



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET
POPULAIRE



MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITÉ DES FRÈRES MENTOURI – CONSTANTINE 1
FACULTÉ DES SCIENCES DE LA TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

N° d'ordre : ... / Doct / 2021

Série : ... /GM/2021

THÈSE

Présentée pour obtenir le diplôme de Doctorat Troisième Cycle
en Génie Mécanique

Contribution à l'étude des transferts thermiques dans les nanofluides

OPTION : **Energétique**

Par : **GHENNAI Ahlam**

Soutenue le :

Devant le jury composé de :

Président :	M ^f . A. BOUCHOUCHA	Professeur	Université Frères Mentouri-Constantine 1
Rapporteur :	M ^f . R. BESSAIH	Professeur	Université Frères Mentouri- Constantine 1
Examineurs :	M ^f . S. BENISSAAD	Professeur	Université Frères Mentouri - Constantine 1
	M ^f . Y. KABAR	Professeur	Ecole Nationale Polytechnique - Constantine
	M ^f . M. BENSOUICI	MCA	Centre Universitaire Abdel Hafid Boussouf - Mila

REMERCIEMENTS

De prime abord, louange à Dieu de m'avoir donné la force, le courage et la patience de mener à bien ce modeste travail.

Je tiens à remercier Mr. Bessaïh Rachid, Professeur à l'Université des frères Mentouri-Constantine 1, qui m'a encadré tout au long de cette thèse et qui m'a fait partager ses brillantes intuitions. Qu'il soit aussi remercié pour sa gentillesse, sa disponibilité permanente et pour les nombreux encouragements qu'il m'a prodigués.

Je remercie vivement mon enseignant Mr. A. Bouchoucha, Professeur à l'Université des frères Mentouri-Constantine 1, pour l'honneur qu'il m'a fait d'avoir accepté d'examiner mon travail et de présider le jury.

Je tiens aussi à remercier Monsieur S. Benissaad, Professeur à l'Université des frères Mentouri-Constantine 1, Monsieur Y. Kabar, Professeur à l'École nationale polytechnique-Constantine et Monsieur M. Bensouici Maître de Conférences A au centre universitaire Abdel-Hafid Boussouf-Mila, pour leur participation à l'évaluation du présent travail.

Enfin, je remercie très sincèrement tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué à la réalisation de ce travail.

Ahlam

DÉDICACE

Je dédie cette thèse en particulier

A mes chers parents

A ma fille Roueya

A mon mari

A mes sœurs et mes frères

A mes nièces et mes neveux

A mes amies

A tous ceux qui me sont chers

Ahlam

ABSTRACT

This thesis deals with the numerical modelling of laminar natural and mixed convection flows of different nanofluids types. Numerical simulations were performed using Ansys-fluent software, considering three configurations: the square cavity, the cubic cavity, and the inclined channel. The numerical results obtained were validated with those found in the literature. A good agreement was obtained. We present three parts grouping the treated configurations:

The first part concerns the study of 2-D natural convection in a square cavity equipped with a pentagonal obstacle, filled with a nanofluid (Cu/Water). The effects of the Rayleigh number Ra , the volumetric concentration of nanoparticles ϕ , the aspect ratio r and the orientation of the block were discussed

The second part examines the 3-D mixed convection inside a cubic cavity with a heated square-section obstacle. This study compares the single carbon nanotube CNT/water nanofluid and the hybrid CNT-Copper/water nanofluid with different concentration ratios, Richardson number Ri , Reynolds number Re , and block aspect ratio r . In this case, three correlations have been developed to predict the average Nusselt number Nu 's variation as a function of the chosen parameters.

The third part deals with the numerical study of laminar mixed convection with entropy generation in an inclined channel with four heated blocks, traversed by a hybrid Al_2O_3 -Cu/water nanofluid. In this part, the use of a two-phase mixing model approach was considered to demonstrate the effects of several parameters such as Ri , Re , ϕ , θ (the channel tilt), and the position of the block on Nusselt number, entropy generations, and Bejan number. Two different correlations were also determined to express Nu 's average values for the position of aligned and non-aligned blocks.

Keywords: Heat transfer, numerical simulation, cavity, channel, nanofluids, entropy generation, mixture model.

RÉSUMÉ

Cette thèse porte sur la modélisation numérique des écoulements laminaires de convection naturelle et mixte de différents types de nanofluides. Les simulations numériques ont été réalisées à l'aide du logiciel Ansys-fluent, en considérant trois configurations : la cavité carrée, la cavité cubique, et le canal incliné. Les résultats numériques obtenus ont été validés avec ceux trouvés dans la littérature, et une bonne concordance a été obtenue. Nous présentons trois parties regroupant les configurations traitées :

La première partie concerne l'étude de la convection naturelle 2-D dans une cavité carrée équipée d'un obstacle pentagonal, remplie d'un nanofluide (Cu/Eau). Les effets du nombre de Rayleigh Ra , de la concentration volumétrique de nanoparticules ϕ , du rapport d'aspect r , et de l'orientation du bloc ont été discutés.

La deuxième partie examine la convection mixte 3-D à l'intérieur d'une cavité cubique avec un obstacle de section carrée chauffée. Cette étude traite la comparaison entre le nanofluide simple nanotube de carbone CNT/eau et le nanofluide hybride CNT-Cuivre/eau avec différents rapports de concentration, nombre de Richardson Ri , nombre de Reynolds Re , et rapport d'aspect du bloc r . Dans ce cas, trois corrélations ont été développées pour prédire la variation du nombre de Nusselt moyen Nu en fonction des paramètres choisis.

La troisième partie traite l'étude numérique de la convection mixte laminaire avec génération d'entropie dans un canal incliné avec quatre blocs chauffés, parcouru par un nanofluide hybride Al_2O_3 -Cu/eau. Dans cette partie, l'utilisation d'une approche par modèle de mélange à deux phases a été considérée pour démontrer les effets de plusieurs paramètres tels que : Ri , Re , ϕ , θ (l'inclinaison du canal), et la position du bloc sur Nu , générations d'entropie S_h , S_f et nombre de Bejan Be . Deux corrélations différentes ont également été déterminées pour exprimer les valeurs moyennes de Nu pour la position des blocs alignés et non-alignés.

Mots clés : Transfert thermique, simulation numérique, cavité, canal, nanofluides, génération d'entropie, modèle de mélange.

ملخص

تتناول هذه الأطروحة النمذجة العددية لتدفقات الحمل الحراري الطبيعي والمختلط لأنواع مختلفة من السوائل النانوية. تم إجراء عمليات المحاكاة العددية باستخدام برنامج Ansys-fluent ، مع مراعاة ثلاثة تكوينات: التجويف المربع والتجويف المكعب والقناة المائلة. تم التحقق من صحة النتائج العددية التي تم الحصول عليها مع تلك الموجودة في المراجع ليتم الحصول على توافق جيد. ونحن نقدم ثلاثة أجزاء تجمع التكوينات المعالجة:

يتعلق الجزء الأول بدراسة الحمل الحراري الطبيعي ثنائي الأبعاد في تجويف مربع مجهز بحاجز خماسي مملوء بسائل نانوي (Cu / ماء). تمت مناقشة تأثيرات عدد راييلي Ra والتركيز الحجمي للجسيمات النانوية ونسبة r واتجاه الكتلة.

يفحص الجزء الثاني الحمل الحراري المختلط ثلاثي الأبعاد داخل تجويف مكعب مع عائق ذو مقطع مربع مسخن. تتناول هذه الدراسة المقارنة بين السائل النانوي الكربوني أحادي الأنابيب النانوية الكربونية / الماء والسائل النانوي الهجين CNT والنحاس / الماء بنسب تركيز مختلفة، ورقم ريتشاردسون Ri، ورقم رينولدز Re، ونسبة r. في هذه الحالة، تم تطوير ثلاثة ارتباطات للتنبؤ بمتوسط تباين رقم Nusselt كدالة للمعلمات المختارة.

الجزء الثالث يتعلق بالدراسة العددية للحمل الحراري المختلط مع توليد الإنتروبي في قناة مائلة بأربع كتل مسخنة، يتم اجتيازها بواسطة سائل نانوي هجين Al_2O_3-Cu / الماء. في هذا الجزء، تم النظر في استخدام نهج نموذج الخلط بحالتين لتوضيح تأثيرات العديد من المعلمات مثل Re، Ri، (ميل القناة)، وموضع الكتلة على Nu، الانتروبيا S_{ii} و S_f وعدد Bejan Be. تم تحديد ارتباطين مختلفين أيضاً للتعبير عن متوسط قيم Nu لموضع الكتل المحاذة وغير المحاذة.

الكلمات المفتاحية: الحمل الحراري، المحاكاة العددية، التجويف، القناة، الموائع النانوية، توليد الإنتروبي، نموذج الخليط.

Table des matières

Remerciement	i
Dédicace	ii
Abstract	iii
Résumé	iv
ملخص.....	v
Table de matière	vi
Liste des figures	x
Liste des tableaux	xv
Nomenclatures	xvi
Introduction Générale.....	1
Objectifs	3

**CHAPITRE I : GÉNÉRALITÉS ET SYNTHÈSE
BIBLIOGRAPHIQUE**

I.1 INTRODUCTION.....	5
I.2 NOTIONS DE BASE	5
I.3 GÉNÉRALITÉS SUR LES NANOFUIDES	6
I.3.1 Définition	6
I.3.2 Application des nanofluides	7
I.3.3 Les avantages des nanofluides	8
I.3.4 Les inconvénients des nanofluides	8
I.4 SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE	8
I.5 CONCLUSION.....	35

CHAPITRE II : MODÉLISATION DU PROBLÈME

II.1 INTRODUCTION.....	38
II.2 ÉLÉMENTS MATHÉMATIQUES DE BASE	38
II.2.1 Équation de continuité	38
II.2.2 Équation de la quantité de mouvement	39
II.2.3 Équation de l'énergie	39
II.2.3 Propriétés des nanofluides	40
II.3 HYPOTHÈSES SIMPLIFICATRICES	40

II.4 CONFIGURATION 2-D (Application A)	41
II.4.1 Description du problème	41
II.4.2 Modèle mathématique et équations dimensionnelles	42
II.4.2.1 Nombre de Nusselt	43
II.4.3 Présentation du logiciel de calcul « FLUENT 14.0 »	43
II.4.4 Schémas numériques.....	44
II.4.5 Conditions aux limites.....	45
II.4.6 Résolution numérique.....	45
II.4.6.1 Critère de convergence.....	45
II.4.6.2 Facteurs de sous-relaxation.....	46
II.4.7 Maillage.....	47
II.5 CONFIGURATION 3-D (Application B).....	48
II.5.1 Description du problème.....	48
II.5.2 Modèle mathématique et équations dimensionnelles.....	48
II.5.3 Schémas numériques.....	50
II.5.4 Conditions aux limites.....	51
II.5.5 Résolution numérique.....	51
II.5.5.1 Critère de convergence.....	51
II.5.5.2 Facteurs de sous-relaxation.....	52
II.5.6 Maillage.....	53
II.6 CONFIGURATION 3-D (Application C).....	54
II.6.1 Description du problème.....	54
II.6.2 Modèle mathématique et équations dimensionnelles.....	56
II.6.3 Schémas numériques.....	59
II.6.4 Conditions aux limites.....	59
II.6.5 Résolution numérique.....	59
II.6.5.1 Critère de convergence.....	59
II.6.5.2 Facteurs de sous-relaxation.....	60
II.7 CONCLUSION.....	61

CHAPITRE III : RÉSULTATS ET DISCUSSION MONOPHASIQUE

Application A

III.A.1 INTRODUCTION	63
III.A.2 PARAMÈTRES GÉOMETRIQUES ET PHYSIQUES	63
III.A.3 ÉFFET DU MAILLAGE	63
III.A.4 VALIDATION DU CODE DE CALCUL	65
III.A.5 RÉSULTATS ET DISCUSSION	65
III.A.5.1 Éffet de la fraction volumique ϕ et du rapport d'aspect r	65
III.A.5.2 Éffet de la fraction volumique ϕ et de l'orientation du bloc.....	71
III.A.5.3 Éffet de la fraction volumique ϕ et du nombre de Rayleigh	75
III.A.6 CONCLUSION	82

Application B

III.B.1 INTRODUCTION	83
III.B.2 PARAMÈTRES GÉOMETRIQUES ET PHYSIQUES	83
III.B.3 ÉFFET DU MAILLAGE	84
III.B.4 VALIDATION DU CODE DE CALCUL	85
III.B.5 RÉSULTATS ET DISCUSSION	85
III.B.5.1 Champ d'écoulement	85
III.B.5.2 Transfert de chaleur.....	89
III.B.6 CONCLUSION	99

CHAPITRE IV : RESULTATS ET DISCUSSION DIPHASIQUE (Application C)

IV.1 INTRODUCTION	101
IV.2 PARAMÈTRES GÉOMETRIQUES ET PHYSIQUES	101
IV.3 ÉFFET DU MAILLAGE	102
IV.4 VALIDATION DU CODE DE CALCUL	103
IV.5 RÉSULTATS ET DISCUSSION	105
IV.5.1 La première section.....	105
IV.5.1.1 Nombre de Nusselt.....	105
IV.5.1.2 Nombre de Bejan.....	107

IV.5.2 La deuxième section.....	110
IV.5.2.1 Effet de R_i , R_e , ϕ et de la position des blocs	110
IV.5.2.2 Effet de R_i , R_e , ϕ et de l'angle d'inclinaison du canal.....	118
IV.6 CONCLUSION	124
CONCLUSION GÉNÉRALE ET PÈRSPECTIVE	126
RÉFÉRENCES	129

Liste des Figures

Figure I. 1:	Micrographies TEM de particules nanoCu \pm huile de transformateur à pH = 6,3. (a) suspension à 2% en volume (b) suspension à 5% en volume (Xuan et Li, 2000).....	9
Figure I. 2:	Esquisse de la configuration étudiée (El-hafad et al., 2015)	10
Figure I. 3:	Configuration de trois cavités différentes, leurs domaines de calcul et conditions aux limites (Reza et al. (2018)).....	11
Figure I. 4:	Diagramme schématique du modèle physique (Sabour et al., 2017).....	12
Figure I. 5:	Modèle physique pour cinq cas avec leur système de coordonnées (Das et Ohal, 2009).....	13
Figure I. 6:	Diagramme schématique du modèle physique (Aminossadati et Ghasemi, 2012)	14
Figure I. 7:	Représentation schématique de la géométrie examinée par Boualit et al., 2016	15
Figure I. 8:	Schéma de la configuration expérimentale (Rahimi et al., 2017)	16
Figure I. 9:	Schéma de principe du montage expérimental, (les mesures sont en mm) (Dogan et Sivrioglu, 2010)	17
Figure I. 10:	Schéma de (a) la configuration expérimentale, (b) les composants et la configuration du système PIV (Elatar et Siddiqui, 2015).....	18
Figure I. 11:	Appareil expérimental du canal carré horizontal (Rajamohan et al., 2019)...	19
Figure I. 12:	Schéma du problème considéré (Izadi et al., 2015).....	20
Figure I. 13:	Diagramme schématique du modèle physique (Mehmood et al., 2017).....	21
Figure I. 14:	Schéma physique de la problématique (Xu et Cui, 2018).....	22
Figure I. 15:	Configuration utilisée par Shulepova et al., 2020	23
Figure I. 16:	Photographies TEM des particules de Cu (A) et Al ₂ O ₃ (B) (Çolak et al., 2020).....	24
Figure I. 17:	Géométrie du problème (Takabi et Salehi, 2014).....	25
Figure I. 18:	Schéma du domaine de problème et système de coordonnées (Tayebi et Chamkha, 2017).....	26
Figure I. 19:	Forme géométrique de l'enceinte poreuse (Nguyen et al., 2019).....	27
Figure I. 20:	Configuration de l'étude (Cimpean et al., 2020).....	27
Figure I. 21:	Géométrie de l'étude (Bahiraie et al., 2017).....	29

Figure I. 22: Modèle physique et conditions aux limites (Taybi et Chamkha, 2019).....	30
Figure I. 23: La vue 3D du CMCHS (Khosravi et al., 2019).....	31
Figure I. 24: Modèle physique (Begum et al., 2018).....	31
Figure I. 25: Diagramme schématique du modèle de calcul avec conditions aux limites (Kashyap et Dass, 2019).....	32
Figure I. 26: Diagramme schématique du modèle de calcul avec conditions aux limites (Kashyap et Dass, 2018).....	33
Figure I. 27: Schéma du model physique (gauche) 3-D at (droite) $z/L=0,5$ 2-D plan (Esfe et al., 2020).....	34
Figure I. 28: Géométrie du canal étudié (Bahiraei et al., 2020).....	34
Figure II. 1: Géométrie du problème (Application A).....	42
Figure II. 2: Interface du logiciel	44
Figure II. 3: Evolution des résidus pour une cavité remplie de nanofluide (Cu-eau), $\phi = 0.02$, $Ra = 106$	46
Figure II. 4: Maillage utilisé dans l'application A.....	47
Figure II. 5: Géométrie du problème (Application B).....	48
Figure II. 6: Evolution des résidus pour une cavité remplie de nanofluide hybride (CNT-Cu/eau), $\phi = 0.02$, $Ri = 5$	52
Figure II. 7: Maillage utilisé (Application B).....	53
Figure II. 8: Géométrie du problème (Application C).....	55
Figure II. 9: Evolution des résidus pour canal horizontal remplie de nanofluide hybride (Al ₂ O ₃ -Cu/eau), $\phi = 0,02$, $Ri = 0,5$ et $Re=100$	60
Figure III. 1: Effet du maillage (profils de vitesse dans la partie droite de la ligne médiane horizontale) $\phi = 0$, $Ra = 105$ et $r = 0,15$	64
Figure III. 2: Comparaison entre nos résultats numériques et ceux de Islam et al. (2012) pour les profils de vitesse le long du plan médian horizontal.....	64
Figure III. 3: Lignes de courant à $Ra = 105$ pour différents ϕ et r	66
Figure III. 4: Isothermes à $Ra = 105$ pour différents ϕ et r	67
Figure III. 5: Profils de température pour différents r et ϕ	68
Figure III. 6: Profils de Nusselt local pour différents r et ϕ	69
Figure III. 7: Variation du nombre de Nusselt moyen avec ϕ . $r = 0.1$, $r = 0.15$, $r = 0.2$ et $r = 0.25$	70

Figure III. 8: Lignes de courant à $r = 0,1$ et $Ra = 105$ pour différentes orientations du bloc et ϕ	72
Figure III. 9: Isothermes à $r = 0,1$ et $Ra = 10^5$ pour différentes orientations du bloc et ϕ	73
Figure III. 10: Profils de température pour différents ϕ et orientations du bloc.....	74
Figure III. 11: Profils de Nusselt local pour différents ϕ et orientations du bloc.....	75
Figure III. 12: Variation du nombre de Nusselt moyen pour différentes orientations du bloc..	76
Figure III. 13: Lignes de courant à $r = 0,1$ et pour différents Ra et ϕ	77
Figure III. 14: Isothermes à $r = 0,1$ pour différents Ra et ϕ	78
Figure III. 15: Profils de température pour différents ϕ et orientations du bloc.....	79
Figure III. 16: Profils de Nusselt local pour différents ϕ et Ra	80
Figure III. 17: Variation du nombre de Nusselt moyen pour différentes valeurs de Ra et ϕ	81
Figure III. 18: Etude de l'indépendance du maillage.....	84
Figure III. 19: Comparaison entre nos prédictions et celles de Al-Rashed et al. (2017) et Jahanshahi et al. (2010) pour les profils de température sans dimension.....	85
Figure III. 20: Suivi-de-particules pour $Ri = 0,1$ et différents ϕ et r	86
Figure III. 21: Suivi-de-particules pour $Ri = 10$ et différents ϕ et r	87
Figure III. 22: Lignes de courant pour $\phi = 0,06$ (5:5) et différents Re et r à $z/2$ plan.....	88
Figure III. 23: Profils de vitesse adimensionnelle pour $\phi = 0$ et $\phi = 0,06$ (5:5) et différents Ri et r suivant X , à $Y = 0,875$	89
Figure III. 24: Iso-surfaces de température pour $\phi = 0,06$ (5:5) et différents Ri et r	90
Figure III. 25: Iso-surfaces de température pour $\phi = 0,06$ (5:5) et différents Ri et r	91
Figure III. 26: Isothermes pour différents Ri et r à $z/2$ plan, $\phi = 0$ noir et $\phi = 0,06$ (5:5) coloré.....	92
Figure III. 27: Profils de température adimensionnelle pour $\phi = 0$ et $\phi = 0,06$ (5:5) et différents Ri et r suivant X , à $Y = 0,875$	93
Figure III. 28: Comparaison de la variation de Nu contre la concentration volumique pour différents Ri et r entre CNT-Cu/eau hybride nanofluide et CNT/eau mono nanofluide.....	94
Figure III. 29: Comparaison de la variation de Nu contre la concentration volumique pour différents Re à $r = 0,2$ entre CNT-Cu/eau hybride nanofluide et CNT/eau mono nanofluide.....	95
Figure III. 30: Variation de Nu contre la concentration volumique pour différents rapports d'aspect et rapports de concentration.....	96

Figure III. 31: Comparaison entre les résultats numériques et la corrélation (III.1) pour un nanofluide hybride avec trois variables.....	97
Figure III. 32: Comparaison entre les résultats numériques et la corrélation (III.2) pour un nanofluide hybride avec deux variables.....	98
Figure III. 33: Comparaison entre les résultats numériques et la corrélation (III.3) pour un nanofluide simple avec trois variables.....	98
Figure IV. 1: Test d'indépendance du maillage (profils de température adimensionnelle)....	102
Figure IV. 2: Test d'indépendance du maillage (profils de vitesse adimensionnelle).....	103
Figure IV. 3: Comparaison entre les résultats de l'étude actuelle et d'autres résultats de la littérature : Résultats de Uysal et Korkmaz (2019) , (a) h , (b) S'_h , (c) S'_f , (d) Be , résultats expérimentaux de Lee et Mudawar (2007) et simulation numérique de Ghale et al. (2015) (e) h moyen.....	104
Figure IV. 4: Variation du nombre de Nusselt moyen avec Ri , ϕ et les rapports de concentration.....	106
Figure IV. 5: Variation du nombre de Nusselt moyen avec Re et Θ	106
Figure IV. 6: Variation du nombre de Nusselt moyen avec Ri et position des blocs.....	107
Figure IV. 7: Variation du nombre de Be avec Ri , ϕ et les rapports de concentration.....	108
Figure IV. 8: Variation du nombre de Be avec Re et Θ	108
Figure IV. 9: Comparaison des lignes de courant entre la disposition des blocs alignés et non-alignés dans un canal horizontal pour différents nombres de Re , $Ri = 1$ et $\phi = 0,05$	109
Figure IV. 10: Comparaison des isothermes entre la disposition des blocs alignés et non alignés dans un canal horizontal pour différents nombres Ri , $Re = 500$ et $\phi = 0,05$	110
Figure IV. 11: Profils de Nusselt local à différentes parois du blocs pour $Re = 500$ et $Ri = 1$ (disposition alignée).....	111
Figure IV. 12: Profils de Nusselt moyens pour différents Re , Ri et ϕ (canal horizontal).....	113
Figure IV. 13: Profils d'entropie due au transfert de chaleur pour différents Re , Ri et ϕ (canal horizontal).....	115
Figure IV. 14: Profils d'entropie due à la viscosité du fluide pour différents Re , Ri et ϕ (canal horizontal).....	116
Figure IV. 15: Comparaison de nombre de Be pour différents Ri et Re et $\phi = 0,05$ (canal horizontal).....	118

Figure IV. 16: Comparaison des lignes de courant entre les différents angles d'inclinaison du canal pour une variante de concentration volumique ϕ , $Ri = 1$ et $Re = 500$.	119
Figure IV. 17: Comparaison des isothermes entre différentes inclinaisons pour divers Re , $\phi = 0,05$ et $Ri = 1$	120
Figure IV. 18: Comparaison de Nu , S_h , S_f et Be entre différents ϕ , Re et angle d'inclinaison pour $Ri = 1$	121
Figure IV. 19: Comparaison entre les résultats numériques et la corrélation (IV.1) pour un arrangement aligné.....	123
Figure IV. 20: Comparaison entre les résultats numériques et la corrélation (IV.2) pour un arrangement non-aligné.....	124

Liste des Tableaux

Tableau II.1: Les propriétés thermo-physiques de matériaux utilisés (Bergman, 2011)..	40
Tableau II.2: Les schémas numériques utilisés.....	44
Tableau II.3: Les conditions aux limites.....	45
Tableau II.4: Critères de convergence.....	45
Tableau II.5: Paramètres de relaxation pour notre cas.....	47
Tableau II.6: Les schémas numériques utilisés.....	51
Tableau II.7: Critères de convergence.....	51
Tableau II.8: Paramètres de relaxation	52
Tableau II.9: Les schémas numériques utilisés.....	59
Tableau II.10: Critères de convergence.....	60
Tableau II.11: Paramètres de relaxation pour ce cas.....	61
Tableau III.1: Effet du maillage sur Nu moyen.....	84
Tableau IV.1: Nombre de Nusselt moyen pour tous les maillages testés.....	102

NOMENCLATURE

A	Surface	$[m^2]$
C_p	Chaleur spécifique	$[J/kg.K]$
g	Accélération gravitationnelle	$[m/s^2]$
H	Hauteur du canal	$[m]$
i, j	Indices	$[-]$
ℓ	Distance entre les blocs	$[m]$
k	Conductivité thermique	$[W/m.K]$
l	Longueur des obstacles	$[m]$
L	Longueur des géométries	$[m]$
La	Largeur du canal	$[m]$
N	Entropie local adimensionnelle	$[-]$
P	Pression	$[Pa]$
\dot{q}	Flux de chaleur volumétrique	$[W/m^3]$
q''	Flux de chaleur par unité de surface	$[W/m^2]$
r	Rapport d'aspect	$[-]$
S	Entropie	$[W/m^3K]$
T	Température	$[K]$
u, v, w	Composantes de vitesse	$[m/s]$
U, V, W	Composantes de vitesse adimensionnelle	$[-]$
x, y, z	Coordonnées cartésiennes	$[-]$
X, Y, Z	Coordonnées cartésiennes adimensionnelles	$[-]$

Variables Grecques

α	Diffusivité thermique	$[m^2/s]$
β	Coefficient de dilatation thermique	$[K^{-1}]$
ρ	Masse volumique	$[kg/m^3]$
μ	Viscosité dynamique	$[kg/m.s]$
φ	Dissipation visqueuse	$[-]$
Φ	Concentration volumique	$[-]$
Θ	Température adimensionnelle	$[-]$
θ	inclinaison du canal	$[^\circ]$
Δ	différence	$[-]$

Nombres Adimensionnels

<i>Be</i>	Nombre de Bejan	[-]
<i>Gr</i>	Nombre de Grashof	[-]
<i>Ra</i>	Nombre de Rayleigh	[-]
<i>Re</i>	Nombre de Reynolds	[-]
<i>Ri</i>	Nombre de Richardson	[-]
<i>Nu</i>	Nombre de Nusselt moyen	[-]
<i>Nu_l</i>	Nombre de Nusselt local	[-]

Abréviation

<i>CNT</i>	Nanotube de carbone
------------	---------------------

Sous-scripts

<i>bf</i>	Fluide de base
<i>c</i>	Froid
<i>f</i>	Fraction du fluide
<i>gen</i>	Généré
<i>h</i>	Chaud
<i>hnf</i>	Nanofluide hybride
<i>hnp</i>	Nanoparticules hybride
<i>m</i>	Mélange
<i>nf</i>	Nanofluide
<i>np</i>	Nanoparticule
<i>th</i>	Thermique
<i>o</i>	Variable initiale

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Il y a un faible transfert de chaleur par convection en raison de la faible conductivité thermique des fluides tels que l'eau, l'huile et le mélange d'éthylène glycol pour cela, les chercheurs largement examinent de nouvelles méthodes pour répondre aux demandes de l'industrie dans le domaine des sciences thermiques développées. L'utilisation de la nanotechnologie dans ce domaine est devenue une nécessité. Les nanotechnologies et les nanosciences sont l'analyse, la fabrication et la manipulation de structures, de machines et de systèmes de matériaux à l'échelle nanométrique. On les trouve dans plusieurs disciplines scientifiques telles que l'électronique, la mécanique, la chimie, l'optique, la biologie. L'apparition de nanofluides avec des propriétés thermiques supérieures en mettant de particules très fines avec une conductivité thermique relativement élevée aux fluides de base pourrait démontrer des progrès historiques. Il a été reporté que la conductivité thermique du fluide de base est considérablement augmentée (plus de 20%) avec l'ajout d'une faible fraction de nanoparticules (1-5%). Cette augmentation dépend de diamètre des particules, de la fraction volumique des particules ainsi des propriétés thermiques des deux composants (fluide de base et nanoparticules). Récemment, pour mieux améliorer ces propriétés le nanofluide hybride, qui est un nanofluide composé de deux ou plusieurs nanomatériaux, s'est développé. Les nanofluides et les nanofluides hybrides apparaissent comme des thermo-fluides prometteurs pour les applications de transfert de chaleur dans de nombreux domaines empiriques et divers domaines industriels, tels que les capteurs solaires, la ventilation des bâtiments, le refroidissement passif, le refroidissement des composants électroniques, les réacteurs nucléaires, les industries alimentaires, les échangeurs de chaleur, etc.

Les lois de la thermodynamique illustrent comment l'énergie thermique, ou chaleur, interagit avec d'autres types d'énergie et comment l'énergie affecte la matière. Selon la première loi de la thermodynamique, l'énergie ne peut être ni produite ni détruite; la quantité totale d'énergie dans l'univers reste constante. La deuxième loi de la thermodynamique stipule qu'à un niveau très microscopique, dans un système isolé, tout processus naturel dans ce système progresse dans le sens d'un désordre croissant, ou entropie.

Le concept d'entropie a été introduit pour la première fois en 1865 par Clausius. Elle était définie comme une grandeur qui mesure le degré de désordre d'un système, elle caractérise l'aptitude de l'énergie contenue dans un système à fournir du travail, ou plutôt son incapacité à le faire : plus cette grandeur est élevée, plus l'énergie est dispersée, homogénéisée et donc moins utilisable.

Le paramètre de taux de génération d'entropie est utilisé dans les analyses thermodynamiques actuelles pour calculer les irréversibilités liées au transfert de chaleur et au frottement dans les systèmes. En conséquence, dans les procédés thermofluides, la minimisation de la génération d'entropie est devenue une option courante.

Dans ce manuscrit, nous étudions numériquement les effets de la convection naturelle et mixte dans plusieurs configurations utilisant les fluides nanocomposites pour prédire l'influence de la fraction volumétrique, nombre de Rayleigh, nombre de Reynolds, nombre de Richardson et les effets géométriques sur le comportement de transfert de chaleur et l'écoulement.

Cette thèse comporte quatre chapitres qui sont présentés comme suit :

Pour mieux démontrer les phénomènes traités, le premier chapitre se concentre sur la présentation des généralités et des notions de base, ainsi d'une synthèse bibliographique des travaux précédents trouvés dans la littérature concernant la convection naturelle et mixte dans les cavités et les canaux, les nanofluides (simples et hybrides) et la génération d'entropie ainsi que le modèle de mélange pour l'approche en deux phases.

Les modèles mathématiques et les procédures de calcul sont montrés dans le deuxième chapitre considérant les nanofluides comme des fluides incompressibles avec des propriétés thermo-physique constantes, sauf la densité qui varie suivant le modèle de Bousinesq. Ensuite, nous faisons une présentation détaillée des conditions aux limites pour chaque configuration ainsi une analyse bien précise pour l'obtention du choix du maillage.

Après la présentation de la validation avec les travaux de la littérature, le troisième chapitre rapporte les résultats de la modélisation monophasique des nanofluides concernant la première application qui évalue la convection naturelle dans une cavité 2-D remplie de nanofluide Cu/eau et munie d'un obstacle pentagonal effectuant le contrôle passif, et la deuxième application qui exprime une étude numérique en 3-D de la convection mixte à l'intérieur d'une cavité cubique et une comparaison entre le nanofluide CNT/eau et le nanofluide hybride CNT-Cu/eau.

Dans le dernier chapitre, nous présentons une étude numérique tridimensionnelle du nanofluide hybride Al_2O_3 -Cu/eau dans un canal incliné contenant quatre sources de chaleur pour examiner l'influence de nombreux paramètres tels que le nombre de Richardson, le nombre de Reynolds, la concentration de nanoparticules et l'orientation du canal sur le transfert de chaleur, l'écoulement de fluide et la génération d'entropie.

Enfin, nous clôturons cette thèse par une conclusion générale et des perspectives futures pouvant être utilisées dans les applications à venir.

OBJECTIFS

Les principaux objectifs de la présente étude sont cités comme suit :

- Les effets du nombre de Rayleigh, de la fraction volumique des nanoparticules, du rapport d'aspect et de l'orientation de l'obstacle sur l'écoulement (lignes de courant et vitesse) et sur le transfert thermique (isothermes, température et nombre de Nusselt moyen). (Configuration 2-D; Application A).

- Les effets du nombre de Richardson, du nombre de Reynolds, de la fraction volumique des nanoparticules avec leur pourcentage concentrique et la comparaison entre le nanofluide simple et hybride sur le champ d'écoulement (lignes de courant, traces de courant, vitesse) et le champ thermique (isosurfaces, isothermes, température et nombre de Nusselt moyen). (Configuration 3-D; Application B).

- Les effets du nombre de Richardson, du nombre Reynolds, de la concentration volumique, de l'inclinaison du canal et de la position des sources de chaleur sur la structure d'écoulement (lignes de courant), le transfert de chaleur (isothermes, nombre de Nusselt local et moyen) et la génération d'entropie (entropie due au transfert thermique, au frottement visqueux et nombre de Bejan). (Configuration 3-D; Application C).

**CHAPITRE I : GÉNÉRALITÉS ET SYNTHÈSE
BIBLIOGRAPHIQUE**

Sommaire

I.1 INTRODUCTION.....	5
I.2 NOTIONS DE BASE	5
I.3 GÉNÉRALITÉS SUR LES NANOFUIDES	6
I.3.1 Définition	6
I.3.2 Application des nanofluides	7
I.3.3 Les avantages des nanofluides	8
I.3.4 Les inconvénients des nanofluides	8
I.4 SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE	8
I.5 CONCLUSION.....	35

I.1 INTRODUCTION

Le transfert de chaleur est une discipline riche en phénomènes physiques et en applications pratiques dans notre vie de tous les jours. Leur prédiction est primordiale dans tout dimensionnement de la plupart des systèmes industriels, spatiaux, aéronautiques et domestiques. D'autant plus que nos sociétés ont engagé un processus d'optimisation énergétique pour réduire les émissions à gaz à effet de serre et pour anticiper la future mutation énergétique. **(Giovannini et Bédard, 2015)**.

Dans le cas des fluides caloporteurs, un des premiers paramètres à prendre en compte afin d'évaluer le potentiel d'échange de chaleur est la conductivité thermique. Or, les fluides les plus employés tels que l'eau, l'huile ou l'éthylène-glycol (EG) ne disposent que d'une conductivité thermique faible par rapport à celle des solides cristallins. Avec les nanofluides, l'idée est alors d'insérer, au sein du fluide de base, des nanoparticules afin d'augmenter la conductivité thermique effective du mélange.

Ces dernières années, une nouvelle classe de nanofluides qui consiste en deux ou plusieurs matériaux solides dispersés dans un fluide conventionnel a été développée et intensément étudiée. Ces fluides sont appelés nanofluides hybrides.

Ce chapitre comporte deux sections principales. La première section présente des généralités sur la convection, les nanofluides simple et hybride. La deuxième section expose un traitement des publications scientifiques consacrées à l'étude de la convection naturelle, et mixte dans des cavités et des canaux, l'utilisation des nanofluides simple et hybride ainsi qu'une étude de la génération d'entropie dans différentes enceintes et l'application du modèle de mélange dans la simulation numérique.

I.2 NOTIONS DE BASE

Le transfert de chaleur peut-être défini comme l'énergie thermique en transit à cause d'une différence de température. On peut observer les phénomènes de transfert de chaleur aussi bien dans des situations industrielles (fours, réacteurs, échangeurs de chaleur, colonnes à distiller, chambres froides, presses à injection, coulée des métaux...) que dans notre vie quotidienne (le chauffage et l'isolation de la maison, la cuisson des aliments, les vêtements d'hiver et le facteur de refroidissement éolien, le coup de soleil sur la plage !...). Les trois modes de transfert de chaleur sont: - la conduction - la convection - le rayonnement.

Lorsque le transfert de chaleur s'accompagne d'un transfert de masse, il est appelé transfert par convection. Ce mode d'échange de chaleur existe au sein des milieux fluides ou lorsqu'un fluide circule autour d'un solide. L'étude du transfert de chaleur par convection permet de déterminer les échanges de chaleur se produisant entre un fluide et une paroi.

La quantité de chaleur échangée par unité de temps dépend de plusieurs paramètres :

- la différence de température entre la paroi et le fluide ;
- la vitesse du fluide ;
- la capacité thermique massique du fluide ;
- la surface d'échange ;
- l'état de surface du solide ;
- sa dimension etc . . .

Il existe deux types de convection qui sont par la suite :

➤ La convection naturelle : Le fluide est mis en mouvement sous le seul effet de différences de masses volumiques résultant des différences de températures sur les frontières.

➤ La convection forcée : Le mouvement du fluide est induit par une cause indépendante des différences de température (pompe, ventilateur...). Compte tenu du lien entre le transfert de masse et le transfert de chaleur.

La convection mixte correspond au couplage des deux phénomènes précédents (convection naturelle et forcée).

I.3 GÉNÉRALITÉS SUR LES NANOFUIDES

I.3.1 Définition

Les nanofluides sont des dispersions de particules de taille nanométrique (dont le diamètre est typiquement inférieur à 100 nm), appelées nanoparticules, dans un fluide de base afin d'en améliorer certaines propriétés.

L'idée d'améliorer les propriétés thermiques de fluides par l'adjonction de particules n'est pas nouvelle, mais l'utilisation de particules de taille nanométrique permet potentiellement de minimiser considérablement les problèmes d'érosion et de sédimentation rencontrés avec les particules de taille plus élevée. De plus, certains auteurs ont mis en avant

des performances thermiques améliorées en conductivité thermique et en échange thermique liquide et liquide/ vapeur dues à la taille nanométrique. **(Ribeiro Et Grüss,2009)**

Une mise à jour récente de la scène des nanofluides, les nanofluides hybrides, avec des particules en suspension étant une combinaison complexe de plusieurs nanoparticules, vise à remédier aux lacunes des mono nanofluides en incorporant un additif de propriété de contraste pour compenser les inconvénients du mono nanofluide.

La liste des nanoparticules utilisées pour obtenir des nanofluides et des nanofluides hybrides est très large, mais on peut citer parmi eux **(Soufi, 2013)** :

- Les nanoparticules des Oxydes métalliques :

L'oxyde d'aluminium (Al_2O_3), l'oxyde de cuivre (CuO), l'oxyde de silicium (SiO_2), l'oxyde de titanium (TiO_2).

- Les nanoparticules métalliques :

L'aluminium (Al), le cuivre (Cu), l'argent (Ag), l'or (Au), la silicone (Si).

- Les nanoparticules non-métalliques :

Les nanotubes de carbone (CNT), le diamant (C).

I.3.2 Application des nanofluides

Les dispersions de nanoparticules trouvent déjà de nombreux domaines d'applications

- pour leurs propriétés magnétiques (paliers magnétiques à ferro-fluides, agents de contraste en imagerie médicale),

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

- En thermique, les nanofluides peuvent être utilisés partout, où des flux de chaleur importants doivent être évacués par des boucles liquides fermées : refroidissement de composants électriques et électroniques, radars, transport (gestion de refroidissement/véhicule moteur thermique), espace, refroidissement des systèmes nucléaires, l'échangeur de chaleur, le chauffage solaire de l'eau, réfrigérateur domestiques, forage, lubrifiants, stockage thermique, etc.

Les nanofluides pourraient apporter une solution intéressante dans le refroidissement des miroirs, cibles et filtres des lasers et rayons X de forte puissance.

I.3.3 Les avantages des nanofluides (Soufi, 2013)

- Une grande surface de transfert de chaleur entre les particules et les fluides.
- Haute dispersion et stabilité avec prédominance du mouvement Brownien des particules.
- Particules réduites de colmatage par rapport aux boues conventionnelles, favorisant ainsi la minimisation du système.

I.3.4 Les inconvénients des nanofluides (Soufi, 2013)

- Chute de pression accrue et la puissance de pompage.
- Viscosité supérieure, chaleur spécifique basse.
- Le coût élevé des nanofluides.
- Difficultés dans le processus de production.

I.4 SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE

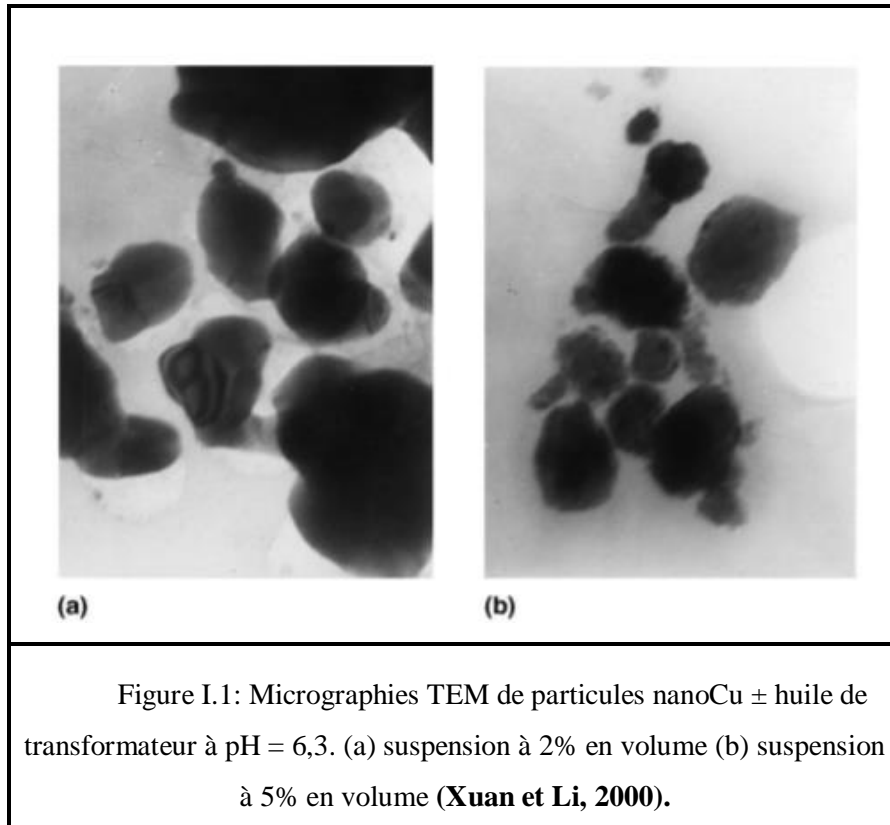
Plusieurs études sur l'effet de divers paramètres sur le transfert de chaleur et la production d'entropie par convection utilisant des nanofluides simples et hybrides dans multiples géométries employant différentes méthodes, qui sont directement pertinentes pour notre travail, ont été analysées analytiquement, numériquement et expérimentalement.

Bhattad et al. (2017) ont résumé des recherches sur la préparation et la caractérisation des nanofluides, diverses propriétés thermophysiques et électriques (densité, capacité thermique, viscosité, conductivité thermique, tension superficielle, conductivité électrique, caractéristiques de congélation, etc.) des nanofluides. Les applications des nanofluides dans les systèmes de réfrigération en tant que réfrigérant, lubrifiant et fluide secondaire sont bien regroupées et discutées. Enfin, les défis et les opportunités de recherche future sont identifiés, ce qui sera utile pour les nouveaux arrivants et les fabricants dans ce domaine.

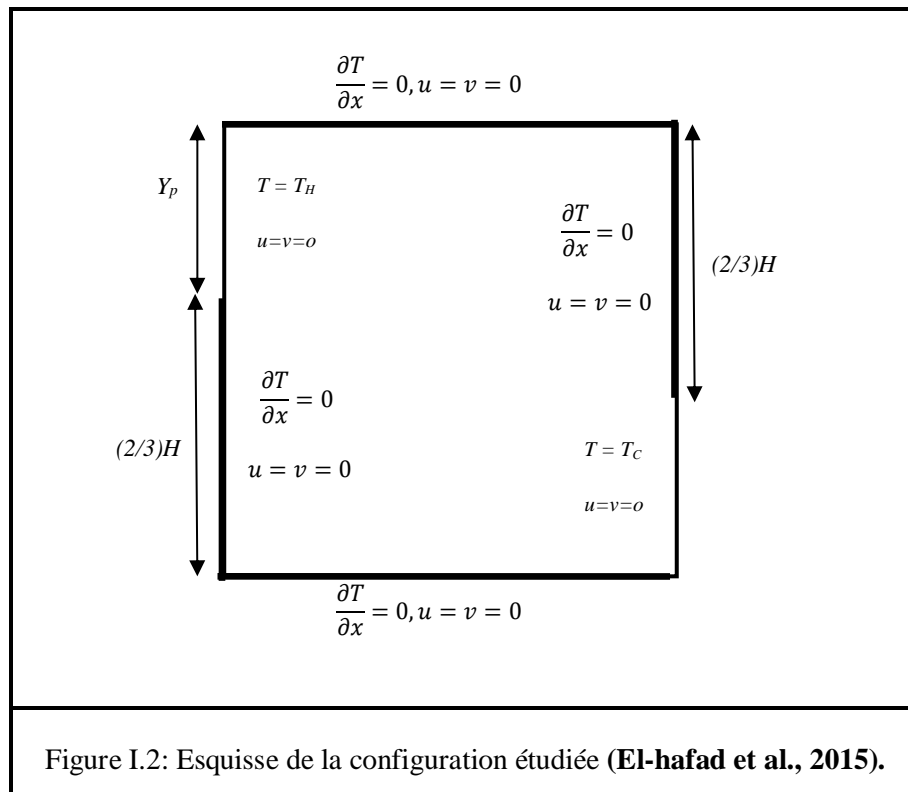
Xuan et Li (2000) ont présenté une procédure de préparation d'un nanofluide qui est une suspension composée de poudres nanophase et d'un liquide de base. Au moyen de la procédure, certains échantillons de nanofluides sont préparés. Leurs photographies TEM sont données pour illustrer la stabilité et la régularité de la suspension. L'étude théorique de la conductivité thermique des nanofluides est introduite. L'appareil à fil chaud a été utilisé pour mesurer la conductivité thermique de nanofluides avec des poudres de cuivre en suspension.

CHAPITRE I : Généralités Et Synthèse Bibliographique

Certains facteurs tels que la fraction volumique, les dimensions, les formes et les propriétés des nanoparticules sont discutés. Un modèle théorique est proposé pour décrire les performances de transfert de chaleur du nanofluide s'écoulant dans un tube, en tenant compte de la dispersion des particules solides (Fig. I.1).

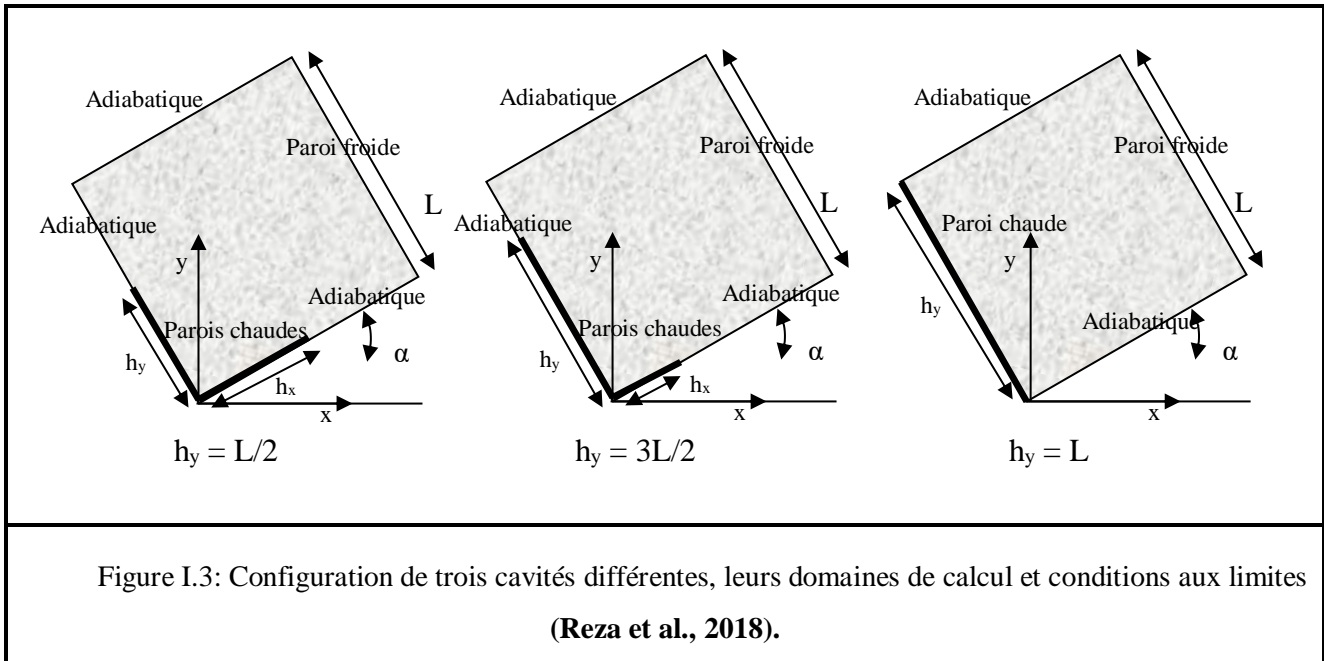


El-hafad et al. (2015) ont mené une étude numérique de la convection naturelle laminaire dans une cavité fermée. Le haut et le bas de la cavité sont adiabatiques, la partie supérieure de la paroi gauche est soumise à une température chaude T_H , et la partie inférieure de la paroi droite est soumise à une température froide T_C . Les équations gouvernantes ont été discrétisées par la méthode des volumes finis en utilisant le schéma de la loi de puissance. La viscosité dynamique et la conductivité thermique effective du nanofluide sont approximées respectivement par le modèle de Brinkman et Maxwell Garnetts. Des simulations numériques ont été effectuées en utilisant de l'eau pure et un mélange d'eau et nanoparticules (Al_2O_3 , Cu et TiO_2) pour un nombre de Rayleigh de 10^3 à 10^6 et une fraction de nanoparticules entre 0 et 0,1. Les résultats obtenus montrent que le transfert de chaleur s'améliore si l'on augmente la fraction volumique des nanoparticules et le nombre de Rayleigh (Fig. I.2).



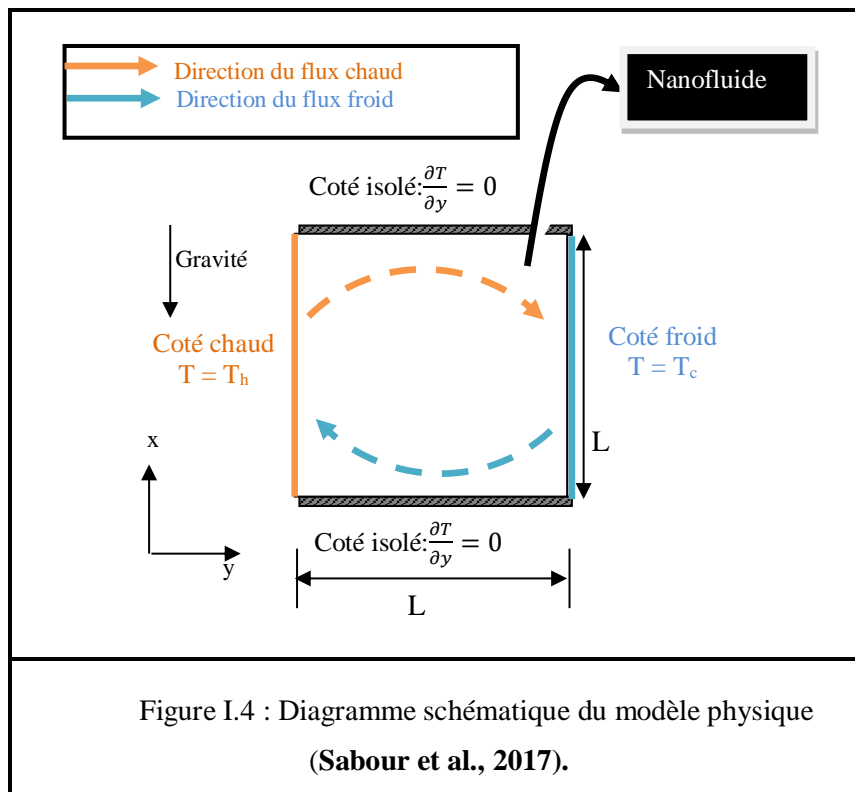
Reza et al. (2018) ont étudié la convection naturelle dans une cavité inclinée remplie d'un nanofluide Cu/eau de milieu poreux, utilisant un modèle de mélange à deux phases. Les effets de l'angle d'inclinaison de la cavité, la configuration du chauffage, l'utilisation de nanofluides et de milieux poreux sur l'amélioration du transfert de chaleur ont été étudiés avec des investigations de l'effet des variables (nombre de Rayleigh, nombre de Darcy, angle d'inclinaison et volume fraction de nanoparticules de Cu) sur les caractéristiques de transfert de chaleur. Le modèle Darcy-Brinckman-Forchheimer a été utilisé comme pour la simulation de milieux poreux et le modèle de mélange à deux phases a été appliqué pour modéliser le comportement de nanofluide. Les résultats montrent que le bon choix de la configuration de chauffage (paroi latérale ou chauffage de coin) et angle d'inclinaison avec la concentration en nanofluides et les propriétés des milieux poreux peuvent fortement affecter les performances de transfert thermique. De plus, des solutions optimales pourraient exister pour différentes conditions (Fig. I.3).

Sabour et al. (2017) ont théoriquement analysé le transfert de chaleur par convection naturelle laminaire des nanofluides dans une cavité carrée. Les parois latérales de la cavité sont soumises à une différence de température tandis que le bas et le haut sont isolés.



Sur la base des résultats expérimentaux disponibles dans la littérature, deux nouveaux paramètres non dimensionnels, le paramètre de conductivité thermique (N_c) et le paramètre de viscosité dynamique (N_v) sont introduits. Ces paramètres indiquent l'augmentation de la conductivité thermique et de la viscosité dynamique du nanofluide en dispersant des nanoparticules. Les équations gouvernantes sont transformées en forme non dimensionnelle en utilisant les propriétés thermo-physiques du fluide de base. Les équations gouvernantes obtenues ont été résolues numériquement en utilisant la méthode des éléments finis. Les résultats montrent que l'augmentation de la magnitude du nombre de Rayleigh augmente l'efficacité des nanofluides. Le type de nanoparticules et le type de fluide de base affectent de manière significative l'amélioration de l'utilisation des nanofluides. Ils ont trouvé quelques cas pratiques dans lesquels l'utilisation de nanoparticules dans le fluide de base entraîne une détérioration du transfert de chaleur. La température du nanofluide est une question très cruciale. L'augmentation de cette température diminue le transfert de chaleur par convection, ce qui limite la capacité des nanofluides à diminuer la taille des systèmes thermiques (Fig. I.4).

Das et Ohal (2009) ont étudié numériquement le comportement des nanofluides à l'intérieur d'une cavité carrée partiellement chauffée et refroidie pour mieux comprendre les processus de transfert de chaleur et d'écoulement induits par un nanofluide. Ils ont développé un modèle pour analyser le comportement des nanofluides en tenant compte de la fraction volumique solide.

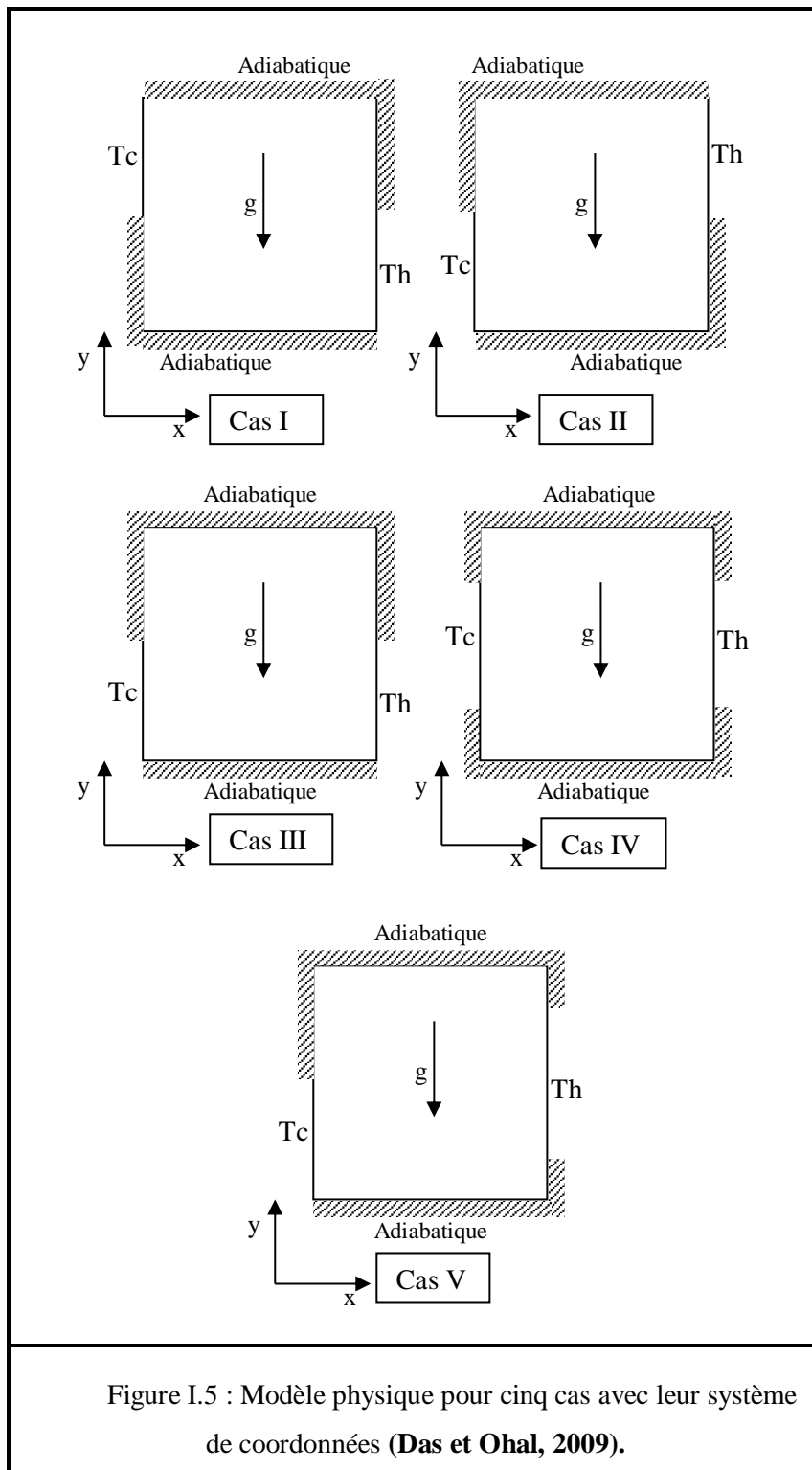


Les équations de transport ont été résolues numériquement avec une approche de volumes finis en utilisant l'algorithme SIMPLEC. Considérant cinq positions relatives différentes des zones actives, tandis que la circulation dépend fortement de la longueur totale de sortie. Les paramètres étaient de $10^3 < Gr < 10^7$, mais en raison de contraintes d'espace, les résultats pour $10^4 < Gr < 10^7$ sont présentés. Ils ont constaté que le nombre de Grashof et la fraction volumique solide affectent l'écoulement du fluide et le transfert de chaleur dans la cavité. Le nanofluide Cu/Eau a été utilisé et la fraction volumique solide varie de 0, 4, 8, 12, 16 et 20 pourcent (Fig. I.5).

