



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITÉ DES FRÈRES MENTOURI - CONSTANTINE

FACULTE DES SCIENCES DE LA TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

N° d'ordre : ... /D3C/2017

Série : ... /GM/2017

THÈSE

Présentée pour obtenir le diplôme de Doctorat 3^{ème} cycle (LMD)
en Génie Mécanique

**Génération d'entropie due au refroidissement par convection naturelle
d'un nanofluide**

OPTION : Génie Thermique et Energétique

Par : **BOUCHOUCHA Abd el malik**

Soutenue le : ... / ... / 2017

Devant le jury composé de :

Président :	M ^f . A.BOUCOUCOCHA	Professeur	Université Frères Mentouri - Cne
Rapporteur :	M ^f . R.BESSAIH	Professeur	Université Frères Mentouri - Cne
Examineurs :	M ^f . S.BENISSAAD	Professeur	Université Frères Mentouri - Cne
	M ^f . C.BOUGRIOU	Professeur	Université Batna 2
	M ^f . F.MEBAREK-LOUDINA	M.C.A	Université 20 Août 1955 - Skikda

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

ABSTRACT

We present in this thesis a study of laminar natural convection and entropy generation in a square cavity filled with a nanofluid. The two vertical walls of the cavity are maintained at hot and cold temperatures, and the horizontal walls are thermally insulated. The governing equations of the phenomenon in question are solved by the finite volume method. A FORTRAN computer code has been developed to calculate the flow and thermal fields, average and local Nusselt numbers, and entropy generation. Effects of Rayleigh number, solid volume fraction of nanoparticles, length of the heat source, type of nanofluids, conductor (fin), its position and thermal conductivity, and thickness of the bottom wall of the cavity, on the flow and thermal fields, and on average Nusselt number, entropy generation and Bejan number are presented. Results show that the heat transfer by natural convection is more important in a nanofluid than in the basic fluid (water), but the entropy generation is less important.

Finally, an experimental study of natural laminar convection in a cubic cavity filled with pure water is presented.

Keywords: Nanofluid, Entropy generation, Natural convection, Cavity.

RÉSUMÉ

Nous présentons dans cette thèse une étude de la convection naturelle laminaire et de la génération d'entropie dans une cavité carrée remplie d'un nanofluide. Les deux parois verticales de la cavité sont maintenues aux températures chaude et froide, et les parois horizontales sont thermiquement isolées. Les équations gouvernantes le phénomène en question sont résolues par la méthode des volumes finis. Un code de calcul en langage fortran a été élaboré pour calculer les champs d'écoulement et de température, les nombres de Nusselt moyen et local, et la génération d'entropie. Les effets du nombre de Rayleigh, de la fraction volumique solide des nanoparticules, de la longueur de la source de chaleur, du type de nanofluides, du corps conducteur (ailette), sa position et sa conductivité thermique, et de l'épaisseur de la paroi inférieure de la cavité, sur les champs d'écoulement et thermique, le nombre de Nusselt moyen, la génération d'entropie, et le nombre de Bejan sont présentés. Les résultats montrent que le transfert de chaleur par convection naturelle est plus important dans un nanofluide que dans le fluide de base (l'eau), par contre la génération d'entropie est moins importante.

Enfin, une étude expérimentale de la convection naturelle laminaire dans une cavité cubique remplie d'eau pure est présentée.

Mots-clés : Nanofluide, Génération d'entropie, Convection naturelle, Cavité.

ملخص

نقدم في هذه الأطروحة دراسة عن الحمل الحراري الصفيحي، و توليد الأنتروبي، في وعاء مربع مملوء بمحلول نانوبي. الجدارين العموديين للوعاء يتم الحفاظ عليها في درجتي حرارة ساخنة و أخرى باردة، و يتم عزل الجدارين الأفقيين حرارياً. يتم حل المعادلات التي تحكم هذه الظاهرة المدروسة باستعمال طريقة الأحجام المنتهية. قمنا أيضاً بوضع برنامج بلغة فورترن لحساب التدفق و الحقول الحرارية، أعداد نيسلت المتوسطة و الموضعية و توليد الأنتروبي. تأثير كل من عدد رايلي، والكسر الحجمي الصلب للجزيئات النانوية، وجود جسم ناقل (موضعه و ناقلته الحرارية)، و سمك الجدار السفلي للوعاء على التدفق و الحقول الحرارية و أيضاً على عدد نيسلت، توليد الأنتروبي و عدد بيجان تم عرضه. النتائج أظهرت أن التبادل الحراري بواسطة الحمل الحراري الطبيعي هو أكثر فعالية في المحلول النانوبي منه في المحلول القاعدي (الماء)، لكن توليد الأنتروبي هو أقل فعالية.

في الأخير، عرضت دراسة تجريبية للحمل الحراري الصفيحي في وعاء مكعب معبئ بالماء النقي.

الكلمات المفتاحية: محلول نانوبي، توليد الأنتروبي، الحمل الحراري الطبيعي، وعاء.

REMERCIEMENTS

Nous remercions tout d'abord Dieu le tout puissant qui nous éclaire le bon chemin.

*Nous remercions vivement et chaleureusement Monsieur **R. BESSAÏH**, Professeur à l'Université des frères Mentouri-Constantine, encadreur de cette thèse, pour avoir soutenu et guidé tout au long de cette thèse. Nous le remercions particulièrement pour la confiance qu'il nous a accordée, pour leur rigueur scientifique, pour leur patience et pour leurs conseils judicieux qui ont contribué à la réalisation et à l'accomplissement de ce travail.*

*Je tiens à remercier Monsieur **Hakan F. OZTOP**, Professeur à l'Université de Firat -Elazig/ Turquie, pour son aide et ses orientations tout au long de mon stage (financé par l'Université des frères Mentouri-Constantine) au sein de son laboratoire, qui m'a permis de réaliser un travail expérimental.*

*Je tiens à remercier Monsieur **A. BOUCHOUCHA**, Professeur à l'Université des frères Mentouri-Constantine, d'avoir accepté de présider le jury.*

*Je tiens aussi à remercier Monsieur **S. BENISSAAD**, Professeur à l'Université des frères Mentouri-Constantine, Monsieur **C. BOUGRIOU** Professeur à l'Université de Université Batna 2 et Monsieur **F. MEBAREK-OUODINA**, Maître de Conférences classe A à l'Université 20 Août 1955 - Skikda, pour leurs participations à l'évaluation de ce modeste travail.*

Enfin, je tiens à remercier tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail

A tous, nous tenons à exprimer nos sincères remerciements.

Abd el Malik

DÉDICACE

*Je dédie cette thèse en particulier Au prophète
Mohamed (ص)*

*A mon père et ma très chère maman, qui m'ont
éclairés le chemin en me donnant la main tout au
long de mes années d'études
« Que dieu me les gardes ».*

A mes frères.

A mes sœurs.

A tous mes amis sans exception

A tous ceux qui me sont chers

Abd el Malik

Table des matières

ABSTRACT	i
RESUME	ii
ملخص.....	iii
Remerciements	iv
Dédicace	v
Tables des matières	vi
Nomenclature	x
Liste des figures	xii
Liste des tableaux	xix
Introduction générale	2
Objectifs.....	5
CHAPITRE I : SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE	
I.1 INTRODUCTION.....	7
I.2 NOTION DE BASE DE LA CONVECTION NATURELLE	8
I.3 GENERALITES SUR LES NANOFLUIDES	8
I.3.1 Définition.....	8
I.3.2 Les nanoparticules et les fluides porteurs	9
I.3.3 Types de nanoparticules	11
I.3.4 Préparation des nanofluides	12
I.3.5 Propriétés thermophysiques des nanofluides	13
I.3.5.1 Conductivité thermique des nanofluides	15
I.3.5.2 Viscosité dynamique	16
I.4 SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE.....	17
1.4.1 Application des nanofluides dans l'industrie.....	23
1.4.2 Etudes antérieures sur la génération de l'entropie.....	25
I.5 CONCLUSION	47
CHAPITRE II : MODELISATION DU PROBLEME ET RESOLUTION NUMERIQUE	
II.1 INTRODUCTION.....	49
II.2 ELEMENTS MATHEMATIQUES DE BASE	49
II.2.1 Equation de continuité	49
II.2.2 Equations de quantité de mouvement	49
II.2.3 Equation de l'énergie.....	50
II.3 HYPOTHESES SIMPLIFICATRICES.....	50
II.4 GEOMETRIE ET FORMULATION MATHEMATIQUE.....	51

II.4.1	Géométries.....	51
II.4.2	Modèle mathématique et équations dimensionnelles.....	55
II.4.3	Adimensionnalisation des équations.....	56
II.4.4	Equation de la génération d'entropie.....	57
II.4.5	Conditions aux limites.....	58
II.5	RESOLUTION NUMERIQUE	59
II.5.1	Choix de la méthode numérique	60
II.5.2	Maillage.....	60
II.5.3	Forme générale de l'équation de transport.....	61
II.5.4	Discrétisation de l'équation générale de transport.....	62
II.5.5	Schémas numériques.....	63
II.5.6	Fonction $A(P)$ pour différents schémas numériques.....	64
II.5.7	Choix de la méthode de couplage Pression –Vitesse.....	64
II.5.8	Critère de convergence.....	65
II.6	CONCLUSION.....	65

CHAPITRE III : RESULTATS ET DISCUSSION

Application «A»

III.A.1	INTRODUCTION.....	68
III.A.2	PRESENTATION DES RESULTATS	68
III.A.3	PARAMETRES GEOMETRIQUES ET PHYSIQUES	69
III.A.4	EFFET DE MAILLAGE SUR LA SOLUTION NUMERIQUE	71
III.A.5	VALIDATION DU CODE DE CALCUL.....	71
III.A.6	RESULTATS ET DISCUSSIONS	73
III.A.6.1	Effets du nombre de Rayleigh et de la fraction volumique solide	73
III.A.6.2	Effets du nombre de Rayleigh et de la longueur de la source de chaleur	79
III.A.6.3	Effet du type de nanofluides.....	82
III.A.6.4	Effet de la fraction volumique des nanoparticules (ϕ).....	85
III.A.6.5	Effet de la longueur de la source de chaleur.....	87
III.A.6.6	Effet des modèles de viscosité et de conductivité thermique.....	88
III.A.7	CONCLUSION (APPLICATION A).....	90

Application «B»

III.B.1 INTRODUCTION.....	91
III.B.2 EFFET DU MAILLAGE SUR LA SOLUTION NUMERIQUE	91
III.B.3 VALIDATION DU CODE DE CALCUL.....	92
III.B.4 RESULTATS ET DISCUSSIONS	94
III.B.4.1 Effet de la longueur du corps conducteur de chaleur.....	94
III.B.4.2 Effet de la position du corps conducteur.....	94
III.B.4.3 Effet du rapport de conductivités thermiques du corps conducteur.....	95
III.B.5 CONCLUSION (APPLICATION B).....	112

Application «C»

III.C.1 INTRODUCTION.....	113
III.C.2 EFFET DU MAILLAGE SUR LA SOLUTION NUMERIQUE	113
III.C.3 VALIDATION DU CODE DE CALCUL.....	114
III.C.4 RESULTATS ET DISCUSSIONS	115
III.C.4.1 Effets du nombre de Rayleigh et différentes épaisseurs de la paroi inférieure.....	115
III.C.5 CONCLUSION (APPLICATION C).....	130

CHAPITRE IV : ETUDE EXPERIMENTALE

IV.1 INTRODUCTION.....	132
IV.2 EXPERIENCE.....	132
IV.2.1 Equipements de l'expérience.....	134
IV.2.2 Préparation de nanofluide.....	137
IV.2.2 Analyse de l'incertitude.....	137
IV.2.3 Mesure de la viscosité dynamique.....	138
IV.2.4 Mesure de la conductivité thermique.....	138
IV.3 RESULTATS ET DISCUSSIONS	139
IV.3.1 Validation des résultats expérimentaux.....	140

IV.3.2 Effet de nanoparticules.....	140
IV.3.3 Effet du nombre de Rayleigh.....	140
IV.4 CONCLUSION.....	144
CONCLUSIONS GENERALES ET PERSPECTIVES.....	145
REFERENCES.....	147

NOMENCLATURE

A ($ P $)	Fonction d'un schéma numérique	[---]
A_p, A_E, A_W, A_N, A_S	Coefficients de l'équation algébrique de transport discrétisée	[---]
B	Longueur de la source de chaleur	[m]
b	Terme source dans l'équation de transport discrétisée	[---]
C_p	Chaleur spécifique à pression constante	[J/kg. K]
C^*	Distance entre la paroi gauche et le corps conducteur	[m]
De, Dw, Dn, Ds	Flux diffusifs aux interfaces e, w, n, s de l'équation de transport discrétisée	[---]
Fe, Fw, Fn, Fs	Flux convectifs aux interfaces e, w, n, s, de l'équation de transport discrétisée	[---]
g	Accélération de la pesanteur	[m/s ²]
h^*	Longueur adimensionnelle du corps conducteur	[---]
J_e, J_w, J_n, J_s	Flux aux interfaces (e, w, n et s)	[---]
k	Conductivité thermique	[W/m.K]
L	Longueur de la cavité	[m]
m	Masse	[kg]
Nu	Nombre de Nusselt local	[---]
Nu_{moy}	Nombre de Nusselt moyen	[---]
P	Pression	[Pa]
P_e, P_w, P_n, P_s	Nombre de Péclet aux interfaces e, w, n, s	[---]
Rc	Rapport de conductivités thermiques	[---]
S_{total}	Génération d'entropie totale adimensionnelle	[---]
S_f	Génération d'entropie adimensionnelle due au frottement visqueux	[---]
S_{th}	Génération d'entropie adimensionnelle due au transfert de chaleur	[---]
S_φ	Terme source de φ dans l'équation discrétisée	[---]
T	Température	[K]

u, v	Composantes de la vitesse	[m/s]
U, V	Composantes de la vitesse adimensionnelle	[---]
x, y	Coordonnées cartésiennes	[m]
X, Y	Coordonnées cartésiennes adimensionnelles	[---]
Z_{\min}	Hauteur minimale du thermocouple	[m]
Z_{\max}	Hauteur maximale du thermocouple	[m]

Lettres grecques

α	Diffusivité thermique du fluide	[m ² /s]
β	Coefficient d'expansion thermique à pression constante du fluide	[1/K]
Γ	Coefficient de diffusion dans l'équation de transport	[---]
Θ	Température adimensionnelle	[---]
μ	Viscosité dynamique du fluide	[kg/m.s]
ν	Viscosité cinématique du fluide	[m ² /s]
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
ϕ	Fraction volumique solide	[---]
φ	Variable dépendante générale	[---]
ψ	Fonction de courant adimensionnelle	[---]
Φ	Fonction de dissipation visqueuse	[---]

Nombres adimensionnels

$Ra = g\beta\Delta TL^3 / (v_f\alpha_f)$	Nombre de Rayleigh	[---]
$Be = S_{th} / S_{total}$	Nombre de Bejan	[---]
$Pr = \nu_f / \alpha_f$	Nombre de Prandtl	[---]

Indices et exposant

h	Chaud
c	Froid
f	Fluide
p	Particule solide
nf	Nanofluide
*	Valeur adimensionnelle (sans dimension)
0	Valeur de référence

LISTE DES FIGURES

Figure I_1.	Échelle des dimensions, 1 nanomètre = 0,000 001 millimètre (Lamri, 2014).....	9
Figure I_2.	les nanoparticules dans un tube (Lamri, 2014).....	9
Figure I_3.	Nanofluides vus au microscope électronique : éthylène glycol + cuivre à 0,5 % ; eau + alumine ; eau + or à 2 nm.....	10
Figure I_4.	Nanoparticules sphériques [BAN/2005] ; Nanotubes de carbone [INT1] (Bang et Chang, 2005).....	11
Figure I_5.	Pyrolyse laser donnant de la nanopoudre à mélanger au liquide et dépôt direct dans le liquide par pulvérisation cathodique sous vide (Lamri, 2014).....	13
Figure I_6.	Schéma de cavité rectangulaire (Hakan F. Oztop et Eiyad Abu-Nada., 2008).....	18
Figure I_7.	Schéma de enceinte carrée avec cylindre rotatif et les conditions aux limites (R. Roslan et al., 2012).....	19
Figure I_8.	Cavité trapézoïdale et les conditions aux limites (H. Saleh et al., 2011).....	19
Figure I_9.	Schéma pour le modèle physique (M. Hosseini et al).....	20
Figure I_10.	Une vue schématique de la cavité carrée triangulaire et les conditions aux limites considérées (Qiang Sun et Ioan Pop 2011).....	21
Figure I_11.	Un diagramme schématique du modèle physique (Aminossadati et Ghasemi, 2009).....	21
Figure I_12.	Une vue schématique de la cavité carrée inclinée et les conditions aux limites considérées (Ogut 2009).....	22
Figure I_13.	Schéma du domaine du problème et le système de coordonnées (Alloui et al., 2011).....	23
Figure I_14.	Schéma du montage expérimental (Wen et Ding, 2004).....	23
Figure I_15.	Schéma du montage expérimental (Wen et Ding, 2005).....	24
Figure I_16.	Schéma du montage expérimental (Heris et al. 2006).....	25
Figure I_17.	Cavité trapézoïdale et les conditions aux limites (Mahmoudi et al.,2013).....	27
Figure I_18.	Enceinte rectangulaire avec des parois ondulées et les conditions aux limites (Cho et al.,2013)	27
Figure I_19.	Enceinte rectangulaire avec des parois verticales ondulées et les conditions aux limites (Kashani et al.,2013).....	28

Figure I_20.	Géométrie du problème et les conditions aux limites (Parvin et Chamkha, 2012).....	29
Figure I_21.	Schéma de cavité et les conditions aux limites (Khorasanizadeh et al., 2012).....	29
Figure I_22.	Enceinte ondulées en deux dimensions et les conditions aux limites (Esmailpour et Abdollahzadeh, 2012).....	30
Figure I_23.	Cavité carrée inclinée et les conditions aux limites (Abu-Nada et Oztop, 2012).....	31
Figure I_24.	Un diagramme schématique du modèle physique (Mahmoudi et al., 2011).....	32
Figure I_25.	Schéma du modèle physique (Mahmoudi et al.,2003).....	33
Figure I_26.	Schéma de cavité et les conditions aux limites (Mahmoudi et al., 2010).....	34
Figure I_27.	Enceinte de forme L inclinée et les conditions aux limites (Elshehabey et al., 2014).....	34
Figure I_28.	Géométrie du problème et les conditions aux limites (Soleimani et al. 2012).....	35
Figure I_29.	Schéma de la cavité qui contient une source de chaleur cylindrique et des conditions aux limites considérées (Parvin et al., 2012).....	36
Figure I_30.	Une vue schématique de la cavité carrée et les conditions aux limites considérées (Muthamilselvan et al., 2009).....	37
Figure I_31.	Enceinte ondulées en deux dimensions et les conditions aux limites (Mansour et Bakier, 2013).....	39
Figure I_32.	Schéma de la cavité et les conditions aux limites considérées (Ho et al., 2014).....	40
Figure I_33.	Géométrie et les conditions aux limites (Oztop et al., 2010).....	40
Figure I_34.	Cavité de forme Γ et les conditions aux limites (Dehnavi et Rezvani ,2012)	41
Figure I_35.	Enceinte carrée inclinée deux dimensions et les conditions aux limites (Oztop et al., 2013).....	42
Figure I_36.	Les couleurs de deux nanofluides avec seulement 1% de nanoparticules (Gladés,2010).....	43
Figure I_37.	Nanoparticules d'oxyde de cuivre et d'oxyde d'aluminium Vues par le microscope électronique (SEM) (Gladés,2010).....	43
Figure II_38.	Schéma du domaine du problème et le système de coordonnées (Kefayati	

	et al., 2008).....	44
Figure II_1	Différentes configurations et les conditions aux limites associées.....	52
Figure II_2	Schéma représentant un corps conducteur attaché à la paroi supérieure de la cavité carrée et les conditions aux limites.....	54
Figure II_3	Schéma représentant le cas d'une paroi inférieure conductrice de cavité carrée.....	54
Figure II_4	Volume de contrôle typique.....	61
Figure III_A.1	Comparaison entre nos résultats numériques et ceux de Aminossadati and Ghasemi (2010), pour $Ra=10^5$, $\phi =0.1$ et $\phi =0$, (a) nombre de Nusselt local et (b) profil de température adimensionnelle	72
Figure III_A.2	Champs de températures (droite) et les lignes de courant (gauche) dans une cavité carrée remplie d'un nanofluide (Cu-eau), fluide pur (—), nanofluide (---) à $\phi = 0,1$, et $Ra=10^3$ et pour différentes longueurs de la source de chaleur B.....	75
Figure III_A.3	Champs de températures (droite) et les lignes de courant (gauche) dans une cavité carrée remplie d'un nanofluide (Cu-eau), fluide pur (—), nanofluide (---) à $\phi = 0,1$, et $Ra=10^4$ et pour différentes longueurs de la source de chaleur B.....	76
Figure III_A.4	Champs de températures (droite) et les lignes de courant (gauche) dans une cavité carrée remplie d'un nanofluide (Cu-eau), fluide pur, nanofluide (---) à $\phi = 0,1$, et $Ra=10^5$ et pour différentes longueurs de source de chaleur B.....	77
Figure III_A.5	Champs de températures (droite) et les lignes de courant (gauche) dans une cavité carrée remplie d'un nanofluide (Cu-eau), fluide pur (—), nanofluide (---) à $\phi = 0,1$, et $Ra=10^5$ et pour différentes longueurs de source de la chaleur B.....	78
Figure III_A.6	Variation du rapport du nombre de Nusselt moyen $Nu_m^*(=Nu_m(\phi \neq 0) / Nu_m(\phi = 0))$ en fonction de la fraction volumique des nanoparticules ϕ pour différents nombre de Rayleigh et différentes longueurs de la source de chaleur B.....	80
Figure III_A.7	Variation du rapport de génération d'entropie $S^*(=S_{total}(\phi \neq 0) / S_{total}(\phi = 0))$ en fonction de la fraction volumique des nanoparticules ϕ pour différentes longueurs de la source de chaleur B et différents nombre de Rayleigh.....	81
Figure III_A.8	Variation du rapport de nombre de Nusselt moyen $Nu_m^*(=Nu_m(\phi \neq 0) / Nu_m(\phi = 0))$ en fonction de la fraction volumique des nanoparticules ϕ pour différents types de nanofluide et pour différentes longueurs de la	

	source de chaleur B à $Ra= 10^5$	83
Figure III_A.9	Variation du rapport de génération d'entropie $S^* (=S_{total(\phi \neq 0)} / S_{total(\phi = 0)})$ en fonction de la fraction volumique des nanoparticules ϕ pour différentes longueurs de la source de chaleur B et pour différents types de nanofluides, à $Ra=10^5$	84
Figure III_A.10	Variation du nombre de Nusselt local Nu le long de la source de chaleur pour différentes fractions volumiques des nanoparticules à $Ra= 10^5$	85
Figure III_A.11	Variation de la vitesse V à $Y=0,50$ (milieu de la cavité) pour différentes valeurs de la fraction volumique des nanoparticules à $Ra=10^5$	86
Figure III_A.12	Variation de la vitesse U et $Y=0,50$ pour différentes valeurs de la fraction volumique des nanoparticules ϕ , à $Ra=10^5$	87
Figure III_A.13	Variation du rapport de nombre de Nusselt moyen $Nu_m^* (=Nu_m(\phi \neq 0) / Nu_m(\phi = 0))$ et la génération d'entropie en fonction de la fraction volumique des nanoparticules ϕ pour différentes longueurs de la source de chaleur B, à $Ra=10^5$	88
Figure III_A.14	Variation du rapport de génération d'entropie $S^* (=S_{total(\phi \neq 0)} / S_{total(\phi = 0)})$ en fonction de la fraction volumique des nanoparticules ϕ pour différents modèles de la viscosité et de la conductivité des nanoparticules pour $B=0,5$ et $Ra= 10^5$	89
Figure III_B.1	Profil du nombre de Nusselt local Nu_s le long de la paroi chaude de la cavité pour différents maillages, avec nanofluide (Al_2O_3 -eau) et $Ra=10^5$, $\phi =0,1$	92
Figure III_B.2	Comparaison entre nos résultats numériques et ceux de Oztop et Abu-nada (2010) à $Ra=10^5$ et $\phi =0,1$ (a) profile de vitesse (b) nombre de Nusselt moyen.....	93
Figure III_B.3	Champs de températures (droite) et les lignes de courant (gauche) pour une cavité carrée remplie d'un nanofluide (Al_2O_3 -eau), fluide pure (—), nanofluide (---) à $\phi = 0,1$, $c^* =0,5$, $Ra=10^5$ et $\phi = 0, 1$, $Rc=10$, et différentes longueurs du corps conducteur h^*	97
Figure III_B.4	Champs de températures (droite) et les lignes de courant (gauche) pour une cavité carrée remplie d'un nanofluide (Al_2O_3 -eau), fluide pur (—), nanofluide (---) à $\phi = 0,1$, $h^*=0,3$, $Ra=10^5$ et $Rc=10$, et différentes position du corps conducteur C^*	98

