

---

Examples of situations where the phenomenon of natural convection is present, or even dominant, abound in industrial processes as well as in natural processes. This doctoral thesis represents a study of the thermal and dynamic structure of laminar and permanent flow resulting from heat transfer by natural convection, it deals with different problems. The first problem is divided into two parts, where the first part is a two-dimensional digital study of the natural convection generated by the laminar flow of water between two coaxial cylinders, the inner cylinder generates a constant heat source. The outer cylinder is cold while the top and bottom walls are thermally insulated. The objective of this study is to determine the thermal and dynamic fields involved in this type of flow. The effects of Rayleigh number and tilt angle have been studied in detail to predict the course of the average Nusselt number and to determine the tilt angle at which convection heat exchange is optimal.

In the second part, a numerical study was carried out on the effect of the aspect ratio on the convective heat transfer in the annular space existing between two coaxial cylinders crossed by pure water where the internal cylinder generates a constant heat source, the outer cylinder is cold while the lower and upper walls are thermally insulated, taking into account the inclination angle of the annulus. Numerical simulation results show that the  $Ar$  aspect ratio affects significantly heat transfer by convection.

The second problem relates to the numerical study of the nanofluid flow (Cu-water), circulating in a cylindrical annulus. A uniform magnetic field, a heat source, and a porous medium are applied. The objective of this study is to demonstrate the effects of Hartmann number, porosity, Darcy number and nanoparticles volume fraction on the convective exchange in the flow. A second part of this problem represents a modest contribution in the field of two-phase flows, it consists in the study of a gas-liquid flow in thermodynamic equilibrium, for this purpose, a numerical three-dimensional simulation of a flow of the fluid hydrogen -water in a horizontal cylindrical pipe was carried out in order to define the evolution of the two-phase flow in this case.

***Key words:***

Natural convection, Nanofluid, Magnetic field, Porous medium, Annular space.

## ملخص

الأمثلة على الحالات التي تكون فيها ظاهرة الحمل الطبيعي موجودة ، أو حتى مهيمنة تكثر في العمليات الصناعية وكذلك في العمليات الطبيعية. تمثل أطروحة الدكتوراه هذه دراسة للتكوين الحراري والديناميك الصفحي والدائم الناتج عن انتقال الحرارة بالحمل الحراري الطبيعي، وتتناول مشكلتين مختلفتين. تنقسم المشكلة الأولى إلى قسمين، حيث الجزء الأول عبارة عن دراسة رقمية ثنائية الأبعاد للحمل الحراري الطبيعي الناتج عن التدفق الصفحي للماء بين أسطوانتين متحدتي المحور، حيث تولد الأسطوانة الداخلية مصدرًا ثابتًا للحرارة. الأسطوانة الخارجية باردة بينما الجدران العلوية والسفلية معزولة حراريًا. الهدف من هذه الدراسة هو تحديد المجالات الحرارية والديناميكية المشاركة في هذا النوع من التدفق. تمت دراسة تأثير رقم رايولي وزاوية الميل بالتفصيل للتنبؤ بمسار رقم نسلت المتوسط وتحديد زاوية الميل التي يكون فيها التبادل الحراري بالحمل الأمثل.

في الجزء الثاني، تم إجراء دراسة رقمية حول تأثير نسبة العرض إلى الارتفاع على انتقال الحرارة بالحمل الحراري في الفراغ الحلقي الموجود بين أسطوانتين متحدتي المحور تجتازهما المياه النقية حيث تولد الأسطوانة الداخلية مصدرًا ثابت للحرارة، الأسطوانة الخارجية باردة بينما الجدران السفلية والعلوية معزولة حراريًا، مع مراعاة زاوية ميل الحلقة. تظهر نتائج المحاكاة الرقمية ان نسبة الطول الى الارتفاع تؤثر بشكل ملحوظ على الانتقال الحراري بواسطة الحمل الطبيعي.

تتعلق المشكلة الثانية بالدراسة الرقمية لتدفق النانو فلويدي (Cu-eau) في وجود مجال مغناطيسي موحد و مصدر حرارة و

وسط مسامي. الهدف من هذه الدراسة هو توضيح آثار عدد هارتمان والسماحية وعدد دارسي وكسر حجم الجسيمات النانوية على التبادل الحراري في مثل هذا التدفق. يمثل الجزء الثاني من هذه المشكلة مساهمة متواضعة في مجال التدفقات ثنائية الطور، ويتكون من دراسة تدفق غاز-سائل ثنائي الطور في توازن ديناميكي حراري، ولهذا الغرض، تم إنجاز محاكاة رقمية ثلاثية الأبعاد للتدفق من الهيدروجين-الماء في أنبوب أسطواني أفقي من أجل تحديد تطور التدفق ثنائي الطور في هذه الحالة.

## الكلمات المفتاحية

الحمل الحراري الطبيعي، المائع النانوي ، المجال المغناطيسي ، الوسط المسامي ، الفضاء الحلقي.

## *Remerciements*

Tout d'abord, je remercie notre dieu de m'avoir donné le courage, la force et la patience pour réaliser ce modeste travail.

Mes sincères remerciements et toute ma gratitude vont premièrement à mon encadreur **Mr Mebarek Oudina Fateh** professeur à l'université de Skikda de m'avoir suivie et dirigée pendant la réalisation de cette thèse. Je le remercie vivement pour son aide, sa disponibilité.

Je remercie monsieur le président de jury **Mr J. Boufendi** Professeur à l'université de Skikda, d'avoir accepté de présider le jury de soutenance. Je remercie également **Mr B. Bouchehit** Maître de conférence à l'université de Skikda, **Mr M. Kherief Naoureddine** Maître de conférence à ENSET Skikda, **Mr A. Dib** Maître de conférence à l'université de Annaba et **Mr S. Boulahrouz** Maître de conférence à l'université de Khenchela d'avoir accepté d'évaluer mon modeste travail.

Mes plus profonds remerciements vont vers mes enfants, mon mari et toute ma famille.

Enfin je remercie tous ceux qui m'ont aidée et soutenue pendant la réalisation de ce travail.

*Gourari.S*

# **DEDICACES**

*Je dédie ce travail*

*A la mémoire de mes chers parents*

*A mes enfants*

*A mon mari*

*A toute ma famille*

*Et mes amies*

*Gourari. S*

---

**Table des matières**


---

RESUME.....	i
ABSTRACT.....	iii
ملخص.....	iv
Remerciements.....	v
Dédicace.....	vi
Table des matières.....	vii
Nomenclature	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
INTRODUCTION GENERALE.....	2
Objectif de l'étude.....	3
Structure de la thèse.....	4

---

**CHAPITRE I : GENERALITES ET ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE**


---

I.1 INTRODUCTION.....	6
I.2 GENERALITES SUR LA CONVECTION.....	6
I.3 NOMBRES ADIMENSIONNELS.....	7
I.3.1 Nombre de Nusselt.....	7
I.3.2 Nombre de Prandtl.....	7
I.3.3 Nombre de Grashof.....	8
I.3.4 Nombre de Rayleigh.....	8
I.3.5 Nombre de Biot.....	8
I.4 GENERALITES SUR LES NANOFUIDES.....	9
I.4.1 Définition.....	9
I.4.2 Les nanoparticules.....	10
I.4.3 Les propriétés thermo physiques des nanofluides.....	13

I.4.3.1 La fraction volumique ( $\varphi$ ).....	13
I.4.3.2 La conductivité thermique (k).....	14
I.4.3.3 La Viscosité dynamique ( $\mu$ ).....	15
I.4.3.4 La chaleur spécifique ( $C_p$ ).....	16
I.4.3.5 La masse volumique ( $\rho$ ).....	17
I.4.3.6 Le coefficient d'expansion volumique $\beta$ .....	17
I.5 ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE.....	18

---

## CHAPITRE II : MODELE MATHEMATIQUE ET PROCEDURE NUMERIQUE

---

II.1 INTRODUCTION.....	34
II.2 ELEMENTS MATHEMATIQUES DE BASE.....	34
II.3 HYPOTHESES SIMPLIFICATRICES.....	36
II.4 APPROXIMATION DE BOUSSINESQ.....	36
II.5 PROBLEME 1 (PARTIE 1).....	36
II.5.1 Description et géométrie.....	36
II.5.2 Equations dimensionnelles gouvernantes.....	37
II.5.3 Equations adimensionnelles gouvernantes.....	38
II.5.4 Conditions aux limites.....	39
II.5.5 Présentation du code de calcul Ansys-Fluent.....	40
II.5.5.1 La résolution en CFD.....	41
II.5.5.2 Schémas numériques.....	41
II.5.5.3 Maillage.....	42
II.5.5.4 Critères de convergence.....	43
II.5.5.5 Facteurs de sous-relaxation.....	44

---

II.6 PROBLEME 1(PARTIE 2).....	45
II.6.1 Description du problème.....	45
II.6.2 Paramètres géométriques et physiques considérés.....	45
II.6.3 Résolution numérique.....	47
II.7 PROBLEME 2 (PARTIE 1).....	47
II.7.1 Description du problème et géométrie.....	47
II.7.2 Les équations dimensionnelles gouvernantes.....	48
II.7.3 hypothèses simplificatrices .....	49
II.8 PROBLEME 2 (PARTIE 2).....	49
II.8.1 introduction.....	49
II.8.2 géométrie du modèle.....	50
II.8.3 analyse du problème.....	51
II.8 MODELE MATHEMATIQUE.....	51
II.8.1 Conservation de la masse.....	51
II.8.2 Conservation de la quantité de mouvement.....	52
II.8.3 Conservation de l'énergie totale.....	53
II.8.4 Les équations phasiques.....	53
II.8.5 Géométrie et conditions aux limites.....	53
II.8.6 Méthode numérique.....	54
II.8.6.1 Maillage.....	54
II.8.6.2 Critères de convergence.....	55
II.9 CONCLUSION.....	55

---



---

## CHAPITRE III : DISCUSSION DES RESULTATS DU PREMIER PROBLEME

---

### Partie 1 : Transferts thermiques convectifs dans l'espace annulaire entre deux cylindres coaxiaux.

III-1-INTRODUCTION.....	57
III-2-L'EFFET DU MAILLAGE.....	57
III-3-RESULTATS ET DISCUSSIONS	
III-3-1-L'effet du nombre de Rayleigh sur le transfert de chaleur.....	58
III-3-2-L'effet de l'angle d'inclinaison.....	63

### Partie 2 : l'effet du rapport d'aspect sur le transfert de chaleur dans un anneau cylindrique

III-5 INTRODUCTION.....	67
III.6 EFFET DU MAILLAGE.....	67
III.7 VALIDATION DU CODE DE CALCUL.....	68
III-7-1-Effet du rapport d'aspect.....	69
III.8 CONCLUSION.....	74

---

## CHAPITRE IV : DISCUSSION DES RESULTATS DU DEUXIEME PROBLEME

---

### Partie 1 : étude numérique de l'écoulement du Cu-eau en présence d'un champ magnétique, d'une source de chaleur et d'un milieu poreux.

IV.1 INTRODUCTION.....	76
IV.2 RESULTATS ET DISCUSSION.....	76

---

**Partie 2 : étude numérique de l'écoulement diphasique gaz-liquide dans un canal cylindrique horizontal**

IV.3 INTRODUCTION.....	85
IV.4 RESULTATS ET DISCUSSION.....	85
II.5 CONCLUSION.....	93
CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES.....	96
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	99
PUBLICATIONS ET COMMUNICATIONS INTERNATIONALES.....	107

---

**Nomenclature**

---

A	Surface	[m <sup>2</sup> ]
Ar	Rapport d'aspect	/
B	Champ magnétique	[Tesla]
Cp	La chaleur massique	[J/kg. K]
D	Longueur caractéristique	[m]
F	Forces extérieures	[N]
g	Accélération de la pesanteur	[m/s <sup>2</sup> ]
h	Coefficient de transfert thermique	[W/m <sup>2</sup> . K]
k	Conductivité thermique	[W/m.K]
k <sub>h</sub>	Coefficient de Huggins	/
Lc	Longueur caractéristique	[m]
n	Coefficient de forme empirique	/
$\vec{N}$	Vecteur normal unitaire	/
P	Pression	[Pa]
$\dot{q}$	Génération de chaleur par unité de volume	[W/m <sup>3</sup> ]
Q	Densité du flux	[W/m <sup>2</sup> ]
R	Rayon	[m]
R <sub>i</sub>	Rayon intérieur	[m]
R <sub>o</sub>	Rayon extérieur	[m]
S	Surface	[m <sup>2</sup> ]
T	Température	[K]
T <sub>c</sub>	Température du cylindre froid	[K]
T <sub>0</sub>	Température de référence	[K]
$\overline{\overline{T}}_k$	Tenseur des contraintes	[N/m <sup>2</sup> ]
$\vec{u}_t$	Composante tangentielle de la vitesse	[m/s]
u,v, w	Composantes de la vitesse	[m/s]
U ,V	Composantes de la vitesse adimensionnelle	[m/s]
V	Volume	[m <sup>3</sup> ]
x,y, z	Coordonnées cartésiennes	[m]

r,z	Coordonnées cylindriques	[m]
-----	--------------------------	-----

---

**Nombres adimensionnels**

Bi	Nombre de Biot	
Da	Nombre de Darcy	
Gr	Nombre de Grashof	
Ha	Nombre de Hartman	
Nu	Nombre de Nusselt	
Pr	Nombre de Prandtl	
Ra	Nombre de Rayleigh	

---

**Indices et exposants**

nf	Nanofluide	
f	Fluide de base	
s	Solide	
i	Indice de direction	
j	Indice de somme	
0	Indice de référence	
i, o	Intérieur, extérieur	
loc	Local	
moy	Moyen	
<i>k</i>	Indice de phase	
t	Tangentielle	
max	Maximale	
min	Minimale	

---

**Lettres grecques**

$\alpha$	Diffusivité thermique	[m <sup>2</sup> /s]
$\beta$	Coefficient de dilatation	[1/K]
$\gamma$	Angle d'inclinaison	[degré]

$\varepsilon$	Porosité	/
$\Theta$	Température adimensionnelle	/
$\lambda$	Rapport de rayon	/
$\mu$	Viscosité dynamique	[kg/m.s]
$\nu$	Viscosité cinématique	[m <sup>2</sup> /s]
$\rho$	Masse volumique	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_0$	Masse volumique de référence	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	Conductivité électrique	[S/m]
$\varphi$	Fraction volumique	/
$\Phi$	Dissipation visqueuse	[Pa s]
$\psi$	Fonction de courant adimensionnelle	/

Liste des figures

Figure I.1	Schéma représentant le principe de la convection naturelle.....	7
Figure I.2	Microstructures des nanoparticules de cuivre, (a) sphérique et carré, (b) sphérique et carré, (c) sphérique, carré et aiguille, (d) nanoparticules de Au-citrate.....	12
Figure II-1	Schéma de l'anneau cylindrique.....	37
Figure II.2	Interface du logiciel Ansys-Fluent.....	41
Figure II.3	Maillage utilisé.....	43
Figure II.4	Critères de convergence choisis.....	44
Figure II.5	Facteurs de sous-relaxation.....	44
Figure II-6	Géométrie du problème.....	45
Figure II.7	Géométrie du deuxième problème (partie1).....	48
Figure II.8	Géométrie du deuxième problème (partie1).....	50
Figure II.9	Maillage du canal cylindrique.....	54
Figure III-1	Distribution radiale de la vitesse axiale adimensionnelle pour différentes grilles (52×104, 72×144, 92×164, 100×200), Ar=2, et le nombre de Rayleigh Ra=75.....	58
Figure III-2	Profil du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Ra, pour $\gamma = 90^\circ$ , $\lambda=2$ et Ar =2.....	59
Figure III-3	Lignes de courant (gauche) et isothermes (droite) pour différentes valeurs de Ra, $\gamma = 90^\circ$ and Ar = 2.....	61
Figure III-4	Profils de la température adimensionnelle axiale pour différentes valeurs de Ra, $\lambda=2$ and Ar =2.....	62
Figure III-5	Profils de la vitesse adimensionnelle axiale pour différentes valeurs de Ra....	63
Figure III-6	Effet de l'angle d'inclinaison sur le nombre de Nusselt moyen.....	64
Figure III-7	Les isothermes (à gauche) et les lignes de courant (à droite) pour différents angles d'inclinaison et pour Ra=75.....	65
Figure III-8	L'effet de l'angle d'inclinaison sur la vitesse axiale adimensionnelle.....	66
Figure III-9	L'effet de l'angle d'inclinaison sur la température adimensionnelle.....	66
Figure III-10	Distribution radiale de la vitesse axiale adimensionnelle pour différents maillage (22x22, 42x42, 62x62, 82x82), Ar = 0.5 et le nombre de Rayleigh, Ra =75.....	67
Figure III.11	Evolution de la vitesse axiale, radiale et la température adimensionnelles dans le temps avec Ra=100, Ar=1 et $\lambda=2$ .....	70
Figure III-12	Effet du rapport d'aspect sur la structure de l'écoulement et les isothermes pour un angle d'inclinaison $\gamma=90^\circ$ .....	72

Figure III.13	Effet du rapport d'aspect sur la température adimensionnelle avec $\gamma=90^\circ$ et $Ra = 75$ .....	73
Figure III.14	Effet du rapport d'aspect sur le nombre de Nusselt local avec $\gamma = 0^\circ$ et $Ra=75$ .....	73
Figure IV-1	Lignes de courant et isothermes pour différentes valeurs de $Ra$ et $Ha$ et pour $Da=0.001$ .....	80
Figure IV-2	Lignes de courant et isothermes pour $Ra=10^6$ , $Da=0.01$ et différentes valeurs de $Ha$ .....	81
Figure IV-3	Les isothermes pour $Ra=10^6$ , $Ha=20$ et différentes valeurs de Darcy.....	81
Figure IV-4	Effet de la fraction volumique des particules sur le nombre de Nusselt Moyen.....	83
Figure IV-5	Effet du nombre de Hartmann sur le nombre de Nusselt moyen.....	83
Figure IV-6	Effet du nombre de Darcy sur le nombre de Nusselt moyen.....	84
Figure IV- 7	Effet de l'émissivité sur le nombre de Nusselt moyen.....	84
Figure IV-8	Contours de la pression statique.....	86
Figure IV-9	Contours de la pression statique pour trois plans verticaux du canal.....	86
Figure IV-10	Contours de la pression totale du mélange.....	87
Figure IV-11	Contours de la pression totale pour trois plans verticaux du canal.....	87
Figure IV-12	Contours de la vitesse suivant la direction X.....	88
Figure IV-13	Contours de la vitesse suivant la direction X pour trois plans verticaux du canal, à l'entrée, au milieu et au sortie pour deux temps différentes.....	89
Figure IV-14	Contours de la vitesse suivant la direction Y pour trois plans verticaux du canal, pour deux temps différentes.....	90
Figure IV-15	Contours de la vitesse suivant la direction Z pour trois plans verticaux du Canal.....	91
Figure IV-16	Contours d'Enthalpie du mélange.....	91
Figure IV-17	Contours d'Enthalpie pour trois plans verticaux du canal.....	92
Figure IV-18	Contours d'Enthalpie totale pour trois plans verticaux du canal, à l'entrée, au milieu et à la sortie.....	92
Figure IV-19	Contours d'Enthalpie totale du mélange.....	93

Liste des tableaux

---

Tableau I-1	Conductivités thermiques améliorées du nanofluide Cu-Eau.....	13
Tableau II-1	Conditions aux limites hydrodynamiques et thermiques sous forme adimensionnelles.....	40
Tableau II-2	Les schémas numériques utilisés.....	42
Tableau II.3	Propriétés du maillage utilisé.....	54
Tableau II.4	Propriétés des fluides utilisés.....	55
Tableau III.1	Les valeurs du nombre de Nusselt moyen pour $Ar = 2$ , $\varepsilon = 0,25$ .....	68
Tableau III.2	Les différentes valeurs du nombre de Nusselt moyen pour différentes valeurs d'angles d'inclinaison et de rapport d'aspect.....	68

---

# **INTRODUCTION GENERALE**

### INTRODUCTION GENERALE

---

Les phénomènes de transfert de la chaleur, sont d'une importance majeure pour l'étude et le fonctionnement des machines industrielles telles que ; les fours, les échangeurs de chaleur, les condenseurs, ....etc. Vu le développement accéléré de l'industrie et l'accroissement du besoin de l'énergie, afin d'assurer l'efficacité des installations industrielles, une dépense d'énergie minimale est le but recherché dans tous les cas.

De nos jours les procédés industriels utilisés, sont très souvent le siège d'échanges de chaleur. Le transfert de chaleur peut se produire au moyen de trois mécanismes différents, la conduction, la convection et le rayonnement.

La convection est un mécanisme très répandu, elle intervient dans différents processus dans notre vie quotidienne (échangeurs de chaleur, refroidissement, chauffage). C'est un mécanisme de transfert de chaleur entre deux milieux de phases différentes ou entre deux régions du même milieu en présence d'un mouvement du fluide (gaz ou liquide). Elle est définie par la transmission de l'énergie par le déplacement macroscopique d'une partie d'un fluide d'une région à une autre. Ce mécanisme est toujours accompagné par la transmission d'énergie qui résulte du mouvement des molécules et qui représente le côté conductif de ce mode. On distingue deux types principaux de convection ; la convection naturelle qu'on appelle aussi convection libre où le déplacement des particules se produit à cause des différences de température imposées au fluide, ce qui provoque une différence de masses volumiques (les particules se déplacent), exemple (l'eau chauffée dans un récipient). La convection forcée où le mouvement des particules est dû à la pression imposée au fluide en utilisant des moyens mécaniques, (comme l'utilisation d'une pompe).

Les problèmes de convection naturelle attirent davantage l'attention des scientifiques en raison de ses vastes applications, telles que les systèmes à énergie solaire dans les systèmes de détection d'énergie, qui aident à mieux comprendre ce phénomène thermique dans les cavités inclinées. La convection naturelle est un phénomène fondamental dans de nombreux types de collecteurs et de récepteurs. La différence de température provoque une convection naturelle et la perte de chaleur est obtenue uniquement par conduction. Il est bien connu que les phénomènes de convection naturelle sont très sensibles aux conditions aux limites. D'où l'on peut trouver un très grand nombre d'études dans la littérature concernant ce phénomène.

Une technique passive a été adoptée afin d'améliorer de façon appréciable le transfert thermique, elle consiste à introduire des nanoparticules avec de faibles concentrations, aux fluides traditionnels de manière à améliorer les propriétés thermo physiques de la suspension préparée, d'où l'émergence d'un nouveau type de fluides caloporteurs appelés nanofluides.

Le travail développé dans ce manuscrit représente une étude numérique des transferts thermiques par convection dans les écoulements des fluides caloporteurs à savoir l'eau pure, le nanofluide Cu-eau et le mélange diphasique eau –hydrogène, dans les géométries cylindriques, afin de prédire l'effet de nombreux paramètres tels que le nombre de Rayleigh, , la fraction volumique des nanoparticules, le nombre de Darcy, l'angle d'inclinaison et le rapport d'aspect sur le transfert thermique par convection naturelle.

### **OBJECTIFS DE L'ETUDE :**

L'objectif principal de cette étude est la compréhension et la modélisation du phénomène de la convection naturelle dans une configuration pratique pour la prédiction de ses effets dans les équipements relatifs à travers :

- La mise en évidence de l'effet du nombre de Rayleigh sur l'évolution des champs dynamiques et thermiques dans le cas du transfert de chaleur par convection naturelle qui est caractérisé par le nombre de Nusselt moyen, dans une configuration qui se présente sous forme de deux cylindres coaxiaux où l'eau circule dans l'espace annulaire, en prenant en considération, l'effet du rapport d'aspect et de l'angle d'inclinaison (premier cas)
- La mise en évidence de l'effet des paramètres thermo physiques du fluide caloporteur sur la convection naturelle en utilisant le type de nanofluide (Cu-eau) et mettre le point sur le rôle que jouent les nanofluides comme technique d'optimisation du transfert de chaleur.
- L'effet du nombre de Hartmann sur le comportement de l'écoulement en convection naturelle en utilisant le nanofluide (Cu-eau).
- L'effet du nombre de Darcy et de la porosité sur le transfert thermique par convection naturelle dans un milieu poreux en utilisant le nanofluide (Cu-eau).

### STUCTURE DE LA THESE

Compte-tenu des objectifs que nous venons de définir, la thèse sera structurée comme suit :

Le premier chapitre sera consacré à la présentation de généralités sur le transfert de chaleur en particulier la convection libre et l'impact de l'utilisation des nanofluides sur les échanges thermiques convectifs ; suivie par une étude bibliographique approfondie englobant les travaux de recherche scientifique les plus récents sur la convection naturelle dans les configurations cylindriques utilisant ou non les nanofluides.

Le deuxième chapitre est consacré à la formulation mathématique des problèmes étudiés. Les conditions aux limites associées, la méthode de résolution et l'analyse du choix de maillage pour chaque problème, la présentation du code de simulation et l'approche numérique seront également décrites dans ce chapitre.

Dans le troisième chapitre les résultats obtenus pour le premier problème qui traite l'effet du nombre de Rayleigh et la fraction volumique ainsi que le rapport d'aspect et l'angle d'inclinaison seront présentés, discutés et confrontés avec les résultats existants dans la littérature.

Le quatrième chapitre présentera une analyse des résultats obtenus pour le deuxième problème afin de déterminer les paramètres adéquats pour un transfert de chaleur optimal lors de l'utilisation d'un nanofluide dans la première partie et dans un écoulement diphasique dans la deuxième partie.

En dernier nous rapportons notre conclusion générale sur ce modeste travail, avec les perspectives à retenir pour les futures études envisagées dans ce domaine.

# **CHAPITRE I**

## **GENERALITES ET ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE**

**I.1 INTRODUCTION :**

S'impliquant dans de nombreux processus industriels et naturels, la convection trouve son application dans les échangeurs de chaleur destinés au chauffage ou au refroidissement des fluides, dans les procédés chimiques, dans les industries alimentaires, ainsi que dans le refroidissement des réacteurs nucléaires et des systèmes électroniques.

Ce chapitre expose des notions de base sur le transfert de chaleur par convection naturelle et une présentation des différents nombres sans dimension relatifs à ce phénomène, suivi par une étude descriptive des nanofluides. .

Le chapitre se termine par une analyse des différents travaux scientifiques sur l'étude de la convection naturelle où le fluide caloporteur peut être un fluide traditionnel ou bien un nanofluide.

**I.2 GENERALITES SUR LA CONVECTION :**

La convection est définie par la transmission de l'énergie par le déplacement macroscopique d'une partie d'un fluide d'une zone à une autre. Ce mécanisme est toujours accompagné par la transmission d'énergie qui résulte du mouvement des molécules et qui représente le côté conductif de ce mode. On distingue deux types principaux de convection ; la convection naturelle qu'on appelle aussi convection libre où le déplacement des particules se produit à cause des différences de température imposées au fluide, ce qui provoque une différence de masses volumiques (les particules se déplacent), exemple (l'eau chauffée dans un récipient). Le deuxième type est la convection forcée où le mouvement des particules est dû à la pression imposée au fluide par des moyens mécaniques (comme l'utilisation d'une pompe).

Le transfert de la chaleur convectif, a lieu entre deux phases dont l'une est généralement au repos et l'autre en mouvement, où il y a un gradient de température. Le déplacement du fluide se produit à cause de la différence de masses volumiques ( $\rho$ ) due aux températures différentes des deux phases. Le transfert thermique par convection est un phénomène complexe qui ne se prête pas toujours à une analyse mathématique rigoureuse. Elle est caractérisée par un coefficient ( $h$ ), et dépendant de plusieurs paramètres ; la densité, la viscosité, la vitesse du fluide ainsi que les propriétés thermiques [1].

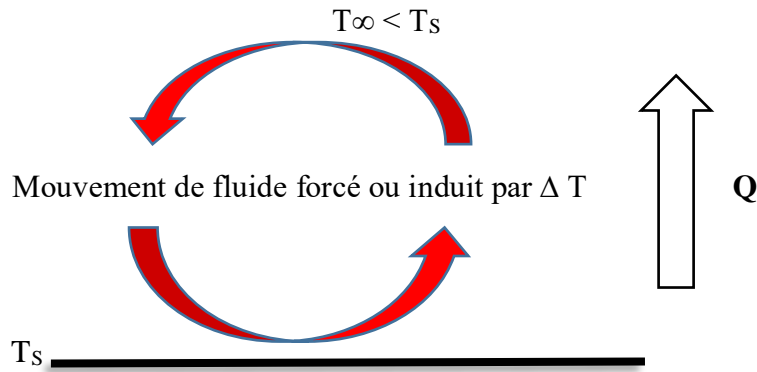


Figure I.1 : Schéma représentant le principe de la convection naturelle

### I.3 NOMBRES ADIMENSIONNELS :

Les nombres adimensionnels sont des quantités sans dimensions physiques qui interviennent dans l'étude du transfert de chaleur par convection naturelle. Ils caractérisent la majorité des phénomènes de transfert thermique par convection naturelle, on peut citer [2] :

#### I.3.1 Nombre de Nusselt

Il représente le rapport de la quantité de chaleur échangée par convection à une autre échangée par conduction, il traduit la qualité de l'échange thermique : une augmentation de ce nombre traduit une contribution importante de l'écoulement sur l'échange thermique avec la paroi.

$$Nu = \frac{h L_c}{k} \quad (I.1)$$

$h$  : coefficient de transfert thermique ( $W/m^2 K$ )

$L_c$  : longueur caractéristique (m)

$k$  : conductivité thermique ( $W/m K$ )

#### I.3.2 Nombre de Prandtl

Ce nombre a été décrit par le physicien allemand Ludwig Prandtl. C'est le rapport entre la diffusion de la quantité de mouvement (viscosité cinématique) et la diffusion de la chaleur (diffusivité thermique) [2], il s'écrit :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (I.2)$$

Ce nombre spécifie la distribution des vitesses par rapport à la distribution de la température.

### I.3.3 Nombre de Grashof

Ce nombre porte le nom de l'ingénieur allemand Franz Grashof. Il représente le rapport des forces de gravité sur les forces visqueuses, c'est-à-dire il compare les forces de poussée consécutives à l'échauffement et la force de viscosité, il s'écrit :

Pour un flux imposé :

$$\text{Gr} = \frac{g\beta L_c^4 Q}{\nu^2 k} \quad (\text{I.3a})$$

Pour une température imposée :

$$\text{Gr} = \frac{g\beta L_c^3 \Delta T}{\nu^2} \quad (\text{I.3b})$$

Où :

$g$  : accélération de la pesanteur ( $\text{m/s}^2$ )

$\beta$  : coefficient de dilatation ( $1/\text{K}$ )

$L_c$  : longueur caractéristique (m)

$Q$  : densité du flux ( $\text{W/m}^2$ )

$\Delta T$  : différence de température (K)

$\nu$  : viscosité cinématique ( $\text{m}^2/\text{s}$ )

$k$  : conductivité thermique ( $\text{W/m K}$ )

### I.3.4 Nombre de Rayleigh

Ce nombre porte le nom du physicien anglais John William Strutt Rayleigh. Il représente le produit entre le nombre de Grashof et le nombre de Prandtl, il s'écrit :

$$\text{Ra} = \text{Gr} \cdot \text{Pr} \quad (\text{I.4})$$

### I.3.5 Nombre de Biot

Le nombre de Biot est donné par :  $\text{Bi} = h \cdot L_c / k$

$L_c$  : la longueur caractéristique (m)

$h$  : est le coefficient de transfert de chaleur par convection ( $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$ )

$k$  : la conductivité du solide ( $\text{W/m} \cdot \text{K}$ )

Le nombre de Biot est donc le rapport entre la résistance thermique de conductivité et la résistance thermique convective [2].

## I.4 GENERALITES SUR LES NANOFLUIDES

### I.4.1 Définition

Plusieurs techniques sont déployées afin d'accroître de façon appréciable le transfert de chaleur. L'amélioration du transfert par convection peut se faire de manière passive en modifiant la configuration de l'écoulement ou en agissant sur la géométrie en augmentant les surfaces d'échange entre les parois et le fluide. Toutefois les résultats restent toujours limités et de nouvelles méthodes d'optimisation doivent être explorées, d'où l'émergence d'un nouveau fluide caloporteur qu'on appelle nanofluide [3].

Les nanofluides sont donc des fluides traditionnels dans lesquels sont insérés des particules de taille nanométrique afin d'augmenter le transfert de chaleur. L'existence d'une couche d'interface entre la particule et le fluide constitue un autre facteur qui favorise cette augmentation de transfert thermique. Des concentrations volumiques de nanoparticules inférieures à 4 % peuvent produire une hausse de transfert thermique de 25% par rapport aux fluides de base [4].

Par ailleurs, le mouvement brownien liée à la taille nanométrique des particules, joue également un rôle capitale pour la diminution des problèmes de sédimentation qui cause une chute de pression lors de l'écoulement et qu'on peut rencontrer dans le cas de nanofluides avec des particules de taille micrométriques ( $10^{-6}$ m), en plus de la diminution de l'érosion dans les canaux et les pompes.

Avec de telles caractéristiques les nanofluides sont une nouvelle technologie prometteuse dans le domaine du transfert thermique, permettant d'améliorer les performances de divers systèmes industriels.

Pour un nanofluide, le choix des solvants (fluides de base) est très important car il permet d'établir la stabilité de la suspension des particules et d'éviter le phénomène d'agrégation, la sélection d'un tel fluide se fait en fonction de la nature du solide choisi. Les solvants les plus utilisés sont :

- L'eau.
- L'éthylène glycol, EG. Les huiles.
- Le Toluène.
- Les fluides de réfrigération.

### I.4.2 Les nanoparticules

Les nanoparticules sont des particules dont les trois dimensions sont variées entre 1-100 nm environ [4], qui sont dispersés dans un fluide caloporteur de base dit traditionnel. A partir de cette définition, on peut conclure que le paramètre le plus important à considérer afin d'évaluer la qualité du transfert thermique est la conductivité thermique.

Les nanoparticules peuvent être classées suivant leur nombre de dimensions nanométriques.

- Trois dimensions (forme sphérique) : tels que les Fullerènes (C60), nanoparticules sphériques (nano poudre de TiO<sub>2</sub>, Ag, ...), ...
- Deux dimensions (sous forme de ligne) : comme les nanotubes, les nano-filaments, ...
- Une seule dimension (sous forme de plan) : comme les films minces, couches minces,...

Les nanoparticules peuvent être classées autrement selon leur nature comme suit [5] :

#### ❖ Les nanoparticules métalliques :

Tels que :

- ✓ L'aluminium (Al)
- ✓ Le cuivre (Cu).
- ✓ L'or (Au).
- ✓ L'argent (Ag).
- ✓ La silicone (Si).

