

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR  
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE  
UNIVERSITÉ DES FRÈRES MENTOURI - CONSTANTINE  
FACULTE DES SCIENCES DE LA TECHNOLOGIE  
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

---

N° d'ordre : 118/DS/2018

Série : 09/GM/2018



## THÈSE

Présentée pour obtenir le diplôme de

**DOCTORAT EN SCIENCES**

Spécialité: Génie Mécanique

Option: Énergétique

Par

**GUESTAL Mabrouk**

---

# Modélisation du Transfert Thermique par Convection Naturelle dans les Géométries Pratiques

---

Soutenue le : 03/07/2018

Devant le jury :

Président :	<b>TALBI Kamel</b>	Université des Frères Mentouri Constantine1	Professeur
Rapporteur :	<b>KADJA Mahfoud</b>	Université des Frères Mentouri Constantine1	Professeur
Examineurs :	<b>MERABET Abderrezak</b>	Université des Frères Mentouri Constantine1	MCA
	<b>KABAR Yassine</b>	Ecole Nationale Polytechnique Constantine	MCA
	<b>MECHIGHEL Farid</b>	Université Badji Mokhtar, Annaba	MCA



**UNIVERSITÉ DES FRÈRES MENTOURI – CONSTANTINE**  
**FACULTE DES SCIENCES DE LA TECHNOLOGIE**  
**DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE**

## **THÈSE**

Présentée pour obtenir le diplôme de

**DOCTORAT EN SCIENCES**

**Spécialité: Génie Mécanique**

**Option: Énergétique**

**Par**

**GUESTAL Mabrouk**

---

**Modélisation du Transfert Thermique par Convection  
Naturelle dans les Géométries Pratiques**

---

Email : [gestal.mabrouk@umc.edu.dz](mailto:gestal.mabrouk@umc.edu.dz)

**03/07/2018**

*Au nom d'Allah, le tout Miséricordieux,  
le très Miséricordieux,*

*In the name of Allah the most gracious,  
the most Merciful.*



# Remerciements

Avant tout, je remercie **ALLAH** ﷻ le Seigneur de l'Univers de m'avoir donné le courage, la force et la patience de mener à bien ce modeste travail.

Je tiens à exprimer mes sincères remerciements et toute ma gratitude à mon directeur de thèse le Professeur **KADJA Mahfoud**, Professeur à l'Université des Frères Mentouri Constantine1, qui a assuré la direction scientifique de ces travaux de thèse. Je le remercie pour la confiance qu'il m'a toujours témoignée, son implication dans le travail et son enthousiasme.

Mes remerciements s'adressent à Monsieur **TALBI Kamel**, Professeur à l'Université des Frères Mentouri Constantine1, d'avoir accepté de présider ce jury de soutenance.

Pareillement, Je tiens à remercier Monsieur **MERABET Abdelrezak**, Maître de conférences à l'Université des Frères Mentouri Constantine1, et Monsieur **KABAR Yassine**, Maître de conférences à l'École Nationale Polytechnique Constantine, et Monsieur **MECHIGHEL Farid**, Maître de conférences à l'Université de Badji Mokhtar Annaba, d'avoir accepté d'évaluer mon travail de thèse.

Je tiens à remercier le Professeur **TONHOANG Mai**, Professeur à l'Université de Reims France, de m'avoir accueilli dans son laboratoire GRESPI (Groupe de Recherche En Sciences Pour l'Ingénieur) France.

Mes plus profonds remerciements vont à mon cher père, ma chère mère et mon cher frère Djallal pour leur soutien continu, leur aide et leur encouragement jour et nuit.

Enfin, je tiens à remercier tous qui m'ont aidé.

M. Guestal

# *Dédicaces*

*Je dédie ce travail à*

*Mon cher père et ma chère mère*

*Mon cher frère Djallal*

*Ma famille*

*Mes professeurs*

*Mes amis*

*Mabrouk*

## ***Modélisation du Transfert Thermique par Convection Naturelle dans les Géométries Pratiques***

### **RESUME**

L'objectif de cette thèse de doctorat est d'étudier la structure thermique et dynamique de l'écoulement résultant du transfert de chaleur par convection naturelle au sein des différentes géométries pratiques, en appliquant les méthodes les plus récentes utilisées pour améliorer le transfert de chaleur. Pour cette raison, deux études sur ce sujet ont été réalisées.

Dans la première étude, une étude numérique a été réalisée sur le transfert de chaleur par convection naturelle en utilisant deux nanofluides dans une enceinte cylindrique horizontale avec chauffage partiel de sa partie inférieure à température constante ou à flux de chaleur constant, la longueur de la source de chaleur a été variée de 5% à 25% du périmètre total de l'enceinte, le reste des parties non chauffées de la paroi inférieure est considéré comme adiabatique. Les deux parties latérales de l'enceinte sont considérées à température constante froide, avec une longueur de 25% du périmètre total de l'enceinte pour chaque partie. La partie supérieure de l'enceinte est considérée comme adiabatique, avec une longueur de 25% du périmètre total. Pour analyser l'effet de l'utilisation des nanofluides avec différentes fractions volumiques des nanoparticules sur le transfert de chaleur à l'intérieur de l'enceinte horizontale cylindrique, deux nanofluides (Cu-Eau, TiO<sub>2</sub>-Eau) ont été utilisés avec une fraction volumique de nanoparticules variée de 0 (correspondant à l'eau pure) à 0.05. Les formes en régime permanent des équations de Navier-Stokes et les équations de conservation de la masse et de l'énergie en coordonnées cylindriques bidimensionnelles ont été résolues par la méthode des volumes finis, et l'algorithme SIMPLE a été utilisé pour le couplage pression-vitesse. Le nombre de Rayleigh a été varié dans l'intervalle  $10^3$ - $10^6$ . Cette recherche est caractérisée par une analyse détaillée de l'effet du nombre de Rayleigh, de la longueur chauffée et de la fraction volumique des nanoparticules sur les champs dynamiques et thermiques, sur le pourcentage d'amélioration du nombre de Nusselt moyen, et aussi sur la

variation de la température et de la composante de vitesse verticale sur les deux lignes centrales verticale et horizontale de l'enceinte. Les résultats obtenus ont été résumés sous forme d'équations de corrélation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la longueur chauffée, le nombre de Rayleigh et la fraction volumique pour les deux types de nanofluides.

Dans la deuxième étude, une étude numérique a été réalisée sur l'effet de l'utilisation de deux techniques pour l'optimisation du transfert de chaleur par convection naturelle dans une enceinte sphérique tridimensionnelle de chauffe-eau solaire. La paroi extérieure (collecteur solaire) est considérée comme une paroi chauffée à température constante, la paroi qui se trouve derrière le collecteur solaire est considérée comme une paroi adiabatique. À l'intérieur de l'enceinte il y a un tube spiral, sa paroi est sous une température basse qui augmente linéairement en termes de hauteur d'enceinte. La première technique consiste à exploiter la nanotechnologie en utilisant deux types de nanofluides Cuivre-Eau (Cu-Eau) et Nanotube de carbone-Eau (NTC-Eau), pour améliorer le transfert de chaleur dans les enceintes des chauffe-eau solaires sphériques, la fraction volumique des nanoparticules varie de 0 (correspondant à l'eau pure) à 0.05. La deuxième technique consiste à apporter des modifications géométriques à l'enceinte du chauffe-eau solaire sphérique pour améliorer le transfert de chaleur par convection naturelle, ces modifications consistent à créer des orifices annulaires concentriques dans la partie inférieure de la paroi adiabatique interne du chauffe-eau solaire, le nombre des orifices annulaires varie de 1 à 6. Le nombre de Rayleigh varie dans l'intervalle de  $10^4$  à  $10^6$ . Les formes en régime permanent des équations de Navier-Stokes et les équations de conservation de la masse et de l'énergie en coordonnées sphériques tridimensionnelles ont été résolues par la méthode des volumes finis. L'algorithme SIMPLE a été utilisé pour le couplage pression-vitesse. Cette recherche se caractérise par une analyse détaillée de l'effet du nombre de Rayleigh, du nombre des orifices annulaires, et de la fraction volumique de nanoparticules sur les champs dynamiques et thermiques et sur le transfert de chaleur et son pourcentage d'amélioration. Les résultats obtenus ont été résumés sous forme d'équations de corrélation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh, du nombre des orifices annulaires concentriques et de la fraction volumique des nanoparticules.

A travers les résultats obtenus dans toutes les études réalisées dans le cadre de cette thèse de doctorat, un théorème très important a été atteint sur l'amélioration du transfert de chaleur par convection naturelle dans les enceintes. L'application de ce théorème, peut révolutionner le domaine de l'amélioration des performances des divers systèmes d'ingénierie

thermiques dont le principe de fonctionnement dépend du transfert de chaleur par convection naturelle.

**Mots-clés :**

Convection naturelle, Convection naturelle tridimensionnelle, Enceinte cylindrique horizontale, Enceinte sphérique, Chauffe-eau solaire, chauffage partiel, volumes finis, Nanofluide, Nanotubes.



## ***Modeling of Heat Transfer by Natural Convection in Practical Geometries***

### **ABSTRACT**

The objective of this doctoral thesis is to study the thermal and dynamic structure of the flow resulting from natural convection heat transfer within different practical geometries, applying the most recent methods used to improve the heat transfer. For this reason, two studies on this subject have been carried out.

In the first study, a numerical study was carried out on heat transfer by natural convection using two nanofluids inside a horizontal cylindrical enclosure with partial heating of its lower part at constant temperature or constant heat flux, the length of the heat source is changed from 5% to 25% of the total perimeter of the enclosure, the rest of the unheated parts of the bottom wall are considered as adiabatic, the two side parts of the enclosure are considered at a low constant temperature, each one of them has a length of 25% of the total perimeter of the enclosure, the top part of the enclosure is considered as adiabatic, it has a length of 25% of the total perimeter. To analyze the effect of using nanofluids with different particles volume fractions on heat transfer inside cylindrical horizontal enclosures, two nanofluids (Cu-water, TiO<sub>2</sub>-water) were used with volume fraction of nanoparticles being varied in the range of 0 (corresponding to pure water) to 0.05. The steady state forms of Navier-Stokes equations and the equations of conservation of mass and energy in two-dimensional cylindrical coordinates have been solved by the finite volume method and the SIMPLE algorithm was used for the pressure-velocity coupling. The Rayleigh number was varied in the interval  $10^3$  to  $10^6$ . This research is characterized by a detailed analysis of the effect of changing both the Rayleigh number, the heated length and the value of nanoparticles volume fraction on the dynamic and thermal fields, on the percentage enhancement of the average Nusselt numbers, and also on the variation of the temperature and the vertical velocity component at the vertical and horizontal central lines of the enclosure. The results

obtained were summarized in the form of correlation equations of the average Nusselt number as a function of the heated length, the Rayleigh number and volume fraction for both types of nanofluids.

In the second study, a numerical study was carried out on the effect of using two techniques for the optimization of heat transfer by natural convection in a three-dimensional spherical enclosure of solar water heater. The outer wall (solar collector) is considered as a heated wall at a constant temperature, the wall which is located behind the solar collector is considered as adiabatic wall. In the enclosure there is a spiral tube, its wall is under a low temperature which increases linearly in terms of enclosure height. The first technique is to exploit nanotechnology using two types of nanofluids Cu-Water and CNT-Water, to improve the heat transfer in the enclosures of spherical solar water heaters, the volume fraction of nanoparticles was varied in the range of 0 (corresponding to pure water) to 0.05. The second technique involves making geometric modifications to the enclosure of spherical solar water heater to improve the natural convection heat transfer, these modifications consist in creating concentric annular orifices in the lower part of the internal adiabatic wall of the solar water heater, the number of annular orifices varies from 1 to 6. The Rayleigh number was varied in the interval  $10^4$  to  $10^6$ . The steady state forms of Navier-Stokes equations and the equations of conservation of mass and energy in three-dimensional spherical coordinates have been solved by the finite volume method. The SIMPLE algorithm was used for the pressure-velocity coupling. This research is characterized by a detailed analysis of the effect of changing both the Rayleigh number, the number of annular orifices and the value of nanoparticles volume fraction on the dynamic and thermal fields and on the heat transfer and its percentage improvement. The results obtained were summarized in the form of correlation equations of the average Nusselt number as a function of the Rayleigh number, the number of annular orifices and the volume fraction of the nanofluid.

Through the results obtained in all the studies carried out in the frame of this doctoral thesis, a very important theorem has been reached on the improvement of heat transfer by natural convection in enclosures. The application of this theorem can revolutionize the field of performance improvement of various thermal engineering systems whose operating principle depends on heat transfer by natural convection.

**Keywords :**

Natural convection, Three-dimensional natural convection, Horizontal cylindrical enclosure, Spherical enclosure, Solar water heater, partial heating, Finite volume, Nanofluid, Nanotube.

## نمذجة إنتقال الحرارة بالحمل الحراري الطبيعي في المنشآت الهندسية التطبيقية

### ملخص

الهدف من أطروحة الدكتوراه هذه هو دراسة البنية الحرارية والديناميكية للسريان الناتج عن انتقال الحرارة بالحمل الحراري الطبيعي داخل مختلف التجاويف الهندسية التطبيقية، مع تطبيق أحدث الطرق المستعملة من أجل تحسين انتقال الحرارة، ولهذا فقد تم انجاز دراستين حول هذا الموضوع.

في الدراسة الأولى أجريت دراسة عددية حول انتقال الحرارة عن طريق الحمل الحراري الطبيعي باستخدام اثنين من سوائل النانو داخل غرفة أسطوانية أفقية مع تسخين جزئي لجزءها السفلي عند درجة حرارة ثابتة أو تدفق حراري ثابت. تم تغيير طول مصدر الحرارة من 5% إلى 25% من المحيط الخارجي للغرفة، أما بقية الأجزاء غير المسخنة من الجدار السفلي للغرفة فقد تم اعتبارها معزولة حرارياً. الجزأين الجانبيين من الغرفة تم اعتبارهما جزأين مبردين عند درجة حرارة ثابتة، لكل منهما طول قدره 25% من المحيط الإجمالي لغرفة. الجزء العلوي من الغرفة تم اعتباره معزول حرارياً، ويبلغ طوله 25% من المحيط الإجمالي للغرفة. من أجل تحليل تأثير استخدام سوائل النانو مع تركيز حتمي مختلف لجزيئات النانو على انتقال الحرارة داخل الغرفة الأفقية الأسطوانية، تم استخدام اثنين من سوائل النانو (نحاس-ماء) و (ثاني أكسيد التيتان-ماء) مع تركيز حتمي للجزيئات النانو متغير في المجال [من 0 (حالة استخدام الماء النقي) إلى 0.05]. الشكل الدائم لمعادلة نافي-ستوكس ثنائية الأبعاد ومعادلة إنحفاض الكتلة والطاقة في نظام الاحداثيات الأسطوانية يتم حلها بواسطة طريقة الأحجام المنتهية، خوارزمية سمبل تم استخدامها من أجل حل الترابط ضغط-سرعة. عدد رايلي يتغير بين  $10^3$  و  $10^6$ . يتميز هذا البحث بتحليل مفصل لتأثير تغير كل من عدد رايلي، الطول المسخن وقيمة التركيز الحتمي لجزيئات النانو على الحقول الديناميكية و الحرارية، على النسبة المئوية لتحسن عدد نيسلت المتوسط، وكذلك على تغير درجة الحرارة و السرعة العمودية عند الخطوط المركزية العمودية والأفقية للغرفة الأسطوانية. تم تلخيص النتائج التي تم الحصول عليها في شكل معادلات ارتباط لعدد نيسلت المتوسط بدلالة كل من الطول المسخن، عدد رايلي و التركيز الحتمي لكلا النوعين من سوائل النانو.

في الدراسة الثانية، أجريت دراسة عددية على تأثير استخدام تقنيتين من أجل تحسين انتقال الحرارة بالحمل الحراري الطبيعي داخل حاوية كروية ثلاثية الأبعاد لسخان ماء شمسي. السطح الخارجي (المجمع الشمسي) يعتبر سطحاً ساخناً عند درجة حرارة ثابتة، السطح الذي يقع خلف المجمع الشمسي يعتبر جداراً معزولاً حرارياً. يوجد في حاوية سخان الماء الشمسي أنبوب حلزوني، يكون جداره تحت درجة حرارة منخفضة تزداد خطياً بدلالة الارتفاع. التقنية الأولى تتمثل في استغلال تكنولوجيا النانو باستعمال نوعين من سوائل النانو (نحاس-ماء) و (أنابيب النانو كربون-ماء) من أجل تحسين انتقال الحرارة في حاويات سخانات الماء الشمسية، تم تغيير التركيز الحتمي لجزيئات النانو في المجال [من 0 (حالة

استخدام الماء النقي) إلى 0.05]. التقنية الثانية تتمثل في إدخال تعديلات هندسية على حاوية سخان الماء الشمسي الكروي من أجل تحسين انتقال الحرارة بالحمل الحراري الطبيعي، هذه التعديلات تتمثل في إنشاء ثقب حلقية ممرضة في الجزء السفلي من الجدار الداخلي المعزول حرارياً لسخان الماء الشمسي، عدد الثقوب الحلقية يتغير من 1 إلى 6. عدد رايلي يتغير بين  $10^4$  و  $10^6$ . الشكل الدائم لمعادلة نافي-ستوكس ثلاثية الأبعاد ومعادلة إنحفاض الكتلة والطاقة في نظام الاحداثيات الكروية يتم حلها بواسطة طريقة الأحجام المنتهية، خوارزمية سمبل تم استخدامها من أجل حل الترابط ضغط-سرعة. يتميز هذا البحث بتحليل مفصل لتأثير تغير كل من عدد رايلي ، عدد الثقوب الحلقية وقيمة التركيز الحجمي على الحقول الديناميكية والحرارية وعلى انتقال الحرارة و نسبة تحسنها . تم تلخيص النتائج التي تم الحصول عليها في شكل معادلات ارتباط لعدد نيسلت المتوسط بدلالة عدد رايلي، عدد الثقوب الحلقية و التركيز الحجمي لجزيئات النانو.

من خلال النتائج المتحصل عليها في جميع الدراسات التي تم انجازها في إطار أطروحة الدكتوراه هذه، تم صياغة نظرية جد هامة حول تحسين انتقال الحرارة بالحمل الحراري الطبيعي في الحاويات. تطبيق هذه النظرية يمكن أن يحدث ثورة في مجال تحسين أداء مختلف الأنظمة الهندسية الحرارية التي يعتمد مبدأ تشغيلها على انتقال الحرارة بالحمل الحراري الطبيعي.

### الكلمات المفتاحية:

الحمل الحراري الطبيعي ، الحمل الحراري الطبيعي ثلاثي الأبعاد ، حاوية أسطوانية أفقية ، حاوية كروية، سخان الماء الشمسي ، تسخين جزئي ، الحجم المنتهية، سوائل النانو، أنابيب النانو.

# **TABLE DES MATIERES**

<b>Remerciements</b>	
<b>Dédicaces</b>	
<b>Résumé</b> .....	<b>i</b>
<b>Abstract</b> .....	<b>iv</b>
<b>ملخص</b> .....	<b>vii</b>
<b>TABLE DES MATIERES</b> .....	<b>ix</b>
<b>NOMENCLATURE</b> .....	<b>xii</b>
<b>LISTE DES FIGURES</b> .....	<b>xvi</b>
<b>LISTE DES TABLEAUX</b> .....	<b>xxi</b>
<b>INTRODUCTION GENERALE</b> .....	<b>1</b>
<b>Objectif de l'étude</b> .....	<b>2</b>
<b>Organisation de la thèse</b> .....	<b>3</b>
<b>CHAPITRE I: GENERALITES ET REVUE BIBLIOGRAPHIQUE</b> .....	<b>5</b>
<b>I.1. Introduction</b> .....	<b>5</b>
<b>I.2. Généralités sur la convection naturelle</b> .....	<b>5</b>
<b>I.3. Nombres sans dimension</b> .....	<b>6</b>
I.3.1. Nombre de Prandtl.....	<b>6</b>
I.3.2. Nombre de Grashof.....	<b>7</b>
I.3.3. Nombre de Rayleigh.....	<b>7</b>
I.3.4. Nombre de Nusselt .....	<b>8</b>
<b>I.4. Les différentes techniques d'optimisation de transfert thermique par convection naturelle</b> .....	<b>8</b>
I.4.1. Les techniques passives basées sur la géométrie .....	<b>9</b>
I.4.1.1. Les surfaces traitées .....	<b>9</b>
I.4.1.2. Les surfaces rugueuses.....	<b>10</b>
I.4.1.3. Les surfaces étendues .....	<b>10</b>
I.4.1.4. Dispositifs d'amélioration déplacés.....	<b>11</b>
I.4.1.5. Dispositifs d'écoulement tourbillonnaire.....	<b>12</b>
I.4.1.6. Tubes enroulés .....	<b>13</b>
I.4.2. Les techniques passives basées sur les caractéristiques thermophysiques de fluides caloporteurs.....	<b>14</b>
I.4.2.1. Les nanofluides .....	<b>14</b>
<b>I.5. Revue bibliographique</b> .....	<b>24</b>
I.5.1. Le transfert de chaleur par convection naturelle dans le système de coordonnées cartésiennes.....	<b>24</b>
I.5.2. Le transfert de chaleur par convection naturelle dans le système de coordonnées cylindriques.....	<b>32</b>
I.5.3. Le transfert de chaleur par convection naturelle dans le système de coordonnées sphériques .....	<b>37</b>
<b>I.6. Conclusion</b> .....	<b>47</b>
<b>CHAPITRE II: FORMULATION MATHEMATIQUE</b> .....	<b>48</b>
<b>II.1. Introduction</b> .....	<b>48</b>

<b>II.2. Equations générales en régime laminaire .....</b>	<b>49</b>
II.2.1. Equation de continuité .....	49
II.2.2. Equation de quantité de mouvement .....	50
II.2.3. Equation de conservation d'énergie .....	51
<b>II.3. Approximation de BOUSSINESQ .....</b>	<b>52</b>
<b>II.4. Hypothèses simplificatrices .....</b>	<b>53</b>
<b>II.5. La modélisation mathématique des problèmes étudiés.....</b>	<b>53</b>
II.5.1. Système de coordonnées cylindriques.....	53
II.5.1.1. Description du premier problème .....	54
II.5.1.2. Equations gouvernantes du premier problème .....	55
II.5.1.3. Adimensionnalisation des équations du premier problème .....	56
II.5.1.4. Conditions aux limites du premier problème.....	58
II.5.2. Système de coordonnées sphériques.....	60
II.5.2.1. Description du deuxième problème .....	60
II.5.2.2. Equations gouvernantes du deuxième problème .....	63
II.5.2.3. Adimensionnalisation des équations du deuxième problème .....	64
II.5.2.4. Conditions aux limites du deuxième problème .....	67
<b>II.6. Calcul du transfert de chaleur .....</b>	<b>68</b>
<b>II.6. Les modèles mathématiques des caractéristiques thermophysiques des nanofluides .....</b>	<b>69</b>
II.6.1. La masse volumique.....	69
II.6.2. La chaleur spécifique.....	70
II.6.3. Coefficient d'expansion thermique .....	70
II.6.4. La viscosité dynamique .....	70
II.6.5. La conductivité thermique.....	71
II.6.6. La diffusivité thermique .....	71
<b>II.7. Conclusion .....</b>	<b>72</b>
<b>CHAPITRE III: MODELISATION NUMERIQUE.....</b>	<b>73</b>
<b>III.1. Introduction .....</b>	<b>73</b>
<b>III.2. Principe de la méthode des volumes finis .....</b>	<b>74</b>
<b>III.3. Equation différentielle gouvernante .....</b>	<b>75</b>
<b>III.4. Techniques de résolution en CFD .....</b>	<b>78</b>
III.4.1. Le code FLUENT® .....	79
III.4.2. Maillage à l'aide de GAMBIT .....	79
III.4.3. Définition des frontières sous GAMBIT .....	81
III.4.4. Utilisation du solveur FLUENT® .....	82
III.4.4.1. Schémas numériques de discrétisation .....	82
III.4.4.2. Choix de la méthode de couplage Pression-Vitesse .....	83
III.4.4.3. Facteurs de sous-relaxation .....	85
III.4.4.4. Utilisation des fonctions définies par l'utilisateur "UDFs" .....	85
III.4.4.5. Critères de convergence .....	87
<b>III.5. Conclusion.....</b>	<b>89</b>

---

<b>CHAPITRE IV: RESULTATS ET INTERPRETATIONS DU PREMIER PROBLEME .....</b>	<b>90</b>
<b>IV.1. Introduction .....</b>	<b>90</b>
<b>IV.2. Etude de l'indépendance du maillage.....</b>	<b>91</b>
<b>IV.3. Validation des résultats .....</b>	<b>92</b>
<b>IV.4. Résultats et discussion .....</b>	<b>94</b>
IV.4.1. Chauffage partiel à température constante.....	95
IV.4.1.1. L'effet sur le champ thermique .....	95
IV.4.1.2. L'effet sur le champ dynamique.....	98
IV.4.1.3. L'effet sur le transfert de chaleur .....	100
IV.4.1.4. Corrélation du transfert de chaleur.....	124
IV.4.2. Chauffage partiel à flux de chaleur constant.....	125
IV.4.2.1. L'effet sur le champ thermique.....	125
IV.4.2.2. L'effet sur le champ dynamique.....	127
IV.4.2.3. L'effet sur le transfert de chaleur .....	152
IV.4.2.4. Corrélation du transfert de chaleur.....	153
<b>IV.5. Conclusions .....</b>	<b>155</b>
<b>CHAPITRE V: RESULTATS ET INTERPRETATIONS DU DEUXIEME PROBLEME.....</b>	<b>157</b>
<b>V.1. Introduction.....</b>	<b>157</b>
<b>V.2. Etude de l'indépendance du maillage .....</b>	<b>158</b>
<b>V.3. Validation des résultats.....</b>	<b>159</b>
<b>V.4. Résultats et discussion.....</b>	<b>161</b>
V.4.1. Le champ thermique.....	162
V.4.1.1. Effet du nombre de Rayleigh sur le champ thermique .....	162
V.4.1.2. Effet du nombre des orifices annulaires sur le champ thermique.....	162
V.4.1.3. Effet du type et de la fraction volumique des nanoparticules sur le champ thermique .....	163
V.4.2. Le champ dynamique .....	184
V.4.2.1. Effet du nombre de Rayleigh sur le champ dynamique.....	185
V.4.2.2. Effet du nombre des orifices annulaires sur le champ dynamique .....	185
V.4.2.3. Effet du type et de la fraction volumique des nanoparticules sur le champ dynamique.....	186
V.4.3. Le transfert de chaleur.....	197
V.4.3.1. Effet du nombre de Rayleigh sur le transfert de chaleur .....	197
V.4.3.2. Effet du nombre des orifices annulaires sur le transfert de chaleur.....	197
V.4.3.3. Effet du type et de la fraction volumique des nanoparticules sur le transfert de chaleur .....	198
V.4.4. Corrélation du transfert de chaleur .....	207
<b>V.5. Conclusions .....</b>	<b>208</b>
<b>CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES .....</b>	<b>211</b>
<b>REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....</b>	<b>214</b>
<b>ANNEXES .....</b>	<b>227</b>

---



## **NOMENCLATURE**

$C_p$	Chaleur spécifique à pression constante ( $J.Kg^{-1}.K^{-1}$ )
$D$	Diamètre de l'enceinte (m)
$g$	Accélération due à la gravité ( $m/s^2$ )
$g_r$	Composante de l'accélération due à la gravité selon $r$ ( $m/s^2$ )
$g_\theta$	Composante d'accélération due à la gravité selon $\theta$ ( $m/s^2$ )
$g_\Phi$	Composante d'accélération due à la gravité selon $\Phi$ ( $m/s^2$ )
$h$	Coefficient de transfert thermique ( $W.m^{-2}.K^{-1}$ )
$\bar{h}$	Coefficient de transfert thermique moyen ( $W.m^{-2}.K^{-1}$ )
$K$	Conductivité thermique ( $W/mK$ )
$N$	Nombre des orifices annulaires
NTC	Nanotube de carbone
$Nu$	Nombre de Nusselt
$\bar{Nu}$	Nombre de Nusselt moyen
$p$	Pression (Pa)
$P$	Pression adimensionnel

$Pe$	Périmètre de l'enceinte (m)
$Pe_h$	Périmètre chauffé de l'enceinte (m)
$Pr$	Nombre de Prandtl
$Q$	Flux de chaleur ( $W/m^2$ )
$r$	Coordonnée du rayon (m)
$r_0$	Rayon de la surface externe de l'enceinte (m)
$r_{ad0}$	Rayon externe de la sphère adiabatique (m)
$r_{ad1}$	Rayon interne de la sphère adiabatique (m)
$r_{or0}$	Rayon externe de l'orifice annulaire(m)
$r_{or1}$	Rayon interne de l'orifice annulaire (m)
$R$	Rayon adimensionnel
$R_0$	Rayon de l'enceinte (m)
$Ra$	Nombre de Rayleigh,
$(r, \theta, z)$	Coordonnées cylindriques
$(r, \theta, \Phi)$	Coordonnées sphériques
$T$	Température (K)
$T_0$	Température à l'entrée du tube froid au fond de l'enceinte (K)
$T_1$	Température à la sortie du tube froid au sommet de l'enceinte (K)

$(u, v)$	Composants de vitesse pour les coordonnées cylindriques (m/s)
$(u, v, w)$	Composants de vitesse pour les coordonnées sphériques (m/s)
$(U, V)$	Composants de vitesse adimensionnelle pour les coordonnées cylindriques
$(U, V, W)$	Composants de vitesse adimensionnelle pour les coordonnées sphériques

### **Symboles Grecs**

$\alpha$	Diffusivité thermique ( $\text{m}^2/\text{s}$ )
$\beta$	Coefficient de dilatation thermique à pression constante, ( $\text{K}^{-1}$ )
$\gamma$	Le rapport entre l'espace du chauffage et l'espace de l'orifice annulaire, $(r_{or0}-r_{or1})/(r_0-r_{ad0})$
$\Delta_{NU}$	Pourcentage d'amélioration du nombre de Nusselt moyen (%)
$\Delta_{\xi}$	Pourcentage de changement de la température adimensionnelle (%)
$\varepsilon$	Longueur adimensionnelle chauffée, $\frac{Pe_h}{Pe}$
$\theta$	Coordonnée angulaire (rad)
$\mu$	Viscosité dynamique ( $\text{Kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$ )
$\nu$	Viscosité cinématique ( $\text{m}^2/\text{s}$ )
$\xi$	Température adimensionnelle
$\rho$	Masse volumique ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

$\varphi_v$  Fraction volumique de nanoparticules

$\Phi$  Coordonnée azimutale (rad)

**Indices**

c Paroi froide

h Paroi chaude

max Valeur maximum

nf Nanofluide

S Solide

## LISTE DES FIGURES

Figure	Intitulé	Page
Figure 1	Schéma représentant le déplacement des parties de fluide sous l'effet du gradient de la température	2
Figure I-1	Schéma représentant le principe de la convection naturelle	6
Figure I-2	Exemples des surfaces traitées, (a) surface profondément moletée, (b) surface revêtue de particules frittées [2]	9
Figure I-3	Exemples des surfaces rugueuses, (a) tubes ondulés, (b) nervures dentelées sur la surface externe et fossettes décalées sur la surface interne [2].	10
Figure I-4	Exemples des surfaces étendues, (a) tubes avec circonférentiel et bandes à ailettes sur leur surface extérieure, (b) quelques géométries d'ailettes améliorées, (c) dissipateurs thermiques à ailettes typiques utilisé pour le refroidissement électronique, (d) tubes à ailettes intérieures [2].	11
Figure I-5	Exemples des dispositifs d'amélioration déplacés, Inserts pour tubes matriciels en fil Heatex	12
Figure I-6	Exemples des dispositifs d'écoulement tourbillonnaire, inserts en bande torsadée, (a) application typique dans un échangeur de chaleur à faisceau tubulaire, (b) caractéristiques géométriques [2].	12
Figure I-7	Exemples des tubes enroulés, (a) un tube incurvé, (b) un tube hélicoïdal enroulé de sections transversales circulaires [2]	13
Figure I-8	Microstructures des nanoparticules de cuivre, (a) sphérique et carré avec taille de 75-100 nm, (b) sphérique et carré avec taille de 50-100 nm, (c) sphérique, carré et aiguille avec taille de 75-100 nm [3], (d) nanoparticules de Au-citrate [9].	15
Figure I-9	Micrographie TEM des nanoparticules de CuO, (a) nanoparticules préparées par séchage rapide d'un échantillon dilué [4], (b) poudre agglomérée de nanoparticules préparée par la méthode de synthèse physique de vapeur [7].	17
Figure I-10	Micrographie TEM des nanoparticules de Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> , (a) 11 nm, (b) 47 nm, (c) 150 nm [6], (d) poudre agglomérée de nanoparticules préparée par la méthode de synthèse physique de vapeur [7].	18
Figure I-11	Micrographie TEM des nanoparticules de TiO <sub>2</sub> , 34 nm [8].	19
Figure I-12	Les couleurs des deux nanofluides avec seulement 1% de nanoparticules [5].	19
Figure I-13	Micrographie TEM des nanofluides, (a) CuO-Eau, (b) Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -Eau [7].	20

Figure I-14	Nanotubes de carbone multi-parois (C-MWNT) [10].	21
Figure I-15	Nanotubes de carbone mono-paroi (C-SWNT) [11].	22
Figure I-16	Photographies de dispersions de nanotubes de carbone mono-paroi (C-SWNT) avec diverses concentrations dans l'eau déionisée, (A) 0.05, (B) 0.1, (C) 0.2, (D) 0.3, (E) 0.5, et (F) 2 mg/mL [11].	22
Figure I-17	Schéma de la géométrie [25]	25
Figure I-18	(a) Cavité carrée, (b) Cavité en arc carré, (c) Cavité circulaire [33]	27
Figure I-19	(a) Schéma de l'enceinte, (b) montage expérimental [36]	28
Figure I-20	Schéma des cavités [39]	29
Figure I-21	(a) Montage expérimental, (b) Schéma de l'enceinte [44]	30
Figure I-22	Schéma de l'enceinte [50]	31
Figure I-23	Géométrie expérimentale [53]	32
Figure I-24	La configuration [57]	33
Figure I-25	Description schématique du modèle physique [71]	36
Figure I-26	Montage expérimental [77]	38
Figure I-27	La configuration [83]	40
Figure I-28	Géométrie sphérique [88]	41
Figure I-29	(a) Enceinte sphérique avec sphère de 25 mm de diamètre, (b) Appareil de test de l'enceinte dans une chambre à vide [89]	42
Figure I-30	(A) Schéma de l'assemblage, (B) Image de l'assemblage expérimental final, (a) cavité hémisphérique, (b) système d'acquisition de données commandé par ordinateur, (c) alimentation stabilisée à deux canaux. [91]	43
Figure I-31	Schéma de l'enceinte [99]	44
Figure I-32	Schéma de l'enceinte [100]	45
Figure I-33	La configuration traitée [101]	46
Figure II-1	Volume de contrôle fixe dans l'espace dans lequel un fluide se déplace [102]	50
Figure II-2	Volume de contrôle fixe pour la quantité de mouvement [102]	51
Figure II-3	Schéma de l'enceinte	54
Figure II-4	La géométrie de l'enceinte et les conditions aux limites sous forme adimensionnelle	60
Figure II-5	(a) Photo d'un chauffe eau solaire sphérique, (b) Schéma de l'enceinte étudiée	61
Figure II-6	Vue inférieure de la paroi adiabatique avec quatre orifices annulaires concentriques (N=4)	62

Figure II-7	La géométrie de l'enceinte et les conditions aux limites sous forme adimensionnelle.	68
Figure III-1	Principe de la modélisation numérique.	73
Figure III-2	Les différentes étapes de la méthode des volumes finis.	75
Figure III-3	Maillage de la géométrie du premier problème dans GAMBIT.	80
Figure III-4	Maillage de la géométrie du deuxième problème dans GAMBIT.	80
Figure III-5	Schémas numériques de discrétisation du premier problème.	82
Figure III-6	Schémas numériques de discrétisation du deuxième problème.	83
Figure III-7	L'algorithme SIMPLE.	84
Figure III-8	Téléchargement et utilisation de l'UDF du deuxième problème.	86
Figure III-9	Critères de convergence du premier problème.	87
Figure III-10	Critères de convergence du deuxième problème.	88
Figure IV-1	Maillage de l'enceinte.	91
Figure IV-2	Nombre de Nusselt moyen calculé le long de la partie chauffée en fonction de nombre des volumes de contrôle dans la grille de calcul pour le nanofluide Cu-Eau avec $\phi_v=0.01$ , $\varepsilon=0.05$ , $Ra=10^3$ .	92
Figure IV-3	Comparaison de la température radiale adimensionnelle (présente étude) avec l'étude expérimentale de Kuehn [56].	93
Figure IV-4	Comparaison du nombre de Nusselt moyen (présente étude) avec l'étude de Calcagni [31].	93
Figure IV-5	Comparaison du nombre de Nusselt moyen (présente étude) avec l'étude de Basak [40].	94
Figure IV-6	Isothermes (sur la moitié gauche de l'enceinte) et lignes de courant (sur la moitié droite de l'enceinte).	102-107
Figure IV-7	Distribution de la température adimensionnelle le long des lignes centrales (a) verticale et (b) horizontale.	108-110
Figure IV-8	Pourcentage de changement de la température adimensionnelle le long des lignes centrales (a) horizontale, (b) verticale, entre l'utilisation de l'eau pure et l'utilisation des nanofluides avec $\phi_v = 0.05$	111
Figure IV-9	Les pathlines pour $Ra=10^6$ , $\varepsilon=0.25$ .	112
Figure IV-10	Effet du nombre de Rayleigh et de la longueur adimensionnelle chauffée sur la vitesse verticale adimensionnelle au niveau de la ligne centrale horizontale de l'enceinte.	112-113
Figure IV-11	Effet de la fraction volumique des nanoparticules sur la vitesse verticale adimensionnelle au niveau de la ligne centrale horizontale de l'enceinte	114-115
Figure IV-12	La vitesse verticale adimensionnelle au niveau de la ligne	116

	centrale horizontale de l'enceinte pour différentes nanoparticules.	
Figure IV-13	Effet du nombre de Rayleigh sur le nombre de Nusselt moyen pour différentes nanoparticules.	117-118
Figure IV-14	Effet de la longueur adimensionnelle chauffée sur le nombre de Nusselt moyen pour différentes nanoparticules.	119-120
Figure IV-15	Effet de la fraction volumique des nanoparticules sur le nombre de Nusselt moyen pour différentes nanoparticules.	121-122
Figure IV-16	Le pourcentage d'amélioration du nombre de Nusselt moyen entre l'utilisation de l'eau pure et l'utilisation des nanofluides avec différentes fractions volumiques.	123-124
Figure IV-17	Isothermes (sur la moitié gauche de l'enceinte) et lignes de courant (sur la moitié droite de l'enceinte).	129-134
Figure IV-18	Distribution de la température adimensionnelle le long des lignes centrales (a) verticale et (b) horizontale.	135-137
Figure IV-19	Le pourcentage de changement de la température adimensionnelle le long des lignes centrales (a) horizontale, (b) verticale, entre l'utilisation de l'eau pure et l'utilisation des nanofluides avec $\phi_v = 0.05$	138
Figure IV-20	Variation de la température adimensionnelle maximale.	139
Figure IV-21	Effet du nombre de Rayleigh et de la longueur adimensionnelle chauffée sur la vitesse verticale adimensionnelle au niveau de la ligne centrale horizontale.	140-141
Figure IV-22	Effet de la fraction volumique des nanoparticules sur la vitesse verticale adimensionnelle au niveau de la ligne centrale horizontale de l'enceinte	142-143
Figure IV-23	La vitesse verticale adimensionnelle à la ligne centrale horizontale de l'enceinte pour différentes nanoparticules.	144
Figure IV-24	Effet du nombre de Rayleigh sur le nombre de Nusselt moyen pour différentes nanoparticules.	145-146
Figure IV-25	Effet de la longueur adimensionnelle chauffée sur le nombre de Nusselt moyen pour différentes nanoparticules.	147-148
Figure IV-26	Effet de la fraction volumique des nanoparticules sur le nombre de Nusselt moyen pour différentes nanoparticules	149-150
Figure IV-27	Le pourcentage d'amélioration du nombre de Nusselt moyen entre l'utilisation de l'eau pure et l'utilisation de nanofluides avec différentes fractions volumiques.	151-152
Figure V-1	Le maillage final (a) et le détail (b) à la surface centrale de l'enceinte (O, x, y)	158
Figure V-2	Nombre de Nusselt moyen au niveau de la paroi chauffée en fonction de nombre de nœuds pour $N=0$ , $\phi_v = 0$ et $Ra = 10^4$ .	159
Figure V-3	Comparaison du nombre de Nusselt moyen (présente étude) avec	160



	les études expérimentales de (a) Baïri [91] et (b) Teertstra [89].	
Figure V-4	Sections transversales horizontales et verticales où les résultats sont présentés.	161
Figure V-5	Contours de température adimensionnelle.	164-183
Figure V-6	Contours des pathlines	187-196
Figure V-7	Effet du nombre de Rayleigh sur le nombre de Nusselt moyen pour différentes fractions volumiques	199-200
Figure V-8	Effet du nombre des orifices annulaires concentriques sur le nombre de Nusselt moyen	201-202
Figure V-9	Effet de la fraction volumique sur le nombre de Nusselt moyen	203-204
Figure V-10	Le pourcentage d'amélioration du nombre de Nusselt moyen entre l'utilisation de l'eau pure et l'utilisation des nanofluides dans une enceinte avec ou sans des orifices annulaires concentriques	205-206

## **LISTE DES TABLEAUX**

<b>Tableau</b>	<b>Intitulé</b>	<b>Page</b>
Tableau I-1	Classification de diverses techniques d'amélioration du transfert de chaleur [2]	8
Tableau I-2	Conductivités thermiques améliorées du nanofluide Cu-Eau [3]	16
Tableau I-3	L'amélioration maximale de la conductivité thermique des nanofluides obtenues par différents auteurs.	23
Tableau II-1	Les propriétés thermophysiques du fluide de base et des nanoparticules	55
Tableau II-2	Conditions aux limites hydrodynamiques et thermiques sous forme adimensionnelles.	59
Tableau II-3	Conditions aux limites hydrodynamiques et thermiques sous forme adimensionnelles.	67
Tableau III-1	Les termes de l'équation de transport pour le premier problème.	77
Tableau III-2	Les termes de l'équation de transport pour le deuxième problème.	77
Tableau III-3	Codes CFD [109].	78
Tableau III-4	Conditions aux limites imposées aux frontières du domaine de calcul pour les deux problèmes étudiés.	81
Tableau III-5	Paramètres de contrôle des solutions (sous-relaxation)	85
Tableau IV-1	Corrélations du nombre de Nusselt moyen pour le chauffage à température constante	125
Tableau IV-2	Corrélations du nombre de Nusselt moyen pour le chauffage à flux de chaleur constant	154
Tableau V-1	Corrélations du nombre de Nusselt moyen	207
Tableau V-2	Les pourcentages d'amélioration du transfert de chaleur	210

---

# *Introduction Générale*

---

# **INTRODUCTION GENERALE**

## **INTRODUCTION GENERALE**

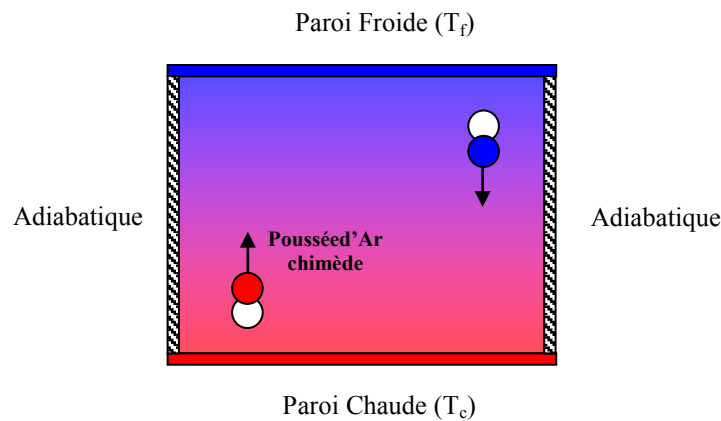
La convection naturelle est un mode de transfert thermique qui se produit lorsqu'un fluide est en mouvement à cause de l'action simultanée des différences de température qui existent dans le milieu et d'un champ de forces massiques, où les parties froides du fluide se déplacent généralement vers le bas, tandis que les parties chaudes se déplacent vers le haut (voir Figure 1), donc on peut dire que la force motrice du mouvement du fluide est la différence de densité sous l'influence du champ de gravité.

Dans ces dernières années, la convection naturelle est l'un des modes les plus utilisés pour l'échange d'énergie. Elle joue un rôle important dans de très nombreux domaines comme l'aéronautique, l'ingénierie marine, l'ingénierie électronique, l'ingénierie militaire, les énergies renouvelables, l'énergie nucléaire, la médecine, l'agronomie, la météorologie, les chambres chauffées, les halls d'usines, les maisons vertes, les récipients refroidis de stockage de nourriture, les chambres propres, les cavités souterraines de gazéification du charbon, les collecteurs solaires à plaques planes, les réservoirs des réacteurs nucléaires ou les récipients de déchets, les microélectroniques de dissipation densément emballés, les parois de cavités et le double vitrage des fenêtres...etc.

L'utilisation intensive du transfert thermique par convection naturelle pour le transport d'énergie a conduit à accorder une attention particulière à ce type de transfert de chaleur, afin de réduire le prix élevé de la consommation d'énergie et ce pour répondre aux exigences économiques, à travers la concentration sur comment améliorer le rendement de transfert thermique dans les géométries pratiques avec l'étude de tous les facteurs affectant ce rendement. Ces facteurs peuvent être divisés en deux catégories principales: La première catégorie est la forme géométrique de l'espace dans lequel se produit le processus de transfert thermique par convection naturelle, cette technique est basée sur l'incorporation des obstacles avec différentes formes au niveau des surfaces ou à l'intérieur de la géométrie, pour modifier le comportement dynamique de l'écoulement naturel d'une manière qui conduit à une augmentation du taux de transfert thermique par convection naturelle. La deuxième catégorie

est les caractéristiques thermophysiques du fluide utilisé, le principe de cette méthode est basé sur l'insertion des particules solides de taille nanométrique dans le fluide pour augmenter sa conductivité thermique effective, parce que la conductivité thermique des solides est très élevée par rapport à la conductivité thermique des fluides de base, le mélange obtenu de cette manière est appelé nanofluide.

Cette thèse est basée sur ces deux techniques d'amélioration de transfert thermique par convection naturelle dans des géométries pratiques.



**Figure 1:** Schéma représentant le déplacement des parties de fluide sous l'effet du gradient de la température.

## **OBJECTIF DE L'ETUDE**

Cette thèse de doctorat a pour but d'étudier numériquement l'optimisation du transfert thermique par convection naturelle dans des configurations pratiques par les deux techniques mentionnées ci-dessus. Pour cela, cette thèse a été divisée en deux parties principales:

- La première partie de cette thèse est basée sur l'étude numérique de l'optimisation du transfert thermique par convection naturelle en utilisant deux types de nanofluides dans une enceinte cylindrique horizontale bidimensionnelle avec chauffage partiel, cette recherche est caractérisée par une analyse détaillée de l'effet du nombre de Rayleigh, de la longueur chauffée, du type de nanofluide et de la fraction volumique des nanoparticules, sur les champs dynamiques et thermiques, le pourcentage d'amélioration du nombre de Nusselt moyen, la variation de la température, et aussi sur la vitesse verticale de l'écoulement.

- La deuxième partie de cette thèse porte sur l'étude numérique de l'optimisation du transfert thermique par convection naturelle dans une enceinte sphérique tridimensionnelle d'un chauffe-eau solaire en utilisant deux techniques. La première technique consiste à exploiter la nanotechnologie en utilisant deux types de nanofluides Cu-Eau et NTC-Eau, pour améliorer le transfert de chaleur dans les enceintes des chauffe-eau solaires sphériques. La deuxième technique consiste à apporter des modifications géométriques à l'enceinte du chauffe-eau solaire pour améliorer le transfert de chaleur par convection naturelle, ces modifications consistent à créer des orifices annulaires concentriques dans la partie inférieure de la paroi adiabatique interne du chauffe-eau solaire. Cette étude est caractérisée par une analyse détaillée de l'effet du nombre de Rayleigh, du nombre des orifices annulaires et de la fraction volumique des nanoparticules sur les champs dynamiques et thermiques, le nombre de Nusselt moyen et son pourcentage d'amélioration.

## **ORGANISATION DE LA THESE**

Cette thèse est le fruit du travail effectué dans le cadre du doctorat, et a été structurée en cinq chapitres avec une conclusion générale comme suit:

- Le premier chapitre est consacré à la présentation des généralités sur le transfert thermique par convection naturelle dans les enceintes et les méthodes utilisées pour l'améliorer comme les nanofluides, suivi par une étude bibliographique approfondie sur la convection naturelle dans les enceintes bidimensionnelles et tridimensionnelles avec l'utilisation des systèmes de coordonnées cartésiennes, cylindriques et sphériques.
- Le deuxième chapitre porte sur la modélisation mathématique du transfert thermique par convection naturelle laminaire dans les systèmes de coordonnées cylindriques et sphériques. On y décrit les équations qui régissent l'écoulement de la convection naturelle ainsi que les conditions aux limites associées.
- Le troisième chapitre est consacré à la description de la méthode des volumes finis, ainsi que la présentation du code de simulation FLUENT et le logiciel de génération de maillages GAMBIT.

- Le quatrième chapitre présente les résultats ainsi que leur discussion du premier cas « Etude de transfert thermique par convection naturelle des nanofluides dans une enceinte cylindrique partiellement chauffée »,
- Le cinquième chapitre présente les résultats ainsi que leur discussion du deuxième cas « Etude de l'optimisation de la convection naturelle par des nanofluides et des orifices annulaires concentriques dans une enceinte sphérique tridimensionnelle de chauffe eau solaire ».
- Enfin, cette thèse se termine par une conclusion générale qui résume les principaux résultats trouvés, avec les perspectives pour les futures études.

---

***Chapitre I***  
***Généralités et Revue Bibliographique***

---



# **CHAPITRE I**

## **GENERALITES ET REVUE BIBLIOGRAPHIQUE**

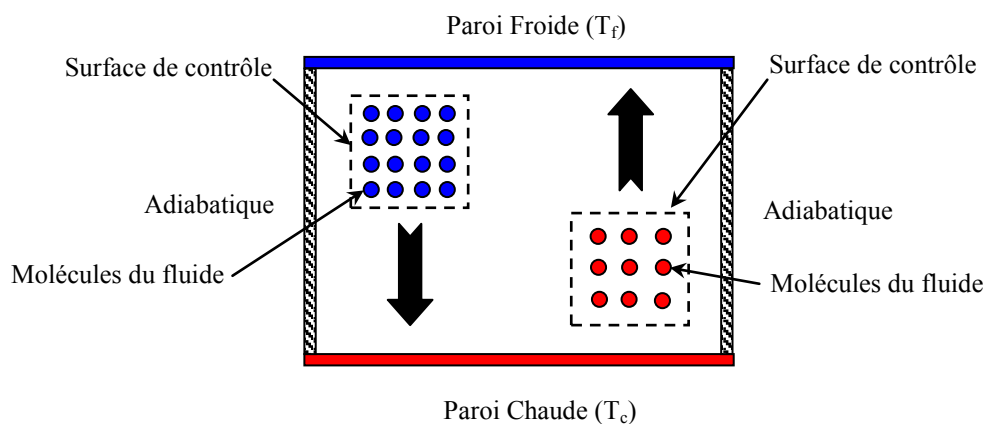
### **I.1. INTRODUCTION**

Au début, ce chapitre expose les généralités sur le transfert de chaleur par convection naturelle, suivi par une présentation détaillée sur les différents nombres sans dimension. La partie suivante de ce chapitre est consacrée aux méthodes utilisées pour améliorer le rendement du transfert de chaleur par convection naturelle, telles que la forme géométrique de l'espace dans lequel se produit le processus de transfert thermique par convection naturelle, et l'utilisation des nanofluides. Enfin, ce chapitre se termine par une recherche bibliographique approfondie sur la convection naturelle dans les enceintes bidimensionnelles et tridimensionnelles avec l'utilisation des systèmes de coordonnées cartésiennes, cylindriques et sphériques.

### **I.2. GÉNÉRALITÉS SUR LA CONVECTION NATURELLE**

Afin de comprendre la nature physique du phénomène de transfert de chaleur par convection naturelle, nous supposons une enceinte sous forme rectangulaire contenant un fluide, les deux parois verticales de cette enceinte sont considérées comme adiabatiques, tandis que la paroi horizontale inférieure est considérée comme une paroi chauffée à une température constante  $T_c$ , la paroi horizontale supérieure est considérée comme une paroi refroidie à une température constante  $T_f$  avec  $T_c > T_f$  (Figure I-1). Au niveau des deux parois horizontales, nous supposons deux surfaces de contrôle avec la même aire. Lorsque le fluide touche la paroi inférieure chauffée, sa température augmente, et cela conduit à l'expansion du fluide à l'intérieur de la surface de contrôle, c'est-à-dire le nombre de ses molécules diminue au sein de la surface de contrôle, la densité du fluide diminue et il devient plus léger que le fluide à l'extérieur de la surface de contrôle, et selon le principe d'Archimède, cela conduit à la production d'une force de flottabilité orientée vers le haut de l'enceinte. À cette étape, le fluide situé à l'intérieur de la surface de contrôle est soumis à trois forces, la force de

flottabilité orientée vers le haut, et les forces de poids et de viscosité orientées vers le bas, au moment où la force de flottabilité est supérieure aux forces de viscosité et de poids, le fluide à faible densité se déplace vers le haut de l'enceinte. Exactement au niveau de la surface de contrôle, lorsque le fluide touche la paroi supérieure refroidie, sa température baisse, le nombre de ses molécules augmente, sa densité augmente et son poids augmente, à cette étape, le fluide à haute densité se déplace vers le bas de l'enceinte. Tout cela produit un écoulement naturel de fluide avec le transfert de chaleur, ceci est appelé le phénomène de transfert de chaleur par convection naturelle.



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

### I.3. NOMBRES SANS DIMENSION

Les nombres sans dimension (nombres adimensionnels) sont des quantités sans dimensions physiques utilisées pour étudier le transfert de chaleur par convection naturelle à travers ses différentes phases physiques. La majorité des phénomènes de transfert thermique par convection naturelle peut être caractérisée par les nombres adimensionnels suivants :

#### I.3.1. Nombre de Prandtl

Ce nombre a été décrit par le physicien allemand Ludwig Prandtl. Il représente le rapport de la diffusivité matière à la diffusivité thermique, c'est-à-dire le rapport entre la diffusion de la quantité de mouvement (viscosité cinématique) et la diffusion de la chaleur (diffusivité thermique), il s'écrit :

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (\text{I. 1})$$

Ce nombre caractérise la distribution des vitesses par rapport à la distribution de la température [1].

### I.3.2. 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 :

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

Pour une température imposée :

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

Où :

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

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

$L_c$  : longueur caractéristique (m)

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

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

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

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

### I.3.3. 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, c'est-à-dire il correspond au rapport de la force de poussée sur le produit de la traînée visqueuse et le taux de diffusion de la chaleur, il s'écrit :

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

Le nombre de Rayleigh caractérise la vigueur du transfert de chaleur au sein d'un fluide.

### I.3.4. Nombre de Nusselt

Ce nombre porte le nom du physicien allemand Ernst Kraft Wilhelm Nusselt. Il représente le rapport de la quantité de chaleur échangée par convection à une quantité de chaleur échangée par conduction, donc lorsque le nombre de Nusselt est inférieur à un, cela signifie que la conduction est le mode de transfert thermique dominant, tandis que si le nombre de Nusselt est supérieur à un, cela signifie que la convection est le mode de transfert thermique dominant. Le nombre de Nusselt s'exprime de la manière suivante :

$$\text{Nu} = \frac{h L_c}{\lambda} \quad (I.5)$$

**h** : coefficient de transfert thermique (W/m<sup>2</sup> K)

**L<sub>c</sub>** : longueur caractéristique (m)

**λ** : conductivité thermique (W/m K)

## I.4. LES DIFFERENTES TECHNIQUES D'OPTIMISATION DE TRANSFERT THERMIQUE PAR CONVECTION NATURELLE

Le transfert de chaleur peut être amélioré par différentes techniques, qui sont classées en trois catégories différentes selon Adrian Bejan et Allan D. Kraus [2], les techniques actives, les techniques passives et les techniques composées, comme indiqué dans le Tableau I-1.

**Tableau I-1** : Classification de diverses techniques d'amélioration du transfert de chaleur [2]

Les techniques actives	Les techniques passives	Les techniques composées
Les aides mécaniques	Les surfaces traitées	Deux ou plusieurs
Vibration de surface	Les surfaces rugueuses	techniques passives et /
Vibration de fluide	Les surfaces étendues	ou actives qui sont
Champs électrostatiques	Dispositifs d'amélioration déplacés	utilisées ensemble
Injection	Dispositifs d'écoulement tourbillonnaire	
Aspiration	Tubes enroulés	
Jet impact	Additifs pour liquides	
	Additifs pour gaz	

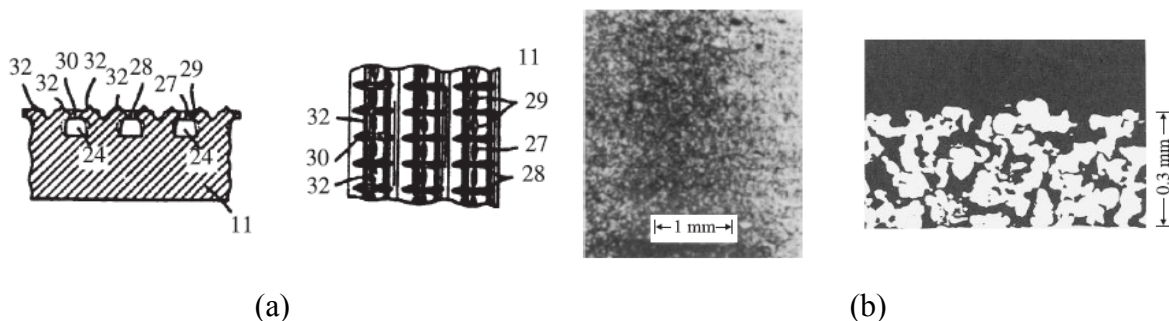
Les techniques actives se basent généralement sur des appareils qui nécessitent une énergie externe supplémentaire. Tandis que les techniques passives peuvent être classées en deux catégories : La première catégorie dépend de la modification de la forme géométrique ou des caractéristiques géométriques de l'endroit où la chaleur est transférée, cette catégorie comprend les techniques suivantes : les surfaces traitées, les surfaces rugueuses, les surfaces étendues, dispositifs d'amélioration déplacés, dispositifs d'écoulement tourbillonnaire, tubes enroulés et dispositifs de tension de surface. La deuxième catégorie dépend de la modification des caractéristiques thermophysiques du fluide utilisé pour le transfert de chaleur (fluide caloporteur), tout cela est fait sans utiliser d'énergie externe, cette catégorie comprend les techniques suivantes: additifs pour liquides, additifs pour gaz.

L'objectif de cette thèse de doctorat est l'étude du transfert de chaleur par convection naturelle, donc l'accent sera mis sur l'étude des techniques pouvant être utilisées pour améliorer le type de transfert de chaleur par convection naturelle, qui est basé sur le principe du transfert de chaleur entre les réseaux d'atomes de fluide caloporteur naturellement et sans l'intervention d'aucune énergie externe. Selon ce principe, seules des techniques passives peuvent être utilisées pour améliorer le transfert de chaleur par convection naturelle.

## I.4.1. Les techniques passives basées sur la géométrie

### I.4.1.1. Les surfaces traitées

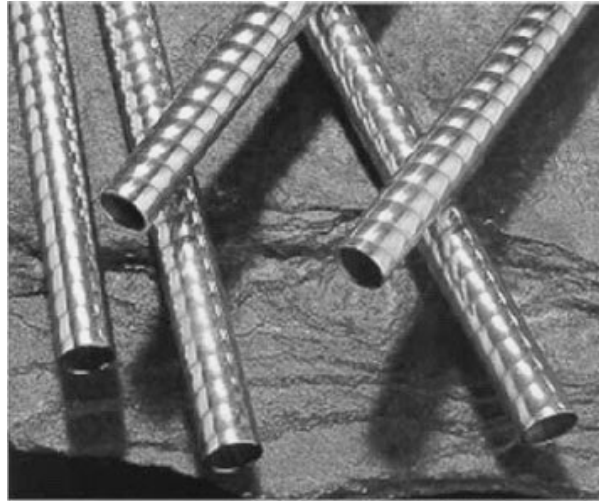
Sont des surfaces de transfert de chaleur qui ont une altération continue ou discontinue à échelle fine de leur revêtement ou de leur finition. Cette technique est utilisée principalement pour le transfert de chaleur à deux phases comme les fonctions d'évaporation et de condensation [2].



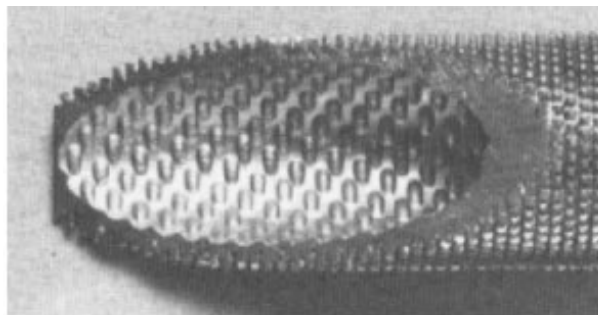
**Figure I-2 :** Exemples des surfaces traitées, (a) surface profondément moletée, (b) surface revêtue de particules frittées [2]

### ***1.4.1.2. Les surfaces rugueuses***

Sont généralement des modifications surfaciques qui favorisent la turbulence dans le champ d'écoulement près des parois. Principalement cette technique est utilisée dans les écoulements monophasés sans l'augmentation de la surface de transfert de chaleur. Leurs caractéristiques géométriques vont de la rugosité aléatoire des grains de sable aux discrètes protubérances de surface tridimensionnelles [2].



(a)



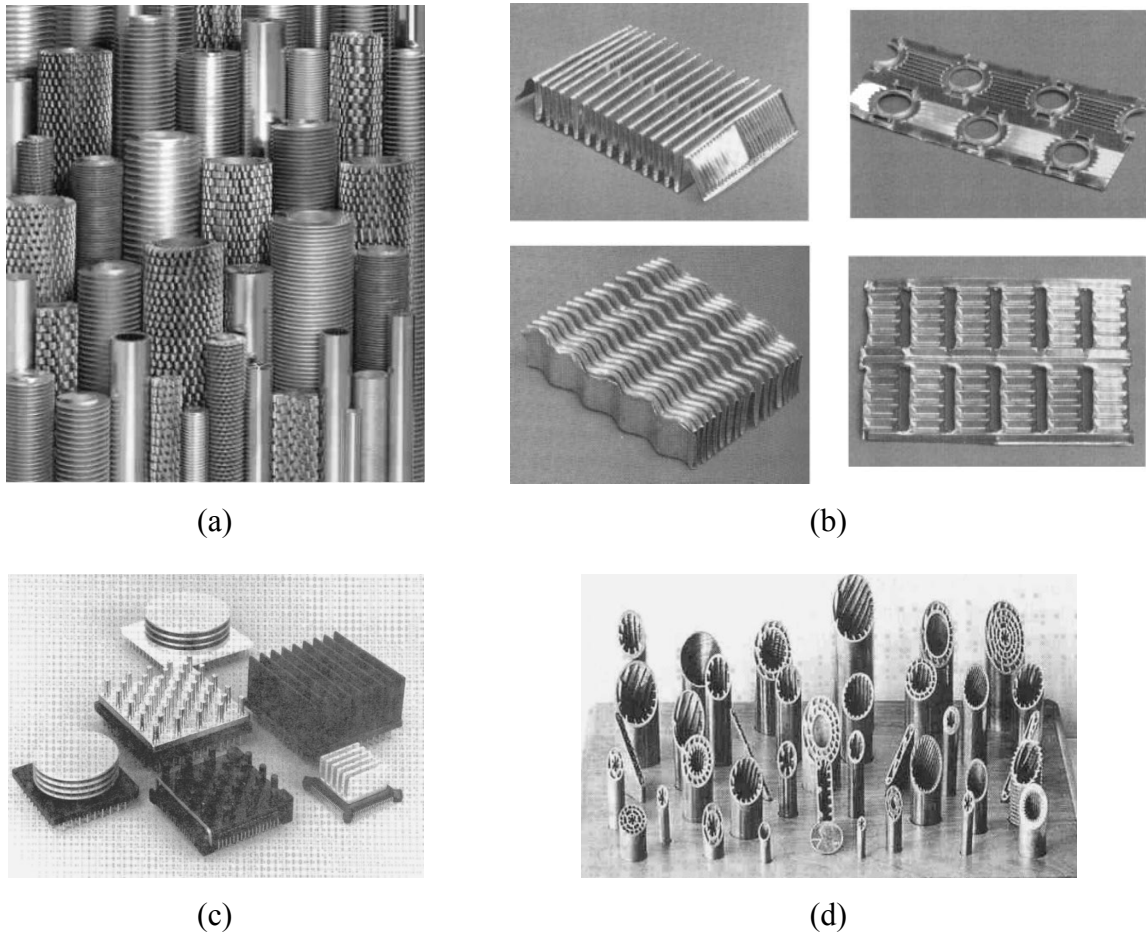
(b)

**Figure I-3 :** Exemples des surfaces rugueuses, (a) tubes ondulés, (b) nervures dentelées sur la surface externe et fossettes décalées sur la surface interne [2].

### ***1.4.1.3. Les surfaces étendues***

Plus communément appelées surfaces à ailettes, fournissent un élargissement effectif de la surface de transfert de chaleur. Des ailettes simples ont été utilisées couramment dans de nombreuses enceintes pour l'optimisation du transfert thermique. Les développements les plus récents ont conduit à des surfaces à ailettes modifiées qui tendent également à améliorer les coefficients de transfert de chaleur en perturbant le champ d'écoulement en plus

d'augmenter la surface. Les applications de cette technique couvrent un large spectre de dispositifs d'échange de chaleur [2], Figure I-4.



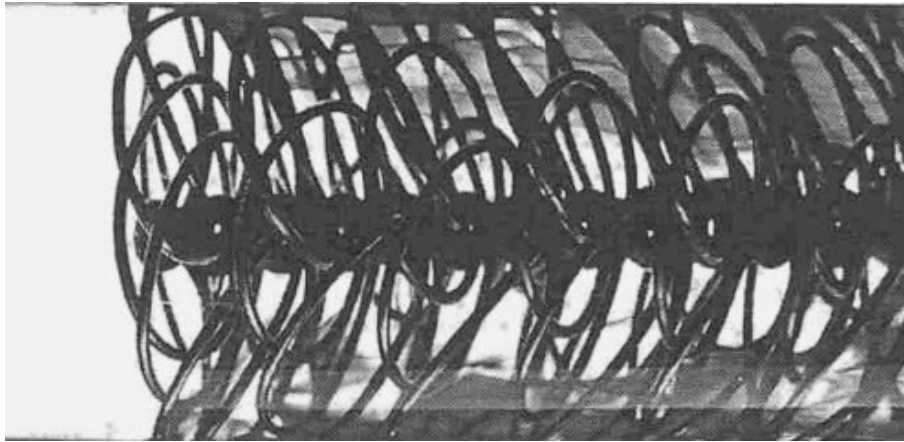
**Figure I-4 :** Exemples des surfaces étendues, (a) tubes avec circonférentiel et bandes à ailettes sur leur surface extérieure, (b) quelques géométries d'ailettes améliorées, (c) dissipateurs thermiques à ailettes typiques utilisés pour le refroidissement électronique, (d) tubes à ailettes intérieures [2].

#### ***1.4.1.4. Dispositifs d'amélioration déplacés***

Cette technique basée sur l'utilisation de plusieurs différents types d'inserts, qui sont classés comme dispositifs d'amélioration déplacés. Ils comprennent des éléments de mélange statiques, des mailles métalliques, des disques, des anneaux ou des billes qui ont tendance à "déplacer" le fluide à partir du cœur du canal vers sa paroi chauffée ou refroidie, et vice versa. La surface de transfert de chaleur elle-même reste inchangée.

L'un des dispositifs d'amélioration les plus récents et les plus disponibles dans le commerce actuellement est l'insert à matrice de fils représenté sur la Figure I-5. Les fils

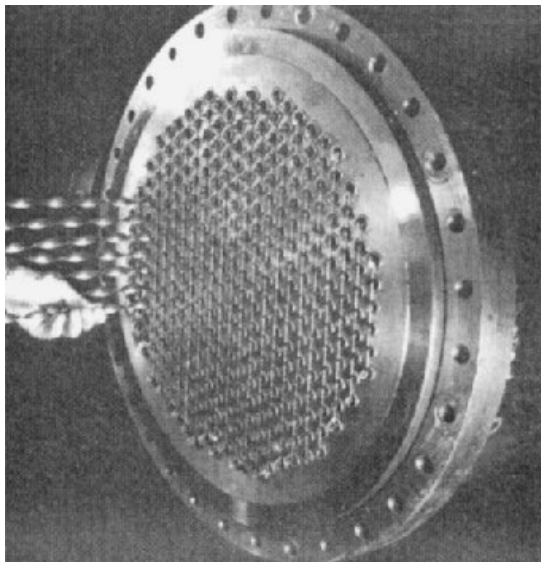
tendent à perturber les écoulements de la couche limite, favorisant ainsi un meilleur mélange et un meilleur transfert de chaleur [2].



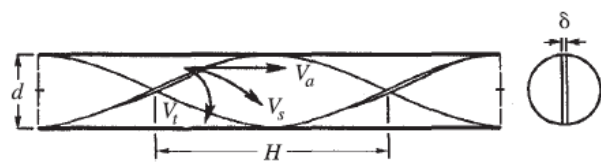
**Figure I-5 :** Exemples des dispositifs d'amélioration déplacés, Inserts pour tubes matriciels en fil Heatex

#### ***1.4.1.5. Dispositifs d'écoulement tourbillonnaire***

Ils produisent et superposent un écoulement tourbillonnaire ou une recirculation secondaire sur l'écoulement axial dans un canal. Ceux-ci incluent des insertions dans le tube en forme de bandes hélicoïdales ou de vis sans tête, des bandes torsadées. Ils peuvent être utilisés pour les écoulements monophasés et diphasiques. [2]



(a)



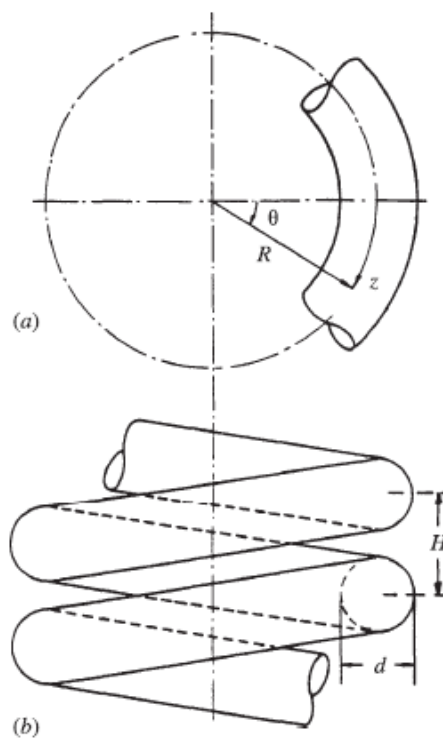
(b)

**Figure I-6 :** Exemples des dispositifs d'écoulement tourbillonnaire, inserts en bande torsadée, (a) application typique dans un échangeur de chaleur à faisceau tubulaire, (b) caractéristiques géométriques [2].



### I.4.1.6. Tubes enroulés

Cette technique conduit à des échangeurs de chaleur relativement plus compacts. La courbure du tube due à l'enroulement produit des écoulements secondaires et des tourbillons qui favorisent l'augmentation des coefficients de transfert de chaleur dans les écoulements monophasés ainsi que dans la plupart des cas d'ébullition. Le mouvement de fluide secondaire est généré essentiellement par le changement continu de direction du vecteur tangentiel à la limite de la surface incurvée de la conduite, ce qui entraîne la déviation locale du vecteur de vitesse d'écoulement global. On obtient des modèles d'écoulement plutôt complexes qui sont caractérisés par de multiples tourbillons hélicoïdaux superposés sur l'écoulement axial principal, et le mélange de fluides qui en résulte permet d'améliorer le transfert de chaleur. Les tubes spiralés sont maintenant utilisés dans une grande variété d'applications, notamment les chauffe-eau domestiques, les réacteurs chimiques, les chaudières industrielles, les appareils de dialyse rénale et les oxygénateurs du sang [2].



**Figure I-7 :** Exemples de tubes enroulés, (a) un tube incurvé, (b) un tube hélicoïdal enroulé de sections transversales circulaires [2]

## **I.4.2. Les techniques passives basées sur les caractéristiques thermophysiques de fluides caloporteurs**

L'effet des caractéristiques thermophysiques des fluides a été pris en compte dans de nombreuses recherches récentes axées sur l'amélioration du transfert de chaleur par convection naturelle. Le changement des caractéristiques thermophysiques du fluide a été réalisé en insérant des particules solides de taille nanométrique dans le fluide de manière à augmenter sa conductivité thermique effective, le mélange résultant est appelé nanofluide. La conductivité thermique de ce mélange est augmentée car la conductivité thermique des solides est très élevée par rapport à la conductivité thermique des fluides de base.

### ***I.4.2.1. Les nanofluides***

La nanotechnologie est l'une des branches les plus importantes de la technologie moderne, qui s'est développée ces dernières années, cela est dû à l'utilisation fréquente dans de nombreux domaines industriels et énergétiques, y compris le domaine de transfert de chaleur, où l'exploitation de la nanotechnologie a permis d'améliorer considérablement le transfert de chaleur en utilisant des nanoparticules de dimensions nanométriques (1 à 100 nm). Les nanoparticules sont des groupes de centaines à des milliers d'atomes, cela signifie qu'ils sont à la frontière entre l'échelle microscopique et l'échelle atomique. Le principe de cette technique est basé sur l'insertion des nanoparticules solides de taille nanométrique dans le fluide de base de manière à augmenter ses propriétés thermophysiques, ce qui améliore effectivement le transfert de chaleur.

Diverses nanoparticules ont été exploitées pour produire des nanofluides utilisés dans l'amélioration du transfert de chaleur, parmi lesquels:

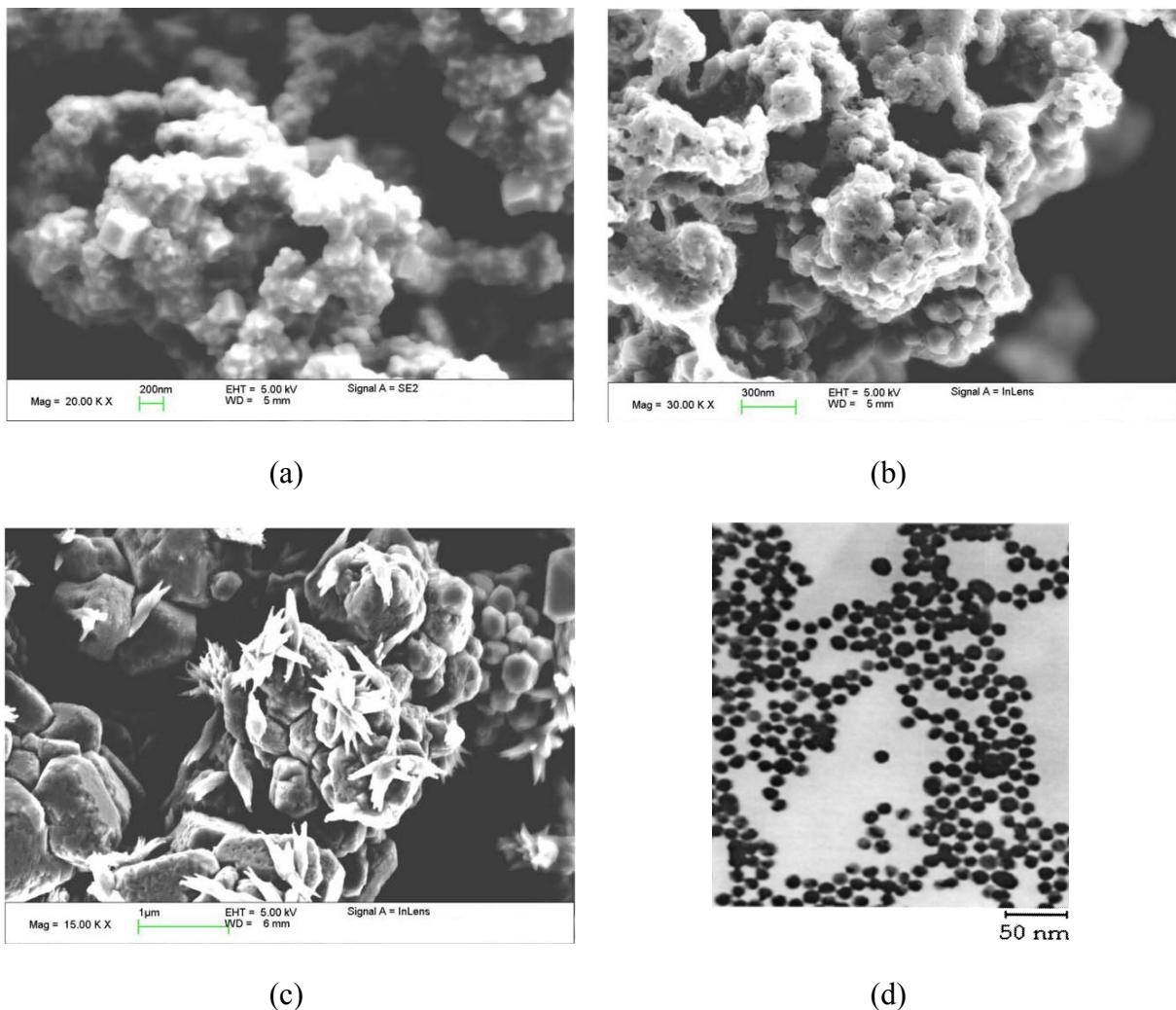
- Le cuivre, Cu.
- L'oxyde de cuivre, CuO.
- L'aluminium, Al.
- L'oxyde d'aluminium, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>.
- Le dioxyde de titane, TiO<sub>2</sub>.
- L'argent, Ag.
- L'or, Au.
- Les nanotubes de carbone.

Aussi les fluides de base les plus utilisés sont:

- L'eau.
- Les huiles.
- L'éthylène-glycol, EG.

#### I.4.2.1.1. Les nanoparticules de Cuivre, d'Or et d'Argent

Les nanoparticules de Cuivre, d'Or et d'Argent sont des nanoparticules métalliques. Ces nanoparticules peuvent prendre plusieurs microstructures comme sphérique, carré et aiguille Figure I-8. Les nanoparticules de cuivre ont été largement utilisées pour produire des nanofluides en raison de leur coût relativement faible par rapport au taux d'amélioration de la conductivité thermique résultant de leur utilisation.



**Figure I-8 :** Microstructures des nanoparticules de cuivre, (a) sphérique et carré avec taille de 75-100 nm, (b) sphérique et carré avec taille de 50-100 nm, (c) sphérique, carré et aiguille avec taille de 75-100 nm [3], (d) nanoparticules de Au-citrate [9].

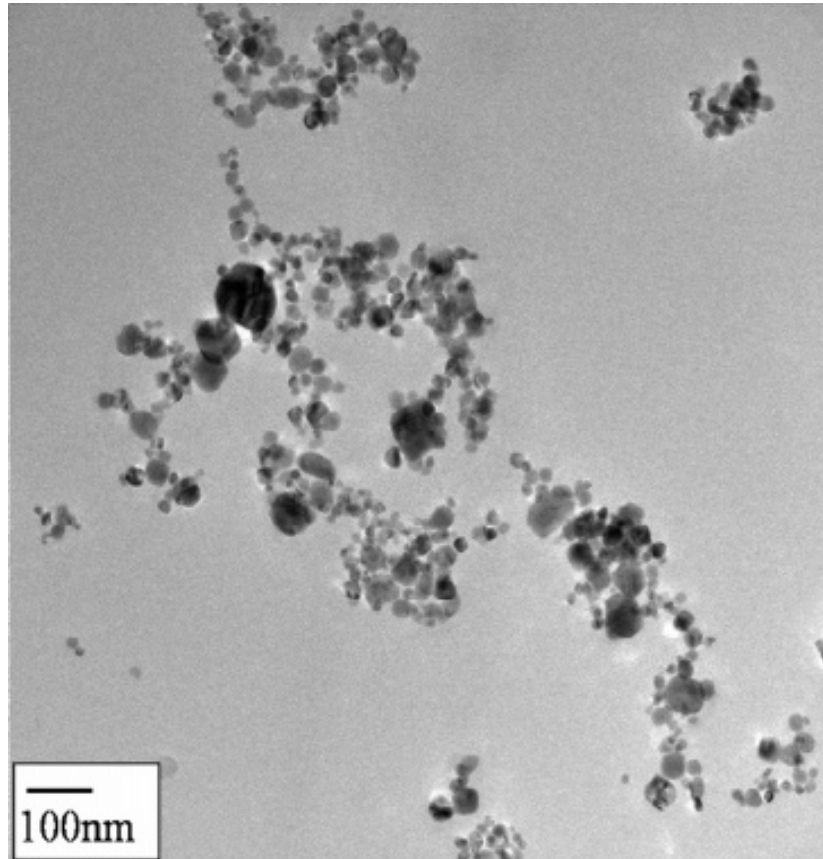
Il existe différentes méthodes qui peuvent être utilisées pour produire des nanofluides contenant des nanoparticules de cuivre, parmi lesquelles la méthode de réduction chimique pour la synthèse de nanofluides contenant des nanoparticules de Cu dans l'eau, qui a été étudié expérimentalement par Liu et al. [3], Où ils ont étudié le taux d'augmentation de la conductivité thermique de nanofluide Cu-Eau pour différentes microstructures et tailles des nanoparticules de cuivre, voir Tableau I-2.

**Tableau I-2 :** Conductivités thermiques améliorées du nanofluide Cu-Eau [3]

Fraction volumique	Taux d'augmentation de conductivité thermique (%)	Taille des nanoparticules (nm)	Microstructure des nanoparticules
0.05	11.6	100-200	sphérique, carré
0.05	3.6	/	/
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

#### ***1.4.2.1.2. Les nanoparticules d'oxyde de Cuivre, d'oxyde d'Aluminium et de dioxyde de Titane***

Les nanoparticules d'oxyde de cuivre, d'oxyde d'aluminium et de dioxyde de titane sont des nanoparticules d'oxyde métallique, et ont été largement utilisées pour produire des nanofluides en raison de sa production facile. Ces nanoparticules peuvent prendre plusieurs microstructures comme la forme sphérique Figures I-9, I-10 et I-11. Les nanoparticules d'oxyde de cuivre, d'oxyde d'aluminium et de dioxyde de titane peuvent être produites en utilisant de nombreuses méthodes, comme la méthode de séchage rapide, la méthode de synthèse physique de vapeur....

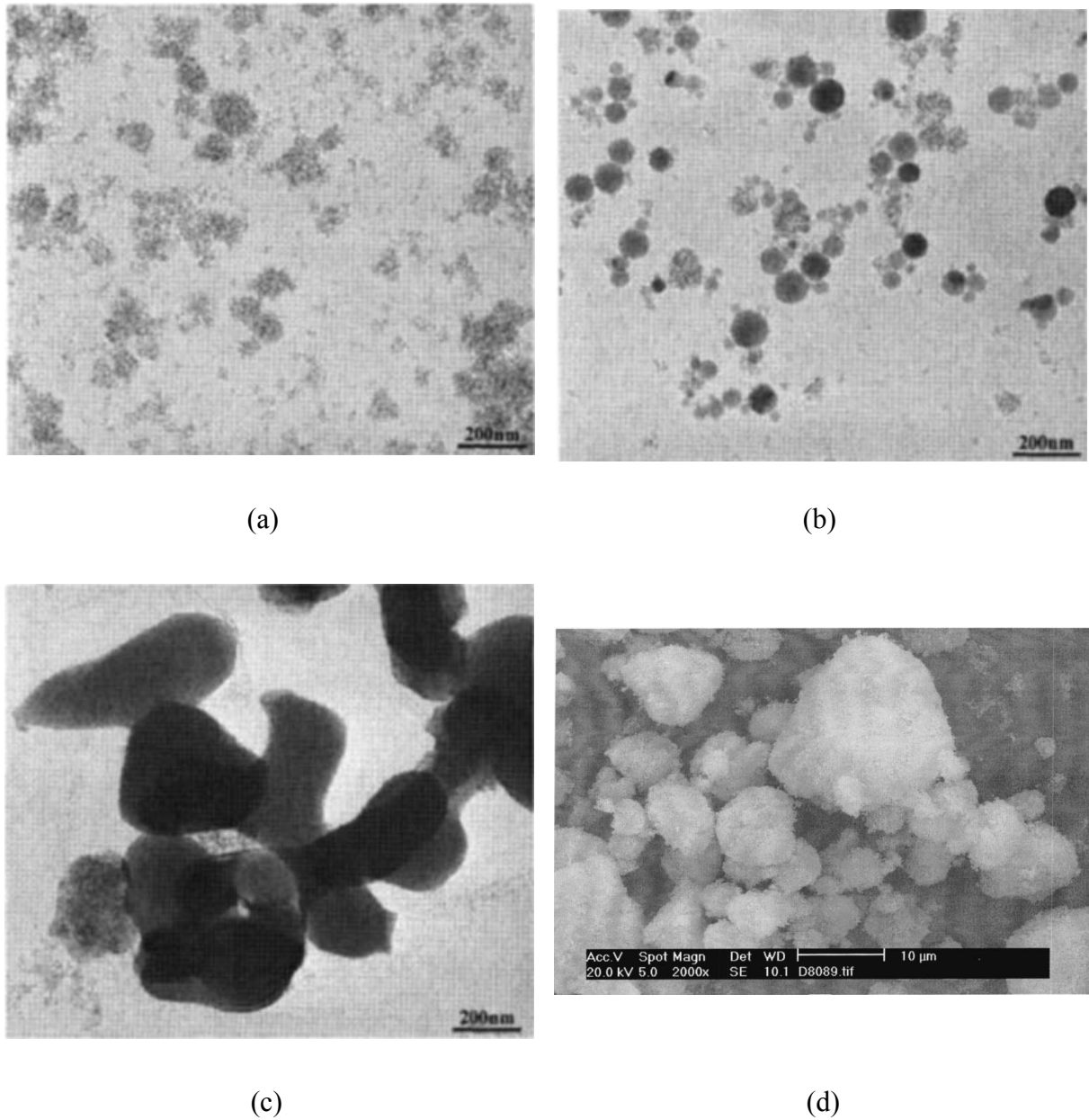


(a)

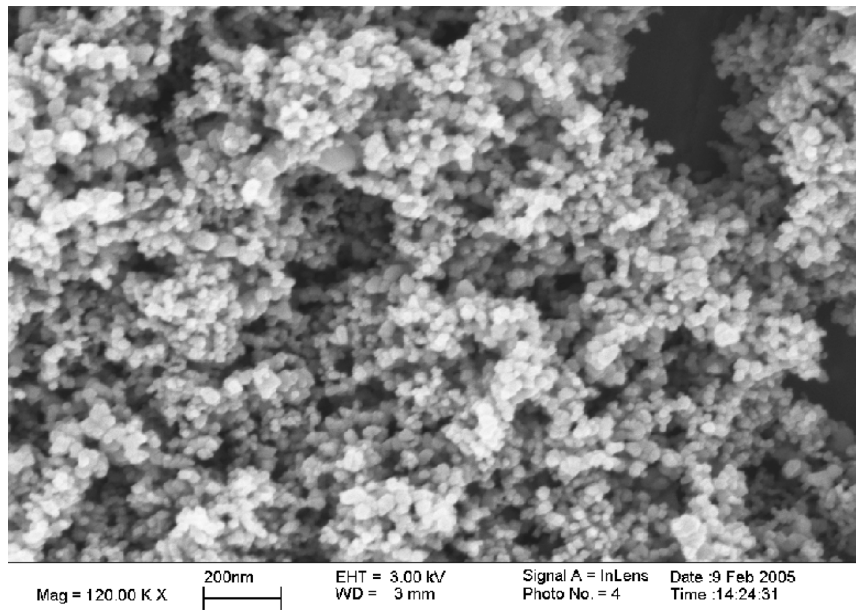


(b)

**Figure I-9** : Micrographie TEM des nanoparticules de CuO, (a) nanoparticules préparées par séchage rapide d'un échantillon dilué [4], (b) poudre agglomérée de nanoparticules préparée par la méthode de synthèse physique de vapeur [7].

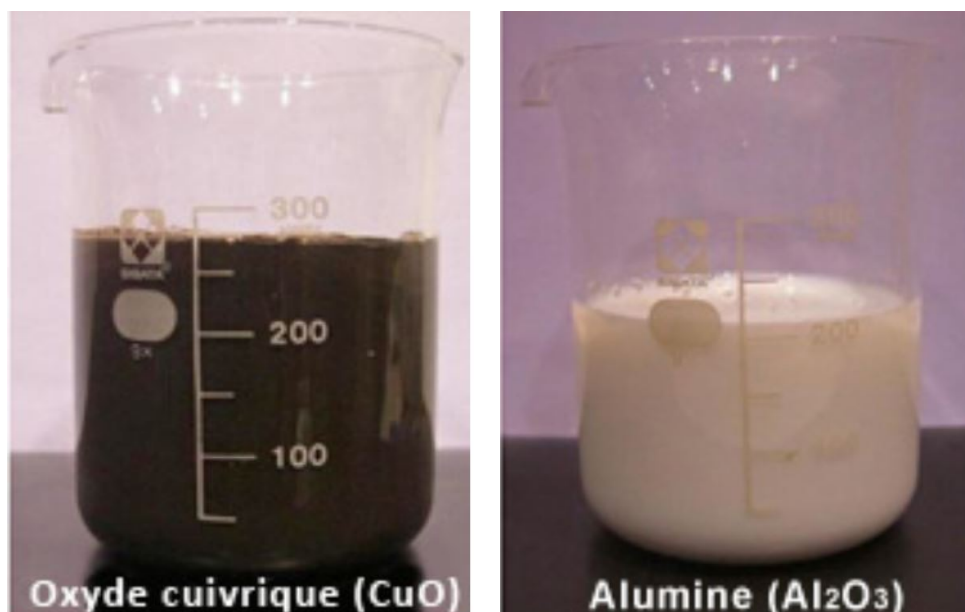


**Figure I-10 :** Micrographie TEM des nanoparticules de  $\text{Al}_2\text{O}_3$ , (a) 11 nm, (b) 47 nm, (c) 150 nm [6], (d) poudre agglomérée de nanoparticules préparée par la méthode de synthèse physique de vapeur [7].

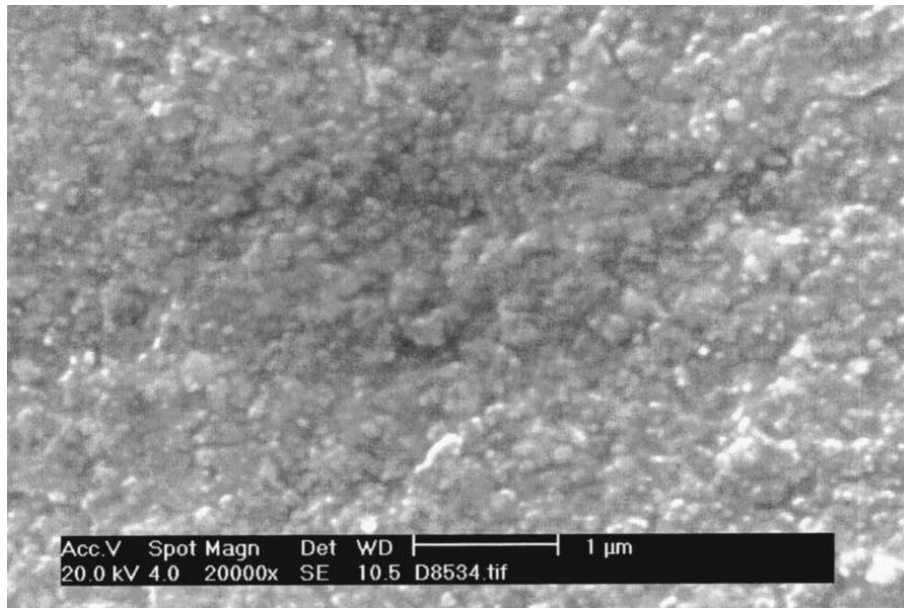


**Figure I-11** : Micrographie TEM des nanoparticules de  $\text{TiO}_2$ , 34 nm [8].

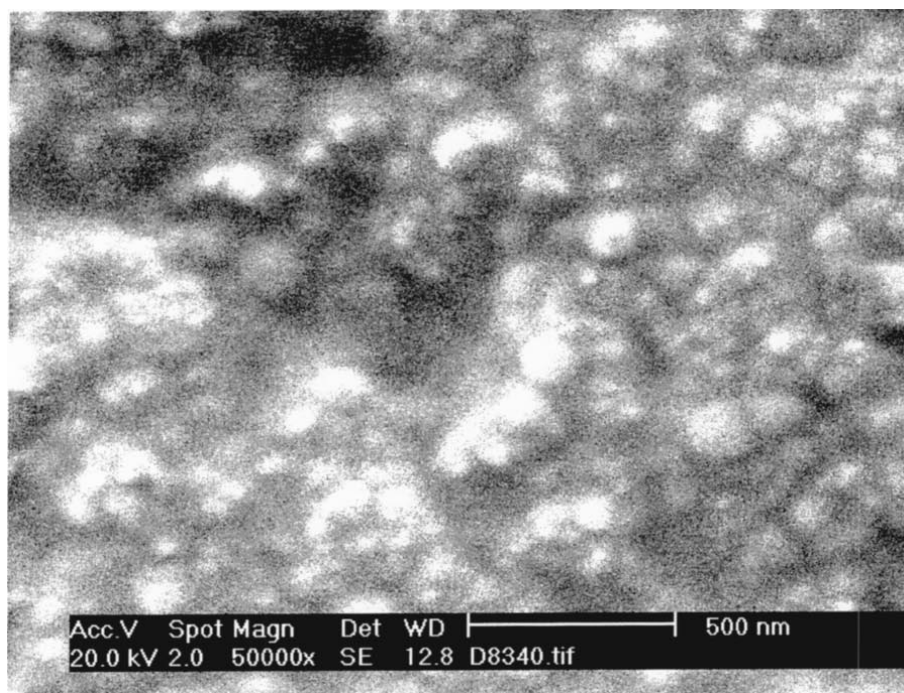
Les nanofluides sont préparés par la dispersion des nanoparticules dans le fluide de base, la préparation du nanofluide doit assurer une bonne dispersion des nanoparticules dans le fluide de base avec l'addition d'activateurs de surface pour atteindre la stabilité de la suspension contre la sédimentation. Il y a beaucoup de manières qui permettent une dispersion homogène des nanoparticules dans le fluide de base comme l'utilisation de la vibration ultrasonique. La Figure I-12 montre les couleurs des nanofluides d'oxyde de cuivre (CuO-Eau) et d'oxyde d'aluminium ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ -Eau).



**Figure I-12** : Les couleurs des deux nanofluides avec seulement 1% de nanoparticules [5].



(a)



(b)

**Figure I-13** : Micrographie TEM des nanofluides, (a) CuO-Eau, (b) Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-Eau [7].

#### ***1.4.2.1.3. Les nanotubes de carbone***

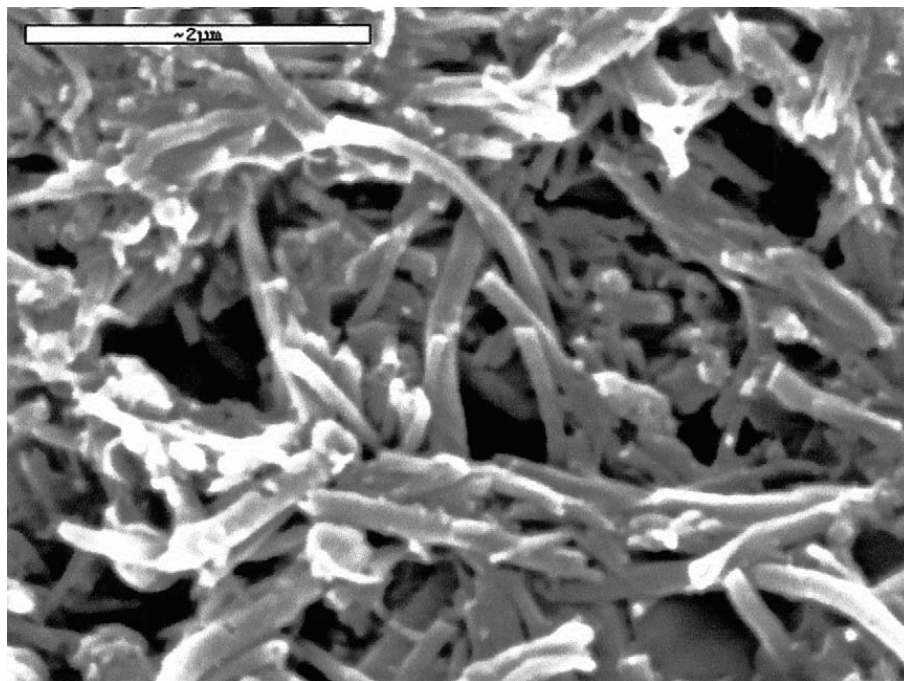
Les nanotubes sont typiquement constitués de feuilles graphitiques enroulées sous la forme de nanotubes de carbone multi-parois (C-MWNT) avec environ 20-100 couches annulaires, un diamètre extérieur moyen de 20-500 nm, et une longueur qui s'étend de



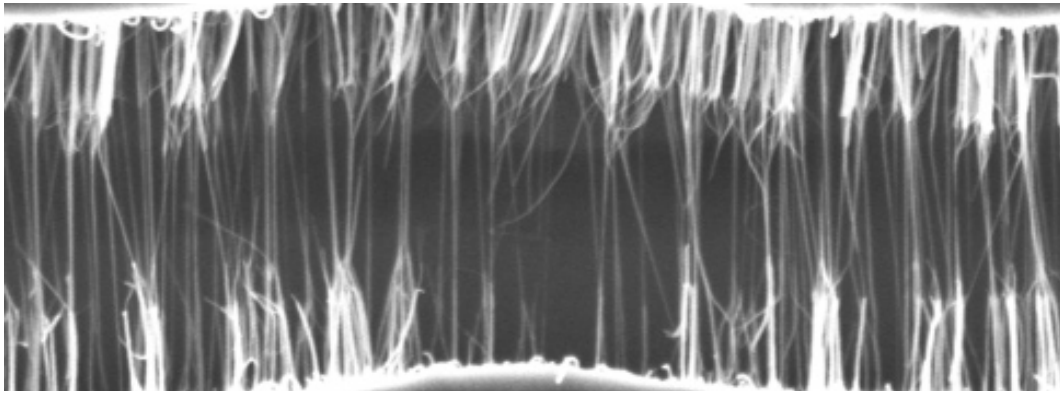
quelques nanomètres à plusieurs micromètres Figure I-14. Il y a aussi une autre forme de nanotubes appelée les nanotubes de carbone mono-paroi (C-SWNT), qui se présente sous la forme d'une feuille graphitique, enroulée sur elle-même, décrivant une géométrie tubulaire Figure I-15.

Les nanotubes sont particulièrement caractérisés par une conductivité thermique très élevée. Par conséquent, il a été récemment proposé que, pour augmenter les faibles taux de transfert de chaleur dans les fluides caloporteurs classiques, une possibilité pourrait être de disperser dans ces fluides caloporteurs, de petites quantités de nanotubes. Un tel fluide contenant des nanotubes dispersés est appelé "nanofluide".

Les nanotubes peuvent être produits par de nombreuses méthodes, comme la méthode de décomposition catalytique, c'est l'une des techniques les plus prometteuses pour la production de nanotubes car elle peut fonctionner à la pression atmosphérique et à des températures modérées avec une sélectivité élevée. En outre, ce processus peut être mis à l'échelle et utilisé pour la production continue et semi-continue. Les nanofluides des nanotubes sont préparés par la dispersion des nanotubes dans le fluide de base Figure I-16.



**Figure I-14 :** Nanotubes de carbone multi-parois (C-MWNT) [10].



**Figure I-15 :** Nanotubes de carbone mono-paroi (C-SWNT) [11].



**Figure I-16 :** Photographies de dispersions de nanotubes de carbone mono-paroi (C-SWNT) avec diverses concentrations dans l'eau déionisée, (A) 0.05, (B) 0.1, (C) 0.2, (D) 0.3, (E) 0.5, et (F) 2 mg/mL [11].

#### ***1.4.2.1.4. La conductivité thermique des nanofluides***

La conductivité thermique des nanofluides est la propriété thermophysique la plus importante, qui joue un rôle clé dans l'amélioration du transfert de chaleur. Par conséquent, de nombreuses recherches expérimentales et numériques sur l'amélioration du transfert de chaleur en utilisant des nanofluides ont été basées sur la mesure de la conductivité thermique de ces nanofluides caloporteurs, afin de sélectionner les nanoparticules les plus appropriées et aussi les fluides de base les plus adaptés, pour obtenir le meilleur nanofluide caloporteur.

Parmi les plus importantes recherches centrées sur ce sujet, nous trouvons les études de Yu et al. [12], Ganvir et al. [47] et Vanaki et al. [49] qui ont fait une revue de la littérature détaillée et une évaluation des résultats des travaux de recherche et de développement formant l'état actuel de la technologie des nanofluides pour les applications de transfert de chaleur. Ils ont également examiné les résultats expérimentaux concernant l'amélioration de la conductivité thermique et du transfert thermique par convection des nanofluides, par rapport aux fluides de transfert de chaleur conventionnels.

Afin d'évaluer plus précisément les taux d'amélioration de la conductivité thermique résultant de l'utilisation des nanofluides, les valeurs d'amélioration les plus importantes obtenues dans les dernières recherches numériques et expérimentales ont été résumées dans le Tableau I-3.

**Tableau I-3 :** L'amélioration maximale de la conductivité thermique des nanofluides obtenues par différents auteurs.

Les nanofluide	Taille des : nanoparticules (nm) nanotubes (nm× $\mu$ m)	Fraction volumique (%)	L'amélioration maximum de la conductivité thermique (%)	Les références
Cu-Eau	100	7.5	76	[17]
Cu-Huile	35	0.053	43	[13]
	100	7.5	46	[17]
Cu-EG	10	0.275	41	[18]
Fe-EG	10	0.55	18	[21]
CuO-Eau	28.6	4	36	[7]
	18.6	3.4	12.5	[15]
	23	9.5	34	[16]
CuO-EG	23	14.5	54	[16]
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -Eau	33	5	29	[13]
	13	4.33	32.14	[14]
	20	5	45	[20]
	60.4	5	20	[19]
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -EG	28	8	40	[16]
	24.4	5	19	[15]
	60.4	5	30	[19]
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> -Huile	28	7.5	30	[16]
	60.4	5	38	[19]
TiO <sub>2</sub> -Eau	27	4.35	10.77	[14]
C-SWNT-Huile	(10-50)×(0.3-10)	1	146	[22]
C-MWNT-Huile	(20-300)×(1-100)	1	283	[22]

## I.5. REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

En raison de nombreuses applications industrielles et d'ingénierie qui sont basées sur le transfert de chaleur par convection naturelle, plusieurs recherches expérimentales et numériques ont été menées sur ce type de transfert de chaleur.

Afin de compléter une étude bibliographique approfondie sur les recherches qui ont été effectuées dans le passé sur le transfert de chaleur par convection naturelle, cette étude bibliographique a été divisée selon les systèmes de coordonnées comme suit :

- Le transfert de chaleur par convection naturelle dans le système de coordonnées cartésiennes
- Le transfert de chaleur par convection naturelle dans le système de coordonnées cylindriques
- Le transfert de chaleur par convection naturelle dans le système de coordonnées sphériques.

### I.5.1. Le transfert de chaleur par convection naturelle dans le système de coordonnées cartésiennes

Plusieurs recherches numériques et expérimentales ont été menées sur le transfert de chaleur par convection naturelle dans le système de coordonnées cartésiennes. Parmi ces recherches, on peut citer :

**Davis** [23] a étudié numériquement le mouvement bidimensionnel laminaire d'un fluide dans une cavité fermée, le mouvement a été généré par un gradient de température perpendiculaire à la direction de la force de poids, pour une valeur maximale du nombre de Rayleigh de  $1.25 \times 10^6$ . Ils ont trouvé que les nombres élevés de Prandtl exercent une influence stabilisatrice sur la solution numérique.

**November et Nansteel** [24] ont étudié analytiquement et numériquement la convection naturelle dans une enceinte carrée, chauffée par le bas et refroidie sur un côté vertical. Ils ont trouvé des expressions asymptotiques pour la température et le transfert de chaleur.

**Chadwick et al.** [25] Ont donné une étude expérimentale et théorique de la convection naturelle dans une enceinte avec chauffage simple et multiple. L'interférométrie de Mach-Zehnder a été utilisée pour visualiser le champ de température dans l'enceinte et pour

déterminer les caractéristiques de transfert de chaleur locales et moyennes des sources de chaleur discrètes. Ils ont montré que pour la configuration de source de chaleur unique, les emplacements plus proches du bas de l'enceinte produisent le transfert de chaleur le plus élevé pour des nombres élevés de Grashof.