Figure III_B.5	Champs de températures (droite) et les lignes de courant (gauche) pour une cavité carrée remplie d'un nanofluide (Al_2O_3 -eau), fluide pur (—), nanofluide (---) $h^*=0,3$, $Ra=10^5$ et $\phi = 0,1$, et différents rapports de conductivités thermiques du corps conducteur Rc	99
Figure III_B.6	Variation du nombre de Nusselt local Nu_s le long de la source de chaleur pour nanofluide (Al_2O_3 -eau), à $\phi = 0, 1$, $Ra=10^5$	102
Figure III_B.7	Variation de la génération d'entropie locale le long de la source de chaleur pour différents paramètres (Rc , c^* , h^*), à $Ra=10^5$, $\phi = 0,1$ (Al_2O_3 -eau).....	103
Figure III_B.8	Effets du rapport de conductivités thermiques sur le nombre de Nusselt moyen(a), la génération d'entropie totale (b), la génération d'entropie due au transfert de chaleur (c), la génération d'entropie due au frottement (d), pour $\phi = 0,1$ et nanofluide (Al_2O_3 -eau).....	105
Figure III_B.9	Effets de la longueur du corps conducteur sur le nombre du Nusselt moyen (a), la génération d'entropie totale (b), la génération d'entropie due au transfert de chaleur (c), et la génération d'entropie due au frottement (d), à $\phi = 0,1$	107
Figure III_B.10	Effets de position du corps conducteur sur le nombre du Nusselt moyen (a), la génération d'entropie totale (b), la génération d'entropie due au transfert de chaleur (c), et la génération d'entropie due au frottement (d), pour $\phi = 0,1$	109
Figure III_B.11(a)	Effets de la longueur du corps conducteur sur le nombre de Bejan en fonction de la fraction volumique des nanoparticules ϕ , $Ra = 10^5$	111
Figure III_B.11(b)	Effets de position du corps conducteur sur le nombre de Bejan en fonction de la fraction volumique des nanoparticules ϕ , $Ra = 10^5$	111
Figure III_B.11(c)	Effet du rapport de conductivité thermique du corps conducteur sur le nombre de Bejan en fonction de la fraction volumique des nanoparticules ϕ , à $Ra = 10^5$	111
Figure III_C.1	Comparaison entre nos résultats numériques et ceux de Basak et Chamkha (2010) à $Ra=10^5$ (a) nombre de Nusselt moyen sur la paroi gauche (b) nombre de Nusselt local sur la paroi inférieure.....	114
Figure III_C.2	Champs de températures (droite) et les lignes de courant (gauche) pour une cavité carrée remplie d'un nanofluide (Al_2O_3 -eau), fluide pur (—), nanofluide (---) à $\phi = 0,1$, $Ra=10^4$ et $Rc=10$	117
Figure III_C.3	Champs de températures (droite) et les lignes de courant (gauche) pour une cavité carrée remplie d'un nanofluide (Al_2O_3 -eau), fluide pur (—),	

	nanofluide (---) à $\phi = 0,1$, $Ra=10^3$ et $Rc=10$	118
Figure III_C.4	Variation de la génération d'entropie locale pour différentes épaisseurs de la paroi inférieure. $h^*=0,05$ (à gauche), $h^*=0,1$ (au milieu), $h^*=0,15$ (à droite), à $\phi = 0, 1$,.....	120
Figure III_C.5	Variation du nombre de Nusselt local le long de la source de chaleur pour différentes épaisseurs h^* de la paroi inférieure (Al_2O_3 -eau), à $\phi = 0,1$	121
Figure III_C.6	Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la fraction volumique des nanoparticules pour différentes épaisseurs de la paroi inférieure (Al_2O_3 -eau), à $\phi = 0, 1$	124
Figure III_C.7	Variation du nombre de Bejan en fonction de la fraction volumique des nanoparticules pour différentes épaisseurs de la paroi inférieure (Al_2O_3 -eau), à $\phi = 0, 1$	125
Figure III_C.8	Variation de la génération d'entropie due au frottement visqueux en fonction de la fraction volumique des nanoparticules pour différentes épaisseurs de la paroi inférieure (Al_2O_3 -eau), à $\phi = 0, 1$	126
Figure III_C.9	Variation de la génération d'entropie due au transfert de chaleur en fonction de la fraction volumique des nanoparticules pour différentes épaisseurs h^* de la paroi inférieure (Al_2O_3 -eau), à $\phi = 0, 1$	127
Figure III_C.10	Variation de la génération d'entropie totale en fonction de la fraction volumique des nanoparticules pour différentes épaisseurs h^* de la paroi inférieure (Al_2O_3 -eau).....	129
Figure IV_1	Schéma représentant la configuration d'expérience.....	133
Figure IV_2	Schéma d'autotransformateur.....	134
Figure IV_3	Schéma d'ampèremètre.....	134
Figure IV_4	Schéma de cavité cubique.....	135
Figure IV_5	Schéma montre les thermocouples.....	135
Figure IV_6	Schéma de l'enregistreur des données.....	136
Figure IV_7	Schéma de viscosimètre.....	136
Figure IV_8	Schéma de conductimètre.....	136
Figure IV_9	Comparaison entre les modèles théoriques et les données mesurées (cas viscosité).....	141

Figure IV_.10	Comparaison entre les modèles théoriques et les données mesurées (cas conductivité thermique).....	141
Figure IV_.11	Viscosité en fonction de la fraction volumique pour différentes températures.....	141
Figure IV_.12a	Variation du coefficient de transfert de chaleur moyen en fonction du nombre de Rayleigh, pour l'eau.....	142
Figure IV_.12b	Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh, pour l'eau.....	143

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I_1.	Valeurs des conductivités thermiques des nanoparticules et des fluides utilisés (Gladés,2010).....	45
Tableau I_2.	Résultats donnant les valeurs maximales des conductivités thermiques obtenues pour différents nanofluides avec des nanoparticules sphériques d'oxydes métalliques et différents fluides de base.....	46
Tableau II_1.	Les propriétés thermo-physiques de l'eau et des nanoparticules à 25°C (Abu-Nada et al., 2008).....	52
Tableau II_2.	Variable ϕ , coefficient de diffusion Γ et le terme source $S\phi$ pour les équations de notre problème.	62
Tableau II_3.	Les expressions de la fonction $A(P)$ pour différents schémas numériques (Patankar, 1980).....	64
Tableau III_A.1	Les propriétés thermo-physiques de l'eau et des nanoparticules à 25°C (Abu-Nada et al., 2008).....	69
Tableau III_A.2	Différents modèles de la conductivité thermique et de la viscosité dynamique.....	70
Tableau III_A.3	Étude de l'indépendance du maillage pour $Ra = 10^5$, $\phi = 0.1$ (Cu-eau nanofluide).....	71
Tableau III_B.1	Étude de l'indépendance du maillage sur la solution numérique à $Ra = 10^4$, $\phi = 0.1$. (Al_2O_3 -eau).....	91
Tableau III_C.1	Résultats du test de maillage (Al_2O_3 -eau, $\phi = 0.1$, et $Ra=10^5$).....	113

INTRODUCTION GENERALE ET OBJECTIFS

Introduction générale	2
Objectifs.....	4

Introduction générale

Le transfert de chaleur par convection naturelle est un phénomène important dans les systèmes d'ingénierie en raison de ses larges applications dans le refroidissement des équipements électroniques, échangeurs de chaleur, le double vitrage pour l'isolation thermique, l'élaboration des matériaux pour l'énergie, les radiateurs, etc. L'amélioration des performances de transfert de chaleur dans ces systèmes est un sujet essentiel dans une perspective d'économie d'énergie. Les solides ont généralement une conductivité thermique supérieure à celle des liquides. Par exemple, le cuivre (Cu) a une conductivité thermique supérieure à 700 fois à l'eau et de 3000 fois supérieure à l'huile. En raison de la petite taille et de très grandes surfaces spécifiques des nanoparticules, les nanofluides ont des propriétés supérieures à savoir une conductivité thermique élevée, colmatage minimal dans des passages d'écoulement, la stabilité à long terme, et l'homogénéité. Ainsi, les nanofluides ont un large domaine d'application comme l'électronique, l'automobile et le nucléaire, où l'amélioration du transfert de chaleur est nécessaire.

La nanotechnologie est considérée par beaucoup comme l'une des forces importantes qui animent la prochaine révolution industrielle majeure de ce siècle. Elle vise à la manipulation de la structure de la matière au niveau moléculaire dans le but de l'innovation dans pratiquement tous les secteurs et de l'effort public, y compris les sciences biologiques, les sciences physiques, le transport, l'environnement et la sécurité nationale. La faible conductivité thermique des fluides classiques tels que l'eau, l'huile et le mélange de l'éthylène glycol est une première limitation dans l'amélioration de la performance et de la compacité de nombreux dispositifs électroniques d'ingénierie. Pour pallier cet inconvénient, il y a une forte motivation pour développer les transferts de chaleur avec des conductivités thermiques sensiblement plus élevées.

L'étude de la convection naturelle dans la cavité carrée a fait l'objet d'un très grand nombre de travaux théoriques et expérimentaux, dont le but d'améliorer le transfert de chaleur et d'augmenter l'efficacité des systèmes de refroidissement, la croissance des cristaux pour l'industrie des semi-conducteurs, l'industrie métallurgique, la thermique des bâtiments...etc. La cavité carrée continue à être la géométrie qui présente le plus d'intérêt. Dans ce type de cavité, généralement deux parois sont maintenues à des températures différentes tandis que les autres sont isolées.

Le terme *entropie* a été forgé en 1865 par le physicien allemand Clausius à partir de la racine grecque *tropi* qui évoque l'idée de transformation ou de retour en arrière. L'entropie est une grandeur extensive qui mesure quantitativement le degré de désordre d'un système. Elle est définie par sa variation lors d'une transformation réversible et elle est égale à la quantité de chaleur apportée au système divisée par la température de ce même système. Cette notion est tout d'abord apparue dans le champ d'études de la thermodynamique développée au cours du dix-neuvième siècle par Sadi Carnot, Ludwig Boltzmann, Willard Gibbs, Ludwig Boltzmann, Rudolf Clausius, Ludwig Boltzmann et Josiah Willard Gibbs. C'est une fonction d'Etat introduite dans le cadre du deuxième principe de la thermodynamique et concerne l'estimation de la perte de chaleur, d'énergie ou d'ordre dans un système fermé.

Le premier principe de la thermodynamique traite les quantités d'énergie échangées et affirme que l'énergie ne peut pas être créée ou détruite. Le deuxième principe thermodynamique (également connu sous le nom de deuxième loi de la thermodynamique ou principe de Carnot), cependant, traite la qualité de cette énergie. Plus spécifiquement, il s'intéresse à la dégradation de l'énergie pendant un procédé et la génération (production) de l'entropie.

Dans le présent travail, nous étudions la convection naturelle laminaire dans une cavité carrée remplie d'un nanofluide. Nous avons développé notre propre code de calcul et mener une étude numérique d'un écoulement laminaire-nanofluide en convection naturelle dans une cavité carrée bidimensionnelle (2D). L'étude expérimentale en trois

dimensions a été faite. Ce travail a été mené en se focalisant sur le transfert de chaleur et la génération d'entropie.

Le présent travail est organisé en quatre chapitres :

Le premier chapitre est consacré à une revue détaillée de la littérature sur la convection naturelle dans les nanofluides, y compris des études théoriques et expérimentales pour les cas diphasiques et monophasiques, à décrire les différents modèles de la littérature souvent utilisés pour l'estimation des propriétés thermophysiques (viscosité dynamique, conductivité thermique, masse volumique...).

Le deuxième chapitre constitue la formulation mathématique du problème, les conditions aux limites, et l'analyse du choix du maillage. La présentation de la méthode des volumes finis, sa mise en œuvre pour la discrétisation des équations du problème, est bien décrite.

Nous présentons ensuite au troisième chapitre, les résultats obtenus pour trois configurations avec nanofluides. Après la validation de notre code de calcul, les effets de du nombre de Rayleigh, de la fraction volumique solide, du type de nanofluides, du rapport de conductivités thermiques, de la position du corps conducteur, des différents modèles de la viscosité et de la conductivité des nanoparticules, sur les champs d'écoulement et de température, et sur la génération d'entropie, sont discutés.

Le quatrième chapitre présente les résultats obtenus expérimentalement.

Enfin, une conclusion générale, qui résume les principaux résultats obtenus, est donnée à la fin de ce manuscrit, et des perspectives pour une suite à ce travail.

Objectifs

Les objectifs du présent travail sont résumés comme suit:

- Les effets du nombre de Rayleigh, de la fraction volumique solide des nanoparticules, de la longueur de la source de chaleur, du type de nanofluides, et des modèles de viscosité et de conductivité thermique sur les champs d'écoulement et thermique, les nombres de Nusselt local et moyen, et la génération d'entropie (application A, Figure II.1).
- Les effets du corps conducteur (ailette), sa position et sa conductivité thermique sur les champs d'écoulement et thermique, le nombre de Nusselt moyen, la génération d'entropie, et le nombre de Bejan (application B, Figure II.2).
- Les effets de l'épaisseur de la paroi inférieure de la cavité carrée sur les champs d'écoulement et thermique, l'entropie locale, l'entropie due au transfert de chaleur et au frottement visqueux, et le nombre de Bejan (application C, Figure II.3).
- Faire des comparaisons entre les modèles théoriques trouvés dans la littérature et nos mesures expérimentales de la viscosité et de la conductivité thermique pour différentes fractions volumiques solides des nanoparticules (Al_2O_3) et température.
- L'effet du nombre de Rayleigh sur le transfert de chaleur dans une cavité cubique remplie d'eau pure, en mesurant le coefficient de transfert de chaleur moyen.

CHAPITRE I : SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE

I.1 INTRODUCTION.....	7
I.2 NOTION DE BASE DE LA CONVECTION NATURELLE	8
I.3 GENERALITES SUR LES NANOFLUIDES	8
I.3.1 Définition.....	8
I.3.2 Les nanoparticules et les fluides porteurs	9
I.3.3 Types de nanoparticules	11
I.3.4 Préparation des nanofluides	12
I.3.5 Propriétés thermophysiques des nanofluides	13
I.3.5.1 Conductivité thermique des nanofluides	15
I.3.5.2 Viscosité dynamique	16
I.4 SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE.....	17
1.4.1 Application des nanofluides dans l'industrie.....	23
1.4.2 Etudes antérieures sur la génération de l'entropie.....	25
I.5 CONCLUSION	47

I.1 INTRODUCTION

Les transferts de chaleur constituent la base de nombreux processus industriels qui sont présents dans notre vie quotidienne. L'intensification de ces échanges et l'amélioration du rendement sont devenues aujourd'hui une problématique majeure dans le monde industriel, des organismes de réglementation mais aussi de la société dans son ensemble, qui prend conscience de l'épuisement progressif des ressources énergétiques et qui se soucie de l'avenir en matière énergétique.

La présence des nanoparticules dans les fluides augmente sensiblement la conductivité thermique effective du fluide et par conséquent, améliore les caractéristiques de transfert de chaleur. Les nanofluides ont une caractéristique particulière, ce qui est tout à fait différentes de celles des mélanges solides-liquides traditionnels dans lesquelles des particules de millimètre et / ou de taille micrométrique sont impliqués. Ces particules peuvent coaguler l'équipement et peuvent augmenter la chute de pression due à des effets de décantation. En outre, ils se déposent rapidement, créant une chute de pression supplémentaire importante. Cependant, les nanofluides présentent peu ou pas de pénalité à la chute de pression lors de l'écoulement à travers les passages. De plus, ils coulent en douceur grâce aux microcanaux sans les obstruer. Ainsi, les nanofluides sont les meilleurs pour les applications dans lesquelles le fluide circule à travers de petits passages, car les nanoparticules sont assez petits pour se comporter semblable à des molécules liquides, nanofluides prometteurs en augmentant de manière significative les taux de transfert de chaleur dans une variété d'applications, avec une chute de pression minimale. Des améliorations ont été récemment rapportées pour cuivre nanofluides Cu, où une fraction de volume de 0,3% de 10 nm de cuivre d'un diamètre de nanoparticules de Cu a conduit à une augmentation de jusqu'à 40% de la conductivité thermique de l'éthylène glycol.

Ce chapitre est composé de deux parties principales. La première partie présente une étude descriptive des nanofluides. La seconde partie présente une synthèse bibliographique consacrée à une revue des différents travaux concernant les nanofluides et la convection naturelle dans des enceintes avec des sources de chaleur. On s'intéresse en particulier à l'effet du type du nanofluide et leurs concentrations sur le transfert de chaleur en convection naturelle dans des cavités (cavités carrée et cubique).

I.2 NOTIONS DE BASE DE LA CONVECTION NATURELLE

Le terme "convection" semble avoir été forgé pour désigner un mode de propagation de la chaleur. La convection est une science qui groupe la mécanique des fluides et le transfert de chaleur.

En convection naturelle, les mouvements des particules de fluide ont pour origine les différences de masse volumique induites par un gradient de température imposé, en présence du champ de gravité. En convection naturelle, le transfert de chaleur global reste pour l'ingénieur une grandeur importante à caractériser. L'intérêt pour l'étude de ce problème est également son implication dans l'amélioration du refroidissement des composants électroniques. En plus de cet aspect pratique, l'étude des écoulements convectifs dans un nanofluide présente un intérêt certain du point de vue de recherche fondamentale.

I.3 GENERALITES SUR LES NANOFUIDES

I.3.1 Définition

Les nanofluides sont des solutions colloïdales constituées de particules de taille nanométrique en suspension dans un liquide porteur. Ce type de solution suscite un grand intérêt depuis la découverte de leurs propriétés thermiques particulières. En effet, les fluides de base souvent utilisés dans les applications de refroidissement ou de chauffage ont des conductivités thermiques très faibles qui limitent leur capacité de transfert de chaleur. L'idée est alors d'insérer au sein des liquides de base des nanoparticules de conductivité très élevée, afin d'augmenter la conductivité thermique effective du mélange et ainsi améliorer ces performances thermiques.

Les liquides de base, généralement utilisés dans la préparation des nanofluides, sont ceux d'usage commun dans les applications de transfert de chaleur tels que l'eau, l'éthylène glycol, l'huile de moteur etc.... ; Les nanoparticules peuvent être à base de métaux, d'oxydes, de carbures, de nitrures ou de carbone.

I.3.2 Les nanoparticules et le fluide porteur

Une nanoparticule est un assemblage de quelques centaines à quelques milliers d'atomes, conduisant à un objet dont au moins l'une des dimensions est de taille nanométrique (1 à 100 nm). (Voir figure I_1)

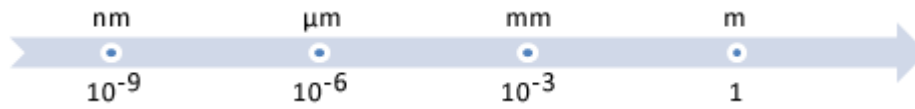


Figure I_1. Échelle des dimensions, 1 nanomètre = 0,000 001 millimètre (Lamri, 2014).

Les nanoparticules se situent à la frontière entre l'échelle microscopique et l'échelle atomique ou moléculaire. Elles ont un intérêt à la fois fondamental et appliqué et sont très étudiées de nos jours. De nombreux physiciens et chimistes les synthétisent, d'autres physiciens les étudient afin de comprendre la physique de ces objets nanométriques et des biologistes les utilisent comme marqueurs cellulaires. (Figure I_2).

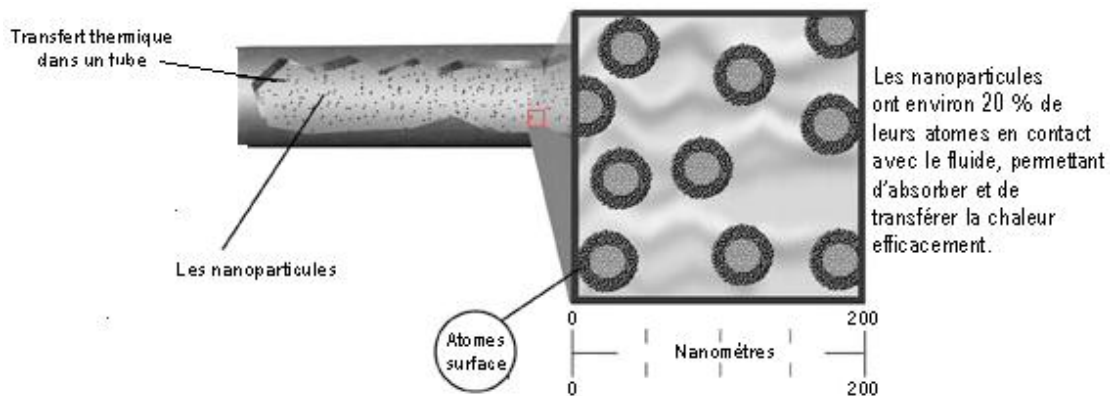


Figure I_2. Les nanoparticules dans un tube (Lamri, 2014).

Les nanoparticules les plus utilisées pour obtenir des nanofluides sont :

❖ 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 titane, 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.

Les liquides de base les plus utilisés sont:

- L'eau.

- L'éthylène-glycol, EG.

- Les huiles.

- Le Toluène.

Les fluides de réfrigération (R12.R22.....)

Le choix des liquides de base est primordial pour un nanofluide, il permet d'assurer la stabilité de la suspension dans le temps et d'éviter tous phénomènes d'agréations, la sélection d'un telle fluide se fera en fonction de la nature de nanoparticule. (Figure I_3).

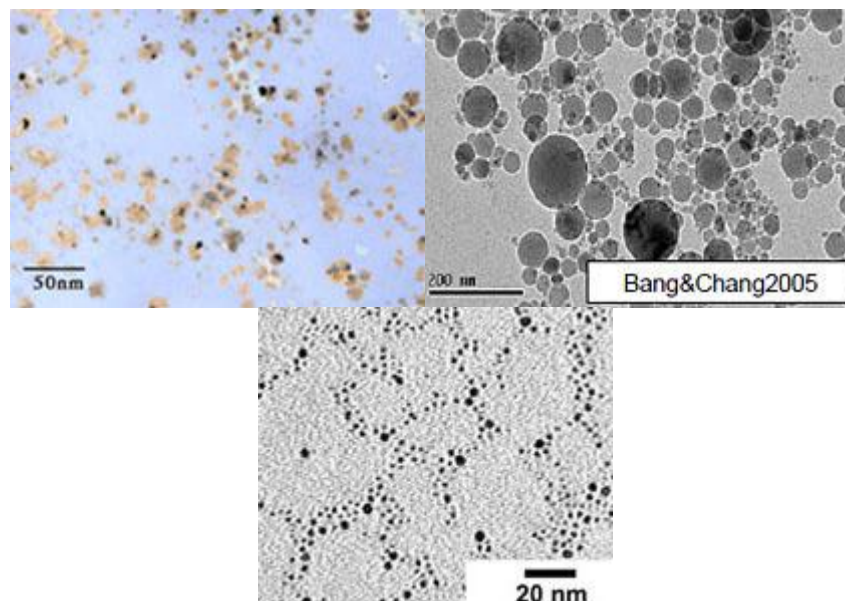


Figure I_3. : Nanofluides vus au microscope électronique : éthylène glycol + cuivre à 0,5 % ; eau + alumine ; eau + or à 2 nm (Bang et Chang, 2005).

I.3.3 Types de nanoparticules

La production de nouveaux nanomatériaux (nanoparticules) constitue un champ de recherche en pleine expansion, aussi seules les nanoparticules les plus couramment utilisées dans les applications liées aux transferts thermiques sont ici brièvement mentionnées. D'une manière générale, les nanoparticules peuvent être classées selon leur forme en deux grandes catégories (**Figure I_4**) :

-Les nanoparticules sphériques pour lesquelles plusieurs types de matériaux peuvent être utilisés pour leur fabrication. Ces nanoparticules sphériques peuvent ainsi être à base de métaux (cuivre Cu, fer Fe, or Au, argent Ag...) ou d'oxydes de cuivre (oxyde d'aluminium Al_2O_3 , oxyde de cuivre CuO, oxyde de titane TiO_2 ...).

- Les nanotubes (les nanotubes de carbone NTC, les nanotubes de titane TiO_2 , Nanotube de silicium...)

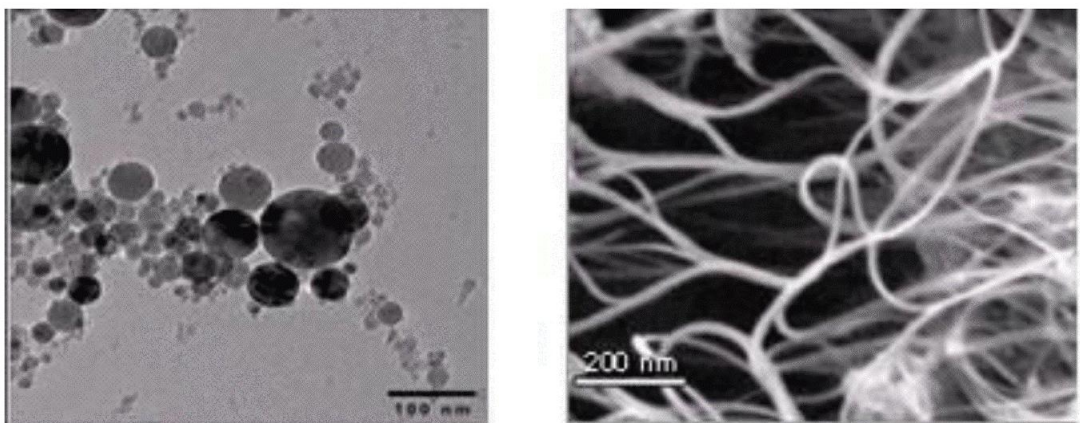


Figure I_4. Nanoparticules sphériques [BAN/2005] ; Nanotubes de carbone [INT1]

(Bang et Chang, 2005).

Nous présentons sur le tableau (I_1), les valeurs des conductivités thermiques des nanoparticules et des fluides de base utilisées pour former des nanofluides.