Aminossadati et Ghasemi (2012) ont examiné numériquement la convection naturelle dans une enceinte inclinée avec un bloc conducteur centré. Cette enceinte est remplie d'un nanofluide d'éthylène-glycol/cuivre. Ils ont effectué des simulations numériques pour quantifier les effets de paramètres pertinents tels que le nombre de Rayleigh, la fraction volumique solide, la longueur et la conductivité thermique du bloc centré et l'angle d'inclinaison de l'enceinte sur les caractéristiques de convection naturelle conjuguée. L'algorithme SIMPLE a été utilisé pour résoudre les équations gouvernantes avec les conditions aux limites correspondantes. Les résultats montrent que l'utilisation du nanofluide

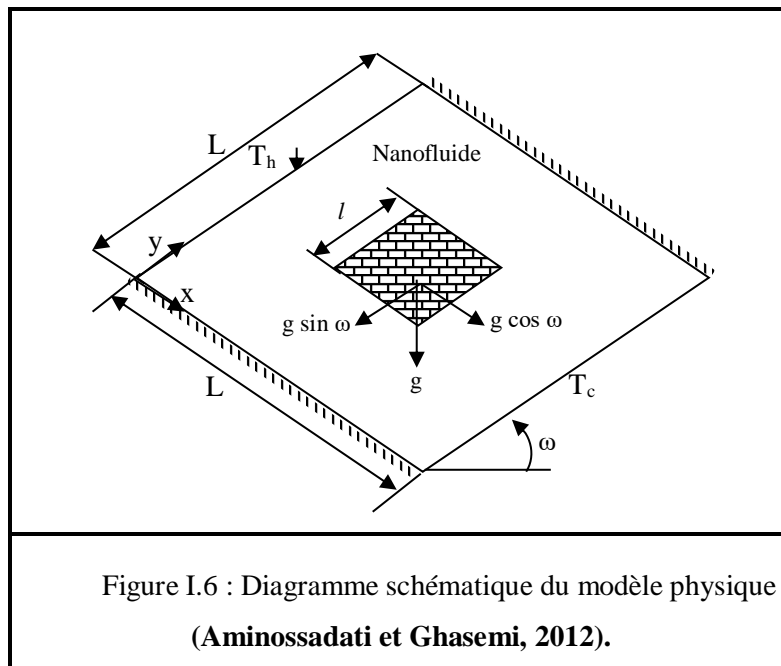
CHAPITRE I : Généralités Et Synthèse Bibliographique

améliore les performances thermiques de l'enceinte et que la longueur du bloc centré affecte le taux de transfert de chaleur.



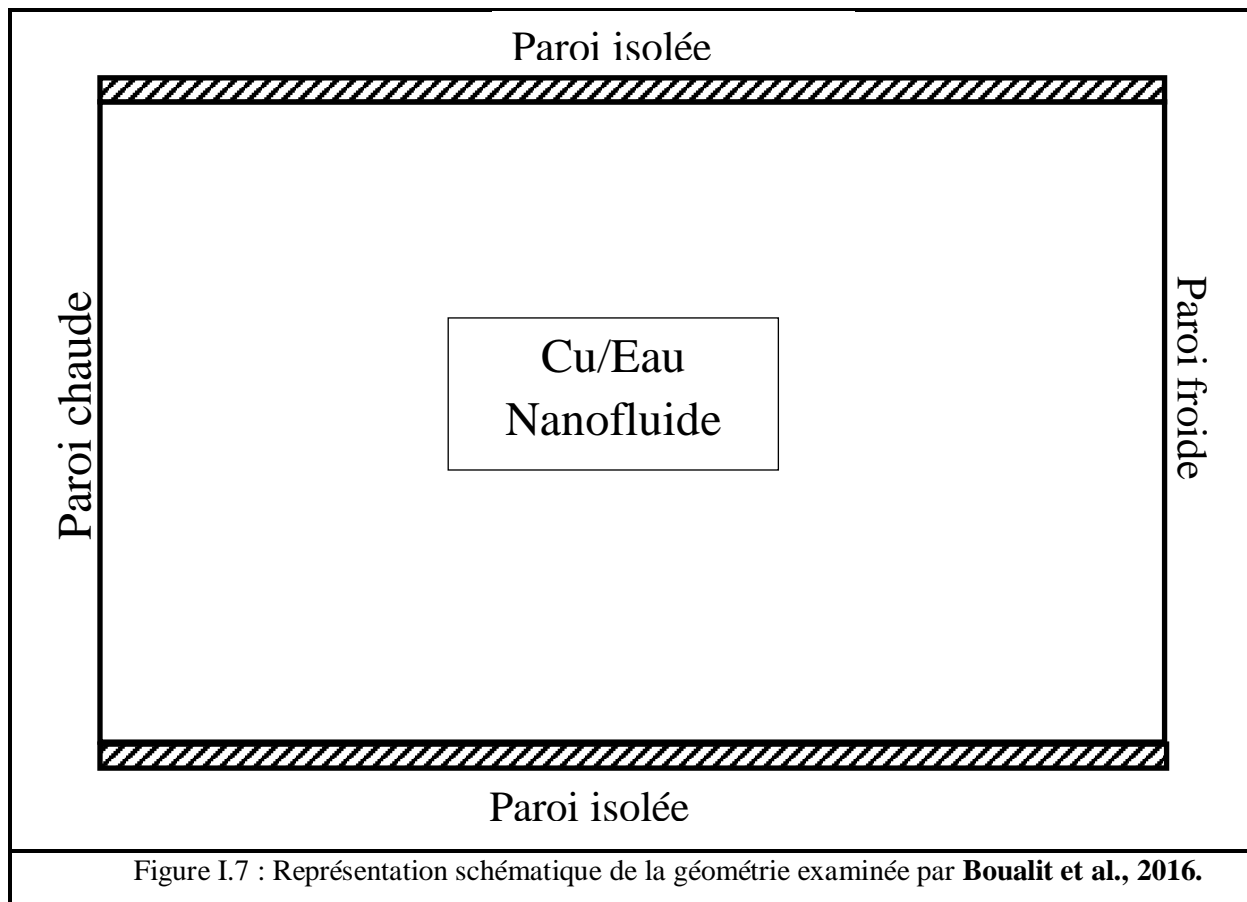
Les résultats montrent également que la conductivité thermique élevée du bloc se traduit par un meilleur transfert de chaleur qui est le plus perceptible à de faibles nombres de

Rayleigh, et que l'augmentation de l'angle d'inclinaison améliore le transfert de chaleur, surtout à des nombres de Rayleigh élevés (Fig. I.6).



Pour tester l'amélioration possible des performances du fluide caloporteur, la convection naturelle laminaire en cavité carrée remplie de nanofluide de cuivre-eau a été réalisée numériquement par **Boualit et al. (2016)** en tenant compte de l'effet de dispersion thermique sur l'intensité du transfert thermique. La méthode des éléments finis a été utilisée pour résoudre les équations gouvernantes. La structure hydrodynamique de l'écoulement et son comportement thermique ont été étudiées pour une large gamme de nombres de Rayleigh. Les résultats obtenus montrent une amélioration du transfert de chaleur avec une augmentation de la fraction volumique de nanoparticules pour tous les nombres de Rayleigh examinés. Cependant, on constate que l'augmentation du diamètre des nanoparticules améliore le transfert de chaleur uniquement lorsque la dispersion thermique est significative. Une corrélation avec un coefficient de confiance de 99,94% est proposée pour quantifier l'intensité du transfert de chaleur en fonction du nombre de Rayleigh et du diamètre et de la concentration des particules (Fig. I.7).

Rahimi et al. (2017) ont étudié la convection naturelle tridimensionnelle dans une enceinte cuboïde remplie de nanofluide DWCNTs/eau. Les performances de transfert de chaleur dues au flux convectif de nanofluide à l'intérieur de l'enceinte à différentes différences de température entre les parois latérales chaudes et froides ($\Delta T = 20^\circ \text{C}$, 30°C , 40°C et 50°C) ont été analysées expérimentalement et numériquement.



Une configuration a été considérée pour tester le phénomène de convection naturelle à l'intérieur de l'enceinte. De plus, le nanofluide utilisé est préparé, les propriétés thermophysiques, la conductivité thermique et la viscosité dynamique du nanofluide ont été mesurées. Le nanofluide DWCNTs/eau a été obtenu dans différentes fractions volumiques solides de 0,01%, 0,02%, 0,05%, 0,1%, 0,2% et 0,5%, et les propriétés thermophysiques ont été mesurées dans toutes les fractions volumiques solides et la plage de température de 300 à 340K. L'étude de calcul 3-D utilisant l'approche des volumes finis a été réalisée avec des conditions aux limites similaires avec une configuration expérimentale et des propriétés expérimentales du nanofluide pour valider les données expérimentales. La hauteur, la longueur et la profondeur de l'enceinte sont égales à 100 mm. Les parois latérales gauche et droite sont respectivement portées aux températures chaude et froide constante, et les autres parois sont isolées. Les résultats numériques et expérimentaux sont comparés et une bonne cohérence est observée (Fig. I.8).

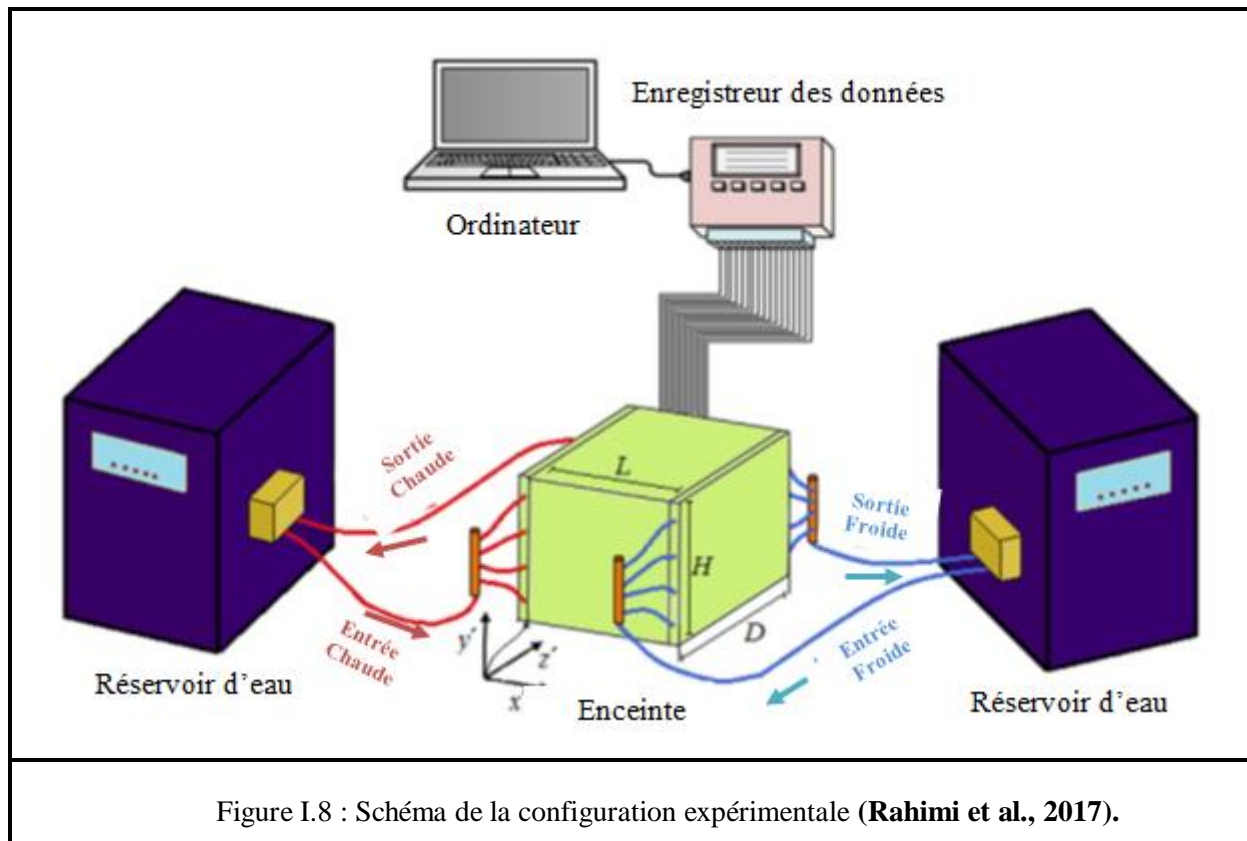
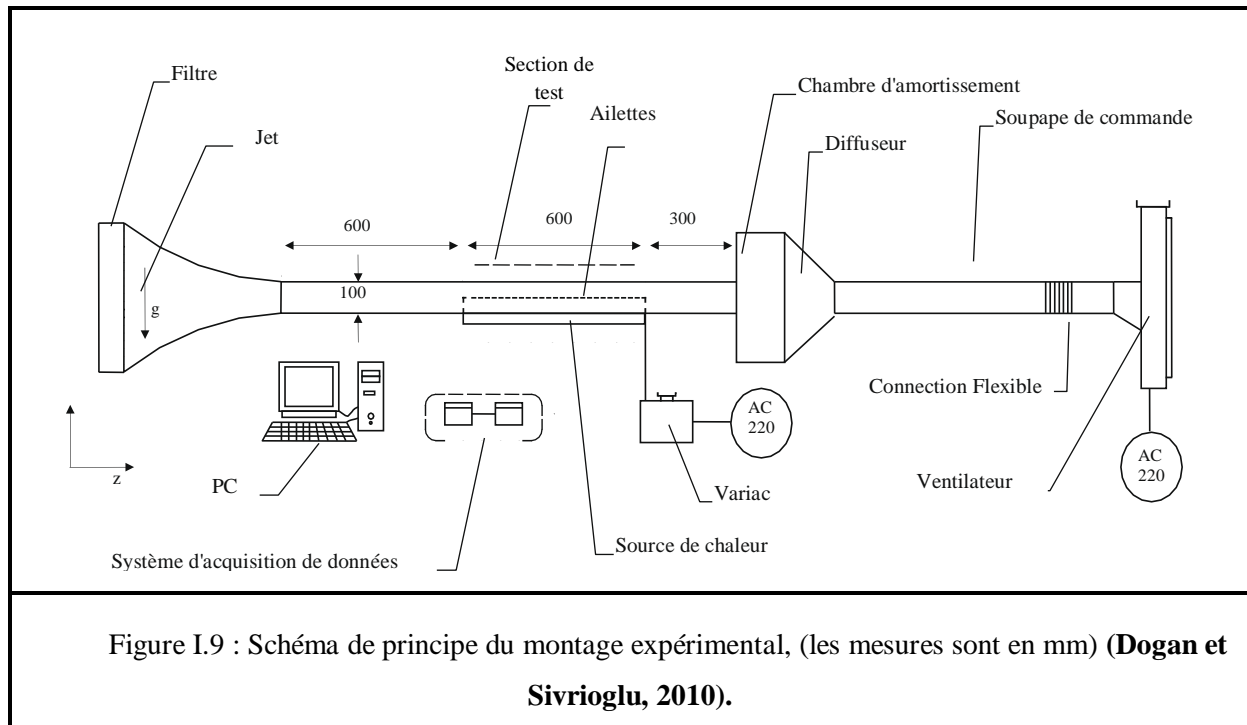


Figure I.8 : Schéma de la configuration expérimentale (Rahimi et al., 2017).

Le transfert de chaleur par convection mixte à partir des ailettes longitudinales à l'intérieur d'un canal horizontal a été étudié par Dogan et Sivrioglu (2010) pour une large gamme de nombres de Rayleigh modifiés et différentes hauteurs et espacements d'ailettes. Une étude paramétrique expérimentale a été réalisée pour étudier les effets de l'espacement des ailettes, de la hauteur des ailettes et de l'amplitude du flux thermique sur le transfert de chaleur par convection mixte à partir de réseaux d'ailettes rectangulaires chauffés par le bas dans un canal horizontal. L'espacement optimal des ailettes pour obtenir un transfert de chaleur maximal a également été étudié. Au cours des expériences, des conditions aux limites de flux thermique constant ont été réalisées et de l'air a été utilisé comme fluide de travail. La vitesse du fluide entrant dans le canal a été maintenue à peu près constante à l'aide d'une vanne de régulation de débit de sorte que le nombre de Reynolds $Re = 1500$. Des expériences ont été menées pour des nombres de Rayleigh modifiés $3 \cdot 10^7 \leq Ra^* \leq 8 \cdot 10^8$ et nombre de Richardson $0,4 \leq Ri \leq 5$. L'espacement sans dimension des ailettes varie de $S/H = 0,04$ à $S/H = 0,018$ et la hauteur des ailettes varie de $H_f/H = 0,25$ à $H_f/H = 0,80$. Pour le transfert de chaleur par convection mixte, les résultats obtenus à partir d'une étude expérimentale montrent que l'espacement optimal des ailettes qui donne le transfert de chaleur maximal est $S = 8-9$ mm et l'espacement optimal des ailettes dépend de la valeur de Ra^* (Fig. I.9).



Une étude expérimentale a été menée par **Elatar et Siddiqui (2015)** pour étudier le développement de l'écoulement à l'intérieur d'un canal horizontal soumis au chauffage de la paroi inférieure à de faibles nombres de Reynolds. Les champs de vitesse ont été mesurés dans le plan médian vertical à cinq endroits le long de la section chauffée du canal en utilisant la technique de vélocimétrie par image de particules (PIV). Les longueurs de développement des écoulements moyens et turbulents ainsi que le champ de température montrent une forte dépendance au débit et à la température de la paroi. Ils ont constaté que la longueur de développement augmentait avec l'augmentation de la température de la paroi inférieure et / ou la diminution du débit (c'est-à-dire en augmentant Gr/Re^2). Une forte corrélation entre le développement hydrodynamique et thermique dans la section chauffée a également été observée. La décomposition orthogonale appropriée (POD) a été effectuée sur les champs de vitesse turbulente. Les résultats révèlent la présence de cellules convectives locales près de la paroi chauffée le long de la longueur du canal. Les résultats montrent aussi l'influence du débit sur la taille de la cellule de convection, cependant, aucune dépendance de la température n'est observée (Fig. I.10).

L'étude de la convection mixte a été traitée par plusieurs chercheurs numériquement et expérimentalement pour déterminer ses caractéristiques soit par employant des fluides simples ou des nanofluides.

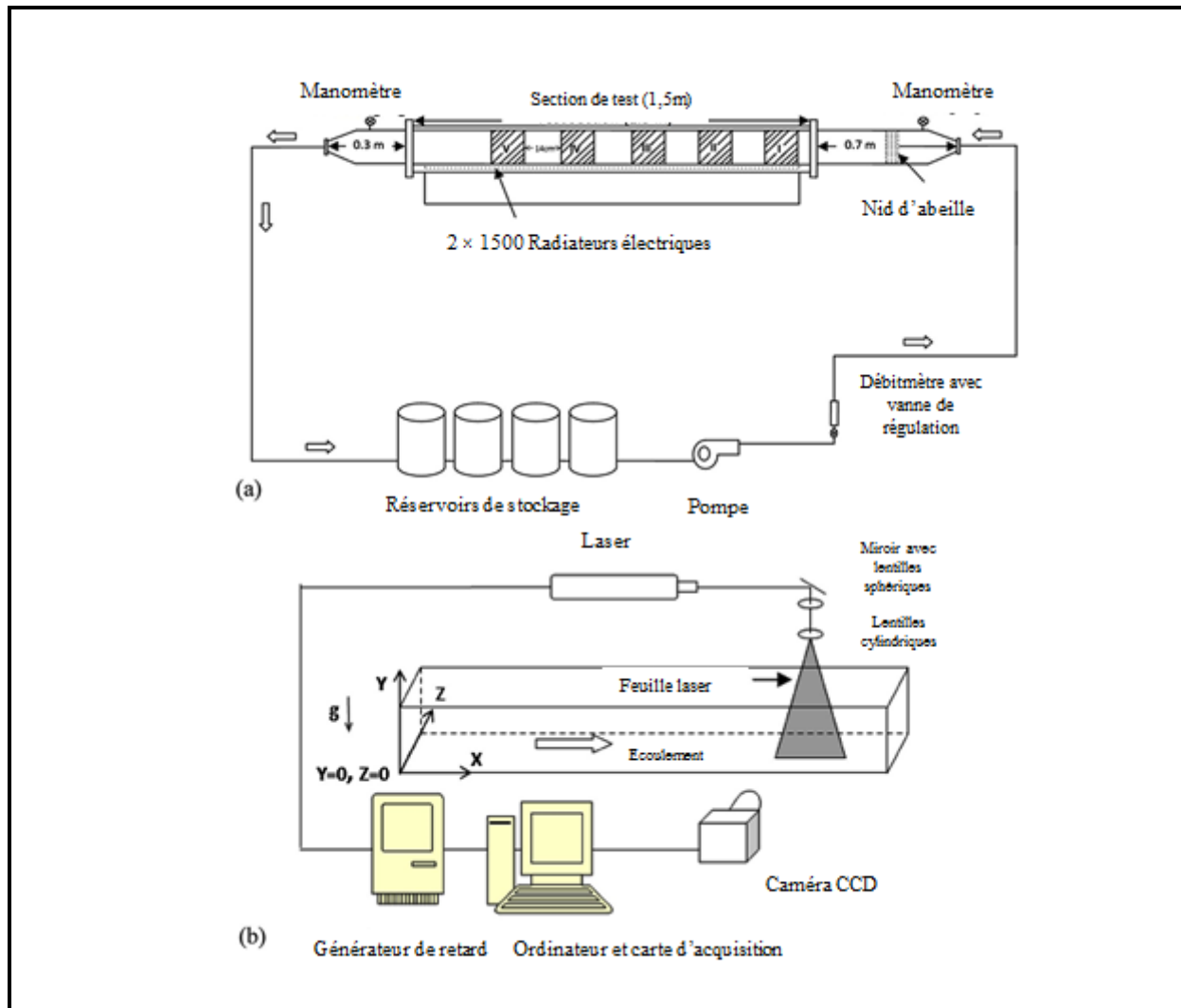
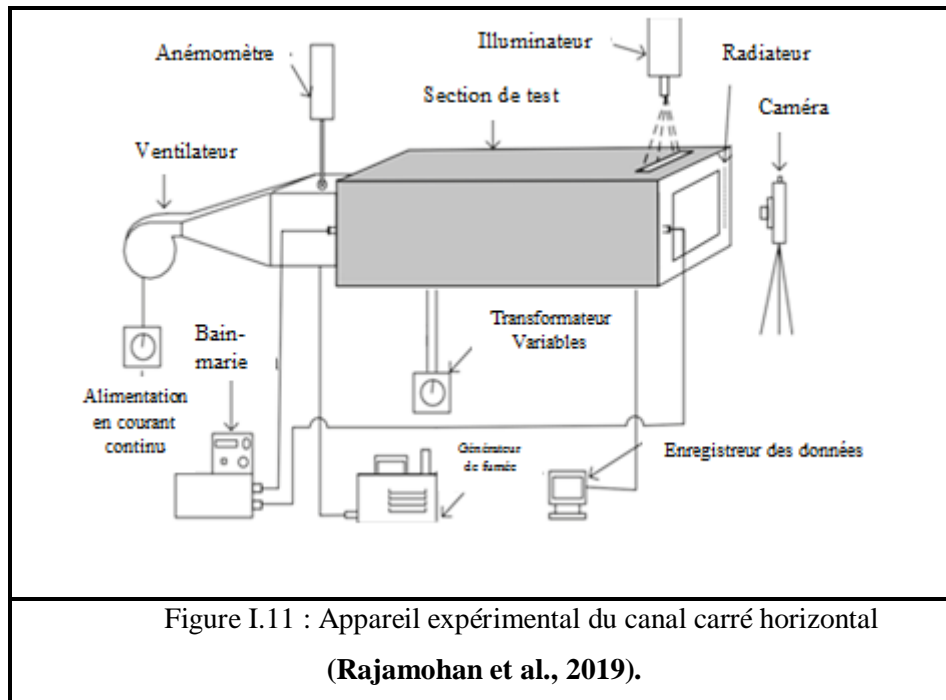


Figure I.10 : Schéma de (a) la configuration expérimentale, (b) les composants et la configuration du système PIV (Elatar et Siddiqui, 2015).

Rajamohan et al. (2019) ont présenté la convection mixte dans un canal horizontal à chauffage différentiel avec des parois verticales isothermes et des parois supérieure et inférieure adiabatiques. La paroi isotherme chauffée incorporait un élément chauffant latéral, et la paroi opposée agit comme une source de chaleur à température constante. Les résultats montrent le taux de transfert de chaleur par convection et la distribution de la température de surface le long des parois à l'intérieur du canal. La configuration d'écoulement du canal à l'intérieur est représentée par le passage de la fumée au bas de la section d'entrée. Les résultats quantitatifs et qualitatifs montrent que l'émissivité des parois et d'autres paramètres thermiques et géométriques affectent de manière significative l'amélioration globale du transfert de chaleur à partir du canal (Fig. I.11).

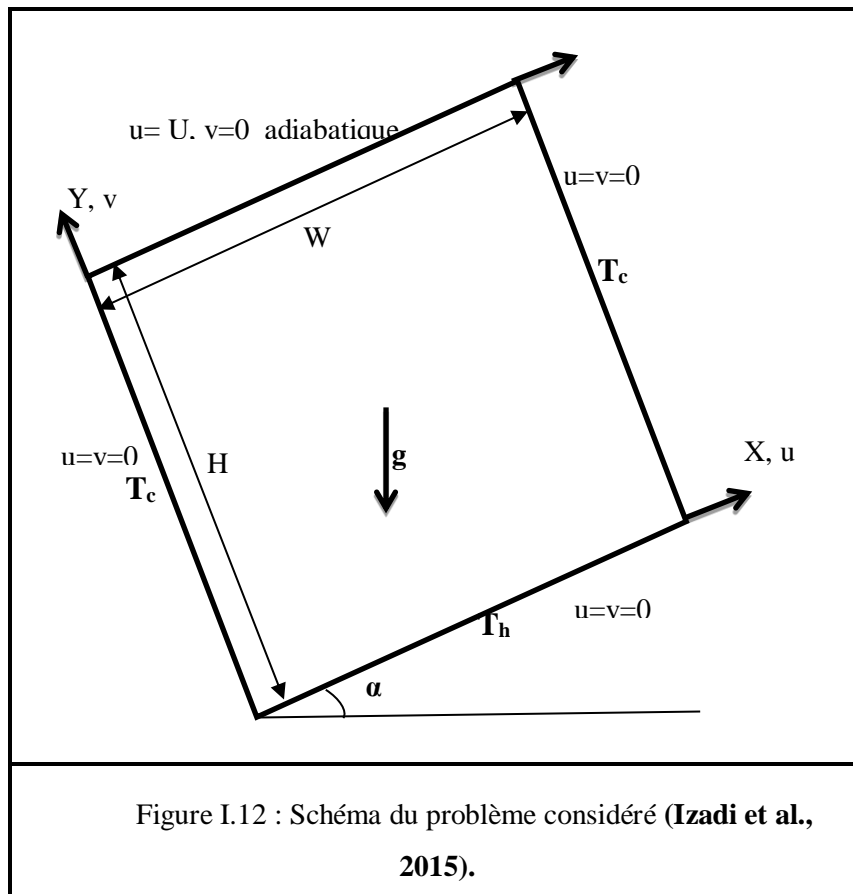


L'amélioration des performances thermiques des équipements thermiques transportant l'énergie à faible coût financier par différentes techniques a été présentée par **Dawood et al. (2015)** dans leur travail théorique. Ils ont résumé les effets des directions horizontale, inclinée et verticale, de la longueur du réchauffeur, ainsi que des nombres de Darcy, Prandtl, Reynolds, Grashof et de Rayleigh sur le transfert de chaleur dans les tubes annulaires et les anneaux concentriques et excentriques dans les études numériques et expérimentales. Enfin, des conclusions et des synthèses importantes ont été présentées en fonction des données collectées.

Izadi et al. (2015) se sont concentrés sur l'étude numérique des effets de l'angle d'inclinaison et de la concentration de nanoparticules sur la convection mixte d'une cavité entraînée par un couvercle qui est remplie par un nanofluide Al_2O_3/eau . Des équations de gouvernance elliptiques bidimensionnelles ont été résolues en utilisant la technique des volumes finis pour étudier l'hydrodynamique et les comportements thermiques. Le nombre Nu , la rationalisation et la distribution de la température du flux de nanofluides sont présentés pour deux Ri . À $Ri = 1$ et 100 . Dans certaines plages d'angle d'inclinaison, le nombre de Nusselt moyen de la paroi gauche est plus élevé que celui de droite et vice versa. Lorsqu'un vortex dans le sens antihoraire apparaît dans la région de la paroi chauffée proche et se connecte à la paroi latérale droite, le Nu de la paroi latérale droite augmente. De plus, lorsqu'un vortex dans le sens horaire apparaît au niveau de la paroi chauffée se connecte à

CHAPITRE I : Généralités Et Synthèse Bibliographique

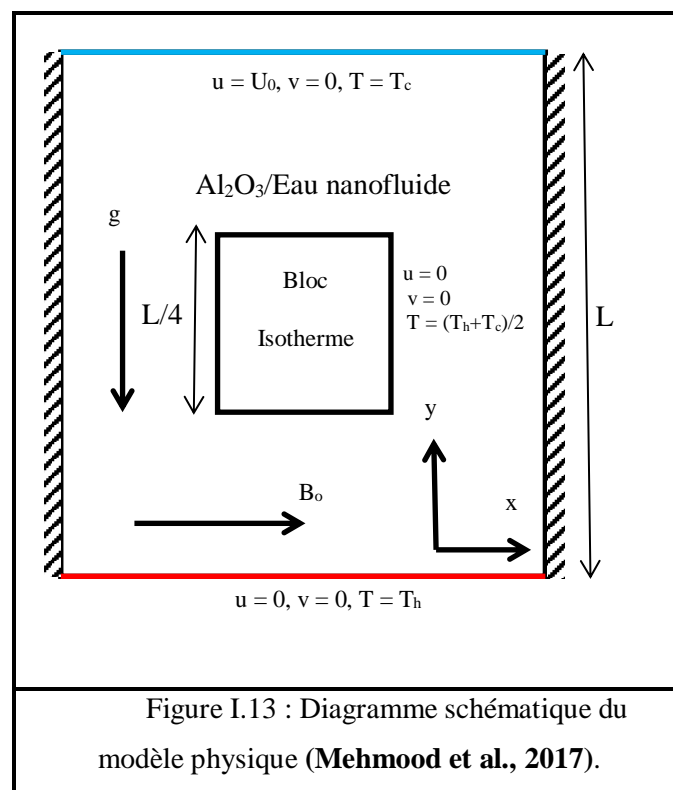
celui de gauche, le nombre de Nusselt de la paroi latérale gauche augmente. Le nombre de Nusselt de la paroi inférieure (paroi chauffée) diminue avec l'augmentation de la concentration de nanoparticules, tandis que le nombre de Nusselt des parois gauche et droite (parois refroidies) augmente. Cependant, dans la cavité, la convection naturelle pourrait agir contre la convection forcée et affaiblir son effet (Fig. I.12).



La convection mixte dans une cavité carrée entraînée par un couvercle remplie de nanofluides d'alumine et d'eau avec un blocage carré chauffé de manière isotherme à l'intérieur avec effet de champ magnétique a été examinée par **Mehmood et al. (2017)**. Toutes les parois de la cavité sont au repos sauf la paroi supérieure. Un blocage carré avec chauffage isotherme est maintenu au centre de la cavité. Les parois latérales verticales sont adiabatiques et la paroi inférieure est maintenue à une certaine température chaude. L'écoulement est généré en raison du mouvement de la paroi supérieure et des forces de flottabilité produites dans la cavité en raison du gradient de température. Les équations gouvernantes ont été discrétisées dans l'espace à l'aide de la méthode des éléments finis de Galerkin et la discrétisation temporelle a été effectuée à l'aide du schéma Crank-Nicolson. La méthode de

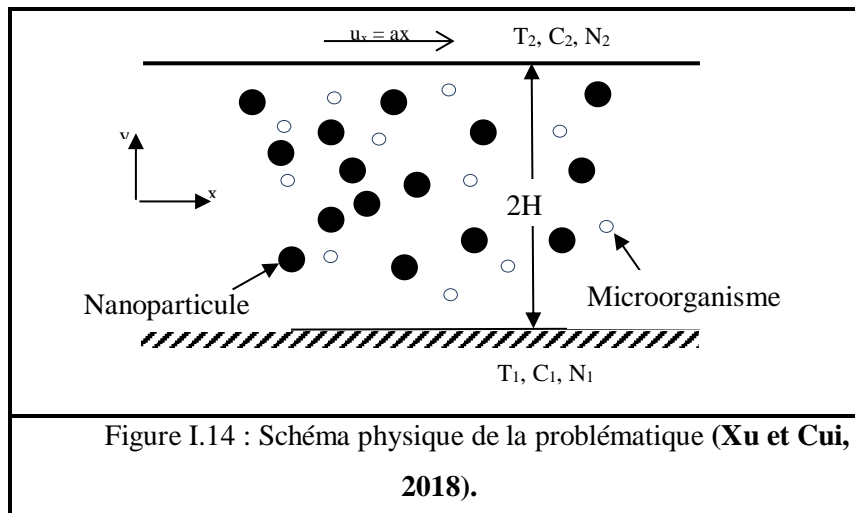
CHAPITRE I : Généralités Et Synthèse Bibliographique

Newton a été utilisée pour faire face aux systèmes d'équations non linéaires discrétisés et la méthode d'élimination gaussienne a été appliquée pour résoudre les sous-problèmes linéaires associés dans chaque itération non linéaire à chaque niveau de temps. L'influence des paramètres émergents sur le débit, dans des plages spécifiques telles que le nombre de Reynolds, le nombre de Richardson, le nombre de Hartmann, le nombre d'Eckert ainsi que la fraction volumique des nanoparticules ont été étudiés et les résultats sont très comparables à l'analyse précédente pour les cas particuliers de la littérature. Les calculs du nombre de Nusselt moyen, de la génération d'entropie ainsi que de la température moyenne dans la cavité étaient le centre d'intérêt dans cette étude (Fig. I.13).



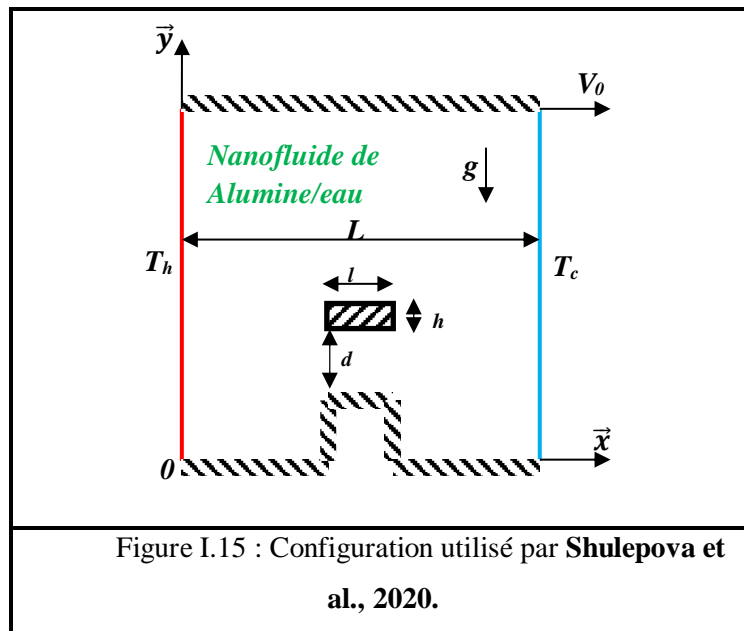
Xu et Cui (2018) ont étudié l'écoulement de la convection mixte dans un canal avec un milieu poreux saturé d'un nanofluide. Cette étude puisse être appliquée à l'ingénierie pétrolière où les nanoparticules et les micro-organismes jouent un rôle dans l'amélioration de l'efficacité d'exploitation et la conservation de l'énergie (Fig. I.14).

L'intensification du transport d'énergie dans différents dispositifs d'ingénierie est le défi pour de nombreux scientifiques et ingénieurs. Ce problème peut être résolu par l'utilisation de diverses ailettes à l'intérieur du dispositif et d'un agent de transfert de chaleur efficace.



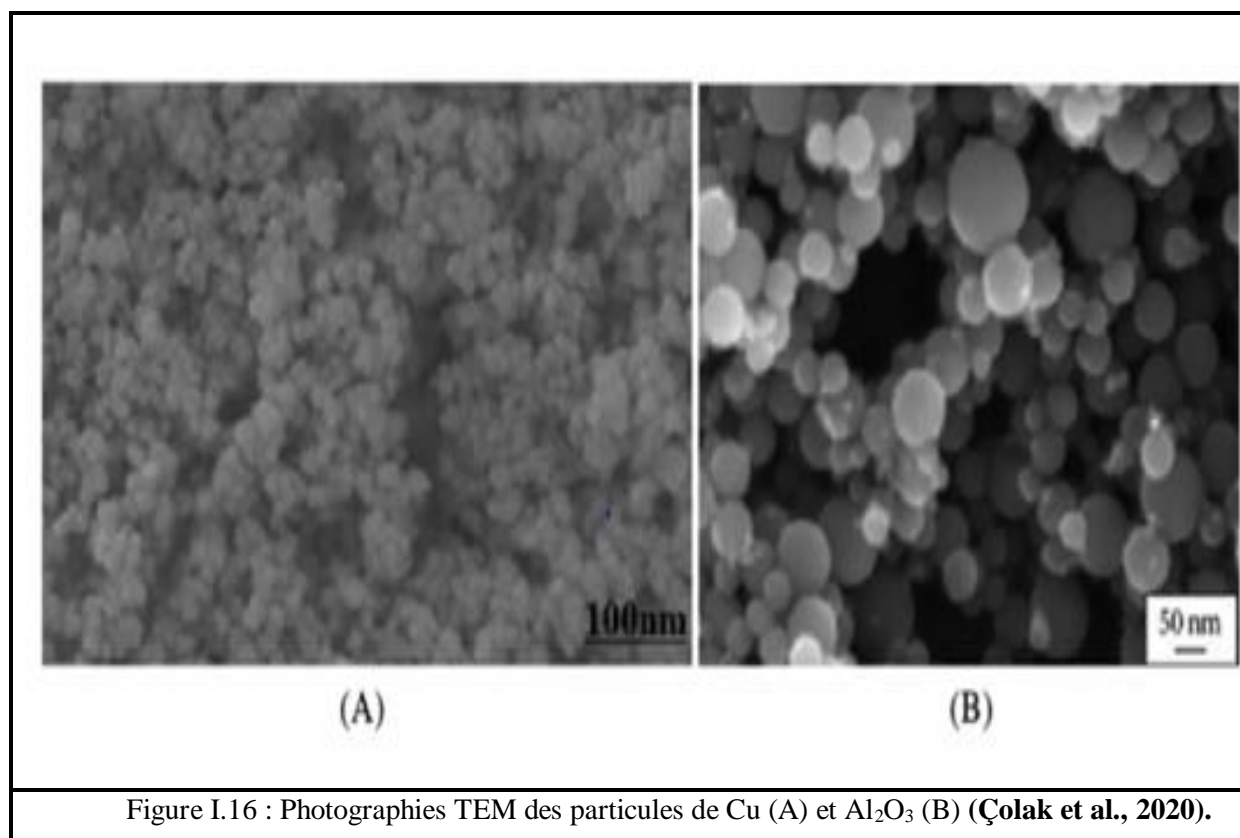
Shulepova et al. (2020) ont étudié le transport d'énergie par convection dans une enceinte carrée comportant une ailette adiabatique montée et un bloc solide interne sous l'influence d'un bord supérieur mobile et d'un nanoliquide d'alumine/eau a été étudié. Les bords verticaux de la cavité sont isothermes, c'est-à-dire que la paroi gauche est chauffée, tandis que celle de droite est refroidie. Les équations gouvernantes écrites à l'aide des variables non primitives ont été élaborées par la technique des différences finies. Les influences des nombres de Rayleigh et de Reynolds, de la localisation du bloc adiabatique interne et de la fraction volumique des nanoparticules sur le flux liquide et le transport d'énergie ont été étudiées. Ils ont révélé que l'emplacement du bloc interne et la concentration des nanoparticules peuvent contrôler l'intensité du transfert de chaleur (Fig. I.15).

Les nanofluides sont en train de devenir des thermo-fluides prometteurs pour les applications de transfert de chaleur. Les nanofluides sont des fluides à deux phases de mélange liquide solide. La présence de nanoparticules solides dans le fluide de base augmente de manière significative la conductivité thermique effective du fluide et améliore par conséquent les caractéristiques de transfert de chaleur. L'ajout d'une seule nanoparticule dans le fluide de base, pour améliorer les caractéristiques d'écoulement et de transfert de chaleur du fluide de base, est une technologie éprouvée. Ces dernières années, l'attention s'est portée sur les études de recherche impliquant l'imprégnation de deux ou plusieurs nanoparticules dans des fluides de base, appelés nanofluides hybrides ou composites. Des études de recherche sur des nanoparticules composites contenant des nanofluides ont montré une meilleure amélioration des caractéristiques thermiques et rhéologiques du fluide caloporteur de base par rapport aux nanofluides à base de nanoparticules mono.



Kumar et Arasu (2017) ont effectué des études de recherche menées sur la préparation, la caractérisation, les propriétés et la stabilité des nanofluides hybrides. Les modèles de propriétés telles que la conductivité thermique, la viscosité, la densité, la chaleur spécifique, le facteur de frottement et le coefficient de transfert de chaleur des nanofluides hybrides sont présentés. L'application potentielle et les défis, y compris les méthodes et mesures de stabilité pour les nanofluides hybrides ont été discutés.

Çolak et al. (2020) ont développé un modèle de réseau neuronal artificiel afin d'estimer la chaleur spécifique du nanofluide hybride Cu-Al₂O₃/eau en fonction de la température (T) et de la concentration volumique (Φ). Les valeurs thermiques spécifiques du nanofluide hybride Cu-Al₂O₃/eau préparé en concentration de cinq volumes ont été mesurées expérimentalement dans la plage de températures de 20 °C à 65 °C. L'ensemble de données a été réservé en trois parties principales. À la suite de la comparaison avec les valeurs expérimentales, il a été conclu que ce modèle prédit une chaleur spécifique avec une valeur de 0,99994 et une erreur relative moyenne d'environ 5,84.10⁻⁹. De plus, une corrélation mathématique a été développée pour estimer la chaleur spécifique du nanofluide hybride Cu-Al₂O₃/eau. Les données acquises à partir de la corrélation mathématique, développée étaient en accord avec toutes les valeurs expérimentales avec un écart moyen de -0,005%. Ce résultat a révélé que la corrélation mathématique développée est une conception idéale pour estimer la chaleur spécifique du nanofluide hybride Cu-Al₂O₃/eau (Fig. I.16).

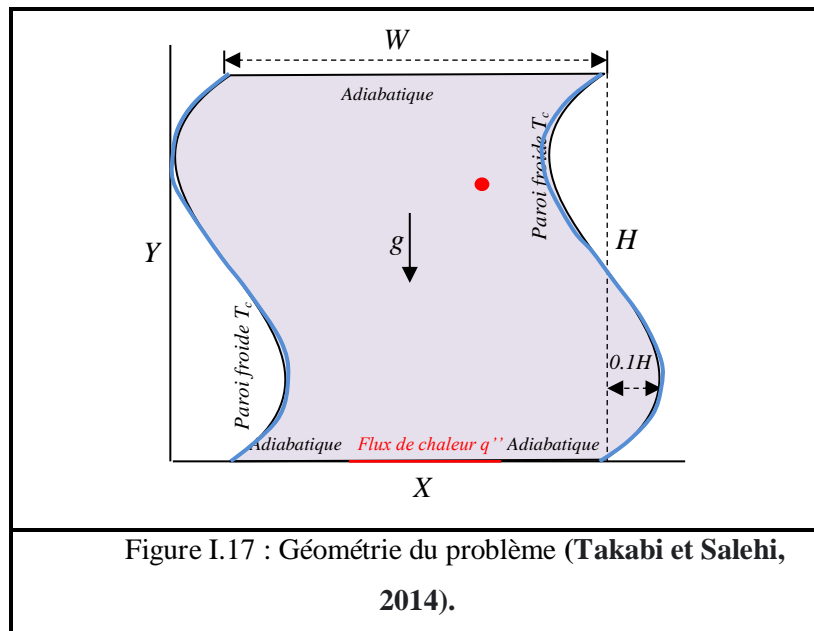


L'analyse de la conductivité thermique et de la viscosité du nanofluide hybride Al₂O₃/CuO (50/50) dans diverses fractions massiques de fluide de base binaire éthylène glycol (EG) et propylène glycol (PG) a été étudiée par **Kumar et Sahoo (2019)**. L'impact sur les modèles de viscosité et de conductivité avec diverses nanoparticules de forme, c'est-à-dire sphériques, cylindriques, briques, plaquettes et lames, a été discuté et comparé dans les fluides de base binaire EG et PG. L'analyse s'étend également à la prédiction de la stabilité au potentiel zêta et à la synthèse de nanofluide hybride Al₂O₃/CuO de forme sphérique avec diffraction des rayons X (XRD) et microscope électronique à balayage (SEM). Ils ont observé que la conductivité thermique est plus élevée dans les nanoparticules de forme sphérique et cylindrique par rapport aux nanoparticules de forme de briques, de lames et de plaquettes. La viscosité optimale du nanofluide hybride est observée à 50% EG et 30% PG du fluide de base binaire. Le nanofluide hybride dans 30% de PG en tant que fluide de base binaire donne une viscosité dynamique 16,2% plus élevée par rapport au fluide de base PG pur pour une concentration volumique de 2%.

Takabi et Salehi (2014) ont examiné numériquement la convection naturelle laminaire dans une enceinte ondulée sinusoïdale avec une source de chaleur discrète sur la paroi inférieure, remplie d'eau pure, de nanofluide Al₂O₃/eau et de nanofluide hybride Al₂O₃-

CHAPITRE I : Généralités Et Synthèse Bibliographique

Cu/eau. Les effets du nombre de Rayleigh ($10^3 \leq Ra \leq 10^6$), eau, nanofluide et hybride nanofluide (en concentration volumique de $0\% \leq \phi \leq 2\%$) comme fluide de travail sur les champs de température et les performances de transfert de chaleur de l'enceinte ont été étudiés. Les résultats indiquent que pour tous les nombres de Rayleigh étudiés, l'utilisation de nanofluides hybrides améliore le taux de transfert de chaleur par rapport aux nanofluides et à l'eau, ce qui se traduit par une meilleure performance de refroidissement de l'enceinte et une température plus basse de la surface chauffée. Le taux de cette amélioration est considérablement plus élevé à des valeurs plus élevées de Ra et de concentrations volumiques (Fig. I.17).



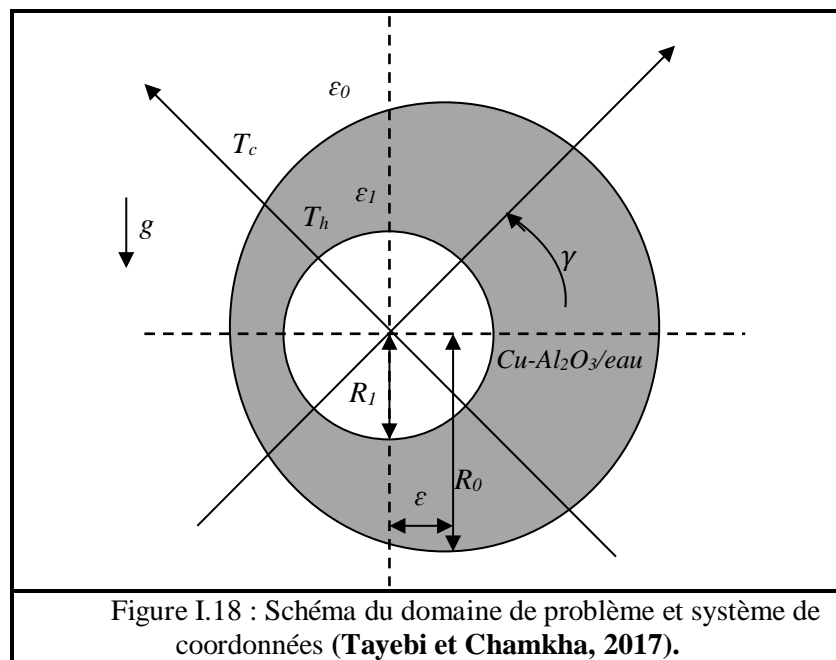
Hamzah et al. (2017) ont résumé les facteurs affectant les performances des nanofluides hybrides dans l'amélioration des performances thermiques des systèmes de transfert de chaleur. Les conclusions et les résumés importants ont également été présentés en fonction des données collectées.

Sidik et al. (2017) ont rapporté les progrès récents liés aux méthodes de préparation des nanofluides hybrides, les facteurs affectant leur stabilité, les méthodes d'amélioration des propriétés thermiques et les applications actuelles des nanofluides hybrides. Enfin, certains problèmes difficiles qui doivent être résolus pour de futures recherches sont abordés.

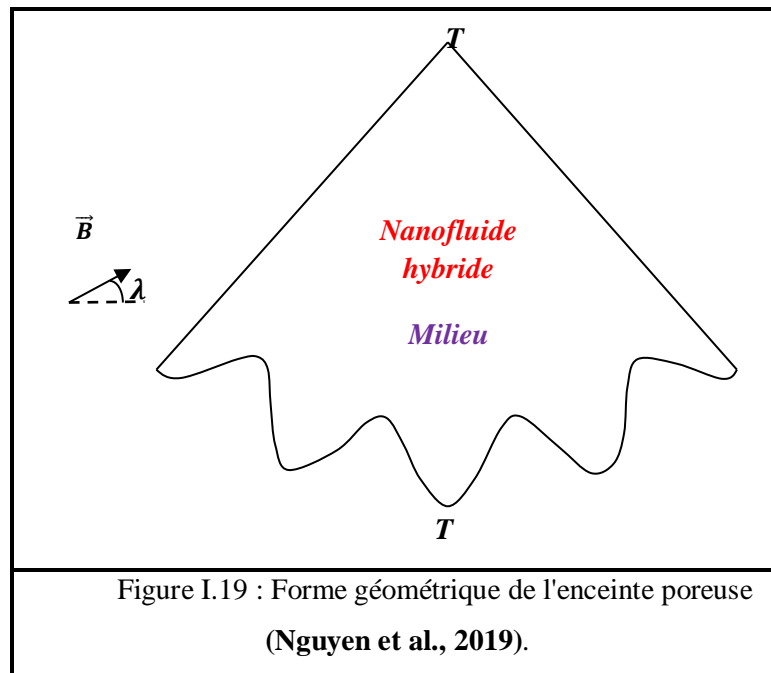
Le problème de la convection naturelle dans un anneau excentrique entre deux cylindres horizontaux remplis de nanofluides hybrides Cu–Al₂O₃/eau a été étudié numériquement par **Tayebi et Chamkha (2017)**. La paroi interne du cylindre est chauffée à une température

CHAPITRE I : Généralités Et Synthèse Bibliographique

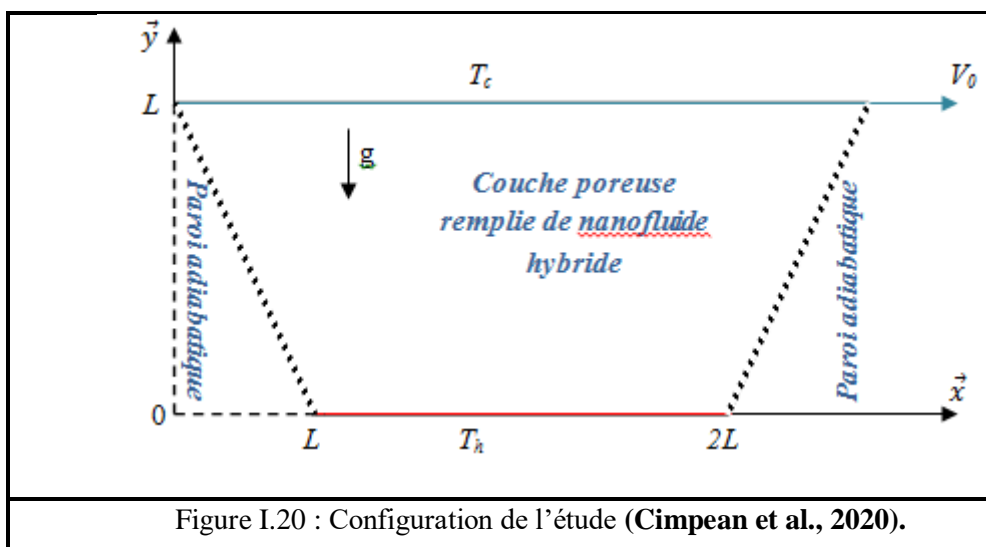
uniforme tandis que la paroi externe est refroidie. Les équations de base qui régissent le problème sont formulées dans les coordonnées bipolaires et écrites en termes d'équations de fonction de vorticité-flux en utilisant la forme sans dimension pour l'écoulement bidimensionnel, laminaire et incompressible dans des conditions stationnaires. Une étude paramétrique numérique a été réalisée pour un anneau rempli d'eau ordinaire, de nanofluide $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$ et de nanofluide hybride $\text{Cu-Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$ pour différentes fractions volumiques de nanoparticules et nanoparticules hybrides ($0 \leq \phi \leq 0.12$) et nombres de Rayleigh ($10^3 \leq \text{Ra} \leq 10^6$). Ils ont constaté que l'utilisation d'un nanofluide hybride offre une meilleure performance thermique et dynamique par rapport au nanofluide (Fig. I.18).



La convection d'un nanofluide hybride dans un milieu perméable a été présentée par **Nguyen et al. (2019)** avec CVFEM (méthode des  l ments finis à volume de contrôle) avec effet magnétique. Des nanoparticules hybrides ($\text{Fe}_3\text{O}_4 + \text{MWCNT}$) avec un fluide de base d'eau ont été considérées. Les impacts du nombre de Darcy, du magnétisme, du rayonnement et du nombre de Rayleigh sur la migration des nanomatériaux ont été décrits. Une comparaison numérique et graphique est également présentée pour s'assurer que la présente analyse est correcte. D'après les résultats graphiques, il est constaté que le paramètre de rayonnement et du champ magnétique augmentent le nombre de Nusselt tandis que l'effet magnétique montre une relation inverse (Fig. I.19).



Le problème de la convection mixte dans une cavité trapézoïdale poreuse remplie d'un nanofluide hybride (Cu-Al₂O₃/eau) a été faite par **Cimpean et al. (2020)** et les résultats numériques ont été obtenus et discutés. Les équations gouvernantes, transformées en termes de variables sans dimension, ont été élaborées par l'algorithme numérique développé basé sur la technique des différences finies. L'effet de différents paramètres importants, tels que: le nombre de Reynolds, le nombre de Darcy et la fraction volumique des nanoparticules ont été discutés. La variation du nombre de Nusselt moyen et du débit de fluide a été obtenue et ils ont constaté qu'en choisissant des combinaisons de nanoparticules différentes et appropriées dans un nanofluide hybride, le taux de transfert thermique souhaité peut être obtenu (Fig. I.20).



CHAPITRE I : Généralités Et Synthèse Bibliographique

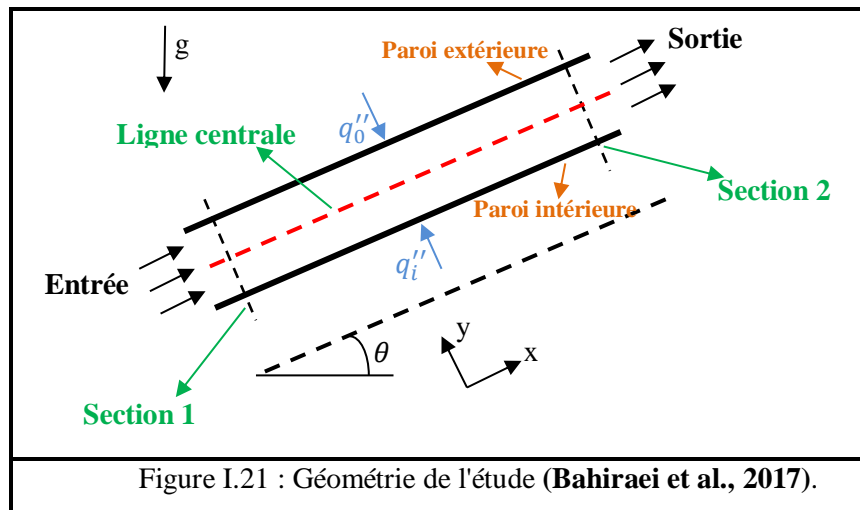
Adun et al. (2020) ont abordé certains des défis posés dans la prédiction des caractéristiques des nanofluides hybrides en utilisant des ensembles de données de plusieurs recherches expérimentales sur divers nanofluides hybrides pour former un réseau de neurones intelligent. La conductivité thermique des nanofluides hybrides a été prédite à l'aide de sept variables d'entrée différentes, à savoir la concentration volumique, la température, le facteur acentrique du fluide de base, la densité apparente des nanoparticules, le rapport de mélange des particules, la conductivité thermique et la taille des nanoparticules. Une formule universelle utilisant MLP-ANN pour prédire la conductivité thermique des nanofluides hybrides a été présentée.

Une solution numérique pour l'influence d'un cylindre rotatif adiabatique interne à l'intérieur d'une cavité ventilée sur la convection mixte de nanofluide hybride a été présentée par **Jasim et al. (2021)**. L'influence des paramètres pertinents, y compris les concentrations de nanoparticules, les rayons des cylindres, les emplacements des cylindres, les vitesses de rotation angulaires, le nombre de Grashof et le nombre de Reynolds a été examinée. Les données obtenues sont présentées au moyen de différents chiffres qualitatifs et quantitatifs. Les résultats montrent que le transport d'énergie du nanofluide hybride augmente avec une augmentation de la concentration de particules solides, mais il est associé à une perte de charge accrue.

Les travaux expérimentaux avec un nouveau type de rehausseur, l'insertion de bobine de fil conique dans l'échangeur de chaleur à tube concentrique utilisant des nanofluides mono (Al_2O_3 et CNT) et hybrides ($\text{Al}_2\text{O}_3 + \text{CNT}$) à base d'eau, circulant dans le tube interne, ont été menées par **Singh et Sarkar (2021)** pour examiner l'effet sur les performances thermo-hydrauliques. Les résultats indiquent que l'insert de bobine de fil divergent présente de meilleures performances thermo-hydrauliques par rapport à d'autres agencements de bobine de fil. Le facteur de performance thermique est observé plus d'un avec tous les nanofluides mono / hybrides et les inserts de bobine de fil, indiquant une combinaison prometteuse.