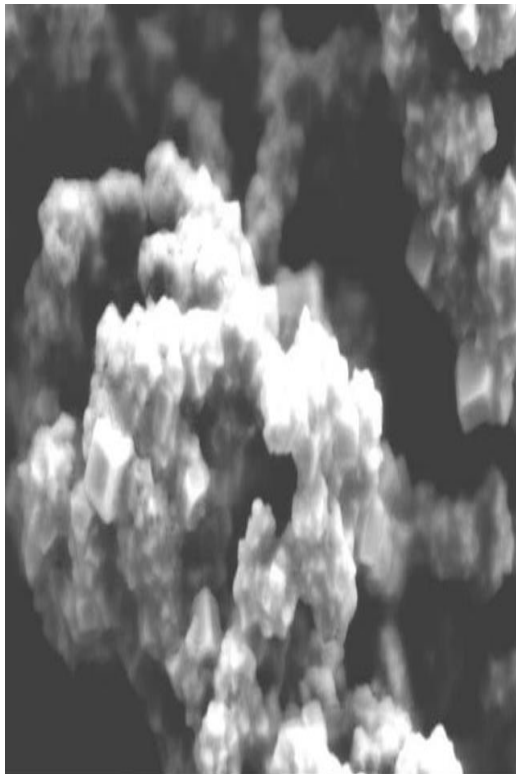
#### ❖ Les nanoparticules non métalliques :

- ✓ Les nanotubes de carbone (CNT).
- ✓ Le diamant(c).

#### ❖ Les nanoparticules des oxydes métalliques :

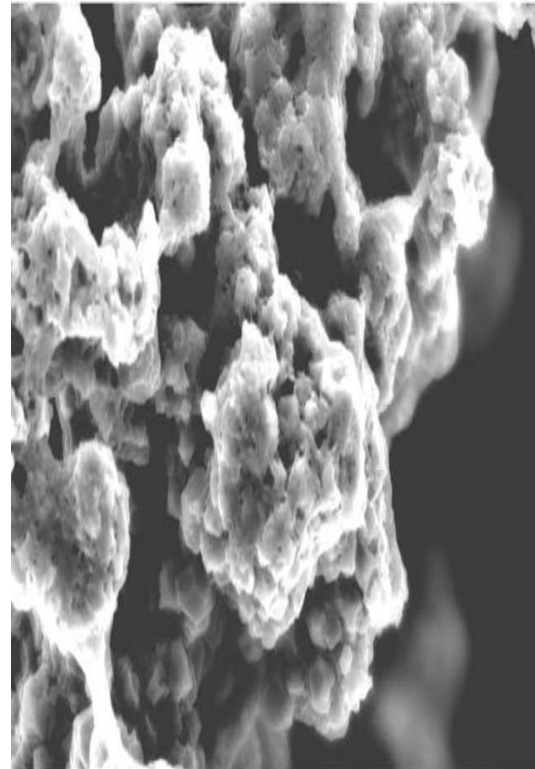
- ✓ L'oxyde d'aluminium (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>).
- ✓ L'oxyde de cuivre (CuO).
- ✓ L'oxyde de silicium (SiO<sub>2</sub>).
- ✓ L'oxyde de titanium (TiO<sub>2</sub>).

Les nanoparticules de cuivre sont de nature métallique et peuvent avoir plusieurs microstructures à savoir ; sphérique, carré et aiguille voir figure I.2. Les nanoparticules de cuivre sont souvent utilisées dans la production des nanofluides, vu leur coût relativement faible par rapport au taux d'augmentation de la conductivité thermique qui résulte de leur utilisation [5].



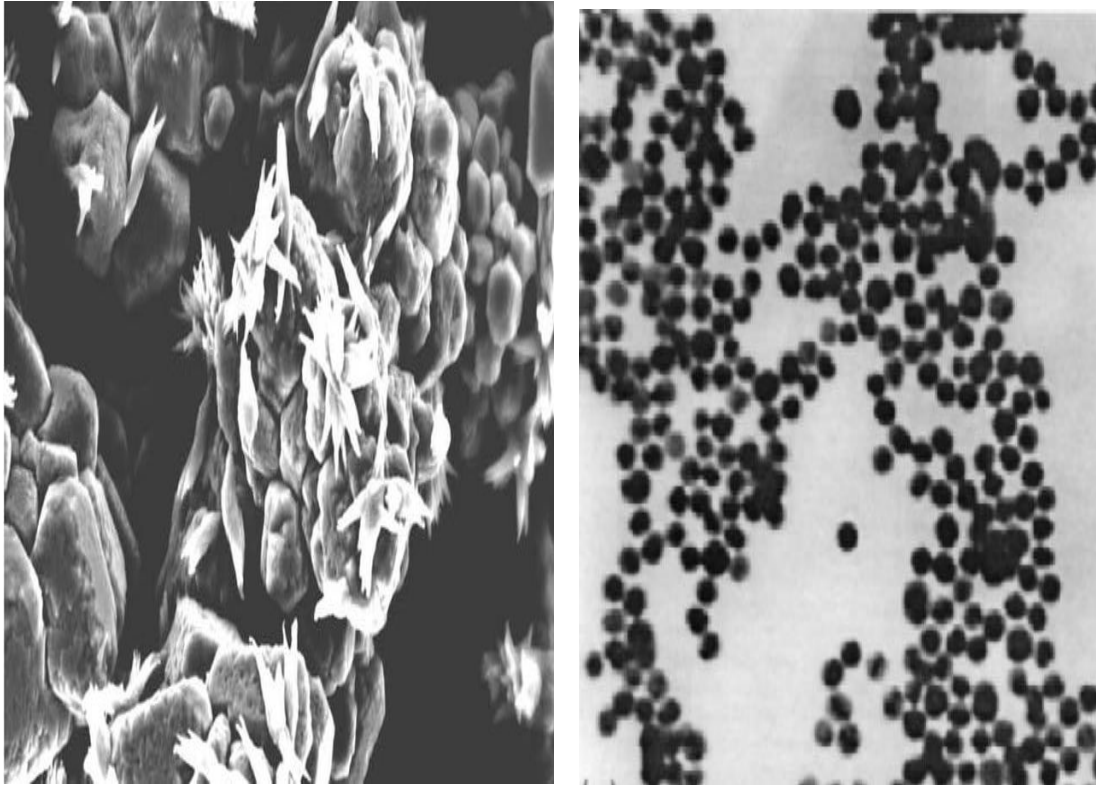
75-100 nm

(a)



50-100 nm

(b)



75-100nm

(c)

(d)

Figure I.2 :Microstructures des nanoparticules de cuivre, (a) sphérique et carré, (b) sphérique et carré, (c) sphérique, carré et aiguille, (d) nanoparticules de Au-citrate [5].

Une expérience a été réalisée par Liu et al. [6] afin d'évaluer le taux d'augmentation de la conductivité thermique du nanofluide Cu-Eau dans les différentes microstructures et tailles des nanoparticules de cuivre, voir Tableau I-1.

Tableau I-1 : Conductivités thermiques améliorées du nanofluide Cu-Eau [5]

Fraction volumique	Taux d'augmentation de conductivité thermique (%)	Taille des nanoparticules (nm)	Microstructure des nanoparticules
0.05	11.16	100-200	Sphérique,carré
0.05	3.5	/	/
0.05	8.5	130-200	Sphérique,carré
0.1	23.8	75-100	Sphérique,carré
0.1	23.8	50-100	Sphérique,carré
0.1	11.0	100-300	Sphérique,carré,aiguille
0.2	9.7	130-300	Sphérique
0.2	13.2	200-500	Aiguille
0.2	3.6	250	Sphérique,carré,aiguille

### I.4.3 Les propriétés thermo physiques des nanofluides

Les propriétés physiques des nanofluides diffèrent selon les nanoparticules utilisées et le fluide de base [62]. Citons les plus importantes :

- La fraction volumique ( $\varphi$ ).
- Conductivité thermique (k).
- Viscosité dynamique ( $\mu$ ).
- La masse volumique ( $\rho$ ).
- La chaleur massique (Cp).
- Coefficient d'expansion volumique ( $\beta$ ).

#### I.4.3.1 La fraction volumique ( $\varphi$ )

La fraction volumique est d'une importance majeure pour le nanofluide, puisque les autres propriétés en dépendent. Elle est définie comme étant le volume de solide ou particule (Nanoparticules) sur le volume du mélange (nanoparticules + fluide de base). La valeur de la

fraction volumique se trouve entre 0 (fluide de base sans ajout de nanoparticules) et 1. Elle est donnée par la relation suivante :

$$\varphi = \frac{V_s}{V_t} = \frac{V_s}{V_s + V_f} \quad (\text{I-5})$$

$V_s$ : Volume de solide (nanoparticules) ( $\text{m}^3$ ).

$V_f$ : Volume de fluide de base ( $\text{m}^3$ ).

$V_t$ : Volume totale du mélange ( $\text{m}^3$ )

#### I.4.3.2 La conductivité thermique (k)

La conductivité thermique, est l'aptitude d'un matériau de conduire ou de transférer de la chaleur.

Il y a plusieurs modèles théoriques qui permettent d'évaluer, sous certaines conditions, la conductivité thermique des nanofluides [7]. Les plus utilisés sont :

##### a-Modèle de Maxwell

en 1881, Maxwell a proposé un modèle pour estimer la conductivité thermique d'un mélange, contenant des nanoparticules [8].

$$k_{nf} = \frac{k_s + 2k_f + 2(k_s - k_f)\varphi}{k_s + 2k_f - (k_s - k_f)\varphi} k_f \quad (\text{I-6})$$

$k_{nf}$ : La conductivité thermique du nano fluide.

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

$k_s$  : La conductivité thermique des particules solides.

Le modèle de Maxwell ne tient pas compte de l'effet du volume ni de la forme des particules c'est pourquoi, il convient pour les suspensions qui contiennent des particules sphériques de concentrations volumiques peu élevée. Ce modèle, néglige l'effet des interactions inter-particules.

##### b- Modèle de Hamilton-Crosser

En 1962, Hamilton-Crosser (1962) a proposé son modèle qui est une extension du modèle de Maxwell, mais qui prend en considération la forme des particules. En effet, dans ce modèle, un facteur géométrique qui est la sphéricité  $\Psi$ , a été incorporé. Ce facteur est le rapport

de l'aire d'une sphère ayant le même volume que la nanoparticule sur l'aire de cette même particule. La conductivité thermique est donnée par la relation suivante :

$$k_{nf} = \frac{k_s + (n-1)k_f - (n-1)(k_f - k) \varphi}{k_s + (n-1)k_f - (k_s - k_f) \varphi} k_f \quad (\text{I-7})$$

$n$  est un coefficient de forme empirique donnée par :  $n = \frac{3}{\psi}$

$n = 3$  pour les particules sphériques.

$n = 6$  pour les particules cylindriques.

### c-Modèle de Yu et Choi

Ce modèle est donné comme suit :

$$k_{nf} = \frac{k_s + 2k_f - 2(k_s - k_f)(1 + \beta)^3 \varphi}{k_s + 2k_f - (k_s - k_f)(1 + \beta)^3 \varphi} k_f \quad (\text{I-8})$$

Où  $\beta$  le représente le rapport de l'épaisseur de la couche nanométrique sur le rayon des particules.

### I.4.3.3 La Viscosité dynamique ( $\mu$ )

La viscosité signifie la capacité d'un fluide à s'écouler. Connaître la viscosité est primordiale pour toutes les opérations qui impliquent l'écoulement de fluides. L'incorporation des nanoparticules augmente et améliore la conductivité thermique du nanofluide, toutefois, cela peut aussi augmenter la viscosité dynamique de façon défavorable. Sous certaines conditions imposées, les chercheurs ont développé plusieurs modèles théoriques afin de prévoir l'évolution de la viscosité dynamique des nanofluides. Nous citons ci-dessous les modèles les plus utilisés :

- **Modèle d'Einstein :**

En 1906 Einstein a développé l'expression où la viscosité dans un nanofluide dépend linéairement de la concentration des suspensions.

$$\mu_{nf} = \mu_f (1 + 2.5 \varphi) \quad (\text{I-9})$$

$\mu_{nf}$  : La viscosité dynamique du nano fluide.

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

$\varphi$  : La fraction volumique des nanoparticules.

Cette relation est valable juste pour  $\varphi = 0,03$ .

- **Modèle de Brinkman**

La formule de Brinkman (1952) a complété le modèle d'Einstein pour une concentration volumique inférieure à 4% [9].

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1-\varphi)^{2.5}} \quad (\text{I-10})$$

- **Modèle de Batchelor**

$$\mu_{nf} = \mu_f (1 + \eta\varphi + k_h \varphi^2 + \dots) \quad (\text{I-11})$$

Où :  $k_h$  est le coefficient de Huggins égal à 6,5.  $\eta$  est la viscosité intrinsèque égale à 2.5 dans le cas des particules sphériques.

#### I.4.3.4 La chaleur spécifique ( $C_p$ )

La quantité d'énergie nécessaire par échange thermique pour augmenter d'un degré Kelvin la température de l'unité de masse d'une substance, représente la capacité thermique massique appelée aussi la chaleur spécifique,  $C_p$  (J/kg.K).

Les deux modèles suivants sont les plus utilisés dans la plupart des recherches existants dans la littérature.

##### a-Modèle du PAK(1998)

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

##### b-Modèle de XUA (2000)

$$(\rho C_p)_{nf} = \frac{(1-\varphi)(\rho C_p)_f + \varphi(\rho C_p)_s}{(1-\varphi)\rho_f + \varphi\rho_s} \quad (\text{I-13})$$

$(C_p)_f$  : La chaleur spécifique du fluide de base.

$(C_p)_s$  : La chaleur spécifique des nanoparticules.

$(C_p)_{nf}$  : La chaleur spécifique du nano fluide.

### I.4.3.5 La masse volumique ( $\rho$ )

La masse volumique des nanofluides est proportionnelle à la fraction volumique en nanoparticules des nanoparticules. En supposant que le nanofluide est homogène. La masse volumique est calculée comme suit :

- ❖ La masse volumique du mélange

$$\rho_{nf} = \frac{m_{nf}}{V_{nf}} = \frac{m_f + m_s}{V_f + V_s} = \frac{\rho_f v_f + \rho_s v_s}{v_f + v_s} \quad (\text{I-14})$$

- ❖ La masse volumique d'un nano fluide pour une température de référence donnée est calculée par :

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi)\rho_f + \varphi\rho_s \quad (\text{I-15})$$

$\rho_{nf}$  : La masse volumique du nanofluide.

$\rho_f$  : La masse volumique du fluide de base.

$\rho_s$  : La masse volumique des nanoparticules.

### I.4.3.6 Le coefficient d'expansion volumique $\beta$

Le coefficient d'expansion thermique appelé aussi le coefficient de dilatation isobare, caractérise la variation de masse volumique sous l'effet de la température. Il est donné par :

$$\beta = \frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right) \quad (\text{I-16})$$

$$\beta_{nf} = \varphi\beta_s + (1 - \varphi)\rho\beta_f \quad (\text{I-17})$$

$\beta_{nf}$  : Le coefficient de dilatabilité du nano fluide.

$\beta_f$  : Le coefficient de dilatabilité du fluide de base.

$\beta_s$  : Le coefficient de dilatabilité des nanoparticules.

## I.5 ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

**Fares et al.** [15] Ont analysé la convection d'un nanofluide hybride avec un cylindre intérieur en rotation adiabatique et une paroi latérale chaude dans une cavité non perméable. Le modèle de Darcy-Forchheimer a été utilisé pour le domaine perméable. Les solutions des équations employées sont obtenues par la méthode des éléments finis. L'effet du nombre de Rayleigh ( $10^3 \leq Ra \leq 10^6$ ) pour différentes vitesses angulaires ( $0 \leq \Omega \leq 6000$ ), du nombre de Darcy ( $10^{-5} \leq Da \leq 10^{-2}$ ) et du nombre de Hartmann ( $0 \leq Ha \leq 100$ ) a été étudié. Les implications des paramètres pertinents sur la vitesse, la fonction de courant, les isothermes et le nombre moyen de Nusselt sont examinées graphiquement. Une amélioration significative a également été remarquée dans le nombre Nu avec une augmentation des nombres Da et Ra, mais une certaine baisse s'est produite pour les valeurs augmentées du nombre Ha et de la vitesse de rotation.

**Mebarek-Oudina** [16] A étudié numériquement la stabilité du transfert de chaleur par convection naturelle dans un anneau annulaire cylindrique avec une source de chaleur iso flux discrète de différentes longueurs. Les parties adiabatiques non chauffées et la source de chaleur discrète sont montées sur la paroi interne. Les parois supérieure et inférieure sont adiabatiques, tandis que la paroi extérieure est maintenue à une température plus basse. Les équations qui régissent sont résolues numériquement en utilisant la méthode des volumes finis. Les résultats montrent que l'augmentation du rapport de longueur de la source de chaleur diminue le nombre critique de Rayleigh. Le contrôle de la stabilité du flux et le taux de transfert de chaleur se fait en variant la longueur de la source de chaleur.

**Rehena et al.** [17] Ont présenté une investigation numérique sur les influences des paramètres physiques, de l'amplitude d'ondes et du nombre d'ondes sur l'écoulement de convection naturelle de la couche limite à l'intérieur d'un capteur solaire avec le nanofluide (eau- $Al_2O_3$ ).

**Ranganathan Kumar** [18] A étudié numériquement le flux thermique et le champ d'écoulement par convection naturelle laminaire de l'air entre deux cylindres verticaux avec des ailettes placées sur le cylindre interne. L'effet du nombre de Rayleigh, le rapport des rayons, le nombre d'ailettes et son épaisseur sont déterminés.

**Wen et Ding** [19] Ont réalisé une expérience où un nanofluide dont les nanoparticules sont du trioxyde d'Aluminium ( $Al_2O_3$ ) circule dans un tube chauffé de façon uniforme. Ils ont constaté

l'utilisation des nanofluides et l'augmentation du nombre de Reynolds et de la fraction volumique des nanoparticules augmentent de façon appréciable le coefficient de transfert de chaleur en régime laminaire, en augmentant le nombre de Reynolds et la fraction volumique solide. Le transfert de chaleur par convection est plus important à l'entrée du tube puis il diminue dans le sens axial. Pour différentes fractions volumiques, le profil du coefficient de transfert en fonction du nombre de Reynolds est presque identique avec celui de l'équation de Shah et de l'équation de Dittus-Boelter à l'entrée du tube, ce qui n'est pas le cas quand on s'éloigne de l'entrée dans le sens axial.

**Sankar et al.** [20] ont fait l'étude numérique qui traite des effets de taille et de localisation d'un seul élément chauffant discret isoflux sur la convection induite par la flottabilité dans un anneau cylindrique. Un élément chauffant discret est placé au niveau de la paroi intérieure, tandis que les parois supérieure et inférieure ainsi que les parties non chauffées de la paroi intérieure sont maintenues adiabatiques, et la paroi extérieure est maintenue à une température plus basse. L'influence de l'emplacement et de la taille du réchauffeur discret sur le flux convectif et le transfert de chaleur correspondant sont obtenus pour une large gamme de paramètres physiques. Les résultats numériques prédits révèlent que le placement du réchauffeur près de la partie médiane de la paroi intérieure produit un transfert de chaleur maximum et un minimum de points chauds plutôt que de placer le réchauffeur près des parties supérieure et inférieure de la paroi intérieure.

**Raza et al.** [21] ont examiné les effets combinés du rayonnement thermique et du champ magnétique du nanofluide de disulfure de molybdène dans un canal à parois changeantes. L'eau est considérée comme un fluide newtonien et traitée comme un fluide de base et le  $\text{MoS}_2$  comme des nanoparticules de formes différentes (sphérique, cylindrique et laminaire). L'étude a révélé une augmentation du nombre de Nusselt en augmentant la fraction volumique solide pour différentes formes de nanoparticules et qu'une augmentation des valeurs du taux de dilatation de la paroi  $\alpha$  augmente le profil de vitesse  $f(\eta)$  de la paroi inférieure au centre du canal ensuite elle diminue.

**Lemembre et Petit.** [22] ont fait une étude numérique sur la convection naturelle laminaire dans un tube cylindrique vertical dont le fond est isolé thermiquement, une surface latérale est chauffée et la surface supérieure est refroidie, pour  $10^2 \leq \text{Ra} \leq 10^6$  et  $0.7 \leq \text{Pr} \leq 92.5$ . Ils ont constaté

une augmentation du transfert thermique par convection dans la surface supérieure, tout à fait indépendante du nombre de Prandtl.

**Alkasassbeh et al.** [23] Ont proposé une nouvelle méthode de dérivation plus performante que les méthodes existantes pour résolution, mais elle obtient également de meilleures propriétés de la méthode numérique. La méthode proposée est appliquée pour résoudre le problème d'une ailette de convection avec génération de chaleur interne dépendant de la température. Les effets de divers paramètres physiques sur la distribution de la température sont également examinés.

**Mebarek-Oudina et al.** [24] Une simulation numérique de la stabilité de la convection naturelle d'un fluide électriquement conducteur est réalisée sur un anneau cylindrique incliné sous l'influence d'un magnétisme radial. Les parois supérieure et inférieure sont adiabatiques, tandis que les cylindres internes et externes sont maintenus à des températures égales. Les équations régissant ce système fluide sont résolues numériquement en utilisant la méthode des volumes finis. Les résultats numériques pour divers paramètres efficaces qui résolvent le problème sont discutés en termes d'isobares, d'isothermes et de lignes d'écoulement dans l'espace annulaire pour une large gamme de nombres de Hartmann ( $0 \leq Ha \leq 80$ ), d'angles d'inclinaison ( $0 \leq \gamma \leq 90^\circ$ ) et les rapports de rayons  $\lambda \leq 6$ . Les diagrammes de stabilité de dépendance entre situations compliquées avec la valeur critique du nombre de Rayleigh  $Ra_{Cr}$  et la fréquence correspondante  $Fr_{Cr}$  sont établis sur la base des données numériques de cette investigation. L'angle d'inclinaison et le rapport des rayons de l'anneau ont un effet significatif sur la stabilisation du flux magnéto-convectif et montrent que la meilleure stabilisation de la convection oscillatoire naturelle est obtenue par l'intensité du champ magnétique le plus fort, le rapport des rayons élevés et inclinaison de l'anneau à  $\gamma = 30^\circ$ .

**Zaim et al.** [25] Dans cet article, un modèle de nanofluide homogène monophasé est proposé pour étudier la convection naturelle du flux magnéto-hydrodynamique (MHD) du nanoliquide newtonien Cu-H<sub>2</sub>O dans une enceinte en forme de U à chicanes. Le modèle Brinkman et le modèle Wasp sont considérés pour mesurer la viscosité dynamique effective et la conductivité thermique effective du nanoliquide. Les propriétés effectives du nanoliquide telles que la chaleur spécifique, la densité et le coefficient de dilatation thermique sont modélisées à l'aide de la théorie des mélanges. Le PDS compliqué (système aux dérivées partielles) est traité pour les solutions numériques via la méthode des éléments finis de Galerkin. Les paramètres pertinents nombre de Hartmann ( $1 \leq Ha \leq 60$ ), nombre de Rayleigh ( $10^3 \leq Ra \leq 10^6$ )

et fraction volumique de nanoparticules ( $0\% \leq \phi \leq 4\%$ ) sont pris pour l'analyse paramétrique, et elle est effectuée via des lignes de courant et isothermes. Il est établi que le taux de transfert de chaleur augmente avec le nombre de Rayleigh  $Ra$  et la fraction volumique  $\phi$ , mais il est diminué pour un nombre de Hartmann  $Ha$  plus élevé.

**Mebarek-Oudina et Bessaïh** [26] Ont étudié numériquement la convection naturelle de nanofluide Cu-eau dans une enceinte annulaire cylindrique verticale avec deux sources de chaleur discrètes de longueurs différentes à l'aide de la méthode des volumes finis avec l'algorithme SIMPLER. Les parties adiabatiques non chauffées et les sources de chaleur discrètes sont montées sur la paroi interne. Les parois inférieure et supérieure sont thermiquement isolées, tandis que la paroi extérieure est maintenue à une température inférieure. L'influence de la fraction volumique des nanoparticules du nanofluide sur les caractéristiques hydrodynamiques et thermiques telles que les nombres de Nusselt moyens et locaux, les lignes de courant et les diagrammes isothermes pour le nombre de Rayleigh vont de  $10^3$  à  $10^6$  et la fraction volumique solide de 0 à 0,1. Le transfert de chaleur et la température des éléments chauffants dépendent de la fraction volumique solide, du nombre de Rayleigh, et de la longueur des éléments chauffants.

**Laouira et al.** [27] Ont fait une étude numérique sur les phénomènes de transfert thermique dans un canal horizontal avec une enceinte trapézoïdale ouverte soumise à une source de chaleur de différentes longueurs. La source de chaleur est considérée comme un élément chauffant local de longueur variable, encastré dans la paroi inférieure de l'enceinte et maintenu à une température constante. Le flux d'air entre horizontalement dans le canal à une température constante et froide et à une vitesse constante. Les autres parois de l'enceinte et le canal sont maintenus isolés thermiquement. L'écoulement est supposé laminaire, incompressible et bidimensionnel, alors que le fluide est considéré comme newtonien. Les résultats obtenus de cette étude sont présentés sous la forme de contours de vitesse, d'isothermes et de profils de nombres de Nusselt pour différentes valeurs des longueurs de source de chaleur sans dimension ( $0,16 \leq \varepsilon \leq 1$ ). Tandis que les nombres de Prandtl et de Reynolds sont maintenus constants à ( $Pr = 0,71$ ) et ( $Re = 100$ ), respectivement. Les auteurs ont noté que la distribution des isothermes dépend de manière significative de la longueur de la source de chaleur. Et que les nombres locaux et moyens de Nusselt augmentaient à mesure que la longueur de la source de chaleur locale augmentait.

**Mebarek-Oudina et Makinde** [28] Ont fait une étude numérique sur la convection naturelle oscillatoire entre deux cylindres concentriques et de L'effet du nombre de Prandtl sur le transfert de chaleur et les caractéristiques de l'écoulement sous l'effet de champ magnétique. Les valeurs critiques de Rayleigh sont déterminées pour différentes valeurs de paramètres physiques. Ils ont noté que les caractéristiques de débit et de transfert de chaleur sont uniques et indépendantes du nombre de Prandtl. Le diagramme de stabilité (RaCr-Pr) met en évidence la dépendance de RaCr via les nombres de Prandtl et divers nombres de Hartmann. L'importance de cette modélisation réside dans son application pratique pour stabiliser ou atténuer les effets de convection lors de la conception de systèmes magnétiques.

**Mebarek-Oudina et al.** [29] Ont étudié l'écoulement laminaire incompressible du nanofluide cuivre-kérosène dans un canal avec des parois tendues sous l'influence du champ magnétique transversal.

Les équations gouvernante sont transformées de quantité de mouvement et d'énergie. Les équations gouvernantes sont transformées en équations différentielles ordinaires non linéaires en utilisant des variables de similarité, puis résolu (Formule Lobatto IIIA). Les résultats numériques ont été comparés avec une autre méthode numérique (RungeKutta-Fehlberg) et ont trouvé un excellent accord. Ils ont noté l'influence des paramètres physiques (nombre de Reynolds, nombre magnétique, fraction volumique solide, impulsion et paramètres de glissement thermique) sur le profil de vitesse et de température. Les résultats numériques ont révélé que la fraction volumique solide diminue la vitesse des particules de nanofluides près de la paroi inférieure du canal et augmente l'épaisseur de la couche limite thermique dans le canal.

**Afrand et al.** [30] Les auteurs ont étudié la convection naturelle dans un anneau cylindrique vertical rempli de gallium soumis à un champ magnétique horizontal. Les parois supérieure et inférieure sont adiabatiques, tandis que les parois interne et externe sont isothermes mais qui sont à des températures différentes. En considérant le régime laminaire et permanent, le fluide newtonien. Ils ont conclu que l'application du champ magnétique génère la force de Lorentz qui s'oppose aux forces de flottabilité, cette force et le champ électrique qui lui correspond sont plus importants dans les couches de Hartmann et de Roberts.

**Mahanthesh et al.** [31] Les auteurs ont étudié le flux de nanofluide à proximité d'un disque infini qui s'étire dans la direction radiale en présence de sources de chaleur exponentielles basées sur l'espace (ESHS) et thermiques (THS). Ils ont pris en compte Le mouvement brownien et les effets de la thermophorèse pour accomplir cette étude. Les effets du magnétisme radial et de la force de Coriolis sont également déployés. Après avoir approximé les équations non linéaires pertinentes sous la notion de couche limite et de transformations de Von Karman modifiées, Le système différentiel non linéaire ultérieur est traité par une méthode de prise de vue. Les résultats qu'ils ont obtenus montrent que lorsque les paramètres ESHS et THS augmentent, le champ thermique augmente. Cependant, le phénomène ESHS est beaucoup plus influent que le phénomène THS sur le transport d'énergie. En outre, il a été constaté que le mécanisme de glissement de thermophorèse a plus d'effet sur le taux de transfert de chaleur que le mouvement brownien.

**Slimani et al.** [32] Ont étudié le transfert de chaleur par convection naturelle MHD d'un nanofluide hybride dans un cône tronqué ainsi que des domaines transparents ayant le stimulus d'un champ magnétique constant inhérent. Les effets des différents paramètres impliqués dans le problème tels que le nombre de Rayleigh  $Ra$  (compris entre  $10^3$  et  $10^6$ ), le nombre de Hartmann  $Ha$  (compris entre 0 et 60) et le rapport de porosité  $\varepsilon$  (0,1– 0,9) sont examinés. De plus, les effets de  $Da$  qui représente le nombre de Darcy (entre  $10^{-3}$  et  $10^{-1}$ ) et la fraction volumique de nanoparticules  $\phi$  pour les nanoparticules dissipées d' $Al_2O_3$ -Cu sont rapportés en termes de distributions de lignes de courant et d'isothermes ainsi qu'en nombre de Nusselt. Les résultats de la solution ont prouvé que le nombre de Nusselt moyen varie directement avec le champ dynamique traversant un milieu poreux, alors qu'il se comporte inversement avec le champ magnétique.

**Moradi et al.** [33] Ont étudié l'impact de l'angle d'inclinaison et du rapport d'aspect sur le transfert thermique par convection libre des nanofluides dans un cylindre. Les résultats ont abouti à un transfert de chaleur par convection naturelle maximal pour un rapport d'aspect égal à 1 et un angle d'inclinaison de  $30^\circ$ .

**Meng et Li** [34] Ont réalisé une étude numérique sur la convection naturelle d'un nanofluide  $Al_2O_3$ -Eau dans un tube cylindrique horizontal. Les résultats obtenus montrent que l'augmentation du nombre de Rayleigh entraîne une augmentation du nombre de Nusselt moyen.

**Afrand** [35] A fait une étude 3D de la convection naturelle laminaire dans un anneau cylindrique vertical où circulent des fluides électriquement conducteurs en présence d'un champ magnétique horizontal. Il a examiné les effets du champ magnétique, du rapport d'aspect et du nombre de Prandtl sur l'évolution de la température, du nombre de Nusselt moyen, et la distribution des forces de Lorentz ainsi que le champ électrique induit. Il a montré que pour des valeurs de rapports d'aspect inférieures à 1, l'augmentation du rapport d'aspect conduit à une augmentation nombre de Nusselt moyen. Par contre, pour des rapports d'aspect supérieur à 1, l'augmentation du rapport d'aspect entraîne une diminution du nombre de Nusselt.

**Enayati et al.** [36] Ont étudié expérimentalement et numériquement le transfert thermique par convection naturelle tridimensionnelle (3D) dans un réacteur de croissance cristalline dont la géométrie est une enceinte cylindrique chauffée latéralement pour un nombre de Rayleigh égal à  $8.8 \times 10^6$ . Ils constaté une inversion de température, ayant des implications sur le choix du minéralisateur (acide / basique).

**Hua et al.** [37] Ont étudié numériquement la convection libre dans un anneau excentrique qui contient un nanofluide Cu-Eau, pour  $10^3 \leq Ra \leq 10^7$  et une fraction volumique des nanoparticules  $0 \leq \phi \leq 0.03$ . Ils ont constaté le changement du régime de l'écoulement du à l'ajout des nanoparticules dans le fluide de base, ils ont noté aussi que le nombre de Rayleigh, la fraction volumique des nanoparticules, et le rapport radial ont une influence sur le nombre de Nusselt.

**Selimefendigil et Öztop** [38] Une étude numérique de la convection naturelle a été réalisée par les auteurs dans le but d'examiner le comportement du nanofluide CuO-Eau à l'intérieur d'un anneau horizontal exposé à un champ magnétique incliné, avec  $10^4 \leq Ra \leq 10^6$ , nombre de  $0 \leq Ha \leq 40$ , un angle d'inclinaison du champ magnétique (entre  $0^\circ$  et  $90^\circ$ ) et une fraction volumique  $0 \leq \phi \leq 0,04$ . Ils ont placé à l'intérieur de l'anneau zone conductrice dont l'épaisseur est variable et la conductivité thermique  $0.06 \leq k \leq 60$ . Une augmentation du transfert de chaleur a été remarquée en parallèle avec l'augmentation de la conductivité thermique de la zone conductrice, en plus de l'existence d'une évolution linéaire du nombre de Nusselt moyen en fonction de la fraction volumique solide.

**Abhilash et al.** [39] Une analyse du transfert de chaleur par convection naturelle dans un anneau vertical placé au-dessus d'un réservoir a été effectuée. Pour les nombres de Rayleigh

$2000 \leq Ra \leq 20000$ , une instabilité de l'écoulement a été observée pour  $Ra = 20000$ , en plus des propriétés qui varient de façon quasi-périodique.

**Jeong et al.** [40] Une expérience sur le transfert de chaleur par convection naturelle à l'intérieur d'un tube incliné a été réalisée. Le diamètre variant entre 0,026 et 0,063, l'inclinaison entre  $0^\circ$  et  $90^\circ$ , tandis que la longueur du tube entre 0.1 et 0.3 m. ils ont prouvé que l'augmentation de l'angle d'inclinaison et l'augmentation du diamètre entraînent une diminution du transfert de chaleur. Cette diminution est due à l'augmentation de l'épaisseur de la couche limite.

**Abusorrah et al.** [41] Une étude expérimentale et numérique de la convection naturelle turbulente a été réalisée par les auteurs. La géométrie en question est l'espace entre deux cylindres coaxiaux horizontaux où l'orientation du cylindre extérieur et le rapport des axes ont des valeurs différentes. Le cylindre extérieur est soumis à un flux de chaleur constant alors que le cylindre interne est thermiquement isolé. L'augmentation de l'angle d'orientation du cylindre extérieur au-delà de la valeur critique entraîne une amélioration du transfert thermique. Une augmentation du nombre de Nusselt moyen a atteint 25% pour le rapport des axes égal à 2 et l'orientation verticale.

**Zhang et al.** [42] Ont étudié numériquement la convection naturelle en régime laminaire permanent dans une enceinte circulaire avec une plaque plane interne. Pour  $Ra = 10^6$ . Ils ont remarqué que pour  $Ra = 10^6$ , le transfert de chaleur par convection ou conduction dominant dans les configurations qui ont une excentricité élevée.