I.3.4 Préparation de nanofluides

Le point délicat est la fabrication de si petits morceaux de matière plus ou moins bien calibrés. Inutile d'essayer d'en faire chez soi en ponçant un bout de cuivre pour en faire de la poussière par exemple. Cela ne fera que des particules de taille micrométrique au mieux, qui encrasseront le circuit.

D'une manière générale, la dispersion des nanoparticules dans un liquide de base peut être effectuée selon deux méthodes :

La première méthode (à deux étapes), consiste à produire les nanoparticules sous forme de poudre, puis à les disperser dans le liquide de base dans une seconde étape de traitement.

Dans la seconde (à une seule étape), consiste à la dispersion des nanoparticules directement dans un fluide de base (synthèse directe dans un fluide de base) et de prévenir l'oxydation des particules de métal pur.

- ✓ La méthode à deux étapes est la méthode la plus largement utilisée pour la préparation des nanofluides, notamment ceux à base de NTC [DAS/2008]. Elle présente des avantages économiques et permet de préparer en grande quantité les nanofluides en raison de la production industrielle élargie des nanoparticules.

Les procédés de fabrication sont de nature physique ou chimique. Ils font l'objet de beaucoup de recherches pour améliorer le coût de production qui reste parfois élevé vu les difficultés de mise en œuvre et pour obtenir des particules de taille voulue. Chaque méthode a ses inconvénients et certaines ne sont pas aptées à produire de grandes quantités de nanoparticules pour une production de masse vu les contraintes inhérentes au procédé, notamment les méthodes en une étape (**Figure I_5**). Les principaux moyens peuvent être :

- la mécanosynthèse (broyage à haute énergie)
- la précipitation chimique (réduction de sels métalliques par exemple)
- les dépôts chimiques ou physiques en phase vapeur (CVD ou PVD)
- les dépôts chimiques en phase vapeur assistés par plasma (PECVD)
- la condensation de vapeur par détente brutale dans des tuyères supersoniques
- la pulvérisation cathodique radiofréquence

- la sublimation par ablation laser (vaporisation d'un échantillon par impulsion laser)
- la pyrolyse laser (interaction entre un faisceau laser continu et un flux de réactifs)
- la désintégration d'électrodes submergées par passage d'étincelles (comme pour un usinage par électroérosion)

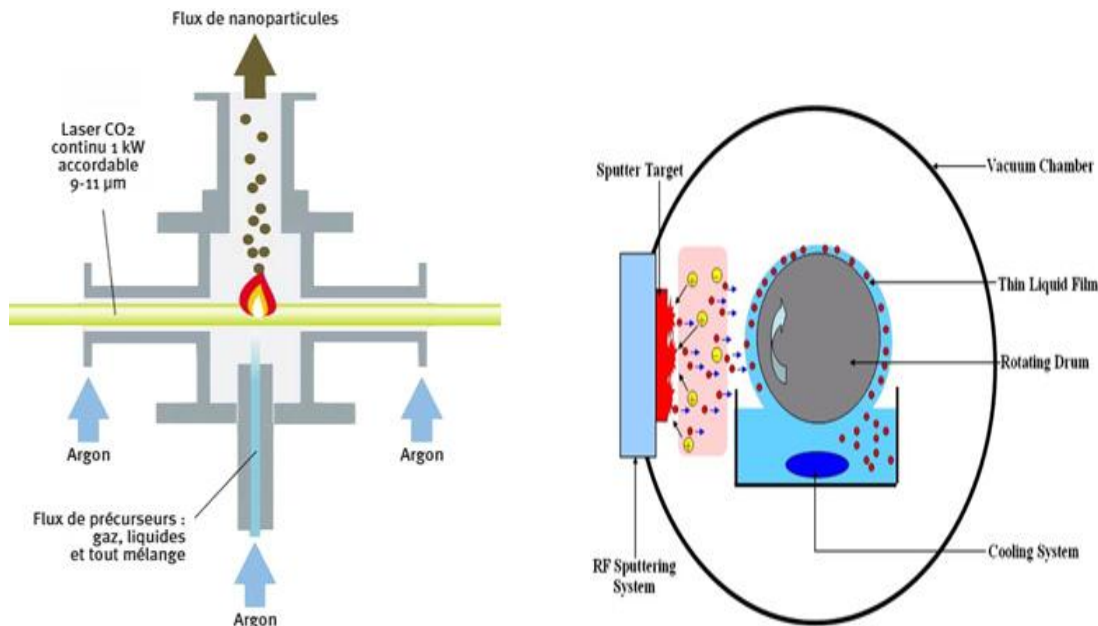


Figure I_5. Pyrolyse laser donnant de la nanopoudre à mélanger au liquide et dépôt direct dans le liquide par pulvérisation cathodique sous vide (**Lamri, 2014**).

I.3.5 Propriétés thermophysiques des nanofluides

Les propriétés thermophysiques (la masse volumique, la chaleur spécifique, l'expansion thermique, la viscosité dynamique et la conductivité thermique) des solutions sont profondément modifiées par l'ajout des nanoparticules. De nombreux paramètres caractérisant ces nanoparticules peuvent avoir un effet notable sur les valeurs des paramètres thermophysiques du nanofluide obtenus (la nature des nanoparticules, leur taille, la fraction volumique ϕ , la conductivité du fluide de base et celle des nanoparticules, la température du milieu, etc.).

- **Masse volumique**

Pour calculer la masse volumique d'un nanofluide que nous supposons parfaitement homogène (bonne dispersion des nanoparticules dans le fluide) en fonction de la fraction volumique ϕ à une température T donnée, nous revenons à la définition de la masse volumique de ce mélange (**Gladès, 2010**) :

$$\rho_{nf} = \left(\frac{m}{V} \right)_{nf} = \frac{m_f + m_s}{V_f + V_s} = \frac{\rho_f V_f + \rho_s V_s}{V_f + V_s} \quad \text{Eq I_1}$$

La fraction volumique des nanoparticules, notée ϕ désigne le rapport du volume des nanoparticules sur le volume total (fluide + solide) :

$$\phi = \frac{\text{Volume solide}}{\text{Volume totale du nanofluide}} = \frac{V_s}{V_s + V_f}$$

On en déduit alors la masse volumique du nanofluide :

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_f + \phi\rho_p \quad \text{Eq I_2}$$

où ρ_{nf} : La masse volumique du nanofluide.

ρ_f : La masse volumique du fluide de base.

ρ_p : La masse volumique des nanoparticules solides.

- **Chaleur spécifique**

Nous avons retrouvé en suivant les auteurs l'une ou l'autre des deux relations suivantes. De nombreux auteurs dont **Pak et Cho. (1998)** ont utilisé :

$$(C_P)_{nf} = (1 - \phi) (C_P)_f + \phi(C_P)_p \quad \text{Eq I_3}$$

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

$$(\rho C_P)_{nf} = (1 - \phi) (\rho C_P)_f + \phi(\rho C_P)_p \quad \text{Eq I_4}$$

$(C_P)_{nf}, (C_P)_f, (C_P)_p$ désignent respectivement les chaleurs spécifiques du nanofluide, du fluide de base et des nanoparticules.

C'est cette dernière relation que nous conservons dans la suite de notre travail puisqu'elle est, contrairement à la première, plus fréquemment utilisée, mais a tort, dans de nombreux travaux, les formes aux lois de la thermodynamique.

- **Coefficient d'expansion thermique**

Pour calculer la valeur de ce coefficient d'expansion thermique pour les nanofluides de très nombreux auteurs ont utilisé, à la suite, des premiers travaux sur les nanofluides, par analogie avec la relation (Eq I_2), on déduit l'expression suivante :

$$(\rho\beta)_{nf} = (1 - \phi) (\rho\beta)_f + \phi(\rho\beta)_p \quad \text{Eq I}_5$$

Kim et al. (2004) ont supposé que le coefficient d'expansion thermique du fluide β_f est largement plus grand que celui des nanoparticules solides β_p . Il ramené l'équation (3.5) à la forme simplifiée suivante :

$$(\rho\beta)_{nf} = (1 - \phi) (\rho\beta)_f \quad \text{Eq I}_6$$

I.3.5.1 Conductivité thermique des nanofluides

- **Modèle de Maxwell (1881)**

Maxwell fait partie des chercheurs qui se sont intéressés au calcul de la conductivité thermique d'un fluide contenant des particules sphériques en suspension. Pour aboutir à l'estimation de cette dernière, il a supposé que le fluide renferme plusieurs particules sphériques de même diamètre D_p .

La formule de Maxwell est donnée par :

$$k_{nf} = \frac{k_p + 2k_f + 2\phi(k_f - k_p)}{k_p + 2k_f + \phi(k_f + k_p)} k_f \quad \text{Eq I}_7$$

k_{nf} , k_f , k_p désignent respectivement les conductivités thermiques du nanofluide, du fluide de base et des particules solides.

- **Modèle de Hamilton-Crosser (1962)**

Le modèle de Hamilton et Crosser a été établi pour résoudre la limite de modèle de Maxwell. Puisque ce dernier n'a valable que dans le cas des particules sphériques. La conductivité thermique apparente du milieu est donnée par l'expression suivante :

$$k_{nf} = \frac{k_p + (n-1)k_f - (n-1)(k_f - k_p)\phi}{k_p + (n-1)k_f + (k_f - k_p)\phi} k_f \quad \text{Eq I}_8$$

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

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

Pour $\psi = 1$ (particules sphériques), le modèle de Hamilton-Crosser est identique au modèle de Maxwell.

- **Modèle de Yu et Choi (2003)**

Une autre expression pour calculer la conductivité thermique a été introduite par **Yu et Choi (2003)**. Ils ont proposé de modéliser les nanofluides comme un liquide de base et des particules solides séparées par une couche nanométrique, cette couche agit comme un pont thermique entre le fluide et les nanoparticules. De plus, ils ont supposé que la conductivité thermique de la couche nanométrique est plus grande que la conductivité thermique de liquide,

$$k_{nf} = \frac{k_p + 2k_f + 2(k_p - k_f)(1 + \beta)^3 \phi}{k_p + 2k_f - (k_p - k_f)(1 + \beta)^3 \phi} k_f \quad \text{Eq I}_9$$

Où β est le rapport de l'épaisseur de la couche nanométrique sur le rayon des particules.

- **Modèle de Bruggeman (1935)**

Le modèle proposé par **Bruggeman (1935)** semble mieux approximer certains résultats expérimentaux comparés aux autres modèles pour le cas des nanoparticules sphériques avec aucune limitation concernant les concentrations des nanoparticules.

$$k_{nf} = \frac{(3\phi - 1) \frac{k_p}{k_f} + \{3((1 - \phi) + \sqrt{\Delta})\}}{4} k_f \quad \text{Eq I}_{10}$$

Avec :

$$\Delta = \left[(3\phi - 1) \left(\frac{k_p}{k_f} \right)^2 + (2 - 3\phi)^2 + 2(2 + 9\phi - 9\phi^2) \left(\frac{k_p}{k_f} \right) \right]$$

I.3.5.2 Viscosité dynamique

- **Modèle d'Einstein (1906)**

Einstein a déterminé l'énergie dissipée autour d'une seule particule dans un fluide en associant son énergie au travail réalisé pour la faire avancer relativement au fluide. A

partir de ce résultat, il a déterminé l'expression décrivant une dépendance linéaire de la viscosité des suspensions dans un fluide avec la concentration,

$$\mu_{nf} = \mu_f (1 + 2.5\phi) \quad \text{Eq I}_{11}$$

- **Modèle de Brinkman (1952)**

La formule de **Brinkman (1952)** complète le modèle d'Einstein jusqu'à une concentration volumique inférieure à 4%,

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1 - \phi)^{2.5}} \quad \text{Eq I}_{12}$$

Nous remarquons que cette relation décrit une évolution non linéaire de la viscosité dynamique avec la concentration volumique mais ne tient pas compte de la collision entre les particules.

- **Modèle Maiga et al. (2005)**

D'autres relations ont été proposées dans la littérature limitée à des applications bien précises. **Maiga et al. (2005)** à partir de résultats de mesures ont proposé la corrélation (Eq I_13),

$$\mu_{nf} = \mu_f (123\phi^2 + 7.3\phi + 1) \quad \text{Eq I}_{13}$$

En comparant cette corrélation aux modèles d'Einstein et de Brinkman, on trouve que ces deux dernières approches sous-estiment les valeurs expérimentales de la viscosité des nanofluides.

I.4 SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE

Nous présentons ici les différentes études expérimentales et numériques disponibles dans la littérature, qui représentent les propriétés principales des nanofluides et leur impact sur le transfert de chaleur tel que la conductivité thermique, la chaleur spécifique et la viscosité dynamique. Diverses corrélations ont été proposées avec les expressions classiques.

Les premiers travaux traitant le transfert de chaleur en présence des nanoparticules ont pratiquement commencé en 1995 avec l'étude de :

Choi (1995) a trouvé que la conductivité thermique effective du mélange eau- Al_2O_3 augmente de 20% pour une concentration en volume entre 1% et 5% d' Al_2O_3 . De plus l'adjonction dans un liquide de certains types de nanoparticules, même en très faible concentration (1% en volume), permet d'augmenter la conductivité thermique de ce dernier de 150% dans le cas de nanotubes de carbone **Choi et al. (2001)**, et de 40% pour des nanoparticules d'oxyde de cuivre **Eastman et al. (2001)** et plus de 20% pour des oxydes d'aluminium **Choi (1995)**.

Oztop et Abu-Nada (2008) ont étudié numériquement la convection naturelle dans une cavité rectangulaire partiellement chauffée remplie de nanofluides en utilisant différents types de nanoparticules (Cu, Al_2O_3 , et TiO_2). La méthode des volumes finis a été utilisée pour discrétiser les équations de l'écoulement en convection naturelle. Les résultats montrent que l'augmentation du nombre de Nusselt moyen augmente avec la fraction volumique de nanoparticules pour toute la gamme de nombre de Rayleigh, et le transfert de chaleur augmente aussi avec la hauteur de la source de chaleur (Fig. I_6).

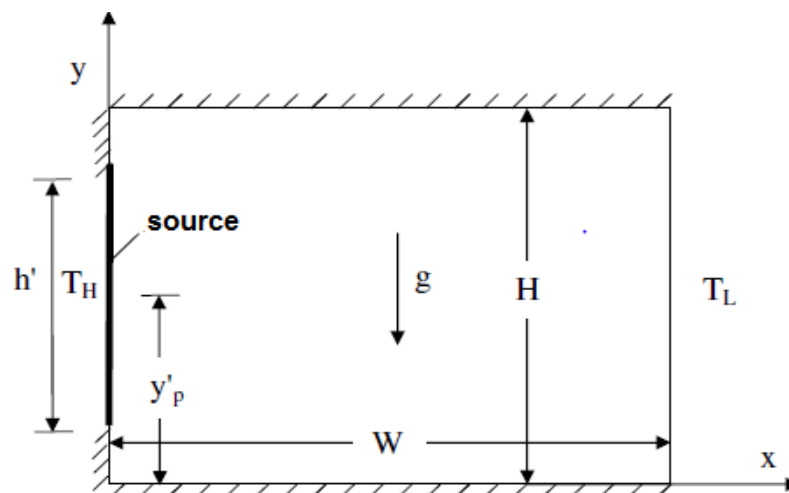


Figure I_6. Schéma de cavité rectangulaire (Oztop et Abu-Nada, 2008).

Roslan et al. (2012) ont étudié l'effet du cylindre rotatif sur le transfert de chaleur dans une enceinte carrée remplie d'un mélange d'eau et de nanoparticules (Cu, Ag, Al_2O_3 et TiO_2) différenciellement chauffée (Fig. I_7). Les équations de transport sont résolues numériquement en utilisant la méthode des éléments finis (GFEM). Le maximum de transfert de chaleur est obtenu à une concentration de nanoparticules élevée, une bonne

valeur de conductivité thermique, une rotation positive lente et une taille de cylindre modérée situé dans le centre de l'enceinte.

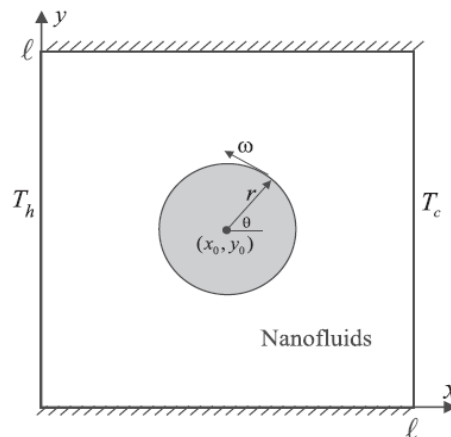


Figure I_7. Schéma d'enceinte carrée avec cylindre rotatif et les conditions aux limites (Roslan et al., 2012).

Saleh et al. (2011) ont étudié numériquement la convection naturelle dans une enceinte trapézoïdale remplie de nanofluide (Cu-eau et Al_2O_3 -eau). Ils ont utilisé la méthode des différences finies pour modéliser les équations de transport. Ils ont constaté que la paroi inclinée et des nanoparticules de Cu avec une concentration élevée sont efficaces pour améliorer le taux de transfert de chaleur (Fig. I_8).

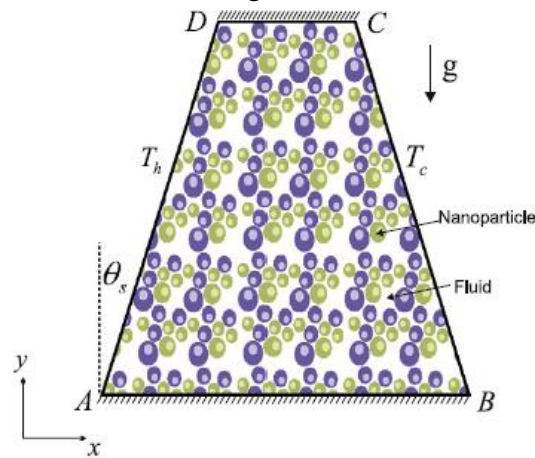


Figure I_8. Cavité trapézoïdale et les conditions aux limites (Saleh et al., 2011).

Hosseini et al.(2014)ont étudié numériquement la convection naturelle dans une cavité carrée inclinée remplie d'un nanofluide avec des parois partiellement chauffées en utilisant la méthode de Lattice Boltzmann(Fig. I_9). Le liquide dans la cavité est un nanofluide à base d'eau contenant différents types de nanoparticules: le cuivre (Cu), l'argent (Ag),

l'alumine (Al_2O_3) et de dioxyde de titane (TiO_2). La conductivité thermique et la viscosité effective de nanofluide sont calculées par les modèles de Maxwell-Garnetts (MG) et Brinkman. Les résultats montrent que le type de nanofluide est un facteur important pour l'amélioration du transfert de chaleur.

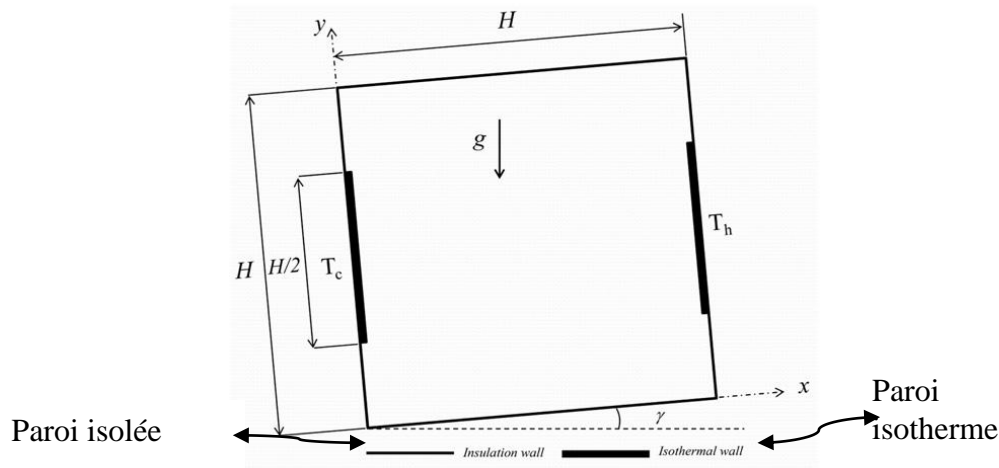


Figure I_9. Schéma pour le modèle physique (Hosseini et al., 2014).

Pour les configurations bidimensionnelles, le transfert de chaleur et l'écoulement de fluide dans une cavité carrée avec des parois latérales partiellement chauffées remplies de nanofluide a été étudiée numériquement par **Jmai et al. (2012)**. Deux sources de chaleur maintenues à un flux de chaleur constant sont placées dans les parois droite et gauche. L'enceinte a été refroidie à partir des parois supérieure et inférieure. Les résultats montrent que le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh et la fraction volumique des nanoparticules, et aussi la température maximale de la source a été affectée de façon significative.

Basak et Chamkha (2012) ont étudié numériquement la convection naturelle dans des cavités carrées remplies de nanofluides (Cu , Al_2O_3 et TiO_2) et pour différentes conditions aux limites. Les nombres de Nusselt moyens montrent qu'il y a une bonne amélioration des taux de transfert de chaleur pour tous les nanofluides à $\text{Ra} = 10^5$ et pour l'aluminium-eau et cuivre-eau on a la plus grande amélioration des taux de transfert de chaleur.

Sun et Pop (2011) ont étudié numériquement la convection naturelle dans une cavité triangulaire remplie d'un milieu poreux avec de nanofluides (Al_2O_3 , Cu et TiO_2) et une source de chaleur placée sur la paroi verticale gauche (Fig. I_10). La température de la paroi inclinée est inférieure à l'élément chauffant, et le reste des parois sont adiabatiques. Ils ont constaté que la valeur du nombre de Nusselt moyen maximal est obtenue en diminuant le rapport d'aspect de l'enceinte.

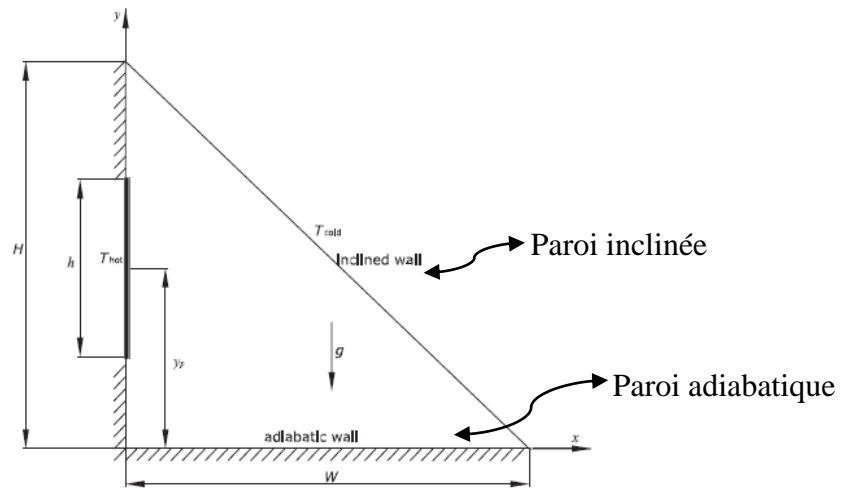


Figure I_10. Une vue schématique de la cavité carrée triangulaire et les conditions aux limites considérées (Sun et Pop 2011).

Une étude numérique du refroidissement par convection naturelle d'une source de chaleur placée au fond d'une enceinte remplie de nanofluides (Cu, Ag, Al_2O_3 et TiO_2) a été faite par **Aminossadati et Ghasemi (2009)** (Fig. I_11). L'influence des paramètres pertinents tels que le nombre de Rayleigh, la longueur de la source de chaleur, le type de nanofluides et la fraction volumique solide de nanoparticules sur la performance de refroidissement ont été étudiées par ces auteurs. Les résultats montrent que le type de nanoparticules et la longueur de la source de chaleur affectent de manière significative la température maximale de la source de chaleur.

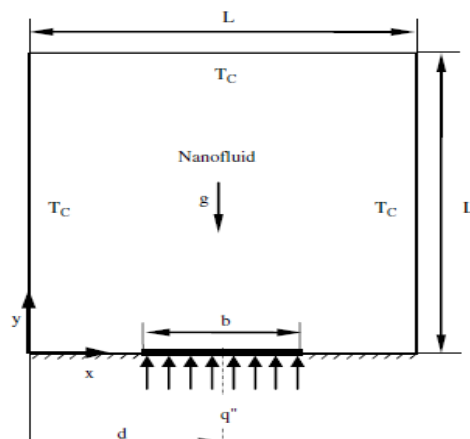


Figure I_11. Un diagramme schématique du modèle physique (Aminossadati et Ghasemi, 2009).

Ogut (2009) ont étudié le transfert de chaleur par convection naturelle de nanofluides (Cu, Ag, CuO, Al₂O₃, TiO₂) à base d'eau dans une cavité carrée inclinée, où le côté vertical gauche est chauffé avec un flux de chaleur constant, le côté droit est refroidi, et les autres côtés sont maintenus adiabatiques (Fig. I_12). Les équations qui régissent sont résolues en utilisant la méthode polynomiale différentielle en quadrature (PDQ). Les calculs ont été effectués pour des angles d'inclinaison de 0° à 90°. Les résultats montrent que le taux de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des particules et le nombre de Rayleigh, et se diminue avec une augmentation de la longueur de l'élément chauffant.