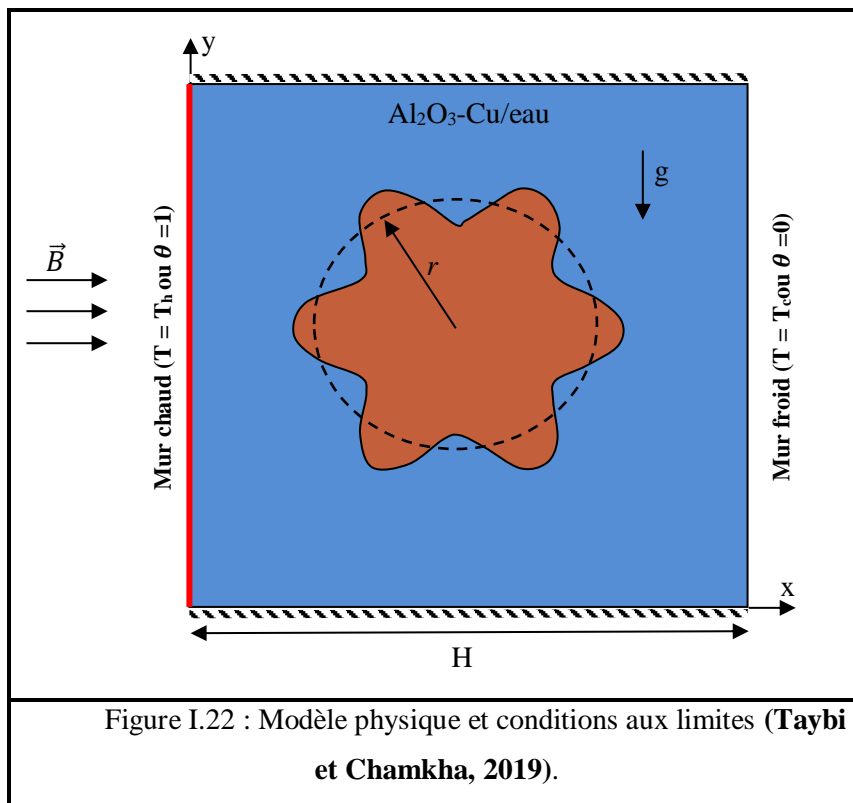
La convection mixte du nanofluide CuO/eau à l'intérieur d'un anneau incliné a été étudiée par **Bahiraei et al. (2017)** sur la base des première et deuxième lois de la thermodynamique. Les effets du nombre de Richardson, de la fraction volumique et de l'angle d'inclinaison sur les caractéristiques de la seconde loi et le transfert de chaleur ont été évalués. Les résultats montrent que l'augmentation de l'angle d'inclinaison de 0° à 75° conduit à une augmentation du transfert de chaleur par convection et à une diminution de la génération d'entropie totale et par conséquent, un échange de chaleur approprié avec une faible irréversibilité a été obtenu. De plus, avec l'augmentation du nombre de Richardson, la

génération totale d'entropie et le transfert de chaleur par convection augmentent. Pendant ce temps, la génération d'entropie par frottement diminue tandis que la génération d'entropie thermique augmente avec l'augmentation de concentration. Dans tous les cas, le nombre de Bejan est proche de 1, ce qui prouve la dominance du transfert de chaleur dans la génération d'entropie (Fig. I.21).



Taybi et Chamkha (2019) ont étudié l'influence du champ magnétique sur la génération d'entropie et la convection naturelle à l'intérieur d'une enceinte remplie d'un nanofluide hybride et ayant un bloc solide ondulé conducteur. En outre, l'effet du rapport de conductivité thermique fluide-solide a été examiné. Les résultats indiquent que le champ magnétique et le rapport de conductivité du bloc solide ondulé peuvent affecter de manière significative le champ dynamique et thermique et, par conséquent, le taux de transfert de chaleur et la génération d'entropie en raison du transfert de chaleur, du frottement du fluide et de la force magnétique (Fig. I.22).

La minimisation de la génération d'entropie est la méthode qui combine dans des modèles simples les concepts les plus élémentaires du transfert de chaleur, de la mécanique des fluides et de la thermodynamique. Ces modèles simples ont été utilisés par **Bejan (1996)** dans l'optimisation de dispositifs réels irréversibles. Ils ont retracé le développement et l'adoption de la méthode dans plusieurs secteurs du génie thermique et de la science traditionnels: la cryogénie, le transfert de chaleur, l'éducation, les systèmes de stockage, les centrales solaires, les centrales nucléaires et fossiles et les réfrigérateurs. L'accent est mis sur l'importance fondamentale et technologique de la méthode d'optimisation et de ses résultats, les mérites pédagogiques de la méthode et l'évolution chronologique du domaine.



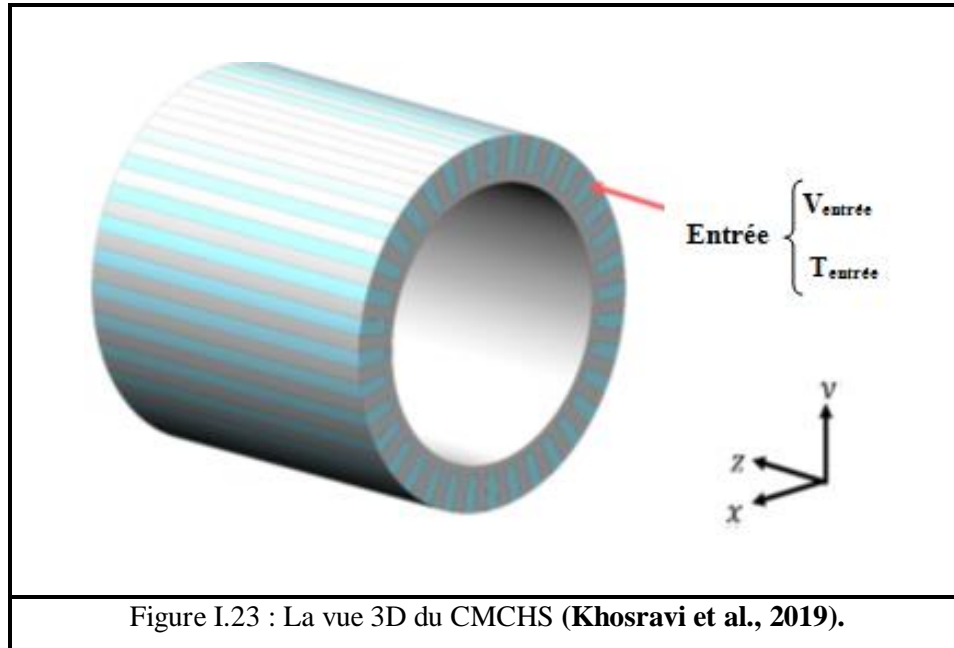
Oztop et Al-Salem (2012) ont résumé les travaux récents sur la génération d'entropie dans les écoulements induits par la flottabilité dans la cavité et les canaux. Des études sur la convection mixte ont également été incluses.

Khosravi et al. (2019) ont fait une étude qui examine les caractéristiques des lois de la thermodynamique, y compris le coefficient de transfert de chaleur par convection, le taux de génération d'entropie et le nombre de Bejan pour le nanofluide hybride ayant des nanoparticules de graphène-platine à travers un bloc liquide à microcanaux cylindriques. La géométrie contient trente-six microcanaux ayant un diamètre hydraulique de $564 \mu\text{m}$. la génération d'entropie a été modélisée en termes de nombre de Reynolds, de fraction de particules et de flux de chaleur par un réseau neuronal (Fig. I.23).

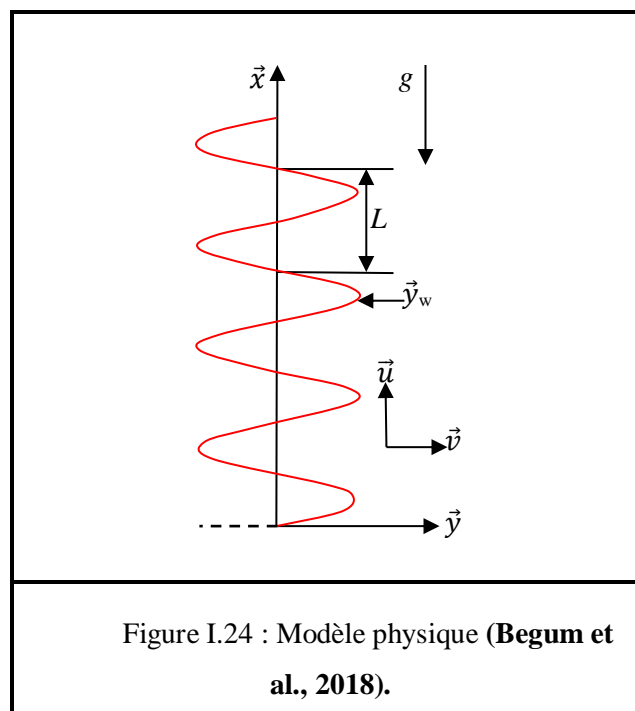
Les caractéristiques de transfert de chaleur par convection et de génération d'entropie du flux de nanofluides hybrides Ag-MgO/eau à travers un minicanal rectangulaire ont été étudiées numériquement par **Uysal et Korkmaz (2019)**. Le nombre de Reynolds était compris entre 200 et 2000 et différentes fractions volumiques de nanoparticules variaient entre 0,005 et 0,02. En outre, Réseau Neureau Artificiel a été utilisé pour créer un modèle d'estimation de la génération d'entropie du flux de nanofluides hybrides. En conséquence, ils ont constaté que le coefficient de transfert de chaleur par convection pour $\phi = 0,02$ est 21,29% plus élevé que

CHAPITRE I : Généralités Et Synthèse Bibliographique

celui de l'eau pure, à $Re = 2000$. La génération d'entropie totale du nanofluid hybride a augmenté avec l'augmentation de la fraction volumique de nanoparticules. Les résultats obtenus par ANN ont montré une bonne concordance avec les résultats numériques obtenus dans cette étude.

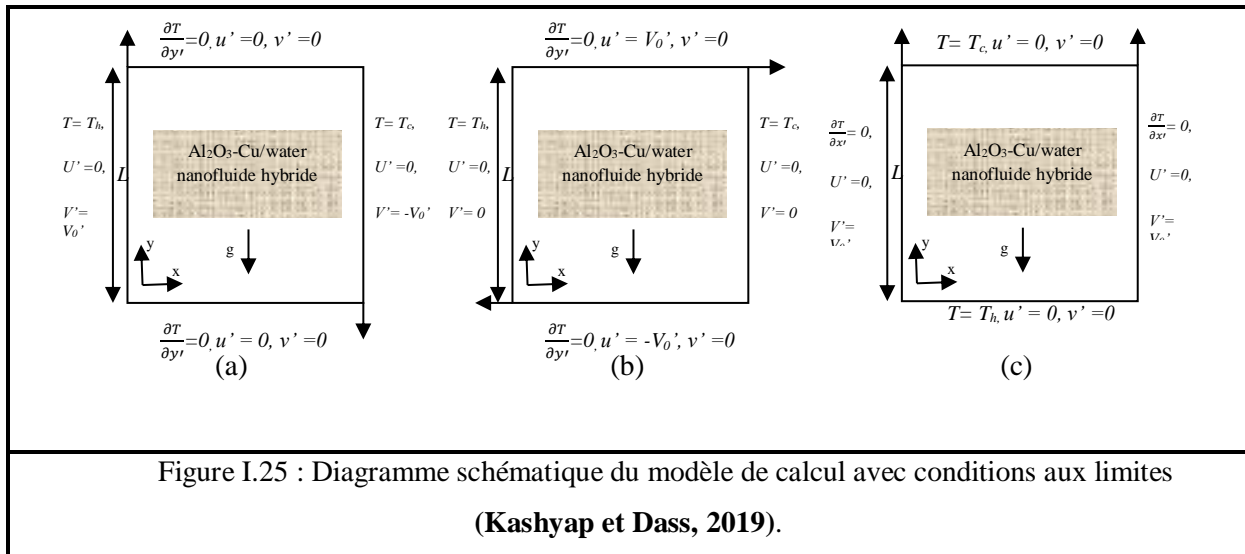


L'utilisation de la modélisation multiphasique approche le problème numérique plus à la réalité. Plusieurs chercheurs ont conduit des études d'investigation sur le comportement thermo-hydraulique des nanofluides utilisant les approches multiphasiques.



CHAPITRE I : Généralités Et Synthèse Bibliographique

Une analyse a été effectuée pour étudier l'écoulement de la convection naturelle à deux phases du nanofluide le long d'une surface ondulée verticale par **Begum et al. (2018)**. Le modèle comprend des équations exprimant la conservation de la masse totale, de la quantité de mouvement et de l'énergie thermique pour un nanofluide biphasé. L'effet du contrôle des paramètres sur les grandeurs sans dimension telles que le coefficient de frottement, le taux de transfert de chaleur et le taux de transfert de masse a été exploré. Ils ont conclu que le paramètre de rapport de diffusivité, NA et le nombre d'incrément de densité de particules, NB ont une influence prononcée sur la réduction du taux de transfert de chaleur (Fig. I.24).

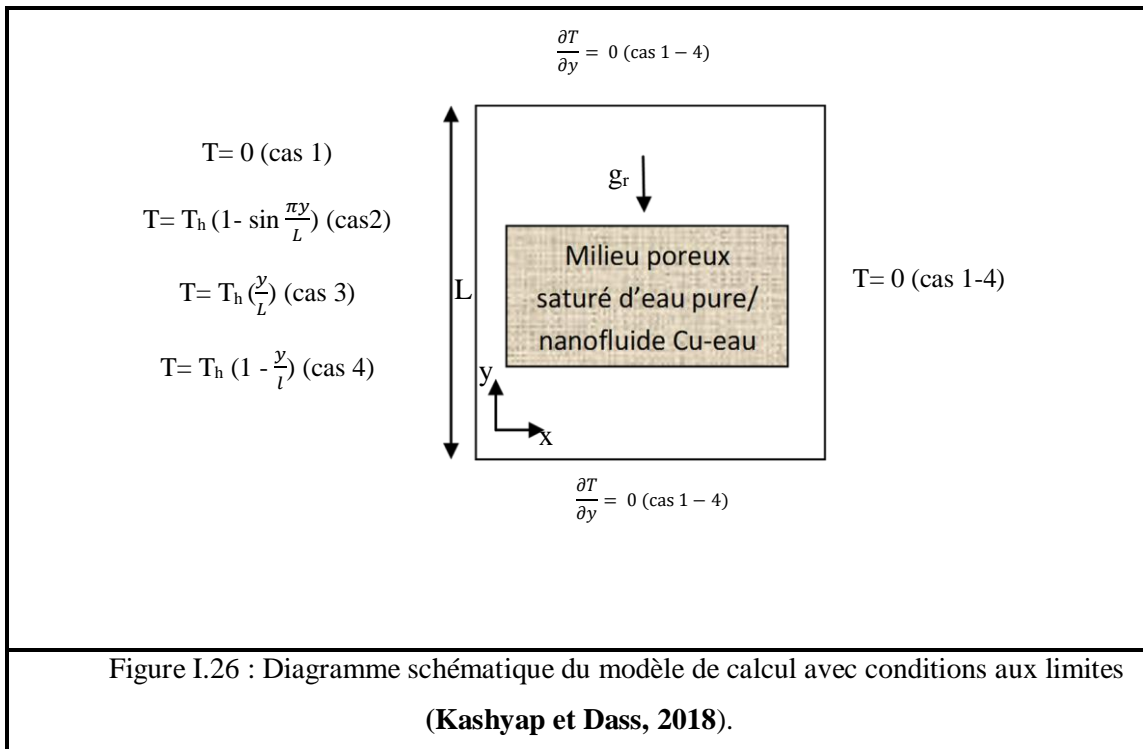


Kashyap et Dass (2019) ont analysé l'effet de trois conditions aux limites différentes sur l'écoulement du fluide et le transfert de chaleur par convection mixte dans une cavité carrée entraînée par couvercle à double face à chauffage différentiel. Les travaux actuels portent sur le nanofluide hybride à base d'eau Al_2O_3 -Cu/eau avec des fractions volumiques $\Phi \leq 3\%$. Ils ont utilisé la méthode de Boltzmann (LB) pour simuler un écoulement de nanofluide biphasé pour faire varier discrètement le nombre de Richardson ($0,1 \leq \text{Ri} \leq 10$) à un nombre de Grashof fixe de $\text{Gr} = 10^4$. Ils ont constaté que l'ajout de nanoparticules est incapable d'atteindre l'efficacité souhaitable dans l'amélioration globale du système thermique actuel en raison de l'augmentation de la génération d'entropie, malgré l'amélioration du taux de transfert de chaleur (Fig. I.25).

Kashyap et Dass (2018) ont étudié l'effet de quatre conditions aux limites thermiques différentes sur la convection naturelle dans une cavité poreuse carrée saturée de fluide. Quatre conditions de chauffage différentes - uniformes, sinusoïdales et deux distributions de température linéaires différentes ont été appliquées sur la paroi verticale gauche de la cavité

CHAPITRE I : Généralités Et Synthèse Bibliographique

respectivement tout en maintenant la paroi verticale droite uniformément refroidie et les parois horizontales isolées thermiquement. Le modèle de réseau thermique biphasé Boltzmann (TLBM) pour les nanofluides a été utilisé pour simuler l'écoulement de nanofluides à travers un milieu poreux en incorporant le modèle de Darcy étendu de Brinkman – Forchheimer. Ils ont observé que le nanofluide améliore l'efficacité énergétique en réduisant la génération d'entropie totale et en augmentant le taux de transfert de chaleur bien que son augmentation dépende de la fraction volumique optimale des nanoparticules (Fig. I.26).

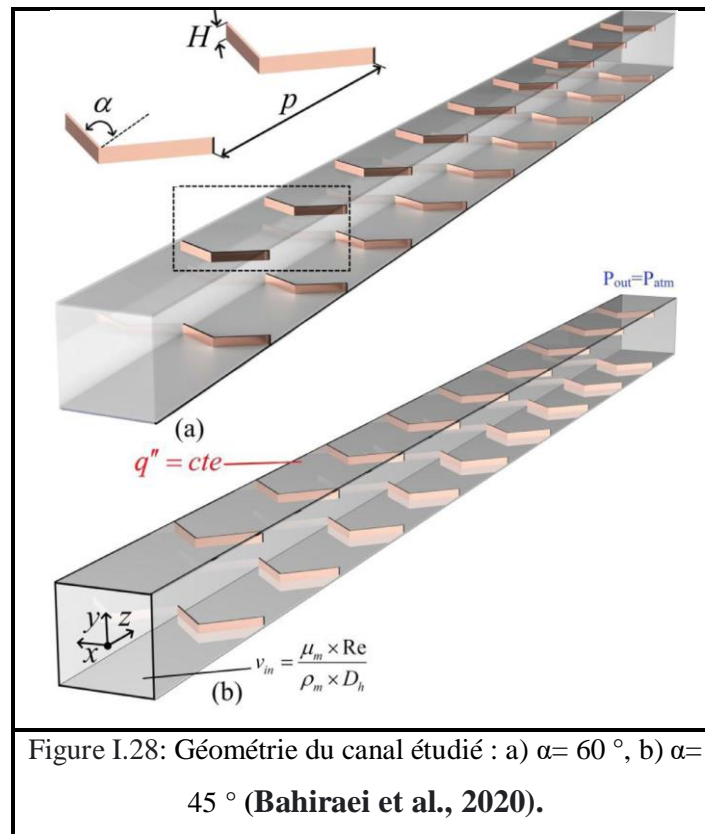
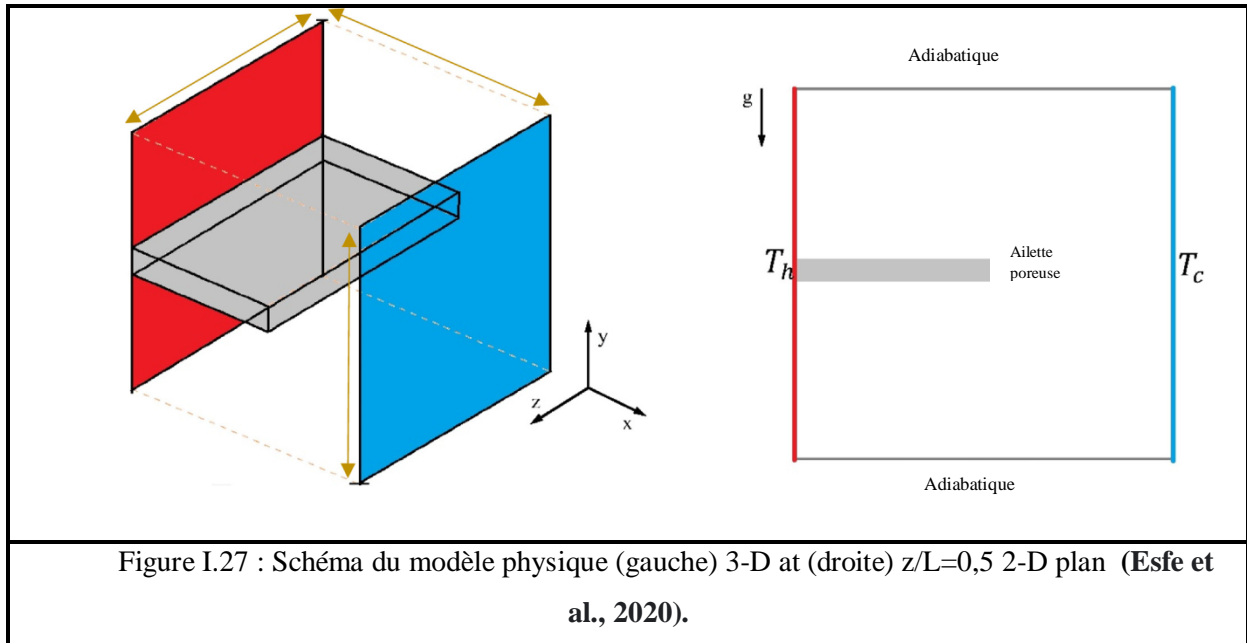


Esfe et al. (2020) se sont intéressés aux études numériques en 3-D sur l'écoulement de convection naturelle du nanofluide CuO/eau dans une cavité cubique avec ailettes poreuses intégrées. Le modèle de mélange à deux phases a été utilisé avec différentes concentrations volumiques et différents nombres de Rayleigh (Ra) à l'intérieur de la cavité équipée de 1, 2 et 3 ailettes poreuses. Ils ont montré que l'augmentation de la fraction de nanoparticules montre une amélioration du transfert de chaleur et du nombre de Nusselt (Fig. I.27).

Bahiraei et al. (2020) ont analysé les effets de l'utilisation simultanée de nervures en forme de V et de nanofluide comme deux approches d'amélioration du transfert de chaleur à l'intérieur d'un canal de section carrée sur la génération d'entropie. A cet effet, les analyses complètes de génération d'entropie et de destruction exégétique ont été réalisées à l'aide de la technique de mélange biphasique pour l'écoulement de nanofluide cuivre-eau à travers le

CHAPITRE I : Généralités Et Synthèse Bibliographique

canal renforcé par les nervures en V à 45 °. Les résultats indiquent que l'utilisation à la fois d'une hauteur de nervure plus grande et d'un pas de nervure plus petit (en même temps) présente une plus faible destruction par exergie et améliore l'efficacité de la seconde loi (Fig. I.28).



I.5 CONCLUSION

Ce chapitre a été consacré à la présentation des notions de base de transfert de chaleur et de la convection, des généralités sur les nanofluides simples et hybrides et une synthèse bibliographique des travaux théoriques, expérimentaux et numériques sur les transferts de chaleur avec la génération d'entropie dans les cavités en présence des nanoparticules simple et hybrides introduits dans le fluide de base.

CHAPITRE II : MODÉLISATION DU PROBLÈME

Sommaire

II.1 INTRODUCTION.....	38
II.2 ÉLÉMENTS MATHÉMATIQUES DE BASE	38
II.2.1 Équation de continuité	38
II.2.2 Équation de la quantité de mouvement	39
II.2.3 Équation de l'énergie	39
II.2.3 Propriétés des nanofluides	40
II.3 HYPOTHÈSES SIMPLIFICATRICES	40
II.4 CONFIGURATION 2-D (Application A)	41
II.4.1 Description du problème	41
II.4.2 Modèle mathématique et équations dimensionnelles	42
II.4.2.1 Nombre de Nusselt	43
II.4.3 Présentation du logiciel de calcul « FLUENT 14.0 »	43
II.4.4 Schémas numériques.....	44
II.4.5 Conditions aux limites.....	45
II.4.6 Résolution numérique.....	45
II.4.6.1 Critère de convergence.....	45
II.4.6.2 Facteurs de sous-relaxation.....	46
II.4.7 Maillage.....	47
II.5 CONFIGURATION 3-D (Application B).....	48
II.5.1 Description du problème.....	48
II.5.2 Modèle mathématique et équations dimensionnelles.....	48
II.5.3 Schémas numériques.....	50
II.5.4 Conditions aux limites.....	51
II.5.5 Résolution numérique.....	51
II.5.5.1 Critère de convergence.....	51
II.5.5.2 Facteurs de sous-relaxation.....	52
II.5.6 Maillage.....	53
II.6 CONFIGURATION 3-D (Application C).....	54
II.6.1 Description du problème.....	54
II.6.2 Modèle mathématique et équations dimensionnelles.....	56

CHAPITRE II : Modélisation Du Problème

II.6.3 Schémas numériques.....	59
II.6.4 Conditions aux limites.....	59
II.6.5 Résolution numérique.....	59
II.6.5.1 Critère de convergence.....	59
II.6.5.2 Facteurs de sous-relaxation.....	60
II.7 CONCLUSION.....	61

II.1 INTRODUCTION

Dans ce chapitre, nous présentons les trois sections mentionnées ci-dessous pour exposer la géométrie, la modélisation de système d'équations qui régit l'écoulement, le transfert de chaleur et la génération d'entropie par convection des nanofluides simple et hybride dans trois configurations différentes ainsi les conditions aux limites dynamiques et thermiques, et on finit par la méthode de résolution choisie en utilisant le logiciel de calcul « Ansys-Fluent ».

- ✓ La première section traite la présentation d'une étude bidimensionnelle (2-D) effectuée dans une cavité carrée.
- ✓ La deuxième section consiste à présenter une étude tridimensionnelle (3-D) dans une cavité cubique.
- ✓ La troisième partie expose un calcul numérique tridimensionnel (3-D) réalisé dans un canal incliné.

II.2 ÈLÈMENTS MATHÉMATIQUES DE BASE

Chaque phénomène physique est souvent formulé par les équations mathématiques (équations différentielles) qui représentent une modélisation de ce phénomène pour exprimer le comportement de ce phénomène dans l'espace. Ces équations sont obtenues à partir des lois de conservation de masse, de conservation de quantité de mouvement (équations de Navier-Stokes), de conservation d'énergie, et de la génération d'entropie. Les champs de vitesses et de températures issues de ces équations peuvent être utilisés pour évaluer les paramètres de transfert de chaleur (nombre de Nusselt) et les distributions de l'entropie produite dans les différentes configurations.

II.2.1 Équation de continuité

Le principe de conservation de masse mène à l'équation de continuité qui s'exprime sous forme tensorielle comme suit (**Bejan, 2004**) :

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

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

II.2.2 Équation de la quantité de mouvement

L'équation de la quantité de mouvement découle du principe fondamental de la dynamique appliqué à un fluide, elle peut être écrite sous forme tensorielle comme suit (**Bejan, 2004**):

Où :

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + \rho g_i \quad (II.2)$$

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

ρg_i Représente les forces de volume suivant la direction i.

$\frac{\partial P}{\partial x_i}$ Représente les forces dues à la pression.

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

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

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

II.2.3 Équation de l'énergie

Le principe de conservation de l'énergie (le premier principe de la thermodynamique) pour un fluide Newtonien incompressible donne l'équation d'énergie suivante (**Bejan, 2004**):

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

Où :

k La conductivité thermique.

C_p La chaleur spécifique à pression constante.

ρ La masse volumique.

\dot{q} La génération de chaleur par unité de volume (densité de chaleur volumétrique).

μ Viscosité dynamique du fluide.

φ La dissipation visqueuse.

II.2.3 Propriétés des nanofluides:

La densité, la chaleur spécifique, la conductivité thermique, la viscosité et le coefficient de la dilatation thermique sont calculés basés sur (**Hussain et al., 2017**) en utilisant Eq. (II.4)-(II.8).

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_{bf} + \sum \phi_{np}\rho_{np} \quad (II.4)$$

$$\rho_{nf}Cp_{nf} = (1 - \phi)\rho_{bf}Cp_{bf} + \sum \phi_{np}\rho_{np} Cp_{np} \quad (II.5)$$

$$\frac{k_{nf}}{k_{bf}} = \frac{\left(\frac{1}{\phi}\right)\sum_{np} \phi_{np}k_{np} + 2k_{bf} + 2\sum_{np} \phi_{np}k_{np} - 2\phi k_{bf}}{\left(\frac{1}{\phi}\right)\sum_{np} \phi_{np}k_{np} + 2k_{bf} - \sum_{np} \phi_{np}k_{np} + \phi k_{bf}} \quad (II.6)$$

$$\mu_{nf} = (1 + 2.5\phi + 6.2\phi^2)\mu_{bf} \quad (II.7)$$

$$\rho_{nf}\beta_{nf} = (1 - \phi)\rho_{bf}\beta_{bf} + \sum \phi_{np}\rho_{np}\beta_{np} \quad (II.8)$$

Où $\phi = \sum \phi_{np}$ est la concentration volumique globale, et bf et np se réfèrent respectivement au fluide de base et aux nanoparticules.

Le Tableau II.1 montre les propriétés thermo-physiques de fluide de base (eau) et les différentes nanoparticules employées dans nos applications (A, B et C).

Matériel	Eau	Cu	CNT	Al ₂ O ₃
ρ (kg/m ³)	997,1	8933	2600	3970
Cp (J/Kg.K)	4179	385	425	765
k (W/m.K)	0,613	400	6600	40
μ (Kg/m.s)	$8,55 \times 10^{-4}$	-	-	-
β (1/K)	$2,1 \times 10^{-4}$	$1,67 \times 10^{-5}$	$1,6 \times 10^{-6}$	$0,85 \times 10^{-5}$

Tableau II.1 : Les propriétés thermo-physiques de matériaux utilisés (**Bergman, 2011**).

II.3 HYPOTHÈSES SIMPLIFICATRICES

Les hypothèses simplificatrices pour les applications étudiées sont citées comme suit :

1- Écoulement bidimensionnel (suivant les coordonnées cartésiennes x et y) pour le cas : cavité 2D (Application A), écoulement tridimensionnel (suivant les coordonnées cartésiennes x, y et z) pour les cas : cavité cubique et canal incliné (Applications B et C).

2- Régime laminaire, stationnaire, et incompressible, pour les trois cas étudiés.

3- Transfert de chaleur par rayonnement négligeable.

4- Milieu isotrope.

5- L'approximation de Boussinesq est validée, elle consiste à considérer que les variations de la masse volumique sont négligeables au niveau de tous les termes des équations de quantité de mouvement ($\rho = \rho_0$), sauf au niveau du terme de gravité. La variation de ρ en fonction de la température est donnée comme suit (**Bejan, 2004**) :

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

T_0 : Température de référence.

β : Coefficient d'expansion thermique à pression constante.

ρ_0 : Masse volumique du fluide à T'_0 .

6- Les propriétés thermo-physiques du fluide sont supposées constantes.

7- Les nanoparticules sont supposées avoir une forme sphérique et en équilibre thermique avec le fluide de base (**Jmai et al., 2013**).

8- La dissipation visqueuse est négligeable $\mu\varphi = 0$.

9- L'effet joule est négligeable.

10- Les nanoparticules et le fluide sont dissipés avec la même vitesse dans le cas ou l'utilisation de modèle de mélange (Application C).

II.4 CONFIGURATION 2-D (Application A)

II.4.1 Description du problème

La Figure II.1 présente la géométrie considérée dans l'étude de l'écoulement de la convection naturelle dans une enceinte carrée d'une longueur $L = 2\text{cm}$ avec un obstacle pentagonal à l'intérieur d'un côté l réalisé par le logiciel (Ansys-Workbench 14.0), utilisant le nanofluide Cu/eau. Les parois gauche et droite sont isothermes et les autres parois (supérieure, inférieure et l'obstacle) sont parfaitement adiabatiques. La simulation numérique a été faite à l'aide du logiciel de calcul « Ansys-Fluent 14.0 » afin de résoudre les équations du modèle mathématique.

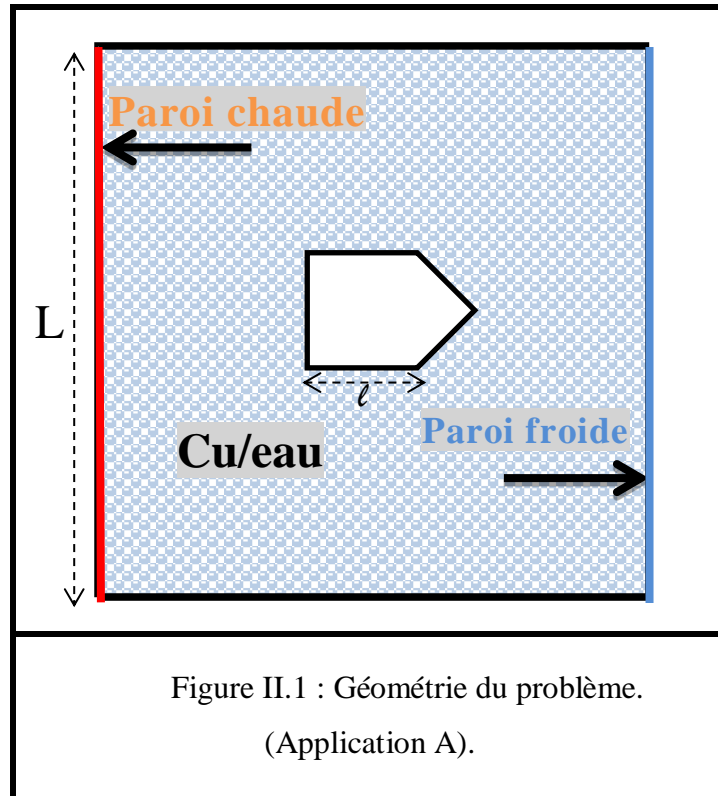


Figure II.1 : Géométrie du problème.
(Application A).

II.4.2 Modèle mathématique et équations dimensionnelles

Après la considération des hypothèses de simplification, les équations dimensionnelles régissant l'écoulement d'un nanofluide dans la cavité représenté par la Figure II.1 peuvent s'écrire comme suit :

- Equation de continuité

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (II.9)$$

- Equation de quantité de mouvement suivant « x »

$$\rho_{nf} u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho_{nf} v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (II.10)$$

- Equation de quantité de mouvement suivant « y »

$$\rho_{nf} u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho_{nf} v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + (\rho\beta)_{nf} g(T - T_0) \quad (II.11)$$

- Equation d'énergie

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha_{nf} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (II.12)$$

Les propriétés de Cu/eau nanofluide peuvent s'exprimer comme suit :

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_{eau} + \phi\rho_{Cu} \quad (II.13)$$

$$\rho_{nf}Cp_{nf} = (1 - \phi)\rho_{eau}Cp_{eau} + \phi\rho_{Cu}Cp_{Cu} \quad (II.14)$$

$$\frac{k_{nf}}{k_{eau}} = \frac{k_{Cu} + 2k_{eau} + 2\phi k_{Cu} - 2\phi k_{eau}}{k_{Cu} + 2k_{eau} - \phi k_{Cu} + \phi k_{eau}} \quad (II.15)$$

$$\mu_{nf} = (1 + 2.5\phi + 6.2\phi^2)\mu_{eau} \quad (II.16)$$

$$\rho_{nf}\beta_{nf} = (1 - \phi)\rho_{eau}\beta_{eau} + \phi\rho_{Cu}\beta_{Cu} \quad (II.17)$$

II.4.2.1 Nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt local le long de la paroi chaude peut être exprimé par (Belahmadi, 2018) :

$$Nu(y) = - \frac{k_{nf}}{k_f} \left(\frac{\partial \theta}{\partial X} \right) \quad (II.18)$$

Le nombre de Nusselt moyen est déterminé en intégrant le nombre de Nusselt local le long d'une paroi verticale:

$$Nu = \frac{1}{A} \int_A Nu(y) dA \quad (II.19)$$

II.4.3 Présentation du logiciel de calcul « FLUENT 14.0 »

Ansys-Fluent 14.0 est un code de calcul CFD (Computational Fluid Dynamics) qui modélise tous les écoulements fluides, compressibles ou incompressibles, impliquant des phénomènes physiques complexes tels que la turbulence, le transfert thermique, les réactions chimiques et les écoulements multiphasiques, dans des configurations plus ou moins complexes.

Ansys-Fluent emploie la méthode des volumes finis comme procédé de discrétisation des équations qui gouvernent l'écoulement, tel que l'équation de continuité, de quantité de mouvement et de l'énergie. Les étapes de calcul dans le solveur sont les suivantes :

- Intégration des équations sur chaque volume de contrôle.
- Discrétisation des équations de transport ; transformation du système d'équations en système algébrique.

- Résolution du système algébrique par un processus itératif, utilisation d'un algorithme pour corriger la pression et les composantes de la vitesse afin d'assurer la conservation de la masse.

La Figure II.2 montre l'interface du logiciel Ansys-Fluent 14.0 d'un calcul parallèle avec 4 processeurs. Ansys-Fluent divise le maillage et les données en plusieurs partitions, puis affecte chaque partition de maillage à un processus de calcul différent. Le nombre de partitions est un multiple entier du nombre de processeurs de calcul disponibles. Les processus de calcul peuvent être exécutés sur un ordinateur massivement parallèle, un poste de travail à plusieurs processeurs ou un cluster réseau d'ordinateurs.

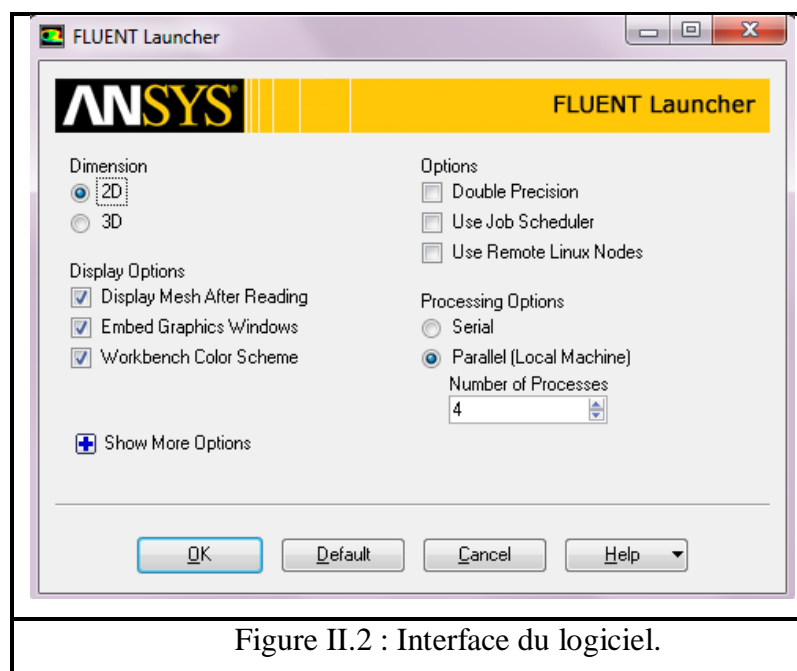


Figure II.2 : Interface du logiciel.

II.4.4 Schémas numériques

Les différents schémas employés par le code de calcul «Ansys-Fluent 14.0» dans notre étude sont présentés dans le tableau II.2:

Equation	Schéma
Couplage pression-vitesse	SIMPLE
Gradient	Green-Gauss Cell Based (À base de cellules Green-Gauss)
Pression	Standard
Quantité de mouvement	Second Order Upwind (arrière d'ordre 2)
Energie	Second Order Upwind (arrière d'ordre 2)

Tableau II.2 : Les schémas numériques utilisés.

II.4.5 Conditions aux limites

Les conditions aux limites sont présentées sous forme dimensionnelle, comme suit (tab. II. 3) :

Parois	Définition	Conditions hydrodynamiques	Condition thermique
Paroi gauche	Wall (paroi)	$u = v = 0 \text{ m/s}$	$\Theta = 1$, Isotherme
Paroi droite	Wall (paroi)	$u = v = 0 \text{ m/s}$	$\Theta = 0$, Isotherme
Autre parois	Wall (paroi)	$u = v = 0 \text{ m/s}$	$\partial\Theta/\partial n=0$,Adiabatique
Obstacle	Wall (paroi)	$u = v = 0 \text{ m/s}$	$\partial\Theta/\partial n=0$,Adiabatique
Domaine intérieur	Fluid (Fluide)	-	-

Tableau II.3 : Les conditions aux limites.

II.4.6 Résolution numérique

Ansys-Fluent propose différentes techniques pour accélérer le processus de convergence. Nous avons recours à plusieurs techniques décrites ci-dessous :

II.4.6.1 Critère de convergence

Le critère de convergence est vérifié lorsque le résidu entre deux solutions itératives des équations discrétisées dans chaque volume de contrôle est négligeable. Le résiduel pour la variable dépendante φ dans chaque volume de contrôle est défini comme suit :

$$R_{\varphi} = a_p \varphi_p - \sum_i a_i \varphi_i - S_{\varphi} \quad (\text{II.20})$$

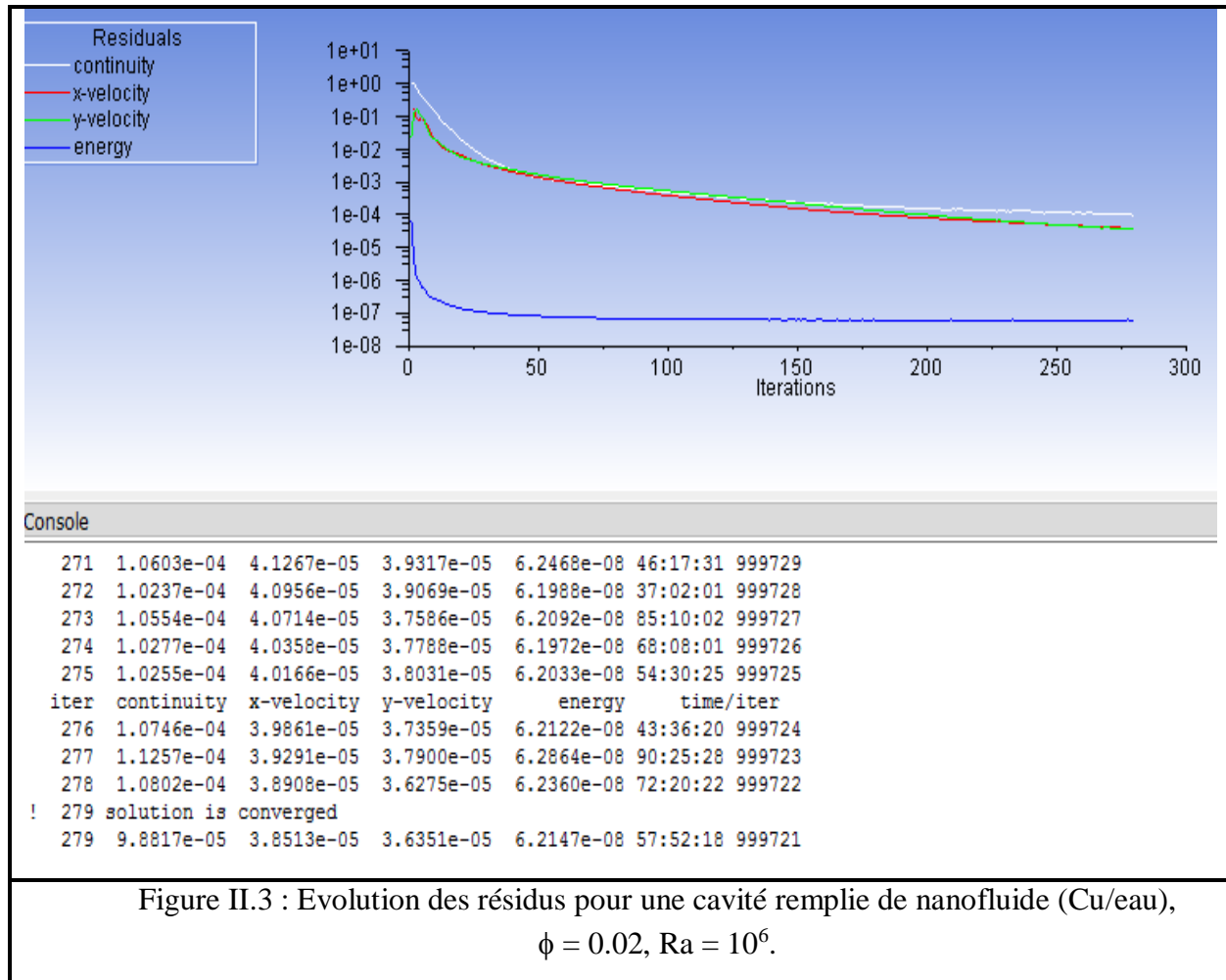
Si le calcul est convergent, la valeur de R_{φ} tend vers zéro.

La convergence de la résolution itérative est surveillée par l'évolution des résidus au cours des itérations. Dans notre cas, les valeurs de critères de convergence sont arrêtées comme suit (tab. II.4) :

Critère	Valeur
Continuité	10^{-4}
Vitesse suivant x	10^{-4}
Vitesse suivant y	10^{-4}
Energie	10^{-7}

Tableau II.4 : Critères de convergence.

D'après la Figure II.3 on constate que la convergence s'effectue après 279 itérations utilisant les critères mentionnés ci-dessus.



II.4.6.2 Facteurs de sous-relaxation

Dans les méthodes itératives, la résolution des systèmes d'équations algébriques non linéaires nécessite une sous-relaxation dans le processus de calcul pour assurer la convergence. La sous-relaxation est souvent utilisée avec la méthode de Gauss-Seidel dans le code Fluent. La méthode de Gauss-Seidel est contrôlée par un coefficient de sous relaxation α :

$$\varphi^{(k)} = \varphi^{(k-1)} + \alpha \Delta\varphi \quad (\text{II.21})$$

Où (k) indique l'avancement des itérations successives, et $\Delta\varphi$ la différence entre les résultats des deux itérations (k-1) et (k).

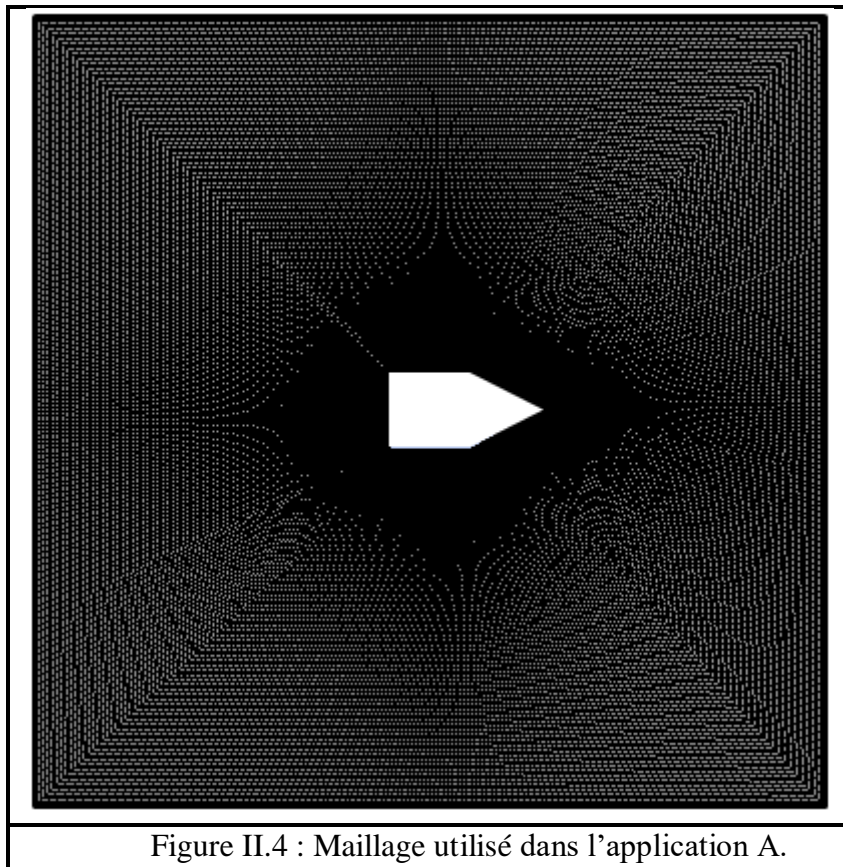
Les facteurs de relaxation utilisés pour accélérer la convergence sont montrés dans le tableau II. 5:

Variables	Facteurs de sous-relaxation
Pression	0,3
Masse volumique	1
Quantité de mouvement	0,7
Energie	1
Forces de volume	1

Tableau II.5 : Paramètres de relaxation pour notre cas.

II.4.7 Maillage

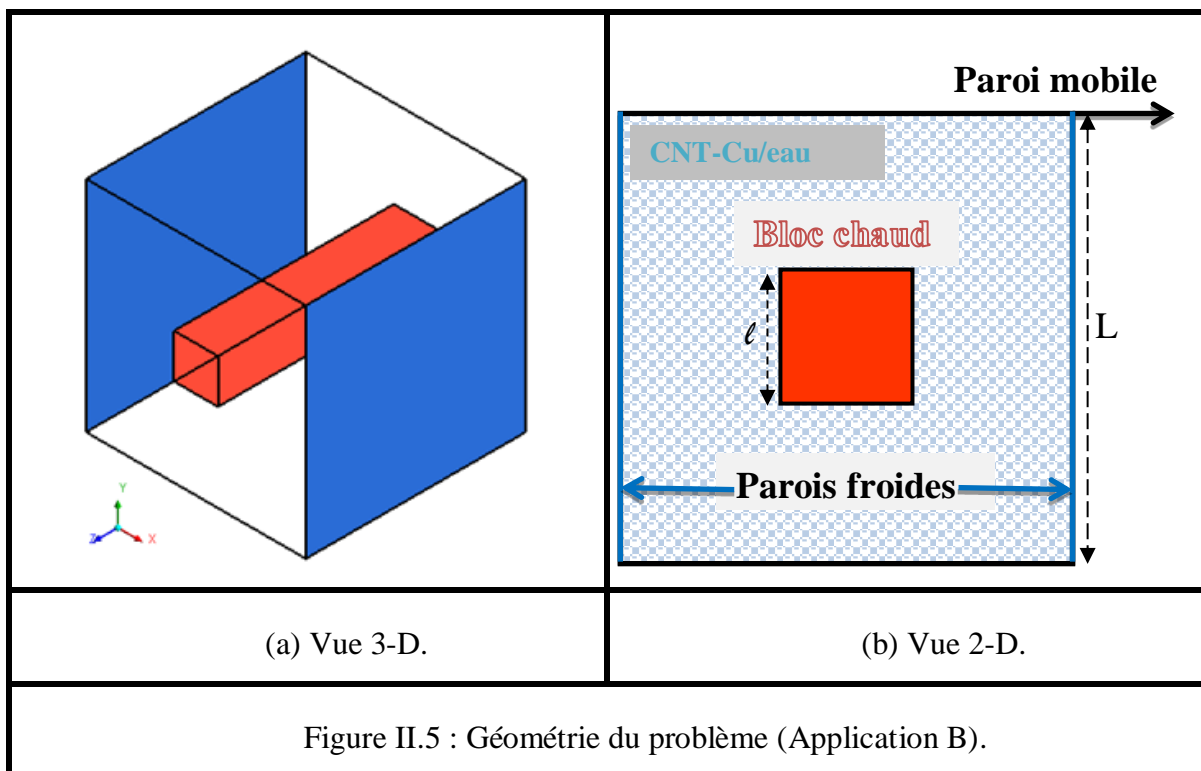
Il existe différentes options de structure de maillage à générer avec le système de maillage Ansys (aléatoire, triangulaire, quadrilatère...), mais pour éviter la fausse diffusion, un maillage quadrilatère de face mappé avec une résolution fine près des parois de bloc a été choisi (Voir Fig. II.4).



II.5 CONFIGURATION 3-D (Application B)

II.5.1 Description du problème

L'analyse de la convection laminaire mixte dans une cavité cubique munie d'un bloc de section carrée est présentée. La côté $L = 2\text{ cm}$ de la cavité est considérée fixe mais l celle du bloc varie donnant un rapport d'aspect r de plusieurs valeurs (entre 0,1 et 0,5). La convection naturelle est due à la différence de température entre les parois chaudes et froides ($T_c = 300\text{K}$), et la convection forcée est due au mouvement de la paroi supérieure mobile. Une comparaison entre CNT/eau nanofluide et CNT-Cu/eau hybride nanofluide est examiné et le logiciel Ansys-Fluent 18.0 a été utilisé pour assurer la simulation numérique. La Figure II.5 montre le dimensionnement de la géométrie à étudier en 3-D, ainsi sa projection en 2-D avec les conditions aux limites choisies.



II.5.2 Modèle mathématique et équations dimensionnelles

Les équations mathématiques qui régissent la convection mixte laminaire 3-D dans une cavité cubique remplie de nanofluide (simple et hybride) et en considérant les hypothèses simplificatrices, sont présentées comme suit:

Pour un nanofluide simple:

- Equation de continuité

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (II.22)$$

- Equation de quantité de mouvement suivant « x »

$$\rho_{nf} u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho_{nf} v \frac{\partial u}{\partial y} + \rho_{nf} w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (II.23)$$

- Equation de quantité de mouvement suivant « y »

$$\begin{aligned} \rho_{nf} u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho_{nf} v \frac{\partial v}{\partial y} + \rho_{nf} w \frac{\partial v}{\partial z} = \\ = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + (\rho\beta)_{nf} g(T - T_o) \end{aligned} \quad (II.24)$$

- Equation de quantité de mouvement suivant « z »

$$\rho_{nf} u \frac{\partial w}{\partial x} + \rho_{nf} v \frac{\partial w}{\partial y} + \rho_{nf} w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (II.25)$$

- Equation d'énergie

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha_{nf} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (II.26)$$

Pour un nanofluide hybride:

- Equation de continuité

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (II.27)$$

- Equation de quantité de mouvement suivant « x »

$$\rho_{hnf} u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho_{hnf} v \frac{\partial u}{\partial y} + \rho_{hnf} w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu_{hnf} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (II.28)$$

- Equation de quantité de mouvement suivant « y »

$$\begin{aligned} \rho_{hnf} u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho_{hnf} v \frac{\partial v}{\partial y} + \rho_{hnf} w \frac{\partial v}{\partial z} = \\ = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu_{hnf} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + (\rho\beta)_{hnf} g(T - T_o) \end{aligned} \quad (II.29)$$

- Equation de quantité de mouvement suivant « z »

$$\rho_{hnf} u \frac{\partial w}{\partial x} + \rho_{hnf} v \frac{\partial w}{\partial y} + \rho_{hnf} w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu_{hnf} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (II.30)$$

- Equation d'énergie

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha_{hnf} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (II.31)$$

Les propriétés de CNT/eau nanofluide sont développées comme suit :

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_{eau} + \phi\rho_{CNT} \quad (II.32)$$

$$\rho_{nf}Cp_{nf} = (1 - \phi)\rho_{eau}Cp_{eau} + \phi\rho_{CNT}Cp_{CNT} \quad (II.33)$$

$$\frac{k_{nf}}{k_{eau}} = \frac{k_{CNT} + 2k_{eau} + 2\phi k_{CNT} - 2\phi k_{eau}}{k_{CNT} + 2k_{eau} - \phi k_{CNT} + \phi k_{eau}} \quad (II.34)$$

$$\mu_{nf} = (1 + 2.5\phi + 6.2\phi^2)\mu_{eau} \quad (II.35)$$

$$\rho_{nf}\beta_{nf} = (1 - \phi)\rho_{eau}\beta_{eau} + \phi\rho_{CNT}\beta_{CNT} \quad (II.36)$$

Les propriétés de CNT-Cu/eau nanofluide hybride sont développées comme suit :

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_{eau} + \phi_{CNT}\rho_{CNT} + \phi_{Cu}\rho_{Cu} \quad (II.37)$$

$$\rho_{nf}Cp_{nf} = (1 - \phi)\rho_{eau}Cp_{eau} + \phi_{CNT}\rho_{CNT}Cp_{CNT} + \phi_{Cu}\rho_{Cu}Cp_{Cu} \quad (II.38)$$

$$\frac{k_{nf}}{k_{eau}} = \frac{\left(\frac{1}{\phi}\right)(\phi_{CNT}k_{CNT} + \phi_{Cu}k_{Cu}) + 2k_{eau} + 2(\phi_{CNT}k_{CNT} + \phi_{Cu}k_{Cu}) - 2\phi k_{eau}}{\left(\frac{1}{\phi}\right)(\phi_{CNT}k_{CNT} + \phi_{Cu}k_{Cu}) + 2k_{eau} - (\phi_{CNT}k_{CNT} + \phi_{Cu}k_{Cu}) + \phi k_{eau}} \quad (II.39)$$

$$\mu_{nf} = (1 + 2.5\phi + 6.2\phi^2)\mu_{eau} \quad (II.40)$$

$$\rho_{nf}\beta_{nf} = (1 - \phi)\rho_{eau}\beta_{eau} + \phi_{CNT}\rho_{CNT}\beta_{CNT} + \phi_{Cu}\rho_{Cu}\beta_{Cu} \quad (II.41)$$

Les variables adimensionnelles utilisées dans cette section sont exprimé comme :

$$X = \frac{x}{L} \quad Y = \frac{y}{L} \quad Z = \frac{z}{L} \quad r = \frac{l}{L} \quad U = \frac{u}{u_0} \quad \Theta = \frac{T - T_c}{T_h - T_c} \quad (II.42)$$

II.5.3 Schémas numériques

Les différentes schémas employés par le code de calcul «Ansys-Fluent 18.0» dans cette étude sont présentés dans le tableau II. 6:

Equation	Schéma
Couplage pression-vitesse	SIMPLE
Gradient	Least-squares Cell Based (basé sur les moindres-carrées)
Pression	Standard
Quantité de mouvement	Second Order Upwind (arrière d'ordre 2)
Energie	Second Order Upwind (arrière d'ordre 2)

Tableau II.6 : Les schémas numériques utilisés.

II.5.4 Conditions aux limites

Dans cette étude, on considère que les parois gauche et droite de la cavité sont les parois froides tandis que les autres parois ont été supposées être parfaitement adiabatiques. La cavité est chauffée par la température chaude imposée aux parois du bloc. Toutes les parois sont stationnaires, sauf celui du haut qui se déplace, donnant une variante du nombre de Reynolds.

Paroi supérieure: $Y = 1, 0 \leq X \leq 1, 0 \leq Z \leq 1 \rightarrow V = W = 0, U = 1, \frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0$.

Parois froides: $X = 0, X = 1, 0 \leq Y \leq 1, 0 \leq Z \leq 1 \rightarrow U = V = W = 0, \theta = 0$.

Paroi inférieure: $Y = 0, 0 \leq X \leq 1, 0 \leq Z \leq 1 \rightarrow U = V = W = 0, \frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0$.