**Vaidya et al.** [43] Ont fait une analyse afin de mettre l'accent sur les effets des propriétés variables sur le fluide de Bingham sous transport péristaltique MHD. En raison de l'impact des forces mécaniques sur le champ magnétique appliqué sur le fluide conducteur, le flux de fluide est altéré. Ces principes ciblent le transport des médicaments et le contrôle du flux sanguin pendant les interventions chirurgicales ; par conséquent, l'impact de l'écoulement MHD avec des conditions aux limites convectives et poreuses est pris en compte. De plus, les implications des réactions homogènes et hétérogènes sont analysées en considérant les propriétés des parois. Les équations gouvernantes sont rendues sans dimension par des transformations de similarité appropriées. La solution en série est obtenue pour la température, la vitesse et la concentration par une méthode de perturbation avec une approche de lubrification. La représentation graphique des paramètres pertinents sur les quantités de flux physiologiques est illustrée en postulant au programme MATLAB 2019b. Les résultats obtenus révèlent que l'augmentation

du paramètre magnétique diminue les profils de vitesse et de température. De plus, l'impact de la viscosité variable améliore légèrement l'amplitude du bolus piégé. Les paramètres de réaction homogènes et hétérogènes ont un effet inverse sur la distribution des concentrations. De plus, la présente enquête trouve ses applications pour percevoir le fonctionnement rhéologique complexe du flux sanguin à travers des artères étroites (2021).

**Abo-Dahab et al.** [44] Une recherche a été exécutée pour expliquer les aspects thermo physiques de l'écoulement de fluide viscoélastique produit par une surface étirée non linéarisée. Ici, la viscoélasticité est caractérisée par le modèle fluide de Casson et exprimée de façon rhéologique dans l'équation de quantité de mouvement. Les attributs d'écoulement du fluide de Casson sont minutieusement étudiés sous champ magnétisé transversal et avec la fourniture d'une aspiration/injection à la surface. Le milieu d'écoulement est également considéré comme poreux. Un chauffage par convection est fourni à la surface pour représenter le changement de transfert de chaleur dans le domaine d'écoulement. Des particules de taille nanométrique sont suspendues dans le fluide de Casson pour comprendre l'efficacité du mouvement brownien et des forces thermo phorétiques sur la diffusion des particules. Les réactions chimiques génératives sont également considérées pour mesurer le transport de masse. Initialement, des équations différentielles de narration de flux pour un problème sont atteintes dans des équations différentielles et plus tard transformées en un système couplé différentiel ordinaire via une approche de similarité. Les variations des distributions associées aux flux par rapport aux paramètres impliqués sont divulguées à travers des structures graphiques. La traînée de paroi, les flux thermiques et massiques sont également calculés. La crédibilité des résultats de calcul est testée à l'aide de comparaisons avec des données précédemment publiées au sens limitatif (2021).

**Mebarek-Oudina et al.** [45] Le transfert de chaleur par convection naturelle dans la région annulaire confinée entre deux cylindres homocentriques a été étudié numériquement dans le présent travail. L'espace annulaire a été rempli par un nanofluide Titania à base d'éthylène glycol et d'eau. Les cylindres internes et externes sont conservés respectivement à des températures chaudes et froides isothermes, tandis que les parois supérieure et inférieure sont adiabatiques. La solution numérique est obtenue en appliquant la méthode des volumes finis avec les algorithmes SIMPLER et TDMA. Dans l'étude actuelle, la fraction volumétrique solide varie en (0 % et 3 %), les rapports volumiques d'EG à l'eau varient en (0:100 %, 40 : 60 %, 100 : 0 %), tandis que le nombre de Rayleigh et le rapport des rayons sont considérés comme

fixes. Les résultats obtenus ont indiqué que le nombre de Nusselt moyen augmente à mesure que la fraction volumétrique solide et le rapport volumique d'éthylène glycol dans le fluide de base augmentent. De plus, les profils de vitesse atteignent leur valeur maximale dans la demi-région adjacente à la paroi chaude interne lorsque le nanofluide  $\text{TiO}_2$  - eau est utilisé. En outre, les profils de température diminuent le long de la distance radiale pour toutes les valeurs considérées des rapports volumiques d'EG à l'eau.

**Rajashekhhar et al.** [46] Ont étudié l'impact de la conductivité thermique et de la viscosité variables pour modéliser l'écoulement péristaltique d'un liquide Ree-Eyring à travers un canal uniforme et conforme. Les équations gouvernantes sont non dimensionnées à l'aide de transformations de similarité. L'approximation de grande variété de Reynolds à grande longueur d'onde et petite est utilisée pour résoudre les équations différentielles gouvernantes. De plus, la méthode de résolution en série (technique de perturbation) est utilisée pour résoudre l'équation de température non linéaire. Ils étaient inspirés par les applications comme dans l'analyse du flux sanguin dans les artères étroites. Plus précisément, la prise en compte de la variation de la conductivité thermique et de la viscosité aide à comprendre le comportement rhéologique du sang et d'autres fluides biologiques, tels que l'urine, les spermatozoïdes et les collyres. Les résultats obtenus montrent que la vitesse est plus grande dans le cas du liquide newtonien que celle du liquide non newtonien.

**Marzougui et al.** [47] Le but de leur étude est d'évaluer la température, les conditions de Dirichlet ont été considérées pour les plaques horizontales parallèles. Le modèle de Darcy étendu de Brinkman généralisé avec l'approximation de Boussinesq est considéré et les équations gouvernantes sont calculées par COMSOL multiphysique. Ils ont appliqué le principe thermodynamique irréversible est appliqué pour étudier la convection mixte instable Poiseuille-Rayleigh-Bénard (PRB) dans un canal (rapport d'aspect  $A = 5$ ), avec l'effet d'un champ magnétique transverse uniforme. Les résultats atteints est la mise au point des effets de divers paramètres d'écoulement sur l'écoulement du fluide, nombre de Hartmann ( $Ha$ ), Darcy e nombre ( $Da$ ), le nombre de Brinkman ( $Br$ ) et la porosité ( $\epsilon$ ), sont présentés graphiquement et discutés. Les résultats numériques pour les profils de température et de vitesse, les variations de génération d'entropie et les cartes de contour des lignes de courant, sont présentés en fonction du paramètre directeur mentionné ci-dessus. En se basant sur la formulation généralisée de Darcy étendue de Brinkman, qui permet la satisfaction de la condition aux limites de non glissement sur une paroi solide, on constate que le champ d'écoulement puis la génération

d'entropie sont notamment influencés par les paramètres de contrôle considérés. Les résultats démontrent que l'écoulement tend vers l'état stationnaire avec quatre régimes différents, ce qui dépend fortement des variations des nombres de Hartman et Darcy. Les irréversibilités thermodynamiques locales sont plus confinées près des parois horizontales supérieure et inférieure actives du canal lorsque l'on augmente le  $Da$  et diminue le nombre de Hartmann. La génération d'entropie est également considérablement affectée par la variation du nombre de Brinkman.

**Fares et al.** [48] Ont expliqué par leur étude, l'aspect incrémentiel de l'entropie générée dans une enceinte carrée perméable. Les aspects de porosité sont formulés mathématiquement par le modèle de Darcy-Forchheimer, tandis que la loi de force de Lorentz se manifeste pour entourer l'efficacité du champ magnétique. L'eau est capitalisée en tant que fluide de base et les nanoparticules composées d'argent avec différentes fractions volumiques de nanoparticules sont obligatoires. La flottabilité thermique est générée dans le domaine d'écoulement par apport de chaleur à la limite gauche. La description de la modélisation physique du problème est manipulée sous la forme d'EDP avec des contraintes aux limites. La procédure des éléments finis est utilisée comme procédure de résolution pour trier les caractéristiques du problème d'écoulement. La variation des attributs thermo physiques est présentée par le biais des modèles de cours d'eau, des tracés isothermes en fonction des variables contribuant au débit. Le transfert de chaleur par convection à travers les limites est mesuré par des calculs du nombre de Nusselt.

**Vaidya et al.** [49] Leur recherche consiste à examiner l'influence de réactions chimiques homogènes et hétérogènes sur l'écoulement péristaltique via un canal perméable incliné. Ils ont mis l'accent sur la modélisation du flux sanguin dans les artères étroites en tenant compte des propriétés convectives et des parois. Le modèle non newtonien de Ree-Eyring est utilisé pour régir l'écoulement du fluide en raison de son importance dans la compréhension du comportement des liquides dilatants, pseudo plastiques et visqueux. La variation de la viscosité variable et de la conductivité thermique est prise en compte pour analyser le comportement rhéologique complexe du sang. Les transformations de similarité sont utilisées dans le processus de non-dimensionnalité. La procédure de résolution en série est adoptée pour résoudre les équations différentielles non linéaires déterminantes. Les expressions pour la vitesse, la température, la concentration et le bolus piégé sont obtenues. Les résultats des calculs sont analysés à l'aide de graphiques pour l'épaississement par cisaillement, l'amincissement par cisaillement et les modèles de fluide newtonien. L'une des découvertes importantes du modèle

actuel est qu'une introduction de propriétés liquides variables améliore les profils de température et de vitesse pour les modèles de fluides newtoniens et pseudo plastiques. Par rapport aux autres modèles théoriques développés, les propriétés rhéologiques et d'écoulement de divers fluides biologiques peuvent être dérivées du modèle utilisé dans la présente enquête.

**Warke et al.** [50] Ont étudié l'écoulement bidimensionnel de la couche limite stable magnétohydrodynamique d'un liquide magnétomicropolaire visqueux via une zone d'extension. L'impact du dissipateur/source de chaleur et de la réaction chimique est pris en compte. Les équations gouvernantes sont modélisées dans le système de coordonnées cartésiennes. En utilisant les transformations de similarité appropriées, le système d'équations différentielles partielles est transformé en système d'équations différentielles ordinaires non linéaires. Le système d'équations résultant est résolu via le logiciel mathématique renommé Mathematica. L'impact de divers paramètres à travers la micro rotation, la concentration, la température et la vitesse est examiné via des graphiques. La présente étude révèle que la vitesse est croissante en fonction du nombre de Soret, du nombre de Richardson et du nombre de Grashof. Il est mentionné que la plus grande vitesse se situe dans le cas du liquide newtonien par opposition au liquide micro polaire. En l'absence de paramètre de réaction chimique, la vitesse est supérieure à un paramètre de réaction chimique plus élevé. Les paramètres de rayonnement, de Hartmann et de réaction chimique augmentent la température. La concentration est une fonction réductrice du rayonnement, de Hartmann et des paramètres de réaction chimique.

**Mebarek-Oudina et al.** [51] Dans leur travail, ils ont exploré numériquement la convection libre dans une enceinte poreuse rainurée contenant un hybride-nanofluide à base d'eau en présence d'un champ magnétique externe. Pour résoudre les équations régissant le problème, la technique des éléments finis de Galerkin est utilisée. Pour plusieurs paramètres déterminants tels que le nombre de Rayleigh ( $10^2 \leq Ra \leq 10^6$ ), le paramètre de champ magnétique ( $0 \leq Ha \leq 100$ ), le nombre de Darcy ( $10^{-2} \leq Da \leq 10^{-4}$ ) les résultats sont obtenus et discutés via des lignes de courant, isothermes et nombre moyen de Nusselt. Le champ magnétique a un bon effet régulateur pour le flux de fluide et le transfert de chaleur dans les milieux poreux.

**Chabani et al.** [52] La présente étude utilise le logiciel multi-physique COMSOL et le modèle de Darcy–Brinkman–Forchheimer avec une porosité de  $\varepsilon = 0,4$  pour mener une étude numérique sur le transfert de chaleur par un nano-fluide hybride  $\text{Cu-TiO}_2/\text{EG}$  à l'intérieur d'un anneau poreux entre un triangle en zigzag et différents cylindres et sous l'influence d'un champ magnétique incliné. L'effet de nombreux facteurs est détaillé, y compris le nombre de Rayleigh

( $10^3 \leq Ra \leq 10^6$ ), le nombre de Hartmann ( $0 \leq Ha \leq 100$ ), le pourcentage en volume du nanofluide ( $0,02 \leq \phi \leq 0,08$ ) et la vitesse de rotation du cylindre ( $-4000 \leq w \leq 4000$ ). A l'exception du nombre de Hartmann qui ralentit le débit, chacun de ces paramètres a un impact positif sur le taux de transmission thermique.

**Shafiq et al.** [53] Ont examiné dans leur étude, les caractéristiques de la double stratification sur l'écoulement au point de stagnation du nanofluide B de Walter entraîné à travers la surface de Riga. Via la stratification solutale, les effets radiatifs et thermiques, les phénomènes de chaleur et de masse sont évalués. La nouveauté de l'étude proposée est axée sur l'effet important du phénomène de fusion et de la force de Lorentz EMHD ainsi que sur la stratification et la génération de chaleur sur la rhéologie de l'écoulement liquide. L'influence du dépôt de particules brownien et thermophorèse est incluse dans les équations de transport impliquées dans l'analyse. La transformation est incorporée par les lois fondamentales de la masse, de l'énergie et de la quantité de mouvement linéaire pour acquérir un système d'équations différentiel non linéaire. En utilisant la méthode d'analyse d'homotopie optimale via BVP2.0.0, la valeur optimale des facteurs de contrôle de convergence est estimée. Les résultats graphiques pour la température, la vitesse et la concentration sans dimension pour différents paramètres pertinents sont expliqués. Les valeurs numériques d'intérêt physique telles que le coefficient de frottement de la peau, le nombre de Sherwood local et le nombre de Nusselt local sont calculées et visualisées graphiquement. La génération de chaleur et le nombre de Hartmann modifié avancé améliorent la vitesse d'écoulement. Il est également observé qu'une stratification thermique plus faible augmente le taux de transport de chaleur et que le taux de transport de masse diminue pour une stratification de masse plus forte. De plus, les courbes de niveau de vitesse pour le paramètre de rapport A décrivent la perception précise de l'écoulement. L'intensité du champ de température et de concentration est faible en raison de double stratification, alors que le rayonnement le plus fort correspond à l'augmentation significative de la température. Fiabilité des résultats assurée au moyen d'une analyse d'erreur probable.

**Mebarek-Oudina et al.** [54] Ont effectué une description de l'écoulement laminaire d'un nanofluide dans une cavité trapézoïdale et mesuré les échanges convectifs qui s'y déroulent. La cavité en question est géométriquement trapézoïdale à angle droit contenant un nanofluide hybride Cu- $Al_2O_3$ /Eau. L'enceinte à paroi en zigzag est sous l'action d'un champ magnétique extérieur et uniforme sous un angle d'inclinaison. Le modèle de Darcy-Forchheimer a été utilisé

pour le domaine perméable. L'impact dû au nombre de Hartmann ( $0 \leq Ha \leq 100$ ), à la vitesse de rotation ( $-4000 \leq \omega \leq 4000$ ), à l'angle d'inclinaison du champ magnétique ( $0^\circ \leq \gamma \leq 90^\circ$ ), au nombre de Rayleigh ( $10^3 \leq Ra \leq 10^5$ ), au cylindre rayon ( $5 \times 10^{-2} \leq r \leq 0,2$ ), divers N et fraction volumétrique ( $0 \leq \phi \leq 0,08$ ) sont étudiés. Les résultats numériques en termes de nombre de Nusselt sont validés avec ceux de la littérature. Les résultats obtenus indiquent que l'écoulement du nanofluide est fortement influencé par l'application d'un champ magnétique et que les performances thermiques de la cavité sont améliorées avec l'augmentation des nombres Ra et Hartmann. Les nanoparticules (NPs) améliorent non seulement le transport de chaleur, mais aussi une augmentation de la fraction volumique augmente la génération totale d'entropie avec ou sans application du champ magnétique et du nombre de zigzags (N). Cependant, leur contribution à l'amélioration des transferts thermiques devient moins convaincante avec l'augmentation du Ha.

**Dadheech et al.** [55] Ont fait l'analyse comparative du nanofluide  $MoS_2/C_2H_6O_2$  et de la couche limite convective naturelle hybride  $SiO_2-MoS_2/C_2H_6O_2$  nanofluide à travers une zone d'étirement. Un champ magnétique incliné uniforme est appliqué avec une dissipation visqueuse. Le modèle directeur de l'écoulement est résolu par la méthode du quatrième ordre de Runge-Kutta en utilisant des transformations de similarité appropriées. Les champs de température et de vitesse sont présentés pour divers paramètres pertinents pour l'écoulement. Il est conclu que s'ils donnent un incrément dans le paramètre de convection, le profil de vitesse augmente et un effet opposé est remarqué pour le profil de température pour les deux fluides. De plus, avec un paramètre de fraction volumique accru, des profils de vitesse et de température accrus sont obtenus pour les deux nanofluides.

**Slimani et al.** [56] Ont étudié le transfert de chaleur par convection naturelle MHD d'un nanofluide hybride dans un cône tronqué ainsi que des domaines transparents ayant le stimulus d'un champ magnétique constant inhérent. Les équations gouvernantes soumises aux conditions aux limites physiques sont résolues numériquement en utilisant la méthode des éléments finis de Galerkin. Les effets des différents paramètres impliqués dans le problème tels que le nombre de Rayleigh Ra (compris entre  $10^3$  et  $10^6$ ), le nombre de Hartmann Ha (compris entre 0 et 60) et le rapport de porosité  $\varepsilon$  (0,1–0,9) sont examinés. De plus, les effets de Da qui représente le nombre de Darcy (entre  $10^{-3}$  et  $10^{-1}$ ) et la fraction volumique de nanoparticules  $\phi$  pour les nanoparticules dissipées d' $Al_2O_3-Cu$  sont rapportés en termes de distributions de lignes de courant et d'isothermes ainsi qu'en nombre de Nusselt. De tels paramètres sont des paramètres

de contrôle critiques à la fois pour l'écoulement du fluide et le taux de transfert de chaleur de la convection naturelle dans l'espace annulaire. Les résultats de la solution prouvent que le nombre de Nusselt moyen varie directement avec le champ dynamique traversant un milieu poreux, alors qu'il se comporte inversement avec le champ magnétique.

**Pushpa et al.** [57] Ont élaboré une étude numérique du flux convectif flottant et l'amélioration du transport thermique du nanofluide Cu-H<sub>2</sub>O dans un anneau vertical chauffé différemment ayant un déflecteur mince. Pour l'analyse, les cylindres extérieur et intérieur sont respectivement refroidis et chauffés à travers des limites supérieure et inférieure isolées. De plus, la température du déflecteur est supposée être celle du cylindre chaud. La technique numérique basée sur les différences finies est utilisée pour résoudre le système d'équations régissant les processus physiques. Les résultats sont accessibles en termes d'isothermes, de lignes de courant et de nombre Nu pour des plages plus larges de positions et de longueurs de chicanes, de nombres de Rayleigh et en considérant différentes fractions volumiques de nanofluide (NF). Le nombre moyen de Nu est amélioré en plus de la nanoparticule de Cu dans le liquide de base et on constate également que le flux de liquide et le transport de chaleur peuvent être contrôlés avec succès via la sélection appropriée de l'emplacement et de la longueur du déflecteur. Principalement, la longueur de chicane ayant 20 % de largeur annulaire placée à 80 % de la hauteur annulaire s'est avérée produire des taux de transport thermique plus élevés par rapport à d'autres choix de longueurs et de positions de chicane.

**Marzougui et al.** [58] Cet article a pour objectif principal d'étudier les effets de la fraction volumique des nanoparticules et le nombre Ha sur l'irréversibilité et le transport de chaleur dans un milieu poreux saturé en nanofluide de Darcy-Forchheimer. Il met en évidence la génération d'entropie en raison de la convection mixte pour une enceinte poreuse entraînée par un couvercle rempli d'un nanoliquide et soumise à un champ magnétique uniforme. L'analyse est réalisée en utilisant la technique de Darcy-Brinkman-Forchheimer. Les résultats indiquent que le mouvement de la paroi horizontale est un facteur important pour la génération d'entropie à l'intérieur de la cavité poreuse remplie de nanofluide Cu-eau. La génération totale d'entropie diminue lorsque Darcy, Hartmann et la fraction volumique des nanoparticules augmentent. Les effets du milieu poreux et du champ magnétique réduisent la génération totale d'entropie. En examinant la littérature. Par conséquent, ce travail vise à faire une étude numérique sur le transfert de chaleur et la génération d'entropie dans une enceinte poreuse à couvercle rempli d'un nanofluide.

**CHAPITRE II**  
**MODELE MATHEMATIQUE ET PROCEDURE**  
**NUMERIQUE**

## II.1 INTRODUCTION

Afin d'identifier les trois propriétés de base qui sont le champ dynamique, le champ thermique et le champ de pression, dans les études des écoulements résultant du transfert de chaleur par convection naturelle, on utilise les principes fondamentaux de conservation de la masse, de quantité de mouvement et d'énergie.

Dans ce chapitre nous traduisons les modèles physiques des problèmes traités dans cette thèse de doctorat, sous forme d'équations mathématiques afin de calculer toutes les caractéristiques thermiques et dynamiques des écoulements résultant du transfert de chaleur par convection naturelle. En premier lieu nous présenterons le système d'équations qui gouverne le phénomène physique considéré, Nous aborderons ensuite les hypothèses simplificatrices adoptées pour le modèle mathématique pour chaque cas étudié.

## II.2 ELEMENTS MATHEMATIQUES DE BASE

L'étude numérique du phénomène de la convection est basée sur les équations qui lient la pression, la température et la vitesse. Ces équations découlent des lois suivantes [64] :

- ✓ La loi de conservation de masse (équation de continuité).
- ✓ La loi de conservation de la quantité de mouvement (Navier-Stokes).
- ✓ La loi de conservation de l'énergie (équation de l'énergie).

- **Equation de continuité :**

Cette équation traduit le principe de conservation de la masse. Sa forme tensorielle [26] est donnée par :

$$\frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (\text{II-1})$$

- **Equation de la quantité de mouvement :**

L'équation de la quantité de mouvement est tirée de la deuxième loi de la dynamique, dont l'énoncé dit que la somme des forces extérieures exercées sur une particule fluide est égale à la variation de la quantité de mouvement de cette particule. Sa forme tensorielle est comme suit [26]:

$$\frac{\partial(\rho u_i v_j)}{\partial x_j} = \rho g_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (\text{II-2})$$

Où :

$\frac{\partial(\rho u_i v_j)}{\partial x_j}$  : Représente le taux net de transport de quantité de mouvement suivant la direction  $i$ , par mouvement du fluide.

$\rho g_i$  : Représente les forces de volume suivant la direction  $i$ .

$\frac{\partial p}{\partial x_i}$  : Représente les forces dû à la pression.

$\frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)$  : Représente les forces nettes de viscosité.

( $i$  : indice de direction, = 1~3).

( $j$  : indice de somme, = 1~3).

- **Equation de l'énergie :**

Cette équation est déduite du premier principe de la thermodynamique pour un fluide Newtonien incompressible [42]. Elle est donnée par :

$$\rho C_p \frac{\partial(u_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \dot{q} + \mu \Phi \quad (\text{II-3})$$

Où :

$\rho$  : la masse volumique.

$C_p$  : la chaleur spécifique à pression constante.

$k$  : la conductivité thermique.

$\mu$  : la viscosité dynamique.

$\dot{q}$  : la génération de chaleur par unité de volume.

$\Phi$  : la dissipation visqueuse.

### II.3 HYPOTHESES SIMPLIFICATRICES

Les hypothèses classiques et simplificatrices adoptées sont les suivantes :

- ✓ Le fluide est newtonien et incompressible (la masse volumique  $\rho = \text{Cst}$ ).
- ✓ Régime d'écoulement laminaire.
- ✓ Ecoulement bidimensionnel (suivant les coordonnées cylindrique  $r$  et  $z$ ).
- ✓ La dissipation visqueuse dans l'équation d'énergie est négligeable.
- ✓ Transfert de chaleur par rayonnement négligeable.
- ✓ Les propriétés physiques du fluide ou nanofluide ( $\rho$ ,  $\nu$ ,  $C_p$ ,  $k$ ) sont constantes.
- ✓ Pour les nanofluides, les nanoparticules ont une forme uniforme avec une dispersion homogène dans le fluide de base et sont en état d'équilibre thermique avec ce dernier.

### II.4 APPROXIMATION DE BOUSSINESQ

L'approximation de Boussinesq [59] a été largement adoptée dans différentes recherches scientifiques aussi bien expérimentales que numériques.

Elle est basée sur la négligence des variations de la masse volumique dans tous les termes des équations de quantité de mouvement à l'exception de terme de gravité.

Dans les écoulements engendrés par le phénomène de convection naturelle, les forces gravitationnelles sont les seules forces externes appliquées. La variation de  $\rho$  en fonction de la température est donnée par la relation :

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

$T_0$  : Température de référence

$\rho_0$  : la masse volumique de référence

$\beta$  : le coefficient de dilatation à pression constante du fluide, avec  $\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p = \text{Cte}$

Comme dans notre cas, un grand nombre de scientifiques dont l'axe de recherche est le transfert de chaleur par convection naturelle dans différentes géométries ont utilisé l'approximation de Boussinesq.

### II.5 PROBLEME 1 (PARTIE 1)

#### II.5.1 Description et géométrie

Dans le but d'étudier le transfert de chaleur par convection naturelle nous avons réalisé une étude de simulation numérique bidimensionnelle en deux parties ; dans la première partie

on détermine les champs thermique et dynamique qui interviennent lors de l'écoulement du fluide et dans la deuxième partie on montre l'effet du rapport d'aspect  $Ar$  sur le transfert de chaleur par convection.

Le modèle géométrique choisi dans cette application est un anneau cylindrique rempli d'eau pure avec  $Pr = 6,3$ , le cylindre interne génère une source de chaleur constante. Le cylindre extérieur est froid tandis que les parois supérieure et inférieure sont thermiquement isolées,  $\gamma$  est l'angle d'inclinaison de l'anneau cylindrique (voir figure II-1).

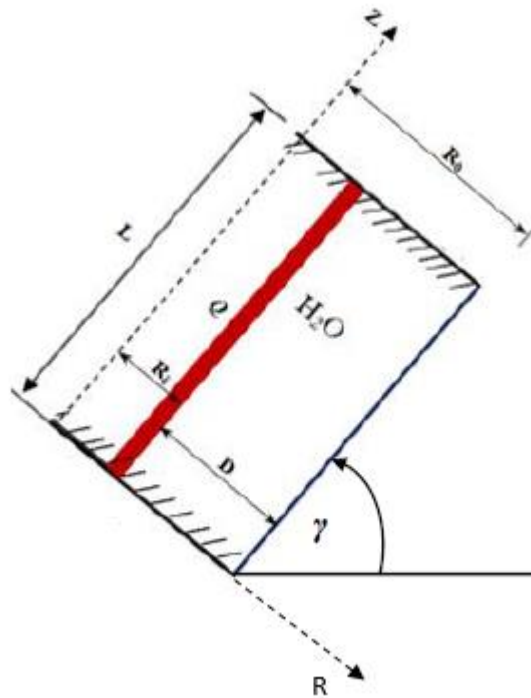


Figure II-1 : Schéma de l'anneau cylindrique

L'espace entre les deux cylindres,  $(R_o - R_i)$ , est utilisé comme longueur caractéristique, le temps de diffusion thermique à travers l'espace,  $(R_o - R_i)^2/\alpha$ , est le temps scalaire, et la température scalaire est  $Q(R_o - R_i)/k$ , où  $k$  est la conductivité thermique et  $\alpha$  est la diffusivité thermique du fluide. La température adimensionnelle relative à la température du cylindre externe est  $\theta = (T - T_c)k/Q(R_o - R_i)$  [26].

### II.5.2 Equations dimensionnelles gouvernantes

Compte tenu des hypothèses simplificatrices susmentionnées et en se basant sur la référence [28], la formulation des équations dimensionnelles gouvernantes dans le but de modéliser l'écoulement laminaire de l'eau pure résultant du transfert thermique par convection naturelle dans un espace annulaire entre deux cylindres coaxiaux est comme suit :

- Equation de continuité :

$$\frac{\partial(ru)}{\partial r} + \frac{\partial(rv)}{\partial z} = 0 \quad (\text{II-4})$$

- Equation de quantité de mouvement suivant « r »

$$\rho \left( \frac{\partial u}{\partial \tau} + u \frac{\partial u}{\partial r} + v \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial u}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} - \frac{u}{r^2} + \rho \beta g (T - T_C) \sin(\gamma) \right) \quad (\text{II-5})$$

- Equation de quantité de mouvement suivant « z »

$$\rho \left( \frac{\partial v}{\partial \tau} + u \frac{\partial v}{\partial r} + v \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial v}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} + \rho \beta g (T - T_C) \cos(\gamma) \right) \quad (\text{II-6})$$

- Equation de l'énergie

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} + u \frac{\partial T}{\partial r} + v \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (\text{II-7})$$

L'écoulement est gouverné par le nombre de Rayleigh et le nombre de Prandtl avec :

$$\text{Ra} = \frac{g \beta Q D^4}{K \alpha \nu}$$

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha}$$

Les paramètres géométriques considérés sont :

$$\text{Le rapport d'aspect } \text{Ar} = \frac{L}{D}$$

$$\text{Le rapport de rayon } \lambda = \frac{R_0}{R_i}$$

Les paramètres thermo physiques considérés sont :

$$\alpha = \frac{k}{\rho c_p}; \text{ la diffusivité thermique du liquide.}$$

$c_p$  : la chaleur spécifique à pression constante.

$k$  : la conductivité thermique.

### II.5.3 Equations adimensionnelles gouvernantes

Les équations dimensionnelles sont converties en équations adimensionnelles afin de généraliser le modèle mathématique. Ayant adopté les hypothèses simplificatrices susmentionnées et d'après la référence [26], on peut écrire les équations adimensionnelles comme suit :

❖ Équation de continuité adimensionnelle

$$\frac{\partial(RU)}{\partial R} + \frac{\partial(RV)}{\partial Z} = 0 \quad (\text{II-8})$$

❖ Equation de quantité de mouvement adimensionnelle suivant « r »

$$\frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial R} + V \frac{\partial U}{\partial Z} = -\frac{\partial P}{\partial R} + \left( \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left( R \frac{\partial U}{\partial R} \right) + \frac{\partial^2 U}{\partial Z^2} - \frac{U}{R^2} \right) + \frac{1}{Pr} \cdot Ra \cdot \theta \sin(\gamma) \quad (\text{II-9})$$

❖ Equation de quantité de mouvement adimensionnelle suivant « z »

$$\frac{\partial V}{\partial t} + U \frac{\partial V}{\partial R} + V \frac{\partial V}{\partial Z} - \frac{Ra}{Pr} \theta = -\frac{\partial P}{\partial Z} + \left( \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left( R \frac{\partial V}{\partial R} \right) + \frac{\partial^2 V}{\partial Z^2} \right) + \frac{1}{Pr} Ra \theta \cos(\gamma) \quad (\text{II-10})$$

❖ Equation d'énergie adimensionnelle

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + U \frac{\partial \theta}{\partial R} + V \frac{\partial \theta}{\partial Z} = \frac{1}{Pr} \left( \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left( R \frac{\partial \theta}{\partial R} \right) + \left( \frac{\partial^2 \theta}{\partial Z^2} \right) \right) \quad (\text{II-11})$$

#### II.5.4 Conditions aux limites

Les conditions aux limites prises en considération dans cette partie sont :

- Le cylindre interne génère une source de chaleur constante Q.
- Le cylindre extérieur est froid.
- Les parois supérieure et inférieure sont thermiquement isolées.

Les conditions aux limites sous forme adimensionnelle sont comme suit :

- Pour  $t=0$ ,  $U=V=\theta=0$
- Pour  $t > 0$  les conditions aux limites adimensionnelles sont présentées dans le tableau II-1.

Tableau II-1 : Conditions aux limites hydrodynamiques et thermiques sous forme adimensionnelles.

Limite	condition hydrodynamique	condition thermique
R=1 cylindre interne	$U=V=0$	$\frac{\partial \theta}{\partial R} = -1$
R=2 cylindre externe	$U=V=0$	$\Theta=0$
Z=0 Paroi inférieure	$U=V=0$	$\frac{\partial \theta}{\partial z} = 0$
$Z=\frac{L}{D}$ Paroi supérieure	$U=V=0$	$\frac{\partial \theta}{\partial z} = 0$

### II.5.5 Présentation du code de calcul Ansys-Fluent

Le logiciel ANSYS Fluent propose toutes les capacités physiques indispensables pour la modélisation des écoulements fluides compressibles ou incompressibles, impliquant les turbulences, les transferts thermiques et les réactions chimiques qui peuvent intervenir.

La méthode des volumes finis est utilisée comme technique pour discrétiser des équations qui régissent l'écoulement [10], ce logiciel passe par les étapes de calcul suivantes :

- Intégrer les équations sur chaque volume de contrôle.
- Discrétiser les équations de transport ; passer à un système algébrique.
- Résoudre le système algébrique par un processus itératif, la pression et les composantes de la vitesse sont corrigées en utilisant un algorithme de correction afin d'assurer la conservation de la masse [11].

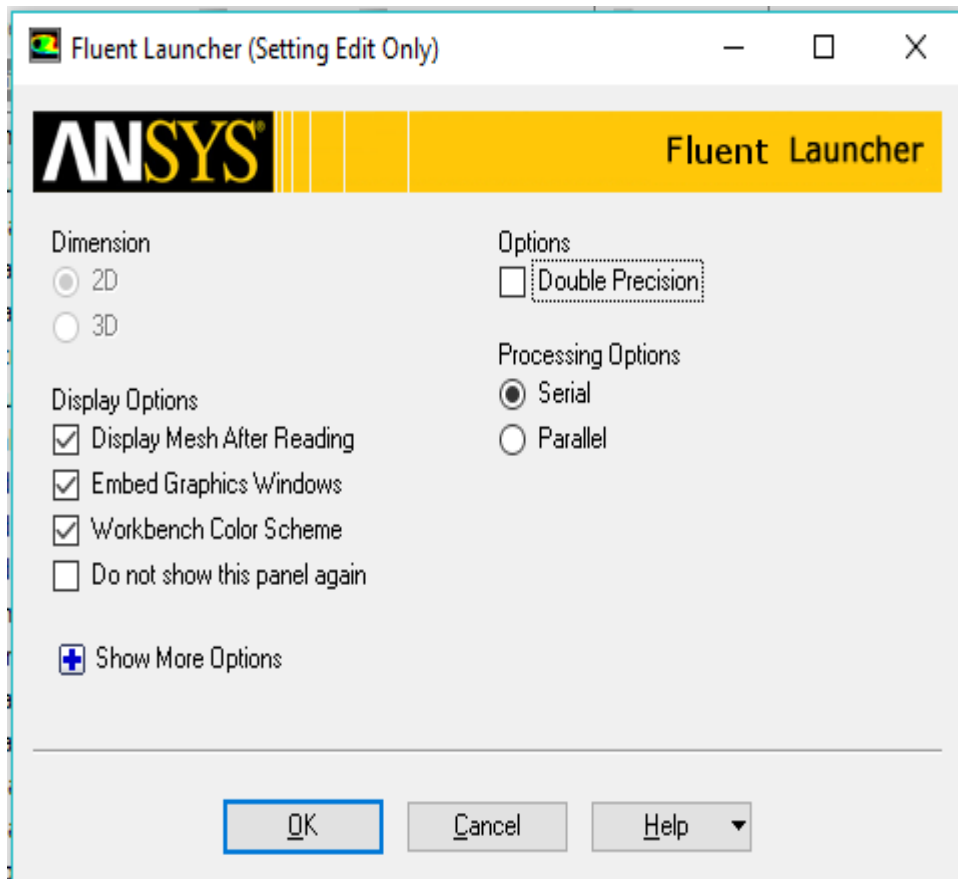


Figure II.2 : Interface du logiciel Ansys-Fluent

### II.5.5.1 La résolution en CFD

Le calcul en CFD ; Computational Fluid Dynamics, nous permet la résolution des équations qui gouvernent les mouvements des fluides, ces équations représentent la conservation de la masse et de la quantité de mouvement du fluide (équations de Navier-Stokes), ainsi que la conservation de l'énergie. Afin de prédire en toute confiance le comportement des fluides en écoulement, quels que soient les phénomènes que nous étudions - monophasés ou multi phases, isothermes ou réactifs, compressibles ou non, les solutions CFD nous donnent un aperçu précieux [12].