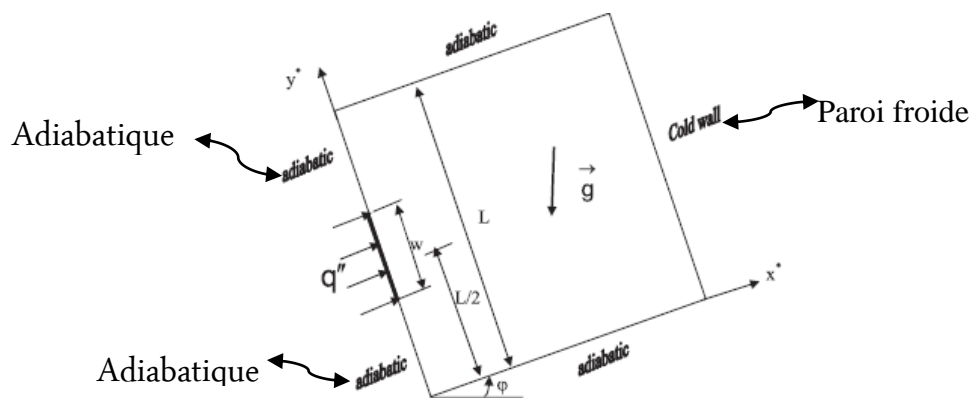


Figure I_12. Une vue schématique de la cavité carrée inclinée et les conditions aux limites considérées (**Ogut 2009**).

Alloui et al. (2011) ont présenté une étude analytique et numérique de la convection naturelle dans une cavité rectangulaire chauffée par le bas et remplie de nanofluides (Cu, Ag, CuO, Al₂O₃, TiO₂) (Fig. I_13). Les effets, du nombre de Rayleigh, de la fraction volumique des nanoparticules, du nombre de Prandtl Pr, et du rapport d'aspect de la cavité ont été examinés. Les solutions analytiques pour la fonction de courant et la température sont obtenues en utilisant une approximation d'écoulement parallèle dans la région centrale de la cavité et une forme intégrale de l'équation d'énergie. Les résultats montrent que les solutions numériques des équations régissantes complètes sont obtenues pour une large gamme de paramètres régissantes. Un bon accord est observé entre le modèle analytique et les simulations numériques.

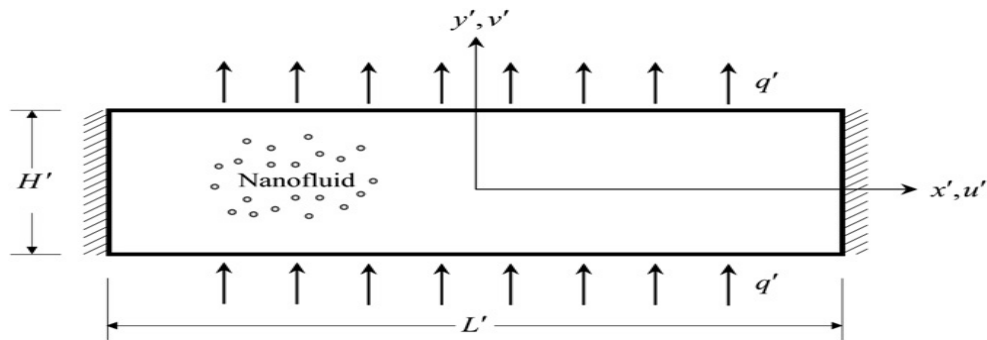


Figure I_13. Schéma du domaine du problème et le système de coordonnées (Alloui et al., 2011).

I.4.1 Application des nanofluides dans l'industrie

Les nanofluides ont connu beaucoup d'applications dans l'industrie ce qui a incité plusieurs recherches expérimentales.

Wen et Ding (2004) ont mis en évidence une expérience similaire dans un tube uniformément chauffé, en utilisant des nanoparticules de trioxyde d'Aluminium (Al_2O_3) avec une taille moyenne comprise entre 27 et 56 nm voir (Fig. I_14)

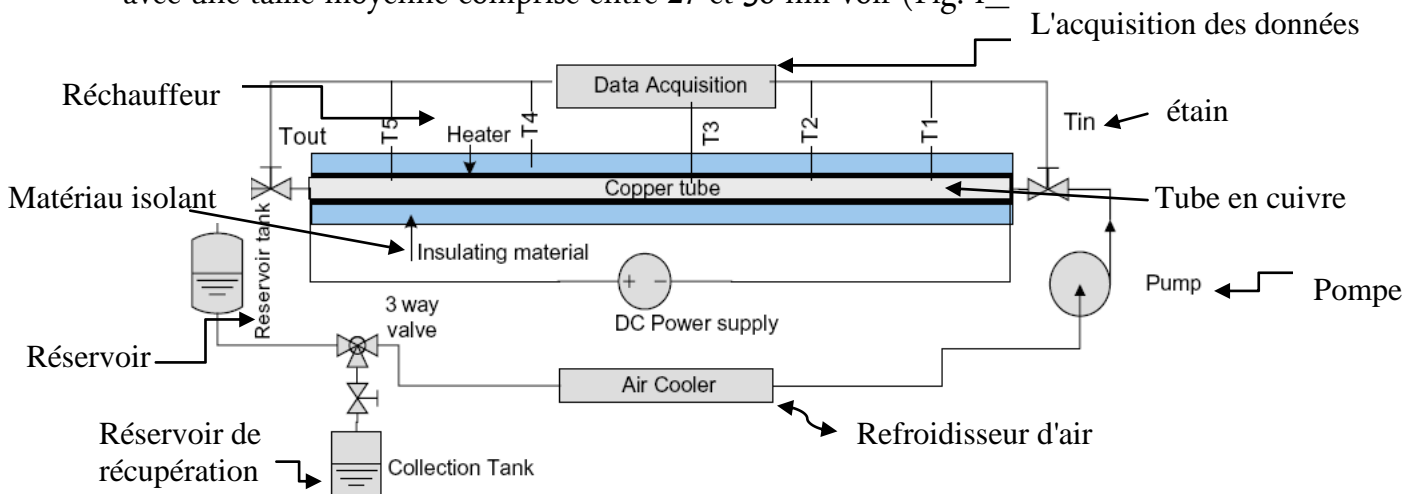


Figure I_14. Schéma du montage expérimental (Wen et Ding, 2004).

Les résultats montrent que le coefficient de transfert de chaleur en régime laminaire est significativement augmenté grâce à l'utilisation de nanofluides, en augmentant le nombre de Reynolds et la concentration de nanofluides. L'augmentation du transfert de chaleur convectif est particulièrement importante dans la zone d'entrée puis décroît axialement, et la longueur de développement est plus grande que celle pour un fluide conventionnel et croît encore plus avec la concentration en nanoparticules. Le profil du coefficient de transfert en fonction du nombre de Reynolds pour différentes concentrations a été très

proche de celle de l'équation de Shah et de l'équation de Dittus-Boelter dans la zone d'entrée, alors que ses valeurs ont été très différentes pour le reste de la distance axiale du tube.

Wen et Ding (2005) ont réalisé une étude expérimentale sur l'écoulement d'un nanofluide entre deux disques horizontaux, dont l'un est uniformément chauffé (Fig. I_15). Le nanofluide est composé de nanoparticules de dioxyde de Titanium (TiO_2) de diamètre compris entre 30 et 40 nm, dans un fluide de base aqueux.

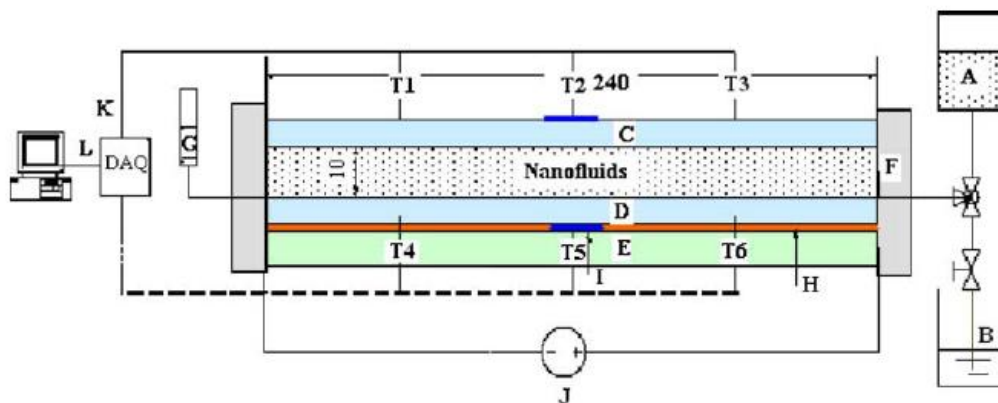


Figure I_15. Schéma du montage expérimental (Wen et Ding, 2005).

Ils ont remarqué qu'il y a une bonne stabilité en suspension grâce à un système de mixage mécanique et un stabilisateur électrostatique, mais une détérioration rapide du transfert de chaleur en convection naturelle s'est produite, et le coefficient de transfert de chaleur avait une importante chute avec l'augmentation de la concentration du nanofluide, qui se traduit par la décroissance des valeurs du nombre de Nusselt Nu en fonction de la croissance du nombre de Rayleigh Ra . Les résultats prouvent que le nombre de Nusselt Nu était en croissance avec la croissance du produit des nombres de *Grashof* et *Prandtl* ($Gr^* Pr$), et cela d'une façon plus importante pour les plus grandes valeurs de concentration en TiO_2 .

Heris et al. (2006) ont réalisé une étude expérimentale qui consiste à examiner l'écoulement convectif laminaire dans un tube circulaire horizontal maintenu à température constante et rempli d'un nanofluide avec des nanoparticules d'oxyde de cuivre (CuO) et de trioxyde d'aluminium (Al_2O_3), dispersées à différentes concentrations dans l'eau (Fig. I_16).

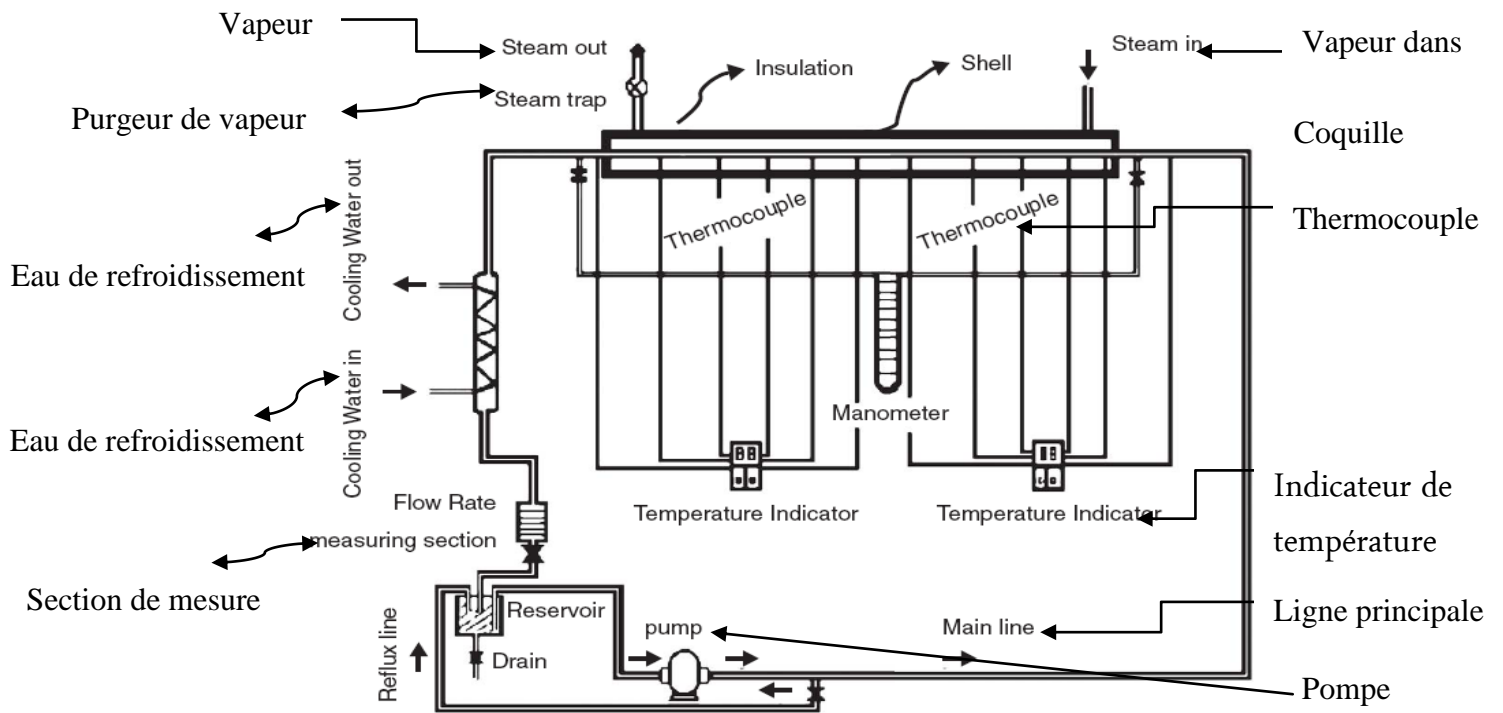


Figure I_16. Schéma du montage expérimental (Heris et al. 2006).

Les résultats ont montré que l'augmentation du coefficient de transfert convectif est plus important pour le mélange (eau/ Al_2O_3) que celui du mélange (eau/ Cu) et ceci est plus significatif pour les grandes concentrations volumiques en nanoparticules, et pour une valeur optimale comprise entre 2,5 et 3%, de nanoparticules.

Ding et al. (2006) ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur d'un nanofluide uniformément chauffé dans un tube circulaire horizontal. En dispersant des nanotubes de carbone (CNT) dans l'eau et la stabilité de leur suspension a été assurée par forte homogénéisation par méthode de cisaillement. Ils ont constaté qu'il y a une augmentation significative du coefficient de transfert thermique le long du tube, et ce pour différentes valeurs croissantes de concentrations en nanotubes pour atteindre une augmentation de 350% pour 0,5% de CNT et à $Re = 800$; Un pic maximal est constaté au niveau d'une certaine distance axiale, quand à sa variation en fonction du nombre de Reynolds, pour des grandes valeurs de Re , le coefficient de transfert convectif devient plus important.

I.4.2 Etudes antérieures sur la génération de l'entropie dans des cavités

Pendant une longue période, les méthodes d'optimisation des systèmes thermiques ont été largement basées sur des critères énergétiques. Cependant, peu à peu, l'intérêt s'est porté sur l'analyse énergétique ou entropique, qui paraît l'une et l'autre souvent mieux adaptée à ce qu'il est convenu d'appeler avec le vocabulaire actuel «développement durable». En

particulier, les analyses basées sur la production d'entropie ont été mises en avant par la thermodynamique des processus irréversibles. Mais cette théorie, d'une grande richesse conceptuelle, n'a pas donné dans les sciences de l'ingénieur les bénéfices qui en avaient été escomptés, particulièrement en raison de sa relative complexité et de son manque d'impact pratique. Elle a fort heureusement été relayée, grâce en particulier aux travaux de **Bejan (1994, 1996)** par une approche plus simple et plus pragmatique, qui a donné un nouvel essor à des optimisations basées sur la limitation de la production d'entropie. Depuis, un intérêt particulier a été réservé à cette méthode à travers de nombreux travaux réalisés. Parmi ces travaux, les cavités en convection naturelles figurent en bonne place. La convection naturelle turbulente appartient aux modes de transfert thermique, mais peu d'études dans la littérature concernant son analyse sous le deuxième principe ont été entreprises. La majeure partie des études ont traité la génération de l'entropie en régime de convection naturelle laminaire. **Shahi et al. (2011)** ont étudié numériquement la génération d'entropie par la convection naturelle dans une cavité remplie d'un nanofluide (eau+cuivre) avec une source de chaleur. Les équations sont discrétisées en utilisant la méthode des volumes finis et elles sont résolues par l'algorithme SIMPLE. Les résultats ont montré que la valeur maximale du nombre de Nusselt et la valeur minimale de la génération d'entropie sont obtenus pendant l'emplacement de la source de chaleur dans la paroi inférieure horizontale.

Mahmoudi et al. (2013) ont fait une simulation numérique sur la génération d'entropie et l'amélioration du transfert de chaleur par convection naturelle dans une cavité de forme trapèze remplie d'un nanofluide (eau-Cu), en présence d'un champ magnétique constant (Fig. I_17). L'analyse utilise une enceinte à deux dimensions trapézoïdale avec la paroi verticale gauche et la paroi inclinée dans une température basse et une source de chaleur placée sur la paroi inférieure de l'enceinte. Les résultats montrent que la génération d'entropie est diminuée lorsque les nanoparticules sont présentes, tandis que le champ magnétique augmente généralement l'ampleur de la production d'entropie.

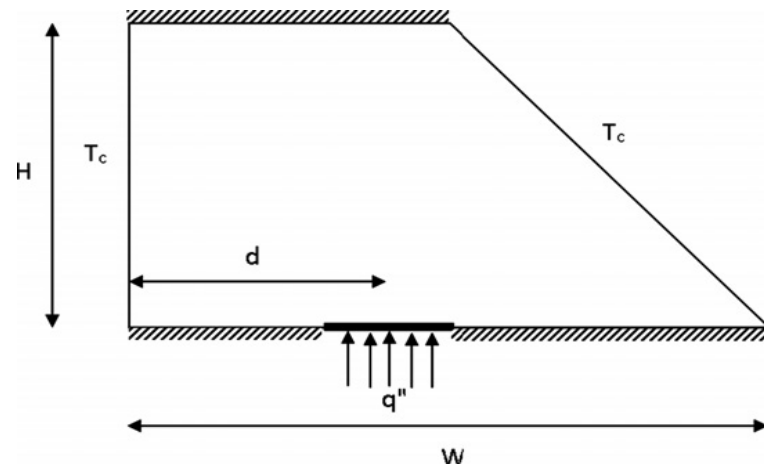


Figure I_17. Cavité trapézoïdale et les conditions aux limites (Mahmoudi et al., 2013).

Cho et al. (2013) ont étudié numériquement le transfert de chaleur par convection naturelle et la génération d'entropie dans une enceinte à des parois ondulées remplie d'un nanofluide (Cu, Al_2O_3 et TiO_2). La paroi gauche est chauffée par un flux de chaleur constant et que la paroi droite est maintenue à une température constante faible. Les parois supérieures et inférieures sont adiabatiques (Fig. I_18). Les résultats montrent que l'augmentation de la génération d'entropie avec l'augmentation de la valeur du nombre de Rayleigh est diminuée avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules.

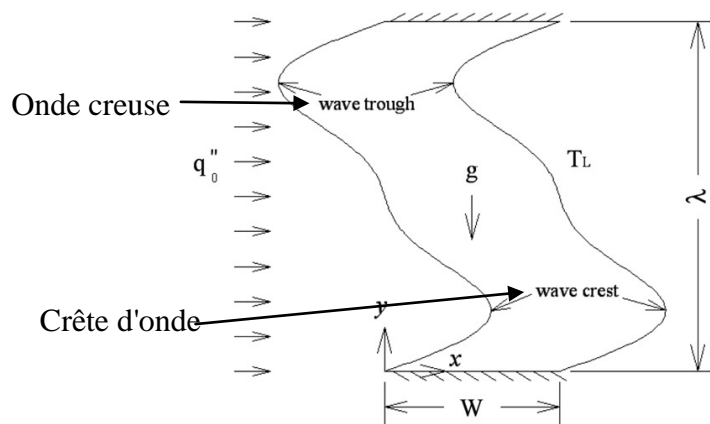


Figure I_18. Enceinte rectangulaire avec des parois ondulées et les conditions aux limites (Cho et al., 2013).

Cho (2014) a étudié la performance de transfert de chaleur et de la génération d'entropie de la convection naturelle dans une cavité carrée remplie d'un nanofluide (Al_2O_3) avec une surface ondulée partiellement chauffée. Les simulations se concentrent spécifiquement sur les effets de la fraction volumique de nanoparticules, le nombre de Rayleigh et les paramètres de la géométrie ondulée de la surface sur le nombre de Nusselt moyen, la génération d'entropie totale et le nombre de Bejan. Les résultats montrent que l'augmentation du nombre de Nusselt moyen et la diminution de la génération d'entropie

totale lorsque fraction volumique des nanoparticules augmente. Le nombre de Nusselt moyen diminue et la génération d'entropie totale augmente avec l'amplitude et la longueur d'onde de la surface ondulée.

Kashani et al. (2014) ont étudié numériquement la génération d'entropie et la convection naturelle de nanofluide dans une enceinte avec des parois verticales ondulées remplie d'un nanofluide (Cu-eau) (Fig. I_19). Les équations régissantes sont formulées en utilisant les modèles Boussinesq et non-Boussinesq. Les résultats montrent que le transfert de chaleur et la génération d'entropie avec l'approximation de Boussinesq donnent des valeurs plus élevées par rapport à l'approximation non-Boussinesq.

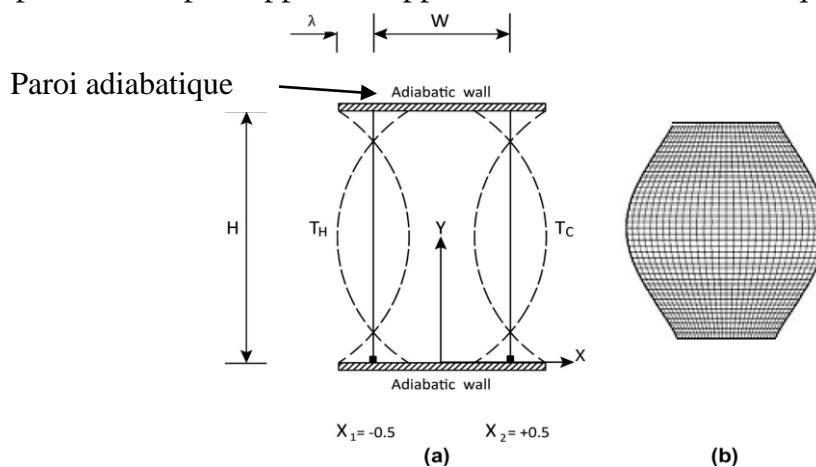


Figure I_19. Enceinte rectangulaire avec des parois verticales ondulées et les conditions aux limites (Kashani et al., 2013).

Zamily et Amin (2015) ont traité l'influence d'une source de chaleur sur la convection naturelle et la génération d'entropie dans une enceinte semi-circulaire remplie de nanofluide (eau-Cu). Le flux de chaleur est fourni en partie dans le centre de la paroi de base, et les autres parties de paroi de fond de l'enceinte sont supposées adiabatiques. Les résultats montrent que le taux de transfert de chaleur augmente avec une augmentation du nombre de Rayleigh et de la fraction volumique des nanoparticules. L'irréversibilité du système augmente avec l'augmentation de la fraction de nanoparticules.

Parvin et Chamkha (2012) ont étudié de l'écoulement de la convection naturelle, le transfert de chaleur et la génération d'entropie dans une cavité de forme irrégulière remplie de nanofluide (Fig. I_20). L'étude numérique se concentre spécifiquement sur l'effet du paramètre de convection naturelle et la fraction volumique de nanoparticules sur le nombre de Nusselt moyen, la génération d'entropie totale et le nombre de Bejan. Les résultats montrent que l'augmentation du nombre de Rayleigh entraîne une augmentation du nombre de Nusselt moyen et la diminution de la génération d'entropie.

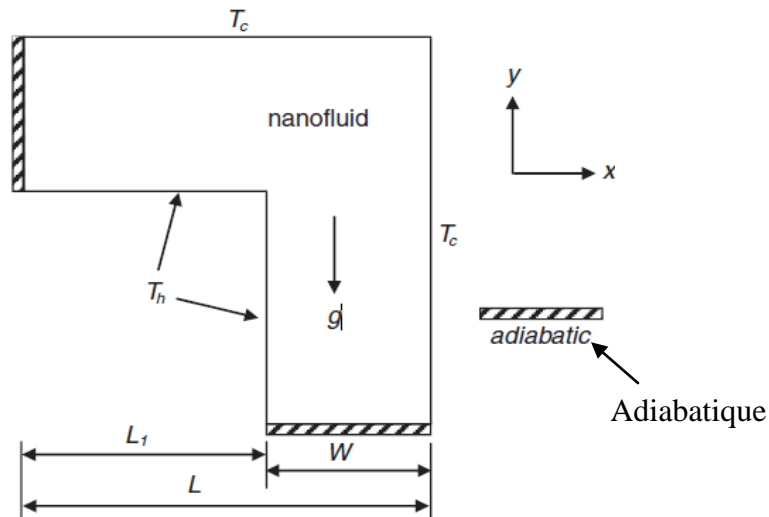


Figure I_20. Géométrie du problème et les conditions aux limites

(Parvin et Chamkha, 2012).

Khorasanizadeh et al. (2012) ont analysé numériquement la convection naturelle et la génération d'entropie de nanofluid dans une cavité carrée remplie de nanofluid (eau-Cu) avec un corps conducteur (Fig. I_21). Les effets du nombre de Rayleigh, la fraction volumique des nanoparticules et la position du corps conducteur sur les lignes de courant, isothermes, nombre de Nusselt, génération d'entropie, nombre de Bejan ont été examinés. Les résultats montrent que la génération d'entropie totale diminue en augmentant le nombre de Rayleigh pour toute la fraction volumique des nanoparticules et les positions du corps conducteur. Le nombre de Bejan augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh.

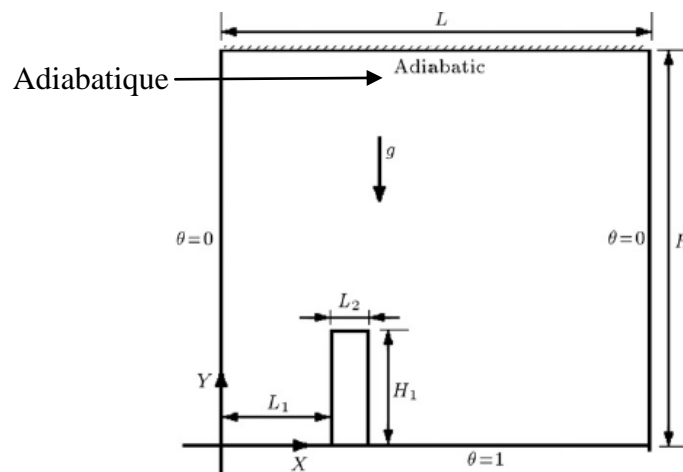


Figure I_21. Schéma de cavité et les conditions aux limites (Khorasanizadeh et al., 2012).