Parois adiabatiques: $Z = 0, Z = 1, 0 \leq X \leq 1, 0 \leq Y \leq 1 \rightarrow U = V = W = 0, \frac{\partial \theta}{\partial Z} = 0$

Parois du bloc: $X = \frac{1}{2} \mp \frac{r}{2}, Y = \frac{1}{2} \mp \frac{r}{2}, 0 \leq Z \leq 1 \rightarrow U = V = W = 0, \theta = 1$.

II.5.5 Résolution numérique

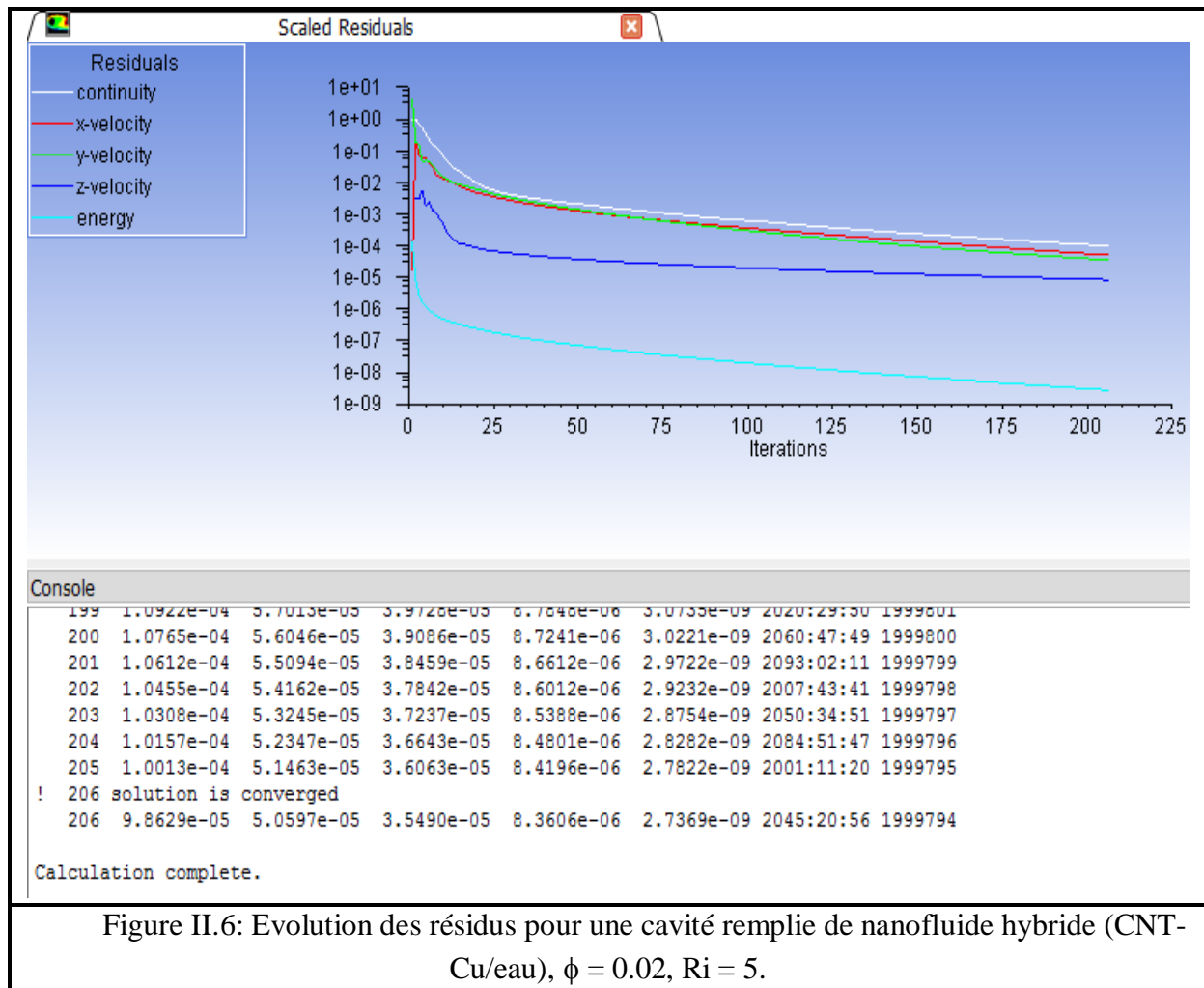
II.5.5.1 Critère de convergence

Les valeurs du critère de convergence sont prises comme suit (tab. II.7):

Critère	Valeur
Continuité	10^{-4}
Vitesse suivant x	10^{-4}
Vitesse suivant y	10^{-4}
Vitesse suivant z	10^{-4}
Energie	10^{-8}

Tableau II.7 : Critères de convergence.

La procédure de calcul illustrée dans la Figure II.6 montre que la convergence s'effectue après 206 itérations utilisant les critères mentionnés ci-dessus.



II.5.5.2 Facteurs de sous-relaxation

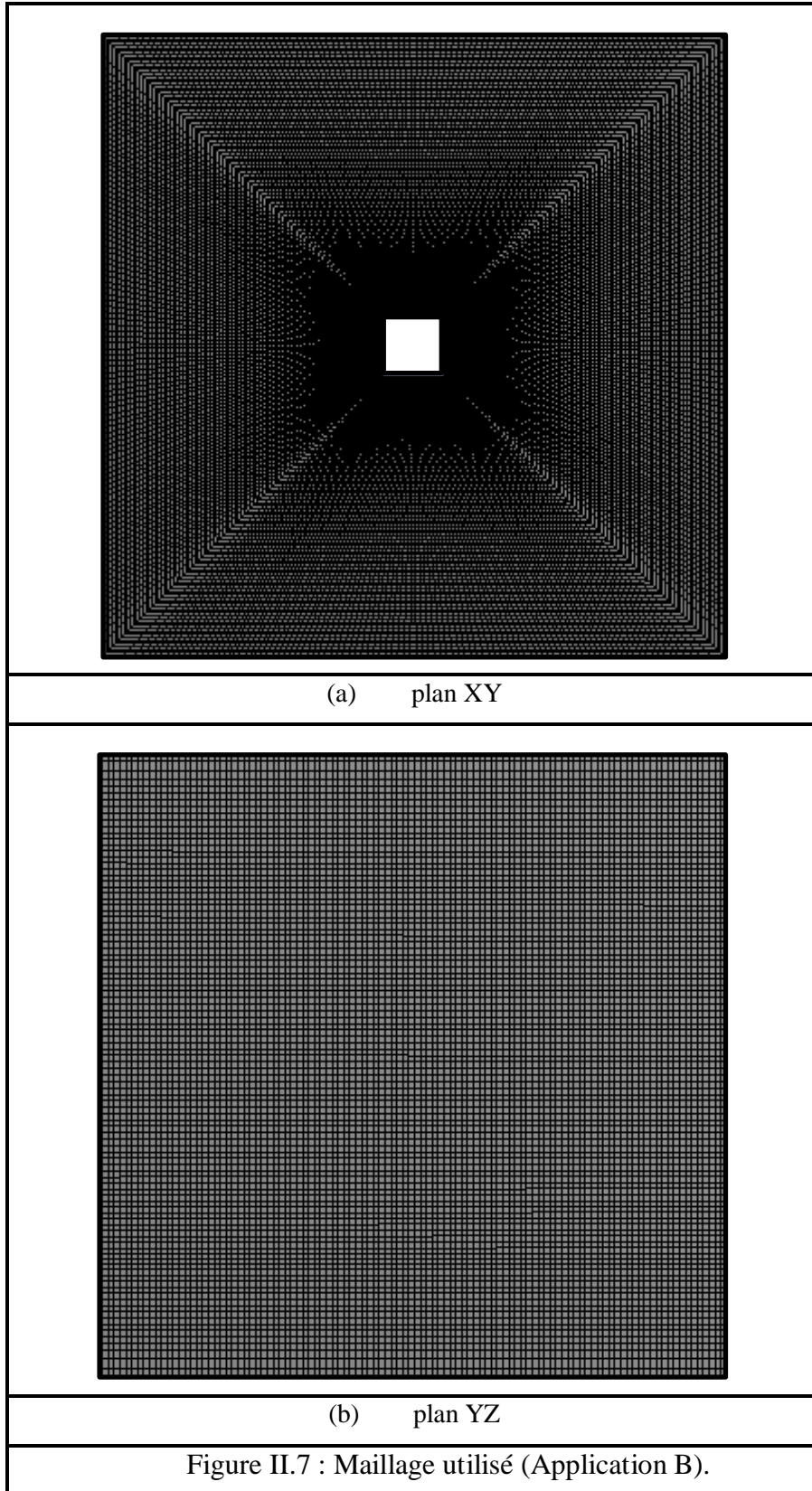
Les facteurs de relaxation utilisés pour accélérer la convergence sont montrés dans le tableau II.8:

Variables	Facteurs de sous-relaxation
Pression	0,3
Masse volumique	1
Quantité de mouvement	0,7
Energie	1
Forces de volume	1

Tableau II.8 : Paramètres de relaxation.

II.5.6 Maillage

Le maillage quadrilatère de face mappé avec une résolution fine près des parois de bloc a été choisi (Voir Fig. II.7).



II.6 CONFIGURATION 3-D (Application C)

Le modèle de mélange est un modèle multiphase simplifié qui peut être utilisé de différentes manières. Il peut être utilisé pour modéliser des écoulements multiphasiques, où les phases se déplacent à des vitesses différentes, mais supposent un équilibre local sur de courtes échelles de longueur spatiale. Il peut modéliser n phases (fluide ou particule) en résolvant les équations de quantité de mouvement, de continuité et d'énergie pour le mélange, les équations de fraction volumique pour les phases secondaires et les expressions algébriques pour les vitesses relatives. Les applications typiques comprennent la sédimentation, les séparateurs à cyclone, les écoulements chargés de particules à faible charge et les écoulements à bulles où la fraction volumique de gaz reste faible.

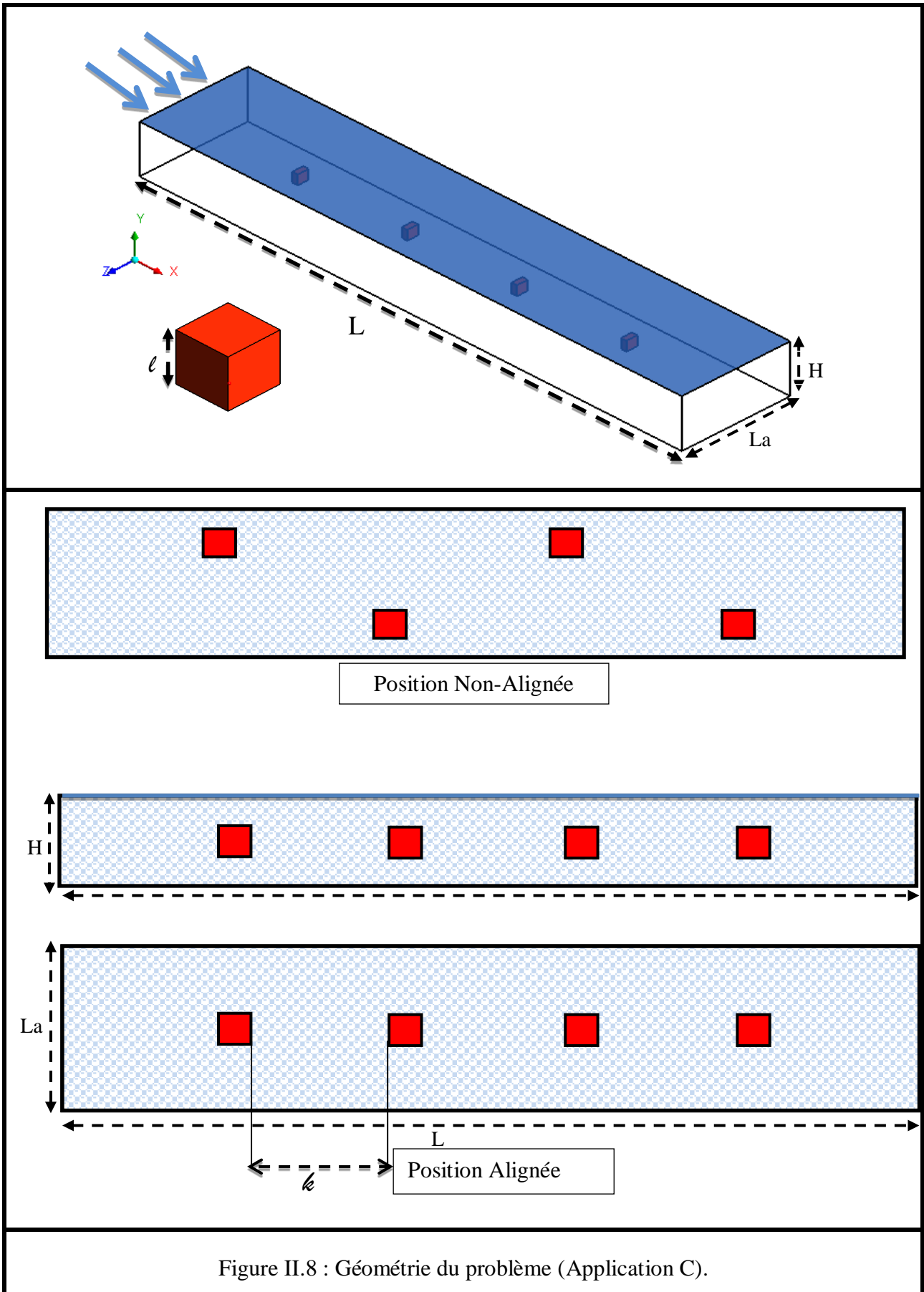
Également, le modèle de mélange nous permet de sélectionner des phases granulaires et calcule toutes les propriétés des phases granulaires. Ceci est applicable pour les écoulements liquide-solide.

II.6.1 Description du problème

Le domaine d'examen développé dans cette étude est un canal incliné en 3-D avec quatre blocs chauds, comme le montre la Figure II.8 (3-D et 2-D vues). Ce canal est parcouru par un nanofluide hybride $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-Cu/eau}$. La longueur du canal $L = 50$ cm, la largeur $L_a = 5$ cm, la hauteur $H = 2,5$ cm, la longueur du bloc $l = 0,5$ cm et la distance entre les blocs $k = 9,6$ cm sont maintenus constants, mais l'emplacement du bloc est modifié. Le fluide de base et les nanosubstances (eau, Al_2O_3 et Cu) sont dans un état d'équilibre, les blocs sont soumis sous un flux thermique constant produisant la convection naturelle et la convection forcée est due à la vitesse imposée à l'entrée du canal.

L'utilisation d'un modèle de mélange à deux phases consiste à considérer chaque substance comme un matériau indépendant avec ses propres conditions aux limites. La phase primaire est l'eau et la phase granulaire secondaire est les nanoparticules.

Ces deux phases (eau et nanoparticules) pénètrent dans le canal avec la même magnitude de vitesse.



II.6.2 Modèle mathématique et équations dimensionnelles

Les équations mathématiques qui régissent une convection mixte laminaire 3-D dans un canal incliné parcouru par un nanofluides hybride avec le modèle de mélange et après avoir pris en compte les hypothèses simplificatrices sont présentées comme suit (**Labib et al., 2013**).

- Equation de continuité

$$\frac{\partial u_m}{\partial x} + \frac{\partial v_m}{\partial y} + \frac{\partial w_m}{\partial z} = 0 \quad (II.43)$$

- Equation de quantité de mouvement suivant « x »

$$\begin{aligned} \rho_m u_m \frac{\partial u_m}{\partial x} + \rho_m v_m \frac{\partial u_m}{\partial y} + \rho_m w_m \frac{\partial u_m}{\partial z} \\ = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu_m \left[\left(\frac{\partial^2 u_m}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_m}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_m}{\partial z^2} \right) + \left(\frac{\partial^2 u_m^T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_m^T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_m^T}{\partial z^2} \right) \right] \\ + (\rho\beta)_m g_x (T - T_o) \\ + \phi_{np} \rho_{np} \left[u_{dr,np} \frac{\partial u_{dr,np}}{\partial x} + v_{dr,np} \frac{\partial u_{dr,np}}{\partial y} + w_{dr,np} \frac{\partial u_{dr,np}}{\partial z} \right] \end{aligned} \quad (II.44)$$

- Equation de quantité de mouvement suivant « y »

$$\begin{aligned} \rho_m u_m \frac{\partial v_m}{\partial x} + \rho_m v_m \frac{\partial v_m}{\partial y} + \rho_m w_m \frac{\partial v_m}{\partial z} \\ = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu_m \left[\left(\frac{\partial^2 v_m}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_m}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_m}{\partial z^2} \right) + \left(\frac{\partial^2 v_m^T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_m^T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_m^T}{\partial z^2} \right) \right] \\ + (\rho\beta)_m g_y (T - T_o) \\ + \phi_{np} \rho_{np} \left[u_{dr,np} \frac{\partial v_{dr,np}}{\partial x} + v_{dr,np} \frac{\partial v_{dr,np}}{\partial y} + w_{dr,np} \frac{\partial v_{dr,np}}{\partial z} \right] \end{aligned} \quad (II.45)$$

- Equation de quantité de mouvement suivant « z »

$$\begin{aligned} \rho_m u_m \frac{\partial w_m}{\partial x} + \rho_m v_m \frac{\partial w_m}{\partial y} + \rho_m w_m \frac{\partial w_m}{\partial z} \\ = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu_m \left[\left(\frac{\partial^2 w_m}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_m}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_m}{\partial z^2} \right) + \left(\frac{\partial^2 w_m^T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_m^T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_m^T}{\partial z^2} \right) \right] \\ + \phi_{np} \rho_{np} \left[u_{dr,np} \frac{\partial w_{dr,np}}{\partial x} + v_{dr,np} \frac{\partial w_{dr,np}}{\partial y} + w_{dr,np} \frac{\partial w_{dr,np}}{\partial z} \right] \end{aligned} \quad (II.46)$$

- Equation d'énergie

$$\begin{aligned} & \phi_{bf} \rho_{bf} C_{p_{bf}} \left(u_{bf} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + v_{bf} \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + w_{bf} \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \\ & + \phi_{np} \rho_{np} C_{p_{np}} \left(u_{np} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + v_{np} \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + w_{np} \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \\ & = k_m \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (II.47)$$

- Fraction volumique (Labib et al., 2013) :

$$\phi_{np} \rho_{np} \left(\frac{\partial u_m}{\partial x} + \frac{\partial v_m}{\partial y} + \frac{\partial w_m}{\partial z} \right) = -\phi_{np} \rho_{np} \left(\frac{\partial u_{dr,np}}{\partial x} + \frac{\partial v_{dr,np}}{\partial y} + \frac{\partial w_{dr,np}}{\partial z} \right) \quad (II.48)$$

D'où (Labib et al., 2013) :

$$\vec{u}_m = \frac{\sum_{k=1}^n \phi_k \rho_k \vec{u}_k}{\rho_m} \text{ est la vitesse de mélange} \quad (II.49)$$

$$\vec{u}_{dr,np} = \vec{u}_{np} - \vec{u}_m \text{ la vitesse de déviation de nanoparticules} \quad (II.50)$$

$$\vec{u}_{pf} = \vec{u}_{np} - \vec{u}_{bf} \text{ la vitesse de glissement} \quad (II.51)$$

- Les propriétés:

Propriétés des nanofluides hybrides:

$$\rho_{np} = \sum_{np} \phi_{np} \rho_{np} \quad (II.52)$$

$$\rho_{np} C_{p_{np}} = \sum_{np} \phi_{np} \rho_{np} C_{p_{np}} \quad (II.53)$$

$$k_{np} = \sum_{np} \phi_{np} k_{np} \quad (II.54)$$

Propriétés de mélange:

$$k_m = \sum_{k=1}^n \phi_k k_k \quad (II.55)$$

$$\rho_m = \sum_{k=1}^n \phi_k \rho_k \quad (II.56)$$

$$\mu_m = \sum_{k=1}^n \phi_k \mu_k \quad (II.57)$$

•Equations de la génération d'entropie (Al-Rached et al., 2018) :

L'équation de la génération d'entropie (S_{gen}) est écrite comme:

$$S_{gen} = \frac{k_m}{T_0^2} \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 \right] + \frac{\mu_m}{T_0} \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u_m}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_m}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w_m}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial v_m}{\partial x} + \frac{\partial u_m}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w_m}{\partial y} + \frac{\partial v_m}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_m}{\partial z} + \frac{\partial w_m}{\partial x} \right)^2 \right\} \quad (II.58)$$

Le premier terme déclare la génération d'entropie due au transfert thermique, est le deuxième terme déclare la génération d'entropie due à la frottement du fluide.

$$N = S_{gen} \frac{1}{k_{bf}} \left(\frac{LT_0}{\Delta T} \right)^2 \quad (II.59)$$

$$N = \frac{k_m}{k_{bf}} \left[\left(\frac{\partial \theta}{\partial X} \right)^2 + \left(\frac{\partial \theta}{\partial Y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \theta}{\partial Z} \right)^2 \right] + \varphi \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial U_m}{\partial X} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_m}{\partial Y} \right)^2 + \left(\frac{\partial W_m}{\partial Z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial V_m}{\partial X} + \frac{\partial U_m}{\partial Y} \right)^2 + \left(\frac{\partial W_m}{\partial Y} + \frac{\partial V_m}{\partial Z} \right)^2 + \left(\frac{\partial U_m}{\partial Z} + \frac{\partial W_m}{\partial X} \right)^2 \right\} \quad (II.60)$$

Ou: N est l'entropie locale adimensionnelle.

Et $\varphi = \frac{\mu_m \alpha^2 T_0}{L^2 k_{bf} \Delta T^2}$ est le coefficient d'irréversibilité.

L'entropie totale adimensionnelle (S_{tot}) est:

$$S_{tot} = \frac{1}{V} \int N dV = \frac{1}{V} \int (N_{th} + N_f) dV = S_{th} + S_f \quad (II.61)$$

Le nombre de Bejan (Be) est le rapport entre l'entropie due au transfert thermique et l'entropie totale:

$$Be = \frac{S_{th}}{S_{th} + S_f} \quad (II.62)$$

Les variables sans dimension de la présente étude peuvent être définies comme:

$$X = \frac{x}{L}, \quad Y = \frac{y}{L}, \quad Z = \frac{z}{L}, \quad U = \frac{u}{u_0}, \quad \Theta = \frac{T - T_c}{q''/h} \quad (II.63)$$

II.6.3 Schémas numériques

Les différents schémas employés par le code de calcul «Ansys-Fluent 18.0» dans cette étude sont présentés dans le tableau II. 9 :

Equation	Schéma
Couplage pression-vitesse	SIMPLE
Gradient	Least-squares Cell Based (basé sur les moindres-carrées)
Pression	Presto
Quantité de mouvement	Quick
Fraction volumique	Second Order Upwind (arrière d'ordre 2)
Energie	Second Order Upwind (arrière d'ordre 2)

Tableau II.9 : Les schémas numériques utilisés.

II.6.4 Conditions aux limites

On considère dans cette étude que les blocs chauds ont été refroidis par la paroi froide et l'écoulement traversant le canal. Toutes les parois sont stationnaires, et les conditions aux limites sont imposées comme suit:

- Entrée: $x = 0, 0 \leq y \leq H, 0 \leq z \leq La \rightarrow U_m = U_{hnp} = U_{bf} = 1, \Theta = 0$.
- Paroi supérieure: $0 \leq x \leq L, y = H, 0 \leq z \leq La \rightarrow U = 0, \Theta = 0$. (paroi froide).
- Les autres parois $0 \leq x \leq L, y = 0, 0 \leq z \leq La, 0 \leq x \leq L, 0 \leq y \leq H, z = 0$ et $0 \leq x \leq L, 0 \leq y \leq H, z = La \rightarrow U = 0, \frac{\partial \theta}{\partial n} (n: \text{la normale à la paroi}) = 0$. (parois adiabatiques).
- Les blocs sont soumis à un flux thermique constant.

II.6.5 Résolution numérique

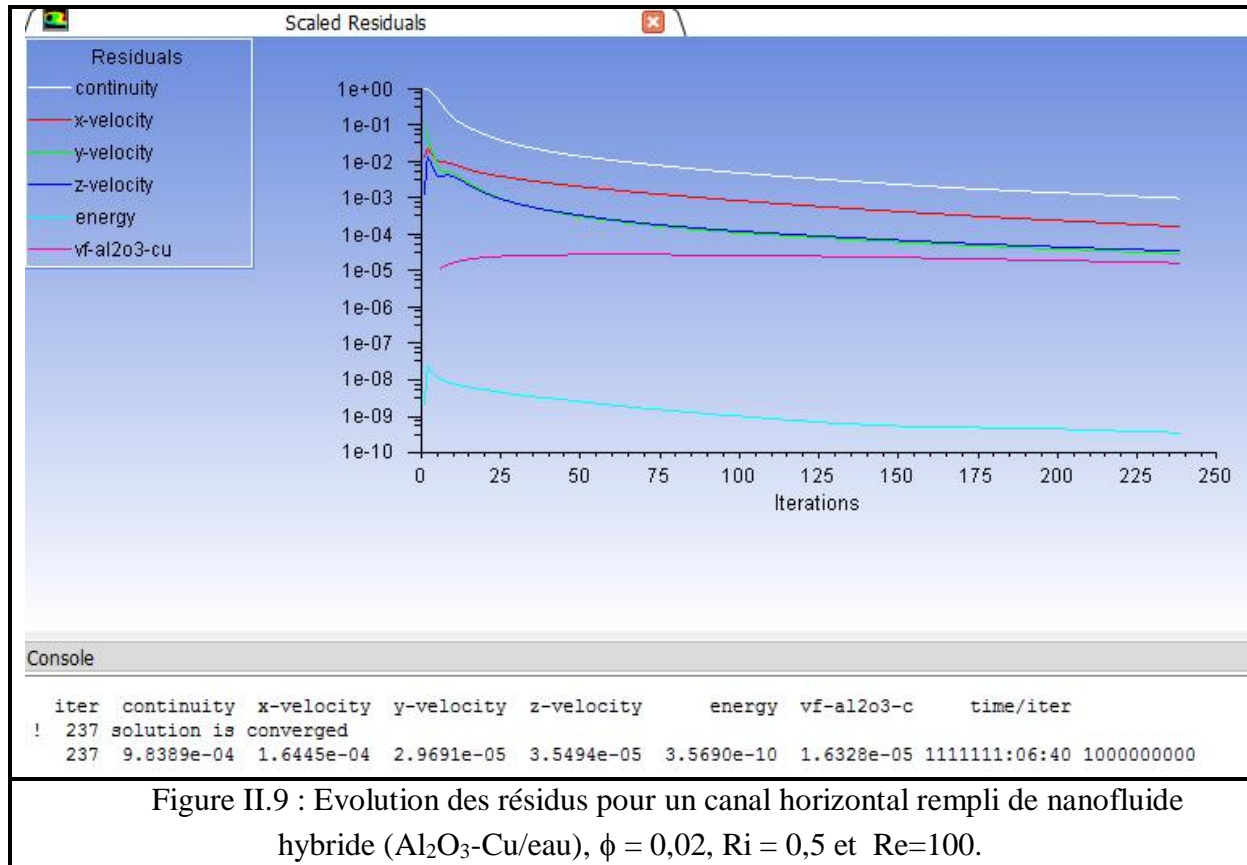
II.6.5.1 Critère de convergence

Dans cette étude, les valeurs de critères de convergence sont prises comme suit (tab. II.10) :

Critère	Valeur
Continuité	10^{-3}
Vitesse suivant x	10^{-4}
Vitesse suivant y	10^{-4}
Vitesse suivant z	10^{-4}
Energie	10^{-8}
Fraction volumique	10^{-4}

Tableau II.10 : Critères de convergence.

La procédure de calcul illustrée dans la Figure II.9 montre que la convergence s'effectue après 237 itérations utilisant les critères mentionnés ci-dessus.



II.6.5.2 Facteurs de sous-relaxation

Les facteurs de relaxation utilisés pour accélérer la convergence dans ce cas sont montrés dans le tableau II.11:

Variables	Facteurs de sous-relaxation
Pression	0,3
Masse volumique	1
Quantité de mouvement	0,5
Energie	0,8
Forces de volume	1
Vitesse de glissement	0,1
Fraction volumique	0,5
Temperature granulaire	0,2

Tableau II.11 : Paramètres de relaxation pour ce cas.

II.7 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons repris la procédure de simulation numérique avec présentation des équations gouvernantes détaillées pour toutes les applications à étudier pour clarifier les méthodes utilisées.

**CHAPITRE III : RÉSULTATS ET DISCUSSION
CAS MONOPHASIQUE**

Sommaire

Application A

III.A.1 INTRODUCTION	63
III.A.2 PARAMÈTRES GÉOMETRIQUES ET PHYSIQUES	63
III.A.3 ÉFFET DU MAILLAGE	63
III.A.4 VALIDATION DU CODE DE CALCUL	65
III.A.5 RÉSULTATS ET DISCUSSION	65
III.A.5.1 Éffet de la fraction volumique ϕ et du rapport d'aspect r	65
III.A.5.2 Éffet de la fraction volumique ϕ et de l'orientation du bloc.....	73
III.A.5.3 Éffet de la fraction volumique ϕ et du nombre de Rayleigh	78
III.A.6 CONCLUSION	82

Application B

III.B.1 INTRODUCTION	83
III.B.2 PARAMÈTRES GÉOMETRIQUES ET PHYSIQUES	83
III.B.3 ÉFFET DU MAILLAGE	84
III.B.4 VALIDATION DU CODE DE CALCUL	85
III.B.5 RÉSULTATS ET DISCUSSION	85
III.B.5.1 Champ d'écoulement	85
III.B.5.2 Transfert de chaleur.....	89
III.B.6 CONCLUSION	99

Application A

Convection naturelle laminaire dans une cavité carrée remplie d'un nanofluide

III.A.1 INTRODUCTION

Cette section traite la simulation numérique de la convection naturelle laminaire dans une cavité carrée 2-D avec un obstacle pentagonal à l'intérieur, remplie de nanofluide Cu/eau. Toutes les parois de la cavité et de l'obstacle sont stationnaires, celle de gauche est chauffée isothermiquement par une température imposée constante et celle de droite est la paroi froide où les autres parois en plus de l'obstacle sont supposées parfaitement adiabatiques.

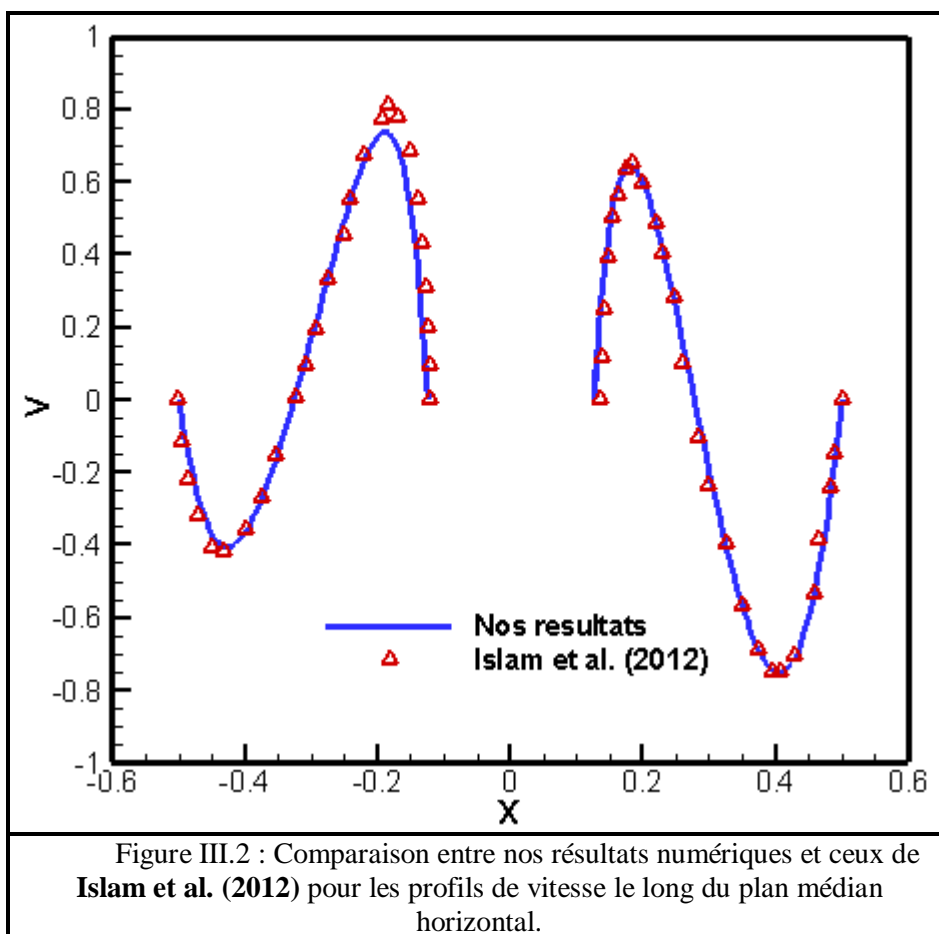
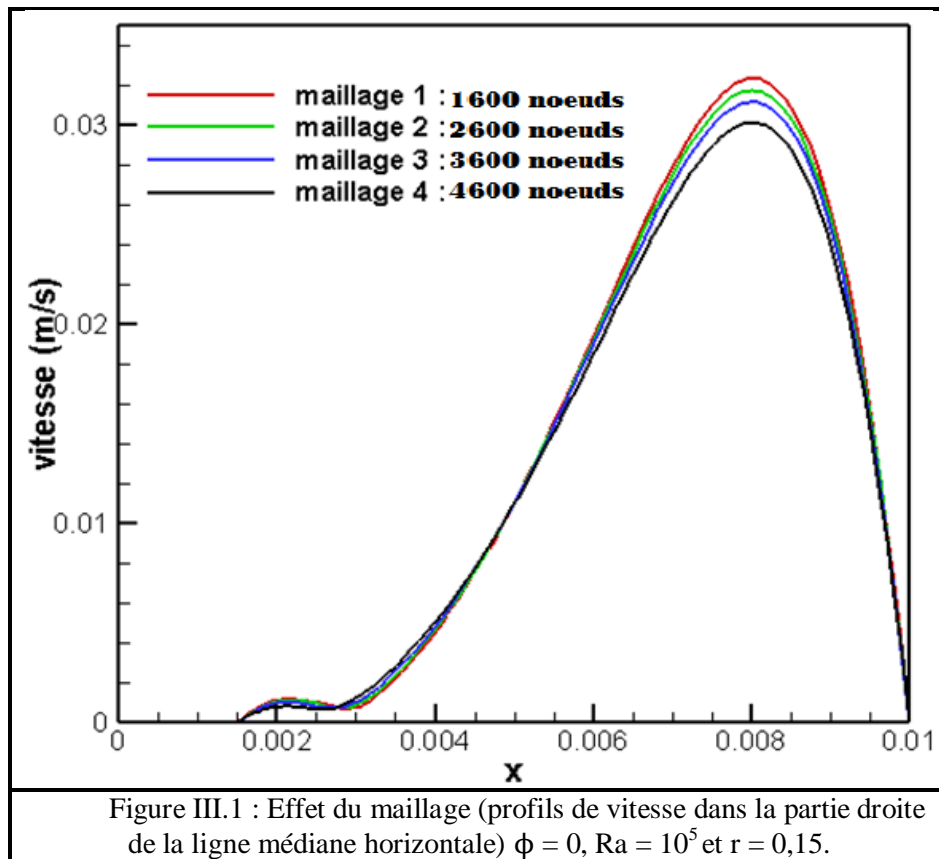
Cette partie commence par le test d'indépendance du maillage, puis une validation de notre procédure numérique avec d'autres résultats de la littérature pour prouver sa fiabilité, après cela l'étude de l'influence de certains paramètres comme le nombre de Rayleigh, la fraction volumique des nanoparticules, l'orientation et le rapport d'aspect de l'obstacle sur l'écoulement des fluides (lignes de courant) et le transfert de chaleur (isothermes, profils de température, Nu local et Nu moyen).

III.A.2 PARAMÈTRES GÉOMETRIQUES ET PHYSIQUES

En référant à la Figure II.1, les effets étudiés pour les paramètres mentionnés sont les suivants : le nombre de Rayleigh défini comme $Ra = \frac{g\beta_{bf}\Delta TL^3}{(\alpha\nu)_{bf}}$ ($Ra = 10^3, 10^4, 10^5$ et 10^6), la fraction volumique ($\phi = 0 ; 0,02 ; 0,04 ; 0,06 ; 0,08 ; 0,1 ; 0,15$ et $0,2$), le rapport d'aspect $r = \ell/L$ ($r = 0,1 ; 0,15 ; 0,2$ et $0,25$) et l'orientation de l'obstacle (haut, bas, gauche et droite). Les propriétés thermo-physiques des substances (eau et Cu) sont illustrées dans le tableau II.1

III.A.3 ÉFFET DU MAILLAGE

L'effet du maillage a été réalisé en utilisant quatre différentes grilles (16000, 26000, 36000 et 46000) avec une résolution fine près des parois de l'obstacle. La variation observée dans les résultats est très faible et presque négligeable, comme le montre la Figure III.1. Cependant, pour minimiser les erreurs de discrétisation, des mailles structurées fines de 46000 ont été utilisées.



III.A.4 VALIDATION DU CODE DE CALCUL

La procédure de calcul est validée par rapport aux résultats numériques de **Islam et al. (2012)** pour une cavité carrée isotherme froide avec un bloc chaud à l'intérieur et une paroi supérieure mobile utilisant un rapport d'aspect de 1/4 et un nombre de Richardson de 10, où la convection naturelle domine. La comparaison du profil de vitesse V sans dimension le long du plan médian horizontal est illustrée à la Figure III.2. Un très bon accord est observé entre les résultats.

III.A.5 RÉSULTATS ET DISCUSSION

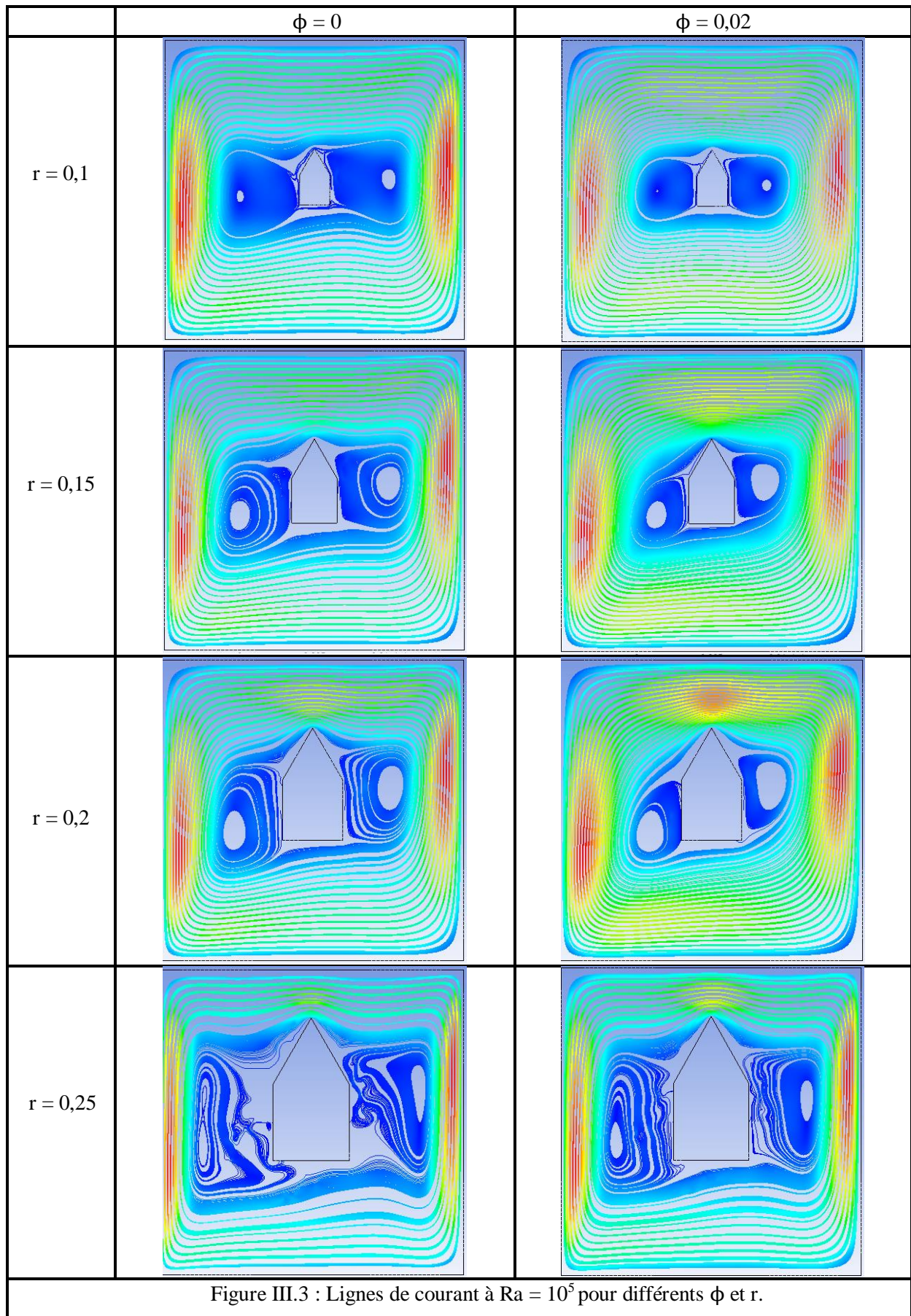
La simulation numérique de la convection naturelle a été effectuée pour analyser les effets des paramètres déjà mentionnés sur le transfert thermique et l'écoulement du fluid.

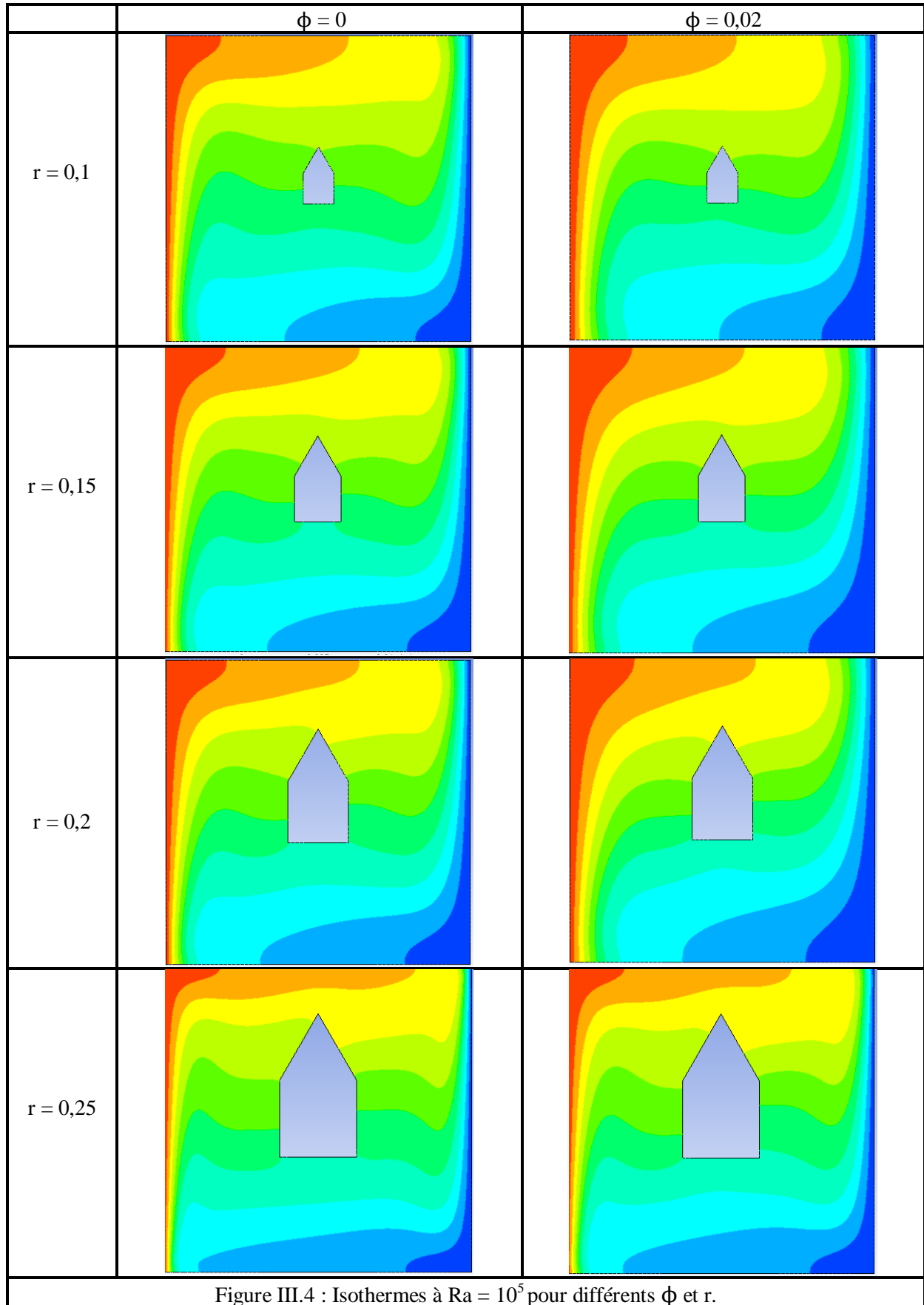
III.A.5.1 Effet de la fraction volumique ϕ et du rapport d'aspect r

Cette étude a été effectuée pour une orientation vers le haut avec $Ra = 10^5$.

La Figure III.3 montre les lignes de courants pour l'eau pure ($\phi = 0$) et le nanofluid avec une fraction volumique de 0,2. Cette figure compare le comportement de l'écoulement entre les différents rapports d'aspect (0,1 ; 0,15 ; 0,2 et 0,25). Il est clair que l'obstacle existant dans la cavité cause une perturbation dans l'écoulement traduit par l'apparition de deux zones de recirculation au voisinage des parois gauche et droite de l'obstacle, la taille de ces zones s'élargit lorsque le bloc s'agrandit due à l'accélération du fluide (lorsque l'espace d'écoulement diminue, le fluide accélère surtout à côté des parois isothermes).

La taille et l'intensité de ces zones sont également affectées par la présence de nanoparticules, dans tous les rapports d'aspect testés. Il est observé que les zones rétrécies quand la concentration volumique augmente. Ceci peut-être expliqué par le fait de l'ajout de nanoparticules à l'eau pure permet de réduire la force de champ d'écoulement en raison de l'augmentation de la densité. L'augmentation de la fraction volumique du solide provoque une diminution de l'intensité de la flottabilité et par conséquent, l'intensité de l'écoulement. Ainsi, en présence des nanoparticules, le fluide se déplace plus lentement dans la cavité.





CHAPITRE III : Résultats Et Discussion (Cas Monophasique)

Les isothermes présentées dans la Figure III.4 montrent que les gradients de température se diminuent et tendent vers le zéro, causant des lignes isothermiques horizontales dans la cavité. Ces lignes transforment à la position verticale signifiant que le gradient de température est plus élevé pour chaque ligne. Cette élévation est plus considérable dans le voisinage la partie inférieure de la paroi chaude de la cavité, l'alignement des lignes isothermiques est plus développée dans la zone des isothermes froides, surtout lorsque le rapport d'aspect augmente ce qui aide la distribution de température froide plus que la température chaude. Mais quand on ajoute les nanoparticules, on constate une meilleure propagation de la température chaude, ainsi une augmentation remarquable dans les gradients près des parois.

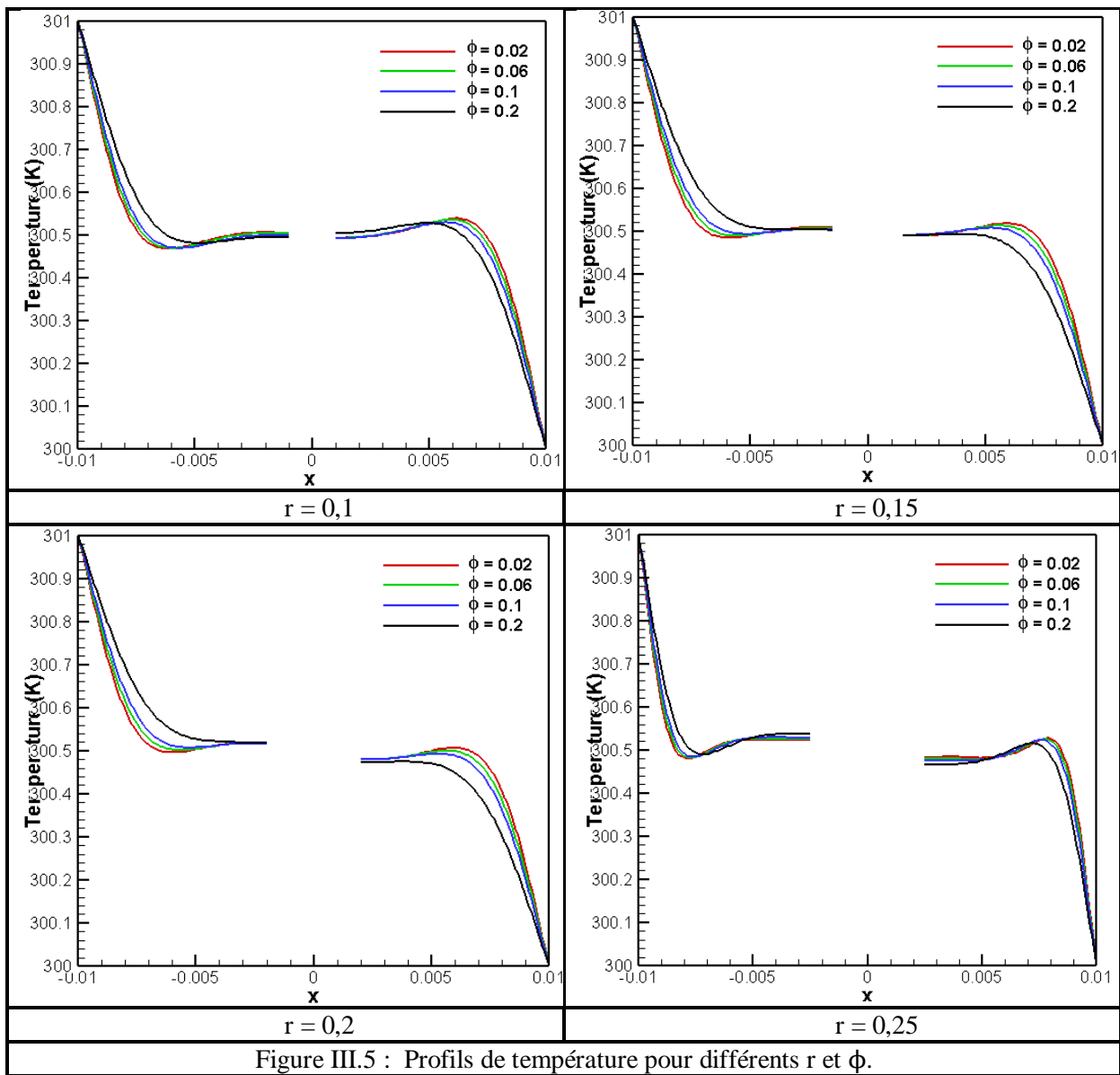


Figure III.5 : Profils de température pour différents r et ϕ .

CHAPITRE III : Résultats Et Discussion (Cas Monophasique)

La Figure III.5 présente les profils de température pour différentes tailles du bloc et concentration des nanoparticules le long de la ligne médiane de la cavité. Ces profils confirment les résultats observés des isothermes de la Figure III.4, concernant l'élévation des gradients de température au voisinage des parois qui s'augmente avec l'accroissement de la taille du bloc. Ces gradients varient proportionnellement avec l'intensification de la concentration volumique c'est-à-dire : le plus le pourcentage de nanoparticules est grand, plus les gradients près des parois augmentent, causant une meilleure distribution de la température.

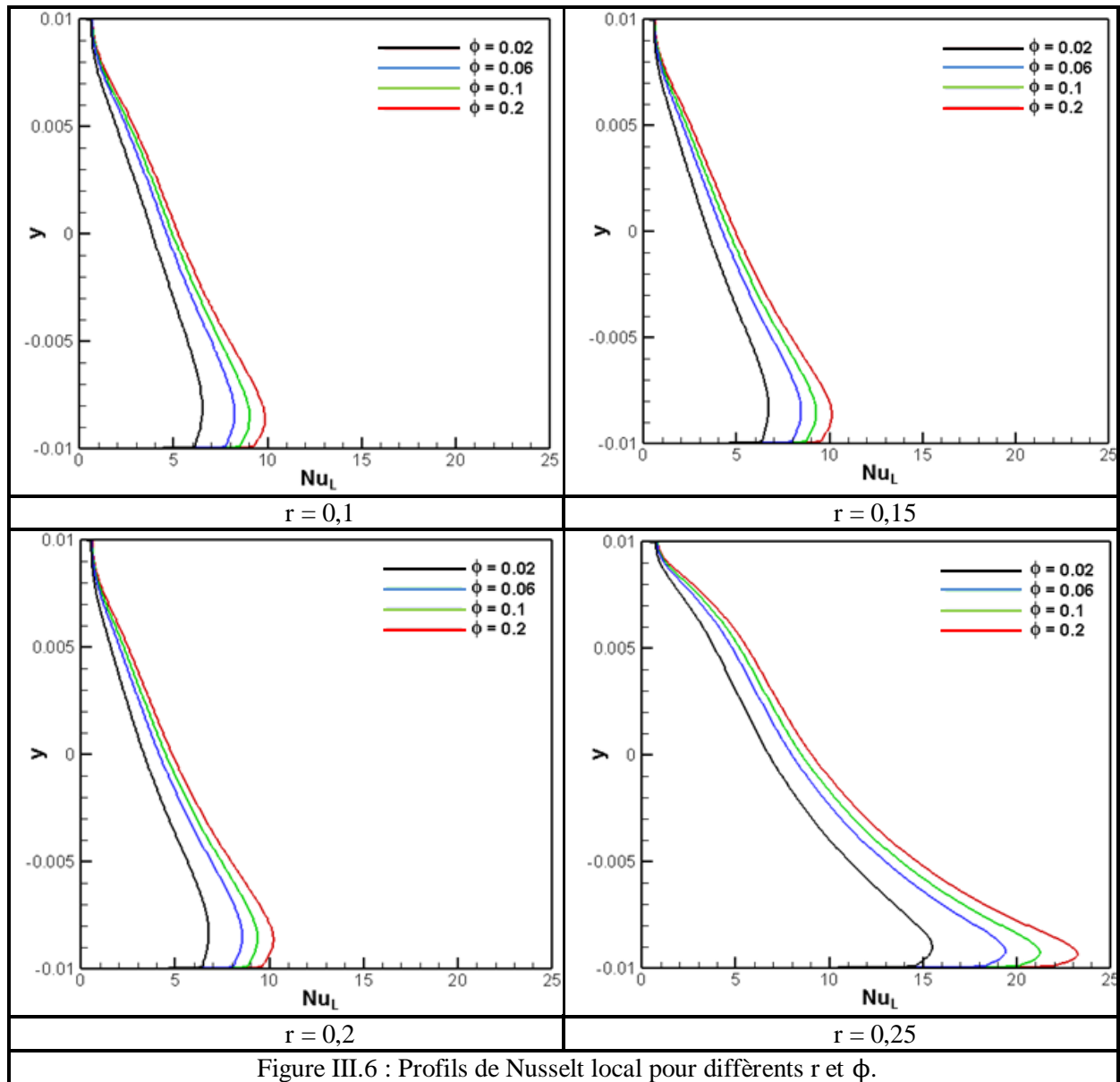


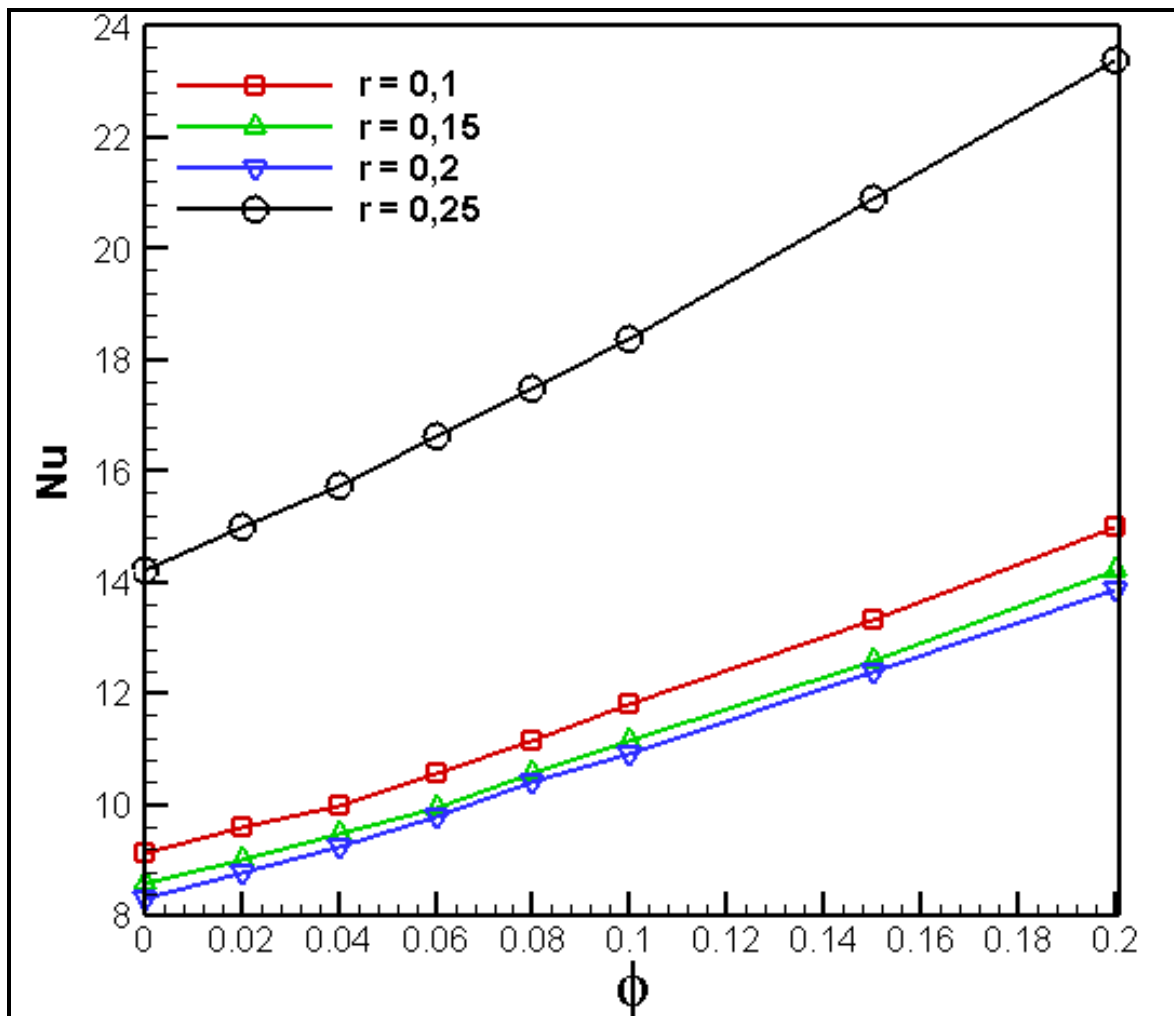
Figure III.6 : Profils de Nusselt local pour différents r et ϕ .