### II.5.5.2 Schémas numériques

Les schémas numériques utilisés par le code de calcul dans cette étude sont récapitulés dans le tableau II-2 ci-dessous.

Tableau II-2 : Les schémas numériques utilisés.

Equation	Schéma
Couplage pression-vitesse	simple
Gradient	Least Squares Cell Based
Pression	standart
Quantité de mouvement	Second Ordre Upwind
Energie	Second Ordre Upwind

### II.5.5.3 Maillage

Choisir le maillage est une étape d'une importance majeure de la simulation numérique, afin de parvenir à des résultats exactes, il faut choisir le maillage le mieux adapté à la géométrie du problème traité.

La structure de la géométrie, la génération du maillage et la définition des conditions aux limites sont réalisées en utilisant Workbench 14.5. Le maillage utilisé dans cette étude est un maillage bidimensionnel simple structuré de cellules quadratiques, voir figure II.3.

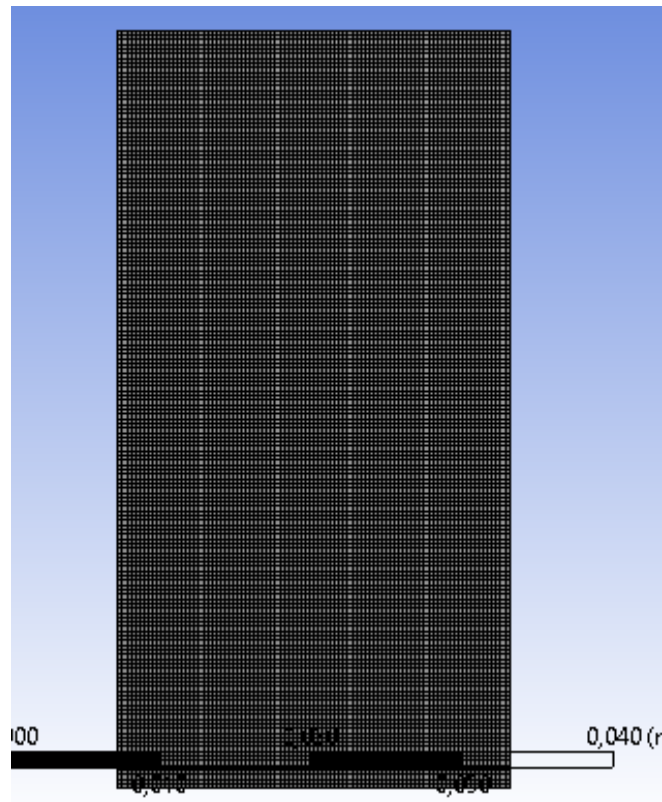


Figure II.3 : Maillage utilisé

#### II.5.5.4 Critères de convergence

La convergence des calculs est vérifiée par le calcul des résidus absolus entre deux solutions itératives des équations discrétisées de continuité, de quantité de mouvement et de l'énergie.

Dans cette étude, la valeur du critère de convergence est choisie comme le montre la figure II.4

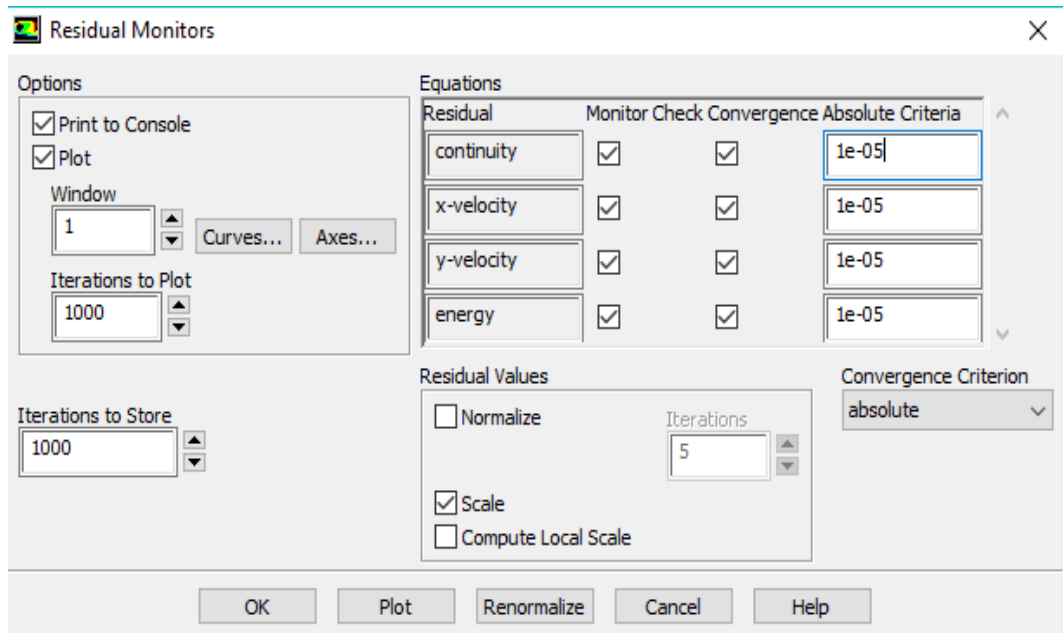


Figure II.4 : Critères de convergence choisis

### II.5.5.5 Facteurs de sous-relaxation

Il est indispensable de contrôler la variation de la variable générique  $\phi$ , à cause de la non-linéarité de l'ensemble des équations algébriques résolues par FLUENT. Une technique appelée la sous-relaxation des variables est utilisée dans le processus de calcul afin d'assurer la convergence de la solution.

Les facteurs de relaxation utilisés dans notre calcul sont montrés dans la figure II.5.

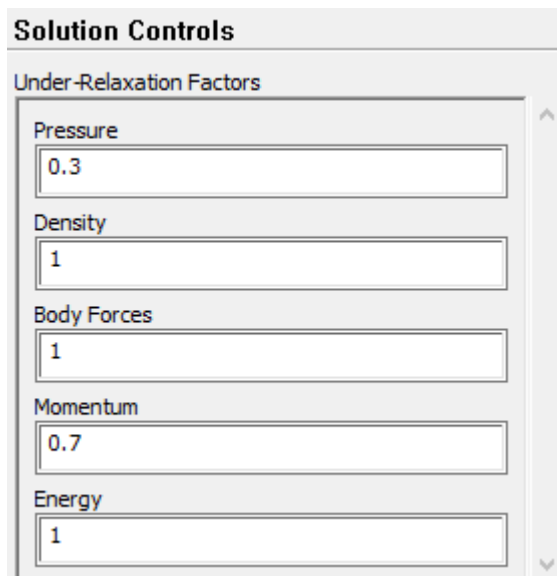


Figure II.5 : Facteurs de sous-relaxation

## II.6 PROBLEME 1(PARTIE 2)

### II.6.1 Description du problème

Dans cette partie, on maintient la configuration décrite dans la première partie. L'étude se fait toujours pour un écoulement laminaire résultant du transfert thermique par convection naturelle de l'eau entre deux cylindres coaxiaux ou le cylindre interne génère une source de chaleur constante. Le cylindre extérieur est froid tandis que les parois supérieure et inférieure sont adiabatiques. L'effet de deux paramètres géométriques qui sont le rapport d'aspect  $Ar$  et l'angle d'inclinaison  $\gamma$  est examiné voire figure II-6.

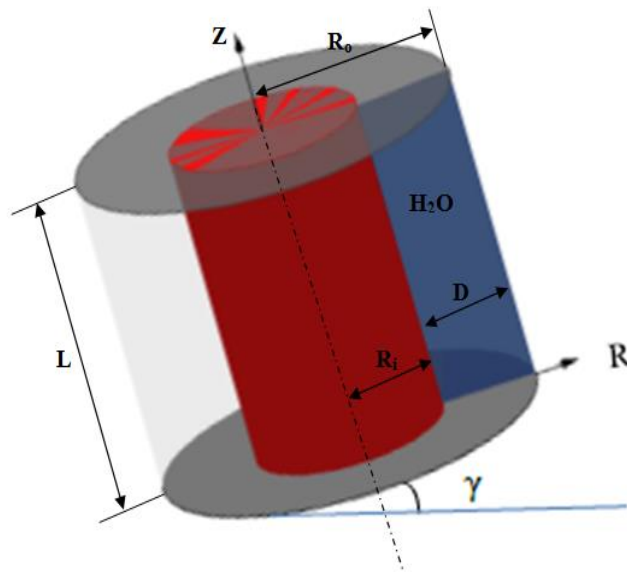


Figure II-6 : Géométrie du problème

### II.6.2 Paramètres géométriques et physiques considérés

$(R_o - R_i)$ , est utilisé comme longueur caractéristique,

$(R_o - R_i)^2/\alpha$ , le temps de diffusion thermique à travers l'espace, est le temps scalaire,

$Q(R_o - R_i)/k$ . est la température scalaire

$\Theta = (T - T_c) k/Q(R_o - R_i)$  c'est la température adimensionnelle relative à la température du cylindre externe [13].

L'écoulement est gouverné par le nombre de Prandtl et le nombre de Rayleigh.

Avec :

$$Ra = \frac{g\beta Q D^4}{\nu\alpha}$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$$

$\alpha = \frac{k}{\rho C_p}$  est la diffusivité thermique du fluide.

$Ar = \frac{L}{D}$  est le rapport d'aspect.

En se basant sur les références [26], [14], les équations adimensionnelles gouvernantes sont :

$$\frac{\partial(RU)}{\partial R} + \frac{\partial(RV)}{\partial Z} = 0 \quad (\text{II-12})$$

$$\frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial R} + V \frac{\partial U}{\partial Z} = -\frac{\partial P}{\partial R} + \left( \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left( R \frac{\partial U}{\partial R} \right) + \frac{\partial^2 U}{\partial Z^2} - \frac{U}{R^2} \right) + \frac{1}{Pr} \cdot Ra \cdot \theta \sin(\gamma) \quad (\text{II-13})$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + U \frac{\partial V}{\partial R} + V \frac{\partial V}{\partial Z} - \frac{Ra}{Pr} \cdot \theta = -\frac{\partial P}{\partial Z} + \left( \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left( R \frac{\partial V}{\partial R} \right) + \frac{\partial^2 V}{\partial Z^2} \right) + \frac{1}{Pr} \cdot Ra \cdot \theta \cos(\gamma) \quad (\text{II-14})$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + U \frac{\partial \theta}{\partial R} + V \frac{\partial \theta}{\partial Z} = \frac{1}{Pr} \left( \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left( R \frac{\partial \theta}{\partial R} \right) + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Z^2} \right) \quad (\text{II-15})$$

$$\text{pour } t = 0 ; \quad U = V = \theta = 0 \quad (\text{II-16})$$

pour  $t > 0$  ;

$$\text{à } R = 1 \quad U = V = 0, \frac{\partial \theta}{\partial R} = -1 \quad \text{Cylindre interne} \quad (\text{II-17a})$$

$$\text{à } R = 2 \quad U = V = 0, \theta = 0 \quad \text{Cylindre externe} \quad (\text{II-17b})$$

$$\text{à } Z = 0 \quad U = V = 0, \frac{\partial \theta}{\partial Z} = 0 \quad \text{Paroi inférieure} \quad (\text{II-17c})$$

$$\text{à } Z = \frac{L}{D} \quad U = V = 0, \frac{\partial \theta}{\partial Z} = 0 \quad \text{Paroi supérieure} \quad (\text{II-17d})$$

$$Nu_{avg} = \frac{1}{Ar} \int_0^{Ar} Nu_{Loc} \cdot dz \quad (\text{II-18})$$

### II.6.3 Résolution numérique

Comme dans la première partie du problème, les résultats de cette deuxième partie sont obtenus par le code de calcul de la référence [26]. Ce code maison validé par l'auteur avec les résultats de la référence [19] a été adapté pour la résolution de ce problème. Les modèles physiques des problèmes étudiés sont converties en modèles mathématiques constitués d'équations différentielles aux dérivées partielles (non-linéaires).

Sachant qu'il est pratiquement impossible de résoudre analytiquement ce type de systèmes, en utilisant les outils d'analyse mathématique contemporaine, le recours à une méthode numérique adéquate s'impose afin de parvenir à convertir le système d'équations non linéaires en un système d'équations linéaires [10]. Dans notre cas la méthode des volumes finis est utilisée pour discrétiser les équations aux dérivées partielles alors que les algorithmes SIMPLER et de THOMAS sont utilisés pour obtenir la solution.

## II.7 PROBLEME 2 (PARTIE 1)

### II.7.1 Description du problème et géométrie

La première partie de ce problème est une étude numérique des échanges convectifs qui s'opèrent dans un écoulement laminaire et stationnaire d'un nanofluide Cu/eau circulant dans un espace annulaire entre deux cylindres coaxiaux rempli par un milieu poreux. Le cylindre interne génère une source de chaleur constante. Le cylindre extérieur est froid tandis que les parois supérieure et inférieure sont thermiquement isolées, l'écoulement est en présence d'un champ magnétique externe constant et uniforme voir figure II.7. L'étude paramétrique de l'échange thermique est réalisée en considérant les effets de la perméabilité, du nombre de Hartmann, du nombre de Rayleigh et du nombre de Darcy sur les champs de température et de vitesse ainsi que l'effet de la fraction volumique totale en nanoparticules sur le nombre de Nusselt moyen.

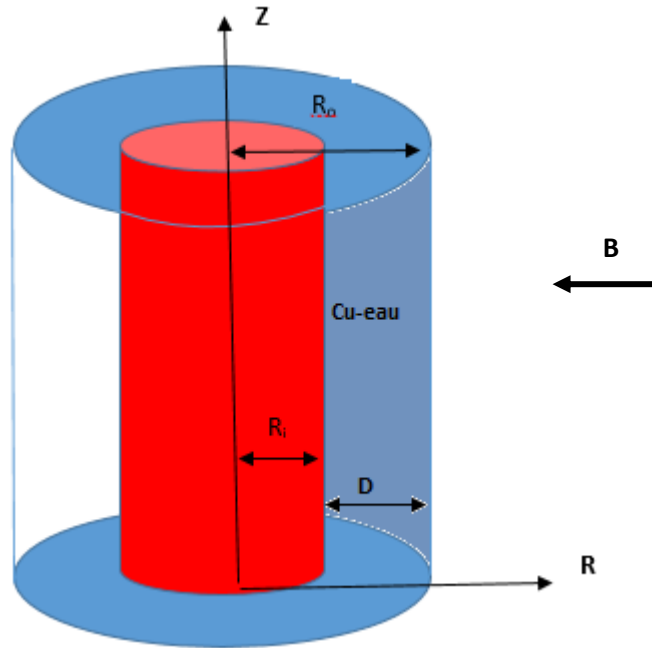


Figure II.7 : Géométrie du deuxième problème (partie 1)

### II.7.2 hypothèses simplificatrices

Les hypothèses simplificatrices considérées dans cette partie du problème sont résumées comme suit :

- ✓ L'écoulement est bidimensionnel.
- ✓ Le nanofluide est incompressible et newtonien.
- ✓ Le régime est stationnaire et laminaire.
- ✓ Les propriétés thermo-physiques du nanofluide sont constantes.
- ✓ L'approximation de Boussinesq est validée.
- ✓ Les nanoparticules ont une forme et une taille uniformes et sont dispersées dans le fluide de base de façon homogène et sont en état d'équilibre thermique avec ce dernier.

### II.7.2 Les équations dimensionnelles gouvernantes

Les équations qui gouvernent l'écoulement sont [61] :

- Equation de continuité

$$\frac{\partial(ru)}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial z} = 0, \quad (\text{II-19})$$

- Equation de quantité de mouvement suivant « r »

$$\rho_{nf} \left( u \frac{\partial u}{\partial r} + v \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\varepsilon^2 \frac{\partial P}{\partial r} + \varepsilon \mu_{nf} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial u}{\partial r} \right) - \frac{u}{r^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) - \varepsilon^2 \frac{\mu_{nf}}{K} u, \quad (\text{II-20})$$

- Equation de quantité de mouvement suivant « z »

$$\rho_{nf} \left( u \frac{\partial v}{\partial r} + v \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\varepsilon^2 \frac{\partial P}{\partial z} + \varepsilon \mu_{nf} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial v}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) - \varepsilon^2 \frac{\mu_{nf}}{K} v$$

$$+ \varepsilon^2 \beta \rho_{nf} g (T - T_c) - \sigma_{nf} B^2 v, \quad (\text{II-21})$$

- Equation d'énergie

$$u \frac{\partial T}{\partial r} + v \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha_{nf} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (\text{II-22})$$

La conductivité électrique du nanofluide  $\sigma_{nf}$  d'après (Maxwell) est :

$$\sigma_{nf} = \sigma_f \left[ 1 + \frac{3(\Delta-1)\phi}{(\Delta+2)-(\Delta-1)\phi} \right] \quad (\text{II-23})$$

$$\text{Où : } \Delta = \frac{\sigma_s}{\sigma_f}$$

Les variables adimensionnelles utilisées sont :

$$R = \frac{r-R_i}{D}, \quad Z = \frac{z}{D}, \quad V = v / \left( \frac{\alpha_f}{D} \right), \quad U = u / \left( \frac{\alpha_f}{D} \right), \quad P = p / \rho_{nf} \left( \frac{\alpha_f}{D} \right)^2, \quad \theta = \frac{(T-T_c)k_f}{Q(R_o-R_i)}, \quad D = R_o - R_i,$$

$$Pr = \frac{\nu_f}{\alpha_f}, \quad Ra = \frac{g\beta_f Q D^4}{k_f \nu_f \alpha_f}, \quad Ha = B \cdot D \sqrt{\sigma_f / \mu_f}, \quad Da = \frac{K}{D^2}$$

Les équations adimensionnelles gouvernantes sont :

$$\frac{\partial(RU)}{\partial R} + \frac{\partial(RV)}{\partial Z} = 0 \quad (\text{II-24})$$

$$U \frac{\partial U}{\partial R} + V \frac{\partial U}{\partial Z} = -\varepsilon^2 \frac{\partial P}{\partial R} + \left( \frac{\mu_{nf} \rho_f}{\mu_f \rho_{nf}} \right) \varepsilon \text{Pr} \left( \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left( R \frac{\partial U}{\partial R} \right) - \frac{U}{R^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Z^2} \right) - \left( \frac{\mu_{nf} \rho_f}{\mu_f \rho_{nf}} \right) \varepsilon^2 \frac{Pr}{Da} U, \quad (\text{II-25})$$

$$U \frac{\partial V}{\partial R} + V \frac{\partial V}{\partial Z} = -\varepsilon^2 \frac{\partial P}{\partial Z} + \left( \frac{\mu_{nf} \rho_f}{\mu_f \rho_{nf}} \right) \varepsilon \text{Pr} \left( \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left( R \frac{\partial V}{\partial R} \right) + \frac{\partial^2 V}{\partial Z^2} \right) - \left( \frac{\mu_{nf} \rho_f}{\mu_f \rho_{nf}} \right) \varepsilon^2 \frac{Pr}{Da} +$$

$$\left( \frac{\beta_{nf}}{\beta_f} \right) \varepsilon^2 Ra \text{Pr} \theta - \left( \frac{\sigma_{nf} \rho_f}{\sigma_f \rho_{nf}} \right) Ha^2 V, \quad (\text{II-26})$$

$$U \frac{\partial \theta}{\partial R} + V \frac{\partial \theta}{\partial Z} = \frac{\alpha_{nf}}{\alpha_f} \left( \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left( R \frac{\partial \theta}{\partial R} \right) + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Z^2} \right). \quad (\text{II-27})$$

## II.8 PROBLEME 2 (PARTIE 2)

### II.8.1 introduction

En mécanique des fluides, les écoulements diphasiques offrent aux chercheurs une grande opportunité pour la recherche dans de nombreuses applications industrielles.

L'écoulement diphasique est un écoulement de gaz et de liquide, il représente un exemple d'écoulement polyphasique [58].

Les écoulements diphasiques se présentent sous de nombreuses formes, telles que les écoulements passant du liquide à la vapeur à la suite d'un chauffage externe, les écoulements séparés et les écoulements diphasiques dispersés où une phase est présente sous forme de particules, de gouttelettes ou de bulles dans une phase porteuse continue. Les cas les plus couramment étudiés sont dans les systèmes électriques à grande échelle. On rencontre ce type d'écoulement dans les réacteurs nucléaires on utilise de l'eau pour évacuer la chaleur du cœur du réacteur en utilisant un écoulement diphasique.

La présence d'une ou plusieurs interfaces entre les deux phases présente une difficulté majeure ce qui rend la modélisation de ce type d'écoulement complexe. Cette deuxième partie présente une meilleure connaissance de l'évolution de la structure d'un écoulement gaz-liquide en équilibre thermodynamique, en effectuant une simulation numérique tridimensionnelle d'un écoulement diphasique hydrogène-eau dans une conduite cylindrique horizontale.

### II.8.2 Géométrie du modèle

La géométrie du modèle comme le montre la figure II.8 est un canal cylindrique horizontal de longueur  $L = 3000$  mm et un diamètre  $\varnothing = 500$  mm, la paroi est maintenue à une température constante égale à 300K. Le fluide de travail est un mélange d'hydrogène et d'eau, la vitesse d'entrée est 30 m/s, la pression de sortie est celle de l'atmosphère. La température de fonctionnement est de 288,16 K.

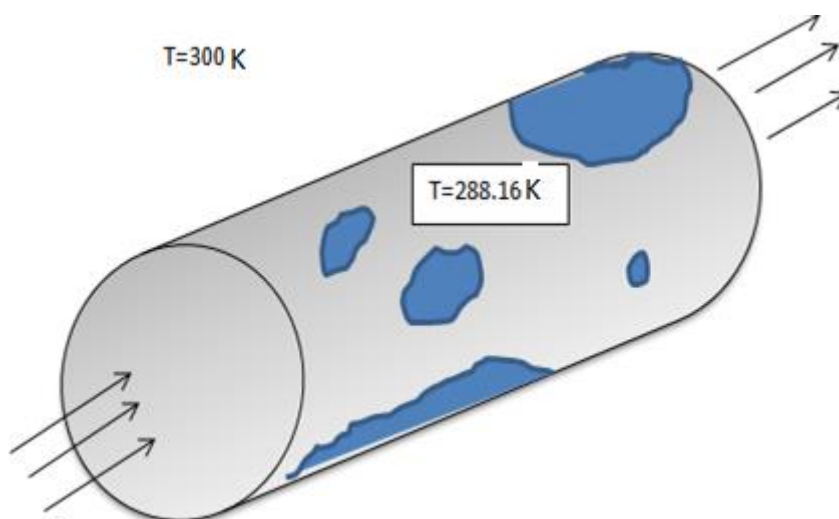


Figure II.8 : Géométrie du problème.

### II.8.3 Analyse du problème

La modélisation et la simulation numérique sont utilisées comme solutions aux problèmes rencontrés dans différents applications industrielles [46].

Plusieurs chercheurs, ont proposé des corrélations basées sur de nombreux paramètres (nombre de Reynolds, Froude, convection, ébullition...) [63], afin de prédire le coefficient d'échange d'un écoulement diphasique vertical ou horizontal. Mais ces corrélations sont limitées en raison de leur domaine de validité. Les écoulements diphasiques se produisent dans de nombreux appareils industriels où on cherche à mettre en œuvre un transfert d'énergie ou un transfert de masse. La grande diversité des situations rencontrées, disperse les efforts de recherche. La principale difficulté de la modélisation vient de l'existence des interfaces séparant chaque phase [63]. Ces interfaces peuvent évoluer à des échelles très variées allant de microscopique dans le cas d'un écoulement diphasique micro fluidique à des échelles macroscopiques.

Les écoulements diphasiques sont classés selon les phases en présence (liquide, solide, gazeux ou plasma (gaz ionisé)) ou selon la répartition des interfaces [63]. Les combinaisons possibles pour le premier cas sont :

- Mélange de deux liquides non miscibles (exemple : échangeurs à contact direct),
- Mélange solide liquide (transport de boues, etc.),
- Mélange gazeux solide (transport de pneumatiques),
- Mélange gaz-liquide (ébullition dans les réacteurs nucléaires).

L'hydrogène est un vecteur d'énergie qui peut provenir d'une source d'énergie, joue un rôle de premier plan dans le domaine énergétique futur. Le contrôle du débit de ce fluide dangereux est la question qui a toujours surgi.

## II.8 MODELE MATHEMATIQUE

### II.8.1 Conservation de la masse

L'équation de continuité représentant la conservation de la masse pour le problème est donnée par la relation suivante :

$$\sum_{k=1,2} \left[ \int_{v_{mk(t)}} \frac{\partial \rho_k}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_k \vec{u}_k) dv \right] + \int_{A_i(t)} \left( \frac{d\rho_i}{dt} + \rho_i \nabla_s \cdot \vec{u}_i \right) ds + \sum_{k=1,2} \left[ \int_{A_i(t)} (\rho_k (\vec{u}_i - \vec{u}_k) \cdot \vec{n}_k) ds \right] = 0 \quad (\text{II-28})$$

Avec :

$\rho_k, u_k$  sont la masse volumique et la vitesse des phases  $k=1, 2$  respectivement.

$\rho_i, u_i$  sont la masse volumique et la vitesse de l'interface, respectivement.

$\nabla_s = \nabla - \vec{n}_i (\vec{n}_i \cdot \nabla)$  Représente le gradient s'exerçant sur une surface.

### II.8.2 Conservation de la quantité de mouvement

$$\sum_{k=1,2} \left[ \int_{v_{mk(t)}} \left( \frac{\partial \rho_k \vec{u}_k}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_k \vec{u}_k \cdot \vec{u}_k) \right) dv + \int_{A_i(t)} (\rho_k \vec{u}_k (\vec{u}_i - \vec{u}_k) \cdot \vec{n}_k) ds \right] + \int_{A_i(t)} \left( \frac{d\rho_i \vec{u}_i}{dt} + \rho_i \vec{u}_i \nabla_s \cdot \vec{u}_i \right) ds = \sum_{k=1,2} \left[ \int_{v_{mk(t)}} \rho_k \vec{F}_k dv + \int_{s_{k(t)}} \vec{n}_k \cdot \vec{T}_k ds \right] + \int_{A_i(t)} \rho_i \vec{F}_i ds + \oint_{\partial A_i(t)} \sigma \vec{N} dl \quad (\text{II-29})$$

Où :

$\sigma$  est la tension superficielle,  $\vec{N}$  est le vecteur normal unitaire appliqué en un point appartenant à la courbe  $\partial A_i$ .

$\vec{F}$  représente les forces extérieures s'appliquant aux volumes  $v_1(t)$  et  $v_2(t)$  et la surface  $A_i(t)$ .

Le tenseur des contraintes  $\vec{T}_k = -p\vec{I} + \vec{\tau}$

$$\vec{\tau} = \mu \left[ \nabla \vec{u} + (\nabla \vec{u})^t - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \vec{u}) \vec{I} \right] \quad (\text{II-30})$$

Avec :

$\nabla \cdot \vec{u} = 0$  Dans le liquide.

### II.8.3 Conservation de l'énergie totale

$$\begin{aligned} & \sum_{k=1,2} \left[ \int_{V_{m_k(t)}} \left( \frac{\partial e_k}{\partial t} + \nabla \cdot (e_k \vec{u}_k) \right) dV + \int_{A_i(t)} (e_k (\vec{u}_i - \vec{u}_k) \cdot \vec{n}_k) dS \right] + \int_{A_i(t)} \left( \frac{de_i}{dt} + \right. \\ & \left. e_i \nabla_S \cdot \vec{u}_i \right) dS = \sum_{k=1,2} \left[ \int_{V_{m_k(t)}} \rho_k \vec{F}_k \cdot \vec{u}_k dV + \int_{S_k(t)} \left( (\vec{T}_k \cdot \vec{n}_k) \cdot \vec{u}_k - \vec{q}_k \cdot \vec{n}_k \right) dS \right] \\ & + \int_{A_i(t)} (\rho_i \vec{F}_i \cdot \vec{u}_p) dS + \oint_{\partial A_i} (\sigma \vec{u}_p \cdot \vec{N} - \vec{q}_i \cdot \vec{N}) dl \end{aligned} \quad (\text{II-31})$$

$$\text{Avec } \vec{u}_p = (\vec{u}_i \cdot \vec{n}_k) \vec{n}_k + \vec{u}_t$$

La composante normale  $\vec{u}_i \cdot \vec{n}_i$  est la vitesse de déplacement de l'interface et la composante tangentielle de  $\vec{u}_p$  notée  $\vec{u}_t$  est égale aux composantes tangentielles des vitesses

$$\text{et } e = \rho e_{int} + \frac{1}{2} \vec{u}^2$$

### II.8.4 Les équations phasiques

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (\text{II-32})$$

$$\frac{\partial \rho \vec{u}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \otimes \vec{u}) = -\nabla P + \nabla \cdot \bar{\tau} + \rho \vec{F} + \int_{A_i(t)} \sigma \kappa \vec{n} \delta (\vec{x} - \vec{x}_i) ds \quad (\text{II-33})$$

$$\frac{\partial e}{\partial t} + \nabla \cdot (e \vec{u}) = \nabla \cdot (k \nabla T) + \nabla \cdot (\vec{u} \cdot \bar{T}) + \rho \vec{F} \cdot \vec{u} \quad (\text{II-34})$$

avec k égale à deux fois la courbure moyenne, et  $\delta$  la fonction de Dirac non nulle lorsque  $\vec{x} = \vec{x}_i$

L'équation de conservation de l'énergie sous forme enthalpie faisant intervenir la température est :

$$\frac{\partial \rho c_p T}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho c_p T \vec{u}) = \nabla \cdot (k \nabla T) + \beta T \frac{DP}{Dt} + \nabla \vec{u} : \bar{\tau} \quad (\text{II-35})$$

Avec  $C_p$  la chaleur massique à pression constante, k la conductivité thermique et le coefficient thermoélastique de dilatation isobare :

$$\beta = - \left. \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \right|_p$$

En considérant  $\beta = 1/T$  (gaz parfaits), l'équation précédente se réduit à :

$$\frac{\partial \rho c_p T}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho c_p T \vec{u}) = \nabla \cdot (k \nabla T) + \frac{DP}{Dt} + \nabla \vec{u} : \bar{\tau} \quad (\text{II.36})$$

### II.8.5 Géométrie et conditions aux limites

La géométrie modélisée est un canal cylindrique horizontal ( $L = 3000$  mm ;  $\varnothing = 500$  mm), dont la paroi est maintenue à une température constante de 300 K. Le fluide utilisé est un

mélange de l'hydrogène et de l'eau, dont la vitesse d'entrée est de 30 m/s, la pression de sortie est celle de l'atmosphère et la température de fonctionnement est de 288.16 K.

### II.8.6 Méthode numérique

Pour résoudre les différentes équations présentées précédemment et réaliser le maillage on a utilisé l'outil numérique ANSYS FLUENT [38-39]. Pour décrire le flux diphasique Hydrogène-Eau, l'approche Euler-Euler est adoptée dans cette étude de simulation.

#### II.8.6.1 Maillage

Afin de réaliser une simulation tridimensionnelle d'un simple cylindre ouvert. On a adopté un maillage triangulaire (cellules triangulaires) dont les propriétés sont résumées dans le tableau II.3, voir figure II.9.

Tableau II.3 : Propriétés du maillage utilisé

paramètre	valeurs
Nombre d'éléments	44730
Nombre de nœuds	47616

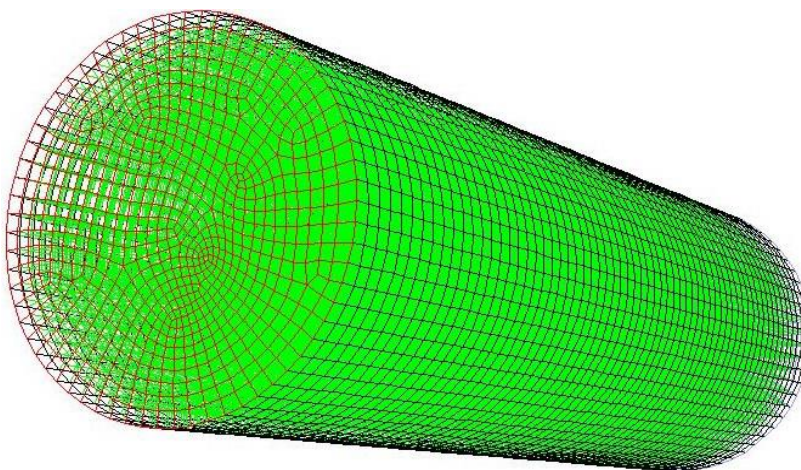


Figure II.9 : Maillage du canal cylindrique

Les propriétés physiques de l'eau et de l'hydrogène telles que la chaleur spécifique, la masse volumique, la masse molaire et la viscosité sont mentionnées dans le tableau II.4.

Tableau II.4 : Propriétés des fluides utilisés

Fluide	$C_p$	$\rho$	M	$\mu$	$\sigma$
	$J.kg^{-1}.K^{-1}$	$kg.m^{-3}$	$kg.mol^{-1}$	$kg.m^{-1}.s^{-1}$	$W.m^{-1}.K^{-1}$
Hydrogène	14266	0.0818	2.01594	$8.411e^{-6}$	0.1672
eau	4182	998.2	18.0152	0.001003	0.6

### II.8.6.2 Critères de convergence

L'entrée du canal est soumise aux conditions aux limites suivantes : Le mélange d'hydrogène a une vitesse d'entrée de 30 m/s et une température de 288,16 K. La simulation a été réalisée, avec un pas de temps de 0,01 seconde. Le nombre d'itérations maximum par pas de temps est fixé à 100 unités. Les critères de convergence absolus sont ceux proposés par défaut :  $10^{-3}$  pour les équations relatives à la continuité, aux vitesses et aux fractions volumiques. Le critère absolu pour l'équation de l'énergie est  $10^{-6}$ .

## II.9 CONCLUSION

Dans ce chapitre, nous avons présenté en détail le modèle mathématique décrivant chaque problème en tenant compte des hypothèses simplificatrices retenues, le maillage adéquat choisi pour chaque cas ainsi que la méthode numérique utilisée afin de réaliser les simulations numériques.

# **CHAPITRE III**

## **DISCUSSION DES RESULTATS DU PREMIER PROBLEME**

## **Partie 1 : Transferts thermiques convectifs dans l'espace annulaire entre deux cylindres coaxiaux.**

### **III-1-INTRODUCTION**

L'objectif principal visé dans cette partie du problème est la détermination des champs thermique et dynamique dans un écoulement laminaire et stationnaire de l'eau pure dans l'espace annulaire entre deux cylindres coaxiaux, en convection naturelle. Le cylindre interne génère une source de chaleur constante. Le cylindre extérieur est froid tandis que les parois inférieures et supérieures sont thermiquement isolées. On présentera tout d'abord l'effet du maillage sur la solution numérique, puis nous mettrons le point sur l'effet du nombre de Ra sur le transfert de chaleur et l'effet de l'angle d'inclinaison sur ce dernier. Les résultats obtenus par simulation numérique sont présentés, interprétés et validés dans les sous-sections suivantes.