Les effets de nombre Grashof et la fraction volumique des nanoparticules sur le transfert de chaleur et la génération d'entropie de nanofluide (**eau-Cu**) par convection naturelle et l'écoulement de fluide dans une enceinte ondulée en deux dimensions a été étudiée numériquement par **Esmailpour et Abdollahzadeh (2012)** (Fig. I_22). Leur étude a indiqué que la diminution de transfert de chaleur et la génération d'entropie avec une augmentation de fraction volumique des nanoparticules et de nombre de Grashof.

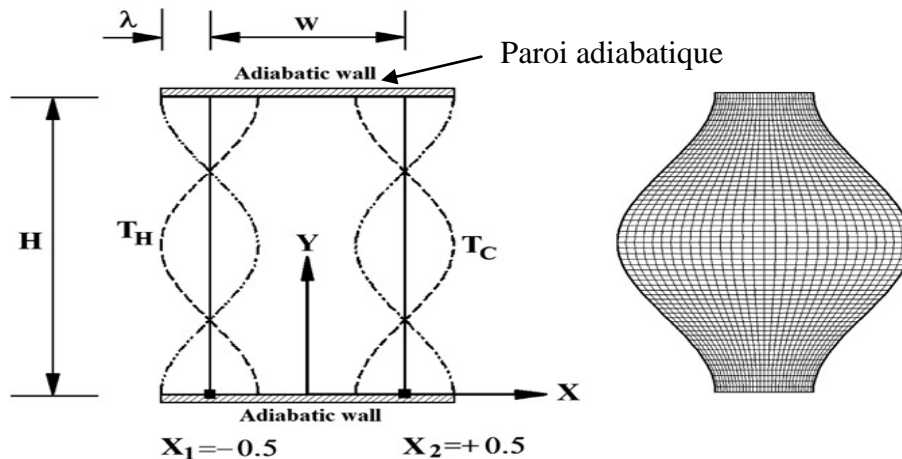


Figure I_22. Enceinte ondulées en deux dimensions et les conditions aux limites

(**Esmailpour et Abdollahzadeh, 2012**).

Lam et Prakash (2014) ont abordé la convection naturelle et la génération d'entropie dans une enceinte poreuse avec des sources de chaleur. Les résultats montrent que la génération d'entropie, due à un transfert de chaleur irréversible, est observée au voisinage de sources de chaleur.

Les nanoparticules métalliques ont des conductivités thermiques plus grandes que celles des oxydes métalliques correspondants. On devrait s'attendre à trouver des valeurs de conductivité thermique du même ordre que celles obtenues avec les oxydes métalliques correspondants, mais avec des fractions volumiques en nanoparticules métalliques beaucoup plus faibles. La conductivité thermique du cuivre à la température ambiante est environ 700 fois plus grande que celle de l'eau et environ 3000 fois plus grande que celle d'huile du moteur. **Abu-Nada et Oztop (2012)** ont étudié numériquement l'effet de l'angle d'inclinaison sur le transfert de chaleur par convection naturelle et l'écoulement de fluide dans une cavité carrée bidimensionnelle remplie de Cu-nanofluide (Fig. I_23). L'angle d'inclinaison est utilisé en tant que paramètre de contrôle pour l'écoulement et le transfert de chaleur. Ils ont varié l'angle d'inclinaison de 0° à 120° . Les résultats ont clairement indiqué que l'addition de nanoparticules a produit une amélioration

remarquable de transfert de chaleur par rapport à celle du fluide pur. Le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh presque linéaire, et les effets de l'angle d'inclinaison sur le pourcentage de mise en valeur de transfert de chaleur deviennent insignifiants au faible nombre de Rayleigh, mais il diminue l'amélioration du transfert de chaleur avec nanofluide.

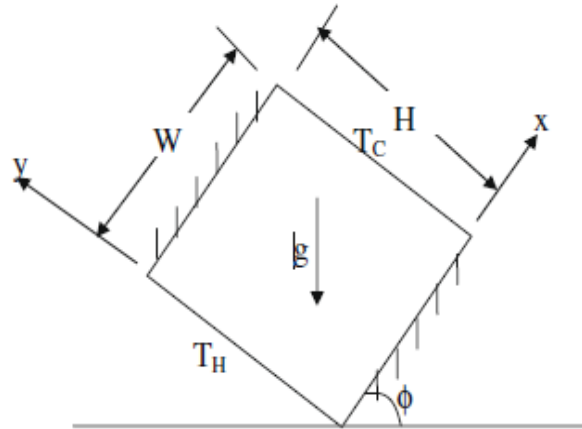


Figure I_23. Cavity carrée inclinée et les conditions aux limites (Abu-Nada et Oztop, 2012).

Han et al. (2015) ont analysé le transfert thermique par convection naturelle dans une cavité carrée remplie d'un nanofluide (l'eau+ cuivre) avec la température alternative à une paroi verticale gauche, température relativement basse à la paroi droite et adiabatique dans les autres parois. Les résultats montrent que l'utilisation de nanoparticules améliore le transfert de chaleur.

Khanafer et al. (2003) ont examiné la simulation numérique de la convection naturelle dans une cavité carrée remplie par un nanofluide (Cu-eau).

Tiwari et Das (2007) ont étudié numériquement le comportement de nanofluides (eau-Cu) à l'intérieur d'une cavité carrée différentiellement chauffée. Les parois gauche et droite sont mobiles et maintenues à des températures différentes et constantes, les parois supérieure et inférieure sont isolées thermiquement. Ils ont constaté que le nombre de Richardson et la direction des parois mobiles affectent l'écoulement de fluide et le transfert de chaleur dans la cavité.

Mahmoudi et al. (2011) ont effectué une modélisation du transfert de chaleur conjugué dans une enceinte à paroi épaisse remplie de nanofluide (Cu-eau) et avec un corps solide (Fig. I_24). Les épaisseurs des autres limites sont supposées être zéro, la paroi droite est maintenue à une température basse constante, tandis que les parois horizontales sont supposées être adiabatiques. Les résultats montrent que la position du corps et le

coefficient de transfert de chaleur aient un facteur principal pour l'amélioration de transfert de chaleur.

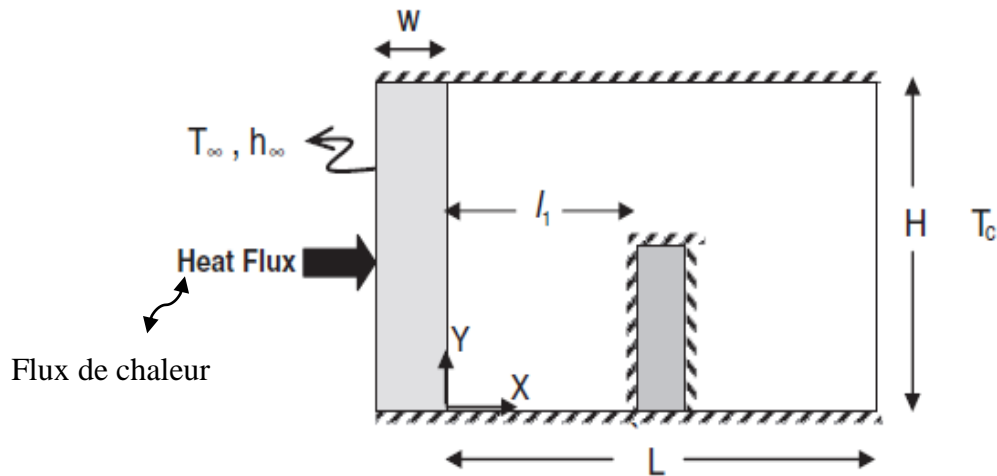


Figure I_24. Diagramme schématique du modèle physique (Mahmoudi et al., 2011).

Un travail numérique a été réalisé par **Nasrin et Parvin (2011)** pour étudier le mécanisme de transport de convection naturelle dans une enceinte trapézoïdale remplie d'un nanofluide (d'eau-Cu). Les parois horizontales de l'enceinte sont isolées tandis que les parois inclinées sont maintenues à des températures constantes, mais différentes. Les nanoparticules de Cu avec la plus haute valeur de Pr et la valeur la plus basse de AR sont établis pour être les plus efficaces dans l'amélioration de la performance du taux de transfert de chaleur.

Mahmoudi et al. (2011) ont traité la convection naturelle dans une cavité ouverte remplie d'un nanofluide (Cu-eau) avec deux sources de chaleur minces verticales (Fig. I_25). Les résultats indiquent que les distributions de champ d'écoulement et de température à l'intérieur de la cavité dépendent fortement du nombre de Rayleigh et la position des sources de chaleur. Les résultats indiquent également que le nombre de Nusselt est une fonction croissante du nombre de Rayleigh, de la distance entre les deux sources de chaleur, et de la distance entre-parois. En outre, ils ont constaté que le nombre de Nusselt moyen augmente linéairement avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules.

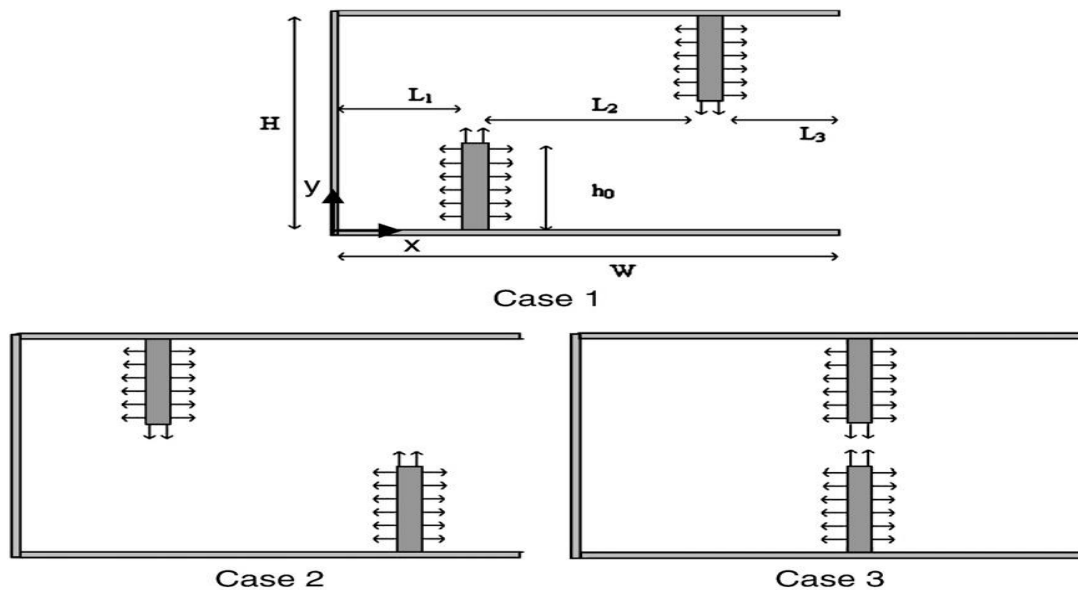


Figure I_25. Schéma du modèle physique (Mahmoudi et al., 2003).

Jou et Tzeng (2006) ont traité numériquement la convection naturelle pour l'amélioration du transfert de chaleur dans des cavités rectangulaires remplies d'un nanofluide (Cu-eau), en utilisant le modèle de Khanafar pour analyser les performances de transfert de chaleur. Les résultats montrent que l'augmentation du paramètre de flottabilité et la fraction volumique de nanofluide provoquent une augmentation du coefficient de transfert thermique.

Mahmoudi et al. (2010) ont présenté une étude numérique de refroidissement par convection naturelle d'une source de chaleur fixée horizontalement à la paroi verticale gauche d'une cavité remplie d'un nanofluide (Cu-eau) (Fig. I_26). Les résultats montrent que la dimension de la source de chaleur est un paramètre important qui affecte l'allure d'écoulement et le champ de température, et aussi le nombre de Nusselt moyen se diminue avec l'augmentation de la longueur de source de chaleur.

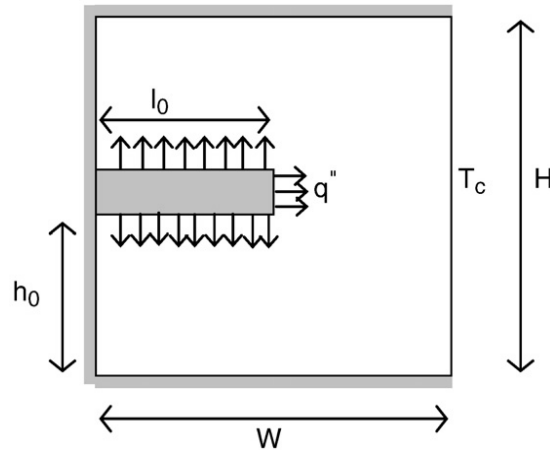


Figure I_26. Schéma de la cavité et les conditions aux limites (Mahmoudi et al., 2010).

Elshehabey et al. (2014) ont étudié l'effet d'angle d'inclinaison et les nanoparticules (Cu) sur la convection naturelle dans une enceinte de forme L inclinée, en présence d'un champ magnétique (Fig. I_27). La présence du champ magnétique dans la région de fluide provoque une réduction significative dans les caractéristiques de l'écoulement de fluide et le transfert de chaleur, et aussi une bonne amélioration du taux de transfert de chaleur peut être obtenue par l'addition des nanoparticules de cuivre dans le fluide de base.

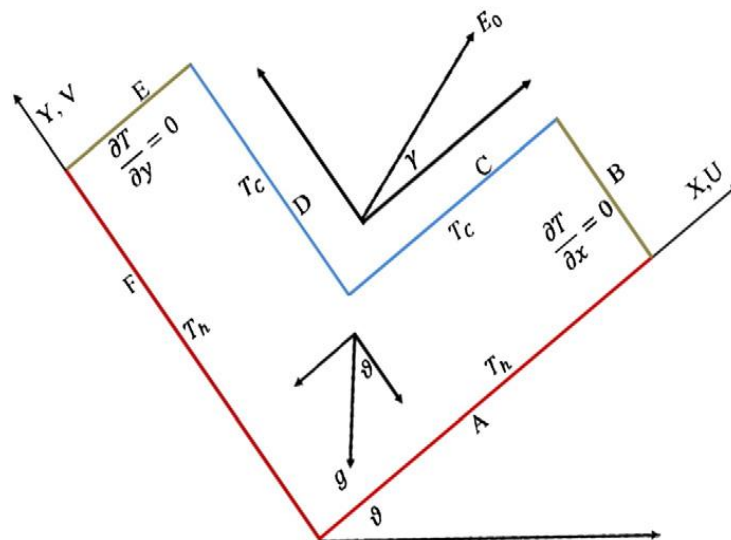


Figure I_27. Enceinte de forme L inclinée et les conditions aux limites (Elshehabey et al., 2014).

Rahimi et al. (2011) ont abordé la convection naturelle dans un mélange de nanoparticules (Cu) et de l'eau près de son maximum de densité dans une enceinte rectangulaire a été étudiée numériquement (Fig. I_28). La méthode des volumes finis est utilisée pour résoudre les équations. Ils ont observé que l'inversion de la densité de l'eau a

laissé des effets importants sur l'écoulement de fluide et le transfert de chaleur due à la formation d'une structure bi-cellulaire.

Une analyse numérique de la convection naturelle dans une enceinte de semi-anneau remplie d'un nanofluide (Cu-eau) a été étudiée par **Soleimani et al. (2012)**, en utilisant les modèles de Brinkman et Maxwell-Garnett pour calculer respectivement la conductivité thermique et la viscosité de nanofluide. Les parois semi-circulaires interne et externe sont maintenues à une température constante, et les autres parois sont isolées thermiquement (Fig. I_28). Les effets du nombre de Rayleigh, la fraction volumique des nanoparticules et l'angle d'inclinaison de l'enceinte ont été examinés. Les résultats montrent que l'angle d'inclinaison a un effet important sur les lignes de courant, les isothermes et les valeurs maximales et minimales du nombre de Nusselt local.

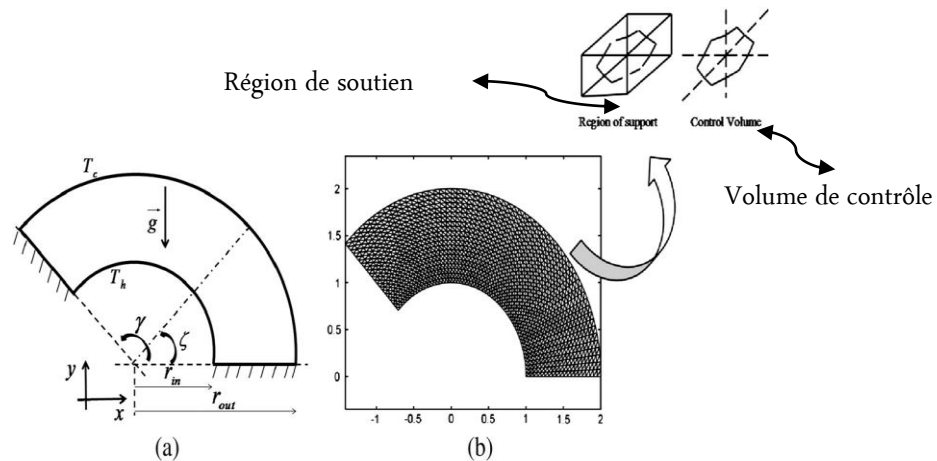


Figure I_28. Géométrie du problème et les conditions aux limites (**Soleimani et al. 2012**).

Parvin et al. (2012) ont analysé numériquement l'effet de nombre de Prandtl sur le transfert de chaleur par convection naturelle dans une cavité carrée qui contient une source de chaleur cylindrique (Fig. I_29). L'objectif principal de cet article est d'étudier l'influence des paramètres pertinents tels que le nombre de Prandtl (Pr) et le diamètre (D) du corps chauffant sur la performance du transfert de chaleur de nanofluide (Cu-eau). Les résultats obtenus à partir de la méthode des éléments finis montrent clairement que le transfert de chaleur est augmenté grâce à la valeur la plus élevée de la viscosité de nanofluide, résultant dans la compacité de nombreux équipements industriels.

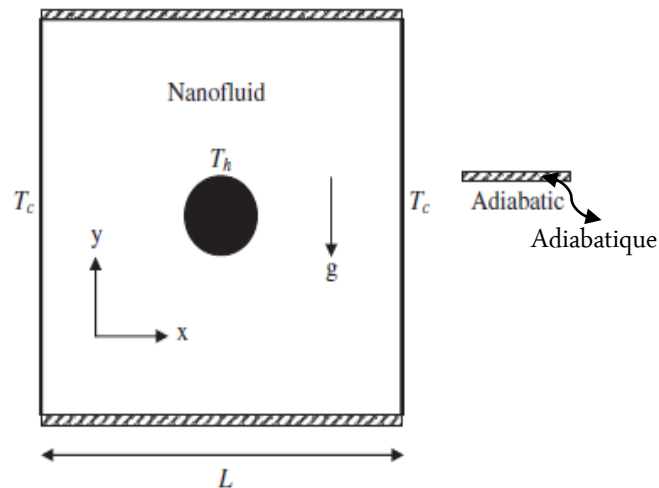


Figure I_29. Schéma d'une cavité qui contient une source de chaleur cylindrique et les conditions aux limites considérées (Parvin et al., 2012).

Mahmoodi et Sebdani (2012) ont simulé numériquement la convection naturelle dans une cavité carrée contenant un corps carré adiabatique au centre et remplie d'un nanofluide (Cu-eau). Les effets du nombre de Rayleigh, de la taille du corps adiabatique, et de la fraction volumique des nanoparticules de Cu sur l'écoulement du fluide, les champs thermiques et le transfert de chaleur à l'intérieur de la cavité ont été étudiés. Les résultats montrent que pour des nombres de Rayleigh faibles (10^3 et 10^4), le taux de transfert de chaleur diminue quand la taille de corps adiabatique augmente, et il augmente pour des nombres de Rayleigh élevés (10^5 et 10^6).

Muthtamilselvan et al. (2009) ont étudié l'amélioration du transfert de chaleur dans une cavité avec un couvercle en mouvement rempli d'un nanofluide (Cu-eau) (Fig. I_30). Les résultats montrent que le rapport d'aspect et la fraction volumique des nanoparticules affectent l'écoulement de fluide et le transfert de chaleur dans la cavité, et aussi la variation du nombre de Nusselt moyen augmente linéairement avec la fraction volumique des nanoparticules.

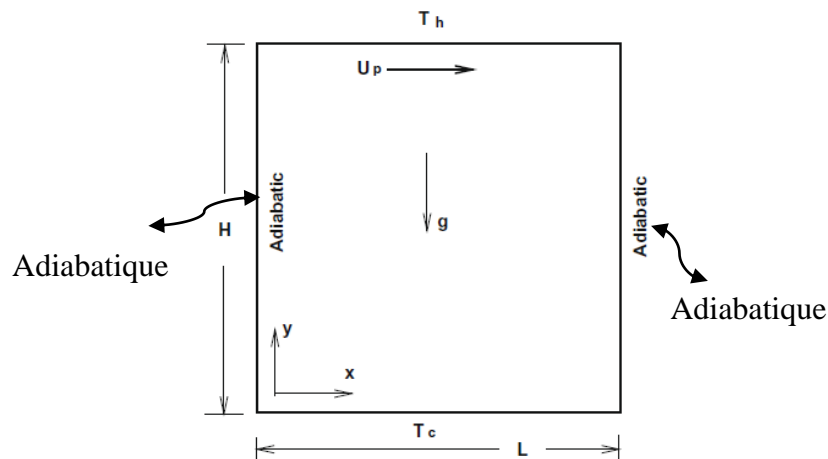


Figure I_30. Une vue schématique de la cavité carrée et les conditions aux limites considérées (Muthtamilselvan et al., 2009).

La simulation numérique de la convection naturelle bidimensionnelle dans une cavité carrée et remplie avec un nanofluide (Cu-eau) et contenant des sources de chaleur identiques a été faite par **Sheikhzadeh et al. (2010)**. Les résultats montrent que le nombre de Nusselt moyen maximal est obtenu pour des emplacements des sources de chaleur suivant le bas-milieu et le milieu-milieu. Et aussi le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh et la fraction volumique des nanoparticules.

Hassan (2013) a étudié par une simulation numérique le transfert de chaleur par convection naturelle dans une cavité remplie d'un nanofluide. Les résultats montrent que le nombre de Nusselt moyen de la source de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh et la fraction volumique des nanoparticules de Cu et avec la diminution du diamètre des nanoparticules de Cu.

Le refroidissement par convection naturelle dans une cavité carrée différentiellement chauffée remplie d'un nanofluide (Cu-eau) a été étudié par **Santra et al. (2008)** pour simuler le comportement de transfert de chaleur. Les résultats obtenus montrent que le transfert de chaleur s'améliore si on augmente la fraction volumique des nanoparticules et le nombre de Rayleigh.

Patel et al. (2003) ont étudié le nanofluide (Au-thionate+toluène) à une température de 60°C et ont obtenu une amélioration de 8.8% de la conductivité thermique pour une fraction volumique de nanoparticules $\phi=0.011\%$. Pour une solution de (Au-citrate+eau), ils ont obtenu une amélioration de 8,3% de la conductivité thermique pour $\phi= 0.00026$, par contre, pour une solution de (Ag-citrate+ eau) ils ont obtenu une amélioration de 4.5% pour $\phi=0.001\%$. Pour le nanofluide (Ag+eau), la conductivité thermique obtenue est

plus faible que celle du nanofluide (or+eau) bien que l'argent soit meilleur conducteur de la chaleur que l'or. Cette nette amélioration de la conductivité thermique lors de l'utilisation des nanoparticules d'or par rapport aux particules d'argent pourrait être attribuée à la taille des nanoparticules d'or, qui sont de l'ordre de 3 à 8 fois plus petites que celles d'argent. **Kumar et al. (2004)** ont reporté, quant à eux une amélioration de la conductivité thermique de 20% pour $\phi = 0.00013\%$ d'or dans l'eau.

Abdallaoui et al. (2015) ont présenté une étude numérique de la convection naturelle dans une cavité carrée contenant un cylindre chauffant triangulaire décentré et rempli d'un nanofluide (Ag-eau). Les résultats obtenus montrent que les caractéristiques d'écoulement de fluide caloporteur sont affectées par la position du cylindre chauffant. Ils ont constaté que le taux transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules pour toutes les positions considérées du bloc chauffant.

Nasrin et Alim (2013) ont étudié numériquement la circulation de la convection naturelle à l'intérieur d'une cavité carrée qui contient un corps solide et rempli par deux types de nanoparticules aluminium et cuivre. On constate que l'augmentation du nombre de Ra et Pr améliore le nombre de Nusselt moyen dans le cylindre chauffé en forme de losange.

Ho et al. (2008) ont fait une simulation numérique de la convection naturelle dans une enceinte carrée remplie de nanoparticules (Aluminium -eau) pour étudier les effets dus aux incertitudes de la viscosité et de la conductivité thermique. Les résultats démontrent clairement que les incertitudes associées aux différentes formules adoptées pour la conductivité thermique efficace et viscosité dynamique du nanofluide ont une forte incidence sur les caractéristiques de transfert de chaleur par convection naturelle dans l'enceinte.