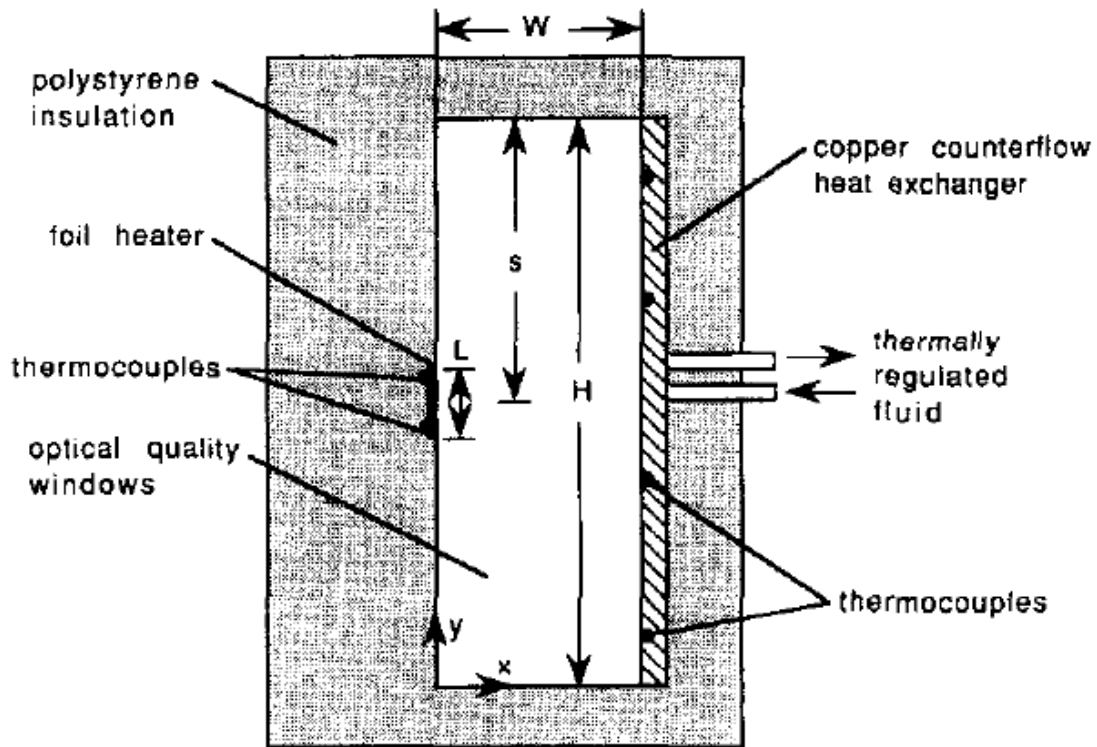


Figure I-17 : Schéma de la géométrie [25]

**Ganzarolli et Milanez** [26] ont fait une étude numérique sur la convection naturelle dans une enceinte chauffée par le bas et refroidie symétriquement par les côtés, pour  $10^3 \leq Ra \leq 10^7$ , et deux valeurs de nombres de Prandtl 0.7 et 7.0, et aussi pour un rapport d'aspect variant de 1 à 9. Deux types de conditions aux limites ont été utilisés, une température uniforme et un flux de chaleur uniforme. Ils ont trouvé que le nombre de Prandtl a peu d'influence sur le nombre de Nusselt.

**Wang et al.** [27] ont mesuré expérimentalement la conductivité thermique de nanofluides contenant des nanoparticules  $Al_2O_3$  et  $CuO$  dispersées dans divers fluides de base. Ils ont montré que la conductivité thermique de ces nanofluides augmente avec l'augmentation de la fraction volumique.

**Aydin et Yang** [28] ont étudié numériquement la convection naturelle de l'air dans une enceinte rectangulaire avec un chauffage localisé par le bas et un refroidissement symétrique sur les côtés. Ils ont présenté les lignes de courant, les isothermes et les variations

des nombres de Nusselt locaux et moyens sur le mur chauffé, en fonction du Nombre de Rayleigh et de la longueur de chauffage.

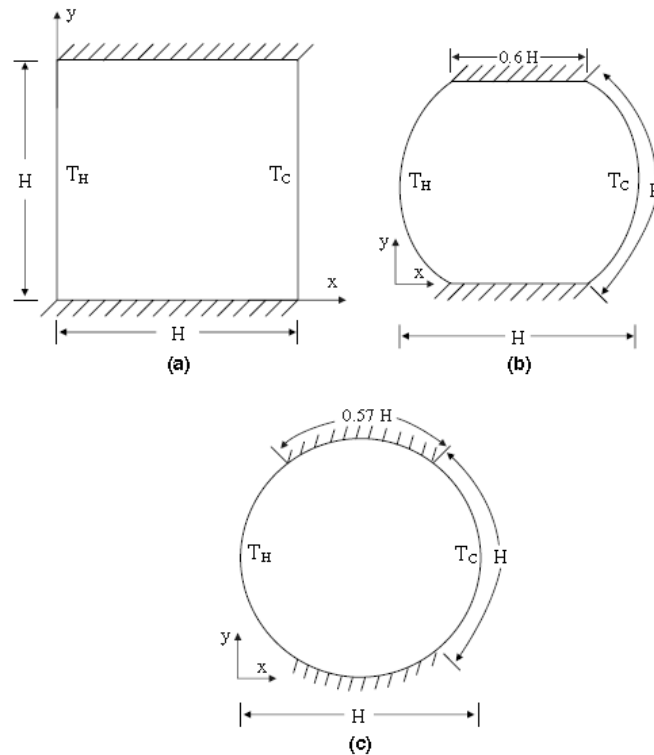
**Tric et al.** [29] ont présenté des solutions précises pour les équations régissant la convection naturelle de l'air dans une cavité cubique, entraînée thermiquement sur deux faces verticales opposées pour  $10^3 \leq Ra \leq 10^7$ . Ces solutions sont obtenues avec un algorithme de Chebyshev pseudo-spectral basé sur la méthode de diffusion par projection, avec une résolution spatiale fournie par des dilatations polynomiales. Ils ont observé une évolution non monotone de la structure de l'écoulement lorsque Ra augmente.

**Khanafer et al.** [30] ont étudié numériquement la convection naturelle des nanofluides à l'intérieur d'une enceinte rectangulaire. L'une des parois verticales de l'enceinte a été maintenue froide, et l'autre paroi a été maintenue chaude, tandis que les parois horizontales ont été isolées thermiquement. Ils ont montré que pour l'intervalle du nombre de Grashof  $10^3 \leq Gr \leq 10^6$ , le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules.

**Calcagni et al.** [31] ont étudié numériquement et expérimentalement par la technique d'interférométrie holographique, le transfert de chaleur par convection naturelle dans une enceinte carrée avec un réchauffeur discret situé sur la paroi inférieure, les parois latérales étant maintenues froides. Cette étude couvre un nombre de Rayleigh variant de  $10^3$  à  $10^6$ . Ils ont présenté la variation des nombres de Nusselt en fonction des nombres de Rayleigh et des longueurs chauffées.

**Laguerre et al.** [32] ont réalisé une expérience en utilisant un modèle de réfrigérateur dans lequel la chaleur est transférée par convection naturelle entre une paroi verticale froide et les autres parois. Ils ont observé une stratification de la température dans la direction verticale avec la zone froide au fond et la zone chaude au sommet de la cavité.

**Ridouane et Campo** [33] ont analysé la convection naturelle laminaire de l'air en régime permanent dans trois géométries différentes : une cavité circulaire, une cavité carrée et une cavité en arc carré. Ils ont montré que la cavité circulaire possède un équilibre supérieur entre l'amélioration du transfert de chaleur et la taille de la coupe transversale.



**Figure I-18 :** (a) Cavité carrée, (b) Cavité en arc carré, (c) Cavité circulaire [33]

**Sharma et al.** [34] ont étudié numériquement la convection naturelle turbulente dans une enceinte avec chauffage localisé par le bas et refroidissement symétrique des parois latérales verticales, pour  $10^8 \leq Ra \leq 10^{12}$  et la longueur de la source variant de 20 à 80% de la largeur totale. Ils ont analysé l'influence de la partie chauffée et du nombre de Rayleigh sur le transfert de chaleur.

**Oztop et Abu-Nada** [35] ont étudié l'effet de l'utilisation de différents nanofluides sur la distribution du champ de température dans une cavité partiellement chauffée. Les résultats montrent que le transfert de chaleur augmente avec la valeur de nombre de Rayleigh, la fraction volumique des nanofluides et la longueur de la partie chauffée.

**Ho et al.** [36] ont fait une étude expérimentale sur le transfert de chaleur par convection naturelle de l'eau dispersée avec diverses fractions volumétriques de  $Al_2O_3$  dans une enceinte carrée verticale pour  $6.21 \times 10^5 \leq Ra \leq 2.56 \times 10^8$ . Les résultats montrent que l'augmentation relative de la conductivité thermique du nanofluide contribue avantageusement au transfert de chaleur par convection naturelle à travers l'enceinte.

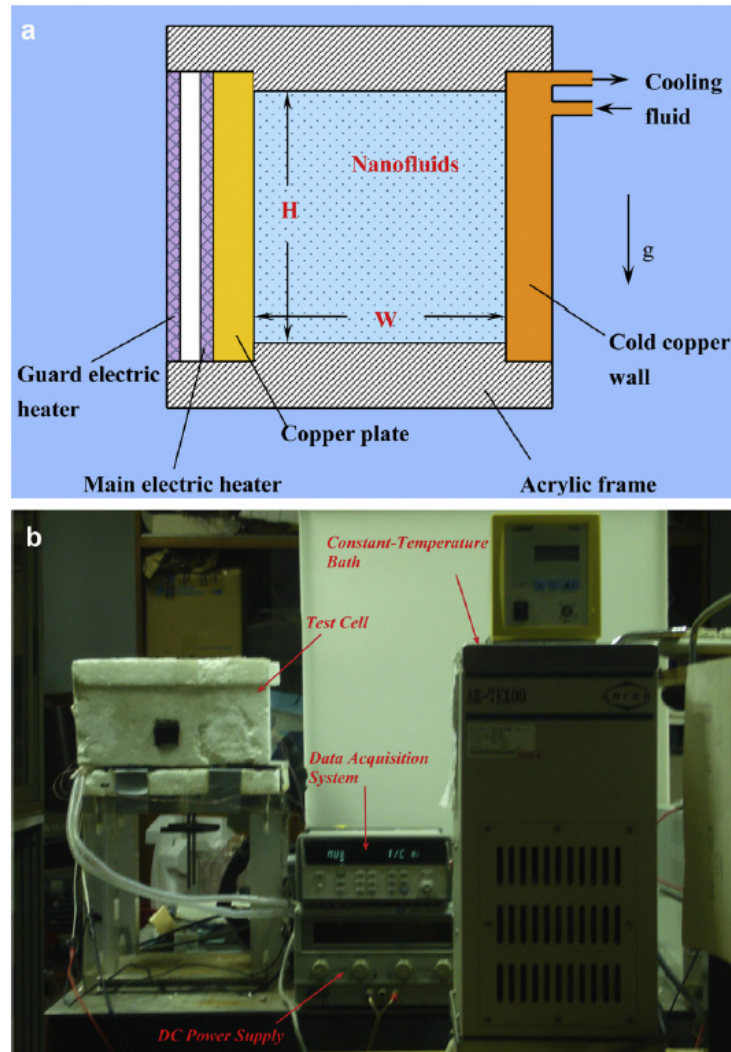


Figure I-19 : (a) Schéma de l'enceinte, (b) montage expérimental [36]

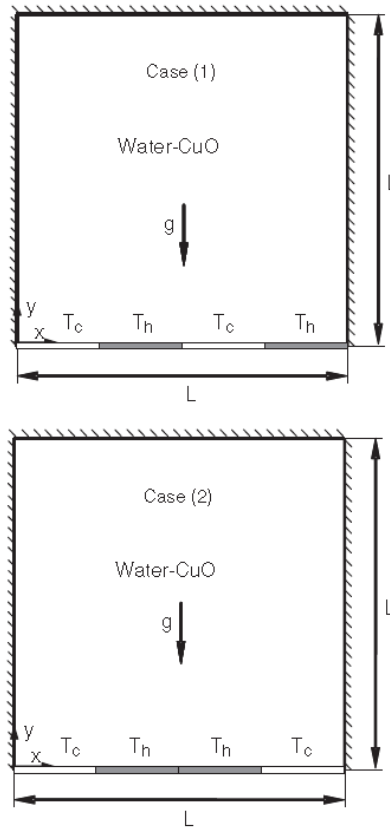
**Mansour et al.** [37] ont étudié le refroidissement par convection naturelle d'une source de chaleur localisée à la paroi inférieure d'une enceinte remplie d'un nanofluide Cu-Eau pour diverses conditions aux limites thermiques sur les parois latérales. L'étude a montré que la température maximale augmente avec l'augmentation de la longueur de la source de chaleur, tandis que le nombre de Nusselt moyen prend le comportement inverse.

**Saleh et al.** [38] ont fait une étude sur l'effet du nombre de Grashof, l'angle d'inclinaison et la fraction volumique des nanofluides Cu-Eau et  $Al_2O_3$ -Eau sur le transfert de chaleur dans une enceinte trapézoïdale. Ils ont montré que les nanoparticules de Cu à haute concentration et les géométries avec parois inclinées sont efficaces pour augmenter le transfert de chaleur.

**Aminossadati et Ghasemi** [39] ont examiné les effets de la fraction volumique et du nombre de Rayleigh sur le transfert de chaleur par convection naturelle d'un nanofluide CuO-



Eau dans une cavité avec deux paires de source de chaleur au fond. Ils ont constaté que le taux de transfert de chaleur augmente avec une augmentation de la fraction volumique et du nombre de Rayleigh.



**Figure I-20** : Schéma des cavités [39]

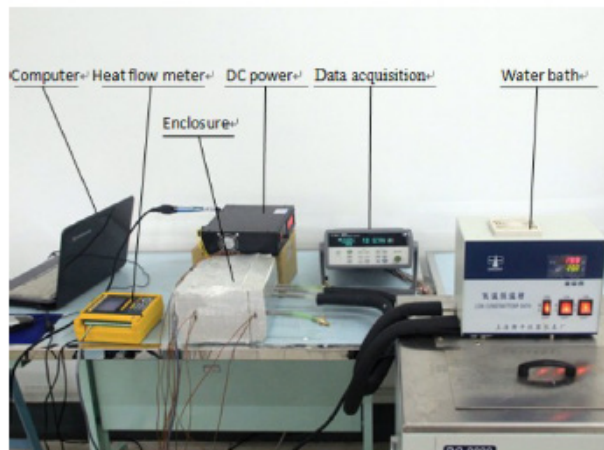
**Basak et Chamkha** [40] ont analysé les caractéristiques thermiques de la convection naturelle de l'eau et des nanofluides dans une cavité carrée avec différents modèles de chauffage des parois. Ils ont observé que l'utilisation des nanofluides Eau- $\text{Al}_2\text{O}_3$  et Eau-Cu améliore considérablement le transfert de chaleur.

**Bose et al.** [41] ont analysé numériquement la convection naturelle laminaire de l'eau dans une cavité quadrantale avec une ailette adiabatique solide attachée à sa paroi verticale chaude, dans les coordonnées cartésiennes pour  $10^4 \leq Ra \leq 10^7$ . Les résultats ont montré que le transfert de chaleur augmente avec le nombre de Rayleigh et la longueur de l'ailette.

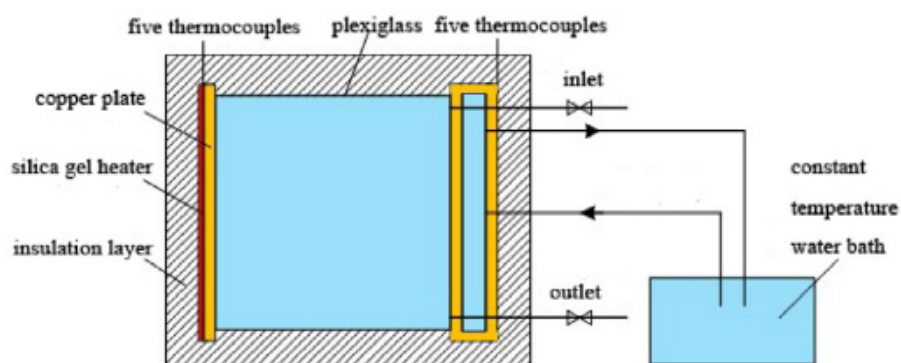
**Mansour et al.** [42] ont étudié numériquement le transfert de chaleur par convection naturelle dans une cavité sous forme de T remplie d'un nanofluide Eau-Cu. Les résultats ont montré que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh et la fraction volumique des nanoparticules de cuivre.

**Abbasian Arani et al.** [43] ont fait une étude numérique de la convection naturelle d'un nanofluide  $\text{Al}_2\text{O}_3$  dans une cavité carrée avec différentes distributions de température linéaires sur la paroi gauche pour  $10^3 \leq \text{Gr} \leq 10^6$ , les effets du nombre de Rayleigh et de la fraction volumique sur le champ de température et le transfert de chaleur ont été étudiés. Ils ont conclu que l'existence des nanoparticules dans le fluide de base augmente ou réduit le nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh et la fraction volumique.

**Hu et al.** [44] ont étudié expérimentalement et numériquement la convection naturelle d'un nanofluide dans une enceinte carrée. Ils ont trouvé que le transfert de chaleur du nanofluide est plus sensible à la viscosité par rapport à la conductivité thermique pour des valeurs élevées de la fraction de nanoparticules, et que l'inverse est vrai pour des faibles valeurs de la fraction de nanoparticules.



(a)



(b)

**Figure I-21 :** (a) Montage expérimental, (b) Schéma de l'enceinte [44]

**Ravnik et Skerget** [45] ont étudié numériquement le transfert de chaleur par convection naturelle de nanofluides dans une enceinte cubique avec cylindre circulaire et

ellipsoïde. Ils ont constaté que l'augmentation du transfert de chaleur augmente avec l'augmentation des propriétés thermiques des nanofluides.

**Elatar et al.** [46] ont étudié et examiné l'effet du nombre de Rayleigh et de la longueur, l'épaisseur, la position de l'ailette sur le transfert de chaleur par convection naturelle dans une enceinte carrée avec une seule ailette horizontale. Ils ont trouvé que l'efficacité maximale de l'ailette a été enregistrée pour des faibles nombres de Rayleigh.

**Mebrouk et al.** [48] ont fait une étude numérique sur la convection naturelle turbulente dans une cavité rectangulaire chauffée uniformément par le bas et remplie des nanofluides  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -Eau, Cu-Eau et CuO-Eau. Les résultats montrent que pour toutes les valeurs de Ra, le nombre de Nusselt moyen augmente d'une façon linéaire avec l'augmentation de la concentration des nanoparticules dans le fluide de base.

**Cui et al.** [50] ont étudié numériquement la convection naturelle tridimensionnelle (3D) dans une enceinte prismatique de section triangulaire avec le refroidissement par le haut et le chauffage par le bas pour  $10^3 \leq \text{Ra} \leq 1.25 \times 10^6$ . Les résultats montrent que le transfert de chaleur est dominé par la conduction pour  $\text{Ra} < 2 \times 10^3$ , et par la conduction et la convection stationnaire pour  $2 \times 10^3 \leq \text{Ra} < 2.2 \times 10^5$ , mais par convection instationnaire pour  $\text{Ra} \geq 2.2 \times 10^5$ .

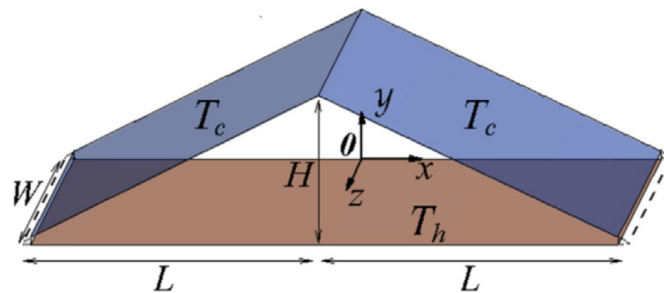


Figure I-22 : Schéma de l'enceinte [50]

**Rahimi et al.** [51] ont étudié la convection naturelle tridimensionnelle dans une enceinte cuboïde remplie de nanofluides DWCNT-Eau. La performance de transfert de chaleur due à l'écoulement convectif du nanofluide à l'intérieur de l'enceinte à différentes différences de température entre les parois chaudes et froides latérales a été analysée expérimentalement et numériquement. Ils ont trouvé que la valeur optimale de la fraction volumique pour la valeur la plus élevée du coefficient de transfert thermique moyen et du nombre de Nusselt est de 0.05%.

**Abdullah et al.** [52] ont analysé numériquement les effets de l'angle d'inclinaison d'une force magnétique externe sur la convection naturelle tridimensionnelle à l'intérieur d'une cavité cubique remplie du nanofluide CNT-Eau. Les murs verticaux sont différemment chauffés et les murs horizontaux sont supposés adiabatiques. Ils ont trouvé que le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de la fraction volumique.

### I.5.2. Le transfert de chaleur par convection naturelle dans le système de coordonnées cylindriques

Plusieurs recherches numériques et expérimentales ont été menées sur le transfert de chaleur par convection naturelle dans le système de coordonnées cylindriques. Parmi ces recherches, on peut citer:

**Martini et Churchill** [53] ont étudié la convection naturelle à l'intérieur d'un cylindre horizontal. Ils ont observé que le taux global de circulation augmente rapidement puis diminue lentement lorsque la différence de température augmente.

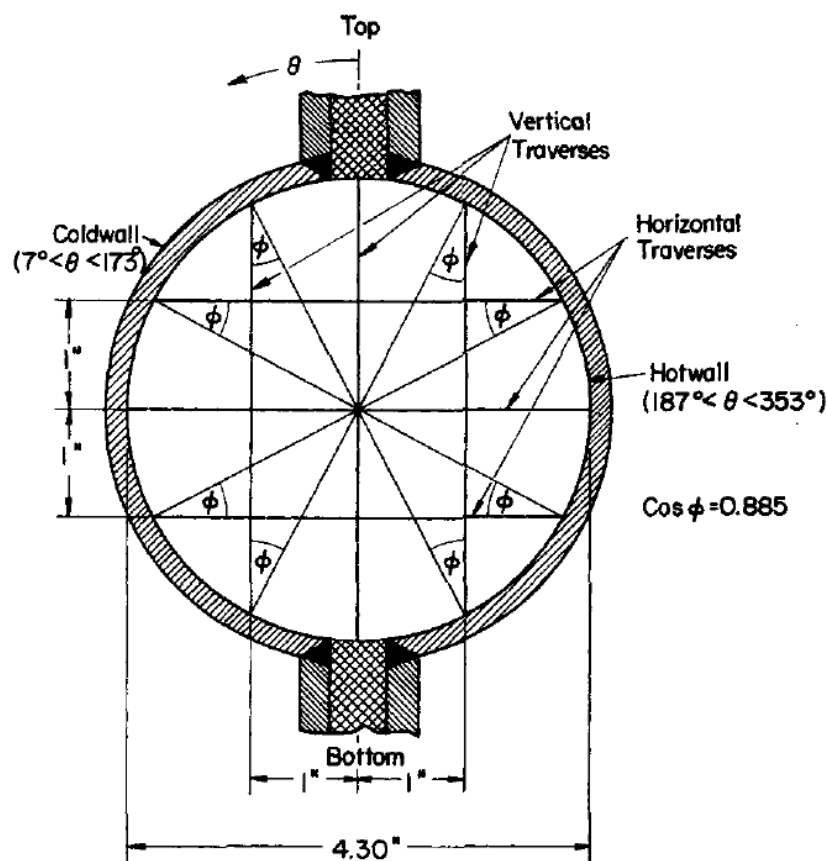


Figure I-23 : Géométrie expérimentale [53]

**Torrance et Rockett** [54] ont fait une étude analytique sur la convection naturelle induite dans une enceinte par un petit point chaud situé au centre du fond d'une enceinte sous

forme d'un cylindre circulaire vertical, pour un nombre de Prandtl de 0.7 (air). Ils ont observé que pour un nombre de Grashof de  $4 \times 10^{10}$ , une formation périodique de vortex. Ceci indique le début de l'instabilité laminaire.

**Brooks et Ostrach** [55] ont étudié expérimentalement la convection naturelle à l'intérieur d'un cylindre horizontal. Les résultats ont montré que le «cœur» intérieur du fluide était thermiquement stratifié lorsque le diamètre contenant les deux températures imposées, et l'écoulement s'est produit principalement dans la région proche de la paroi du cylindre.

**Kuehn et Goldstein** [56] ont étudié expérimentalement et numériquement la convection naturelle de l'eau et de l'air dans un anneau horizontal pour les nombres de Rayleigh variant de  $2.11 \times 10^4$  à  $9.76 \times 10^5$ , l'interféromètre de Mach-Zehnder a été utilisé pour déterminer les distributions de température et les coefficients de transfert thermique. Ils ont trouvé que les distributions de température pour les deux fluides étaient presque les mêmes à des nombres de Rayleigh similaires.

**Ostrach et Hantman** [57] ont analysé la convection naturelle à l'intérieur d'un cylindre horizontal pour les nombres de Prandtl élevés. Les résultats montrent que dans la moitié inférieure du cylindre, le sens de l'écoulement est de gauche à droite, et dans la direction opposée dans la moitié supérieure du cylindre, et que, la couche limite dans les premier et troisième quadrants éjecte le fluide dans le cœur de l'enceinte, et dans les deuxième et quatrième quadrants entraîne le fluide du cœur de l'enceinte.

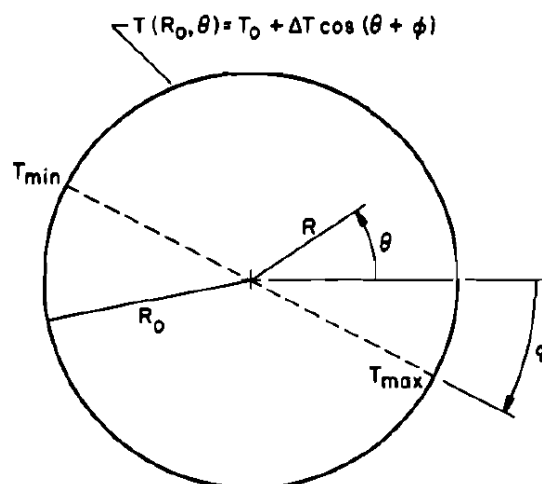


Figure I-24 : La configuration [57]

**Schneider et Straub** [58] ont étudié numériquement et expérimentalement la convection naturelle laminaire dans un cylindre rempli de fluide. Les influences des paramètres géométriques sur le transfert de chaleur ont été présentées.

**Xin et al.** [59] ont étudié numériquement et analytiquement la convection naturelle dans un cylindre horizontal différentiellement chauffé pour divers nombres de Prandtl, sur la paroi du cylindre ils ont imposé une distribution de température sous la forme d'une fonction trigonométrique. Les résultats obtenus montrent que la structure de l'écoulement devient rapidement indépendante du nombre de Prandtl.

**Lemembre et Petit** [60] ont étudié numériquement la convection naturelle laminaire dans un cylindre vertical avec un fond isolé thermiquement, une surface latérale chauffée et une surface supérieure refroidie, pour  $10^2 \leq Ra \leq 10^6$  et  $0.7 \leq Pr \leq 92.5$ . Ils ont trouvé que le transfert de chaleur par convection est important dans la surface supérieure, et explicitement indépendant du nombre de Prandtl.

**Vargas et al.** [61] ont étudié expérimentalement et numériquement la convection naturelle dans une cavité cylindrique de petit rapport d'aspect. Ils ont présenté une méthode d'analyse pour comparer les résultats numériques et expérimentaux.

**Hasan et al.** [62] ont étudié numériquement la convection naturelle stationnaire et instationnaire bidimensionnelle dans une enceinte circulaire avec chauffage non uniforme de sa moitié inférieure et refroidissement de sa moitié supérieure, pour  $10^2 \leq Ra \leq 10^6$  et nombre de Prandtl de 0.71. Ils ont montré que dans le cas de régime stationnaire à faible nombre de Rayleigh, le champ de vitesse est très faible et le transfert de chaleur est principalement par conduction.

**Khelifi-Touhami et al.** [63] ont réalisé une simulation numérique de la convection naturelle laminaire de gaz naturel liquéfié (GNL) dans une cavité cylindrique verticale, pour  $10^3 \leq Ra \leq 10^5$  et un nombre de Prandtl égal à 2. Ils ont discuté et présenté les vecteurs de vitesse, les isothermes et la distribution de flux de chaleur par évaporation le long de la surface pour divers rapports d'aspect.

**Abu-Nada et al.** [64] ont étudié l'amélioration du transfert de chaleur des nanofluides Cu-Eau, Ag-Eau,  $Al_2O_3$ -Eau et  $TiO_2$ -Eau dans l'espace entre deux cylindres. Ils ont conclu que pour les nombres élevés de Rayleigh et les rapports élevés de l'écart entre le cylindre interne et externe divisé par le diamètre du cylindre intérieur, l'utilisation des nanoparticules à conductivité thermique élevée entraîne une amélioration significative du transfert de chaleur.

**Habibi Matin et Pope** [65] ont étudié numériquement les effets du rapport des rayons, de la fraction volumique et du nombre de Rayleigh sur le transfert de chaleur par convection naturelle d'un nanofluide dans un anneau excentrique. Ils ont montré que l'addition de nanoparticules de cuivre produit une amélioration remarquable du transfert de chaleur.

**Moradi et al.** [66] ont examiné les effets de l'angle d'inclinaison et du rapport d'aspect sur le transfert de chaleur par convection naturelle des nanofluides dans une enceinte cylindrique. Les résultats ont montré que le transfert de chaleur par convection naturelle atteint son niveau maximum avec un rapport d'aspect de 1 et un angle de 30 °.

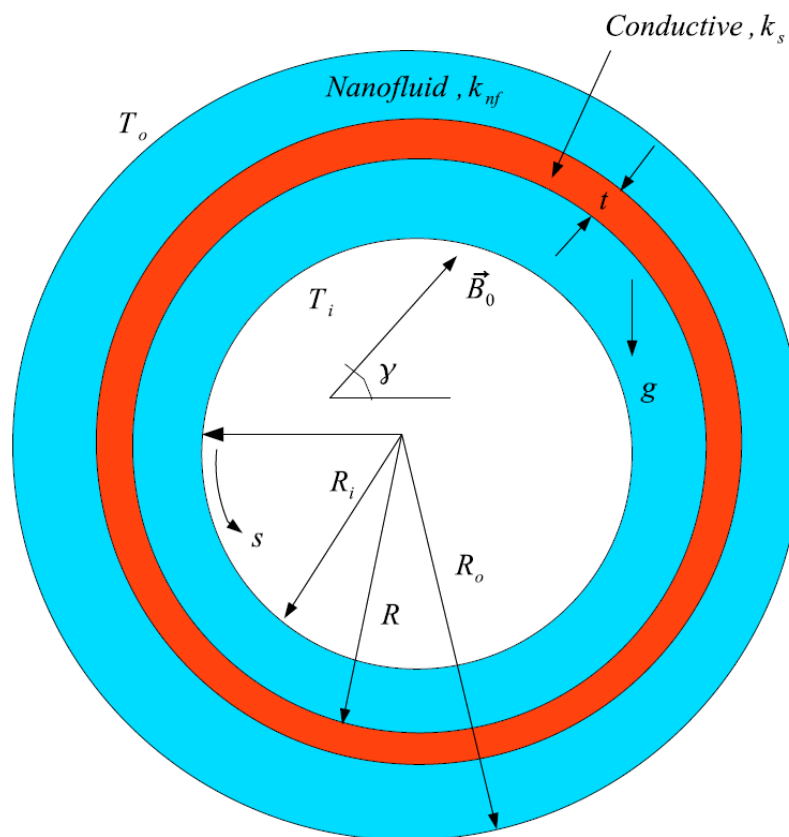
**Meng et Li** [67] ont étudié numériquement la convection naturelle d'un nanofluide Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-Eau dans un cylindre horizontal. Les résultats ont montré que le nombre de Nusselt moyen augmente avec le nombre de Rayleigh.

**Afrand** [68] a présenté une étude sur la convection naturelle laminaire dans un anneau cylindrique vertical 3D contenant des fluides électriquement conducteurs sous un champ magnétique horizontal. Les effets de différents paramètres tels que le champ magnétique, le rapport des rayons, le rapport d'aspect et le nombre de Prandtl sur la distribution de température, le nombre de Nusselt moyen, la distribution des forces de Lorentz et le champ électrique induit ont été étudiés. Ils ont montré que pour des rapports d'aspect inférieurs à 1, le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du rapport d'aspect, tandis que pour des rapports d'aspect supérieur à 1, le nombre de Nusselt moyen diminue avec l'augmentation du rapport d'aspect.

**Enayati et al.** [69] ont présenté une étude expérimentale et numérique sur le transfert de chaleur par convection naturelle tridimensionnelle (3D) dans un réacteur de croissance cristalline sous forme d'une enceinte cylindrique chauffée latéralement avec un gradient de température de haut en bas, pour un nombre de Rayleigh de  $8.8 \times 10^6$ . Ils ont trouvé l'existence d'une inversion de température, qui a des implications potentielles sur le choix du minéralisateur (acide / basique).

**Hu et al.** [70] ont présenté une étude numérique sur la convection naturelle dans un anneau excentrique rempli de 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 trouvé que l'inclusion des nanoparticules dans le fluide pur change le modèle d'écoulement, et que le nombre de Nusselt a une relation positive avec la fraction volumique des nanoparticules, le nombre de Rayleigh et le rapport radial.

**Selimefendigil et Öztop** [71] ont étudié numériquement la convection naturelle du nanofluide CuO-Eau dans un anneau horizontal sous l'influence d'un champ magnétique incliné, pour  $10^4 \leq Ra \leq 10^6$ , nombre de Hartmann (entre 0 et 40), angle d'inclinaison magnétique (entre  $0^\circ$  et  $90^\circ$ ) et fraction volumique (entre 0 et 0.04). Une partition conductrice avec épaisseur et conductivité thermique variables (conductivité thermique entre 0.06 et 60) a été placée à l'intérieur de l'anneau. Ils ont trouvé que le transfert de chaleur moyen augmente avec la conductivité thermique de la partition, et qu'il existe une relation presque linéaire entre le nombre de Nusselt moyen et la fraction volumique des nanoparticules.



**Figure I-25** : Description schématique du modèle physique [71]

**Abhilash et Lal** [72] ont étudié et analysé le transfert de chaleur par convection naturelle dans un anneau vertical étroit situé au-dessus d'un réservoir, pour les nombres de Rayleigh dans l'intervalle [2000-20000]. Ils ont observé que pour  $Ra = 20000$ , l'écoulement devient instable avec une variation quasi-périodique des propriétés d'écoulement.

**Bae et al.** [73] ont étudié et visualisé expérimentalement le transfert de chaleur par convection naturelle à l'intérieur d'un tuyau incliné. L'inclinaison, le diamètre et la longueur



de la conduite ont été variés de  $0^\circ$  à  $90^\circ$ , de 0.026 à 0.063 m et de 0.1 à 0.3 m respectivement. Ils ont montré que lorsque l'inclinaison augmente, le transfert de chaleur diminue, et que lorsque le diamètre augmente, le transfert de chaleur diminue à cause de l'augmentation de l'épaisseur de la couche limite.

**Mohamed et al.** [74] ont étudié expérimentalement et numériquement la convection naturelle turbulente entre deux cylindres concentriques horizontaux avec différents rapports d'orientation et d'axe pour le cylindre extérieur, et avec les deux extrémités ouvertes. Un flux de chaleur constant a été imposé au cylindre extérieur, tandis que le cylindre interne était isolé thermiquement. Ils ont montré que l'amélioration du transfert de chaleur commence lorsque l'angle d'orientation du cylindre extérieur augmente plus que l'angle critique, et l'augmentation maximale du nombre de Nusselt moyen atteint 25% à la position verticale et le rapport des axes égal à 2 pour le cylindre extérieur.

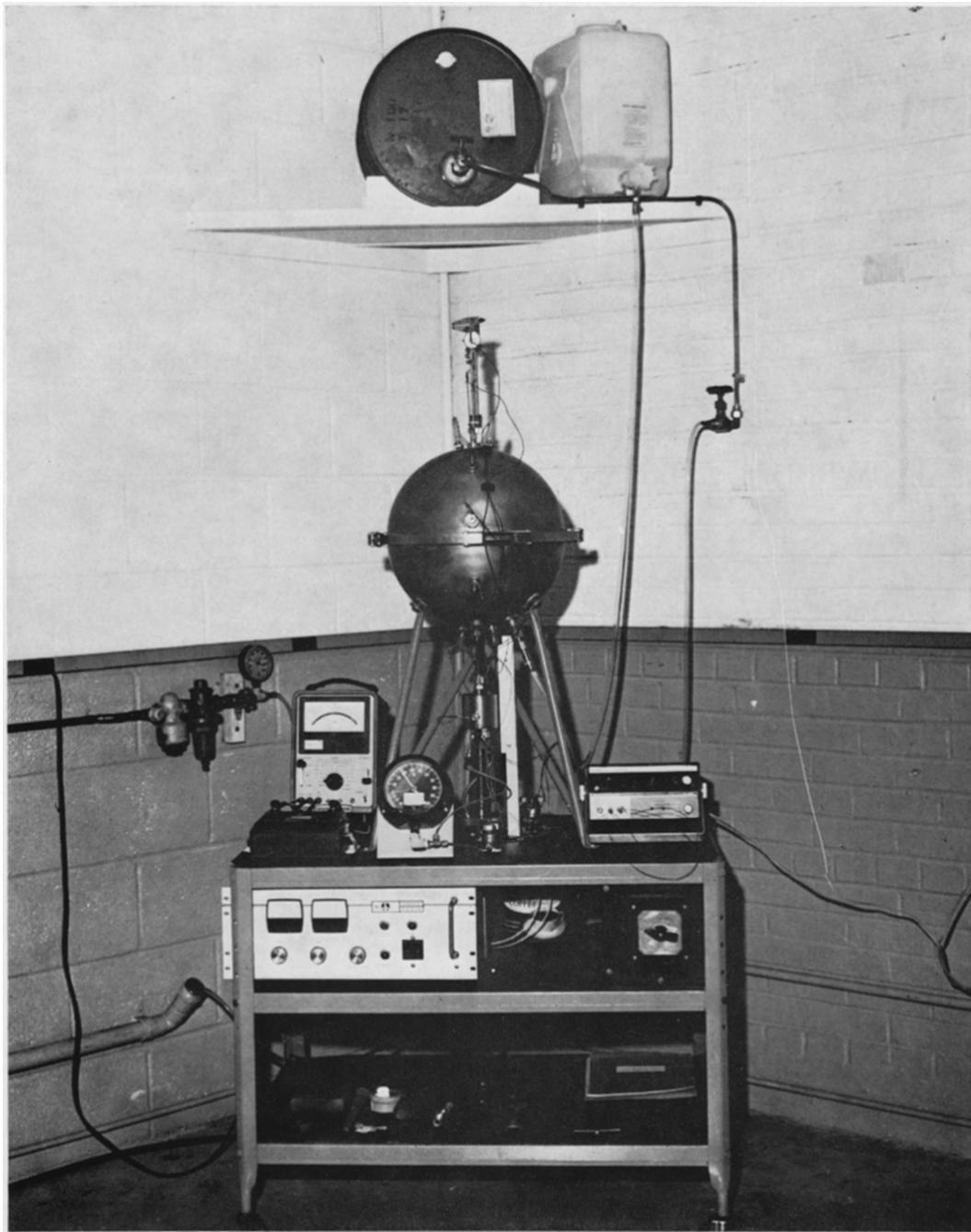
**Zhang et al.** [75] ont présenté une étude numérique sur la convection naturelle laminaire en régime permanent dans une enceinte circulaire avec une plaque plane interne pour  $Ra = 10^6$ . Ils ont trouvé que pour des configurations à excentricité élevée, le transfert de chaleur dans l'espace peut être dominé par la convection ou la conduction.

### **I.5.3. Le transfert de chaleur par convection naturelle dans le système de coordonnées sphériques**

Plusieurs recherches numériques et expérimentales ont été menées sur le transfert de chaleur par convection naturelle dans le système de coordonnées sphériques. Parmi ces recherches, on peut citer :

**Bishop et al.** [76] ont étudié expérimentalement la convection naturelle de l'air entre deux sphères concentriques isothermes, pour les rapports de diamètre variant de 1.19 à 3.14, les profils de température mesurés ont été analysés en détail. Ils ont présenté deux corrélations Nusselt-Grashof pour les données de transfert de chaleur mesurées pour quatre rapports de diamètre différents.

**Scanlan et al.** [77] ont présenté une recherche expérimentale sur la convection naturelle de l'eau et deux huiles de silicone entre deux sphères concentriques isothermes, pour les rapports de diamètre variant de 1.09 à 2.81, et  $1.3 \times 10^3 \leq Ra \leq 5.8 \times 10^8$ . Ils ont présenté une expression globale basée uniquement sur un nombre de Rayleigh modifié qui corrèle les trois liquides.



**Figure I-26** : Montage expérimental [77]

**Yin et al.** [78] ont fait une investigation expérimentale sur les modèles d'écoulement de convection naturelle qui se produisent dans l'espace annulaire entre deux sphères concentriques isothermes, pour les rapports de diamètre variant de 1.09 à 2.17 et  $1.7 \times 10^3 \leq Gr \leq 1.5 \times 10^7$ . Ils ont trouvé des corrélations entre les différents types d'écoulement observés et les profils de température pour les régimes stationnaire et instationnaire.

**Powe et al.** [79] ont étudié les phénomènes d'écoulement convectif naturel qui se produisent entre un corps de forme relativement arbitraire et son enceinte sphérique, où les

résultats de visualisation d'écoulement pour les sphères excentriques et pour les cylindres verticaux à l'intérieur de l'enceinte sphérique ont été présentés. Ils ont trouvé de nombreux types d'écoulements instationnaires, et chaque type dépend fortement de la géométrie ainsi que du nombre de Prandtl.

**Ozoe et al.** [80] ont étudié la convection naturelle dans un anneau sphérique avec deux ensembles de conditions aux limites, dans le premier, la sphère interne a été isolée thermiquement et un champ de température sinusoïdal continu a été imposé à la sphère extérieure de telle sorte qu'une moitié verticale a été chauffée et l'autre refroidie. Dans le deuxième, la sphère interne a été refroidie à température uniforme, la même distribution de température que précédemment a été imposée à la moitié chauffée de la sphère externe, et la moitié précédemment refroidie a été isolée. Ils ont trouvé que les lignes de courant prennent la forme des hélices doubles, comme dans les enceintes rectangulaires et cylindriques.

**Shiina et al.** [81] ont étudié expérimentalement la convection naturelle dans un hémisphère chauffé par le bas. Ils ont trouvé une corrélation entre le taux de transfert de chaleur et le nombre de Rayleigh sur une surface hémisphérique pour  $10^6 \leq Ra \leq 6 \times 10^{10}$  et  $6 \leq Pr \leq 13000$ , et aussi ils ont montré expérimentalement que le régime d'écoulement entièrement turbulent se produit à  $Ra \approx 10^9$ .

**Tso et al.** [82] ont analysé un film de convection naturelle bouillant sur une sphère. Pour le nombre de Nusselt moyen, un bon accord avec le modèle de Frederking et Clark a été obtenu. Ils ont trouvé que les résultats utilisant des coordonnées sphériques donnent une valeur limite de 2 pour le nombre de Nusselt moyen près d'un nombre de Rayleigh modifié de 1 qui ne peut pas être extrait du modèle de Frederking et Clark.

**Chiu et Chen** [83] ont donné une étude numérique paramétrique sur le transfert de chaleur par convection naturelle transitoire entre des sphères concentriques et verticalement excentriques avec des conditions aux limites isothermes, pour  $10^3 < Ra < 10^5$ , un nombre de Prandtl de 0.7 et un rapport de rayon de 2.0. Ils ont trouvé que les champs de chaleur et d'écoulement sont principalement dépendants du nombre de Rayleigh et de l'excentricité de l'anneau.

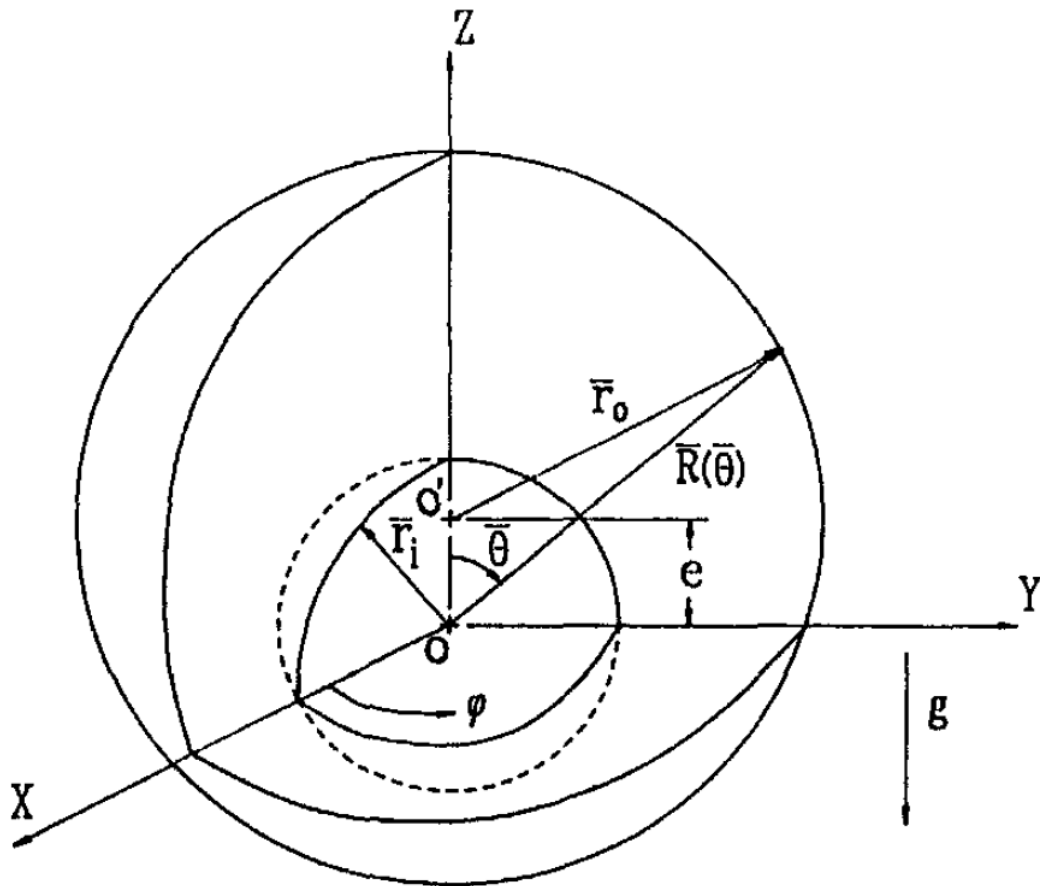


Figure I-27 : La configuration [83]

**Lewandowski et al.** [84] ont étudié analytiquement et expérimentalement le transfert de chaleur par convection libre laminaire pour un hémisphère isotherme dans un espace illimité. Ils ont trouvé que l'inclinaison de la surface de contrôle de l'hémisphère n'était pas constante, mais elle était fonction de l'angle d'azimut.

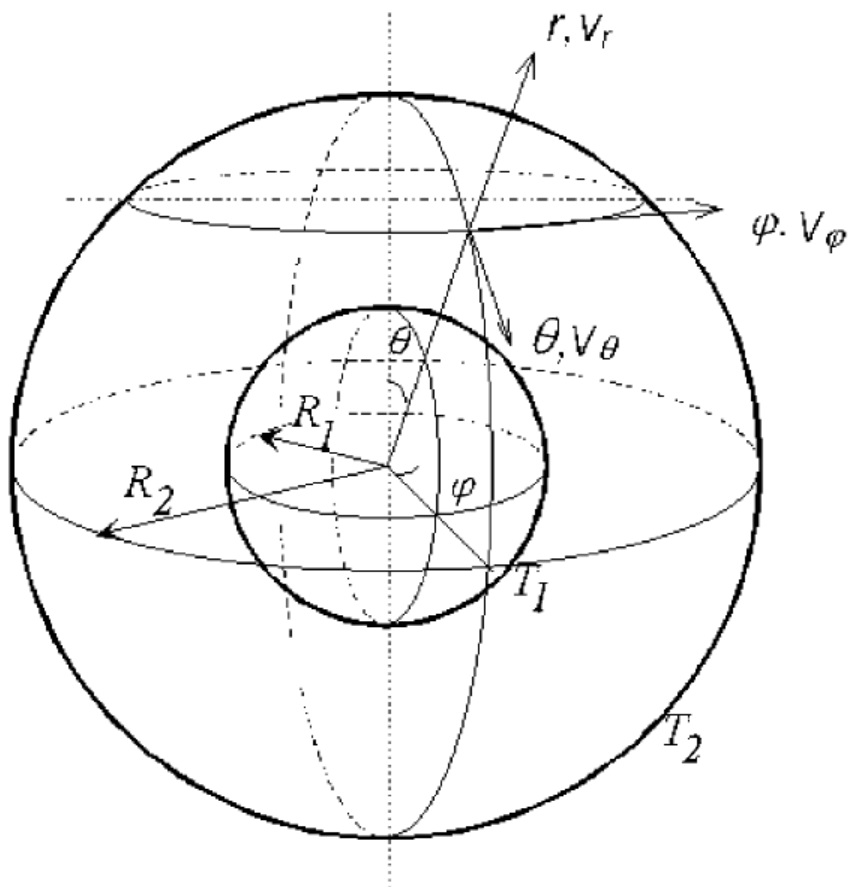
**Thamire et Wright** [85] ont présenté une analyse sur les écoulements entraînés par la flottabilité et le transfert de chaleur dans les anneaux sphériques concentriques chauffés par la surface interne. Ils ont illustré l'effet des structures d'écoulement sur le transfert de chaleur en fonction des nombres de Nusselt locaux et globaux.

**Zhang et al.** [86] ont étudié numériquement la convection naturelle bidimensionnelle dans des récipients sphériques partiellement remplis avec un milieu poreux. Ils ont trouvé que le nombre de Nusselt local sur la surface et la température de l'interface présentent des variations presque uniformes pour les faibles nombres de Rayleigh et Darcy.

**Khubeiz et al.** [87] ont étudié numériquement et expérimentalement le transfert de chaleur par convection libre laminaire pour une cavité hémisphérique isotherme dans un

espace illimité. Ils ont donné une corrélation entre les nombres de Nusselt et de Rayleigh pour les calculs numériques.

**Travnikov et al.** [88] ont discuté la stabilité de l'énergie par rapport aux perturbations axisymétriques de la convection naturelle entre deux coques sphériques sous la gravité terrestre, pour  $0 \leq Pr \leq 100$  et différents rapports de rayon de 0.9, 0.925 et 0.95. Ils ont montré qu'il y a une grande différence entre les nombres critiques pour l'énergie et les théories de la stabilité linéaire pour les petits nombres de Prandtl. Pour les grands nombres de Prandtl, cette différence est très faible.

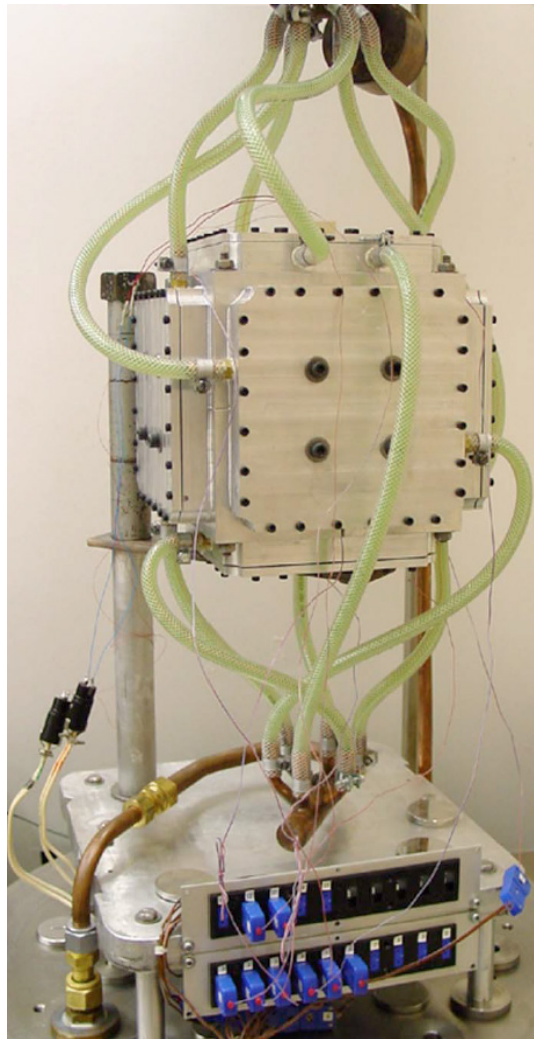


**Figure I-28 :** Géométrie sphérique [88]

**Teertstra et al.** [89] ont étudié expérimentalement la convection naturelle d'une sphère chauffée située au centre d'une enceinte sphérique refroidie ; une méthode d'essai transitoire a été utilisée dans un environnement à pression réduite pour fournir des données sur une large gamme de nombres de Rayleigh. Ils ont trouvé une transition de la convection à un transfert de chaleur dominé par la conduction qui se produit dans une seule décennie du nombre de Rayleigh.



(a)

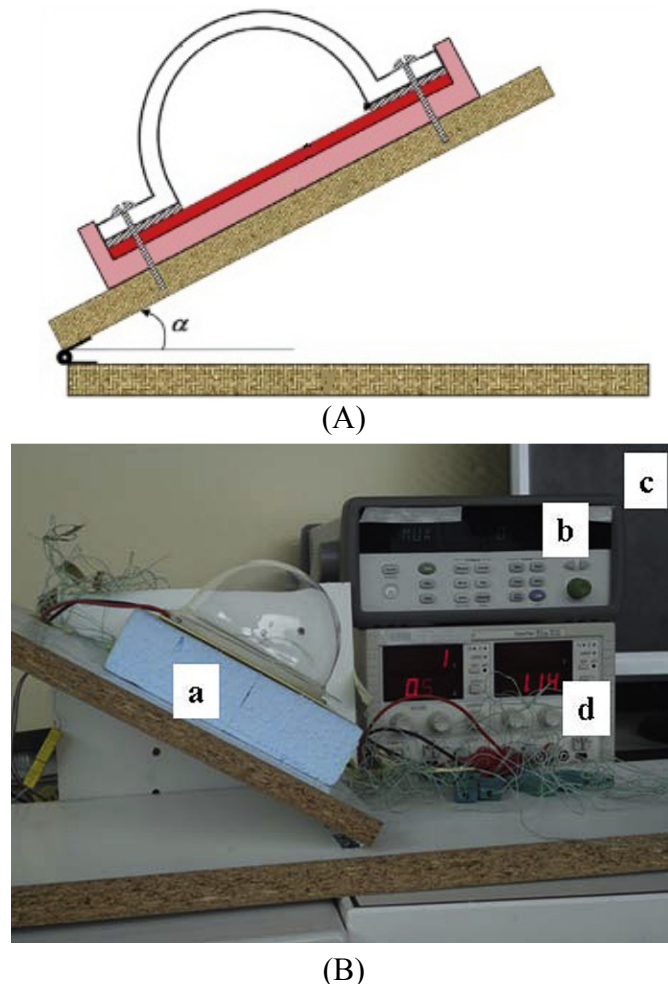


(b)

**Figure I-29 :** (a) Enceinte sphérique avec sphère de 25 mm de diamètre, (b) Appareil de test de l'enceinte dans une chambre à vide [89]

**Feldman et Colonius** [90] ont étudié numériquement la convection naturelle laminaire et turbulente à l'intérieur des coques sphériques concentriques avec des conditions aux limites isothermes froide et chaude, pour  $Ra \leq 10^{12}$  et  $Pr = 0.71$ . Ils ont trouvé une corrélation pour le taux de transfert de chaleur dans les régimes d'écoulement laminaire et transitoire.

**Baïri et García de María** [91] ont présenté une étude expérimentale et numérique sur la convection naturelle stationnaire dans des cavités hémisphériques remplies d'air, la base circulaire de la cavité hémisphérique est la paroi active chaude soumise à un flux thermique constant, le dôme de fermeture est maintenu isotherme à une température plus basse, pour un angle d'inclinaison variant de  $0^\circ$  à  $90^\circ$  et un nombre de Rayleigh variant de  $10^4$  à  $5 \times 10^7$ . Ils ont trouvé des corrélations entre le nombre de Nusselt moyen et le nombre de Rayleigh.



**Figure I-30 :** (A) Schéma de l'assemblage, (B) Image de l'assemblage expérimental final, (a) cavité hémisphérique, (b) système d'acquisition de données commandé par ordinateur, (c), alimentation stabilisée à deux canaux. [91]

**Jayhooni et Rahimpour** [92] ont fait une étude numérique de l'écoulement de convection libre et du transfert de chaleur de divers nanofluides à base d'eau autour d'un mini-réacteur sphérique ; les effets de nombre de Rayleigh et la fraction volumique des nanoparticules sur l'écoulement et le transfert de chaleur ont été analysés, pour  $Ra < 10^9$  et une fraction volumique de nanoparticules variant de 0 à 4. Ils ont montré que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh.

**Baïri et al.** [93-98] ont présenté plusieurs études expérimentales et numériques de la convection naturelle dans des cavités hémisphériques, les effets de plusieurs paramètres comme le nombre de Rayleigh et l'angle d'inclinaison sur les champs thermiques et dynamiques ont été analysés. Ils ont trouvé beaucoup d'informations qui peuvent être exploitées pour la compréhension du phénomène de transfert de chaleur par convection naturelle à l'intérieur de ce type des cavités.

**Gallegos et Málaga** [99] ont étudié numériquement la convection naturelle d'un fluide dans des anneaux sphériques excentriques avec l'approximation de Boussinesq, la limite sphérique interne a été fixée à une température plus élevée que celle de la limite sphérique externe. Ils ont observé que lorsque la différence de température augmente, il ya une transition d'un régime de transport d'énergie par conduction à un régime convectif stable, et l'écoulement convectif devient instable à des températures plus élevées.

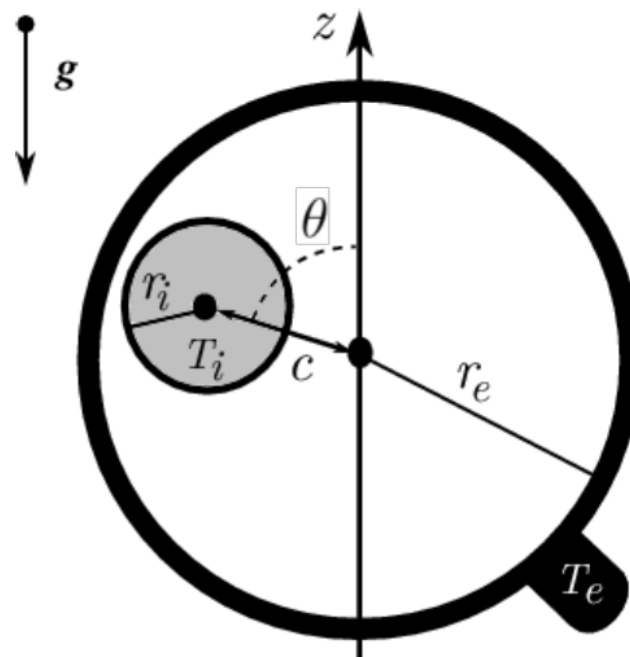
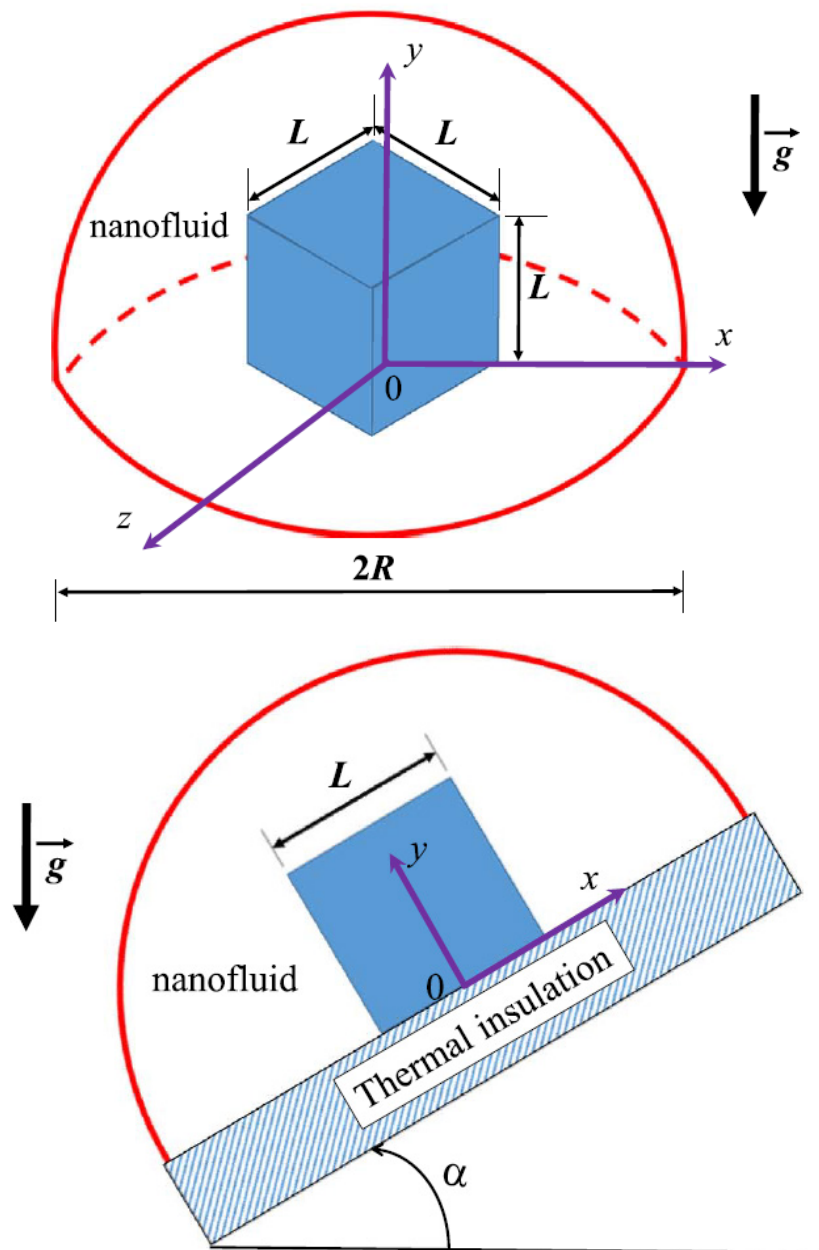


Figure I-31 : Schéma de l'enceinte [99]

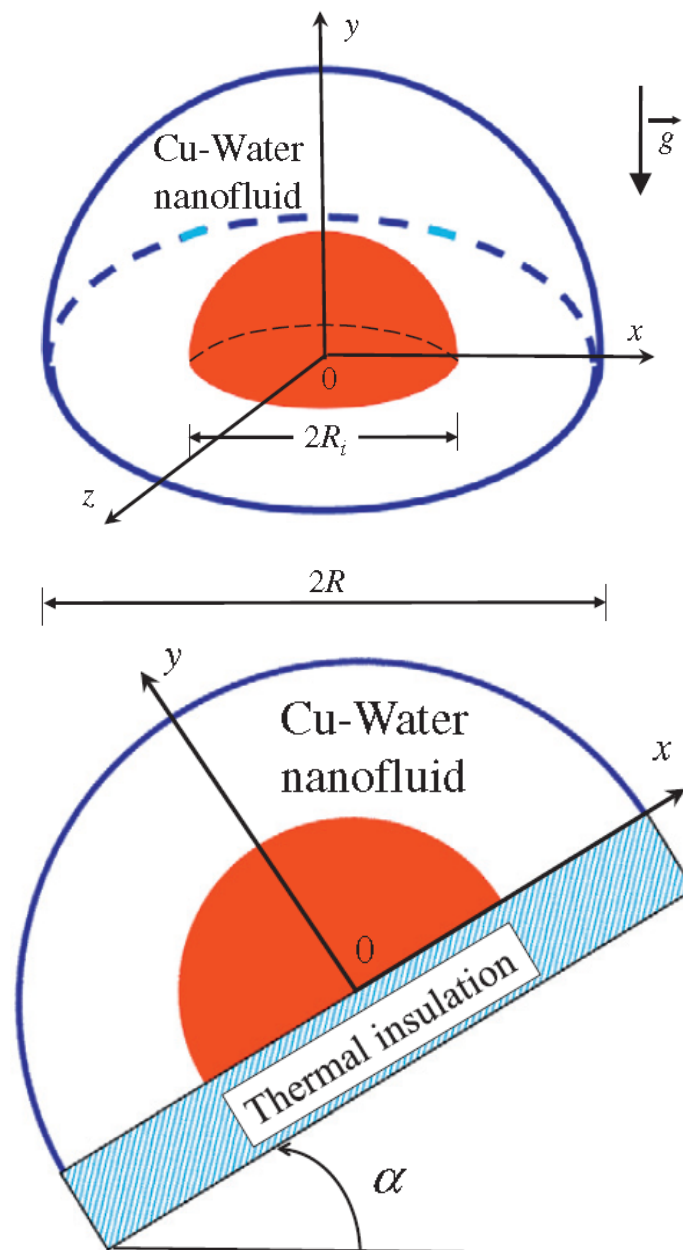


**Haddad et al.** [100] ont étudié numériquement la convection libre dans une enceinte hémisphérique remplie de nanofluides ; la base de l'enceinte (le disque) peut être inclinée par rapport au plan horizontal avec un angle varié de  $0^\circ$  à  $180^\circ$ , un composant électronique actif cubique positionné au centre du disque génère des flux de chaleur importants conduisant à des valeurs du nombre Rayleigh élevées variant de  $5.21 \times 10^7$  à  $7.29 \times 10^{10}$ , le nanofluid utilisé est un mélange ZnO-Eau avec une fraction volumique variant de 0 (eau pure) à 10%. Ils ont trouvé des corrélations entre l'angle d'inclinaison et les nombres de Nusselt, Rayleigh et Prandtl pour déterminer le transfert de chaleur par convection naturelle dans cet assemblage.



**Figure I-32 :** Schéma de l'enceinte [100]

**Baïri** [101] a étudié numériquement le transfert thermique par convection naturelle entre deux hémisphères concentriques, la coupole externe, maintenue isotherme, et l'hémisphère interne actif est un ensemble électronique générant une puissance significative pendant son fonctionnement avec un nombre élevé de Rayleigh atteignant  $7.29 \times 10^{10}$  ; la base de l'ensemble (le disque) peut être inclinée par rapport au plan horizontal avec un angle variant de  $0^\circ$  à  $180^\circ$ , le nanofluid utilisé est Cu-Eau avec une fraction volumique variant de 0 (eau pure) à 10%. Ils ont trouvé des corrélations entre l'angle d'inclinaison et les nombres de Nusselt, Rayleigh et Prandtl pour déterminer le transfert de chaleur par convection naturelle dans cet assemblage.



**Figure I-33** : La configuration traitée [101]

## I.6. CONCLUSION

A travers ce chapitre, une présentation générale détaillée du phénomène de transfert de chaleur par convection naturelle a été réalisée, où les différents nombres sans dimension utilisés dans l'étude de ce type de transfert de chaleur ont été présentés. Après cela, l'accent a été mis sur les techniques modernes les plus importantes utilisées pour améliorer le transfert thermique par convection naturelle, ces techniques sont divisées en deux parties:

- Les techniques passives basées sur la géométrie
- Les techniques passives basées sur les caractéristiques thermophysiques du fluide caloporteur

La deuxième technique est considérée comme l'une des technologies modernes les plus importantes utilisées pour améliorer le transfert de chaleur, et parmi les domaines les plus importants sur lesquels cette technique est basée, nous trouvons la nanotechnologie qui a contribué à l'émergence du concept des nanofluides, et à cette étape, nous avons discuté des différents types des nanoparticules utilisées dans la production des nanofluides.

À la fin de ce chapitre, une étude bibliographique détaillée a été réalisée pour les diverses recherches et études qui ont été achevées dans le passé depuis les années 1960 jusqu'à aujourd'hui, sur le phénomène de transfert de chaleur par convection naturelle et les moyens de l'améliorer, selon les systèmes de coordonnées cartésiens, cylindrique et sphérique, afin de donner un aperçu global des différentes structures d'ingénierie dans lesquelles la chaleur est transmise par convection naturelle. Cette étude bibliographique a montré deux points importants :

- Depuis les années 1960 jusqu'à aujourd'hui, nous avons remarqué le développement des modèles mathématiques et des méthodes expérimentales utilisées dans l'étude du transfert thermique par convection naturelle, ce qui a contribué à augmenter la précision des résultats obtenus.
- La majorité des recherches et des études récentes sont basées sur l'exploitation de la nanotechnologie en utilisant des nanofluides pour améliorer le transfert de chaleur par convection naturelle, cette technique a donné des taux d'amélioration très élevés avec un faible coût par rapport aux techniques basées sur la géométrie.

---

*Chapitre II*

*Formulation Mathématique*

---

## **CHAPITRE II**

# **FORMULATION MATHÉMATIQUE**

### **II.1. INTRODUCTION**

Dans les études des écoulements résultant du transfert de chaleur par convection naturelle, l'utilisation des lois fondamentales de conservation de la masse, de quantité de mouvement et d'énergie, permet d'identifier les trois propriétés de base, le champ dynamique, le champ thermique et le champ de pression, et ceci à travers des équations mathématiques appelées le modèle mathématique.

L'objectif de ce chapitre est de traduire les modèles physiques des problèmes qui seront étudiés dans cette thèse de doctorat, sous forme d'équations mathématiques permettant de calculer toutes les caractéristiques thermiques et dynamiques des écoulements résultant du transfert de chaleur par convection naturelle.

Au début du chapitre, nous présenterons les équations générales en régime laminaire des écoulements résultant du transfert de chaleur par convection naturelle. Nous aborderons ensuite l'utilisation des hypothèses simplificatrices avec l'approximation de Boussinesq pour modéliser mathématiquement l'écoulement résultant du transfert de chaleur par convection naturelle dans les cas étudiés, où nous allons développer des équations mathématiques adimensionnelles pour chaque problème étudié selon les coordonnées cylindriques et sphériques. À la fin du chapitre, nous discuterons les modèles mathématiques qui permettent de calculer les propriétés thermophysiques des nanofluides.

## II.2. EQUATIONS GENERALES EN REGIME LAMINAIRE

La modélisation mathématique des écoulements résultant du transfert de chaleur par convection naturelle dans les différentes géométries, basée sur des équations gouvernantes liant les trois paramètres principales: la température, la vitesse et la pression.

En mécanique des fluides, les équations gouvernantes pour un processus de transfert de chaleur par convection naturelle dans une géométrie sont obtenues par les lois classiques de conservation :

- **Loi de conservation de la masse**
- **Deuxième loi de Newton (principe de conservation de quantité de mouvement)**
- **Loi de conservation d'énergie (premier principe de la thermodynamique)**

Après l'application de ces lois de conservation, nous obtenons les équations de conservation suivantes:

- **L'équation de continuité.**
- **Les équations de quantité de mouvement.**
- **L'équation d'énergie.**

Ces équations de conservation peuvent être écrites sous la forme générale suivante :

### II.2.1. Equation de continuité

Cette équation est développée en écrivant un bilan de masse sur un volume de contrôle matériel fixé dans l'espace, dans lequel un fluide se déplace (Figure II-1 et équation II-1).

$$\left\{ \begin{array}{c} \text{Taux} \\ \text{de variation} \\ \text{de la masse} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} \text{Taux} \\ \text{de la masse} \\ \text{entrante} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{c} \text{Taux} \\ \text{de la masse} \\ \text{sortante} \end{array} \right\} \quad (\text{II. 1})$$

Après l'application du bilan de la masse sur le volume de contrôle, l'équation de continuité s'exprime mathématiquement sous la forme suivante :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \cdot \vec{V}) = 0 \quad (\text{II. 2})$$

Où  $\rho$  est la masse volumique et  $\vec{V}$  est le vecteur vitesse.

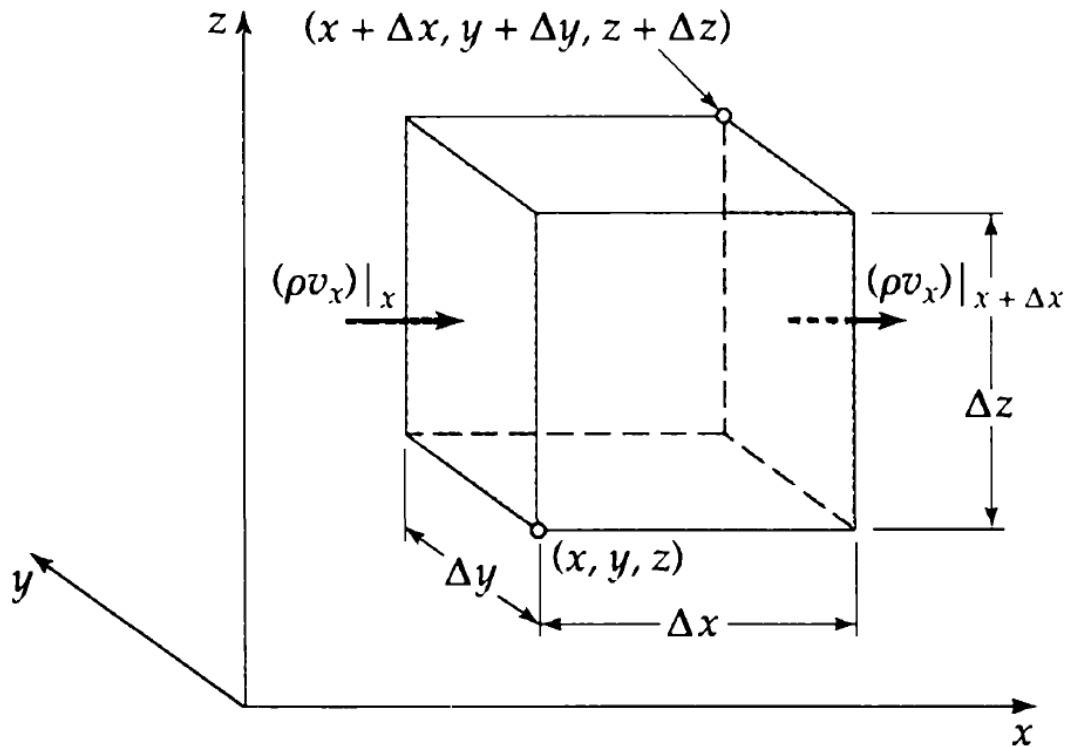


Figure II-1 : Volume de contrôle fixe dans l'espace dans lequel un fluide se déplace [102].

### II.2.2. Equation de quantité de mouvement

Le principe de conservation de la quantité de mouvement permet d'établir des relations entre les caractéristiques du fluide lors de son mouvement et les causes qui le produisent. Pour obtenir l'équation de quantité de mouvement, nous écrivons une balance de quantité de mouvement sur le volume de contrôle Figure II-2, sous la forme de l'équation II-3.

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Taux} \\ \text{de variation} \\ \text{de la quantité} \\ \text{de mouvement} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Taux} \\ \text{de la quantité} \\ \text{de mouvement} \\ \text{entrante} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} \text{Taux} \\ \text{de la quantité} \\ \text{de mouvement} \\ \text{sortante} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{La force} \\ \text{externe} \\ \text{sur} \\ \text{le fluide} \end{array} \right\} \quad (\text{II. 3})$$

Le principe d'un bilan de quantité de mouvement prévoit que le taux de variation de quantité de mouvement contenu dans le volume de contrôle est égal à la somme de toutes les forces extérieures qui lui sont appliquées, plus la différence entre la quantité de mouvement entrante et la quantité de mouvement sortante. Après l'application du bilan de la quantité de mouvement sur le volume de contrôle, l'équation de quantité de mouvement s'exprime mathématiquement sous la forme suivante :

$$\frac{D}{Dt}(\rho \cdot \vec{V}) = \rho \vec{F} - \text{grad}(p) + \mu \Delta \vec{V} + \frac{1}{3} \mu \text{grad}(\text{div}(\vec{V})) \quad (\text{II. 4})$$

Où  $\vec{F}$  est une force par unité de volume et  $\mu$  est la viscosité dynamique.

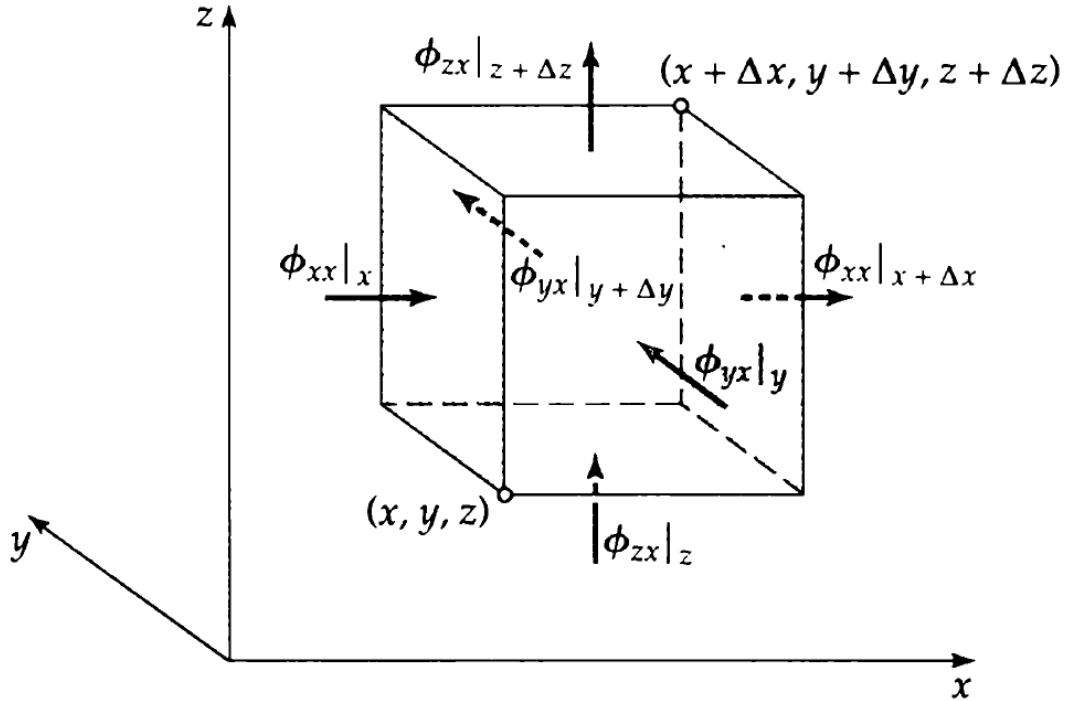


Figure II-2 : Volume de contrôle fixe pour la quantité de mouvement [102].

### II.2.3. Equation de conservation d'énergie

Le premier principe de la thermodynamique permet d'établir des relations entre les différentes formes d'énergie. Après l'application du premier principe de la thermodynamique, l'équation de conservation d'énergie s'exprime mathématiquement sous la forme suivante :

$$\frac{D}{Dt}(\rho C_p T) = \Delta(k T) + q + \beta T \frac{Dp}{DT} + \mu \varphi \quad (\text{II. 5})$$

avec :

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

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

$q$  : Puissance volumique dissipée.

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



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

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

### II.3. APPROXIMATION DE BOUSSINESQ

Oberbeck [103] en 1879, et plus tard Boussinesq [104] en 1903, ont discuté d'une approximation basée sur la négligence des variations de la masse volumique dans les équations de conservation, sauf son implication comme force motrice dans le terme  $\vec{F}$  de l'équation de conservation de la quantité de mouvement, avec l'indépendance du reste des propriétés thermophysiques du fluide pour la température et la pression.

Dans les écoulements engendrés par le transfert de chaleur par convection naturelle, les seules forces externes appliquées sont les forces gravitationnelles sous l'effet de la différence de température.

En utilisant le développement de Taylor, nous pouvons obtenir l'équation d'état pour la masse volumique  $\rho$  :

$$\rho = \rho_0 \left( 1 - \frac{T - T_0}{T_0} + \dots \right) \quad (\text{II. 6})$$

avec un développement du premier ordre :

$$\rho = \rho_0 (1 - \beta(T - T_0)) \quad (\text{II. 7})$$

où :

$\rho_0$  et  $T_0$  sont respectivement, la masse volumique de référence et la température de référence.

Le terme  $\beta$  est le coefficient de dilatation à pression constante du fluide, donné par l'expression suivante :

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_{p=cte} \quad (\text{II. 8})$$

L'approximation de Boussinesq a été largement utilisée dans un grand nombre de recherches expérimentales et numériques qui ont été réalisées sur l'étude du transfert de chaleur par convection naturelle dans les géométries, comme [105].

## II.4. HYPOTHESES SIMPLIFICATRICES

Les hypothèses principales adoptées pour la modélisation mathématique de tous les problèmes étudiés dans cette thèse de doctorat sont comme suit :

- L'écoulement est bidimensionnel pour le premier problème.
- L'écoulement est tridimensionnel pour le deuxième problème.
- Le fluide (ou le nanofluide) est Newtonien et incompressible.
- L'écoulement est stationnaire
- L'écoulement engendré est laminaire.
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.
- Le travail induit par les forces visqueuses est négligeable.
- La puissance volumique dissipée est négligeable
- Les propriétés thermophysiques du fluide (ou nanofluide) sont constantes hormis la masse volumique qui obéit à l'approximation de Boussinesq dans le terme de la poussée d'Archimède.
- Pour les nanofluides, les nanoparticules ont une forme et une taille uniformes et sont bien dispersées dans le fluide de base et qu'ils sont en état d'équilibre thermique avec ce dernier.

## II.5. LA MODELISATION MATHEMATIQUE DES PROBLEMES ETUDIÉS

Dans cette partie, la modélisation mathématique des différents problèmes étudiés dans cette thèse de doctorat sera réalisée selon les systèmes de coordonnées cylindriques et sphériques, où les différentes équations mathématiques seront établies afin d'obtenir le champ dynamique et le champ thermique pour tous les problèmes étudiés.

### II.5.1. Système de coordonnées cylindriques

Pour le système de coordonnées cylindriques, le premier problème qui représente l'écoulement bidimensionnel résultant du transfert de chaleur par convection naturelle dans une enceinte cylindrique horizontale chauffée partiellement sera étudié.

### II.5.1.1. Description du premier problème

Le modèle physique est une enceinte cylindrique horizontale de rayon  $R_0$  et de périmètre  $Pe$  Figure II-3, ce périmètre est divisé en quatre parties égales, la partie inférieure est partiellement chauffée à une température constante  $T_h$  ou à un flux de chaleur constant  $Q$ , avec une longueur adimensionnelle chauffée  $\varepsilon$  variée de 0.05 à 0.25, la partie supérieure de l'enceinte et le reste des parties non chauffées de la partie inférieure sont supposées comme des parois adiabatiques, les côtés gauche et droit de l'enceinte sont considérés comme des parois froides à une température constante  $T_c$ .

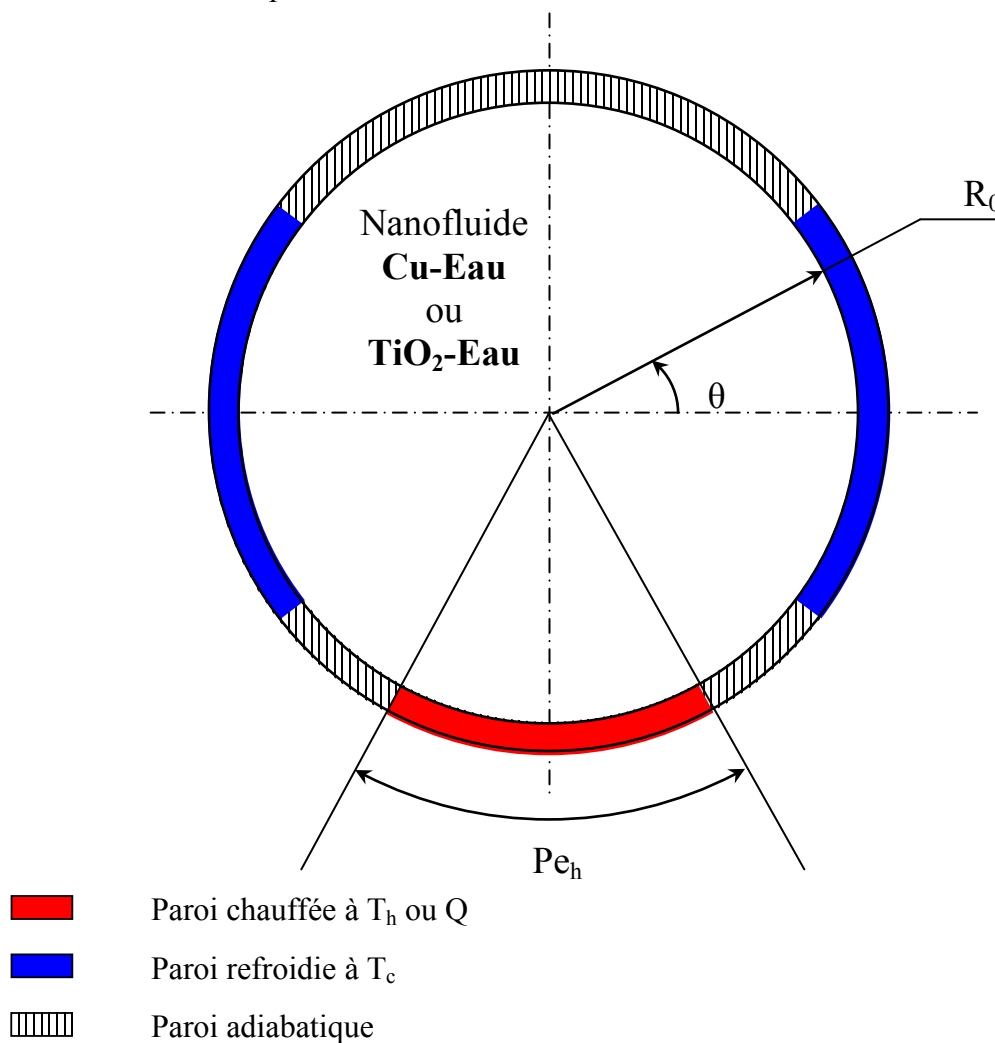


Figure II-3 : Schéma de l'enceinte.

L'étude de ce modèle physique sera réalisée en utilisant le système de coordonnées cylindriques avec deux dimensions  $(r, \theta)$  « système de coordonnées polaires », le changement dans la direction de la troisième dimension  $Z$  a été considéré comme négligeable car l'enceinte est supposée infiniment longue dans cette direction.

L'enceinte est remplie d'un nanofluide à base d'eau contenant des nanoparticules de cuivre (Cu) ou du dioxyde de titane (TiO<sub>2</sub>), la fraction volumique des nanoparticules  $\phi_v$  est variée de 0 (correspondant à l'eau pure) à 0.05, pour une gamme du nombre de Rayleigh de  $10^3$  à  $10^6$ . Les propriétés thermophysiques du fluide de base (l'eau) et des deux types de nanoparticules (Cu et TiO<sub>2</sub>) sont illustrées dans le Tableau II-1.

**Tableau II-1** : Les propriétés thermophysiques du fluide de base et des nanoparticules

	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (J/kg K)	$k$ (W/m K)	$\beta \times 10^{-5}$ (K <sup>-1</sup> )
L'eau (H <sub>2</sub> O)	997.1	4179	0.613	21
Le cuivre (Cu)	8933	385	401	1.67
Le dioxyde de titane(TiO <sub>2</sub> )	4250	686.2	8.9538	0.9
Nanotubes de carbone (NTC)	2600	425	6600	0.16

### II.5.1.2. Equations gouvernantes du premier problème

Après l'adoption des hypothèses simplificatrices mentionnées au paragraphe II.4, nous pouvons formuler les différentes équations mathématiques gouvernantes afin de modéliser l'écoulement laminaire d'un nanofluide résultant du transfert de chaleur par convection naturelle dans une enceinte cylindrique horizontale chauffée partiellement.

Le modèle mathématique ou plutôt les équations mathématiques gouvernantes de ce problème sont l'équation de continuité, les équations de quantité de mouvement et l'équation de l'énergie, ces équations peuvent être écrites sous forme dimensionnelle comme suit :

#### ➤ Équation de continuité

$$\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{u}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial \theta} = 0 \quad (\text{II. 9})$$

$u$  et  $v$  sont les composantes du vecteur de vitesse  $\vec{V}(u, v)$  dans les directions  $r$  et  $\theta$  respectivement.

#### ➤ Équations de quantité de mouvement

Suivent  $r$  :

$$u \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{v}{r} \frac{\partial u}{\partial \theta} - \frac{v^2}{r} = -\frac{1}{\rho_{nf}} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu_{nf} \left( \nabla^2 u - \frac{u}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v}{\partial \theta} \right) + g \beta_{nf} (T - T_c) \cos \theta \quad (\text{II. 10})$$

Suivent  $\theta$  :

$$u \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{v}{r} \frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{u v}{r} = -\frac{1}{\rho_{nf} r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \nu_{nf} \left( \nabla^2 v - \frac{v}{r^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u}{\partial \theta} \right) + g \beta_{nf} (T - T_c) \sin \theta \quad (\text{II. 11})$$

### ➤ Équation de l'énergie

$$u \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{v}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} = \alpha_{nf} \nabla^2 T \quad (\text{II. 12})$$

avec :

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} \quad (\text{II. 13})$$

#### II.5.1.3. Adimensionnalisation des équations du premier problème

Afin de donner une applicabilité générale du modèle mathématique, les variables dimensionnelles doivent être converties en variables sans dimensions normalisées, cette conversion permet de spécifier les conditions d'écoulement avec un nombre restreint de paramètres de façon à rendre la solution plus générale.

Pour reformuler les équations gouvernantes dimensionnelles sous la forme d'équations adimensionnelles, les grandeurs adimensionnelles définies dans les relations suivantes ont été adoptées :

$$R = \frac{r}{R_0} \quad (\text{II. 14})$$

$$U = \left( \frac{D}{\alpha_{nf}} \right) u \quad (\text{II. 15})$$

$$V = \left( \frac{D}{\alpha_{nf}} \right) v \quad (\text{II. 16})$$

$$P = \frac{p}{\rho_{nf} \left( \frac{\alpha_{nf}}{D} \right)^2} \quad (\text{II. 17})$$

Pour chauffage isotherme

$$\xi = \frac{T - T_c}{T_h - T_c} \quad (\text{II. 18})$$

Pour chauffage isoflux

$$\xi = \frac{K(T - T_c)}{Q D} \quad (\text{II. 19})$$

En introduisant les grandeurs sans dimensions dans les équations de continuité (II-9), de quantité de mouvement (II-10 et II-11) et d'énergie (II-12), on obtient le modèle mathématique adimensionnel :

➤ **Équation de continuité adimensionnelle**

$$\frac{\partial U}{\partial R} + \frac{U}{R} + \frac{1}{R} \frac{\partial V}{\partial \theta} = 0 \quad (\text{II. 20})$$

➤ **Équations de quantité de mouvement adimensionnelles**

Suivent  $r$  :

$$U \frac{\partial U}{\partial R} + \frac{V}{R} \frac{\partial U}{\partial \theta} - \frac{V^2}{R} = -\frac{\partial P}{\partial R} + 2 Pr \left( \nabla^2 U - \frac{U}{R^2} - \frac{2}{R^2} \frac{\partial V}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{2} Pr Ra \xi \cos \theta \quad (\text{II. 21})$$

Suivent  $\theta$  :

$$U \frac{\partial V}{\partial R} + \frac{V}{R} \frac{\partial V}{\partial \theta} - \frac{U V}{R} = -\frac{1}{R} \frac{\partial P}{\partial \theta} + 2 Pr \left( \nabla^2 V - \frac{V}{R^2} + \frac{2}{R^2} \frac{\partial U}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{2} Pr Ra \xi \sin \theta \quad (\text{II. 22})$$

➤ **Équation de l'énergie adimensionnelle**

$$U \frac{\partial \xi}{\partial R} + \frac{V}{R} \frac{\partial \xi}{\partial \theta} = 2 \nabla^2 \xi \quad (\text{II. 23})$$

avec :

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial R^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} + \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} \quad (\text{II. 24})$$

Pr est le nombre de Prandtl du nanofluide, donné par la relation :

$$\text{Pr} = \frac{\nu_{nf}}{\alpha_{nf}} \quad (\text{II. 25})$$

Ra est le nombre de Rayleigh du nanofluide, donné pour une source de chaleur à température constante par la relation :

$$\text{Ra} = \frac{g\beta_{nf} D^3 (T_h - T_c)}{\nu_{nf} \alpha_{nf}} \quad (\text{II. 26})$$

Pour une source de chaleur à flux constant

$$\text{Ra} = \frac{g\beta_{nf} D^4 Q}{\nu_{nf} \alpha_{nf} K_{nf}} \quad (\text{II. 27})$$

#### **II.5.1.4. Conditions aux limites du premier problème**

Les conditions aux limites utilisées dans ce problème sont :

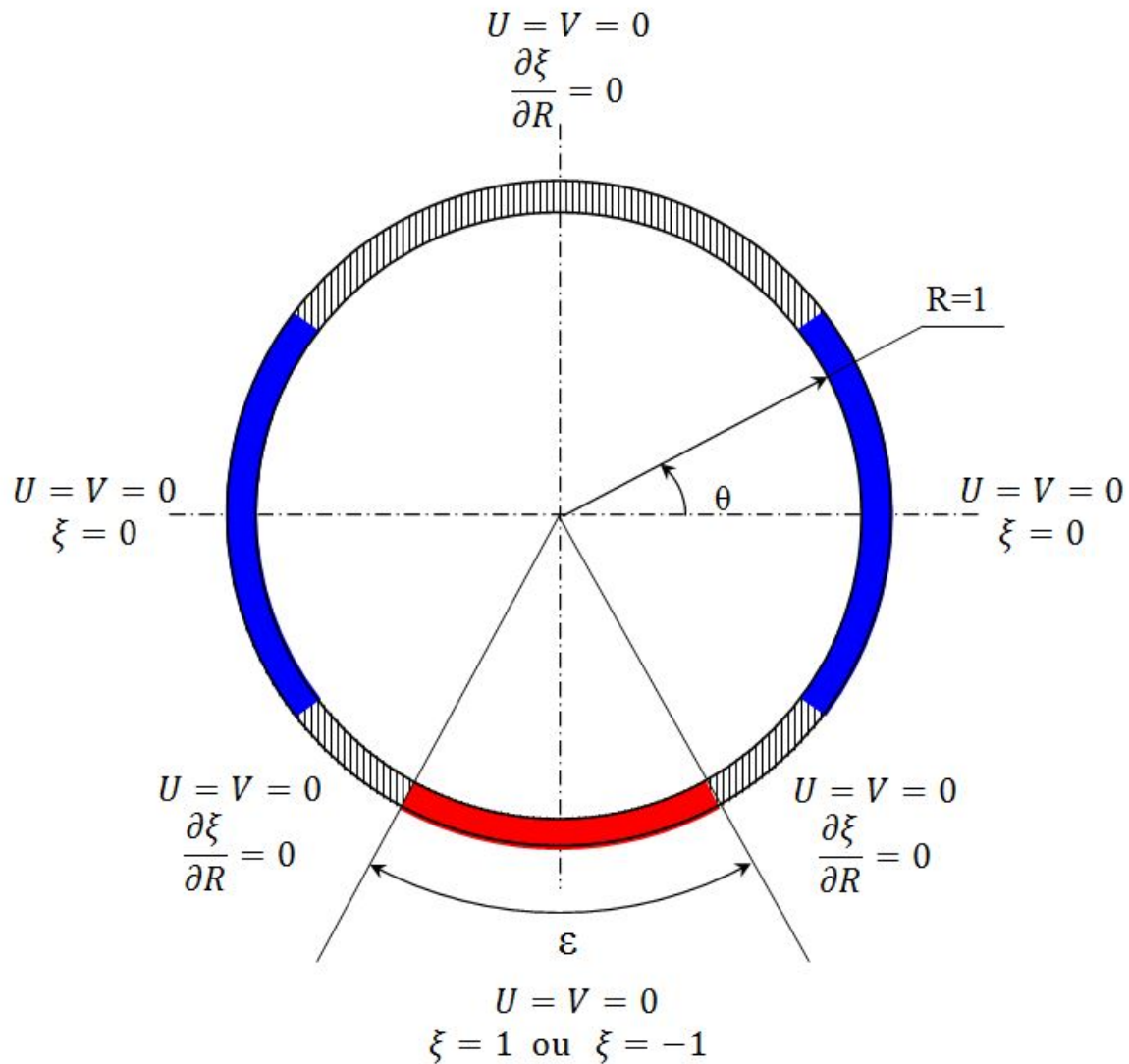
- La partie inférieure de l'enceinte est partiellement chauffée à une température constante  $T_h$  ou à un flux de chaleur constant  $Q$ .
- Les deux côtés gauche et droit de l'enceinte sont considérés comme des parois froides à une température constante  $T_c$ .
- La partie supérieure de l'enceinte et le reste des parties non chauffées de la partie inférieure sont supposées comme des parois adiabatiques.

Ces différentes conditions aux limites sous forme adimensionnelles sont mentionnées dans le Tableau II-2, et aussi sont montrées sur la Figure II-4.

**Tableau II-2 :** Conditions aux limites hydrodynamiques et thermiques sous forme adimensionnelles.

Limite	Conditions hydrodynamiques	Conditions thermiques
$R = 1$ $\frac{7}{4}\pi \leq \theta \leq \frac{\pi}{4}$ et $\frac{3}{4}\pi \leq \theta \leq \frac{5}{4}\pi$ Parois droite et gauche	$U = V = 0$	$\xi = 0$
$R = 1$ $\frac{\pi}{4} \leq \theta \leq \frac{3}{4}\pi$ Paroi supérieure	$U = V = 0$	$\frac{\partial \xi}{\partial R} = 0$
$R = 1$ $\frac{5}{4}\pi \leq \theta \leq \pi \left( \frac{3}{2} - \varepsilon \right)$ et $\pi \left( \frac{3}{2} + \varepsilon \right) \leq \theta \leq \frac{7}{4}\pi$ Parties non chauffées de la paroi inférieure	$U = V = 0$	$\frac{\partial \xi}{\partial R} = 0$  Pour température constante $\xi = 1$ Pour flux thermique constant $\xi = -1$
$R = 1$ $\pi \left( \frac{3}{2} - \varepsilon \right) \leq \theta \leq \pi \left( \frac{3}{2} + \varepsilon \right)$ Paroi inférieure	$U = V = 0$	Pour température constante $\xi = 1$ Pour flux thermique constant $\xi = -1$





**Figure II-4 :** La géométrie de l'enceinte et les conditions aux limites sous forme adimensionnelle.

### II.5.2. Système de coordonnées sphériques

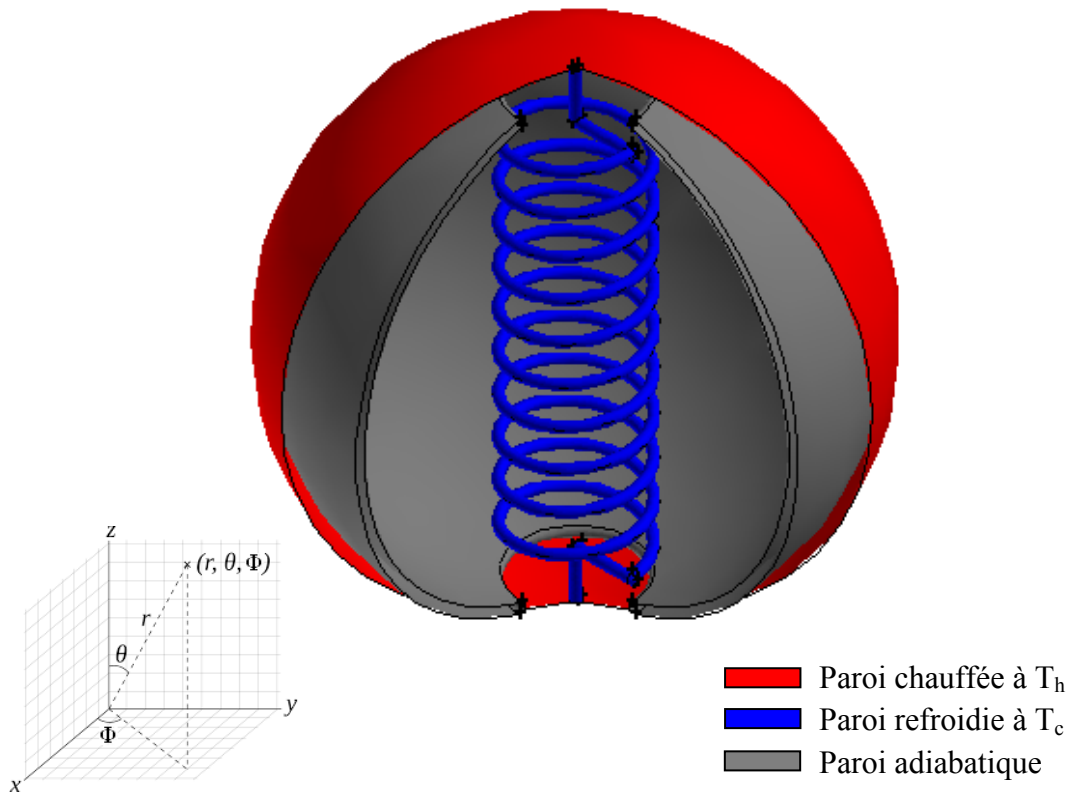
Pour le système de coordonnées sphériques, le deuxième problème qui représente l'écoulement tridimensionnel résultant du transfert de chaleur par convection naturelle dans une enceinte de chauffe-eau solaire sphérique sera étudié.

#### II.5.2.1. Description du deuxième problème

Le modèle physique est un chauffe-eau solaire sphérique sous forme d'enceinte sphérique de rayon extérieur  $r_0$  Figure II-5.



(a)



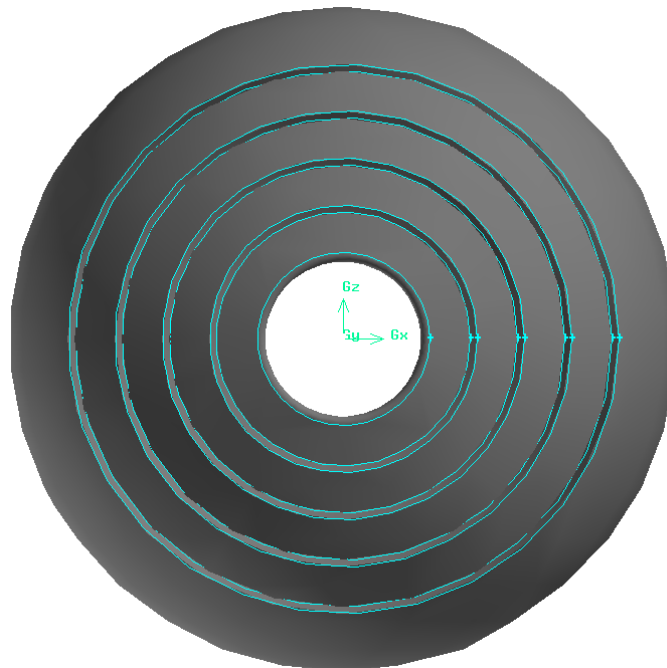
(b)

**Figure II-5 :** (a) Photo d'un chauffe-eau solaire sphérique, (b) Schéma de l'enceinte étudiée.

La surface extérieure de l'enceinte représente un capteur solaire exposé au rayonnement solaire, nous supposons dans l'étude de ce problème que la surface extérieure est chauffée à une température constante  $T_h$ . A l'intérieur de l'enceinte sphérique, il y a une surface sphérique centrée et isolée thermiquement contenant deux trous, un en haut de l'enceinte et l'autre en bas de l'enceinte, l'espace entre la surface chauffée et la surface isolée thermiquement de l'enceinte constitue le canal de chauffage du fluide. Au milieu de l'enceinte se trouve un tube spiral contenant le fluide à chauffer, ce fluide se déplace à l'intérieur du tube spiral depuis le bas de l'enceinte vers le haut de l'enceinte ; on considère que la surface du tube spiral est à basse température qui augmente linéairement en fonction de la hauteur de l'enceinte selon l'équation :

$$T_c = \left( \frac{T_1 - T_0}{2 r_0} \right) y + T_0 \quad (\text{II. 28})$$

Une technique consiste à apporter des modifications géométriques à l'enceinte du chauffe-eau solaire sphérique pour améliorer le transfert de chaleur par convection naturelle, ces modifications sont la création des orifices annulaires concentriques dans la partie inférieure de la paroi adiabatique interne du chauffe-eau solaire Figure II-6, avec un rapport entre l'espace du chauffage et l'espace de l'orifice annulaire  $\gamma=0.5$ , le nombre des orifices annulaires varie de 1 à 6.



**Figure II-6 :** Vue inférieure de la paroi adiabatique avec quatre orifices annulaires concentriques (N=4)

L'étude de ce modèle physique a été réalisée en utilisant des coordonnées sphériques tridimensionnelles, l'enceinte est remplie d'un nanofluide à base d'eau contenant des nanoparticules de cuivre (Cu) ou des nanotubes de carbone (NTC); les propriétés thermophysiques du fluide de base et des nanoparticules solides sont listées dans le tableau II-1, la fraction volumique est variée dans l'intervalle [0 à 0.05], pour une gamme du nombre de Rayleigh de  $10^4$  à  $10^6$ .

### II.5.2.2. Equations gouvernantes du deuxième problème

Après l'adoption des hypothèses simplificatrices mentionnées au paragraphe II.4, nous pouvons formuler les différentes équations mathématiques gouvernantes afin de modéliser l'écoulement laminaire d'un nanofluide résultant du transfert de chaleur par convection naturelle dans une enceinte sphérique de chauffe-eau solaire.

Le modèle mathématique ou plutôt les équations mathématiques gouvernantes de ce problème sont l'équation de continuité, les équations de quantité de mouvement et l'équation de l'énergie, ces équations peuvent être écrites dans le système de coordonnées sphériques tridimensionnelles sous forme dimensionnelle comme suit :

#### ➤ Équation de continuité

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial(r^2 u)}{\partial r} + \frac{1}{r \sin \theta} \frac{\partial(v \sin \theta)}{\partial \theta} + \frac{1}{r \sin \theta} \frac{\partial w}{\partial \Phi} = 0 \quad (\text{II. 29})$$

où  $u$ ,  $v$  et  $w$  sont les composantes du vecteur vitesse  $\vec{V}(u, v, w)$  dans les directions  $r$ ,  $\theta$  et  $\Phi$  respectivement.