### **III-2-EFFET DU MAILLAGE**

La zone des grands gradients de vitesse et de température nécessite un grand nombre de nœuds pour résoudre les caractéristiques spécifiques de l'écoulement. Donc plusieurs grilles seront utilisées dans cette zone (près des parois de l'anneau), afin d'examiner l'effet du maillage sur la solution numérique. Les maillages utilisés pour étudier l'indépendance sont :  $52 \times 104$ ,  $72 \times 144$ ,  $92 \times 164$  et  $100 \times 200$  nœuds.

En examinant les courbes illustrées à la (Figure III-1) et qui représente la distribution radiale de la vitesse adimensionnelle, nous observons une variation inférieure à 1% des valeurs calculées entre les grilles  $100 \times 200$  et  $92 \times 164$  ou les grilles  $92 \times 164$  et  $72 \times 144$ . Pour cela, la grille correspondant à  $92 \times 164$  nœuds sera adoptée pour toutes les simulations, afin d'optimiser le temps CPU.

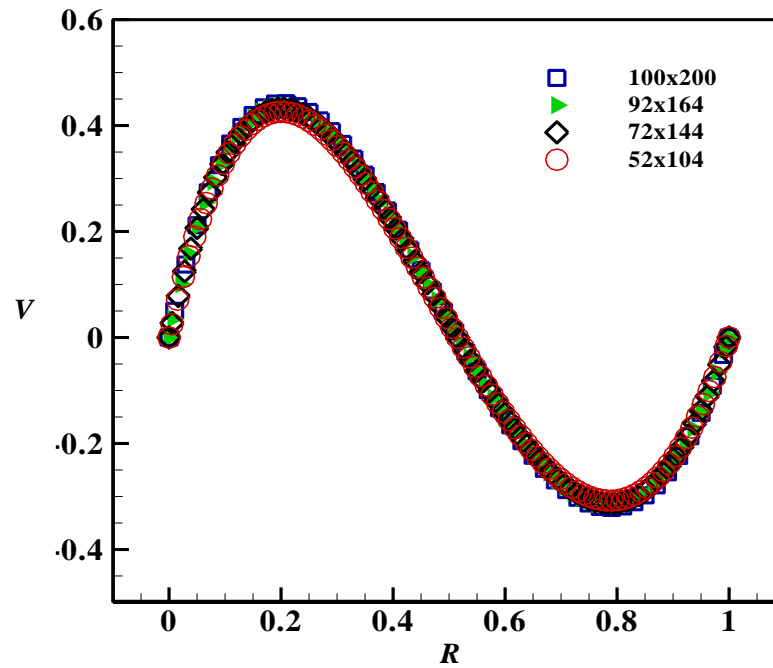


Figure III-1 Evolution de la vitesse adimensionnelle axiale pour différentes grilles (52×104, 72×144, 92×164, 100×200),  $Ar=2$ , et le nombre de Rayleigh  $Ra=75$

### III-3-RESULTATS ET DISCUSSIONS

Dans cette étude numérique de la convection naturelle entre deux cylindres coaxiaux, où le fluide caloporteur est l'eau pure on s'intéresse particulièrement à l'impact de l'angle d'inclinaison et du nombre de Rayleigh sur le transfert de chaleur, dans la deuxième partie, notre intérêt porte sur l'effet du rapport d'aspect sur le transfert de chaleur par convection naturelle.

#### III-3-1-L'effet du nombre de Rayleigh sur le transfert de chaleur

La figure III-2 représente le profil du nombre de Nusselt moyen pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh. On peut conclure comme résultat évident, qu'une augmentation du nombre de Rayleigh améliore le transfert de chaleur par convection.

La figure III-3 illustre le champ de température et les lignes de courant pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh, avec un angle d'inclinaison  $\gamma = 90^\circ$  un rapport d'aspect  $Ar = 2$ .

On remarque que Pour des faibles valeurs de  $Ra$ , les isothermes sont des lignes quasiment parallèles aux parois verticales du cylindre sans aucune déformation, ce qui indique que le mode de transfert de chaleur qui règne est la conduction. Une déformation apparaît

clairement avec l'augmentation du nombre Ra indiquant la présence du mode de transfert convectif.

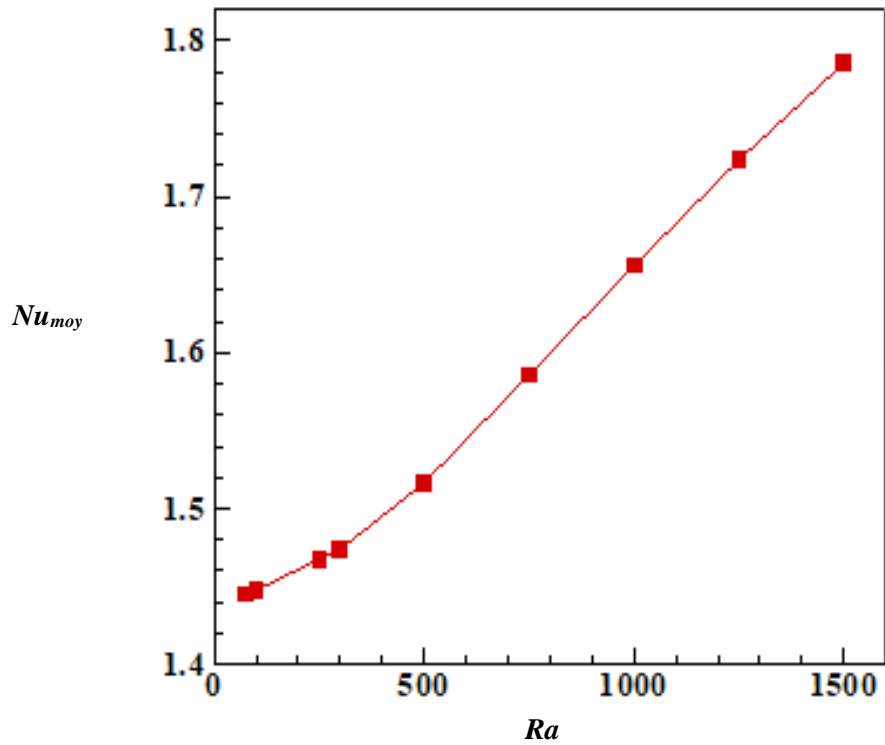
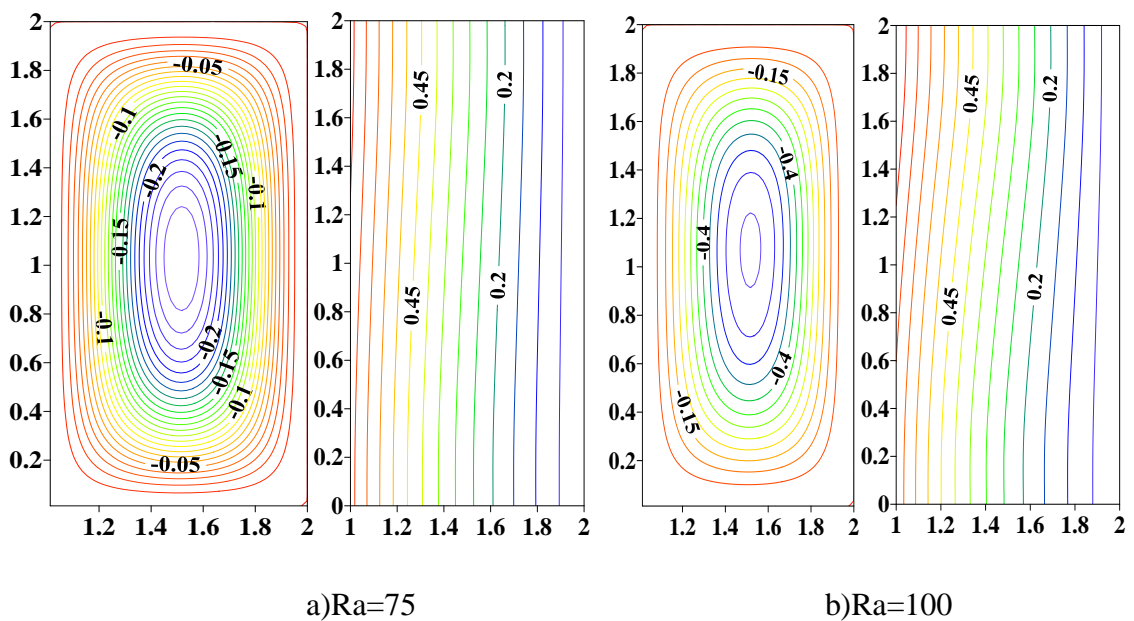
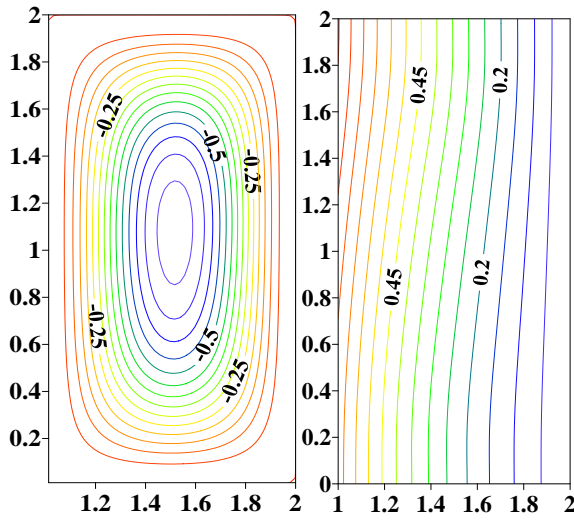
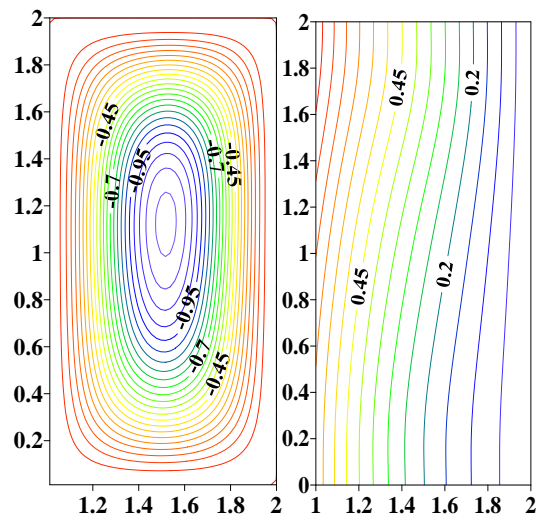


Figure III-2 : Profil du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Ra, pour  $\gamma = 90^\circ$ ,  $\lambda=2$  et  $Ar = 2$ .

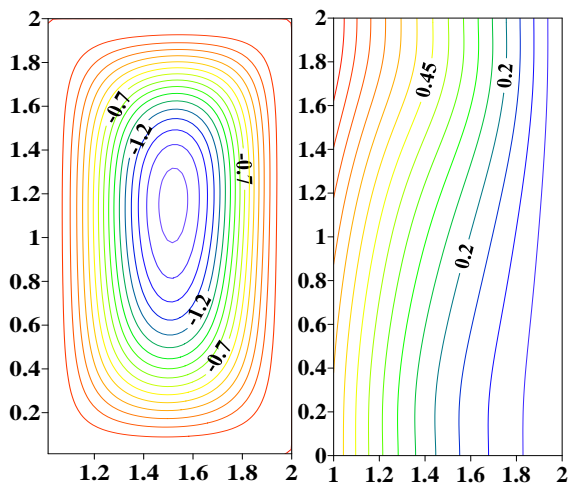




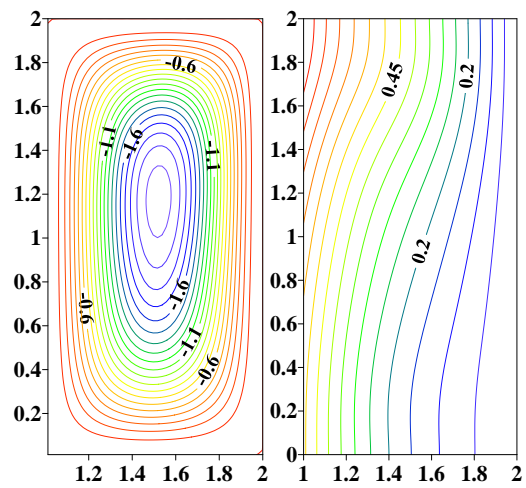
c)Ra=250



d)Ra=300



e)Ra=500



f)Ra=750

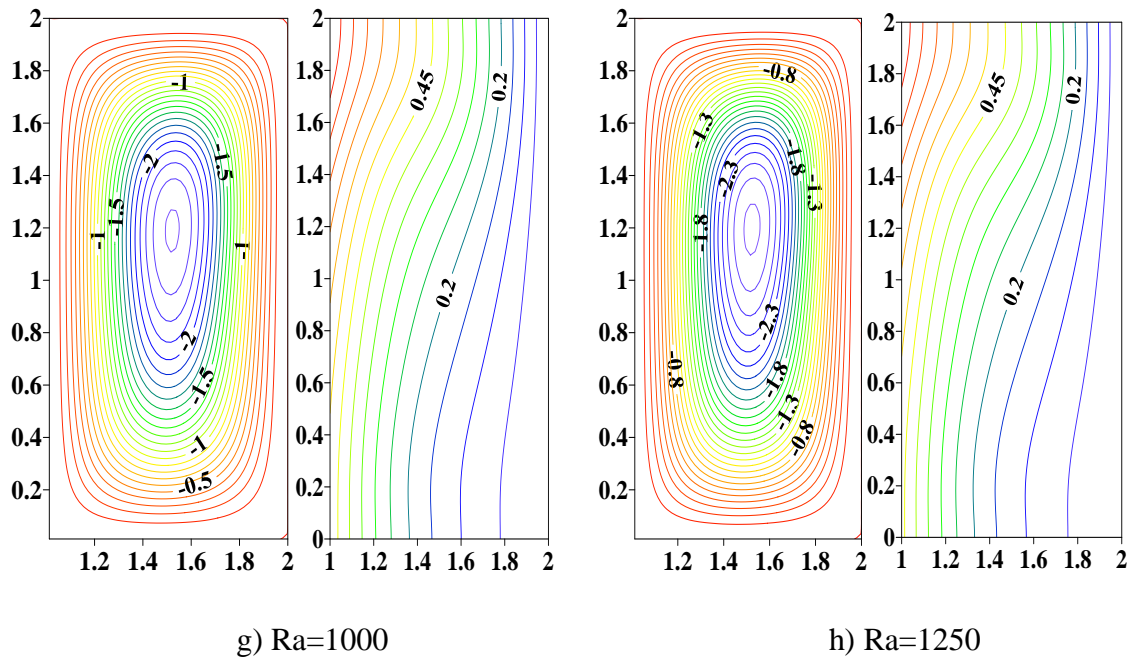


Figure III-3 : Lignes de courant (gauche) et isothermes (droite) pour différentes valeurs de Ra,  $\gamma = 90^\circ$  and  $Ar = 2$ .

Les profils de température adimensionnelle le long de l'espace annulaire sont présentés dans la figure III-4. L'évolution de la température adimensionnelle est similaire pour les différentes valeurs choisies du nombre de Rayleigh ( $Ra=75, 100, 250, 300, 500, 750, 1000, 1250$ ). La température minimale est détectée en bas des cylindres tandis que la valeur maximale de la température est obtenue en haut des cylindres pour la valeur la plus élevée de Ra dans cette illustration ( $Ra = 1250$ ). D'autres part, on remarque aussi que les valeurs minimales et maximales de la température augmentent au fur et à mesure que les valeurs du nombre de Rayleigh augmentent.

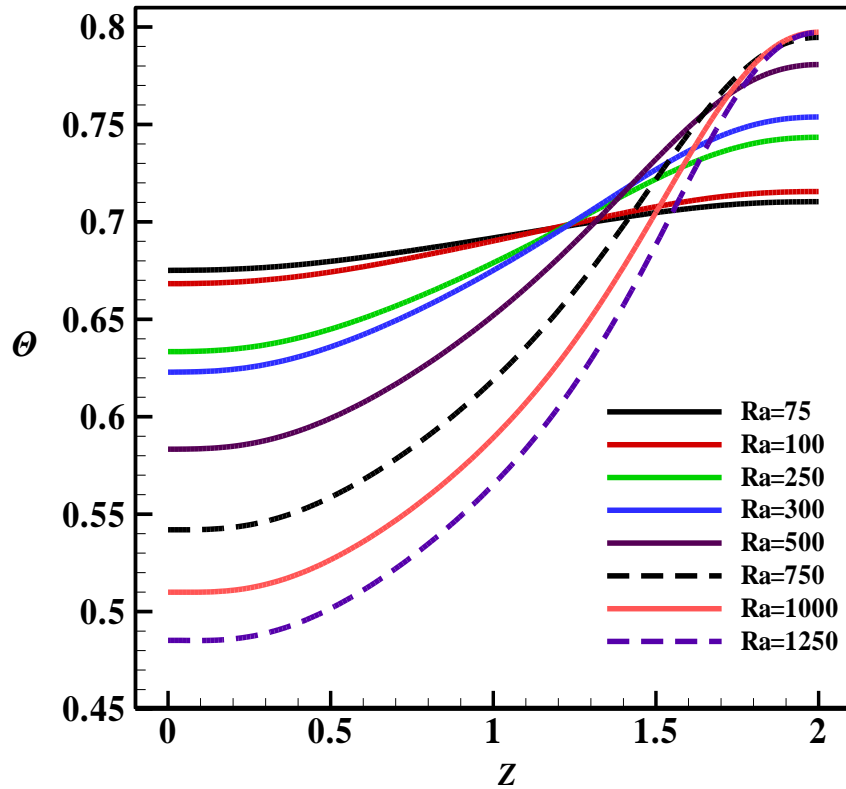


Figure III-4 : Profils de la température adimensionnelle pour différentes valeurs de Ra,  $\lambda=2$  and  $Ar =2$

On remarque dans la figure III-5 que les valeurs minimales et maximales de la vitesse augmentent au fur et à mesure que le nombre de Rayleigh augmente dans le sens radial. Pour les différentes valeurs considérées du nombre de Rayleigh, on peut noter que la valeur maximale de la vitesse radiale est obtenue au premier quart de l'évolution radiale de la vitesse adimensionnelle ( $R = 0,2$ ), tandis que la valeur minimale est obtenue au troisième quart de son évolution radiale ( $R = 0,8$ ).

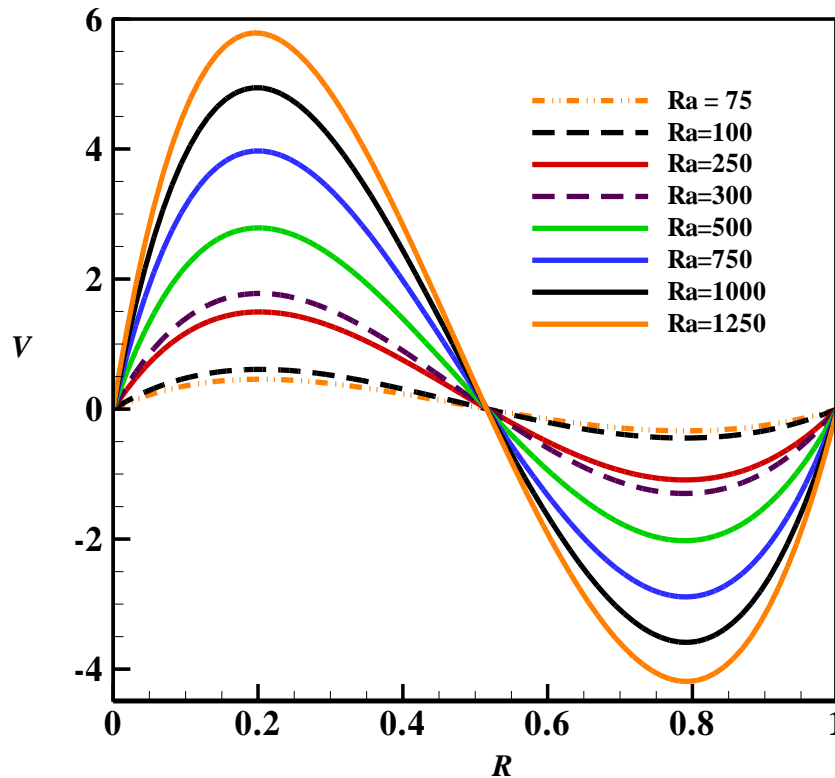


Figure III-5 : Profils de la vitesse adimensionnelle axiale pour différentes valeurs de  $Ra$ .

### III-3-2-L'effet de l'angle d'inclinaison

La figure III-6 représente la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de l'angle d'inclinaison. Il est clair que le transfert thermique maximal est obtenu pour un angle d'inclinaison de  $90^\circ$  dans le cas où  $Ra=75$  et de même dans le cas où  $Ra=1250$ . Ainsi, on peut conclure que l'angle d'inclinaison est un paramètre important à prendre en considération dans l'optimisation du transfert de chaleur.

La figure III-7 illustre la structure de l'écoulement et le champ de température via les lignes de courant et les lignes isothermes respectivement. Pour  $\gamma = 90^\circ$ , la cavité est verticale. Les isothermes sont presque alignées verticalement, et l'écoulement est monocellulaire ce qui désigne que la conduction est le mécanisme de transfert de chaleur dominant en raison de la valeur relativement faible du nombre de Rayleigh ( $Ra = 75$ ). Pour  $\gamma = 45^\circ$  et  $\gamma = 0^\circ$ , les lignes isothermes sont de plus en plus faussées et déformées et la structure de l'écoulement devient bicellulaire composée de cellules contre-rotatives ayant des tailles différentes.

La figure III-8 représente l'effet de l'angle d'inclinaison sur la vitesse axiale adimensionnelle ( $\gamma = 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ$ ). Pour ces trois angles d'inclinaison étudiés, la vitesse axiale

évolue de la même manière, toutefois les valeurs maximale et minimale de la vitesse axiale sont obtenues pour un angle d'inclinaison de  $45^\circ$ .

D'autre part, la courbe représentant l'évolution axiale de la température adimensionnelle pour l'angle d'inclinaison  $90^\circ$  est située au-dessus de celle tracée pour l'angle d'inclinaison  $45^\circ$  avec une grande distance. Alors que la courbe de l'évolution de la température pour une inclinaison de  $0^\circ$  se situe en dessous des deux courbes mais assez proche de la deuxième courbe. Par conséquent, la température adimensionnelle maximale est obtenue pour un angle d'inclinaison de  $90^\circ$  (Figure III-9).

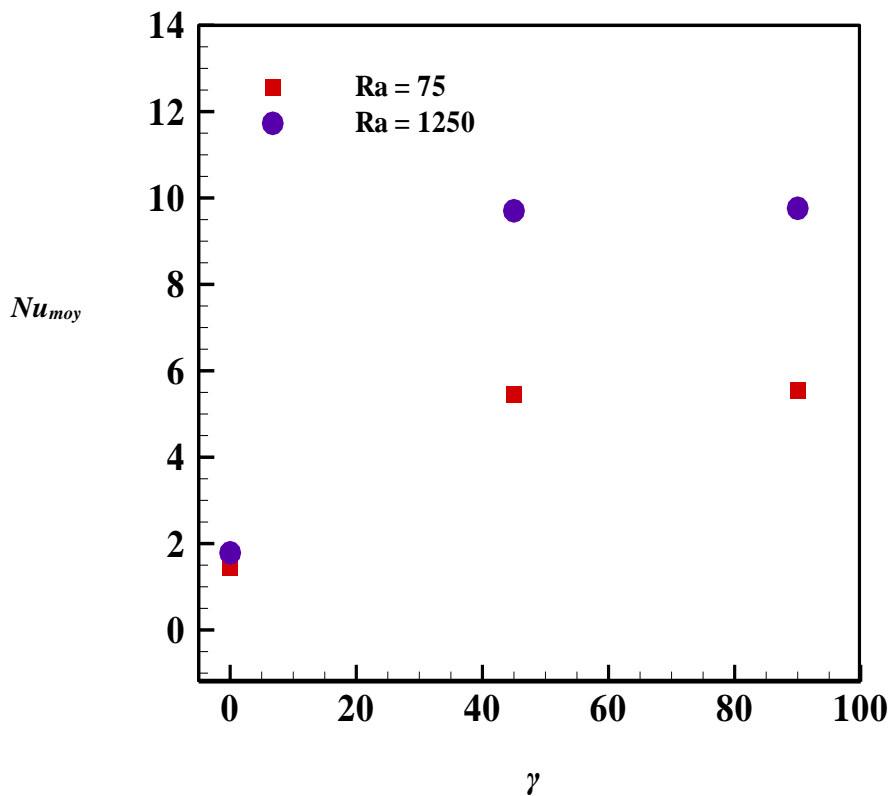


Figure III-6 : Effet de l'angle d'inclinaison sur le nombre de Nusselt moyen,

$$\lambda=2 \text{ and } Ar =2.$$

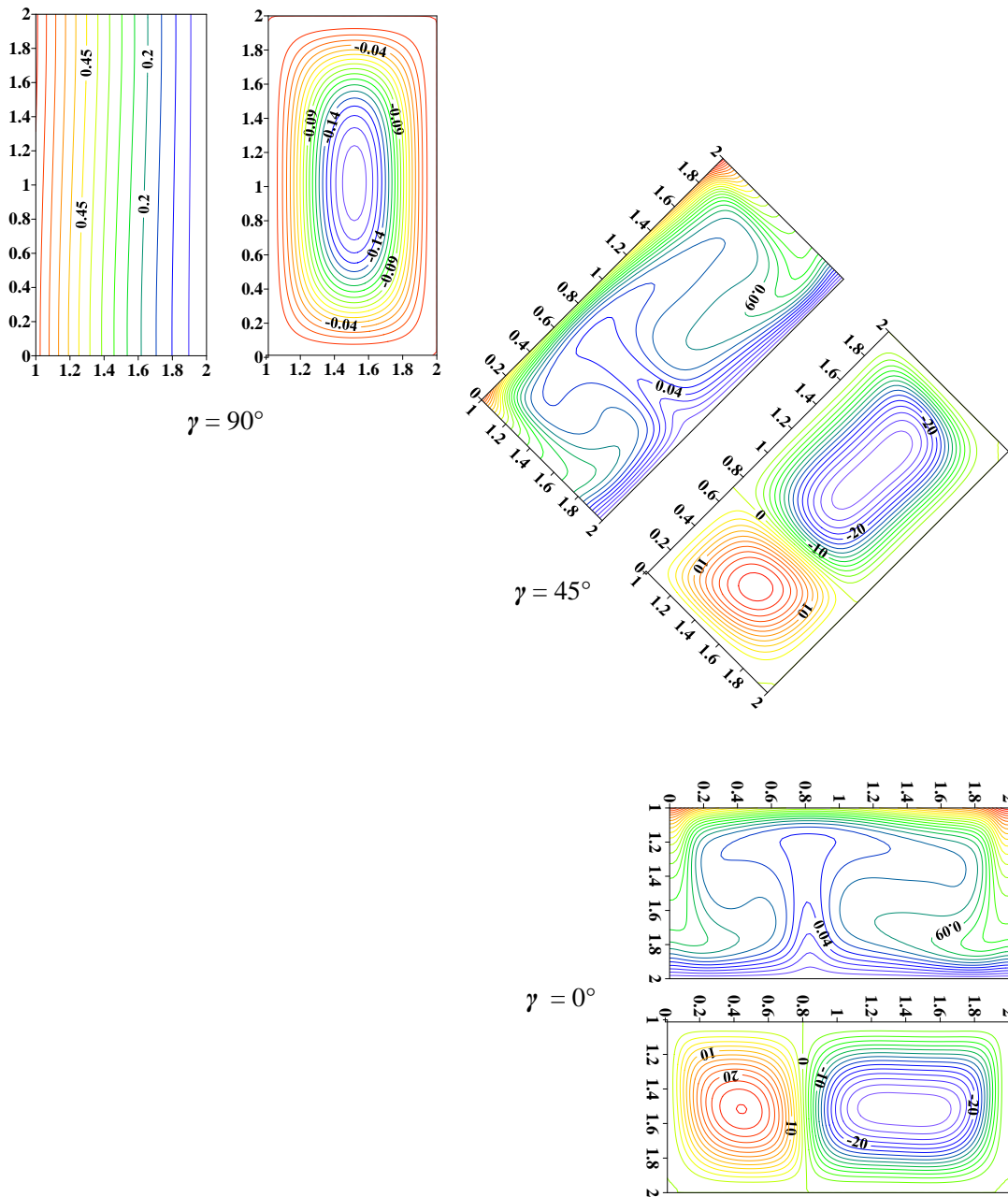


Figure III-7 : Les isothermes et les lignes de courant pour différents angles d'inclinaison et pour Ra=75.

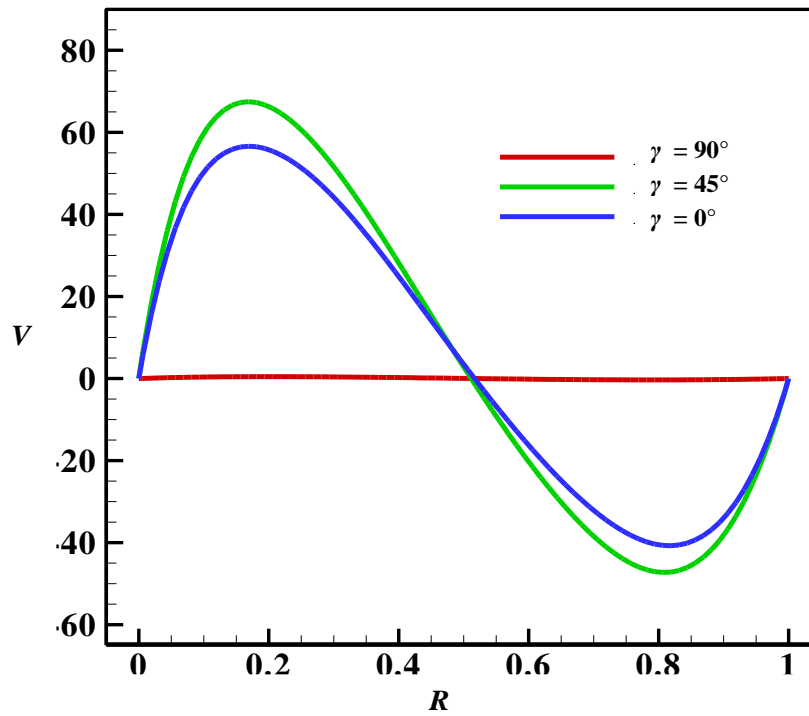


Figure III-8 : L'effet de l'angle d'inclinaison sur la vitesse axiale adimensionnelle pour  $Ra=75$ .

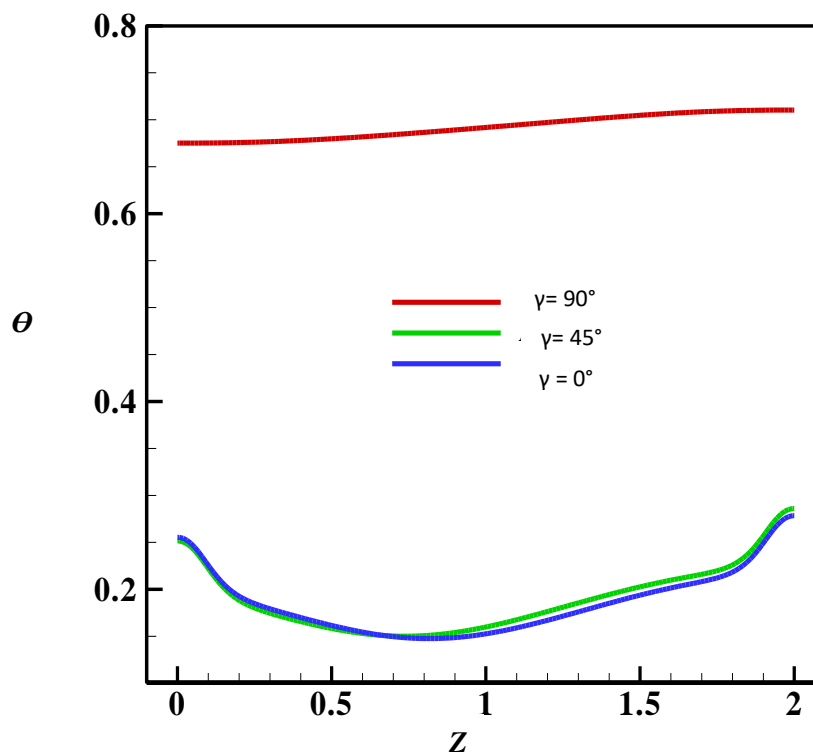


Figure III-9 : L'effet de l'angle d'inclinaison sur la température adimensionnelle pour  $Ra=75$ .

## Partie 2 : L'effet du rapport d'aspect sur le transfert de chaleur dans un anneau cylindrique

### III-5 INTRODUCTION

Une étude paramétrique a été accomplie en faisant varier le paramètre de configuration géométrique qui est le rapport d'aspect et l'angle d'inclinaison de l'anneau cylindrique. Les résultats obtenus sont présentés sous forme de contours des isothermes, lignes de courant et nombre de Nusselt, nous remarquons qu'ils dépendent énormément du rapport d'aspect et de l'angle d'inclinaison de l'anneau cylindrique.

### III.6 EFFET DU MAILLAGE

Afin d'examiner l'effet du maillage sur la solution numérique, un certain nombre de tailles sont utilisées pour l'étude de l'indépendance de la grille :  $22 \times 22$ ,  $42 \times 42$ ,  $62 \times 62$  et  $82 \times 82$  nœuds. En examinant les courbes illustrées dans la figure III-10, on observe une variation inférieure à 1% des valeurs calculées entre les grilles  $82 \times 82$  et  $62 \times 62$ . Pour cela, la grille correspondant à  $82 \times 82$  nœuds est adoptée pour toutes les simulations numériques.

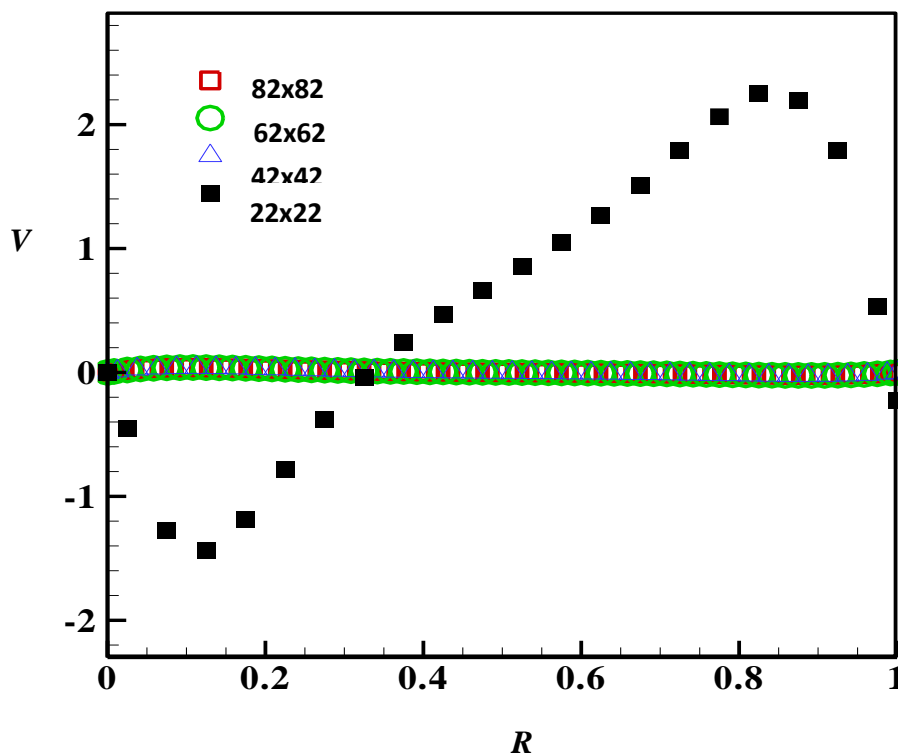


Figure III-10 : Distribution radiale de la vitesse axiale adimensionnelle pour différents maillages ( $22 \times 22$ ,  $42 \times 42$ ,  $62 \times 62$ ,  $82 \times 82$ ),  $Ar = 0.5$  et le nombre de Rayleigh,  $Ra = 75$ .