Le nombre de Nusselt local illustré dans la Figure III.6 pour chaque r et ϕ le long de la paroi chaude indique que l'augmentation du bloc améliore le transfert thermique en

CHAPITRE III : Résultats Et Discussion (Cas Monophasique)

augmentant le nombre de Nusselt ce qui est plus clair pour $r = 0,25$. C'est résultats sont identiques et proportionnelles avec les isothermes (Fig. III.4) et les profils de température (Fig. III.5), qui montrent que les gradients de T sont plus élevés à l'approximation de la partie inférieure de la paroi chaude, causant une élévation significative de Nu locale. L'effet de l'ajout des nanosolides améliore le transfert de chaleur pour chaque rapport d'aspect.

Le comportement thermique dans la cavité est également évalué à partir de la présentation des profils du nombre de Nusselt moyen pour chaque ϕ et r (Figure III.7), grâce à la forte dépendance de Nu à ces variables. Nu moyen augmente avec l'augmentation de ϕ , tandis que r varie de 0,1 à 0,15, le nombre de Nusselt diminue de 5,5%, mais il augmente brusquement à $r = 0,25$. L'effet du rapport d'aspect sur le transfert thermique est plus considérable pour de grandes valeurs de r .



III.A.5.2 Effet de la fraction volumique ϕ et de l'orientation du bloc

Une autre investigation de l'orientation de l'obstacle est faite, la paroi gauche est maintenue isotherme à 301 K et celle de droite est à 300 K, avec $Ra = 10^5$, les autres parois sont supposées être parfaitement adiabatiques. Différentes concentrations sont testées (0 ; 0,02, 0,04 ; 0,06 ; 0,08 ; 0,1 ; 0,15 et 0,2). Le rapport d'aspect $r = 0,1$.

Les lignes de courant illustrées dans la Figure III.8 montrent que l'orientation du bloc affecte directement le comportement de l'écoulement en affectant la taille des zones de recirculation, ces zones sont plus larges lorsque l'obstacle est orienté vers le haut ou vers le bas, les orientations gauche et droite montrent des zones plus rétrécies, l'influence de l'utilisation de nanofluide est aussi claire à partir de l'observation que la taille et l'intensité des zones de recirculation, qui diminuent avec l'imprégnation des nanoparticules.

La Figure III.9 expose les isothermes pour différentes positions de l'obstacle et analyse le rôle du nanofluide sur l'amélioration de la propagation de température. Les isothermes indiquent que les gradients de température sont plus développés et plus élevés pour les orientations haut et bas que gauche et droite, ce qui est parait d'après la largeur des isothermes.

L'addition des nanoparticules améliore le transfert de chaleur et la distribution de T grâce à l'amélioration de la conductivité thermique effective du nanofluide par l'augmentation des gradients de T près des parois verticales de la cavité et la création des gradients dans le voisinage des parois de l'obstacle par rapport au cas de l'eau pure ($\phi = 0$), ou cette zone possède des gradients nuls. La partie inférieure à la proximité de la paroi chaude a les valeurs les plus élevées des gradients de température.

La Figure III.10 expose les profils de température concernant les positions choisies dans la ligne horizontale médiane de la cavité, les profils sont similaires et la variation de T n'a pas d'importance sauf quand ϕ varie, les deux parties des profils comportent en sens opposé, les concentrations qui possèdent les T les plus élevées dans la partie de gauche ont les T les plus bas dans le côté droit, et vice versa.

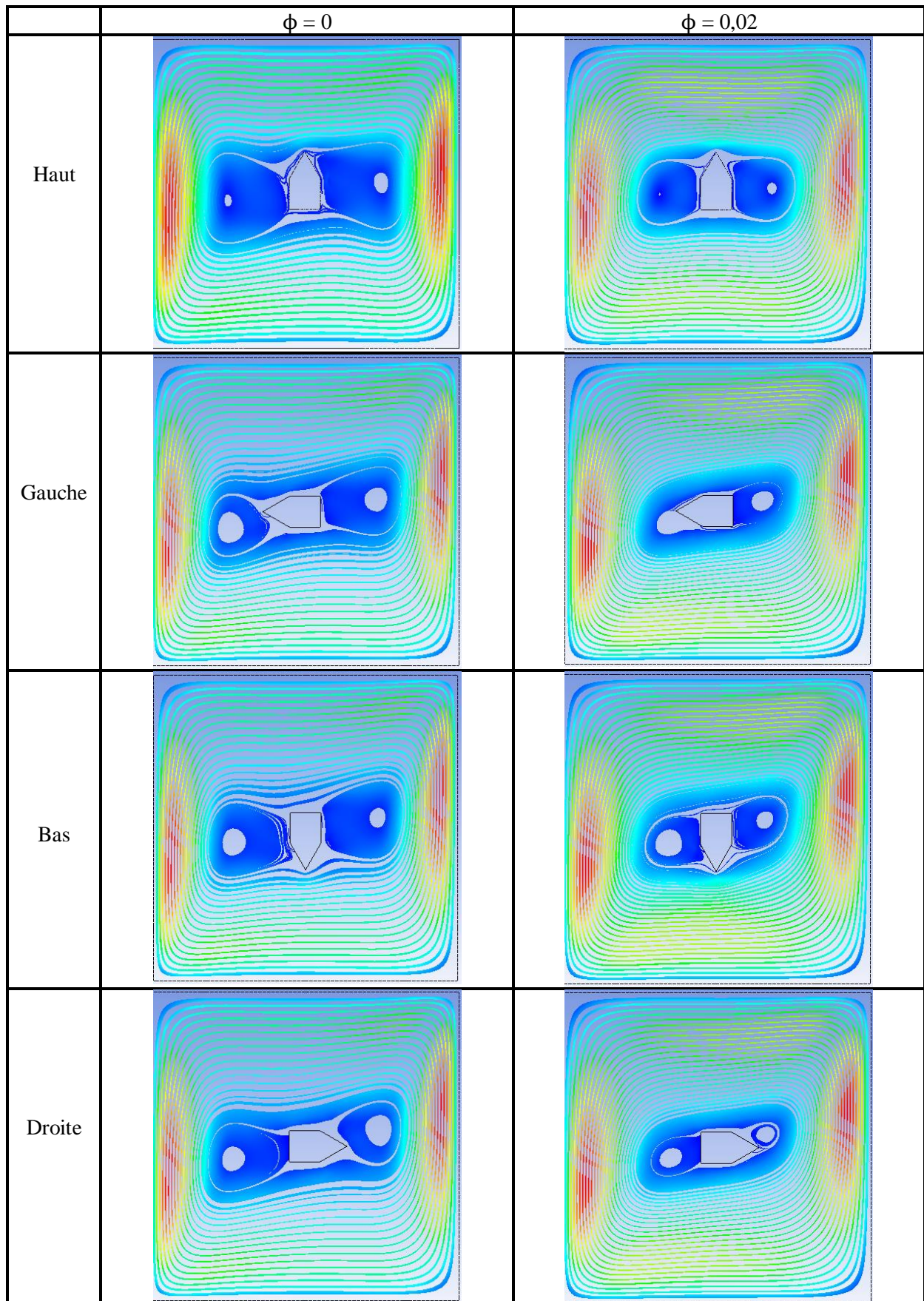


Figure III.8 : Lignes de courant à $r = 0,1$ et $Ra = 10^5$ pour différentes orientations du bloc et ϕ .

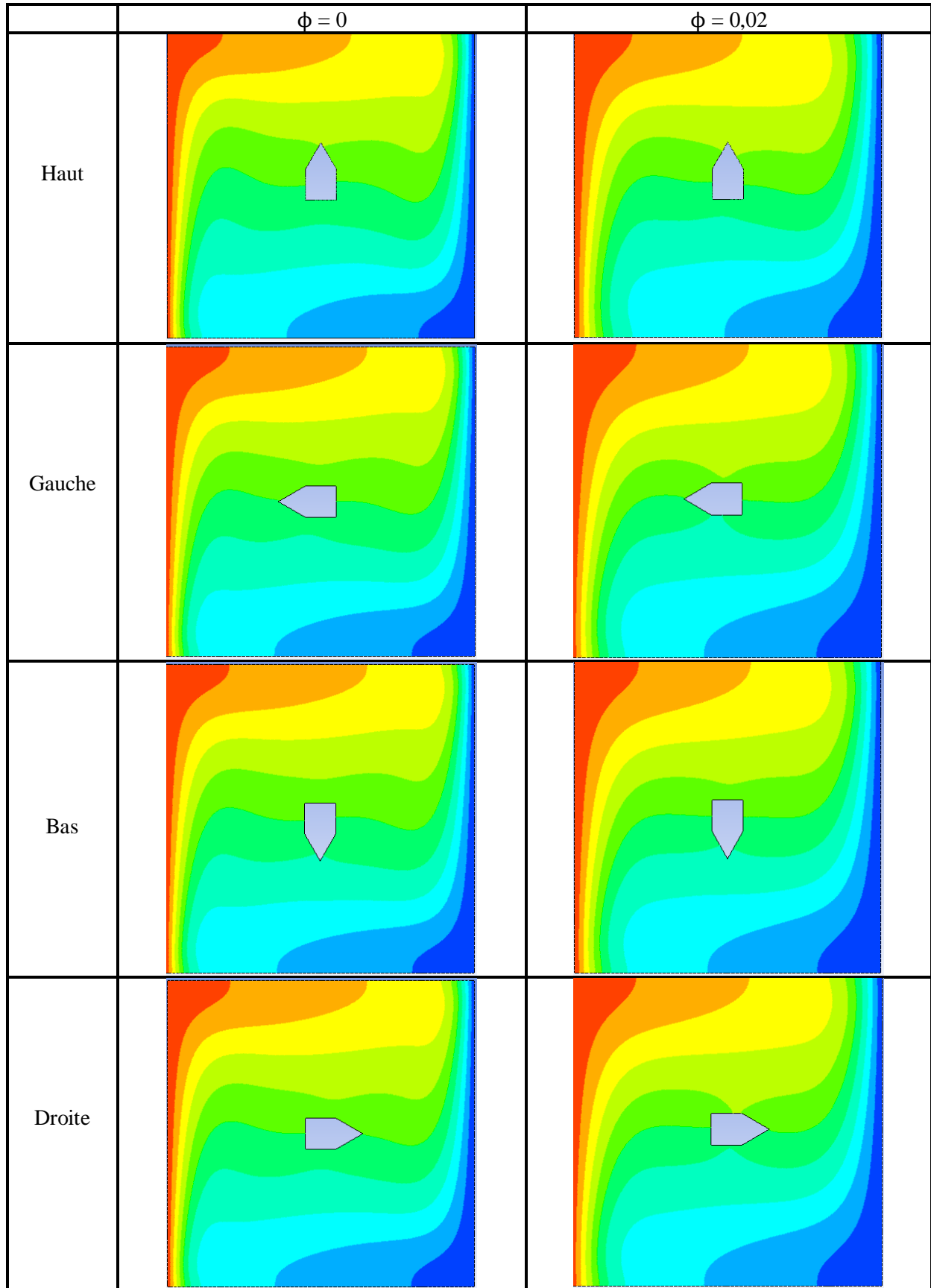


Figure III.9 : Isothermes à $r = 0,1$ et $Ra = 10^5$ pour différentes orientations du bloc et ϕ .

CHAPITRE III : Résultats Et Discussion (Cas Monophasique)

L'élévation des gradients dans la partie inférieure de la paroi chaude illustrée dans la Figure III.9 explique l'élévation du nombre de Nusselt local dans cette partie montrée dans la Figure III.11. Les profils de Nusselt local pour les diverses orientations présentées sont presque identiques avec une variation légère négligeable, par contre l'effet de la concentration volumique des nanoparticules de Cuivre existant dans le fluide est relativement clair indiquant que l'augmentation de taux de Cu cause une amélioration progressive de Nu local.

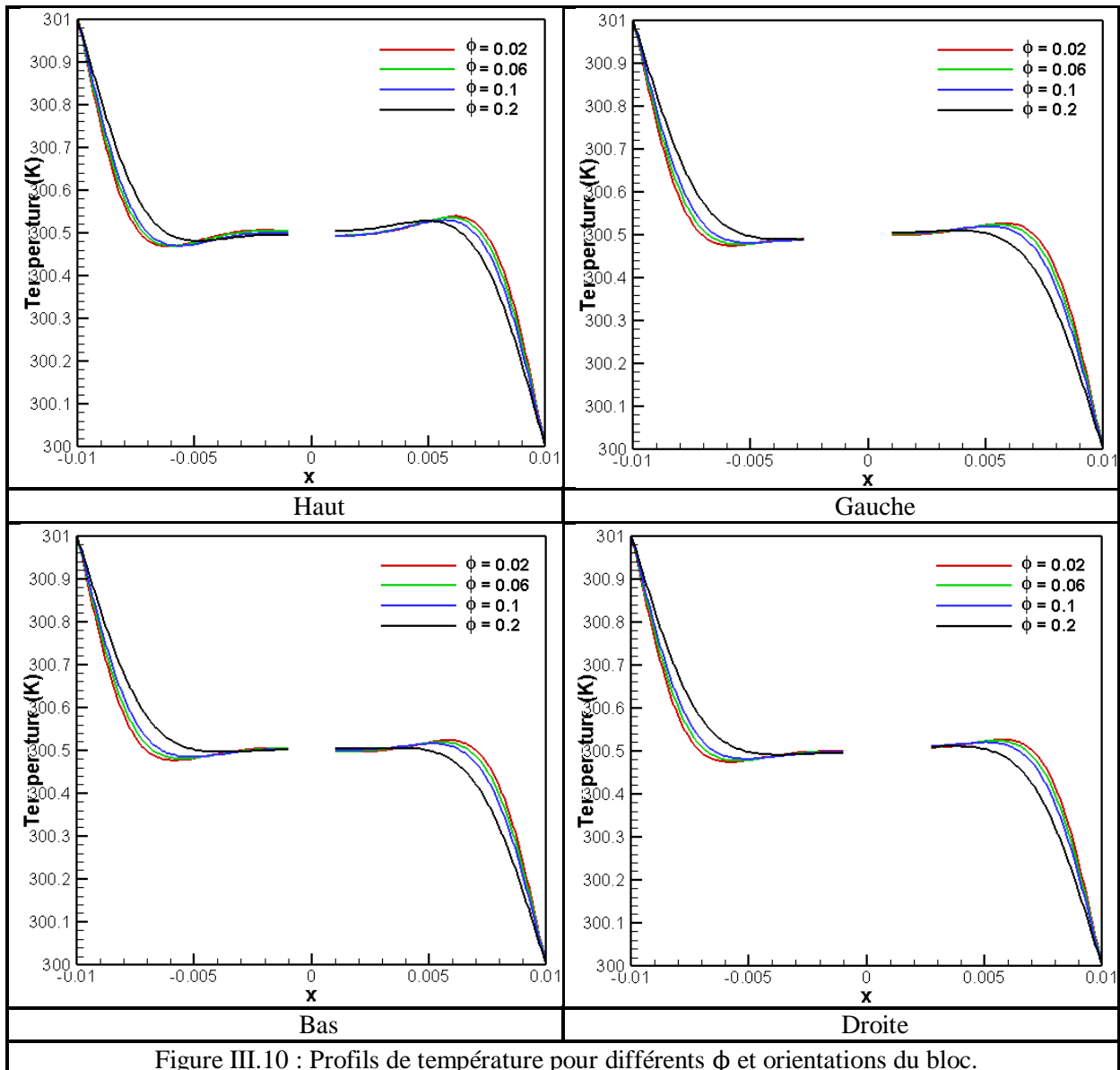
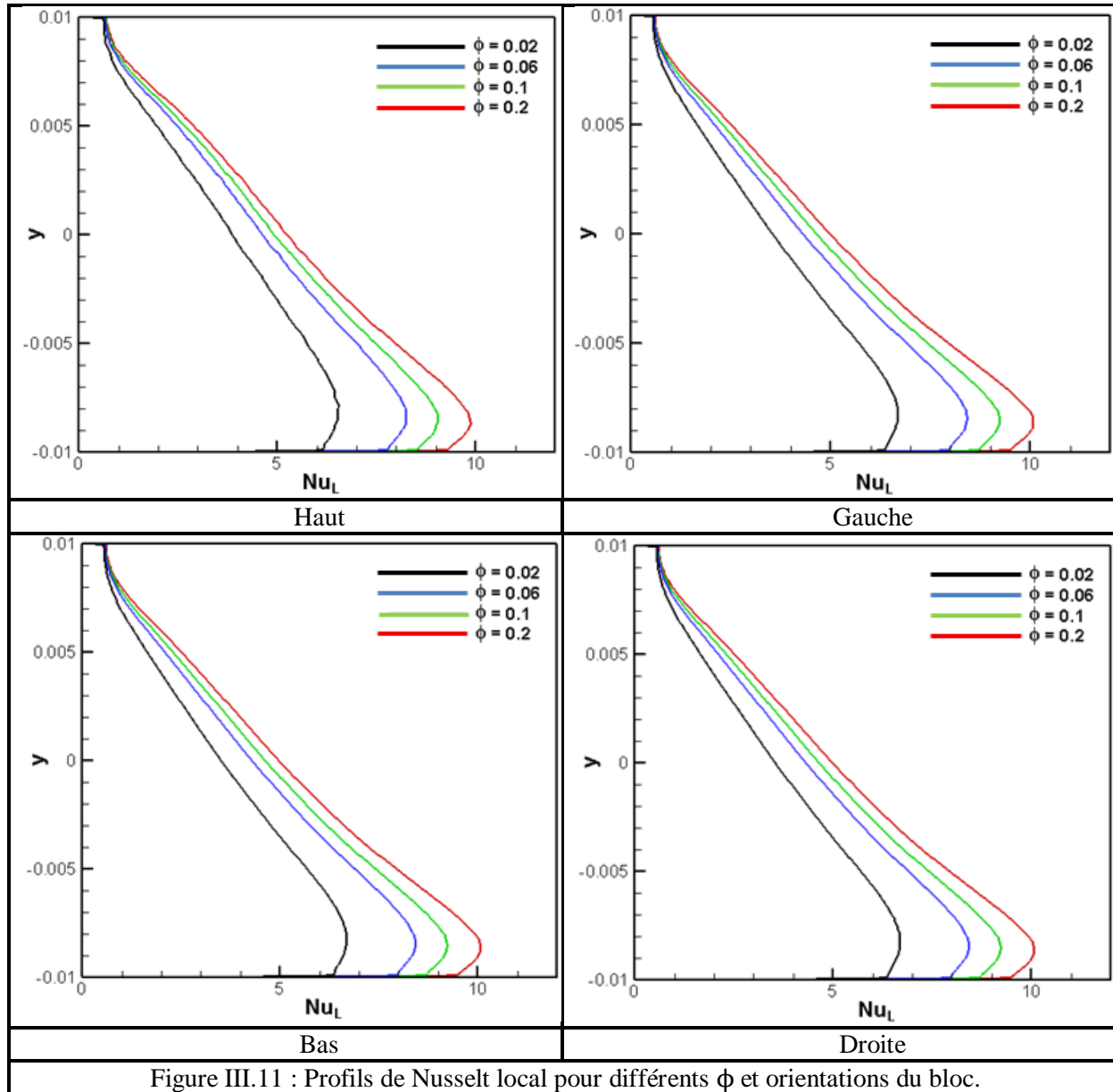


Figure III.10 : Profils de température pour différents ϕ et orientations du bloc.



Le nombre de Nusselt moyen montré dans la Figure III.12 varie proportionnellement avec les résultats précédents, montrant que l'augmentation de ϕ sert à augmenter Nu moyen, mais l'influence de la position s'apparaît juste pour l'orientation vers le haut, où les valeurs les plus élevées sont distinguées, les autres positions donnent des courbes presque identiques.

III.A.5.3 Effet de la fraction volumique ϕ et du nombre de Rayleigh

Dans cette section, une enquête sur les effets du nombre de Rayleigh a été testée, la paroi gauche est maintenue isotherme à $Ra = 10^3, 10^4, 10^5$ et 10^6 lorsque celle de droite est à 300 K, les autres parois sont supposées être parfaitement adiabatique. Le rapport d'aspect $r = 0,1$.

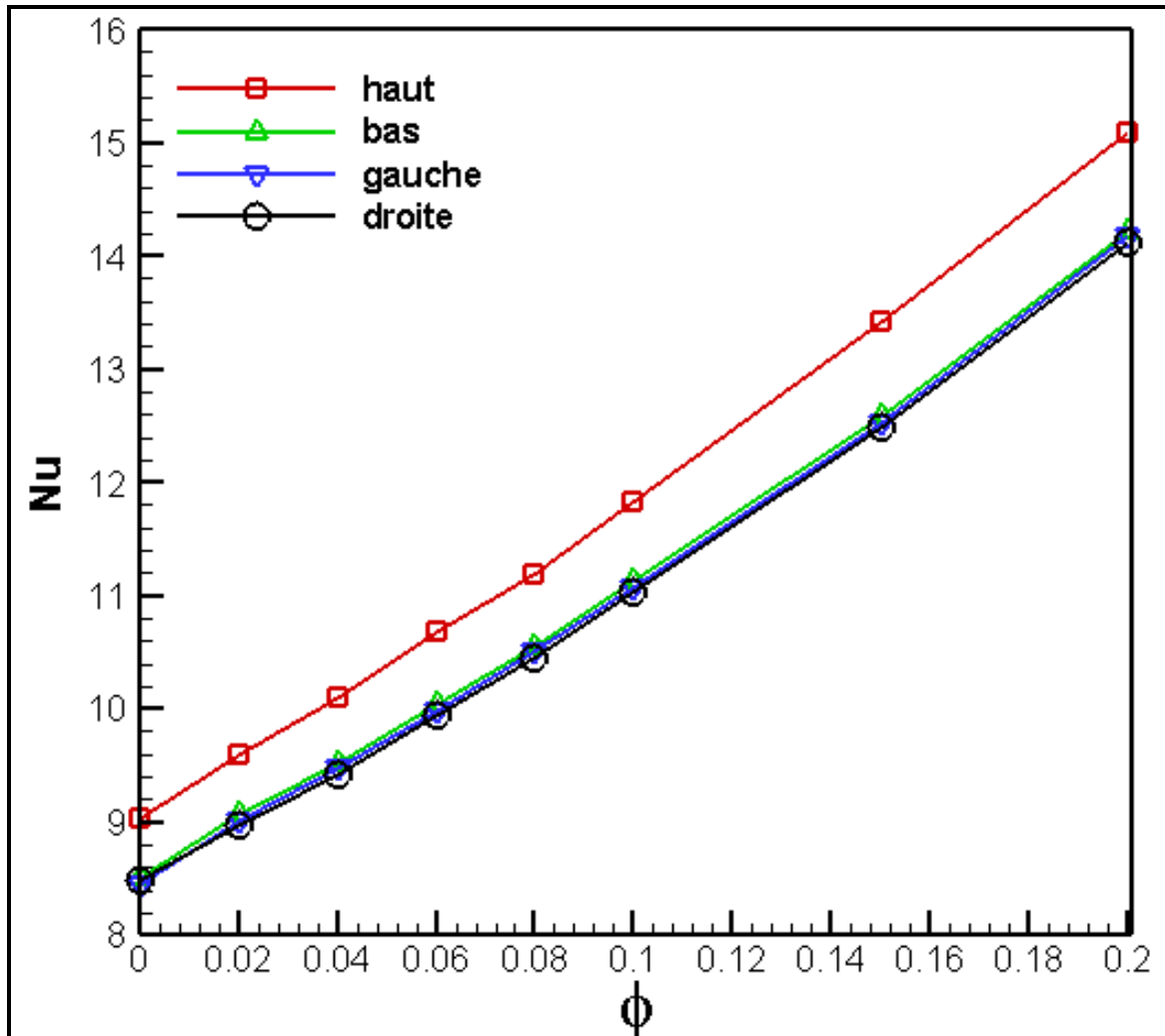
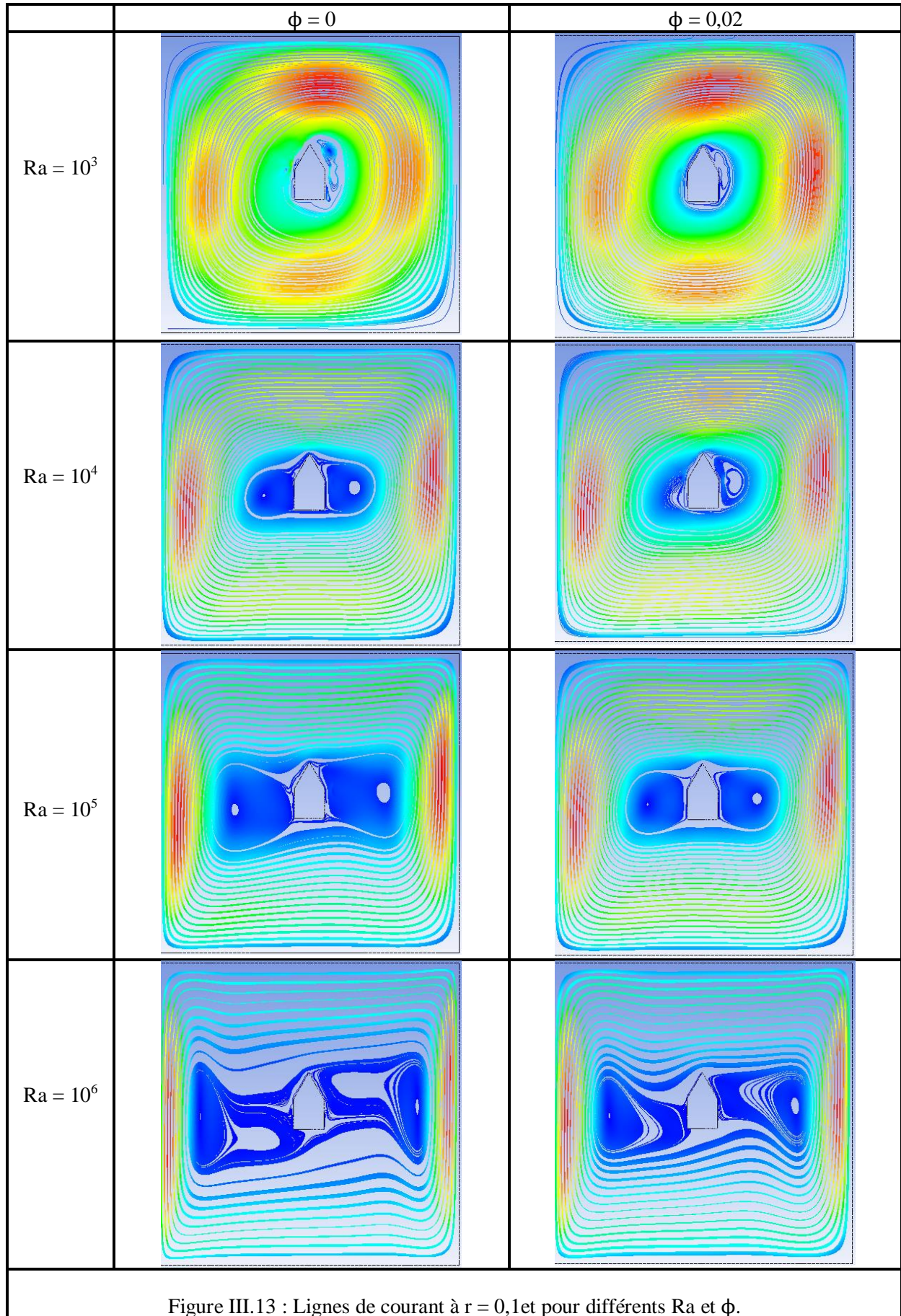


Figure III.12 : Variation du nombre de Nusselt moyen pour différentes orientations du bloc.

La Figure III.13 représente les lignes de courant à l'intérieur de la cavité avec la variation de nombre de Rayleigh en augmentant la température de la paroi chaude. A faible valeur du nombre de Rayleigh ($Ra = 10^3$), on constate l'apparition d'une seule zone de recirculation à cause de la faible flottabilité du fluide produite par la base différence de température ($\Delta T = 0.01^\circ C$). Noter que les zones de recirculation adjacentes aux parois de l'obstacle sont très petites et elles augmentent avec l'augmentation du Ra , c'est l'effet de la convection naturelle (une augmentation de la température cause une accélération de l'écoulement). L'accroissement de la température imposée provoque un accroissement de Ra , affectant l'écoulement par l'apparition d'une deuxième zone de recirculation et le renforcement des forces de la flottabilité.



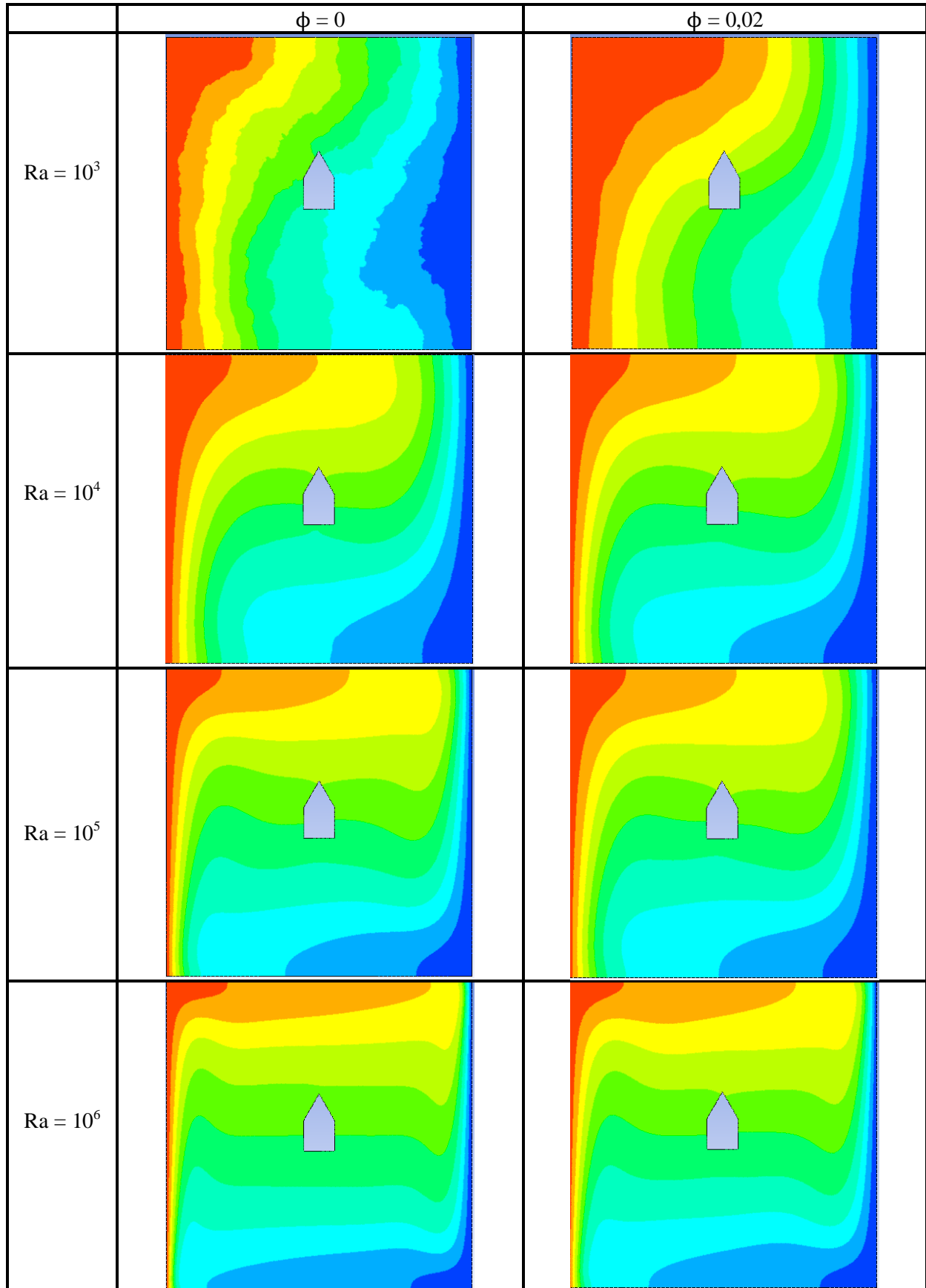


Figure III.14 : Isothermes à $r = 0,1$ pour différents Ra et ϕ .

CHAPITRE III : Résultats Et Discussion (Cas Monophasique)

L'intensité et la taille de ces régions se développent progressivement avec l'augmentation du Rayleigh. L'addition des nanoparticules solide provoque une augmentation de la densité de fluide qui réduit l'intensité de l'écoulement, par conséquent, les forces de flottabilité, c'est-à-dire le fluide devient plus lent et l'écoulement plus aligné.

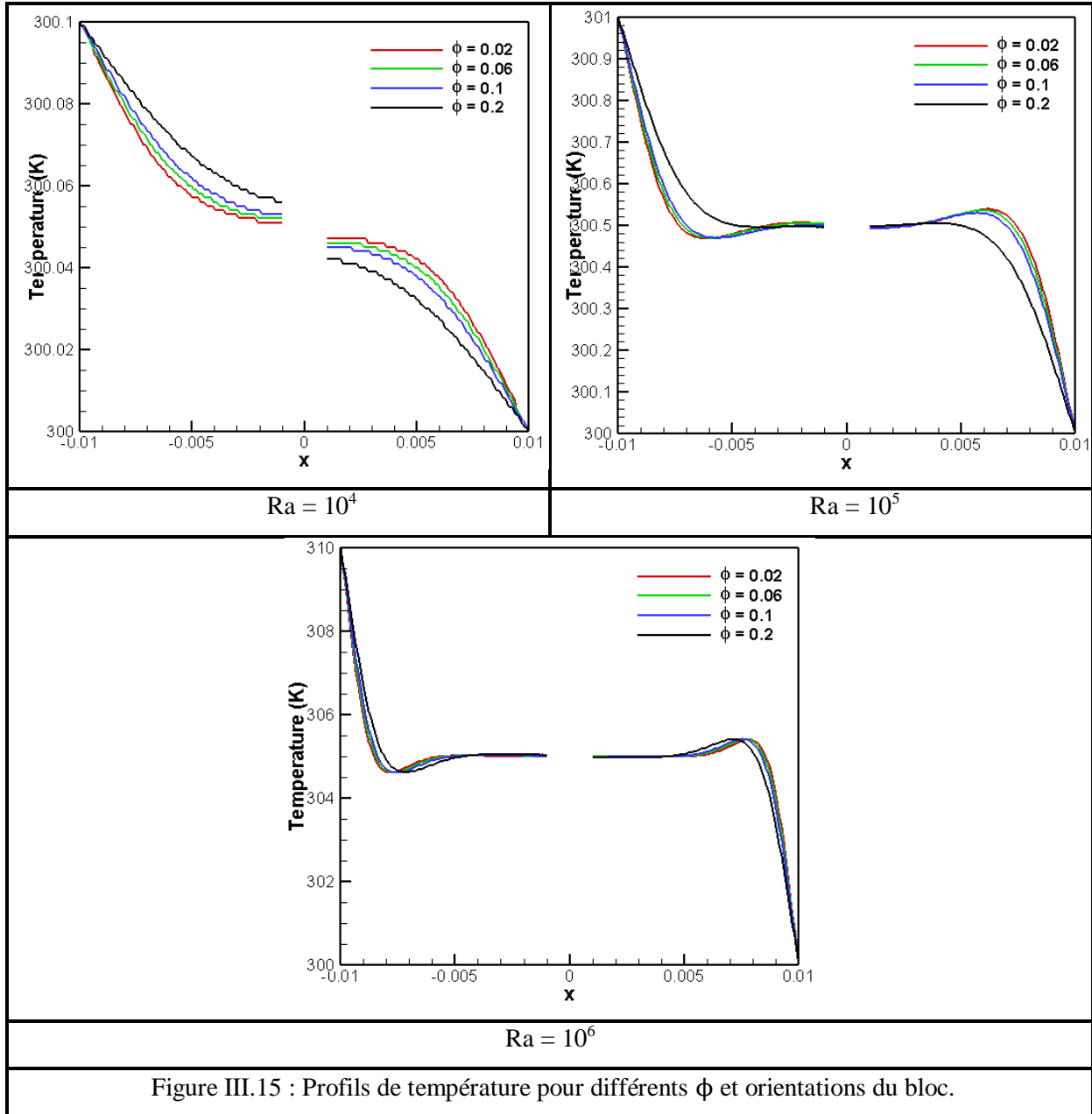


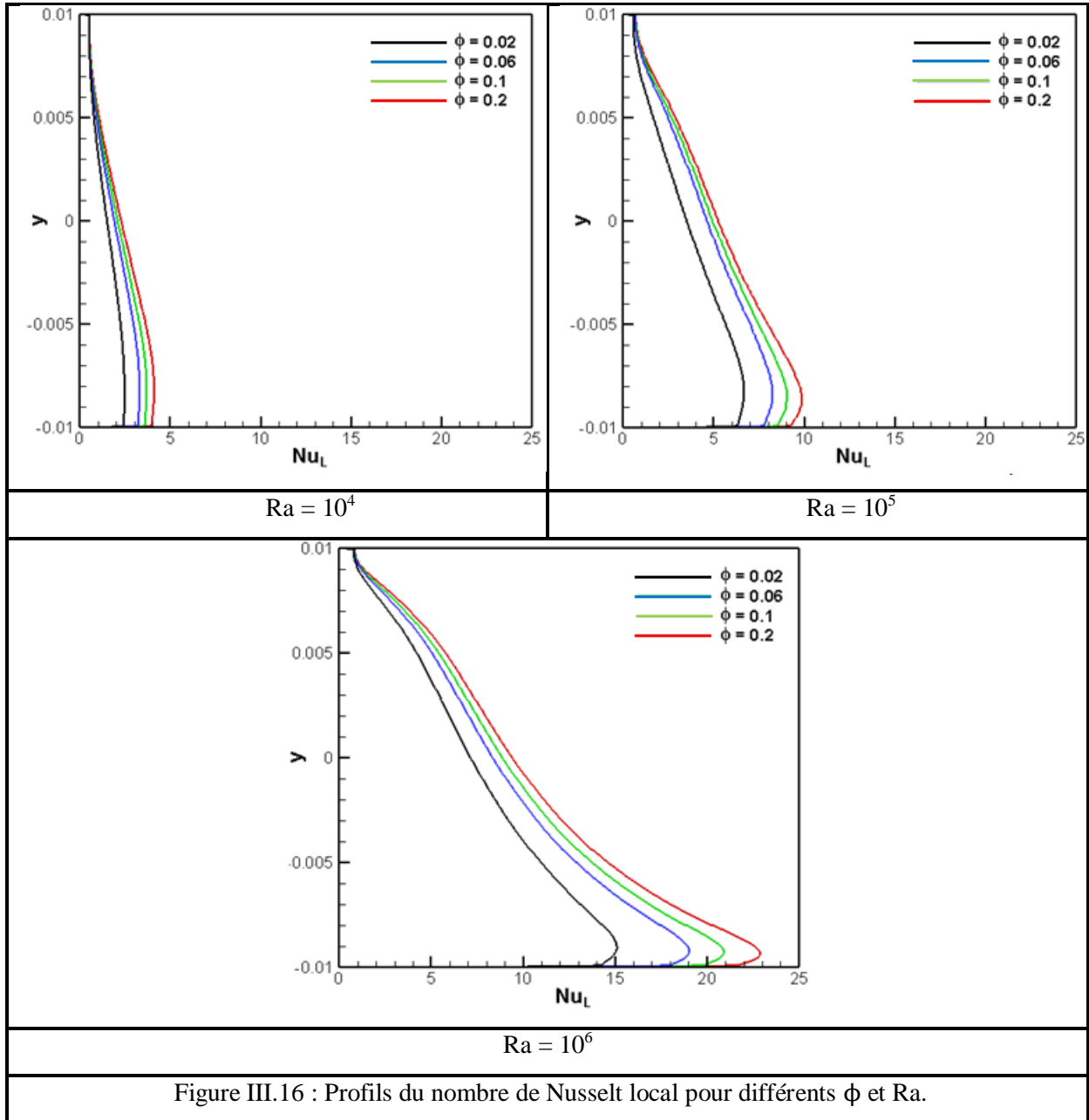
Figure III.15 : Profils de température pour différents ϕ et orientations du bloc.

Afin d'analyser le comportement thermique dans la cavité, les isothermes pour chaque nombre de Rayleigh étudié sont montrées dans la figure III.14. Il est clairement observé que la distribution de la température à faible Rayleigh est désordonnée avec de faibles gradients surtout dans le cas de l'eau pure. La forme des isothermes évolue progressivement plus arranger et l'intensité des isothermes devient graduellement importante au fur et à

CHAPITRE III : Résultats Et Discussion (Cas Monophasique)

mesure le nombre de Rayleigh accroît, les gradients de T au voisinage des parois augmentent brièvement et les lignes isothermiques se développent de plus en plus dans la direction horizontale au milieu de la cavité avec l'augmentation de Ra.

La présence des nanoparticules améliore la forme des isothermes, la propagation de la température et les gradients de T s'intensifient dans la région inférieure à proximité de la paroi chaude.



La Figure III.15 illustre les profils de température à $Ra = 10^4$, 10^5 et 10^6 pour diverses concentrations volumiques. Dans ce cas les courbes sont similaires, mais pas identiques, les profils pour chaque Φ s'approchent de plus en plus Ra augmente, le désordre constaté dans les

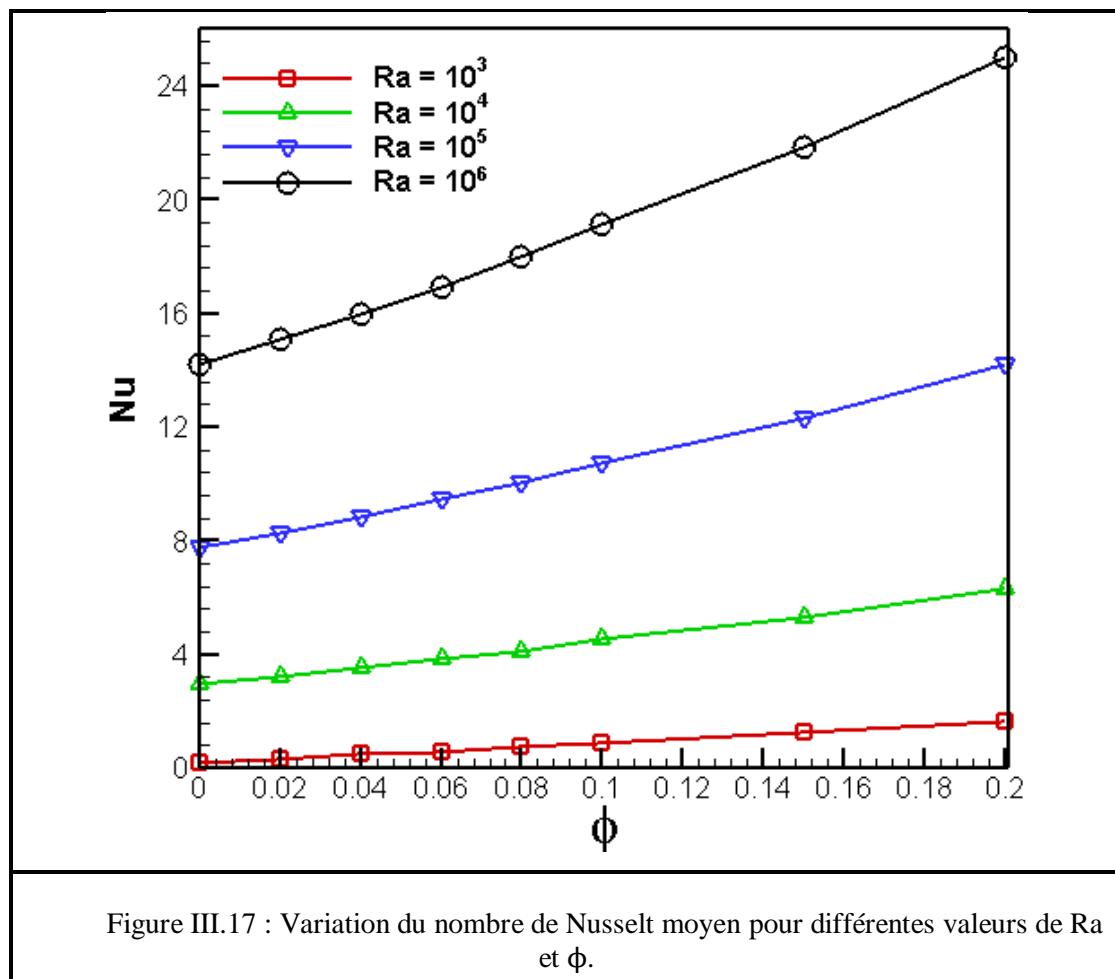
CHAPITRE III : Résultats Et Discussion (Cas Monophasique)

isothermes de la figure précédente est aussi apparaît dans ces profils lorsque $Ra = 10^4$. Ainsi que les gradients de T s'élèvent plus à côté des parois et s'annulent au milieu de la cavité à chaque progression de Ra .

Les profils du nombre de Nusselt locale sont démontrés dans la Figure III.16 pour l'analyse des effets de Ra et ϕ sur le transfert thermique. Il est montré que l'accroissement de l'effet de la convection naturelle par l'augmentation de la différence de température dans la cavité et par conséquent, l'augmentation de Ra conduit à l'amélioration du transfert de chaleur et l'élévation du Nusselt local.

La concentration des nanoparticules joue un rôle considérable dans l'amélioration du transfert thermique grâce à sa conductivité thermique, qui augmente graduellement avec la quantité de nanosolides ajoutée dans le fluide.

Finalement, la Figure III.17 représente la variation du nombre de Nusselt moyen avec différents Ra et ϕ . Le Nu moyen croît lorsque Ra augmente à cause de l'augmentation de la température imposée par la paroi chaude. La présence des nanosubstances renforce le transfert de chaleur par l'augmentation de ses taux dans le fluide de base.



III.A.6 CONCLUSION

La convection naturelle laminaire de Cu/eau nanofluide dans une enceinte carrée munie d'un obstacle pentagonal a été étudiée numériquement. Les effets du rapport d'aspect, du nombre de Rayleigh et de la fraction volumique sur l'écoulement et le transfert de chaleur ont été analysés en détail. Les résultats les plus importants sont :

- Lorsque les nanoparticules sont immergées dans un fluide, elles sont capables d'augmenter la capacité de transfert de chaleur du fluide de base. Si la fraction volumique solide augmente, l'effet est plus important.
- L'effet du rapport d'aspect sur l'écoulement et le transfert thermique est plus considérable pour de grandes valeurs de r .
- L'augmentation du nombre de Rayleigh cause une accélération de l'écoulement et amélioration du transfert thermique.
- Le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules pour tous les rapports d'aspect et les nombres de Ra considérés.
- L'orientation du bloc n'a aucune influence juste pour l'orientation vers le haut.

Application B

Amélioration du transfert de chaleur dans une cavité cubique remplie d'un nanofluide hybride

III.B.1 INTRODUCTION

Cette partie concerne le transfert de chaleur par convection mixte dans une cavité cubique avec un bloc de section carrée chauffé isothermiquement à l'intérieur, remplie d'un nanofluide hybride. La convection naturelle est créée par la différence de température entre le bloc chaud et les parois latérales froides qui engendrent une variation de la masse volumique, tandis que la convection forcée est générée par le déplacement de la paroi supérieure. Trois corrélations de l'effet de r , ϕ , Ri et Re sur Nu moyen sont déterminées pour les nanofluides mono et hybrides.

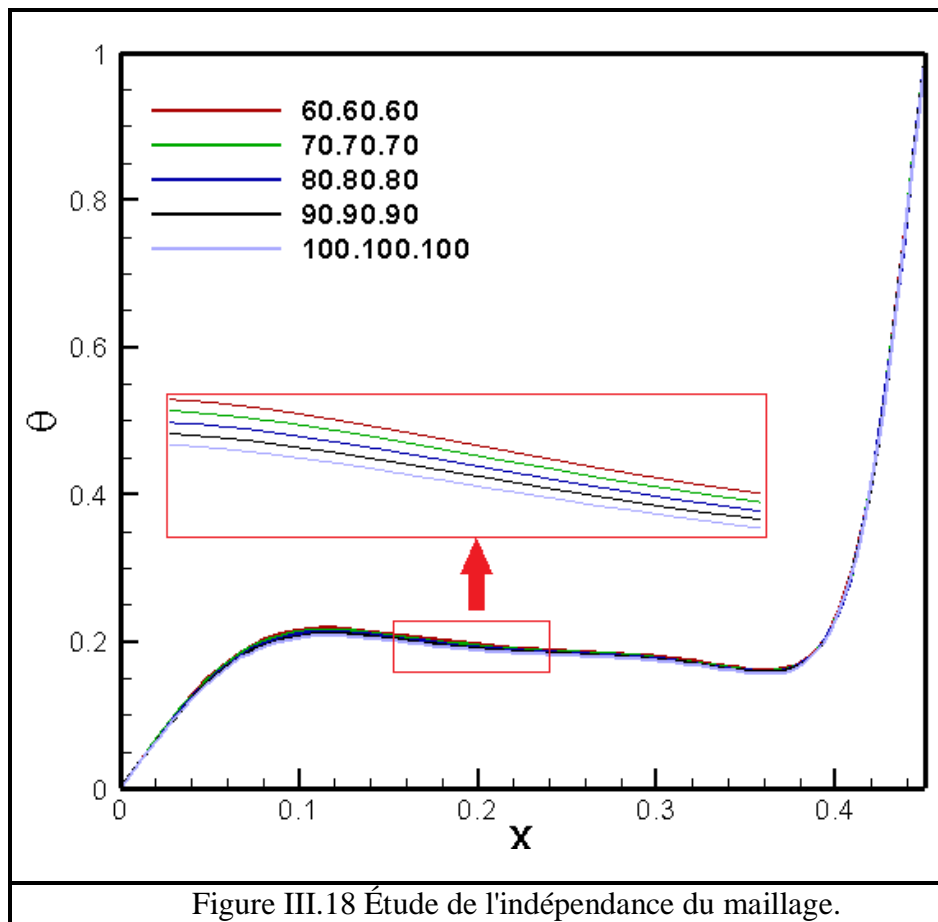
On commence d'abord par le choix du maillage, puis une validation de notre procédure numérique avec d'autres résultats de la littérature pour tester l'exactitude de notre méthode, après cela l'étude de l'influence de certains paramètres comme le nombre de Richardson, la fraction volumique des nanoparticules, le rapport des concentration entre les nanoparticules utilisés et le rapport d'aspect de l'obstacle sur l'écoulement (suivi de particules, lignes de courant et profils de vitesse) et le transfert de chaleur (isosurfaces, isothermes, profils de température et Nu moyen). Une comparaison entre l'efficacité des nano-hybrides et nano-simples sera établie pour montrer l'amélioration du transfert thermique.

III.B.2 PARAMÈTRES GÉOMETRIQUES ET PHYSIQUES

En référant à la Figure II.5, des simulations numériques tridimensionnelles ont été réalisées pour différents rapports d'aspect (0,1 ; 0,15 ; 0,2 ; 0,25 et 0,5), nombre de Richardson (0,1 ; 1 ; 10 et 20), concentration volumétrique (0 ; 0,02 ; 0,04 et 0,06), nombre de Reynolds (50 ; 100 ; 150 et 200) et rapports de concentration des variantes (2: 8), (5: 5) et (8: 2), par exemple si on prend le rapport (2: 8) ça-veut-dire on mélange 20% CNT et 80% Cu dans le fluide de base, afin d'étudier la convection mixte laminaire dans une cavité cubique et de comparer le comportement de nanofluide hybride CNT-Cu/eau et le mono nanofluide CNT/eau sur le champ d'écoulement et le transfert de chaleur. Les propriétés thermo-physiques des substances (eau, CNT et Cu) sont illustrées dans le tableau II.1.

III.B.3 ÉFFET DU MAILLAGE

Par ailleurs, cinq grilles différentes ($60 \times 60 \times 60$, $70 \times 70 \times 70$, $80 \times 80 \times 80$, $90 \times 90 \times 90$ et $100 \times 100 \times 100$ nœuds) avec une résolution fine près des parois du bloc pour $\phi = 0$, $Ri = 10$ et $r = 0,1$, ont été choisies. La variation observée dans les résultats est très faible et presque négligeable, comme le montrent la Figure III.18 et le tableau III.1. Cependant, pour minimiser les erreurs de discrétisation numérique, $80 \times 80 \times 80$ nœuds ont été utilisés.

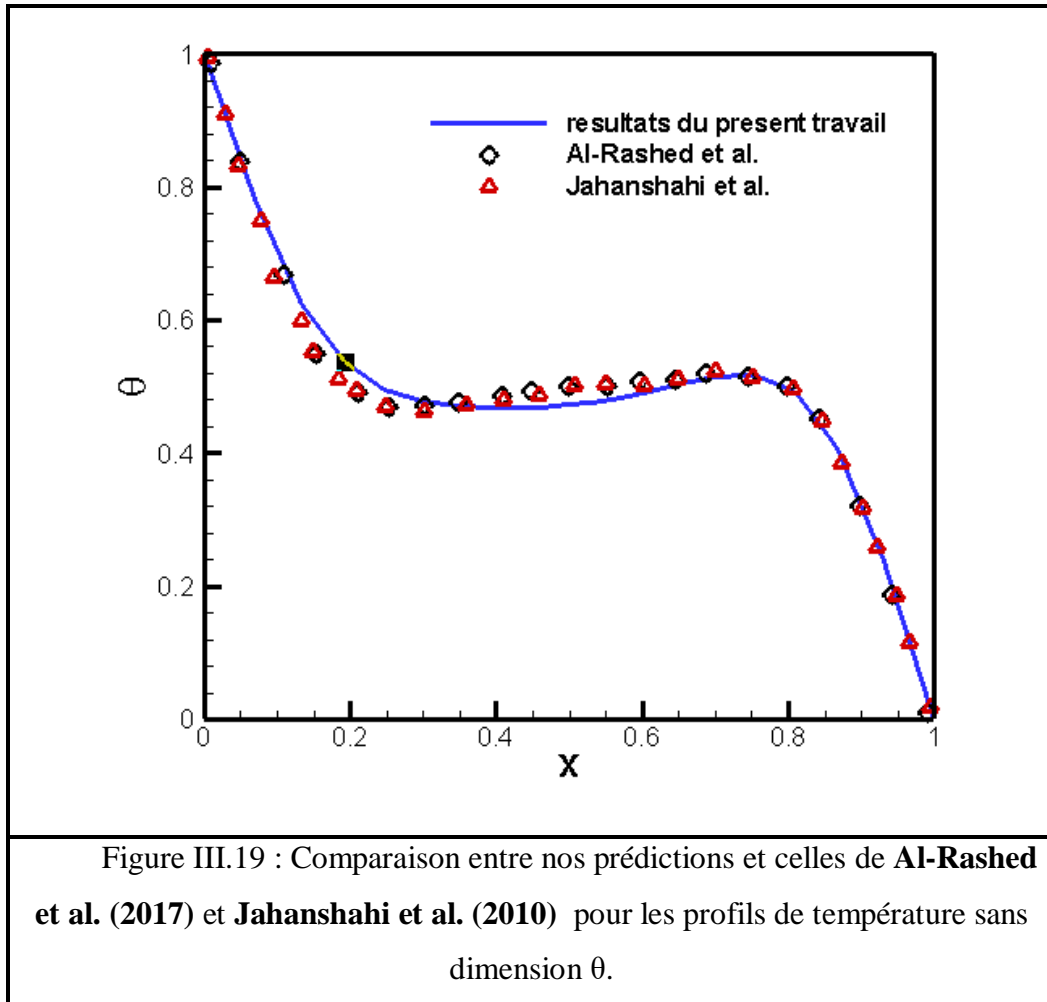


Maillage	60^3 nœuds	70^3 nœuds	80^3 nœuds	90^3 nœuds	100^3 nœuds
Nu_{moyen}	2.801	2.786	2.775	2.765	2.756

Tableau III.1 : Effet du maillage sur Nu moyen.

III.B.4 VALIDATION DU CODE DE CALCUL

La procédure de calcul est validée par rapport aux résultats numériques avec **Al-Rashed et al. (2017)** et **Jahanshahi et al. (2010)** pour la température sans dimension θ sur la ligne médiane axiale (Figure III.19). Un très bon accord entre les résultats a été obtenu.