#### ➤ Équations de quantité de mouvement

Suivant  $r$  :

$$\begin{aligned} & \left( u \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{v}{r} \frac{\partial u}{\partial \theta} + \frac{w}{r \sin \theta} \frac{\partial u}{\partial \Phi} - \frac{v^2}{r} - \frac{w^2}{r} \right) \\ & = - \frac{1}{\rho_{nf}} \frac{\partial p}{\partial r} - \beta_{nf} g_r (T - T_0) \\ & + \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf}} \left[ \nabla^2 u - \frac{2}{r^2} \left( u + \frac{\partial v}{\partial \theta} \right) + v \cot \theta - \frac{1}{\sin \theta} \frac{\partial w}{\partial \Phi} \right] \end{aligned} \quad (\text{II. 30})$$

Suivant  $\theta$ :

$$\begin{aligned} & \left( u \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{v}{r} \frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{w}{r \sin \theta} \frac{\partial v}{\partial \Phi} + \frac{uv - w^2 \cot \theta}{r} \right) \\ &= -\frac{1}{\rho_{nf}} \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} - \beta_{nf} g_{\theta} (T - T_0) \\ &+ \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf}} \left[ \nabla^2 v + \frac{1}{r^2} \left[ 2 \frac{\partial v}{\partial \theta} - \frac{1}{\sin^2 \theta} \left( v + 2 \cos \theta \frac{\partial w}{\partial \Phi} \right) \right] \right] \end{aligned} \quad (\text{II. 31})$$

Suivant  $\Phi$ :

$$\begin{aligned} & \left( u \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{v}{r} \frac{\partial w}{\partial \theta} + \frac{w}{r \sin \theta} \frac{\partial w}{\partial \Phi} + \frac{uw + vw \cot \theta}{r} \right) \\ &= -\frac{1}{\rho_{nf}} \frac{1}{r \sin \theta} \frac{\partial p}{\partial \Phi} - \beta_{nf} g_{\Phi} (T - T_0) \\ &+ \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf}} \left[ \nabla^2 w + \frac{1}{r^2 \sin^2 \theta} \left( 2 \sin \theta \frac{\partial u}{\partial \Phi} + 2 \cos \theta \frac{\partial v}{\partial \Phi} - w \right) \right] \end{aligned} \quad (\text{II. 32})$$

### ➤ Équation de l'énergie

$$u \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{w}{r \sin \theta} \frac{\partial T}{\partial \Phi} + \frac{v}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} = \alpha_{nf} \nabla^2 T \quad (\text{II. 33})$$

Où le Laplacien 3D dans les coordonnées sphériques  $\nabla^2$  est défini par :

$$\nabla^2 = \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left( r^2 \frac{\partial}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2 \sin^2 \theta} \frac{\partial^2}{\partial \Phi^2} + \frac{1}{r^2 \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \sin \theta \frac{\partial}{\partial \theta} \right) \quad (\text{II. 34})$$

### II.5.2.3. Adimensionnalisation des équations du deuxième problème

Pour reformuler les équations gouvernantes dimensionnelles sous la forme d'équations adimensionnelles, les grandeurs adimensionnelles définies dans les relations suivantes ont été adoptées :

$$R = \frac{r}{r_0} \quad (\text{II. 35})$$

$$U = \left( \frac{r_0}{\alpha_{nf}} \right) u \quad (\text{II. 36})$$

$$V = \left( \frac{r_0}{\alpha_{nf}} \right) v \quad (\text{II. 37})$$

$$W = \left( \frac{r_0}{\alpha_{nf}} \right) w \quad (\text{II. 38})$$

$$P = \frac{p}{\rho_{nf} \left( \frac{\alpha_{nf}}{r_0} \right)^2} \quad (\text{II. 39})$$

$$\xi = \frac{T - T_0}{T_h - T_0} \quad (\text{II. 40})$$

En introduisant les grandeurs sans dimensions dans les équations de continuité (II-29), de quantité de mouvement (II-30, II-31 et II-32) et d'énergie (II-33), on obtient le modèle mathématique adimensionnel :

➤ **Équation de continuité adimensionnelle**

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial(R^2 U)}{\partial R} + \frac{1}{R \sin \theta} \frac{\partial(V \sin \theta)}{\partial \theta} + \frac{1}{R \sin \theta} \frac{\partial W}{\partial \Phi} = 0 \quad (\text{II. 41})$$

➤ **Équations de quantité de mouvement adimensionnelles**

Suivant r :

$$\begin{aligned} & \left( U \frac{\partial U}{\partial R} + \frac{V}{R} \frac{\partial U}{\partial \theta} + \frac{W}{R \sin \theta} \frac{\partial U}{\partial \Phi} - \frac{V^2}{R} - \frac{W^2}{R} \right) \frac{1}{\text{Pr}} \\ & = - \frac{1}{\text{Pr}} \frac{\partial P}{\partial R} - \frac{1}{8} \frac{g_r}{g} \xi Ra + \frac{2}{R} \frac{\partial U}{\partial R} + \frac{\partial^2 U}{\partial R^2} + \frac{\cot \theta}{R^2} \frac{\partial U}{\partial \theta} + \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 U}{\partial \theta^2} \\ & + \frac{1}{R^2 \sin^2 \theta} \frac{\partial^2 U}{\partial \Phi^2} - \frac{2}{R^2} U - \frac{2}{R^2} \frac{\partial V}{\partial \theta} - \frac{2}{R^2} V \cot \theta - \frac{2}{R^2 \sin \theta} \frac{\partial W}{\partial \Phi} \end{aligned} \quad (\text{II. 42})$$

Suivant  $\theta$  :

$$\begin{aligned} & \left( U \frac{\partial V}{\partial R} + \frac{V}{R} \frac{\partial V}{\partial \theta} + \frac{W}{R \sin \theta} \frac{\partial V}{\partial \Phi} + \frac{U V}{R} - \frac{\cot \theta}{R} W^2 \right) \frac{1}{\text{Pr}} \\ &= -\frac{1}{\text{Pr}} \frac{1}{R} \frac{\partial P}{\partial \theta} - \frac{1}{8} \frac{g_\theta}{g} \xi Ra + \frac{2}{R} \frac{\partial V}{\partial R} + \frac{\partial^2 V}{\partial R^2} + \frac{\cot \theta}{R^2} \frac{\partial V}{\partial \theta} + \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 V}{\partial \theta^2} \\ &+ \frac{1}{R^2 \sin^2 \theta} \frac{\partial^2 V}{\partial \Phi^2} + \frac{2}{R^2} \frac{\partial U}{\partial \theta} - \frac{V}{R^2 \sin^2 \theta} - \frac{2 \cos \theta}{R^2 \sin^2 \theta} \frac{\partial W}{\partial \Phi} \end{aligned} \quad (\text{II. 43})$$

Suivant  $\Phi$  :

$$\begin{aligned} & \left( U \frac{\partial W}{\partial R} + \frac{V}{R} \frac{\partial W}{\partial \theta} + \frac{W}{R \sin \theta} \frac{\partial W}{\partial \Phi} + \frac{U W}{R} + \frac{\cot \theta}{R} V W \right) \frac{1}{\text{Pr}} \\ &= -\frac{1}{\text{Pr}} \frac{1}{R \sin \theta} \frac{\partial P}{\partial \Phi} - \frac{1}{8} \frac{g_\Phi}{g} \xi Ra + \frac{2}{R} \frac{\partial W}{\partial R} + \frac{\partial^2 W}{\partial R^2} + \frac{\cot \theta}{R^2} \frac{\partial W}{\partial \theta} + \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 W}{\partial \theta^2} \\ &+ \frac{1}{R^2 \sin^2 \theta} \frac{\partial^2 W}{\partial \Phi^2} - \frac{W}{R^2 \sin^2 \theta} + \frac{2}{R^2 \sin \theta} \frac{\partial U}{\partial \Phi} + \frac{2 \cos \theta}{R^2 \sin^2 \theta} \frac{\partial V}{\partial \Phi} \end{aligned} \quad (\text{II. 44})$$

➤ **Équation de l'énergie adimensionnelle**

$$U \frac{\partial \xi}{\partial R} + \frac{V}{R} \frac{\partial \xi}{\partial \theta} + \frac{W}{R \sin \theta} \frac{\partial \xi}{\partial \Phi} = \frac{2}{R} \frac{\partial \xi}{\partial R} + \frac{\partial^2 \xi}{\partial R^2} + \frac{\cot \theta}{R^2} \frac{\partial \xi}{\partial \theta} + \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 \xi}{\partial \theta^2} + \frac{1}{R^2 \sin^2 \theta} \frac{\partial^2 \xi}{\partial \Phi^2} \quad (\text{II. 45})$$

Pr est le nombre de Prandtl du nanofluide, donné par la relation :

$$\text{Pr} = \frac{\nu_{nf}}{\alpha_{nf}} \quad (\text{II. 46})$$

Ra est le nombre de Rayleigh du nanofluide, donné par la relation :

$$Ra = \frac{8 g \beta_{nf} r_0^3 (T_h - T_0)}{\nu_{nf} \alpha_{nf}} \quad (\text{II. 47})$$

### II.5.2.4. Conditions aux limites du deuxième problème

Les conditions aux limites utilisées dans ce problème sont :

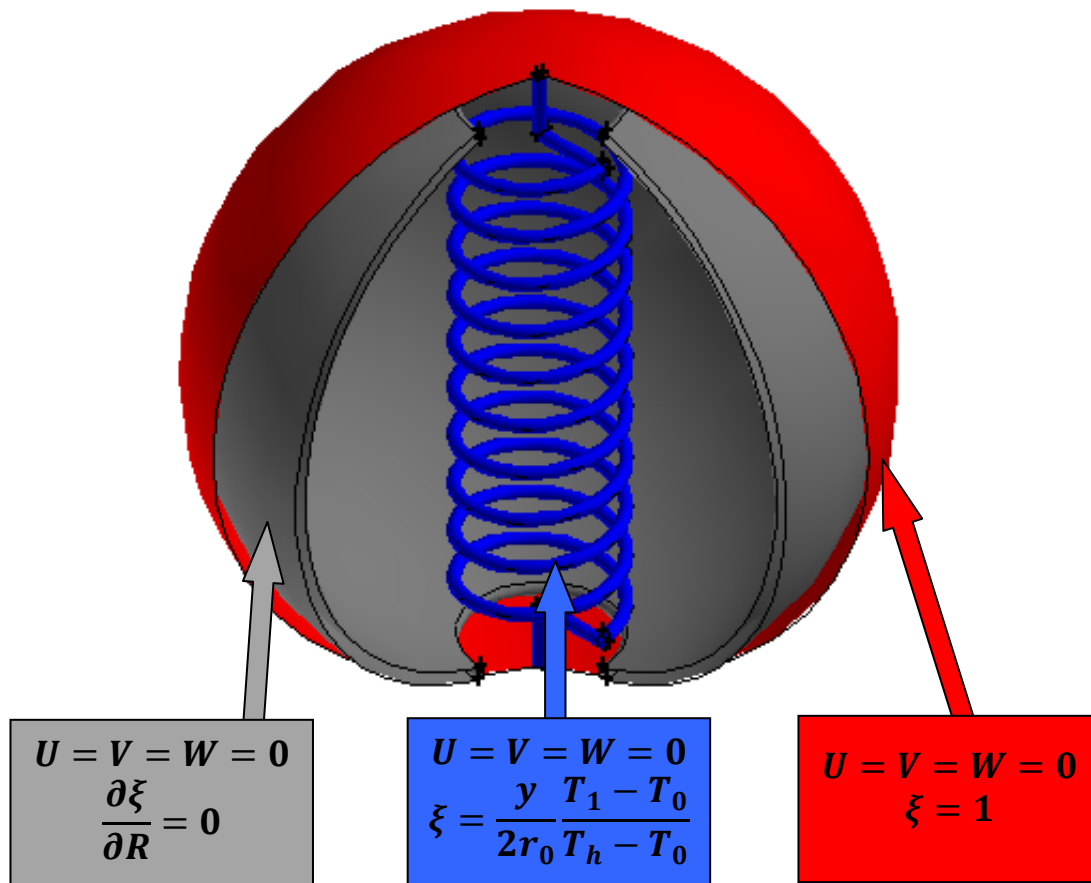
- La surface sphérique extérieure de l'enceinte est chauffée à une température constante  $T_h$
- La surface du tube spiral est à basse température qui augmente linéairement en fonction de la hauteur de l'enceinte selon l'équation (II.28).
- La surface sphérique intérieure de l'enceinte est isolée thermiquement (adiabatique).

Ces différentes conditions aux limites sous forme adimensionnelles sont mentionnées dans le tableau II-3, et aussi sont montrées sur la Figure II-7.

**Tableau II-3 :** Conditions aux limites hydrodynamiques et thermiques sous forme adimensionnelles.

Limite	Conditions hydrodynamiques	Conditions thermiques
$R = 1$ $0 \leq \theta \leq 2\pi$ $0 \leq \Phi \leq \pi$ La surface sphérique extérieure	$U = V = W = 0$	$\xi = 1$
La surface du tube spiral	$U = V = W = 0$	$\xi = \frac{y}{2r_0} \frac{T_1 - T_0}{T_h - T_0}$
$\frac{r_{ad1}}{r_0} \leq R \leq \frac{r_{ad0}}{r_0}$ Surface de la sphère interne adiabatique	$U = V = W = 0$	$\frac{\partial \xi}{\partial R} = 0$





**Figure II-7 :** La géométrie de l'enceinte et les conditions aux limites sous forme adimensionnelle.

## II.6. CALCUL DU TRANSFERT DE CHALEUR

Le taux de transfert de chaleur par convection naturelle pour tous les problèmes étudiés est obtenu en calculant le nombre de Nusselt au niveau de la paroi chauffée, le nombre de Nusselt local est calculé en utilisant la formule suivante:

$$Nu = \frac{h L_c}{K_f} \quad (\text{II. 48})$$

où  $L_c$  est la longueur caractéristique.

Le nombre de Nusselt moyen au niveau de la paroi chauffée est calculé en utilisant la formule:

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}L_c}{K_f} \quad (\text{II. 49})$$

## II.6. LES MODELES MATHEMATIQUES DES CARACTERISTIQUES THERMOPHYSIQUES DES NANOFUIDES

Tout liquide a des propriétés thermophysiques qui le distinguent des autres liquides, qui sont la masse volumique, la chaleur spécifique, l'expansion thermique, la viscosité dynamique, la conductivité thermique et la diffusivité thermique, toutes ces caractéristiques thermophysiques sont le critère de base utilisé dans la sélection des fluides caloporteurs.

L'idée d'améliorer le transfert de chaleur par convection naturelle en modifiant les caractéristiques thermophysiques des fluides caloporteurs a fait l'objet de recherches intensives de plusieurs études expérimentales et numériques au cours des dernières années, où il a été conclu que l'ajout de nanoparticules solides au liquide conduit à un changement majeur et radical des propriétés thermophysiques du mélange résultant (nanofluide), d'une manière qui contribue à l'amélioration et l'augmentation du transfert de chaleur par convection naturelle.

En supposant que les nanoparticules sont bien dispersées dans le fluide de base et qu'ils sont en état d'équilibre thermique avec ce dernier, les modèles mathématiques utilisés pour calculer les propriétés thermophysiques de tous les nanofluides utilisés dans tous les problèmes étudiés dans cette thèse de doctorat sont les suivants:

### II.6.1. La masse volumique

La masse volumique d'un nanofluide est une grandeur physique qui caractérise la masse d'un mélange (Nanoparticules solides + Fluide) par unité de volume, ce concept peut être exprimé par les relations mathématiques suivantes :

$$\rho_{nf} = \frac{\text{La masse du mélange (Nanoparticules solides + Fluide)}}{\text{Le volume du mélange (Nanoparticules solides + Fluide)}} \quad (\text{II. 50})$$

$$\rho_{nf} = \frac{m_{nf}}{V_{nf}} = \frac{m_s + m_f}{V_s + V_f} = \frac{\rho_s V_s + \rho_f V_f}{V_s + V_f} \quad (\text{II. 51})$$

La fraction volumique des nanoparticules est connue par la relation suivante :

$$\varphi_v = \frac{\text{Le volume des nanoparticules solides}}{\text{Le volume du mélange (Nanoparticules solides + Fluide)}} = \frac{V_s}{V_s + V_f} \quad (\text{II.52})$$

En introduisant le concept de la fraction volumique des nanoparticules « équation (II.52) » à l'équation (II.51), nous obtenons la relation qui définit la masse volumique des nanofluides :

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi_v)\rho_f + \varphi_v \rho_s \quad (\text{II.53})$$

### II.6.2. La chaleur spécifique

La chaleur spécifique ou la capacité thermique massique d'un nanofluide est une grandeur physique qui caractérise la quantité d'énergie à apporter par échange thermique pour élever d'un kelvin la température de l'unité de masse d'un nanofluide (nanoparticules solides + fluide), selon Xuan et Roetzel [106], ce concept peut être exprimé par la relation mathématique suivante :

$$(\rho C_p)_{nf} = (1 - \varphi_v)(\rho C_p)_f + \varphi_v(\rho C_p)_s \quad (\text{II.54})$$

### II.6.3. Coefficient d'expansion thermique

Le coefficient d'expansion thermique d'un nanofluide est un coefficient qui donne l'augmentation relative de volume d'un nanofluide (nanoparticules solides + fluide) en fonction de l'augmentation de la température à pression constante, ce concept peut être exprimé par une formule mathématique similaire à celle utilisée pour calculer la chaleur spécifique « équation (II.54) » :

$$(\rho\beta)_{nf} = (1 - \varphi_v)(\rho\beta)_f + \varphi_v(\rho\beta)_s \quad (\text{II.55})$$

### II.6.4. La viscosité dynamique

La viscosité dynamique d'un nanofluide est une grandeur physique qui caractérise le rapport de la contrainte de cisaillement entre les couches du nanofluide (nanoparticules solides + fluide) au gradient de vitesse perpendiculaire au plan de cisaillement, selon le modèle de Brinkman [107], ce concept peut être exprimé par la relation mathématique suivante :

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1 - \varphi_v)^{2.5}} \quad (\text{II. 56})$$

### II.6.5. La conductivité thermique

La conductivité thermique d'un nanofluide est une grandeur physique qui caractérise le comportement des nanofluides (nanoparticules solides + fluides) lors du transfert de chaleur par conduction. Selon le modèle de Maxwell [108], pour les nanoparticules, cette grandeur peut être exprimée par la relation mathématique suivante :

$$\frac{K_{nf}}{K_f} = \frac{K_s + 2K_f - 2\varphi_v(K_f - K_s)}{K_s + 2K_f + \varphi_v(K_f - K_s)} \quad (\text{II. 57})$$

Selon Kolsi [117], pour les nanotubes, la conductivité thermique peut être exprimée par la relation mathématique suivante :

$$\frac{K_{nf}}{K_f} = \frac{(1 - \varphi_v) + 2\varphi_v \left( \frac{K_s}{K_s - K_f} \right) \ln \left( \frac{K_s + K_f}{2K_f} \right)}{(1 - \varphi_v) + 2\varphi_v \left( \frac{K_f}{K_s - K_f} \right) \ln \left( \frac{K_s + K_f}{2K_f} \right)} \quad (\text{II. 58})$$

### II.6.6. La diffusivité thermique

La diffusivité thermique d'un nanofluide est une grandeur physique qui caractérise la capacité d'un nanofluide (nanoparticules solides + fluide) à transmettre l'énergie thermique d'un point à un autre de ce nanofluide, ce concept peut être exprimé par la relation mathématique suivante :

$$\alpha_{nf} = \frac{K_{nf}}{(\rho C_p)_{nf}} \quad (\text{II. 59})$$

## **II.7. CONCLUSION**

Dans ce chapitre, en utilisant les lois fondamentales de la mécanique des fluides et de la thermodynamique, les modèles mathématiques pour tous les problèmes étudiés dans cette thèse de doctorat ont été créés selon des systèmes de coordonnées cylindriques et sphériques. Où les équations mathématiques gouvernantes ont été écrites, à savoir l'équation de la continuité, les équations de la quantité de mouvement et l'équation de l'énergie, dans les deux formes dimensionnelles et adimensionnelles, avec la description du modèle physique et des conditions aux limites, pour tous les problèmes étudiés. A la fin du chapitre, un modèle mathématique a été développé pour permettre le calcul des propriétés thermophysiques des nanofluides.

Maintenant, dans le chapitre suivant, nous allons résoudre les équations du modèle mathématique pour chaque problème étudié, en utilisant le logiciel FLUENT basé sur la méthode numérique des volumes finis. Cette méthode numérique sera expliquée en détail dans le chapitre suivant.

---

*Chapitre III*

*Modélisation Numérique*

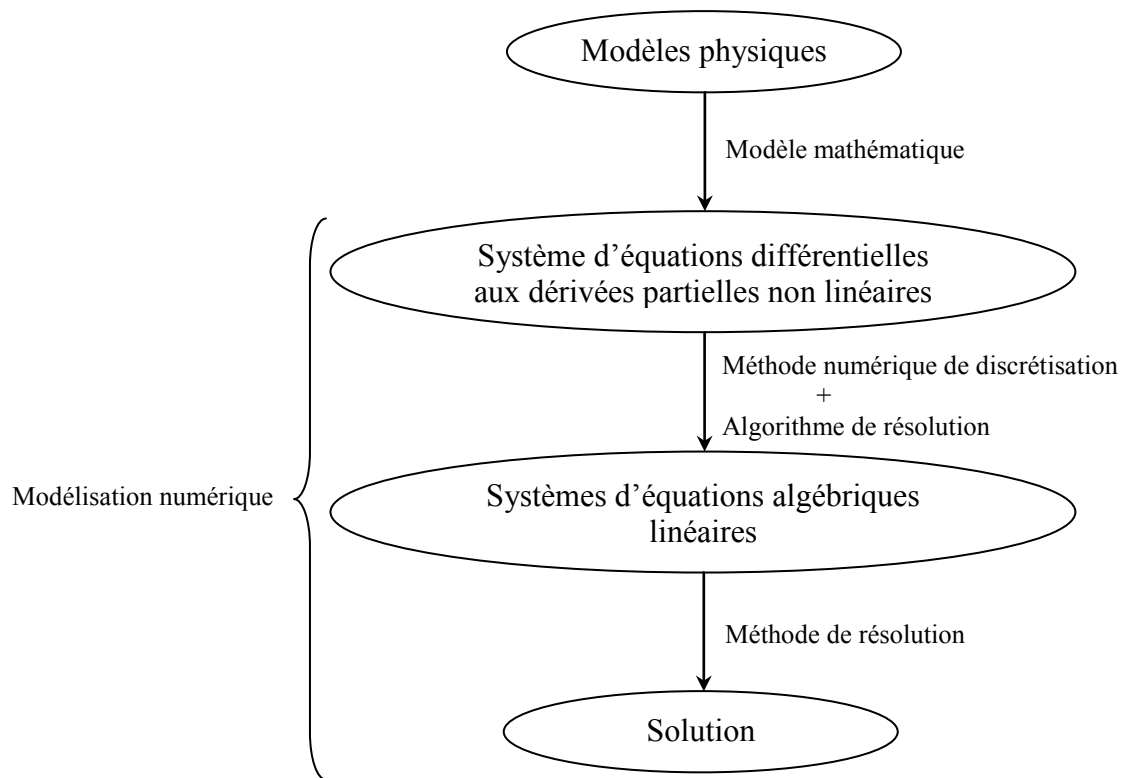
---

## CHAPITRE III

# MODELISATION NUMERIQUE

### III.1. INTRODUCTION

Dans le chapitre précédent, nous avons converti les modèles physiques des problèmes étudiés en modèles mathématiques constitués d'équations différentielles aux dérivées partielles (EDP) non-linéaires, sachant que la résolution analytique de ce type d'équations ne peut être possible au moyen des outils d'analyse mathématique contemporaine. Par conséquent, ces équations différentielles aux dérivées partielles non linéaires doivent être converties en systèmes d'équations algébriques linéaires qui peuvent être résolues par des méthodes directes ou par itérations, ce processus de conversion est effectué par des méthodes appelées méthodes numériques de discrétisation, toutes ces étapes de conversion sont illustrées sur la Figure III-1.



**Figure III-1** : Principe de la modélisation numérique.

Il existe plusieurs méthodes numériques de discrétisation des équations différentielles aux dérivées partielles, parmi les méthodes de discrétisation les plus connues:

- Méthode des éléments finis
- Méthode des différences finies
- Méthode spectrales
- Méthode des volumes finis

Pour cette thèse de doctorat, la procédure numérique retenue pour la résolution du système d'équations mathématique gouvernant la dynamique du transfert thermique par convection naturelle dans des diverses géométries, avec les conditions limites prescrites, est basée sur la méthode des volumes finis.

### **III.2. PRINCIPE DE LA METHODE DES VOLUMES FINIS**

La méthode des volumes finis a été publiée en 1980 par Patankar [110], le principe de cette méthode dépend d'une technique appelée technique de discrétisation, à travers laquelle les équations différentielles aux dérivées partielles non-linéaires du modèle mathématique sont converties en un système d'équations algébriques linéaires qui peuvent être résolues numériquement. Le domaine de solution est subdivisé en un nombre fini de sous-domaines élémentaires, appelés volumes de contrôle; chaque volume de contrôle contient un nœud principal auquel les quantités variables des grandeurs physiques doivent être calculées. Au niveau de chaque volume de contrôle, les équations différentielles aux dérivées partielles du modèle mathématique sont intégrées afin d'obtenir les équations discrétisées, en conséquence, on obtient une équation algébrique pour chaque volume de contrôle. Les différentes étapes de la méthode des volumes finis sont illustrées sur la Figure III-2.



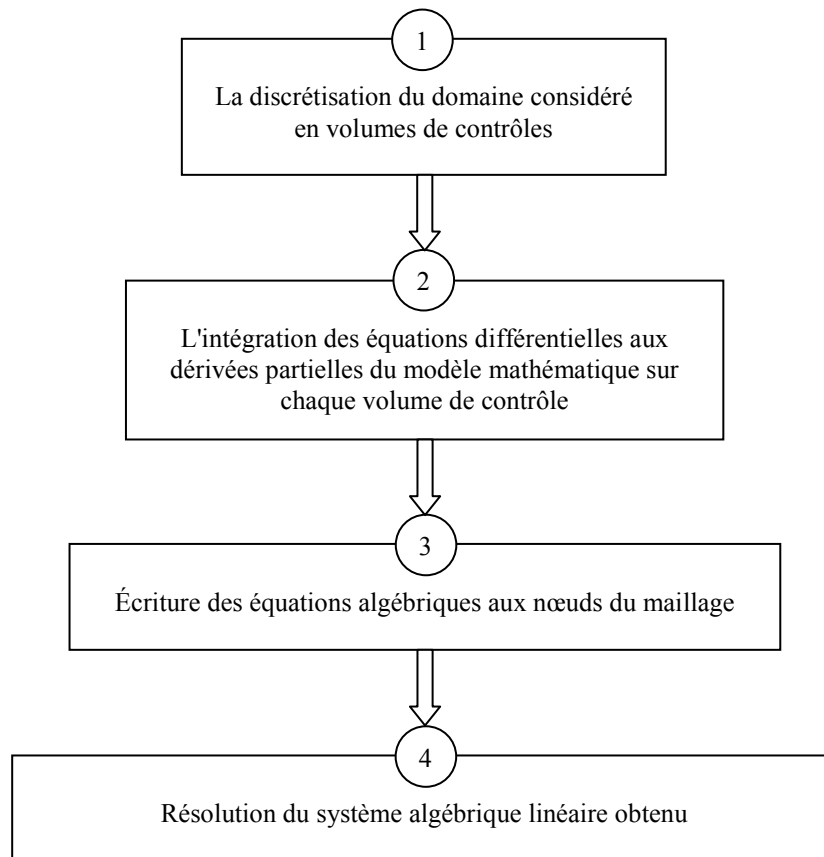


Figure III-2 : Les différentes étapes de la méthode des volumes finis.

### III.3. EQUATION DIFFERENTIELLE GOUVERNANTE

Les phénomènes physiques impliquant l'écoulement d'un fluide, le transfert thermique et le transfert massique, sont décrits selon des principes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement, et de l'énergie. Ces principes sont exprimés par des équations différentielles. Si on note par  $\phi$  la quantité physique transportée, les équations de conservation peuvent s'écrire selon la forme suivante de l'équation généralisée de transport de la variable générique dépendante  $\phi$  [118]:

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\Lambda_\phi \phi)}_T + \underbrace{\vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V} \phi)}_C = \underbrace{\vec{\nabla} \cdot (\Gamma_\phi \vec{\nabla} \phi)}_D + \underbrace{S_\phi}_S \quad (\text{III. 1})$$

où :

$T$  : Représente le terme transitoire.

$C$  : Représente le transport par convection de  $\phi$

$D$  : Représente le transport par diffusion de  $\phi$

$\phi$  : La propriété transportée.

$S_\phi$  : Représente le terme source.

$\Gamma_\phi$  : Le coefficient de diffusion de la quantité  $\phi$

$\vec{V}$  : Le vecteur de vitesse.

Pour les coordonnées cylindriques :

$$\vec{V} = \frac{\partial}{\partial R} \vec{u}_r + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} \vec{u}_\theta + \frac{\partial}{\partial z} \vec{u}_z \quad (\text{III. 2})$$

Pour les coordonnées sphériques :

$$\vec{V} = \frac{\partial}{\partial R} \vec{u}_r + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} \vec{u}_\theta + \frac{1}{R \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \Phi} \vec{u}_\Phi \quad (\text{III. 3})$$

Après avoir pris en compte les hypothèses simplificatrices, l'équation générale de transport devient comme suit :

$$\vec{\nabla} \cdot (\vec{V} \phi) = \vec{\nabla} \cdot (\Gamma_\phi \vec{\nabla} \phi) + S_\phi \quad (\text{III. 4})$$

Les expressions de la variable dépendante  $\phi$ , du coefficient de diffusion  $\Gamma_\phi$  et du terme source  $S_\phi$  relatives aux équations différentielles du modèle mathématique sont présentées dans le Tableau III-1 pour le premier problème, et dans le Tableau III-2 pour le deuxième problème.

**Tableau III-1:** Les termes de l'équation de transport pour le premier problème.

Equation	$\phi$	$\Gamma_\phi$	$S_\phi$
Conservation de masse	1	0	0
Quantité de mouvement selon $r$	U	2 Pr	$U \frac{\partial U}{\partial R} + \frac{V^2}{R} - \frac{\partial P}{\partial R} + 2 Pr \left( -\frac{U}{R^2} - \frac{2}{R^2} \frac{\partial V}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{2} Pr Ra \xi \cos \theta$
Quantité de mouvement selon $\theta$	V	2 Pr	$V \frac{\partial U}{\partial R} + \frac{V}{R} \frac{\partial V}{\partial \theta} + \frac{2UV}{R} - \frac{1}{R} \frac{\partial P}{\partial \theta} + 2 Pr \left( -\frac{V}{R^2} + \frac{2}{R^2} \frac{\partial U}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{2} Pr Ra \xi \sin \theta$
Energie	$\xi$	2	$\xi \frac{U}{R} + \xi \frac{\partial U}{\partial R} + \frac{\xi}{R} \frac{\partial V}{\partial \theta}$

**Tableau III-2:** Les termes de l'équation de transport pour le deuxième problème.

Equation	$\phi$	$\Gamma_\phi$	$S_\phi$
Conservation de masse	1	0	0
Quantité de mouvement selon $r$	U	Pr	$U \frac{\partial U}{\partial R} + \left( \frac{V^2}{R} + \frac{W^2}{R} \right) - \frac{\partial P}{\partial R} - \frac{Pr g_r}{8 g} \xi Ra - \frac{2Pr}{R^2} U - \frac{2Pr}{R^2} V \cot \theta + \left( \frac{1}{R} \frac{\partial V}{\partial \theta} + \frac{1}{R \sin \theta} \frac{\partial W}{\partial \Phi} \right) \left( U - \frac{2 Pr}{R} \right) + \frac{UV}{R} \cot \theta + \frac{2}{R} U^2$
Quantité de mouvement selon $\theta$	V	Pr	$\frac{V}{R} \frac{\partial V}{\partial \theta} + \frac{UV}{R} + \frac{\cot \theta}{R} (W^2 + V^2) - \frac{1}{R} \frac{\partial P}{\partial \theta} - \frac{Pr g_\theta}{8 g} \xi Ra + \frac{2 Pr}{R^2} \frac{\partial U}{\partial \theta} - \frac{Pr}{R^2 \sin^2 \theta} V + \frac{1}{R \sin \theta} \left( V - \frac{2 Pr}{R} \cot \theta \right) \frac{\partial W}{\partial \Phi} + V \frac{\partial U}{\partial R}$
Quantité de mouvement selon $\Phi$	W	Pr	$\frac{U W}{R} + \frac{W}{R \sin \theta} \frac{\partial W}{\partial \Phi} - \frac{1}{R \sin \theta} \frac{\partial P}{\partial \Phi} - \frac{Pr g_\Phi}{8 g} \xi Ra + W \frac{\partial U}{\partial R} + \frac{W}{R} \frac{\partial V}{\partial \theta} - \frac{Pr W}{R^2 \sin^2 \theta} + \frac{2 Pr}{R^2 \sin \theta} \left( \frac{\partial U}{\partial \Phi} + \frac{\partial V}{\partial \Phi} \cot \theta \right)$
Energie	$\xi$	1	$2 \frac{U \xi}{R} + \xi \frac{\partial U}{\partial R} + \frac{V \xi}{R} \cot \theta + \frac{\xi}{R} \frac{\partial V}{\partial \theta} + \frac{\xi}{R \sin \theta} \frac{\partial W}{\partial \Phi}$

### III.4. TECHNIQUES DE RESOLUTION EN CFD

La simulation numérique en mécanique des fluides (CFD ; Computational Fluid Dynamics) est reconnue aujourd'hui comme l'un des outils incontournables de conception et est largement utilisée dans l'industrie. Le choix de l'utilisation d'une telle méthode numérique va dépendre essentiellement du type et de la complexité du problème à résoudre : la nature du fluide, le comportement thermodynamique, la modélisation du milieu et le problème stationnaire ou instationnaire. Les codes de simulation numérique des écoulements, ou codes CFD (Computational Fluid Dynamics), résolvent les équations régissant les mouvements d'un fluide, ces équations traduisent la conservation de la masse et de la quantité de mouvement du fluide (équations de Navier-Stokes), ainsi que la conservation de l'énergie. Certains codes sont aussi en mesure de décrire le transport de polluants ou les réactions chimiques au sein d'un fluide. Il existe un grand nombre de codes CFD disponibles, qu'ils soient commerciaux, du domaine public ou encore propres à certaines institutions. Le Tableau III-3 recense les codes de calcul les plus répandus. On peut observer que la plupart des codes utilisent la méthode des volumes finis [109].

**Tableau III-3:** Codes CFD [109].

Nom du code	Origine	Type	Méthode
ARIA	Abacus, Royaume-Uni	code commercial	volumes finis
ASTEC	Harwell, Royaume-Uni	code commercial	volumes finis
CALC-BFC	Chalmers, Suède	code de recherche	volumes finis
CHAMPION	TUD, Pays-Bas	code de recherche	volumes finis
EOL-3D	INRS, France	code de recherche	volumes finis
EXACT3	NIST, Etats-Unis	code de recherche	volumes finis
FEAT	Royaume-Uni	code commercial	éléments finis
FIDAP	FDI, Etats-Unis	code commercial	éléments finis
FIRE	AVL, Allemagne	code commercial	volumes finis
FLOTRAN	Computflow	code commercial	éléments finis
FloVENT	FLOMERICS, Royaume Uni	code commercial	volumes finis
FLOW-3D	Harwell, Royaume Uni	code commercial	volumes finis
FLUENT	ANSYS, Etats-Unis	code commercial	volumes finis
JASMINE	BRE-FRS, Royaume Uni	code de recherche	volumes finis
KAMELEON	SINTEF, Norvège	code de recherche	volumes finis
PHOENICS	CHAM, Royaume Uni	code commercial	volumes finis
SIMULAR AIR	AVL, Allemagne	code commercial	volumes finis
STAR-CD	CD, Royaume Uni	code commercial	volumes finis
TEACH-3D	Aalborg, Danemark	code de recherche	volumes finis
TEMPEST	Battelle, Etats-Unis	code de recherche	volumes finis
WISH-3D	TNO, Pays-Bas	code de recherche	volumes finis

Pour cette thèse de doctorat, le code CFD **FLUENT**<sup>®</sup> a été utilisé pour les deux problèmes étudiés.

### **III.4.1. Le code FLUENT<sup>®</sup>**

Le code de calcul **FLUENT**<sup>®</sup> du propriétaire **ANSYS** est un logiciel de simulations numériques des problèmes liés aux écoulements de fluides, transferts thermiques, transferts massiques, magnétohydrodynamiques, et parfois des problèmes de structure. Il est fondé sur la méthode des volumes finis pour résoudre les équations associées aux écoulements des fluides. Ce code CFD très utilisé dans l'industrie, résout les équations régissant sous la forme commune (équation générale de transport) pour chaque quantité physique décrite par une équation différentielle aux dérivées partielles. **FLUENT**<sup>®</sup> est écrit en langage de programmation C et utilise pleinement la flexibilité et la puissance offerte par ce langage (par exemple allocation de la mémoire dynamique). En outre, il utilise une architecture qui lui permet d'exécuter plusieurs processus simultanément sur le même poste de travail ou sur des postes séparés pour une exécution plus efficace [113, 118].

Avant de procéder à la résolution de différentes équations différentielles on a discrétisé le domaine de calcul à l'aide d'une grille (réseau) de maillage. De même cette étape a aussi fait appel à un logiciel spécialisé pour ce traitement (preprocessing) qui est **GAMBIT**.

### **III.4.2. Maillage à l'aide de GAMBIT**

**GAMBIT** est un logiciel de DAO (Dessin Assisté par Ordinateur) et de génération de maillage qui permet de réaliser des géométries en deux ou trois dimensions et de construire le maillage de type triangulaire, quadrilatéral (ou combiné) en deux dimensions, et de type tétraédrique, hexaédrique, pyramidal (ou combiné) en trois dimensions. Ce logiciel est largement répandu dans l'industrie (automobile, aéronautique, spatiale, ...etc.) en raison de son interface graphique puissante, il permet aussi de réaliser tout type de géométries complexes (fixes ou mobiles) associées à des maillages fixes ou adaptatifs [109, 112].

Pour cette thèse de doctorat, la génération des grilles de maillage dans nos simulations été faite au moyen du programme de génération de maillage automatique **GAMBIT 2.4**, avec des éléments de type quadrilatéral pour le premier problème Figure III-3, et avec des éléments de type combiné (tétraédrique, hexaédrique, pyramidal) pour le deuxième problème Figure III-4.

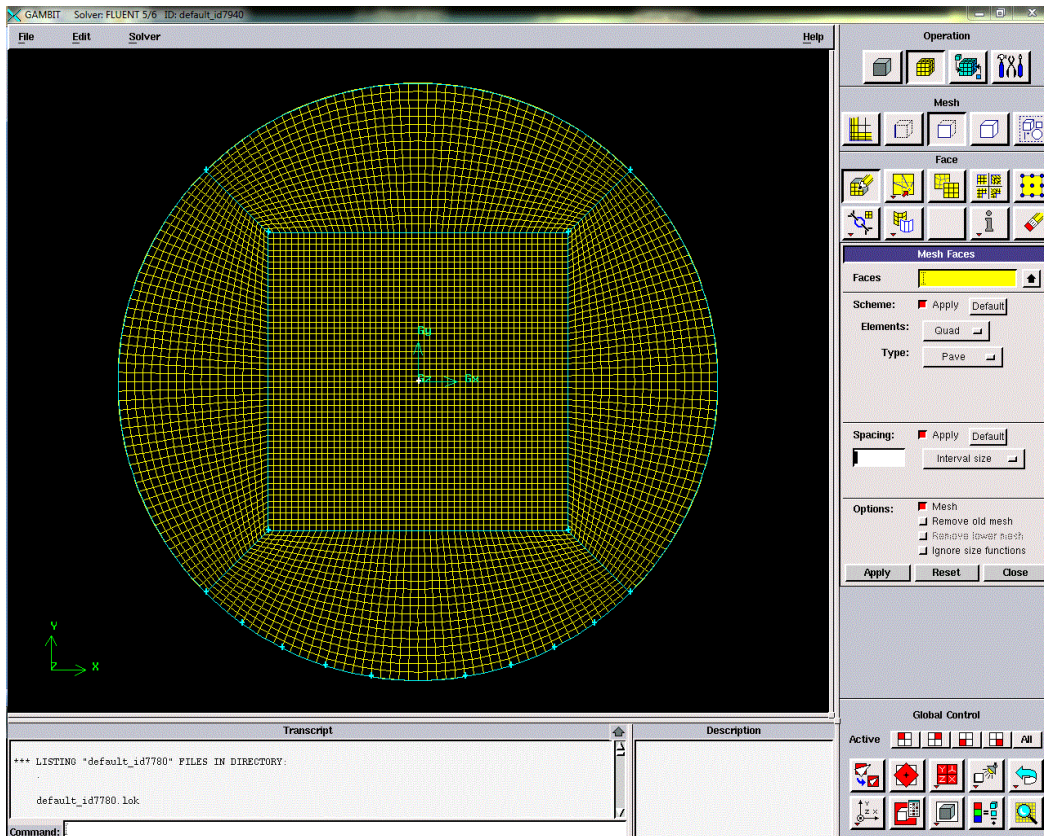


Figure III-3 : Maillage de la géométrie du premier problème dans GAMBIT.

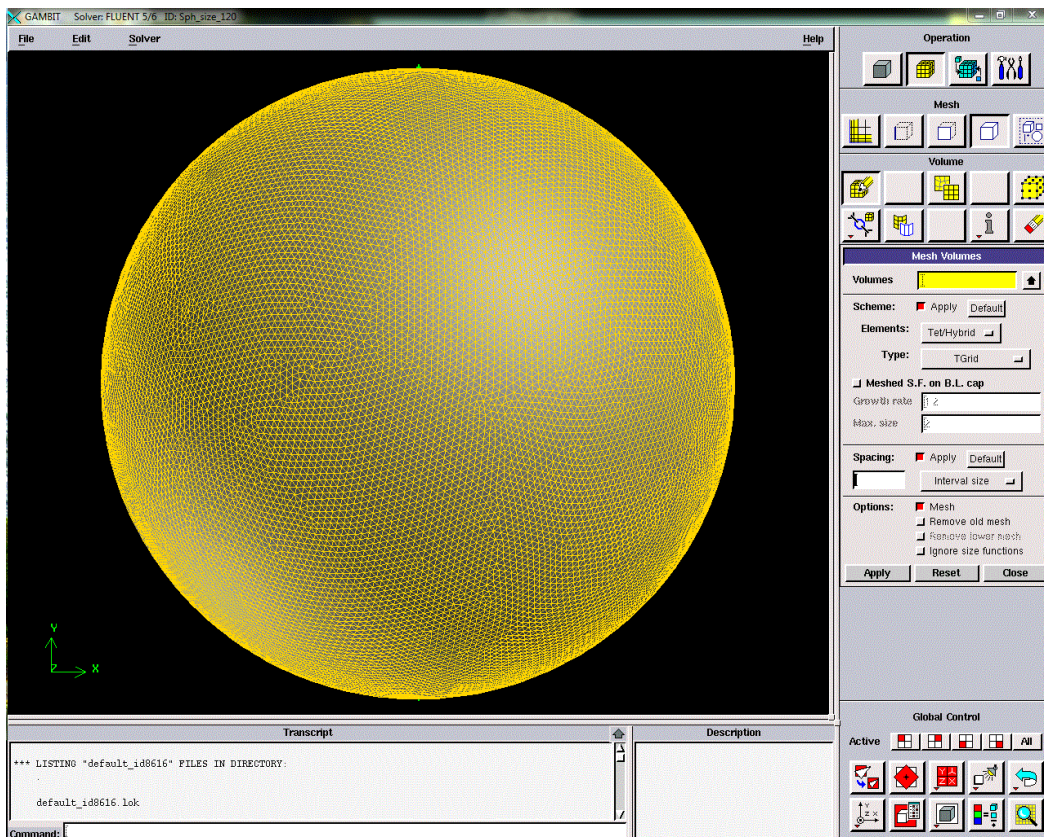
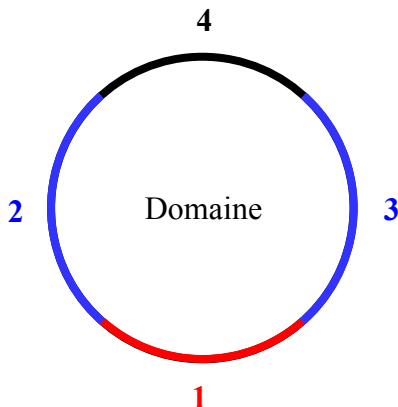
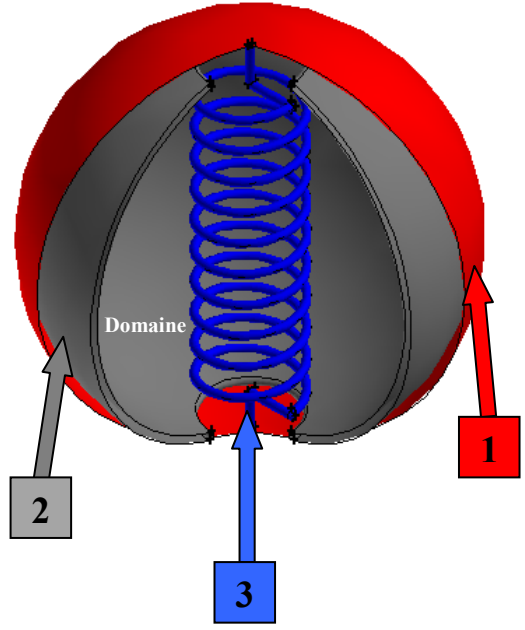


Figure III-4 : Maillage de la géométrie du deuxième problème dans GAMBIT.

### III.4.3. Définition des frontières sous GAMBIT

Dans GAMBIT, les conditions aux limites imposées pour les deux problèmes étudiés sont résumées dans le Tableau III-4.

**Tableau III-4 :** Conditions aux limites imposées aux frontières du domaine de calcul pour les deux problèmes étudiés.

	Frontière	Type	Schéma
Premier problème	1, 2, 3, 4	Mur (Wall)	 <p>Le schéma illustre un domaine circulaire. Les frontières sont numérotées : 1 (rouge) en bas, 2 (bleu) à gauche, 3 (bleu) à droite, et 4 (noir) en haut. Le mot "Domaine" est inscrit au centre.</p>
	Domaine	Fluide (Fluid)	
Deuxième problème	1, 2, 3	Mur (Wall)	 <p>Le schéma illustre un domaine hémisphérique. Une spirale bleue est au centre. Les frontières sont numérotées : 1 (rouge) sur la surface externe droite, 2 (gris) sur la surface externe gauche, et 3 (bleu) sur la surface interne inférieure. Le mot "Domaine" est inscrit au centre.</p>
	Domaine	Fluide (Fluid)	

### III.4.4. Utilisation du solveur FLUENT<sup>®</sup>

Au démarrage du solveur FLUENT<sup>®</sup>, une fenêtre apparaît qui permet de spécifier la dimensionnalité de la géométrie du domaine de calcul (2D ou 3D), le mode d'effectuer les calculs en virgule flottante (Simple Precision ou Double Precision), et plusieurs autres options pour les différentes équations régissant. L'utilisation de FLUENT est franchement simple en ce qui concerne le chargement du fichier .msh de maillage (issu de GAMBIT) contenant les définitions de la géométrie, du maillage et la déclaration qualitative des conditions aux limites reconnues par le solveur FLUENT<sup>®</sup>. L'aide de FLUENT<sup>®</sup> représente une mine d'informations sur son utilisation [113, 118].

Les paramètres essentiels à suivre lors de l'utilisation du solveur FLUENT<sup>®</sup> sont :

#### III.4.4.1. Schémas numériques de discrétisation

Les variables stockées au centre de la cellule doivent être interpolées aux faces du volume de contrôle en utilisant un schéma de discrétisation. Plusieurs schémas de discrétisation avec différents ordres de précision (1, 2 ou 3) pour les écoulements de transfert thermique par convection naturelle sont disponibles dans FLUENT<sup>®</sup>. Pour les deux problèmes étudiés dans cette thèse de doctorat, on a choisi le schéma **PRESTO** (Pressure Staggering Option) pour l'équation de pression. Tandis que pour les équations de quantité de mouvement et l'équation d'énergie, le schéma **QUICK** (Quadratic Upwind Interpolation for Convective Kinetics) a été choisi pour le premier problème Figure III-5, et le schéma (**Third-Order MUSCL**) a été choisi pour le deuxième problème Figure III-6.

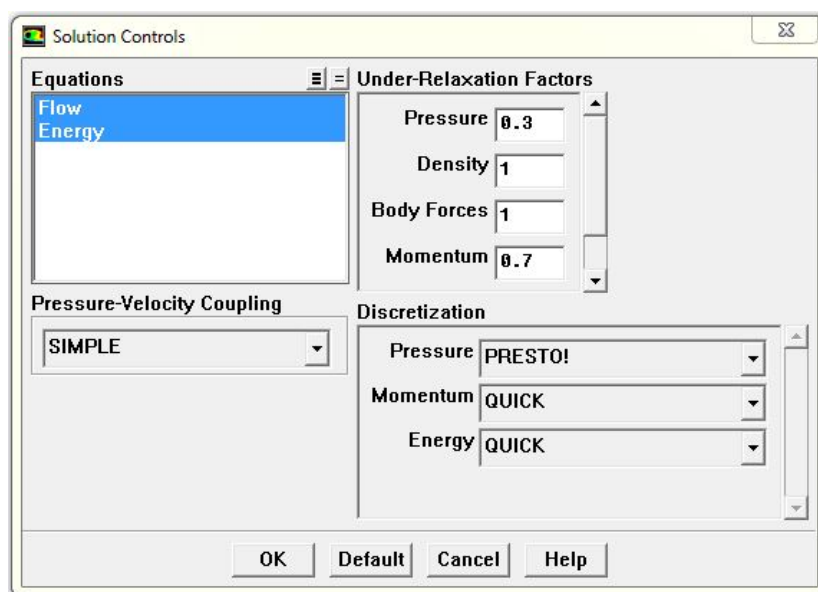


Figure III-5 : Schémas numériques de discrétisation du premier problème.



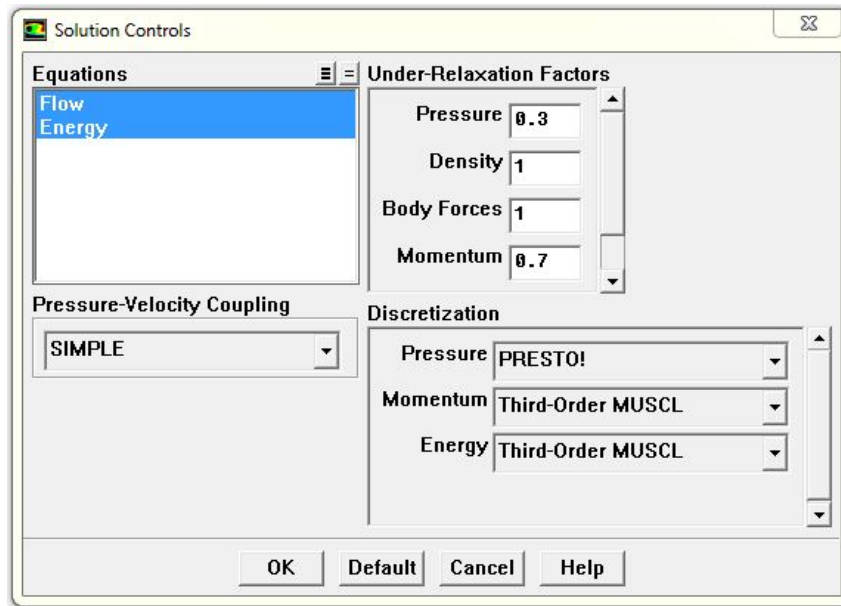


Figure III-6 : Schémas numériques de discrétisation du deuxième problème.

#### III.4.4.2. Choix de la méthode de couplage Pression-Vitesse

Si les vitesses sont définies aux nœuds d'un volume de contrôle ordinaire (comme les autres scalaires: pression, température), il est démontré qu'un champ de pression hautement non uniforme agira comme un champ uniforme sur les équations de quantité de mouvement discrétisées. La solution passe par la définition des vitesses sur une grille décalée "Staggered grid" et l'emploi d'algorithmes tels que "SIMPLE" pour résoudre ce lien ou couplage entre la pression et la vitesse. La famille des algorithmes "SIMPLE" est essentiellement une procédure "d'estimation et de correction" pour le calcul de la pression sur la "grille décalée" des composantes de la vitesse [109]. Trois méthodes pour le couplage pression-vitesse sont disponibles dans FLUENT<sup>®</sup>, à savoir "SIMPLE" (Semi-Implicit Method for a Pressure Linked Equations), "SIMPLEC" (SIMPLE Consistent) et "PISO" (Pressure-Implicit with Splitting of Operators). Pour les deux problèmes étudiés dans cette thèse de doctorat, on a choisi la méthode "SIMPLE". La séquence des étapes dans l'algorithme SIMPLE est présentée à la Figure III-7.

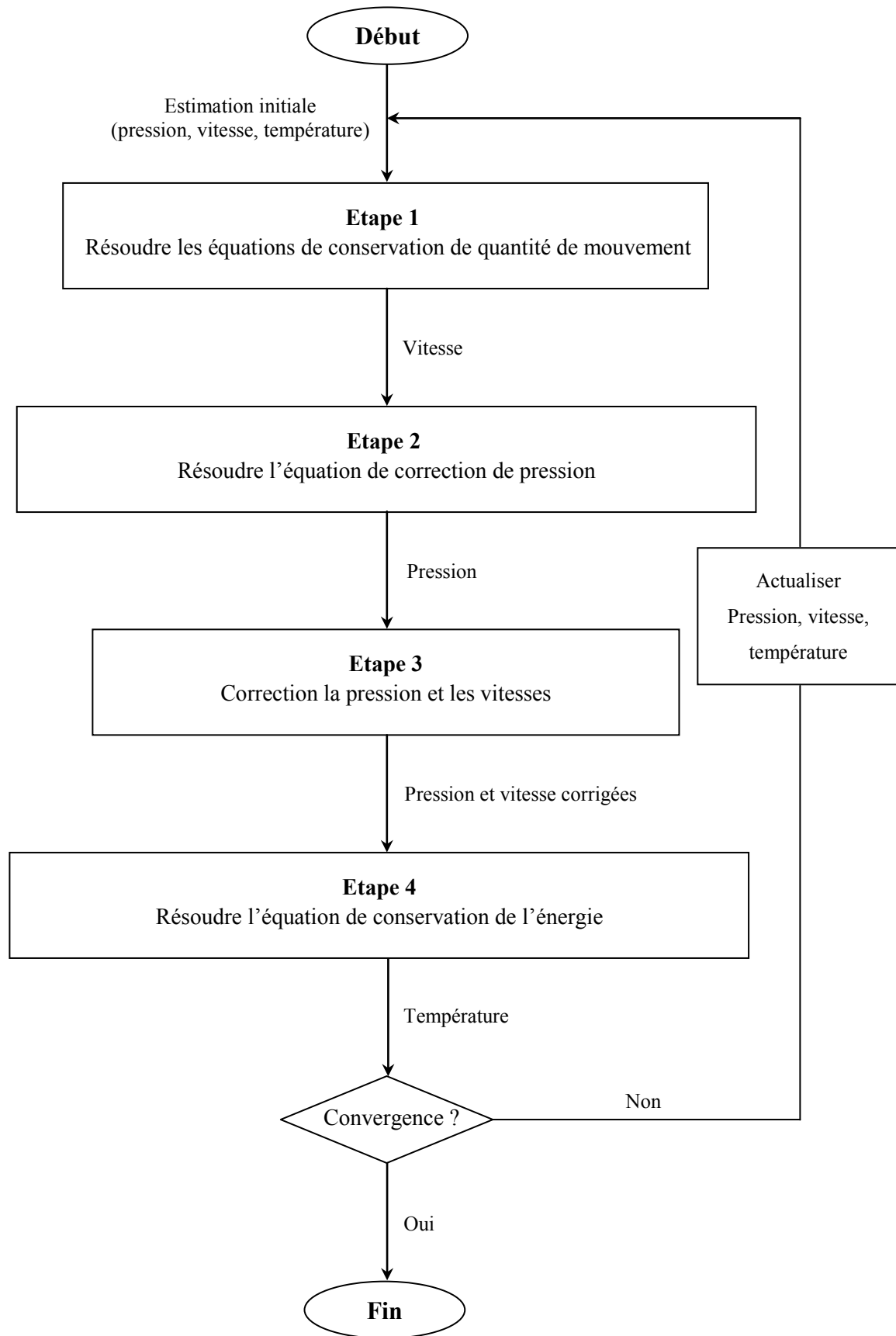


Figure III-7 : L'algorithme SIMPLE.

### III.4.4.3. Facteurs de sous-relaxation

A cause de la non-linéarité de l'ensemble des équations résolues par FLUENT, il est nécessaire de contrôler la variation de la variable générique  $\phi$ , ceci est typiquement réalisé par la technique dite « sous-relaxation des variables » (aussi indiquée comme relaxation explicite), qui réduit le changement de la valeur de  $\phi$  durant chaque itération. La nouvelle valeur de la variable  $\phi_{new}$  dans un volume de contrôle dépend de l'ancienne valeur  $\phi_{old}$ , du changement calculé de la variable  $\Delta\phi$ , et du facteur de sous-relaxation  $\alpha$ , comme suit [111, 113, 114, 118]:

$$\phi_{new} = \phi_{old} + \alpha \Delta\phi \quad (\text{III. 5})$$

Pour les deux problèmes étudiés dans cette thèse de doctorat, les facteurs de sous-relaxation adoptés sont ceux préconisés par FLUENT dans le cas par défaut, ces facteurs de sous-relaxation sont montrés dans le Tableau III-5.

**Tableau III-5 :** Paramètres de contrôle des solutions (sous-relaxation).

variables	Facteurs de sous-relaxation
Pression	0.3
Masse volumique	1
Forces de volume	1
Quantité de mouvement	0.7
Energie	1

### III.4.4.4. Utilisation des fonctions définies par l'utilisateur "UDFs"

Afin de personnaliser le solveur FLUENT<sup>®</sup> aux besoins particuliers de notre modélisation numérique, FLUENT<sup>®</sup> nous offre la possibilité d'employer une variété des fonctions définies par l'utilisateur (des UDFs). Une fonction UDF (ou simplement une UDF) est une fonction créée par programmation qui peut être chargée dynamiquement au solveur FLUENT<sup>®</sup> pour améliorer ou personnaliser (accommoder) les particularités standard du code CFD. Les UDFs sont écrites en langage de programmation C, en employant n'importe quel éditeur de texte, puis le code source est sauvegardé avec l'extension .c, qui peut contenir une seule ou plusieurs UDFs [113, 115-116, 118].

L'UDF qui a été créée dans cette thèse de doctorat est spécifique au deuxième problème, qui définit le changement linéaire de température du tube spiral (température variant linéairement en fonction de la hauteur) Figure III-8.

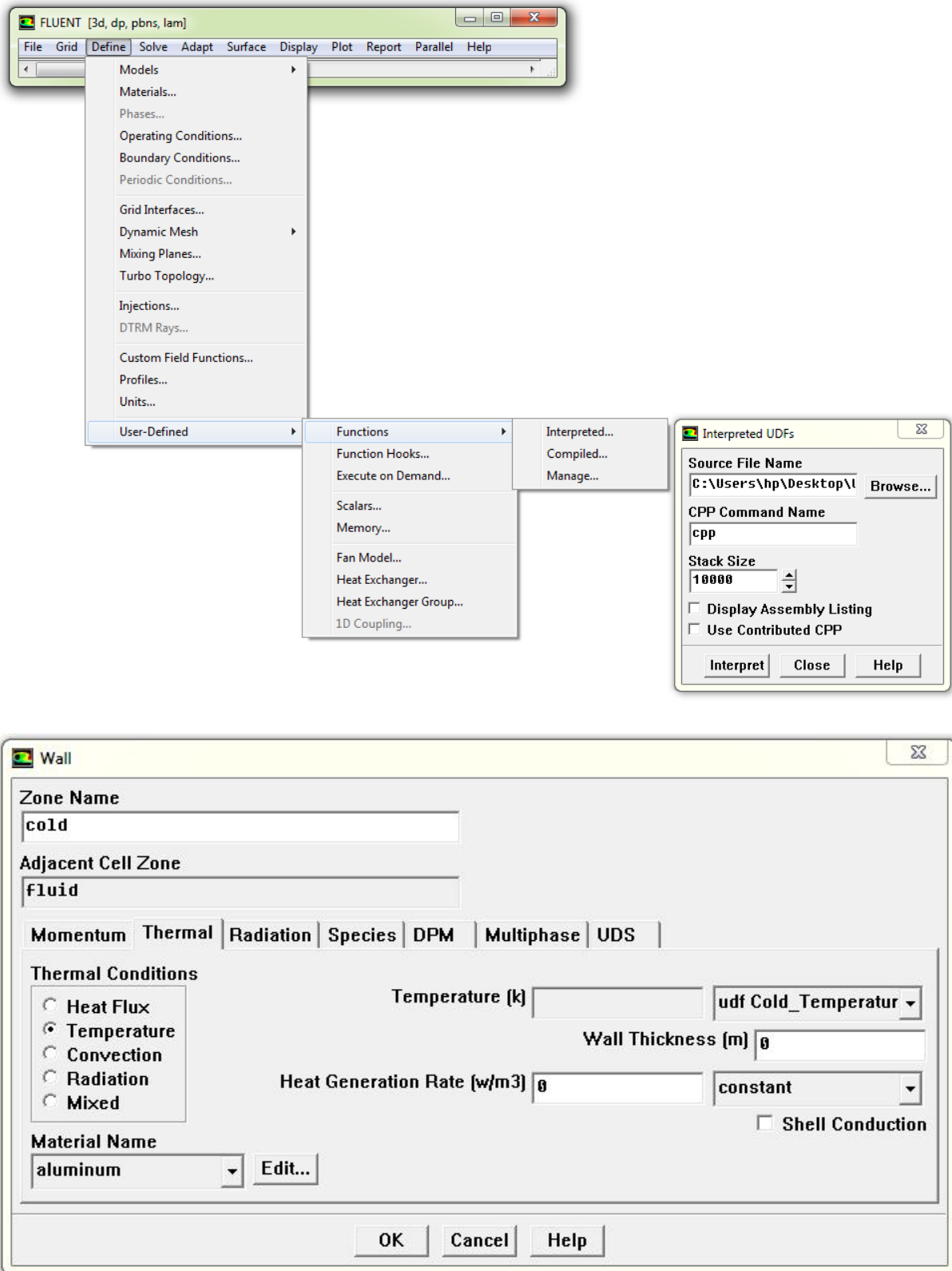


Figure III-8 : Téléchargement et utilisation de l'UDF du deuxième problème.

### III.4.4.5. Critères de convergence

La convergence des calculs dans le solveur FLUENT<sup>®</sup> est contrôlée en calculant les résidus absolus des équations discrétisées de continuité, de quantité de mouvement et de l'énergie. Pour les deux problèmes étudiés dans cette thèse de doctorat, tous les calculs ont été effectués sur un PC de type HP avec processeur Intel(R) Core(TM) i7.

Les valeurs choisies comme critères de convergences pour le premier problème sont illustrées sur la Figure III-9, et sur la Figure III-10 pour le deuxième problème.

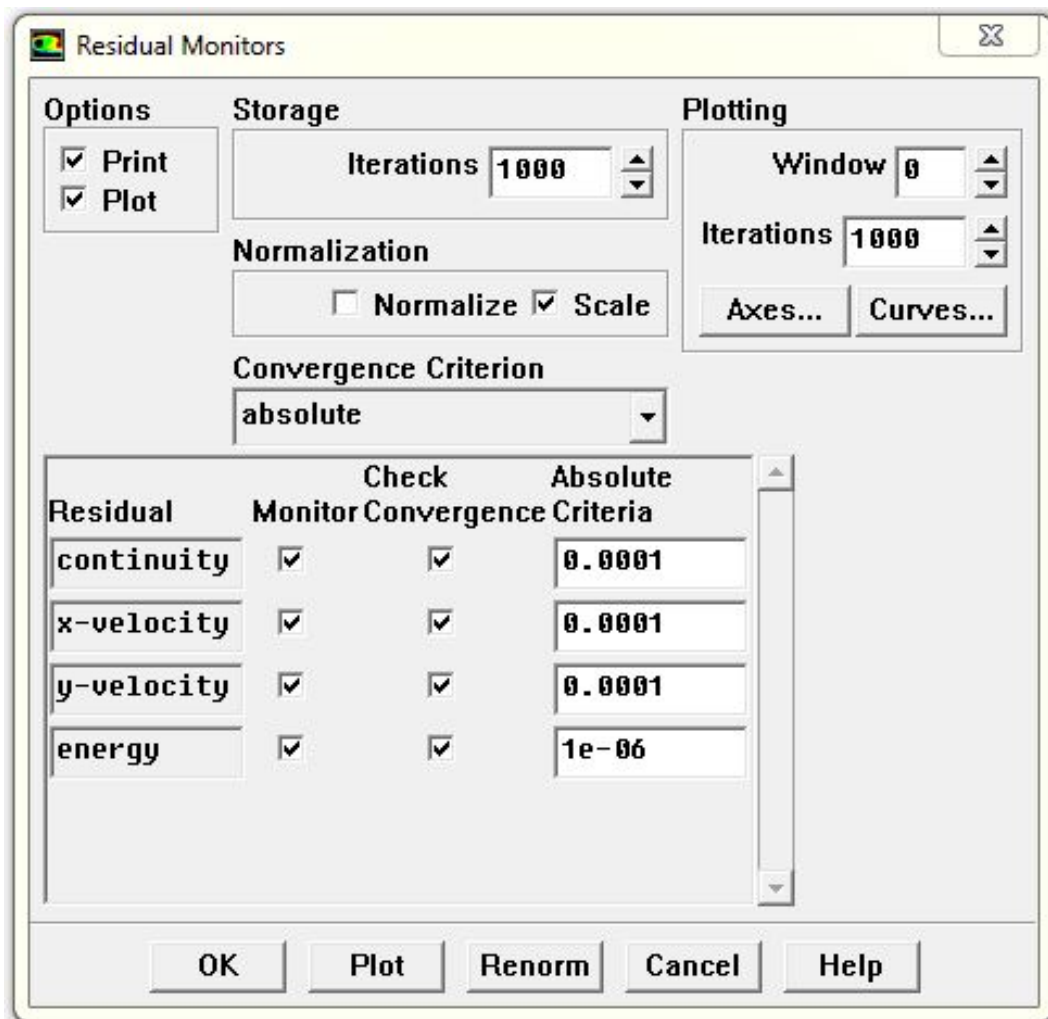


Figure III-9 : Critères de convergence du premier problème.

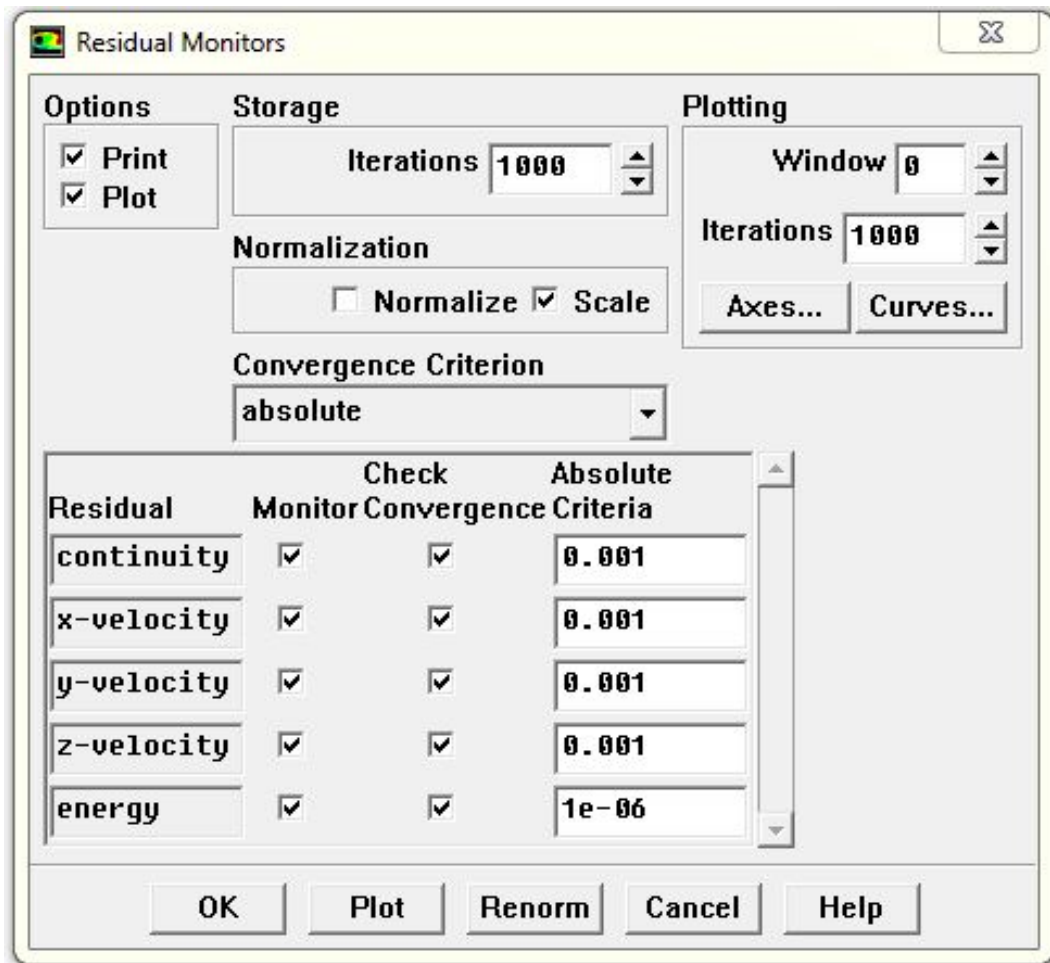


Figure III-10 : Critères de convergence du deuxième problème.

### **III.5. CONCLUSION**

À travers ce chapitre, nous avons présenté le modèle numérique qui permet de prédire le comportement dynamique du transfert thermique par convection naturelle dans les enceintes cylindriques horizontales et les enceintes sphériques. Ainsi, la méthode des volumes finis, le code de calcul FLUENT<sup>®</sup> et le logiciel de maillage GAMBIT ont été présentés, avec le choix de différents paramètres essentiels du solveur FLUENT<sup>®</sup> pour les deux problèmes étudiés dans cette thèse de doctorat.

Les résultats obtenus à la suite de l'application de ce modèle numérique à l'aide du solveur FLUENT<sup>®</sup> sont présentés dans les deux chapitres suivants.

---

*Chapitre IV*

*Résultats et Interprétations du Premier*

*Problème*

---



## **CHAPITRE IV**

# **RESULTATS ET INTERPRETATIONS DU PREMIER PROBLEME**

### **IV.1. INTRODUCTION**

Dans ce chapitre, nous présenterons les résultats et les interprétations du premier problème, avec la sélection du maillage approprié et la validation des résultats.

L'objectif principal de ce problème est d'étudier l'effet de l'utilisation de deux types de nanofluides (Cu-Eau et TiO<sub>2</sub>-Eau) sur le transfert de chaleur par convection naturelle dans une enceinte cylindrique horizontale partiellement chauffée à température constante ou à flux de chaleur constant. Les effets résultant du changement de trois paramètres (le nombre de Rayleigh, la longueur chauffée et la fraction volumique) ont été déterminés, pour que le nombre de Rayleigh varie dans l'intervalle de  $10^3$  à  $10^6$ , la longueur adimensionnelle chauffée varie de 0.05 à 0.25 et la fraction volumique des nanoparticules varie de 0 (cas de l'eau pure) à 0.05.

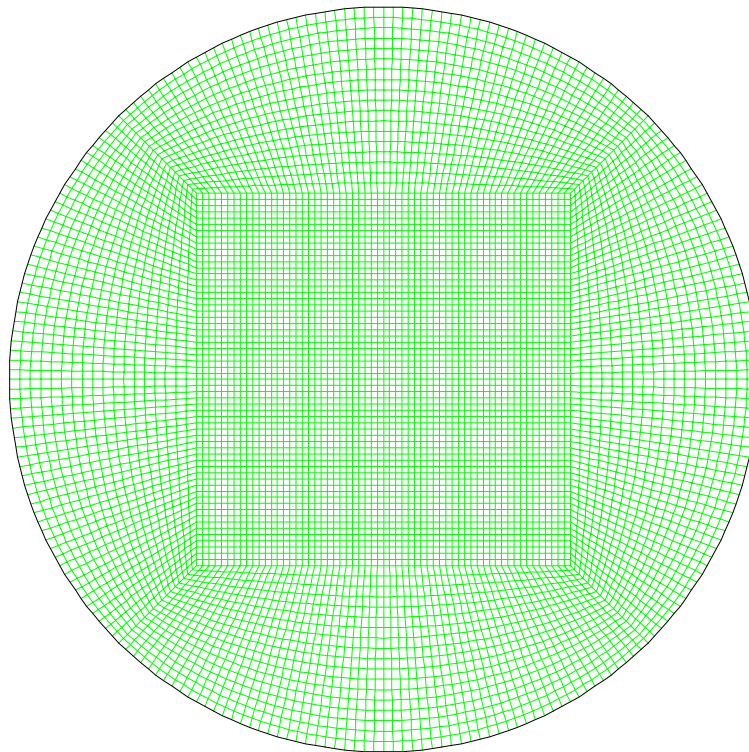
Pour atteindre l'objectif de cette étude paramétrique, les simulations numériques ont été réalisées pour un total de 440 cas. Les résultats sont discutés dans les sous-sections suivantes.

## IV.2. ETUDE DE L'INDEPENDANCE DU MAILLAGE

Le choix du maillage est un critère essentiel pour assurer l'exactitude des résultats numériques. En élaborant le maillage pour cette étude, nous avons utilisé une stratégie de maillage basée sur les paramètres suivants:

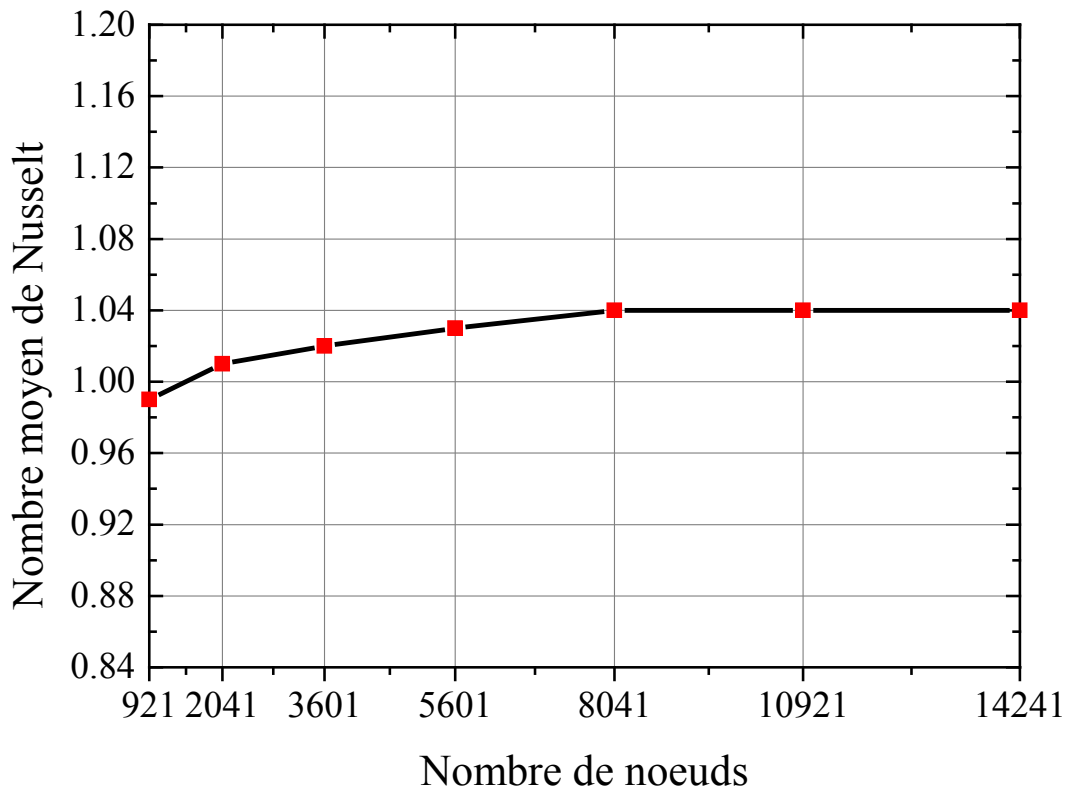
- Le nombre de volumes de contrôle.
- La distance entre les nœuds (concentration du maillage).
- La forme des volumes de contrôle.

Dans cette recherche, un maillage avec des éléments quadratiques a été sélectionné, les détails du maillage sont montrés dans la Figure IV.1.



**Figure IV-1 :** Maillage de l'enceinte.

L'influence du nombre de volumes de contrôle sur la précision des résultats est illustrée sur la Figure IV.2, où le transfert de chaleur à travers la paroi active en fonction du nombre de volumes de contrôle dans le domaine de calcul a été étudié. À travers cette figure, nous remarquons que lorsque le nombre de volumes de contrôle dépasse 8041, le nombre de Nusselt moyen devient presque constant. Par conséquent, la grille de 8041 nœuds a été utilisée dans tous les calculs de cette étude.



**Figure IV-2 :** Nombre de Nusselt moyen calculé le long de la partie chauffée en fonction du nombre des volumes de contrôle dans la grille de calcul pour le nanofluide Cu-Eau avec  $\phi_v=0.01$ ,  $\varepsilon=0.05$ ,  $Ra=10^3$ .

### IV.3. VALIDATION DES RESULTATS

Afin de valider l'exactitude des résultats numériques obtenus dans ce premier problème en utilisant le code FLUENT, les résultats de ce problème ont été comparés aux études expérimentales et numériques de Kuehn [56], Calcagni [31] et Basak [40] respectivement. Les mêmes conditions aux limites et la géométrie existantes dans [56], [31] et [40] sont maintenues dans nos simulations.

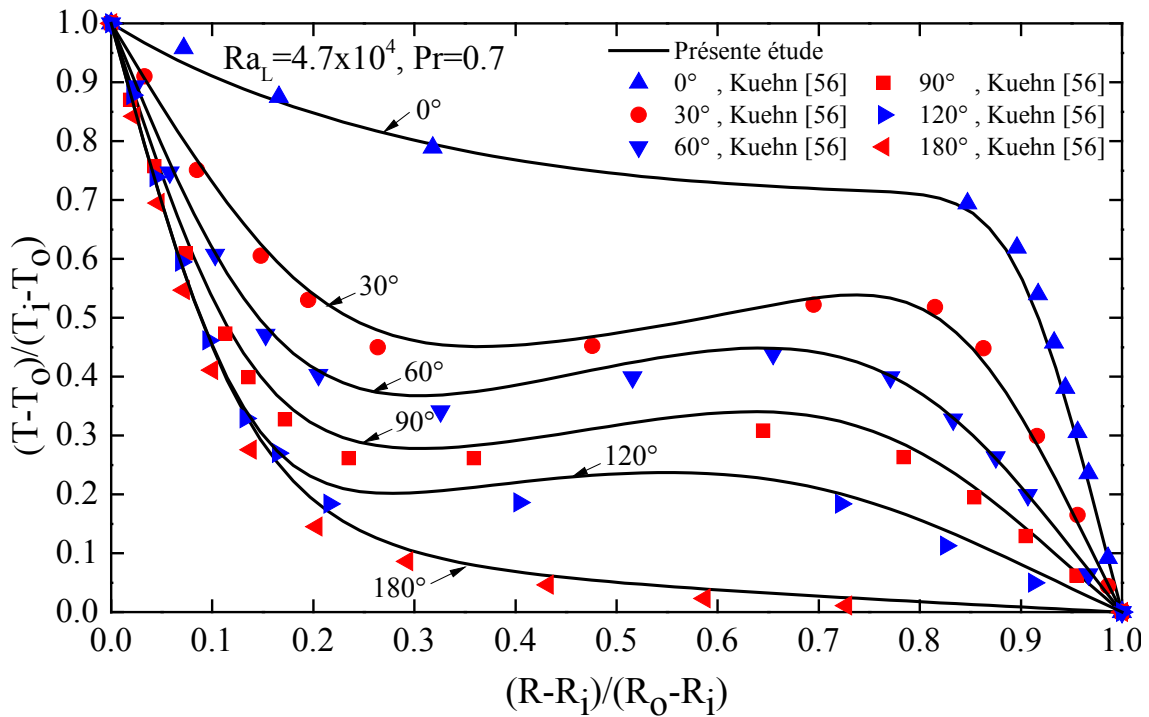


Figure IV-3 : Comparaison de la température radiale adimensionnelle (présente étude) avec l'étude expérimentale de Kuehn [56].

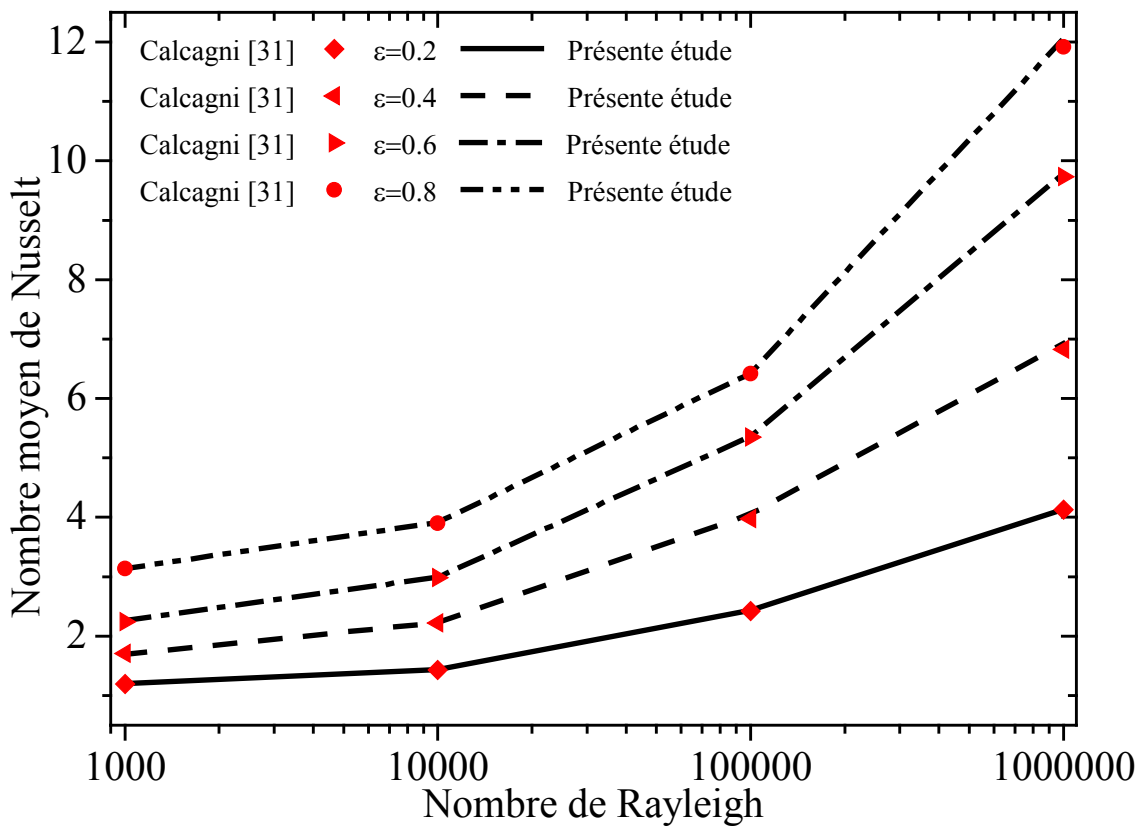
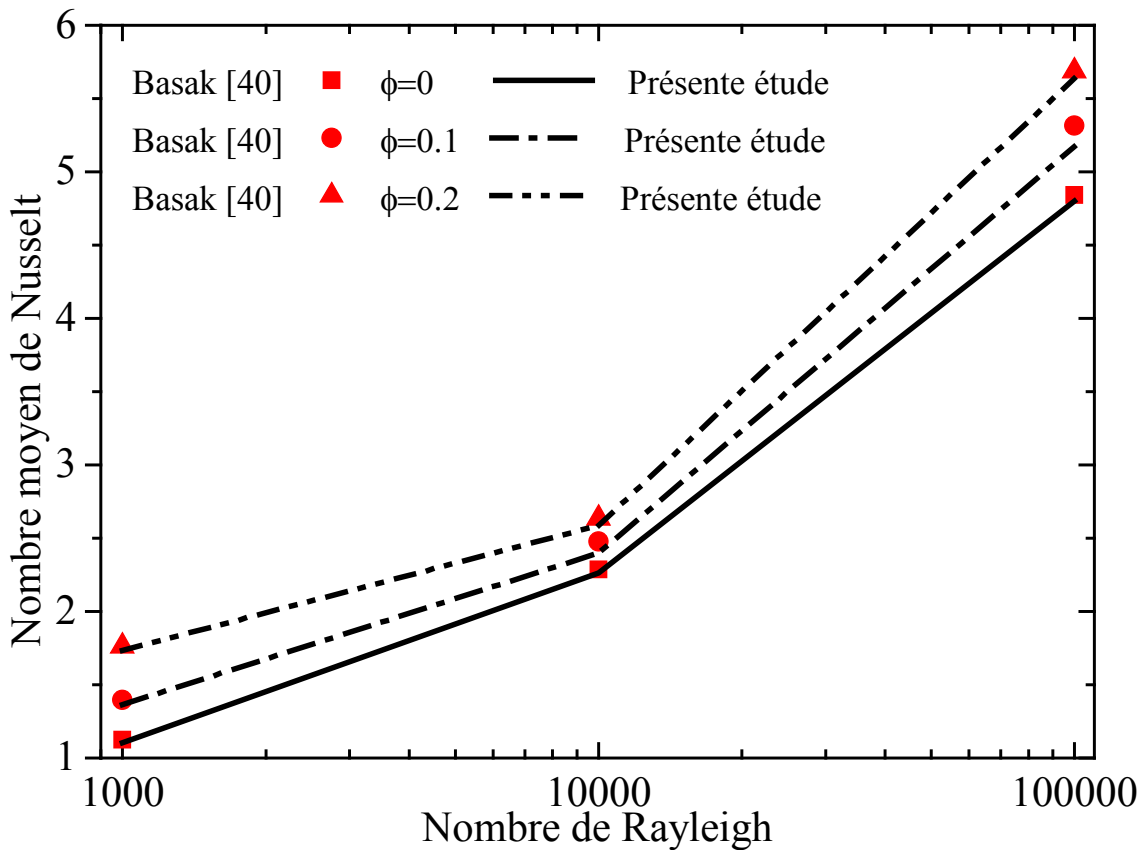


Figure IV-4 : Comparaison du nombre de Nusselt moyen (présente étude) avec l'étude de Calcagni [31].



**Figure IV-5 :** Comparaison du nombre de Nusselt moyen (présente étude) avec l'étude de Basak [40].

La comparaison de la température radiale adimensionnelle calculée avec l'étude expérimentale de Kuehn [56] est montrée sur la Figure IV-3. La comparaison du nombre de Nusselt moyen calculé pour plusieurs longueurs adimensionnelles de la source de chaleur avec l'étude de Calcagni [31] est montrée sur la Figure IV-4. La comparaison du nombre de Nusselt moyen calculé en fonction du nombre de Rayleigh avec l'étude numérique de Basak [40] est montrée sur la Figure IV-5. Tous les graphiques montrent un excellent accord avec les données publiées, ce qui valide notre procédure numérique.

#### IV.4. RESULTATS ET DISCUSSION

L'objectif principal de cette recherche est d'étudier l'effet de l'utilisation de deux types de nanofluides (Cu-eau et  $\text{TiO}_2$ -eau) sur le transfert de chaleur par convection naturelle dans une enceinte cylindrique horizontale partiellement chauffée à température constante ou à flux de chaleur constant. Les effets résultant du changement de trois paramètres (le nombre de Rayleigh, la longueur chauffée et la fraction volumique) ont été déterminés. Le nombre de Rayleigh varie dans l'intervalle  $10^3$  à  $10^6$ , tandis que la longueur adimensionnelle chauffée

varie de 0.05 à 0.25, et la fraction volumique des nanoparticules varie de 0 (cas de l'eau pure) à 0.05. Pour atteindre l'objectif de cette étude paramétrique, les simulations numériques ont été réalisées pour un total de 440 cas.

#### IV.4.1. Chauffage partiel à température constante

Dans cette partie, nous discuterons les effets du changement du nombre de Rayleigh dans la gamme de  $10^3$  à  $10^6$ , de la longueur adimensionnelle chauffée entre 0.05 et 0.25 et de la fraction volumique de nanoparticules de Cu et de  $\text{TiO}_2$  entre 0 et 0.05, sur le champ thermique, le champ dynamique et le transfert de chaleur à l'intérieur d'une enceinte cylindrique horizontale partiellement chauffée à température constante.

Les simulations numériques ont été réalisées pour 20 cas en utilisant de l'eau pure, 100 cas en utilisant le nanofluide Cu-Eau et 100 cas en utilisant le nanofluide  $\text{TiO}_2$ -Eau.

##### IV.4.1.1. L'effet sur le champ thermique

Le champ thermique à l'intérieur d'une enceinte cylindrique horizontale a été étudié par l'analyse des isothermes représentée sur la Figure IV-6 ; ces isothermes sont arrangées en deux moitiés de l'enceinte en raison de la symétrie des conditions aux limites. La moitié droite de l'enceinte représente les lignes de courant et sa moitié gauche représente les isothermes. Il est clair que les isothermes ont une forme polynomiale centrée autour de la paroi inférieure chauffée. Les isothermes sont proches les unes des autres dans le voisinage de la région chauffée et s'éloignent de plus en plus les unes des autres loin de cette région. La distribution de la température adimensionnelle le long des deux lignes centrales (verticale et horizontale) est présentée à la Figure IV-7 (a) et (b) respectivement. La Figure IV-7 (a) montre que les gradients de température sont plus sévères près de la paroi inférieure chauffée, et commencent à diminuer le long de la hauteur de la ligne centrale verticale de l'enceinte pour devenir presque égaux à zéro à la paroi supérieure adiabatique de l'enceinte, cela indique une diminution du transfert de chaleur du fond de l'enceinte vers le haut. La Figure IV-7 (b) montre que les gradients de température commencent à augmenter le long de la ligne horizontale du centre de l'enceinte vers les extrémités des deux parois refroidies, ce qui indique un transfert de chaleur croissant du milieu de l'enceinte aux deux parois refroidies. Le pourcentage de changement de la température adimensionnelle le long des deux lignes centrales (verticale et horizontale) entre l'utilisation de l'eau pure et l'utilisation de nanofluides avec  $\phi_v = 0.05$  est défini par la relation:

$$\Delta_{\xi} = \left[ \frac{(T_{(\text{nanofluidé})} - T_{(\text{eau pure})}) \times 100}{T_{(\text{eau pure})}} \right] \quad (\text{IV. 1})$$

Dans la Figure IV-8, il est clair que le changement de température est le plus important dans les zones adjacentes aux deux parois latérales refroidies et à la paroi supérieure adiabatique, tandis qu'il est moins au milieu de l'enceinte. Cette figure montre également que l'utilisation de nanoparticules de Cu et de TiO<sub>2</sub> avec Ra variant de 10<sup>3</sup> à 10<sup>4</sup>, ne conduit presque à aucun changement de température : le pourcentage de changement de température est presque constant à 0% le long des deux lignes centrales (verticales et horizontales) de l'enceinte. Cependant, dans le cas de Ra variant de 10<sup>5</sup> à 10<sup>6</sup> et l'utilisation de nanoparticules de Cu, la Figure IV-8 (b) montre que le pourcentage de changement de température le long de la ligne centrale verticale de l'enceinte augmente puis diminue à sa valeur la plus faible au niveau de la paroi adiabatique supérieure. Tandis que la Figure IV.8 (a) montre que, dans le cas de l'utilisation de nanoparticules de Cu, le pourcentage de variation de la température sur la longueur de la ligne centrale horizontale de l'enceinte, à partir de son centre, diminue puis augmente et diminue à nouveau jusqu'à sa valeur la plus faible près des deux parois refroidies de l'enceinte.

En général, il a été observé que l'utilisation de nanoparticules de Cu conduit à une diminution de la température à des taux plus élevés que ceux enregistrés dans le cas de l'utilisation de nanoparticules de TiO<sub>2</sub>, et puisque la baisse de température implique une augmentation du transfert de chaleur, cela signifie que l'utilisation de nanoparticules de Cu améliore le transfert de chaleur mieux par rapport à l'utilisation de nanoparticules de TiO<sub>2</sub>.

#### ***a) Effet du nombre de Rayleigh sur le champ thermique***

En comparant les isothermes de la Figure IV-6 pour différentes valeurs de Ra, il a été observé que chaque fois Ra augmente pour les deux types de nanoparticules avec  $\phi_v$  variant de 0 à 0.05 et  $\varepsilon$  variant de 0.05 à 0.25, la déformation verticale des isothermes augmente, avec la stratification verticale près de la paroi chauffée inférieure et la stratification horizontale près des deux parois refroidies augmentent, cela indique que pour les valeurs plus élevées de Ra, les gradients de température sont plus intenses près de la paroi inférieure chauffée et des deux parois refroidies, ce qui conduit à une augmentation du transfert de chaleur à l'intérieur de l'enceinte pour des valeurs plus élevées de Ra.

Un résultat important a été observé sur la Figure IV-7, où les valeurs de température sur les deux lignes centrales (verticale et horizontale) de l'enceinte peuvent être considérées comme sensibles à Ra (une augmentation de Ra de  $10^3$  à  $10^4$  entraîne une augmentation des valeurs de température aux deux lignes centrales de l'enceinte, tandis que dans le cas d'une augmentation de Ra de  $10^5$  à  $10^6$ , les valeurs de température diminuent à la ligne centrale verticale et au milieu de la ligne centrale horizontale, cela signifie un transfert de chaleur amélioré dans ces zones de l'enceinte pour des valeurs élevées de Ra, et cela doit être dû à l'augmentation de la vitesse du fluide caloporteur.

L'effet de Ra sur le pourcentage de changement de température adimensionnelle au niveau des deux lignes centrales (verticale et horizontale), dans le cas de l'utilisation de nanoparticules de Cu et de  $\text{TiO}_2$  avec  $\phi_v=0.05$  par rapport à l'utilisation de l'eau pure est représenté sur la Figure IV-8, où il a été noté que le pourcentage de changement de la température adimensionnelle n'est pas sensible à l'augmentation de Ra dans l'intervalle de  $[10^3 - 10^4]$  pour les deux types de nanoparticules Cu ou  $\text{TiO}_2$ , tandis qu'il est plus sensible en cas d'augmentation du Ra dans l'intervalle de  $[10^4 - 10^6]$ .

La Figure IV-8 (a) montre que la température diminue le long de la ligne centrale horizontale, et que sa valeur minimale (correspondant à  $\Delta\xi = -3.2\%$ ) se produit près des deux parois refroidies. La Figure IV-8 (b) montre que la température diminue le long de la ligne centrale verticale et que sa valeur minimale (correspondant à  $\Delta\xi = -2.28\%$ ) se produit au niveau de la paroi adiabatique supérieure. Ces deux valeurs ont été enregistrées lors de l'utilisation des nanoparticules de Cu.

#### ***b) Effet de la longueur chauffée sur le champ thermique***

L'observation des isothermes dans la Figure IV-6 montre que lorsque  $\varepsilon$  augmente de 0.05 à 0.25, la surface de la paroi chauffée augmente également et les isothermes sont plus stratifiées, cela est dû à l'augmentation du contact entre le nanofluide et la paroi chauffée de l'enceinte. La comparaison de la distribution de température adimensionnelle sur les deux lignes centrales (verticale et horizontale) dans la Figure IV-7 montre que lorsque  $\varepsilon$  augmente de 0.05 à 0.25, les valeurs de la température augmentent également, cela est dû à une augmentation du transfert de chaleur à travers la paroi chauffée de l'enceinte vers le nanofluide. Dans la Figure IV-8, nous pouvons remarquer que, pour les nombres de Rayleigh  $10^3$ ,  $10^4$  et  $10^5$  lorsque la longueur adimensionnelle chauffée augmente de 0.05 à 0.15, le pourcentage de changement de la température adimensionnelle augmente également dans le



sens négatif (diminution des valeurs de température). Tandis que pour  $Ra = 10^6$ , une augmentation de la longueur adimensionnelle chauffée dans la gamme 0.15 à 0.25 conduit à une diminution de  $\Delta\xi$  dans le sens négatif (augmentation des valeurs de température), ceci est dû à l'obstruction du flux de nanofluide en raison de l'émergence de deux petits vortex sur la paroi inférieure chauffée de l'enceinte, ce qui conduit à l'accumulation de la chaleur à l'intérieur de l'enceinte, et donc à l'augmentation des températures.

### ***c) Effet du type et de la fraction volumique des nanoparticules sur le champ thermique***

Les isothermes ne sont pas sensibles à  $\phi_v$  et au type de nanoparticules. Nous remarquons sur la Figure IV-6 que les deux types de nanoparticules donnent des isothermes similaires. La même observation a été faite concernant les valeurs de température aux deux lignes centrales (verticale et horizontale) de l'enceinte pour les nombres de Rayleigh  $10^3$  et  $10^4$ , tandis que pour les nombres de Rayleigh  $10^5$  et  $10^6$ , les valeurs des températures sur les deux lignes centrales (verticale et horizontale) sont un peu sensibles à  $\phi_v$  et au type de nanoparticules, les résultats montrent que leurs valeurs diminuent à un taux très important lors de l'utilisation des nanoparticules de Cu.

#### ***IV.4.1.2. L'effet sur le champ dynamique***

Le champ dynamique résultant du transfert de chaleur par convection naturelle à l'intérieur d'une enceinte cylindrique horizontale partiellement chauffée à température constante est illustré par les contours des lignes de courant sur la Figure IV-6. On peut remarquer que pour un nombre de Rayleigh variant de  $10^3$  à  $10^6$ , et une longueur chauffée variant de 0.05 à 0.20, l'émergence de deux cellules contrarotatives, la cellule droite tourne dans le sens des aiguilles d'une montre, tandis que la cellule gauche tourne dans le sens inverse des aiguilles d'une montre. Ainsi, le nanofluide chauffé monte au sommet de l'enceinte en raison de sa faible densité, et frappe la paroi supérieure adiabatique où elle se sépare en deux flux qui s'écoulent vers les deux parois refroidies, à cette étape, la densité du nanofluide augmente ce qui conduit à son écoulement vers le fond de l'enceinte, et ainsi le cycle thermique est répété à nouveau. Pour une longueur adimensionnelle chauffée de 0.25 et un nombre de Rayleigh de  $10^6$ , il y a une déformation claire dans les pathlines à proximité de la paroi chauffée, ceci indique l'apparition de deux cellules secondaires contrarotatives près de cette paroi, comme montré sur la Figure IV-9, où la cellule secondaire droite tourne dans le sens inverse de la cellule supérieure droite, la cause de l'apparition de ces deux cellules secondaires contrarotatives est l'augmentation de la longueur de contact entre la masse froide

supérieure et la masse chaude inférieure du nanofluide, ce qui conduit à une augmentation de la densité du nanofluide dans les deux endroits où les cellules secondaires contrarotatives apparaissent, cela provoque le déplacement du nanofluide vers le bas de l'enceinte conduisant à la formation de deux cellules secondaires contrarotatives à proximité de la partie chauffée.

La distribution de la vitesse verticale adimensionnelle au niveau de la ligne centrale horizontale de l'enceinte est représentée sur les Figures IV-10, IV-11 et IV-12 à partir de laquelle nous pouvons remarquer que la vitesse verticale prend une valeur maximale positive au centre de l'enceinte, et commence à diminuer jusqu'à ce qu'elle prenne deux valeurs maximales négatives près des deux parois refroidies.

#### ***a) Effet du nombre de Rayleigh sur le champ dynamique***

Dans la Figure IV-6, on a observé qu'en augmentant le nombre de Rayleigh, l'intensité de l'écoulement augmente. Un résultat très important a été observé dans le cas d'un nombre de Rayleigh de  $10^6$  et d'une longueur adimensionnelle chauffée de 0.25, est la formation de deux cellules contrarotatives secondaires près de la paroi inférieure chauffée de l'enceinte. Sur la Figure IV-10, la comparaison de la vitesse verticale adimensionnelle à la ligne centrale horizontale de l'enceinte pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh, montre que lorsque le nombre de Rayleigh augmente, les valeurs de la vitesse verticale augmentent. Aux valeurs élevées du nombre de Rayleigh, le transfert de chaleur par convection est dominant par rapport au transfert de chaleur par conduction, ce qui conduit à l'accélération du fluide.

#### ***b) Effet de la longueur chauffée sur le champ dynamique***

La Figure IV-6 montre que les contours des lignes de courant ne sont pas sensibles à la longueur adimensionnelle chauffée pour les nombres de Rayleigh  $10^3$ ,  $10^4$  et  $10^5$ . Seulement dans le cas particulier qui correspond à une longueur adimensionnelle chauffée de 0.25 et un nombre de Rayleigh de  $10^6$ , deux cellules secondaires contrarotatives apparaissent à proximité de la paroi inférieure chauffée. Il convient également de noter qu'en général, lorsque la longueur adimensionnelle chauffée augmente, l'intensité de l'écoulement augmente aussi, sauf dans le cas d'un nombre de Rayleigh de  $10^6$ , où l'augmentation de la longueur adimensionnelle chauffée de 0.20 à 0.25, conduit à une diminution de l'intensité de l'écoulement, cela est dû à l'apparition des deux cellules secondaires contrarotatives à proximité de la paroi inférieure chauffée, ce qui provoque une diminution de l'intensité d'écoulement. La Figure IV-10 montre que les valeurs de la vitesse verticale augmentent avec l'augmentation de la longueur adimensionnelle chauffée, cela est dû à l'augmentation du

terme de flottabilité dans l'équation de quantité de mouvement, ce qui à son tour conduit à une augmentation de l'intensité d'écoulement.

### ***c) Effet du type et de la fraction volumique des nanoparticules sur le champ dynamique***

Dans la Figure IV-6, il a été observé que les contours des lignes de courant ne sont pas sensibles à la fraction volumique pour les deux types de nanoparticules. La Figure IV-11 montre que la vitesse verticale à la ligne centrale horizontale de l'enceinte est presque insensible à l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules. Dans la Figure IV-12, la comparaison de la vitesse verticale adimensionnelle au niveau de la ligne centrale horizontale de l'enceinte, montre que l'utilisation des nanoparticules de Cu augmente la vitesse verticale adimensionnelle au centre de l'enceinte cylindrique horizontale par rapport à l'utilisation de nanoparticules de TiO<sub>2</sub>.

### ***IV.4.1.3. L'effet sur le transfert de chaleur***

L'effet du nombre de Rayleigh, de la longueur adimensionnelle chauffée et de la fraction volumique des nanoparticules de Cu et de TiO<sub>2</sub>, sur l'amélioration du transfert de chaleur est évaluée en traçant le nombre de Nusselt moyen et son pourcentage d'amélioration en fonction de ces paramètres. Les graphiques du nombre de Nusselt moyen sont commentés dans les sous-sections suivantes :

#### ***a) Effet du nombre de Rayleigh sur le transfert de chaleur***

La Figure IV-13 montre que le nombre de Nusselt moyen augmente remarquablement avec une augmentation du nombre de Rayleigh, cela signifie que le transfert de chaleur par convection devient prédominant en raison de l'augmentation de la vitesse d'écoulement. La Figure IV-16 montre le pourcentage d'amélioration du nombre de Nusselt moyen entre l'utilisation de l'eau pure et l'utilisation des deux types de nanoparticules, pour différentes fractions volumiques. Le pourcentage d'amélioration du nombre de Nusselt moyen est connu par la relation :

$$\Delta_{NU} = \left[ \frac{(\overline{Nu}_{\text{(nanofluide)}}) - \overline{Nu}_{\text{(eau pure)}}}{\overline{Nu}_{\text{(eau pure)}}} \times 100 \right] \quad (\text{IV. 2})$$

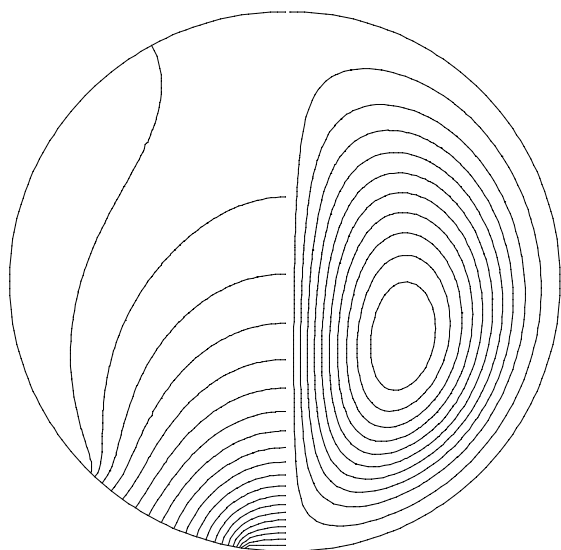
Dans la plupart des cas, on peut voir clairement que l'augmentation du nombre de Rayleigh de 10<sup>3</sup> à 10<sup>4</sup> n'affecte pas  $\Delta_{NU}$ . Tandis que, lorsque le nombre de Rayleigh augmente de 10<sup>4</sup> à 10<sup>6</sup>, le pourcentage d'amélioration du nombre de Nusselt moyen diminue.

**b) Effet de la longueur chauffée sur le transfert de chaleur**

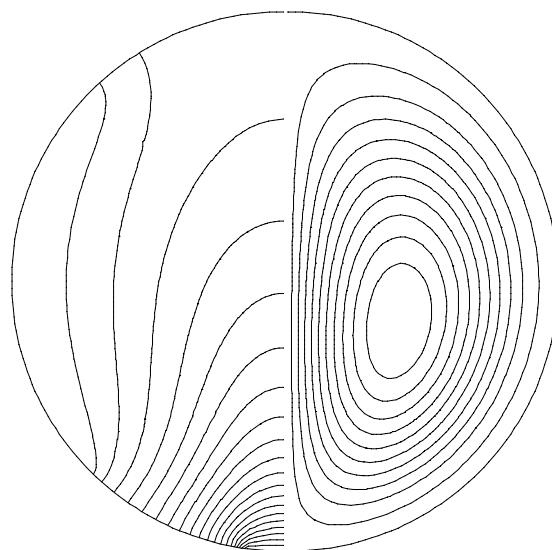
La Figure IV.14 montre que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation de la longueur adimensionnelle chauffée. Les courbes du pourcentage d'amélioration du nombre de Nusselt moyen sur la Figure IV-16 montrent que, dans la plupart des cas, ce pourcentage n'est pas sensible à la longueur adimensionnelle chauffée pour les nombres de Rayleigh entre  $10^3$  et  $10^4$ , tandis qu'il est un peu sensible à la variation du nombre de Rayleigh dans l'intervalle  $10^5$  à  $10^6$ .