### III.7 VALIDATION DU CODE DE CALCUL

Une comparaison des résultats obtenus par notre simulation avec les résultats de Sankar et al. [6], a été faite afin de valider le code de calcul utilisé dans cette étude, les résultats sont récapitulés dans le tableau III.1. La comparaison concerne le nombre de Nusselt moyen. D'après le tableau ci-dessous, il est clair que nos résultats sont en bonne concordance avec ceux de Sankar et al. [6].

Tableau III.1 : Les valeurs du nombre de Nusselt moyen pour  $Ar = 2$

<b>Ra</b>	<b>Notre simulation</b>	<b>Sankar et al. [6]</b>
1000	5.79133	6.00001
10000	5.98971	6.125
100000	9.00309	10
1000000	14.98297	16.25

### III-7-RESULTATS ET DISCUSSION

Tableau III.2 : Les différentes valeurs du nombre de Nusselt moyen pour différentes valeurs d'angles d'inclinaison et de rapport d'aspect.

	Ar =0.5	Ar=1	Ar=2	Ar=3
$\gamma = 0^\circ$	1.484883	1.517580	1.445041	1.464124
$\gamma = 45^\circ$	4.609532	5.248787	5.450657	5.391758
$\gamma = 90^\circ$	4.559768	5.303198	5.554857	5.168842

Le tableau III.2 présente les différentes valeurs du nombre de Nusselt obtenues en fonction du rapport d'aspect  $Ar$  ( $Ar = 0.5, 1, 2$  et  $3$ ) respectivement et de l'angle d'inclinaison de l'anneau  $\gamma$ . La valeur maximale du nombre de Nusselt moyen est notée pour la géométrie de rapport d'aspect  $Ar= 2$  avec une inclinaison de  $90^\circ$  suivie par celle de rapport d'aspect  $Ar= 1$  et

la même orientation. En conclusion le meilleur transfert de chaleur est défini pour un angle d'inclinaison de  $90^\circ$  et un rapport d'aspect  $Ar=2$ .

On remarque que l'angle d'inclinaison affecte le transfert de chaleur et le meilleur transfert de chaleur est défini pour l'angle d'inclinaison de  $90^\circ$  et rapport d'aspect  $Ar=2$ . Ainsi on trouve que le mauvais transfert de chaleur est défini pour et le même rapport d'aspect mais pour un angle d'inclinaison de  $0^\circ$ .

### III-7-1-Effet du rapport d'aspect

En régime permanent et pour un nombre de Rayleigh  $Ra=100$ , le flux est laminaire. Sur la figure III.11, est représentée l'évolution temporelle des vitesses axiales et radiales ainsi que l'évolution de la température du fluide pour un nombre de Rayleigh  $Ra=100$ .

Pour cette valeur du nombre de Rayleigh, l'écoulement hydrodynamique et les champs thermiques sont représentés par les lignes de courant et les isothermes comme le montre la figure III.12 pour différentes valeurs des rapports d'aspect.

Les valeurs maximale et minimale de la fonction de courant sont détectées aux centres des cellules. Les isothermes sont pratiquement des lignes parallèles et les lignes de courant ont une forme de cercles concentriques, la taille de ces cellules croit et occupe la forme de la cavité, pour différentes valeurs de  $Ar$  comme le montre la figure III-12.

D'après la figure III-13, on remarque que la valeur maximale de la température adimensionnelle est déterminée pour un rapport d'aspect  $Ar=2$ , alors que sa valeur minimale est pour un rapport d'aspect  $Ar=0.5$ .

La variation du nombre de Nusselt local le long du cylindre intérieur chauffé est tracée et présenté dans la figure III-14. On remarque que la valeur maximale augmente à fur et à mesure que la valeur de  $Ar$  augmente, la valeur maximale est notée pour  $Ar=3$ .

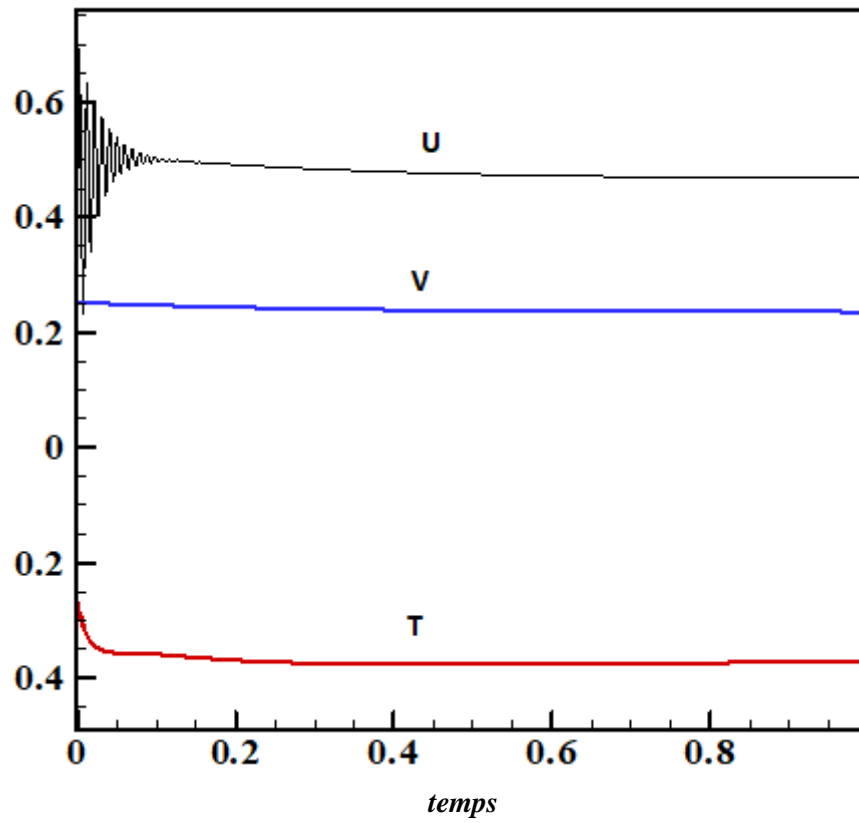
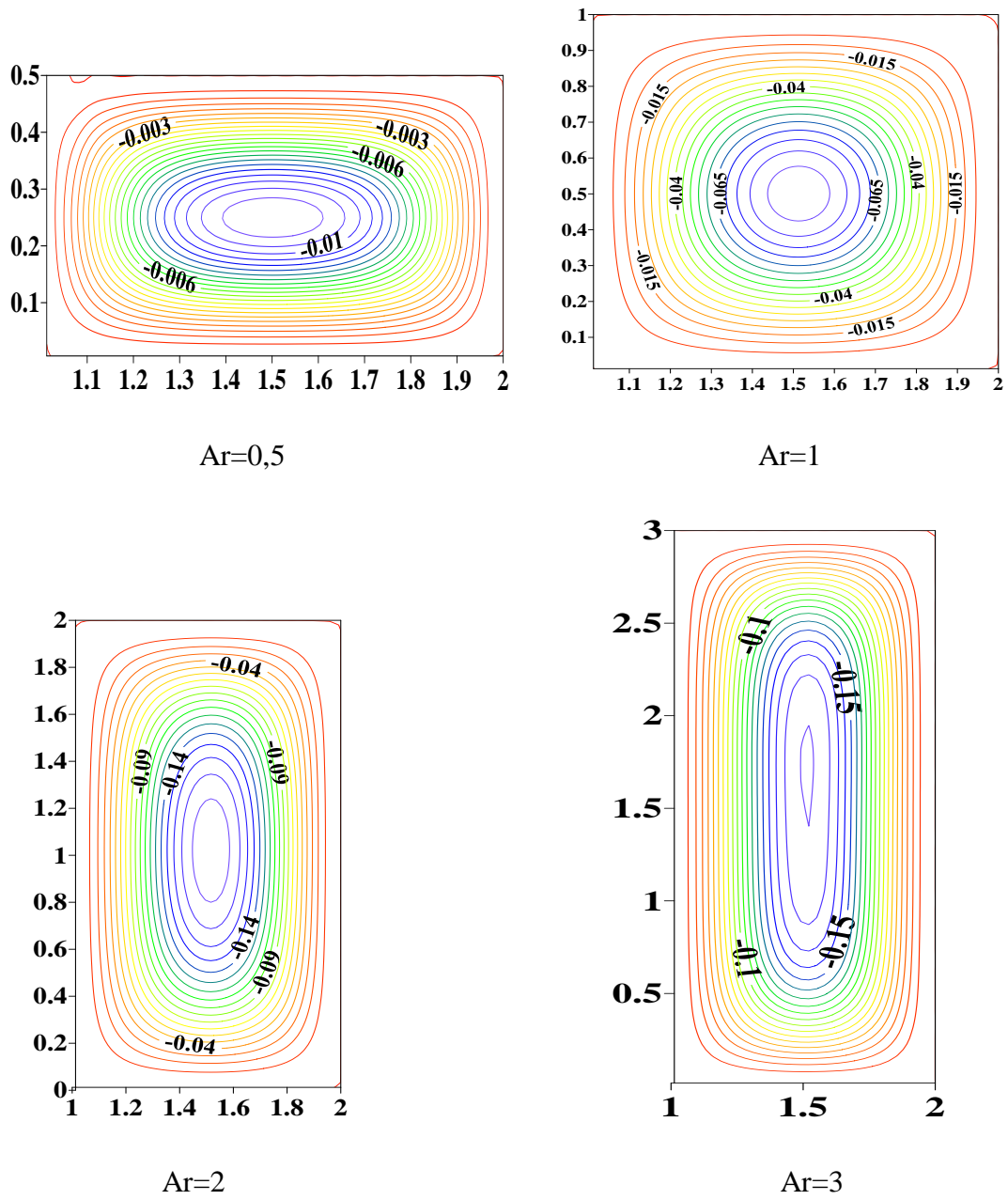
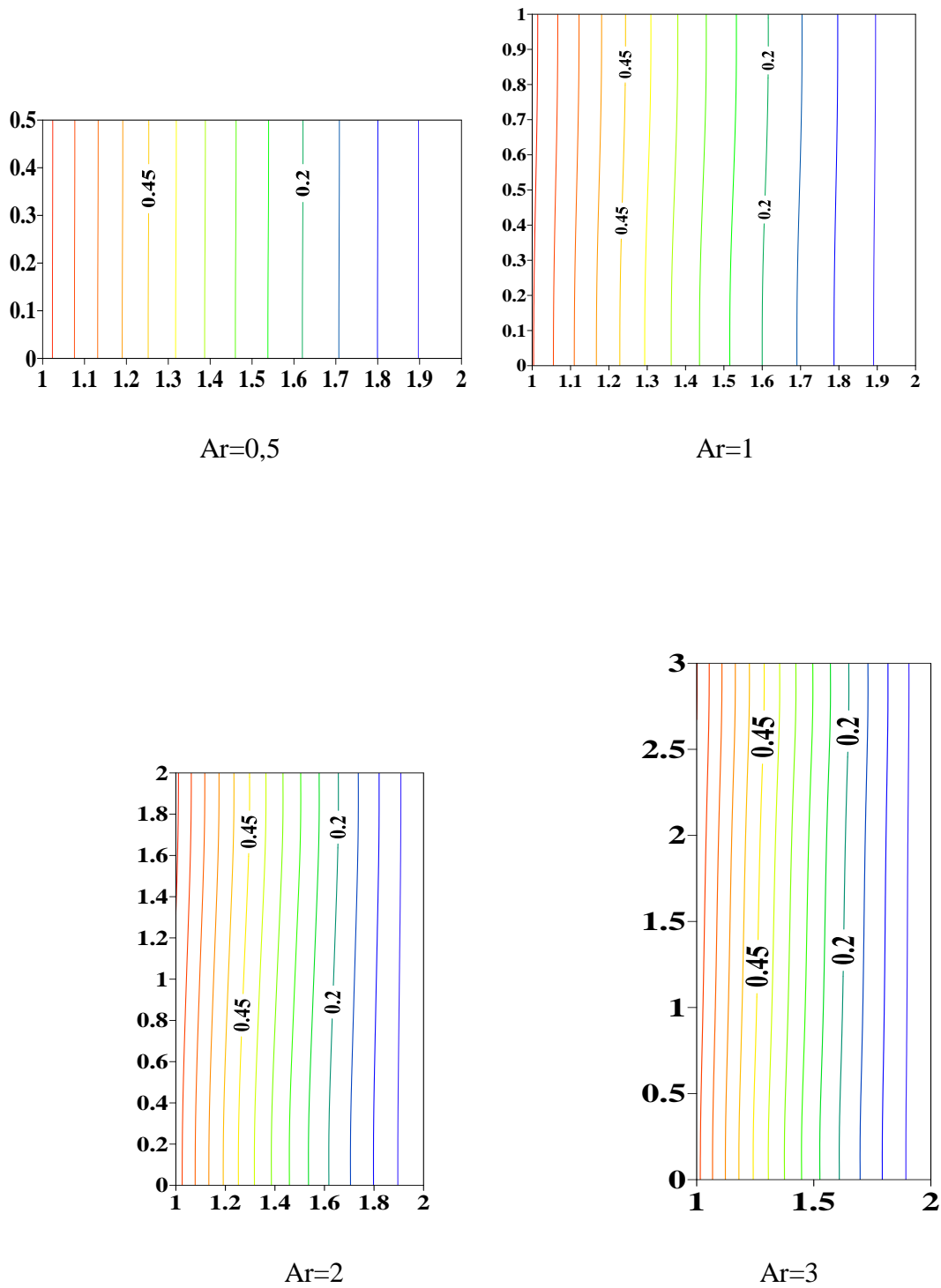


Figure III.11 : Evolution de la vitesse axiale, radiale et la température adimensionnelles dans le temps avec  $Ra=100$ ,  $Ar=1$  et  $\lambda=2$ .



(a) Lignes de courant pour différentes valeurs de  $Ar$



(b) Les isothermes pour différentes valeurs de Ar

Figure III-12 : Effet du rapport d'aspect sur la structure de l'écoulement et les isothermes pour un angle d'inclinaison  $\gamma = 90^\circ$ .

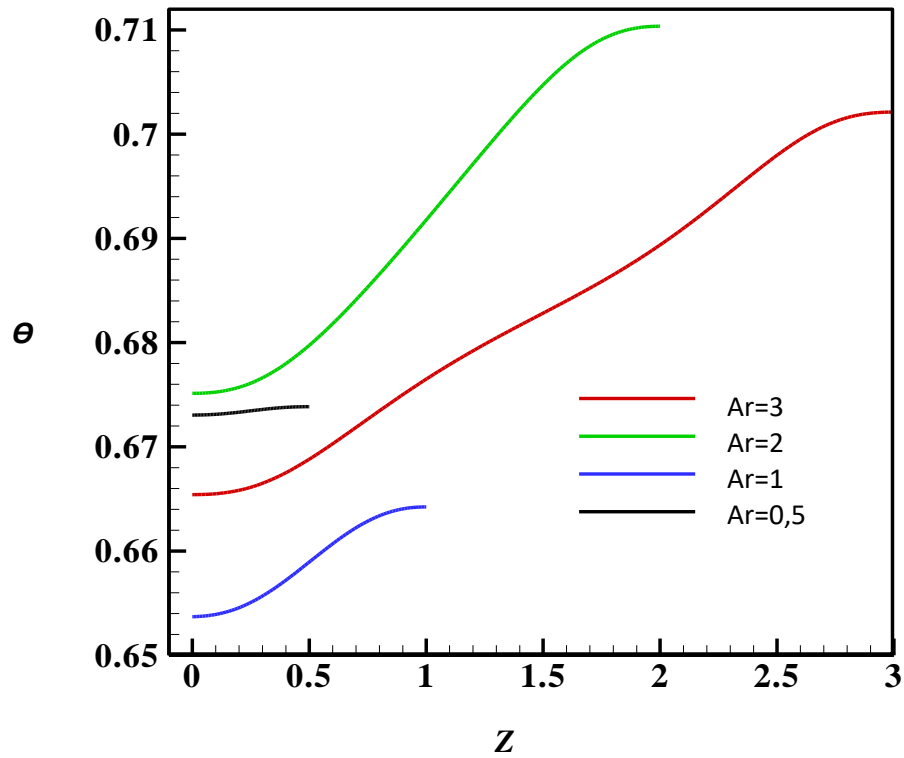


Figure III.13 : Effet du rapport d'aspect sur la température adimensionnelle avec  $\gamma=90^\circ$  et  $Ra = 75$ .

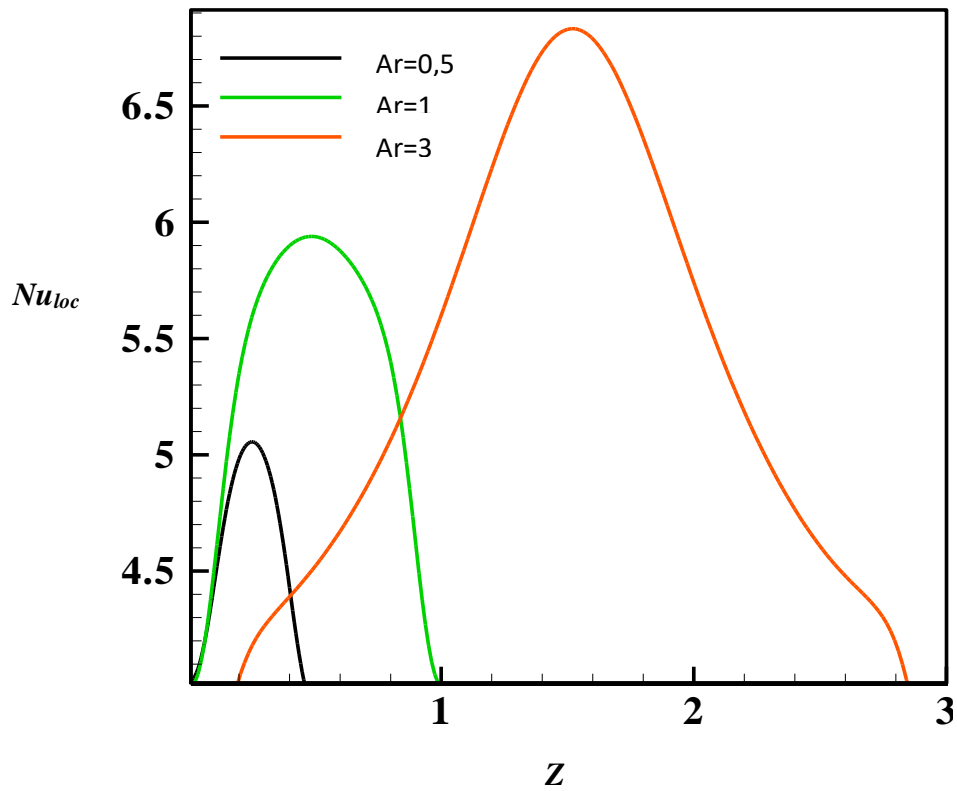


Figure III.14 : Effet du rapport d'aspect sur le nombre de Nusselt local avec  $\gamma = 0^\circ$  et  $Ra=75$ .

**Les résultats du premier problème (parties 1 et 2) ont fait l'objet de deux publications dans des revues internationales : (Gourari et al. International journal of heat and technology 2019) et (Gourari et al. Engineering Transactions 2020)**

### III.8 CONCLUSION

Dans ce chapitre nous avons présenté une simulation numérique bidimensionnelle où nous avons simulé l'écoulement de l'eau pure dans l'espace annulaire entre deux cylindres coaxiaux, en convection naturelle. Le cylindre interne génère une source de chaleur constante. Le cylindre extérieur est froid tandis que les parois supérieure et inférieure sont isolées thermiquement. Ensuite on a étudié l'effet du rapport d'aspect et l'angle d'inclinaison de l'anneau cylindrique sur le transfert de chaleur par convection libre.

Les résultats obtenus nous ont conduits vers les conclusions suivantes :

- Le transfert de chaleur est considérablement affecté par le nombre de Rayleigh.
- Le mode de transfert thermique par conduction est dominant pour les faibles valeurs du nombre de Rayleigh.
- Les valeurs minimales et maximales de la température augmentent au fur et à mesure que les valeurs du nombre de Rayleigh augmentent.
- Le nombre de Rayleigh a un effet remarquable sur la vitesse de l'écoulement.
- L'angle d'inclinaison affecte le transfert de chaleur par convection.
- L'angle d'inclinaison affecte les profils de la température et de la vitesse.
- Le rapport d'aspect a une influence sur la structure de l'écoulement et les champs thermiques.
- Le rapport d'aspect a un effet sur le nombre de Nusselt ce qui traduit son effet sur le transfert de chaleur par convection naturelle.
- Le transfert de chaleur par convection est maximale pour un angle de  $90^\circ$  et un rapport d'aspect =2.

# **CHAPITRE IV**

## **DISCUSSION DES RESULTATS DU DEUXIEME PROBLEME**

**Partie 1 : Etude numérique de l'écoulement du Cu-eau en présence d'un champ magnétique, d'une source de chaleur et d'un milieu poreux.**

#### IV.1 INTRODUCTION

Le but de cette partie est l'étude numérique des échanges convectifs qui s'opèrent dans un écoulement laminaire et stationnaire d'un nanofluide Cu/eau circulant dans un espace annulaire entre deux cylindres coaxiaux rempli par un milieu poreux. Le cylindre interne génère une source de chaleur constante. Le cylindre extérieur est froid tandis que les parois supérieure et inférieure sont isolées thermiquement, l'écoulement est en présence d'un champ magnétique externe constant et uniforme. L'étude paramétrique de l'échange thermique est réalisée en considérant les effets de la perméabilité, du nombre de Hartmann, de Rayleigh et de Darcy ainsi que la fraction volumique totale en nanoparticules sur le nombre de Nusselt moyen. Les résultats de cette étude montrent une forte affectation de l'écoulement du nanofluide par l'application d'un champ magnétique et par la variation des autres paramètres.

#### IV.2 RESULTATS ET DISCUSSION

On remarque dans la figure IV-1 que les lignes de courants ont une structure monocellulaire représentée par un vortex tournant. Ce phénomène est dû au fait que les particules du fluide en contact avec la paroi chaude reçoivent de la chaleur et deviennent plus légères et ascendantes (la poussée d'Archimède). Par contre à côté de la paroi froide les particules sont moins légères et descendent le long de cette paroi.

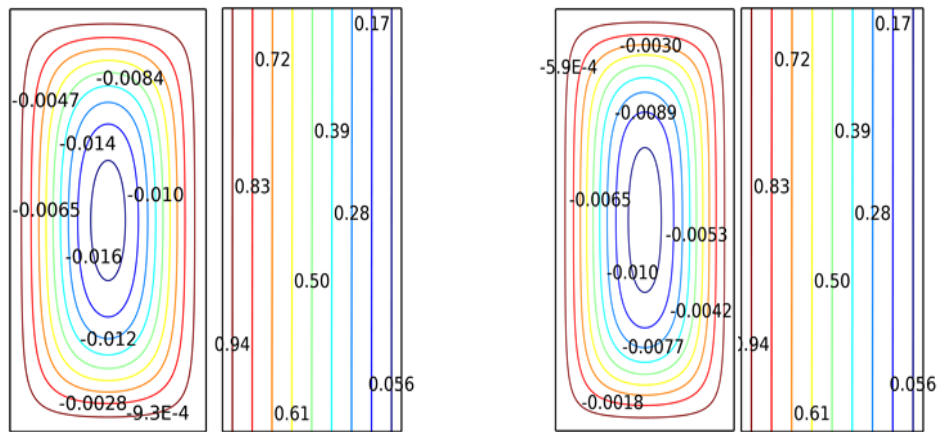
Les isothermes sont des lignes quasiment parallèles aux parois verticales presque invariantes pour des petites valeurs de  $Ra$ , ce qui représente un régime thermique purement conductif pour des valeurs du nombre de Rayleigh  $Ra < 10^4$ .

Avec l'augmentation de  $Ra$  les isothermes présentent une déformation remarquable qui traduit la naissance d'un régime thermique convectif. L'augmentation de  $Ra$  intensifie le transfert de chaleur par convection.

Dans la figure IV-2, les lignes de courant changent de forme et de dimensions avec un allongement du vortex ce qui signifie que l'augmentation de l'intensité du champ magnétique transversal appliqué réduit de façon significative la vitesse de l'écoulement du fluide cette déformation est maximale pour  $Ha=80$ . La déformation des isothermes commence à disparaître à fur et à mesure que  $Ha$  augmente, ce qui veut dire que l'application d'un champ magnétique

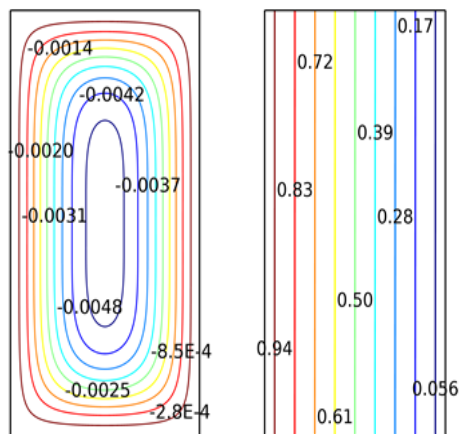
transversal réduit considérablement la vitesse de l'écoulement et atténue de ce fait le transfert de chaleur par convection dans le milieu.

Dans la figure IV-3, on remarque que le transfert thermique par convection est affecté par la variation du nombre de darcy en effet avec la diminution de la valeur de Da l'échange thermique par convection est de moins en moins intense.



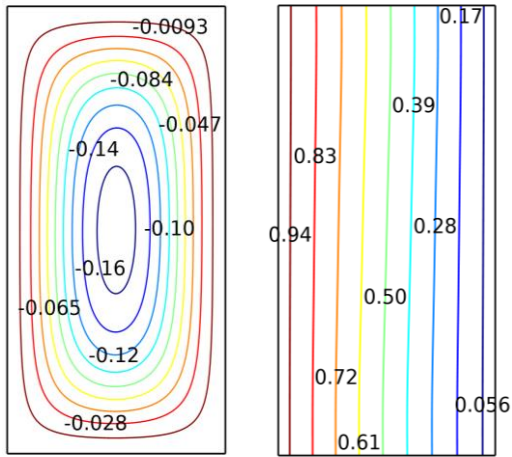
$\Psi_{\max}=-0.0009, \Psi_{\min}=-0.0158, Ha=0$

$\Psi_{\max}=-0.0006, \Psi_{\min}=-0.0101, Ha=40$

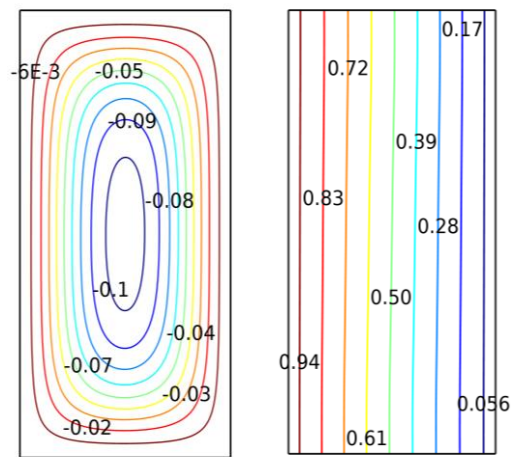


$\Psi_{\max} = -0.0002, \Psi_{\min}=-0.0047, Ha=80$

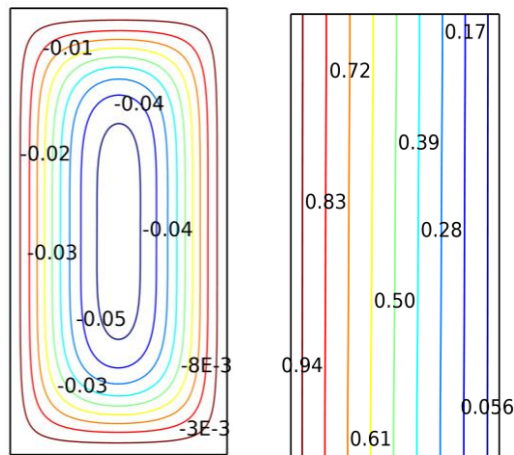
**a)Ra=1000**



$\Psi_{\max}=-0.009, \Psi_{\min}=-0.158, Ha=0$

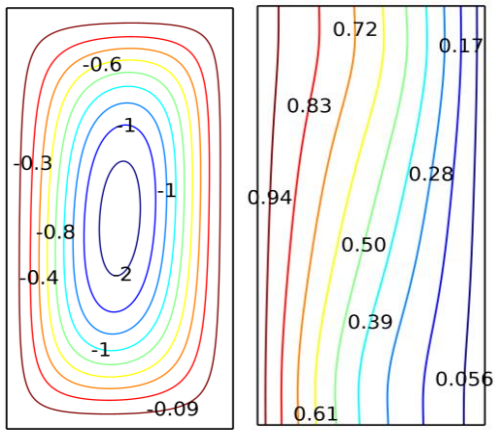


$\Psi_{\max}=-0.006, \Psi_{\min}=-0.101, Ha=40$

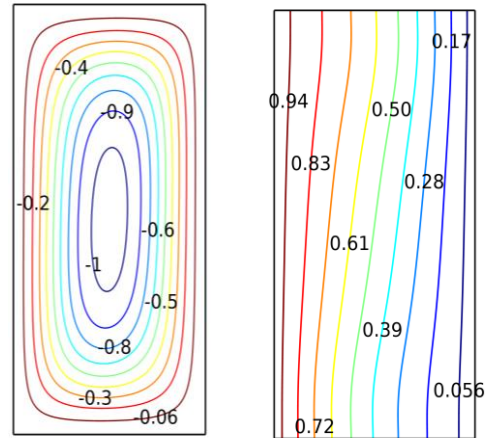


$\Psi_{\max}=-0.002, \Psi_{\min}=-0.047, Ha=80$

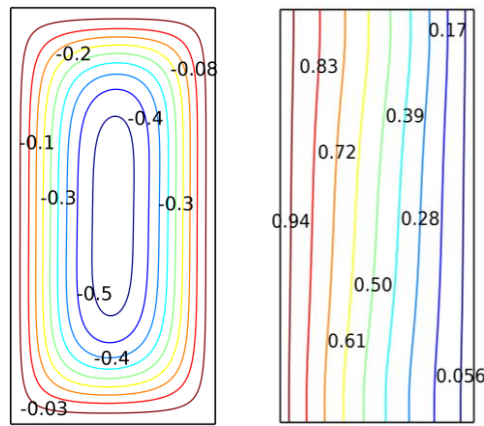
**b)Ra=10<sup>4</sup>**



$\Psi_{\max}=-0.09, \Psi_{\min}=-1.53, Ha=0$

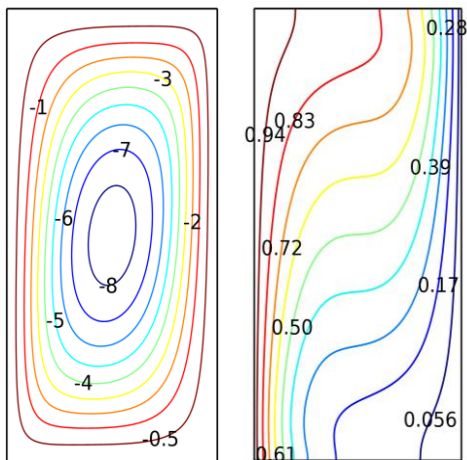


$\Psi_{\max}=-0.06, \Psi_{\min}=-0.09, Ha=40$

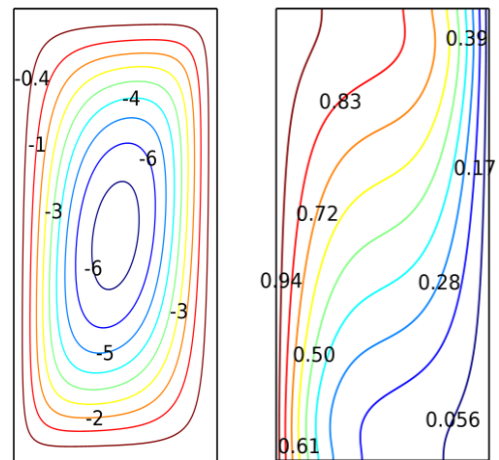


$\Psi_{\max}=-0.03, \Psi_{\min}=-0.48, Ha=80$

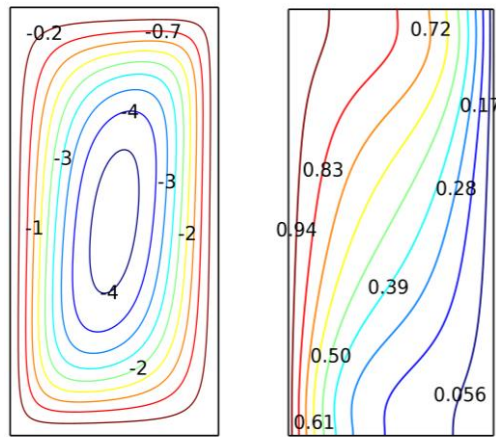
**c)  $Ra=10^5$**



$\Psi_{\max}=-0.47, \Psi_{\min}=-8.05, Ha=0$



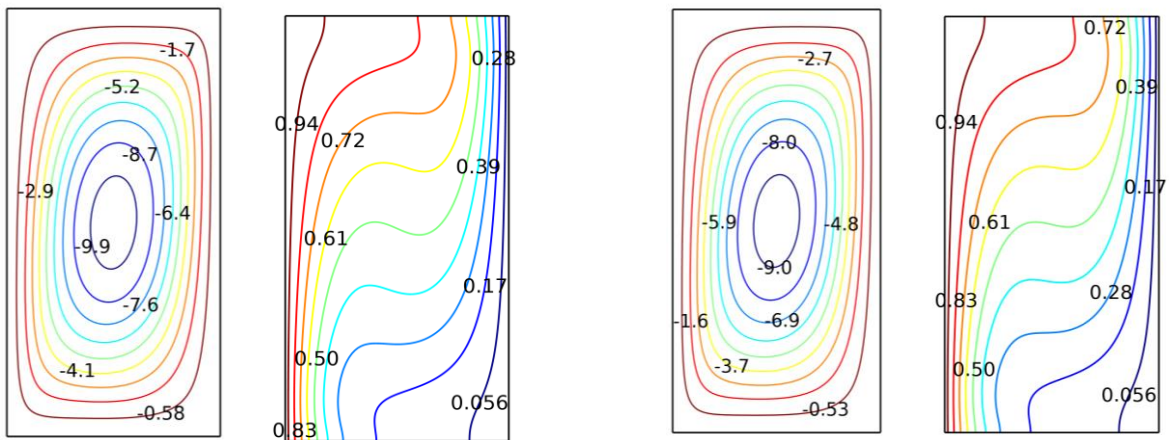
$\Psi_{\max}=-0.38, \Psi_{\min}=-6.42, Ha=40$



$\psi_{\max}=-0.23, \psi_{\min}=-4, Ha=80$

**d) Ra=10<sup>6</sup>**

Figure IV-1 : Les lignes de courant et les isothermes pour différentes valeurs de Ra et Ha et pour Da=0.001.