L'essentiel des travaux sur ce type de nanofluide a porté sur la mesure de la conductivité thermique en fonction des différents paramètres caractérisant les nanoparticules (taille, fraction massique) et température de l'ensemble.

Le premier travail publié sur l'amélioration de la conductivité thermique utilisant l'oxyde d'aluminium remonte à 1993 et a été mené par **Massuda et al. (1993)**, en dispersant des nanoparticules (Al_2O_3) dans l'eau dont la taille des nanoparticules est de 13nm de diamètre. Ils ont obtenu une amélioration de la conductivité thermique de 30% pour une fraction volumique $\phi = 4.3\%$.

Lin et Violi (2010) ont étudié numériquement la convection naturelle dans une cavité verticale remplie d'un nanofluid ($\text{Al}_2\text{O}_3/\text{Eau}$) et les effets du diamètre de particules non uniforme et de la température sur la conductivité thermique. Les résultats montrent que la diminution du nombre de Prandtl à amplifier les effets des nanoparticules en raison de l'augmentation de la diffusivité thermique effective.

Une étude numérique sur le transfert de chaleur par convection naturelle dans une cavité complexe-ondulée remplie d'un nanofluid d'une base aqueuse Al_2O_3 a été menée par **Mansour et Bakier (2013)**. Les parois gauche et droite de la cavité présentent une géométrie complexe ondulée et sont maintenues respectivement à une température basse et haute. Les parois supérieure et inférieure de la cavité sont isolées (Fig. I_31). Les effets de la fraction volumique de nanoparticules, le nombre de Rayleigh et les paramètres de la géométrie complexe ondulée sur les lignes de courant d'écoulement, et la distribution de l'isotherme et le nombre de Nusselt à l'intérieur de la cavité ont été examinés. Les résultats montrent que le transfert de chaleur par convection naturelle augmente avec l'augmentation de la valeur d'amplitude de la paroi ondulée.

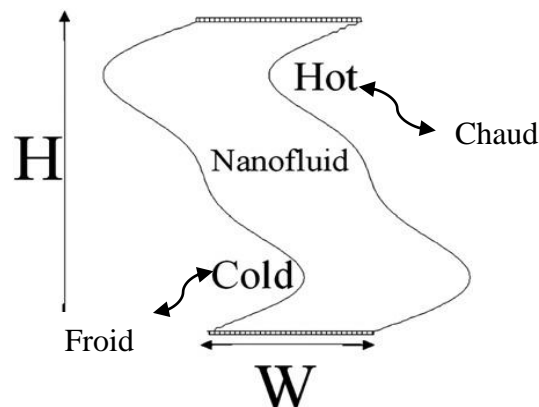


Figure I_31. Enceinte ondulée en deux dimensions et les conditions aux limites

(Mansour et Bakier, 2013).

La convection de Rayleigh-Bénard dans une cavité remplie d'un nanofluid (Al_2O_3 –eau) (Fig. I_32), en considérant la sédimentation, la thermophorèse, et le mouvement brownien a été étudié numériquement par **Ho et al. (2014)**. Les résultats indiquent que pour une fraction de volume donnée, la différence entre les valeurs maximales et minimales de la concentration augmente avec une augmentation du nombre de Rayleigh en raison de l'augmentation des forces de flottabilité.

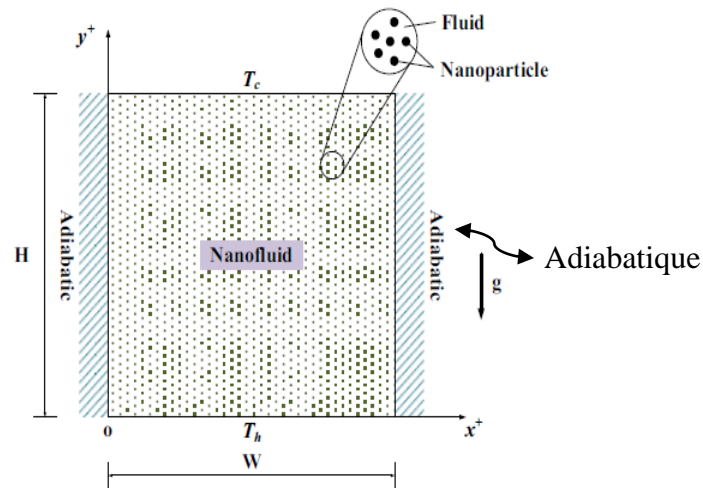


Figure I_32. Schéma de la cavité et les conditions aux limites considérées (Ho et al., 2014).

Une simulation numérique qui traite la convection induite par la flottabilité dans une cavité carrée chauffée et remplie d'un nanofluid (Al_2O_3 / eau) a été étudiée par **Cianfrini et al. (2014)**. Les résultats montrent que les performances de transfert de chaleur et la charge de particules optimales diminuent avec la taille des nanoparticules, la largeur de la cavité et la longueur de source de chaleur sont augmentées.

Oztop et al. (2010) ont étudié la convection naturelle dans une enceinte carrée inclinée et remplie d'un nanofluid en utilisant un réchauffeur et un refroidisseur par des profils de températures sinusoïdales (Fig. I_33). Ils ont constaté que l'ajout de nanoparticules dans l'eau influe sur l'écoulement de fluide et la distribution de température pour des nombres de Rayleigh élevés.

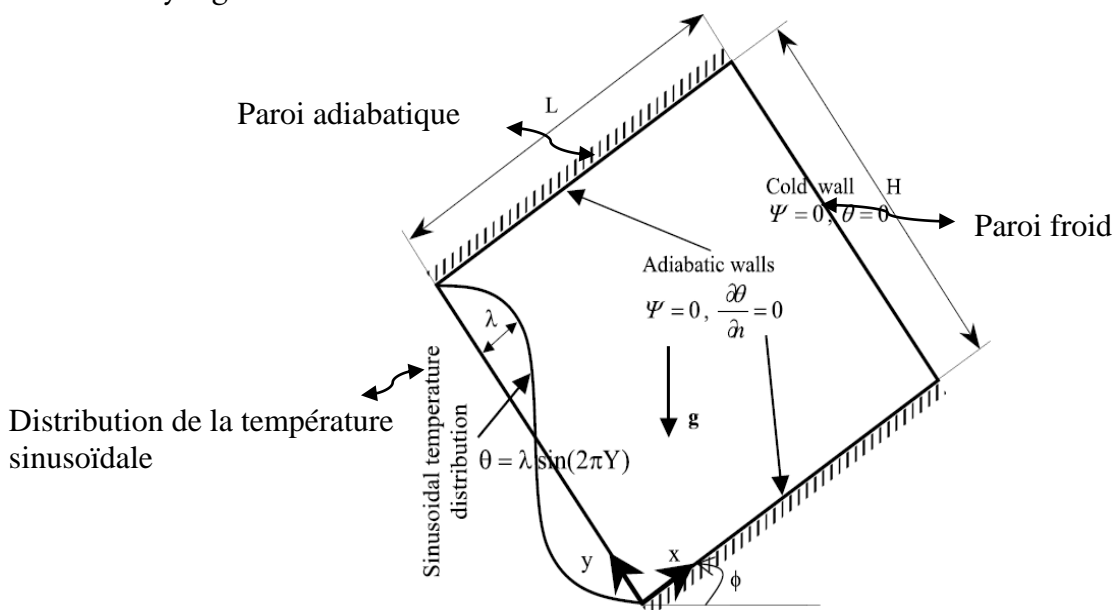


Figure I_33. Géométrie et les conditions aux limites (Oztop et al., 2010).

Une investigation numérique sur l'amélioration du taux de transfert de chaleur par convection naturelle dans une cavité en forme de Γ remplie d'un nanofluide (Al_2O_3 -eau) a été faite par **Dehnavi et Rezvani (2012)** (Fig. I_34). Les résultats indiquent que l'utilisation du nanofluide provoque une augmentation du transfert de chaleur et du nombre de Nusselt moyen.

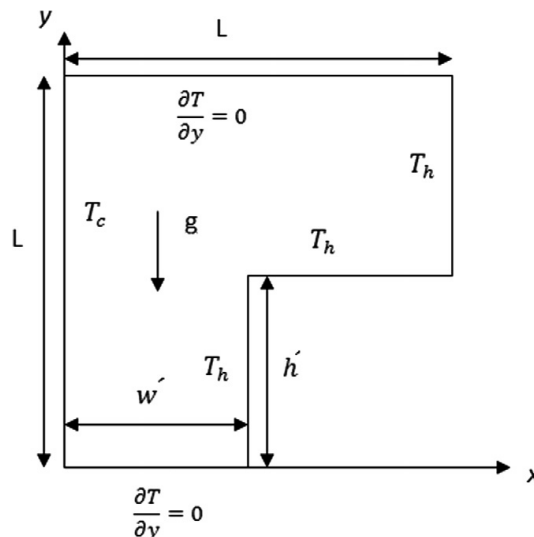


Figure I_34. Géométrie et les conditions aux limites (**Dehnavi et Rezvani ,2012**).

Abu-Nada et al. (2010) ont étudié numériquement les effets des propriétés variables de nanofluide (eau- Al_2O_3 et eau-CuO) sur la convection naturelle dans une cavité. Les résultats montrent que le nombre de Nusselt moyen de nanofluide avec un grand nombre de Rayleigh a été réduit en augmentant la fraction volumique de nanoparticules, et aussi pour un faible nombre de Rayleigh, le nombre de Nusselt moyen a été légèrement augmenté par l'augmentation de la fraction volumique de nanoparticules.

Oztop et al. (2012) ont étudié numériquement la convection naturelle dans une enceinte carrée inclinée remplie d'un nanofluide (CuO) avec des conditions d'échauffement de paroi non-uniforme (Fig. I_35). Ils ont constaté que le transfert de chaleur augmente par adjonction de nanoparticules. Le taux de croissance est plus élevé pour les enceintes à faible nombre de Rayleigh.

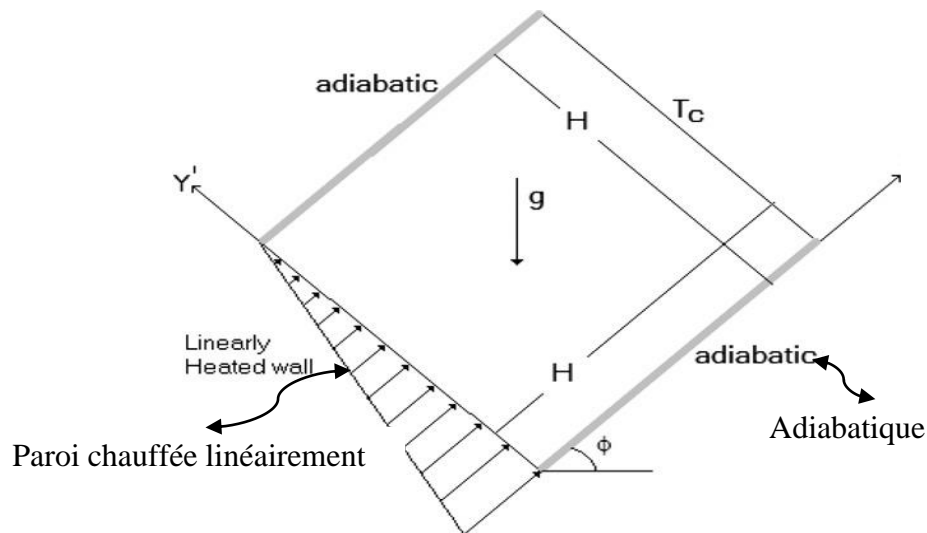


Figure I_35. Enceinte carrée inclinée deux dimensions et les conditions aux limites
(Oztop et al., 2013).

Massimo Corcione et al. (2015) ont abordé le transfert de chaleur par convection naturelle dans une cavité carrée remplie d'un nanofluide (CuO), avec deux parois adjacentes chauffées et deux parois opposées sont refroidies. Les résultats montrent que le transfert de chaleur s'améliore avec l'augmentation de la température moyenne de nanofluide, la largeur de la cavité, et la diminution de la taille des nanoparticules.

Aminossadati et Ghasemi (2010) ont étudié numériquement la convection naturelle dans une cavité avec deux paires de source de chaleur remplie d'un nanofluide (CuO-eau). Les sources de chaleur sont considérées pour couvrir toute la longueur de la paroi inférieure et les autres parois sont isolées thermiquement. Les résultats montrent que, indépendamment de la position des sources de chaleur, le taux de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh et de la fraction volumique solide.

Nasrin et al. (2012) ont effectué une étude de la modélisation numérique de l'écoulement par convection stationnaire laminaire combinée dans une enceinte ondulée triangulaire remplie d'un nanofluide (CuO-eau). Les parois verticales de la cavité prennent une forme d'un motif ondulé triangulaire. Les surfaces inférieure et supérieure se déplacent respectivement vers la direction droite et gauche pour une même vitesse constante. Les résultats montrent que l'amélioration de transfert de chaleur peut être obtenue de manière significative en raison de la présence de nanoparticules. Le taux de transfert de chaleur est accentué modérément par la chute du nombre de Richardson et l'augmentation du nombre de Reynolds et la fraction volumique des nanoparticules.

La figure I_36 montre les couleurs des nanofluides d'oxyde d'aluminium (eau+Al₂O₃) et d'oxyde cuivre (eau+CuO), et la figure I_37 montre les nanoparticules d'oxyde de cuivre et d'oxyde d'aluminium vues par le microscope électronique (SEM).

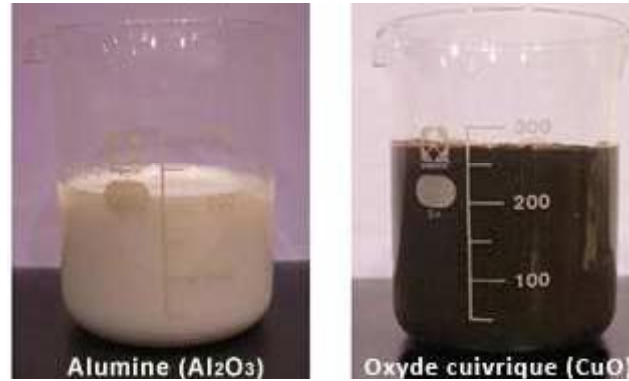


Figure I_36. Les couleurs de deux nanofluides avec seulement 1% de nanoparticules (Gladés, 2010).

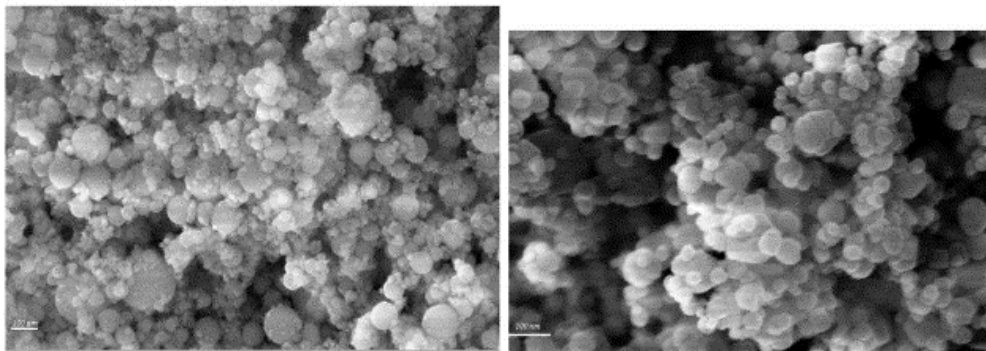


Figure I_37. Nanoparticules d'oxyde de cuivre et d'oxyde d'aluminium vues par le microscope électronique (SEM) (Gladés, 2010).

Kefayati et al. (2011) ont étudié numériquement la convection naturelle dans une cavité longue remplie d'un nanofluide (eau- SiO₂) (Fig. I_38). Les résultats montrent que le nombre de Nusselt moyen augmente avec la fraction du volume pour tous les nombres de Rayleigh et les rapports d'aspect.

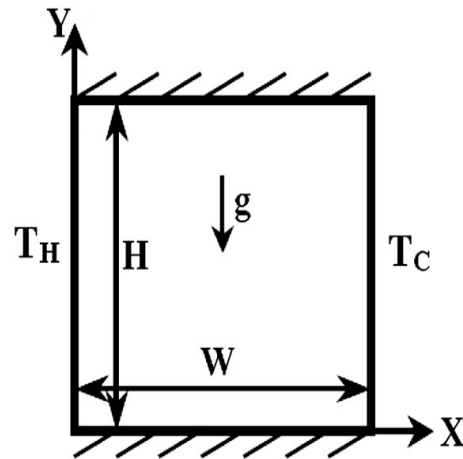


Figure I_38. Schéma du domaine du problème et le système de coordonnées (Kefayati et al., 2008).

Arefmanesha al. (2011) ont analysé numériquement le transfert de chaleur par convection naturelle dans deux conduites carrées différentiellement chauffées remplies d'un nanofluide (eau-TiO₂). Les effets du nombre de Rayleigh, le rapport d'aspect de l'anneau, et la fraction volumique des nanoparticules sur l'écoulement de fluide et le transfert de chaleur ont été examinés. Ils ont constaté que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules.

Les Matériaux	Les formes	Les conductivités thermiques (W/mK)
Les carbones	nanotube de carbone	2000-3000
	Diamant	2300
	Graphite	110-190
	Fullerenes	0.4
Des solides métalliques	Cuivre	401
	Aluminium	237
	Argent	429
	Nickel	158
	Or	317
Des oxides métalliques	Silicon	148
	Oxide d'aluminium	40
	Oxide de Titane	8,9538
	Oxide de cuivre	17
	Brique rouge	30
Des liquides métalliques	Sodium	72,3
Des liquides non métalliques	Eau	0,613
	Ethylene glycol	0,253
	Huile de moteur	0,145
	Glycerol	0,289
	Huile	0,141

Tableau I_1. Valeurs des conductivités thermiques des nanoparticules et des fluides utilisés

(Gladés, 2010)

Le tableau (I_1) regroupe les résultats expérimentaux, donnant la conductivité thermique des nanofluides, obtenus par plusieurs auteurs avec des nanoparticules d'oxydes métalliques de différentes tailles dispersées dans différents liquides porteurs (l'eau, l'éthylène glycol et l'huile) et pour différentes valeurs des fractions volumiques de nanoparticules. On peut relever au niveau de ce tableau la discordance entre les résultats obtenus par les différents auteurs avec le même type de nanoparticules et le même fluide de base.

Le tableau (I_2) regroupe les valeurs maximales des conductivités thermiques obtenues pour différents nanofluides avec des nanoparticules sphériques d'oxydes métalliques et différents fluides de base.

Les nanofluides	Taille des nanoparticules (nm)	Fraction volumique	L'amélioration maximum de k	Références
Al ₂ O ₃ +eau	13	4,3	30	Masuda et al. 1993
Al ₂ O ₃ +eau	33	5	30	Eastman et al. 1997
Al ₂ O ₃ +eau	13	4,33	32	Pak et cho. 1998
Al ₂ O ₃ +eau	28	4,5	14	Wang et al. 1999
Al ₂ O ₃ +eau	24,4	4,3	10	Lee et al. 1999
Al ₂ O ₃ +eau	38	4	25	Das et al. 2003
Al ₂ O ₃ +eau	60	5	20	Xie et al. 2002
Al ₂ O ₃ +eau	10	0,5	100	Prasher et al. 2006
Al ₂ O ₃ +eau	20	1	16	Krishnamurthy et al.2006
CuO+eau	36	5	60	Eastman et al. 1997
CuO+eau	28,6	4	36	Das et al. 2003
CuO+eau	18,6	4,3	10	Lee et al. 1999
CuO+eau	23	10	35	Wang et al. 1999
Al ₂ O ₃ +EG	28	8	40	Wang et al. 1999
Al ₂ O ₃ +EG	24,4	5	20	Lee et al. 1999
Al ₂ O ₃ +EG	60	5	30	Xie et al. 2002
Al ₂ O ₃ +EG	25	5	22,4	Liu et al. 2006
CuO+ EG	23	15	55	Wang et al. 1999
Al ₂ O ₃ +huile	28	7	20	Wang et al. 1999
Al ₂ O ₃ +huile	60	5	40	Xie et al. 2002
Al ₂ O ₃ +huile	28	7,5	30	Wang et al. 1999
TiO ₂ +eau	27	4,35	10,7	Pak et Choi. 1998
TiO ₂ +eau	15	3	33	Murshed et al. 2005

Tableau I_2. Résultats donnant les valeurs maximales des conductivités thermiques obtenues pour différents nanofluides avec des nanoparticules sphériques d'oxydes métalliques et différents fluides de base.

I.5 CONCLUSION

Dans ce chapitre, une description générale des nanofluides a été présentée, et une exposition des différents modèles et leur propriétés thermophysiques.

Une synthèse bibliographique est réalisée à une revue des travaux différents pour bien clarifier et bien comprendre les caractéristiques de l'écoulement, transfert thermique et les problèmes d'évacuation de chaleur en utilisant la convection naturelle. Les spécialistes de ce domaine ont consacré des efforts importants à des études analytiques, numériques et expérimentales pour atteindre une solution du problème de refroidissement par nanofluide.

L'analyse de ces études nous a conduits à identifier les différents paramètres qu'ils ont une influence sur le comportement thermique des nanofluides.

Dans cet objectif, le chapitre suivant expose une détermination de l'effet de certains paramètres dans le but d'améliorer le transfert de chaleur à l'intérieur d'une cavité carrée remplie d'un nanofluide comme fluide de refroidissement pour une convection naturelle laminaire en régime stationnaire. Nous avons mis l'accent sur l'influence de certains paramètres tels que les nombres de Rayleigh, la fraction volumique solide, types de nanofluides, rapport de conductivités thermiques du corps conducteur.

CHAPITRE II : MODELISATION DU PROBLEME

&

RESOLUTION NUMERIQUE

Sommaire

II.1	INTRODUCTION.....	49
II.2	ELEMENTS MATHEMATIQUES DE BASE	49
II.2.1	Equation de continuité	49
II.2.2	Equations de quantité de mouvement	49
II.2.3	Equation de l'énergie.....	50
II.3	HYPOTHESES SIMPLIFICATRICES.....	50
II.4	GEOMETRIE ET FORMULATION MATHEMATIQUE.....	51
II.4.1	Géométries.....	51
II.4.2	Modèle mathématique et équations dimensionnelles.....	55
II.4.3	Adimensionnalisation des équations.....	56
II.4.4	Equation de la génération d'entropie.....	57
II.4.5	Conditions aux limites.....	58
II.5	RESOLUTION NUMERIQUE	59
II.5.1	Choix de la méthode numérique	60
II.5.2	Maillage.....	60
II.5.3	Forme générale de l'équation de transport.....	61
II.5.4	Discretisation de l'équation générale de transport.....	62
II.5.5	Schémas numériques.....	63
II.5.6	Fonction $A(P)$ pour différents schémas numériques.....	64
II.5.7	Choix de la méthode de couplage Pression –Vitesse.....	64
II.5.8	Critère de convergence.....	65
II.6	CONCLUSION.....	65

II.1 INTRODUCTION

L'objectif de ce problème consiste en la simulation numérique de l'écoulement d'un nanofluide dans des cavités carrées (trois configurations) soumises à des conditions aux limites thermiques différentes.

- La première partie consiste à présenter une étude bidimensionnelle (2-D) à l'aide d'un code maison Fortran ; On commence par l'écriture des équations sous leurs formes générales, puis on passera aux différents traitements de ces équations ainsi que les conditions aux limites associées, et la validation de l'algorithme utilisé pour résoudre les équations de Navier-Stokes et de l'énergie.

II.2 ELEMENTS MATHEMATIQUES DE BASE

La formulation mathématique des phénomènes de convection repose sur les équations liant les différents paramètres à savoir : la vitesse, la pression et la température. Ces équations sont obtenues à partir des lois de conservation de masse, de conservation de la quantité de mouvement (équations de Navier - Stokes), et de conservation d'énergie.

II.2.1 Equation de continuité :

C'est l'équation qui exprime le principe de conservation de la masse. Elle s'exprime sous forme tensorielle comme suit (**Bejan, 2004**) :

$$\frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad \text{Eq II_1}$$

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

II.2.2 Equation de la quantité de mouvement :

Cette équation est déduite de la deuxième loi de la dynamique, qui stipule que la variation de la quantité de mouvement d'une particule fluide est égale à la somme des forces extérieures sur cette particule. Elle s'écrit sous forme tensorielle comme suit (**Bejan, 2004**) :

$$\frac{\partial(\rho u_i v_j)}{\partial x_j} = \rho g_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad \text{Eq II_2}$$

où :

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

ρg_i : Représente les forces de volume suivant la direction i .

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

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

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

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

II.2.3 Equation de l'énergie :

L'équation de l'énergie est obtenue en appliquant le premier principe de la thermodynamique pour un fluide Newtonien incompressible (**Bejan, 1993**).

L'équation d'énergie est donnée comme suit :

$$\rho C_p \frac{\partial(u_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \dot{q} + \mu \Phi \quad \text{Eq II}_3$$

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.3 HYPOTHESES SIMPLIFICATRICES

1- Fluide Newtonien, visqueux et incompressible.

2- Ecoulement bidimensionnel (suivant les coordonnées cartésiennes x et y).

3- Régime laminaire et stationnaire.

4-La dissipation visqueuse dans l'équation d'énergie est négligeable.

5-La source de chaleur \dot{q} dans l'équation d'énergie est négligeable ($\dot{q}=0$).

6- L'approximation de Boussinesq est valide, 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. (Force de flottabilité). 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, pour notre cas $T_0 = T_C$ (température de la paroi froide).

β : Le coefficient d'expansion thermique à pression constante.

ρ_0 : Masse volumique du fluide à T_0 .