**c) Effet du type et de la fraction volumique des nanoparticules sur le transfert de chaleur**

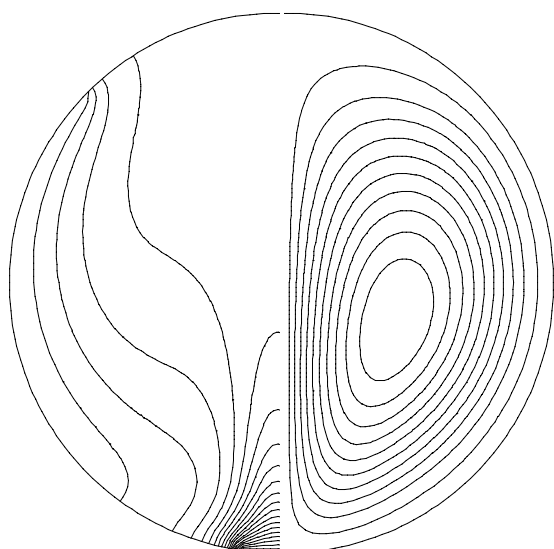
À partir de la Figure IV-15, nous pouvons clairement remarquer que le nombre de Nusselt moyen augmente linéairement avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules, cela est dû à l'augmentation de la conductivité thermique du mélange solide-fluide. Nous pouvons également remarquer que le type de nanoparticules affecte de manière significative le transfert de chaleur, et que les valeurs les plus élevées ont été obtenues lors de l'utilisation des nanoparticules de Cu. La Figure IV-16 montre clairement que le pourcentage d'augmentation du nombre de Nusselt moyen augmente significativement avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules, où l'utilisation des nanoparticules de Cu améliore le transfert de chaleur jusqu'à 15.73%, tandis que l'utilisation des nanoparticules de  $\text{TiO}_2$  améliore le transfert de chaleur jusqu'à 12.84% seulement. Cela rend les nanoparticules de Cu plus recommandables comme un moyen d'amélioration du transfert de chaleur par convection naturelle dans les enceintes cylindriques horizontales, en comparaison avec les nanoparticules de  $\text{TiO}_2$ .



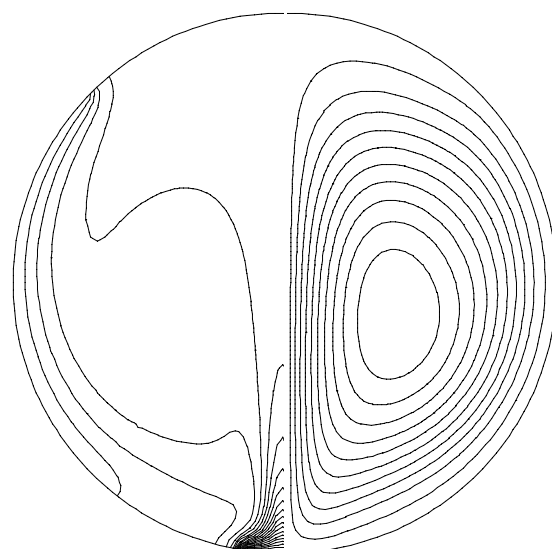
**Ra=10<sup>3</sup>**



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

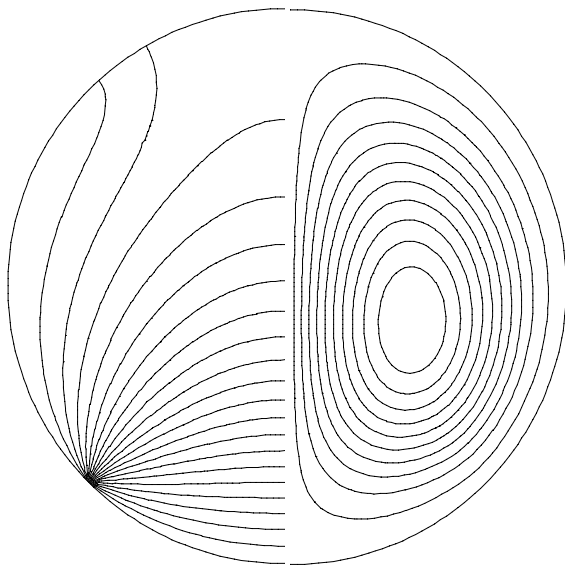


**Ra=10<sup>5</sup>**

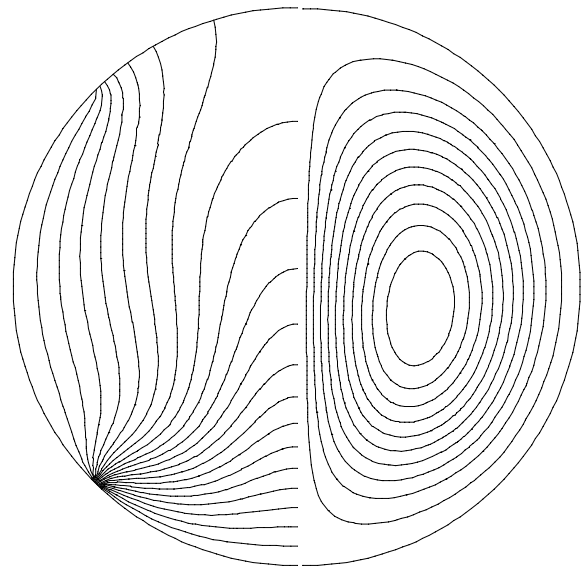


**Ra=10<sup>6</sup>**

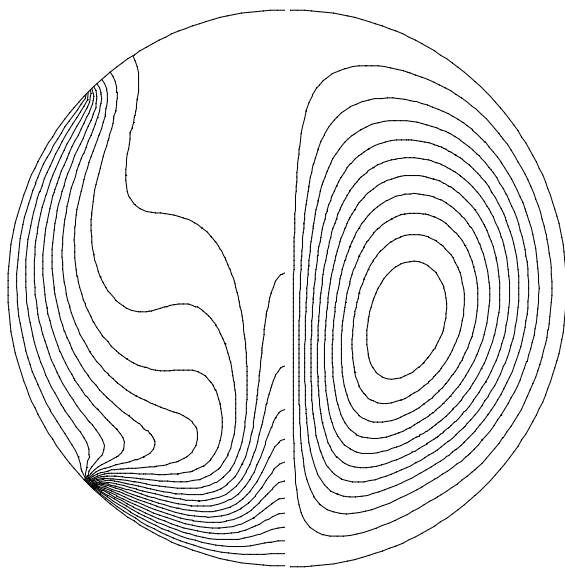
**$\varphi_v=0$  et  $\varepsilon=0.05$**   
**Eau pure**



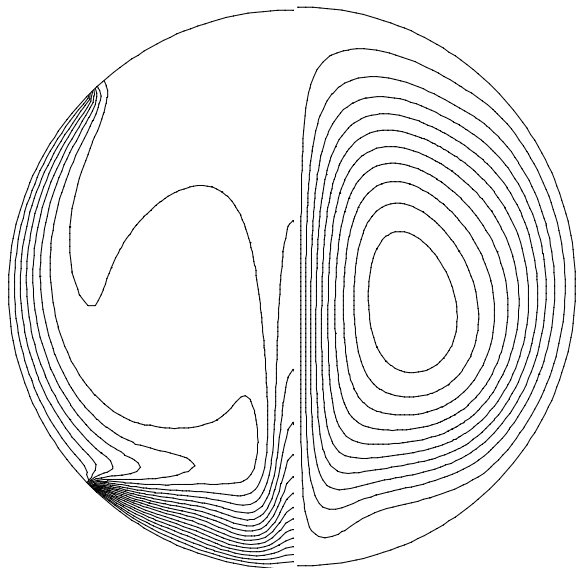
**Ra=10<sup>3</sup>**



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

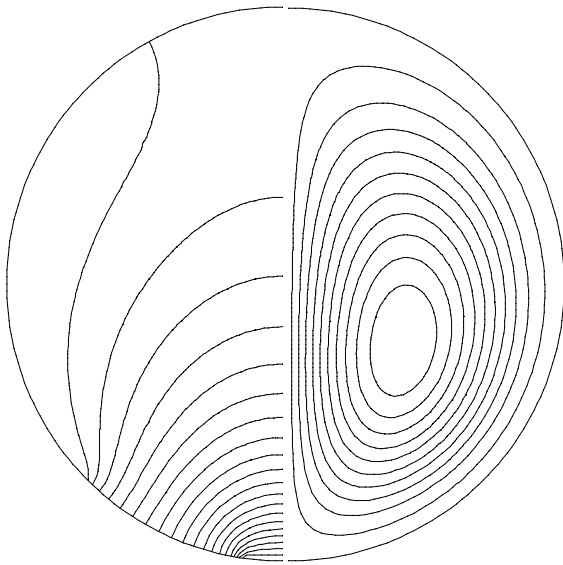


**Ra=10<sup>5</sup>**

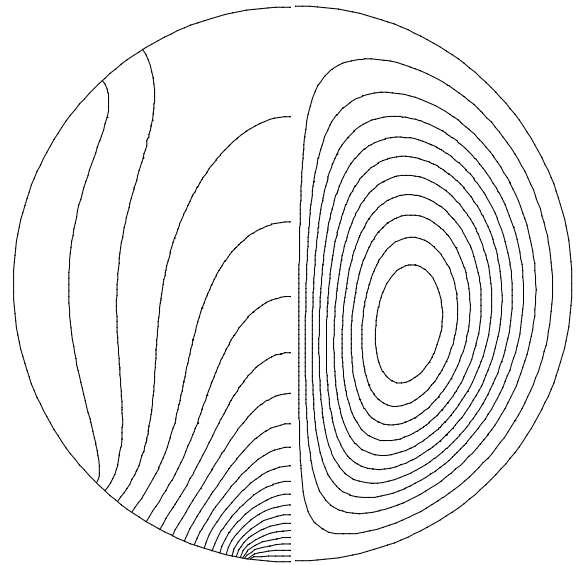


**Ra=10<sup>6</sup>**

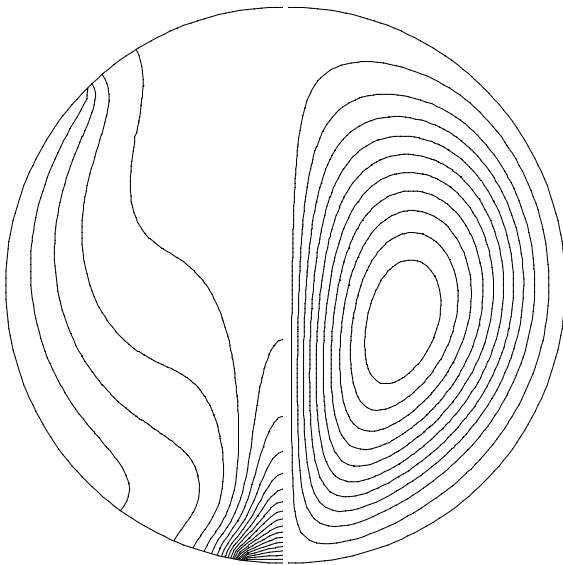
**$\phi_v=0$  et  $\varepsilon=0.25$**   
**Eau pure**



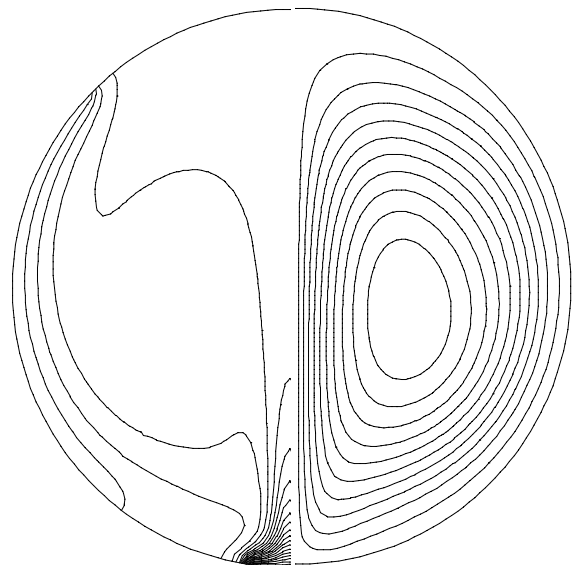
$Ra=10^3$



$Ra=10^4$

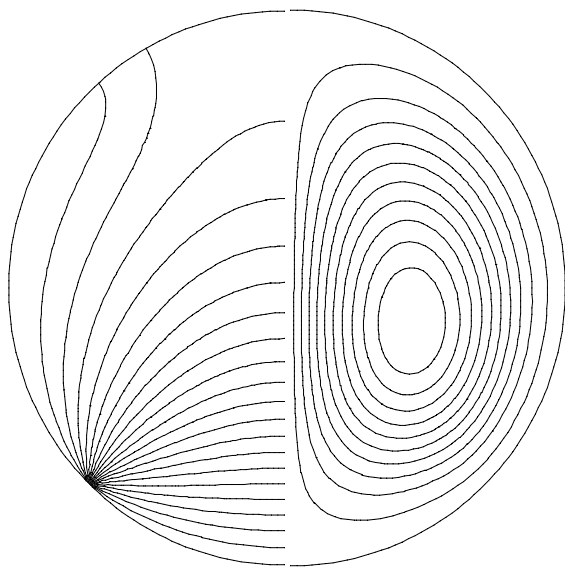


$Ra=10^5$

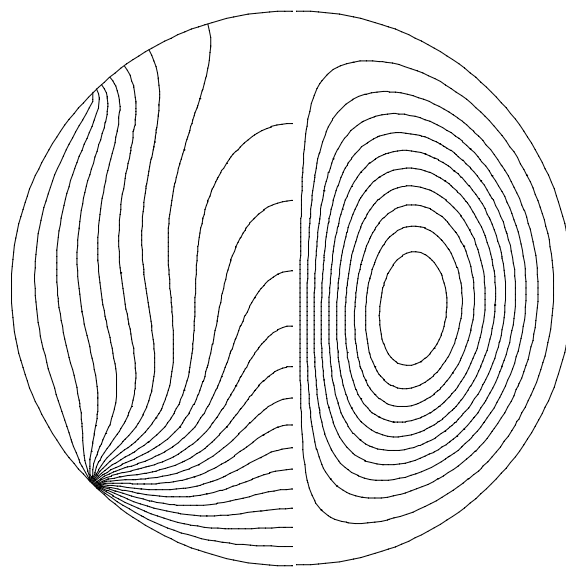


$Ra=10^6$

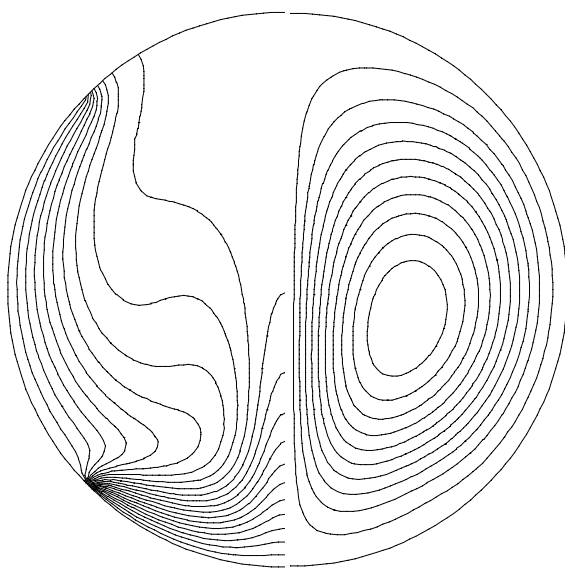
$\phi_v=0.05$  et  $\epsilon=0.05$   
Cu-Eau



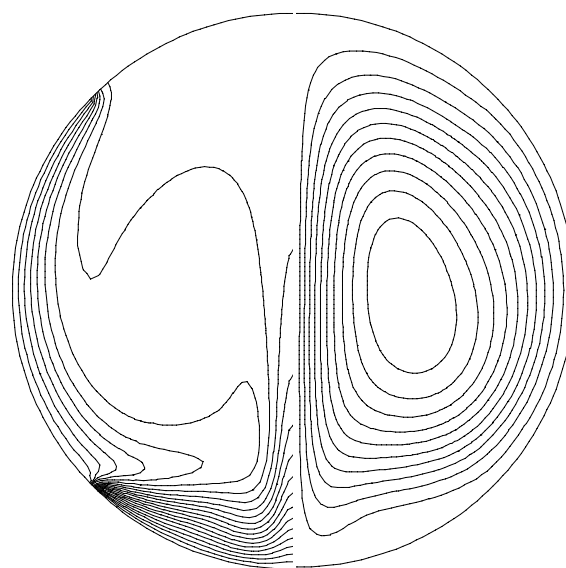
$Ra=10^3$



$Ra=10^4$



$Ra=10^5$

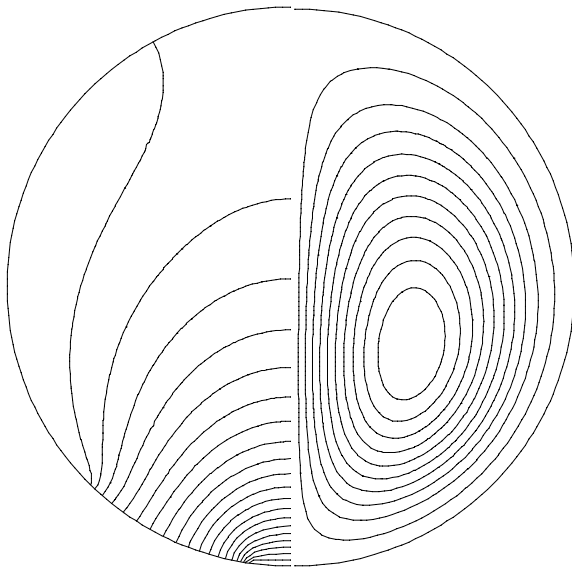


$Ra=10^6$

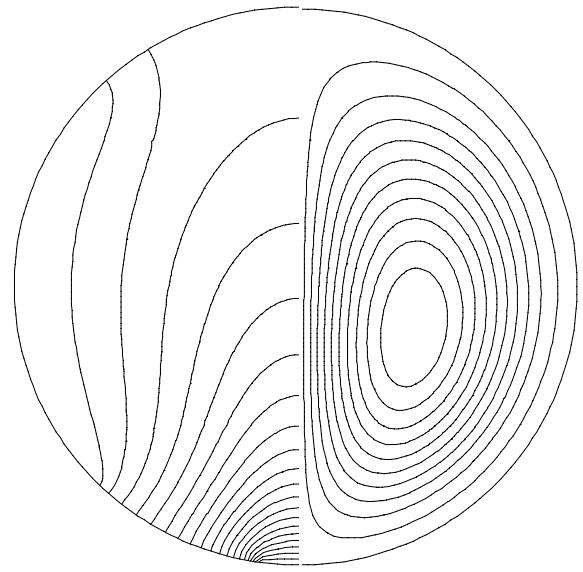
$\phi_v=0.05$  et  $\varepsilon=0.25$

Cu-Eau

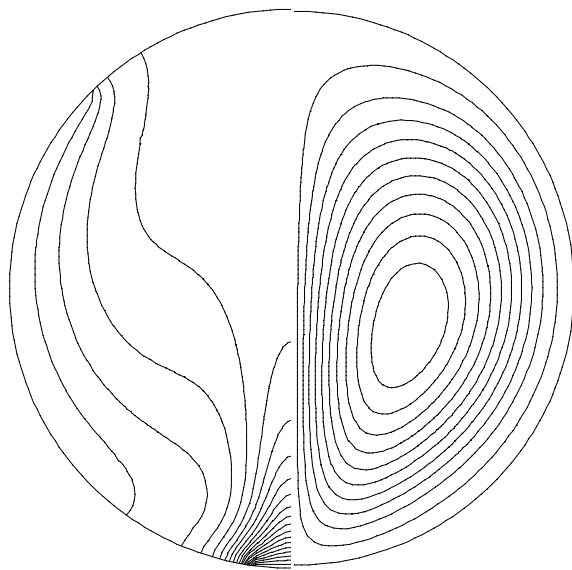




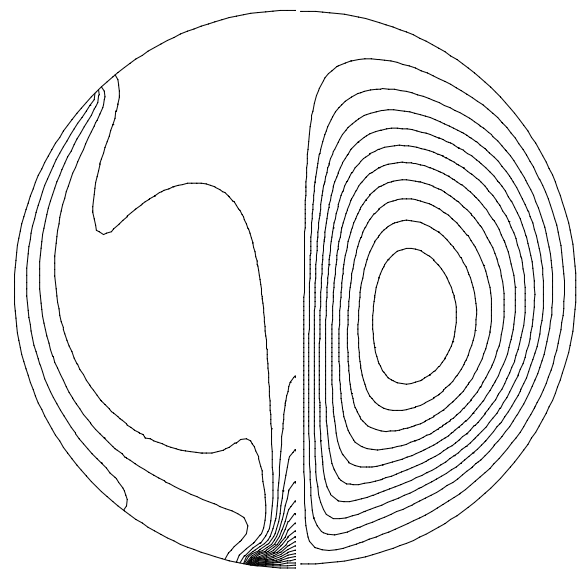
$Ra=10^3$



$Ra=10^4$



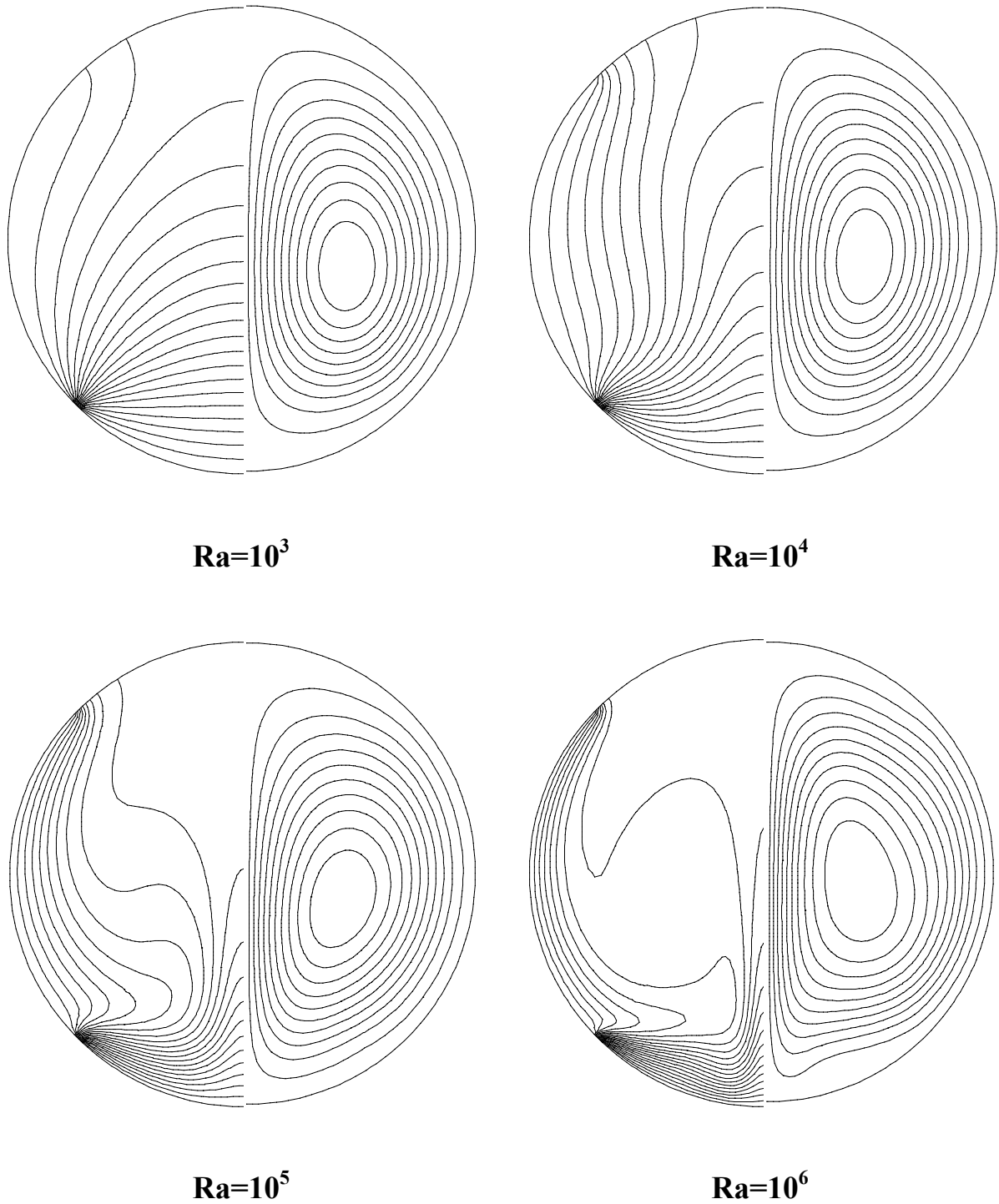
$Ra=10^5$



$Ra=10^6$

$\phi_v=0.05$  et  $\varepsilon=0.05$

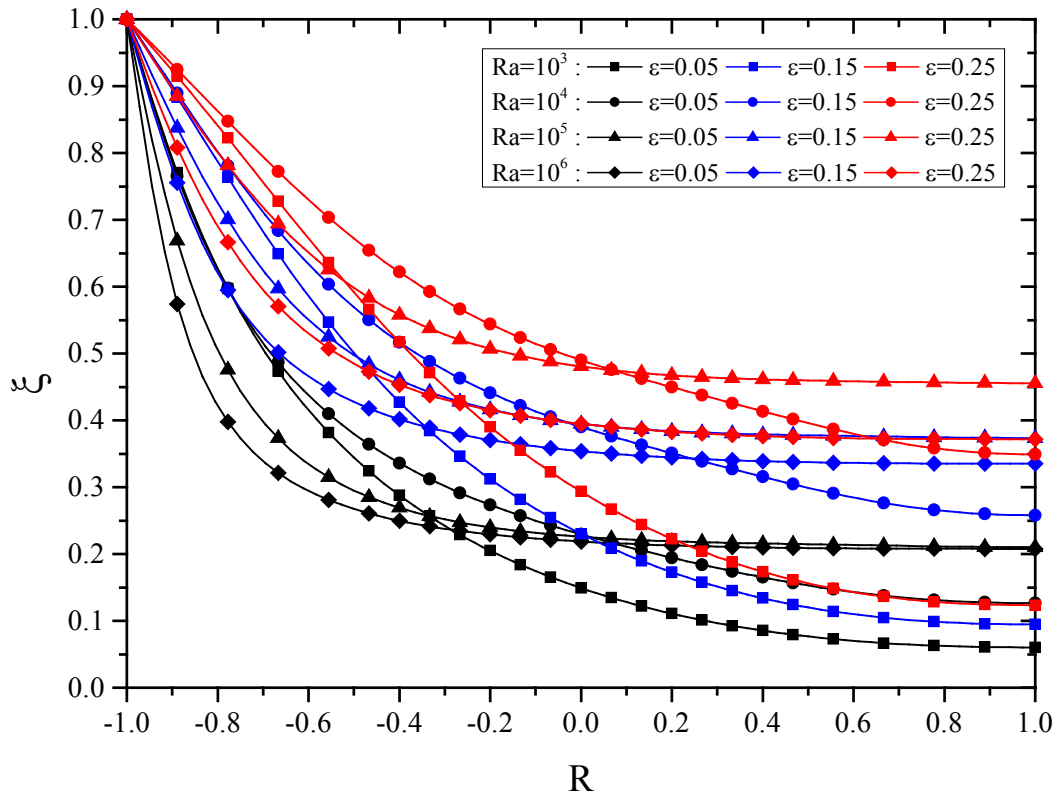
TiO<sub>2</sub>-Eau



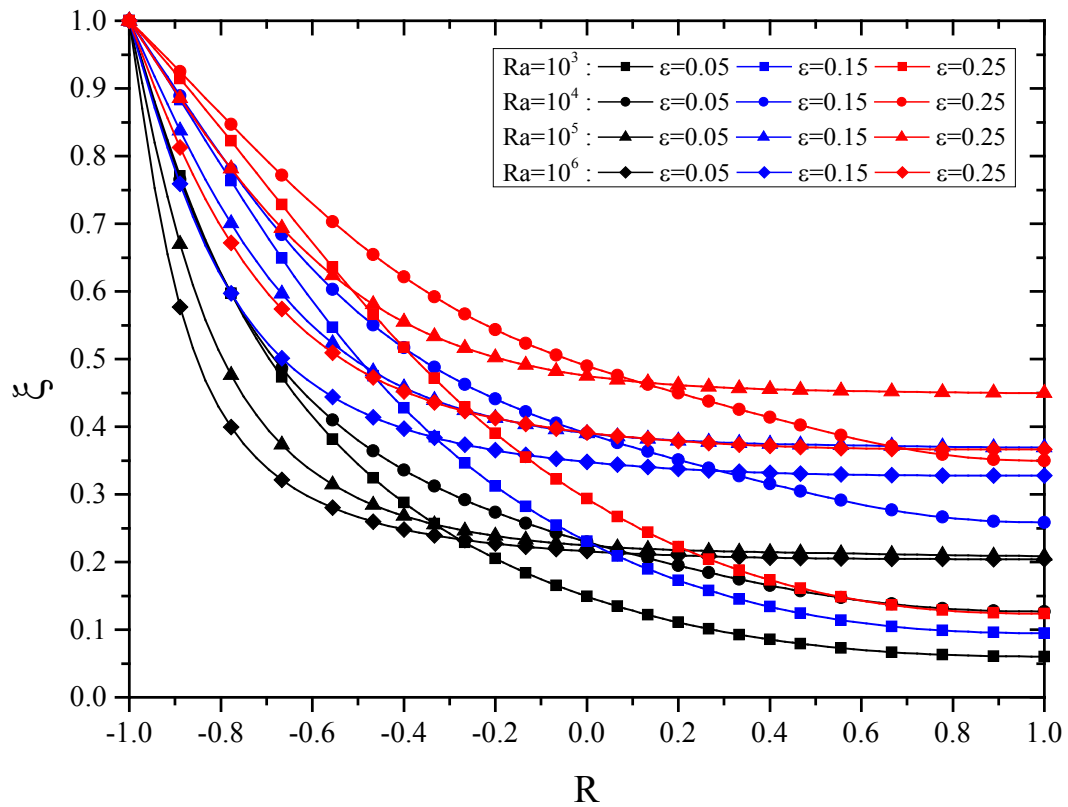
$\phi_v=0.05$  et  $\varepsilon=0.25$

**TiO<sub>2</sub>-Eau**

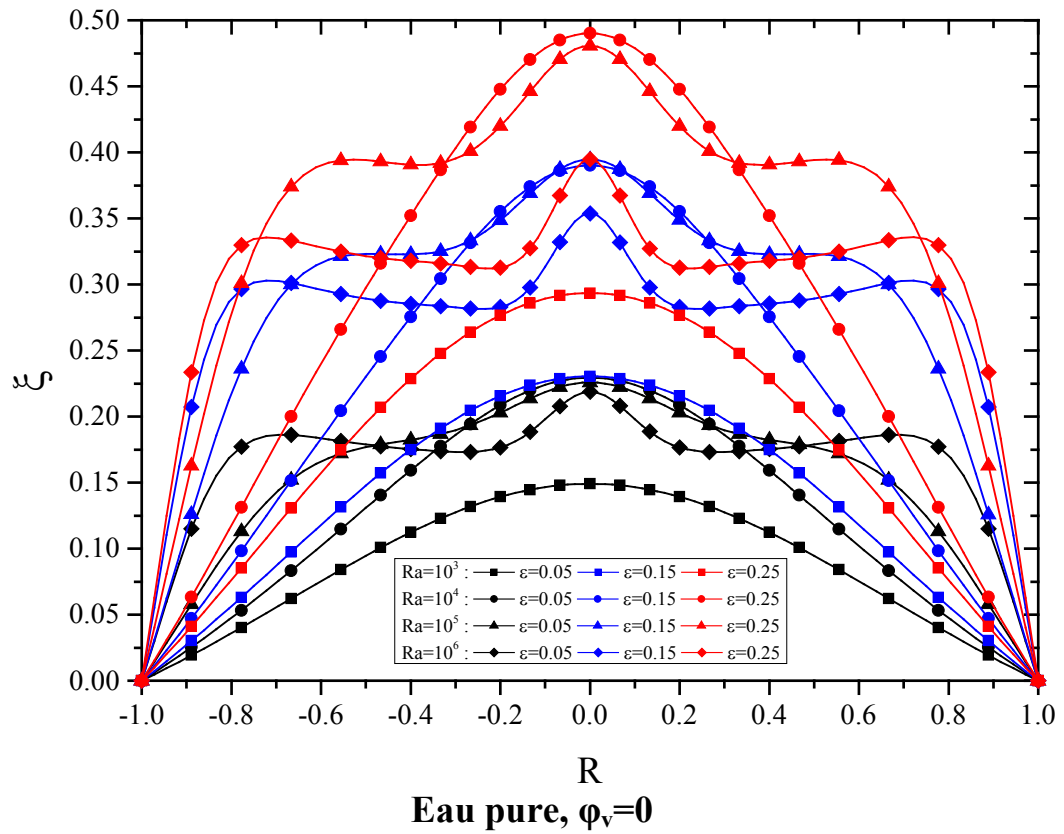
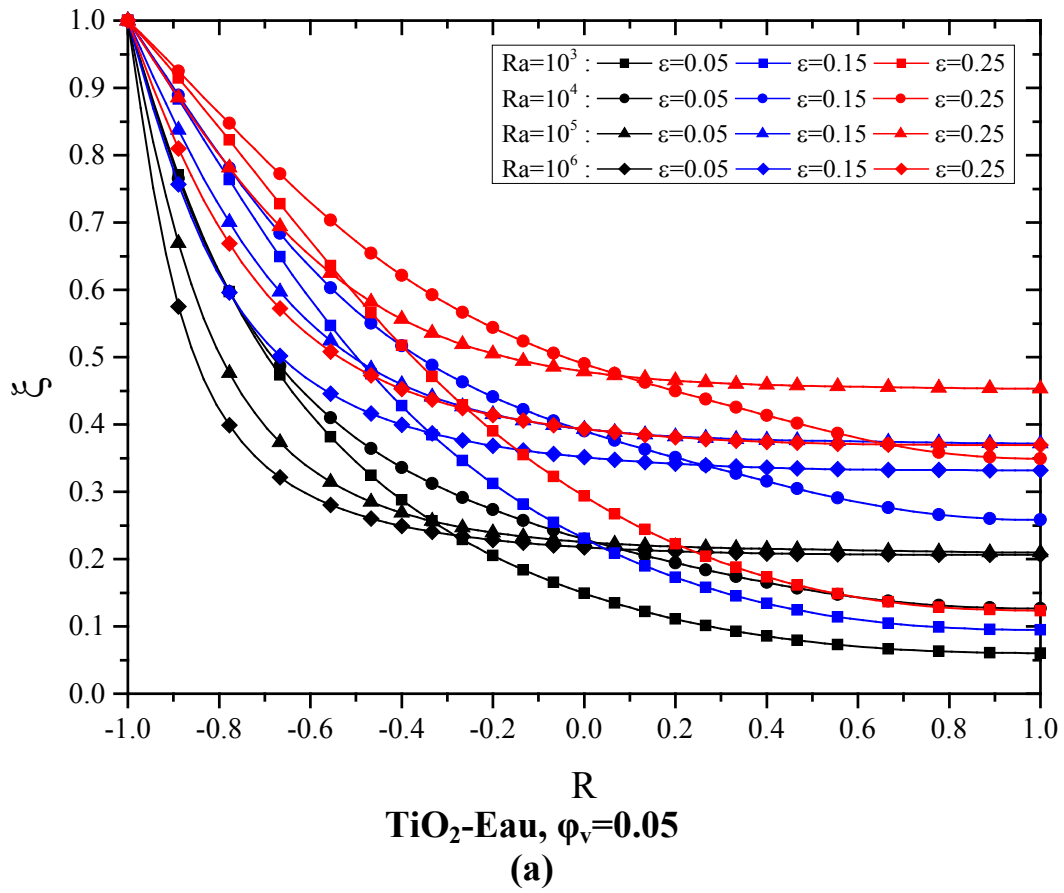
**Figure IV-6 :** Isothermes (sur la moitié gauche de l'enceinte) et lignes de courant (sur la moitié droite de l'enceinte).



Eau pure,  $\phi_v=0$



Cu-Eau,  $\phi_v=0.05$



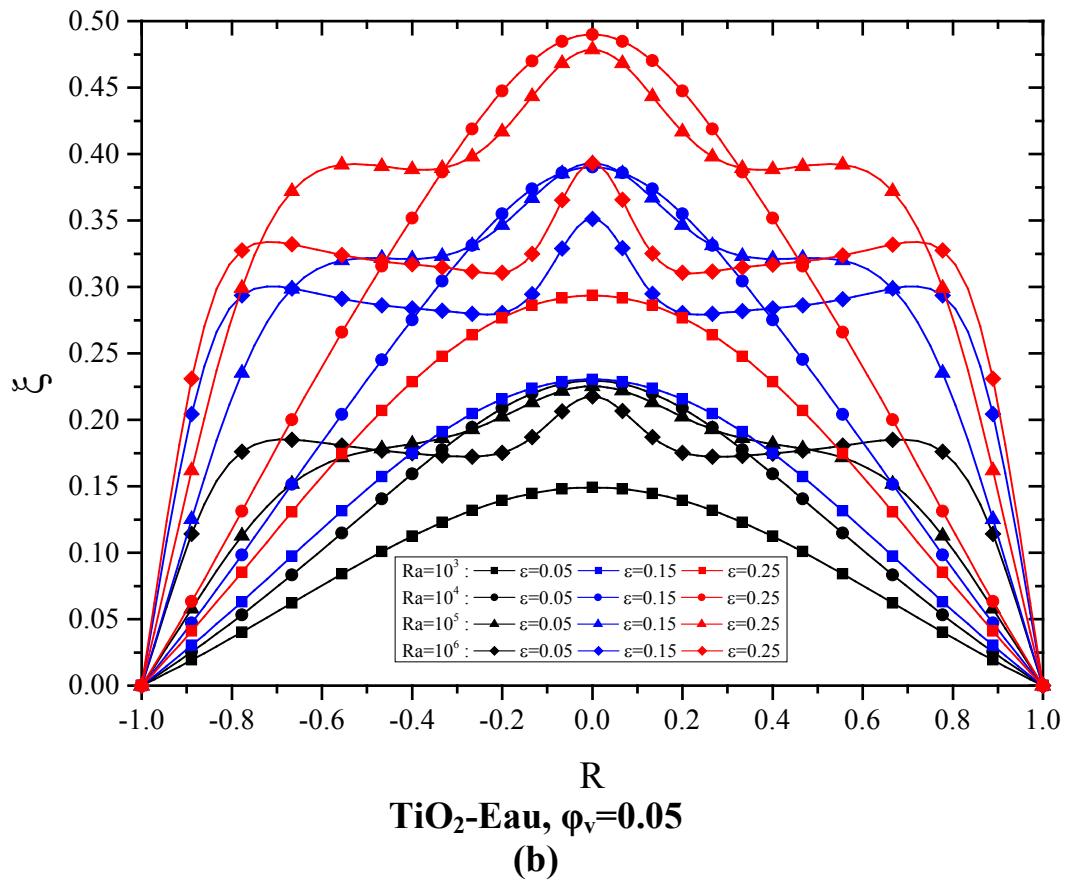
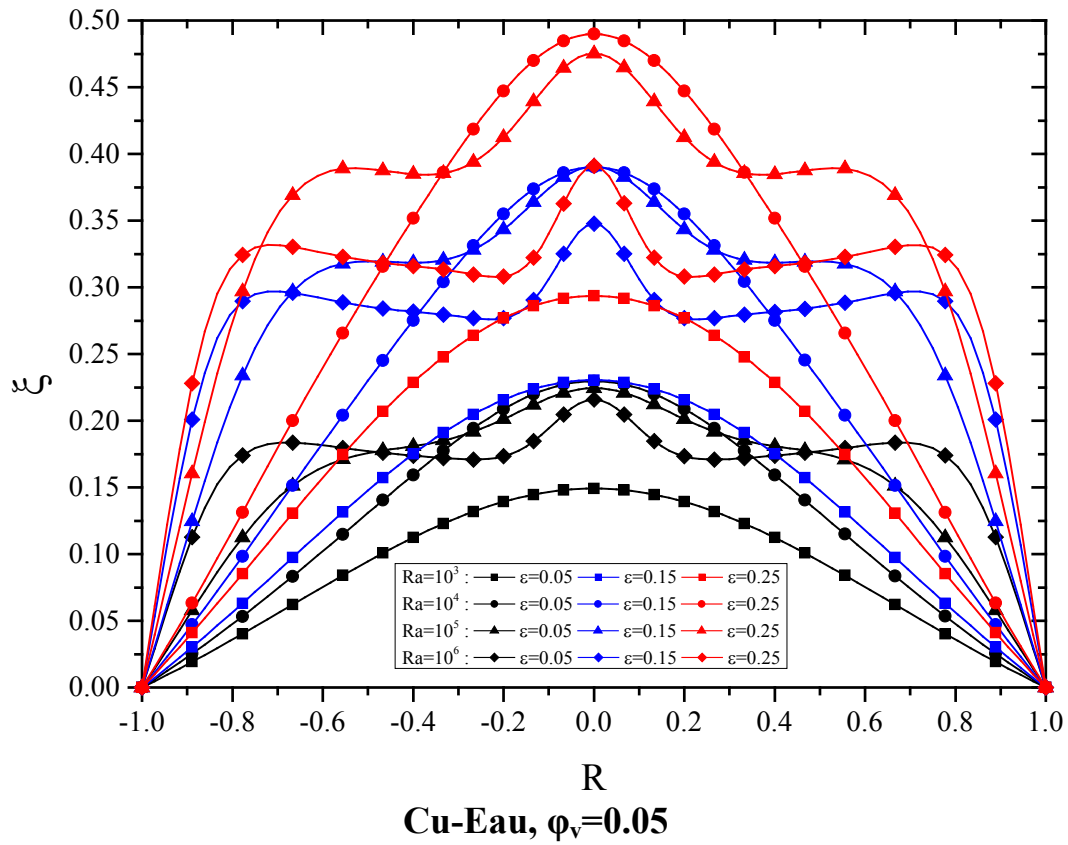
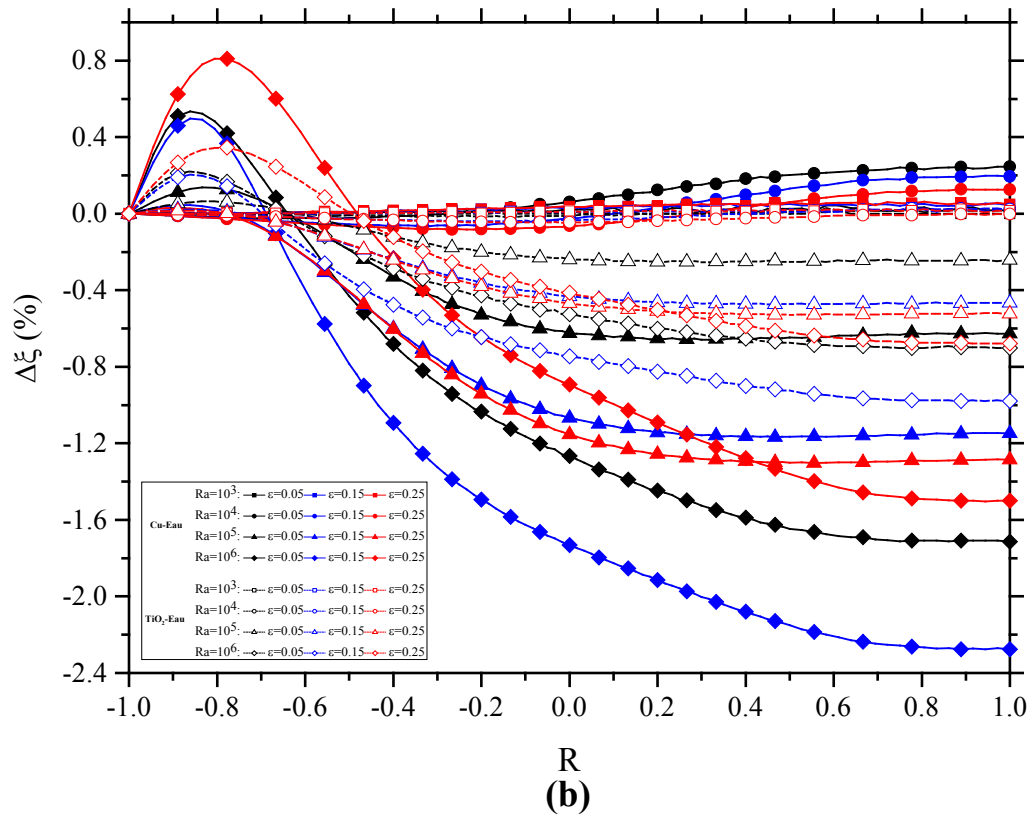
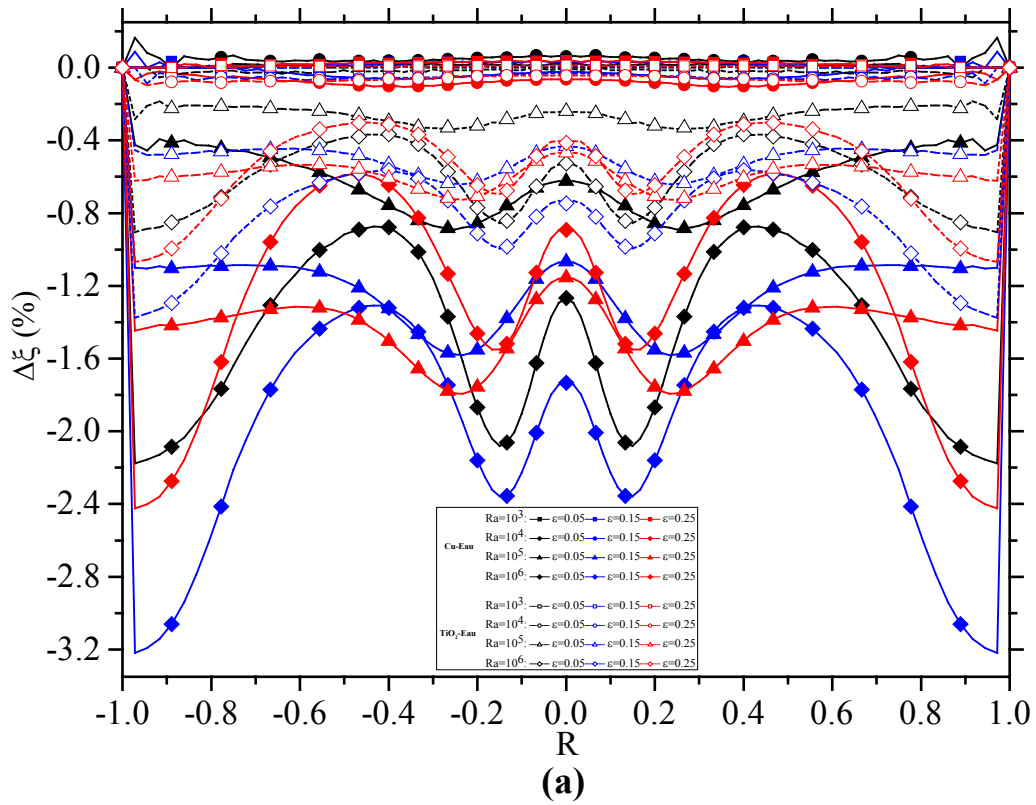


Figure IV-7 : Distribution de la température adimensionnelle le long des lignes centrales (a) verticale et (b) horizontale.



**Figure IV-8 :** Pourcentage de changement de la température adimensionnelle le long des lignes centrales (a) horizontale, (b) verticale, entre l'utilisation de l'eau pure et l'utilisation des nanofluides avec  $\phi_v = 0.05$

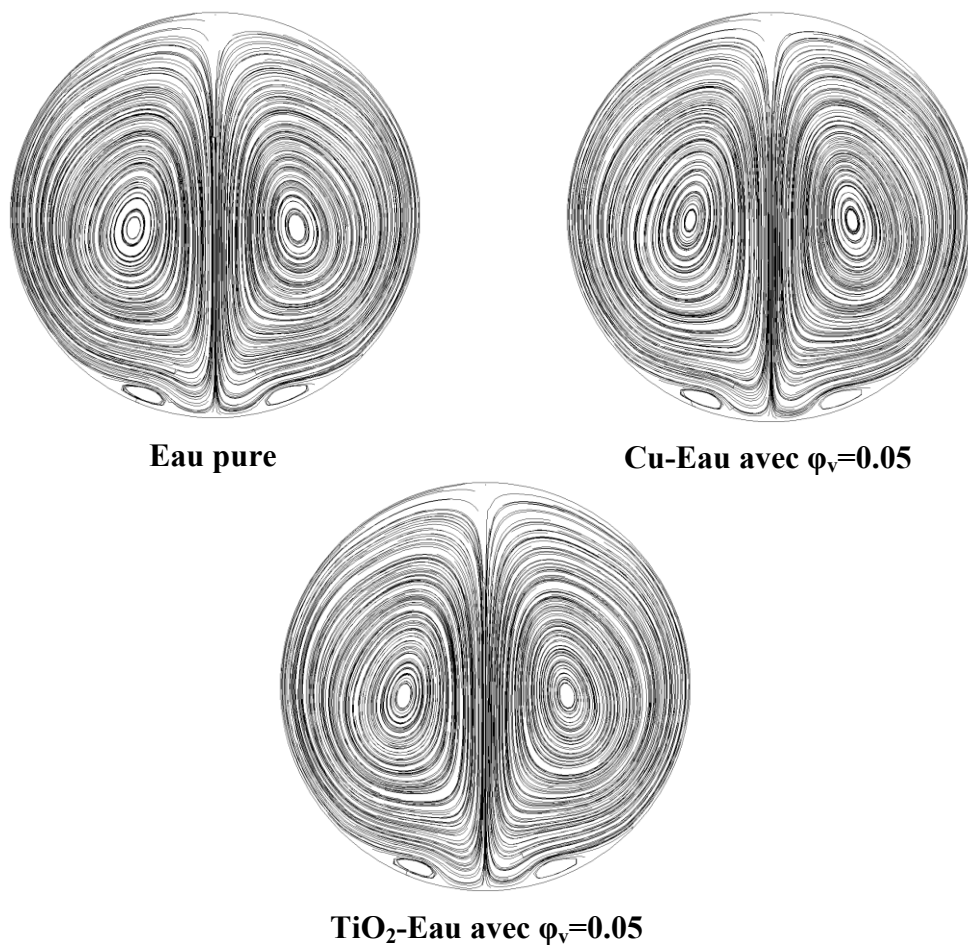
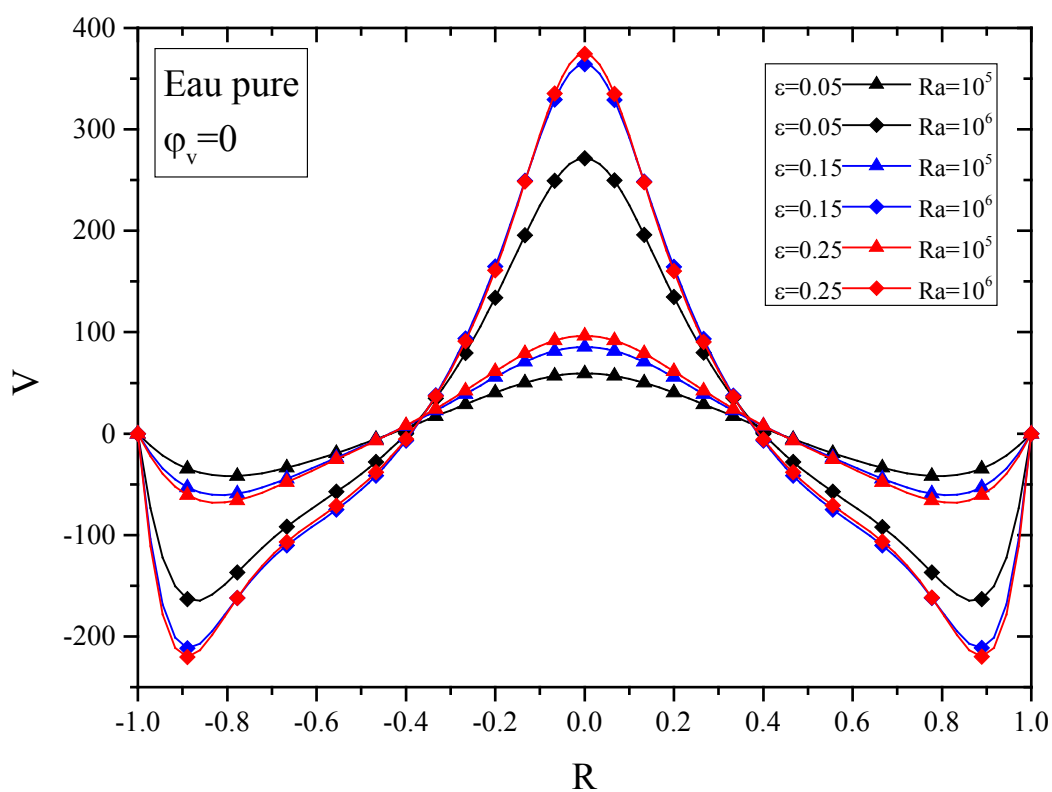


Figure IV-9 : Les pathlines pour  $Ra=10^6$ ,  $\epsilon=0.25$ .



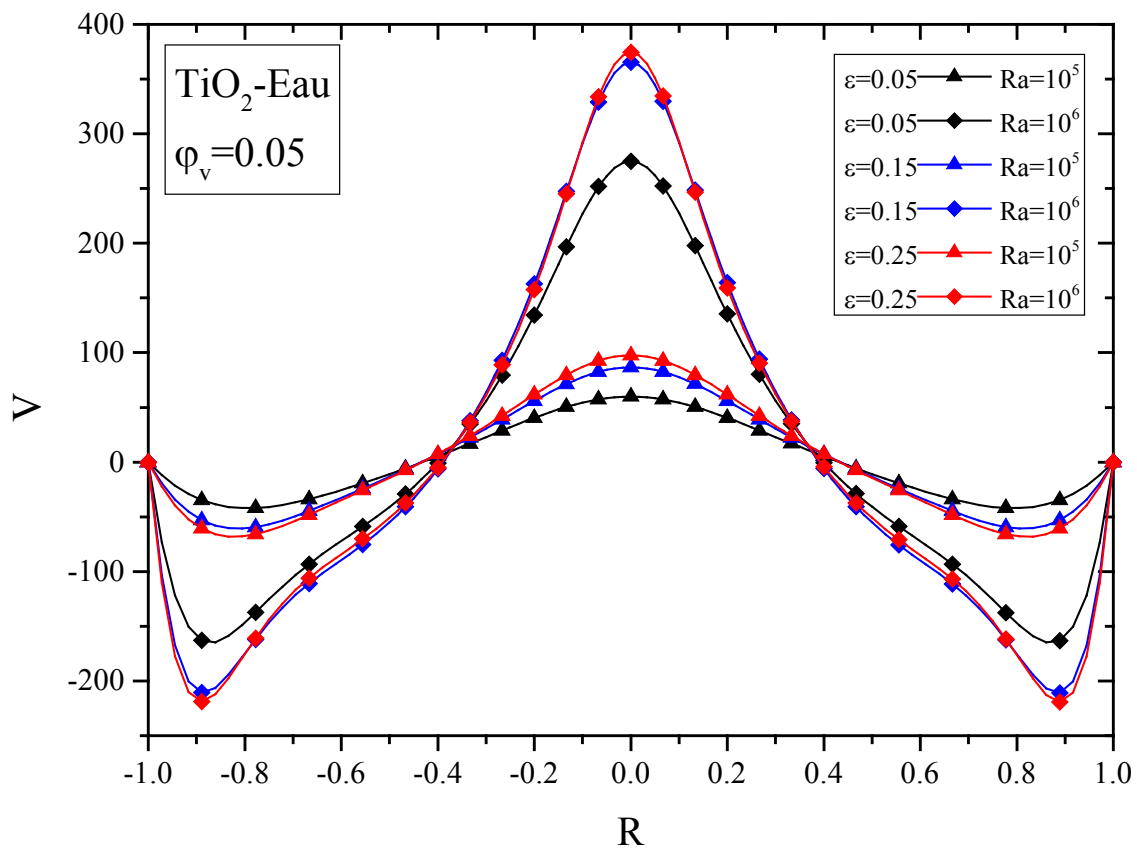
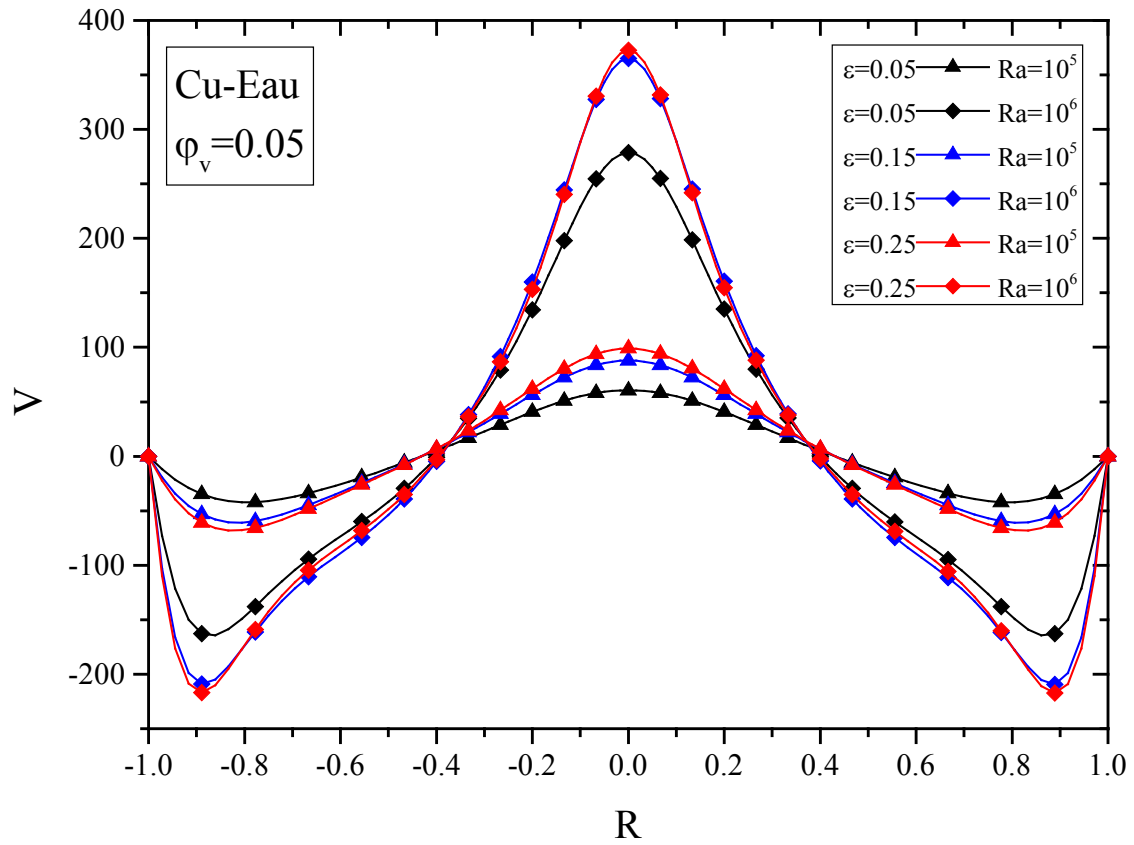
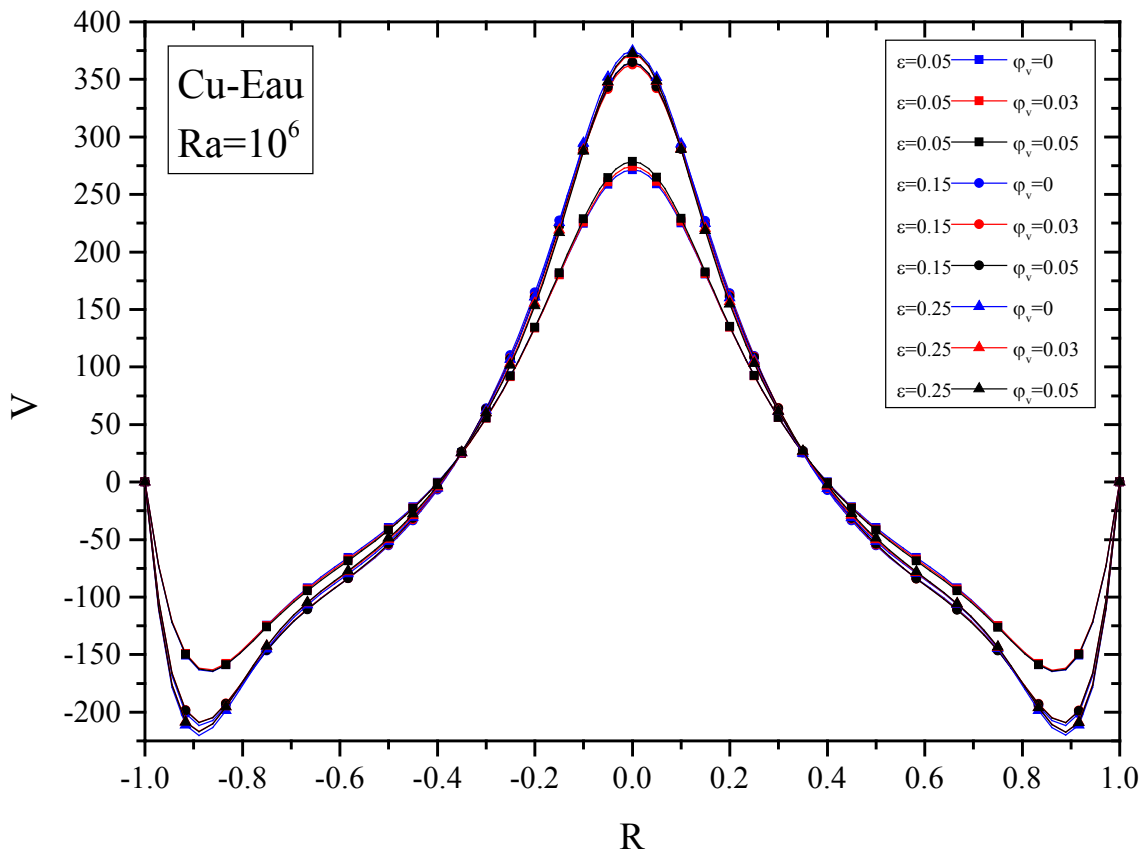
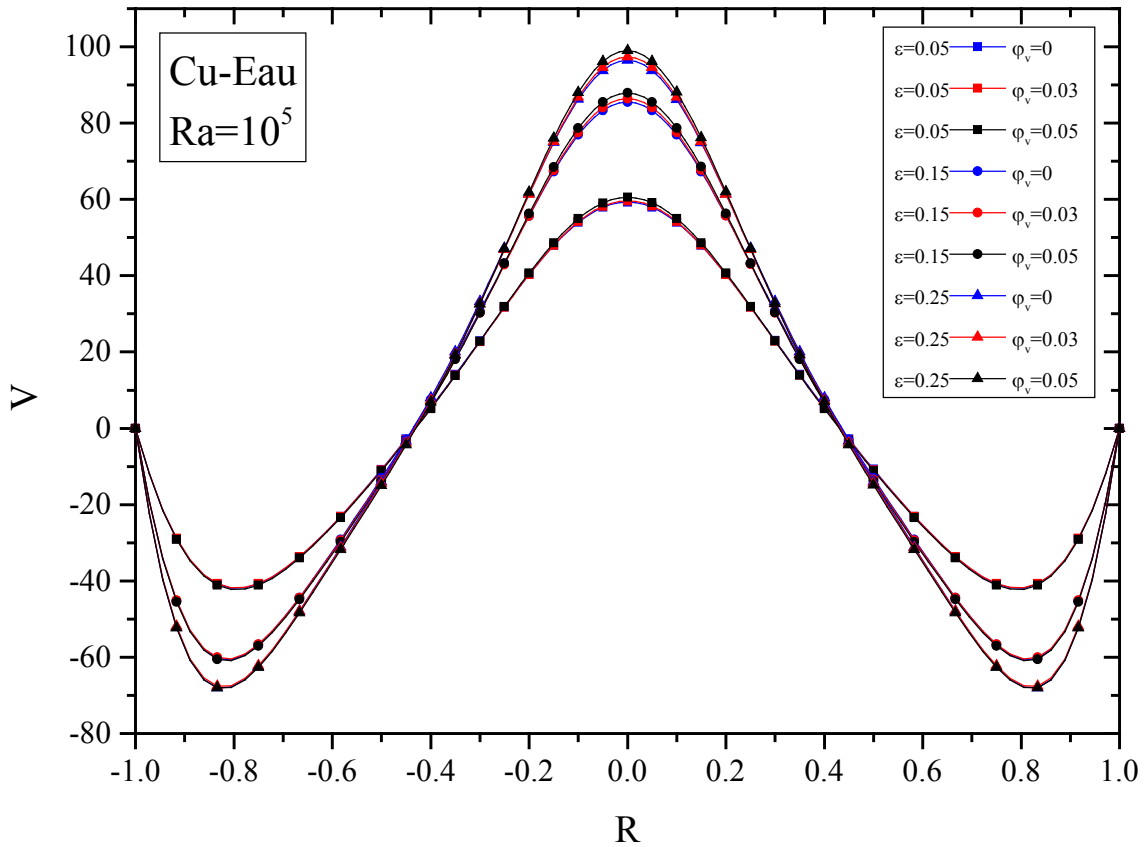


Figure IV-10 : Effet du nombre de Rayleigh et de la longueur adimensionnelle chauffée sur la vitesse verticale adimensionnelle au niveau de la ligne centrale horizontale de l'enceinte.





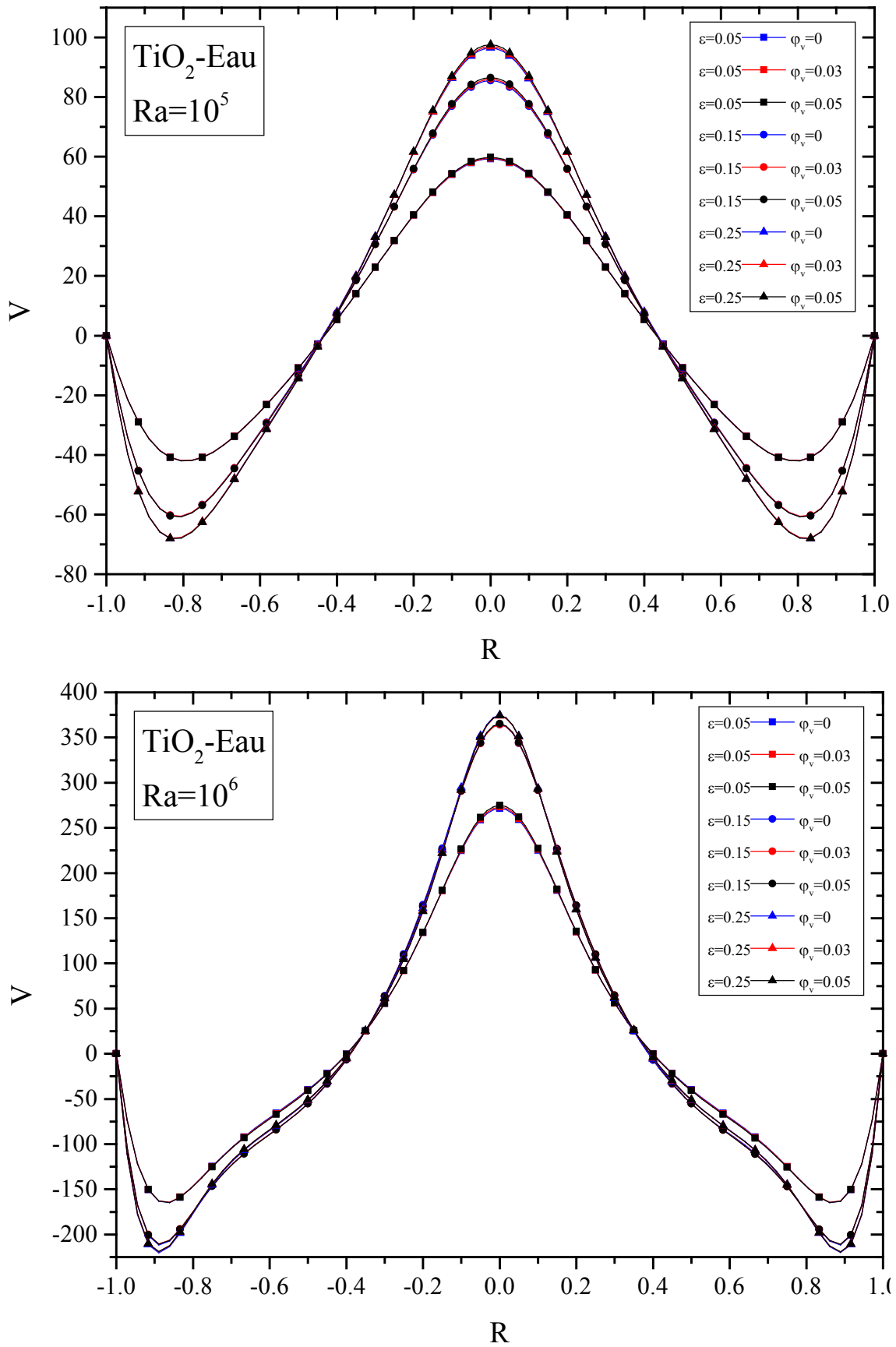


Figure IV-11 : Effet de la fraction volumique des nanoparticules sur la vitesse verticale adimensionnelle au niveau de la ligne centrale horizontale de l'enceinte

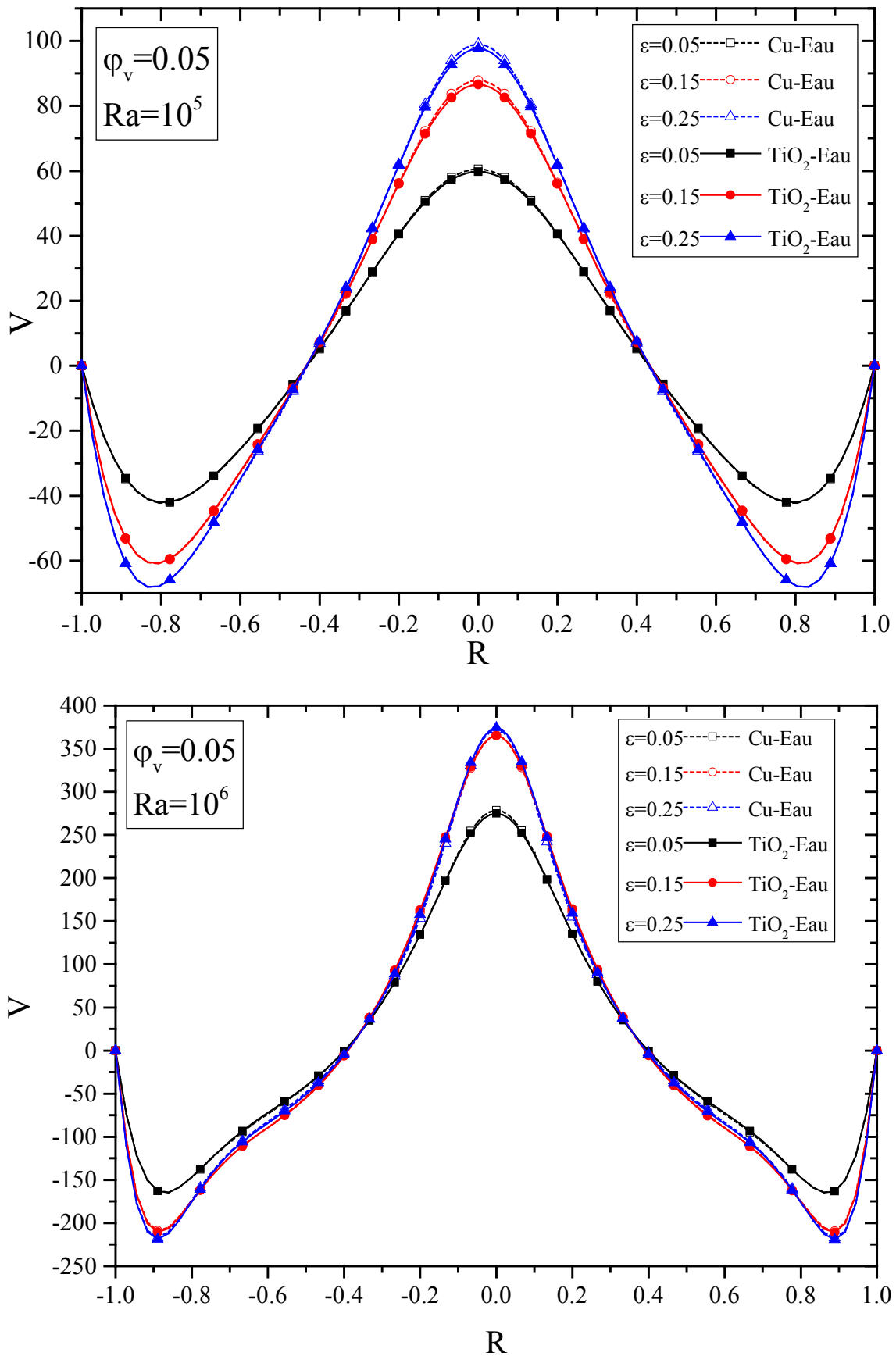
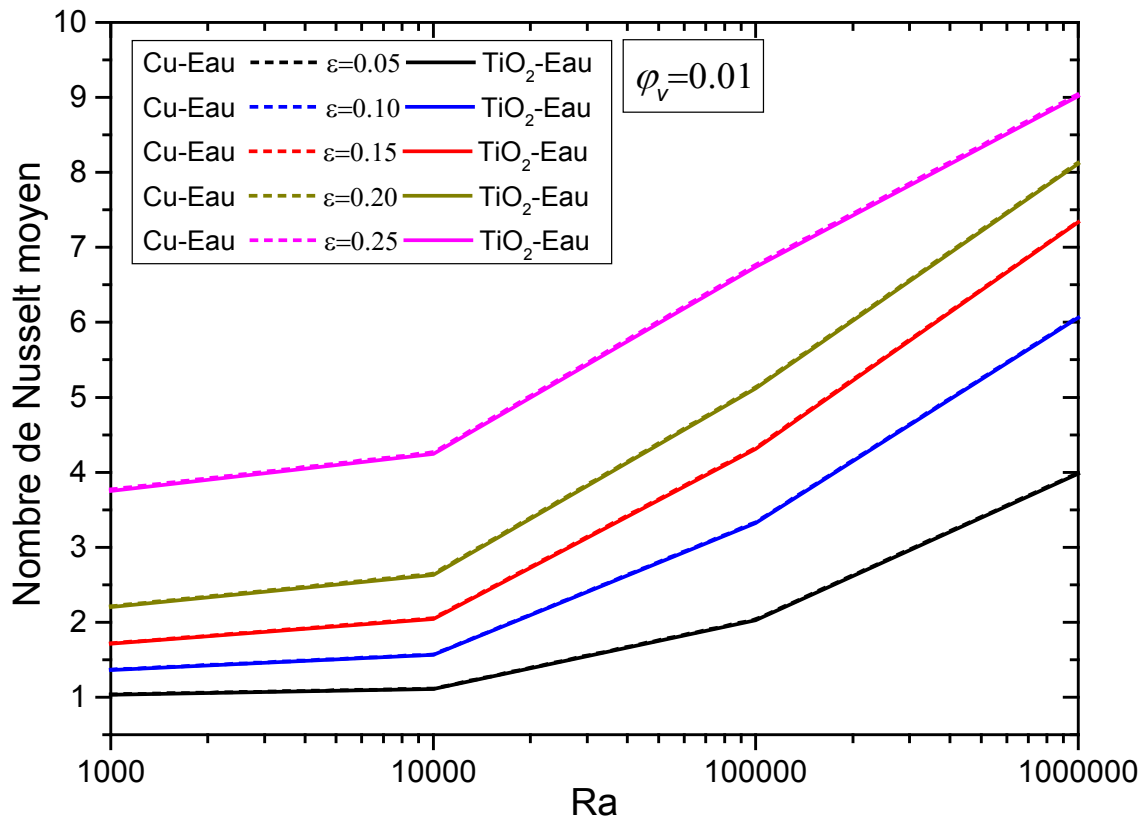
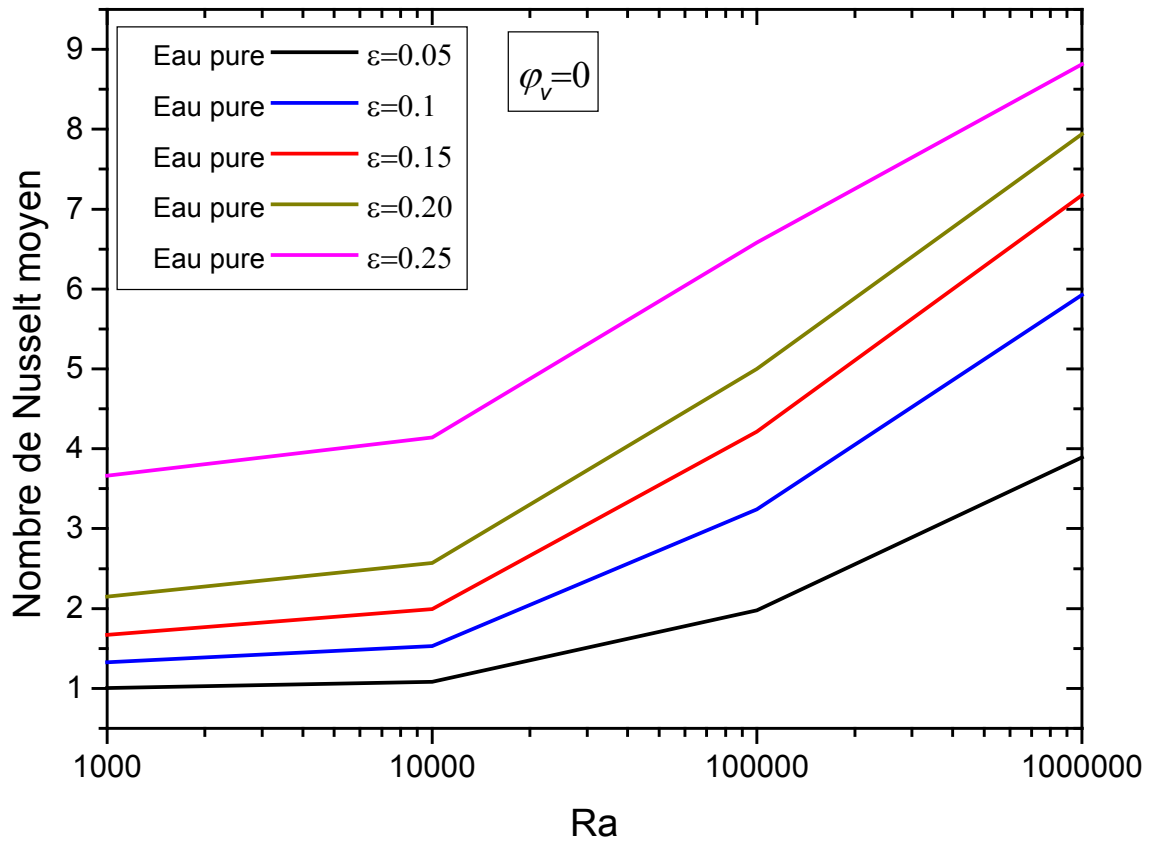


Figure IV-12 : La vitesse verticale adimensionnelle au niveau de la ligne centrale horizontale de l'enceinte pour différentes nanoparticules.



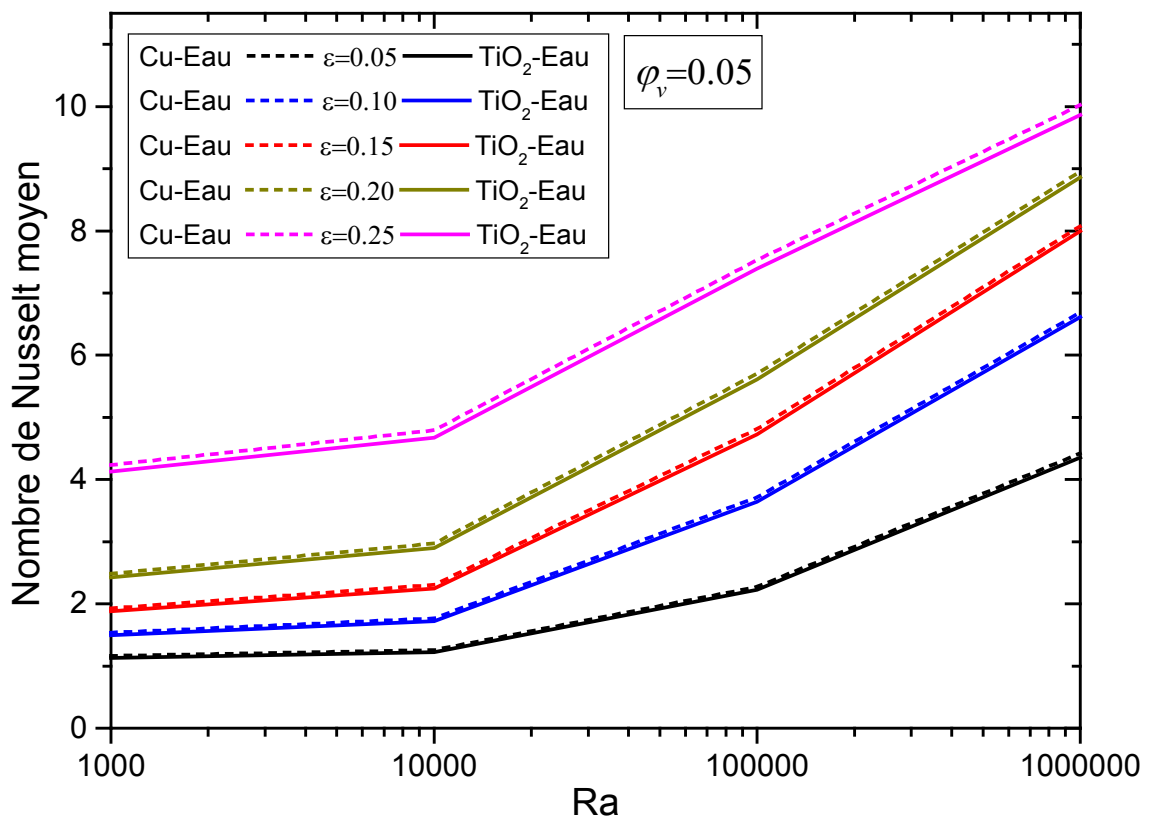
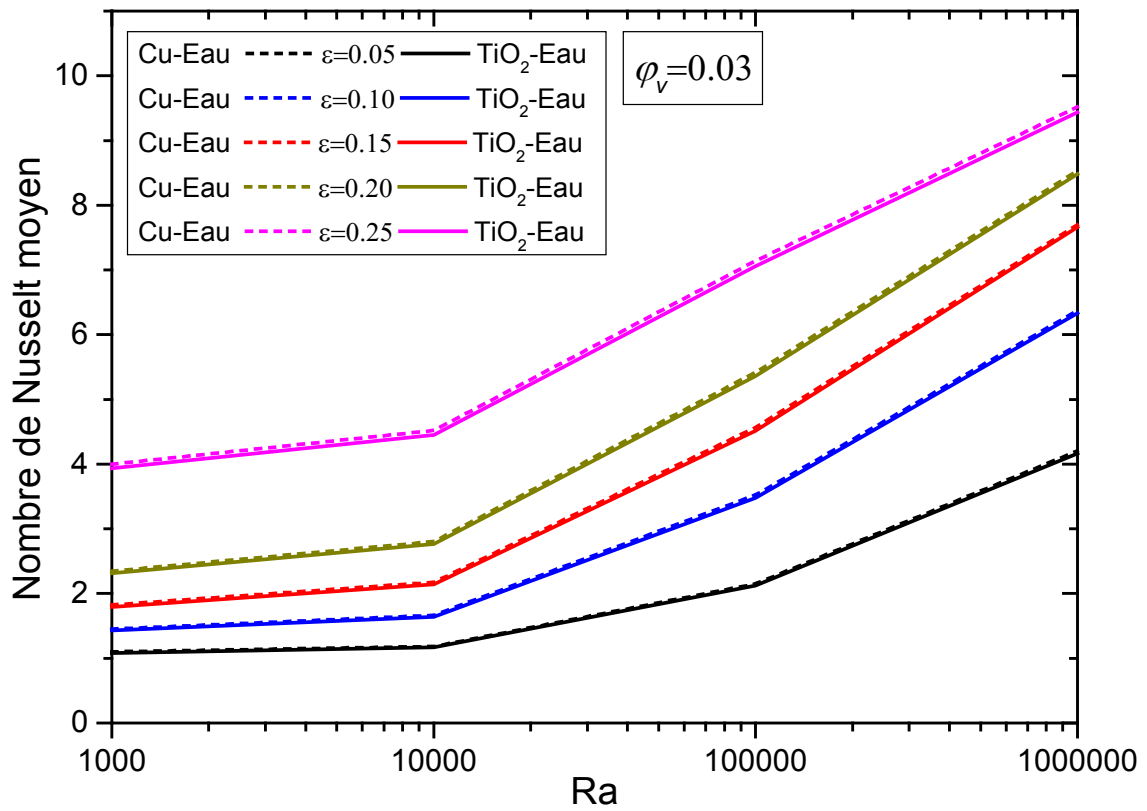
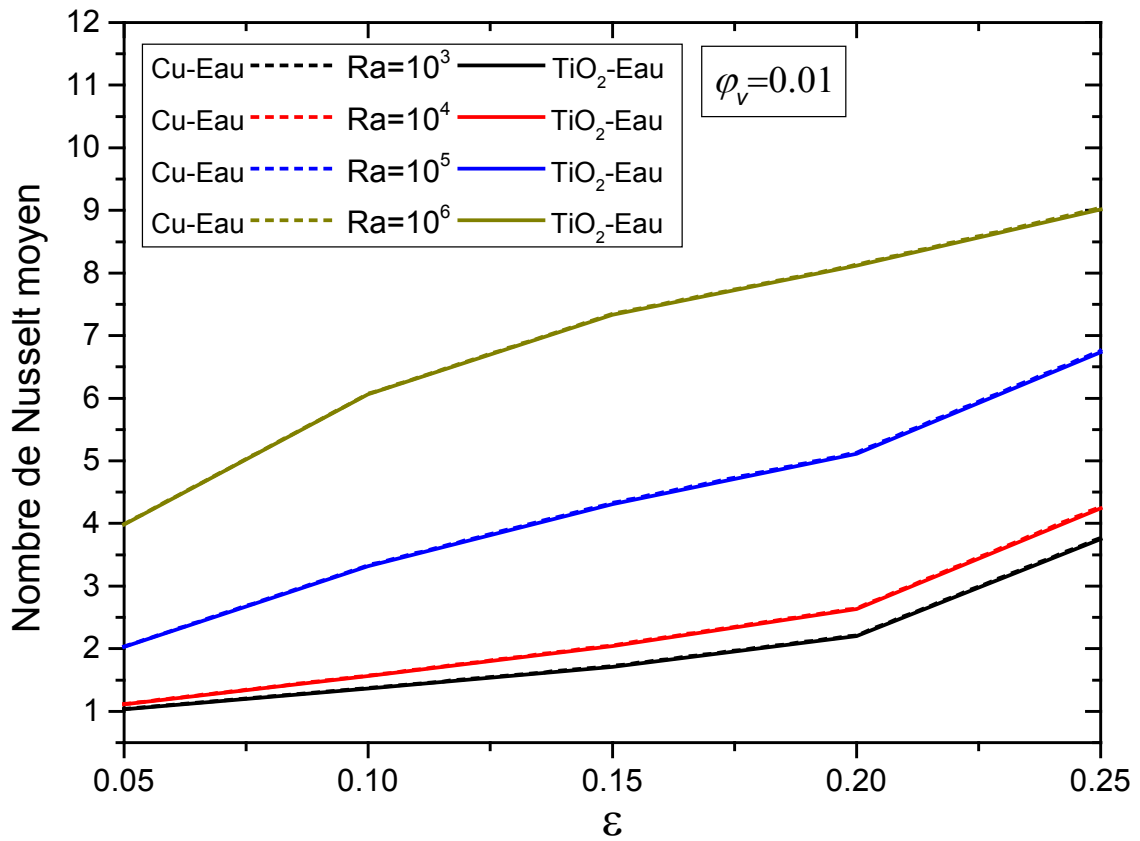
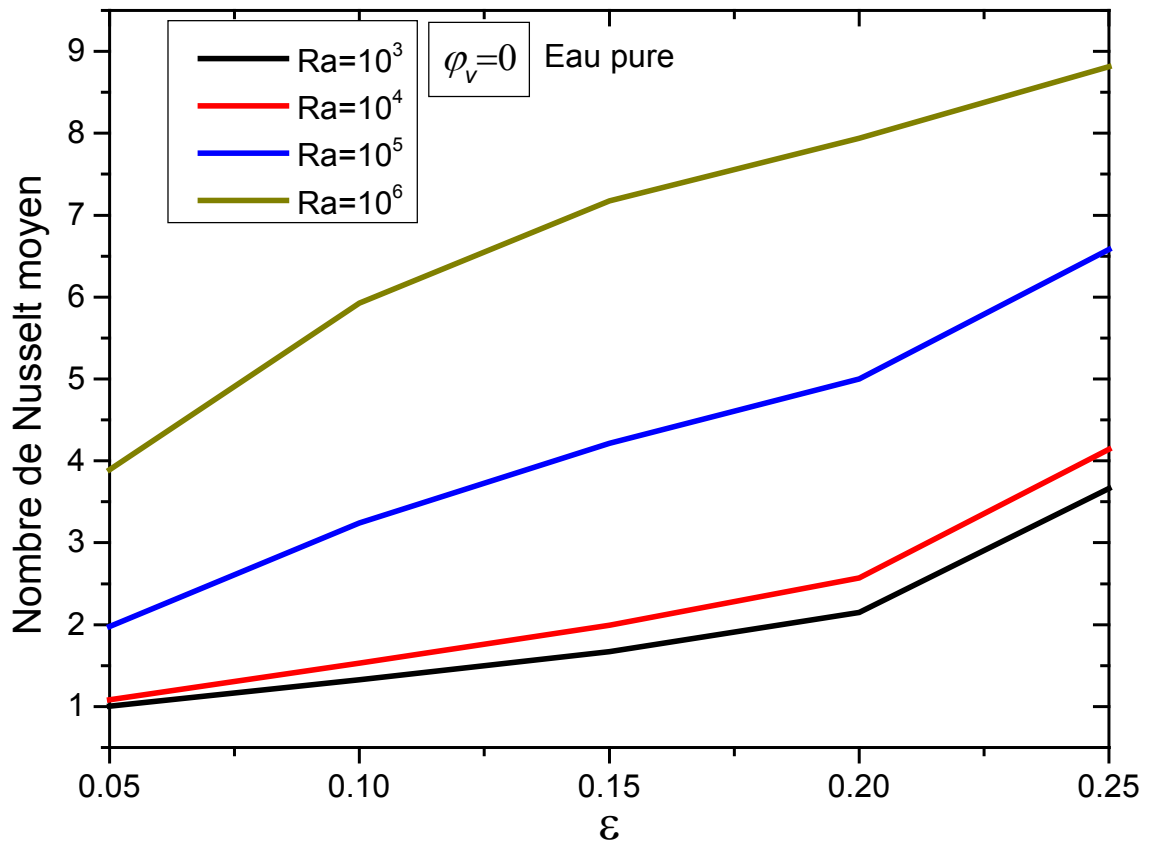


Figure IV-13 : Effet du nombre de Rayleigh sur le nombre de Nusselt moyen pour différentes nanoparticules.



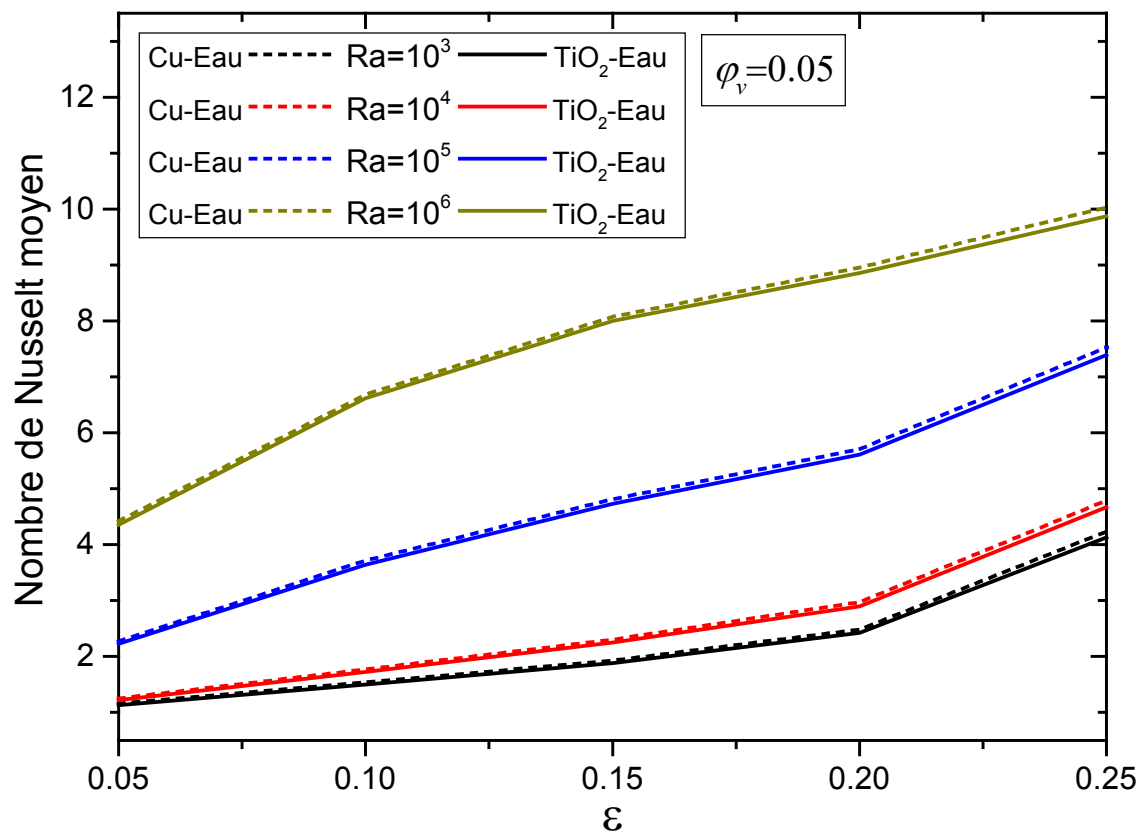
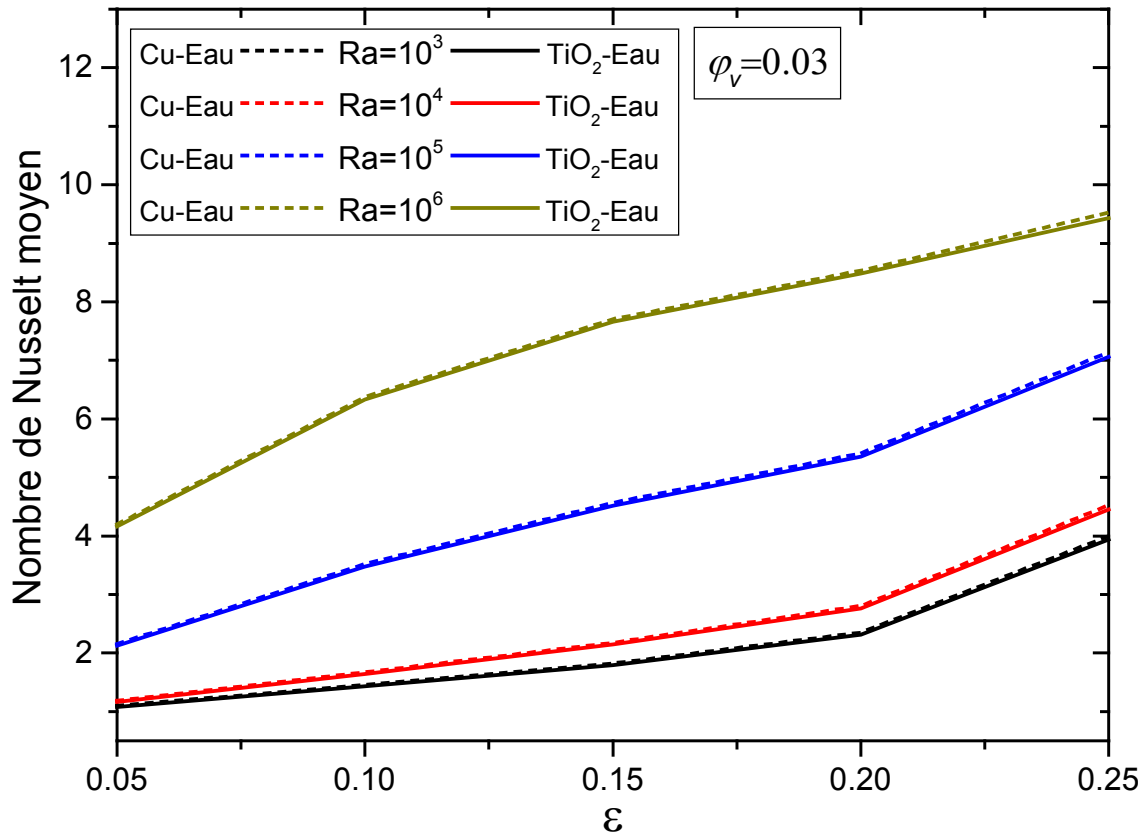
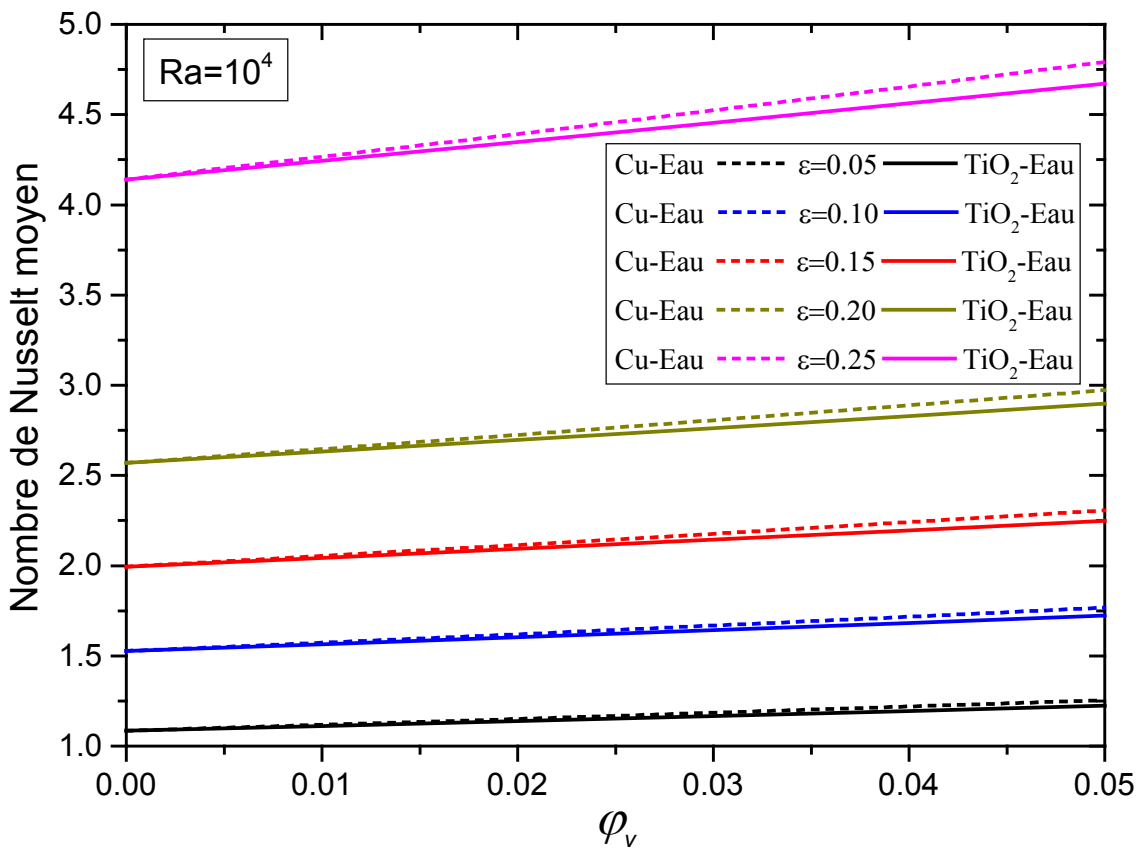
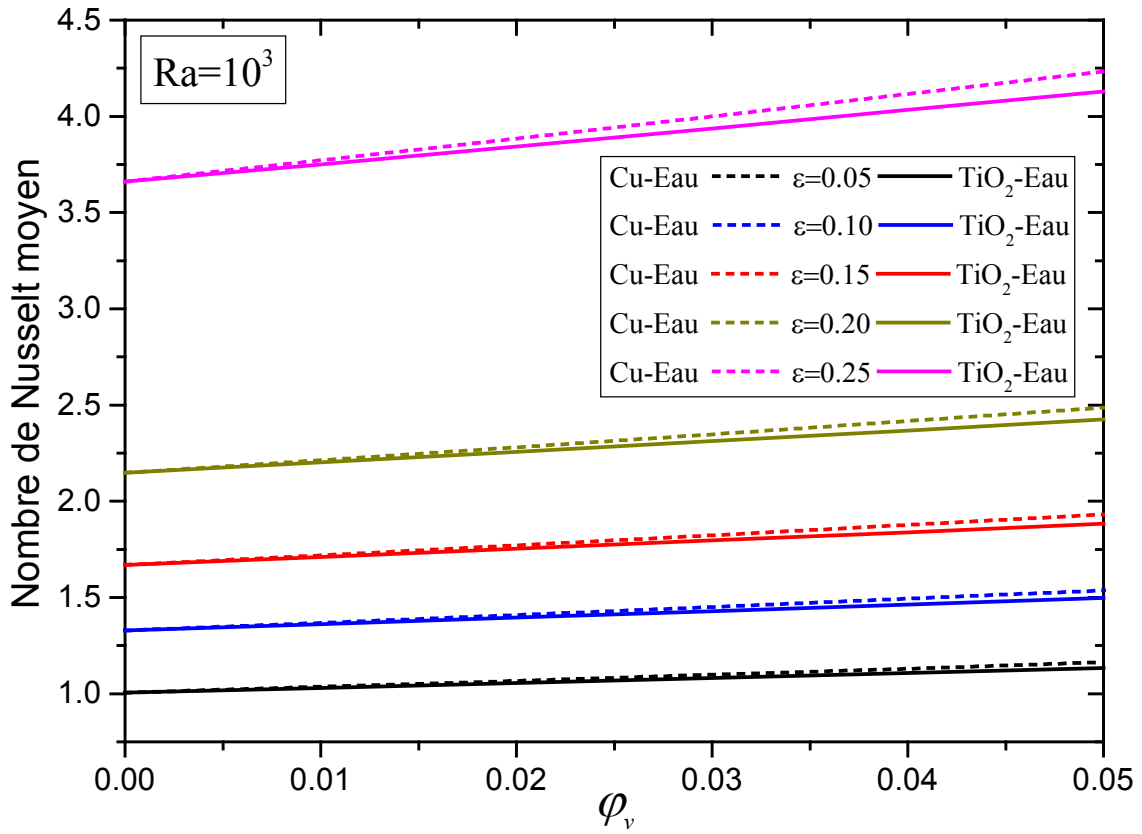


Figure IV-14 : Effet de la longueur adimensionnelle chauffée sur le nombre de Nusselt moyen pour différentes nanoparticules.