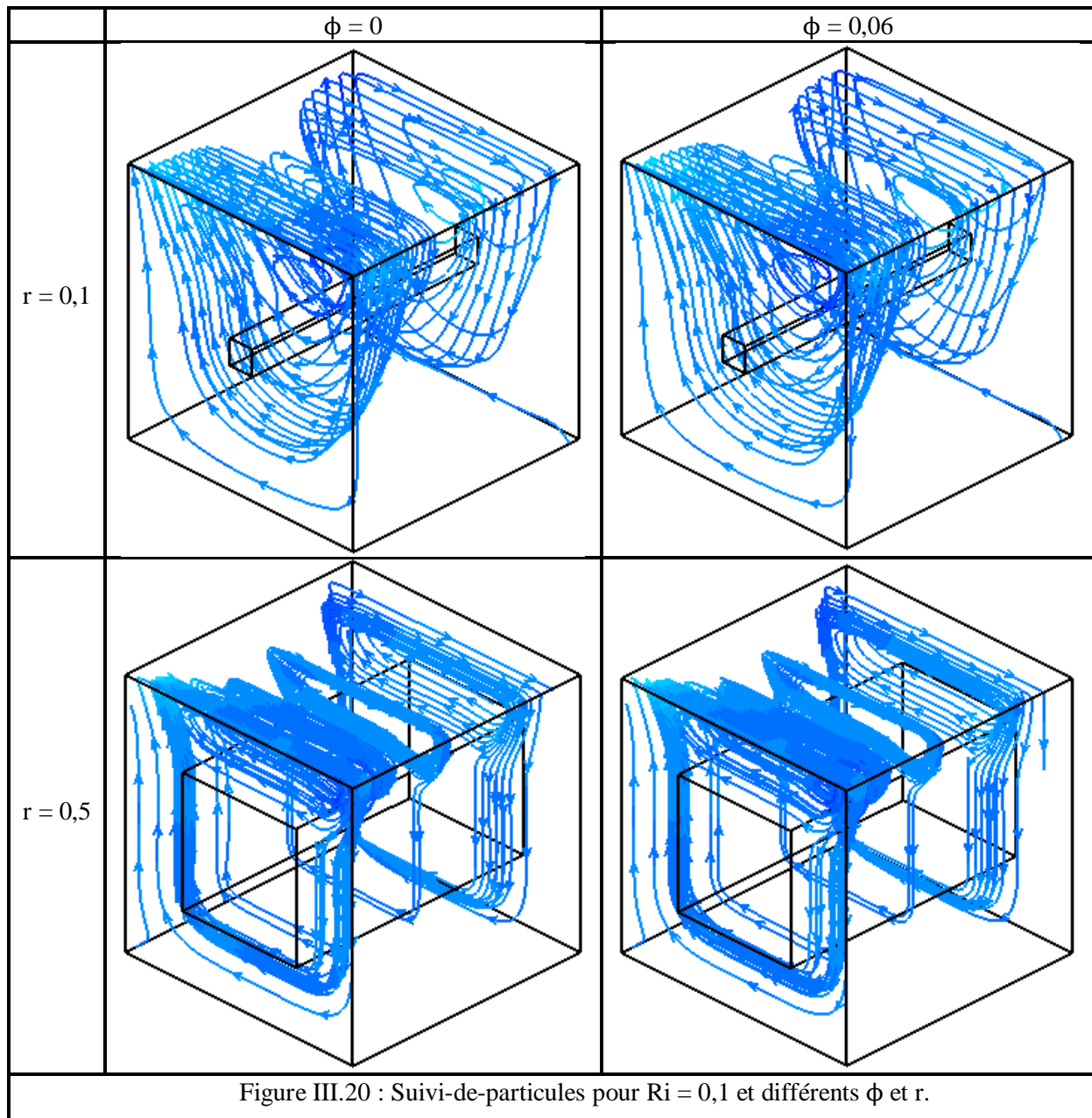
III.B.5 RÉSULTATS ET DISCUSSION

III.B.5.1 Champ d'écoulement

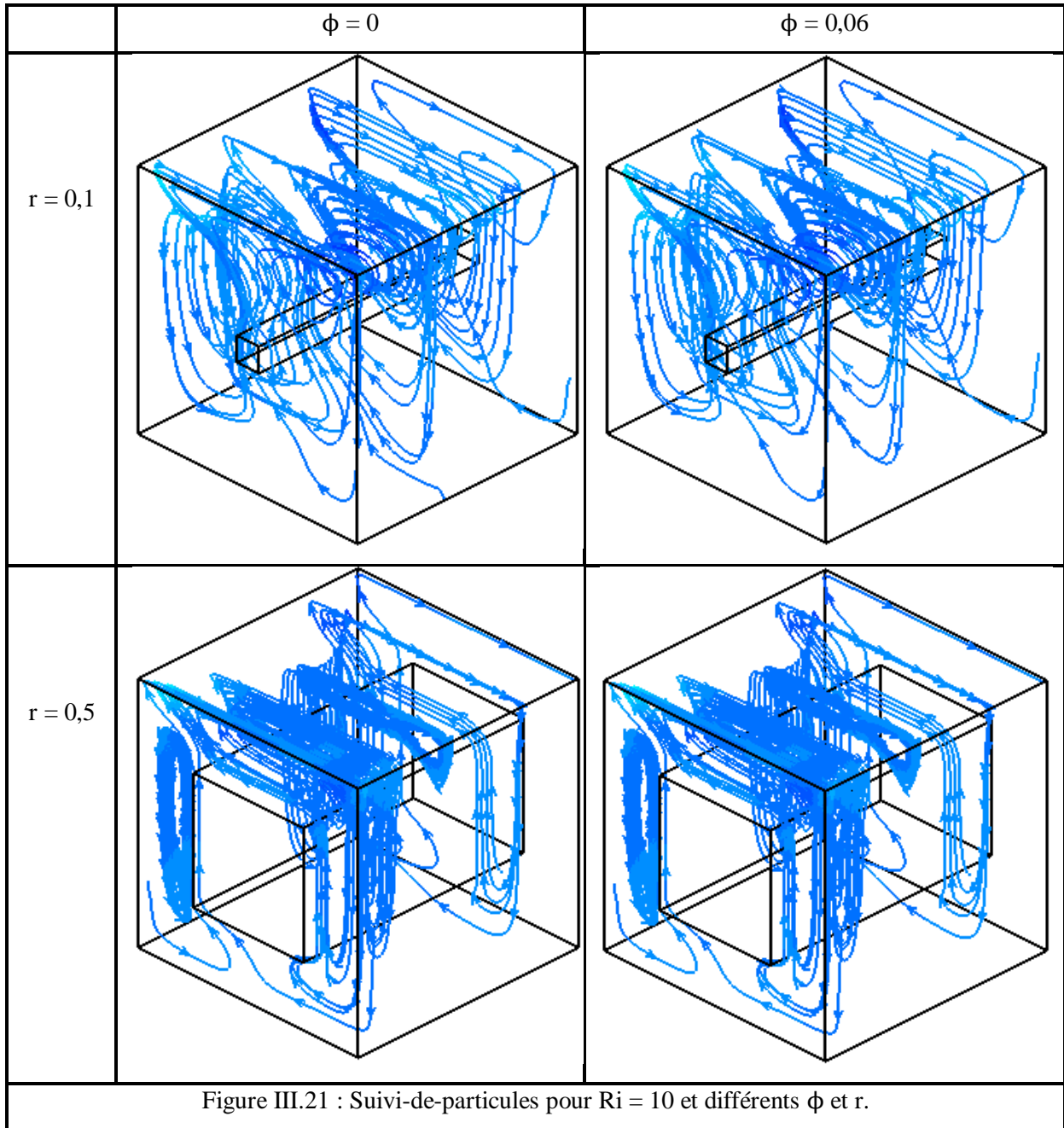
La Figure III.20 montre les suivies-de-particules (streamtraces) pour différentes valeurs de r et ϕ , à $Ri = 0,1$. La force de flottabilité est faible et l'écoulement est presque uniforme avec la formation d'une zone de recirculation au-dessus du bloc chaud en raison de la stagnation hydrodynamique, causée par le bloc et le débit généré par la paroi supérieure. Cette zone devient plus mince et plus large et plus intense quand le rapport d'aspect augmente de 0,1 à 0,5. Lorsque $Ri = 10$ (Fig. III.21), la force de flottabilité est amplifiée donc l'influence

CHAPITRE III : Résultats Et Discussion (Cas Monophasique)

de la chaleur émise par le bloc devient plus importante et une autre zone de recirculation apparaît près du côté gauche du bloc en raison de la domination de la convection naturelle.



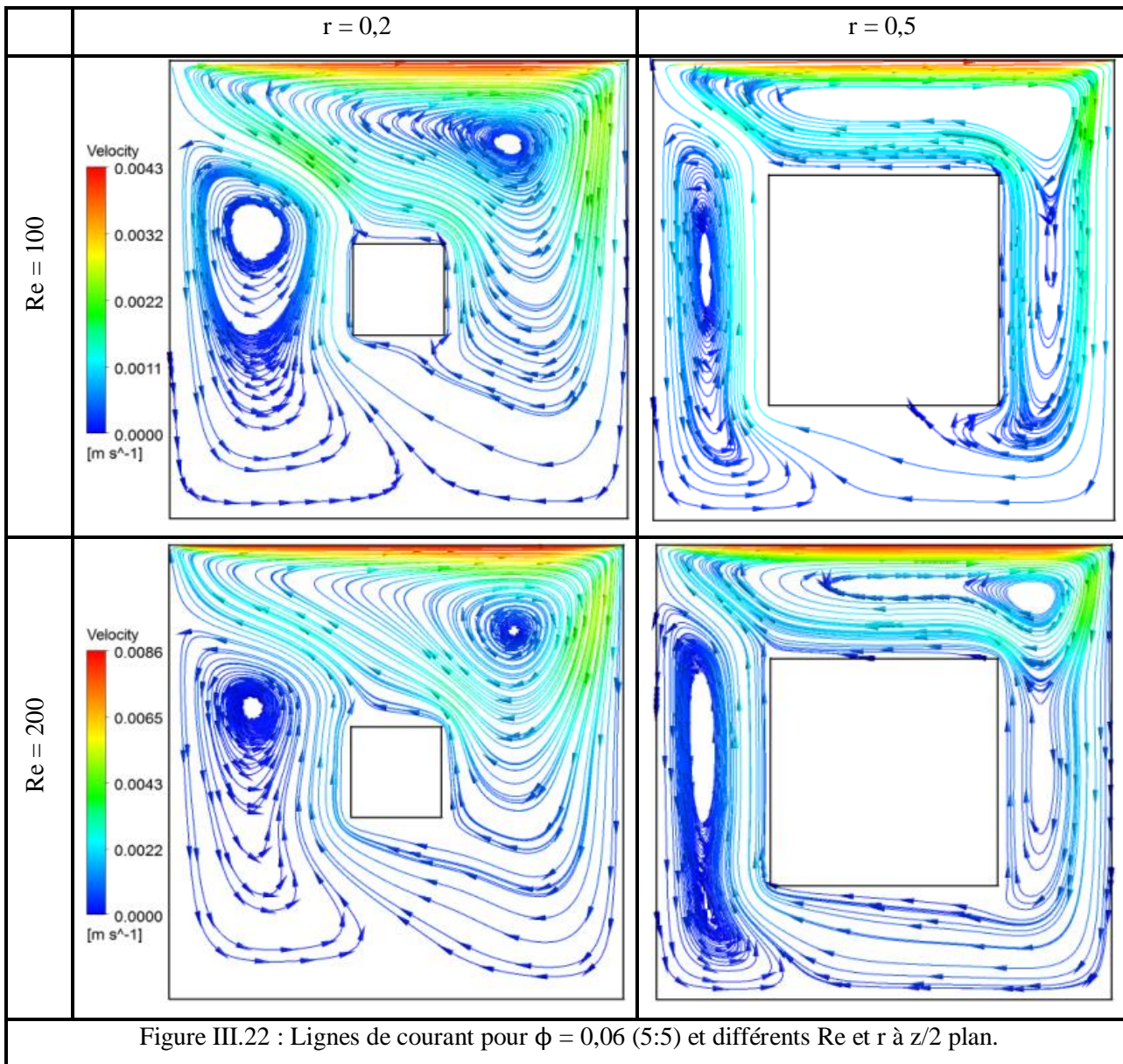
Ces deux tourbillons tournent dans des directions opposées. L'un de la partie supérieure qui est formée par le flux généré par la paroi mobile est un vortex qui tourne dans le sens des aiguilles d'une montre, l'autre, qui est formé par l'énergie thermique émise par le bloc est un vortex qui tourne dans le sens inverse des aiguilles d'une montre. Les tailles de ces zones augmentent avec l'expansion de la taille du bloc qui augmente l'énergie émise et restreinte l'écoulement, les suivi-de-particules sont identiques pour différentes concentrations des nanoparticules, donc ces suivies ne montrent pas l'effet réel de ϕ .



Les lignes de courant dans le plan $z/2$ pour $\phi = 0,06$ (5: 5) et différents Re et r présentés dans la Figure III.22 à $Gr = 10^5$ montrent que la taille du vortex supérieur en raison de la paroi mobile se dilate avec Re du côté gauche, en conséquence de l'augmentation de la vitesse de la paroi sur le second tourbillon qui se rétrécit en raison de la diminution du nombre Ri (augmentation Re et constante Gr). Au fur et à mesure que le nombre de Reynolds augmente, l'écoulement devient plus généré par la paroi en mouvement, c'est pourquoi il est observé que les lignes de courant du côté inférieur suivent le chemin directement vers la paroi supérieure. Par conséquent, les tourbillons deviennent plus petits à partir du côté inférieur de la cavité,

CHAPITRE III : Résultats Et Discussion (Cas Monophasique)

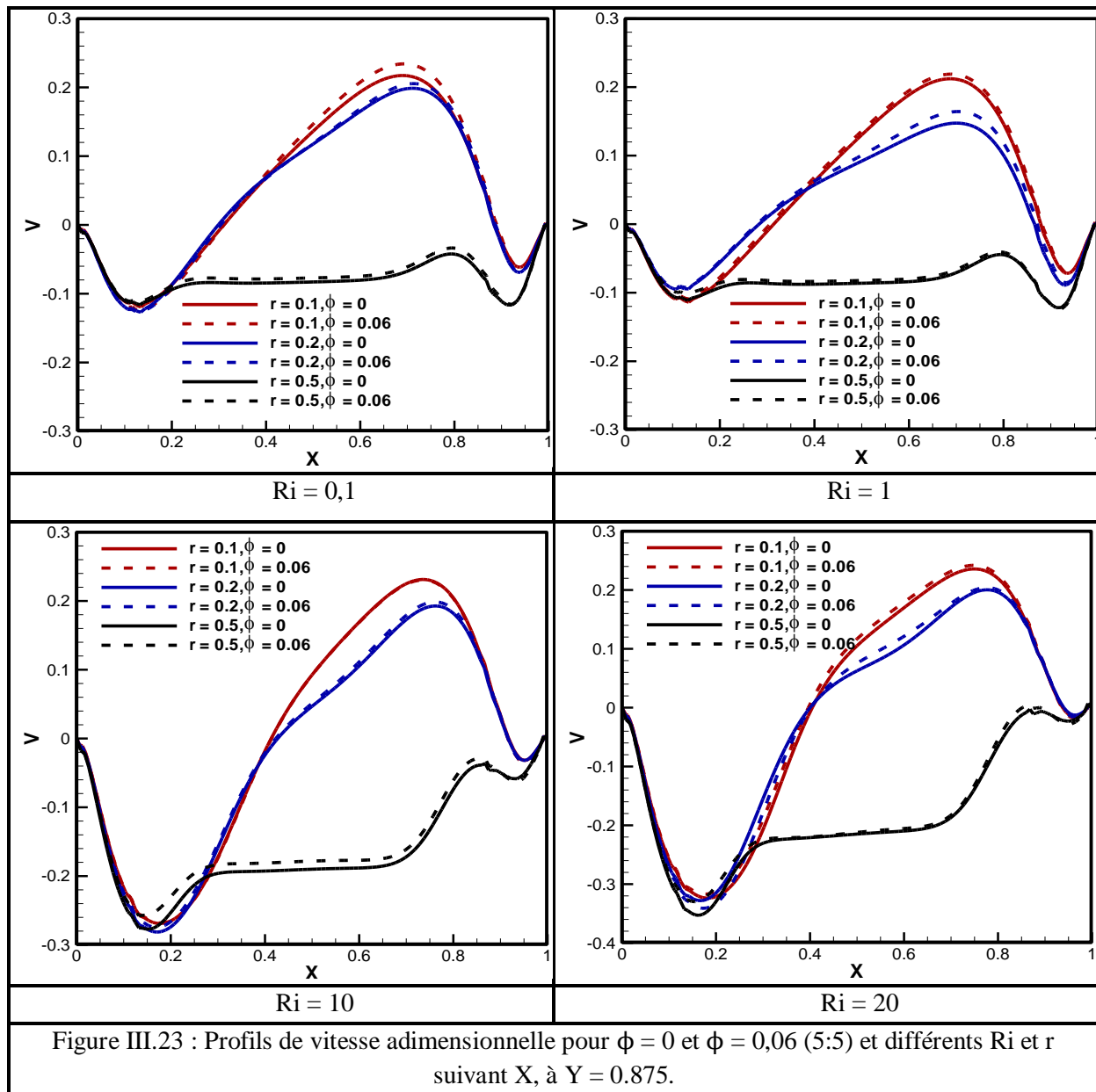
tandis que la taille du bloc agrandit les zones de recirculation deviennent plus minces et plus intenses.



Le comportement hydrodynamique dans la cavité est également présenté dans la Figure III.23 sous forme de profils de vitesse sans dimension pour divers nombres de Ri et un nombre de Re constant de 100, ces graphiques comparent les profils de vitesse à différents rapports d'aspect du bloc et pour $\phi = 0$ et $\phi = 0,06$. Comme on peut voir, la vitesse augmente avec Ri notamment du côté gauche, où le flux descend en formant une zone de recirculation. **Islam et al. (2012)** ont constaté que la formation de fortes bûlles de recirculation est évidente à des tailles de bloc faibles et à un nombre de Richardson élevé. Les résultats présentés montrent que l'écoulement s'accélère légèrement lorsque la concentration en nanoparticules

CHAPITRE III : Résultats Et Discussion (Cas Monophasique)

s'intensifie et qu'il décélère lorsque la surface du bloc augmente en raison du rétrécissement de la zone d'écoulement et de la stagnation hydrodynamique.

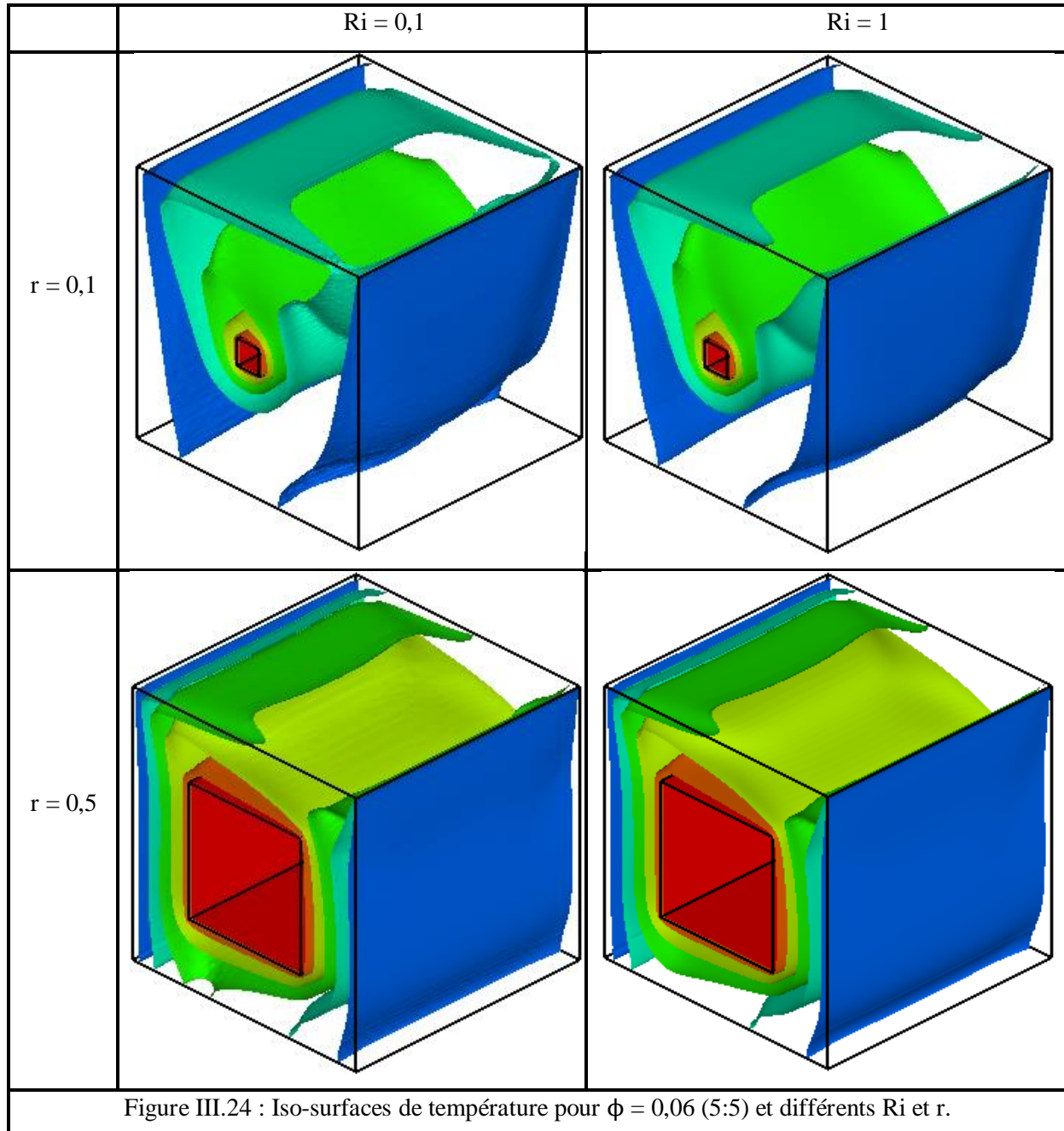


III.B.5.2 Transfert de chaleur

Les isosurfaces de température pour plusieurs dimensions du bloc $r = 0,1$; $0,2$ et $0,5$ et $\phi = 0,06$ (5:5) à $Ri = 0,1$ et 1 sont présentées à la Figure III.24 et à $Ri = 10$ et 20 à la Figure III.25. Lorsque le rapport d'aspect est petit $r = 0,1$, des stratifications chaudes de petite taille se forment dans l'enceinte; d'où une base distribution de température. **Al-Rashed et al. (2017)** ont également rapporté qu'à des blocs de faible taille, l'énergie thermique fournie par le bloc isotherme est extrêmement faible. Ces stratifications chaudes deviennent plus grandes et plus

CHAPITRE III : Résultats Et Discussion (Cas Monophasique)

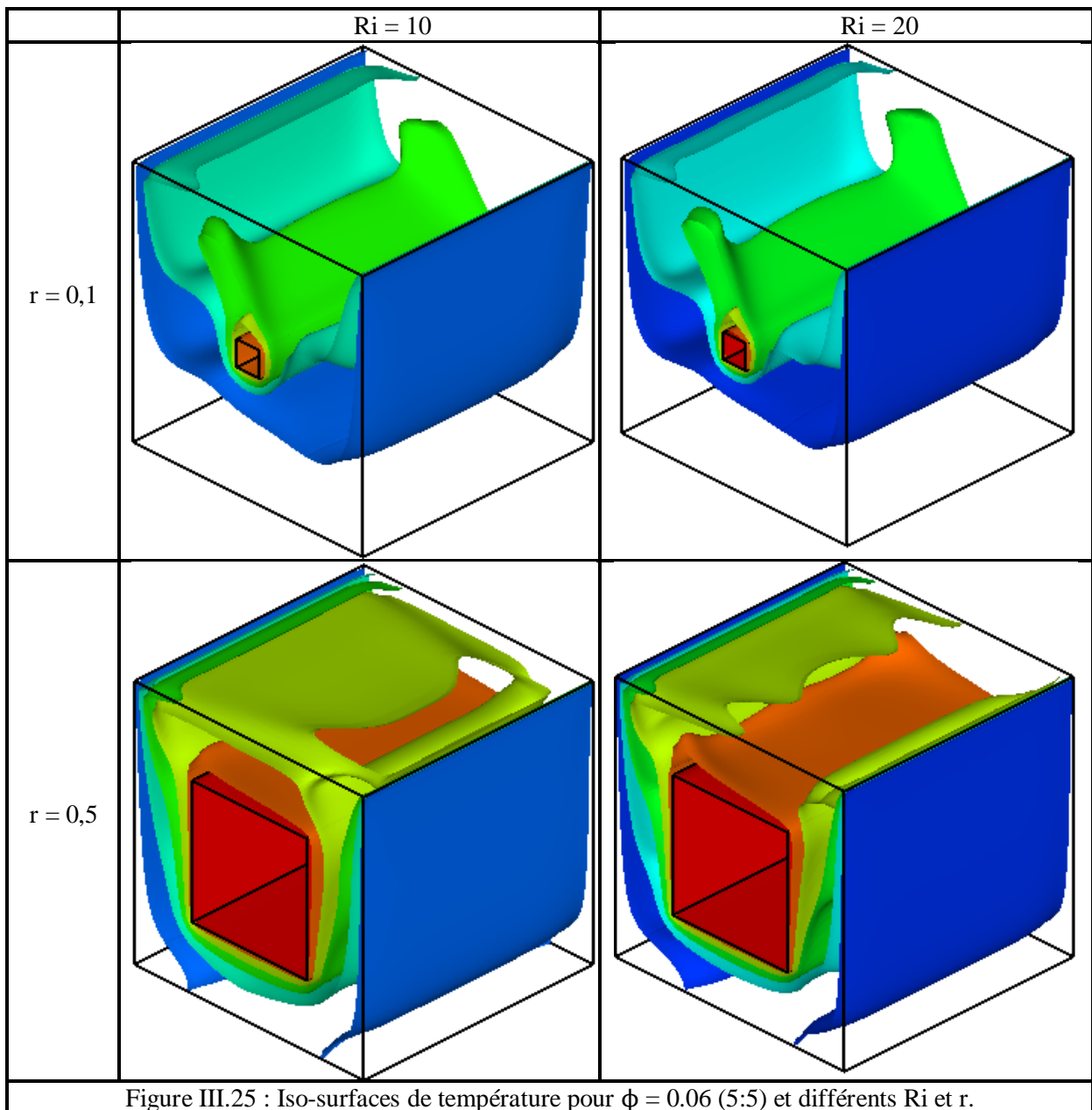
répandues dans la cavité à mesure que le rapport d'aspect s'agrandit. L'augmentation du nombre de Ri affecte également les couches stratifiées, elle améliore leur forme et leur expansion dans la cavité. Elles se déplacent vers le haut et se transforment en couches horizontales, et les plus chaudes atteignent la surface supérieure plus avec l'augmentation de r , qui déterminent une meilleure répartition de la température.

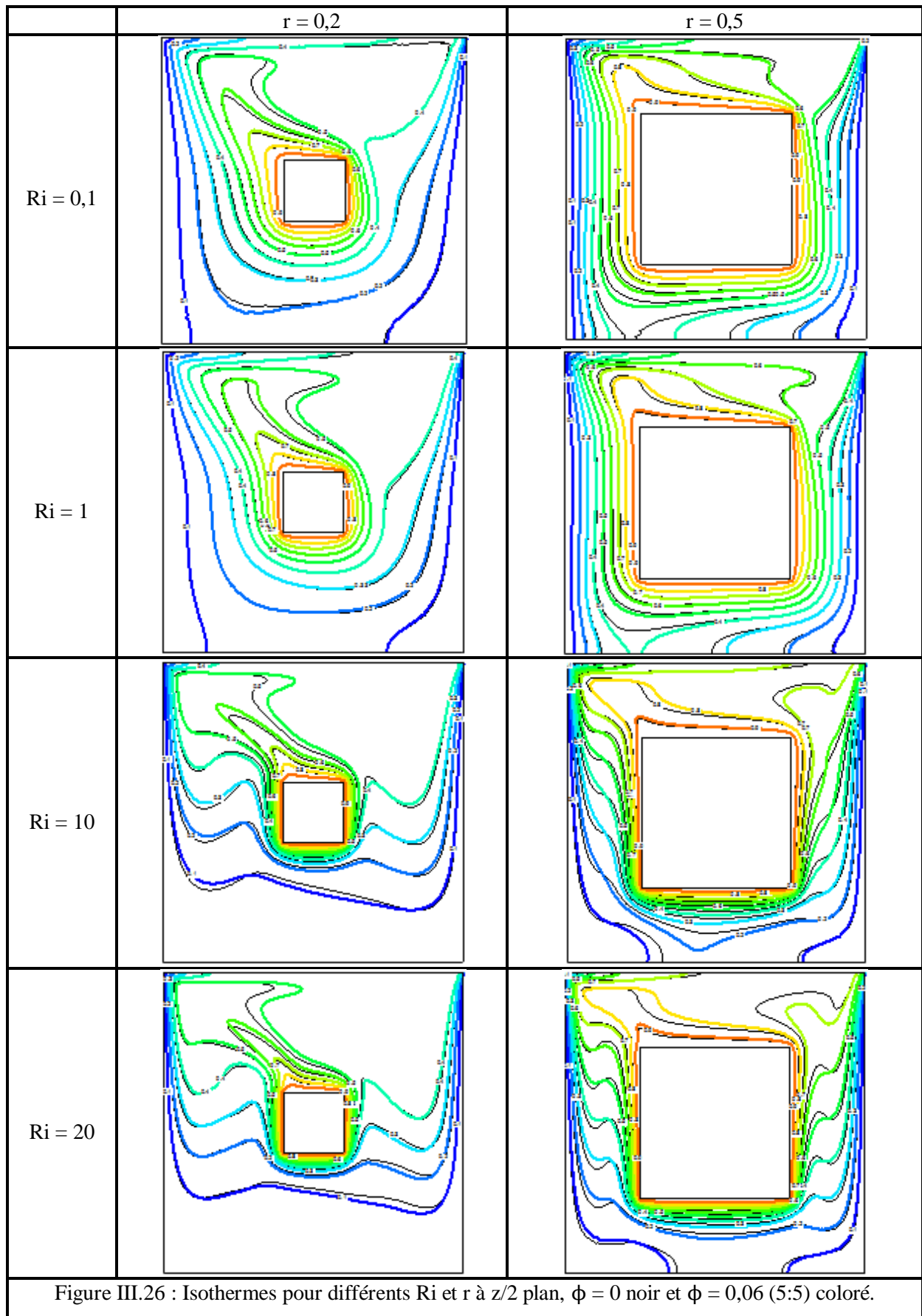


Les isothermes illustrées dans la Figure III.26 dans le plan médian x - y pour divers nombres de Ri et rapports d'aspect de $r = 0,2$ et $r = 0,5$ comparent la propagation de la chaleur entre les concentrations volumiques $\phi = 0$ lignes noires et $\phi = 0,06$ (5:5) lignes colorées. Au

CHAPITRE III : Résultats Et Discussion (Cas Monophasique)

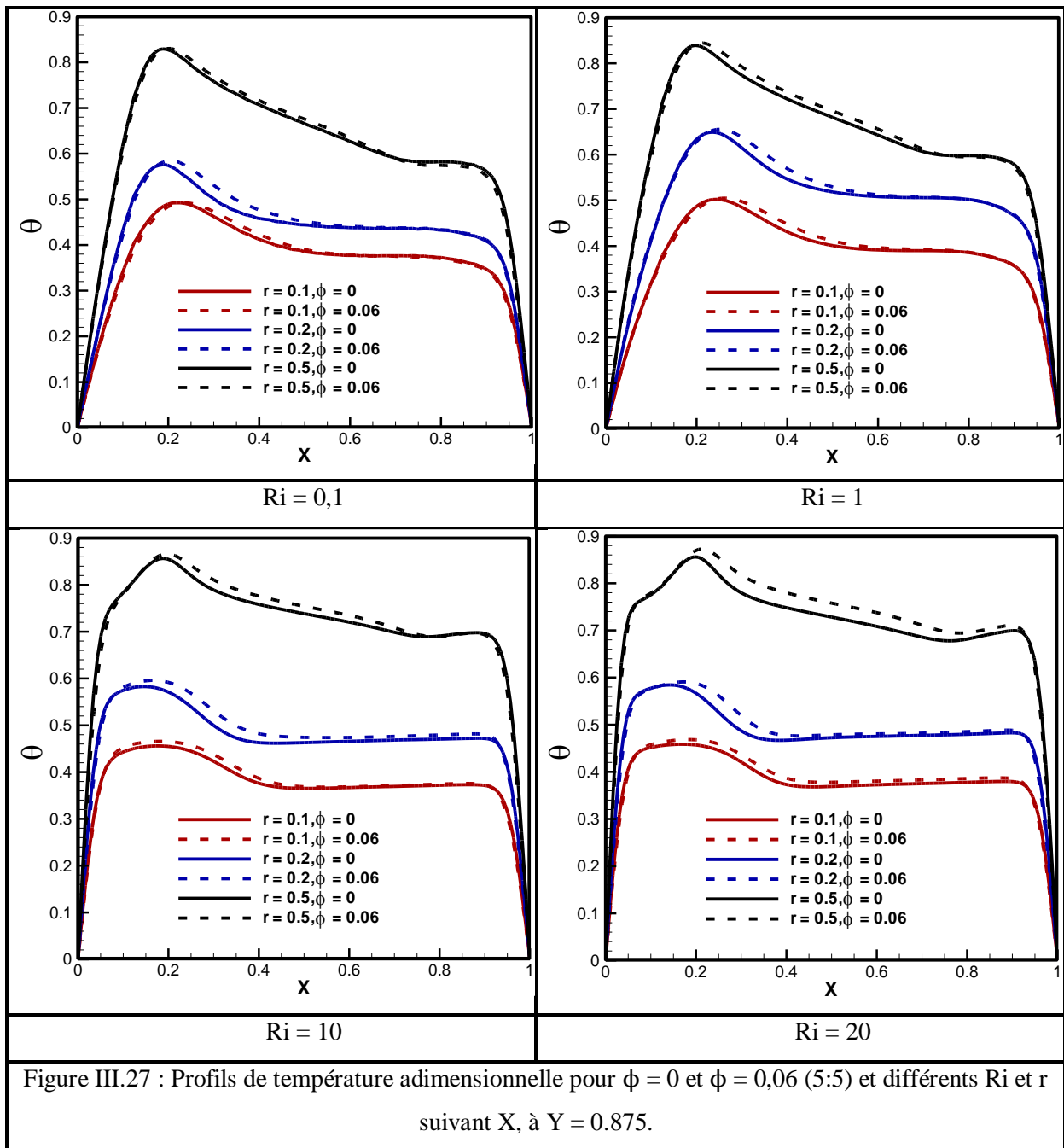
fur et à mesure que les effets de la convection naturelle augmentent par rapport à la convection forcée en raison de l'élévation de Ri , les lignes isothermes dans la zone supérieure se répandent de plus en plus sur la cavité et changent de direction des lignes verticales aux lignes horizontales dans la zone inférieure. Lorsque la taille du bloc se dilate pour un nombre Ri constant, les isothermes s'éloignent dans une direction verticale en raison du rétrécissement de la zone de circulation et de l'énergie thermique plus élevée émise par le bloc chaud à cause de l'agrandissement de la surface chaude.





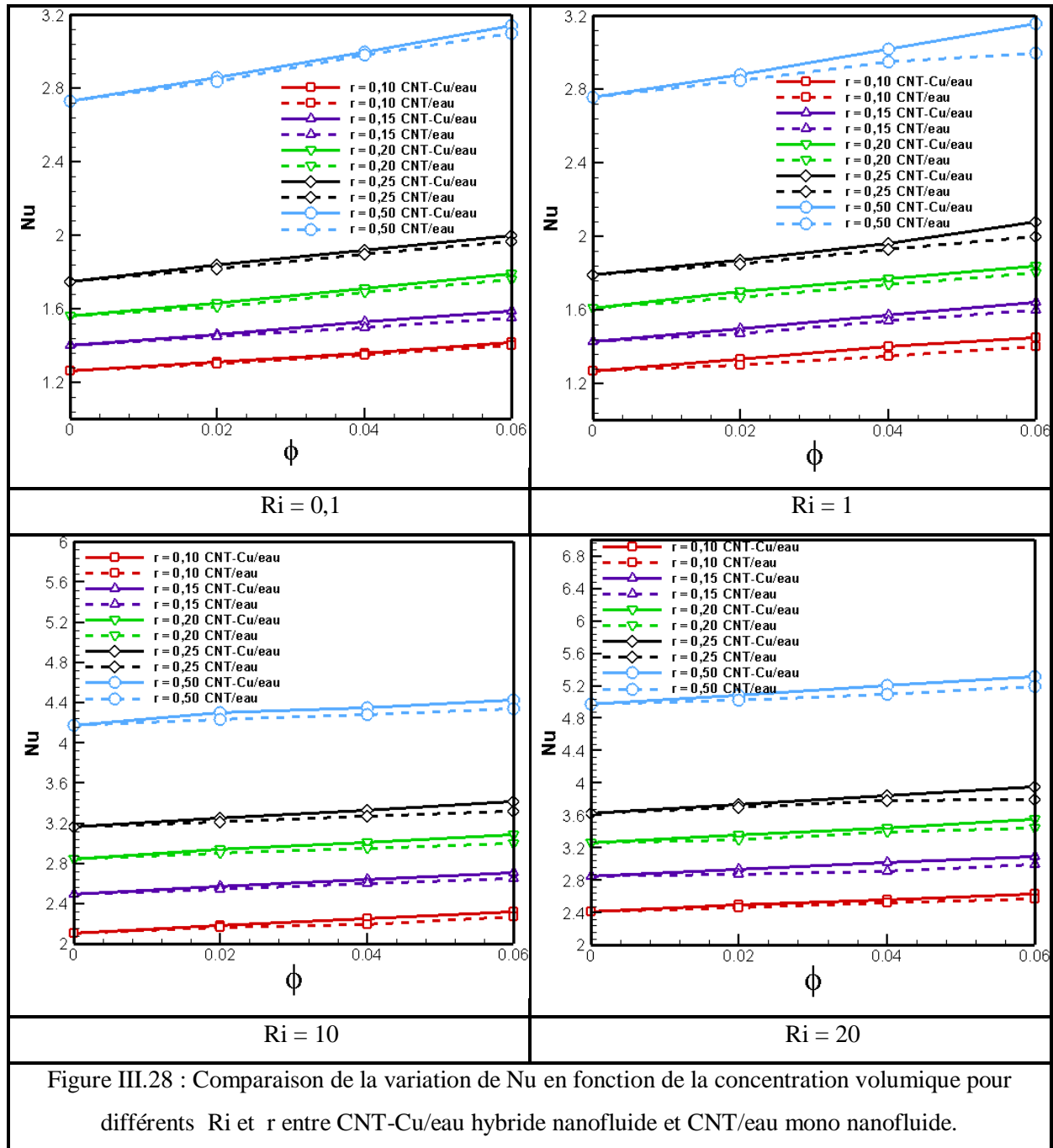
CHAPITRE III : Résultats Et Discussion (Cas Monophasique)

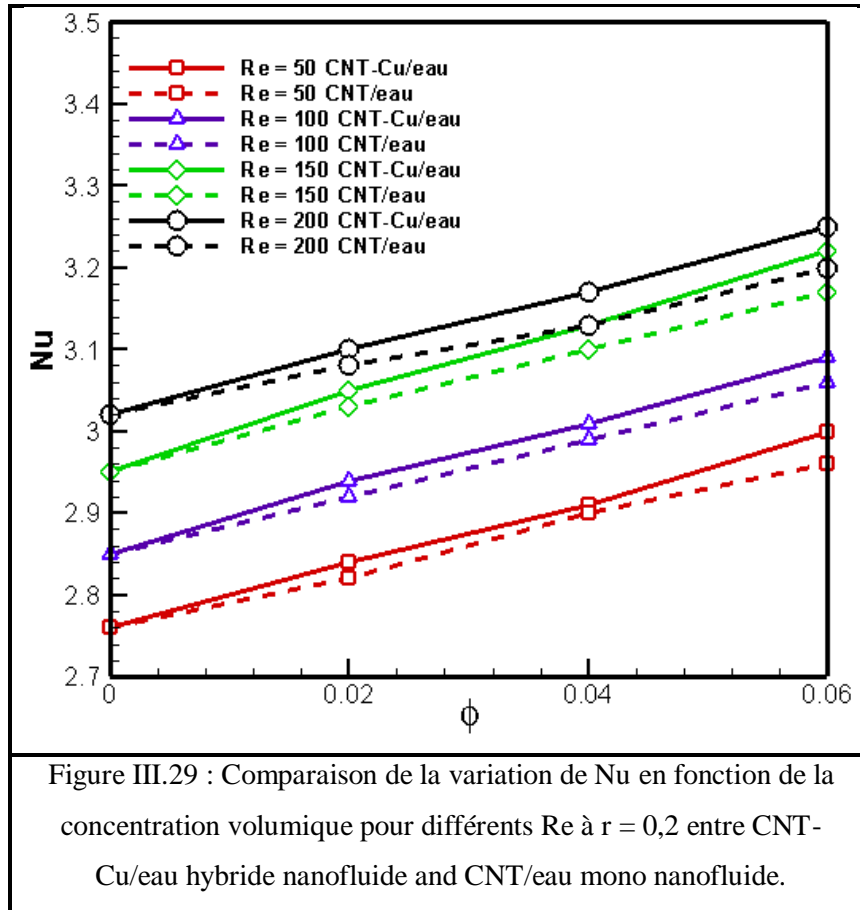
La comparaison entre différentes isothermes pour différents nombres de Richardson montre que lorsque Ri varie de 0,1 à 1 (domination des effets de paroi en transit), les isothermes près de la paroi supérieure sont plus influencées par la vitesse de la paroi en mouvement, où l'on remarque qu'ils sont plus traînés vers le côté gauche, mais à mesure que le nombre de Ri augmente, l'influence de la convection forcée diminue et le contrôle de la convection naturelle apparaît par la concentration des isothermes autour de la source de chaleur. L'impact de nanoparticules est presque négligeable à un faible nombre de Richardson, leur influence est plus prise en compte lorsque Ri augmente.



CHAPITRE III : Résultats Et Discussion (Cas Monophasique)

Les profils de température adimensionnelle sont tracés sur la Figure III.27 pour différents paramètres, afin d'étudier le comportement du transfert de chaleur et d'évaluer la distribution de température le long d'une ligne axiale dans le plan $Z/2$. On constate que l'ajout des nanoparticules développe la température dans la cavité, notamment au milieu, bien que les profils soient identiques à gauche et à droite. Cette amélioration est plus claire aux plus grandes valeurs de nombre Ri. L'expansion du bloc également élève la température en raison de l'agrandissement de la zone de chauffage.



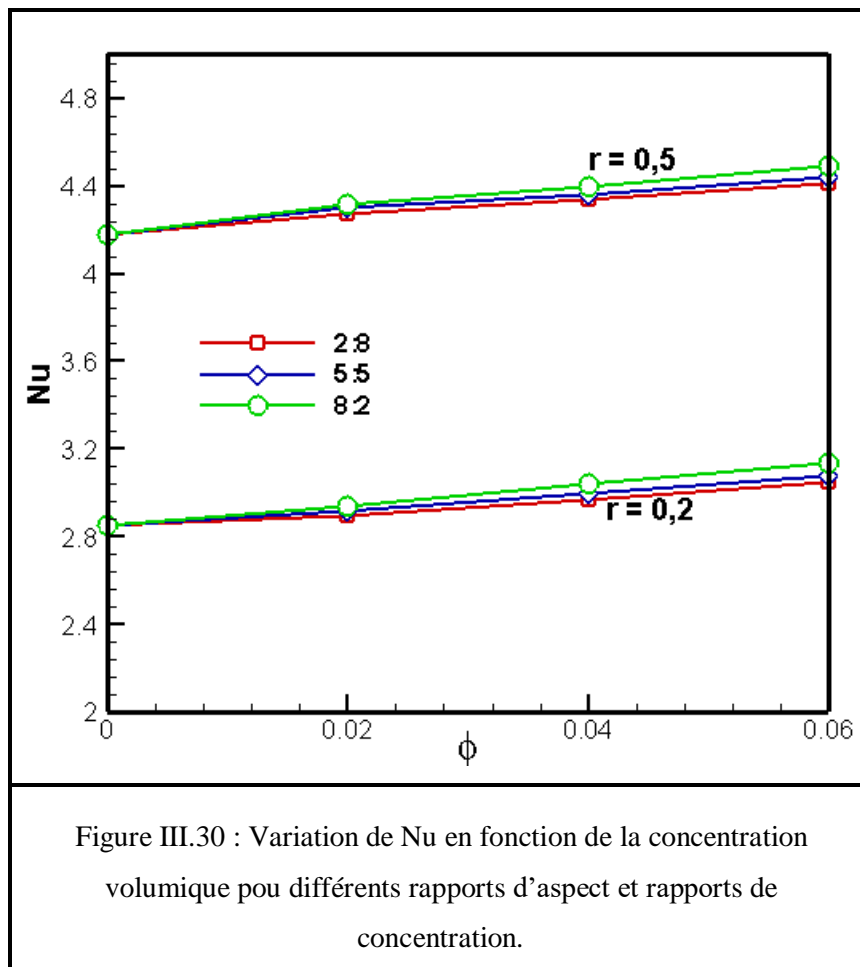


La Figure III.28 illustre le nombre de Nusselt moyen pour différents paramètres qui examine le transfert de chaleur dans la cavité et le compare entre le nanofluide hybride CNT-Cu/eau avec un rapport de concentration (5: 5) et le nanofluide simple CNT/eau à $Re = 100$. Les graphiques montrent que Nu augmente avec l'augmentation de toutes les variables mentionnées (Ri , ϕ et r) pour les deux cas étudiés. Des résultats similaires ont été obtenus par **Al-Rashed et al. (2018)** sur l'amélioration du transfert de chaleur avec l'augmentation de Ri . Bien que les résultats illustrés révèlent que la présence de deux types différents de nanoparticules immergés dans le fluide améliore le transfert de chaleur mieux qu'un seul type. Cette amélioration présentée comme une élévation de Nu est plus développée lorsque le rapport d'aspect r , le nombre de Richardson Ri et la concentration ϕ augmentent. Une autre comparaison entre les nanofluides CNT-Cu/eau et CNT/eau pour la variante ϕ et Re à $Gr = 10^5$ est présentée dans la Figure III.29. Les résultats montrent la même variation de la Figure III.28. L'augmentation de Re améliore également le transfert dû au mouvement du fluide accéléré.

L'étude du rapport de concentration des nanoparticules pour le nanofluide hybride aux variantes ϕ et r est démontrée sur la Figure III.30. Les graphiques indiquent que les valeurs

CHAPITRE III : Résultats Et Discussion (Cas Monophasique)

les plus élevées de Nu ont été trouvées pour un rapport de (8:2) 80% de CNT (nanotubes de carbone) et 20% de Cu (cuivre), qui signifie que le nombre de Nusselt moyen augmente lorsque le pourcentage de CNT augmente, mais en comparant les résultats précédents des Figures III.28 et III.29, où le pourcentage de CNT est de 100% (cas de nanofluide simple), on observe que Nu diminue. Ce résultat prouve que l'ajout de deux ou plusieurs types de nanoparticules dans un fluide en circulation améliore le transfert de chaleur mieux qu'un seul type.



Trois corrélations sont déterminées pour prédire l'impact de r , ϕ , Ri et Re sur les valeurs de Nu moyen pour les nanofluides hybrides CNT-Cu et CNT simples valident pour $0,1 \leq r \leq 0,5$, $0 \leq \phi \leq 0,06$, $0,1 \leq Ri \leq 20$ et $50 \leq Re \leq 200$ présentés sur la Figure III.31 pour une corrélation d'un nanofluide hybride avec trois variables, la Figure III.32 pour un nanofluide simple à trois variables et la Figure III.33 pour un nanofluide hybride à deux variables. Une très bonne concordance entre les simulations et les corrélations est obtenue:

CHAPITRE III : Résultats Et Discussion (Cas Monophasique)

• Nanofluide hybride :

$$Nu = 4,177 Ri^{0,144} r^{0,446} (1 + \phi)^{1,834} \quad (III.1)$$

$$Nu = 2,214 Re^{0,0568} (1 + \phi)^{1,394} \quad (III.2)$$

• Nanofluide simple :

$$Nu = 4,137 Ri^{0,143} r^{0,439} (1 + \phi)^{1,668} \quad (III.3)$$

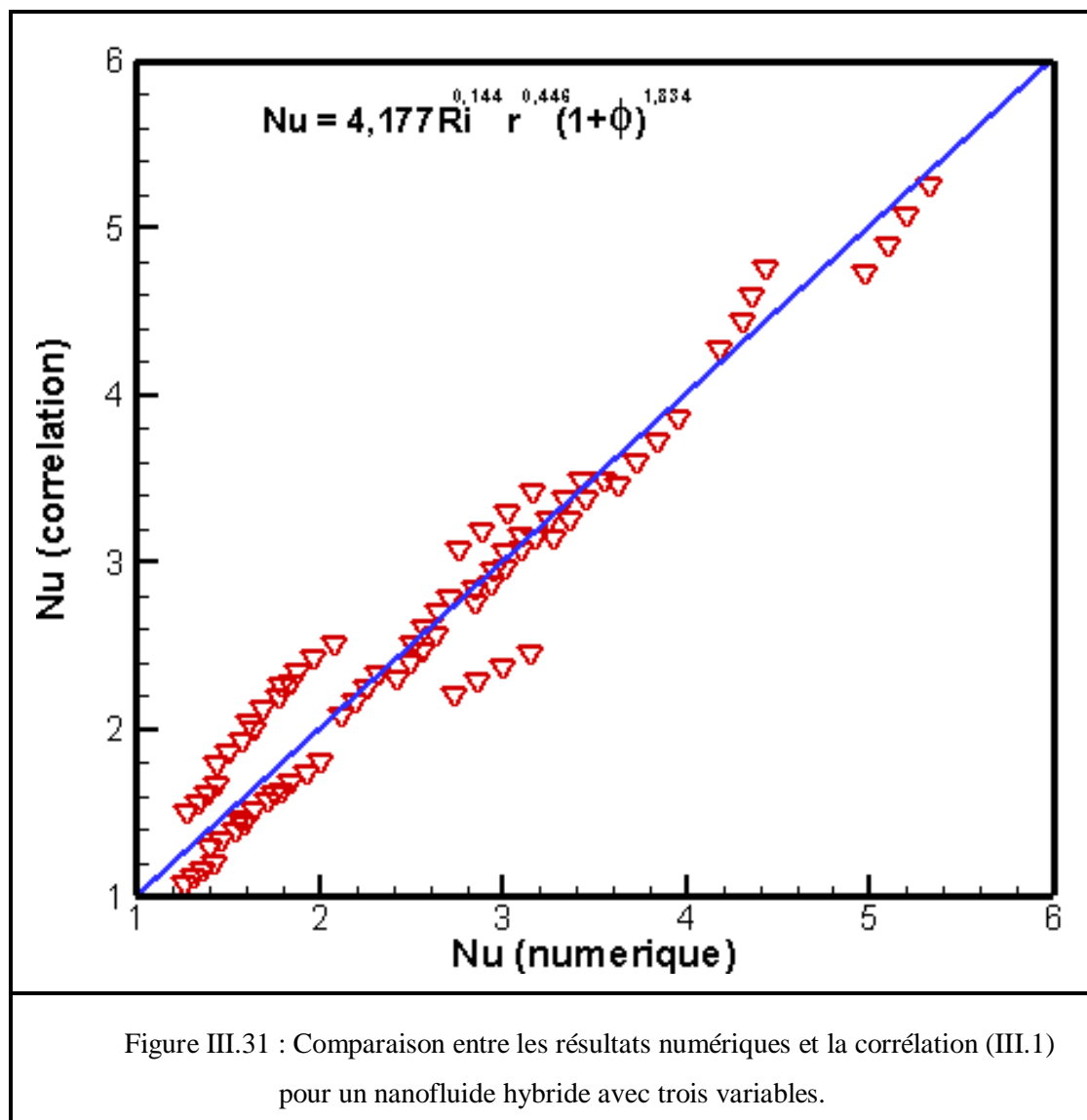


Figure III.31 : Comparaison entre les résultats numériques et la corrélation (III.1) pour un nanofluide hybride avec trois variables.

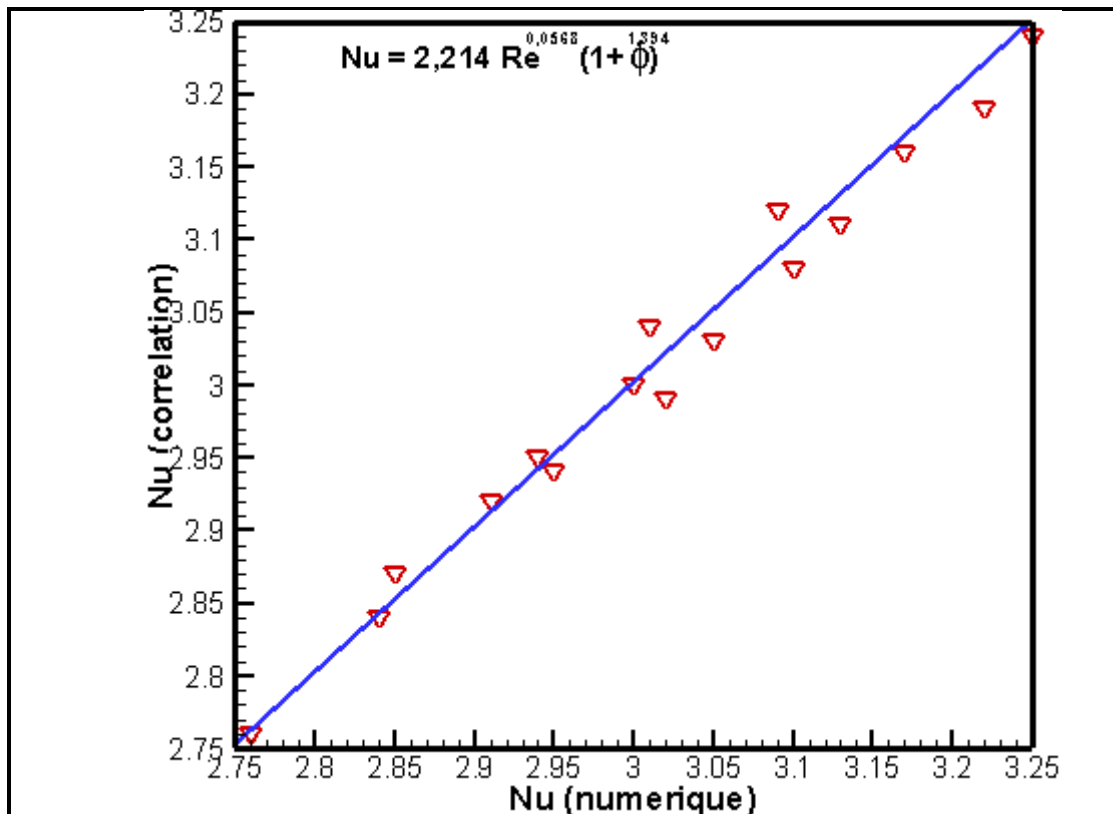


Figure III.33 : Comparaison entre les résultats numériques et la corrélation (III.2) pour un nanofluide hybride avec deux variables.

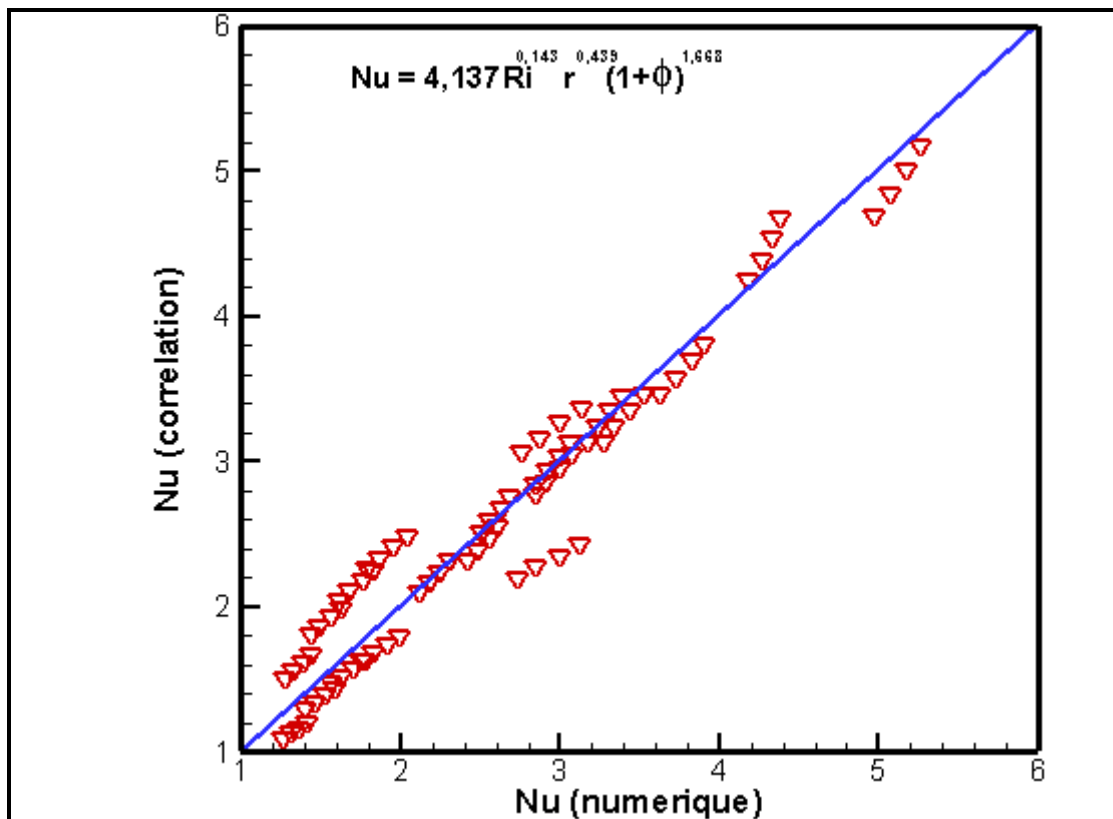


Figure III.32 : Comparaison entre les résultats numériques et la corrélation (III.3) pour un nanofluide simple avec trois variables.

III.B.6 CONCLUSION :

L'analyse tridimensionnelle du transfert de chaleur par convection mixte a été menée dans une cavité cubique remplie de nanofluide hybride à base d'eau CNT-Cu et comparée à un nanofluide CNT/eau pour étudier différents effets de paramètres variables (rapport d'aspect, nombre de Richardson, nombre de Reynolds et volume concentration). À partir des résultats obtenus, les conclusions suivantes peuvent être tirées:

- Formation de deux tourbillons qui tournent en sens inverse dans la cavité en raison de l'écoulement généré par la paroi mobile et de l'énergie thermique émise par le bloc chaud.
- À faible Ri ($Ri = 0,1-1$), un seul vortex est créé, lorsque le nombre de Ri augmente, le deuxième vortex se forme et sa taille augmente avec l'augmentation de Ri .
- Lorsque le rapport d'aspect augmente, une plus grande distribution de température est observée.
- Le transfert de chaleur s'améliore lorsque la taille du bloc augmente.
- L'influence de la convection forcée diminue et la domination de la convection naturelle apparaît quand le nombre Ri augmente.
- Le nombre de Reynolds améliore également le transfert de chaleur et augmente les valeurs Nu moyen.
- Nu moyen augmente avec l'expansion de la taille du bloc, avec l'augmentation de Ri et Re et l'augmentation de ϕ pour tous les rapports de concentration.
- Les effets du rapport de concentration donnent les valeurs les plus élevées pour le rapport (8:2) où les nanoparticules de CNT dominent sur les nanoparticules de Cu, mais l'utilisation de nanoparticules de CNT uniquement réduit le transfert de chaleur et les valeurs de Nu moyen.
- Détermination de trois corrélations pour prédire le comportement de transfert de chaleur pour les nanofluides hybrides et simples.

**CHAPITRE IV : RÉSULTATS ET DISCUSSION DIPHASIQUE
(Application C)**

Sommaire

IV.1 INTRODUCTION	101
IV.2 PARAMÈTRES GÉOMETRIQUES ET PHYSIQUES	101
IV.3 ÉFFET DU MAILLAGE	102
IV.4 VALIDATION DU CODE DE CALCUL	103
IV.5 RÉSULTATS ET DISCUSSION	105
IV.5.1 La première section.....	105
IV.5.1.1 Nombre de Nusselt.....	105
IV.5.1.2 Nombre de Bejan.....	107
IV.5.2 La deuxième section.....	110
IV.5.2.1 Effet de R_i , R_e , ϕ et de la position des blocs	110
IV.5.2.2 Effet de R_i , R_e , ϕ et de l'angle d'inclinaison du canal.....	118
IV.6 CONCLUSION	124
CONCLUSION GÉNÉRALE ET PÈRSPECTIVE	126
RÉFÉRENCES	129

Application C

Convection mixte et génération d'entropie d'un nanofluide hybride dans un canal incliné utilisant une approche du modèle de mélange

IV.1 INTRODUCTION

Une analyse de convection mixte laminaire numérique en 3-D a été faite pour étudier le transfert thermique, l'écoulement de fluide et les comportements de la deuxième loi de la thermodynamique dans un canal incliné avec quatre blocs chauffés à l'intérieur, soumis sous un flux de chaleur constant et parcouru par un nanofluide hybride à base d'eau.

L'étude comporte deux sections : la première section traite l'étude monophasique de CNT-Cu/eau nanofluide hybride, et la deuxième section traite l'étude diphasique de Al_2O_3 -Cu/eau. Ces deux sections analysent l'influence de certains paramètres comme le nombre de Richardson, le nombre de Reynolds, la fraction volumique des nanoparticules, la position des blocs dans le canal et l'inclinaison du canal sur l'écoulement des fluides (lignes de courant), le transfert de chaleur (isothermes, Nu local et Nu moyen) et la génération d'entropie (profils de S_h , S_f et nombre de Bejan).

IV.2 PARAMÈTRES GÉOMETRIQUES ET PHYSIQUES

En référant à la Figure II.8, la première section étudie les effets de l'inclinaison ($0 \leq \theta \leq 45$), du nombre de Richardson ($0,1 \leq Ri \leq 10$), du nombre de Reynolds ($100 \leq Re \leq 500$), de la position des blocs et des concentrations de nanoparticules ($0 \leq \phi \leq 0,06$) pour (2: 8) , (5: 5) et (8: 2) ont été examinés pour déterminer la variation du nombre de Nusselt moyen et du nombre de Bejan.