7- Les propriétés physiques du fluide (ρ, ν, C_p, k) sont supposées constantes.

- Les nanoparticules sont supposées avoir la forme sphérique et dans un état d'équilibre thermique avec le fluide de base (Jmai et al., 2013).
- La dissipation visqueuse est négligeable ($\mu\Phi = 0$).

II. 4 GEOMETRIES ET FORMULATION MATHÉMATIQUE

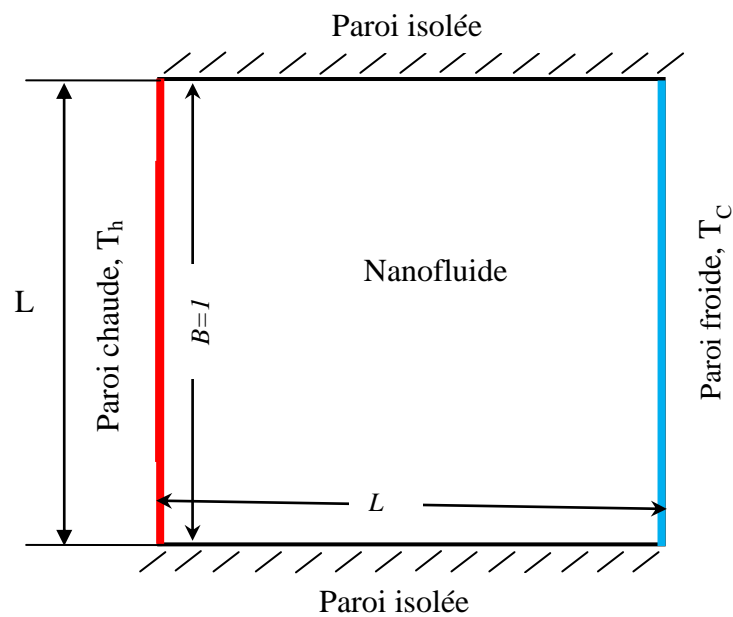
II.4.1 Géométries

Les configurations étudiées sont présentées sur les Figures II_1a-c, II_2, et II_3.

- La Figure II_1 représente une cavité carrée de dimension L qui est remplie d'un nanofluide. La paroi verticale gauche est maintenue à une température chaude T_h , la paroi verticale droite est maintenue à une température froide T_C , et les deux parois horizontales sont adiabatiques.
- La Figure II_2 illustre une cavité carrée remplie d'un mélange d'eau et des nanoparticules avec un corps conducteur monté à la paroi supérieure de la cavité. la paroi supérieure est maintenue à une température froide T_c , la paroi inférieure est maintenue à une température chaude T_h , les parois verticales sont adiabatiques.
- La Figure II_3 montre une cavité carrée dont la paroi inférieure est maintenue à une température sinusoïdale, la paroi supérieure est isotherme, et les parois verticales sont adiabatiques.

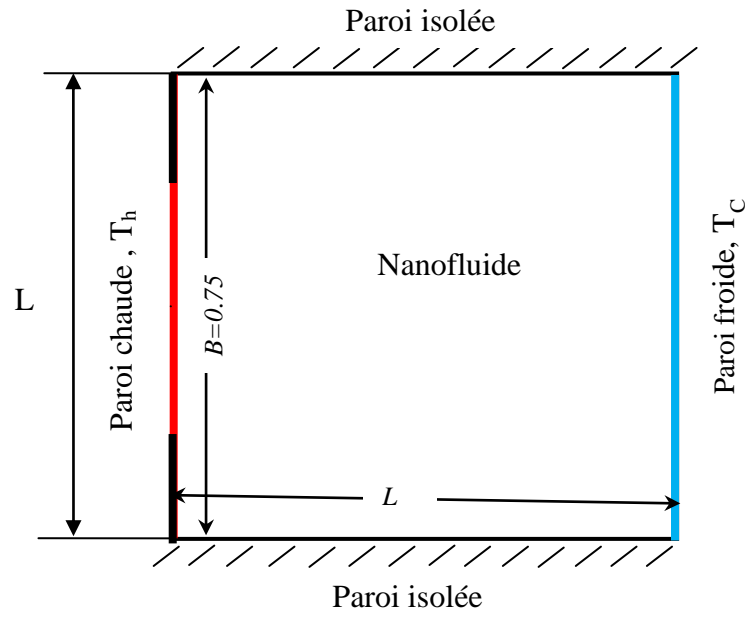
Table II_1. Les propriétés thermo-physiques de l'eau et des nanoparticules à 25°C (Abu-Nada et al., 2008).

	ρ (kg.m^{-3})	C_p ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	k ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	$\beta \times 10^5$ (K^{-1})	$\alpha \times 10^6$ ($\text{m}^2.\text{s}^{-1}$)
L'eau pure	997,1	4179	0,613	21	0,147
Cuivre (Cu)	8933	385	401	1,67	116,31
Argent (Ag)	10500	235	429	1,89	171
Alumina (Al_2O_3)	3970	765	40	0,85	13,17
L'oxyde de titane (TiO_2)	4250	686,2	89,538	0,9	3,07

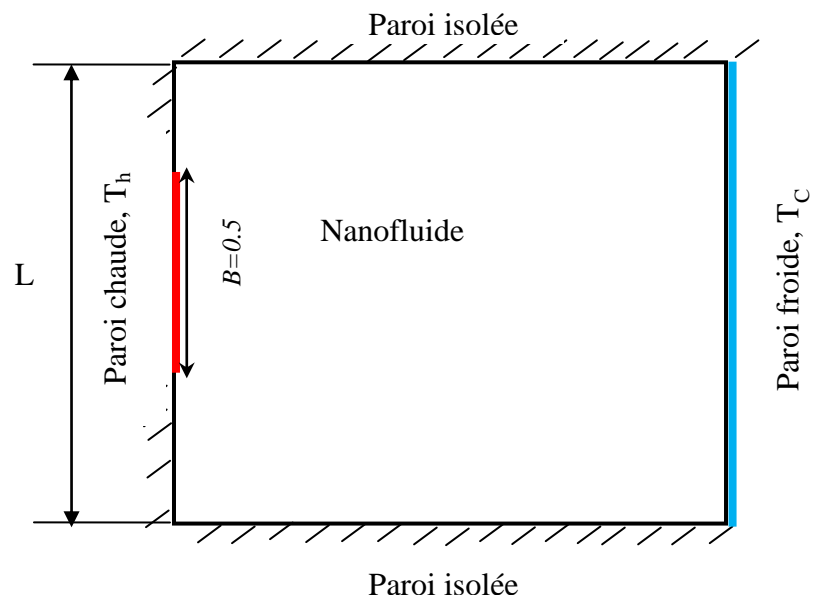


(a) $B=1$

Figure II.1. Différentes configurations et les conditions aux limites associées.



(b) $B=0.75$



(c) $B=0.5$

Figure II.1. Suite.

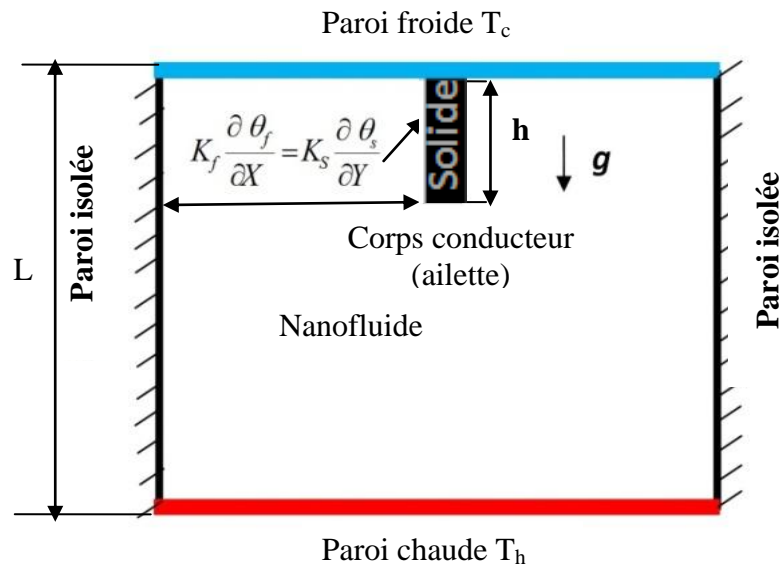


Figure II_2. Schéma représentant un corps conducteur attaché à la paroi supérieure de la cavité carrée et les conditions aux limites.

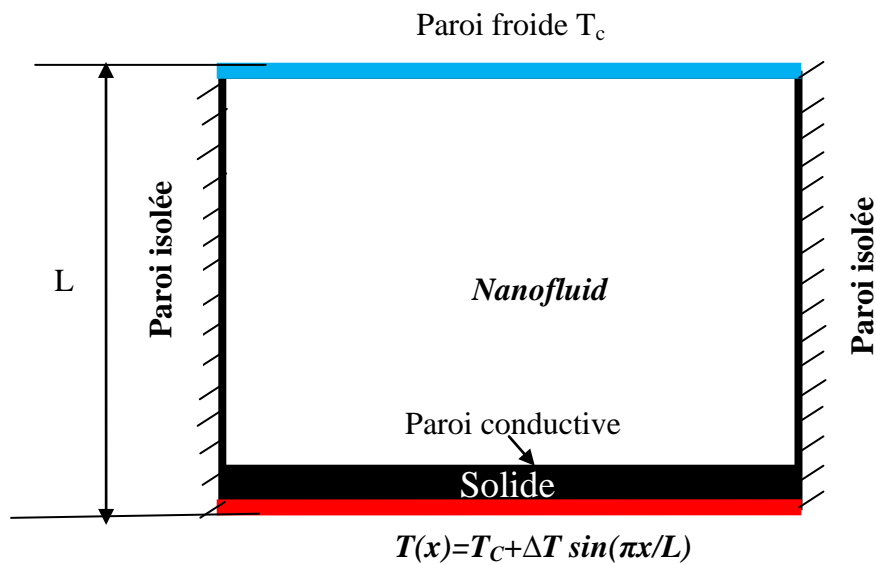


Figure II_3. Schéma représentant le cas d'une paroi inférieure conductrice de la cavité carrée.

II.4.2 Modèle mathématique et équations dimensionnelles

En prenant compte de toutes ces hypothèses, les équations dimensionnelles peuvent s'écrire comme suit :

- Equation de continuité

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial x} + \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial y} = \mathbf{0} \quad \text{Eq II}_4$$

- Equation de quantité de mouvement suivant « x »

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\rho_{nf}} \left[-\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \right] \quad \text{Eq II}_5$$

- Equation de quantité de mouvement suivant « y »

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{1}{\rho_{nf}} \left[-\frac{\partial p}{\partial y} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + (\rho\beta)_{nf} g(T - T_c) \right] \quad \text{Eq II}_6$$

- Equation d'énergie

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha_{nf} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad \text{Eq II}_7$$

La masse volumique effective du nanofluide est donnée par (**Khentoul et Bessaïh, 2016**)

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_f + \phi\rho_p \quad \text{Eq II}_8$$

Où ϕ est la fraction volumique de nanoparticules.

La diffusivité thermique du nanofluide :

$$\alpha_{nf} = k_{nf} / (\rho C_p)_{nf} \quad \text{Eq II}_9$$

La capacité calorifique du nanofluide :

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

Le coefficient de dilatation thermique du nanofluide peut être déterminé par :

$$(\rho\beta)_{nf} = (1 - \phi) (\rho\beta)_f + \phi (\rho\beta)_p \quad \text{EqII}_{11}$$

La viscosité du nanofluide est approximée par le modèle de Brinkman (**Brinkman, 1952**):

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1 - \phi)^{2.5}} \quad \text{Eq II}_{12}$$

La conductivité thermique effective du nanofluide est approximée par le modèle de Maxwell (**Maxwell, 1881**) :

$$k_{nf} = k_f \left[\frac{(k_p + 2k_f) - 2\phi(k_f - k_p)}{(k_p + 2k_f) + \phi(k_f - k_p)} \right] \quad \text{Eq II}_{13}$$

II.4.3 Adimensionnalisation des équations

Les équations dimensionnelles sont écrites sous forme adimensionnelle par l'utilisation des variables caractéristiques suivantes :

$$\begin{aligned} X &= \frac{x}{L}, \quad Y = \frac{y}{L}, \quad U = \frac{uL}{\alpha_f}, \\ V &= \frac{vL}{\alpha_f}, \quad P = \frac{pL^2}{\rho_{nf}\alpha_f^2}, \quad \theta = \frac{T - T_C}{\Delta T (= T_h - T_C)} \end{aligned} \quad \text{Eq II}_{14}$$

Equation de continuité

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad \text{Eq II}_{15}$$

Equation de quantité de mouvement suivant « X »

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf}\alpha_f} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad \text{Eq II}_{16}$$

Equation de quantité de mouvement suivant « Y »

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf}\alpha_f} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + \frac{(\rho\beta)_{nf}}{\rho_{nf}\beta_{nf}} Ra Pr \theta \quad \text{Eq II}_{17}$$

Equation d'énergie

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\alpha_{nf}}{\alpha_f} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad \text{Eq II}_{18}$$

Le nombre de Rayleigh et le nombre de Prandtl sont définies comme suit :

$$Ra = \frac{g\beta_f L^3 (T_h - T_C)}{\nu_f \alpha_f}, \quad Pr = \frac{\nu_f}{\alpha_f}, \quad \text{Eq II}_{19}$$

II.4.4 Equation de la génération d'entropie

L'équation de la génération d'entropie (Eq II_20) comprend deux termes qui permettent de quantifier l'irréversibilité :

- Un premier terme reflète le transfert de chaleur.
- Le dernier terme correspondant au frottement visqueux.

La génération d'entropie locale (ou le nombre entropie génération) est alors :

$$s_{\text{gen}} = \frac{k_{\text{nf}}}{T_0^2} \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 \right] + \frac{\mu_{\text{nf}}}{T_0} \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right\} \quad \text{Eq II}_{20}$$

où $T_0 = (T_h + T_c)/2$.

En utilisant des paramètres dimensionnelles introduits ci-dessus, la génération d'entropie locale adimensionnelle (Eq.20), qui est appelée le nombre de génération d'entropie, devient :

$$S_{\text{gen}} = \frac{k_{\text{nf}}}{k_f} \left[\left(\frac{\partial \theta}{\partial X} \right)^2 + \left(\frac{\partial \theta}{\partial Y} \right)^2 \right] + \phi \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial U}{\partial X} \right)^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial Y} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial U}{\partial Y} + \frac{\partial V}{\partial X} \right)^2 \right\} \quad \text{Eq II}_{21}$$

Le rapport de distribution l'irréversibilité ϕ , est définie comme suit:

$$\phi = \frac{\mu_{\text{nf}} T_0}{k_f} \left(\frac{\alpha_f}{L(T_H - T_C)} \right)^2 \quad \text{EqII}_{22}$$

La génération d'entropie totale adimensionnel, S_{total} est obtenue en intégrant l'équation (II.21) sur tout le domaine de calcul, en tant que

$$S_{\text{total}} = \int S_{\text{gen}} dV \quad \text{Eq II}_{23}$$

Le nombre de Bejan, Be , est défini comme le rapport entre la génération d'entropie due au transfert de chaleur par la génération d'entropie totale, exprimée (Bejan, 2004) :

$$Be = \frac{S_{\text{th}}}{S_{\text{total}}} \quad \text{Eq II}_{24}$$

• Nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt est défini comme suite

$$Nu = \frac{h_{\text{nf}} L}{k_f} \quad \text{Eq II}_{25}$$

Le coefficient de transfert de chaleur h_{nf} est donné par la relation suivante :

$$h_{nf} = -k_{nf} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{\text{paroi}} \quad \text{Eq II_26}$$

$$k_{nf} = \left(\frac{q_w}{\partial T / \partial x} \right)_{\text{paroi}} \quad \text{Eq II_27}$$

Où q_w est un flux de chaleur par unité de surface.

D'après les équations (II.25), (II.27) et les variables adimensionnelles on déduit le nombre de Nusselt local :

$$Nu = - \frac{k_{nf}}{k_f} \left(\frac{\partial \theta}{\partial X} \right)_{\text{paroi}} \quad \text{Eq II_28}$$

Le nombre de Nusselt moyen est défini par :

$$Nu_m = \frac{1}{A} \int Nu \, dA \quad \text{Eq II_29}$$

II.4.5 Conditions aux limites

Les conditions aux limites sous forme adimensionnelle sont (pour trois les figures):

Figure II_1

$$\begin{aligned} \hat{A} \quad X=0, 0 \leq Y \leq 1: U=V=0, \quad \theta=1 \\ \hat{A} \quad X=1, 0 \leq Y \leq 1: U=V=0, \quad \theta=0, \\ \hat{A} \quad Y=0, 0 \leq X \leq 1: U=V=0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial Y}=0, \\ \hat{A} \quad Y=1, 0 \leq X \leq 1: U=V=0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial Y}=0, \end{aligned}$$

Figure II_2

$$\begin{aligned} \hat{A} \quad X=0, 0 \leq Y \leq 1: U=V=0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial X}=0, \\ \hat{A} \quad X=1, 0 \leq Y \leq 1: U=V=0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial X}=0, \\ \hat{A} \quad Y=0, 0 \leq X \leq 1: U=V=0, \quad \theta=1, \\ \hat{A} \quad Y=1, 0 \leq X \leq 1: U=V=0, \quad \theta=0, \end{aligned}$$

Les conditions aux limites sur le corps solide :

$$U = V = 0,$$

Les surfaces gauche et droite

$$\left. \frac{k_{nf}}{k_{Al_2O_3}} \frac{\partial \theta}{\partial X} \right|_{nf} = \left. \frac{\partial \theta}{\partial X} \right|_{corps}$$

La surface supérieure :

$$\left. \frac{k_{nf}}{k_{Al_2O_3}} \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right|_{nf} = \left. \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right|_{corps}$$

Figure II_3

$$\hat{A} \quad X = 0, 0 \leq Y \leq 1 : U = V = 0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0,$$

$$\hat{A} \quad X = 1, 0 \leq Y \leq 1 : U = V = 0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0,$$

$$\hat{A} \quad Y = 1, 0 \leq X \leq 1 : U = V = 0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0,$$

$$\hat{A} \quad Y = 0, 0 \leq X \leq 1 : U = V = 0, \quad \theta = \sin(\pi X/L)$$

Les conditions aux limites pour le corps

$$U = V = 0,$$

Les surfaces gauche et droite

$$\left. \frac{k_{nf}}{k_{Al_2O_3}} \frac{\partial \theta}{\partial X} \right|_{nf} = \left. \frac{\partial \theta}{\partial X} \right|_{corps}$$

La surface inférieure de la paroi épaisse :

$$\left. \frac{k_{nf}}{k_{Al_2O_3}} \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right|_{nf} = \left. \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right|_{corps}$$

II.5 RÉSOLUTION NUMÉRIQUE

Les écoulements des fluides en régimes laminaire ou turbulent, sont décrits par le système d'équations aux dérivées partielles. Ainsi, tous les phénomènes physiques sont régis par ce système formé par les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie, qu'il convient de résoudre pour connaître les caractéristiques du champ thermique et du champ d'écoulement. Malheureusement, il est pratiquement impossible de trouver une solution analytique et exacte à de tel système du fait que les équations citées précédemment soient très complexes, c'est à dire non - linéaires d'une part et couplées d'une autre part comme dans le cas de la convection de Rayleigh-bénard. Dans ce cas, le recours à la résolution numérique s'impose et nous incite à choisir la méthode numérique adéquate pour obtenir les meilleures approximations.

II.5.1 Choix de la méthode numérique

Dans notre problème on a utilisé la méthode des volumes finis. Cette méthode est basée sur l'intégration des équations de conservation que l'on applique sur chaque volume de contrôle élémentaire. A partir des variables connues aux centres des volumes, on évalue les flux aux surfaces des volumes par interpolation. La grille est a priori quelconque, permettant ainsi de traiter des écoulements à géométrie complexe. Cette méthode donne de très bons résultats, car elle garantit la conservation des bilans massique et thermique sur tout le domaine étudié.

II.5.2 Maillage

Les équations différentielles ponctuelles qui gouvernent notre phénomène sont écrites dans chaque point du domaine physique. Pour les projeter sur ce domaine, nous construisons une grille divisée en un certain nombre de volumes finis, et en chaque volume on considère des points situés en son milieu. Les faces d'un volume de contrôle typique sont localisées aux points e, w, n, s (Figure II_4). Notons P le centre du volume de contrôle considéré et E, W, N, S sont les centres des volumes de contrôles adjacents situés respectivement à l'Est, l'Ouest, le Nord et le Sud de celui contenant P.

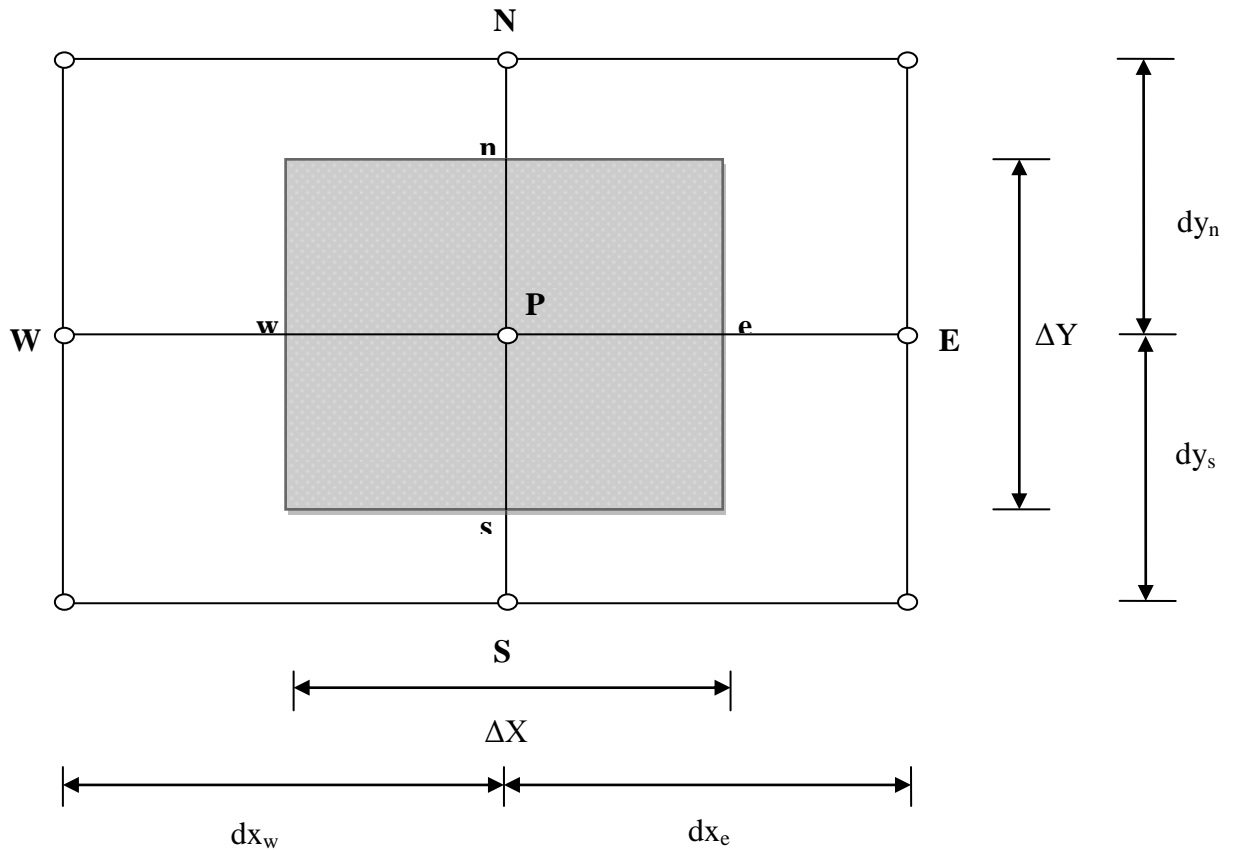


Figure II_4. Volume de contrôle typique.

II.5.3 Forme générale de l'équation de transport

Les équations différentielles aux dérivées partielles adimensionnelles (II_15 à II_18) présentées dans le chapitre II, peuvent se mettre sous la forme générale d'une équation de transport (Eq II_1), dont les expressions des grandeurs physiques, correspondant à chacune des équations (II_15 à II_18) qui sont données dans le **Tableau II_2**.

$$\frac{\partial(U\phi)}{\partial X} + \frac{\partial(V\phi)}{\partial Y} = \frac{\partial}{\partial X} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial Y} \right) + S_\phi \quad \text{Eq II}_{30}$$

Equation	ϕ	Γ	S_ϕ
Continuité	1	0	0
Quantité de mouvement suivant X	U	$\frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf}\alpha_f}$	$-\frac{\partial P}{\partial X}$
Quantité de mouvement suivant Y	V	$\frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf}\alpha_f}$	$\frac{(\rho\beta)_{nf}}{\rho_{nf}\beta_{nf}} Ra Pr \theta - \frac{\partial P}{\partial Y}$
Energie	θ	$\frac{\alpha_{nf}}{\alpha_f}$	0

Tableau II_2. Variable ϕ , coefficient de diffusion Γ et le terme source S_ϕ pour les équations de notre problème.