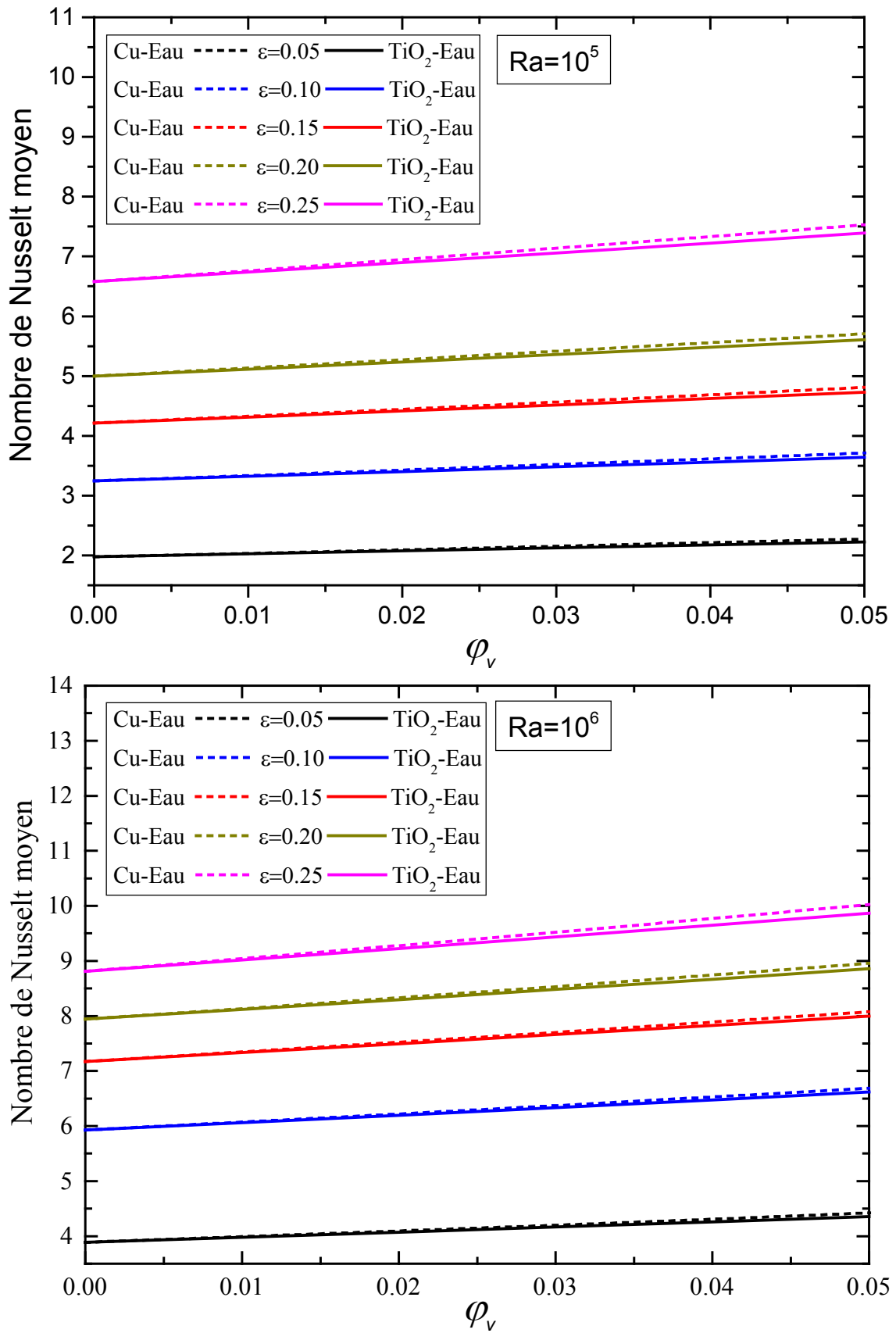
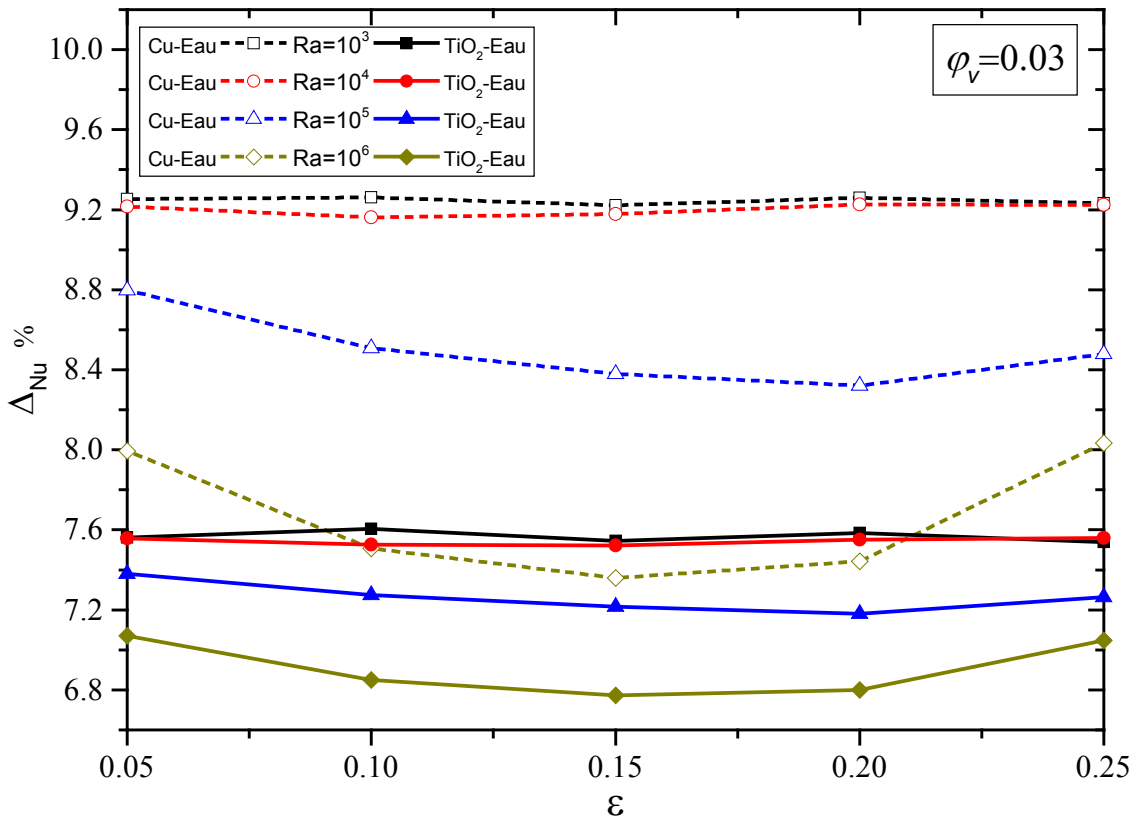
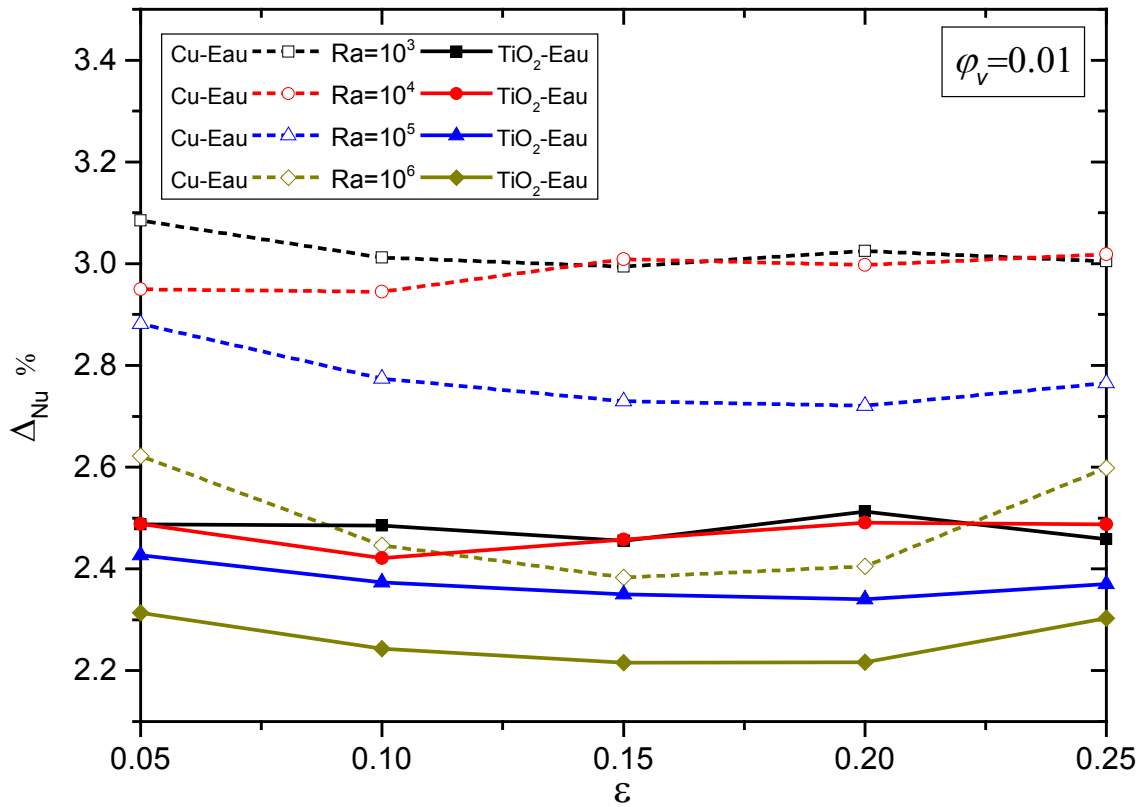
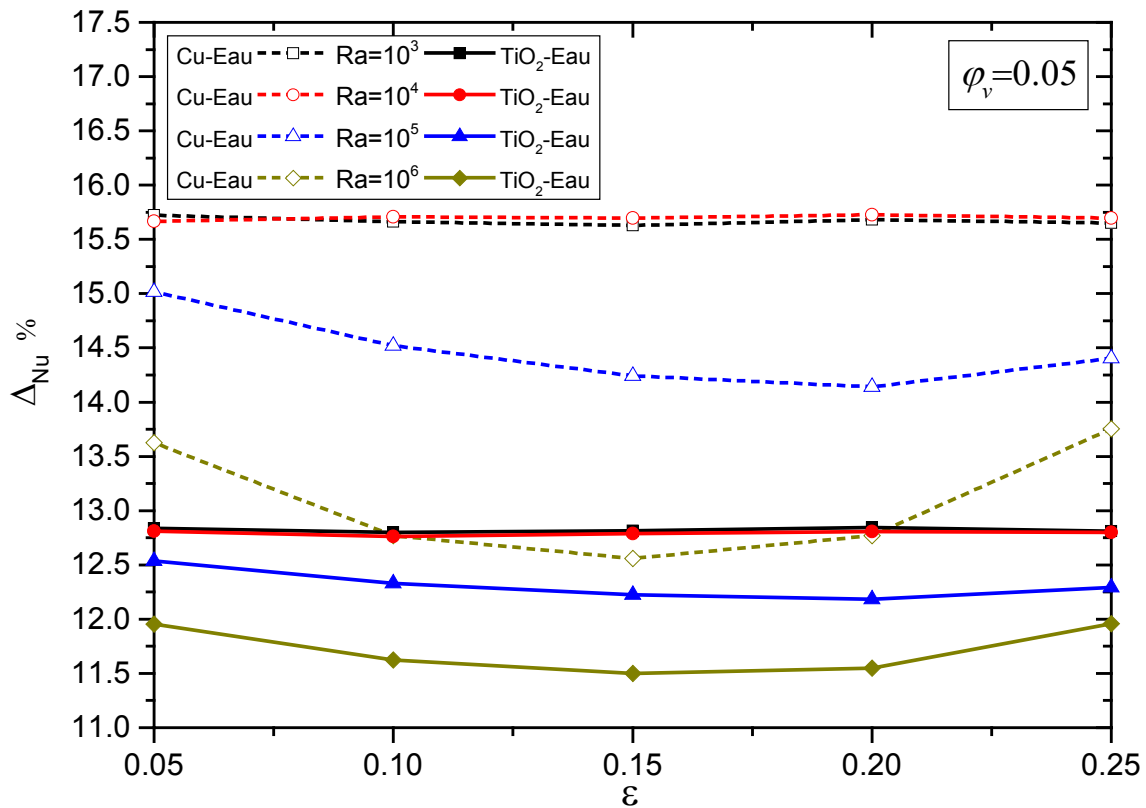


Figure IV-15 : Effet de la fraction volumique des nanoparticules sur le nombre de Nusselt moyen pour différentes nanoparticules.





**Figure IV-16 :** Le pourcentage d'amélioration du nombre de Nusselt moyen entre l'utilisation de l'eau pure et l'utilisation des nanofluides avec différentes fractions volumiques.

#### IV.4.1.4. Corrélation du transfert de chaleur

En utilisant les résultats de la simulation numérique obtenus dans cette étude, le nombre de Nusselt moyen sur la paroi chauffée a été corrélé en fonction du nombre de Rayleigh ( $10^3 \leq Ra \leq 10^6$ ), la longueur adimensionnelle chauffée ( $0.05 \leq \varepsilon \leq 0.25$ ) et la fraction volumique des nanoparticules ( $0 \leq \phi_v \leq 0.05$ ), les corrélations sont exprimées dans le Tableau IV-1 pour l'eau pure et les nanofluides Cu-Eau et TiO<sub>2</sub>-Eau.

Les exposants dans les trois corrélations montrent que le facteur le plus influent dans le cas du chauffage à température constante est la longueur adimensionnelle chauffée suivie du nombre de Rayleigh et enfin de la fraction volumique des nanoparticules. Ces corrélations jouent un rôle majeur dans la conception des systèmes d'ingénierie dont le principe de fonctionnement dépend du transfert de chaleur par convection naturelle à l'intérieur des enceintes cylindriques horizontales.

**Tableau IV-1 :** Corrélations du nombre de Nusselt moyen pour le chauffage à température constante

	<b>La corrélation</b>	<b>Coefficient de corrélation (%)</b>
<b>Eau pure</b>	$\overline{Nu} = 1.592 Ra^{0.197} \varepsilon^{0.677}$	97.62
<b>Cu-Eau</b>	$\overline{Nu} = 2.249 Ra^{0.195} \varphi_v^{0.066} \varepsilon^{0.676}$	97.60
<b>TiO<sub>2</sub>-Eau</b>	$\overline{Nu} = 2.117 Ra^{0.196} \varphi_v^{0.057} \varepsilon^{0.677}$	97.60

#### IV.4.2. Chauffage partiel à flux de chaleur constant

Dans cette partie, les effets sur le champ thermique, le champ dynamique et le transfert de chaleur à l'intérieur d'une enceinte cylindrique horizontale partiellement chauffée à un flux de chaleur constant, seront discutés lorsque le nombre de Rayleigh varie de  $10^3$  à  $10^6$ , la longueur adimensionnelle chauffée varie de 0.05 à 0.25 et la fraction volumique des nanoparticules de Cu et TiO<sub>2</sub> varie dans l'intervalle de 0 (correspondant à l'eau pure) à 0.05. Comme pour le chauffage à température constante, les simulations numériques ont été réalisées pour 20 cas en utilisant de l'eau pure, 100 cas en utilisant le nanofluide Cu-Eau et 100 cas en utilisant le nanofluide TiO<sub>2</sub>-Eau.

##### IV.4.2.1. L'effet sur le champ thermique

Les Figures IV-17, IV-18 montrent respectivement les isothermes et la distribution de la température adimensionnelle le long des deux lignes centrales (verticale et horizontale). Il est clair que les formes des isothermes et les courbes de température sont très proches de celles observées dans le cas du chauffage partiel à température constante. Le pourcentage de changement de la température dimensionnelle est représenté sur la Figure IV-19, dans laquelle on peut remarquer que la température change de manière significative dans la zone adjacente à la paroi inférieure chauffée et au milieu de l'enceinte. La Figure IV-19 montre également que l'utilisation de nanoparticules de Cu conduit à une augmentation de la température près de la paroi chauffée inférieure à des taux plus élevés que ceux observés dans le cas de l'utilisation des nanoparticules de TiO<sub>2</sub>. La variation de la température adimensionnelle maximale en fonction du nombre de Rayleigh, de la longueur adimensionnelle chauffée et de

la fraction volumique des nanoparticules est présentée à la Figure IV-20. Il est clair que cette variation est linéaire.

Les sous-sections suivantes donnent une discussion plus détaillée de l'effet de chaque paramètre de l'étude sur le champ thermique.

#### ***a) Effet du nombre de Rayleigh sur le champ thermique***

A partir de les isothermes présentées sur la Figure IV-17, et de la température adimensionnelle au niveau des deux lignes centrales (verticale et horizontale) présentées sur la Figure IV-18, on remarque que le nombre de Rayleigh a un effet similaire à celui observé dans le cas du chauffage à température constante. La Figure IV-19 montre que le pourcentage de changement de la température adimensionnelle, pour les nanofluides Cu-Eau et TiO<sub>2</sub>-Eau, est plus sensible à l'augmentation du nombre de Rayleigh de 10<sup>4</sup> à 10<sup>6</sup>. Lors de l'utilisation du nanofluide Cu-Eau, la température diminue avec une valeur maximale de -1.08% au niveau de la ligne centrale horizontale, et augmente d'une valeur maximale de 1.35% au niveau de la ligne centrale verticale près de la paroi inférieure chauffée. La Figure IV-20 montre que la température adimensionnelle maximale n'est pas sensible à l'augmentation du nombre de Rayleigh de 10<sup>3</sup> à 10<sup>4</sup>, tandis qu'elle diminue avec l'augmentation du nombre de Rayleigh de 10<sup>4</sup> à 10<sup>6</sup> en raison d'un transfert de chaleur amélioré.

#### ***b) Effet de la longueur chauffée sur le champ thermique***

Les Figures IV-17 et IV-18 indiquent que la longueur adimensionnelle chauffée a un effet similaire à celui observé dans le cas d'un chauffage à température constante. D'après la Figure IV-19 nous pouvons observer que le pourcentage de changement de la température adimensionnelle sur les deux lignes centrales (verticale et horizontale) n'est pas sensible à la longueur adimensionnelle chauffée, pour les nombres de Rayleigh 10<sup>3</sup> et 10<sup>4</sup>, tandis qu'il devient sensible pour les nombre de Rayleigh 10<sup>5</sup> et 10<sup>6</sup>. Pour les dernières valeurs de Ra, dans la zone près de la paroi chauffée, le pourcentage de changement de la température adimensionnelle sur la ligne centrale verticale augmente dans la direction positive (c'est-à-dire des valeurs de température croissantes) lorsque nous augmentons la longueur de chauffage. La Figure IV-20 montre qu'une augmentation de la longueur chauffée conduit à une augmentation de la température adimensionnelle maximale.

#### ***c) Effet du type et de la fraction volumique des nanoparticules sur le champ thermique***

Les isothermes ne sont pas sensibles à la fraction volumique et au type de nanoparticules, sauf pour un nombre de Rayleigh de  $10^6$  et une longueur adimensionnelle chauffée de 0.25, où une augmentation de la fraction volumique des nanoparticules de 0 à 0.05 entraîne une légère déformation des isothermes au milieu de l'enceinte.

Les valeurs de température sur les deux lignes centrales de l'enceinte (verticale et horizontale) pour les nombres de Rayleigh  $10^3$  et  $10^4$  sont aussi insensibles au type et à la fraction volumique des nanoparticules, tandis que pour les nombres de Rayleigh de  $10^5$  et  $10^6$ , elles sont légèrement sensibles au type et à la fraction volumique des nanoparticules. Les résultats représentés sur la Figure IV-18 montrent que les valeurs de température au niveau de la ligne centrale verticale de l'enceinte et près de la paroi inférieure chauffée augmentent à un taux plus élevé dans le cas de l'utilisation des nanoparticules de Cu en comparaison avec le cas de l'utilisation des nanoparticules de  $\text{TiO}_2$ . La Figure IV-20 montre que la température adimensionnelle maximale n'est pas sensible au type et à la fraction volumique des nanoparticules.

#### ***IV.4.2.2. L'effet sur le champ dynamique***

Le champ dynamique dans le cas d'un chauffage à flux de chaleur constant a été analysé via les contours des lignes de courant montrés sur la Figure IV-17, où nous pouvons observer que l'écoulement consiste en deux cellules contrarotatives pour toutes les valeurs du nombre de Rayleigh, la longueur adimensionnelle chauffée et la fraction volumique, et pour les deux types de nanoparticules. Ce résultat diffère de celui correspondant au cas du chauffage à température constante qui affiche deux cellules contrarotatives secondaires à proximité de la paroi inférieure chauffée de l'enceinte. Sur les Figures IV-21, IV-22 et IV-23, il est clair que la forme de la courbe de vitesse adimensionnelle verticale à la ligne centrale horizontale de l'enceinte est la même que celle observée dans le cas d'un chauffage à température constante.

Les sous-sections suivantes donnent une discussion plus détaillée sur l'effet de chaque paramètre de l'étude sur le champ dynamique.

##### ***a) Effet du nombre de Rayleigh sur le champ dynamique***

Les lignes de courant dans la Figure IV-17 montrent que l'intensité de l'écoulement augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh. Dans la Figure IV-21, nous

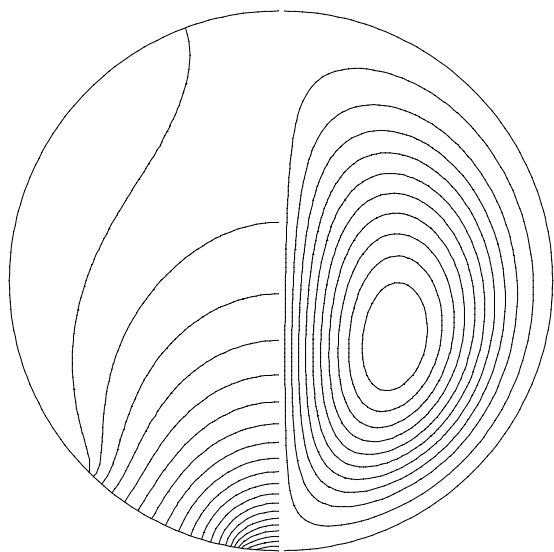
remarquons que le nombre de Rayleigh a le même effet sur la vitesse adimensionnelle verticale comme dans le cas de chauffage à température constante.

### ***b) Effet de la longueur chauffée sur le champ dynamique***

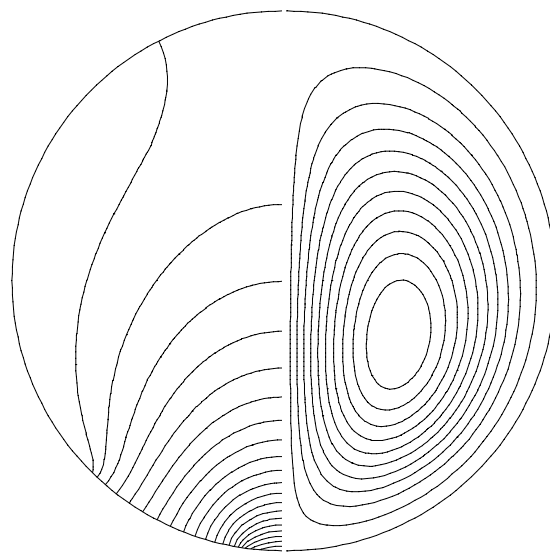
Dans la Figure IV-17 on peut remarquer que la forme des lignes de courant n'est pas sensible à la longueur chauffée pour toutes les valeurs du nombre de Rayleigh et la fraction volumique des deux types des nanofluides. D'un autre côté, il a été remarqué que, comme la longueur adimensionnelle chauffée augmente, l'intensité de l'écoulement augmente, cela est différent de ce qui a été observé dans le cas de chauffage à température constante, où la fonction de courant adimensionnelle diminue avec l'augmentation de la longueur adimensionnelle chauffée dans l'intervalle [0.20-0.25] pour un nombre de Rayleigh de  $10^6$ . La Figure IV-21 montre qu'une augmentation de la longueur adimensionnelle chauffée entraîne une augmentation de la vitesse verticale au niveau de la ligne centrale horizontale de l'enceinte, ce résultat étant similaire à celui obtenu dans le cas d'un chauffage partiel à température constante.

### ***c) Effet du type et de la fraction volumique des nanoparticules sur le champ dynamique***

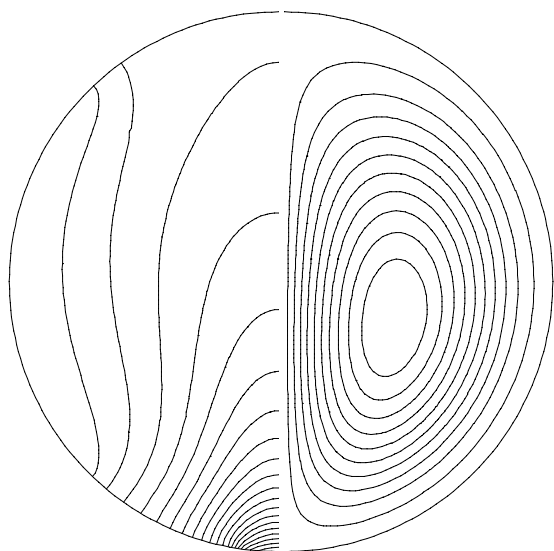
La Figure 17 montre que la forme des lignes de courant n'est pas sensible à la fraction volumique des deux types de nanoparticules, tandis que l'intensité de l'écoulement augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules. Dans la figure IV-22 on peut remarquer que la vitesse verticale au niveau de la ligne centrale horizontale de l'enceinte, est presque insensible à l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules, sauf dans le cas de l'utilisation de nanoparticules de Cu pour un nombre de Rayleigh de  $10^6$  et pour des longueurs adimensionnelles chauffées 0.15, 0.20 et 0.25, où la vitesse verticale adimensionnelle au milieu de la ligne centrale horizontale de l'enceinte augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules. La Figure IV-23 montre que la vitesse verticale adimensionnelle n'est pas sensible au type de nanoparticules, sauf dans le cas d'un nombre de Rayleigh de  $10^6$ , et des longueurs adimensionnelles chauffées 0.15, 0.20 et 0.25, où l'utilisation des nanoparticules de Cu donne des valeurs plus élevées de la vitesse verticale au milieu de la ligne centrale horizontale de l'enceinte en comparaison avec l'utilisation de nanoparticules de  $\text{TiO}_2$ .



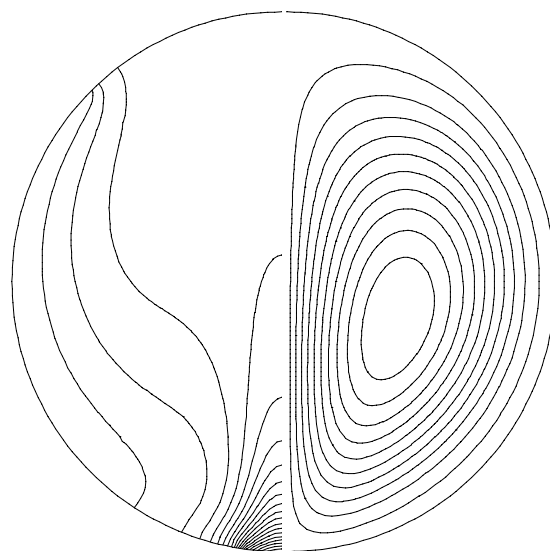
**Ra=10<sup>3</sup>**



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



**Ra=10<sup>5</sup>**

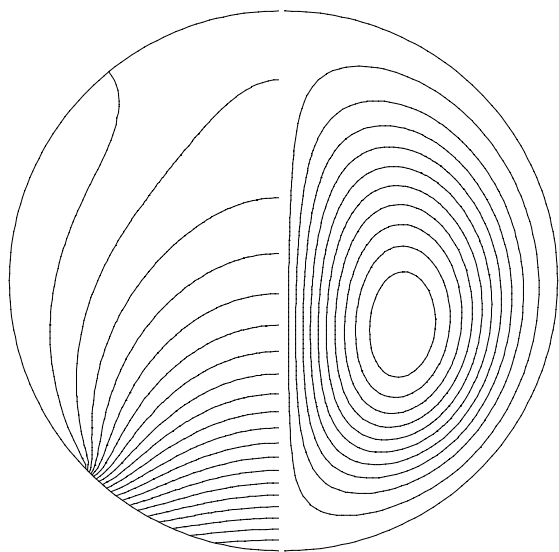


**Ra=10<sup>6</sup>**

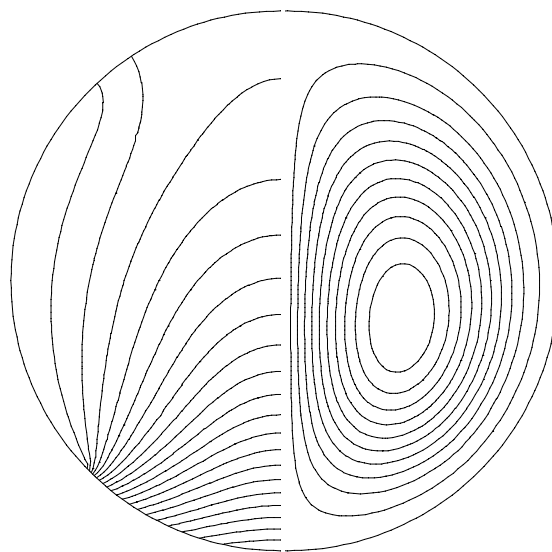
**$\varphi_v=0$  et  $\varepsilon=0.05$**

**L'eau pure**

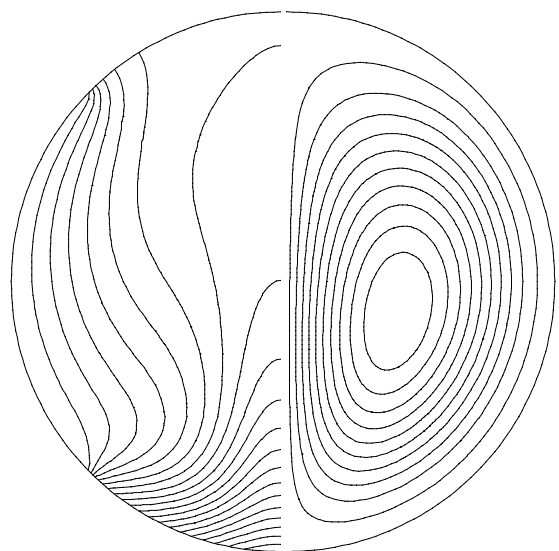




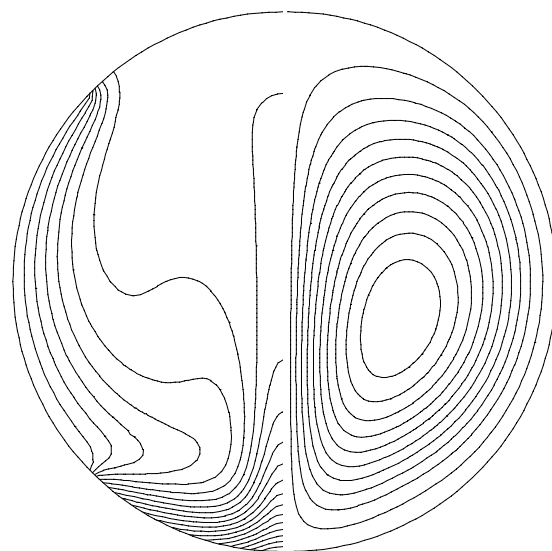
$Ra=10^3$



$Ra=10^4$



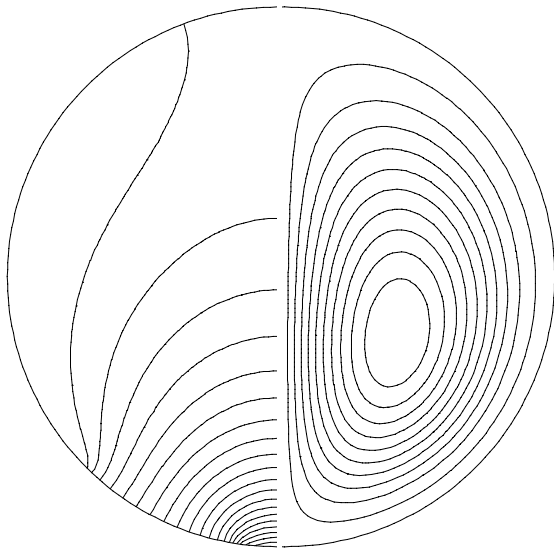
$Ra=10^5$



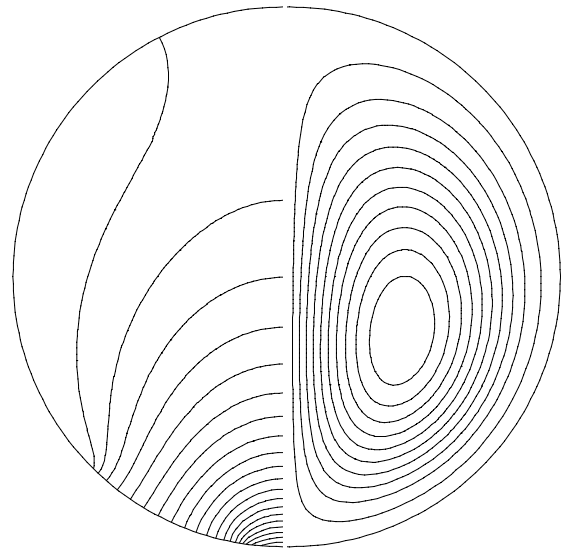
$Ra=10^6$

$\varphi_v=0$  et  $\varepsilon=0.25$

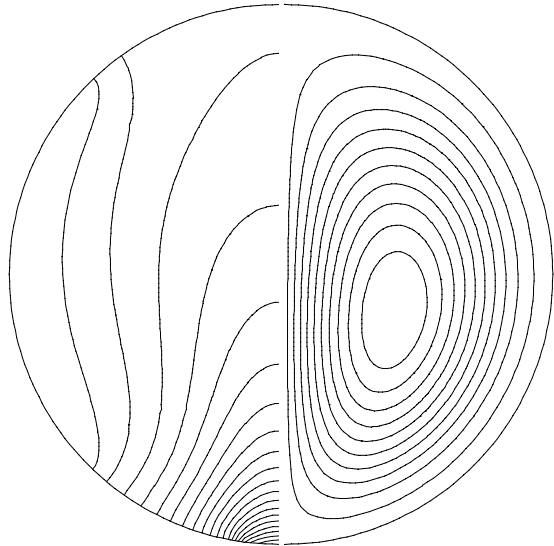
L'eau pure



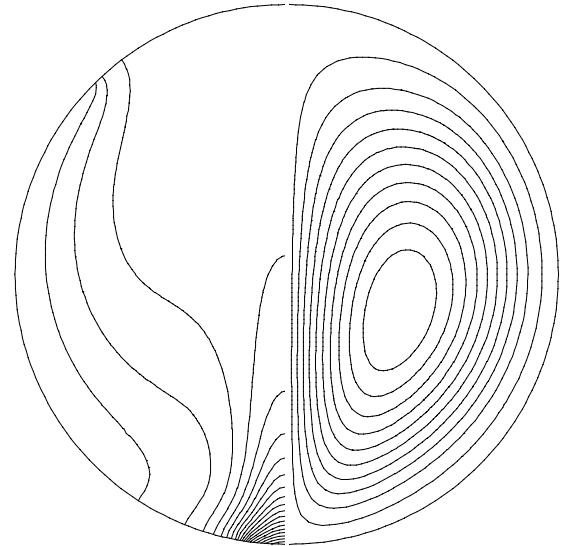
$Ra=10^3$



$Ra=10^4$



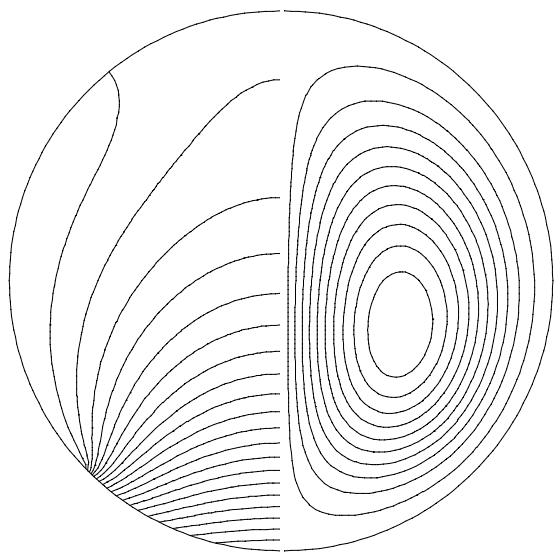
$Ra=10^5$



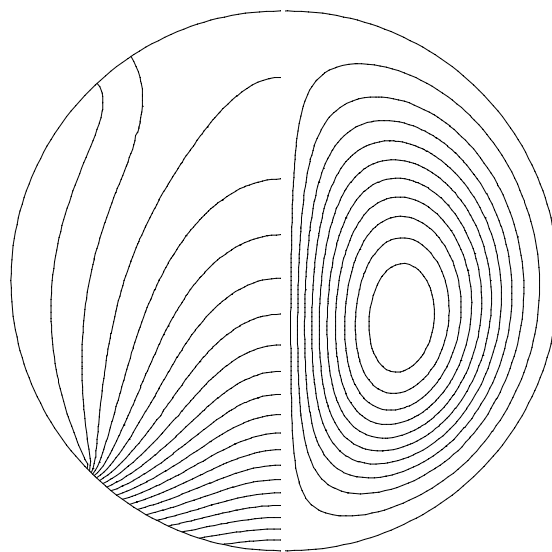
$Ra=10^6$

$\varphi_v=0.05$  et  $\varepsilon=0.05$

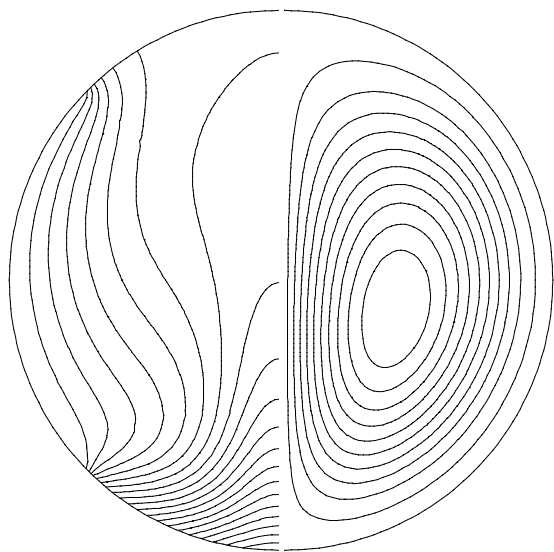
Cu-Eau



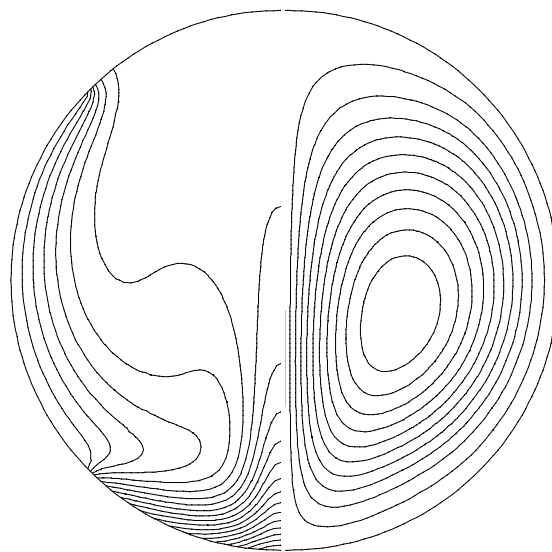
**Ra=10<sup>3</sup>**



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



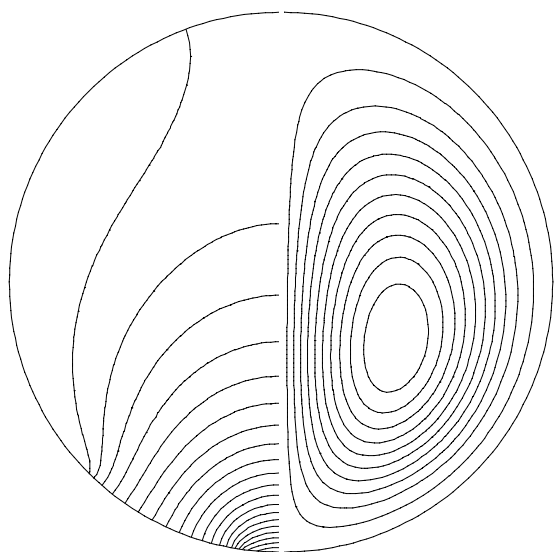
**Ra=10<sup>5</sup>**



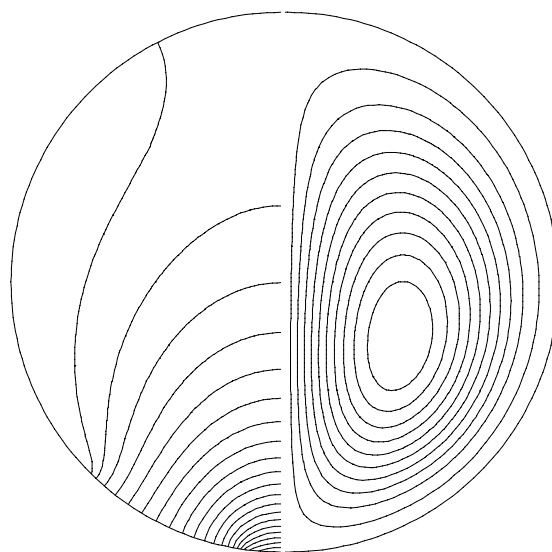
**Ra=10<sup>6</sup>**

**$\phi_v=0.05$  et  $\epsilon=0.25$**

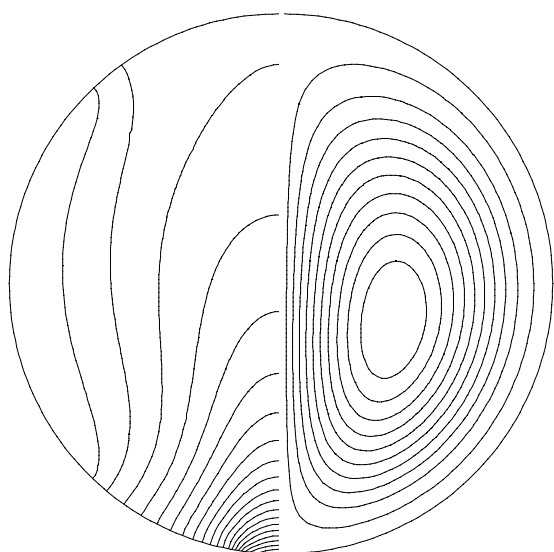
**Cu-Eau**



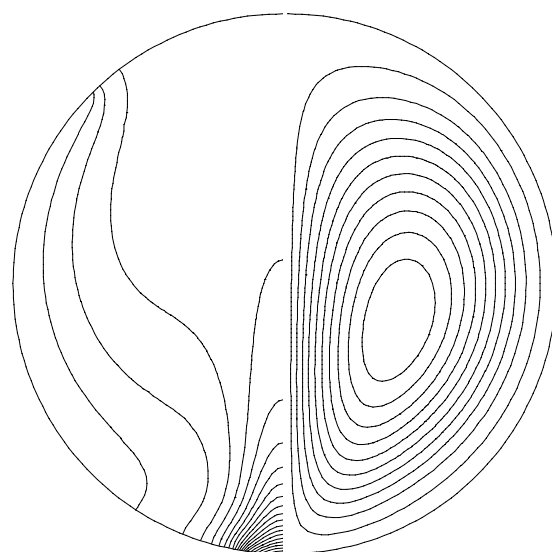
$Ra=10^3$



$Ra=10^4$



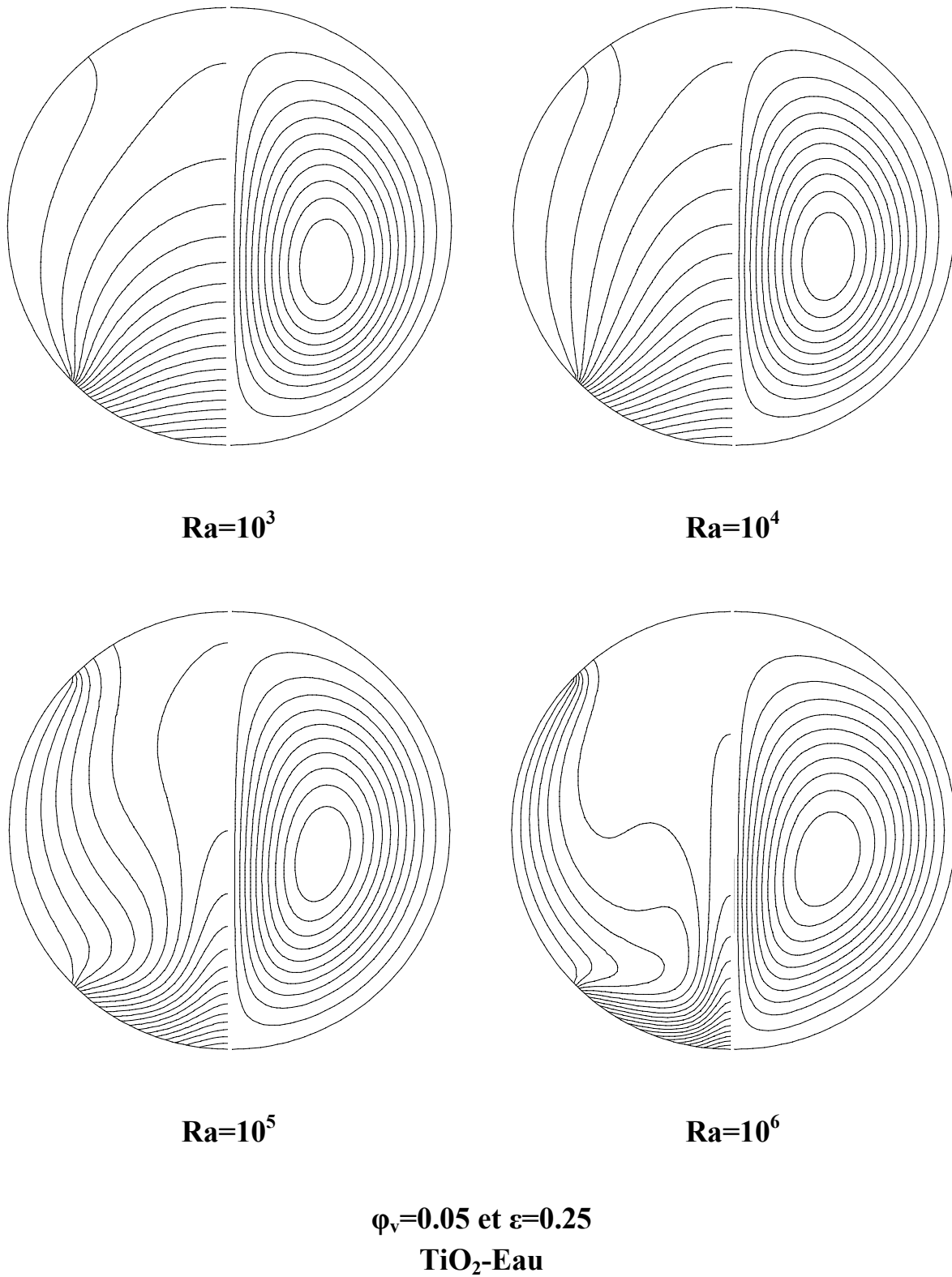
$Ra=10^5$



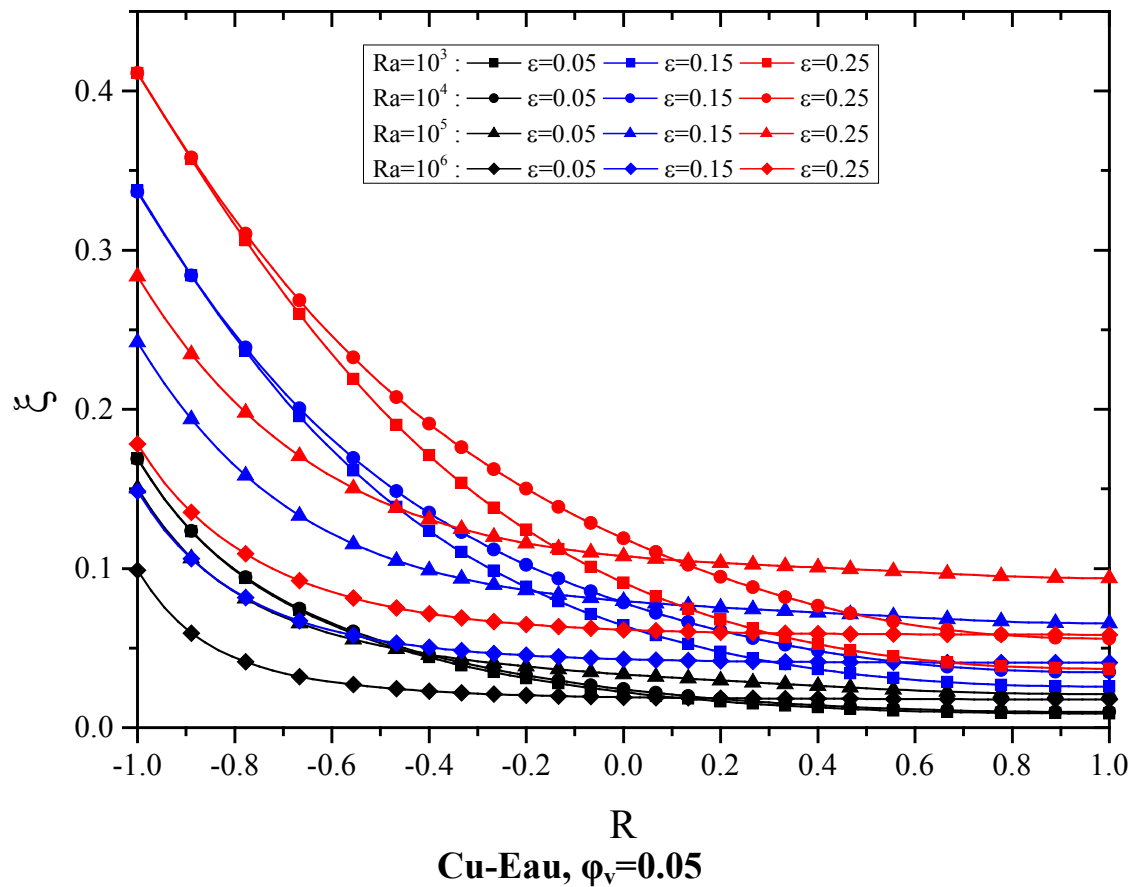
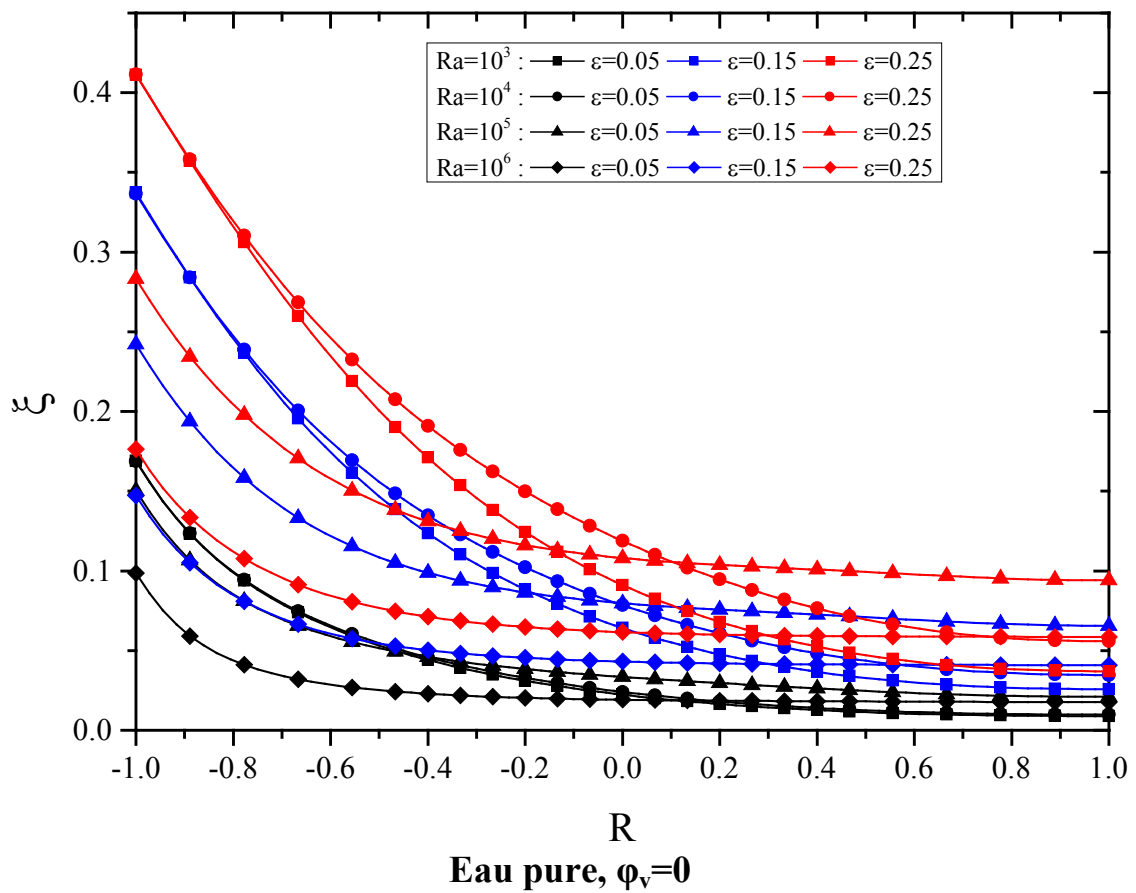
$Ra=10^6$

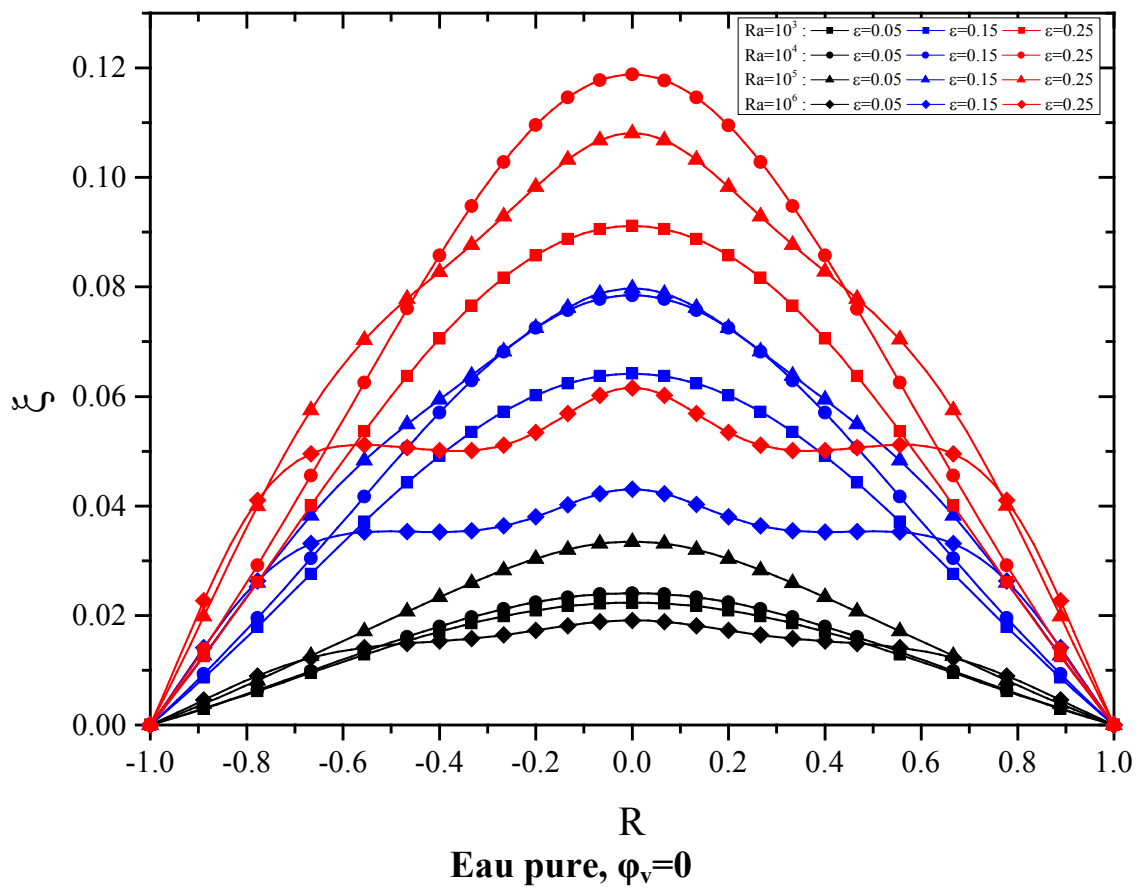
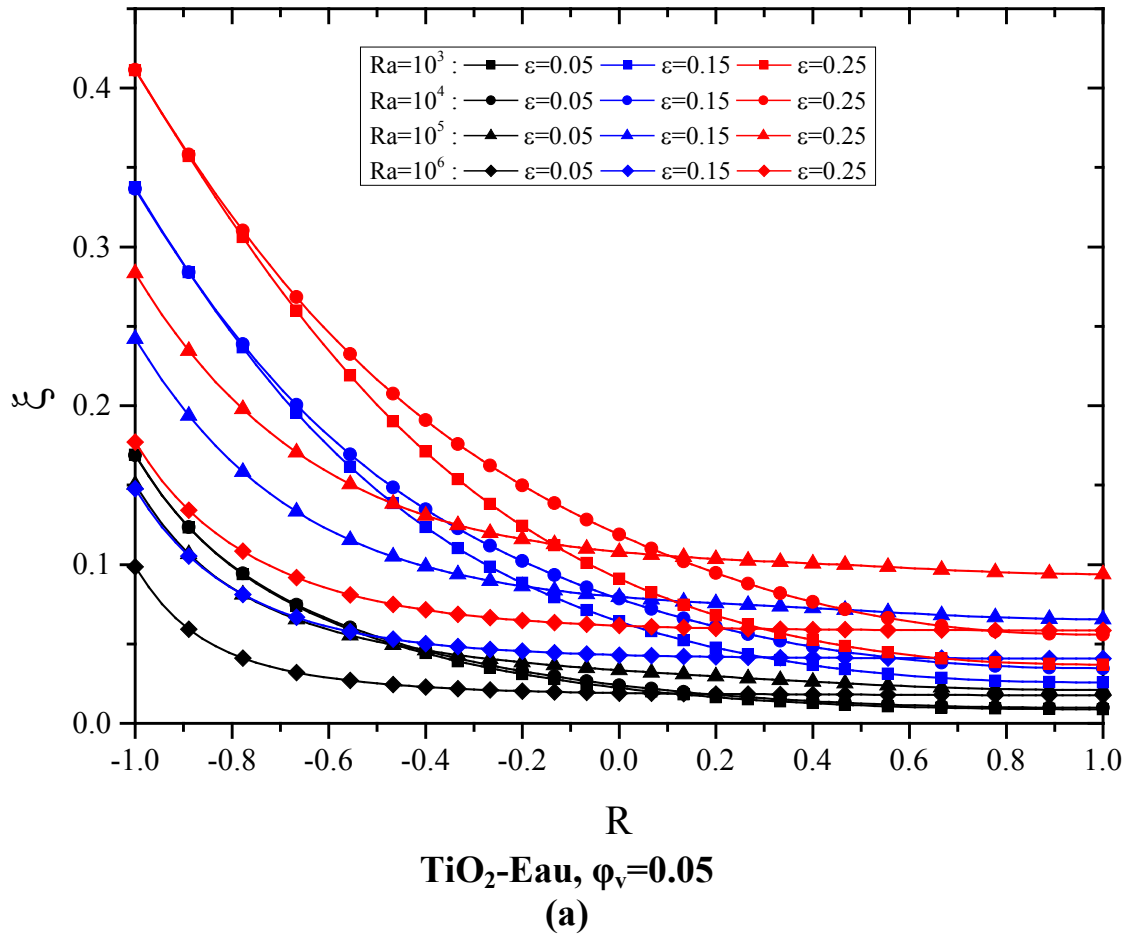
$\phi_v=0.05$  et  $\varepsilon=0.05$

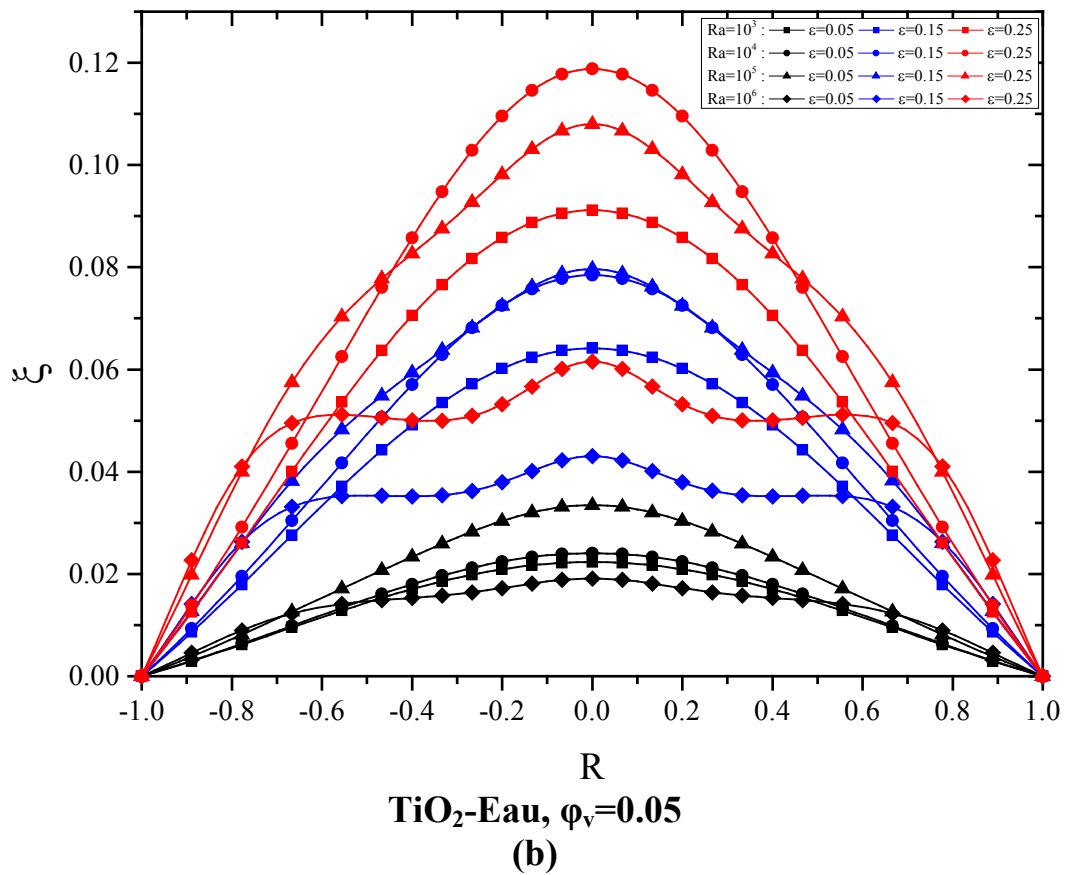
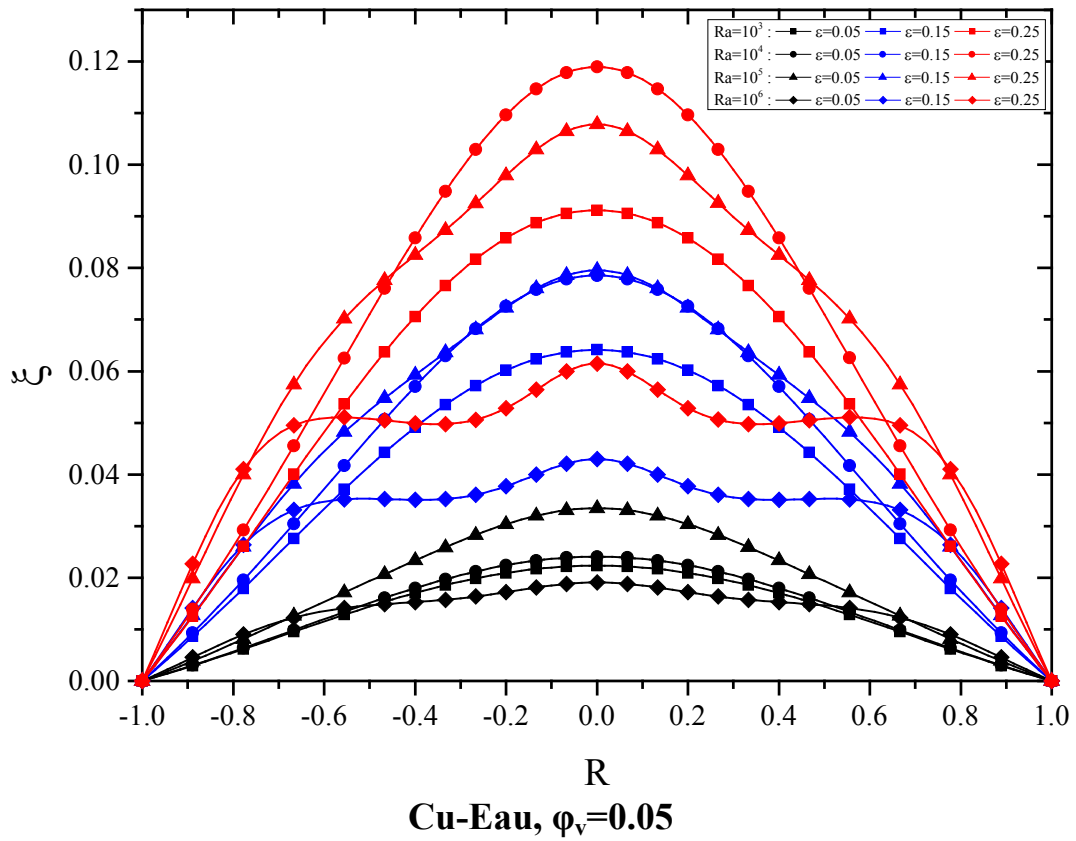
TiO<sub>2</sub>-Eau



**Figure IV-17 :** Isothermes (sur la moitié gauche de l'enceinte) et lignes de courant (sur la moitié droite de l'enceinte).

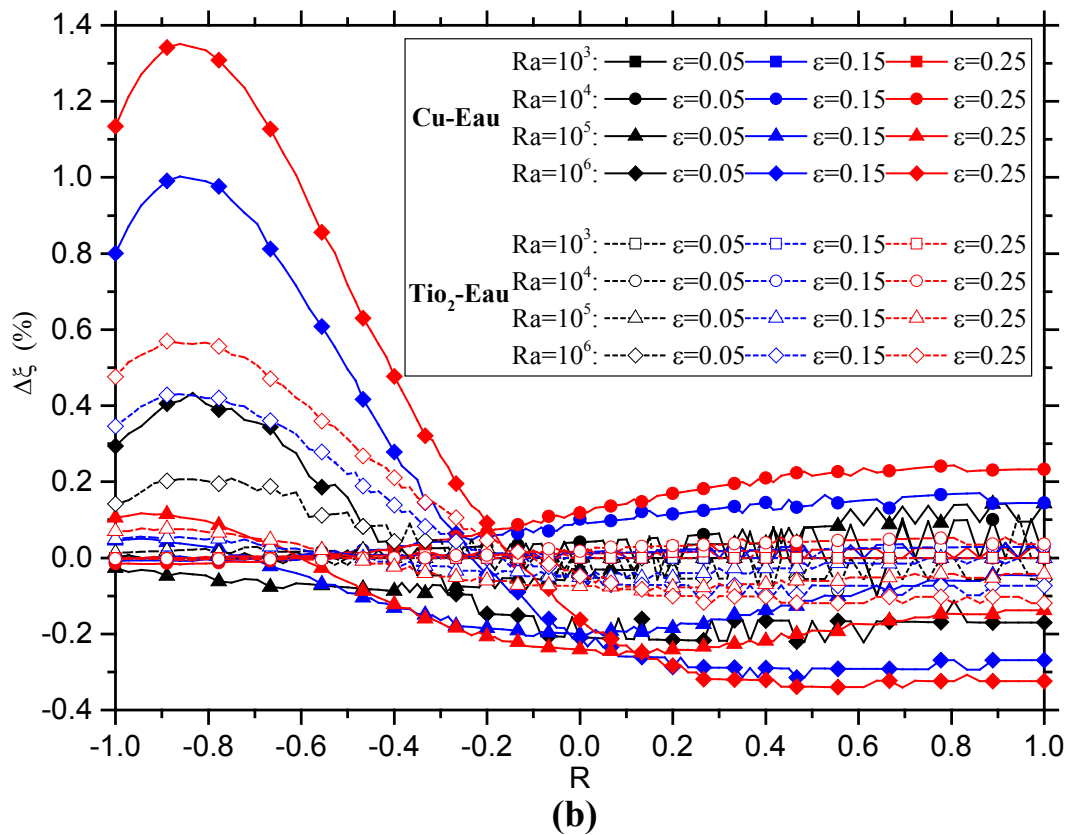
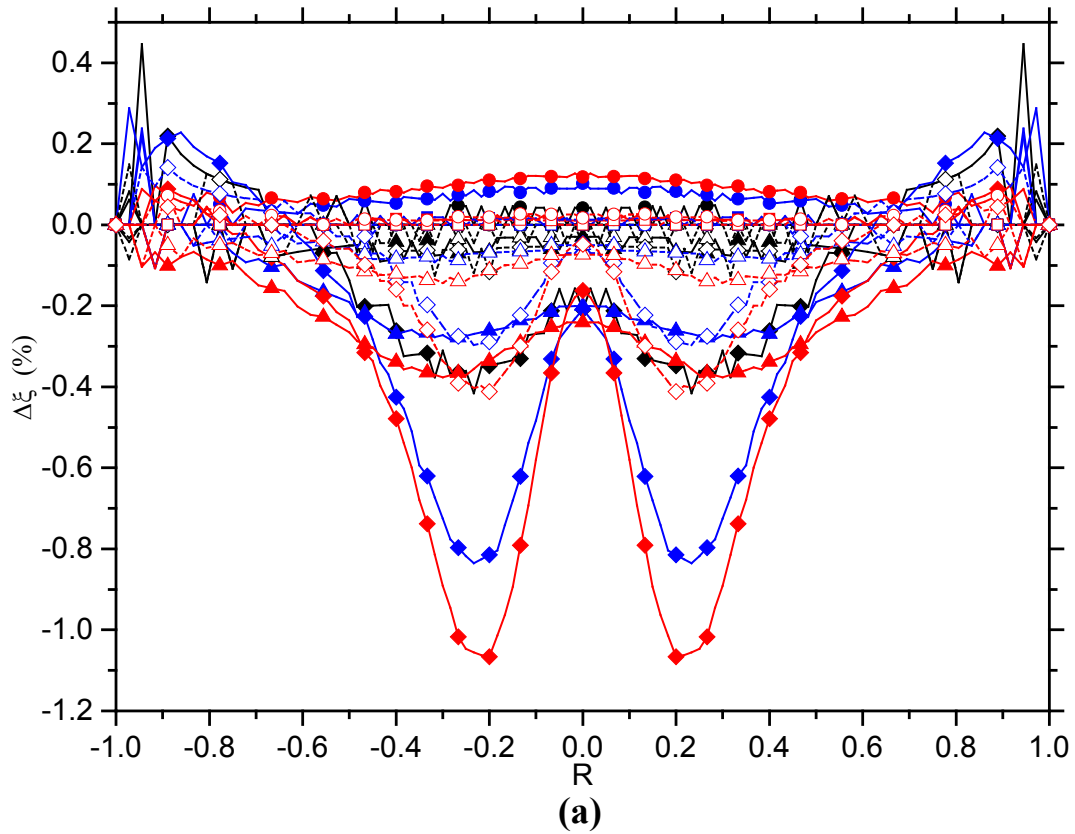






**Figure IV-18 :** Distribution de la température adimensionnelle le long des lignes centrales (a) verticale et (b) horizontale.





**Figure IV-19:** Le pourcentage de changement de la température adimensionnelle le long des lignes centrales (a) horizontale, (b) verticale, entre l'utilisation de l'eau pure et l'utilisation des nanofluides avec  $\phi_v = 0.05$

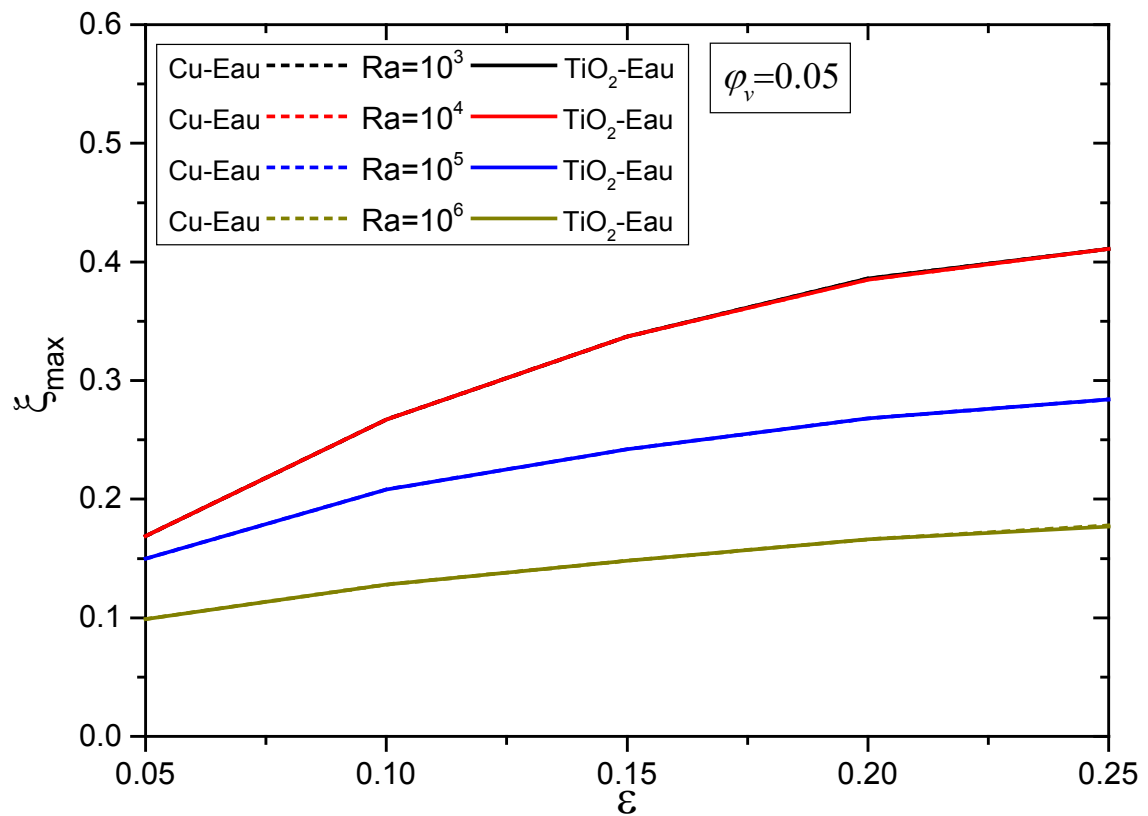
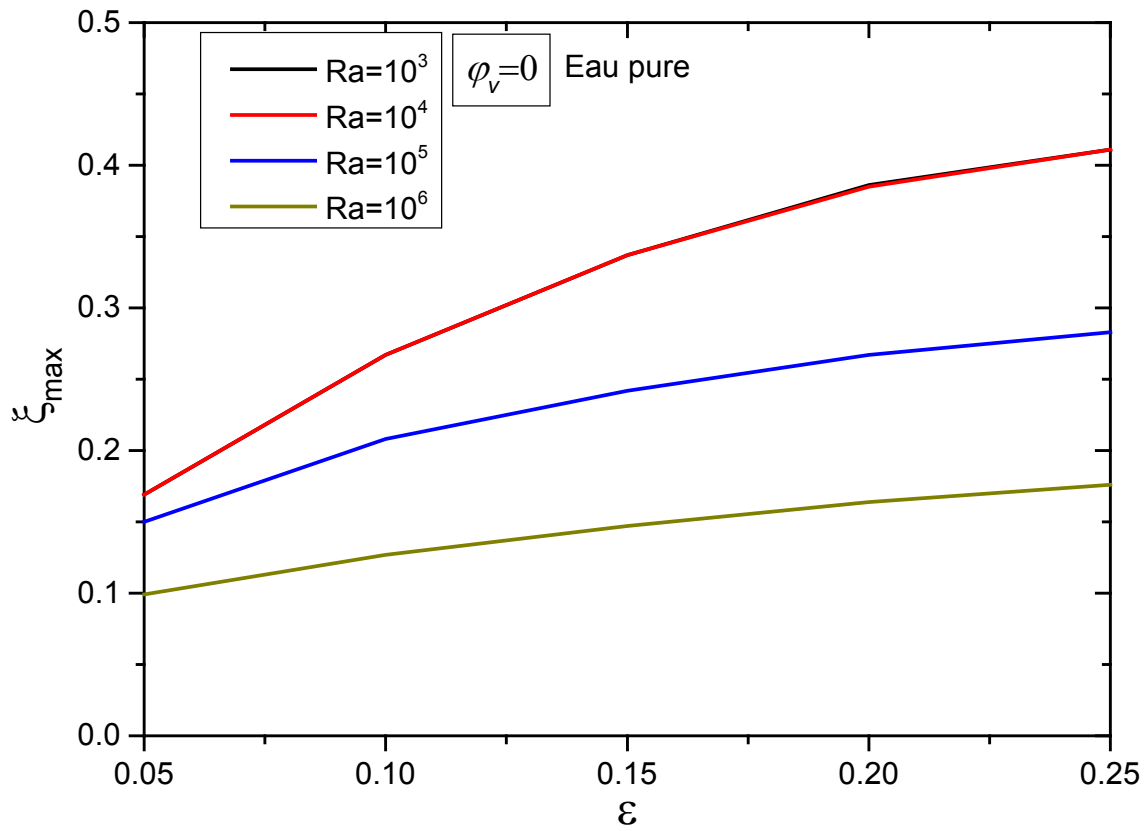
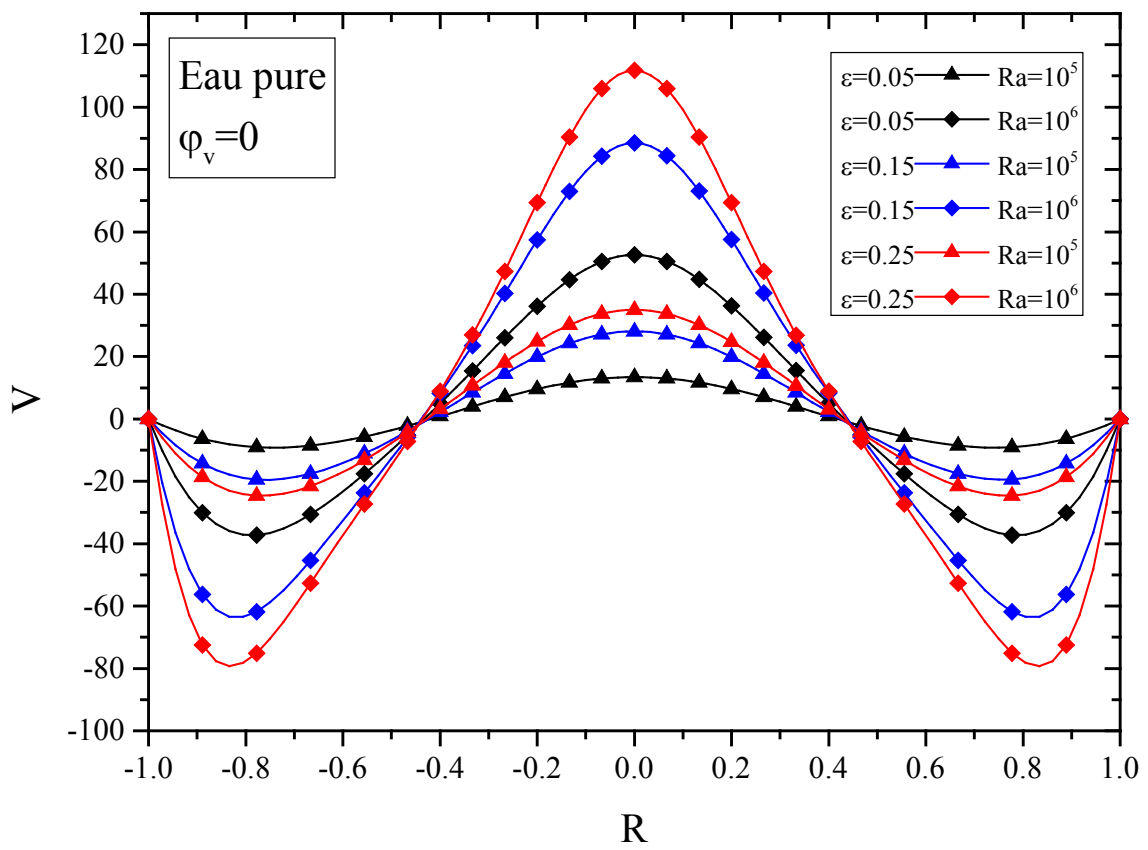
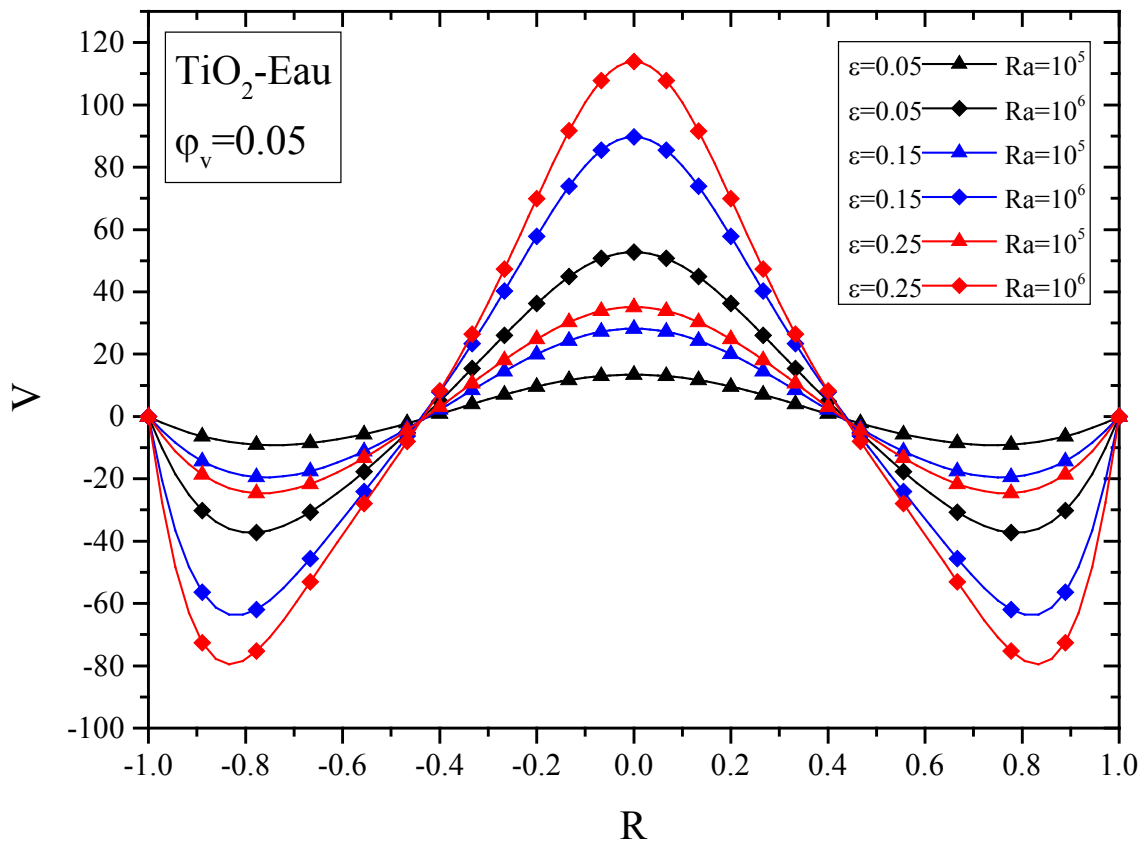
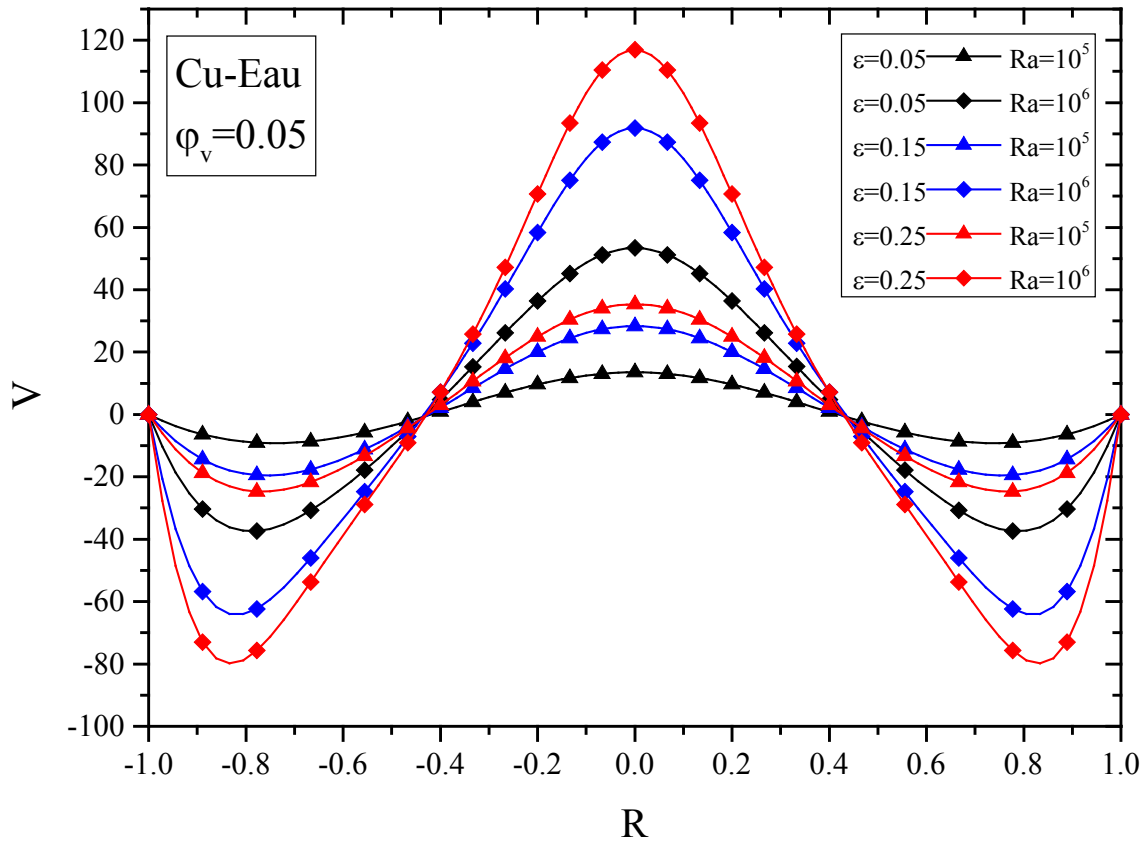
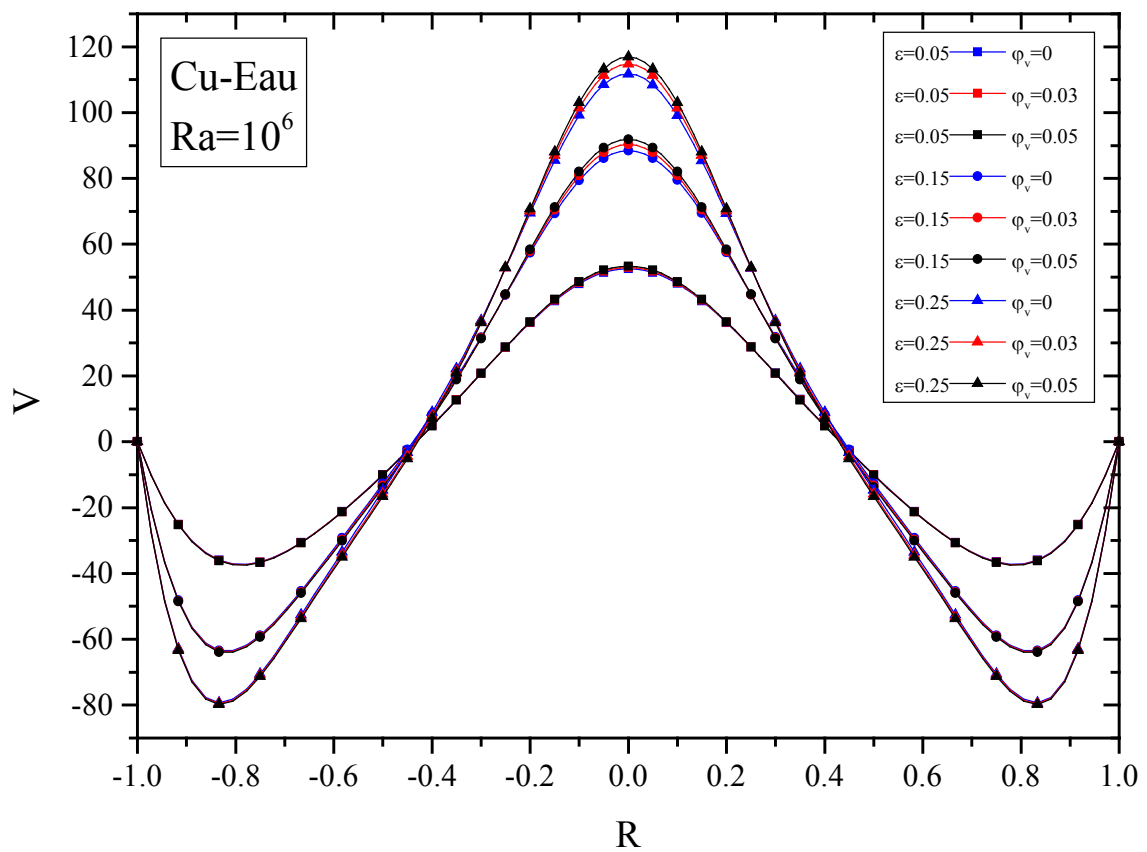
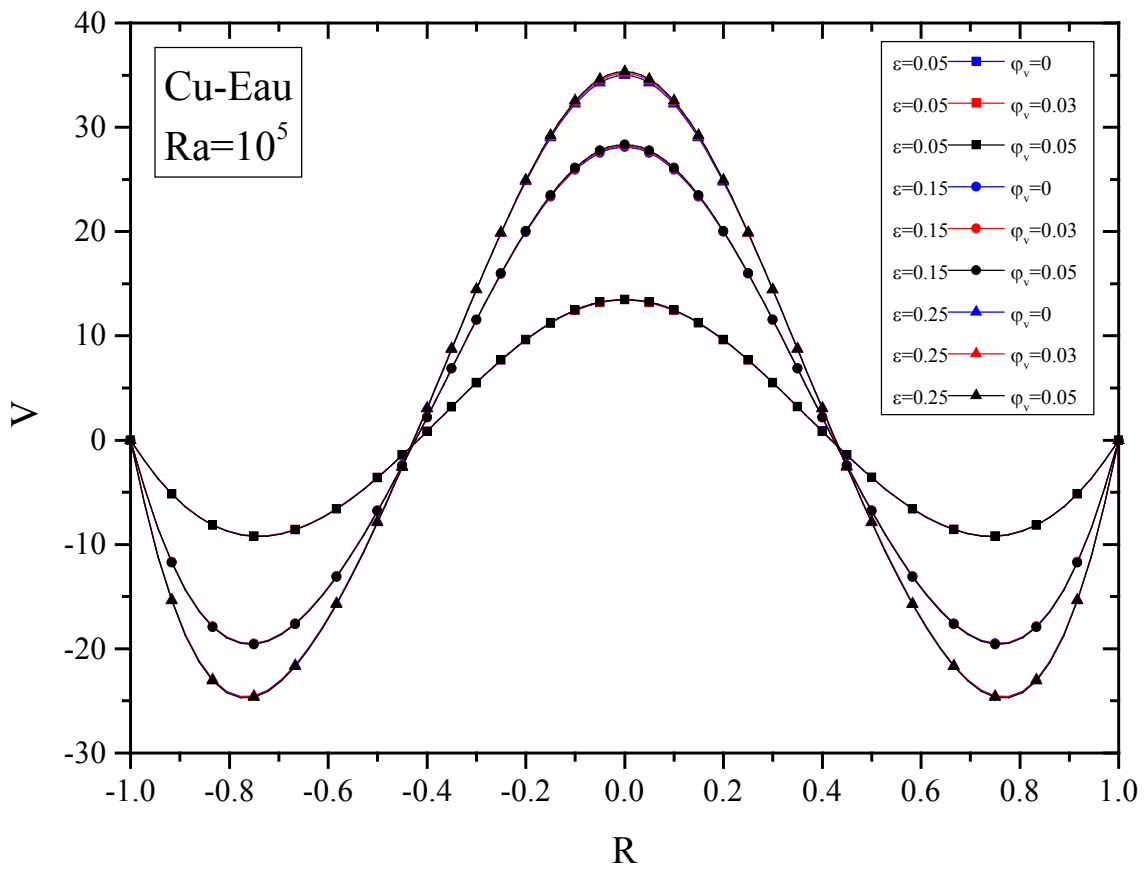


Figure IV-20 : Variation de la température adimensionnelle maximale.





**Figure IV-21 :** Effet du nombre de Rayleigh et de la longueur adimensionnelle chauffée sur la vitesse verticale adimensionnelle au niveau de la ligne centrale horizontale.



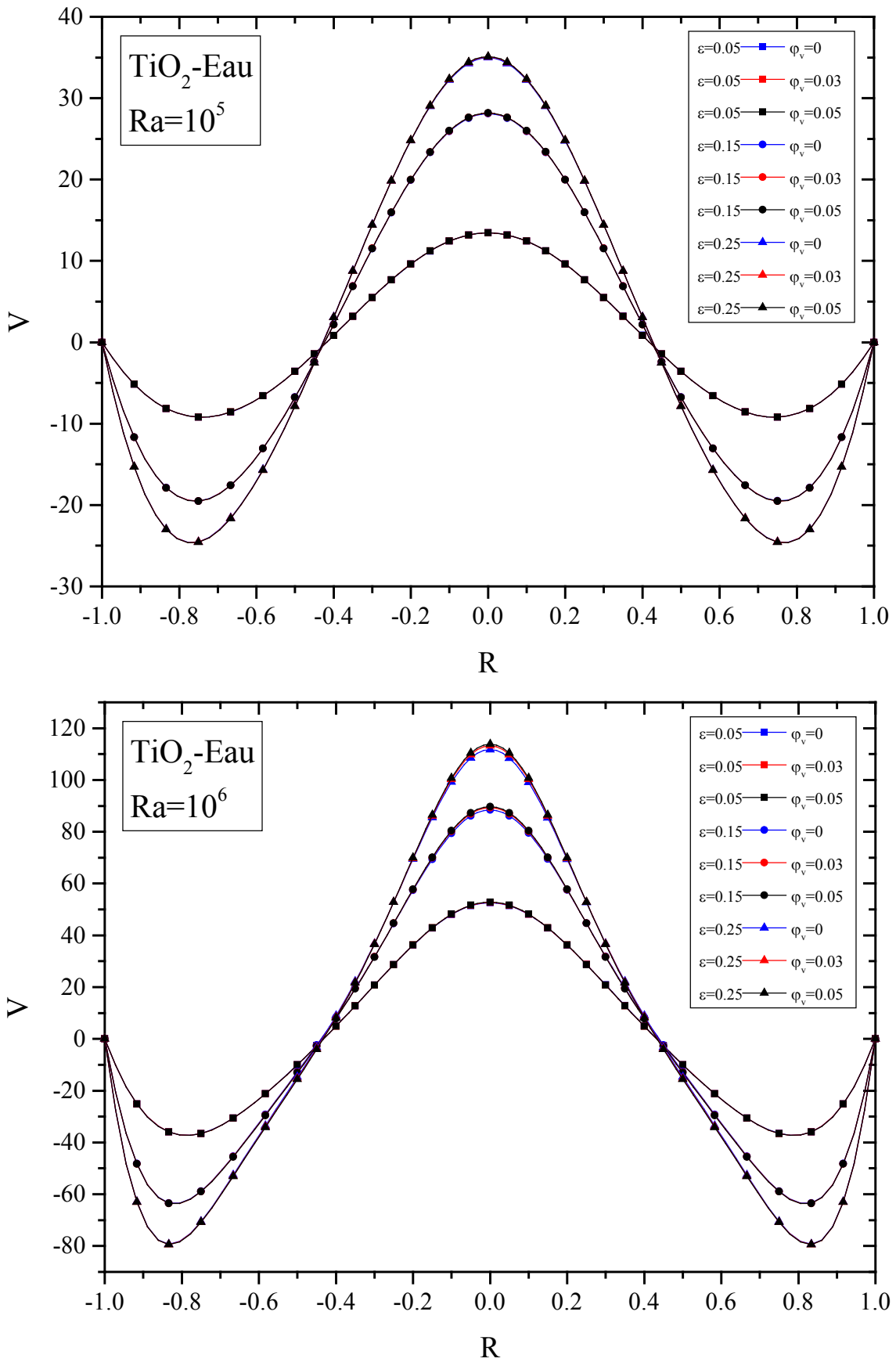


Figure IV-22 : Effet de la fraction volumique des nanoparticules sur la vitesse verticale adimensionnelle au niveau de la ligne centrale horizontale de l'enceinte

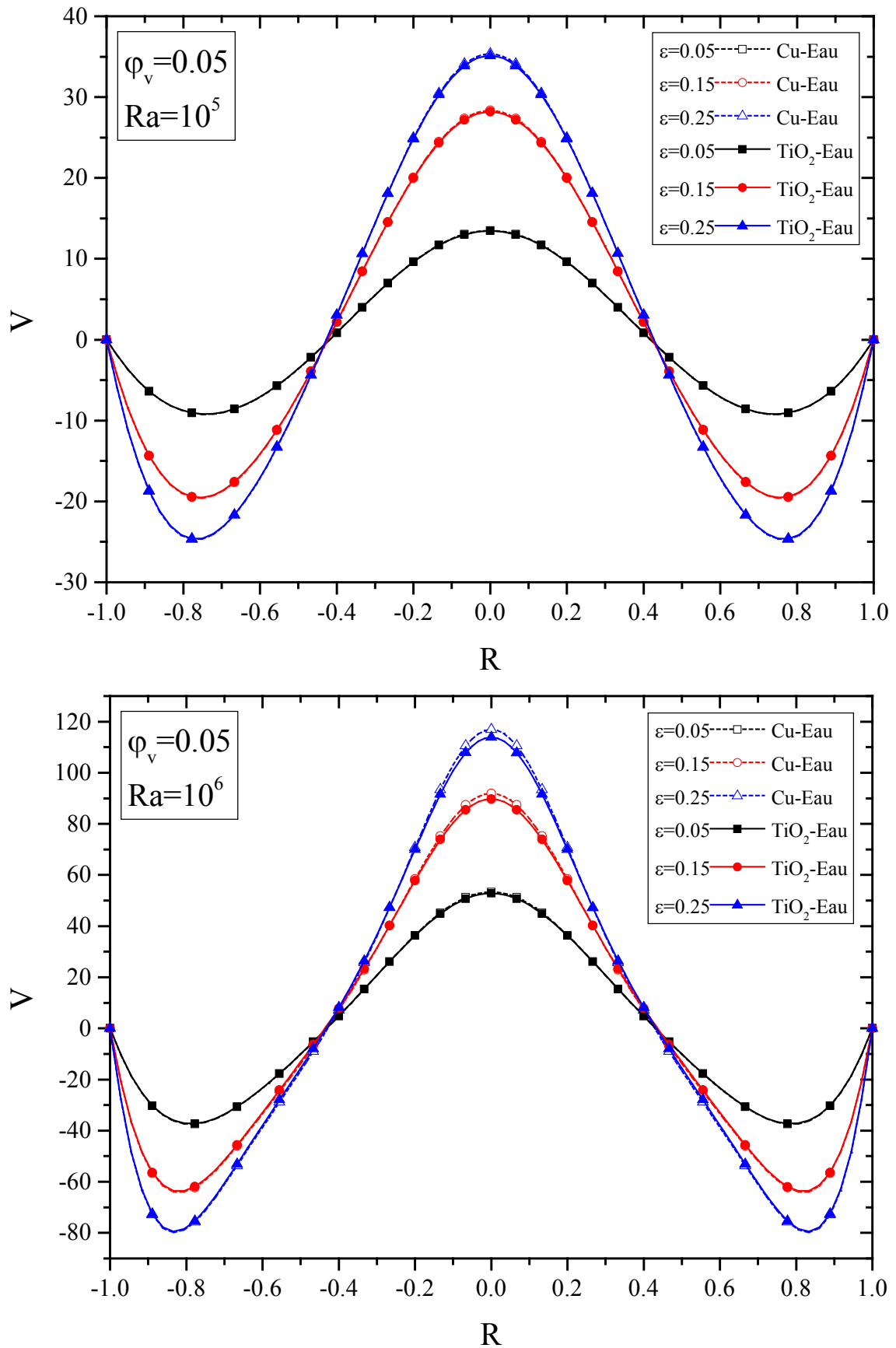
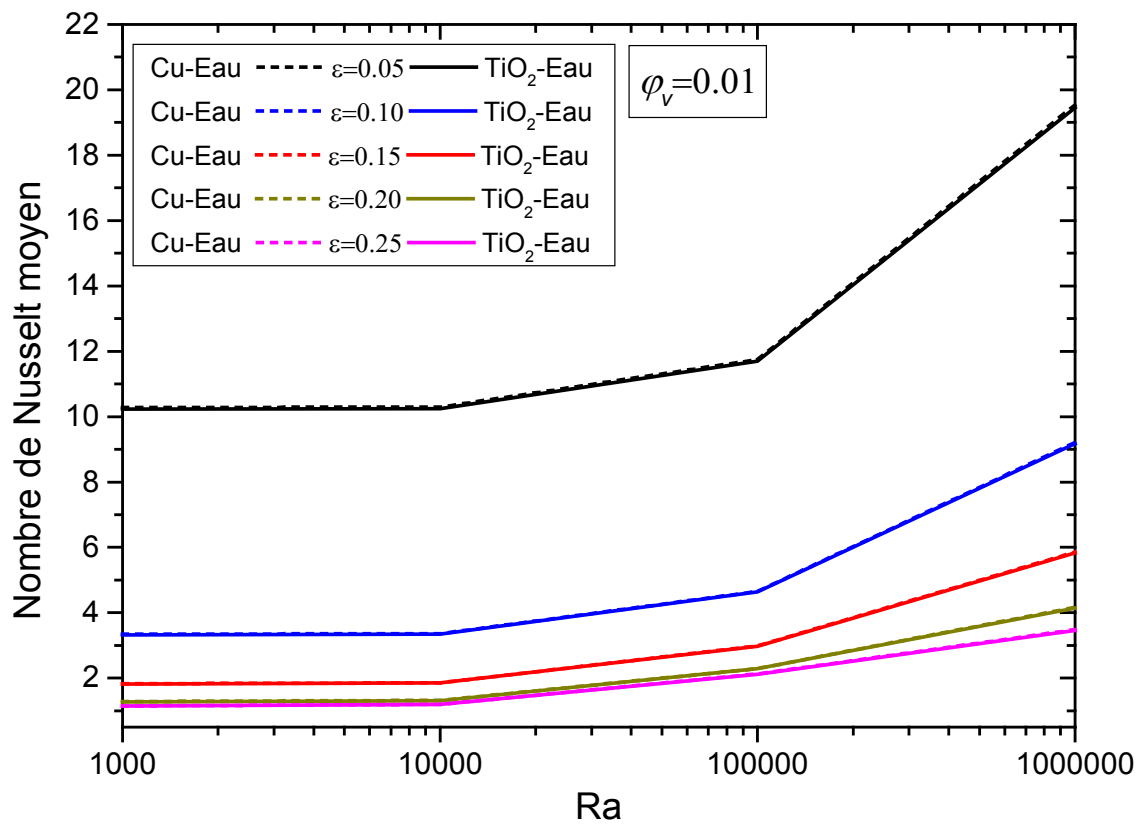
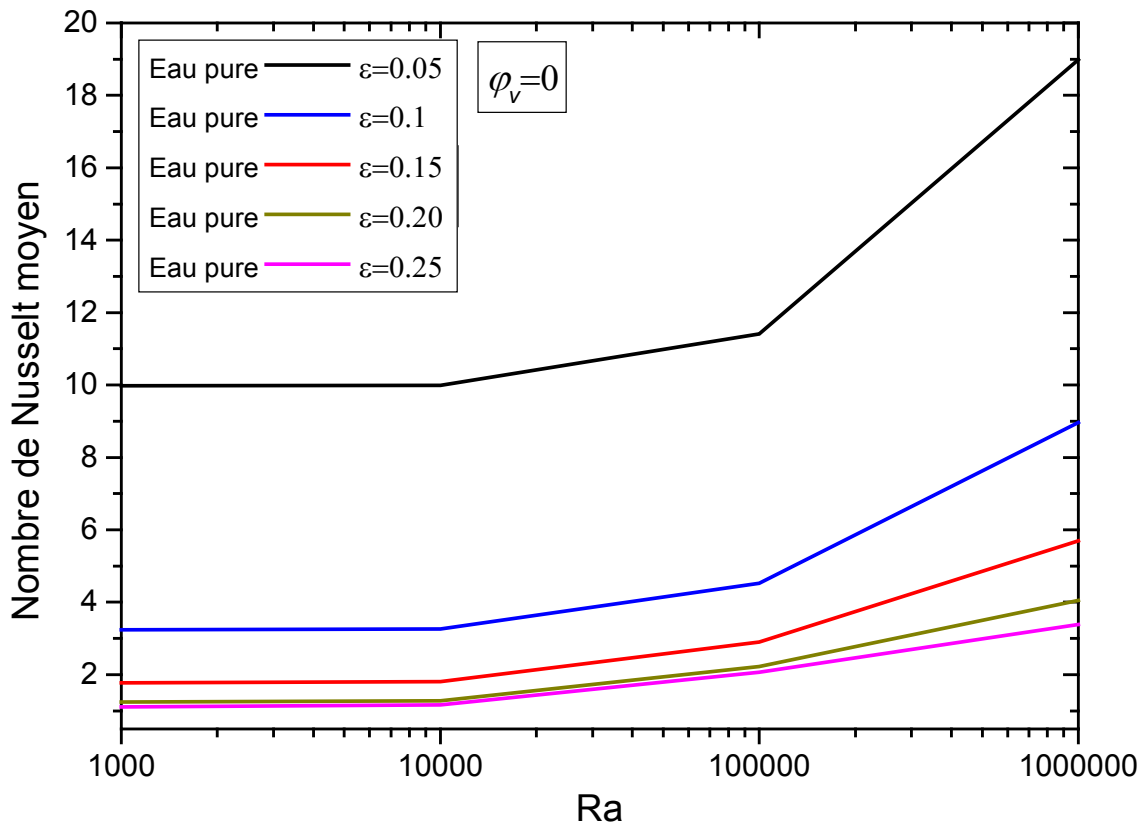


Figure IV-23 : La vitesse verticale adimensionnelle à la ligne centrale horizontale de l'enceinte pour différentes nanoparticules.