La deuxième section se concentre sur l'analyse des effets du nombre de Reynolds ($100 \leq Re \leq 500$), du nombre de Richardson ($0,1 \leq Ri \leq 2$), de la concentration en nanoparticules ($0 \leq \phi \leq 0,05$), de la position des blocs et de l'inclinaison du canal ($0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$) pour examiner la variation du nombre de Nusselt Nu, de l'entropie du gradient de température S_h , de l'entropie de friction fluide S_f et du nombre de Bejan Be.

Les propriétés thermo-physiques des substances (eau, Cu, CNT et Al_2O_3) sont illustrées dans le tableau II.1

IV.3 ÉFFET DU MAILLAGE

L'étude de la résolution de maillage a également été considérée en utilisant pour $\Phi = 0$, $Ri=1$ et deux blocs chauds, six répartitions différentes (100×10×10), (200×20×20), (300×30×30), (400×40×40), (500×50×50) et (700×50×50) avec raffinement près des parois des blocs. La variation observée dans les résultats, comme le montrent la Figure IV.1, la Figure IV.2 et le tableau IV.1, est très faible. Ainsi, pour diminuer les erreurs de discrétisation dans la procédure numérique, le maillage structuré (700×50×50) a été utilisé.

Maillage	100×10×10	200×20×20	300×30×30	400×40×40	500×50×50	700×50×50
Nu	0.73	1.12	1.4	1.68	2.08	2.06

Tableau IV.1 : Nombre de Nusselt moyen pour tous les maillages testés.

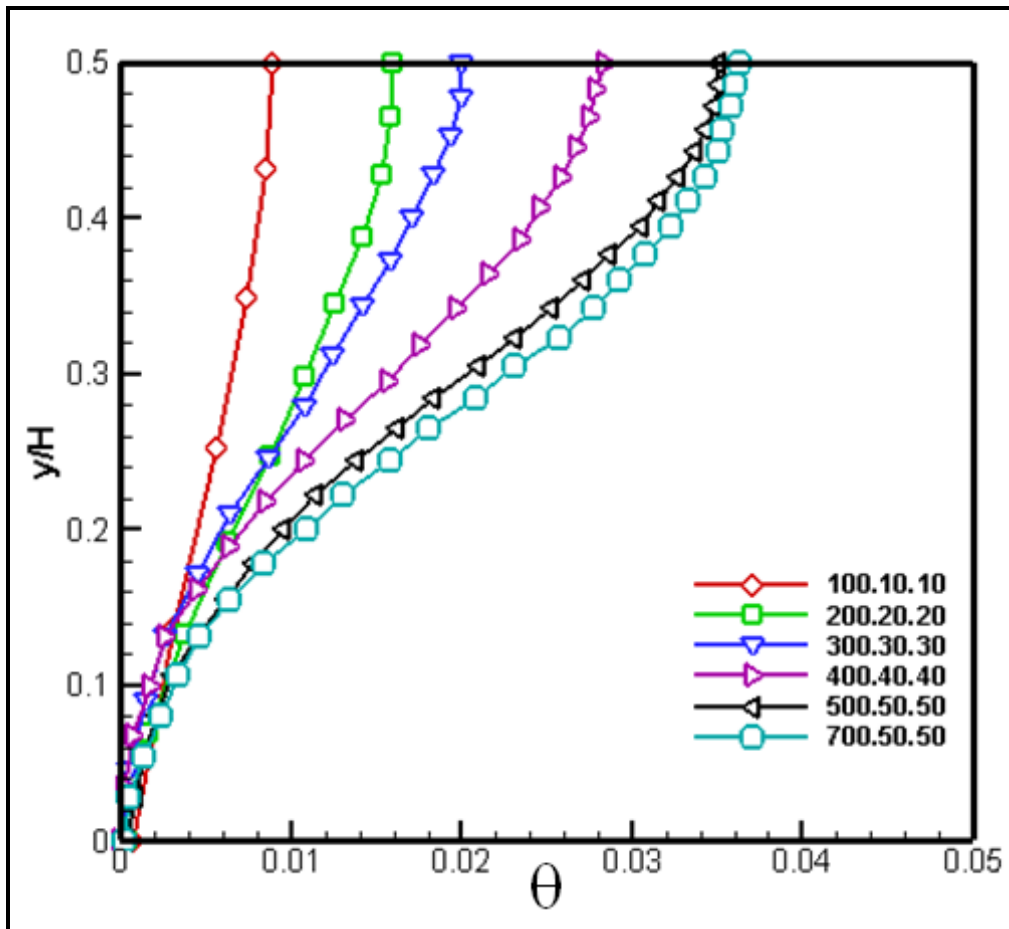
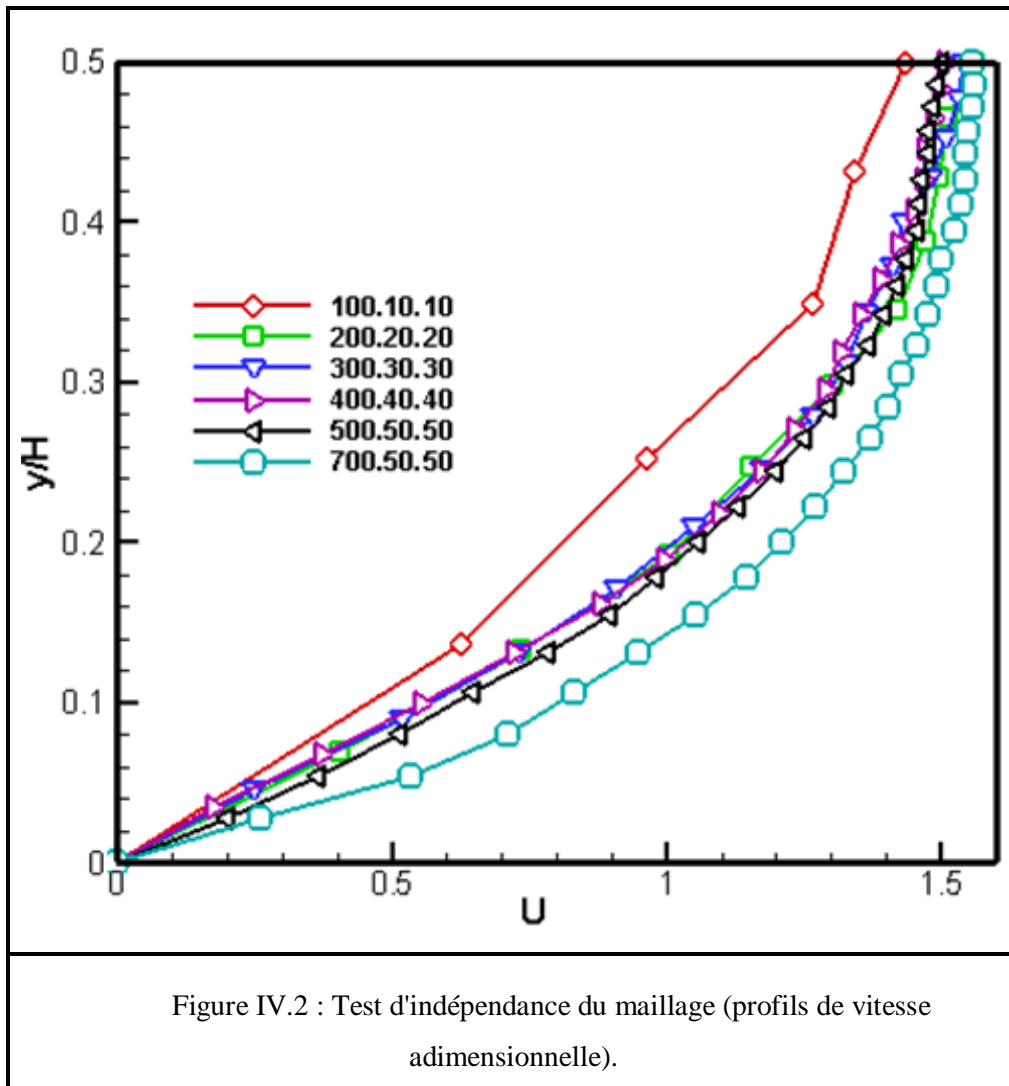


Figure IV.1 : Test d'indépendance du maillage (profils de température adimensionnelle).



IV.4 VALIDATION DU CODE DE CALCUL

Le code est validée avec **Uysal et Korkmaz (2019)**, comme le montre la Figure IV.3 (a, b, c et d) où les profils de h , S'_h , S'_f et Be tracés montrent un accord entre les résultats. La Figure IV.3.e décrit également la validation avec l'étude expérimentale de **Lee et Mudawar (2007)** et la simulation numérique de **Ghale et al. (2015)** dans un microcanal utilisant 1% de Al_2O_3 nonoparticules et appliquant le modèle de mélange à deux phases. Comme on peut le voir, une comparaison de h montre un bon accord entre les résultats.

CHAPITRE IV : Résultats Et Discussion (Cas Diphasique)

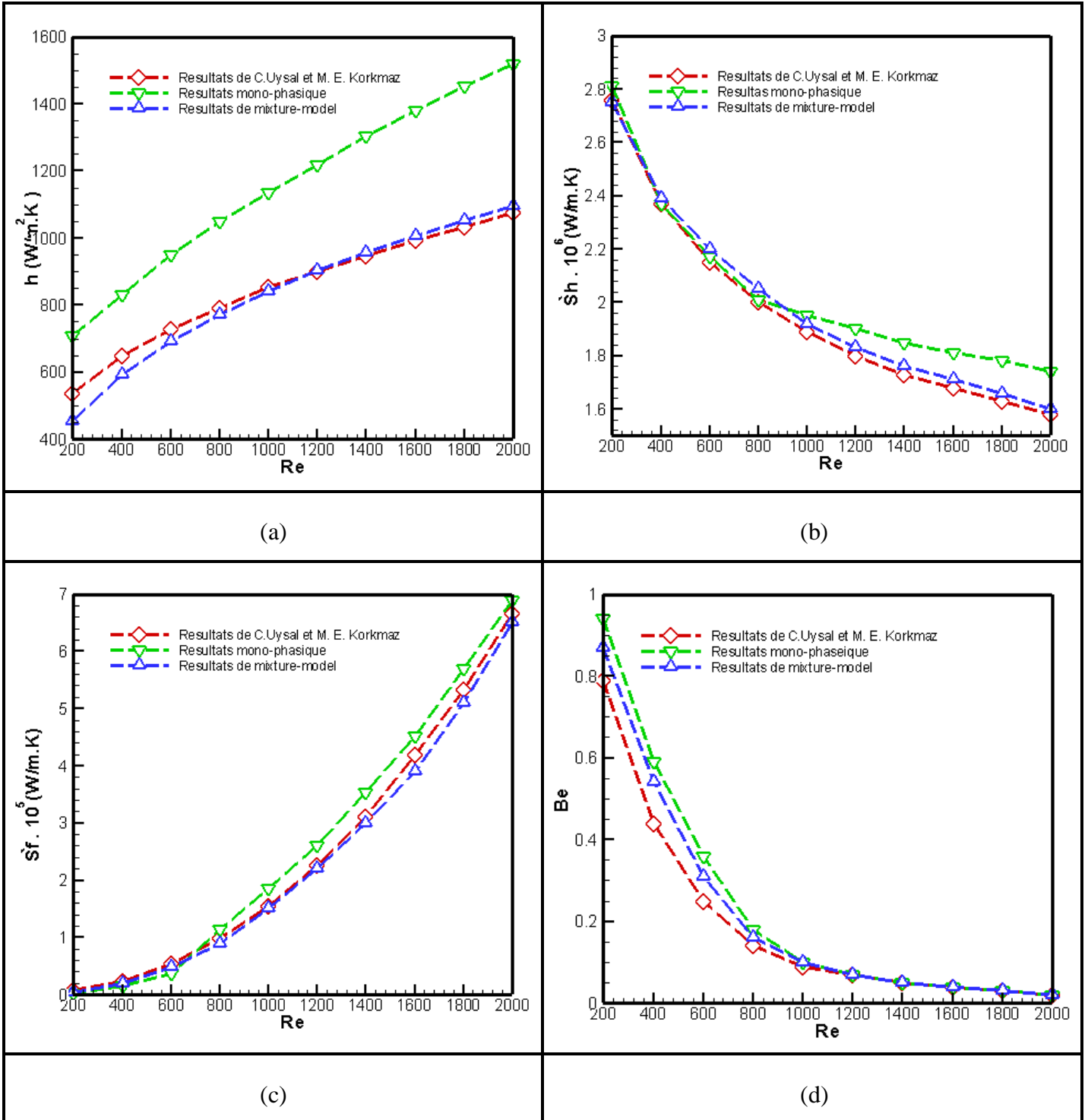
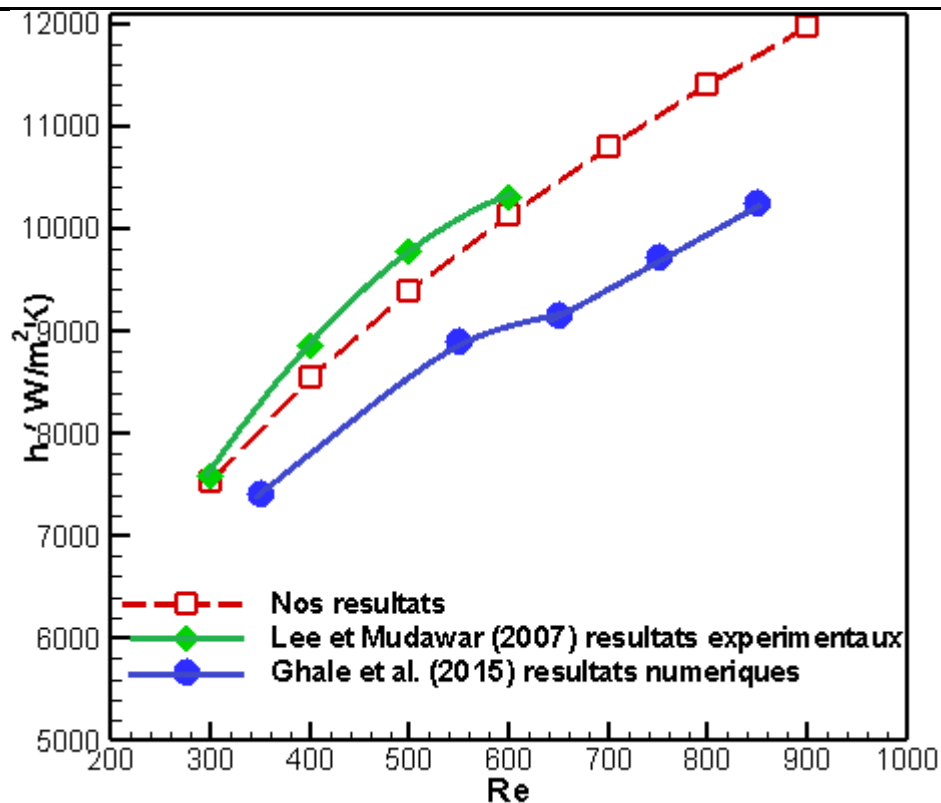


Figure IV.3 : Comparaison entre les résultats de l'étude actuelle et d'autres résultats de la littérature : Résultats de Uysal et Korkmaz (2019), (a) h , (b) S'_h , (c) S'_f , (d) Be , résultats expérimentaux de Lee et Mudawar (2007) et simulation numérique de Ghale et al. (2015): (e) h moyen.



(e)

Suite Figure IV.3

IV.5 RÉSULTATS ET DISCUSSION

L'étude de la convection mixte à l'aide de nano-substances hybrides ajoutées à l'eau dans un canal incliné équipé de 4 blocs chauds a été simulée pour analyser l'impact de nombreux paramètres tels que Ri, Re, ϕ , θ et la position des blocs sur les caractéristiques thermiques et d'écoulement en plus de leur influence sur l'irréversibilité.

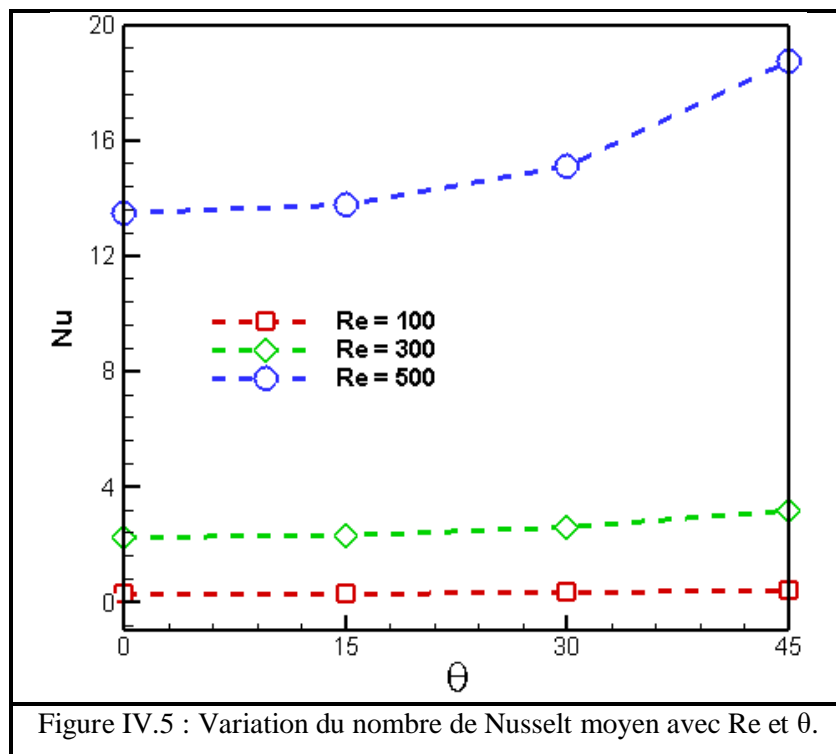
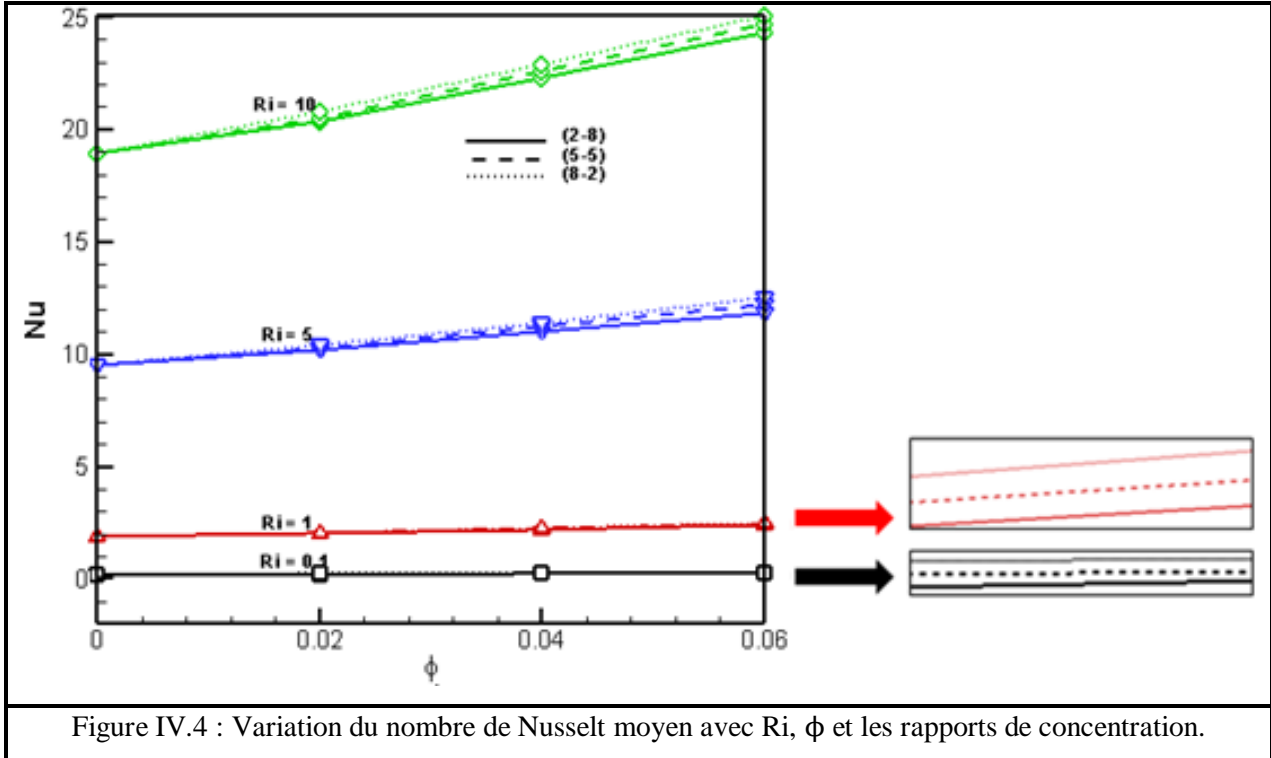
IV.5.1 La première section

IV.5.1.1 Nombre de Nusselt

La Figure IV.4 présente les valeurs de Nusselt moyen pour divers nombres de Richardson (0,1-10), la concentration volumétrique (0-0,06) et les rapports de concentration ((2:8), (5:5) et (8:2)). On observe que Nu augmente avec Ri à un nombre de Re constant en raison du flux thermique élevé imposé, et la présence de nanoparticules améliore le transfert de chaleur en raison de sa conductivité thermique élevée. Ainsi, Nu augmente

CHAPITRE IV : Résultats Et Discussion (Cas Diphasique)

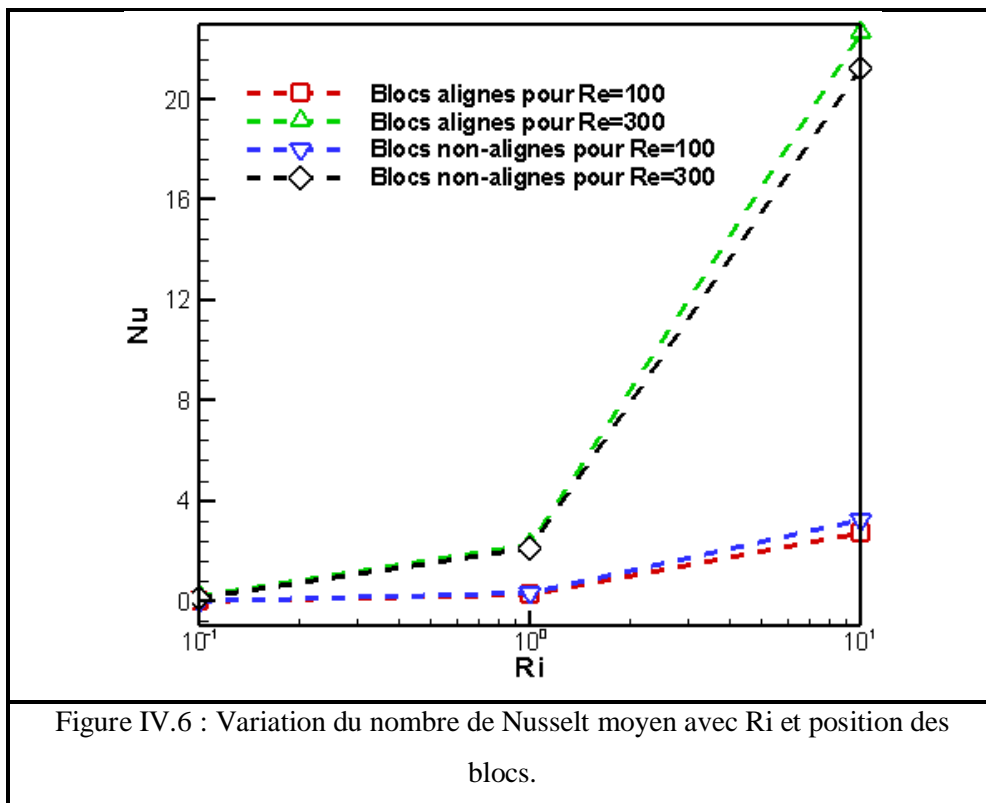
progressivement avec l'augmentation de ϕ la concentration volumétrique. On remarque également que Nu augmente davantage lorsque le pourcentage de nanotubes de carbone dépasse le pourcentage de cuivre, la différence entre les rapports est presque invisible aux faibles nombres de Ri mais elle est plus évidente à $Ri = 5$ et 10.



CHAPITRE IV : Résultats Et Discussion (Cas Diphasique)

La Figure IV.5 montre la variation de Nu avec l'angle d'inclinaison θ et le nombre de Re. Les graphiques montrent que l'élévation du nombre de Re affecte positivement le transfert de chaleur en augmentant le nombre de Nu, et plus le canal est incliné, plus le Nu augmente en raison de l'amélioration de la convection naturelle et de la force de flottabilité, cette variation est plus observée à des nombres de Re élevés.

L'effet de la position des blocs a également été traité comme le montre la Figure IV.6. Pour un faible nombre de Re ($Re = 100$), les valeurs du nombre de Nusselt moyen pour la position non-alignée sont supérieures à celles de la position alignée, mais pour un nombre de Re plus élevé ($Re = 300$), l'inverse est juste et c'est à cause de l'augmentation de la vitesse de refroidissement et de la zone de contact avec le flux froid.

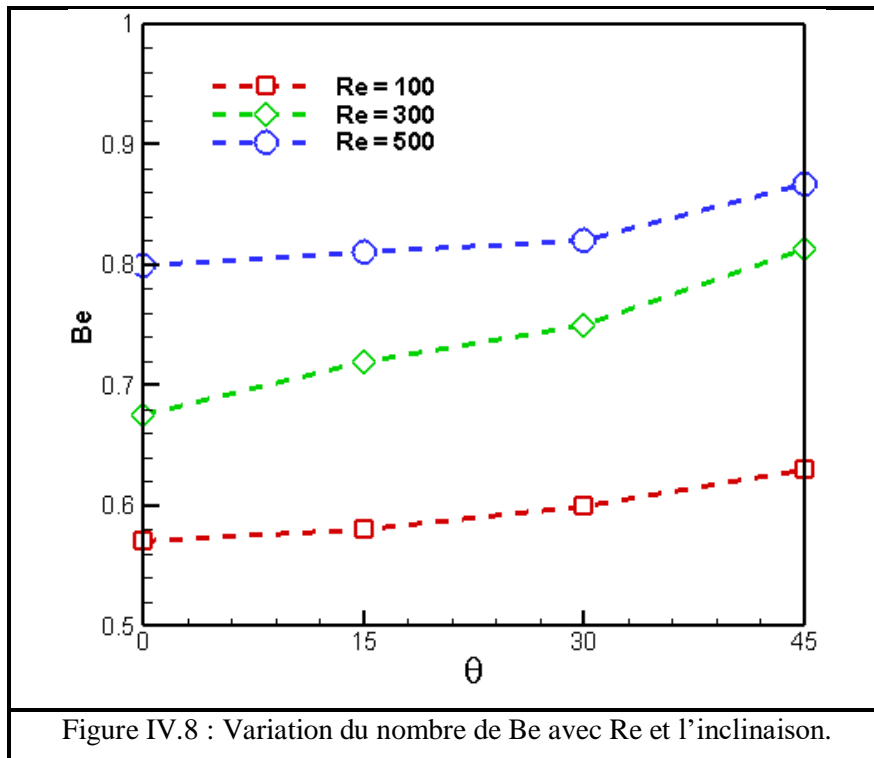
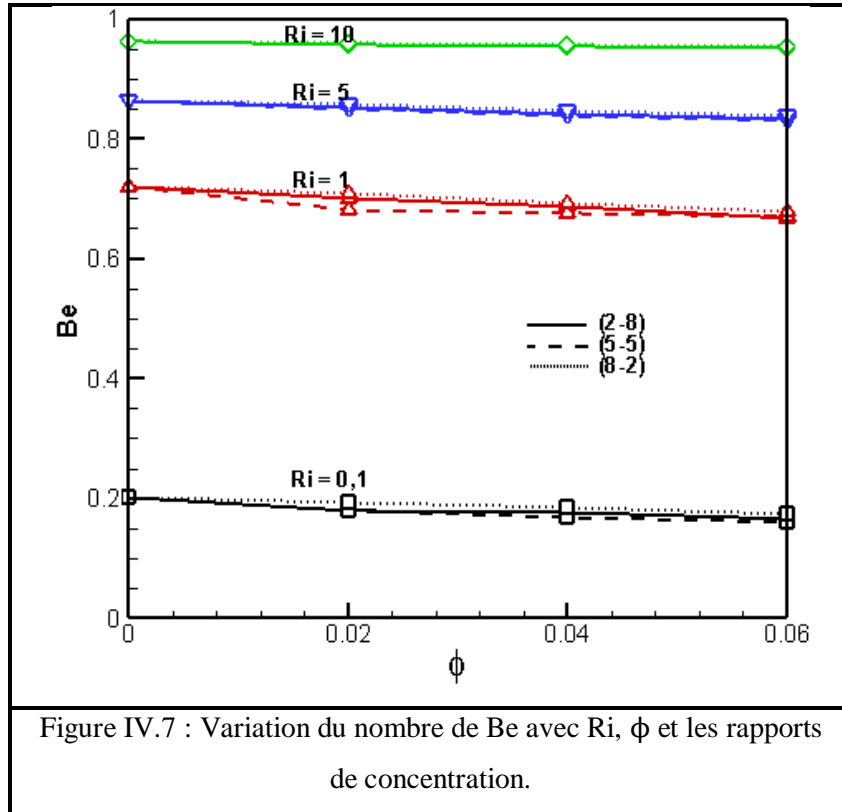


IV.5.1.2 Nombre de Bejan

La génération d'entropie a également été analysée dans cette section. Le nombre de Be tracé sur la Figure IV.7 montre les effets de la concentration volumétrique, des rapports de concentration et du nombre de Ri sur l'irréversibilité du processus. On constate que tous ces paramètres étudiés ont contribué à diminuer le nombre de Be, là pour expliquer que l'entropie due au transfert de chaleur devient moins dominant en raison du frottement du fluide, ces résultats ont été rapportés pour un nombre de Re constant ($Re = 300$), à faible nombre de Ri

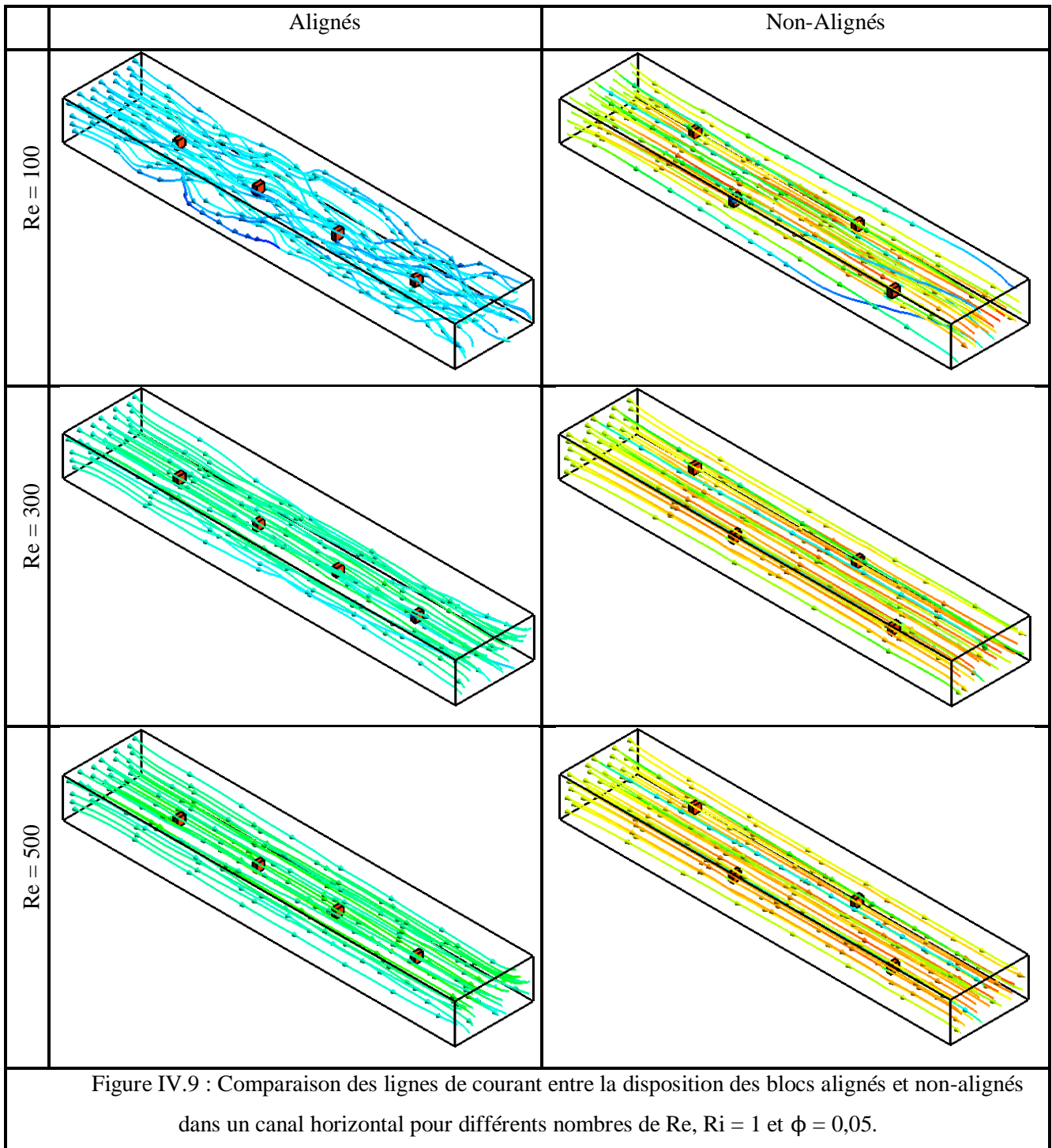
CHAPITRE IV : Résultats Et Discussion (Cas Diphasique)

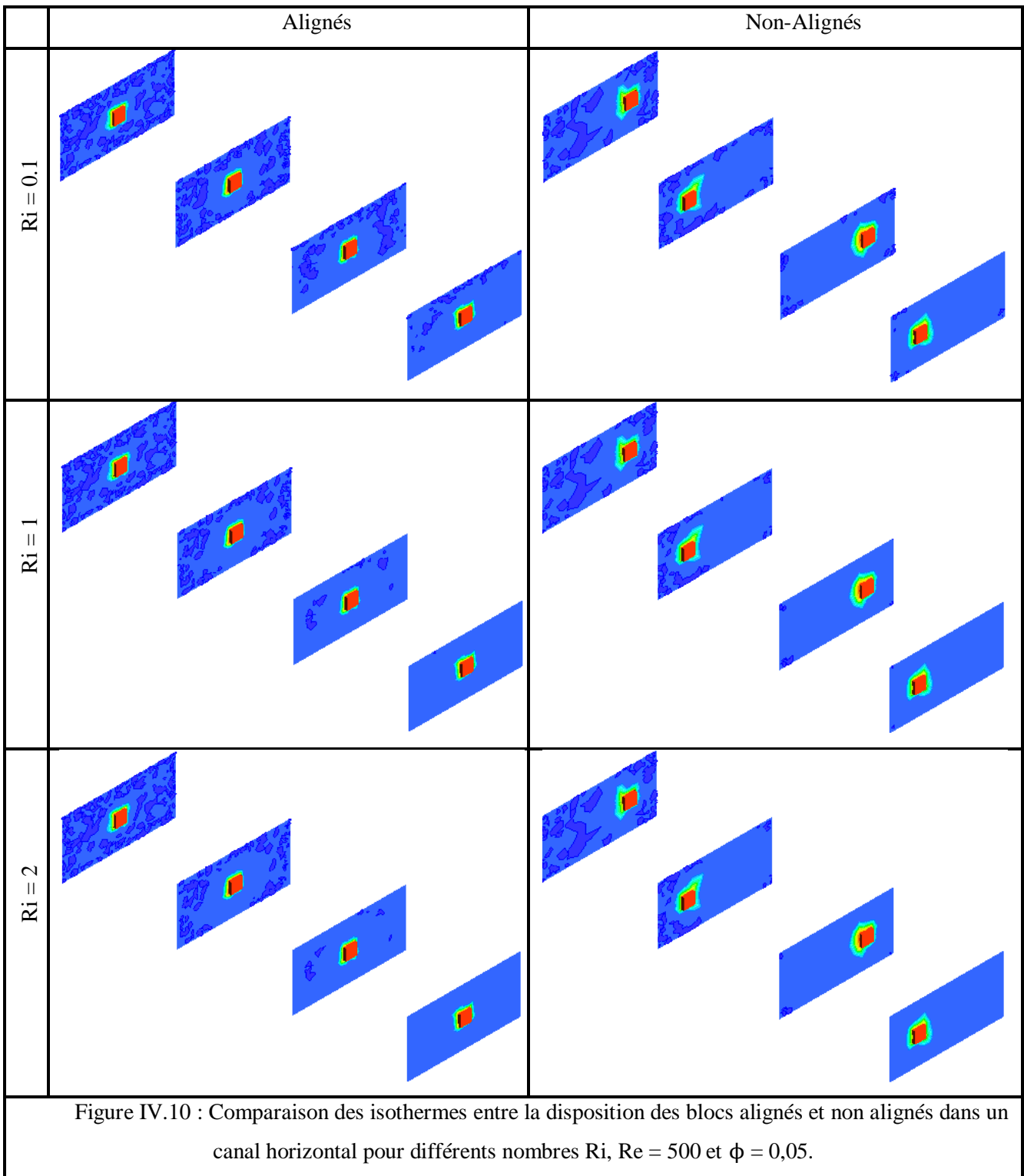
($Ri = 0,1$) comme indiqué sur la figure, il est clair que l'irréversibilité due au frottement du fluide domine celui dû au transfert de chaleur ($Be < 0,5$), où à $Ri = 1$ les paramètres précédents sont plus proches d'être égaux, mais à Ri élevé, l'entropie due au transfert de chaleur domine de plus en plus.



CHAPITRE IV : Résultats Et Discussion (Cas Diphasique)

La Figure IV.8 compare le nombre de Be entre différents nombres de Re et pour différents angles d'inclinaison. Les résultats révèlent comme on peut le voir auparavant que Be augmente à mesure que le canal s'incline (θ augmente). L'effet du nombre Re a été développé à un nombre Ri constant ($Ri = 1$), on remarque donc que l'augmentation du nombre Re provoque une augmentation du nombre Be.





IV.5.2 La deuxième section

IV.5.2.1 Effet de Ri, Re, ϕ et la position des blocs

L'observation des performances d'écoulement de fluide a été obtenue grâce à la comparaison des lignes de courant entre la disposition alignée et non-alignée des blocs à l'intérieur du canal illustré sur la Figure IV.9 pour un canal horizontal et différents Re où Ri = 1 et $\phi = 0,05$, comme cela peut être vu, les lignes de courant à faible Re sont désorganisées en

CHAPITRE IV : Résultats Et Discussion (Cas Diphasique)

particulier lorsque l'application de format aligné, et c'est à cause des faibles vitesses imposées dans la région d'entrée, ces flux se redressent plus lors de l'élévation de Re , l'arrangement non-aligné montre un meilleur flux rectiligne avec un développement de vitesse plus élevé pour tous les Re mentionnés en raison d'une meilleure propagation de la chaleur sur le canal qui a amélioré la vitesse et accéléré l'écoulement. La Figure IV.10 compare entre les positions des blocs pour différents nombres Ri . Dans les deux cas, on constate que l'augmentation de Ri améliore la distribution de température là où les zones froides semblent se rétrécir à mesure que Ri augmente. L'arrangement non-aligné aide à améliorer la propagation de la chaleur dans le canal, ce qui confirme l'accélération de l'écoulement démontrée sur la Figure IV.9.

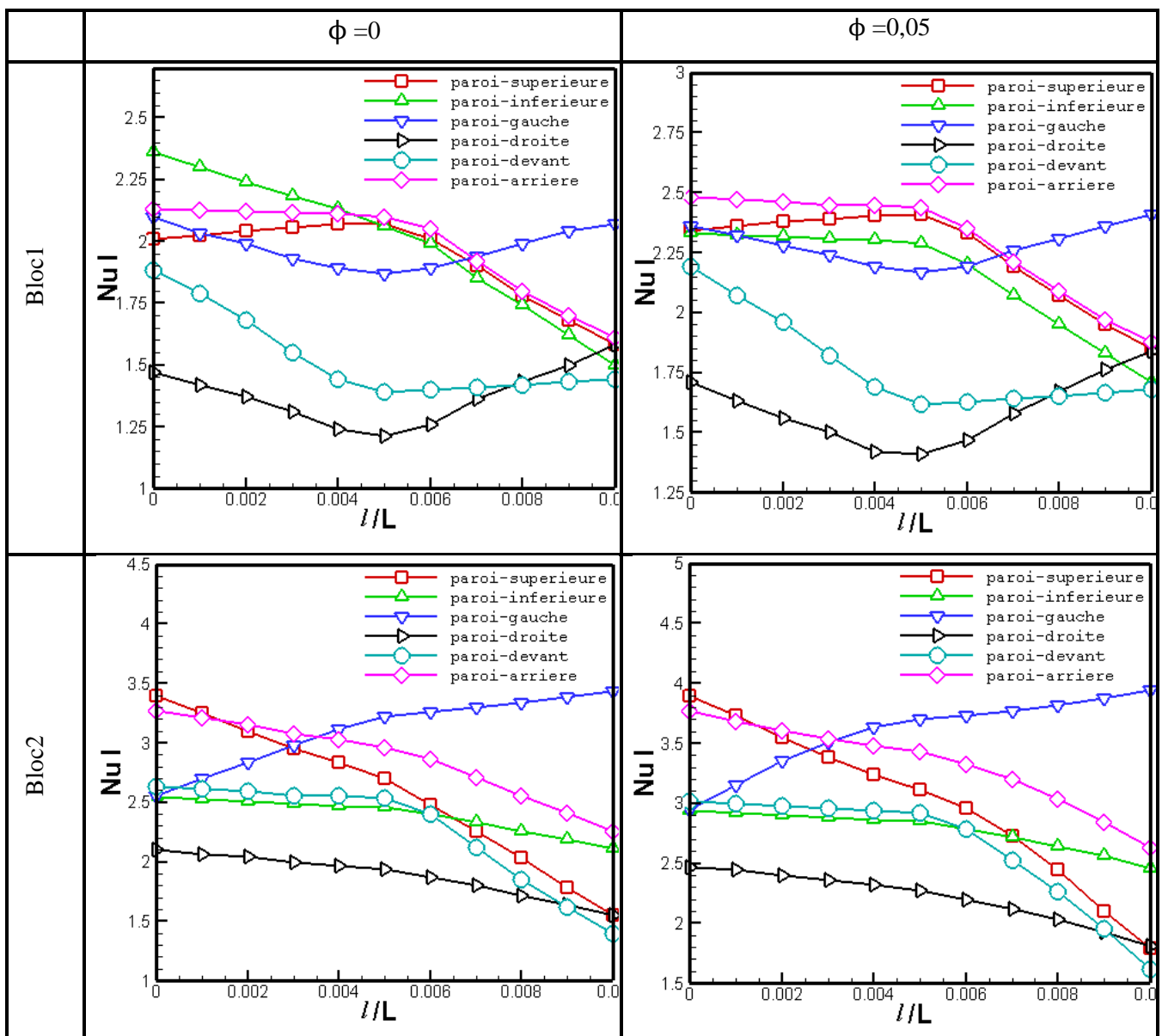
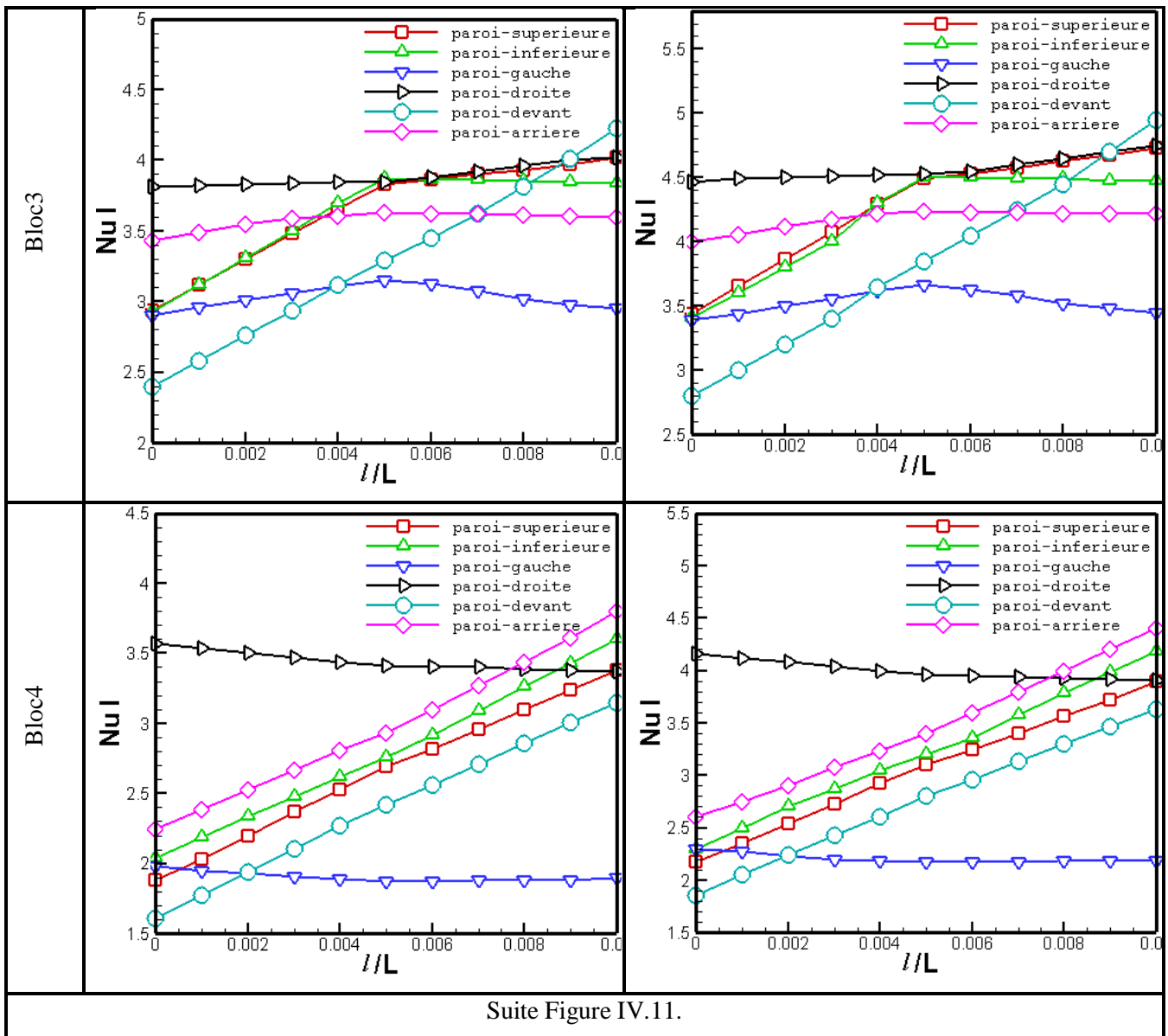


Figure IV.11 : Profils de Nusselt local à différentes parois de blocs pour $Re = 500$ et $Ri = 1$ (disposition alignée).



La Figure IV.11 montre des profils de nombre de Nusselt local à différentes parois de blocs pour $Re = 500$, $Ri = 1$ et compare entre les résultats de $\phi = 0$ et $\phi = 0,05$; les graphiques montrent que Nu_l a le même comportement pour les deux cas eau pure et nanofluid hybride à toutes les parois sauf que les valeurs de Nu_l soient plus élevées lorsque l'ajout de 5% de nanoparticules. On observe également que Nu_l augmente plus lorsque les blocs s'approfondissent dans le canal jusqu'à atteindre le dernier qui est proche de la sortie où une baisse notable de Nu_l est remarquée en raison du contact avec la température et la pression de l'air ambiant.

La Figure IV.12 représente la variation du nombre de Nusselt moyen pour diverses conditions imposées comme le nombre Ri , le nombre Re et l'emplacement des obstacles chauds dans le canal en plus de ϕ , qui définissent les caractéristiques de transfert de chaleur et

CHAPITRE IV : Résultats Et Discussion (Cas Diphasique)

de l'écoulement de fluide, les profils illustrent que Nu augmente toujours avec l'augmentation du flux thermique imposée par suite de l'augmentation de Ri pour les deux positions; cependant, il est à noter que le transfert de chaleur est plus considérable quand les blocs sont dans un réseau horizontal.

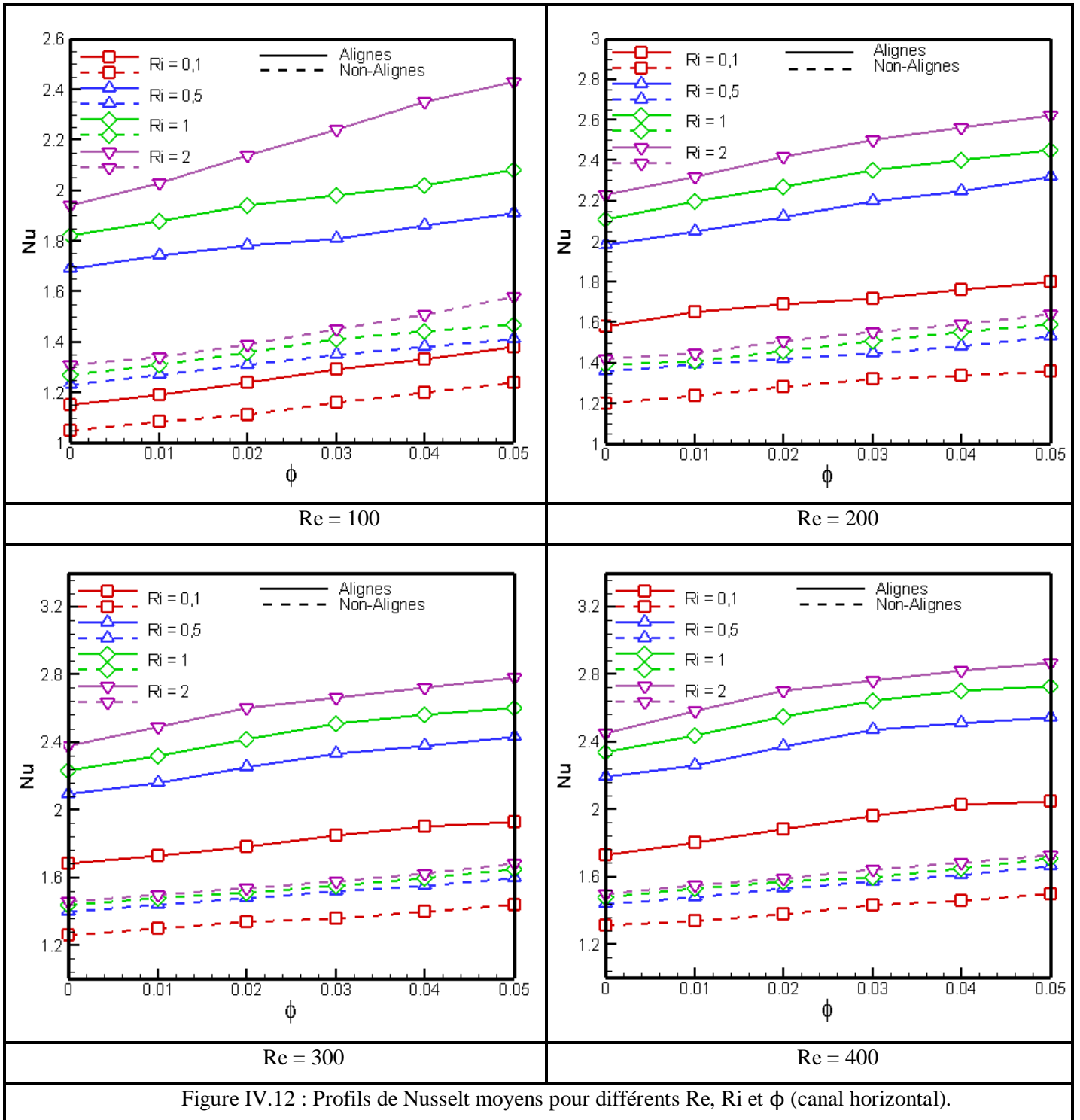
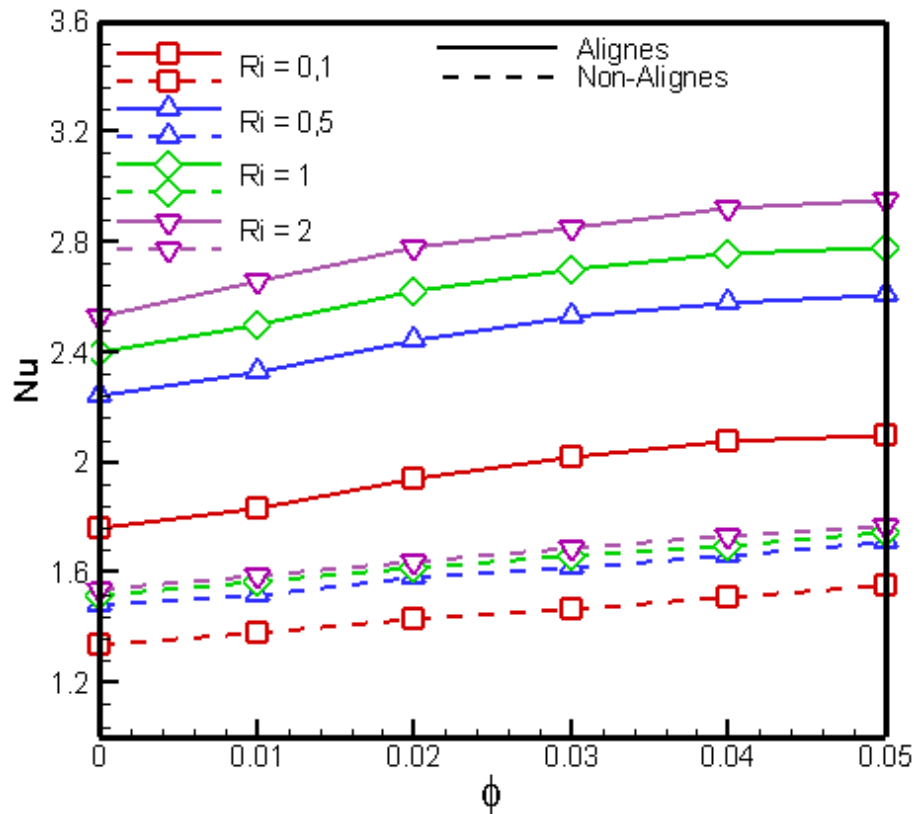


Figure IV.12 : Profils de Nusselt moyens pour différents Re , Ri et ϕ (canal horizontal).



Re = 500

Suite Figure IV.12

On constate également que l'accélération de l'écoulement affecte le transfert de chaleur en augmentant les valeurs des nombres Nu. Ainsi, plus le nombre de Re augmente, plus le transfert de chaleur se développe en raison de l'augmentation de l'influence de la convection forcée pour toutes les configurations utilisées. Ce résultat a également été confirmé par **Khosravi et al. (2019)**, déclarant que l'incrément de Re réduit l'épaisseur thermique autour des parois chaudes, ce qui améliore le transfert de chaleur; par conséquent, la distribution de chaleur sur la Figure IV.10 est plus largement dans le canal pour l'arrangement non-aligné, mais les valeurs de Nu moyens sont plus élevées pour l'arrangement aligné présenté dans la Figure IV.12 en raison de l'épaisseur thermique.

Le volume des nanoparticules a également une influence sur le comportement des fluides. L'ajout de nanosubstances a également un effet évident sur le nombre de Nu en raison de leur conductivité thermique élevée et de leur impact sur la viscosité du fluide, **Al-Rashed et al. (2018)** ont constaté que le nombre de Nu augmente avec l'augmentation de la concentration volumique de nanoparticules. C'est pourquoi les résultats illustrés sur la Figure IV.12 montrent qu'autant que leur taux de pourcentage présent dans eau augmente, les valeurs

CHAPITRE IV : Résultats Et Discussion (Cas Diphasique)

Nu s'améliorent pour tous les nombres Re et Re testés pour les positions alignées et non-alignées. Cependant, les blocs alignés révèlent de meilleures valeurs pour tous les cas étudiés.

La Figure IV.13 illustre la génération d'entropie adimensionnelle S_h due au gradient de température par rapport à Ri , Re et ϕ pour les positions de blocs chauds mentionnées; les graphiques rapportent que l'élévation de Ri provoque une élévation fine, mais observée de S_h en raison de l'augmentation de la chaleur émise par les blocs chauds, cette élévation diminue lorsque Re augmente, ce qui est identique aux conclusions d'**Uysal et Korekmaz (2019)**, qui ont confirmé que l'irréversibilité due au transfert de chaleur diminue lorsque Re augmente.