Ha=0

Ha=20

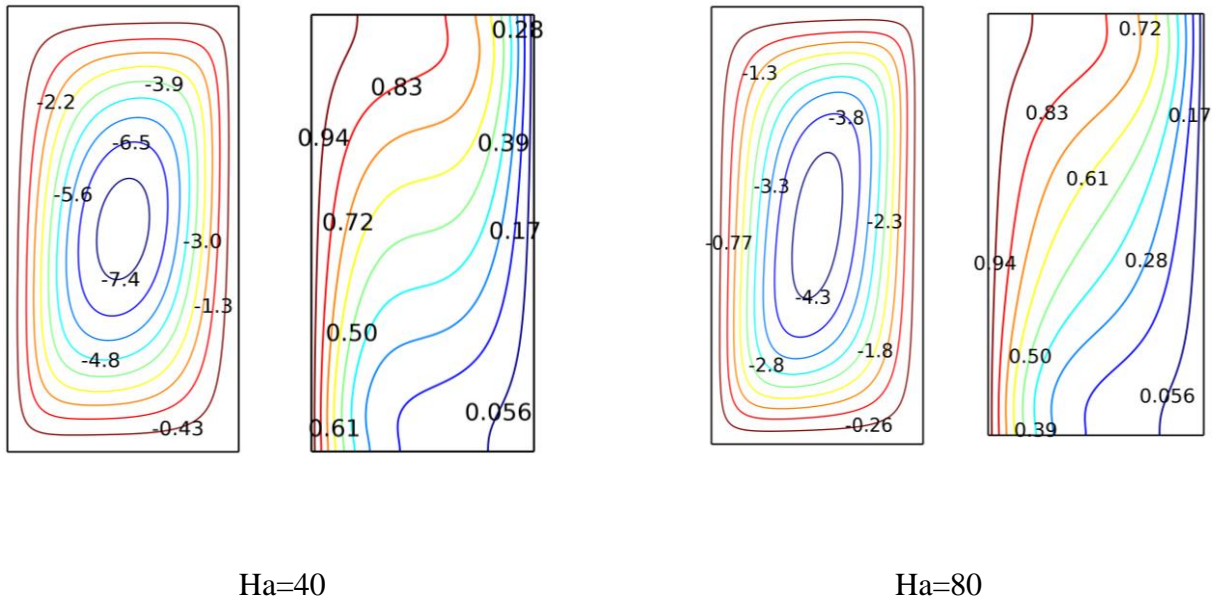


Figure IV-2 : Les lignes de courant et les isothermes pour  $Ra=10^6$ ,  $Da=0.01$  et différentes valeurs de  $Ha$ .

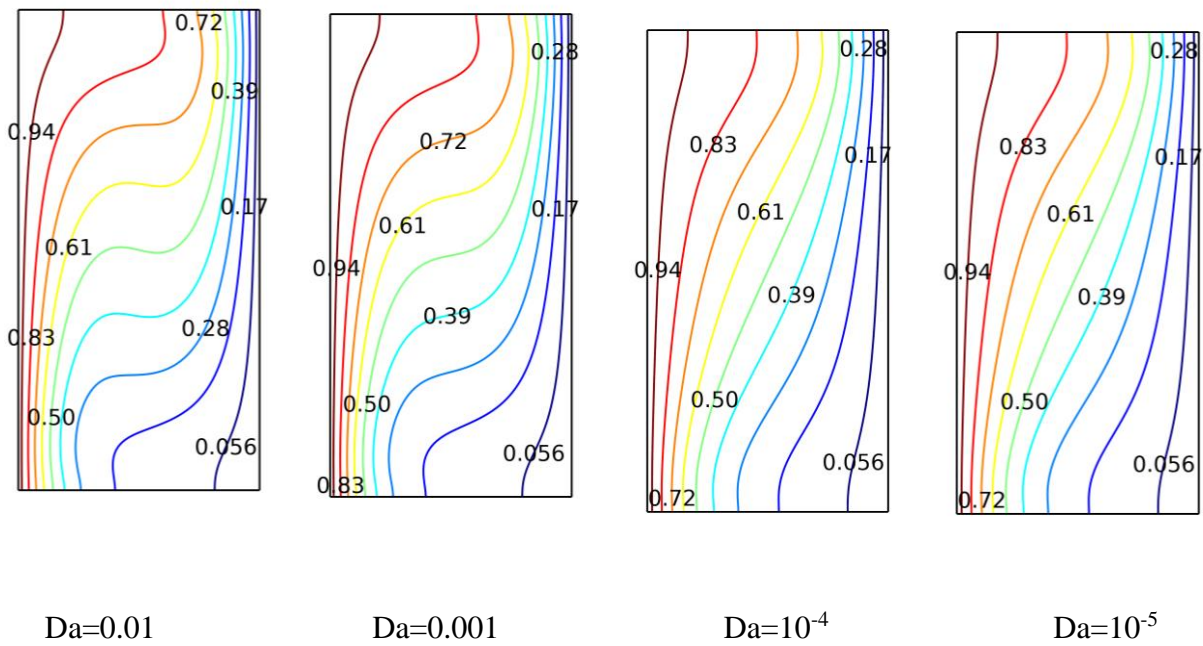


Figure IV-3 : Les isothermes pour  $Ra=10^6$ ,  $Ha=20$  et différentes valeurs de Darcy.

La figure IV-4 représente l'effet de la fraction volumique sur le profil du nombre de Nusselt moyen, en l'absence du champ magnétique et pour un nombre de Darcy  $Da = 0,1$  et une porosité qui vaut  $0,4$ . Étant donné que la conductivité thermique effective du nanofluide augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules, on remarque que les valeurs du nombre de Nusselt moyen obtenues augmentent quand la fraction volumique augmente, ce qui se traduit par un meilleur transfert de chaleur.

La figure IV-5 illustre l'effet du champ magnétique sur le transfert de chaleur, en effet pour  $\phi = 0,04$ ,  $Da = 0,1$  et  $\epsilon = 0,4$ , on remarque que plus le champ magnétique appliqué est intense plus la transmission de la chaleur est faible, ceci peut être expliqué par la présence du champ magnétique qui génère la force de Lorentz, cette dernière tend à retarder l'écoulement convectif. On peut noter que le transfert de chaleur est optimal pour  $Ha = 0$  (cas d'absence de champ magnétique).

Dans la figure IV-6 est représenté les profils du nombre de Nusselt moyen pour  $Ha = 0$ ,  $\phi = 0,04$  et  $\epsilon = 0,4$  le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation des valeurs du nombre de Darcy.

La figure IV-7 : le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation des valeurs de la porosité. En effet pour une valeur de la porosité égale à  $0,9$ , la valeur du nombre de Nusselt est maximale, elle diminue avec la diminution de la porosité. Donc une augmentation de la porosité entraîne une amélioration du transfert de chaleur par convection.

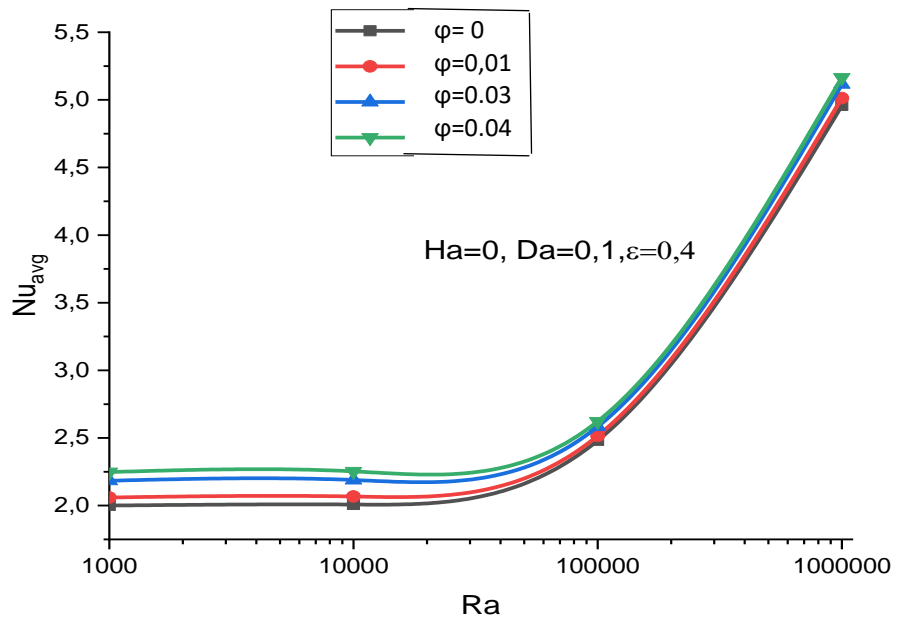


Figure IV-4 : Effet de la fraction volumique des particules sur le nombre de Nusselt moyen.

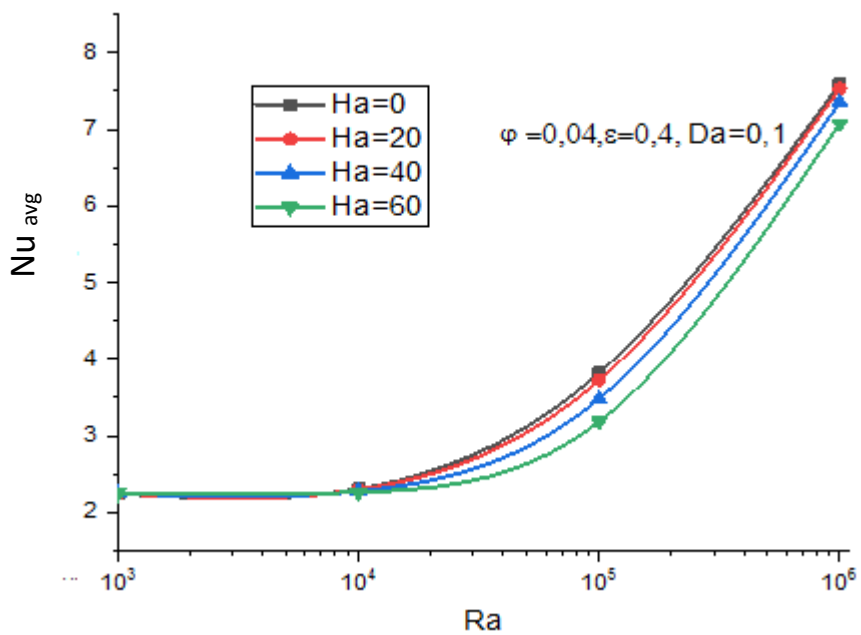


Figure IV-5 : Effet du nombre de Hartmann sur le nombre de Nusselt moyen

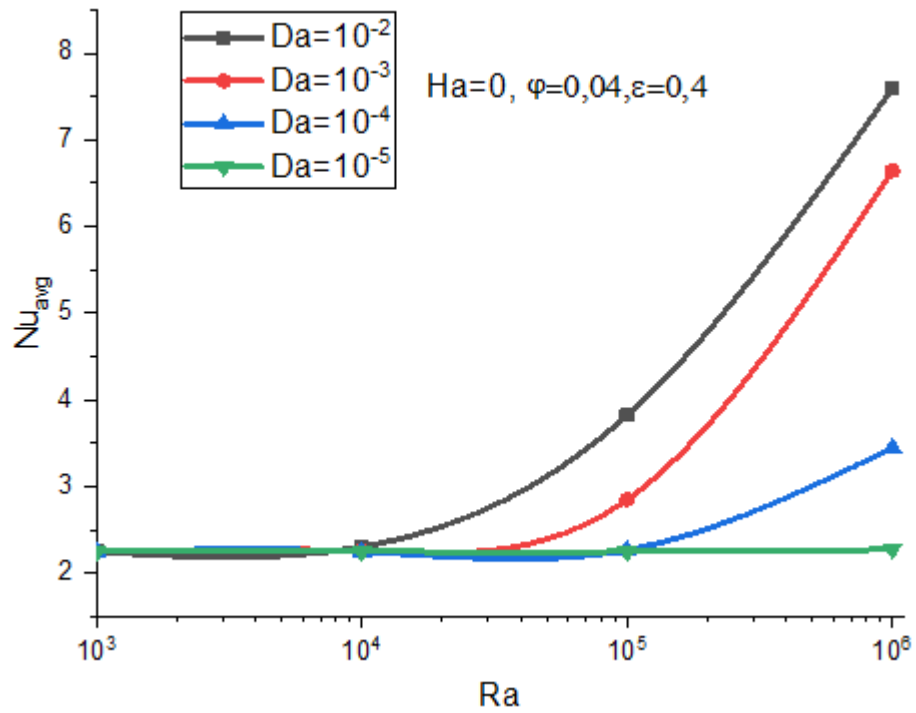


Figure IV-6 : Effet du nombre de Darcy sur le nombre de Nusselt moyen.

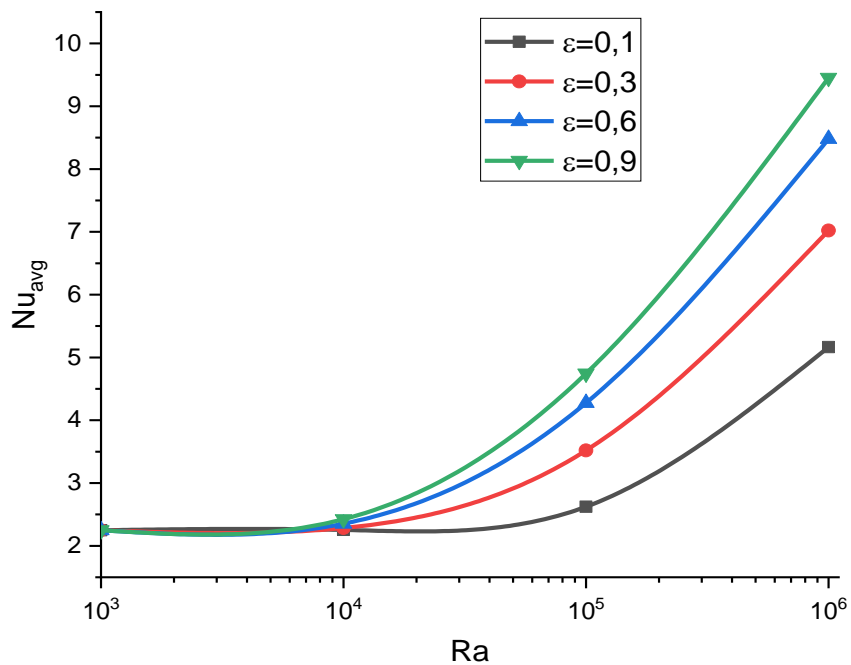


Figure IV- 7 : Effet de la porosité sur le nombre de Nusselt moyen

## **Partie 2 : Etude numérique de l'écoulement diphasique gaz-liquide dans un canal cylindrique horizontal**

### **IV.3 INTRODUCTION**

Cette partie d'étude représente une meilleure connaissance de l'évolution d'une structure fine d'un écoulement diphasique gaz-liquide en équilibre thermodynamique, ceci en effectuant une simulation numérique tridimensionnelle d'un écoulement diphasique Hydrogène-Eau dans une conduite cylindrique horizontale. Les résultats sont obtenus sous forme de contours de vitesses, d'enthalpie et de pressions.

### **IV.4 RESULTATS ET DISCUSSION**

Dans la figure IV-8, le gradient de pression constaté est une conséquence des pertes de pression induites par les frottements des phases présentes contre la paroi et les frottements entre les phases elles-mêmes. On remarque que la pression est minimal en amont, elle est maximale en aval du canal. Ceci apparait clairement dans la figure IV-9 qui représente le contour de la pression statique dans trois plans verticaux du canal cylindrique. On note aussi une variation de la pression suivant le sens radial à l'entrée et à la sortie du cylindre.

Dans la figure IV-10, on remarque que la pression totale du mélange à proximité de la paroi prend des valeurs croissantes dans le sens axial, elle est faible en amont et élevée en aval du canal.

La figure IV-11 représente le contour de la pression totale dans trois plans verticaux du cylindre (à l'entrée, au milieu et à la sortie du cylindre). On remarque que dans le sens radial la pression totale est minimale à proximité de la paroi, elle augmente à fur et à mesure qu'on se dirige vers l'intérieur du cylindre.

Les zones à haute pression peuvent endommager le canal (donc on peut prédire l'apparition de trous d'épingle) surtout près des parties corrodées de la surface du canal.

Les différents régimes d'écoulement diphasique ont une hydrodynamique qui leur appartient et sont principalement associés à des comportements de la perte de charge, des coefficients de transfert de chaleur et de la distribution des phases très variables dans le temps. Par une méthode inverse, on peut utiliser la perte de charge comme outil de diagnostic afin de définir la nature du régime d'écoulement.

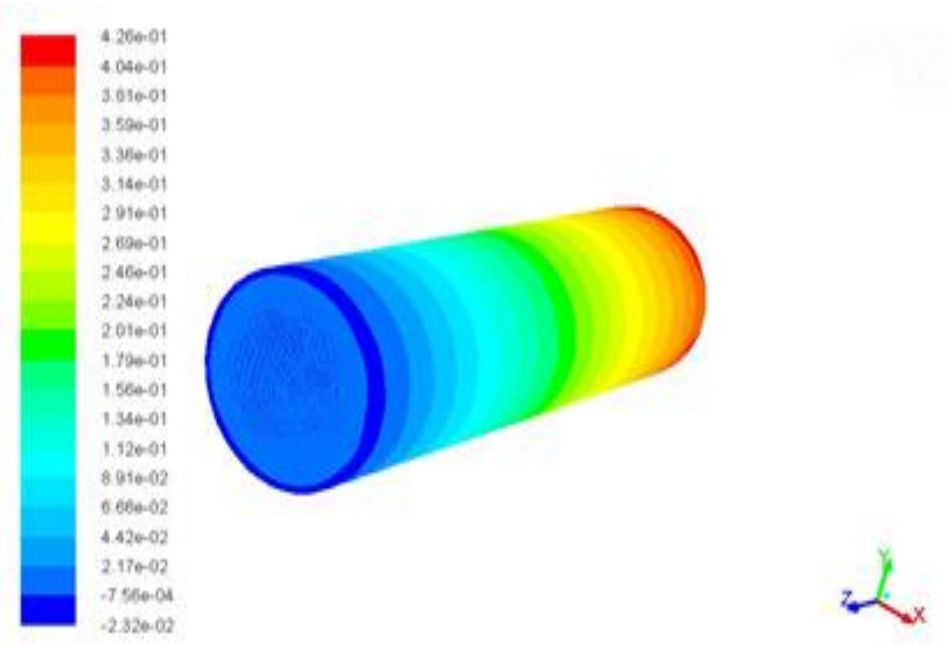


Figure IV-8 : Contours de la pression statique.

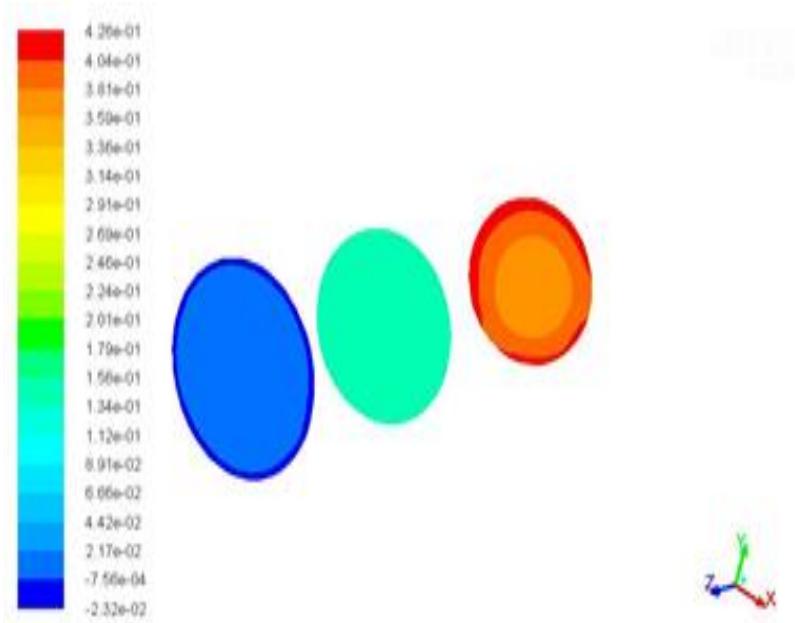


Figure IV-9 : Contours de la pression statique pour trois plans verticaux du canal.

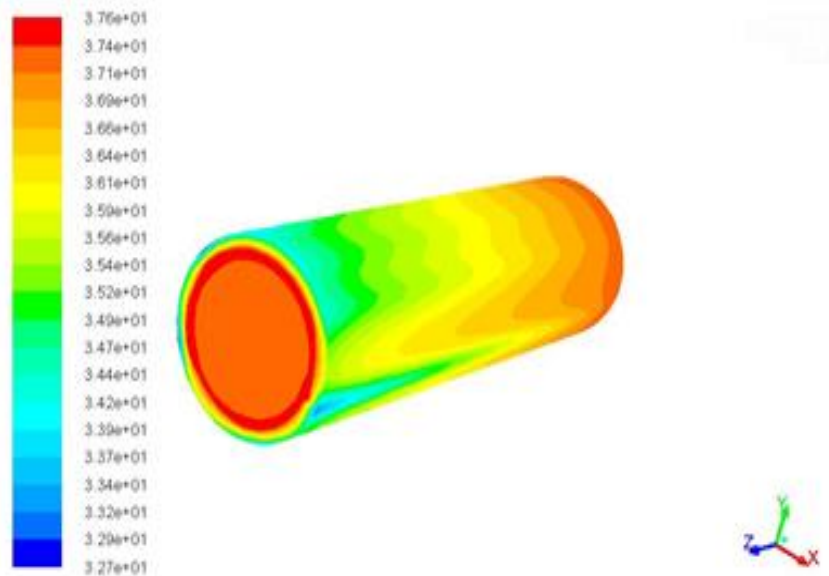


Figure IV-10 : Contours de la pression totale du mélange.

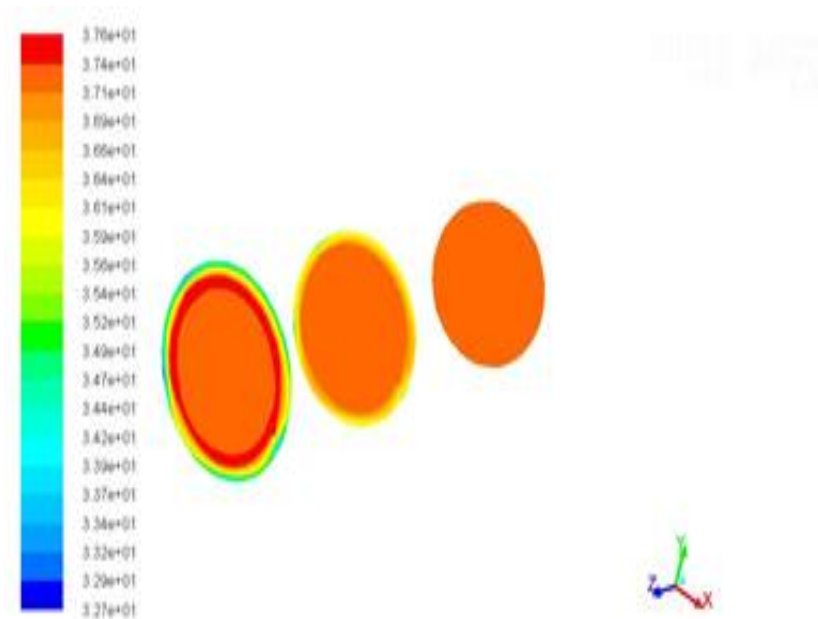


Figure IV-11 : Contours de la pression totale pour trois plans verticaux du canal.

Les résultats de la simulation ont montré que la vitesse est élevée sur le côté gauche du cylindre et elle devient plus faible sur le côté droit comme le montre la figure IV-12, cette distribution peut paraître aléatoire vu que le fluide circulant est un mélange gaz –liquide.

Cette distribution de la vitesse est représentée de façon plus claire dans la figure IV-13 qui montre le contour de vitesse dans trois plans verticaux et en deux temps différents.

Dans la figure IV-14, on a représenté l'évolution de la vitesse suivant l'axe y, à l'entrée, au milieu et à la sortie du canal pour deux temps différents. On note une valeur maximale de la vitesse sur le côté inférieur du cylindre. Cette valeur décroît en se dirigeant vers le côté supérieur du cylindre dans le sens radial. Suivant l'axe z, la vitesse est élevée tout le long du canal, comme le montre la figure IV-15.

Une légère élévation de la valeur de l'enthalpie est remarquée dans la partie amont du canal à proximité de la paroi, elle devient plus faible dans la partie aval voir figures IV-16 et IV-17. De même pour l'enthalpie totale dont le contour est représenté par la figure IV-18 et IV-19 où on peut noter une augmentation remarquable à l'entrée et à la sortie du canal, cependant cette augmentation reste modérée dans la partie située entre l'amont et l'aval de l'écoulement.

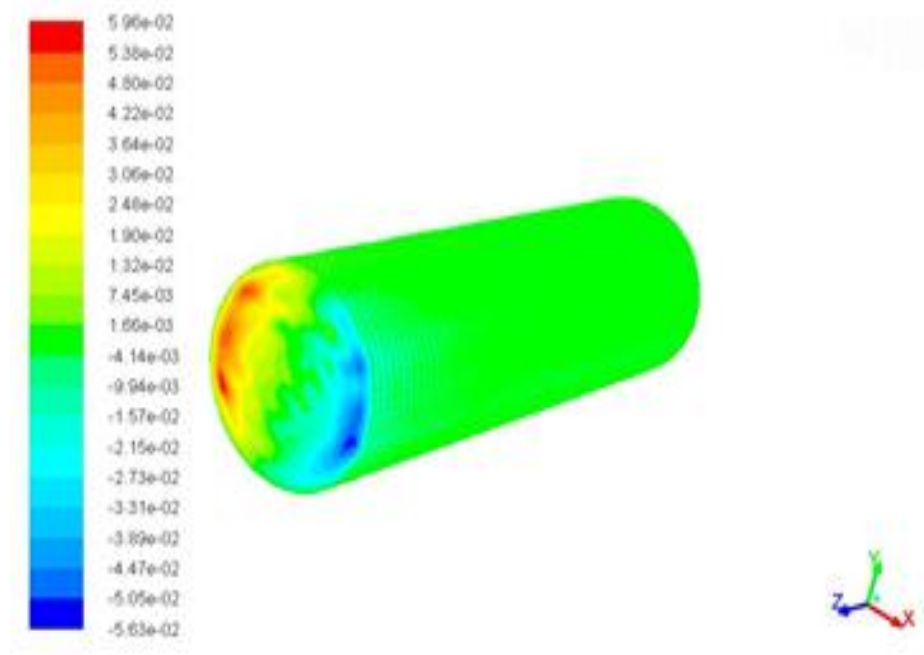
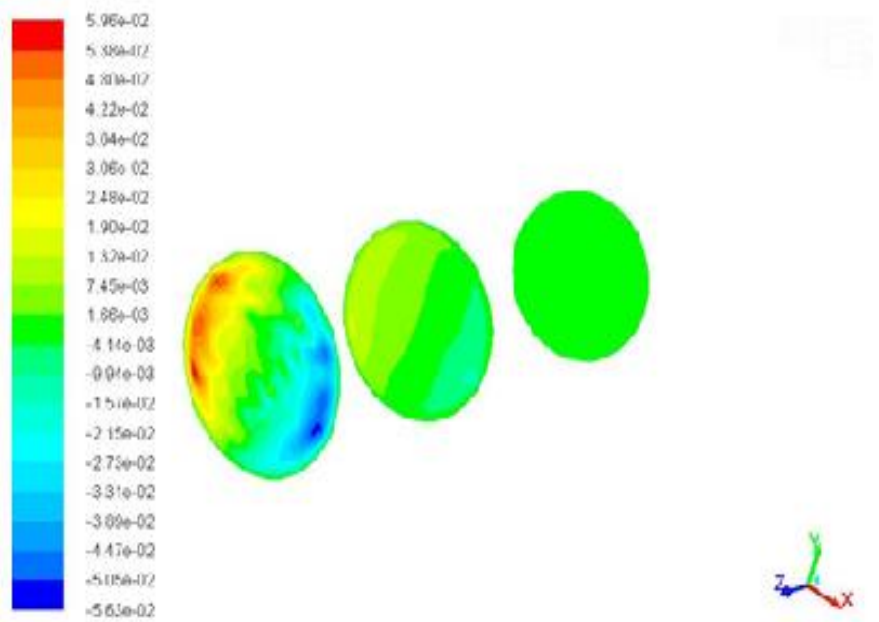
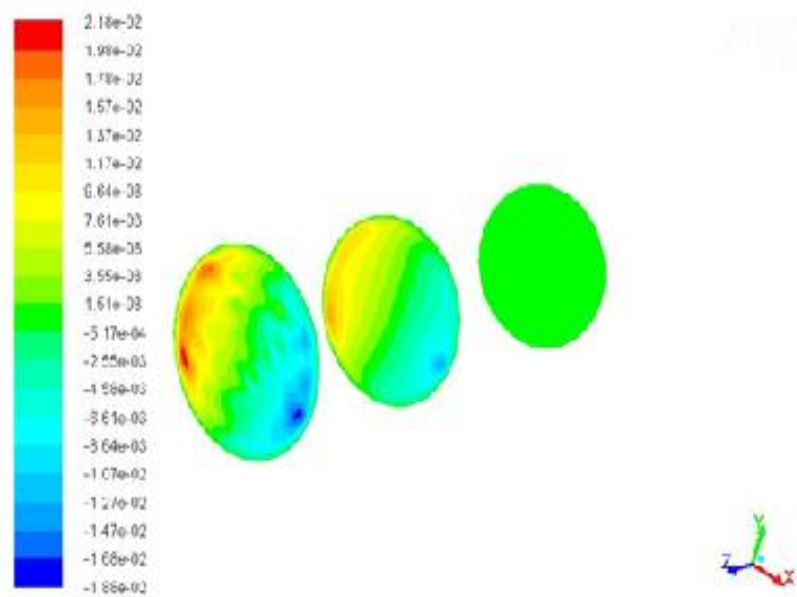


Figure IV-12 : Contours de la vitesse suivant la direction X

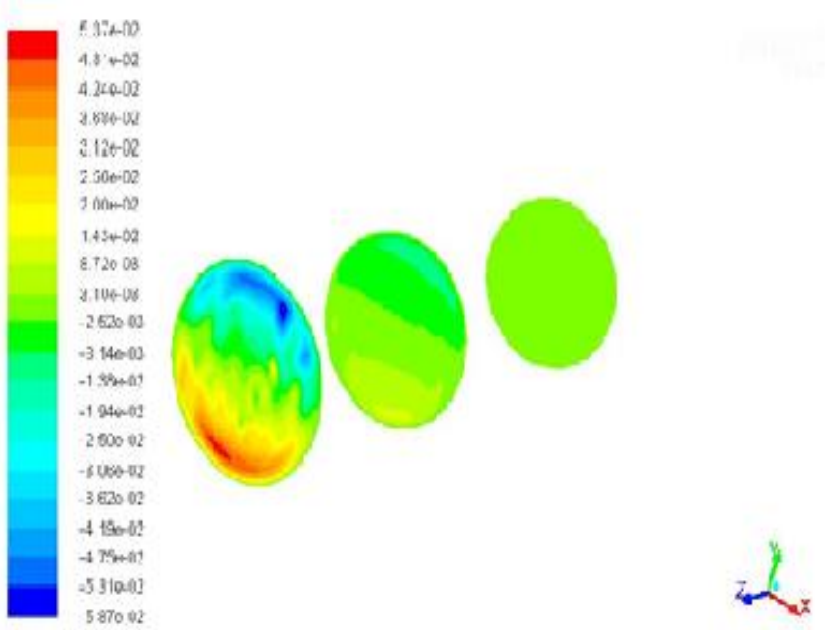


(a)

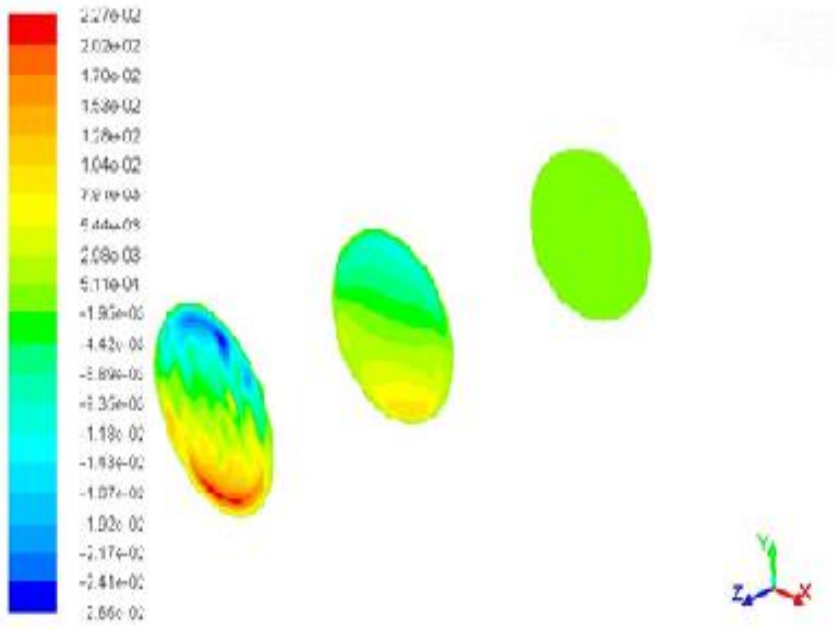


(b)

Figure IV-13 : Contours de la vitesse suivant la direction X pour trois plans verticaux du canal, à l'entrée, au milieu et au sortie pour deux temps différentes.



(a)



(b)

Figure IV-14 : Contours de la vitesse suivant la direction Y pour trois plans verticaux du canal, pour deux temps différentes.