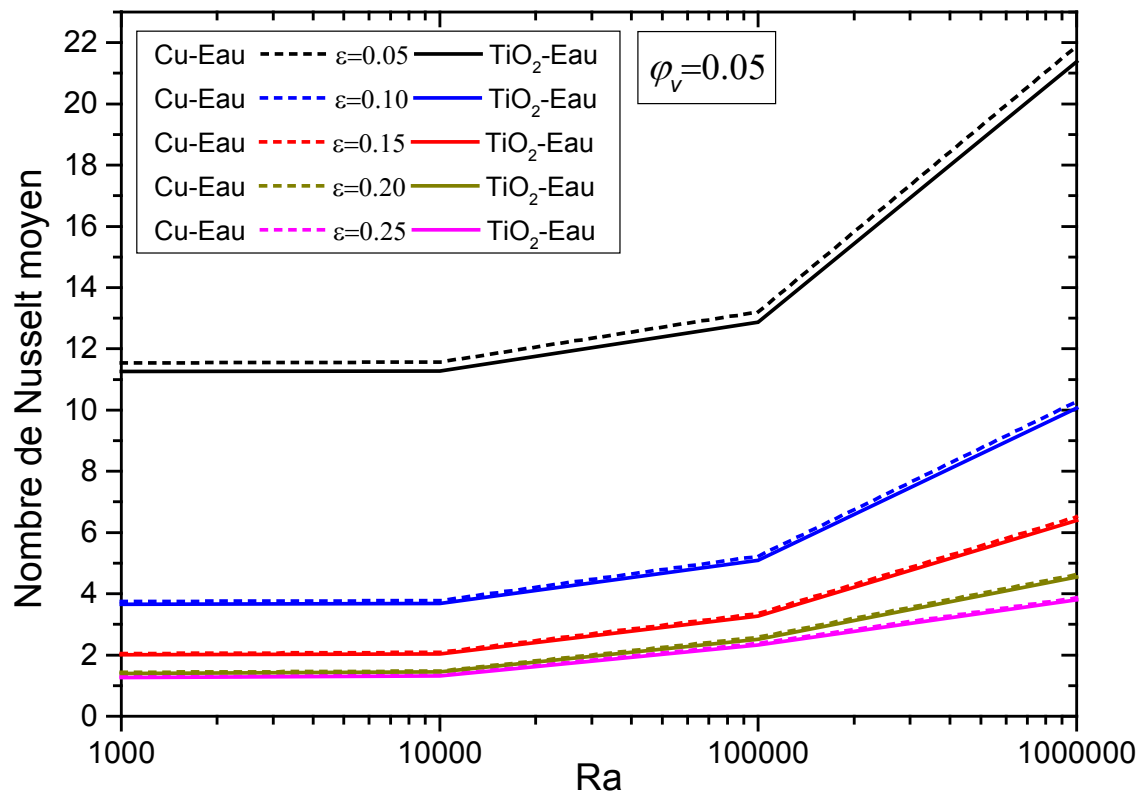
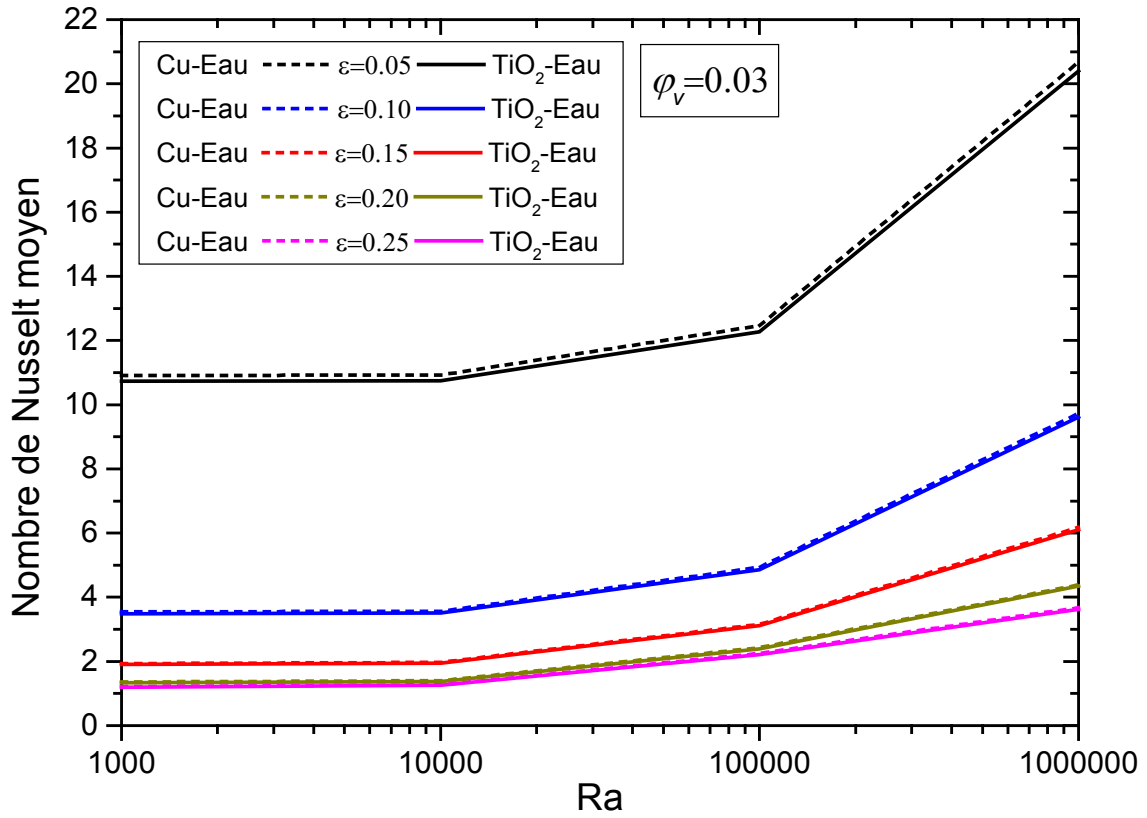
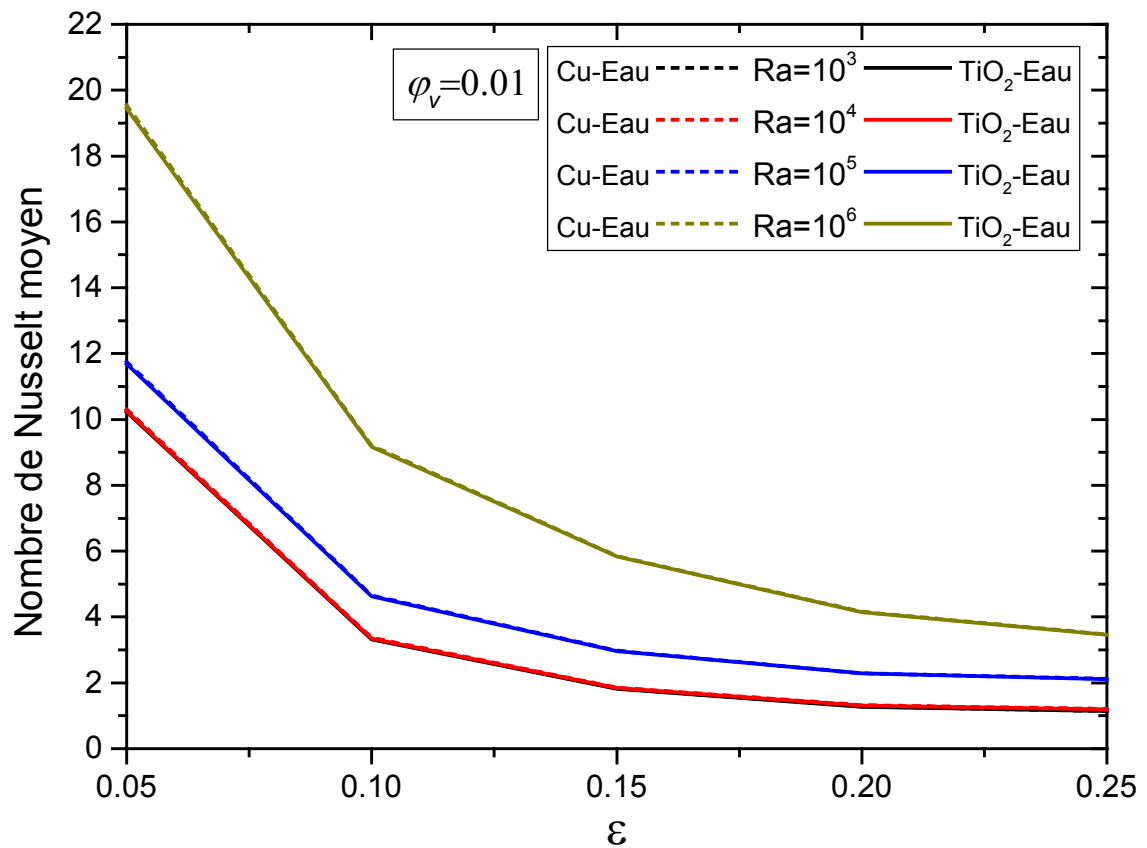
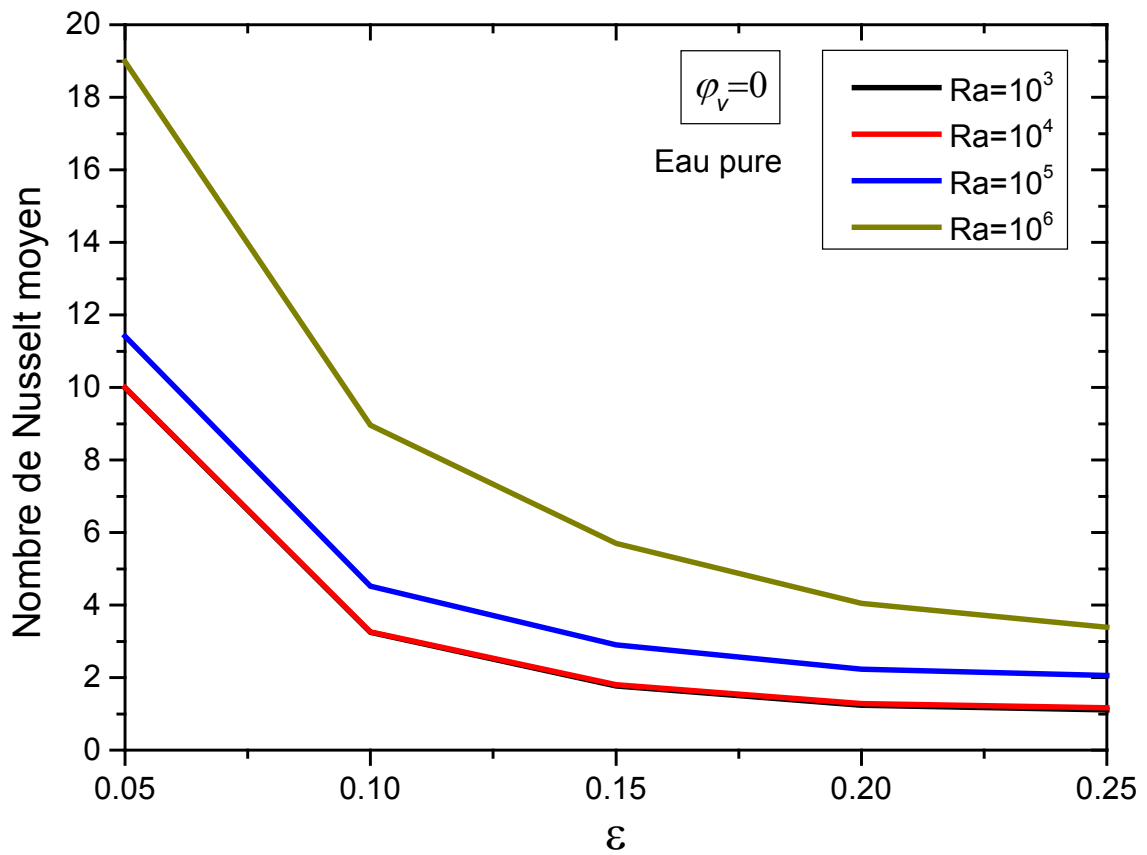


Figure IV-24 : Effet du nombre de Rayleigh sur le nombre de Nusselt moyen pour différentes nanoparticules.



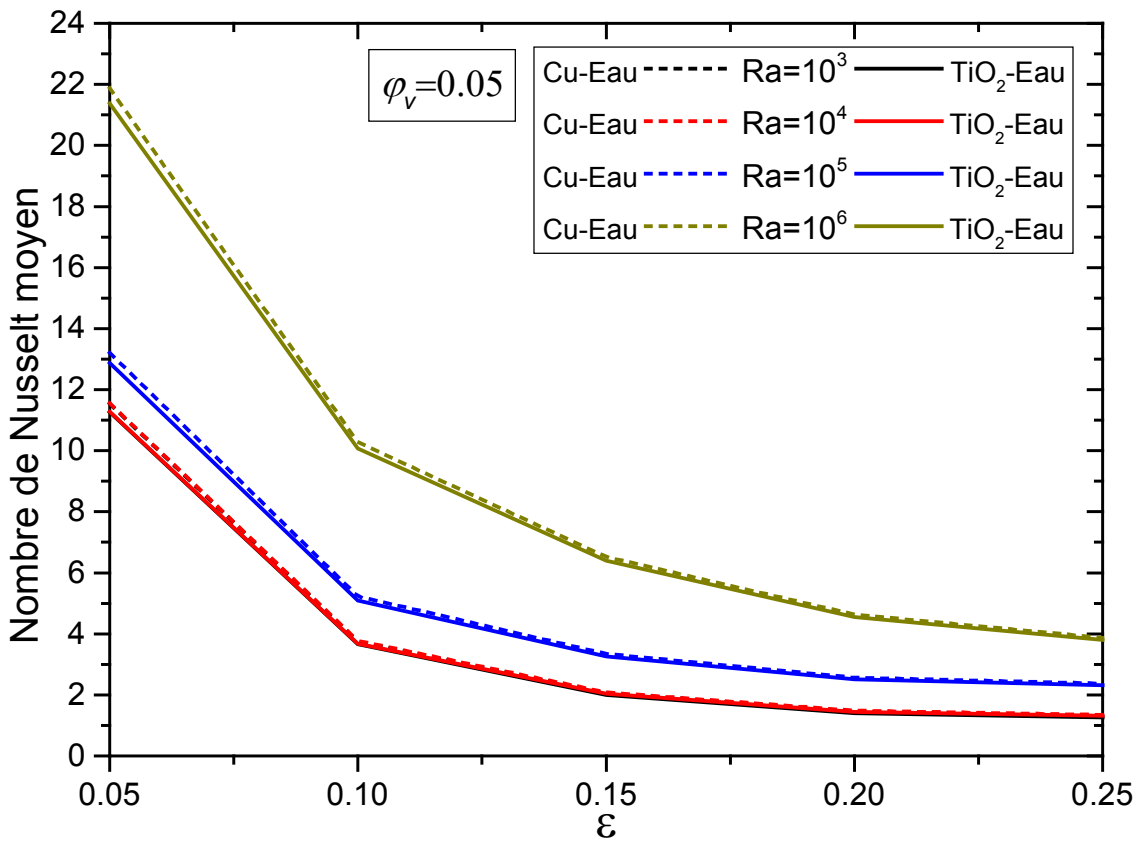
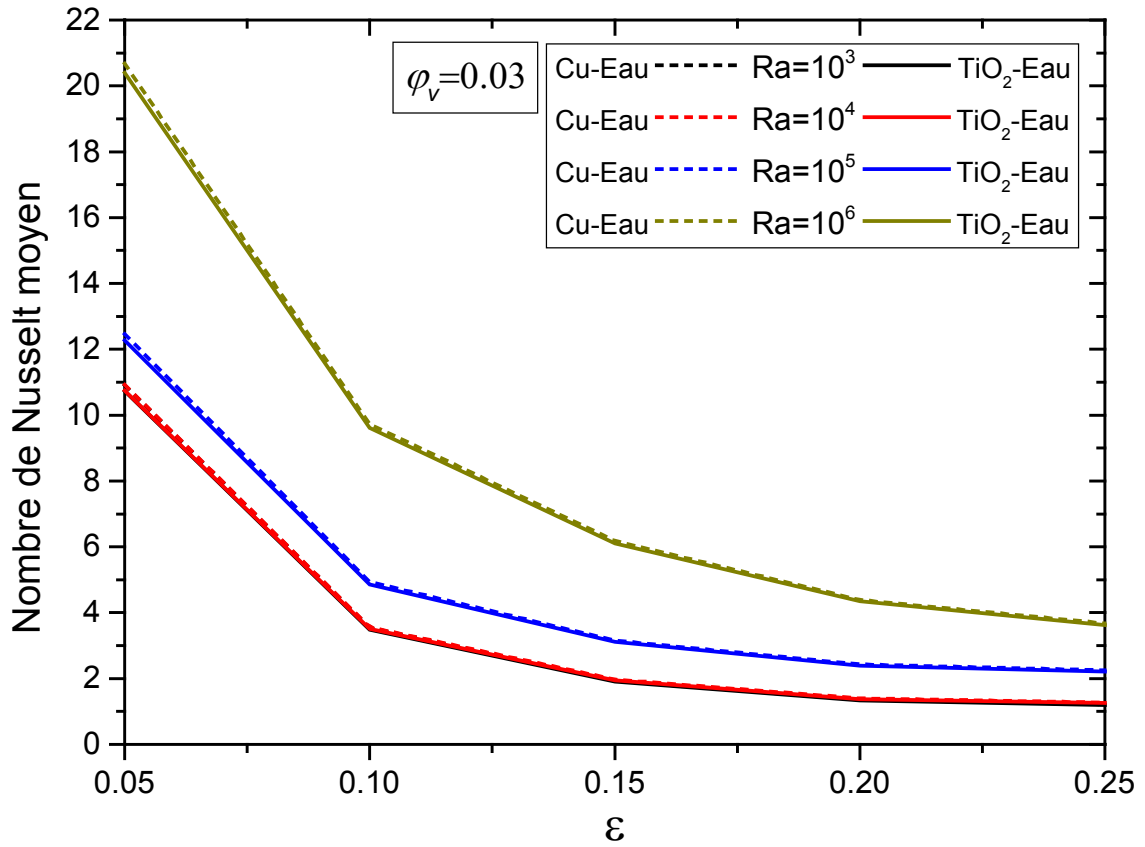
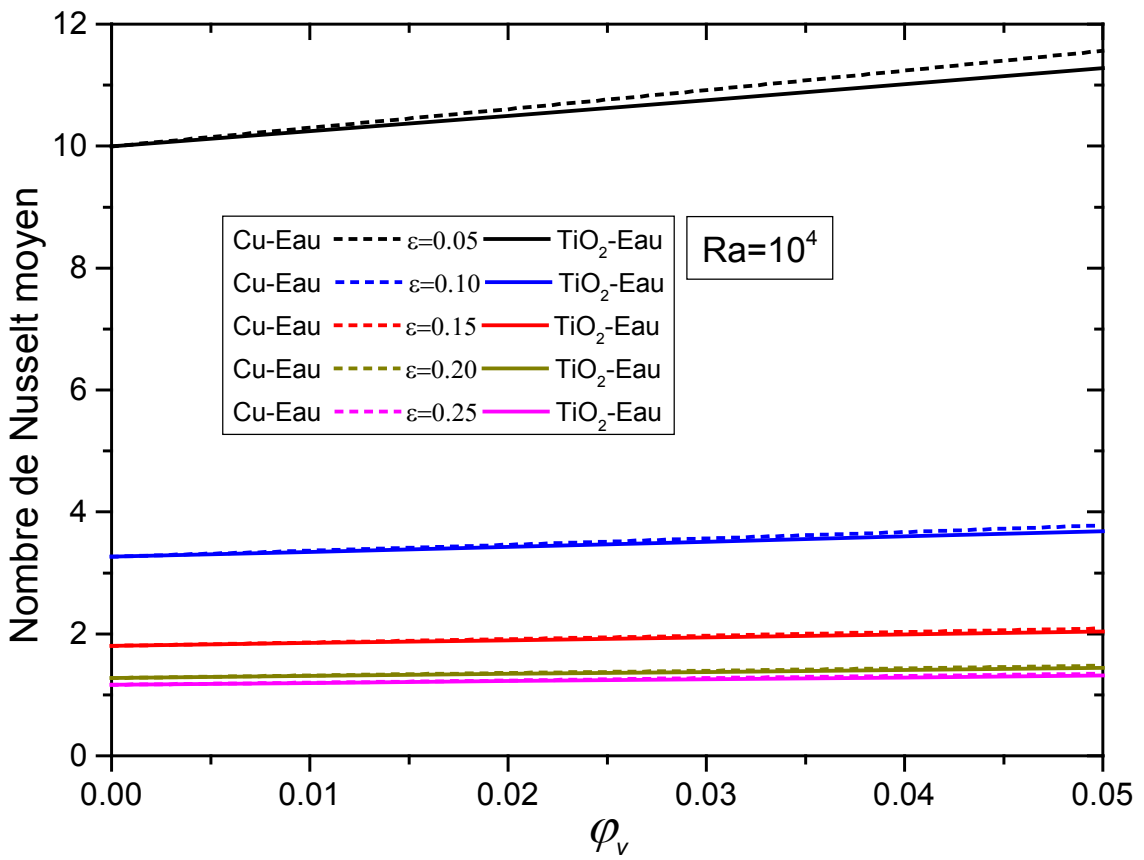
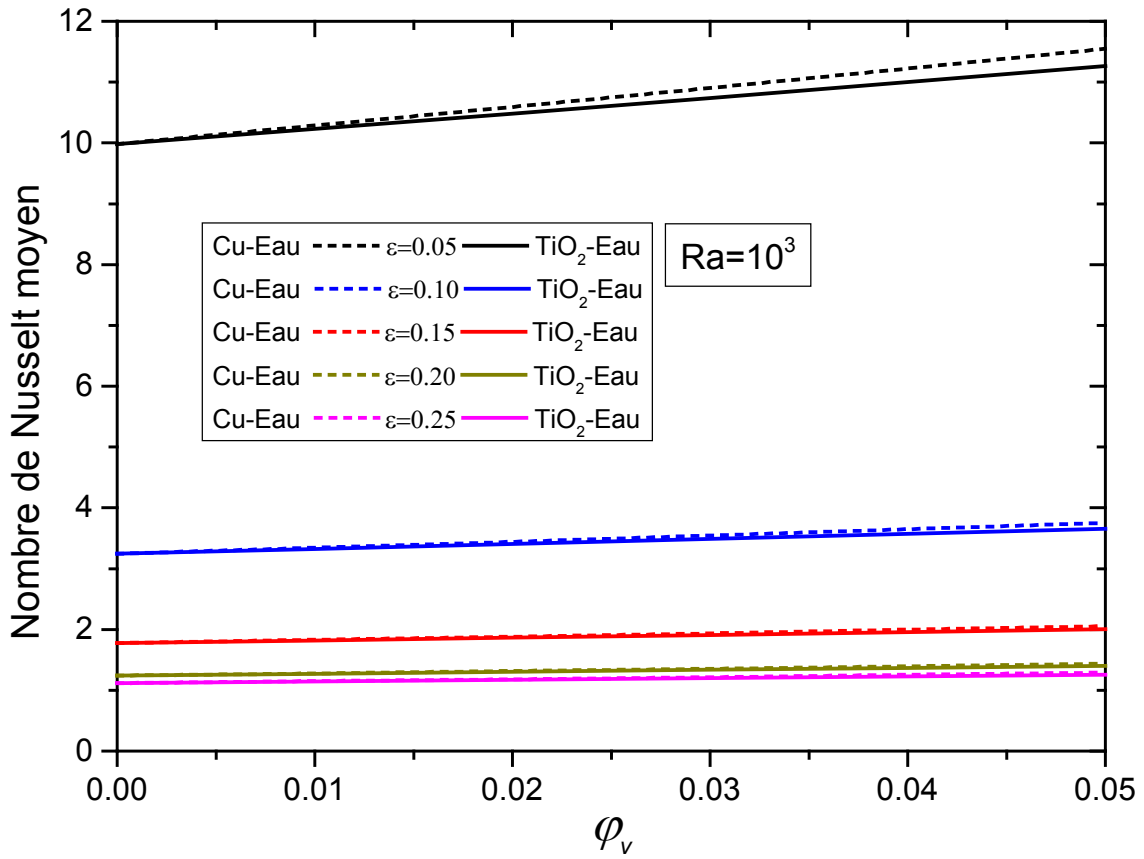


Figure IV-25 : Effet de la longueur adimensionnelle chauffée sur le nombre de Nusselt moyen pour différentes nanoparticules.



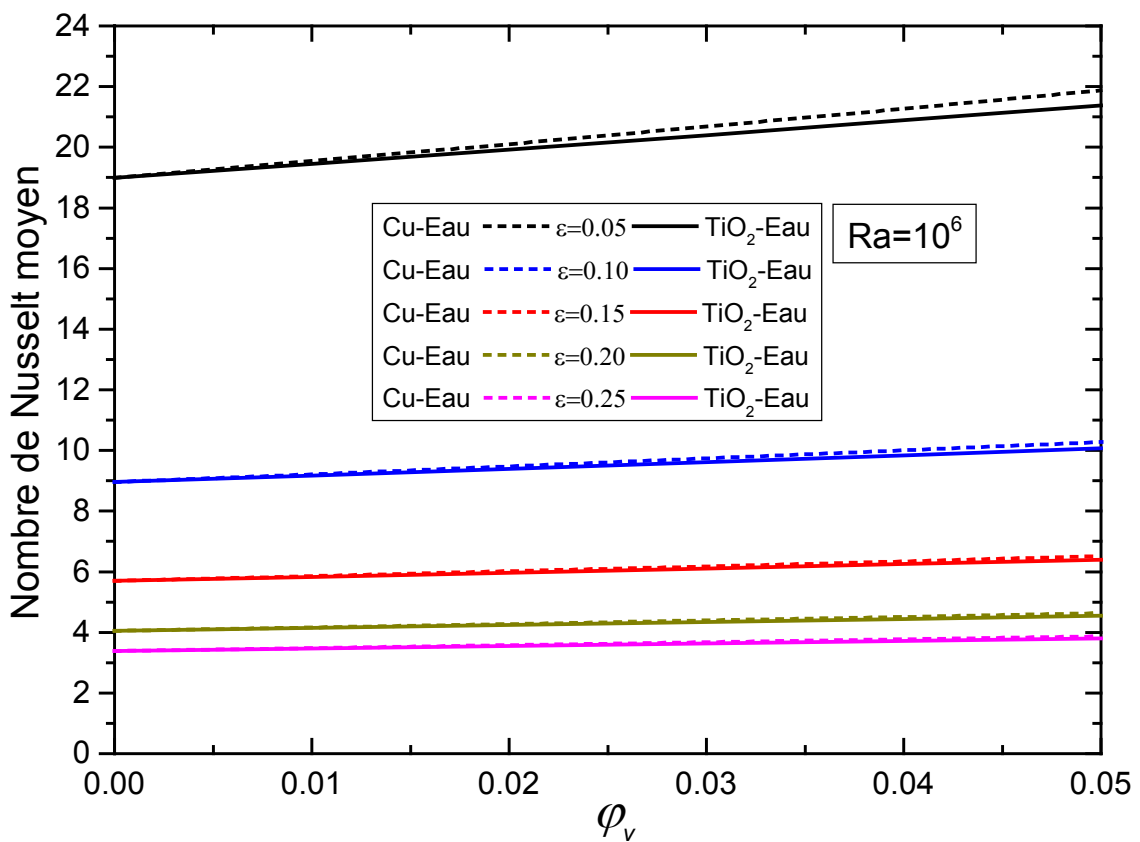
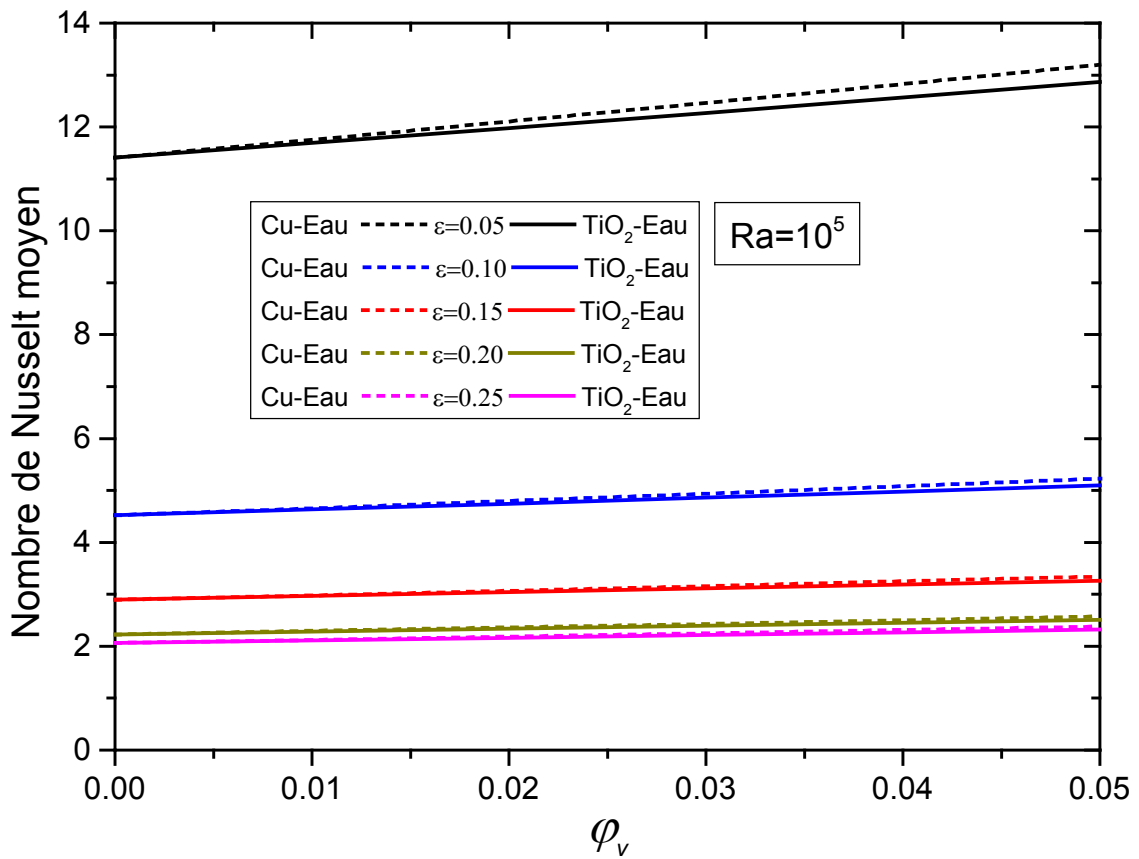
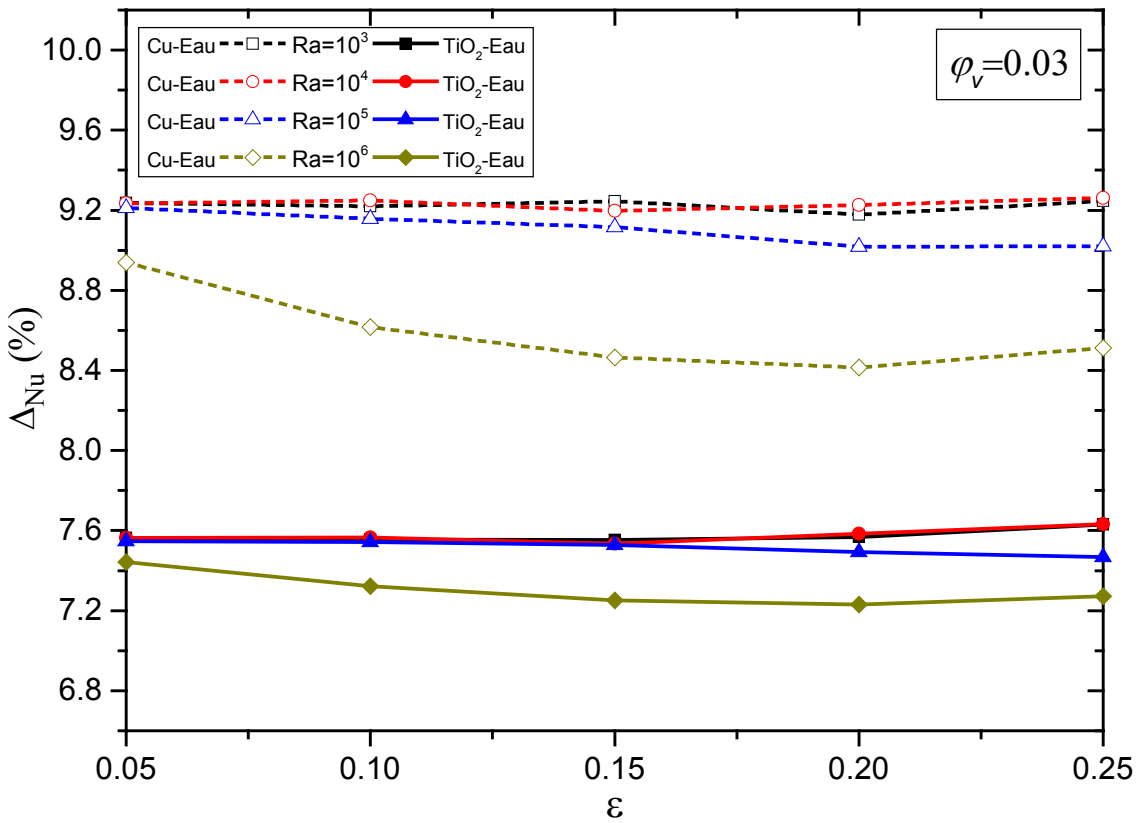
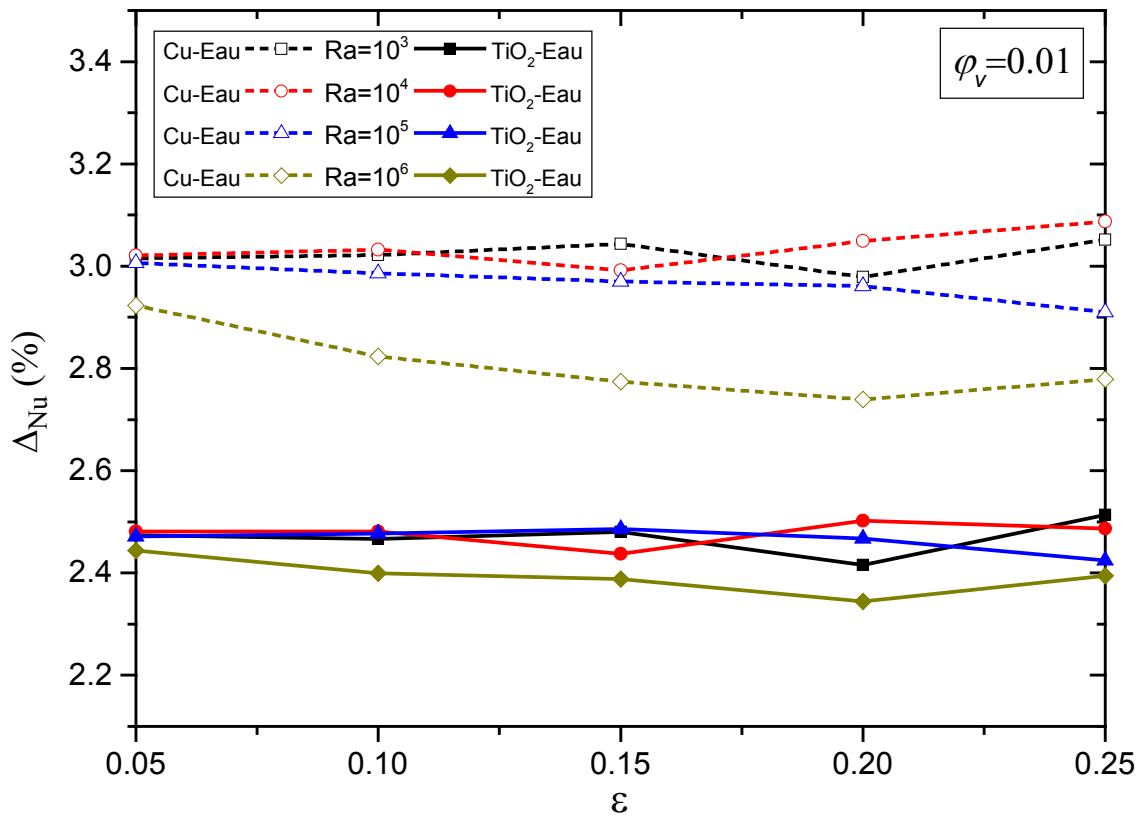
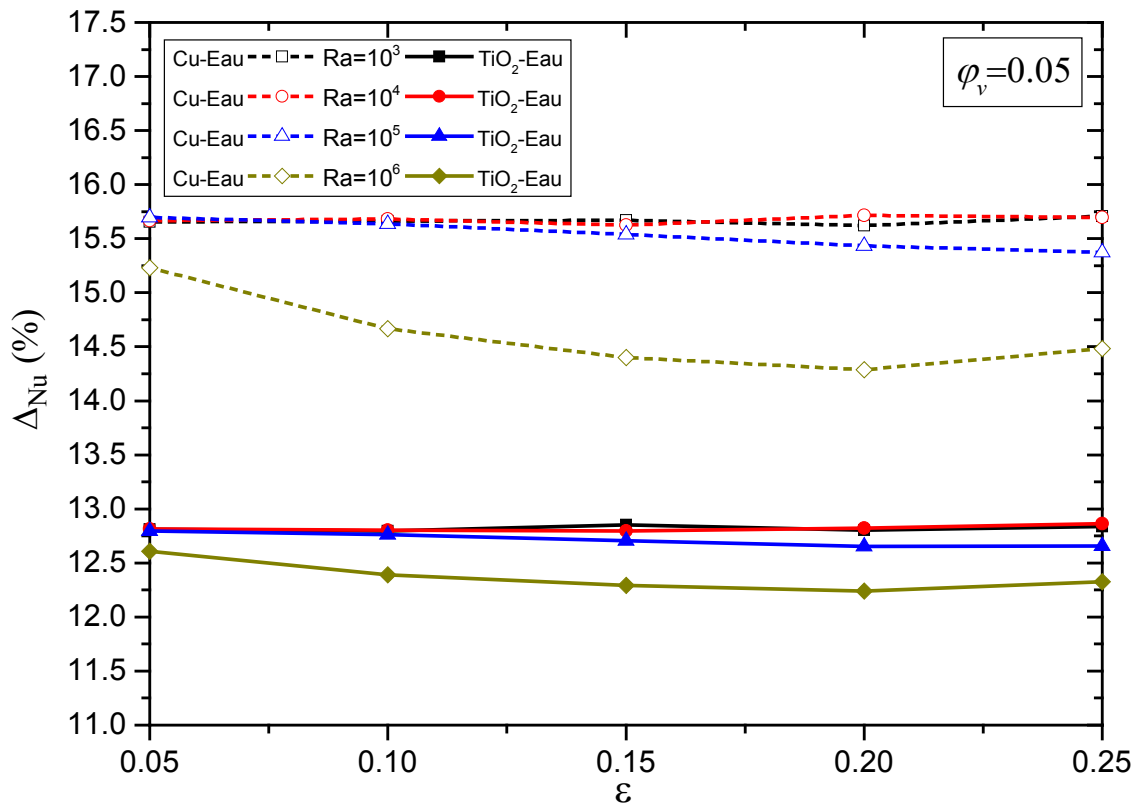


Figure IV-26 : Effet de la fraction volumique des nanoparticules sur le nombre de Nusselt moyen pour différentes nanoparticules





**Figure IV-27** : Le pourcentage d'amélioration du nombre de Nusselt moyen entre l'utilisation de l'eau pure et l'utilisation de nanofluides avec différentes fractions volumiques.

#### IV.4.2.3. L'effet sur le transfert de chaleur

L'effet du nombre de Rayleigh, la longueur adimensionnelle chauffée et la fraction volumique des nanoparticules de Cu et  $TiO_2$  sur l'amélioration du transfert de chaleur, sont évaluées en traçant le nombre de Nusselt moyen et son pourcentage d'amélioration en fonction de ces paramètres. Les graphiques sont commentés dans les sous-sections suivantes :

##### a) Effet du nombre de Rayleigh sur le transfert de chaleur

L'analyse des résultats du nombre de Nusselt moyen présentés sur la Figure IV-24 et de ses courbes de pourcentage d'amélioration présentées dans la Figure IV-27, montre que le nombre de Rayleigh a un effet similaire à celui correspondant au chauffage partiel à température constante, sauf pour un nombre de Rayleigh compris entre  $10^3$  et  $10^4$ , où le nombre de Nusselt moyen n'est pas sensible au nombre de Rayleigh.

**b) Effet de la longueur chauffée sur le transfert de chaleur**

La Figure IV-25 montre que le nombre de Nusselt moyen diminue avec l'augmentation de la longueur adimensionnelle chauffée. Ceci est prévu parce que si la largeur de la source augmente, le niveau de température de la paroi inférieure augmente, conduisant à une réduction du coefficient de transfert de chaleur, qui est inversement proportionnelle à la température de la paroi. Dans la Figure IV-27, on peut remarquer que le pourcentage d'amélioration du nombre de Nusselt moyen n'est pas sensible à la variation de la longueur adimensionnelle chauffée pour les nombres de Rayleigh  $10^3$ ,  $10^4$  et  $10^5$ , tandis qu'il est légèrement sensible à cette variation pour un nombre de Rayleigh de  $10^6$ .

**c) Effet du type et de la fraction volumique des nanoparticules sur le transfert de chaleur**

A partir des courbes du nombre de Nusselt moyen présentées sur la Figure IV-26, nous pouvons remarquer que la fraction volumique des deux types de nanoparticules a un effet similaire à celui observé dans le cas d'une condition aux limites de température constante. Dans la Figure IV-27, on peut clairement voir que le pourcentage d'amélioration du nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules. On peut également remarquer que l'utilisation des nanoparticules de Cu améliore le transfert de chaleur jusqu'à 15.72%, tandis que l'utilisation des nanoparticules de  $\text{TiO}_2$  améliore le transfert de chaleur jusqu'à 12.86% seulement.

**IV.4.2.4. Corrélation du transfert de chaleur**

Le nombre de Nusselt moyen sur la paroi chauffée avec flux de chaleur constant a été corrélé en fonction du nombre de Rayleigh ( $10^3 \leq \text{Ra} \leq 10^6$ ), de la longueur adimensionnelle chauffée ( $0.05 \leq \varepsilon \leq 0.25$ ) et la fraction volumique des nanoparticules ( $0 \leq \phi_v \leq 0.05$ ), pour le cas de l'utilisation des nanofluides Cu-Eau et  $\text{TiO}_2$ -Eau. Les corrélations sont données dans le Tableau IV-2.

Comme on peut le constater dans les corrélations du Tableau IV-2, le facteur le plus influent sur les corrélations du nombre de Nusselt moyen dans le cas d'un chauffage à flux de chaleur constant est la longueur adimensionnelle chauffée, suivi par le nombre de Rayleigh et enfin la fraction volumique des nanoparticules.



**Tableau IV-2** : Corrélations du nombre de Nusselt moyen pour le chauffage à flux de chaleur constant

Fluide de travail	Corrélation	Coefficient de corrélation (%)
Eau pure	$\overline{Nu} = 0.058 Ra^{0.151} \varepsilon^{-1.241}$	97.49
Cu-Eau	$\overline{Nu} = 0.081 Ra^{0.150} \varphi_v^{0.069} \varepsilon^{-1.242}$	97.51
TiO <sub>2</sub> -Eau	$\overline{Nu} = 0.077 Ra^{0.151} \varphi_v^{0.058} \varepsilon^{-1.242}$	97.49

## IV.5. CONCLUSIONS

L'écoulement résultant du transfert de chaleur par convection naturelle laminaire des nanofluides Cu-Eau et TiO<sub>2</sub>-Eau dans une enceinte cylindrique horizontale avec chauffage partiel à une température constante ou un flux de chaleur constant a été étudié numériquement pour examiner l'effet du nombre de Rayleigh, la longueur chauffée, le type et la fraction volumique des nanoparticules et le type de chauffage. Les conclusions les plus importantes de cette étude paramétrique sont les suivantes :

- L'intensité de l'écoulement et le transfert de chaleur augmentent avec l'augmentation du nombre de Rayleigh, sauf dans le cas du chauffage à flux de chaleur constant, où le transfert de chaleur n'est pas sensible à l'augmentation du nombre de Rayleigh entre  $10^3$  et  $10^4$ .
- Dans le cas d'un chauffage partiel à flux de chaleur constant, le transfert de chaleur diminue avec l'augmentation de la longueur chauffée, tandis que l'inverse est vrai dans le cas d'un chauffage partiel à température constante.
- Le transfert de chaleur et son pourcentage d'amélioration augmentent avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules pour les deux types de chauffage.
- La structure d'écoulement est différente pour les deux types de chauffage, dans le cas d'un chauffage partiel à température constante pour un nombre de Rayleigh de  $10^6$  et une longueur chauffée de 0.25, l'intensité d'écoulement diminue avec l'émergence de deux cellules secondaires contrarotatives à proximité de la paroi inférieure chauffée, tandis que dans le cas d'un chauffage partiel à flux de chaleur constant, l'intensité d'écoulement augmente et les deux cellules contrarotatives secondaires n'ont pas été observées.
- Dans le cas d'un chauffage partiel à température constante, l'intensité d'écoulement est supérieure à celle du chauffage partiel à flux de chaleur constant.
- La valeur maximale du pourcentage d'augmentation du transfert de chaleur se produit lors de l'utilisation du nanofluide Cu-Eau, où une fraction volumique de 0.05 de nanoparticules de cuivre dans l'eau pure améliore le transfert de chaleur par 15.7%, pour les deux types de chauffage.

- Pour les deux types de chauffage de l'enceinte cylindrique horizontale, le transfert de chaleur au niveau d'une paroi partiellement chauffée a été corrélé en termes du nombre de Rayleigh, la longueur adimensionnelle chauffée et la fraction volumique des nanoparticules. Les corrélations obtenues montrent que le facteur le plus influent dans le transfert de chaleur est la longueur chauffée.

---

*Chapitre V*

*Résultats et Interprétations du*

*Deuxième Problème*

---

## **CHAPITRE V**

# **RESULTATS ET INTERPRETATIONS DU DEUXIEME PROBLEME**

### **V.1. INTRODUCTION**

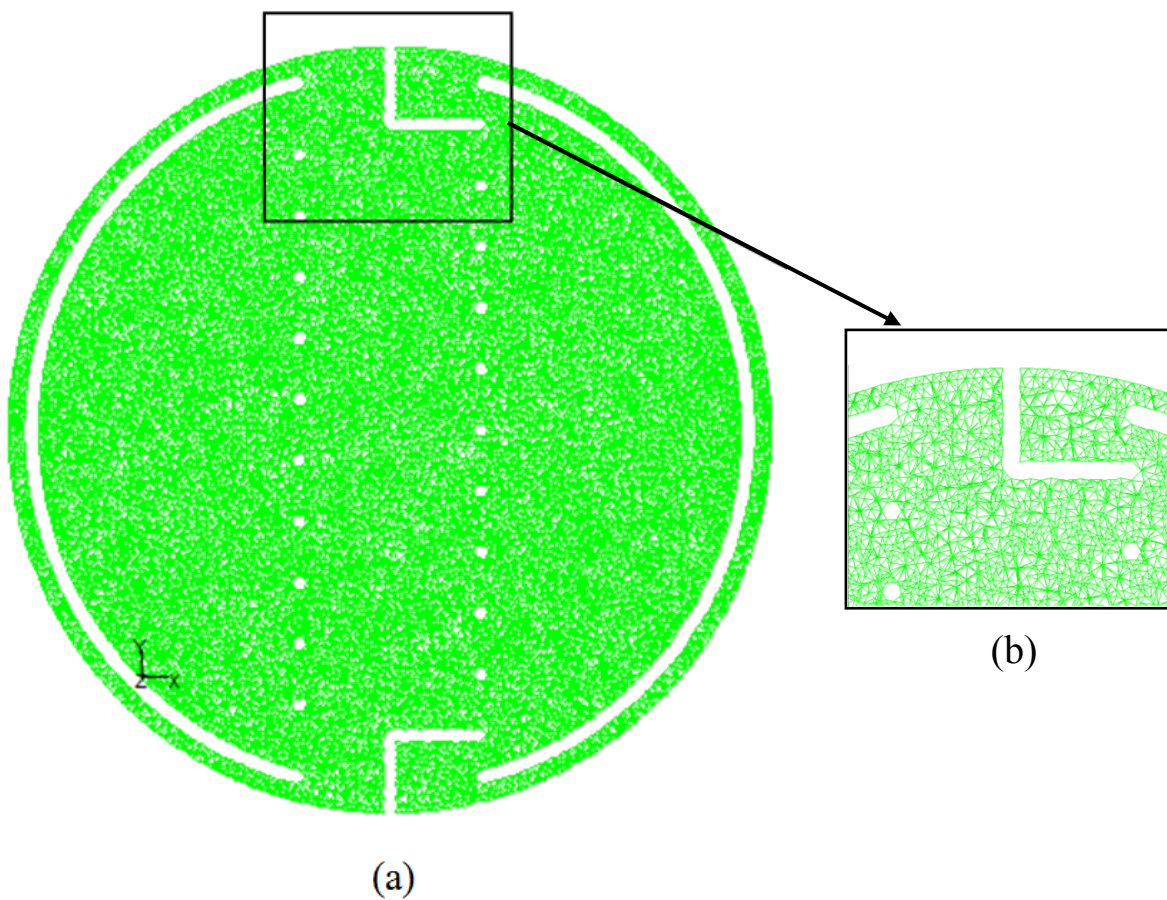
Dans ce chapitre, nous présenterons les résultats et les interprétations du deuxième problème, avec la sélection du maillage approprié et la validation des résultats.

L'objectif principal de ce problème est d'étudier l'effet de l'utilisation de deux techniques pour l'optimisation du transfert thermique par convection naturelle dans une enceinte sphérique (3D) de chauffe eau solaire. La première technique consiste à exploiter la nanotechnologie en utilisant deux types de nanofluides Cuivre-Eau (Cu-Eau) et Nanotube de carbone-Eau (NTC-Eau), pour améliorer le transfert de chaleur dans les enceintes sphériques. La deuxième technique consiste à apporter des modifications géométriques à l'enceinte du chauffe-eau solaire sphérique pour améliorer le transfert de chaleur par convection naturelle, ces modifications sont la création des orifices annulaires concentriques dans la partie inférieure de la paroi adiabatique interne du chauffe-eau solaire.

Ce problème est caractérisé par l'étude de l'effet de la modification de quatre paramètres (le nombre de Rayleigh, le type de nanofluide, la fraction volumique et le nombre des orifices annulaires) sur le transfert de chaleur par convection naturelle dans une enceinte de chauffe-eau solaire sphérique, où le nombre de Rayleigh varie dans l'intervalle de  $10^4$  à  $10^6$ , la fraction volumique des nanoparticules varie entre 0 (cas de l'eau pure) et 0.05, le nombre des orifices annulaires varie de 1 à 6. Pour atteindre l'objectif de cette étude paramétrique, les simulations numériques ont été réalisées pour un total de 147 cas.

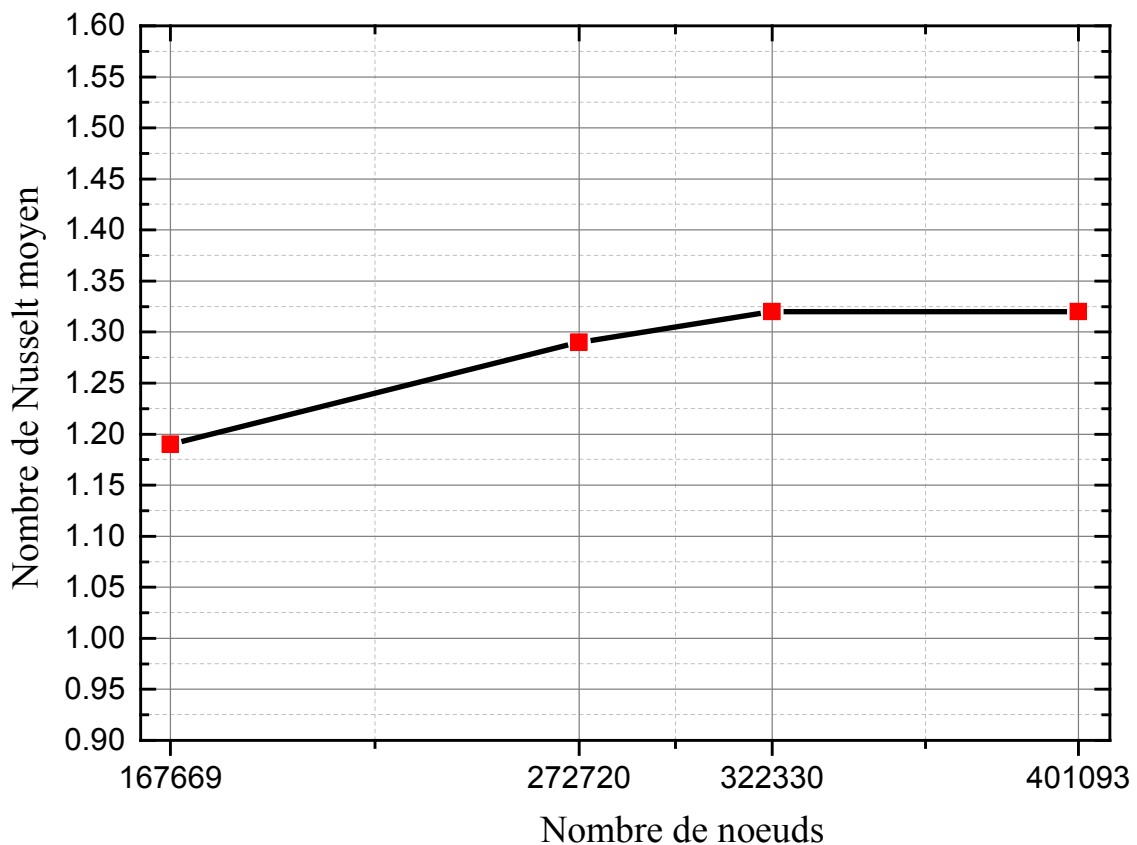
## V.2. ETUDE DE L'INDEPENDANCE DU MAILLAGE

Dans cette recherche, le maillage a été généré en utilisant le logiciel "GAMBIT" avec un type de "T-Grille" et des éléments "Tet/Hybrid" (combiné "tétraédrique, hexaédrique, pyramidal"), les détails du maillage sont montrés dans la Figure V-1.



**Figure V-1** : Le maillage final (a) et le détail (b) à la surface centrale de l'enceinte (O, x, y)

L'influence du nombre de volumes de contrôle sur la précision des résultats est illustrée sur la Figure V-2, où le transfert de chaleur à travers la paroi active en fonction du nombre de volumes de contrôle dans le domaine de calcul a été étudié. À travers cette figure, nous remarquons que lorsque le nombre de nœuds dépasse 322330, le nombre de Nusselt moyen devient constant. Par conséquent, la grille de 322330 nœuds a été utilisée dans tous les calculs de cette étude.



**Figure V-2** : Nombre de Nusselt moyen au niveau de la paroi chauffée en fonction de nombre de nœuds pour  $N=0$ ,  $\phi_v = 0$  et  $Ra = 10^4$ .

### V.3. VALIDATION DES RESULTATS

Afin de valider l'exactitude des résultats numériques obtenus dans cette étude en utilisant le code FLUENT, les résultats de ce problème ont été comparés avec les études expérimentales de Baïri [91] et de Teertstra [89]. Les mêmes conditions aux limites et la géométrie existant dans [91] et [89] sont maintenues dans nos simulations.

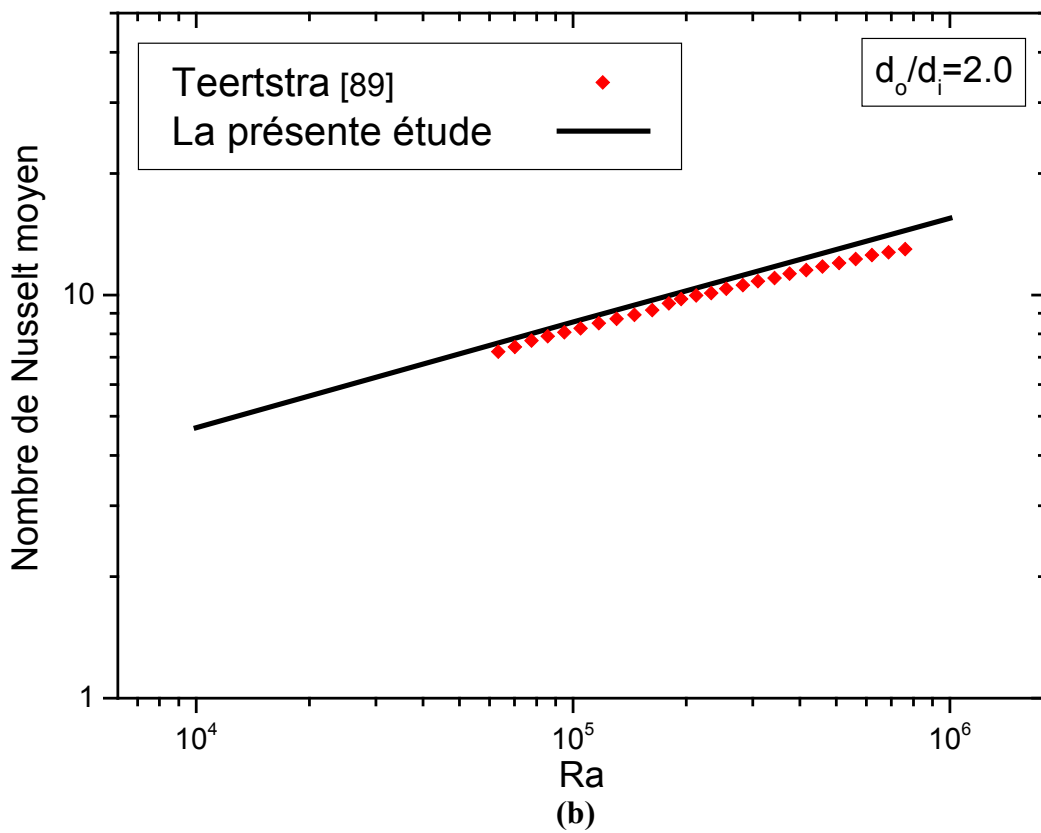
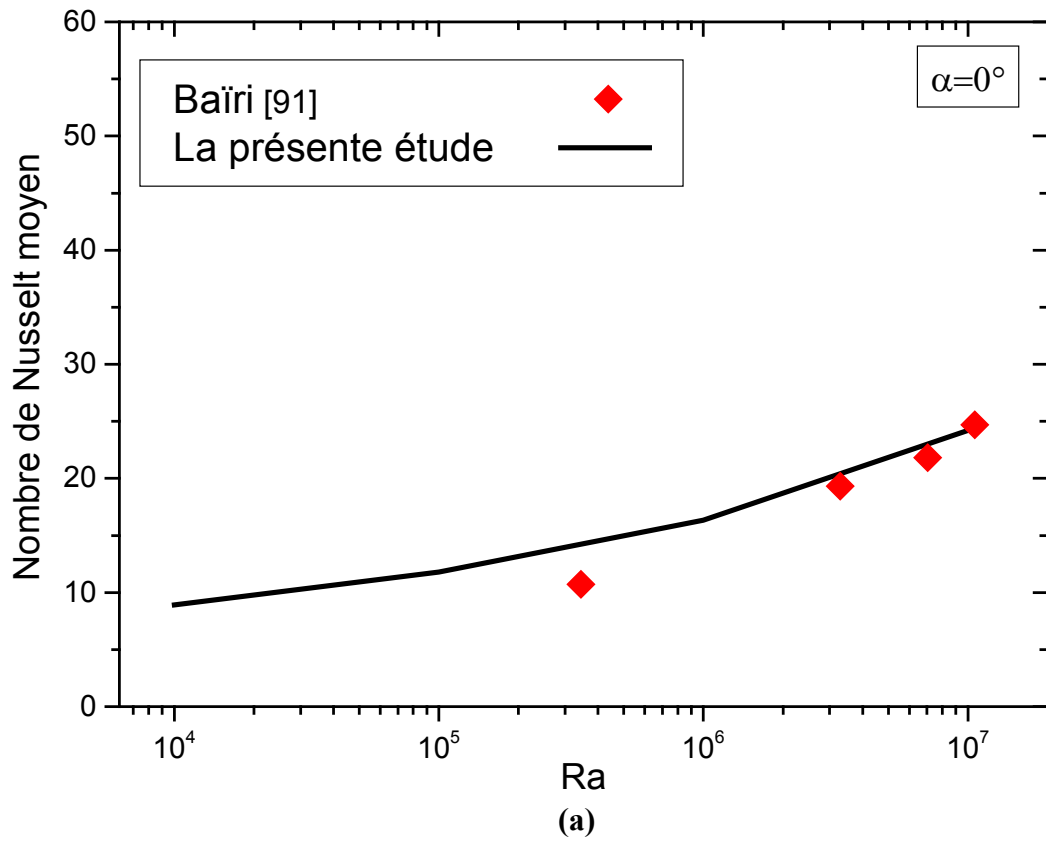


Figure V-3 : Comparaison du nombre de Nusselt moyen (présente étude) avec les études expérimentales de (a) Baïri [91] et (b) Teertstra [89].

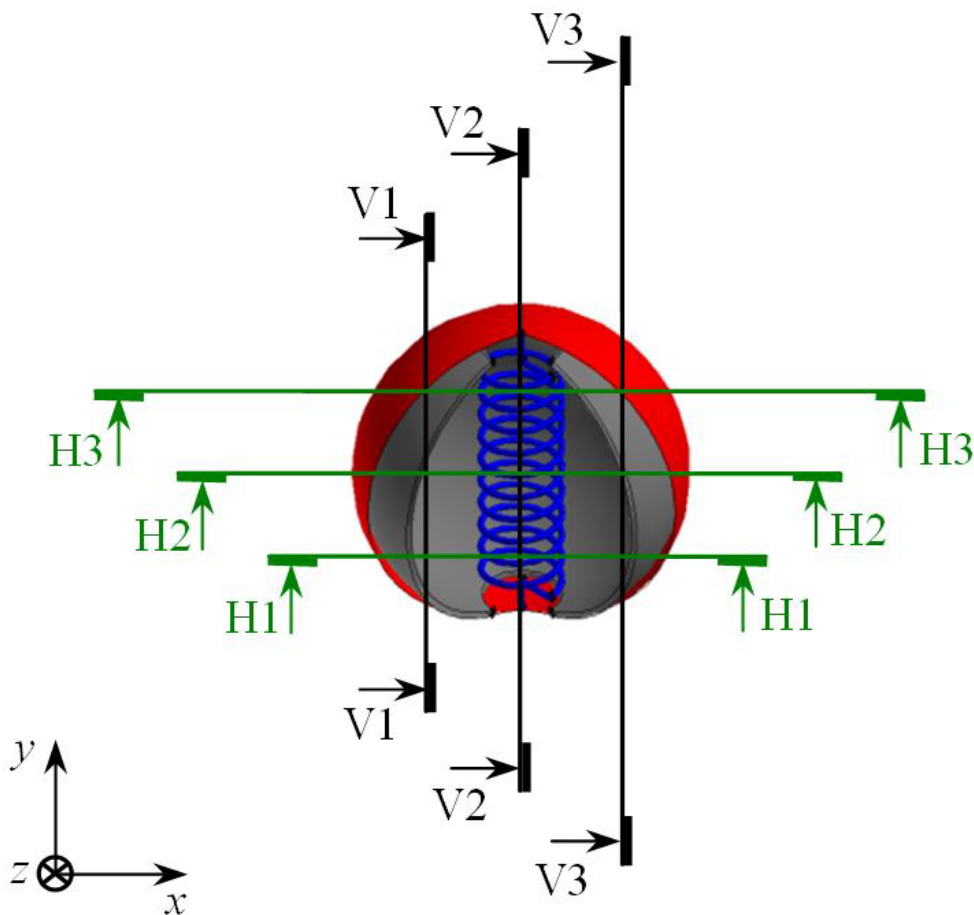


La comparaison du nombre de Nusselt moyen calculé en fonction du nombre de Rayleigh avec les études expérimentales de Baïri [91] et de Teertstra [89] est montrée sur la Figure V-3. A travers cette figure, nous observons un excellent accord avec les données expérimentales, ce qui confirme notre procédure numérique.

#### V.4. RESULTATS ET DISCUSSION

Dans cette partie, nous discuterons l'effet du changement du nombre de Rayleigh dans la gamme de  $10^4$  à  $10^6$ , de la fraction volumique des nanoparticules de cuivre et des nanotubes de carbone entre 0 et 0.05, et du nombre des orifices annulaires concentriques entre 1 et 6, sur le champ thermique, le champ dynamique et le transfert de chaleur à l'intérieur d'une enceinte sphérique (3D) de chauffe-eau solaire avec chauffage de sa paroi sphérique extérieure à température constante. Pour atteindre cet objectif, les résultats seront affichés sur les sections transversales horizontales et verticales illustrées sur la Figure V-4.

Les simulations numériques ont été réalisées pour 21 cas en utilisant de l'eau pure, 63 cas en utilisant du nanofluide Cu-Eau et 63 cas en utilisant du nanofluide NTC-Eau.



**Figure V-4** : Sections transversales horizontales et verticales où les résultats sont présentés.

### V.4.1. Le champ thermique

Le champ thermique à l'intérieur de l'enceinte du chauffe-eau solaire sphérique a été étudié par l'analyse des isothermes montrées sur la Figure V-5, selon trois sections transversales verticales {[V1-V1], [V2-V2], [V3-V3]}, et trois sections transversales horizontales {[H1-H1], [H2-H2], [H3-H3]} comme montré dans la Figure V-4. A travers les sections transversales verticales, il est clair que les isothermes ont des formes paraboliques centrées autour de l'entrée du tube froid dans la partie inférieure de l'enceinte, et autour de la sortie du tube froid dans la partie supérieure de l'enceinte, où les isothermes se rapprochent les unes des autres dans ces deux zones. Tandis que, à travers les sections transversales horizontales, il est clair que les isothermes sont sous forme d'anneaux centrés autour du tube spiral froid dans la moitié inférieure de l'enceinte.

En analysant les isothermes montrées dans la Figure V-5, nous pouvons observer que les isothermes sont plus intenses près des deux parties centrales inférieure et supérieure de la paroi chauffée, cela indique une augmentation du transfert de chaleur dans ces deux zones. Mais selon la direction horizontale de l'enceinte, on peut noter que le gradient de température prend des valeurs très faibles, sauf dans la moitié inférieure de l'enceinte, où le gradient de température prend des valeurs moyennes, et les isothermes prennent la forme des cercles centrés autour du tube spiral froid.

#### V.4.1.1. Effet du nombre de Rayleigh sur le champ thermique

En comparant les isothermes dans la Figure V-5 pour différentes valeurs de Ra, il a été observé que pour l'eau pure et les deux types de nanofluides, lorsque le nombre de Rayleigh augmente, la déformation verticale des isothermes augmente surtout dans la moitié inférieure de l'enceinte, avec une augmentation de la stratification verticale près des deux parties centrales inférieure et supérieure de la paroi chauffée, où les isothermes s'approchent les unes des autres dans ces deux zones, cela indique que les couches limites thermiques sont devenues plus minces.

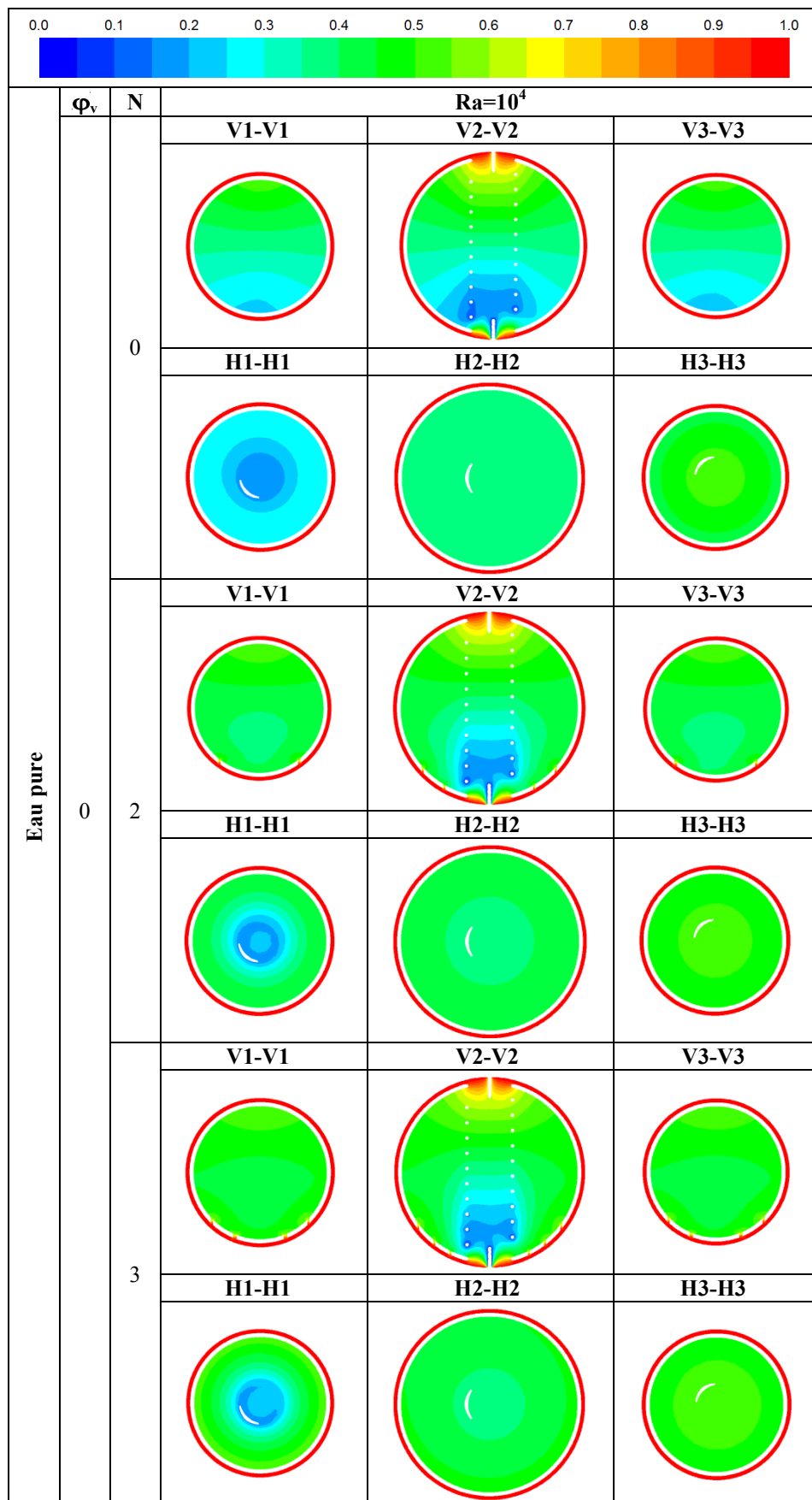
#### V.4.1.2. Effet du nombre des orifices annulaires sur le champ thermique

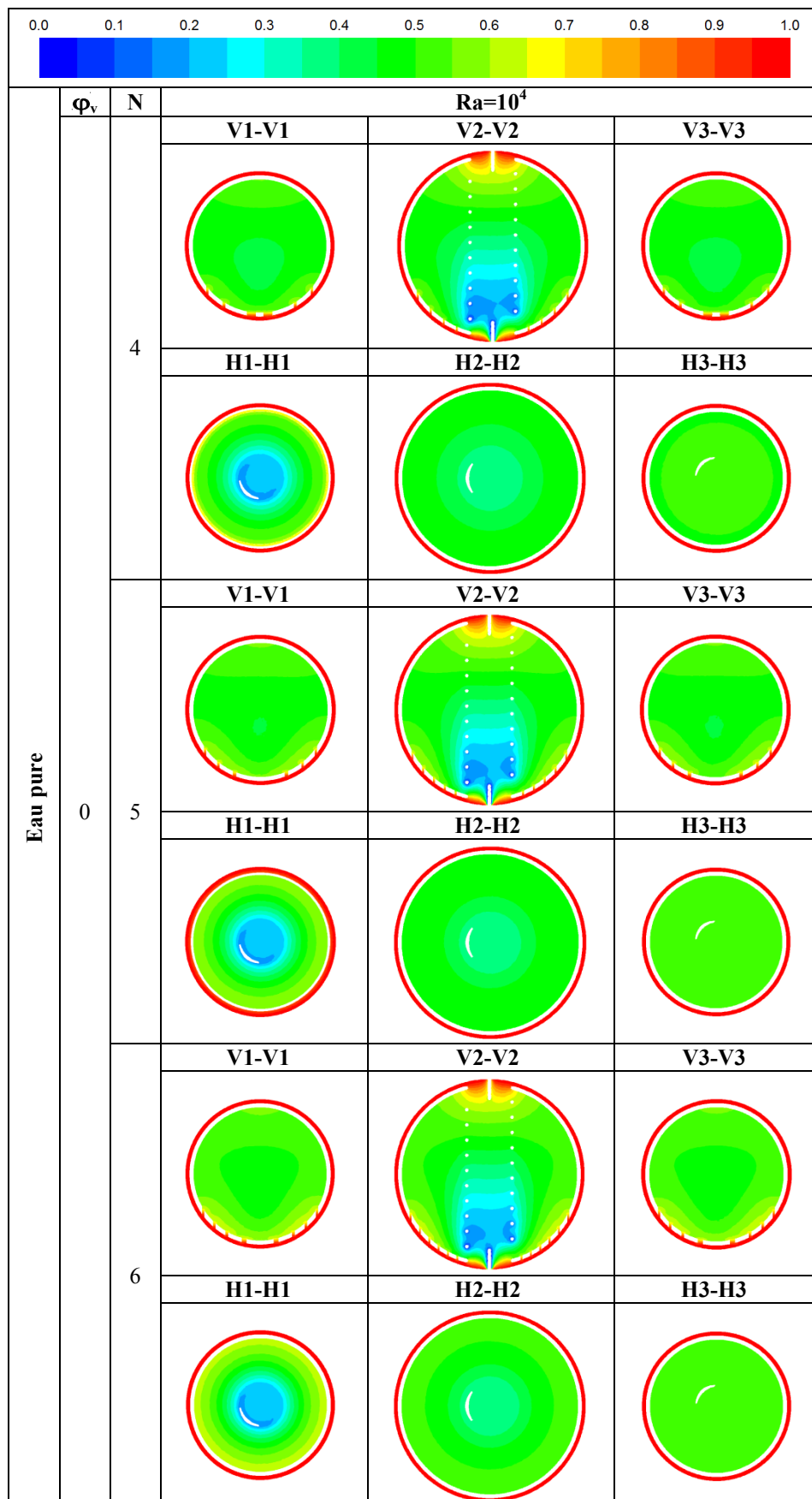
La Figure 5 montre que lorsque le nombre des orifices annulaires concentriques augmente de 1 à 6, le volume de liquide froid dans la moitié inférieure de l'enceinte diminue, avec déformation totale des isothermes dans cette zone, cela est dû à l'augmentation du flux de fluide chaud à travers les orifices annulaires concentriques, car l'augmentation du nombre

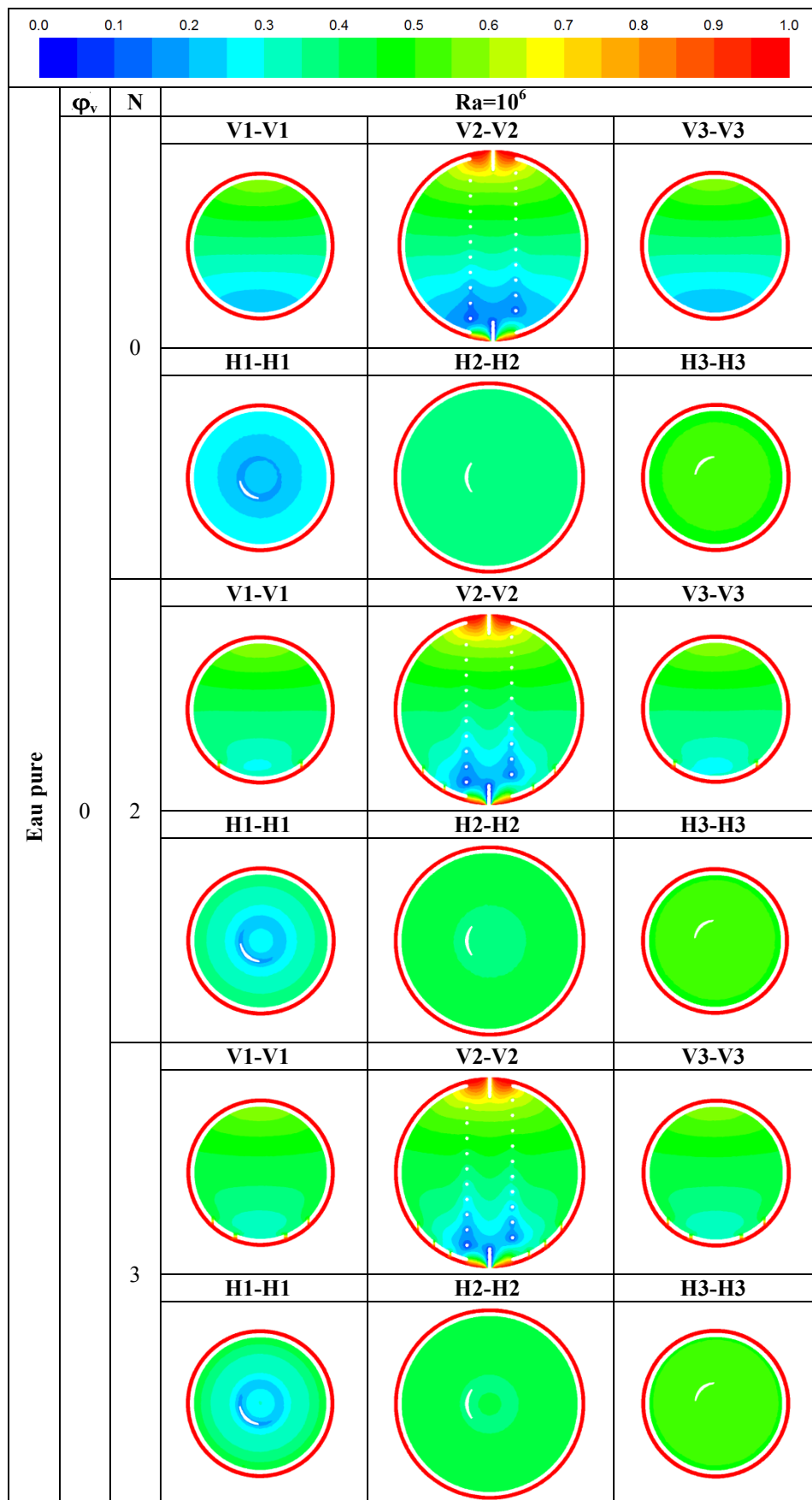
de ces orifices signifie une augmentation de la surface à travers laquelle le fluide chaud entre dans la moitié inférieure de l'enceinte, et donc le volume de fluide chaud augmente dans cette zone.

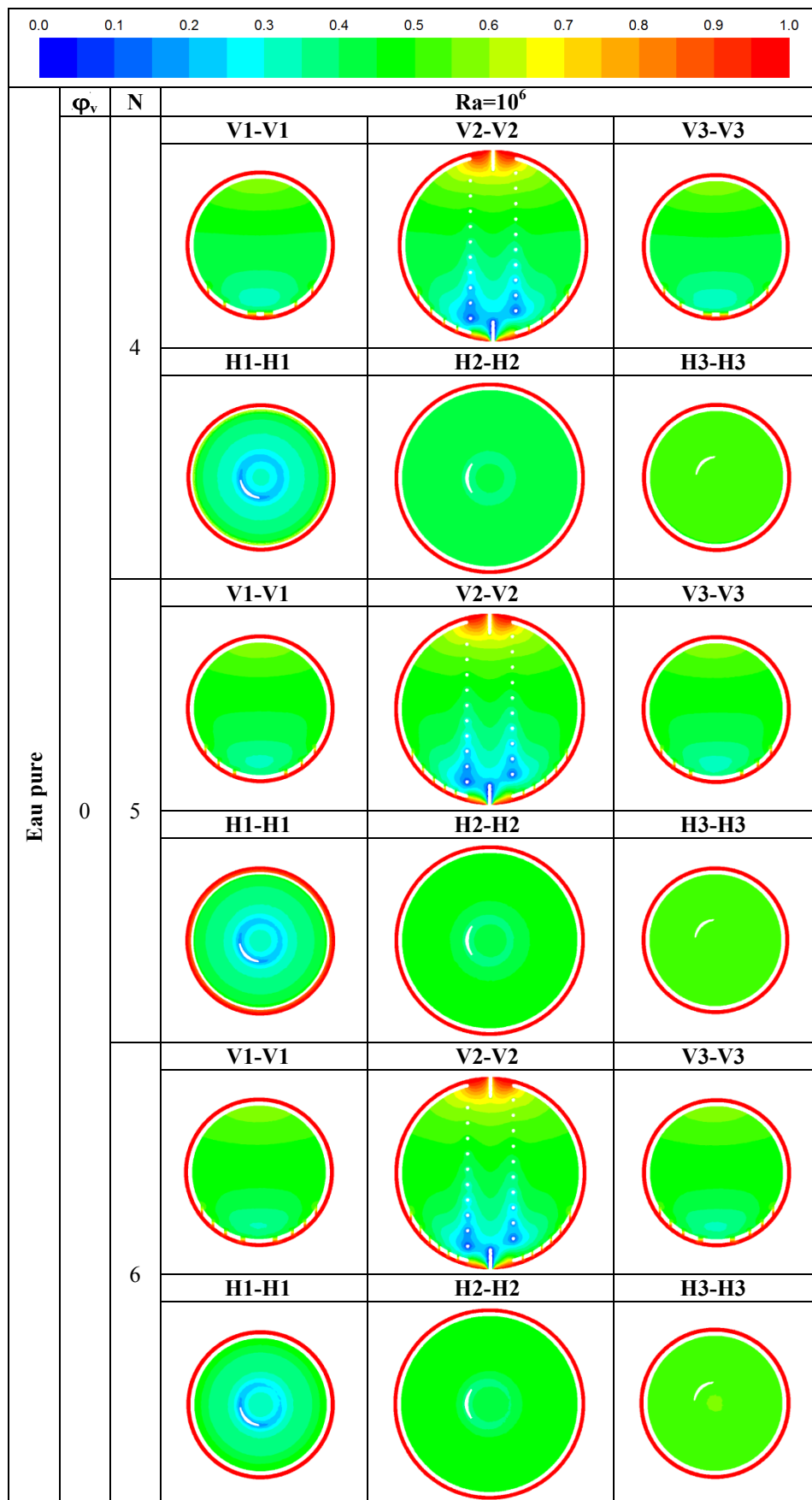
#### ***V.4.1.3. Effet du type et de la fraction volumique des nanoparticules sur le champ thermique***

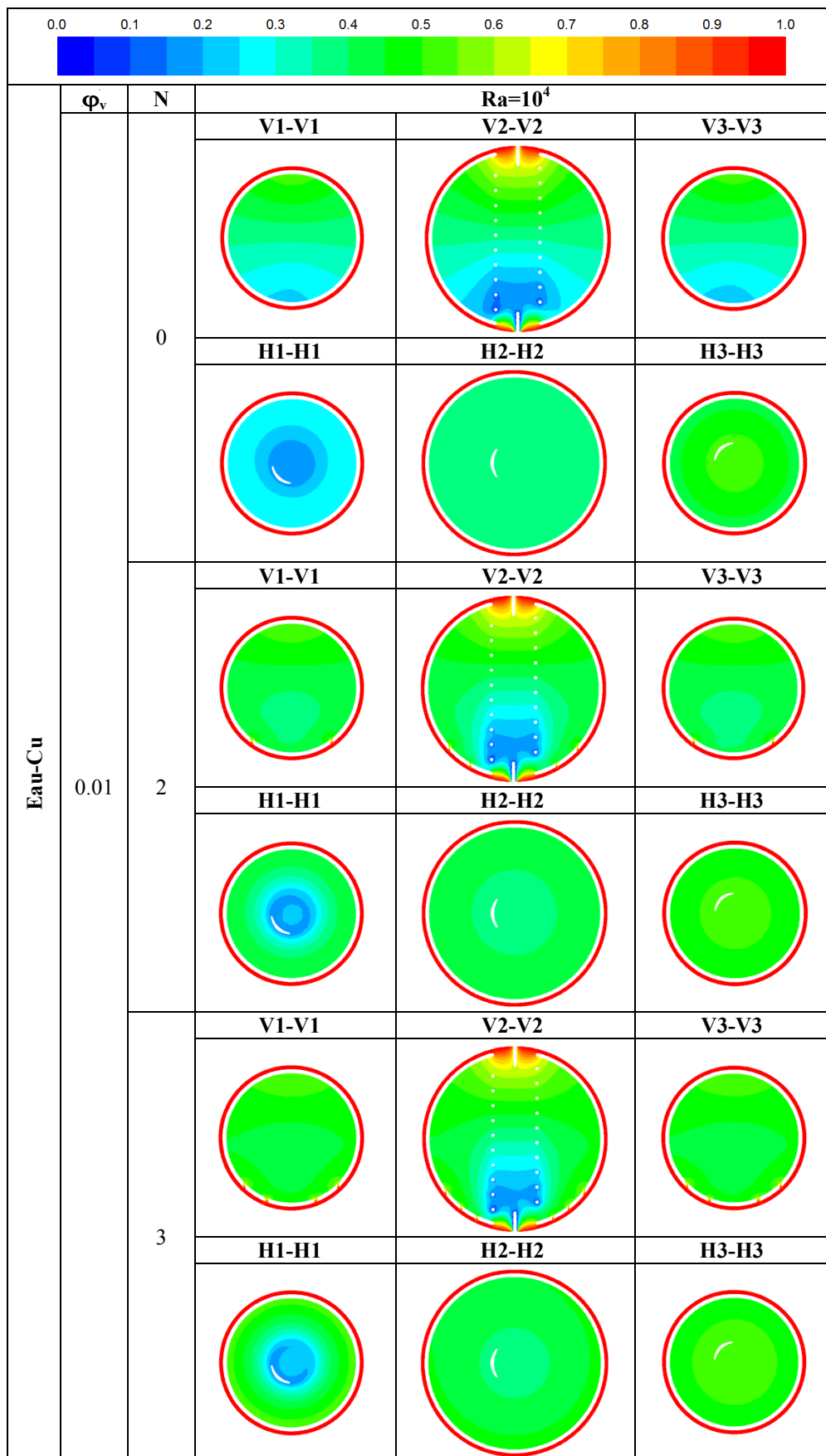
À travers la Figure V-5, nous pouvons observer que les isothermes ne sont pas sensibles à la fraction volumique et au type de nanoparticules. Ces résultats montrent que les isothermes sont presque identiques.