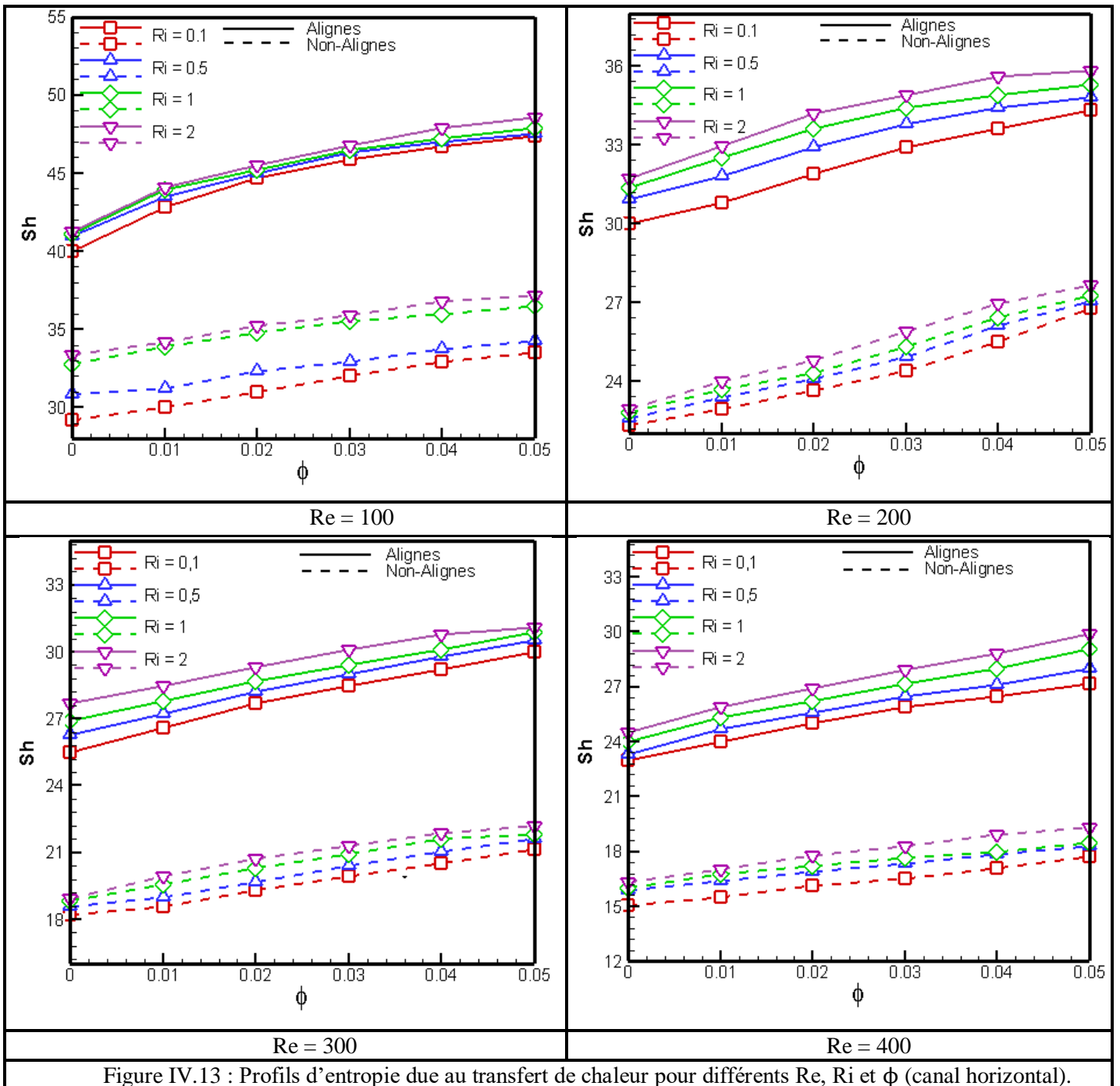
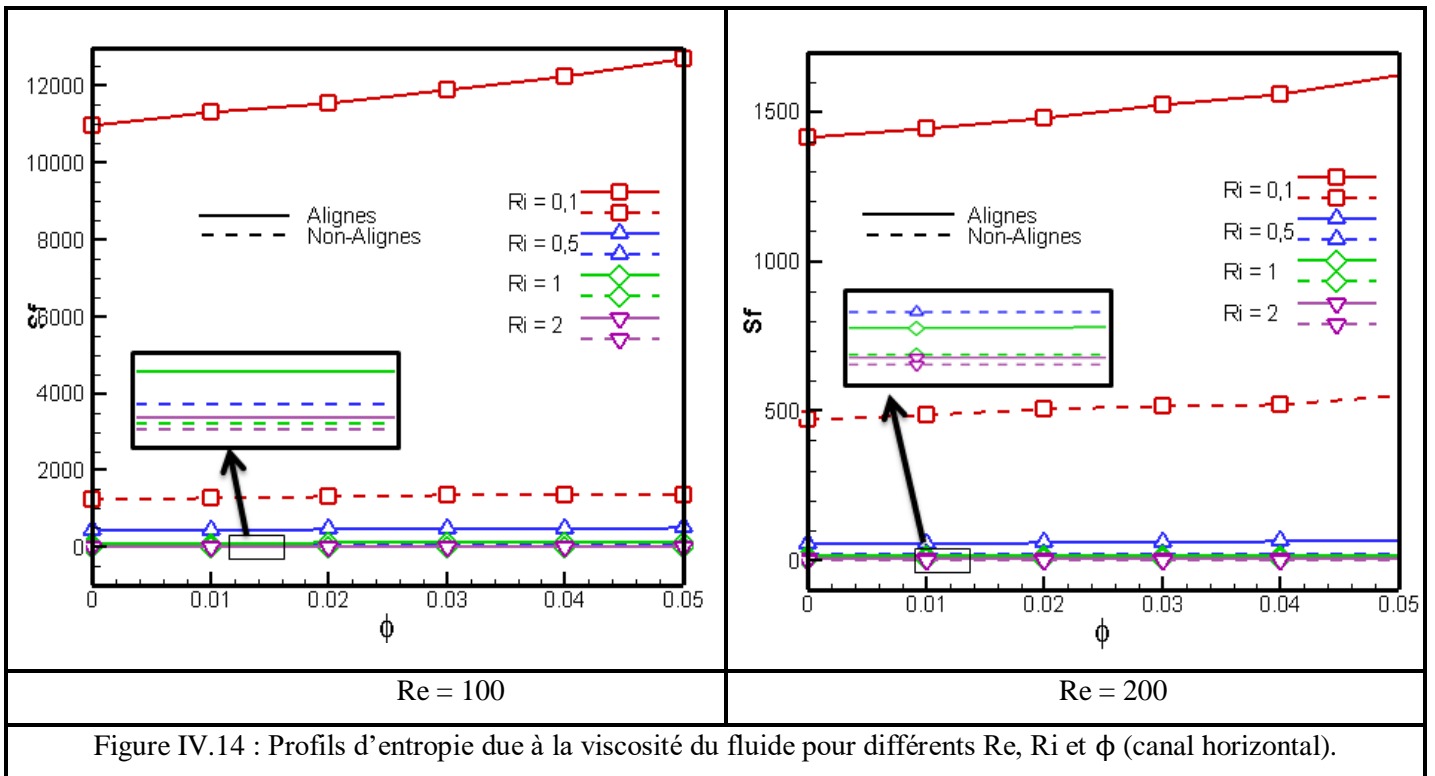
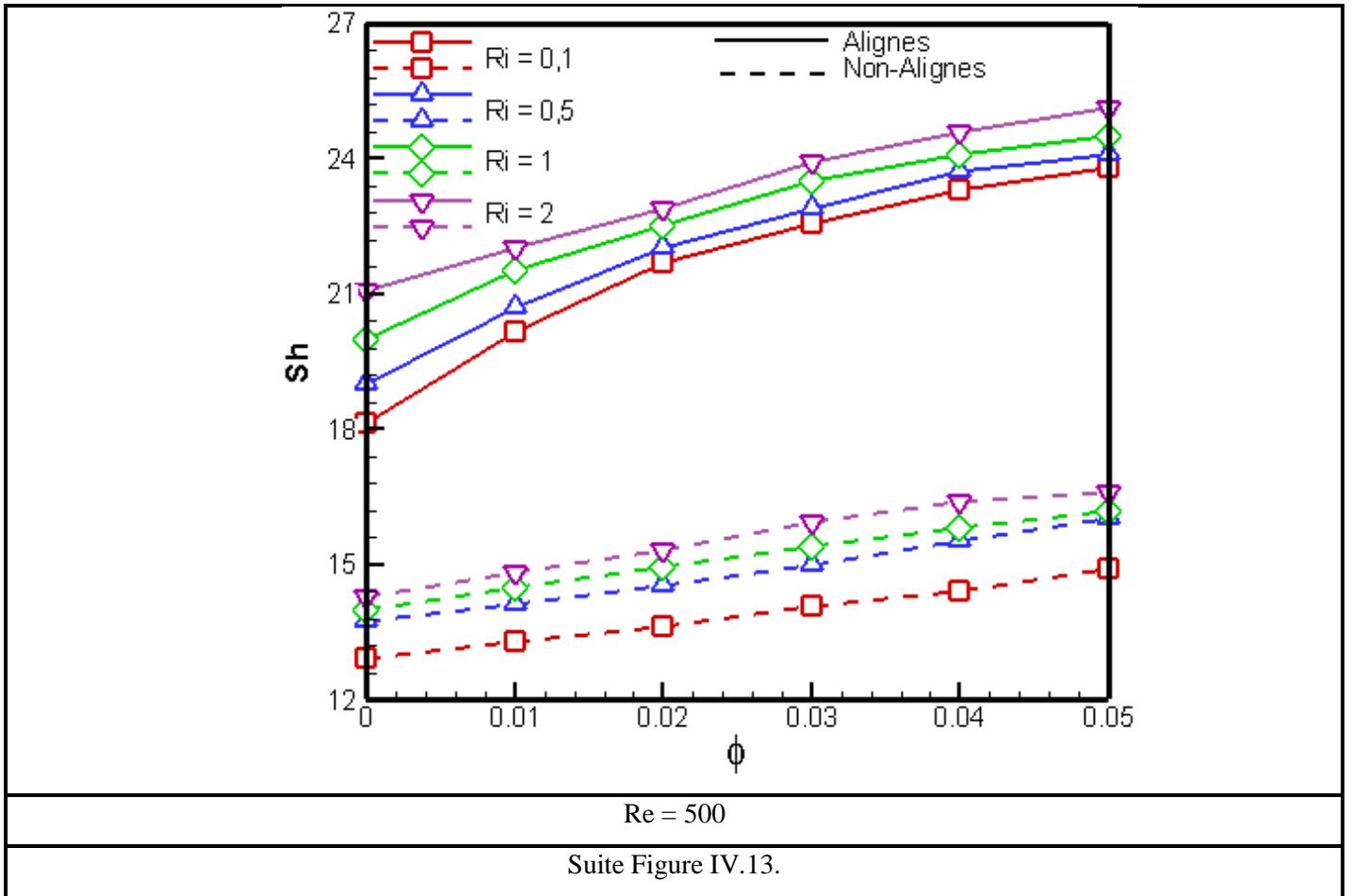
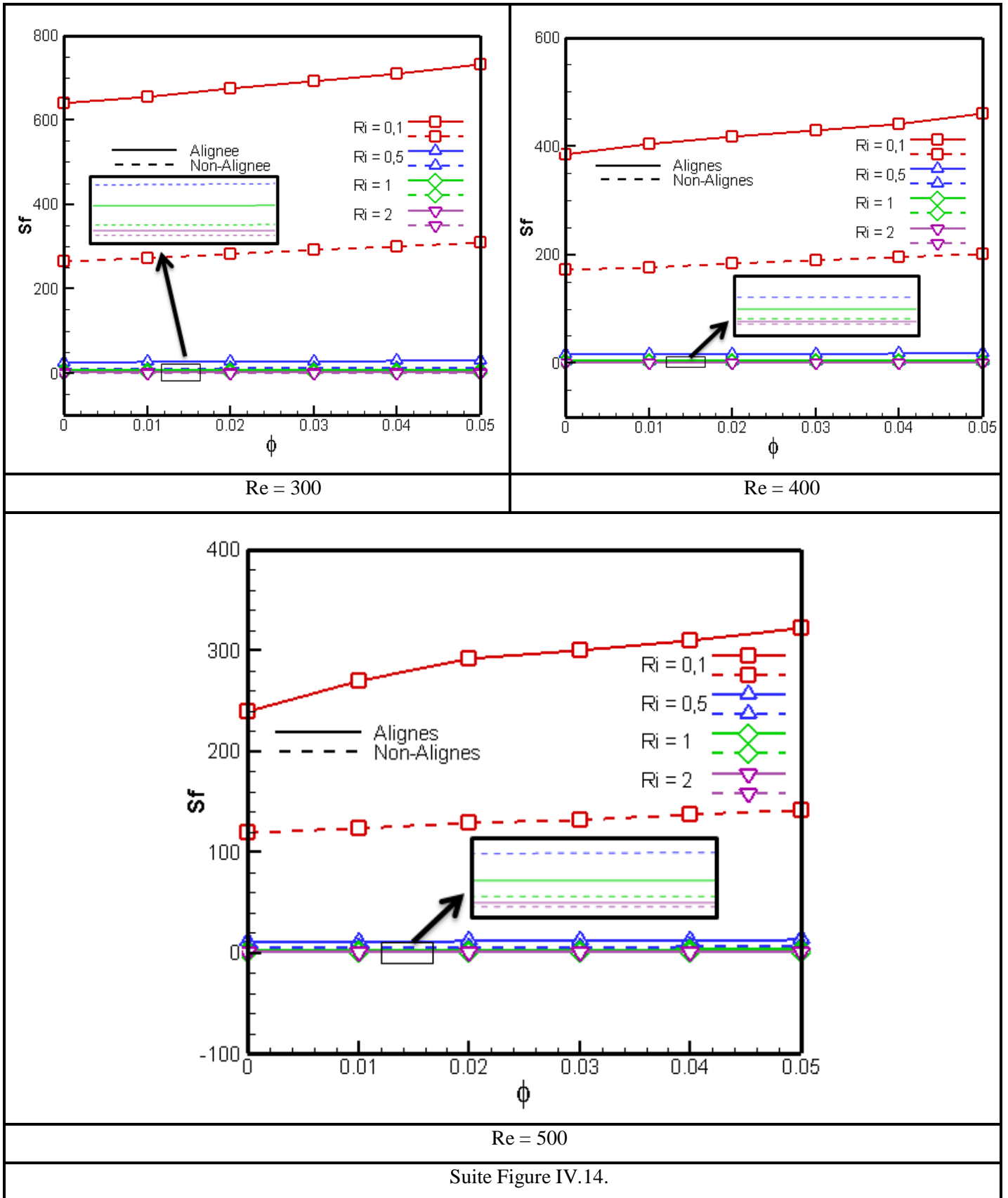


Figure IV.13 : Profils d'entropie due au transfert de chaleur pour différents Re , Ri et ϕ (canal horizontal).

CHAPITRE IV : Résultats Et Discussion (Cas Diphasique)



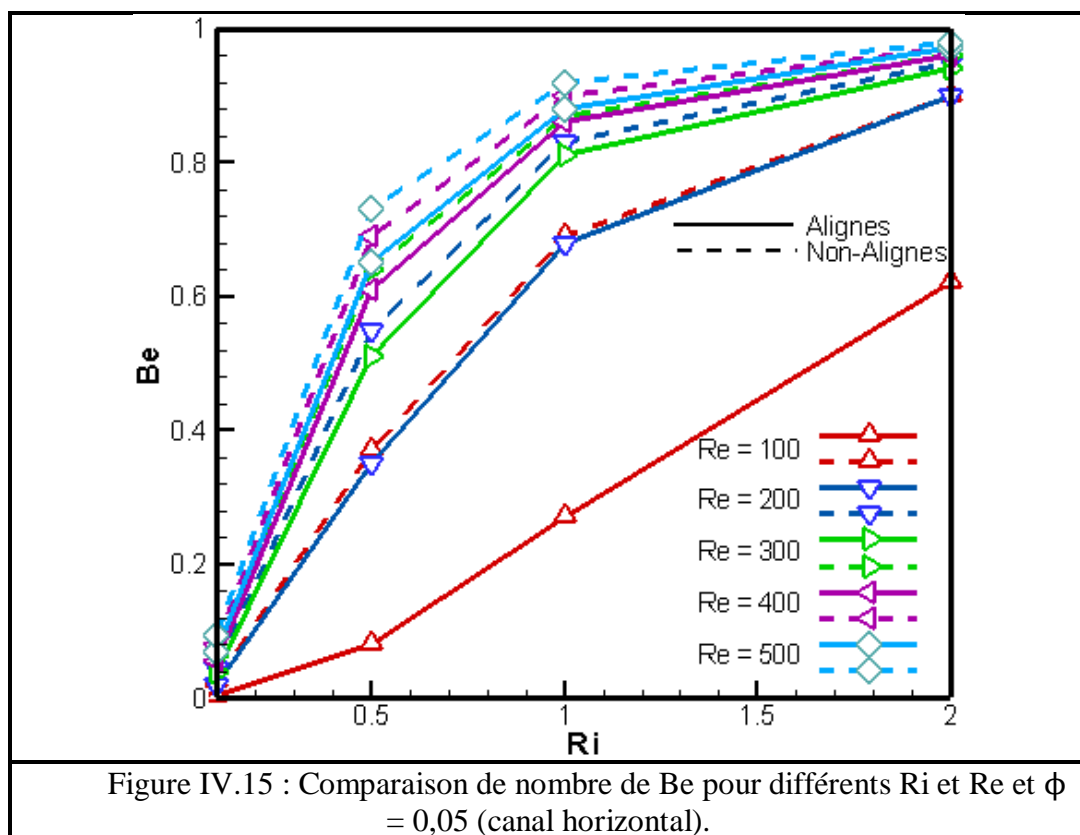
CHAPITRE IV : Résultats Et Discussion (Cas Diphasique)



Suite Figure IV.14.

CHAPITRE IV : Résultats Et Discussion (Cas Diphasique)

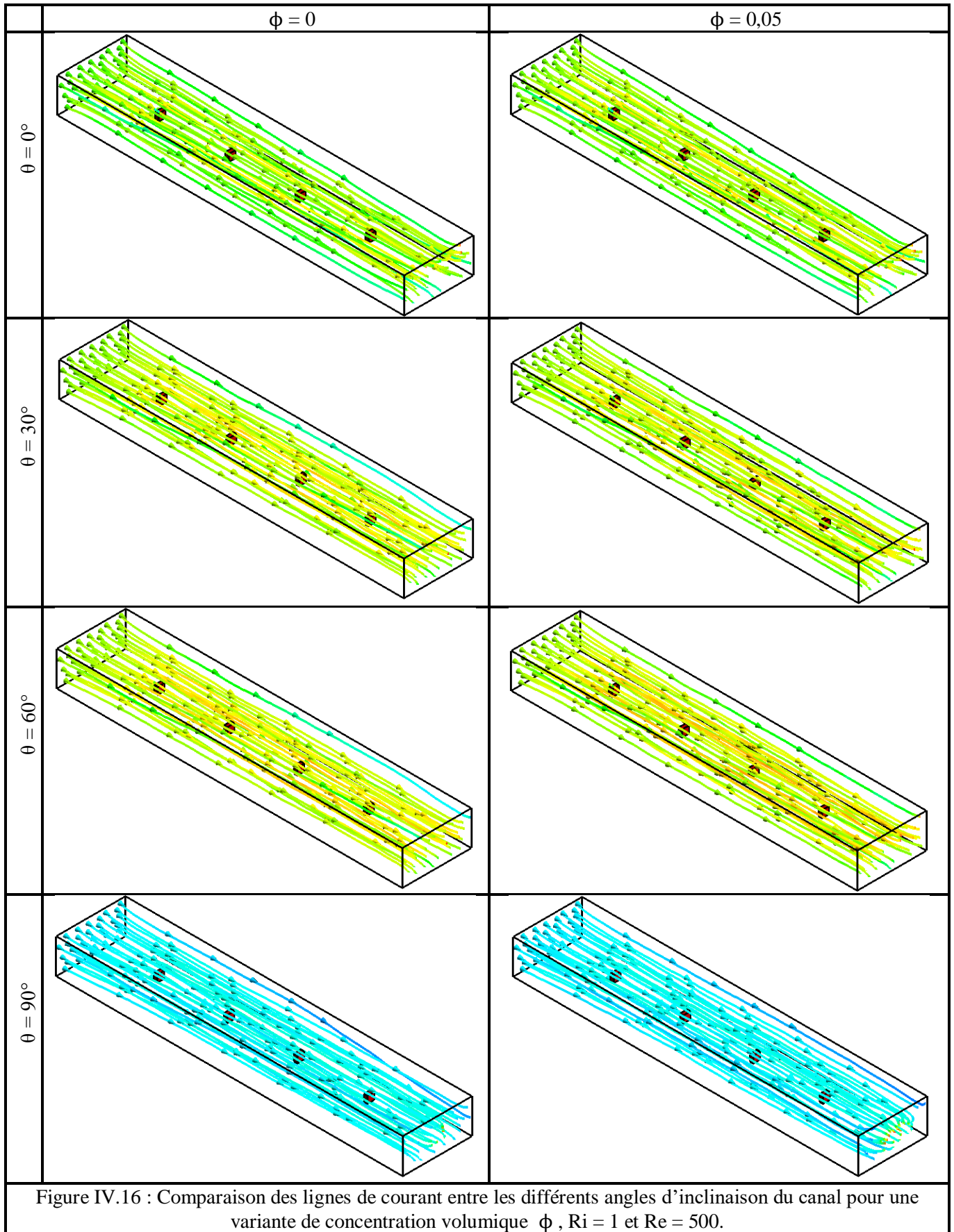
L'augmentation de ϕ provoque également une augmentation des valeurs de S_h pour les cas étudiés, mais l'arrangement non-aligné donne des valeurs de S_h plus faibles en raison du faible gradient de la température autour des blocs. Les profils S_f tracés sur la Figure IV.14 indiquent que le nombre de Re et ϕ intensifient la génération d'entropie en raison du frottement du fluide, mais ses valeurs diminuent à mesure que le nombre de Ri augmente. En outre, la disposition non-alignée révèle les valeurs les plus basses. La comparaison de nombre de Be pour différents Ri et Re à $\phi = 0,05$ est analysée dans la Figure IV.15. Il est évident que l'incréméntation de tous les paramètres mentionnés provoque une élévation du nombre Be et la position non-alignée démontre un taux Be plus élevé.



IV.5.2.2 Effet de Ri , Re , ϕ et de l'angle d'inclinaison du canal

Dans cette partie, l'inclinaison du canal a été prise comme sujet d'intérêt, le canal est incliné pour quatre angles de 0° , 30° , 60° et 90° d'où 0° est un canal horizontal et 90° est un canal vertical.

La Figure IV.16 révèle une comparaison des lignes de courant pour des inclinaisons de canal variables θ pour $Ri = 1$ et $Re = 500$; les lignes illustrent que les vecteurs de vitesse les plus intensifiés se trouvent à 60° d'inclinaison où le plus bas est à 90° .



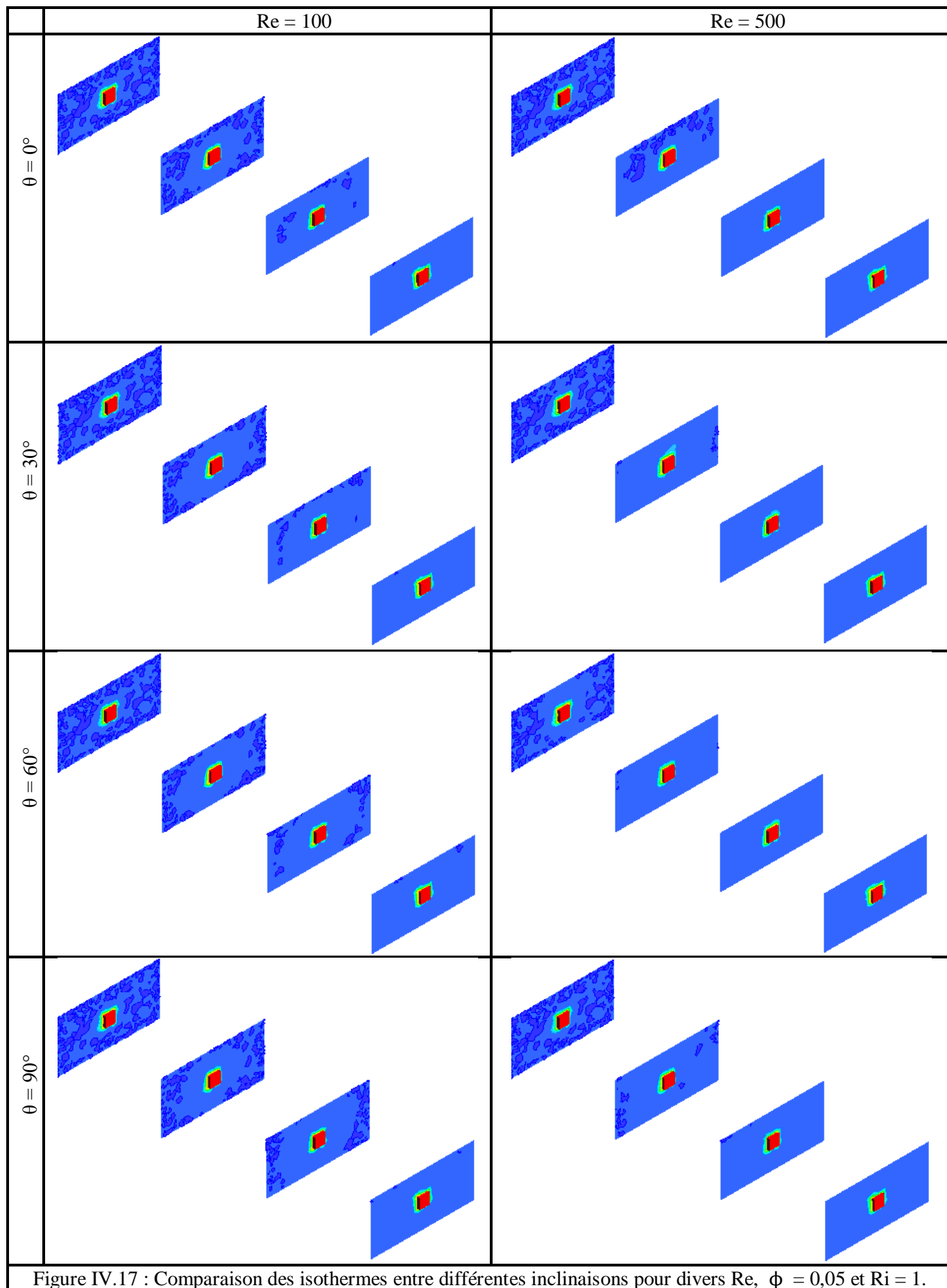
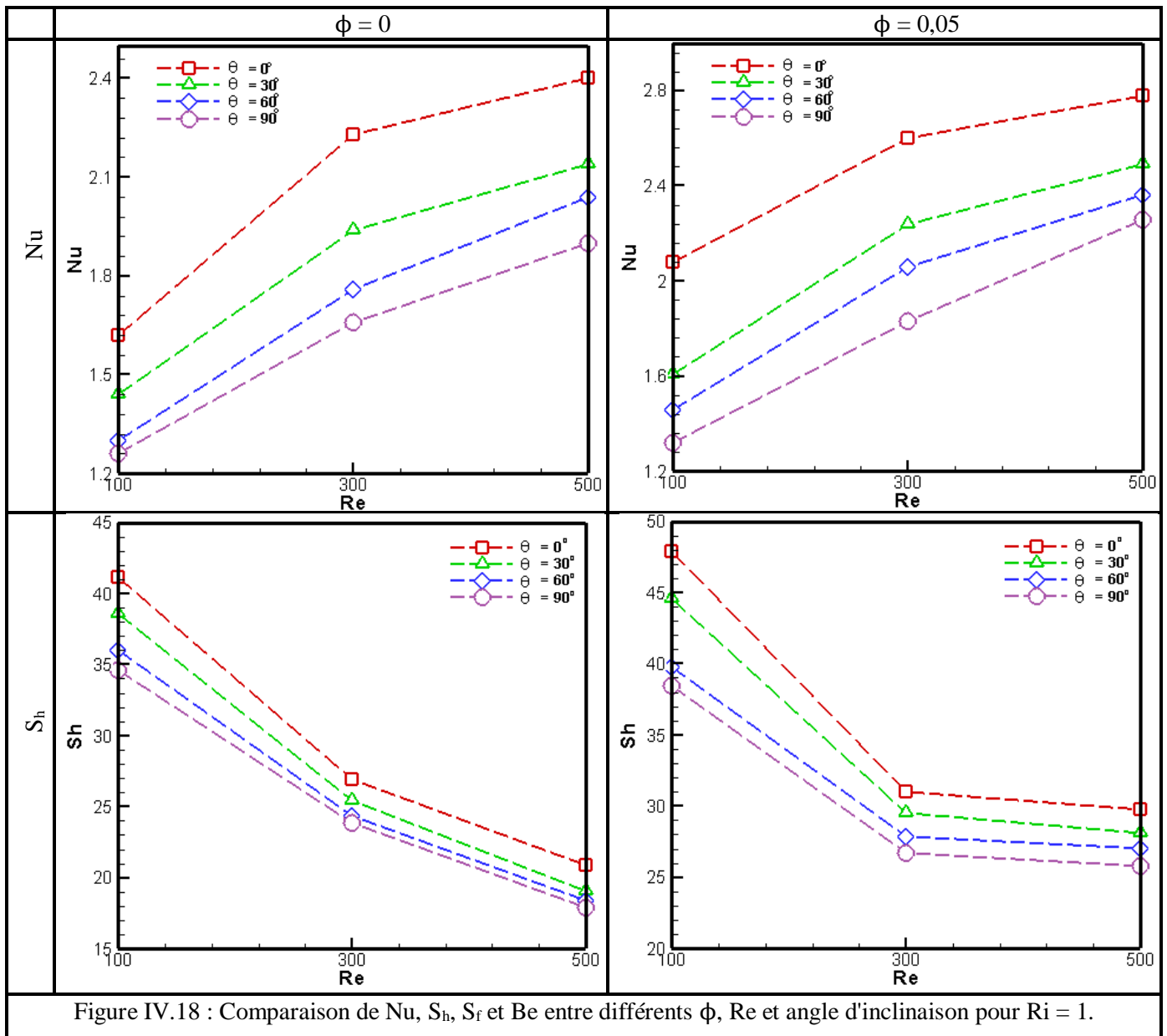


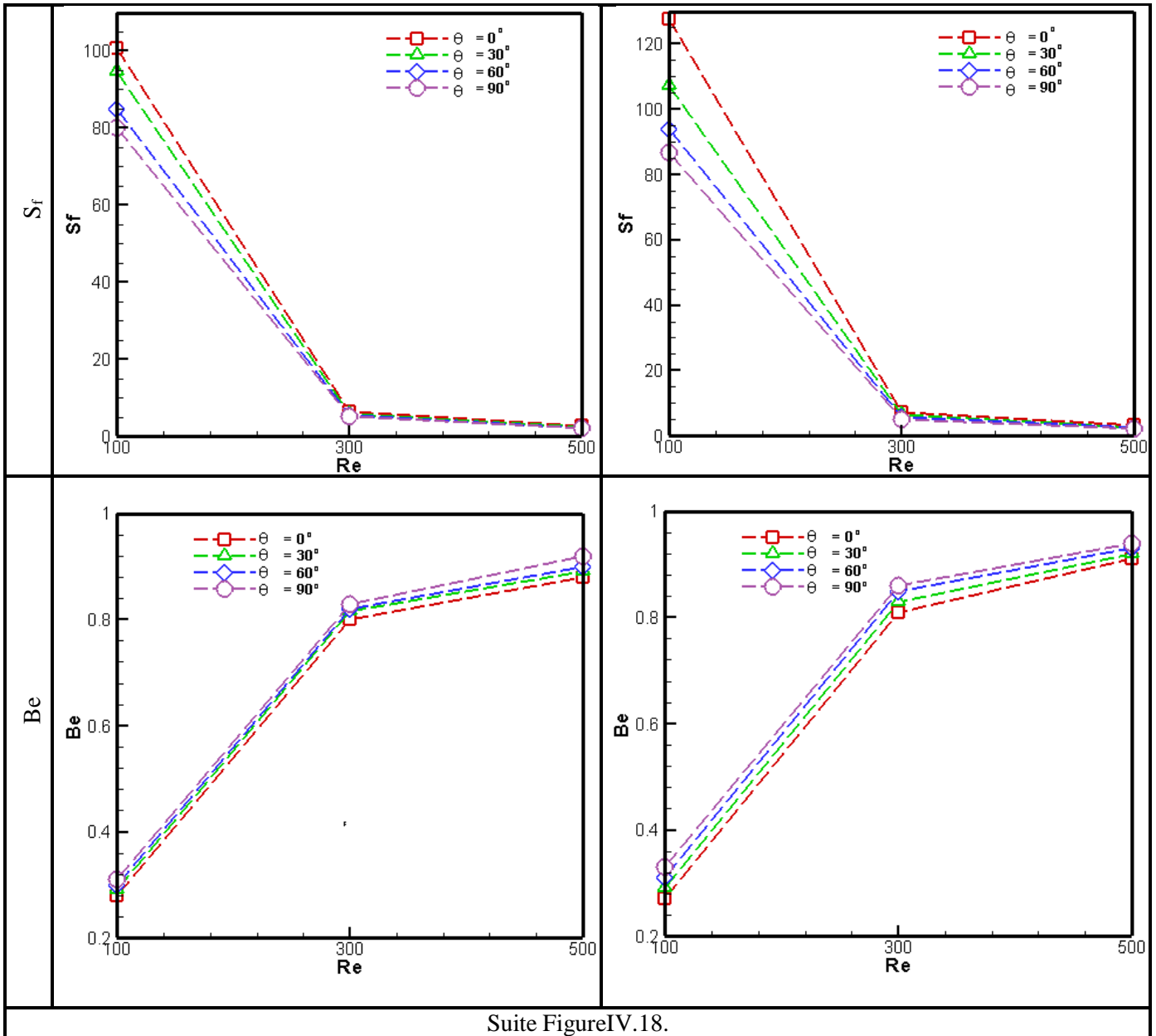
Figure IV.17 : Comparaison des isothermes entre différentes inclinaisons pour divers Re, $\phi = 0,05$ et $Ri = 1$.

CHAPITRE IV : Résultats Et Discussion (Cas Diphasique)

L'augmentation de ϕ décrit également que l'ajout de nanoparticules améliore l'écoulement du fluide et le développement de la vitesse. Les isothermes pour différentes inclinaisons et Re sont présentés pour $\phi = 0,05$ et $Ri = 1$ sur la Figure IV.17 dans laquelle démontrent que la propagation de la température est plus large à 60° et qui est plus évidente à des nombres de Re élevés, contrairement à l'angle de 90° apparition de zones froides réparties dans le canal notamment dans l'entourage d'entrée, qui explique une faible propagation de la chaleur sur le canal. Ces résultats montrent un très bon accord avec les lignes de courant de la figure précédente.



CHAPITRE IV : Résultats Et Discussion (Cas Diphasique)



La Figure IV.18 examine le nombre de Nu moyen, S_h , S_f et Be pour différentes inclinaisons θ , Re et ϕ à $Ri = 1$, où les modes de convection forcée et naturelle sont égaux. Ces profils indiquent que l'augmentation de Re conduit à une augmentation de valeurs du Nu dues à l'amélioration de l'écoulement du fluide, mais affectent S_h et S_f avec une influence opposée en diminuant leurs valeurs d'une manière qui élève leur ration présentée par le nombre Be, à la fois pour l'eau pure et le nanofluid hybride avec une présence de 5% de nanoparticules. Cependant, l'impact de Re est beaucoup plus important pour les cas de nanofluides hybrides, où l'on trouve des valeurs plus élevées de Nu, S_h , S_f et Be. L'effet d'inclinaison sur cette figure montre que lorsque θ est plus incliné, la valeur de Nu, S_h et S_f

CHAPITRE IV : Résultats Et Discussion (Cas Diphasique)

diminue et Be augmente, ce qui signifie que le canal horizontal révèle les valeurs Nu , S_h et S_f les plus élevés et les plus basses de Be .

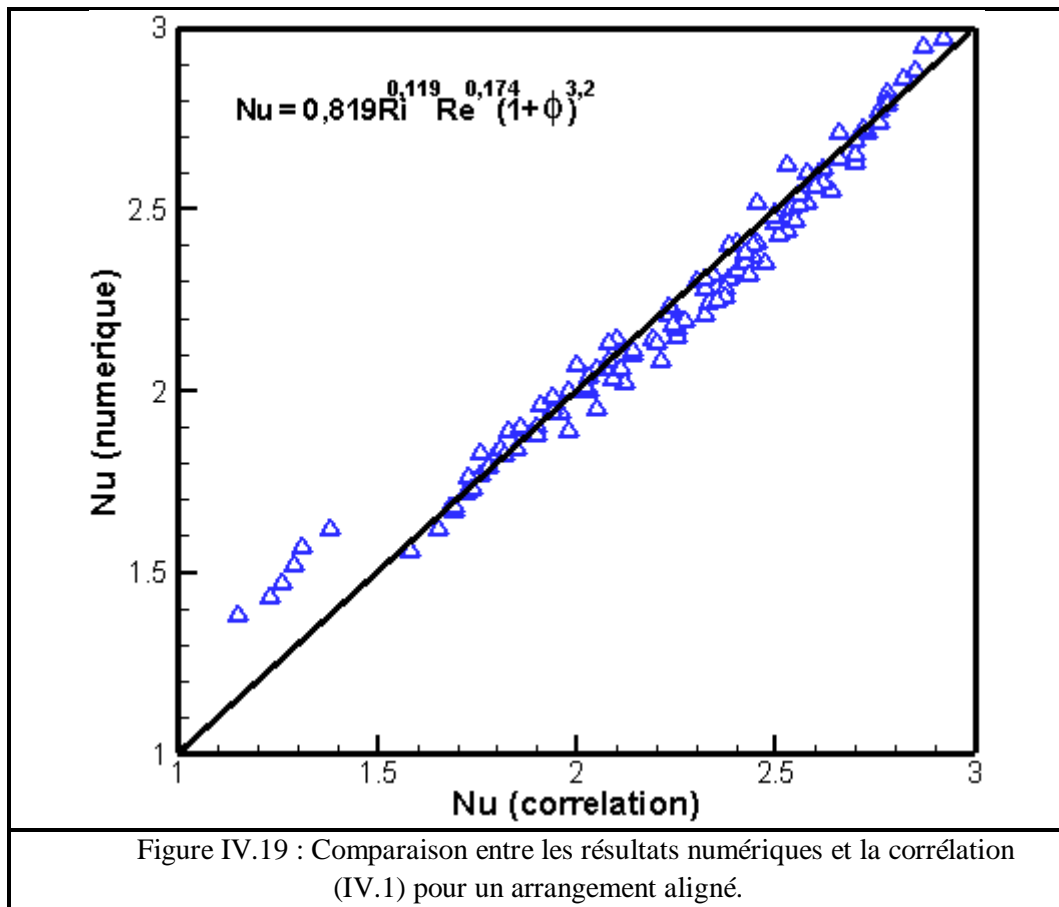
Deux corrélations ont été développées pour prédire les effets de ϕ , Re et Ri sur les valeurs Nu moyen pour les arrangements alignés et non-alignés en utilisant un nanofluide hybride Al_2O_3-Cu/eau (voir Figure IV.19 et Figure IV.20), qui sont valident pour $0 \leq \phi \leq 0,05$; $100 \leq Re \leq 500$ et $0,1 \leq Ri \leq 2$. D'après la comparaison entre les résultats numériques et les corrélations illustrée dans les figures; on peut constater qu'un très bon accord a été obtenu.

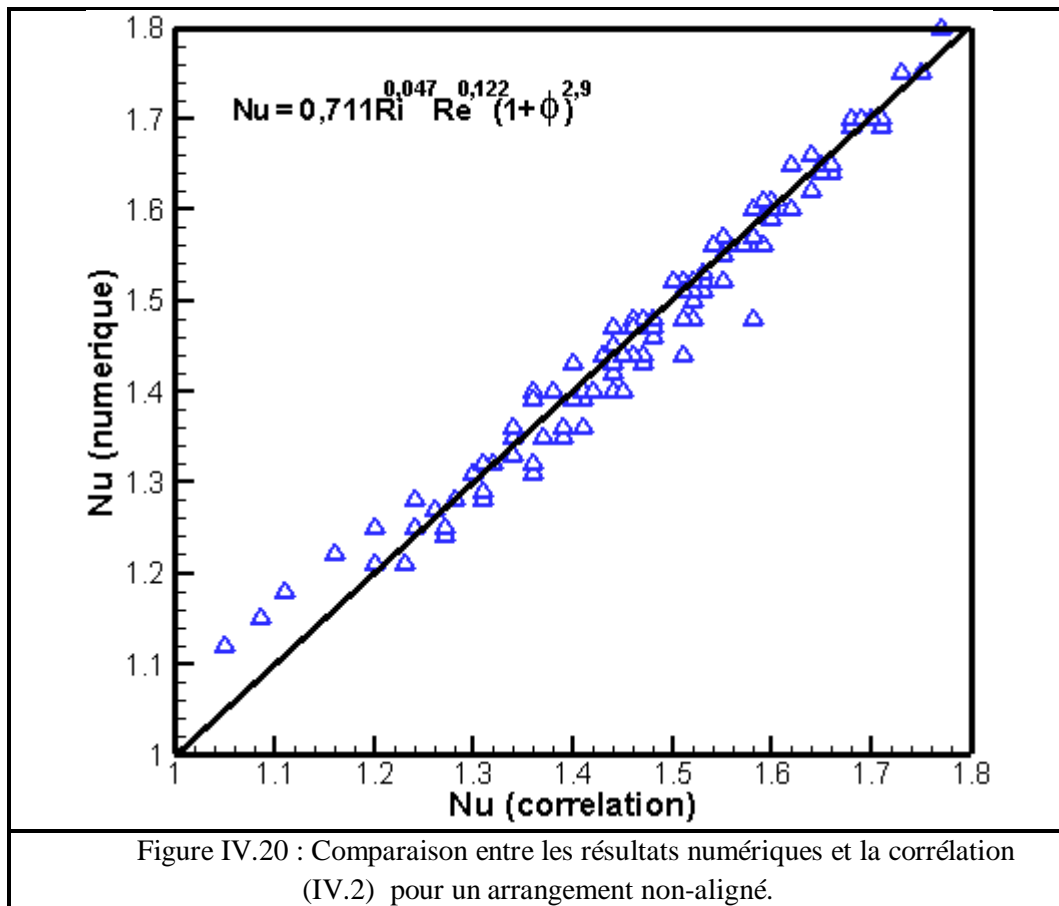
- Corrélation pour l'arrangement Aligné :

$$Nu = 0,819 Ri^{0,119} Re^{0,174} (\phi + 1)^{3,2} \quad (IV.1)$$

- Corrélation pour l'arrangement Non-Aligné :

$$Nu = 0,711 Ri^{0,047} Re^{0,122} (\phi + 1)^{2,9} \quad (IV.2)$$





IV.6 CONCLUSION

Le transfert de chaleur laminaire par convection mixte et la génération d'entropie de nanofluides hybrides CNT-Cu/eau dans un canal incliné avec 4 blocs chauds à l'intérieur ont été étudiés numériquement. Les effets de Reynolds, Richardson, l'angle d'inclinaison, les rapports de concentration et la position des blocs ont été analysés. Les résultats les plus significatifs sont:

- Lorsque les nanoparticules sont immergées dans un fluide, elles sont capables d'augmenter la capacité de transfert de chaleur du fluide de base. Si le frottement de volume augmente, l'effet devient plus important.
- Le transfert de chaleur est plus amélioré, car le pourcentage de nanoparticules de CNT domine sur les nanoparticules de Cu dans le fluide.
- L'angle d'inclinaison améliore Nu en particulier aux valeurs élevées de Re.
- Les valeurs moyennes des nombres de Nusselt augmentent avec tous les paramètres étudiés.

CHAPITRE IV : Résultats Et Discussion (Cas Diphasique)

- La position non alignée des blocs donne un meilleur transfert de chaleur uniquement à de faibles nombres de Reynolds.
- L'irréversibilité due au transfert de chaleur domine sur l'irréversibilité due au frottement du fluide à des nombres Ri et Re élevés.
- Lorsque la concentration des nanoparticules augmente, le nombre Be diminue et il augmente avec l'inclinaison du canal.

Le transfert de chaleur par convection mixte laminaire et la génération d'entropie de nanofluide hybride Al_2O_3-Cu /eau dans un canal incliné avec quatre blocs chauds à l'intérieur en utilisant l'approche du modèle de mélange ont été étudiés numériquement, les effets de Reynolds, Richardson, l'angle d'inclinaison, la concentration volumique et la position des blocs ont été étudiés numériquement, les résultats les plus significatifs sont:

- Lorsque les nanoparticules sont ajoutées à un fluide, elles peuvent augmenter la capacité de transfert de chaleur du fluide de base. Si la fraction volumique augmente, l'effet devient plus important.
- Les valeurs moyennes des nombres de Nusselt augmentent avec tous les paramètres étudiés, sauf pour l'inclinaison θ .
- La position alignée des blocs donne un meilleur transfert de chaleur à toutes les variables étudiées.
- L'irréversibilité due au transfert de chaleur domine sur l'irréversibilité due au frottement du fluide à des nombres Ri et Re élevés, et l'inverse est valable.
- Le nombre Be augmente avec l'inclinaison du canal et toutes les autres variables testées.
- Le canal horizontal révèle les valeurs les plus élevées de Nu , Sh et Sf et les plus basses de Be .
- Les résultats obtenus à partir de corrélations développées montrent une très bonne accordance avec la performance numérique.

CONCLUSION GÉNÉRALE

Cette thèse a pour but d'étudier numériquement la convection naturelle et mixte dans différentes configurations pour analyser le comportement dynamique et thermique. Ainsi que la génération d'entropie en présence des nanoparticules dans le fluide base.

Dans la première partie (application A), les conclusions retenues sont résumées comme suit :

- Lorsque les nanoparticules sont immergées dans un fluide, elles sont capables d'augmenter la capacité de transfert de chaleur du fluide de base. Si la fraction volumique solide augmente, l'effet est plus important.
- L'effet du rapport d'aspect sur l'écoulement et le transfert thermique est plus considérable pour de grandes valeurs de r .
- L'augmentation du nombre de Rayleigh cause une accélération de l'écoulement et une amélioration du transfert thermique.
- Le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules pour tous les rapports d'aspect et les nombres de Ra examinés
- L'orientation du bloc n'a aucune influence juste pour l'orientation vers le haut.

Dans la deuxième partie (application B), les conclusions suivantes peuvent être tirées:

- Formation de deux tourbillons qui tournent en sens inverse dans la cavité en raison de l'écoulement généré par la paroi mobile et de l'énergie thermique émise par le bloc chaud.
- À faible Ri ($Ri = 0,1 - 1$), un seul vortex est créé, lorsque le nombre de Ri augmente, le deuxième vortex se forme et sa taille augmente avec l'augmentation de Ri .
- Lorsque le rapport d'aspect augmente, une plus grande distribution de température est observée.
- Le transfert de chaleur s'améliore lorsque la taille du bloc augmente.
- L'influence de la convection forcée diminue et la domination de la convection naturelle apparaît quand le nombre Ri augmente.
- Le nombre de Reynolds améliore également le transfert de chaleur et augmente les valeurs Nu moyen.
- Nu moyen augmente avec l'expansion de la taille du bloc, avec l'augmentation de Ri et Re et l'augmentation de ϕ pour tous les rapports de concentration.

- Les effets du rapport de concentration donnent les valeurs les plus élevées pour le rapport (8:2), où les nanoparticules de CNT dominent sur les nanoparticules de Cu, mais l'utilisation de nanoparticules de CNT uniquement réduit le transfert de chaleur et les valeurs de Nu moyen.
- Détermination de trois corrélations pour prédire le comportement de transfert de chaleur pour les nanofluides hybrides et simples.

Dans la dernière partie (application C), les résultats les plus significatifs sont:

- Lorsque les nanoparticules sont ajoutées à un fluide, elles peuvent augmenter la capacité de transfert de chaleur du fluide de base. Si la fraction volumique augmente, l'effet devient plus important.
- Le transfert de chaleur est plus amélioré car le pourcentage de nanoparticules de CNT domine sur les nanoparticules de Cu dans le fluide.
- Les valeurs moyennes des nombres de Nusselt augmentent avec tous les paramètres étudiés, sauf pour θ .
- La position alignée des blocs donne un meilleur transfert de chaleur à toutes les variables étudiées.
- L'irréversibilité due au transfert de chaleur domine sur l'irréversibilité due au frottement du fluide à des nombres Ri et Re élevés, et l'inverse est valable.
- Le nombre Be augmente avec l'inclinaison du canal et toutes les autres variables testées.
- Le canal horizontal révèle les valeurs les plus élevées de Nu , S_h et S_f et les plus basses de Be .
- Les résultats obtenus à partir de corrélations développées montrent une très bonne accordance avec la performance numérique.

PERSPECTIVES

Finalement, notre travail ouvre la voie à d'autres études de transfert de chaleur avec les nanofluides hybrides, dans laquelle les effets suivants pourraient être pris en considération :

- La taille et la forme des nanoparticules.
- Utilisation de plus de deux types des nanoparticules.
- Application de l'approche diphasique dans les écoulements turbulents.
- Introduction d'un champs magnétique.

A

Adun H., Wole-Osho I., Okonkwo E. C., Bamisile O., Dagbasi M. et Abbasoglu S. (2020), A Neural Network-Based Predictive Model For The Thermal Conductivity Of Hybrid Nanofluids, *International Communications in Heat and Mass Transfer*,119: 104930.

Al-Rashed A.A.A.A., Kalidasan K. et Kolsi L. (2018), Mixed Convection And Entropy Generation In A Nanofluid Filled Cubical Open Cavity With A Central Isothermal Block. *International Journal of Mechanical Science*, 135: 362 - 375.

Al-Rashed A.A.A.A., Kalidasan K. et Kolsi L. (2018). 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: 454-468.

Aminossadati S. M. et Ghasemi B. (2012), Conjugate Natural Convection in an Inclined Nanofluid-filled Enclosure, *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, 22: 403-423.

B

Bahiraei M., Gorjaei A. R. et Shahidian A. (2017), Investigating Heat Transfer and Entropy Generation for Mixed Convection of CuO/Water Nanofluid in an Inclined Annulus, *Journal of Molecular Liquids*, 248: 36-47

Bahiraei M., Mazaheri N. et Moayedi H. (2020), Employing V-Shaped Ribs And Nanofluid As Two Passive Methods To Improve Second Law Characteristics Of Flow Within a Square Channel: a Two-Phase Approach, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 151: 119419.

Bara E., El-hamdani S., Bendou A. et Limam K. (2017), Parametric Study on Natural Convection of Nanofluids in a Heated Chamber, *Energy Procedia*, 139 : 424–429.

Begum S. N., Hossain M. A., Gorla R. S. R. et Al-Rashed A. A. A. A. (2018), Two-Phase Natural Convection Dusty Nanofluid Flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 118: 66–74.

Bejan A. (1996), Entropy Generation Minimization: The New Thermodynamics of Finite-Size Devices and Finite-Time Processes, *Journal of Applied Physics*, 79: 1191-1218.

Bejan A. (2004), Convection Heat Transfer, *3rd Edition*, Wiley, New York.

Belahmadi E. (2018), Etude Numérique des Transferts Thermique Convectifs avec Nanofluides, *Thèse de Doctorat en Génie Mécanique*, Université des Frères Mentouri-Constantine 1.

Bergman T. L., Lavine A. S., Incropera F. P. et Dewitt D. P. (2011), Fundamentals of Heat and Mass Transfer, *Seventh Edition*, Wiley.

Bhattad A., Sarkar J. et Ghosh P. (2017), Improving the Performance of Refrigeration Systems by Using Nanofluids: a Comprehensive Review, *Renewable and Sustainable Energy Review*, 82: 3656-3669.

Boualit A., Zeraibi N., Chergui T., Lebbi M., Boutina L. et Laouar S. (2016), Natural Convection Investigation in Square Cavity Filled with Nanofluid Using Dispersion Model, *International Journal of Hydrogen Energy*, 42: 8611-8623.

C

Cimpean D.S., Sheremet M. A. et Pop I. (2020), Mixed Convection of Hybrid Nanofluid In a Porous Trapezoidal Chamber, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 116: 104627.

Çolak A. B., Yıldız O., Bayrak M. et Tezekici B. S. (2020), Experimental Study For Predicting The Specific Heat Of Water Based Cu-Al₂O₃ Hybrid Nanofluid Using Artificial Neural Network And Proposing New Correlation, *International Journal of Energy Research*. 44: 7198-7215.

D

Das M. K. et Ohal P. S. (2009), Natural Convection Heat Transfer Augmentation in a Partially Heated and Partially Cooled Square Cavity Utilizing Nanofluids, *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, 19: 411-431.

Dawood H. K., Mohammed H. A., Sidik C. N. A., Munisamy K.M. et Wahid M.A. (2015), Forced, Natural and Mixed-Convection Heat Transfer and Fluid Flow in Annulus: a Review, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 62: 45–57.

Dogan M. et Sivrioglu M. (2010), Experimental Investigation of Mixed Convection Heat Transfer From Longitudinal Fins in a Horizontal Rectangular Channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53: 2149–2158.

E

Eltar A. et Siddiqui K. (2015), Flow Development During Low Reynolds Number Mixed Convection, *International Journal of Thermal Sciences*, 90: 351-369.

Esfe M. H., Barzegarian R. et Bahiraei M. (2020), A 3D Numerical Study On Natural Convection Flow Of Nanofluid Inside a Cubical Cavity Equipped With Porous Fins Using Two-Phase Mixture Model, *Advanced Powder Technology*, 31: 2480-2492.

G

Giovannini A. et Bédard B. (2012), Transfert de Chaleur, *Cépadués Editions*, 504.

Ghale Z. Y., Haghshenasfard M. et M. Nasr Esfahany (2015), Investigation of Nanofluids Heat Transfer in a Ribbed Microchannel Heat Sink Using Single-Phase and Multiphase CFD Models, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 68: 122-125.

H

Hamzah M. H., Sidik N. A. C., Ken T. L., Mamat R. et Najafi G. (2017), Factors Affecting the Performance of Hybrid Nanofluids : A Comprehensive Review, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 115: 630-646.

Hussain S., Sameh E. A. et Akbar T. (2017), Entropy Generation Analysis in MHD Mixed Convection of Hybrid Nanofluid in an Open Cavity With a Horizontal Channel Containing an Adiabatic Obstacle, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 114: 1054-1066.

I

Islam A. W., Sharif M. A. R. et Carlson E. S. (2012), Mixed Convection In A Lid Driven Square Cavity With An Isothermal Heated Square Blockage Inside. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55: 5244-5255.

Izadi M., Behzadmehr A. et Shahmardan M. M. (2015), Effects of Inclination Angle on Mixed Convection Heat Transfer of a Nanofluid in a Square Cavity, *International Journal for Computational Methods in Engineering Science and Mechanics*, 16: 11-21.

J

Jahanshahi S.F., Hosseinizadeh M., Alipanah M., Deghani G.R. et Vakilinejad A. (2010), Numerical Simulation of Free Convection Based on Experimental Measured Conductivity In A Square Cavity Using Water/Sio2 Nanofluid. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37: 687-694.

Jasim L. M., Hamzah H., Canpolat C. et Sahin B. (2021), Mixed Convection Flow Of Hybrid Nanofluid Through a Vented Enclosure With an Inner Rotating Cylinder, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 121: 105086.

K

Kashyap D. et Dass A. K. (2018), Two-Phase Lattice Boltzmann Simulation of Natural Convection in a Cu-Water Nanofluid-Filled Porous Cavity: Effects of Thermal Boundary Conditions on Heat Transfer and Entropy Generation, *Advanced Powder Technology*, 29: 2707-2724.

Kashyap D. et Dass A. K. (2019), Effect of Boundary Conditions on Heat Transfer and Entropy Generation During Two-Phase Mixed Convection Hybrid Al₂O₃-Cu/Water Nanofluid Flow in a Cavity, *International Journal of Mechanical Sciences*, 157-158: 45-59.

Khosravi R., Rabiei S., Bahiraei M. et Teymourash A. R. (2019), Predicting Entropy Generation Of a Hybrid Nanofluid Containing Graphene–Platinum Nanoparticles Through a Microchannel Liquid Block Using Neural Networks, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 109: 104351.

Kumar D. D. et Arasu A. V. (2017), A Comprehensive Review of Preparation Characterization Properties and Stability of Hybrid Nanofluids, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 81: 1669-1689.

Kumar V. et Sahoo R. R. (2019), Viscosity And Thermal Conductivity Comparative Study For Hybrid Nanofluid In Binary Base Fluids. *Heat Transfer, Asian Research*, 48: 3144-3161.

L

Labib M. N., Nine M. J., Afrianto H., Chung H. et Jeong H. (2013), Numerical Investigation On Effect Of Base _Uids And Hybrid Nano_Uid In Forced Convective Heat Transfer, *International Journal of Thermal Sciences*, 71: 163-171.

Lee J. et Mudawar I. (2007), Assessment of The Effectiveness of Nanofluids for Single-Phase and Two-Phase Heat Transfer in Micro-Channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 50: 452–463.

M

Mehmood K., Hussain S. et Sagheer M. (2017), Mixed Convection in Alumina-Water Nanofluid Filled Lid-driven Square Cavity with an Isothermally Heated Square Blockage Inside with Magnetic Field Effect: Introduction, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 109 : 397–409.

N

Nguyen T. K., Bhatti M. M., Ali J. A., Hamad S. M., Sheikholeslami M. et Shafee A. (2019), Macroscopic Modeling for Convection of Hybrid Nanofluid With Magnetic Effects, *Physica A: Statistical Mechanics and its Applications*, 534: 122136.

O

Öztop H. F. et Al-Salem K. (2012), A Review on Entropy Generation in Natural and Mixed Convection Heat Transfer for Energy Systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16: 911–920.

R

Rahimi A., Kasaeipoor A., Malekshah E. H. et Kolsi L. (2017), Experimental and Numerical Study on Heat Transfer Performance of Three-dimensional Natural Convection in an Enclosure Filled with DWCNTs-Water Nanofluid, *Powder Technology*, 322: 340-352.

Rajamohan G., Ramesh N. et Kumar P. (2019), Mixed Convection and Radiation Studies on Thermally Developing Laminar Flow in a Horizontal Square Channel With Variable Side Heated Wall, *International Journal of Thermal Sciences*, 140: 298–307.

Reza Y. E., Majid S. et Gholamreza S. M. (2018), The Effect Of Inclination Angle And Hot Wall Configuration On Cu-Water Nanofluid Natural Convection Inside A Porous Square Cavity, *Advanced Powder Technology*, 29: 519-536.

Ribeiro J. et Grüss J. (2010), Nanofluides Pour les Applications Thermiques, *Technique De L'ingénieur*, 33 :1-9

S

Sabour M., Ghalambaz M. et Chamkha A. (2017), Natural Convection Of Nanofluids In A Cavity: Criteria for Enhancement of Nanofluids, *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 27: 1504-1534.

Shulepova E. V., Sheremet M. A., Oztop H. F. et Abu-Hamdeh N. (2020), Mixed Convection of $Al_2O_3-H_2O$ Nanoliquid in a Square Chamber With Complicated Fin, *International Journal of Mechanical Sciences*, 165: 105132.

Sidik N. A. C., Jamil M. M., Japar W. M. A. A. et Adamu I. M. (2017), A Review on Preparation Methods, Stability and Applications of Hybrid Nanofluids, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 80: 1112-1122.

Singh S. K. et Sarkar J. (2021), Thermohydraulic Behavior Of Concentric Tube Heat Exchanger Inserted With Conical Wire Coil Using Mono/Hybrid Nanofluids, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 122: 105134.

Soufi E. H. (2013), Application Des Nanofluides Pour Le Refroidissement : Etude D'un Cas D'une Géométrie Simple, *Thèse de Master en Génie Chimique*, Université Kasdi Merbah d'Ouargla.

T

Takabi B. et S. Salehi (2014), Augmentation of the Heat Transfer Performance of a Sinusoidal Corrugated Enclosure by Employing Hybrid Nanofluid, *Advanced Mechanical Engineering*, 6: 147059.

Tayebi T. et Chamkha A. J. (2017), Natural Convection Enhancement in an Eccentric Horizontal Cylindrical Annulus Using Hybrid Nanofluids, *Numerical Heat Transfer, Part A*, 71: 1159-1173.

Taybi T. et Chamkha A. J. (2019), Entropy Generation Analysis During MHD Natural Convection Flow of Hybrid Nanofluid in a Square Cavity Containing a Corrugated Conducting Block, *International Journal of Numerical Methods and Fluid Flow*, 30: 1115-1136.

Tian C., Wang J., Cao X., Yan C. et Ala A. A. (2018), Experimental Study on Mixed Convection in an Asymmetrically Heated, Inclined, Narrow, Rectangular Channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 116: 1074–1084.

U

Uysal C. et Korkmaz M. E. (2019), Estimation Of Entropy Generation For Ag-MgO/water Hybrid Nanofluid Flow Through Rectangular Minichannel By Using Artificial Neural Network, *Journal of Polytechnic*, 22: 41-51.

X

Xu H. et Cui J. (2018), Mixed Convection Flow in a Channel With Slip in a Porous Medium Saturated With a Nanofluid Containing Both NP and Microorganisms, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 125: 1043–1053.

Xuan Y. et Li Q. (2000), Heat Transfer Enhancement of Nanofluids, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 21: 58-64.