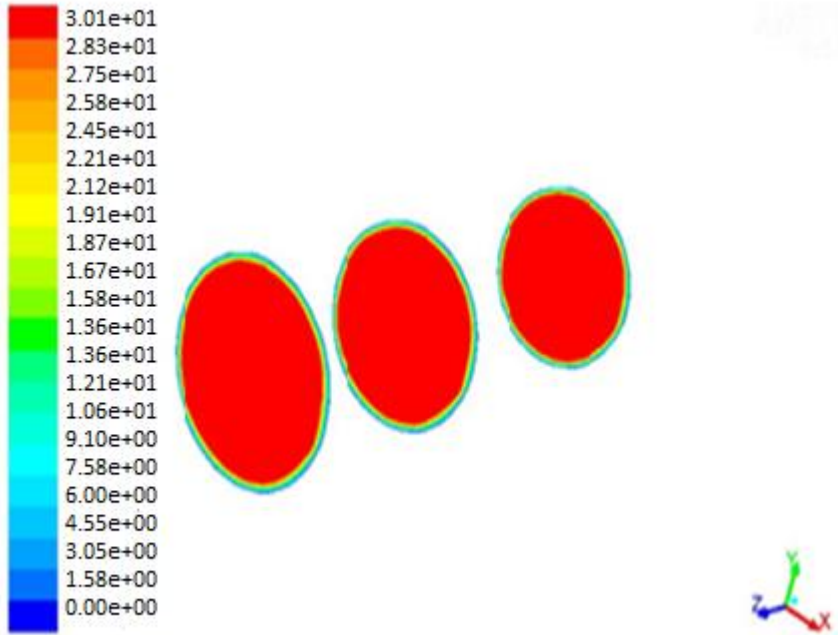


Figure IV-15 : Contours de la vitesse suivant la direction Z pour trois plans verticaux du canal.

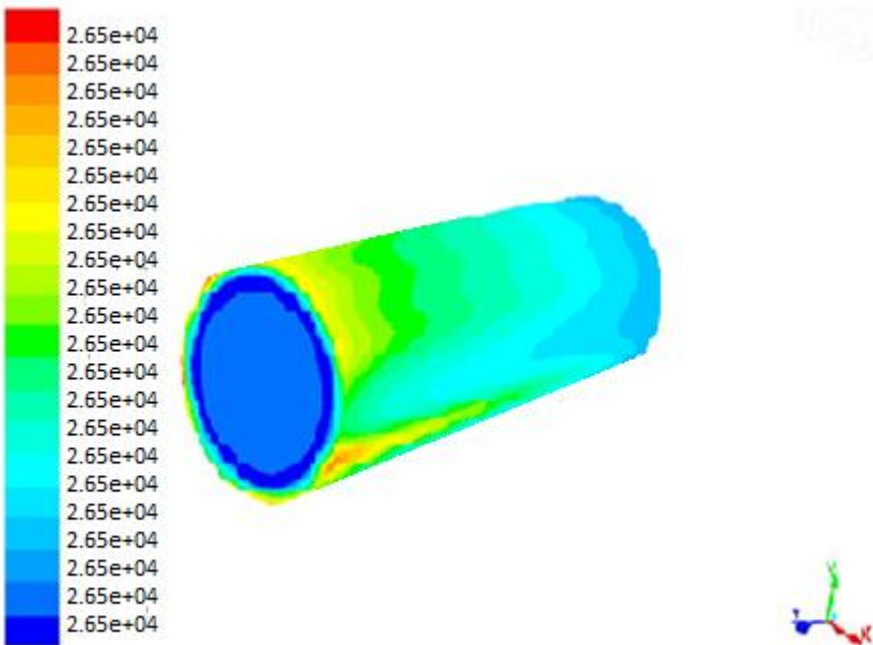


Figure IV-16 : Contours d'Enthalpie du mélange.

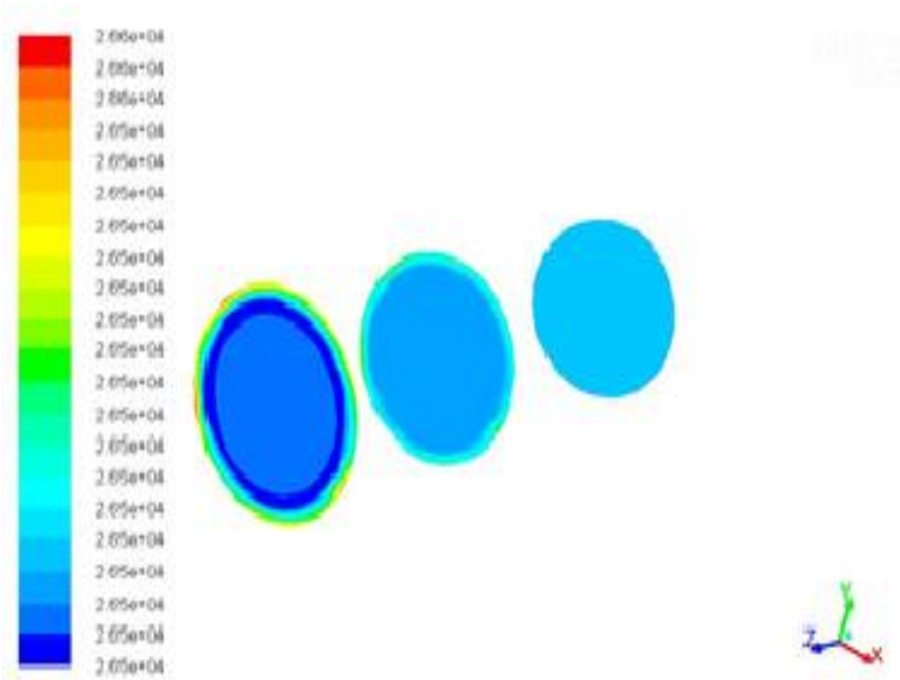


Figure IV-17 : Contours d'Enthalpie pour trois plans verticaux du canal.

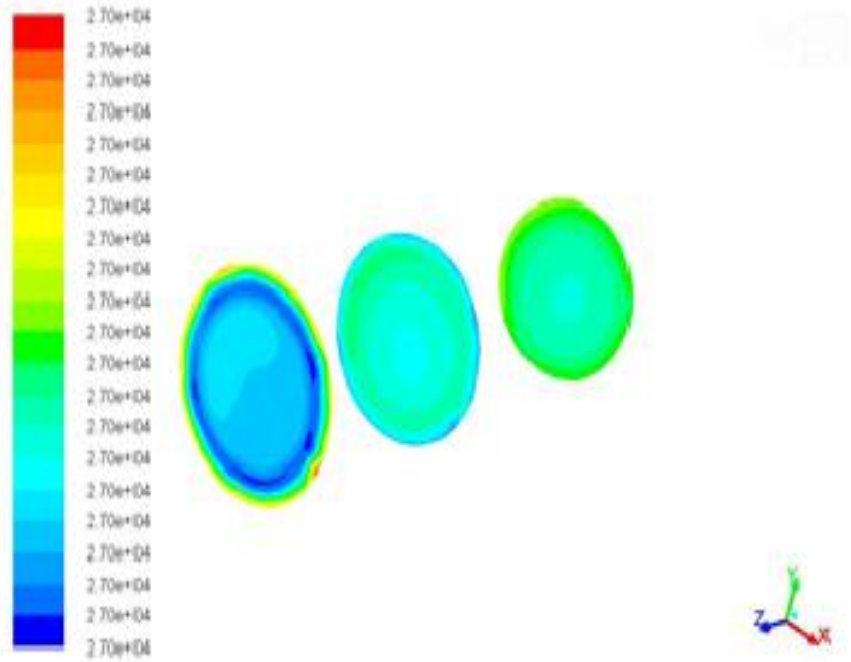


Figure IV-18 : Contours d'Enthalpie totale pour trois plans verticaux du canal, à l'entrée, au milieu et à la sortie.

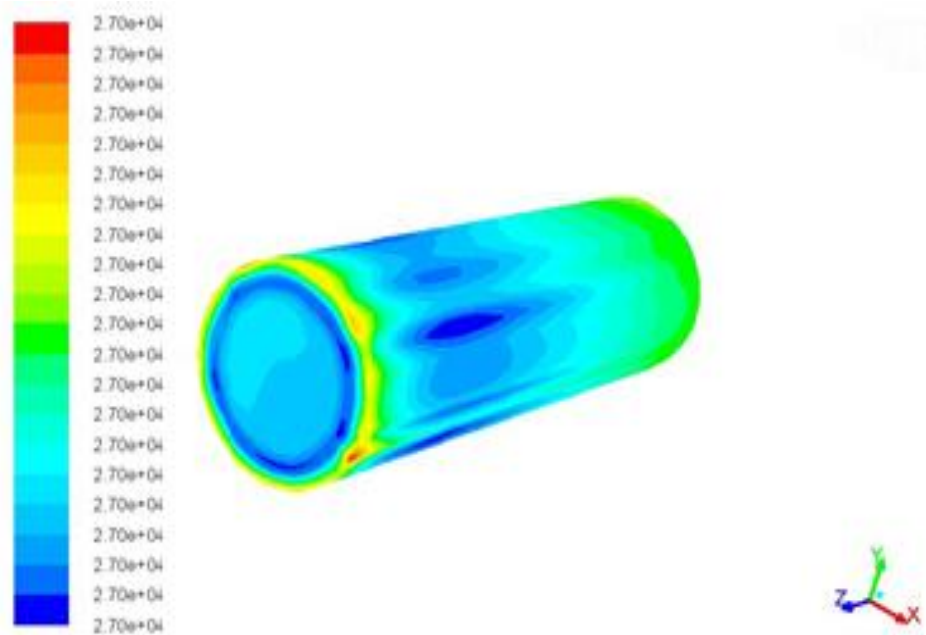


Figure IV-19 : Contours d'Enthalpie totale du mélange.

**Les résultats obtenus dans cette partie du problème ont été publiés dans une revue internationale indexée par SCOPUS (Defect and diffusion Forum, Switzerland 2021)**

## II.5 CONCLUSION

Dans ce chapitre, nous avons effectué deux simulations numériques.

La première simulation est bidimensionnelle, elle traite les échanges convectifs qui s'opèrent dans un écoulement laminaire et stationnaire d'un nanofluide (Cu/eau) dans un espace annulaire entre deux cylindres coaxiaux rempli par un milieu poreux. L'étude paramétrique de l'échange thermique est réalisée en considérant les effets de la perméabilité, du nombre de Hartmann, du nombre de Rayleigh et du nombre de Darcy ainsi que la fraction volumique totale en nanoparticules sur le nombre de Nusselt moyen. Les résultats de cette étude montrent une

forte affectation de l'écoulement du nanofluide par l'application d'un champ magnétique et par la variation des autres paramètres.

Les conclusions qu'on peut tirer sont :

- Le transfert de chaleur est fortement affecté par la variation du nombre de Rayleigh
- L'augmentation de Ra intensifie le transfert de chaleur par convection.
- Le nombre de Hartmann influe sur les champs dynamiques de l'écoulement.
- L'augmentation de l'intensité du champ magnétique transversal appliqué réduit de façon significative la vitesse de l'écoulement du fluide.
- l'application d'un champ magnétique transversal atténue le transfert de chaleur par convection dans le milieu étudié.

La deuxième simulation est tridimensionnelle où on a simulé l'écoulement diphasique d'un mélange eau-hydrogène, circulant dans un canal cylindrique horizontal. Cela nous permis de tirer les conclusions suivantes :

- Les différents régimes d'écoulement diphasique ont une hydrodynamique ont une hydrodynamique qui leur appartient et sont principalement associés à des comportements de la perte de charge, des coefficients de transfert de chaleur et de la distribution des phases très variables dans le temps.
- La perte de charge peut être un outil de diagnostic afin de définir la nature du régime d'écoulement.
- Les contours de pression de vitesse montrent que l'écoulement diphasique est phénomène assez complexe car la topologie des interfaces évolue dans le temps.

**CONCLUSION GENERALE ET  
PERSPECTIVES**

## CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

---

Le travail réalisé dans cette thèse de doctorat représente une étude numérique du transfert de chaleur par convection libre dans les configurations cylindriques, où circulent différents fluides caloporteurs.

Le premier problème traité est divisé en deux parties. La première partie représente une simulation numérique bidimensionnelle de la convection naturelle engendrée par l'écoulement laminaire de l'eau pure entre deux cylindres coaxiaux, le cylindre interne génère une source de chaleur constante. Le cylindre extérieur est froid tandis que les parois supérieure et inférieure sont isolées thermiquement. La simulation a été réalisée en utilisant un code de calcul approprié. Les effets du nombre de Rayleigh et de l'angle d'inclinaison ont été étudiés en détail afin de prédire l'évolution du nombre de Nusselt moyen et déterminer l'angle d'inclinaison pour lequel le transfert de chaleur par convection est optimal. Les résultats de la simulation nous ont permis de retenir les conclusions suivantes :

- le transfert de chaleur est considérablement affecté par le nombre de Rayleigh.
- La variation du nombre de Rayleigh affecte le champ de température et les lignes de courant.
- les valeurs minimales et maximales de la température augmentent à fur et à mesure que les valeurs du nombre de Rayleigh augmentent.
- Le nombre de Rayleigh a un effet important sur la vitesse de l'écoulement.
- L'angle d'inclinaison affecte le transfert de chaleur par convection
- L'angle d'inclinaison affecte les profils de la température et de la vitesse.

La seconde partie du problème consiste à mettre en évidence l'effet de deux paramètres géométriques qui sont le rapport d'aspect et l'angle d'inclinaison de la structure sur le transfert de chaleur par convection naturelle. Après analyse des résultats, nous avons tiré les conclusions suivantes :

- Le rapport d'aspect a une influence sur la structure de l'écoulement et les champs thermiques.
- Le meilleur transfert de chaleur est défini pour un angle d'inclinaison de  $90^\circ$  et un rapport d'aspect  $A_r = 2$ .

- Le plus faible transfert de chaleur est défini pour  $Ar = 2$  et un angle d'inclinaison de  $0^\circ$ .
- Une augmentation du rapport d'aspect conduit à un transfert de chaleur nettement plus élevé.

Le deuxième problème traité dans ce travail de thèse est également divisé en deux parties.

La première partie s'inscrit sur l'étude numérique de l'écoulement d'un nanofluide (Cu-eau), circulant dans l'espace annulaire entre deux cylindres coaxiaux. L'écoulement est en présence d'un champ magnétique constant, d'une source de chaleur et d'un milieu poreux. L'objectif de cette étude est de mettre en évidence les effets du nombre de Hartmann, de la porosité, du nombre de Darcy et de la fraction volumique des nanoparticules sur l'échange convectif dans un tel écoulement. Les conclusions tirées de cette étude sont :

- Le transfert de chaleur est fortement affecté par le nombre de Rayleigh.
- L'augmentation de  $Ra$  intensifie le transfert de chaleur par convection.
- L'augmentation de l'intensité du champ magnétique transversal appliqué réduit de façon significative la vitesse de l'écoulement du fluide.
- L'application d'un champ magnétique transversal atténue le transfert de chaleur par convection dans le milieu étudié.
  
- Le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation des valeurs du nombre de Darcy.
- Le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation des valeurs de la porosité.

Dans la seconde partie, on a effectué une simulation numérique tridimensionnelle d'un écoulement diphasique Hydrogène-Eau à l'intérieur d'un canal cylindrique horizontal. La présence d'une ou plusieurs interfaces entre les deux phases présente une difficulté majeure ce qui rend la modélisation et la simulation de ce type d'écoulement complexe. Les résultats de la simulation sont obtenus sous forme de contours de vitesses, d'enthalpie et de pressions. Après analyse des résultats, on tire les conclusions suivantes :

- Les différents régimes d'écoulement diphasique ont une hydrodynamique qui les caractérise et sont principalement associés à des

comportements de perte de charge, des coefficients de transfert thermique et de la répartition des phases variable dans le temps.

➤ La perte de charge peut être utilisée comme un moyen de diagnostic afin de définir la nature du régime d'écoulement.

➤ Les contours de pression et de vitesse montrent que l'écoulement diphasique est un phénomène assez complexe car la topologie des interfaces évolue dans le temps.

En conclusion, nous espérons que ce travail puisse apporter une meilleure compréhension des phénomènes traités dans cette thèse de doctorat.

- Comme perspectives, il serait intéressant de réaliser les simulations présentées dans ce travail, dans un régime turbulent.
- Prendre en considération d'autres paramètres géométriques et physiques en utilisant les nanofluides.
- L'étude des écoulements diphasiques en incorporant les nanofluides.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

---

- [1] **J. F. Sacadura**, « Initiation aux transferts thermiques ». Technique et documentation, Lavoisier (1993).
- [2] **A. Bejan, A. D. Kraus**, « Heat transfer handbook». John Wiley & Sons, Inc. (2003).
- [3] **S. Choi**, « Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles In Developments and Applications of Non-Newtonian Flows » (ed. DA. Siginer et HP. Wang) pp. 99-105, NewYork : Am. Soc. Mech. Eng(1995).
- [4] **Y. Xuana, W. Roetzel**, « Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids », Int. J. Heat Mass Transfer. Vol. 43, pp. 3701-3707 (2000).
- [5] **Ph. Marty**, « Convection Heat Transfer, Edition Wiley. » cours génie des procédés, Université Joseph Fourier, Grenoble (2012).
- [6] **M-S. Liu, M. Ching-Cheng Lin, C.Y. Tsai, Chi-Chuan Wang**, « Enhancement of thermal conductivity with Cu for nanofluids using chemical reduction method» . Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 49, pp. 3028-3033 (2006).
- [7] **E. Hrishikesh. Patel, K. Sarit, T. Das, A. Sundararajan, N. Sreekumaran, G. Beena, T. Pradeep**, « Thermal conductivities of naked and monolayer protected metal nanoparticle based nanofluids: Manifestation of anomalous enhancement and chemical effects» , Applied physics letters, Vol. 83, No.14, pp.2931-2933, (2003).
- [8] **J. C. Maxwell**, «A treatise on electricity and magnetism », Second ed. Oxford University press (1881).
- [9] **H. C. Brinkman**, « The viscosity of concentrated suspension and solutions », J. Chem. Phys. 20, 571 (1952).
- [10] **S.V. Patankar**, «Numerical heat transfer and fluid flow», Hemisphere Publishing Corporation (1980).

- [11] **H. K. Versteeg, W. Malalasekera**, « An Introduction to Computational Fluid Dynamics : The Finite Volume Method, 2nd Ed. » Pearson Education Ltd (2007)
- [12] **F. Mebarek-Oudina et I. Chabani**, «Review on Nano-fluids applications and heat transfer enhancement techniques in different enclosures», *Journal of Nanofluids*, 11(2), pp. 155-168 (2022), <https://doi.org/10.1166/jon.2022.1834>
- [13] **K. Dhif, F. Mebarek-Oudina, S. Chouf, H. Vaidya, Ali J. Chamkha**, « Thermal Analysis of the Solar Collector Cum Storage System using a Hybrid-Nanofluids », *Journal of Nanofluids*, Vol. 10 (4), pp. 634–644 (2021), <https://doi.org/10.1166/jon.2021.1807>
- [14] **F. Mebarek-Oudina, R. Bessaih**, « Numerical Simulation of Natural Convection Heat Transfer of Copper-Water Nanofluid in a Vertical Cylindrical Annulus with Heat Sources » *Thermophysics and Aeromechanics*, Vol. 26, No. 3, pp. 325-334 (2019).
- [15] **R. Fares, A. Aissa, F. Mebarek-Oudina, W. Ahmed, A. M. Rashad, M. Sahnoun, M. A. Hafiz**, « Magneto-Free Convective of Hybrid Nanofluid inside Non-Darcy Porous Enclosure Containing an Adiabatic Rotating Cylinder», *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects* (2020), <https://doi.org/10.1080/15567036.2020.1856235>
- [16] **F. Mebarek-Oudina**, « Numerical modeling of the hydrodynamic stability in vertical annulus with heat source of different length ». *Engineering Science and Technology, an International Journal*, vol. 20, pp.1324-1333 (2017).
- [17] **N. Rehana, M. A. Alim, A. J. Chamkha**, « Effects of Physical Parameters on Natural Convection in a Solar Collector Filled with Nanofluid ». *Heat Transfer-Asian Research*, vol. 42, no. 1, pp. 73-88 (2013).
- [18] **R. Kumar**, « Three-dimensional natural convection flow in vertical annulus with longitudinal fin ». *International Journal of Heat and mass Transfer*, vol. 40, no. 14, pp. 3323-3334 (1997).
- [19] **D. Wen, Yulong Ding**, « Natural convective heat transfer of suspensions of titanium dioxide nanoparticles (nanofluids) ». *IEEE Transactions on nanotechnology*, vol. 5, No. 3, pp. 220-227 (2006).

- [20] **M. Sankar, S. Hong, Y. Do, B. Jang**, « Numerical Simulation of Natural Convection in a Vertical Annulus With a Localized Heat Source », *Meccanica*, vol. 47, pp.1869–1885 (2012).
- [21] **J. Raza, F. Mebarek-Oudina, A. Chamkha** « Magnetohydrodynamic flow of molybdenum disulfide nanofluid in a channel with shape effect ». *Multidiscipline Modeling in Materials and Structure*, Vol. 15 No. 4, pp. 737-757 (2019).
- [22] **A. Lemembre, J.-P. Petit**, « Laminar natural convection in a laterally heated and upper cooled vertical cylindrical enclosure », *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 41, No. 16, pp. 2437-2454 (1998).
- [23] **M. Alkasassbeh, Z. Omar, F. Mebarek-Oudina, J. Raza, A. Chamkha**, « Heat Transfer Study of Convective Fin with Temperature-Dependent Internal Heat Generation by Hybrid Block Method », *Heat Transfer-Asian Research*, Vol.48, No.4, pp. 1225-1244 (2019).
- [24] **F. Mebarek-Oudina, R. Bessaih, B. Mahanthesh, A. J. Chamkha, J. Raza**, « Magneto-Thermal-Convection Stability in an Inclined Cylindrical Annulus filled with a Molten Metal» *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 31 (4) 1172-1189 (2021), <https://doi.org/10.1108/HFF-05-2020-0321>.
- [25] **A. Zaim, A. Aissa, F. Mebarek-Oudina, B. Mahanthesh, G. Lorenzini, M. Sahnoun**, « Galerkin finite element analysis of magneto-hydrodynamic natural convection of Cu-water nanoliquid in a baffled U-shaped enclosure». *Propulsion and Power Research*, 9(4) 383-393 (2020), <https://doi.org/10.1016/j.jprr.2020.10.002>
- [26] **F. Mebarek-Oudina, R. Bessaih**, « Oscillatory Magnetohydrodynamic Natural Convection of Liquid Metal between Vertical Coaxial Cylinders ». *J. of Applied Fluid Mechanics*, Vol. 9, No. 4, pp. 1655-1665 (2016).
- [27] **H. Laouira, F. Mebarek-Oudina, A. K. Hussein, L. Kolsi, A. Merah, Obai Younis**, « Heat transfer inside a horizontal channel with an open trapezoidal enclosure subjected to a heat source of different lengths », *Heat Transfer-Asian Research*, (2019). 49(1) 406-423 (2020), <https://doi.org/10.1002/htj.21618>
- [28] **F. Mebarek-Oudina, O.D.Makinde** « Numerical Simulation of Oscillatory MHD Natural Convection in Cylindrical Annulus : Prandtl Number Effect », *Defect and Diffusion Forum*, Vol. 387, pp. 417-427 (2018).

- [29] **F. Mebarek-Oudina, H. Laouira, A. Aissa, A. K. Hussein, M. El Ganaoui**, «Convection Heat Transfer Analysis in a Channel with an Open Trapezoidal Cavity: Heat Source Locations effect » MATEC Web of Conference, (ISI), vol 330 (2020) 01006. <https://doi.org/10.1051/mateconf/202033001006>
- [30] **M. Afrand, D. Toghraie, A. Karimipoura, S. Wongwisec.** « A numerical study of natural convection in a vertical annulus filled with gallium in the presence of magnetic field », Journal of Magnetism and Magnetic Materials, Vol. 430, pp. 22 – 28 (2017).
- [31] **B. Mahanthesh, G. Lorenzini, F. Mebarek-Oudina, I. Animasaun**, « Significance of exponential space- and thermal-dependent heat source effects on nanofluid flow due to radially elongated disk with Coriolis and Lorentz forces », Journal of Thermal Analysis and Calorimetry vol. 141, 37- 47 (2020), <http://doi.org/10.1007/s10973-019-08985-0>
- [32] **R. Slimani, A. Aissa, F. Mebarek-Oudina, U. Khan, M. Sahnoun, A. J. Chamkha, M. A. Medebber**, « Natural convection analysis flow of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-Cu/water hybrid nanofluid in a porous conical enclosure subjected to the magnetic field», European Physical Journal Applied Physics (EPJ AP), 92(1) 10904 (2020). <https://doi.org/10.1051/epjap/2020200260>
- [33] **H. Moradi, B. Bazooyar, S. Gholamreza Etemad, A. Moheb.** « Influence of the geometry of cylindrical enclosure on natural convection heat transfer of Newtonian nanfluids» Chemical Engineering Research and Design. Vol. 94, pp.673-680 (2015).
- [34] **X. Meng, Yan Li**, «Numerical study of natural convection in a horizontal cylinder filled with water-based alumina nanofluid», Nanoscale Research Letters Vol.10, No. 142, pp. 2-10 (2015).
- [35] **M. Afrand**, « Using a magnetic field to reduce natural convection in a vertical cylindrical annulus», International Journal of Thermal Sciences Vol.118, pp. 12-23, (2017).
- [36] **H. Enayati Abhilash J. Chandy, Minel, J. Braun, N. Horning**, « 3D large eddy simulation (LES) calculations and experiments of natural convection in a laterally-heated cylindrical enclosure for crystal growth», International Journal of Thermal Sciences, Vol. 116 pp. 1-21, (2017).
- [37] **Y. Hua, D. Lia, S. Shub, X. Niu**, «Natural convection in a nanofluid-filled eccentric annulus with constant heat flux wall: A lattice Boltzmann study with immersed boundary method », Int. Comm. Heat Mass Transfer, Vol. 86, pp. 262-273 (2017).

- [38] **F. Selimefendigil, Hakan F. Öztop**, «Conjugate natural convection in a nanofluid filled partitioned horizontal annulus formed by two isothermal cylinder surfaces under magnetic field», *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 108, pp. 156-171 (2017).
- [39] **R. Abhilash, S. Anil**, « Three dimensional analysis of natural convection in a narrow vertical annulus closed at top and opened at bottom ». *International journal of thermal sciences*, Vol. 127, pp. 277-287 (2018).
- [40] **H. M. Jeong, Y-H Lee, M-K Ji, K-Y. Bae, H-S. Chung** « Natural convection heat transfer estimation from a longitudinally finned vertical pipe using CFD ». *Journal of mechanical science and technology*, Vol. 23, pp. 1517–1527 (2009).
- [41] **A. M. Abusorrah, F. Mebarek-Oudina, A. Ahmadian, D. Baleanu**, « Modeling of a MED-TVC desalination system by considering the effects of nanoparticles - Energetic and exergetic analysis », *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, Vol. 144, pp. 2675–2687 (2021).
- [42] **H. L Zhang, W. Q. Tao, Q. J Wu**, « Numerical simulation of natural convection in circular enclosures with inner polygonal cylinders, with confirmation by experimental results ». *Journal of thermal science*, Vol. 1, No. 249 (1992).
- [43] **H. Vaidya, R. Choudhari, K. V. Prasad, S. U. Khan, F. Mebarek-Oudina, A. Patil, P. Nagathan**, «Channel Flow of MHD Bingham Fluid due to Peristalsis with Multiple Chemical Reactions: An Application to Blood Flow through Narrow Arteries», *SN Applied Sciences*, Vol. 3, No. 186 (2021).
- [44] **S. M. Abo-Dahab, M. A. Abdelhafez, F. Mebarek-Oudina and S. M. Bilal**, « MHD Casson Nanofluid Flow over Nonlinearly Heated Porous Medium in presence of Extending Surface effect with Suction/Injection », *Indian Journal of Physics*, (Springer, ISI), 95(12) pp. 2703-2717 (2021) <https://doi.org/10.1007/s12648-020-01923-z>
- [45] **F. Mebarek-Oudina, A. K. Hussein, O. Younis, S. Rostami, R. Nikbakhti**, « Natural Convection Enhancement in the Annuli Between Two Homocentric Cylinders by using Ethylene Glycol / Water based Titania nanofluid », *Journal of Advanced Research in Fluid*

Mechanics and Thermal Sciences, 80 (2) 56-73 (2021).  
<https://doi.org/10.37934/arfmts.80.2.5673>.

[46] **C. Rajashekhar, F. Mebarek-Oudina, H. Vaidya, K. V. Prasad, G. Manjunatha, and H. Balachandra**, « Mass and heat transport impact on the peristaltic flow of Ree-Eyring liquid with variable properties for hemodynamic flow », Heat Transfer, Vol. 50, No. 5, pp. 5106-5122 (2021).

[47] **S. Marzougui, M. Bouabid, F. Mebarek-Oudina, N. Abu-Hamdeh, M. Magherbi, and K. Ramesh**, « A computational analysis of heat transport irreversibility phenomenon in a magnetized porous channel, International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow », Vol. 31, No. 7, pp.2197-2222 (2021).

[48] **R. Fares, F. Mebarek-Oudina, A. Aissa, Bilal S. M. and H. F. Öztop**, « Optimal Entropy Generation in Darcy-Forchheimer Magnetized Flow in a Square Enclosure Filled with Silver Based Water Nanoliquid », Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, vol. 147, 1571-1582, (2022).

[49] **H. Vaidya, C. Rajashekhar, F. Mebarek-Oudina, I. L. Animasaun, K. V. Prasad, O. D. Makinde**, « Combined effects of homogeneous and heterogeneous reactions on peristalsis of Ree-Eyring liquid: application in hemodynamic flow », Heat Transfer, Vol.50, No.3, pp.2592-2609 (2021).

[50] **A.S. Warke, K. Ramesh, F. Mebarek-Oudina, A. Abidi**, « Numerical Investigation of Nonlinear Radiation with Magnetomicropolar Stagnation Point Flow past a Heated Stretching Sheet ». Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 147(12), pp. 6901–6912 (2022).

[51] **F. Mebarek-Oudina, R. Fares, R. Choudhari** « Convection Heat Transfer of MgO-Ag /Water Magneto-Hybrid Nanoliquid Flow into a Special Porous Enclosure ». Algerian Journal of Renewable Energy and Sustainable Development, Vol. 2, No. 2, pp. 84-95 (2020).

[52] **I. Chabani, F. Mebarek Oudina, A. I. Ismail**, « MHD Flow of a Hybrid Nano-fluid in a Triangular Enclosure with Zigzags and an Elliptic Obstacle». Micromachines, 13 (2), 224, (2022). <https://doi.org/10.3390/mi13020224>.

- [53] **A. Shafiq, F. Mebarek-Oudina, T. N. Sindhu and A. Abidi**, « A study of dual stratification on stagnation point Walters' B nanofluid flow via radiative Riga plate : A statistical approach », *The European Physical Journal Plus*, Vol.136, No. 407 (2021).
- [54] **F. Mebarek-Oudina, R. Fares, A. Aissa, R. W. Lewis, N. Abu-Hamdeh**, « Entropy and convection effect on magnetized hybrid nano-liquid flow inside a trapezoidal cavity with zigzagged wall », *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 125,105279 (2021) .
- [55] **P. K. Dadheech, P. Agrawal, F. Mebarek-Oudina, N. Abu-Hamdeh, A. Sharma**, « Comparative heat transfer analysis of  $\text{MoS}_2/\text{C}_2\text{H}_6\text{O}_2$  and  $\text{MoS}_2 - \text{SiO}_2 / \text{C}_2\text{H}_6\text{O}_2$  nanofluids with natural convection and inclined magnetic field », *Journal of Nanofluids*, Vol. 9, No. 3, pp. 161-167 (2020).
- [56] **B. V. Pushpa, M. Sankar, F. Mebarek-Oudina**, « Buoyant convective flow and heat dissipation of Cu-H<sub>2</sub>O nanoliquids in an annulus through a thin baffle », *Journal of Nanofluids*, Vol. 10, No. 2, pp. 292-304 (2021).
- [57] **S. Marzougui, F. Mebarek-Oudina, A. Mchirgui, and M. Magherbi**, « Entropy Generation and Heat transport of Cu-water Nanoliquid in Porous lid-driven Cavity through Magnetic Field», *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 143 (3) pp. 2203-2214 (2021), <https://doi.org/10.1007/s10973-020-09662-3>
- [58] **M. Ferhi, R. Djebali, F. Mebarek-Oudina, Nidal H. Abu-Hamdeh, S. Abboudi**, « MHD free convection through entropy generation analysis of eco-friendly nanoliquid in a divided L-shaped heat exchanger with LBM simulation », *Journal of Nanofluids*, 11, 99–112 (2022), <https://doi.org/0.1166/jon.2021.1819>
- [59] **J. Boussinesq**, « Théorie analytique de la chaleur, Tom II », Gauthier-Villars, Paris (1903).
- [60] **F. Mebarek-Oudina et I. Chabani**, «Review on Nano-fluids applications and heat transfer enhancement techniques in different enclosures», *Journal of Nanofluids*, 11(2), pp. 155-168 (2022), <https://doi.org/10.1166/jon.2022.1834>

[61] **I. Bang, C. Chang, S. H.** « Boiling heat transfer performance and phenomena of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-water nanofluids from a plan surface in a pool », International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 48, pp. 2407-2419 (2005).

[62] **S. Fohanno, G. Polidori, C. Popa**, « Nanofluides et transfert de chaleur par convection naturelle » (journée thématique : SFT-Paris 2012). Université de Reims Champagne-Ardenne, France (2012).

[63] **J. M. Delhaye**. « Jump conditions and entropy sources in two-phase systems, local instant formulation ». International Journal of Multiphase Flow, Vol.1, No.3, pp. 395–409 (1974)

[64] **R. Byron Bird Warren, E. Stewart Edwin and N. Lightfoot**, « Transport Phenomena », 2nd edition, John Wiley & Sons, Inc (2002) USA - Chapters 2, Page 62.

---

**Publications et communications internationales réalisées dans le cadre de cette thèse de doctorat**

---

1. **S. Gourari, F. Mebarek-Oudina, A. K. Hussein, L. Kolsi, W. Hassen and O. Younis**, “Numerical Study of Natural Convection between two Coaxial inclined Cylinders”, *International Journal of Heat and Technology*, 37(3) (2019)779-786.
2. **S. Gourari, F. Mebarek-Oudina,+ O.D. Makinde, and I. Bouakkaz**, “Numerical Modeling of Heat Transfer in Cylindrical Annulus: Aspect Ratio Effect”, *Engineering Transactions*, 23(1) (2020) 39-46.
3. **S. Gourari, F. Mebarek-Oudina, O. D. Makinde, and M. Rabhi**, “Numerical Investigation of Gas-Liquid Two-Phase Flows in a Cylindrical Channel”, *Defect and diffusion Forum*, 409 (2021) 39-48.
4. **S. Gourari, F. Mebarek Oudina, I. Bouakkaz**, “Investigation numérique du transfert thermique dans un anneau cylindrique: effet du rapport d’aspect”. *International Seminar In Industrial Engineering and Applied Mathematics (ISIEM’ 2018) Skikda, Algérie. 23-24 Octobre 2018.*
5. **S. Gourari, F. Mebarek Oudina, M.Rabhi**, “Modélisation et simulation numérique d’un écoulement diphasique Gaz-liquide dans un tube horizontal”. *International Seminar In Industrial Engineering and Applied Mathematics (ISIEM’ 2018) Skikda, Algérie. 23-24 Octobre.*