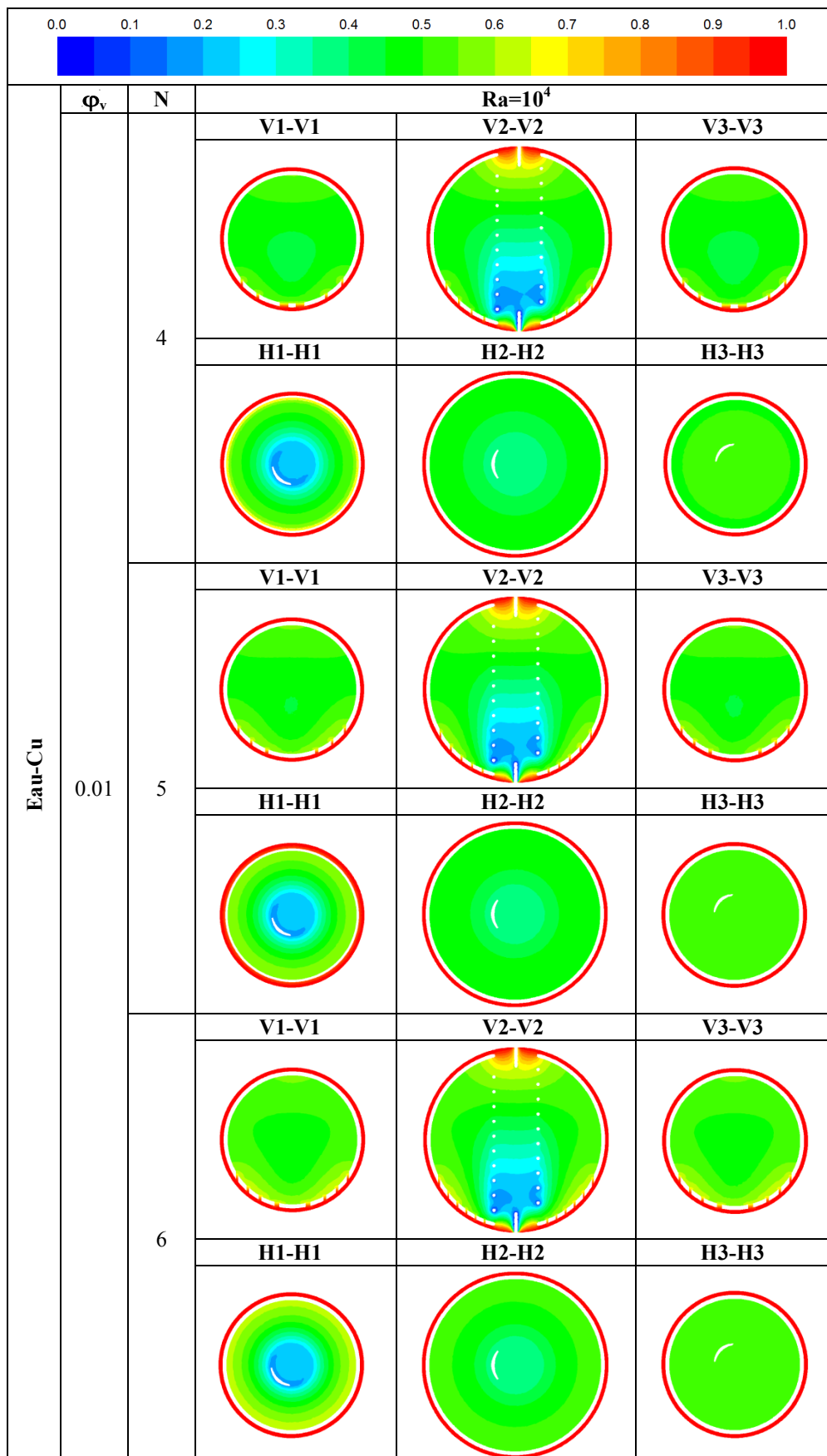


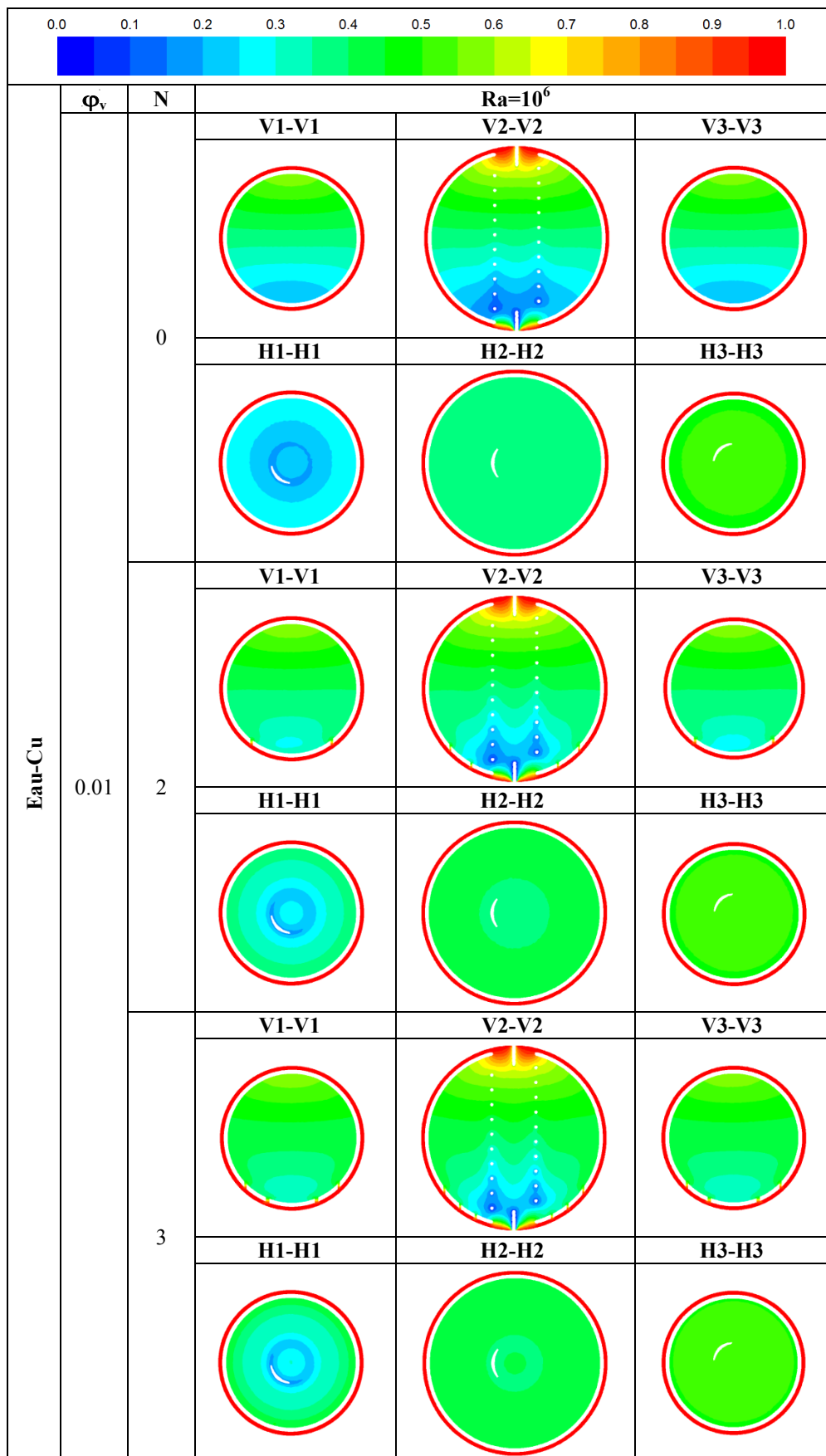


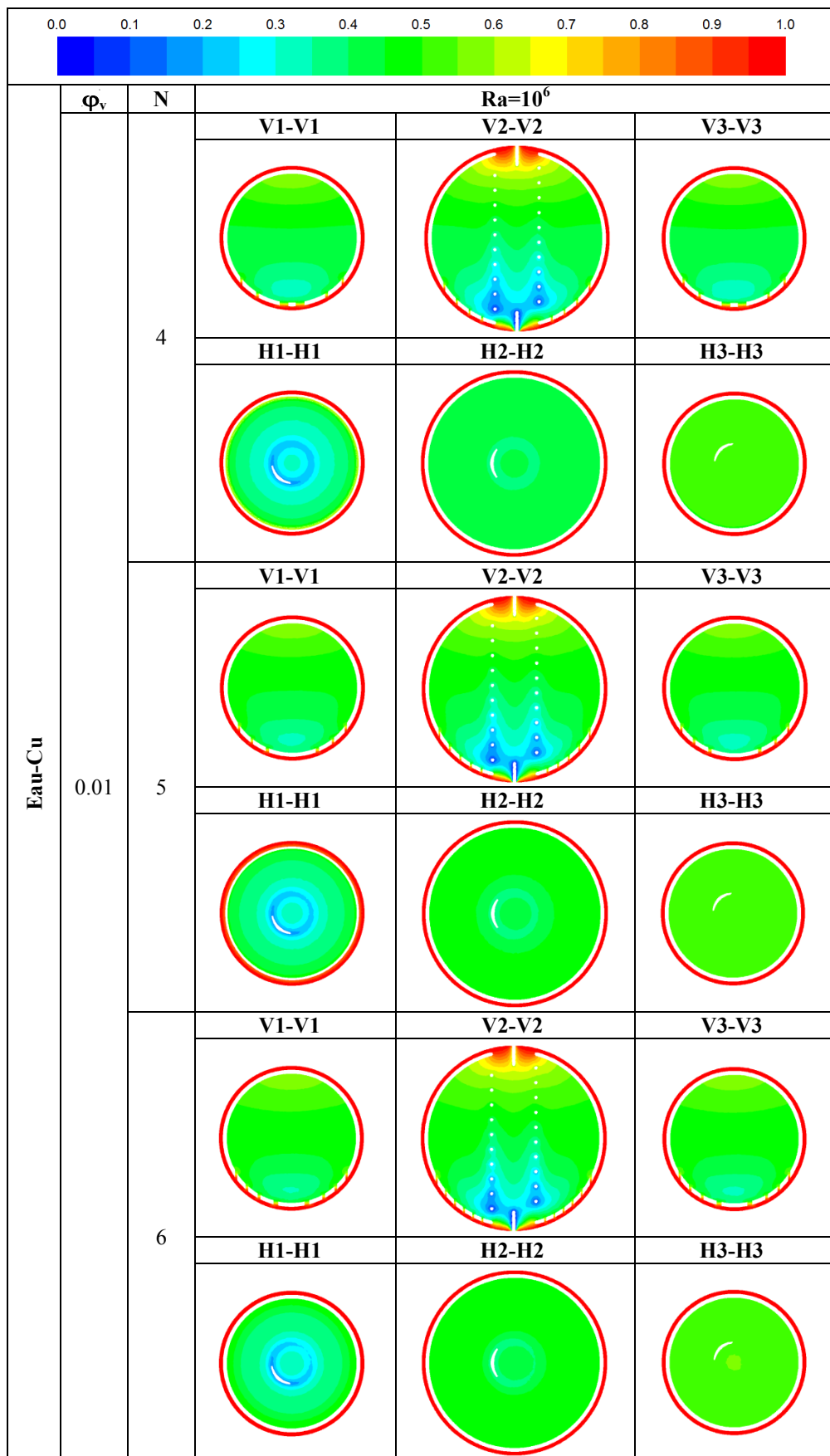


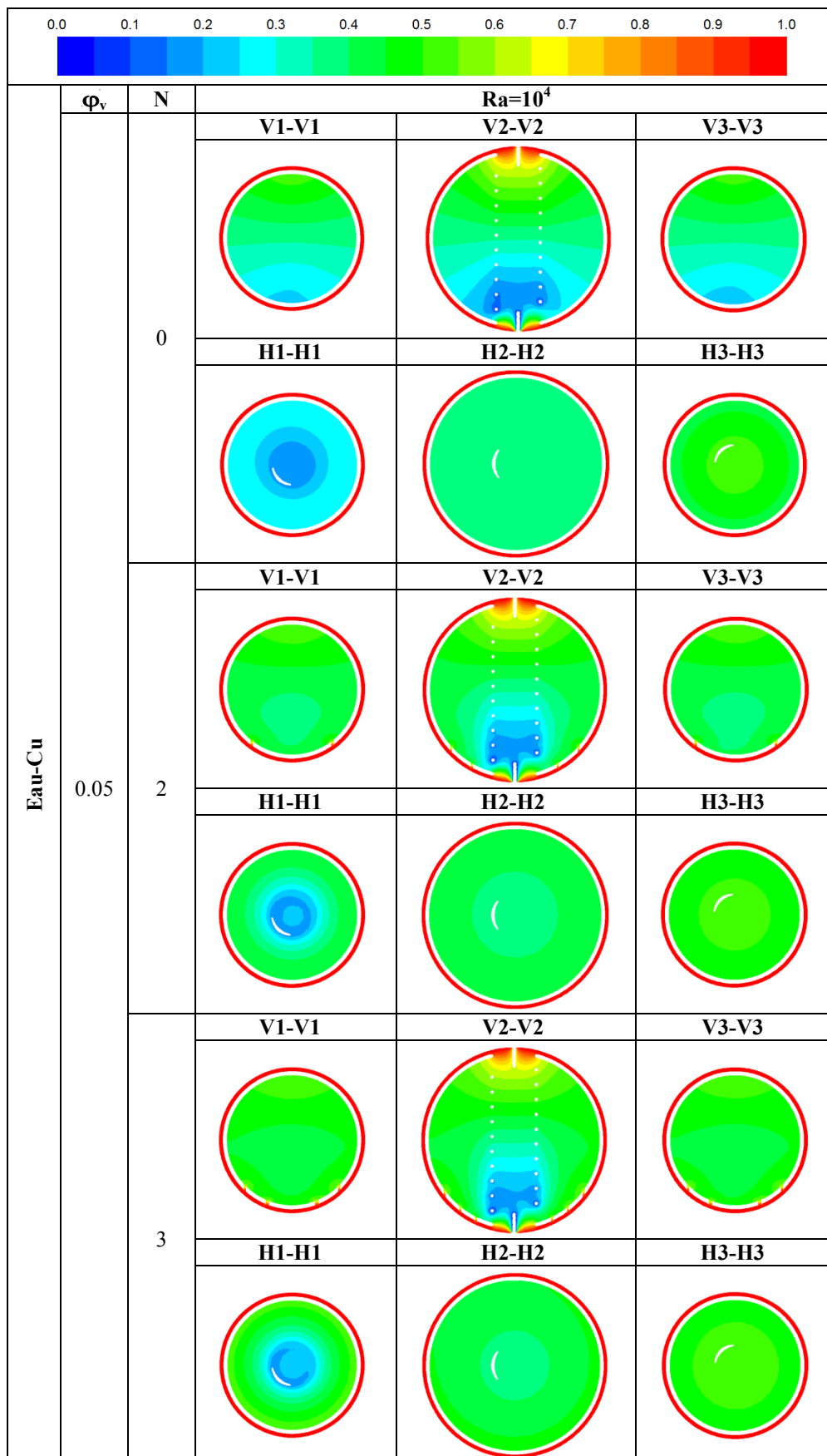


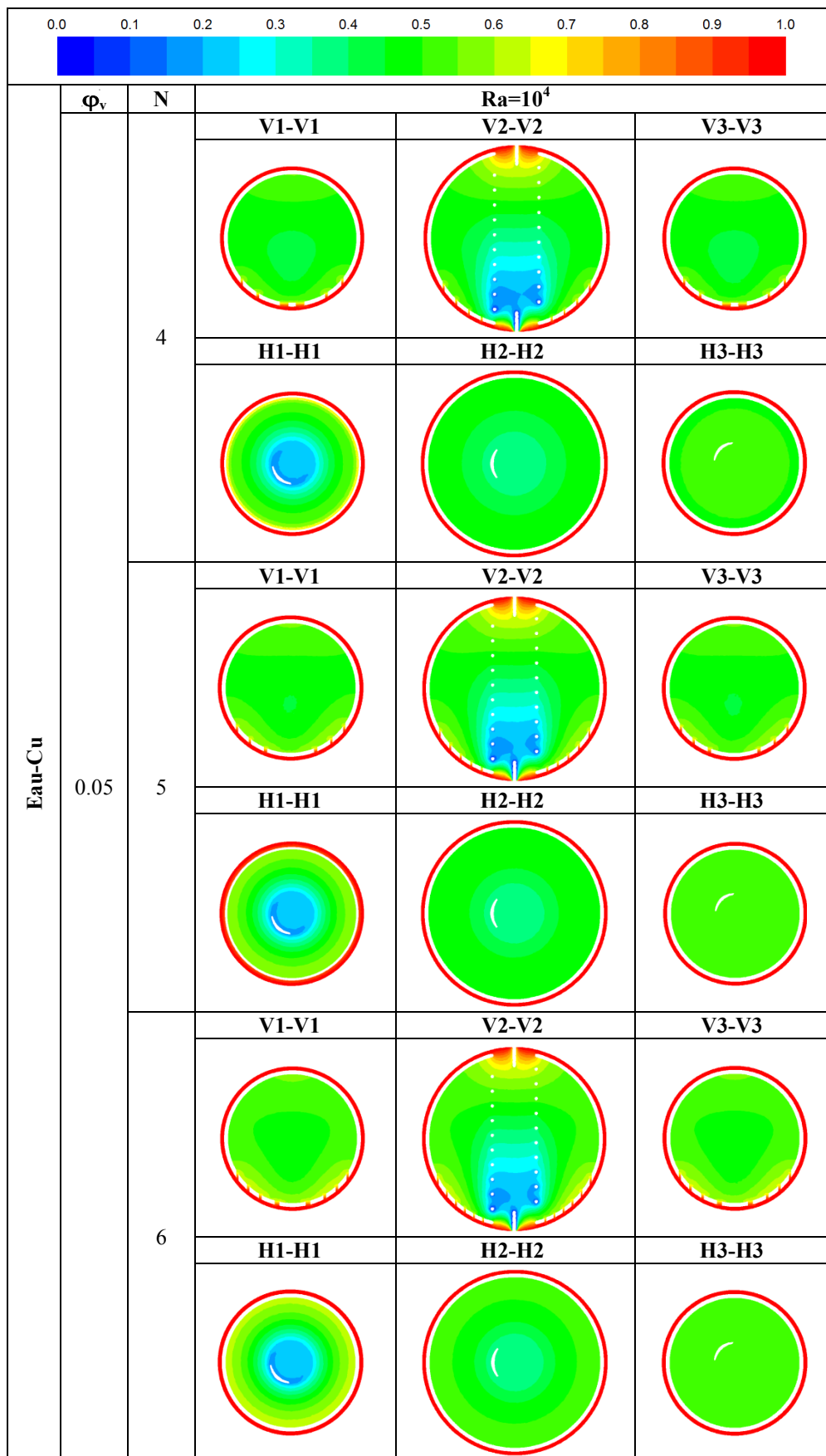


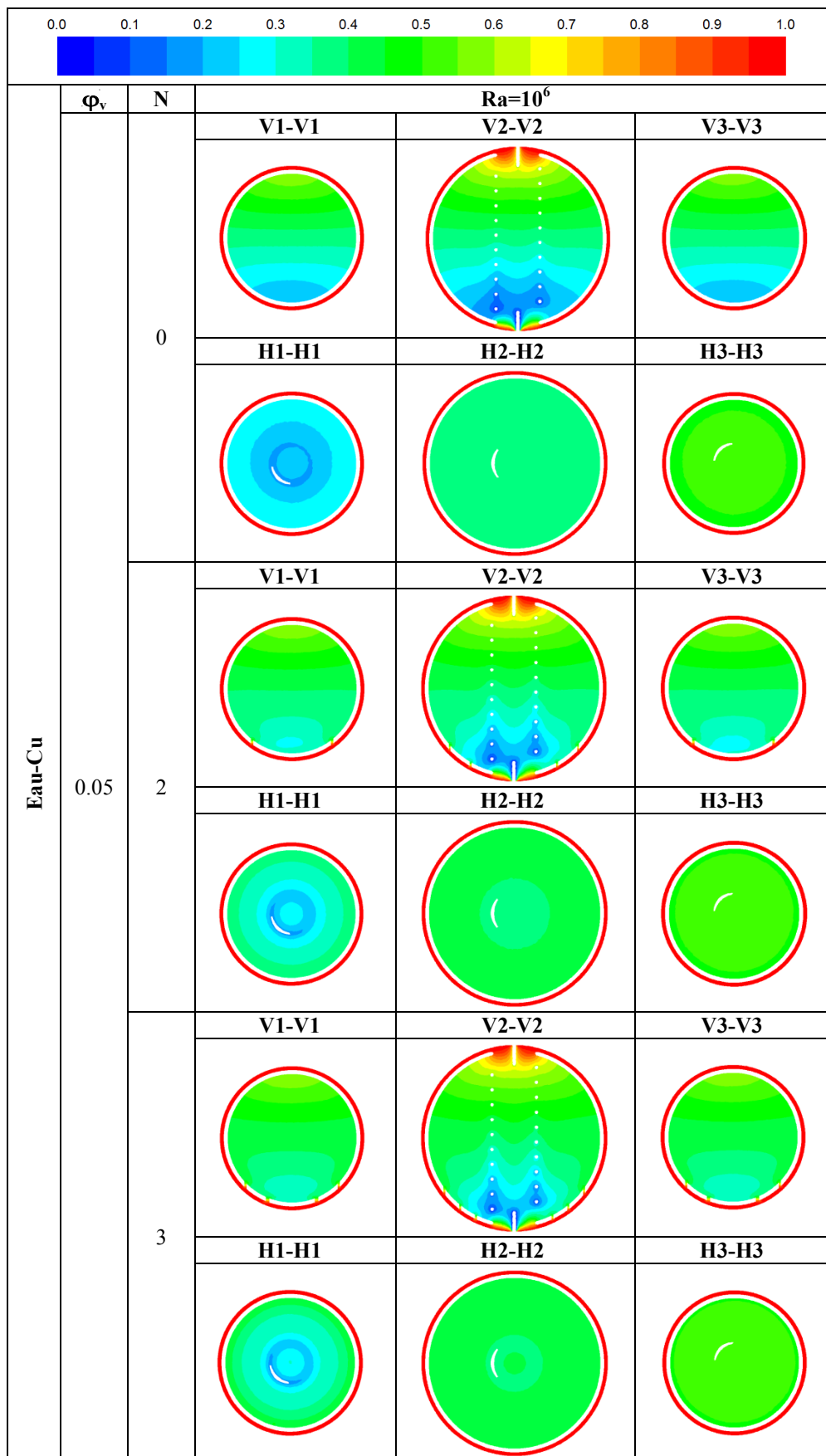


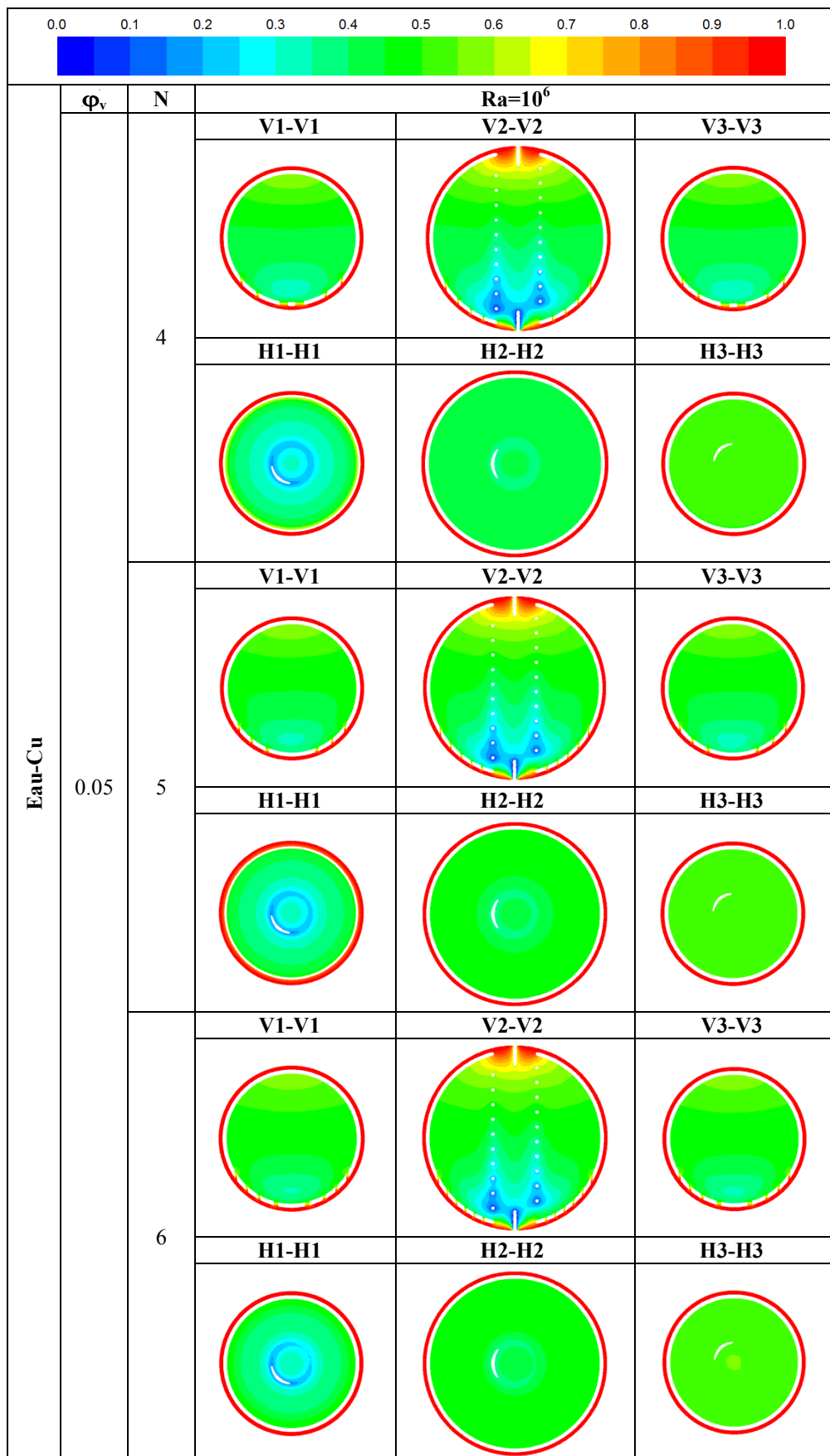


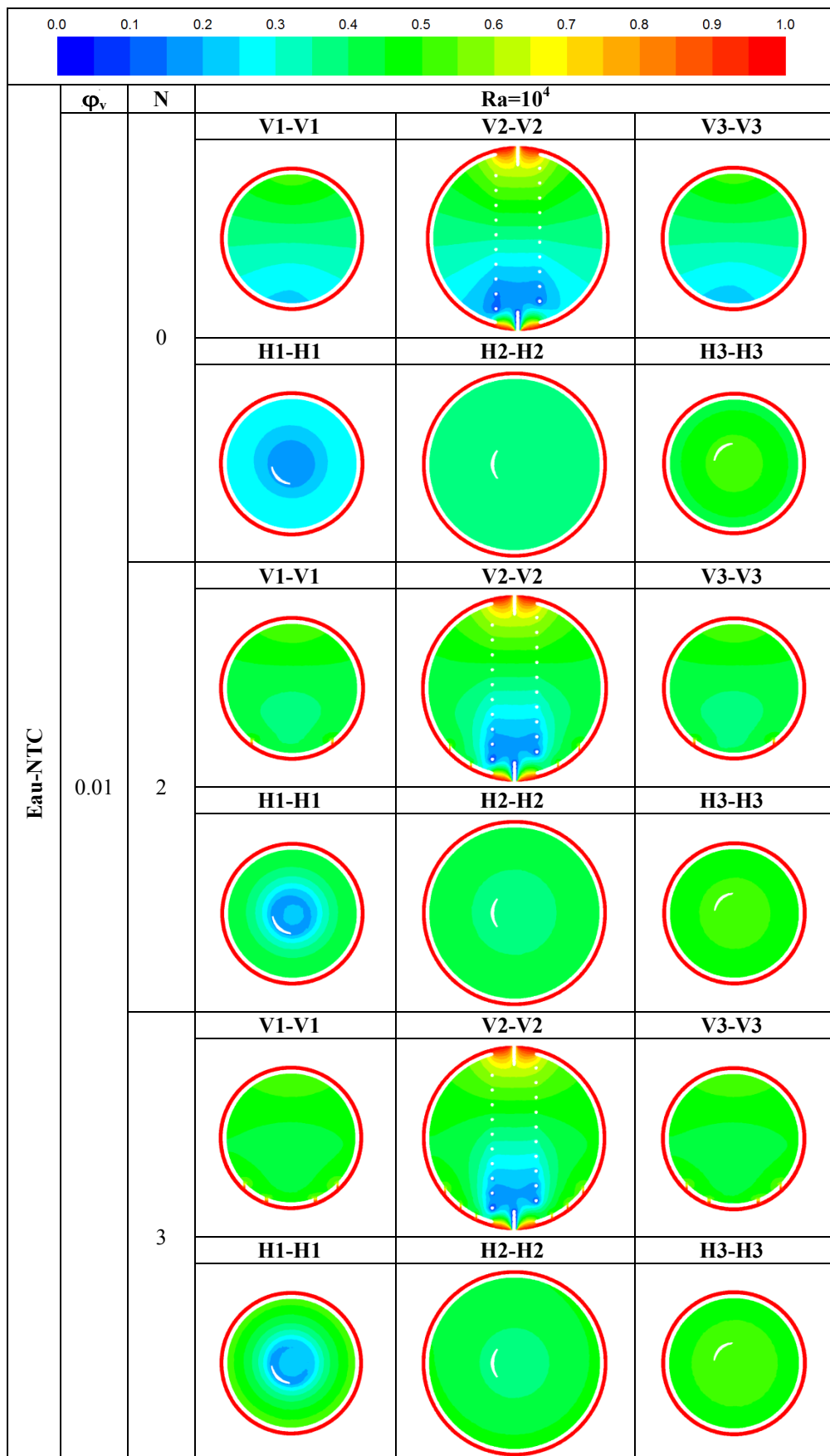




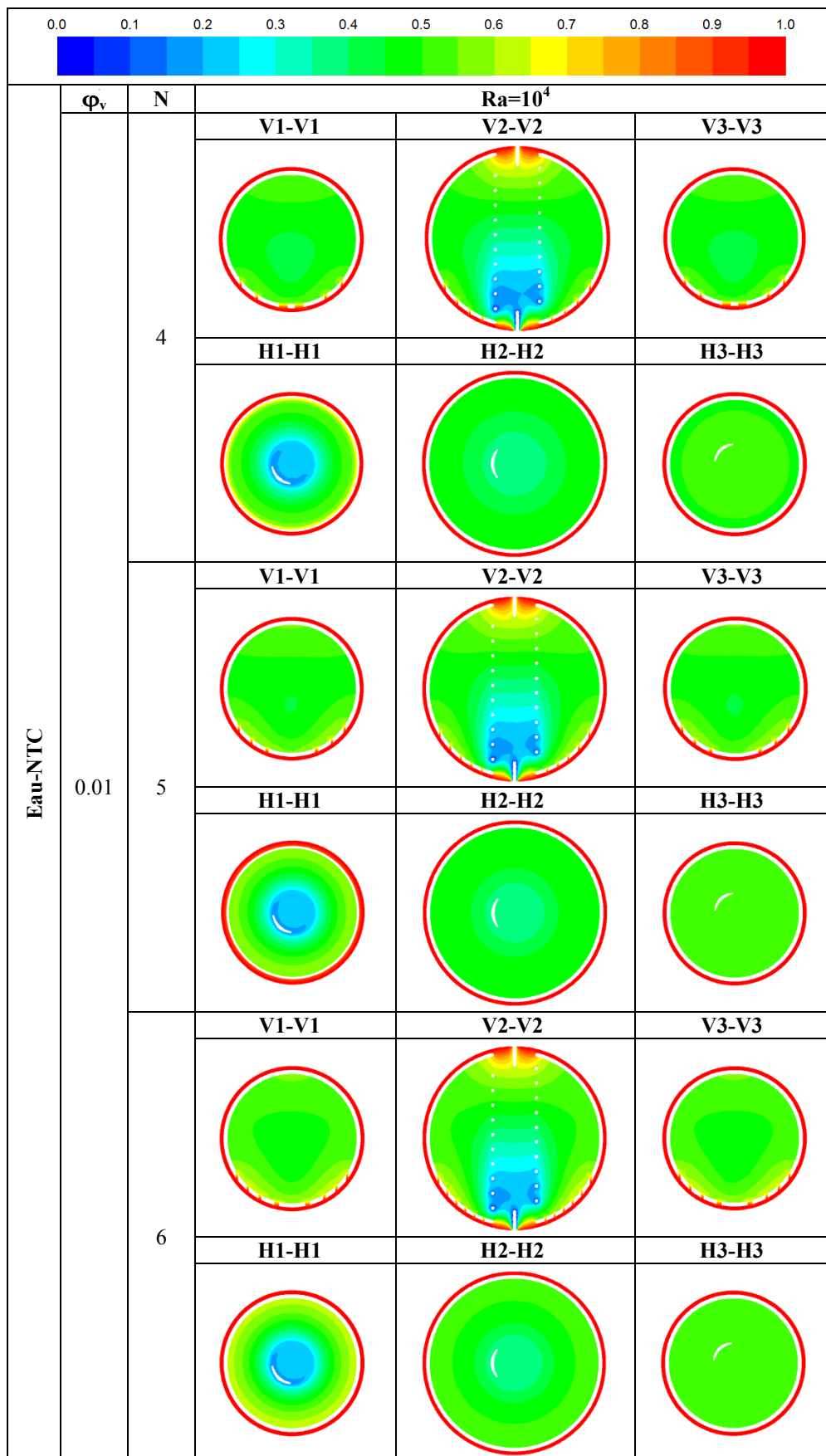


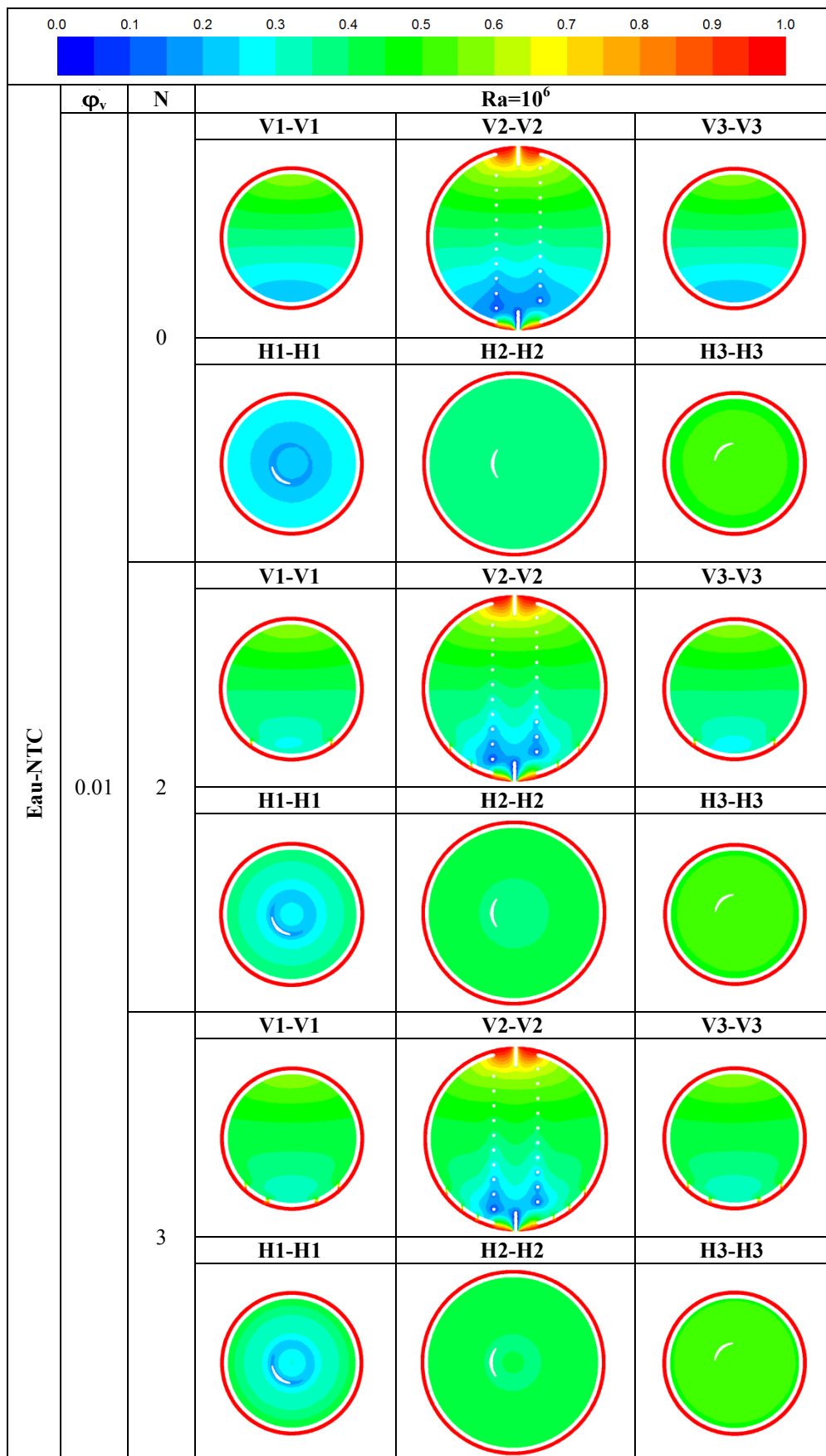


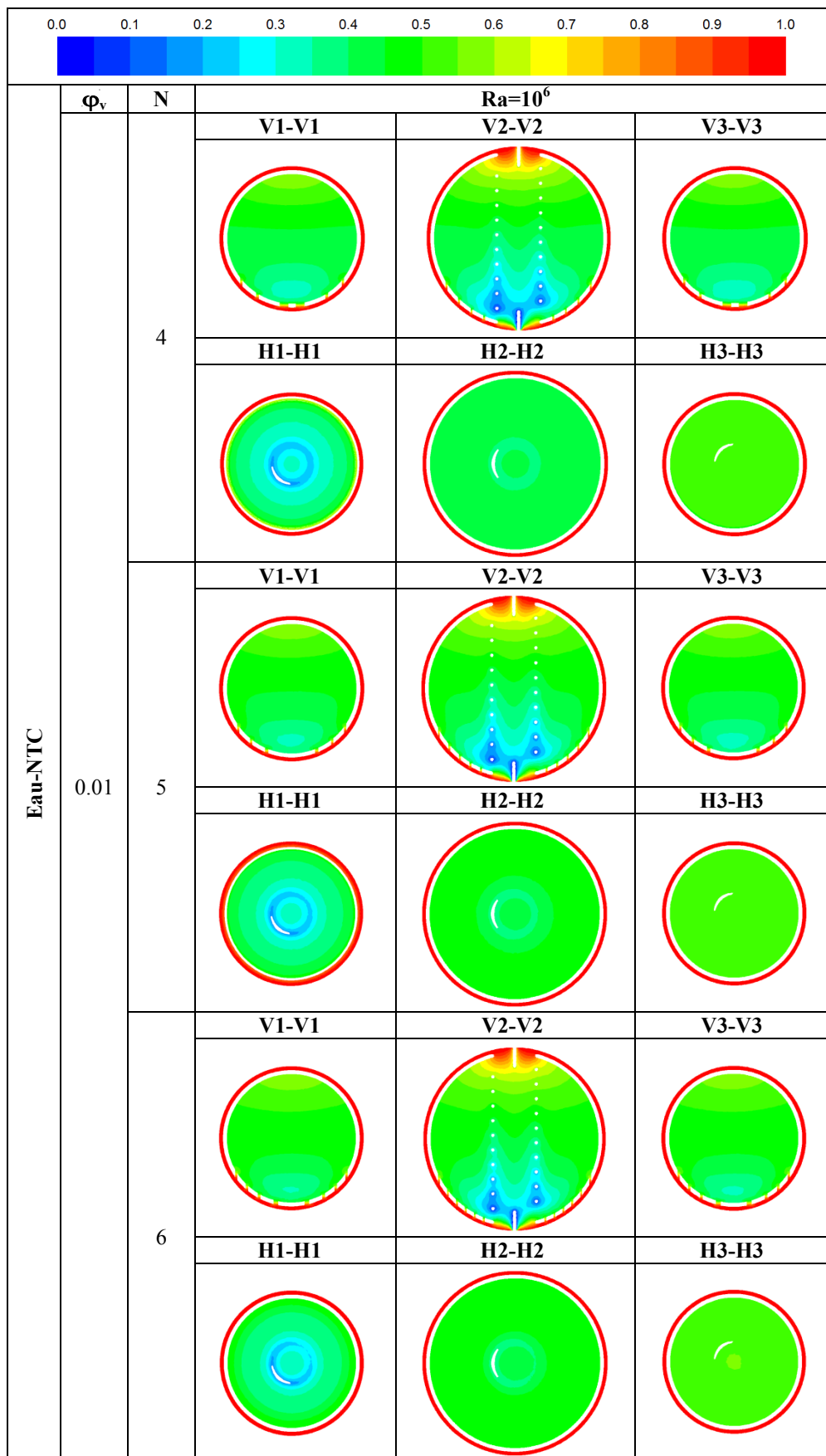


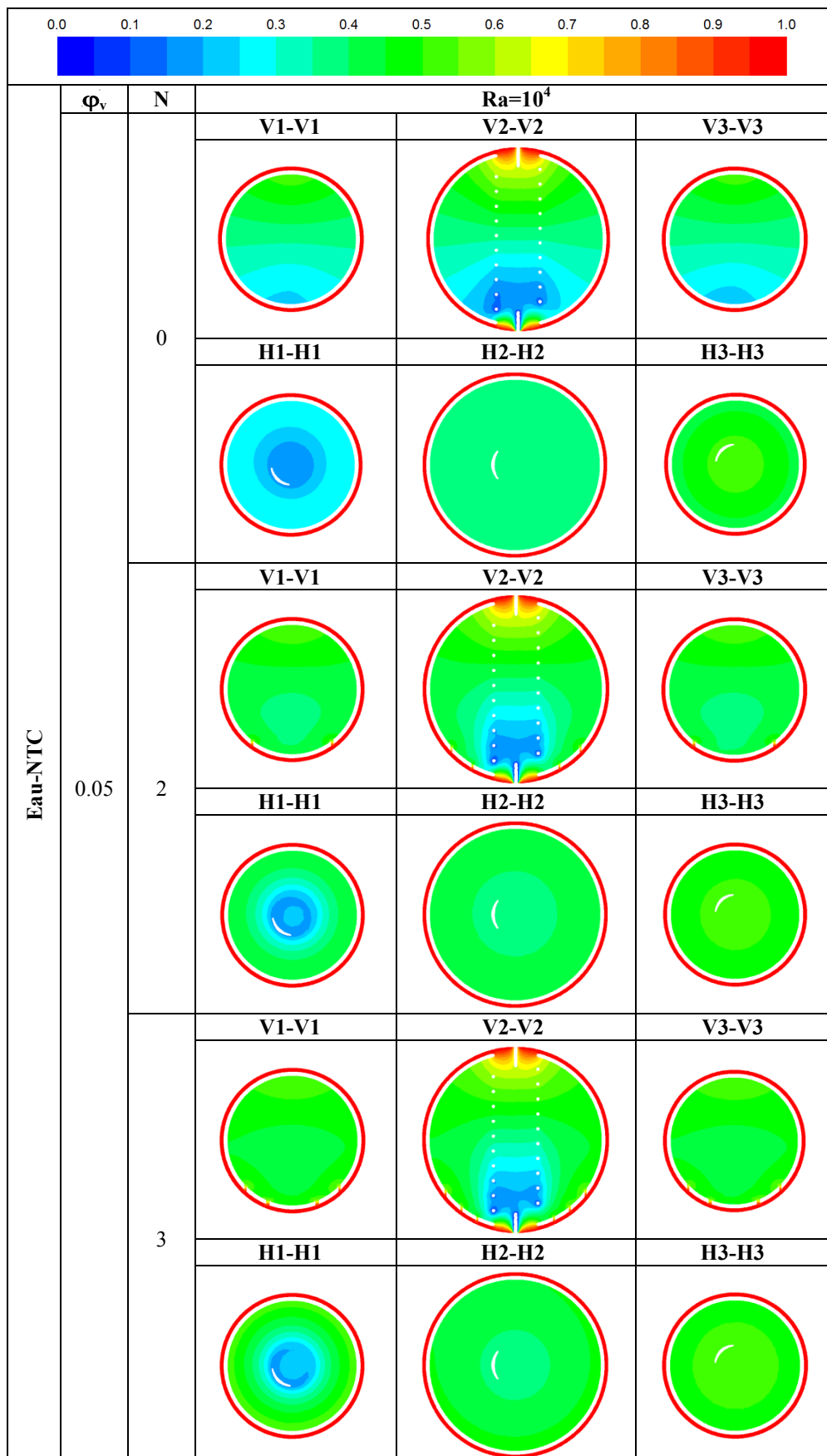


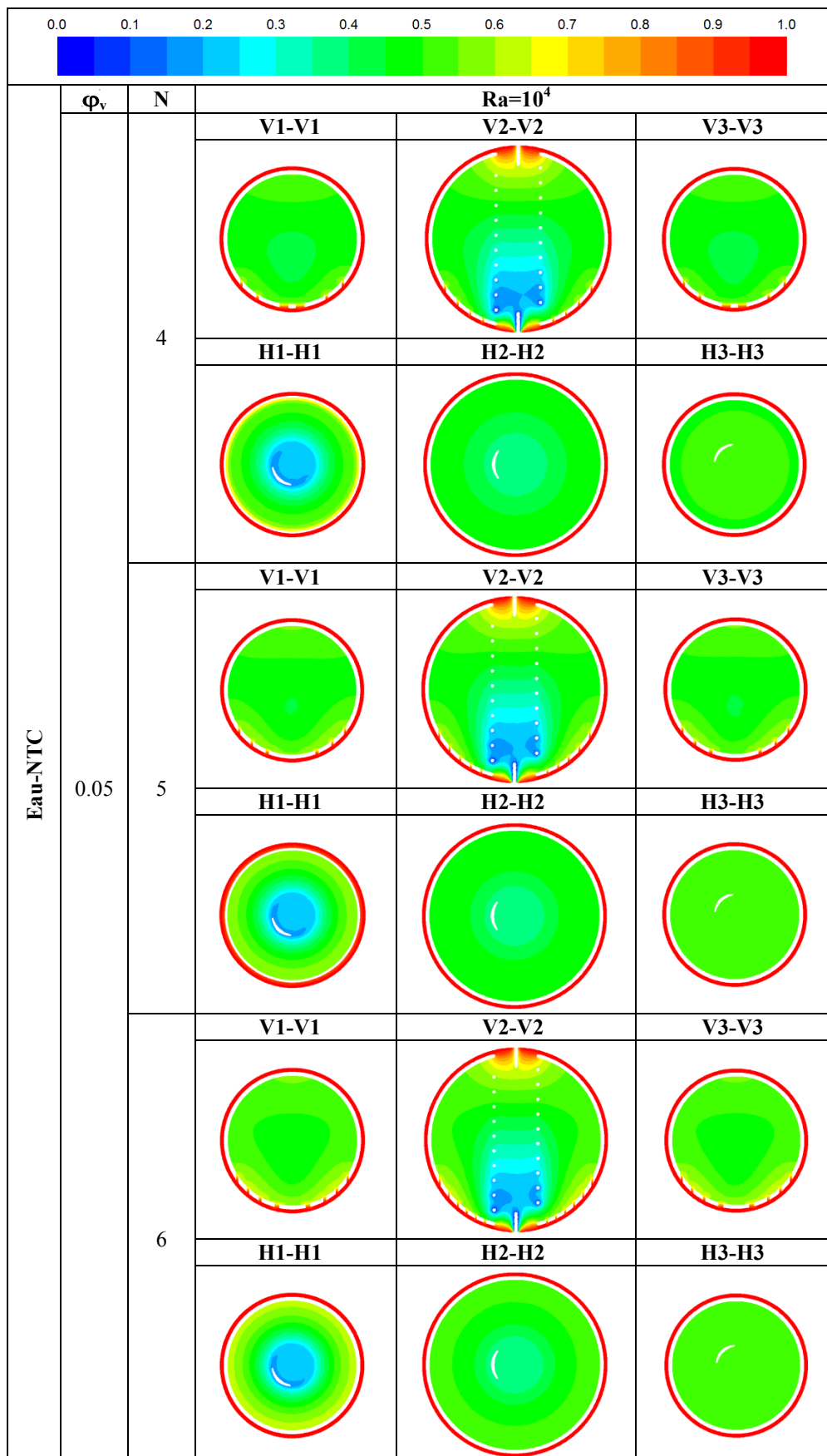


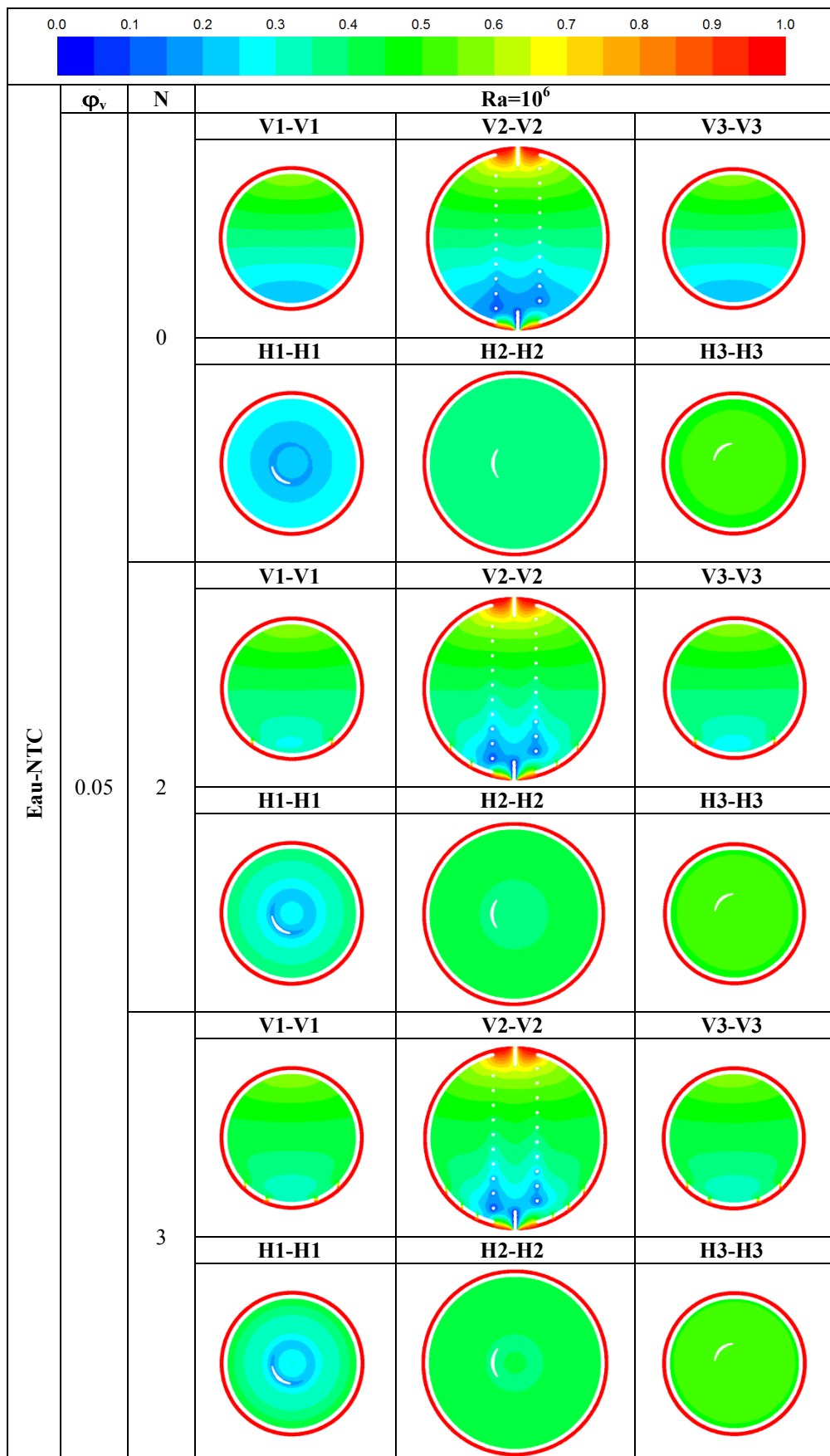












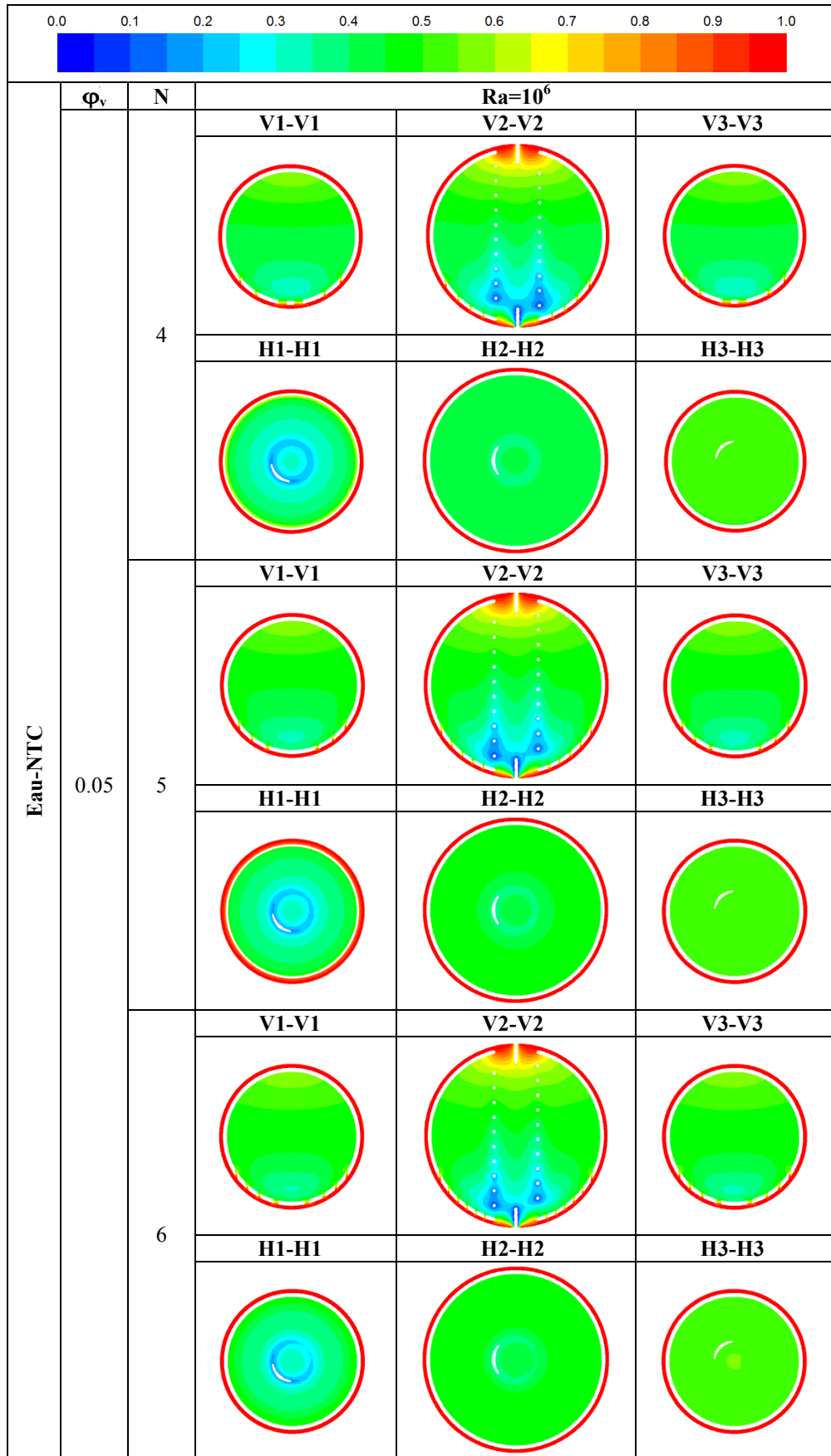


Figure V-5 : Contours de température adimensionnelle.

### V.4.2. Le champ dynamique

Ce champ est représenté par les contours des pathlines dans la Figure V-6, pour un nombre de Rayleigh compris entre  $10^4$  et  $10^6$ , une fraction volumique comprise entre 0 et 0.05, et un nombre d'orifices annulaires concentriques compris entre 1 et 6. En général, nous pouvons observer l'émergence de deux cellules contrarotatives principales sous forme de deux anneaux, l'un en haut de l'enceinte et l'autre en bas de l'enceinte, pour toutes les valeurs du nombre de Rayleigh, de la fraction volumique, et du nombre des orifices annulaires concentriques.

La cause de l'émergence de deux cellules contrarotatives principales est la différence de température entre la moitié supérieure de l'enceinte, qui contient une masse de nanofluide plus chaude que la masse de nanofluide froid dans la moitié inférieure de l'enceinte, en plus de l'augmentation linéaire de la température du tube spiral qui est plus froid au fond de l'enceinte.

Pour comprendre la nature dynamique de l'écoulement dans le chauffe-eau solaire sphérique, nous descendrons au niveau de l'échelle atomique et essayerons de comprendre comment les atomes de nanofluide se déplacent. Au fond de l'enceinte de chauffe-eau solaire se trouvent des atomes de nanofluide qui ont une température très basse, c'est-à-dire qu'ils ont un faible niveau d'énergie, lorsque ces atomes se rapprochent du périmètre de la paroi chaude au niveau du fond de l'enceinte, ces atomes acquièrent de l'énergie thermique de la paroi chaude, où ils deviennent à un niveau d'énergie plus élevé que le niveau précédent, ainsi que la distance entre ces atomes augmente en raison de la faible densité du nanofluide, à cette étape, les atomes de nanofluide commencent à se déplacer vers le haut de l'enceinte et se divisent en deux écoulements comme suit:

#### ➤ Premier écoulement

Les atomes de nanofluide commencent à se déplacer vers le haut de l'enceinte à côté de la paroi adiabatique, affectés par une faible densité de fluide, au moment où ils atteignent le milieu de l'enceinte, ces atomes entrent en collision avec d'autres atomes qui se dirigent vers le fond de l'enceinte, ce qui fait que tous les atomes se déplacent horizontalement vers le milieu de l'enceinte où se trouve le tube froid, à cette position, certains atomes perdent une partie de leur énergie dans le tube froid, où ces atomes deviennent à un niveau d'énergie inférieur, c'est-à-dire qu'ils deviennent à la température la plus basse avec une augmentation de la densité du fluide, cela conduit au déplacement d'une partie des atomes de fluide vers le



bas de l'enceinte formant la cellule contrarotative située dans la moitié inférieure de l'enceinte.

Tandis que l'autre partie des atomes de nanofluide au centre de l'enceinte perdent une petite quantité d'énergie, ce qui conduit au déplacement d'une partie de nanofluide vers le haut de l'enceinte en raison de sa faible densité.

#### ➤ Deuxième écoulement

Les atomes du nanofluide commencent à se déplacer vers le haut de l'enceinte dans le canal de chauffage entre la paroi chauffée et la paroi adiabatique, plus la distance parcourue par ces atomes est grande à l'intérieur du canal de chauffage, plus l'énergie thermique gagnée à travers la paroi chauffée augmente, au sommet de l'enceinte, ces atomes acquièrent le niveau maximum d'énergie dans le chauffe-eau solaire. Lorsque ces atomes s'approchent du périmètre de la paroi du tube spiral froid, ces atomes commencent à décharger leur énergie à travers la paroi de ce dernier, où les atomes commencent à se rapprocher les uns des autres, en raison de l'augmentation de la densité du fluide, se dirigeant vers le fond de l'enceinte, ici, ces atomes entrent en collision avec les atomes qui montent vers le haut de l'enceinte (premier écoulement). À cette étape, la cellule contrarotative supérieure est formée.

#### *V.4.2.1. Effet du nombre de Rayleigh sur le champ dynamique*

Dans la Figure V-6, nous pouvons observer que pour toutes les valeurs du nombre de Rayleigh, les contours des pathlines sont presque identiques. Sauf pour le cas du nombre des orifices annulaires concentriques de (5 ou 6), lorsque le nombre de Rayleigh augmente jusqu'à  $10^6$ , l'émergence d'une très petite cellule rotative a été observée au milieu de la partie supérieure du tube spiral froid.

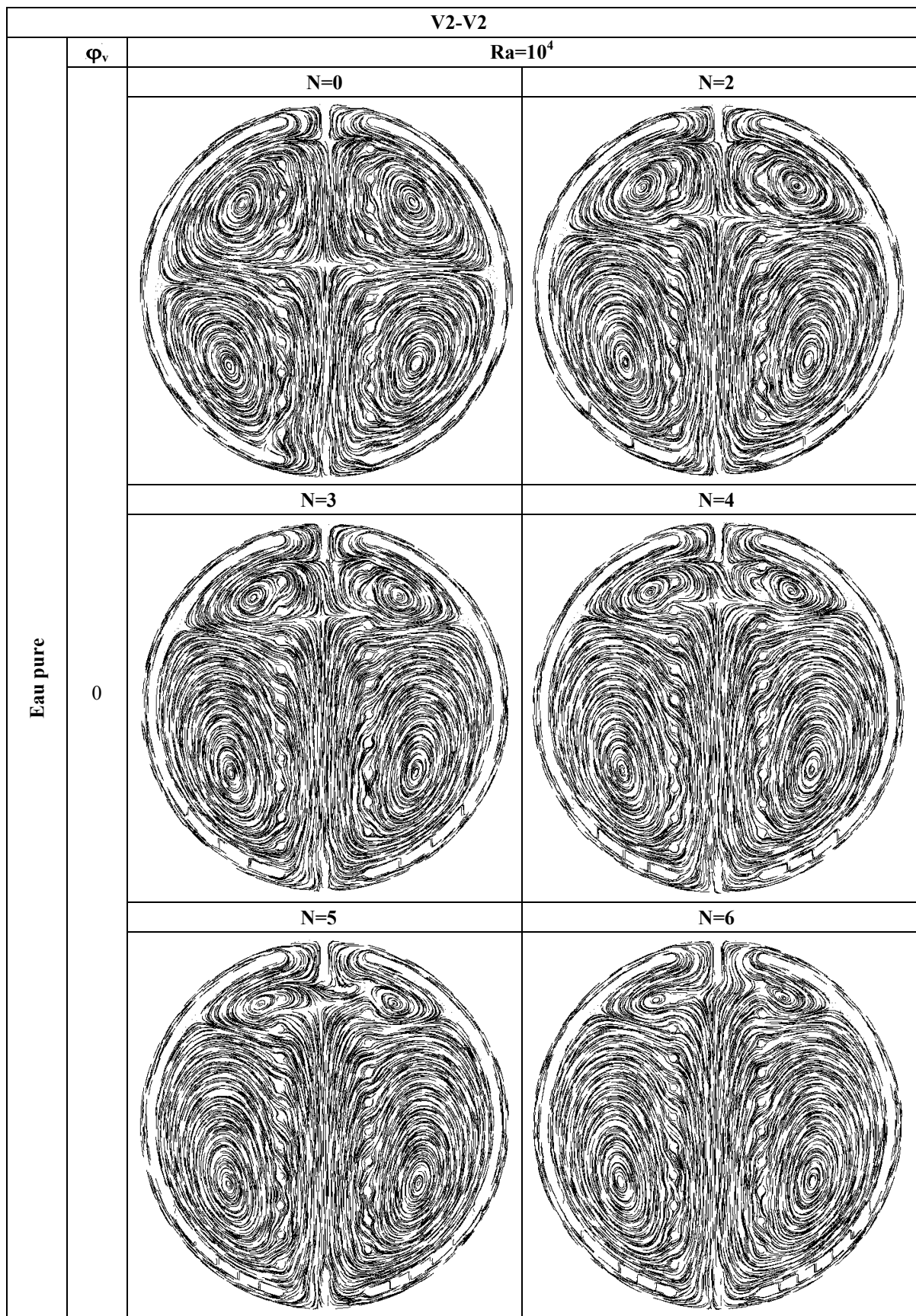
#### *V.4.2.2. Effet du nombre des orifices annulaires sur le champ dynamique*

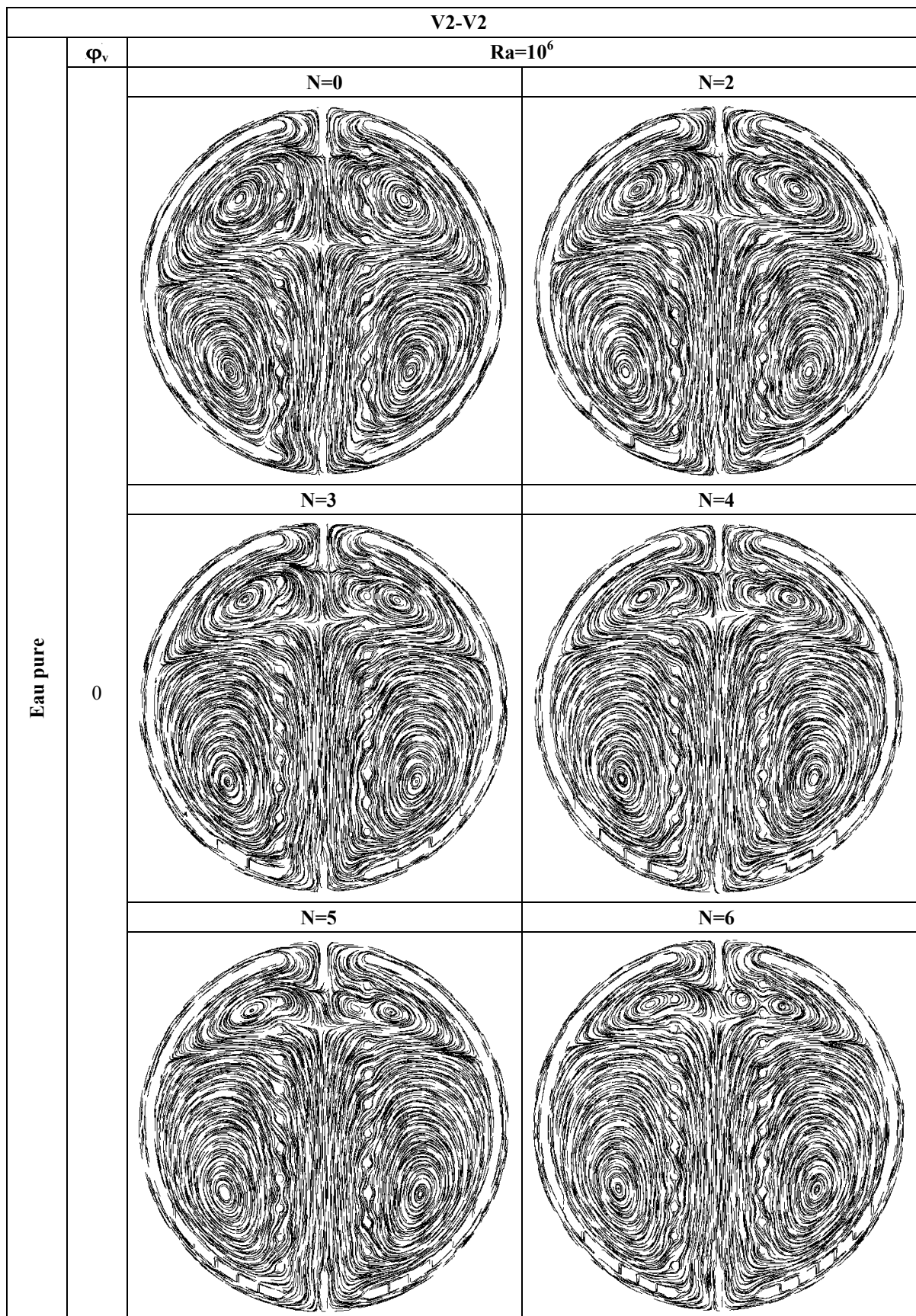
La Figure V-6 montre que les contours des pathlines sont très sensibles au nombre des orifices annulaires concentriques, où il a été observé que l'augmentation du nombre des orifices annulaires concentriques conduit effectivement à une augmentation importante de la taille de la cellule contrarotative inférieure, avec une diminution de la taille de la cellule contrarotative supérieure, qui devient presque négligeable devant la taille de la cellule contrarotative inférieure dans le cas de  $N=6$ . Cela est dû à l'augmentation de la température du nanofluide dans la moitié inférieure de l'enceinte. Ce grand changement dans les pathlines

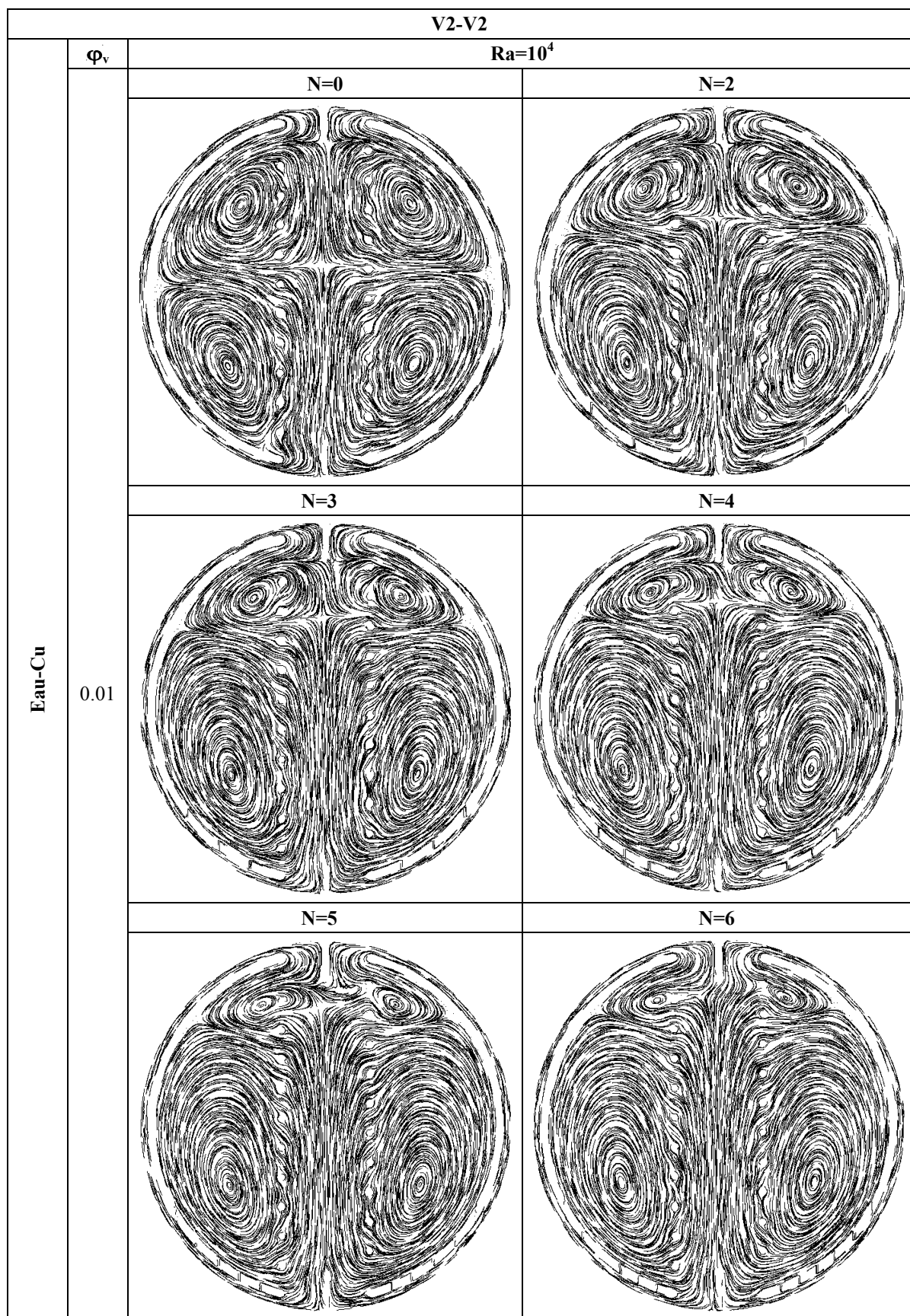
contribue efficacement à l'amélioration du transfert de chaleur par convection naturelle dans l'enceinte de chauffe eau-solaire sphérique.

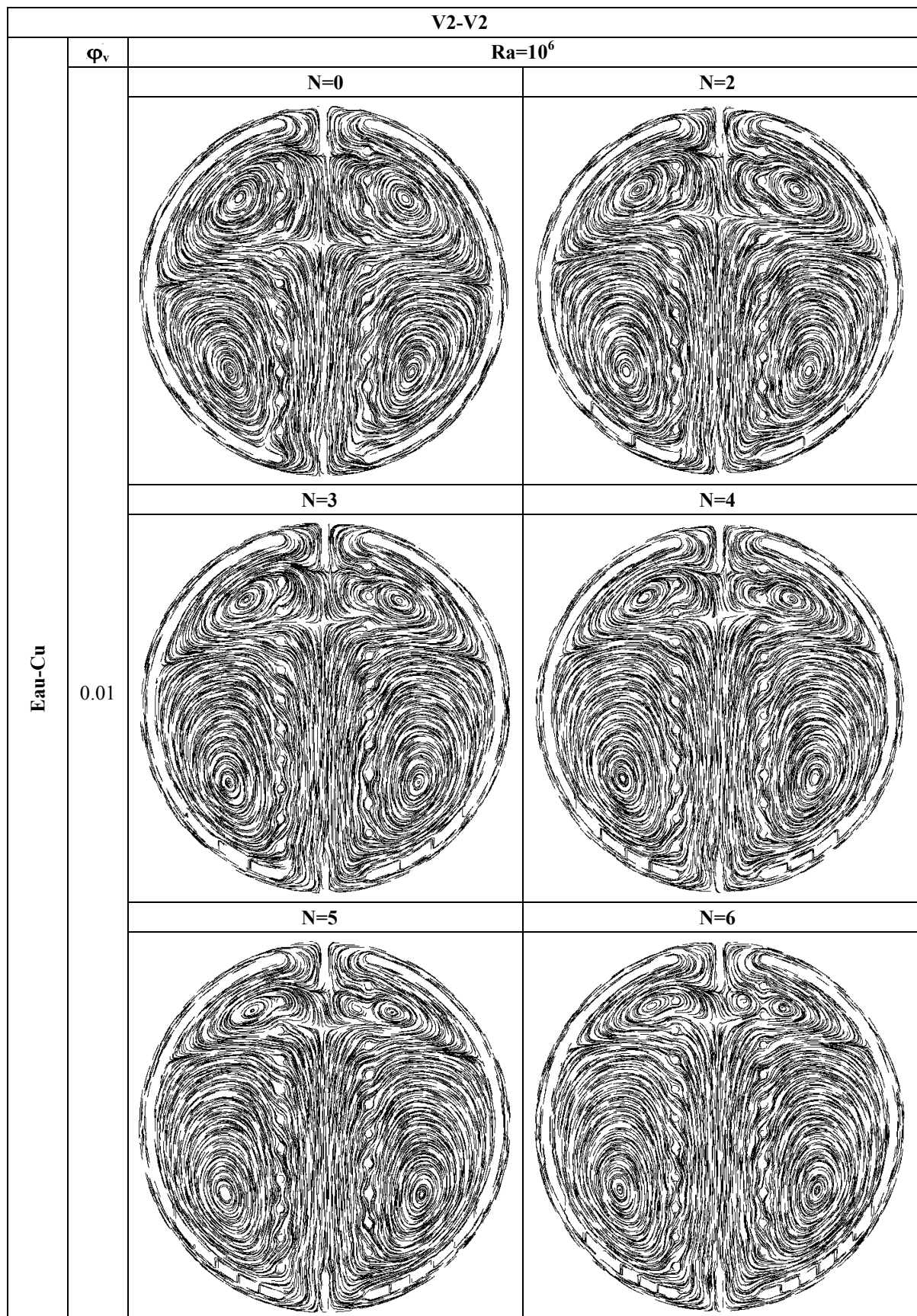
#### ***V.4.2.3. Effet du type et de la fraction volumique des nanoparticules sur le champ dynamique***

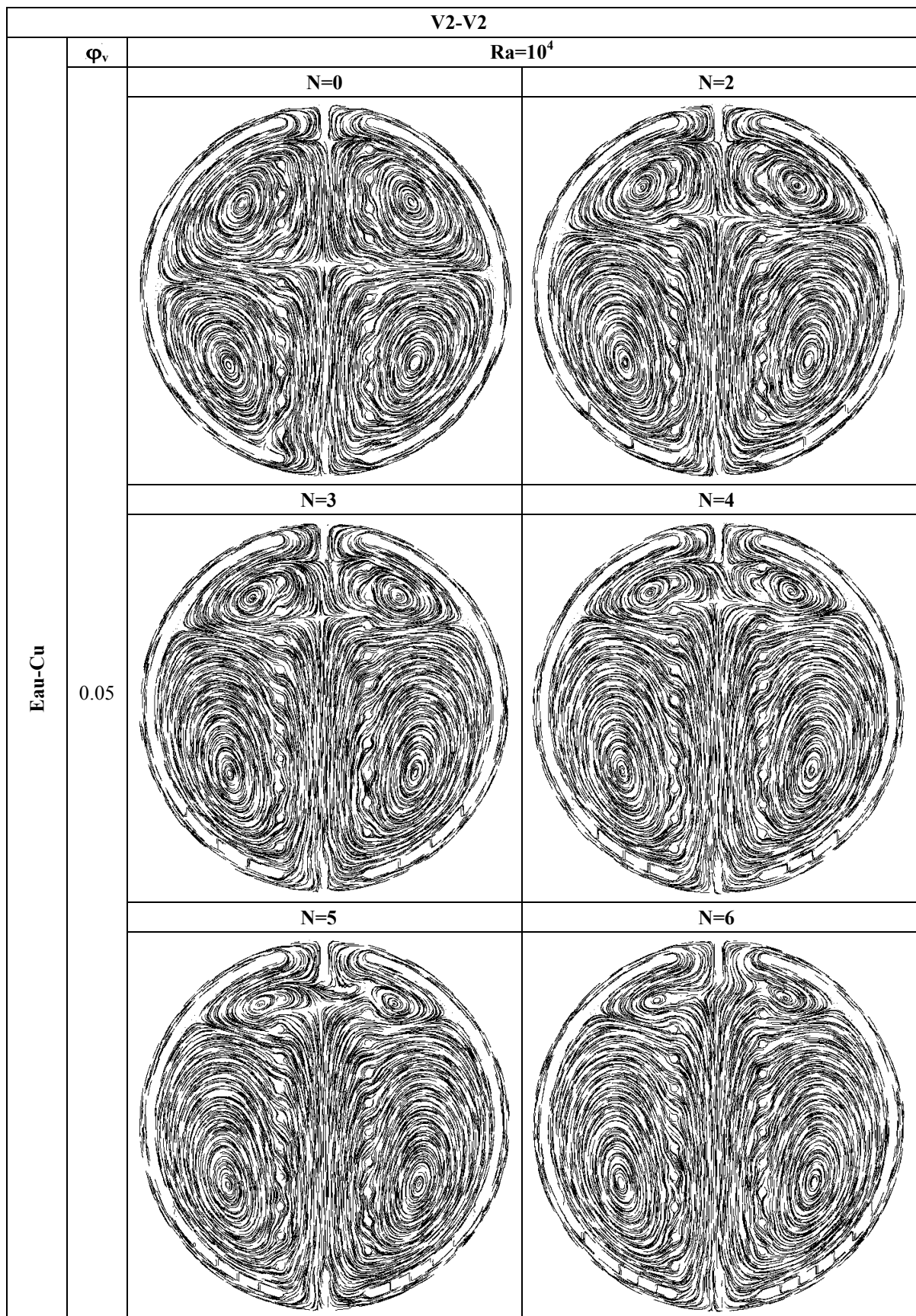
La Figure V-6 montre que les contours des pathlines ne sont pas sensibles à la fraction volumique pour les deux types de nanoparticules, où les contours des pathlines sont presque identiques.

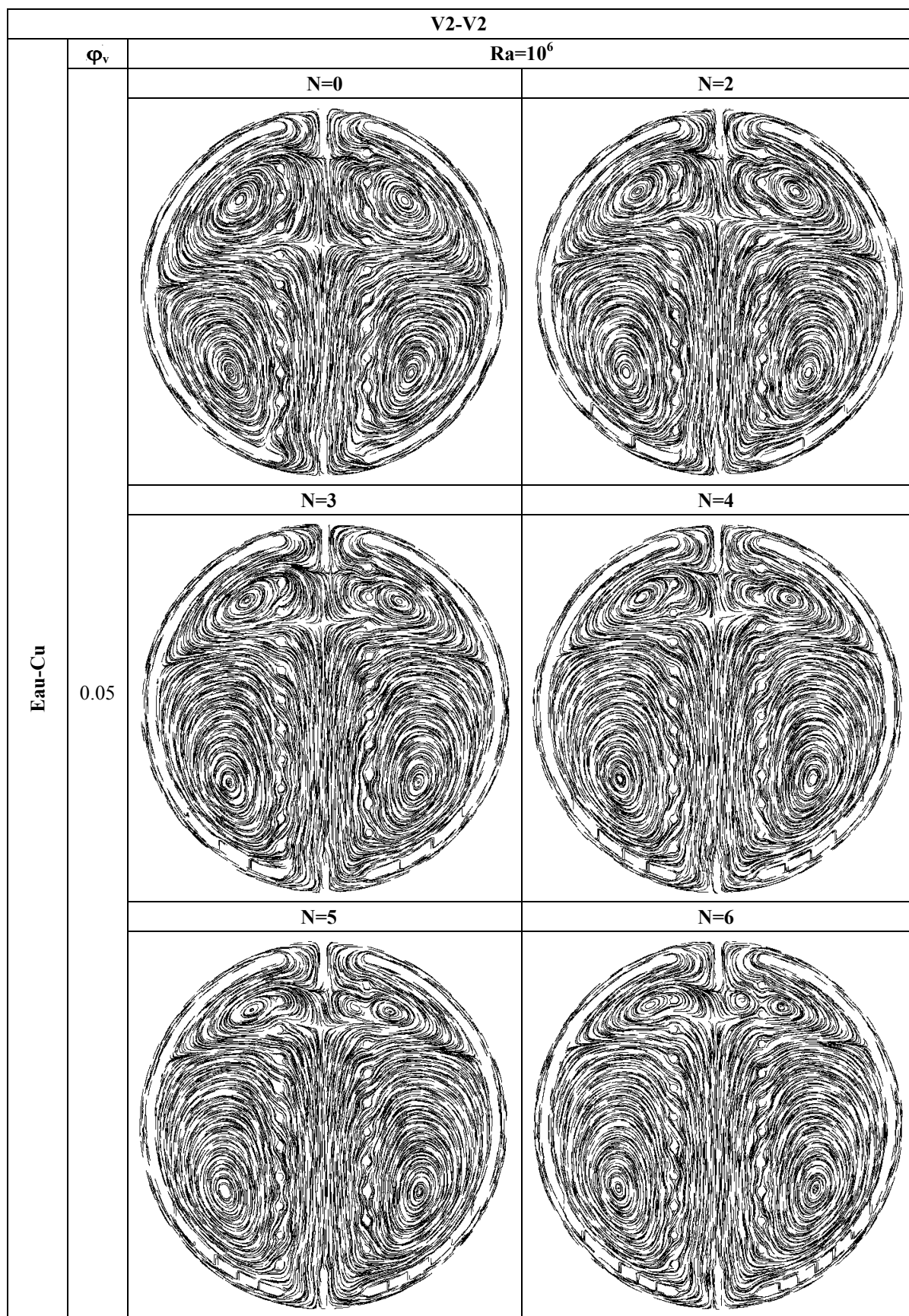




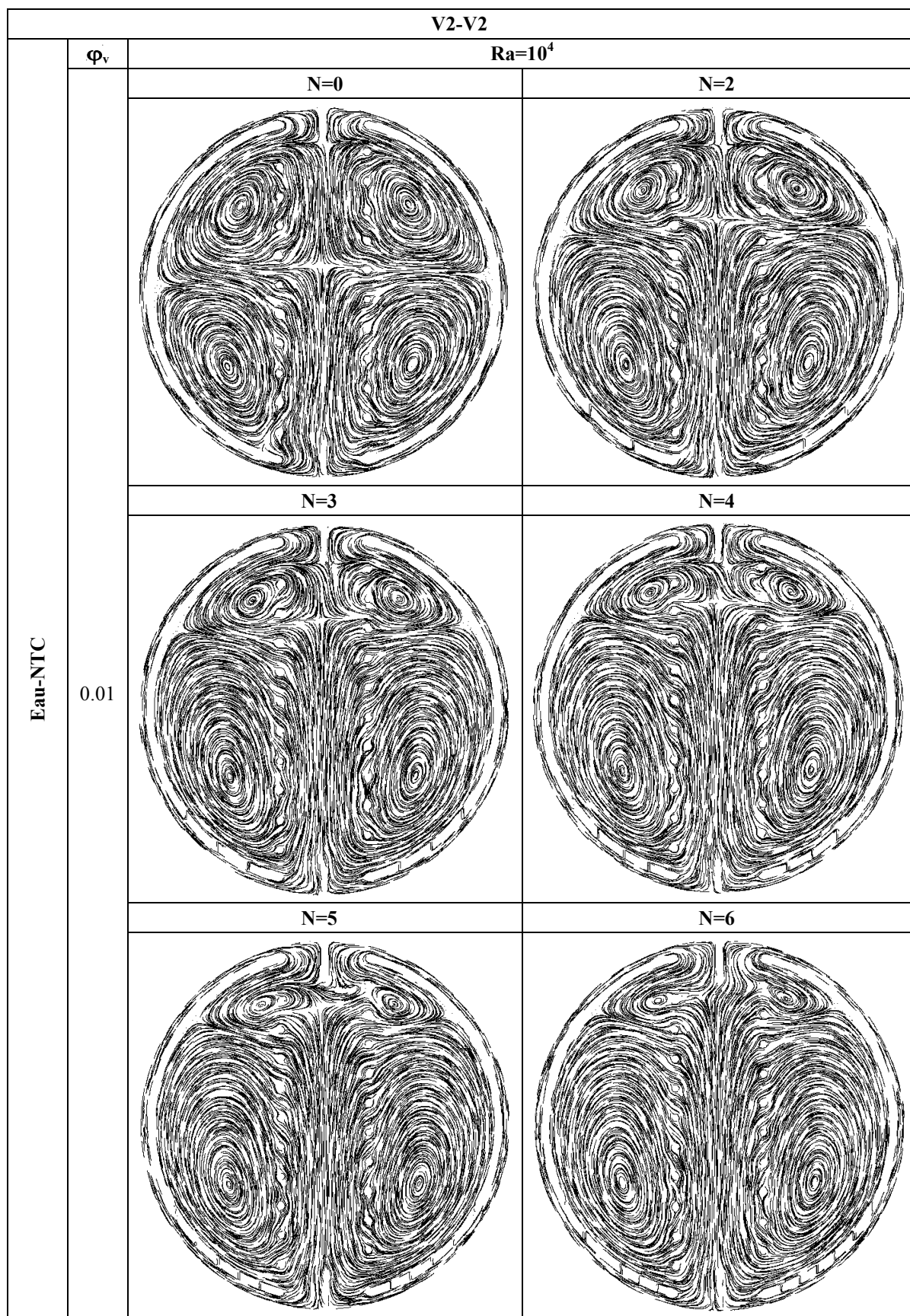


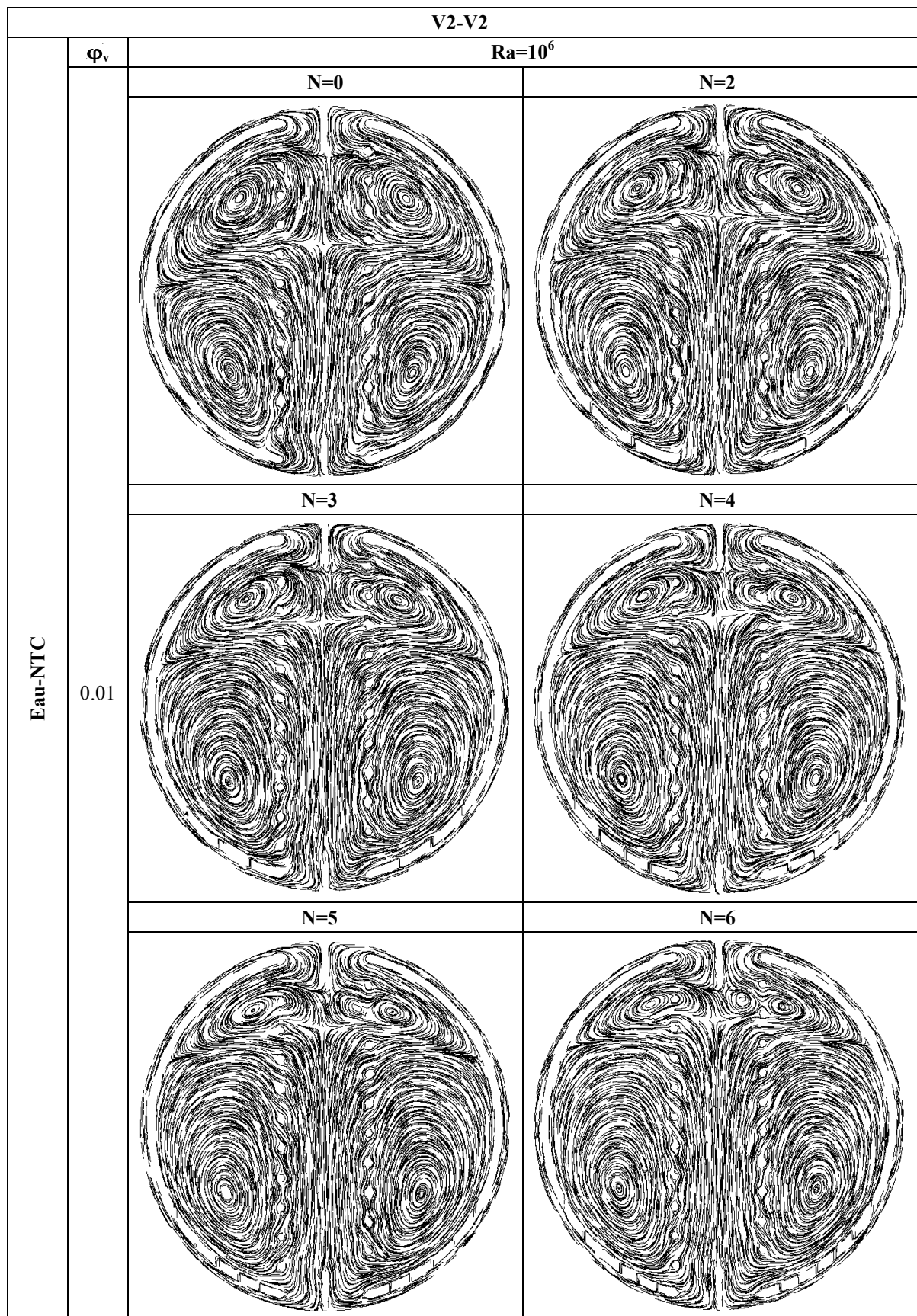


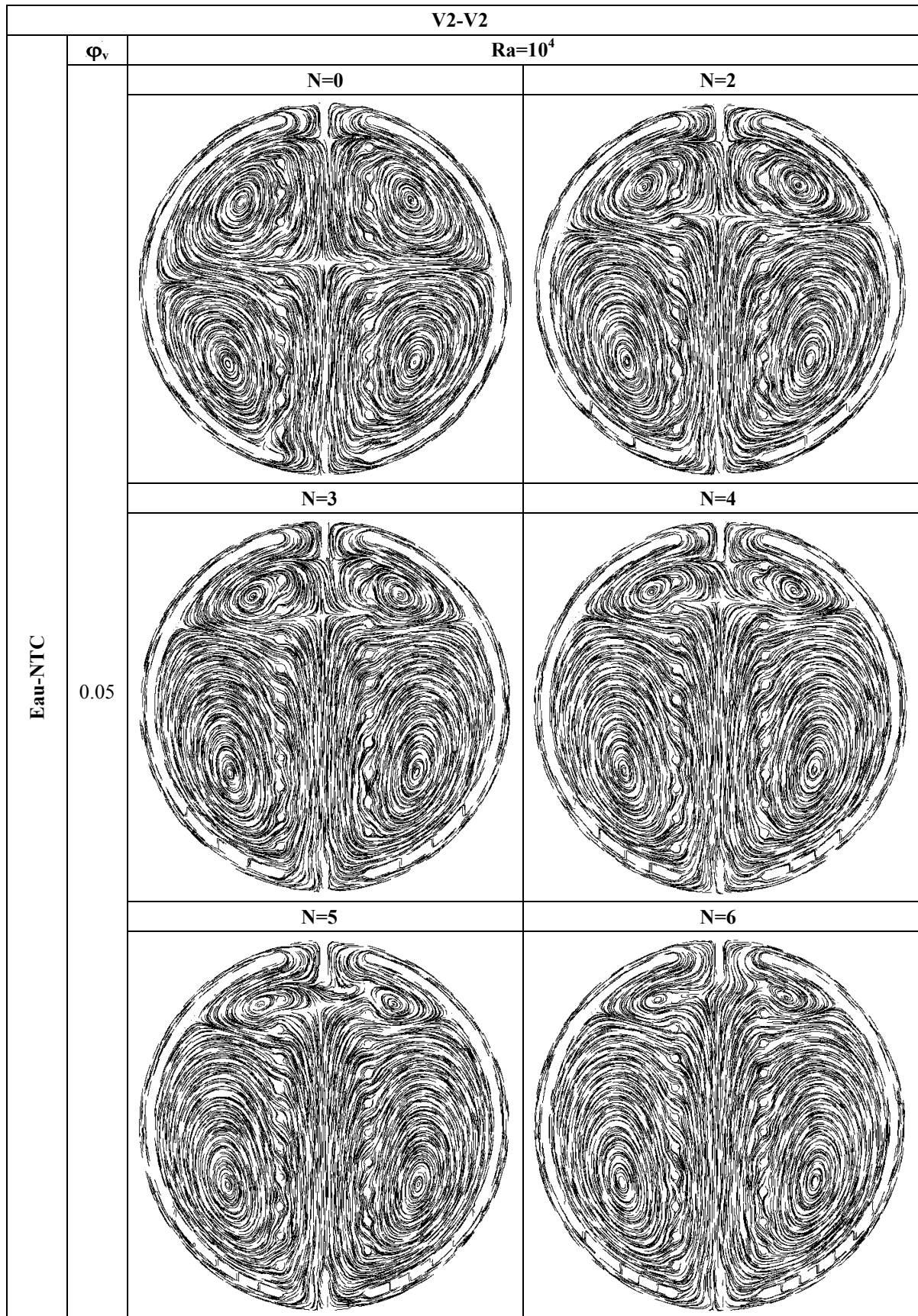












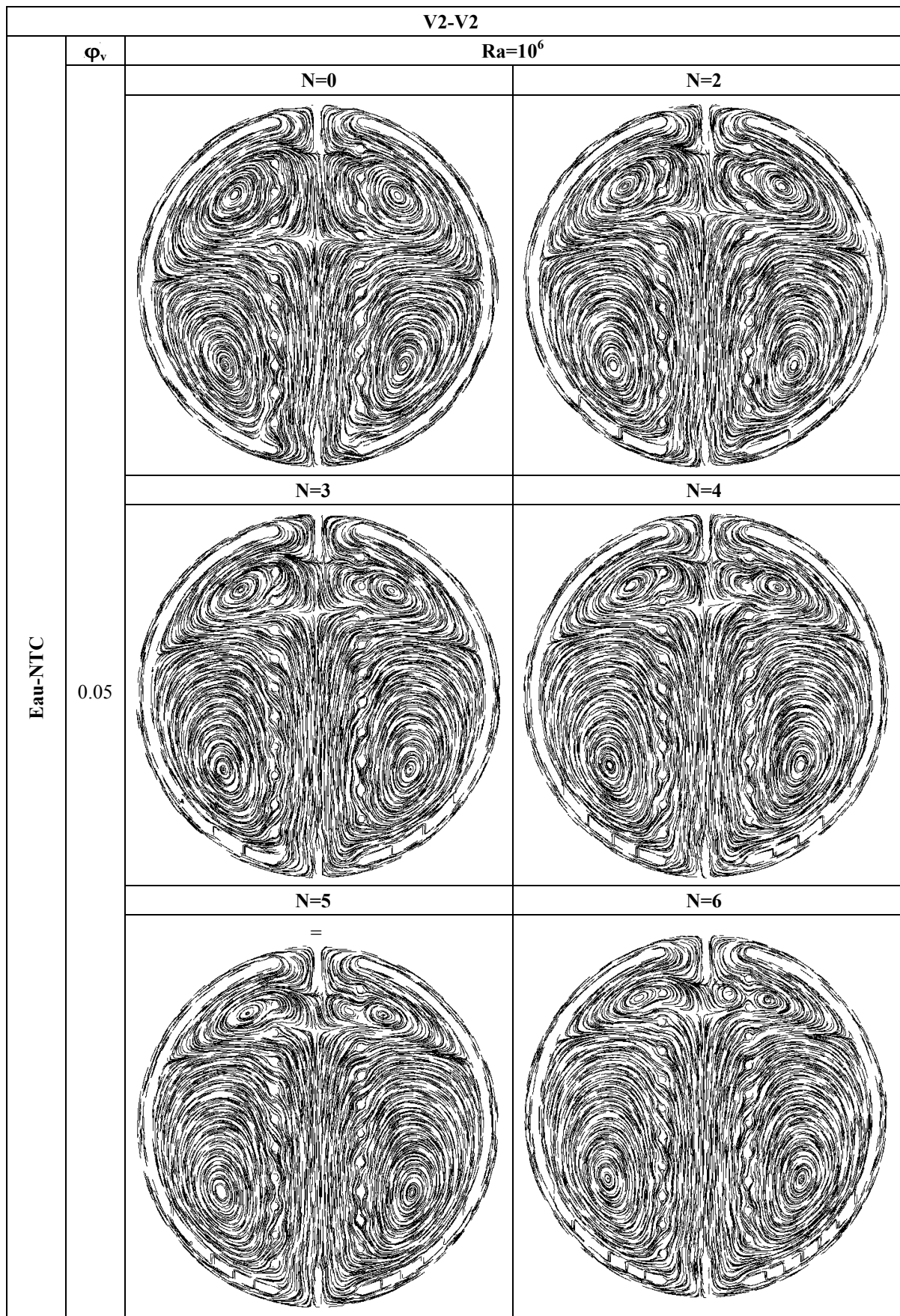


Figure V-6 : Contours des pathlines

### V.4.3. Le transfert de chaleur

L'effet du nombre de Rayleigh, le nombre des orifices annulaires concentriques et la fraction volumique des nanoparticules de Cu et de NTC, sur l'amélioration du transfert de chaleur est évaluée en traçant le nombre de Nusselt moyen et son pourcentage d'amélioration en fonction de ces paramètres.

#### V.4.3.1. Effet du nombre de Rayleigh sur le transfert de chaleur

La Figure V-7 montre que le nombre de Nusselt moyen augmente remarquablement avec l'augmentation du nombre de Rayleigh, ce qui fait que le transfert de chaleur par convection devient prédominant.

La Figure V-10 montre le pourcentage d'amélioration du nombre de Nusselt moyen entre l'utilisation de l'eau pure dans une enceinte de chauffe-eau solaire sphérique sans orifices annulaires concentriques et l'utilisation des deux types de nanofluides (Cu-Eau ou NTC-Eau) dans une enceinte de chauffe-eau solaire sphérique sans ou avec orifices annulaires concentriques. Le pourcentage d'amélioration du nombre de Nusselt moyen est connu par la relation (IV-2). Dans le cas d'une enceinte sans orifices annulaires concentriques, on peut voir clairement que l'augmentation du nombre de Rayleigh de  $10^4$  à  $10^6$  n'affecte pas le pourcentage d'amélioration du nombre de Nusselt moyen, tandis que pour le reste des cas, nous pouvons observer que le changement du nombre de Rayleigh a un très faible effet sur le pourcentage d'amélioration du nombre de Nusselt moyen.

#### V.4.3.2. Effet du nombre des orifices annulaires sur le transfert de chaleur

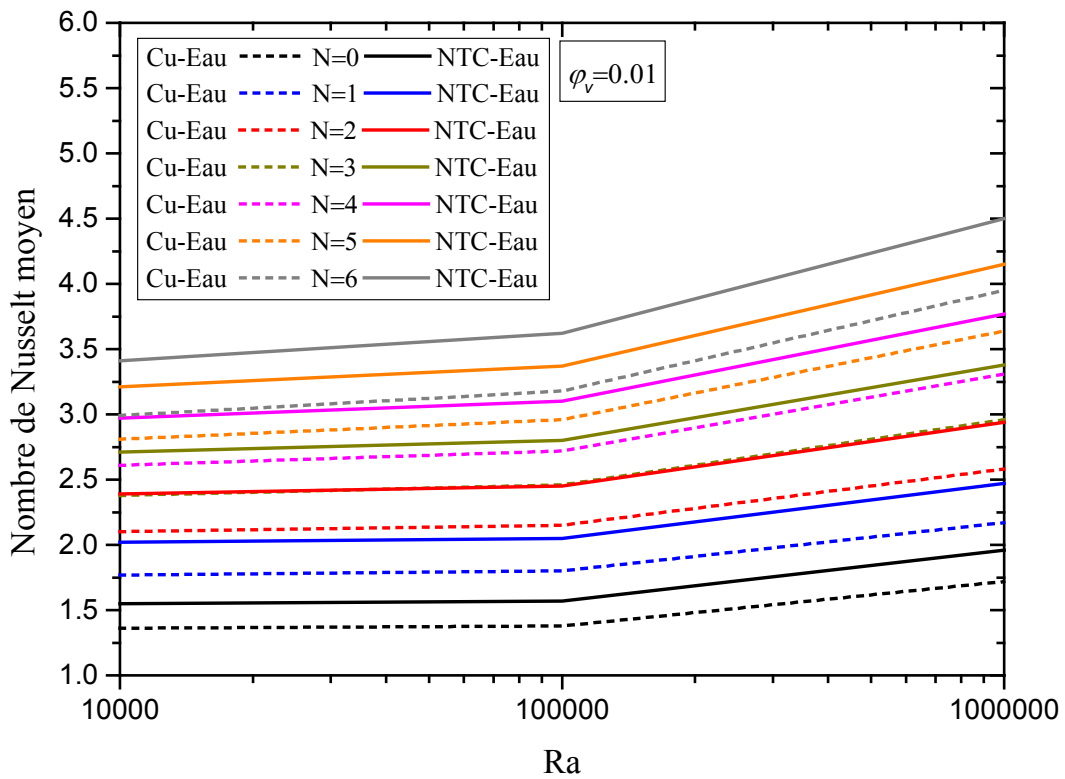
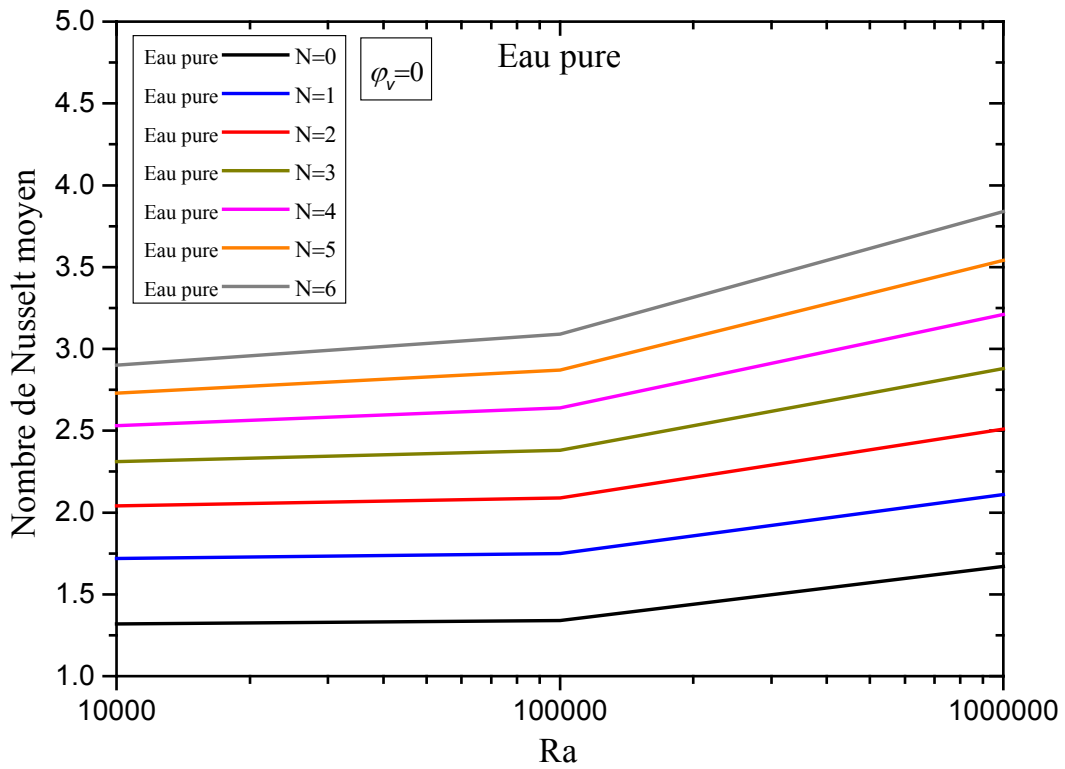
La Figure V.8 montre que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du nombre des orifices annulaires concentriques. La Figure V-10 montre que le pourcentage d'amélioration du nombre de Nusselt moyen augmente significativement avec l'augmentation du nombre des orifices annulaires concentriques, où un résultat très important a été atteint, est que l'utilisation d'une enceinte de chauffe-eau solaire sphérique avec six orifices annulaires concentriques améliore le transfert de chaleur par 130.60% sans l'utilisation des nanofluides, et jusqu'à 338.81% pour le cas de l'utilisation du nanofluide NTC-Eau, et jusqu'à 166.42% pour le cas de l'utilisation du nanofluide Cu-Eau. Cela rend les orifices annulaires concentriques dans la partie inférieure de la paroi adiabatique interne d'une enceinte de chauffe eau solaire sphérique, avec l'utilisation de nanotubes de carbone, plus

recommandables comme moyens d'amélioration du transfert de chaleur par convection naturelle dans les chauffe-eau solaires sphériques.

L'augmentation du transfert de chaleur avec l'augmentation du nombre des orifices annulaires concentriques est un résultat très logique, en raison de l'augmentation du flux de fluide chaud d'une zone chaude (canal de chauffage) à une zone froide (la moitié inférieure de l'enceinte), donc la température de cette zone augmente, et par conséquent la différence entre la température du fluide et la température de la surface du tube spiral augmente, ce qui conduit à l'augmentation du transfert de chaleur, c'est parce que la différence de température est l'un des termes de la loi régissant le transfert de chaleur.

#### ***V.4.3.3. Effet du type et de la fraction volumique des nanoparticules sur le transfert de chaleur***

À partir de la Figure V-9, nous pouvons clairement remarquer que le nombre de Nusselt moyen augmente linéairement avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules. Nous pouvons également remarquer que le type de nanoparticules affecte de manière significative le transfert de chaleur, et que les valeurs les plus élevées sont obtenues lorsque nous utilisons les nanotubes de carbone. La Figure V-10 montre clairement que le pourcentage d'amélioration du nombre de Nusselt moyen augmente significativement avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules, où un résultat très important a été atteint, est que l'utilisation du nanofluide dans une enceinte de chauffe-eau solaire sphérique sans orifices annulaires concentriques améliore le transfert de chaleur jusqu'à 90.42% pour le cas de NTC-Eau, et jusqu'à 15.67% pour le cas de Cu-Eau. Cela rend les nanotubes de carbone plus recommandables comme un moyen d'amélioration du transfert de chaleur par convection naturelle dans les chauffe-eau solaires sphériques.



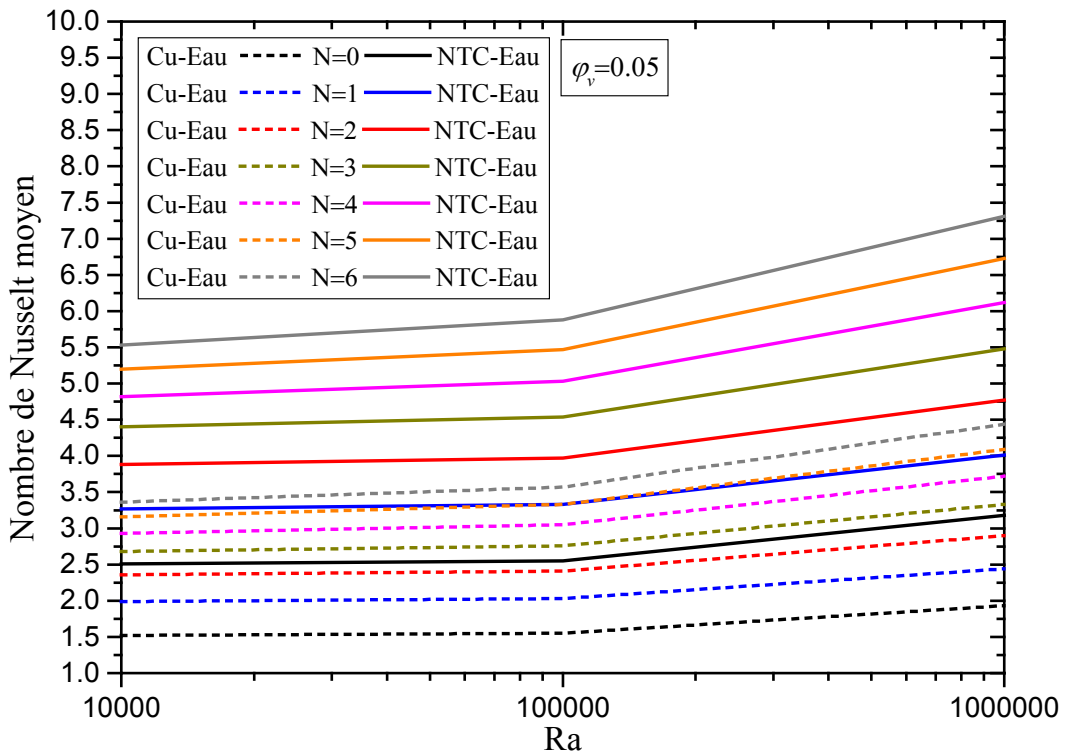
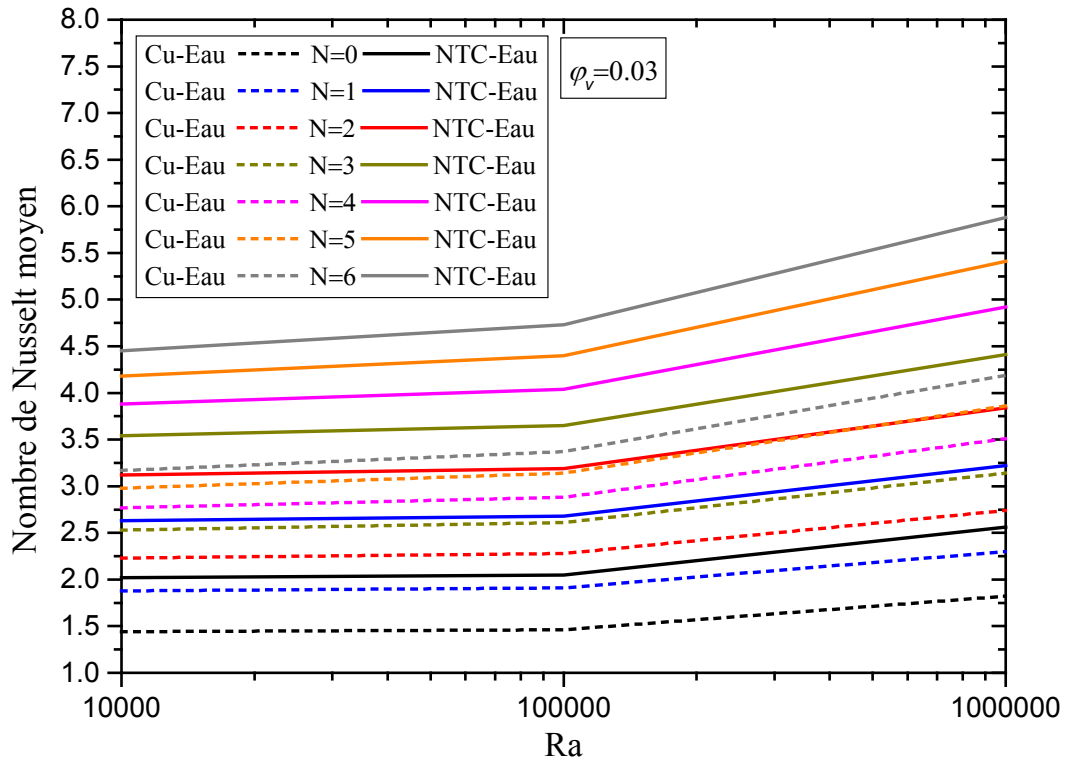
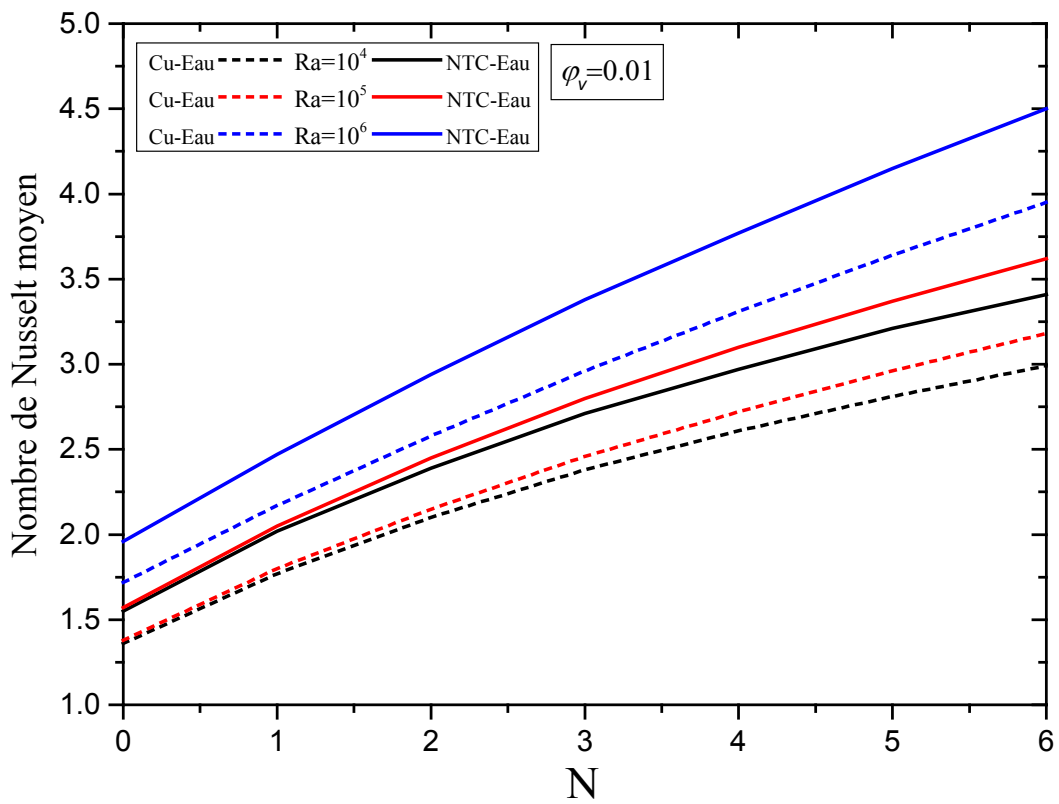
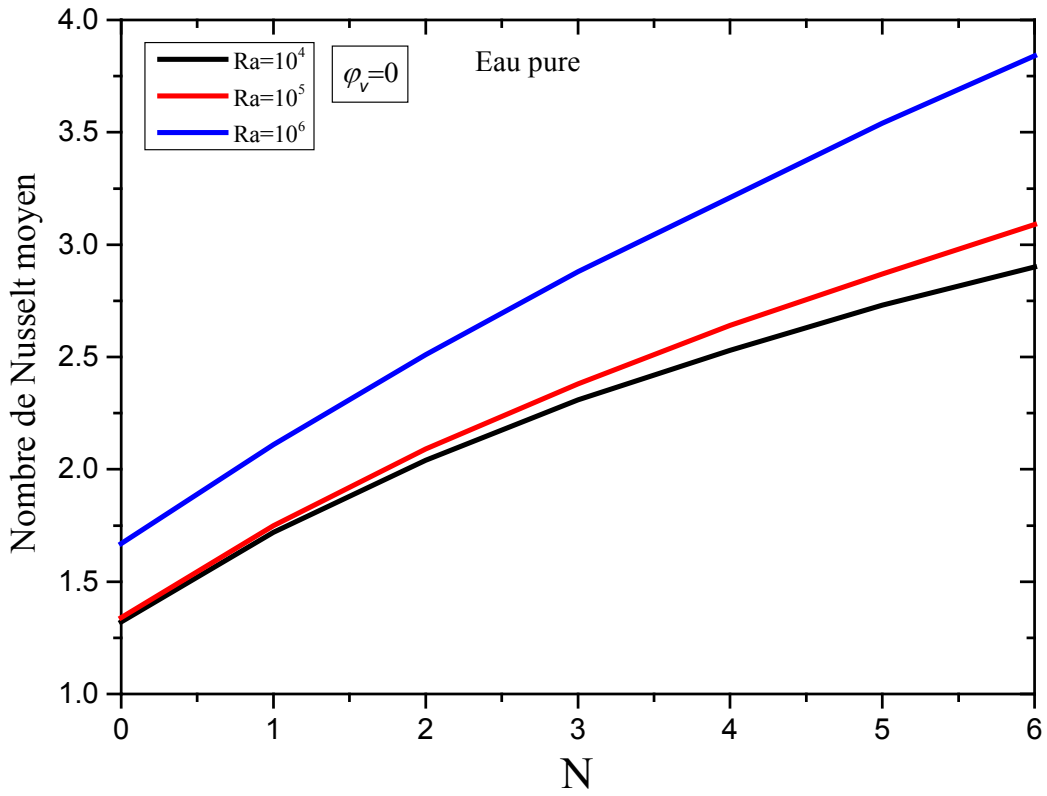


Figure V-7 : Effet du nombre de Rayleigh sur le nombre de Nusselt moyen pour différentes fractions volumiques





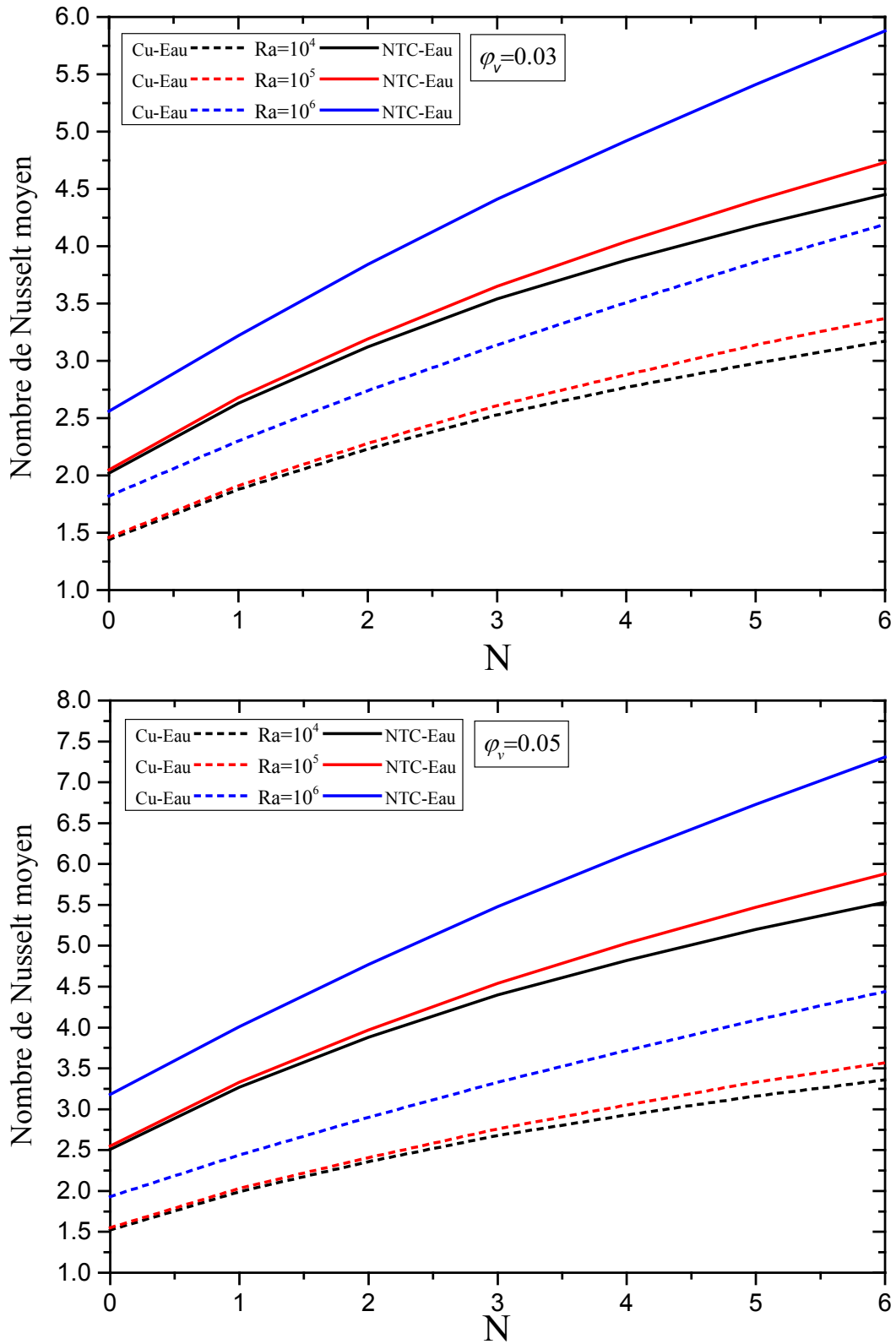
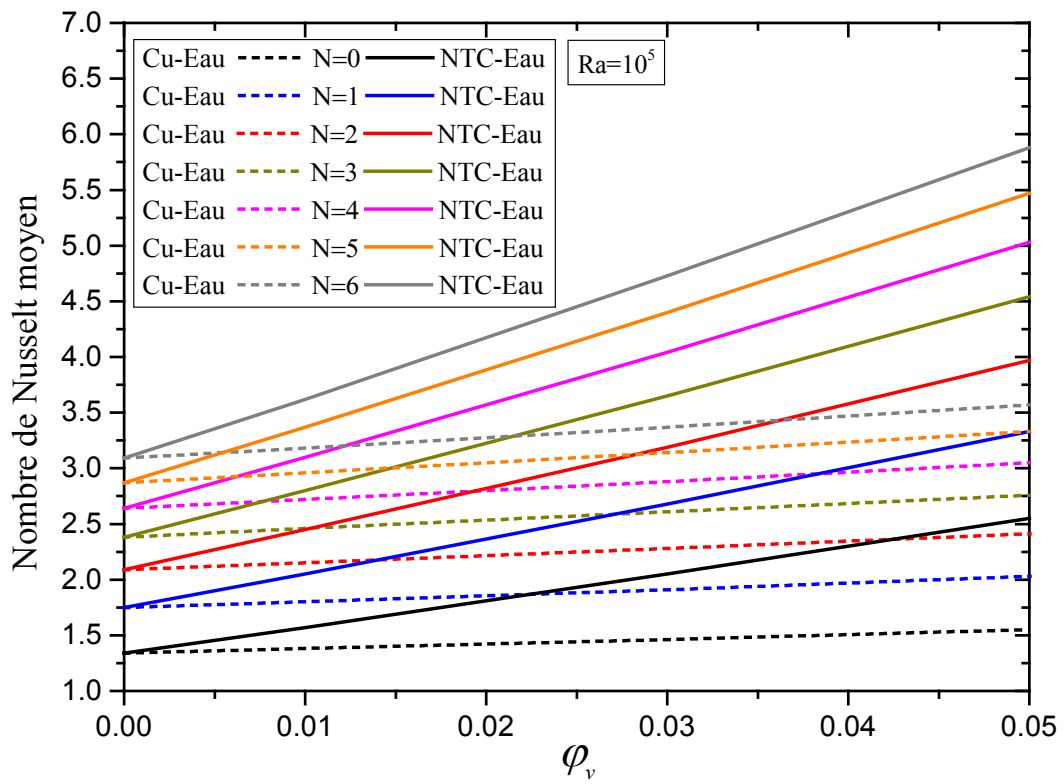
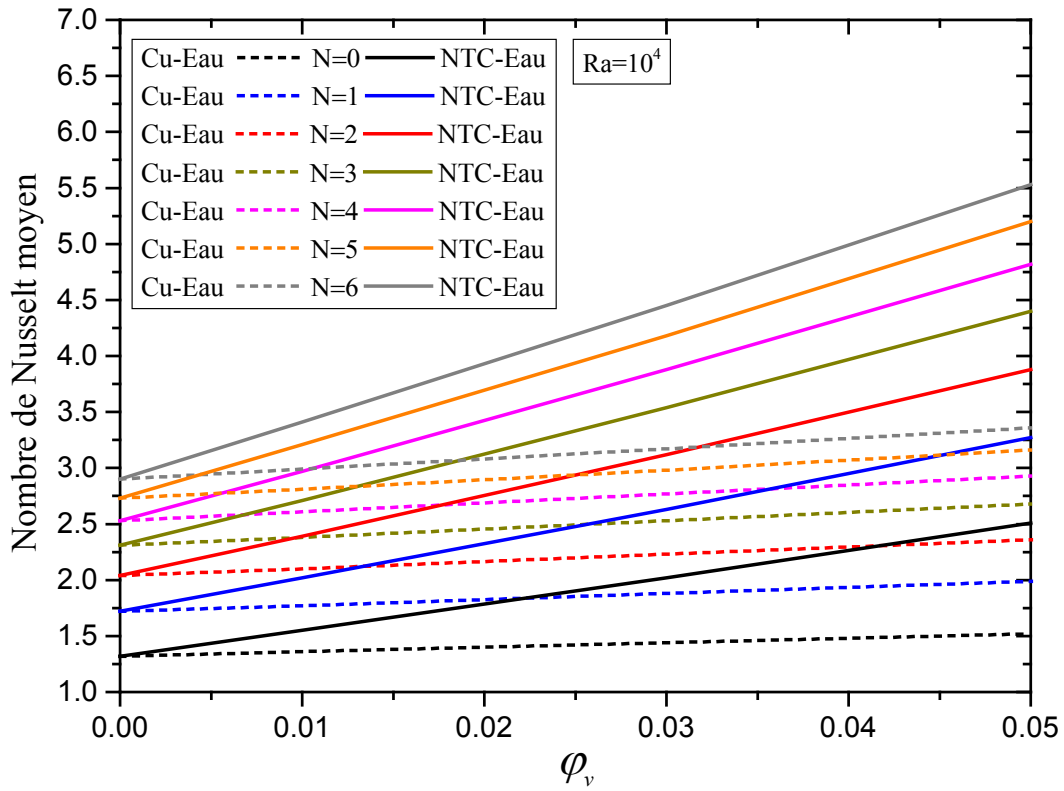


Figure V-8 : Effet du nombre des orifices annulaires concentriques sur le nombre de Nusselt moyen



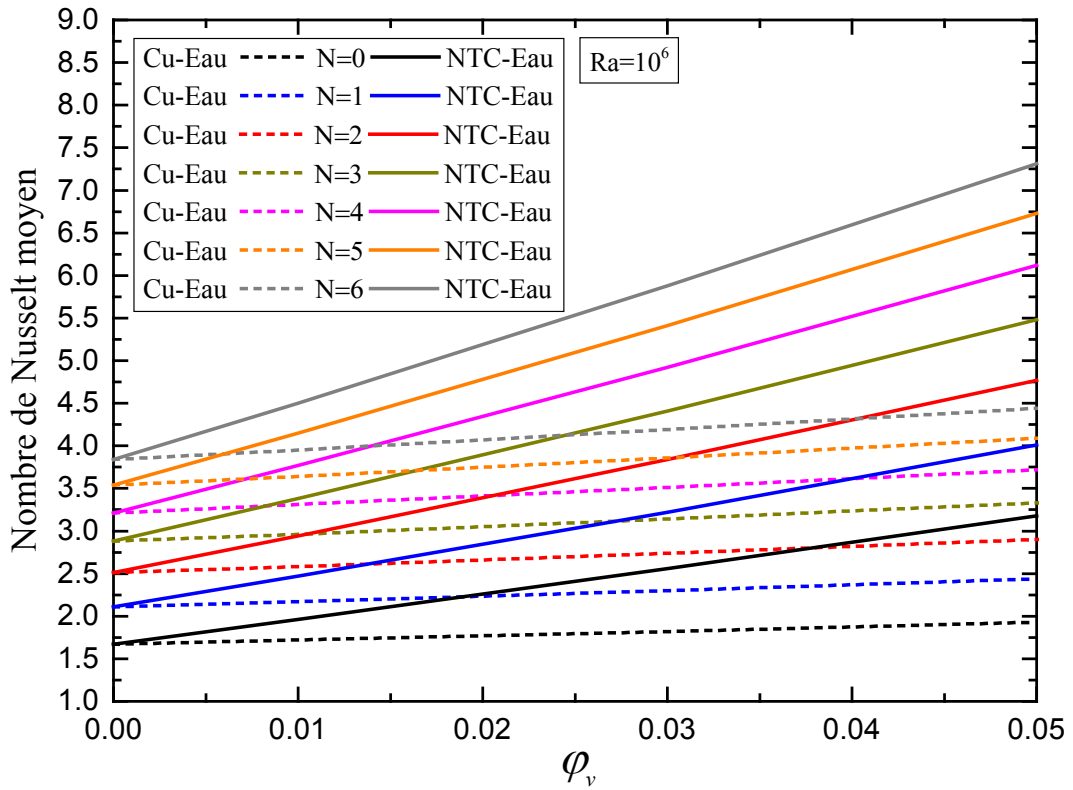
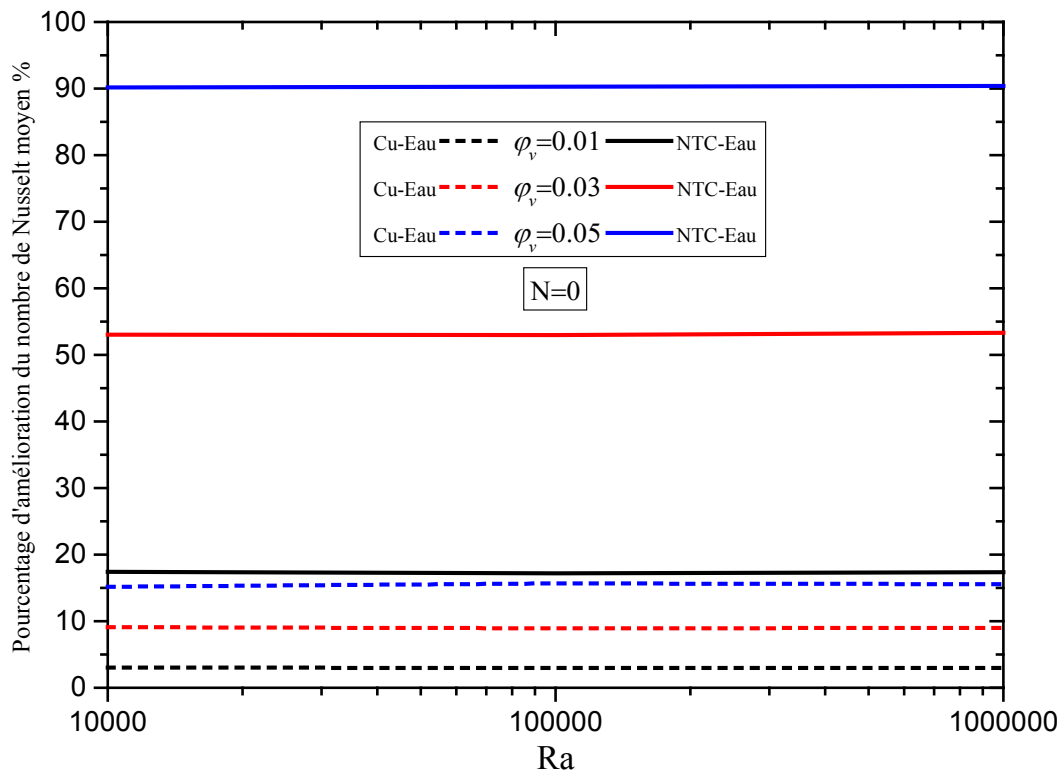
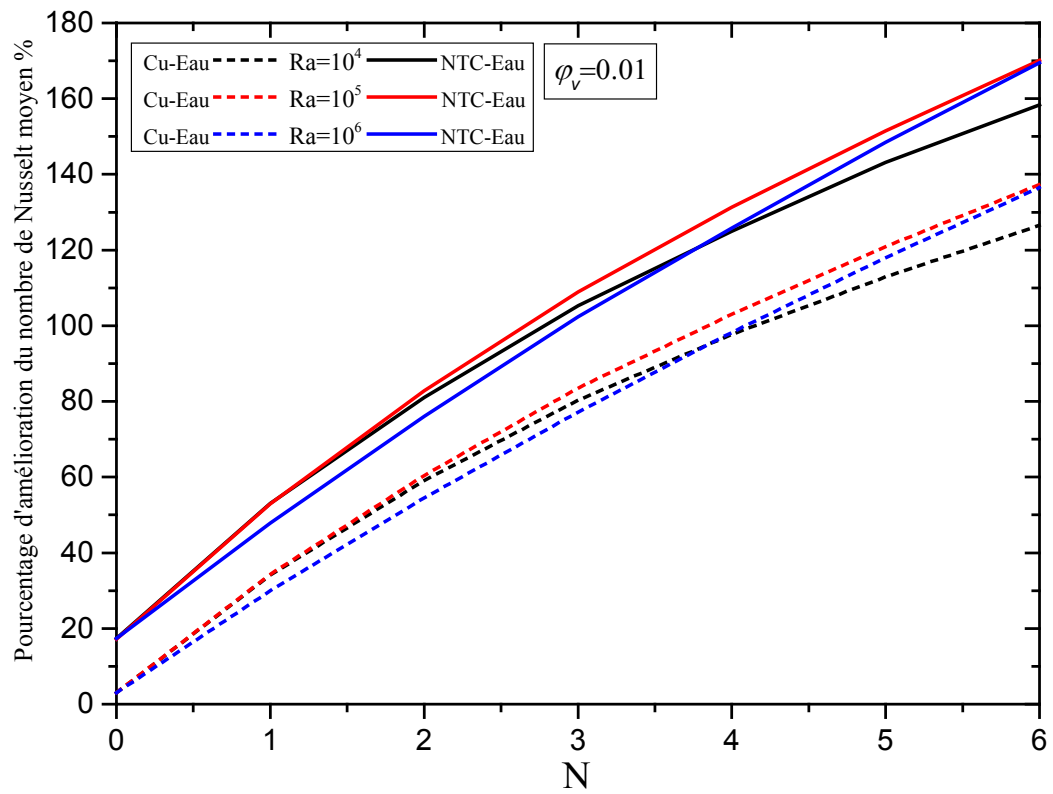
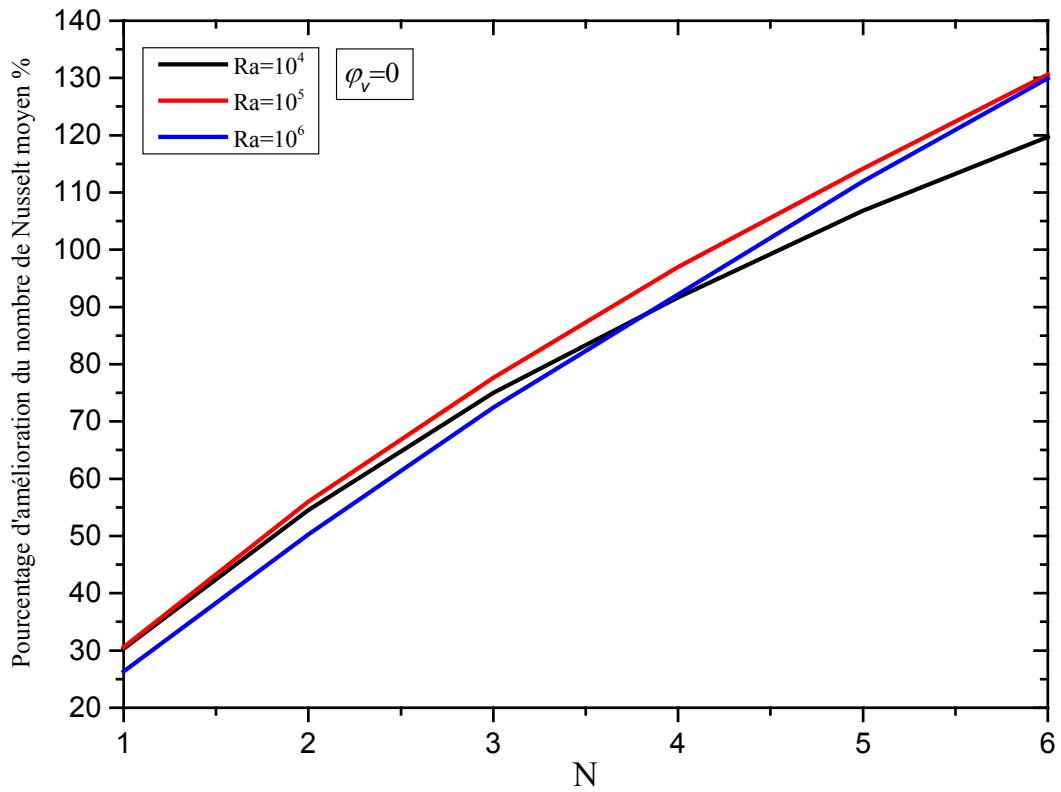
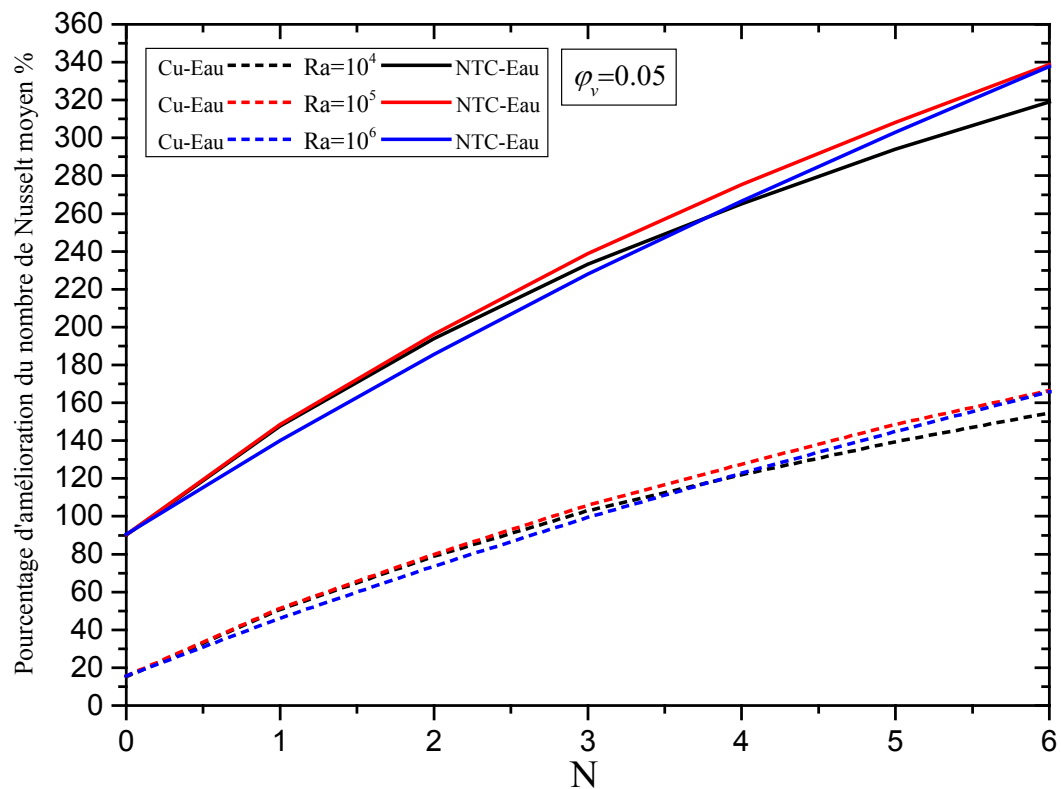
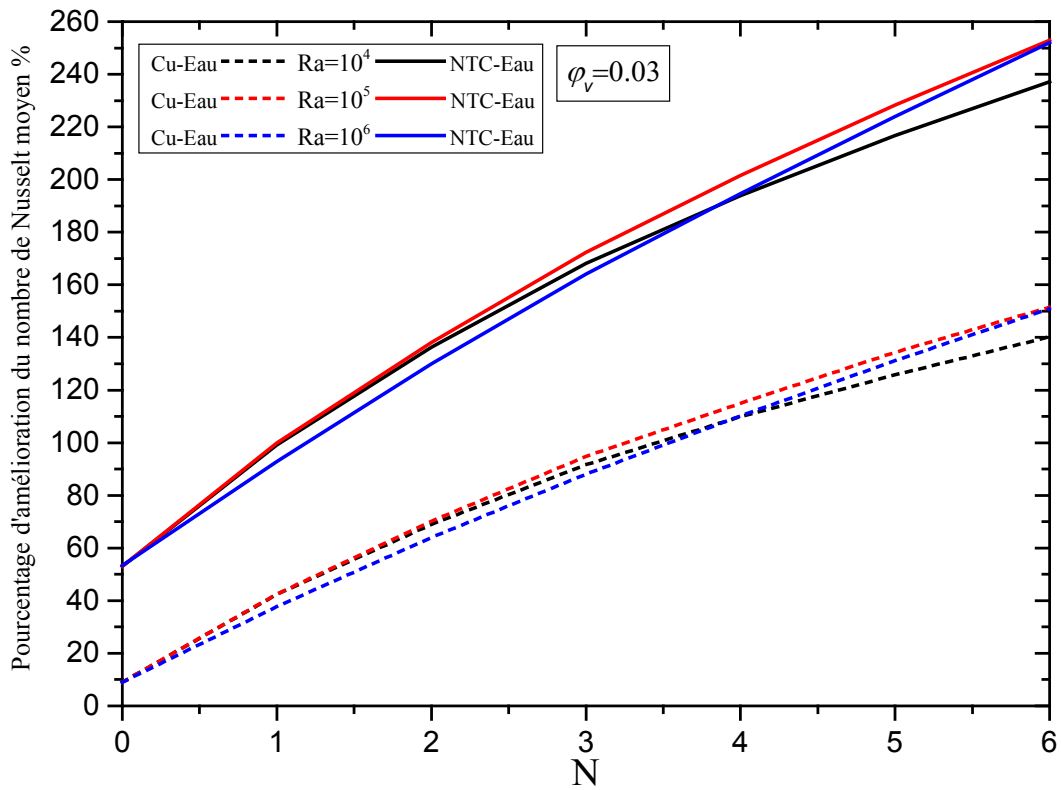


Figure V-9 : Effet de la fraction volumique sur le nombre de Nusselt moyen







**Figure V-10 :** Le pourcentage d'amélioration du nombre de Nusselt moyen entre l'utilisation de l'eau pure et l'utilisation des nanofluides dans une enceinte avec ou sans orifices annulaires concentriques

#### V.4.4. Corrélation du transfert de chaleur

En utilisant les résultats de la simulation numérique obtenus dans cette étude, le nombre de Nusselt moyen sur la paroi chauffée a été corrélé en fonction du nombre de Rayleigh ( $10^4 \leq Ra \leq 10^6$ ), du nombre des orifices annulaires concentriques ( $1 \leq N \leq 6$ ) et de la fraction volumique des nanoparticules ( $0 \leq \varphi_v \leq 0.05$ ), les corrélations sont exprimées dans le Tableau V-1 pour l'eau pure, les nanofluides Cu-Eau et NTC-Eau.

Les exposants dans les trois corrélations montrent que le facteur le plus influent est le nombre des orifices annulaires concentriques suivi de la fraction volumique des nanoparticules et enfin du nombre de Rayleigh. Ces corrélations jouent un rôle majeur dans la conception des chauffe-eau solaires sphériques.

**Tableau V-1** : Corrélations du nombre de Nusselt moyen

	<b>La corrélation</b>	<b>Coefficient de corrélation (%)</b>
<b>Eau pure</b>	$\overline{Nu} = 1.006 Ra^{0.051} N^{0.315}$	97.95
<b>Cu-Eau</b>	$\overline{Nu} = 1.426 Ra^{0.051} \varphi_v^{0.070} N^{0.315}$	97.96
<b>NTC-Eau</b>	$\overline{Nu} = 4.465 Ra^{0.051} \varphi_v^{0.291} N^{0.316}$	98.27

## V.5. CONCLUSIONS

L'écoulement résultant du transfert de chaleur par convection naturelle laminaire des nanofluides Cu-Eau et NTC-Eau dans une enceinte de chauffe eau solaire-sphérique avec ou sans des orifices annulaires concentriques dans la partie inférieure de la paroi adiabatique interne du chauffe-eau solaire, a été étudié numériquement pour examiner l'effet du nombre de Rayleigh, du nombre des orifices annulaires concentriques, du type et de la fraction volumique des nanoparticules. Les conclusions les plus importantes de cette étude paramétrique sont les suivantes :

- Le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh.
- Le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre des orifices annulaires concentriques.
- Le transfert de chaleur augmente linéairement avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules.
- Dans le cas d'une enceinte sans orifices annulaires concentriques, le pourcentage d'amélioration du transfert de chaleur n'est pas sensible à l'augmentation du nombre de Rayleigh.
- Le pourcentage d'amélioration du transfert de chaleur augmente significativement avec l'augmentation du nombre des orifices annulaires concentriques.
- Le pourcentage d'amélioration du transfert de chaleur augmente significativement avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules.
- Le type de nanoparticules affecte d'une manière significative le transfert de chaleur, et les valeurs les plus élevées sont obtenues lorsque nous utilisons les nanotubes de carbone.
- L'utilisation d'une enceinte de chauffe-eau solaire sphérique avec six orifices annulaires concentriques améliore le transfert de chaleur par 130.60% sans l'utilisation des nanofluides.
- L'utilisation du nanofluide dans une enceinte de chauffe-eau solaire sphérique sans orifices annulaires concentriques améliore le transfert de chaleur par 90.42% pour le case de NTC-Eau avec  $\varphi_v=0.05$ .



- L'utilisation d'une enceinte de chauffe-eau solaire sphérique avec six orifices annulaires concentriques améliore le transfert de chaleur par 338.81% pour le cas de NTC-Eau avec  $\varphi_v=0.05$ .
- L'utilisation du nanofluide dans une enceinte de chauffe-eau solaire sphérique sans orifices annulaires concentriques améliore le transfert de chaleur par 15.67% pour le cas de Cu-Eau avec  $\varphi_v=0.05$ .
- L'utilisation d'une enceinte de chauffe-eau solaire sphérique avec six orifices annulaires concentriques améliore le transfert de chaleur par 166.42% pour le cas de Cu-Eau avec  $\varphi_v=0.05$ .
- Le transfert de chaleur au niveau de la paroi chauffée a été corrélé en termes du nombre de Rayleigh, du nombre des orifices annulaires concentriques et de la fraction volumique des nanoparticules. Les corrélations obtenues montrent que le facteur le plus influent dans ce type de transfert de chaleur est le nombre des orifices annulaires concentriques.
- En général, la structure d'écoulement est en forme de deux cellules contrarotatives principales, l'un en haut de l'enceinte et l'autre en bas de l'enceinte.
- L'augmentation du nombre des orifices annulaires concentriques conduit effectivement à une augmentation importante de la taille de la cellule contrarotative inférieure.
- L'utilisation de nanotubes de carbone améliore le transfert de chaleur à des taux très élevés, par rapport à l'utilisation de nanoparticules de cuivre.
- Le processus de chauffage des zones froides dans les enceintes en ajoutant une quantité de fluide des zones chaudes, améliore efficacement le transfert de chaleur.

Les pourcentages d'amélioration du transfert de chaleur peuvent être résumés dans le Tableau V-2 :

Tableau V-2 : Les pourcentages d'amélioration du transfert de chaleur

La technique d'amélioration		Les pourcentages d'amélioration du transfert de chaleur (%)
Utilisation des nanofluides	Cu-Eau	15.67
	NTC-Eau	90.42
Utilisation des orifices annulaires	N=6	130.60
Techniques composées nanofluides/orifices annulaires	Cu-Eau / N=6	166.42
	NTC-Eau / N=6	338.81

À travers les résultats obtenus, nous pouvons formuler un théorème important sur l'amélioration du transfert de chaleur par convection naturelle dans les enceintes, le texte du théorème est le suivant:

### Texte du théorème

Le processus de chauffage des zones froides en ajoutant des quantités de fluide des zones chaudes, améliore efficacement le transfert de chaleur par convection naturelle dans les enceintes.

L'application de ce théorème, peut révolutionner le domaine de l'amélioration des performances des divers systèmes d'ingénierie thermiques dont le principe de fonctionnement dépend du transfert de chaleur par convection naturelle.

---

## *Conclusion Générale et Perspectives*

---

# **CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES**

Cette thèse de doctorat présente l'étude numérique du comportement thermique et dynamique du transfert de chaleur par convection naturelle dans les géométries pratiques, où deux problèmes ont été étudiés. Le premier problème est lié à l'étude du transfert thermique par convection naturelle des nanofluides dans une enceinte cylindrique horizontale partiellement chauffée. Le deuxième problème est lié à l'étude de l'utilisation de deux techniques (les nanofluides et les orifices annulaires) pour l'optimisation du transfert de chaleur par convection naturelle dans une enceinte sphérique tridimensionnelle de chauffe eau solaire.

Dans le premier chapitre de cette thèse de doctorat, une étude bibliographique détaillée a été réalisée pour diverses recherches et études qui ont été achevées dans le passé depuis les années 1960 jusqu'à aujourd'hui, sur le phénomène de transfert de chaleur par convection naturelle et les moyens de l'améliorer, selon les systèmes de coordonnées cartésiens, cylindrique et sphérique, afin de donner un aperçu global des différentes structures d'ingénierie dans lesquelles la chaleur est transmise par convection naturelle.

Dans le deuxième chapitre, les modèles mathématiques considérés ont été créés selon les systèmes de coordonnées cylindriques et sphériques.

Dans le troisième chapitre, la méthode des volumes finis, le code de simulation FLUENT et le logiciel de génération de maillage GAMBIT ont été présentés.

Dans le quatrième chapitre de cette thèse, l'écoulement résultant du transfert de chaleur par convection naturelle laminaire des nanofluides Cu-Eau et TiO<sub>2</sub>-Eau dans une enceinte cylindrique horizontale avec chauffage partiel à une température constante ou un flux de chaleur constant a été étudié numériquement. Les conclusions les plus importantes de cette étude paramétrique sont les suivantes :

- Le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh, sauf dans le cas du chauffage à flux de chaleur constant, où le transfert de chaleur n'est pas sensible à l'augmentation du nombre de Rayleigh entre  $10^3$  et  $10^4$ .
- Dans le cas d'un chauffage partiel à flux de chaleur constant, le transfert de chaleur diminue avec l'augmentation de la longueur chauffée, tandis que l'inverse est vrai dans le cas d'un chauffage partiel à température constante.
- Le transfert de chaleur et son pourcentage d'amélioration augmentent avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules pour les deux types de chauffage.
- L'utilisation du nanofluide Cu-Eau améliore le transfert de chaleur plus par rapport à l'utilisation du nanofluide  $\text{TiO}_2$ .
- L'utilisation du nanofluide Cu-Eau dans une enceinte cylindrique horizontale améliore le transfert de chaleur jusqu'à 15.7% pour les deux types de chauffage.

Dans le cinquième chapitre, l'utilisation des nanofluides Cu-Eau et NTC-Eau, et l'utilisation des orifices annulaires, pour l'optimisation du transfert de chaleur par convection naturelle laminaire dans un chauffe-eau solaire sphérique ont été étudiées numériquement. Les conclusions les plus importantes de cette étude paramétrique sont les suivantes :

- Le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh.
- Le transfert de chaleur et son pourcentage d'amélioration augmentent avec l'augmentation du nombre des orifices annulaires concentriques.
- Le transfert de chaleur et son pourcentage d'amélioration augmentent avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules.
- L'utilisation des orifices annulaires améliore le transfert de chaleur plus par rapport à l'utilisation des nanofluides.
- Le type de nanoparticules affecte d'une manière significative le transfert de chaleur, et les valeurs les plus élevées sont obtenues lorsque nous utilisons les nanotubes de carbone.

- L'utilisation d'une enceinte de chauffe-eau solaire sphérique avec six orifices annulaires concentriques améliore le transfert de chaleur par 130.60% sans l'utilisation des nanofluides.
- L'utilisation du nanofluide dans une enceinte de chauffe-eau solaire sphérique sans orifices annulaires concentriques améliore le transfert de chaleur par 90.42% pour le cas de NTC-Eau avec  $\phi_v=0.05$ .
- L'utilisation d'une enceinte de chauffe-eau solaire sphérique avec six orifices annulaires concentriques améliore le transfert de chaleur par 338.81% pour le cas de NTC-Eau avec  $\phi_v=0.05$ .
- L'utilisation du nanofluide dans une enceinte de chauffe-eau solaire sphérique sans orifices annulaires concentriques améliore le transfert de chaleur par 15.67% pour le cas de Cu-Eau avec  $\phi_v=0.05$ .
- L'utilisation d'une enceinte de chauffe-eau solaire sphérique avec six orifices annulaires concentriques améliore le transfert de chaleur par 166.42% pour le cas de Cu-Eau avec  $\phi_v=0.05$ .

A travers les résultats obtenus dans toutes les études réalisées dans le cadre de cette thèse de doctorat [Annexe A], un théorème très important a été atteint sur l'amélioration du transfert de chaleur par convection naturelle dans les enceintes :

**Texte du théorème**

Le processus de chauffage des zones froides en ajoutant des quantités de fluide des zones chaudes, améliore efficacement le transfert de chaleur par convection naturelle dans les enceintes.

L'application de ce théorème, peut révolutionner le domaine de l'amélioration des performances des divers systèmes d'ingénierie thermiques dont le principe de fonctionnement dépend du transfert de chaleur par convection naturelle.

Finalement, comme recommandation, afin d'approfondir la recherche, les deux études menées dans cette thèse de doctorat, peuvent être étendues par la réalisation d'études expérimentales.

---

## *Références Bibliographiques*

---

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] **Jean François Sacadura**, "Initiation aux transferts thermiques". Technique et documentation, Lavoisier (1993).
- [2] **Adrian Bejan, Allan D. Kraus**, "Heat transfer handbook". John Wiley & Sons, Inc. (2003).
- [3] **Min-Sheng Liu, Mark 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, 49 (2006) 3028-3033.
- [4] **Donggeun Lee, Jae-Won Kim, and Bog G. Kim**, "A New Parameter to Control Heat Transport in Nanofluids: Surface Charge State of the Particle in Suspension". J. Phys. Chem. B, 110 (2006) 4323-4328.
- [5] **Gladés Bachir**, "Contribution à l'étude de la convection naturelle dans les nanofluides en configuration de Rayleigh-Bénard". Thèse de doctorat, université de Toulouse III, (2010).
- [6] **Chan Hee Chon, Kenneth D. Kihma, Shin Pyo Lee, Stephen U. S. Choi**, "Empirical correlation finding the role of temperature and particle size for nanofluid (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) thermal conductivity enhancement". Appl. Phys. Lett., 87, 153107, (2005) 1-3.
- [7] **Sarit Kumar Das, Nandy Putra, Peter Thiesen, Wilfried Roetzel**, "Temperature dependence of thermal conductivity enhancement for nanofluids". Journal of Heat Transfer, 125 (2003) 567-574.
- [8] **Dongsheng Wen, Yulong Ding**, "Natural convective heat transfer of suspensions of titanium dioxide nanoparticles (nanofluids)". IEEE Transactions on nanotechnology, 5(3) (2006) 220-227.
- [9] **Hrishikesh E. Patel, Sarit K. Das, T. Sundararajan, A. Sreekumaran Nair, Beena George, T. Pradeep**, "Thermal conductivities of naked and monolayer protected metal nanoparticle based nanofluids: Manifestation of anomalous enhancement and chemical effects", Applied physics letters, 83(14) (2003) 2931-2933.



- [10] **M. J. Assael, C.-F. Chen, I. Metaxa, W. A. Wakeham**, "Thermal conductivity of suspensions of carbon nanotubes in water", *International Journal of Thermophysics*, 25(4) (2004) 971-985.
- [11] **Yubing Wang, Zafar Iqbal, Somenath Mitra**, "Rapidly functionalized, water-dispersed carbon nanotubes at high concentration", *J. AM. CHEM. SOC.* 128 (2006) 95-99.
- [12] **Wenhua Yu, David M. France, Jules L. Routbort, Stephen U. S. Choi**, "Review and comparison of nanofluid thermal conductivity and heat transfer enhancements", *Heat Transfer Engineering*, 29(5) (2008) 432–460.
- [13] **J.A. Eastman, U.S. Choi, S. Li, L.J. Thompson, S. Lee**, "Enhanced thermal conductivity through the development of nanofluids", *Mat. Res. Soc. Symp. Proc.* 457 (1997) 3-11.
- [14] **Bock Choon Pak, Young I. Cho**, "Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles", *Experimental Heat Transfer*, 11 (1998) 151-170.
- [15] **S. Lee, S. U.-S. Choi, S. Li, J. A. Eastman**, "Measuring thermal conductivity of fluids containing oxide nanoparticles", *Journal of Heat Transfer*, 121 (1999) 280-289.
- [16] **Xinwei Wang, Xianfan Xu, Stephen U. S. Choi**, "Thermal conductivity of nanoparticle–fluid mixture", *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 13(4) (1999) 474-480.
- [17] **Yimin Xuan, Qiang Li**, "Heat transfer enhancement of nanofluids", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 21 (2000) 58-64.
- [18] **J. A. Eastman, S. U. S. Choi, S. Li, W. Yu, L. J. Thompson**, "Anomalously increased effective thermal conductivities of ethylene glycol-based nanofluids containing copper nanoparticles", *Applied Physics Letters*, 78(6) (2001) 718-720.
- [19] **Huaqing Xie, Jinchang Wang, Tonggeng Xi, Yan Liu, Fei Ai, Qingren Wu**, "Thermal conductivity enhancement of suspensions containing nanosized alumina particles", *Journal of Applied Physics*, 91(7) (2002) 4568-4572.

- [20] **Ravi Prasher, Patrick E. Phelan, Prajesh Bhattacharya**, "Effect of aggregation kinetics on the thermal conductivity of nanoscale colloidal solutions (Nanofluid)", *Nano Letters*, 6(7) (2006) 1529-1534.
- [21] **K. S. Hong, Tae-Keun Hong, Ho-Soon Yang**, "Thermal conductivity of Fe nanofluids depending on the cluster size of nanoparticles", *Applied Physics Letters*, 88-031901 (2006) 1-3.
- [22] **F.D.S. Marquis, L.P.F. Chibante**, "Improving the heat transfer of nanofluids and nanolubricants with carbon nanotubes", *Journal of the Minerals, Metals & Materials Society*, 57(12) (2005) 32-43.
- [23] **G. De Vahl Davis**, "Laminar natural convection in an enclosed rectangular cavity", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 11 (1968)1675-1693.
- [24] **M. November, M. W. Nansteel**, "Natural convection in rectangular enclosures heated from below and cooled along one side", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 30(11) (1987) 2433-2440.
- [25] **M. L. Chadwick, B. W. Webb, H. S. Heaton**, "Natural convection from two-dimensional discrete heat sources in a rectangular enclosure", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 34(7) (1991) 1679-1693.
- [26] **Marcelo M. Ganzarolli And Luiz F. Milanez**, "Natural convection in rectangular enclosures heated from below and symmetrically cooled from the sides", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 38(6) (1995) 1063-1073.
- [27] **Xinwei Wang, Xianfan Xu, Stephen U. S. Choi**, "Thermal conductivity of nanoparticle–fluid mixture", *Journal of thermophysics and heat*, 13(4) (1999) 474-480
- [28] **Orhan Aydin, Wen-Jei Yang**, "Natural convection in enclosures with localized heating from below and symmetrical cooling from sides", *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 10(5) (2000) 518-529.
- [29] **E. Tric, G. Labrosse, M. Betrouni**, "A first incursion into the 3D structure of natural convection of air in a differentially heated cubic cavity from accurate numerical solutions", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 43(2000) 4043-4056.

- [30] **Khalil Khanafer, Kambiz Vafai, Marilyn Lightstone**, "Buoyancy-driven heat transfer enhancement in a two-dimensional enclosure utilizing nanofluids", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 46(2003) 3639-3653.
- [31] **B. Calcagni, F. Marsili, M. Paroncini**, "Natural convective heat transfer in square enclosures heated from below", *Applied Thermal Engineering*, 25 (2005) 2522-2531.
- [32] **O. Laguerre, S. Ben Amara, D. Flick**, "Experimental study of heat transfer by natural convection in a closed cavity: application in a domestic refrigerator", *Journal of Food Engineering*, 70 (2005) 523-537.
- [33] **El Hassan Ridouane, Antonio Campo**, "Free convection performance of circular cavities having two active curved vertical sides and two inactive curved horizontal sides", *Applied Thermal Engineering*, 26 (2006) 2409-2416.
- [34] **Anil Kumar Sharma, K. Velusamy, C. Balaji**, "Turbulent natural convection in an enclosure with localized heating from below", *International Journal of Thermal Sciences* 46 (2007) 1232-1241.
- [35] **Hakan F. Oztop, Eiyad Abu-Nada**, "Numerical study of natural convection in partially heated rectangular enclosures filled with nanofluids", *International Journal of Heat and Fluid Flow* 29 (2008) 1326-1336.
- [36] **C.J. Ho, W.K.Liu, Y.S.Chang, C.C.Lin**, "Natural convection heat transfer of alumina-water nanofluid in vertical square enclosures: An experimental study", *International Journal of Thermal Sciences* 49 (2010) 1345-1353.
- [37] **M. A. Mansour, R. A. Mohamed, Sameh E. Ahmed**, "Natural convection cooling of a heat source embedded on the bottom of an enclosure filled with Cu-water nanofluid: effects of various thermal boundary conditions", *Heat Mass Transfer* 47 (2011) 1479-1490.
- [38] **H. Saleh a, R. Roslan b, I. Hashim**, "Natural convection heat transfer in a nanofluid-filled trapezoidal enclosure", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 54 (2011) 194-201.

- [39] **S.M. Aminossadati, B. Ghasemi**, "Natural convection of water–CuO nanofluid in a cavity with two pairs of heat source–sink", *International Communications in Heat and Mass Transfer* 38 (2011) 672-678.
- [40] **Tanmay Basak, Ali J. Chamkha**, "Heatline analysis on natural convection for nanofluids confined within square cavities with various thermal boundary conditions", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 55 (2012) 5526-5543.
- [41] **P. K. Bose, D. Sen, R. Panua, A. K. Das**, "Numerical analysis of laminar natural convection in a quadrantal cavity with a solid adiabatic fin attached to the hot vertical wall", *Journal of Applied Fluid Mechanics* 6(4) (2013) 501-510.
- [42] **M. A. Mansour, A. Y. Bakier, M. A. Y. Bakier**, "Natural convection of the localized heat sources of T-shaped nanofluid-filled enclosures", *American Journal of Engineering Research* 2(7) (2013) 49-61.
- [43] **A. A. Abbasian Arani, M. Mahmoodi, S. Mazrouei Sebdani**, "On the cooling process of nanofluid in a square enclosure with linear temperature distribution on left wall", *Journal of Applied Fluid Mechanics* 7(4) (2014) 591-601.
- [44] **Yanwei Hu, Yurong He, Cong Qi, Baocheng Jiang, H. Inaki Schlaberg**, "Experimental and numerical study of natural convection in a square enclosure filled with nanofluid", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 78 (2014) 380-392.
- [45] **J. Ravnik, L. Škerget**, "A numerical study of nanofluid natural convection in a cubic enclosure with a circular and an ellipsoidal cylinder", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 89 (2015) 596-605.
- [46] **Ahmed Elatar, Mohamed A. Teamah, Mohamed A. Hassab**, "Numerical study of laminar natural convection inside square enclosure with single horizontal fin", *International Journal of Thermal Sciences* 99 (2016) 41-51.
- [47] **R.B. Ganvir, P.V. Walke, V.M. Kriplani**, "Heat transfer characteristics in nanofluid-A review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 75 (2017) 451-460.

- [48] **Ridha Mebrouk, Mahfoud Kadja, Mohamed Lachi, Stephane Fohanno**, "Numerical study of natural turbulent convection of nanofluids in a tall cavity heated from below", *Thermal Science* 20(6) (2016) 2051-2064.
- [49] **Sh.M. Vanaki, P.Ganesan, H.A.Mohammed**, "Numerical study of convective heat transfer of nanofluids: A review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 54 (2016) 1212-1239.
- [50] **Huimin Cui, Feng Xu, Suvash C. Saha**, "Transition to unsteady natural convection flow in a prismatic enclosure of triangular section", *International Journal of Thermal Sciences* 111 (2017) 330-339.
- [51] **Alireza Rahimi, Abbas Kasaeipoor, Emad Hasani Malekshah, Lioua Kolsi**, "Experimental and numerical study on heat transfer performance of three-dimensional natural convection in an enclosure filled with DWCNTs-water nanofluid", *Powder Technology* 322 (2017) 340-352.
- [52] **Abdullah A.A.A. Al-Rashed, K. Kalidasan, Lioua Kolsi, Abdelkarim Aydi, Emad Hasani Malekshah, Ahmed Kadhim, Hussein, P. Rajesh Kanna**, "Three-dimensional investigation of the effects of external magnetic field inclination on laminar natural convection heat transfer in CNT–Water Nanofluid filled cavity", *Journal of Molecular Liquids* 252 (2018) 454-468.
- [53] **William R. Martini And Stuart W. Churchill**, "Natural convection inside a horizontal cylinder", *A.I.Ch.E. Journal* 6(2) (1960) 251-257.
- [54] **By K. E. Torrance, J. A. Rockett**, "Numerical study of natural convection in an enclosure with localized heating from below: creeping flow to the onset of laminar instability", *J. Fluid Mech.* 36(1) (1969) 33-54.
- [55] **Irving H. Brooks, Simon Ostrach**, "An experimental investigation of natural convection in a horizontal cylinder", *J. Fluid Mech.* 44(3) (1970) 545-561.
- [56] **T. H. Kuehn, R. J. Goldstein**, "An experimental and theoretical study of natural convection in the annulus between horizontal concentric cylinders", *J. Fluid Mech.* 74(4) (1976) 695-719.

- [57] **Simon Ostrach, Robert G. Hantman**, "Natural convection inside a horizontal cylinder", *Chem. Eng. Commun.* 9 (1981) 213-243.
- [58] **Stefan Schneider, Johannes Straub**, "Laminar natural convection in a cylindrical enclosure with different end temperatures", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 35(2) (1992) 545-557.
- [59] **Shihe Xin, Patrick Le Quéré, Olivier Daube**, "Natural convection in a differentially heated horizontal cylinder: Effects of Prandtl number on flow structure and instability", *Phys. Fluids* 9(4) (1997) 1014-1033.
- [60] **A. Lemembre, J.-P. Petit**, "Laminar natural convection in a laterally heated and upper cooled vertical cylindrical enclosure", *Int. J. Heat Mass Transfer* 41(16) (1998) 2437-2454.
- [61] **Minerva Vargas, F.Z. Sierra, E. Ramos, A. A. Avramenko**, "Steady natural convection in a cylindrical cavity", *Int. Comm. Heat Mass Transfer* 29(2) (2002) 213-221.
- [62] **Nadeem Hasan, Syed Fahad Anwer, Sanjeev Sanghi**, "Natural convection in a bottom heated horizontal cylinder", *Physics of Fluids* 17(064105) (2005) 1-17.
- [63] **M.S. Khelifi-Touhami, A. Benbrik, D. Lemonnier, D. Blay**, "Laminar natural convection flow in a cylindrical cavity application to the storage of LNG", *Journal of Petroleum Science and Engineering* 71 (2010) 126-132
- [64] **E. Abu-Nada, Z. Masoud, A. Hijazi**, "Natural convection heat transfer enhancement in horizontal concentric annuli using nanofluids", *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 35 (2008) 657-665.
- [65] **M. Habibi Matin, I. Pop**, "Natural convection flow and heat transfer in an eccentric annulus filled by Copper nanofluid", *Int. J. Heat Mass Transfer* 61 (2013) 353-364.
- [66] **Hamid Moradi, Bahamin Bazooyar, Seyed Gholamreza Etemad, Ahmad Moheb**, "Influence of the geometry of cylindrical enclosure on natural convection heat transfer of Newtonian nanfluids", *Chemical Engineering Research and Design* 94 (2015) 673-680.

- [67] **Xiangyin Meng, Yan Li**, "Numerical study of natural convection in a horizontal cylinder filled with water-based alumina nanofluid", *Nanoscale Research Letters* 10(142) (2015) 2-10.
- [68] **Masoud Afrand**, "Using a magnetic field to reduce natural convection in a vertical cylindrical annulus", *International Journal of Thermal Sciences* 118 (2017) 12-23.
- [69] **Hooman Enayati, Abhilash J. Chandy, Minel J. Braun, Nicholas 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* 116 (2017) 1-21.
- [70] **Yang Hua, Decai Lia, Shi Shub, Xiaodong 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* 86 (2017) 262-273.
- [71] **Fatih 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* 108 (2017) 156-171.
- [72] **R. Abhilash, S. Anil Lal**, "Three dimensional analysis of natural convection in a narrow vertical annulus closed at top and opened at bottom", *International Journal of Thermal Sciences* 127 (2018) 277-287.
- [73] **Ji-Won Bae, Won-Ku Kim, Bum-Jin Chung**, "Visualization of natural convection heat transfer inside an inclined circular pipe", *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 92 (2018) 15-22.
- [74] **Mohamed M. Khairat Dawood, Mohamed A. Teamah, Ali I. Shehata, Mohamed Aboelazm, Tamer Nabil**, "Experimental and numerical investigation of turbulent natural convection between two horizontal concentric cylinders at different axis ratios and orientation angles", *Experimental Thermal and Fluid Science* 91 (2018) 20-34.
- [75] **Wei Zhang, Yikun Wei, Xiaoping Chen, Hua-Shu Dou, Zuchao Zhu**, "Partitioning effect on natural convection in a circular enclosure with an asymmetrically placed inclined plate", *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 90 (2018) 11-22.

- [76] **E. H. Bishop, L. R. Mack, J. A. Scanlan**, "Heat transfer by natural convection between concentric spheres", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 9 (1966) 649-662.
- [77] **J. A. Scanlan, E. H. Bishop, R. E. Powe**, "Natural convection heat transfer between concentric spheres", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 13 (1970) 1857-1872.
- [78] **S. H. Yin, R. E. Powe, J. A. Scanlan, E. H. Bishop**, "Natural convection flow patterns in spherical annuli", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 16 (1973) 1785-1795.
- [79] **Ralph E. Powe, Robert O. Warrington, Jack A. Scanlan**, "Natural convective flow between a body and its spherical enclosure", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 23 (1980) 1337-1350.
- [80] **Hiroyuki Ozoe, Keiichi Fujii, Tsutomu Shibata, Hisashi Kuriyama, Stuart W. Churchill**, "Three-dimensional numerical analysis of natural convection in a spherical annulus", *Numerical Heat Transfer* 8 (1985) 383-406.
- [81] **Yasuaki Shiina, Kaoru Fujimura, Tomoaki Kunugi, Norio Akino**, "Natural convection in a hemispherical enclosure heated from below", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 37(11) (1994) 1605-1617.
- [82] **C.P. Tso, K.C. Leong, H.S. Tan**, "An analysis of natural convection film boiling from spheres using the spherical coordinate system", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 22(6) (1995) 803-813.
- [83] **Cheng Ping Chiu, Wen Ruey Chen**, "Transient natural convection heat transfer between concentric and vertically eccentric spheres", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 39(7) (1996) 1439-1452.
- [84] **Witold M. Lewandowski, Piotr Kubski, Jawad M. Khubeiz, Henryk Bieszk, Tadeusz Wilczewski, Slawomir Szymanski**, "Theoretical and experimental Study of natural convection heat transfer from isothermal hemisphere", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 40(1) (1997) 101-109.
- [85] **Chandrasekhar Thamire, Neil T. Wright**, "Multiple and unsteady solutions for buoyancy driven flows in spherical annuli", *Int. J. Heat Mass Transfer* 41 (1998) 4121-4138.



- [86] **Y. Zhang, J.M. Khodadadi, F. Shen**, "Pseudosteady-state natural convection inside spherical containers partially filled with a porous medium", *Int. J. Heat Mass Transfer* 42 (1999) 2327-2336.
- [87] **Jawad M. Khubeiz, Ewa Radziemska, Witold M. Lewandowski**, "Natural convective heat-transfers from an isothermal horizontal hemispherical cavity", *Applied Energy* 73 (2002) 261-275.
- [88] **Vadim V. Travnikov, Hans J. Rath, Christoph Egbers**, "Stability of natural convection between spherical shells: energy theory", *Int. J. Heat Mass Transfer* 45 (2002) 4227-4235.
- [89] **Peter M. Teertstra, M. Michael Yovanovich, J. Richard Culham**, "Natural convection measurements for a concentric spherical enclosure", *Journal of Heat Transfer*, 128 (2006) 580-587.
- [90] **Yuri Feldman, Tim Colonius**, "On a transitional and turbulent natural convection in spherical shells", *Int. J. Heat Mass Transfer* 64 (2013) 514-525.
- [91] **A. Baïri, J.M. García de María**, "Numerical and experimental study of steady state free convection generated by constant heat flux in tilted hemispherical cavities", *Int. J. Heat Mass Transfer* 66 (2013) 355-365.
- [92] **S.M.H. Jayhooni, M.R. Rahimpour**, "Effect of different types of nanofluids on free convection heat transfer around spherical mini-reactor", *Superlattices and Microstructures* 58 (2013) 205-217.
- [93] **A. Baïri, Hakan F. Öztop**, "On thermal control of devices contained in inclined hemispherical cavities with dome oriented downwards and subjected to transient natural convection", *Int. Comm. Heat Mass Transfer* 55 (2014) 109-112.
- [94] **A. Baïri**, "Quantification of natural convective heat transfer within air-filled hemispherical cavities. Isothermal tilted disk with dome oriented upwards and wide Ra range", *Int. Comm Heat Mass Transfer* 57 (2014) 291-269.

- [95] **A. Baïri**, "A synthesis of correlations on quantification of free convective heat transfer in inclined air-filled hemispherical enclosures", *Int. Comm. Heat Mass Transfer* 59 (2014) 174-177.
- [96] **A. Baïri**, "Empirical Nu–Ra–Fo relationships for natural convection in air-filled hemispherical enclosures. Isothermal and inclined disk with dome oriented downwards", *Int. Comm. Heat Mass Transfer* 57 (2014) 347-352.
- [97] **A. Baïri, H.F. Öztop**, "Free convection in inclined hemispherical cavities with dome faced downwards. Nu-Ra relationships for disk submitted to constant heat flux", *Int. J. Heat Mass Transfer* 78 (2014) 481-487.
- [98] **A. Baïri, E. Monier-Vinard, N. Laraqi, I. Baïri, M.N. Nguyen, C.T. Dia**, "Natural convection in inclined hemispherical cavities with isothermal disk and dome faced downwards. Experimental and numerical study", *Applied Thermal Engineering* 73 (2014) 1338-1345.
- [99] **A.D. Gallegos, C. M'alaga**, "Natural convection in eccentric spherical annuli", *European Journal of Mechanics B/Fluids* 65 (2017) 464-471.
- [100] **O. Haddad, A. Baïri, N. Alilat, J.G. Bauzin, N. Laraqi**, "Free convection in ZnO-Water nanofluid-filled and tilted hemispherical enclosures containing a cubic electronic device", *Int. Comm. Heat Mass Transfer* 87 (2017) 204-2011.
- [101] **A. Baïri**, "Natural convection between concentric and inclined hemispherical cavities filled with Cu-water nanofluid", *Journal of Molecular Liquids* 249 (2018) 1263-1270.
- [102] **R. Byron Bird, Warren E. Stewart, Edwin N. Lightfoot**, "Transport phenomena second edition", John Wiley & Sons, Inc (2002).
- [103] **A. Oberbeck**, "Ueber die Wärmeleitung der Flüssigkeiten bei Berücksichtigung der Strömungen infolge von Temperaturdifferenzen", *Annalen der physik*, 243(6): 271-292, 1879.
- [104] **J. Boussinesq**, "Théorie analytique de la chaleur, Tom II", Gauthier-Villars, Paris (1903).

- [105] **Adriaan Marinus Lankhorst**, "Laminar and turbulent natural convection in cavities numerical modeling and experimental validation", Thèse de Doctorat, Université de Delft, Pays-Bas (1991).
- [106] **Yimin Xuana, Wilfried Roetzel**, "Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids", *Int. J. Heat Mass Transfer* 43 (2000) 3701-3707.
- [107] **H. C. Brinkman**, "The viscosity of concentrated suspension and solutions", *J. Chem. Phys.* 20 (1952) 571.
- [108] **J. C. Maxwell**, "A treatise on electricity and magnetism", Second ed. Oxford University press (1881).
- [109] **Guestal Mabrouk**, "Modélisation de la convection naturelle laminaire dans une enceinte avec une paroi chauffée partiellement ", Thèse de Magister, université de Mentouri Constantine Algérie (2010).
- [110] **Suhas V. Patankar**, "Numerical heat transfer and fluid flow", Hemisphere Publishing Corporation (1980).
- [111] **H. K. Versteeg, W. Malalasekera**, "An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method", 2<sup>nd</sup> Ed.", Pearson Education Ltd (2007).
- [112] **GAMBIT User's Guide.**
- [113] **FLUENT User's Guide.**
- [114] **S. E. Norris**, "A Parallel Navier-Stokes solver for natural convection and free surface flow", Ph. D Dissertation, Dept. of Mech. Engineering, Univ. of Sydney (2000).
- [115] **B. Kernighan, D. Ritchie**, "The C Programming Language, 2nd ed.", Prentice-Hall (1988).
- [116] **C. Delannoy**, "Programmer en langage C: Cours et exercices corrigés, 5ème Ed.", Eyrolles (2009).

- [117] **Lioua Kolsi, Abdullah A.A.A. Alrashed, Khaled Al-Salem, Hakan F. Oztop, Mohamed Naceur Borjini**, "Control of natural convection via inclined plate of CNT-water nanofluid in an open sided cubical enclosure under magnetic field", *Int. J. Heat Mass Transfer* 111 (2017) 1007-1018.
- [118] **BOUKHARI Ali**, "Etude du comportement dynamique du transfert de chaleur et de masse d'un réacteur de métal-hydrogène fermé", Thèse de doctorat, université des Frères MENTOURI-Constantine, Algérie (2015).

---

## *Annexes*

---

# ANNEXES

## ANNEXE A : LES TRAVAUX SCIENTIFIQUES REALISES DANS LE CADRE DE CETTE THESE DE DOCTORAT

### 1. PUBLICATIONS INTERNATIONALES

- [1] **Mabrouk GUESTAL, Mahfoud KADJA, Mai Ton Hoang**, "Study of heat transfer by natural convection of nanofluids in a partially heated cylindrical enclosure", Case studies in Thermal Engineering, ELSEVIER , Vol. 11 (2018) 135-144. ISSN: 2214-157X.

### 2. COMMUNICATIONS INTERNATIONALES

- [1] **M. GUESTAL, M. KADJA, F. MENASRIA, R. MEBROUK** "Modélisation de la convection naturelle laminaire dans une enceinte avec une paroi chauffée partiellement", Premier Conférence Internationale de Mécanique (ICM 2010), le 23, 24 Novembre 2010 Université Mentouri Constantine, Algérie
- [2] **M. GUESTAL, M. KADJA** "Study of Flow and Heat Transfer due To Lower Wall Partial Heating of an Enclosure", International Conference on Applied Mechanics, Material and Manufacturing (ICAMMM 2010), 13-15 December 2010 Sultan Qaboos University Muscat, Oman. ISSN :2220-3508

- [3] **M. GUESTAL, M. KADJA, F. MENASRIA, R. MEBROUK** "Modélisation de la convection naturelle laminaire de l'hydrogène liquide dans une enceinte cylindrique avec chauffage partiel", XI<sup>ème</sup> Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes (CIFQ 2013), le 03, 04, 05 Juin 2013 Université de Reims, France. ISBN :978-2-915271-65-2
- [4] **M. GUESTAL, M. KADJA, F. MENASRIA, M. ZEDAYRIA**, "Etude du transfert thermique par convection naturelle dans une enceinte semi cylindrique horizontale contenant des blocs cylindriques", Colloque francophone en énergie, environnement, économie et thermodynamique (COFRET'14), 23-24-25 avril 2014, Le Cnam ,Paris France. ISSN : 2269-1901.
- [5] **M. GUESTAL, M. KADJA, F. MENASRIA, M. ZEDAYRIA**, "Modélisation de la convection naturelle laminaire de l'hydrogène liquide dans une enceinte cylindrique horizontale avec chauffage partiel a travers le cote supérieur de la paroi", Colloque francophone en énergie, environnement, économie et thermodynamique (COFRET'14), 23-24-25 avril 2014, Le Cnam , Paris France. ISSN : 2269-1901.
- [6] **Mabrouk GUESTAL, Mahfoud KADJA**, "Modélisation du transfert thermique par convection naturelle laminaire dans une enceinte de chauffe-eau solaire", Second International Conference on Applied Energetics And Pollution (CIEAP2014), 14-15 Decembre 2014, Constantine 1 University Algeria. ISBN : 978-9931-9229-1-9
- [7] **Mabrouk GUESTAL, Mahfoud KADJA**, "Modeling of heat transfer by laminar natural convection of nanofluid in a solar water heater enclosure", second international conference on mechanics (ICM'2015), 25 et 26 novembre 2015, Constantine Algeria. ISBN : 978-9947-0-4506-0.
- [8] **Mabrouk GUESTAL, Mahfoud KADJA**, "Study of turbulent natural convection of nanofluid in a solar water heater enclosure", Third international conference on energy, materials, applied energetic and pollution (ICEMAEP'16), 30 et 31 October 2016, Constantine1 university, Algeria. ISBN: 978-9931-9229-3-3.

- [9] **Mabrouk GUESTAL, Mahfoud KADJA**, "Study of heat transfer by laminar natural convection of a nanofluid in a solar water heater enclosure", Congrès Français de Mécanique 2017 (CFM 2017), 28 août au 1 September 2017, Lille, France., ISSN: 2491-715x.
- [10] **Mabrouk GUESTAL, Mahfoud KADJA**, "Study of natural convection improvement by a nanofluid with carbon nanotubes in a three-dimensional spherical enclosure of solar water heater", 4<sup>th</sup> International conference on energy materials applied energetics and pollution (ICEMAP'18), 29 et 30 avril 2018, Constantine, Algérie, Tome 3, pages: 1700-1711, ISBN: 978-9931-9229-6-4.
- [11] **Mabrouk GUESTAL, Mahfoud KADJA**, "Study of three-dimensional heat transfer by natural convection of a nanofluid with carbon nanotubes in a horizontal semi-cylindrical enclosure of gas expansion station reheater", 4<sup>th</sup> International conference on energy materials applied energetics and pollution (ICEMAP'18), 29 et 30 avril 2018, Constantine, Algérie, Tome 3, pages: 1712-1720, ISBN: 978-9931-9229-6-4.

### **3. COMMUNICATIONS NATIONALES**

- [1] **GUESTAL Mabrouk, KADJA Mahfoud** "Etude numérique du transfert thermique par convection naturelle dans une enceinte de chauffe eau solaire", Journée d'étude sur les énergies renouvelables et leurs applications (ERA 2015), le 07/04/2015, Université Echahid Hamma Lakhdar El-Oued, Algérie.

### **4. LES STAGES SCIENTIFIQUES**

- [1] Stage de recherche scientifique au niveau du laboratoire de **Thermomécanique / GRESPI (Groupe de Recherche En Sciences Pour l'Ingénieur)**, Université de Reims Champagne-Ardenne, France.



## ANNEXE B : PUBLICATION INTERNATIONALE

Case Studies in Thermal Engineering 11 (2018) 135–144



Contents lists available at ScienceDirect

## Case Studies in Thermal Engineering

journal homepage: [www.elsevier.com/locate/csite](http://www.elsevier.com/locate/csite)

## Study of heat transfer by natural convection of nanofluids in a partially heated cylindrical enclosure

Mabrouk Guestal<sup>a,\*</sup>, Mahfoud Kadja<sup>a</sup>, Mai Ton Hoang<sup>b</sup><sup>a</sup> Laboratory of Applied Energetics and Pollution, Department of Mechanical Engineering, University of Frères Mentouri, 25000 Constantine, Algeria<sup>b</sup> GRESPI EA 4694, University of Reims Champagne Ardenne, 51687 Reims, Cedex 2, France

## ARTICLE INFO

## Keywords:

Natural convection  
 Horizontal cylindrical enclosure  
 Partial heating  
 Finite volume  
 Nanofluid

## ABSTRACT

In this research, a numerical study was carried out on heat transfer by natural convection of two nanofluids in a partially heated horizontal cylindrical enclosure. The partial heating occurs through the lower side of the enclosure at a constant temperature. The length of the heat source is changed from 5% to 25% of the total perimeter of the enclosure. The two side parts of the enclosure are maintained at a low constant temperature, each one of them has a length of 25% of the total perimeter. The top part of the enclosure is considered as adiabatic, it has a length of 25% of the total perimeter. The two nanofluids used are Cu-water and TiO<sub>2</sub>-water with a volume fraction of nanoparticles being varied in the range of 0–0.05. The Rayleigh number was varied in the interval 10<sup>3</sup> to 10<sup>6</sup>. The results obtained were summarized in the form of correlation equations of the average Nusselt number as a function of the heated length, the Rayleigh number and volume fraction for both types of nanofluids.

## 1. Introduction

Heat transfer by natural convection is considered among the most important types of thermal energy transfer. It can be found in nature and in various aspects of human daily life. This importance led to the completion of many numerical and experimental studies of natural convection in recent years. Such studies focussed on the factors that affect the rate of heat transfer. These factors can be divided into two categories: The first category is the geometric form of the space within which occurs the process of heat transfer by natural convection and the second category is the physico-chemical structure of the working fluid.

The effect of the geometric form has been studied in many numerical and experimental works using various geometric forms. Martini and Churchill [1] studied natural convection inside a horizontal cylinder, they observed that the overall rate of circulation increases rapidly and then decreases slowly as the temperature difference increases. Kuehn and Goldstein [2] investigated experimentally and numerically natural convection of water and air within a horizontal annulus for Rayleigh numbers varied from 10<sup>2</sup> to 10<sup>5</sup>, the Mach-Zehnder interferometer was used to determine temperature distributions and local heat transfer coefficients experimentally, they have found that the temperature distributions for both fluids were nearly the same at similar Rayleigh numbers. Xin et al. [3] investigated numerically and analytically natural convection in a differentially heated horizontal cylinder for various Prandtl numbers. They imposed a temperature distribution on the wall of the cylinder in the form of a trigonometric function. The results obtained show that the flow structure becomes rapidly independent of the Prandtl number. Calcagni et al. [4] studied experimentally and numerically free convective heat transfer in a square enclosure which contains a heater located on the lower wall. Cooling occurs through the lateral walls. Rayleigh numbers were varied in the interval 10<sup>3</sup> to 10<sup>6</sup>. The holographic interferometry

\* Corresponding author.

E-mail address: [guestal.mabrouk@umc.edu.dz](mailto:guestal.mabrouk@umc.edu.dz) (M. Guestal).<https://doi.org/10.1016/j.csite.2018.01.008>

Received 30 December 2017; Received in revised form 24 January 2018; Accepted 30 January 2018

Available online 02 February 2018

2214-157X/© 2018 The Authors. Published by Elsevier Ltd. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>).



square enclosure, they found that heat transfer of the nanofluid is more sensitive to the viscosity than the thermal conductivity at high nanoparticles fractions and that the opposite is true at low nanoparticles fractions. Vanaki et al. [16] reviewed the many numerical studies to get a clear view and detailed summary of the influence of several parameters such as the type of nanoparticles, the host liquid, the particle volume concentration, the particle size, the particle shape, the Brownian diffusion and the thermophoresis effect on the hydrodynamic and the thermal characteristics of convective heat transfer using nanofluids. Hu et al. [17] investigated natural convection in a Cu–water nanofluid-filled eccentric annulus with a constant heat flux wall, they found that the inclusion of the nanoparticles into a pure fluid changes the flow pattern, and that the Nusselt number has a positive relationship with the nanoparticle volume fraction, the Rayleigh number and the radial ratio. Ganvir et al. [18] reviewed the current research in nanofluid studies on convective heat transfer performance, on thermo-physical properties, on the effect of fluid temperature and fluid inlet velocity. They also reviewed the effects of particle size and volume concentration and the use of surfactants for better stability of nanofluids.

Although there have been many studies which dealt with heat transfer by natural convection of nanofluids in horizontal cylindrical enclosures, there remains ambiguity about the effect of partial heating on the improvement of heat transfer by nanofluids. The present study provides a maximum amount of information on this subject.

## 2. Mathematical formulation

### 2.1. Physical model

The physical model described in Fig. 1 is a horizontal cylindrical enclosure with a radius  $R_0$  and a perimeter  $Pe$ , this perimeter is divided into four equal parts: the bottom part is partially heated at constant temperature  $T_h$ . The dimensionless heated length  $\epsilon$  varies from 0.05 to 0.25, the upper part of the enclosure and rest of the non-heated portions of the bottom part are assumed to be thermally insulated, the left and right sides of the enclosure are considered as cold walls maintained at a constant temperature  $T_c$ . The enclosure is filled with a water based nanofluid containing either Cu or  $TiO_2$  nanoparticles. The volume fraction of nanoparticles  $\phi_v$  was varied from 0 (corresponding to pure water) to 0.05. The thermo-physical properties of the base fluid and the two types of nanoparticles are listed in Table 1.

### 2.2. Governing equations

In developing the mathematical model, we supposed that the nanofluid is a Newtonian fluid and non-compressible, that the flow is steady and laminar with a Rayleigh number varied from  $10^3$  to  $10^6$ , that the nanoparticles have a uniform shape and size and are in thermal equilibrium with the base fluid. The thermo-physical properties of the nanofluid are considered constant except the density variation, which obeys the Boussinesq approximation. With all these assumptions taken into account, we can write the modeling equations in non-dimensional form as follows:

Continuity equation

$$\frac{\partial U}{\partial R} + \frac{U}{R} + \frac{1}{R} \frac{\partial V}{\partial \theta} = 0 \quad (1)$$

Momentum equations

$$U \frac{\partial U}{\partial R} + \frac{V}{R} \frac{\partial U}{\partial \theta} - \frac{V^2}{R} = -\frac{\partial P}{\partial R} + \frac{1}{2} Pr_{nf} Ra_{nf} \xi \cos \theta + 2Pr_{nf} \left( \nabla^2 U - \frac{U}{R^2} - \frac{2}{R^2} \frac{\partial V}{\partial \theta} \right) \quad (2)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial R} + \frac{V}{R} \frac{\partial V}{\partial \theta} - \frac{UV}{R} = -\frac{1}{R} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \frac{1}{2} Pr_{nf} Ra_{nf} \xi \sin \theta + 2Pr_{nf} \left( \nabla^2 V - \frac{V}{R^2} + \frac{2}{R^2} \frac{\partial U}{\partial \theta} \right) \quad (3)$$

Energy equation

$$U \frac{\partial \xi}{\partial R} + \frac{V}{R} \frac{\partial \xi}{\partial \theta} = 2\nabla^2 \xi \quad (4)$$

Where  $\nabla^2$  and the non-dimensional parameters are defined in the following relationships:

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial R^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} + \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} \quad (5)$$

**Table 1**  
Thermo-physical properties of the base fluid and nanoparticles.

Fluid and nanoparticles	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	$k$ (W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	$\beta \times 10^{-5}$ (1/K)
Water (H <sub>2</sub> O)	997.1	4179	0.613	21
Copper (Cu)	8933	385	401	1.67
Titanium Oxide (TiO <sub>2</sub> )	4250	686.2	8.9538	0.9

$$R = \frac{r}{R_0}, \quad \xi = \frac{T - T_c}{T_h - T_c}, \quad U = \left(\frac{D}{\alpha_{nf}}\right)u, \quad V = \left(\frac{D}{\alpha_{nf}}\right)v, \quad P = \frac{p}{\rho_{nf} \left(\frac{\alpha_{nf}}{D}\right)^2} \quad (6)$$

The density and specific heat of the nanofluid are calculated using the formulae proposed by [11,12] respectively:

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi_v)\rho_f + \varphi_v \rho_s \quad (7)$$

$$(\rho C_p)_{nf} = (1 - \varphi_v)(\rho C_p)_f + \varphi_v (\rho C_p)_s \quad (8)$$

The thermal expansion coefficient of the nanofluid was calculated using a formula similar to that used to calculate the specific heat (Eq. (8)):

$$(\rho \beta)_{nf} = (1 - \varphi_v)(\rho \beta)_f + \varphi_v (\rho \beta)_s \quad (9)$$

The dynamic viscosity of the nanofluid was estimated using the Brinkman model [13]:

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

The thermal conductivity of the nanofluid was determined using the Maxwell model [14]:

$$\frac{K_{nf}}{K_f} = \frac{K_s + 2K_f - 2\varphi_v(K_f - K_s)}{K_s + 2K_f + \varphi_v(K_f - K_s)} \quad (11)$$

The thermal diffusivity of the nanofluid was calculated using the following relationship:

$$\alpha_{nf} = \frac{K_{nf}}{(\rho C_p)_{nf}} \quad (12)$$

### 2.3. Boundary conditions

The boundary conditions used to solve the modeling equations are given in non-dimensional form in Table 2.

### 3. Numerical procedure

In this study, the commercial software Fluent, which is based on the finite volume method [15], is used in all simulations. The SIMPLE algorithm [15] is chosen to allow the pressure-velocity coupling. The discretization of the convective terms in the governing equations is made with the QUICK (Quadratic Upwind Interpolation for Convective Kinetics) scheme, while the PRESTO! (PREssure STaggering Option) scheme is used for interpolation of the pressure. The convergence of the iterative scheme used for solving the set of algebraic equations obtained after discretization is reached when the sum of the normalized residuals in each node of the calculation domain becomes less than  $10^{-4}$  for all the governing equations.

### 4. Grid independence study and validation

In this research, a mesh with quadratic elements was selected, the details of the mesh are shown in Fig. 2. The influence of the number of control volumes on the precision of the results was studied, where the heat transfer through the active wall in function of number of control volumes in the computational domain is represented. As we increase the number of control volumes above 8041 the average Nusselt number becomes almost constant. Consequently, the grid of 8041 nodes has been used in all calculations of this study.

The comparison of the computed dimensionless radial temperature with the experimental study of Kuehn [2] is shown in Fig. 3(a). The comparison of the computed average Nusselt number for several dimensionless heat source lengths with the study of Calcagni [4] is shown in Fig. 3(b), and the comparison of the computed average Nusselt number in function of Rayleigh number with

**Table 2**  
Hydrodynamic and thermal boundary conditions.

Boundary	Hydrodynamic conditions	Thermal conditions
Right and left walls: $R - 1, \frac{7}{4}\pi \leq \theta \leq \frac{\pi}{4}$ and $\frac{3}{4}\pi \leq \theta \leq \frac{5}{4}\pi$	$U = V = 0$	$\xi = 0$
Top wall: $R - 1, \frac{\pi}{4} \leq \theta \leq \frac{3}{4}\pi$	$U = V = 0$	$\frac{\partial \xi}{\partial R} = 0$
Unheated parts of the bottom wall: $R - 1, \frac{5}{4}\pi \leq \theta \leq \pi(\frac{3}{2} - \epsilon)$ and $\pi(\frac{3}{2} + \epsilon) \leq \theta \leq \frac{7}{4}\pi$	$U = V = 0$	$\frac{\partial \xi}{\partial R} = 0$
Bottom wall: $R - 1, \pi(\frac{3}{2} - \epsilon) \leq \theta \leq \pi(\frac{3}{2} + \epsilon)$	$U = V = 0$	$\xi = 1$

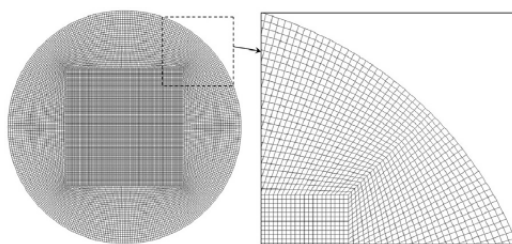
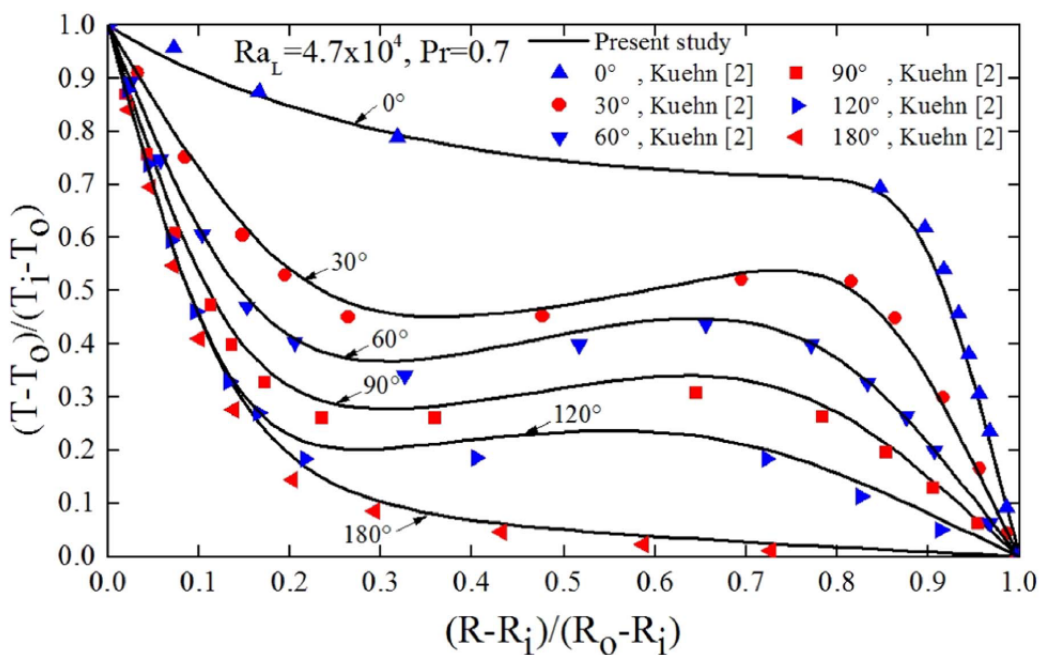
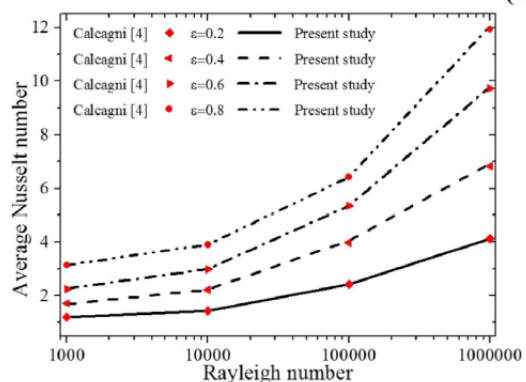


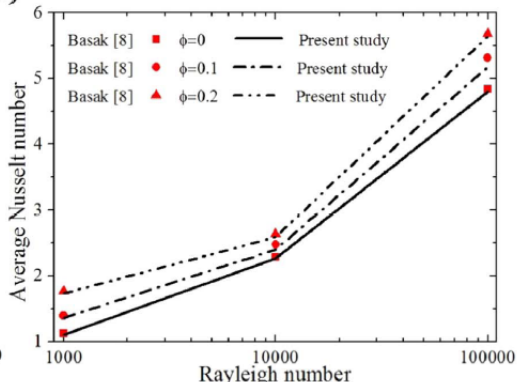
Fig. 2. Mesh of the enclosure.



(a)



(b)



(c)

Fig. 3. Comparison of dimensionless radial temperature (present study) with (a) the experimental results of Kuehn [2] (b) study of Calcagni [4] and (c) study of Basak [8] case 1.

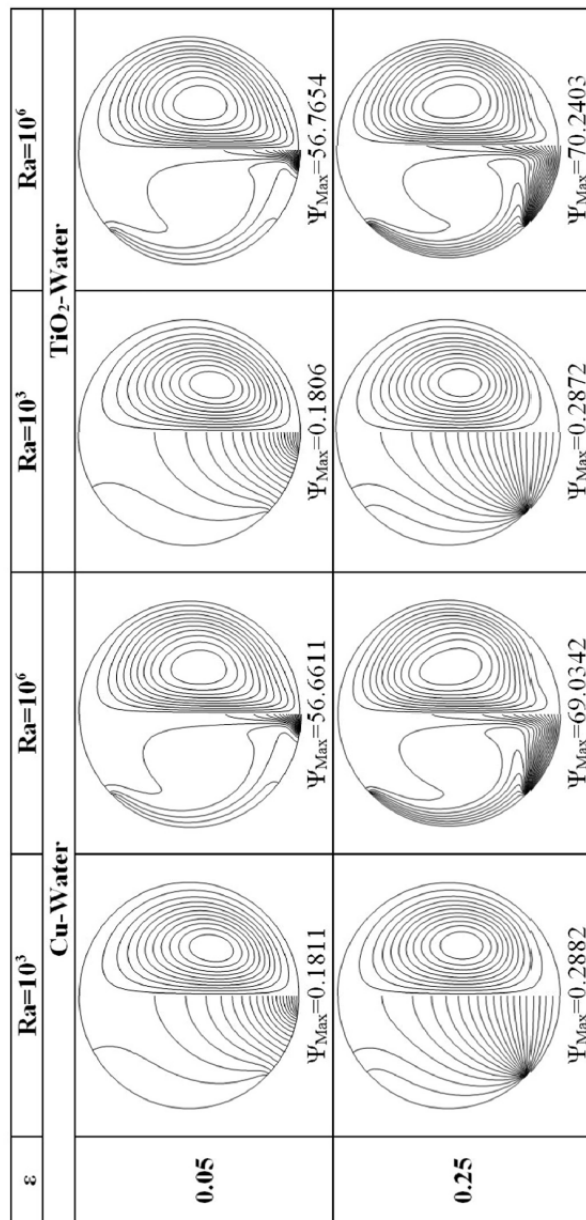


Fig. 4. Isotherms (on the left half of the enclosure) and streamlines (on the right half of the enclosure) for  $\phi_v = 0.05$ .

the numerical study of Basak [8] is shown in Fig. 3(c).

All the graphs show an excellent agreement with the published data, which validates our numerical procedure.

## 5. Results and discussion

### 5.1. The effect of $Ra$ , $\epsilon$ , the type of nanoparticles and $\phi_v$ on the thermal field

The isotherms are shown in Fig. 4 while the percentage change in dimensionless temperature (defined by the relationship  $\Delta\zeta = (T_{\text{nanofluid}} - T_{\text{pure water}}) \times 100 / T_{\text{pure water}}$ ) along the horizontal central line for nanofluids with  $\phi_v = 0.05$  is studied. It is clearly that the temperature change is most significant in the zones which are adjacent to the two cooled side walls, while it is less in the middle of the enclosure.

#### 5.1.1. Effect of the Rayleigh number on the thermal field

By comparing the isotherms in Fig. 4 for various values of  $Ra$ , it can be observed that whenever  $Ra$  increases, the vertical deformation of the isotherms increases, moreover the vertical stratification near the bottom heated wall and the horizontal stratification near the two cooled walls increases, this indicates that for higher values of  $Ra$ , the temperature gradients are more intense near the bottom heated wall and the two cooled walls, which leads to an increase in heat transfer inside the enclosure for higher values of  $Ra$ . From this study, it can be noticed that the percentage change in dimensionless temperature is not sensitive to increasing the  $Ra$  from  $10^3$  to  $10^4$ , while it is more sensitive in case of increasing the  $Ra$  from  $10^4$  to  $10^6$ , where the temperature decreases along the horizontal central line and its minimum value (corresponding to  $\Delta\zeta = -3.2\%$ ) occurs near the two cooled walls.

#### 5.1.2. Effect of the dimensionless heated length on the thermal field

The observation of the isotherms in Fig. 4 shows that as  $\epsilon$  increases, the area of the heated wall also increases and the isotherms are more stratified, this is due to the increased contact between the nanofluid and the heated wall of the enclosure. From this study we can notice that, for Rayleigh numbers of  $10^3$ ,  $10^4$  and  $10^6$ , as the dimensionless heated length increases from 0.05 to 0.15, the percentage change in the dimensionless temperature also increases in the negative direction (i.e. decrease of temperature values), while for  $Ra = 10^6$  and an increase of dimensionless heated length in the range 0.20–0.25 there is a decrease of  $\Delta\zeta$  in the negative direction (i.e. increase of temperature values), this is due to the obstruction of the flow of the nanofluid as a result of the emergence of two small vortices at the heated bottom wall of the enclosure, which leads to the accumulation of heat inside the enclosure and thus to an increase of the temperatures.

#### 5.1.3. Effect of the type and volume fraction of nanoparticles on the thermal field

The isotherms are not sensitive to  $\phi_v$  and to the type of nanoparticles. We notice from Fig. 4 that the two types of nanoparticles give similar isotherms.

### 5.2. The effect of $Ra$ , $\epsilon$ , the type of nanoparticles and $\phi_v$ on the dynamic field

The dynamic field resulting from heat transfer by natural convection inside a horizontal cylindrical enclosure partially heated at constant temperature is illustrated by the stream function contours shown in Fig. 4. One can notice that for a Rayleigh number varied from  $10^3$  to  $10^6$  and dimensionless heated length varied from 0.05 to 0.20 the emergence of two counter rotating cells, the right cell rotates clockwise, while the left cell rotates anticlockwise, this is because the heated nanofluid rises to the top of the enclosure due to its low density, and impinges on the adiabatic top wall where it splits in two streams which flow towards the two cooled walls. The nanofluid density then increases which leads to its flow towards the bottom of the enclosure, and thus the heat cycle is repeated again. For a dimensionless heated length of 0.25 and a Rayleigh number of  $10^6$  there is a clear deformation in the streamlines in proximity of the heated wall, this indicates the appearance of two secondary counter rotating cells near this wall as shown by the streamlines in Fig. 5, where the right secondary cell is rotating in the opposite direction of the upper right cell, the cause of

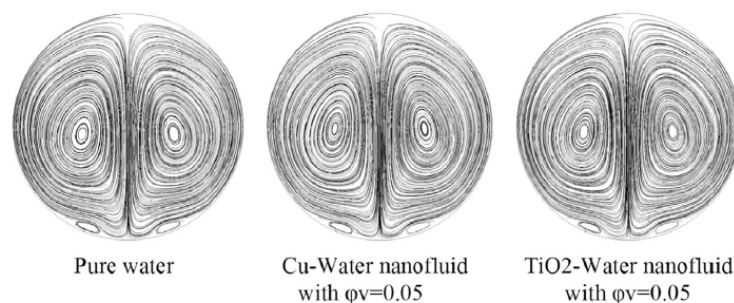


Fig. 5. The streamlines for  $Ra = 10^6$  and  $\epsilon = 0.25$ .

appearance of these two secondary counter rotating cells is the increase of the contact length between the upper cold mass and the bottom hot mass of the nanofluid, which leads to an increase of the nanofluid density in the middle of the enclosure, this makes the nanofluid move towards the bottom heated wall of the enclosure and form two secondary counter rotating cells near this wall.

### 5.2.1. Effect of the Rayleigh number on the dynamic field

In Fig. 4, it can be observed that by increasing the Rayleigh number the flow strength increases and the maximum value of the dimensionless stream function increases to reach a maximum value of 71.3355 in the case of pure water, and a maximum value of 70.4178 in the case of Cu nanoparticles. A very important result can be noticed in the case of a Rayleigh number of  $10^6$  and a dimensionless heated length of 0.25 which consists in the formation of two secondary counter rotating cells near the bottom heated wall of the enclosure.

### 5.2.2. Effect of the dimensionless heated length on the dynamic field

Fig. 4 shows that the stream function contours are not sensitive to the dimensionless heated length for Rayleigh numbers of  $10^3$ ,  $10^4$  and  $10^5$ . Only in the special case which corresponds to a dimensionless heated length of 0.25 and a Rayleigh number of  $10^6$ , two secondary counter rotating cells appear near the heated bottom wall. It should also be noted that in general as the dimensionless heated length increases the maximum values of the dimensionless stream function increase, except in the case of a Rayleigh number of  $10^6$  where the increase of the dimensionless heated length from 0.20 to 0.25 leads to a decrease in the maximum values of the dimensionless stream function, this is due to the appearance of the two secondary counter rotating cells near the heated bottom wall, which provokes a decrease of the flow strength. As can be observed in this study, the vertical velocity component values increase as the dimensionless heated length increases.

### 5.2.3. Effect of the type and volume fraction of nanoparticles on the dynamic field

As can be noticed in Fig. 4, the stream function contours are not sensitive to the volume fraction for both types of nanoparticles. The maximum value of the dimensionless stream function is a little sensitive to the increase of volume fraction of nanoparticles. The comparison of the dimensionless vertical velocity at the enclosure mid-section in this study shows that the use of Cu nanoparticles increases the dimensionless vertical velocity at the center of the horizontal cylindrical enclosure compared with the use of  $\text{TiO}_2$  nanoparticles.

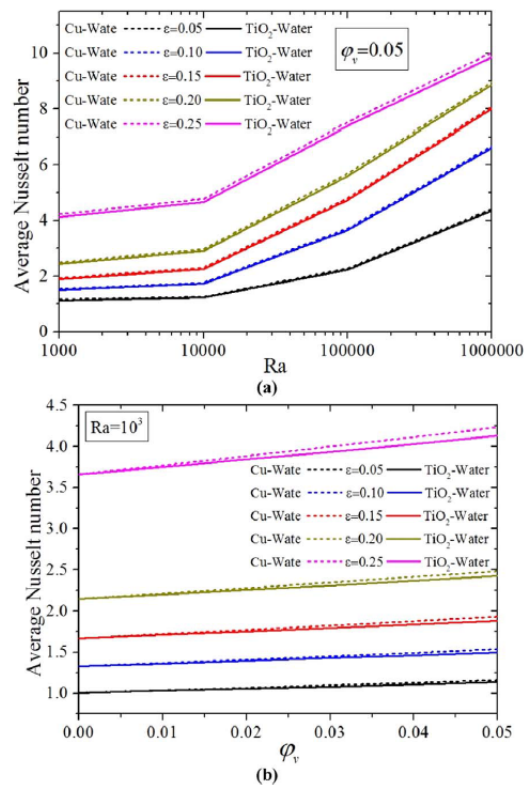


Fig. 6. Average Nusselt number for different nanoparticles.



### 5.3. The effect of $Ra$ , $\varepsilon$ , the type of nanoparticles and $\phi_v$ on heat transfer

#### 5.3.1. Effect of the Rayleigh number on heat transfer

Fig. 6(a) shows that the average Nusselt number increases remarkably with an increase in the Rayleigh number which causes the convective heat transfer to become predominant and therefore leads to an increase in flow velocity. Fig. 7 shows the percentage enhancement in average Nusselt number  $\Delta N_{Nu} = (\overline{Nu}_{(nanofluid)} - \overline{Nu}_{(pure\ water)}) \times 100 / \overline{Nu}_{(pure\ water)}$  for different volume fractions of the nanofluids. In most cases it can be seen clearly that the increase of the Rayleigh number from  $10^3$  to  $10^4$  does not affect  $\Delta N_{Nu}$ . However, as the Rayleigh number increases from  $10^4$  to  $10^6$  the percentage enhancement in average Nusselt number decreases.

#### 5.3.2. Effect of the dimensionless heated length on heat transfer

This study shows that the average Nusselt number increases with an increase in the dimensionless heated length. The curves of the percentage enhancement of the average Nusselt number in Fig. 7 show that in most cases this percentage is not sensitive to the dimensionless heated length for Rayleigh numbers in the range  $10^3$  to  $10^4$ , while it is a little sensitive to the variation of Rayleigh number in the interval  $10^5$  to  $10^6$ .

#### 5.3.3. Effect of the type and volume fraction of nanoparticles on heat transfer

From Fig. 6(b) we can clearly notice that the average Nusselt number increases linearly with an increase in the volume fraction of nanoparticles, this is due to the resulting increase of the thermal conductivity of the solid-fluid mixture. We can also notice that the type of nanoparticles significantly affect the heat transfer, and that the highest values are obtained when we use the Cu nanoparticles.

Fig. 7 clearly shows that the most important result of the percentage enhancement of the average Nusselt number is reached when using Cu nanoparticles. In this case  $\Delta N_{Nu}$  improves by 15.73%, while the use of  $TiO_2$  nanoparticles improves  $\Delta N_{Nu}$  by just 12.84%.

#### 5.3.4. Heat transfer correlations

Using the numerical simulation results obtained in this study, the average Nusselt number at the partially heated wall can be correlated in terms of the Rayleigh number ( $10^3 \leq Ra \leq 10^6$ ), the dimensionless heated length ( $0.05 \leq \varepsilon \leq 0.25$ ) and the volume fraction of nanoparticles ( $0 \leq \phi_v \leq 0.05$ ), the correlations are expressed in Table 3 for pure water, Cu-water and  $TiO_2$ -water nanofluids.

The exponents in the three correlations show that the most influential factor in the case of heating at a constant temperature is the dimensionless heated length followed by the Rayleigh number and finally the volume fraction of nanoparticles. These correlations play a major role in the design of engineering systems whose working principle depends on heat transfer by natural convection inside horizontal cylindrical enclosures.

## 6. Conclusions

The flow resulting from heat transfer by natural convection of Cu-water and  $TiO_2$ -water nanofluids inside a horizontal cylindrical enclosure with partial heating at a constant temperature was numerically studied to investigate the effect of Rayleigh number, the heated length, and the type and volume fraction of nanoparticles on the thermal and dynamic fields as well as on heat transfer. The most important conclusions drawn from this parametric study are as follows:

- 1) The flow intensity and the heat transfer increase as the Rayleigh number increases.
- 2) The heat transfer increases when the heated length increases.
- 3) The heat transfer and its percentage enhancement increase as the nanoparticles volume fraction increases.
- 4) For a Rayleigh number of  $10^6$  and heated length of 0.25, the flow strength decreases with emergence of two secondary counter

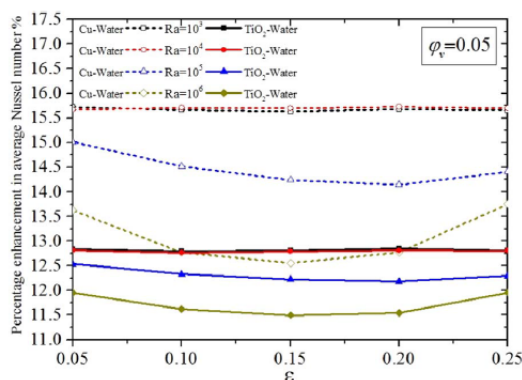


Fig. 7. Percentage enhancement in average Nusselt number for nanofluids with  $\phi_v = 0.05$ .

**Table 3**  
Correlations of average Nusselt number for the heating at a constant temperature.

Working fluid	The correlation	Correlation coefficient (%)
Pure water	$\overline{Nu} = 1.592 Ra^{0.197} \epsilon^{0.677}$	97.62
Cu-water	$\overline{Nu} = 2.249 Ra^{0.195} \phi_p^{0.066} \epsilon^{0.676}$	97.60
TiO <sub>2</sub> -water	$\overline{Nu} = 2.117 Ra^{0.196} \phi_p^{0.057} \epsilon^{0.677}$	97.60

rotating cells near the heated bottom wall.

- The maximum value of the percentage enhancement in heat transfer occurs when using the Cu-water nanofluid, where a volume fraction of 0.05 enhances the heat transfer by 15.7%.
- The heat transfer at the partially heated wall was correlated in terms of the Rayleigh number, the heated length and the nanoparticles volume fraction. The correlations obtained show that the most influential factor in this type of heat transfer is the heated length.

## References

- [1] W.R. Martini, S.W. Churchill, Natural convection inside a horizontal cylinder, *A. I. Ch. E. J.* 6 (2) (1960) 251–257.
- [2] T.H. Kuehn, R.J. Goldstein, An experimental and theoretical study of natural convection in the annulus between horizontal concentric cylinders, *J. Fluid Mech.* 74 (4) (1976) 695–719.
- [3] S. Xin, P. Le Quéré, O. Daube, Natural convection in a differentially heated horizontal cylinder: effects of Prandtl number on flow structure and instability, *Phys. Fluids* 9 (4) (1997) 1014–1033.
- [4] B. Calcagni, F. Marsili, M. Paronini, Natural convective heat transfer in square enclosures heated from below, *Appl. Therm. Eng.* 25 (2005) 2522–2531.
- [5] A.K. Shama, K. Velusamy, C. Balaji, Turbulent natural convection in enclosure with localized heating from below, *Int. J. Therm. Sci.* 46 (2007) 1232–1241.
- [6] E. Abu-Nada, Z. Masoud, A. Hijazi, Natural convection heat transfer enhancement in horizontal concentric annuli using nanofluids, *Int. J. Heat Mass Transf.* 45 (2008) 657–665.
- [7] M.A. Mansour, R.A. Mohamed, S.E. Ahmed, Natural convection cooling of heat source embedded on the bottom of an enclosure filled with Cu-water nanofluid: effects of various thermal boundary conditions, *Heat Mass Transf.* 47 (2011) 1479–1490.
- [8] T. Basak, A.J. Chamkha, Heatline analysis on natural convection for nanofluids confined within square cavities with various thermal boundary conditions, *Int. J. Heat Mass Transf.* 55 (2012) 5526–5543.
- [9] M.H. Matin, I. Pop, Natural convection flow and heat transfer in an eccentric annulus filled by copper nanofluid, *Int. J. Heat Mass Transf.* 61 (2013) 353–364.
- [10] Y. Hu, Y. He, C. Qi, B. Jiang, H. Inaki Schlager, Experimental and numerical study of natural convection in a square enclosure filled with nanofluid, *Int. J. Heat Mass Transf.* 78 (2014) 380–392.
- [11] G. Bachir, Contribution to the study of natural convection in nanofluids in Rayleigh-Bénard configuration (Ph.D. thesis), Toulouse III University, France, 2010.
- [12] Y. Yuan, W. Roetzel, Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids, *Int. J. Heat Mass Transf.* 43 (2000) 3701–3707.
- [13] H.C. Brinkman, the viscosity of concentrated suspension and solutions, *J. Chem. Phys.* 20 (1952) (571–571).
- [14] J.C. Maxwell, *A Treatise on Electricity and Magnetism*, second ed., Oxford University press, 1881.
- [15] S.V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere Publishing Corporation, 1980.
- [16] Sh.M. Vanaki, P. Ganesan, H.A. Mohammed, Numerical study of convective heat transfer of nanofluids: a review, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 54 (2016) 1212–1239.
- [17] Yang Hu, Decai Li, Shi Shu, Xiaodong Niu, Natural convection in a nanofluid-filled eccentric annulus with constant heat flux wall: a lattice Boltzmann study with immersed boundary method, *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 86 (2017) 262–273.
- [18] R.B. Ganvir, P.V. Walke, V.M. Kriplani, Heat transfer characteristics in nanofluid-a review, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 75 (2017) 451–460.

## Modélisation du Transfert Thermique par Convection Naturelle dans les Géométries Pratiques

L'objectif de cette thèse de doctorat est d'étudier la structure thermique et dynamique de l'écoulement résultant du transfert de chaleur par convection naturelle au sein des différentes géométries pratiques, en appliquant les méthodes les plus récentes utilisées pour améliorer le transfert de chaleur. Pour cette raison, deux études sur ce sujet ont été réalisées.

Dans la première étude, une étude numérique a été réalisée sur le transfert de chaleur par convection naturelle en utilisant deux nanofluides dans une enceinte cylindrique horizontale avec chauffage partiel de sa partie inférieure à température constante ou à flux de chaleur constant, la longueur de la source de chaleur a été variée de 5% à 25% du périmètre total de l'enceinte, le reste des parties non chauffées de la paroi inférieure est considéré comme adiabatique. Les deux parties latérales de l'enceinte sont considérées à température constante froide, avec une longueur de 25% du périmètre total de l'enceinte pour chaque partie. La partie supérieure de l'enceinte est considérée comme adiabatique, avec une longueur de 25% du périmètre total. Pour analyser l'effet de l'utilisation des nanofluides avec différentes fractions volumiques des nanoparticules sur le transfert de chaleur à l'intérieur de l'enceinte cylindrique, deux nanofluides (Cu-Eau,  $TiO_2$ -Eau) ont été utilisés avec une fraction volumique de nanoparticules variée de 0 (correspondant à l'eau pure) à 0.05. Les formes en régime permanent des équations de Navier-Stokes et les équations de conservation de la masse et de l'énergie en coordonnées cylindriques bidimensionnelles ont été résolues par la méthode des volumes finis, et l'algorithme SIMPLE a été utilisé pour le couplage pression-vitesse. Le nombre de Rayleigh a été varié dans l'intervalle  $10^3$ - $10^6$ . Cette recherche est caractérisée par une analyse détaillée de l'effet du nombre de Rayleigh, de la longueur chauffée et de la fraction volumique des nanoparticules sur les champs dynamiques et thermiques, sur le pourcentage d'amélioration du nombre de Nusselt moyen, et aussi sur la variation de la température et de la composante de vitesse verticale sur les deux lignes centrales verticale et horizontale de l'enceinte. Les résultats obtenus ont été résumés sous forme d'équations de corrélation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la longueur chauffée, le nombre de Rayleigh et la fraction volumique pour les deux types de nanofluides.

Dans la deuxième étude, une étude numérique a été réalisée sur l'effet de l'utilisation de deux techniques pour l'optimisation du transfert de chaleur par convection naturelle dans une enceinte sphérique tridimensionnelle de chauffe-eau solaire. La paroi extérieure (collecteur solaire) est considérée comme une paroi chauffée à température constante, la paroi qui se trouve derrière le collecteur solaire est considérée comme une paroi adiabatique. À l'intérieur de l'enceinte il y a un tube spiral, sa paroi est sous une température basse qui augmente linéairement en termes de hauteur d'enceinte. La première technique consiste à exploiter la nanotechnologie en utilisant deux types de nanofluides Cuivre-Eau (Cu-Eau) et Nanotube de carbone-Eau (NTC-Eau), pour améliorer le transfert de chaleur dans les enceintes des chauffe-eau solaires sphériques, la fraction volumique des nanoparticules varie de 0 (correspondant à l'eau pure) à 0.05. La deuxième technique consiste à apporter des modifications géométriques à l'enceinte du chauffe-eau solaire sphérique pour améliorer le transfert de chaleur par convection naturelle, ces modifications consistent à créer des orifices annulaires concentriques dans la partie inférieure de la paroi adiabatique interne du chauffe-eau solaire, le nombre des orifices annulaires varie de 1 à 6. Le nombre de Rayleigh varie dans l'intervalle de  $10^4$  à  $10^6$ . Les formes en régime permanent des équations de Navier-Stokes et les équations de conservation de la masse et de l'énergie en coordonnées sphériques tridimensionnelles ont été résolues par la méthode des volumes finis. L'algorithme SIMPLE a été utilisé pour le couplage pression-vitesse. Cette recherche se caractérise par une analyse détaillée de l'effet du nombre de Rayleigh, du nombre des orifices annulaires, et de la fraction volumique de nanoparticules sur les champs dynamiques et thermiques et sur le transfert de chaleur et son pourcentage d'amélioration. Les résultats obtenus ont été résumés sous forme d'équations de corrélation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh, du nombre des orifices annulaires concentriques et de la fraction volumique des nanoparticules.

A travers les résultats obtenus dans toutes les études réalisées dans le cadre de cette thèse de doctorat, un théorème très important a été atteint sur l'amélioration du transfert de chaleur par convection naturelle dans les enceintes. L'application de ce théorème, peut révolutionner le domaine de l'amélioration des performances des divers systèmes d'ingénierie thermiques dont le principe de fonctionnement dépend du transfert de chaleur par convection naturelle.

### Mots-clés :

Convection naturelle, Convection naturelle tridimensionnelle, Enceinte cylindrique horizontale, Enceinte sphérique, Chauffé-eau solaire, chauffage partiel, volumes finis, Nanofluide, Nanotubes.

### ABSTRACT

#### Modeling of Heat Transfer by Natural Convection in Practical Geometries

The objective of this doctoral thesis is to study the thermal and dynamic structures of the flow resulting from natural convection heat transfer within different practical geometries, applying the most recent methods used to improve the heat transfer. For this reason, two studies on this subject have been carried out.

In the first study, a numerical study was carried out on heat transfer by natural convection using two nanofluids inside a horizontal cylindrical enclosure with partial heating of its lower part at constant temperature or constant heat flux, the length of the heat source is changed from 5% to 25% of the total perimeter of the enclosure, the rest of the unheated parts of the bottom wall are considered as adiabatic, the two side parts of the enclosure are considered at a low constant temperature, each one of them has a length of 25% of the total perimeter of the enclosure, the top part of the enclosure is considered as adiabatic, it has a length of 25% of the total perimeter. To analyze the effect of using nanofluids with different particles volume fractions on heat transfer inside cylindrical horizontal enclosures, two nanofluids (Cu-water,  $TiO_2$ -water) were used with volume fraction of nanoparticles being varied in the range of 0 (corresponding to pure water) to 0.05. The steady state forms of Navier-Stokes equations and the equations of conservation of mass and energy in two-dimensional cylindrical coordinates have been solved by the finite volume method and the SIMPLE algorithm was used for the pressure-velocity coupling. The Rayleigh number was varied in the interval  $10^3$  to  $10^6$ . This research is characterized by a detailed analysis of the effect of changing both the Rayleigh number, the heated length and the value of nanoparticles volume fraction on the dynamic and thermal fields, on the percentage enhancement of the average Nusselt numbers, and also on the variation of the temperature and the vertical velocity component at the vertical and horizontal central lines of the enclosure. The results obtained were summarized in the form of correlation equations of the average Nusselt number as a function of the heated length, the Rayleigh number and volume fraction for both types of nanofluids.

In the second study, a numerical study was carried out on the effect of using two techniques for the optimization of heat transfer by natural convection in a three-dimensional spherical enclosure of solar water heater. The outer wall (solar collector) is considered as a heated wall at a constant temperature, the wall which is located behind the solar collector is considered as adiabatic wall. In the enclosure there is a spiral tube, its wall is under a low temperature which increases linearly in terms of enclosure height. The first technique is to exploit nanotechnology using two types of nanofluids Cu-Water and CNT-Water, to improve the heat transfer in the enclosures of spherical solar water heaters, the volume fraction of nanoparticles was varied in the range of 0 (corresponding to pure water) to 0.05. The second technique involves making geometric modifications to the enclosure of spherical solar water heater to improve the natural convection heat transfer, these modifications consist in creating concentric annular orifices in the lower part of the internal adiabatic wall of the solar water heater, the number of annular orifices varies from 1 to 6. The Rayleigh number was varied in the interval  $10^4$  to  $10^6$ . The steady state forms of Navier-Stokes equations and the equations of conservation of mass and energy in three-dimensional spherical coordinates have been solved by the finite volume method. The SIMPLE algorithm was used for the pressure-velocity coupling. This research is characterized by a detailed analysis of the effect of changing both the Rayleigh number, the number of annular orifices and the value of nanoparticles volume fraction on the dynamic and thermal fields and its percentage improvement. The results obtained were summarized in the form of correlation equations of the average Nusselt number as a function of the Rayleigh number, the number of annular orifices and the volume fraction of the nanofluid.

Through the results obtained in all the studies carried out in the frame of this doctoral thesis, a very important theorem has been reached on the improvement of heat transfer by natural convection in enclosures. The application of this theorem can revolutionize the field of performance improvement of various thermal engineering systems whose operating principle depends on heat transfer by natural convection.

### Keywords :

Natural convection, Three-dimensional natural convection, Horizontal cylindrical enclosure, Spherical enclosure, Solar water heater, partial heating, Finite volume, Nanofluid, Nanotube.

### ملخص

#### نمذجة إنتقال الحرارة بالحمل الحراري الطبيعي في المنشآت الهندسية التطبيقية

الهدف من أطروحة الدكتوراه هذه هو دراسة البنية الحرارية والديناميكية للسريان الناتج عن انتقال الحرارة بالحمل الحراري الطبيعي داخل مختلف التجاويف الهندسية التطبيقية، مع تطبيق أحدث الطرق المستعملة من أجل تحسين انتقال الحرارة، ولهذا فقد تم إنجاز دراستين حول هذا الموضوع.

في الدراسة الأولى أجريت دراسة عديدة حول انتقال الحرارة عن طريق الحمل الحراري الطبيعي باستخدام اثنين من سوائل النانو داخل غرفة أسطوانية أفقية مع تسخين جزئي لجزءها السفلي عند درجة حرارة ثابتة أو تدفق حراري ثابت. تم تغيير طول مصدر الحرارة من 5% إلى 25% من المحيط الخارجي للحرارة، أما بقية الأجزاء غير المسخنة من الجدار السفلي للحرارة فقد تم اعتبارها معزولة حرارياً. الجدران الجانبية من الغرفة تم اعتبارها جزئياً مبردين عند درجة حرارة ثابتة، لكل منهما طول قدره 25% من المحيط الإجمالي للحرارة. الجزء العلوي من الغرفة تم اعتباره معزول حرارياً، ويبلغ طوله 25% من المحيط الإجمالي للحرارة. من أجل تحليل تأثير استخدام سوائل النانو مع تركيز حجمي مختلف لجزيئات النانو على انتقال الحرارة داخل الغرفة الأفقية الأسطوانية، تم استخدام اثنين من سوائل النانو (نحاس-ماء) و (ثاني أكسيد التيتانيوم-ماء) مع تركيز حجمي للجزيئات النانو متغير في المجال [من 0 (حالة استخدام الماء النقي) إلى 0.05]. الشكل الدائم لمعادلة نافي-ستوكس ثنائية الأبعاد ومعادلة انخفاض الكتلة والطاقة في نظام الإحداثيات الأسطوانية يتم حلها بواسطة طريقة الأحجام المنتهية، خوارزمية سمبل تم استخدامها من أجل حل الترابط ضغط-سرعة. عدد راييلي يتغير بين  $10^3$  و  $10^6$ . يتميز هذا البحث بتحليل مفصل لتأثير تغير كل من عدد راييلي، الطول المسخن وقيمة التركيز الحجمي لجزيئات النانو على الحقول الديناميكية والحرارية، على النسبة المئوية لتحسن عدد نيسلت المتوسط، وكذلك على تغير درجة الحرارة و السرعة العمودية عند الخطوط المركزية العمودية والأفقية للحرارة الأسطوانية. تم تلخيص النتائج التي تم الحصول عليها في شكل معادلات ارتباط لعدد نيسلت المتوسط بدلالة كل من الطول المسخن، عدد راييلي و التركيز الحجمي لكلا النوعين من سوائل النانو.

في الدراسة الثانية، أجريت دراسة عديدة على تأثير استخدام تقنيتين من أجل تحسين انتقال الحرارة بالحمل الحراري الطبيعي داخل حاوية كروية ثلاثية الأبعاد لسخان ماء شمسي. السطح الخارجي (المجمع الشمسي) يعتبر سطحاً ساخناً عند درجة حرارة ثابتة، السطح الذي يقع خلف المجمع الشمسي يعتبر جداراً معزولاً حرارياً. يوجد في حاوية سخان الماء الشمسي أنبوب حلزوني، يكون جداره تحت درجة حرارة منخفضة تزداد خطياً بدلالة الارتفاع. التقنية الأولى تتمثل في استغلال تكنولوجيا النانو باستعمال نوعين من سوائل النانو (نحاس-ماء) و (أنابيب النانو كربون-ماء) من أجل تحسين انتقال الحرارة في حاويات سخانات الماء الشمسية، تم تغيير التركيز الحجمي لجزيئات النانو في المجال [من 0 (حالة استخدام الماء النقي) إلى 0.05]. التقنية الثانية تتمثل في إدخال تعديلات هندسية على حاوية سخان الماء الشمسي الكروي من أجل تحسين انتقال الحرارة بالحمل الحراري الطبيعي، هذه التعديلات تتمثل في إنشاء ثقوب حلقيّة مركزية في الجزء السفلي من الجدار الداخلي المعزول حرارياً لسخان الماء الشمسي، عدد الثقوب الحلقيّة يتغير من 1 إلى 6. عدد راييلي يتغير بين  $10^4$  و  $10^6$ . الشكل الدائم لمعادلة نافي-ستوكس ثلاثية الأبعاد ومعادلة انخفاض الكتلة والطاقة في نظام الإحداثيات الكروية يتم حلها بواسطة طريقة الأحجام المنتهية، خوارزمية سمبل تم استخدامها من أجل حل الترابط ضغط-سرعة. يتميز هذا البحث بتحليل مفصل لتأثير تغير كل من عدد راييلي، عدد الثقوب الحلقيّة وقيمة التركيز الحجمي على الحقول الديناميكية والحرارية وعلى انتقال الحرارة و نسبة تحسنها. تم تلخيص النتائج التي تم الحصول عليها في شكل معادلات ارتباط لعدد نيسلت المتوسط بدلالة عدد راييلي، عدد الثقوب الحلقيّة و التركيز الحجمي لجزيئات النانو.

من خلال النتائج المتحصل عليها في جميع الدراسات التي تم إنجازها في إطار أطروحة الدكتوراه هذه، تم صياغة نظرية جد هامة حول تحسين انتقال الحرارة بالحمل الحراري الطبيعي في الحاويات. تطبيق هذه النظرية يمكن أن يحدث ثورة في مجال تحسين أداء مختلف الأنظمة الهندسية الحرارية التي يعتمد مبدأ تشغيلها على انتقال الحرارة بالحمل الحراري الطبيعي.

### الكلمات المفتاحية:

الحمل الحراري الطبيعي، الحمل الحراري الطبيعي ثلاثي الأبعاد، حاوية أسطوانية أفقية، حاوية كروية، سخان الماء الشمسي، تسخين جزئي، الهجوم المنتهية، سوائل النانو، أنابيب النانو.