II.5.4 Discrétisation de l'équation générale de transport

La discrétisation de l'équation générale de transport (Eq II_30) sur un volume de contrôle typique donne, (**voir Figure II_30**)

$$\begin{aligned}
 \int_{s_w}^{n_e} \int \frac{\partial(U \phi)}{\partial x} dx dy + \int_{s_w}^{n_e} \int \frac{\partial(V \phi)}{\partial y} dx dy &= \\
 \int_{s_w}^{n_e} \int \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) dx dy + \int_{s_w}^{n_e} \int \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) dx dy + \int_{s_w}^{n_e} \int S_\phi dx dy & \quad \text{EqII_31} \\
 \int_{s_w}^{n_e} \int \frac{\partial(U \phi)}{\partial x} dx dy = (U_e \phi_e - U_w \phi_w) \Delta Y & \\
 \int_{s_w}^{n_e} \int \frac{\partial(V \phi)}{\partial y} dx dy = (V_n \phi_n - V_s \phi_s) \Delta X & \\
 \int_{s_w}^{n_e} \int \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) dx dy = \left[\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w \right] \Delta Y &
 \end{aligned}$$

$$\int_{s_w}^{n_e} \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) dx dy = \left[\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial Y} \right)_n - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_s \right] \Delta X$$

$$\int_{s_w}^{n_e} S_\phi dx dy = \overline{S_\phi} \Delta X \Delta Y$$

II.5.5 Schémas numériques

La forme générale de l'équation algébrique discrétisée où les flux de convection et de diffusion sont calculés par une fonction $A(P)$, (voir **Tableau II_3**), présentée comme suit :

$$A_P \phi_P^{n+1} = A_E \phi_E^{n+1} + A_W \phi_W^{n+1} + A_N \phi_N^{n+1} + A_S \phi_S^{n+1} + b \quad \text{Eq II}_{32}$$

Avec :

$$\left. \begin{aligned} A_E &= D_e A(P_e) + \text{Max}(-F_e, 0) \\ A_W &= D_w A(P_w) + \text{Max}(F_w, 0) \\ A_N &= D_n A(P_n) + \text{Max}(-F_n, 0) \\ A_S &= D_s A(P_s) + \text{Max}(F_s, 0) \\ b &= (\overline{S_\phi}) \Delta X \Delta Y \end{aligned} \right\} \quad \text{Eq II}_{33}$$

$$A_P = A_E + A_W + A_N + A_S + (F_e - F_w + F_n - F_s) \quad \text{Eq II}_{34}$$

D'où :

$$\left. \begin{aligned} F_e &= U_e \Delta Y, & F_w &= U_w \Delta Y \\ F_n &= V_n \Delta X, & F_s &= V_s \Delta X \end{aligned} \right\} \quad \text{Les flux convectifs} \quad \text{Eq II}_{35}$$

$$\left. \begin{aligned} D_e &= \frac{\Gamma_e}{dX_e} \Delta Y, & D_w &= \frac{\Gamma_w}{dX_w} \Delta Y \\ D_n &= \frac{\Gamma_n}{dY_n} \Delta X, & D_s &= \frac{\Gamma_s}{dY_s} \Delta X \end{aligned} \right\} \quad \text{Les flux diffusifs} \quad \text{Eq II}_{36}$$

$$\left. \begin{aligned} P_e &= \frac{F_e}{D_e} \\ P_w &= \frac{F_w}{D_w} \\ P_n &= \frac{F_n}{D_n} \\ P_s &= \frac{F_s}{D_s} \end{aligned} \right\} \text{Les nombres de Péclet aux interfaces: e, w, n, s.}$$

II.5.6 Fonction $A(|P|)$ pour différents schémas numériques

Le tableau ci- dessous (**Tableau II_3**) donne les expressions de la fonction $A(|P|)$ pour différents schémas numériques.

Schéma	Formule de la fonction
Différences centrées	$1 - 0.5 P $
Power Law	$\text{Max}[0, (1 - 0.5 P)^5]$

Tableau II_3. Les expressions de la fonction $A(|P|)$ pour différents schémas numériques (Patankar, 1980).

Dans le présent travail, nous avons utilisé le schéma Power Law (loi de puissance) pour évaluer les flux convectifs, car il permet de fournir une meilleure stabilité de la solution numérique et donne des résultats proches des résultats numériques des travaux de recherche antérieurs (Patankar, 1980).

II.5.7 Choix de la méthode de couplage Pression -Vitesse

La présence de la pression dans les équations de conservation de la quantité de mouvement sous forme de gradient rend la résolution de celles-ci plus compliquée, pour la principale raison est que cette pression est inconnue et constitue l'une des variables du problème. La solution passe par la définition des vitesses sur un maillage décalé "Staggeredgrid". Et l'emploi d'algorithmes tel que "SIMPLER" pour résoudre ce lien ou faire le couplage entre la pression et la vitesse. Cet algorithme a été utilisé comme procédure d'estimation et correction pour le calcul de la pression et des composantes de la vitesse.

II.5.8 Critère de convergence

Le critère de convergence est vérifié lorsque la différence des vitesses et des températures entre deux itérations consécutives est négligeable ; c'est-à-dire :

$$|\theta^{n+1} - \theta^n| < 10^{-4}$$

$$|U^{n+1} - U^n| < 10^{-4}$$

$$|V^{n+1} - V^n| < 10^{-4}$$

Où : n et n+1 sont les itérations successives.

II.6 CONCLUSION

Dans ce chapitre, nous avons présenté les différentes géométries, les hypothèses, les équations gouvernantes et les conditions aux limites. Nous avons également présenté la discrétisation des équations qui régissent l'écoulement avec transfert de chaleur, la solution de ces équations et le critère de convergence.

Chapitre III : RESULTATS ET DISCUSSION

Sommaire

Application «A»

III.A.1	INTRODUCTION.....	68
III.A.2	PRESENTATION DES RESULTATS	68
III.A.3	PARAMETRES GEOMETRIQUES ET PHYSIQUES	69
III.A.4	EFFET DE MAILLAGE SUR LA SOLUTION NUMERIQUE	71
III.A.5	VALIDATION DU CODE DE CALCUL.....	71
III.A.6	RESULTATS ET DISCUSSIONS	73
III.A.6.1	Effets du nombre de Rayleigh et de la fraction volumique solide	73
III.A.6.2	Effets du nombre de Rayleigh et de la longueur de source de la chaleur.	79
III.A.6.3	Effet du type de nanofluides.....	82
III.A.6.4	Effet de la fraction volumique des nanoparticules (ϕ).....	85
III.A.6.5	Effet de la longueur de la source de chaleur.....	87
III.A.6.6	Effet des modèles de viscosité et de conductivité thermique.....	88
III.A.7	CONCLUSION (APPLICATION A).....	90

Application «B»

III.B.1	INTRODUCTION.....	91
III.B.2	EFFET DU MAILLAGE SUR LA SOLUTION NUMERIQUE	91
III.B.3	VALIDATION DU CODE DE CALCUL.....	92
III.B.4	RESULTATS ET DISCUSSIONS	94
III.B.4.1	Effet de la longueur du corps conducteur de chaleur.....	94
III.B.4.2	Effet de la position du corps conducteur.....	94
III.B.4.3	Effet du rapport de conductivités thermiques du corps conducteur.....	95
III.B.5	CONCLUSION (APPLICATION B).....	112

Application «C»

III.C.1	INTRODUCTION.....	113
III.C.2	EFFET DU MAILLAGE SUR LA SOLUTION NUMERIQUE	113
III.C.3	VALIDATION DU CODE DE CALCUL.....	114
III.C.4	RESULTATS ET DISCUSSIONS	115
III.C.4.1	Effets du nombre de Rayleigh et différentes épaisseurs de la paroi inférieure.....	115
III.C.5	CONCLUSION (APPLICATION C).....	130

Application «A»

Convection naturelle et génération d'entropie dans une cavité carrée remplie d'un nanofluide

III.A.1 INTRODUCTION

Les principaux résultats obtenus reflétant le comportement des champs dynamique et thermique pour notre configuration sont exposés dans ce chapitre. Le présent travail a pour but d'étudier l'influence de certains paramètres sur le transfert de chaleur par convection naturelle laminaire en régime stationnaire à l'intérieur d'une cavité carrée remplie d'un nanofluide. La paroi verticale gauche est maintenue à une température chaude T_h , la paroi verticale droite est maintenue à une température T_c froide, et les limites restantes sont adiabatiques. (Voir Figure II_1(a), chapitre II).

III.A.2 PRESENTATION DES RESULTATS

Les résultats de nos simulations numériques pour le champ d'écoulement et le champ thermique sont visualisés graphiquement comme suit :

➤ Pour le champ d'écoulement

- Les contours de la fonction de courant « Ψ » dans le plan (X-Y).
- Les profils de la vitesse verticale « V » dans différentes stations en fonction de (X).

La structure de l'écoulement est visualisée à l'aide de la fonction du courant « Ψ » définie par :

$$V = -\frac{\partial \Psi}{\partial X} \quad \text{et} \quad U = \frac{\partial \Psi}{\partial Y} \quad \text{Eq III}_1$$

L'intégration de cette équation donne :

$$\int_1^2 d\Psi = \int_1^2 U dY = -\int V dX \quad \text{Eq III}_2$$

Physiquement, la différence entre deux lignes de courant représente le débit du fluide écoulé à travers la distance séparant, donc :

$$\Psi_2 - \Psi_1 = -V \Delta X \quad \text{Eq III}_3$$

➤ Pour le champ thermique

- Les isothermes.
- Les profils de la température « θ » dans différentes stations en fonction de (X) et (Y).
- Le profil du nombre de Nusselt local « Nu ».

Le nombre de Nusselt local est défini comme suit :

$$Nu = -\frac{k_{nf}}{k_f} \left(\frac{\partial \theta}{\partial X} \right)_{X=0} \quad \text{Eq III}_4$$

Le nombre de Nusselt moyen est défini comme suit :

$$Nu_m = \frac{1}{A} \int_A Nu dA \quad \text{Eq III}_5$$

Le nombre de Bejan, Be, est défini comme le rapport entre la génération d'entropie due au transfert de chaleur par la génération d'entropie totale, exprimé (Bejan, 2004) par :

$$Be = \frac{S_{th}}{S_{total}} \quad \text{Eq III}_6$$

L'ensemble des résultats numériques présentés dans ce chapitre sont adimensionnelle (sans dimension).

III.A.3 PARAMETRES GEOMETRIQUES ET PHYSIQUES DU PROBLEME POUR LES TROIS APPLICATIONS

Table II_1. Les propriétés thermo-physiques de l'eau et des nanoparticules à 25°C (Abu-Nada et al., 2008).

	ρ (kg.m ⁻³)	C_p (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	k (W..m ⁻¹ .K ⁻¹)	$\beta \times 10^5$ (K ⁻¹)	$\alpha \times 10^6$ (m ² .s ⁻¹)
L'eau pure	997,1	4179	0,613	21	0,147
Cuivre (Cu)	8933	385	401	1,67	116,31
Argent (Ag)	10500	235	429	1,89	171
Alumina (Al ₂ O ₃)	3970	765	40	0,85	13,17
L'oxyde de titane (TiO ₂)	4250	686,2	89,538	0,9	3,07

Les simulations numériques ont été effectuées pour les nombres de Rayleigh ($Ra=10^3, 10^4, 10^5, 10^6$), différentes fractions volumiques solides ($\phi=0$, pour l'eau) et ($\phi=0,03, 0,05, 0,07, 0,1$, pour Cu, Al_2O_3 , Ag et TiO_2).

Tableau III_2. Différents modèles de la conductivité thermique et de la viscosité dynamique.

Modèles	Conductivité thermique	Viscosité dynamique
Modèle 1	<p>Singh et al (1952)</p> $k_{nf} = k_f (1 + 4\phi)$	<p>Brinkman (1952)</p> $\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1 - \phi)^{2.5}}$
Modèle 2	<p>Yu et Choi (2003)</p> $k_{nf} = \frac{k_p + 2k_f + 2(k_p - k_f)(1 + \gamma)^3 \phi}{k_p + 2k_f - 2(k_p - k_f)(1 + \gamma)^3 \phi} k_p$	<p>Brinkman (1952)</p> $\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1 - \phi)^{2.5}}$
Modèle 3	<p>Bruggeman (1935)</p> $\frac{k_{nf}}{k_f} = \frac{(3\phi - 1) \frac{k_p}{k_f} + 2k_f + (3(1 - \phi) - 1) + \sqrt{\Delta}}{4}$ $\Delta = [(3\phi - 1) \frac{k_p}{k_f} + [3(1 - \phi) - 1]^2 + 8 \frac{k_p}{k_f}]$	<p>Maiga et al. (2005)</p> $\mu_{nf} = 123(\phi^2 + 7.3\phi + 1) + \mu_f$
Modèle 4	<p>Hamilton–Crosser (1962)</p> $k_{nf} = \frac{k_p + (n - 1)k_f + (n - 1)\phi(k_p - k_f)}{k_p + (n - 1)k_f + \phi(k_p - k_f)}$	<p>Maiga et al. (2005)</p> $\mu_{nf} = 123(\phi^2 + 7.3\phi + 1) + \mu_f$
Modèle 5	<p>Yu et Choi (2003)</p> $k_{nf} = \frac{k_p + 2k_f + 2(k_p - k_f)(1 + \gamma)^3 \phi}{k_p + 2k_f - 2(k_p - k_f)(1 + \gamma)^3 \phi} k_p$	<p>Maiga et al. (2005)</p> $\mu_{nf} = 123(\phi^2 + 7.3\phi + 1) + \mu_f$

III.A.4 EFFET DU MAILLAGE SUR LA SOLUTION NUMERIQUE

L'étude a été menée pour six maillages : 122×120, 132×132, 142×142, 152×152, 162×162, 172×172 nœuds. Le Tableau III_A.1 montre la variation du nombre de Nusselt et de la température maximale ($\theta_{s,max}$, Nu_{moy}) avec la taille du maillage lorsque le régime d'écoulement dans la cavité est permanent ($Ra=10^5$). Le changement enregistré dans les valeurs calculées est très petit pour les trois maillages 152×152, 162×162 et 172×172 nœuds nous avons remarqué que la variation de température entre, 152×152 et 162×162 nœuds est inférieure de 0,001248. Cependant, et après avoir exécuté les tests de l'indépendance entre la solution numérique et le maillage, le quatrième maillage 152×152 nœuds a été choisi pour l'ensemble des calculs.

Tableau III_A.3. Étude de l'indépendance du maillage pour $Ra = 10^5$, $\phi = 0.1$ (Cu-eau nanofluide).

Grid	122×122	132×132	142×142	152×152	162×162	172×172
Nu_m	5,251923	5,250128	5,248814	5,247566	5,246435	5,248814

III.A.5 VALIDATION DU CODE DE CALCUL

Pour valider notre code de calcul et lui donner plus de crédibilité, nous avons choisi de comparer les résultats obtenus par nos simulations numériques avec ceux trouvés par **Aminossadati et Ghasemi (2009)**, qui ont traité le cas de la convection naturelle dans une cavité carrée remplie d'un nanofluide, contenant une source de chaleur située sur la paroi inférieure de l'enceinte isolée thermiquement. Les parois verticales et la paroi horizontale supérieure de l'enceinte sont maintenues à des températures constantes froides (T_c). La comparaison concerne le nombre de Nusselt local et la température (**Figure III_A.1**). Cette figure montre un bon accord entre les résultats obtenus dans le présent travail et ceux d'Aminossadati et Ghasemi (**Figure III_A.1**), ce qui nous réconforte dans la fiabilité de notre code du calcul.

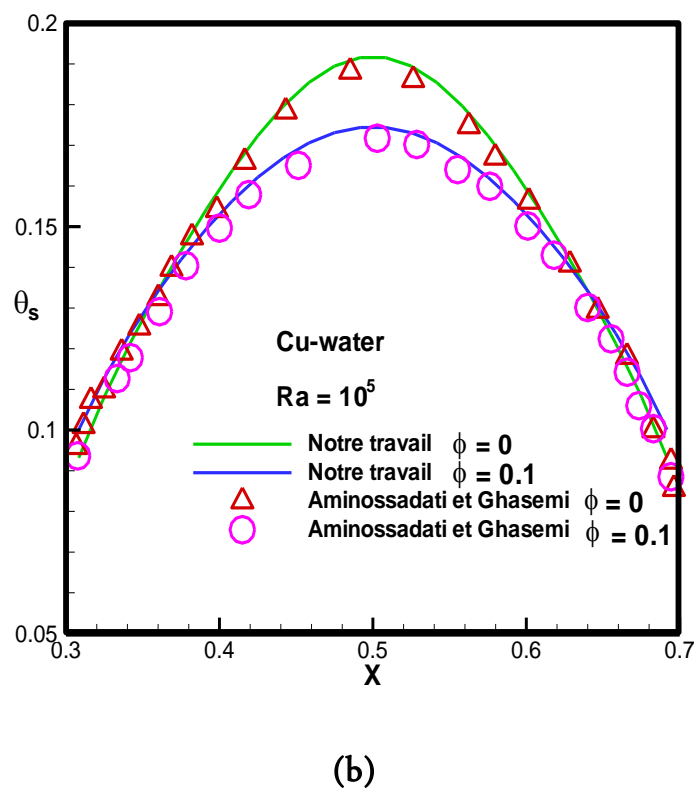
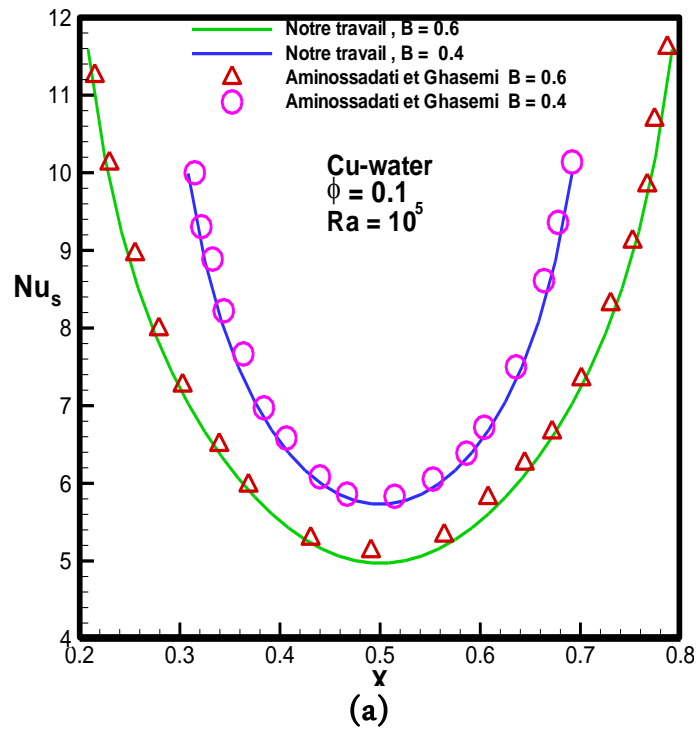


Figure III_A.1. Comparaison entre nos résultats numériques et ceux de Aminossadati and Ghasemi (2010), pour $Ra=10^5$, $\phi=0,1$ et $\phi=0$, (a) nombre de Nusselt local et (b) profil de température adimensionnelle.

III.A.6 RESULTATS ET DISCUSSION

III.A.6.1 Effet du nombre de Rayleigh (Ra) et des nanoparticules (ϕ)

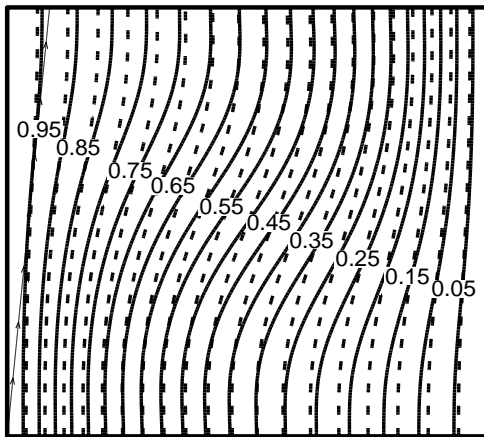
La **figure III_A. 2** représente les champs de température (à droite) et les lignes de courant (à gauche) pour une cavité carrée remplie d'un nanofluide (Cu-eau) à $\phi = 0,1$ et pour différentes longueurs de la source de chaleur. Nous remarquons qu'à faibles nombres de Ra, la conduction est le mécanisme dominant de transfert de chaleur ($Ra = 10^3$), nous observons que les lignes de courant favorisent l'apparition de deux cellules qui tournent dans le même sens et symétrique, et pour $Ra = 10^4$ (**figure III_A.3**) l'écoulement est asymétrique dans tous les cas. Pour les contours de lignes de courant, nous avons observé deux cellules de rotation circulantes dans la cavité pour tous les cas et cela est justifié par l'effet de la force de flottabilité, (Voir **figure III_A.3**). Donc, nous pouvons remarquer que la forme de la cellule ne change pas et l'intensité des lignes de courant augmente avec une augmentation de la fraction volumique en raison du transport à haute énergie à travers le flux associé au mouvement irrégulier des particules. Pour $Ra = 10^4, 10^5$ et 10^6 (**figure III_A.3-5**), nous constatons que l'écoulement du fluide est asymétrique. En outre, cette asymétrie est accompagnée d'une augmentation de l'intensité de l'écoulement et une diminution de la taille de deux tourbillons, et les lignes de courant sont très serrées près des parois.

La figure III_A.2 montre également l'impact de nanoparticules et la longueur de la source de chaleur sur les contours de l'isotherme de nanofluide (Cu-eau) pour un faible nombre de Rayleigh. D'ailleurs, nous constatons que les isothermes au centre de la cavité sont horizontales (stratification dans la direction verticale) avec la formation de la couche limite thermique le long des parois verticales, qui est due à la présence de nanoparticules et de leur fraction volumique solide. Cela se justifie par l'effet de la conductivité thermique des nanoparticules, et nous notons que la meilleure distribution obtenue lorsque la longueur adimensionnelle de la source de chaleur est égale à 1 ($B = 1$).

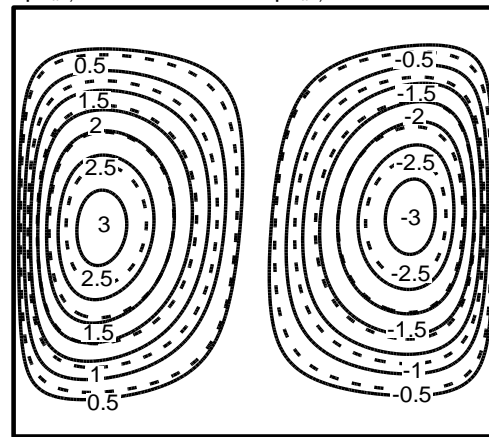
Les figures III_A. 3-5 affichent un effet significatif du nombre de Rayleigh sur la structure de l'écoulement et le champ de température dans la cavité carrée. Nous montrons que, avec l'augmentation du nombre de Rayleigh l'effet de la convection libre augmente avec l'accroissement de la couche limite thermique, juste à côté des parois verticales. Par ailleurs, nous constatons que l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules et la conductivité thermique de nanofluide provoque une augmentation

de la couche limite thermique. Les valeurs de (Ψ) augmentent avec l'augmentation de la fraction volumique et le nombre de Rayleigh.

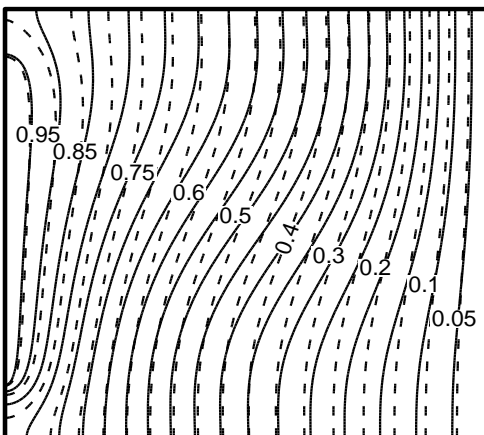
B=1



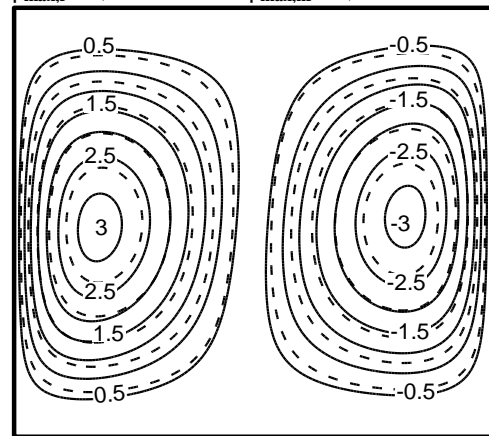
$\Psi_{\min,f} = -1,1751174$ $\Psi_{\min,nf} = 0,9207672$
 $\Psi_{\max,f} = 1,79045 \times 10^{-6}$ $\Psi_{\max,nf} = 1,357137 \times 10^{-6}$



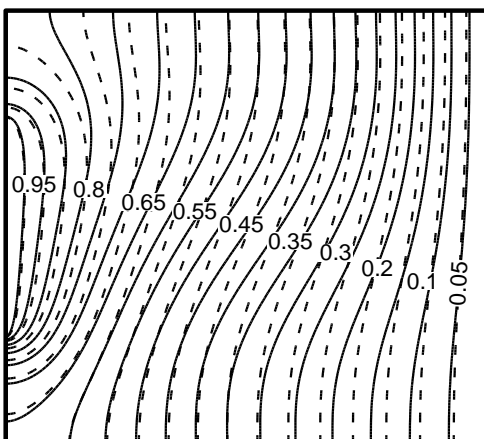
B=0.75



$\Psi_{\min,f} = -1,158266$ $\Psi_{\min,nf} = -0,907978$
 $\Psi_{\max,f} = 7,195584 \times 10^{-4}$ $\Psi_{\max,nf} = 5,496943 \times 10^{-6}$



B= 0.5



$\Psi_{\min,f} = -1,097348$ $\Psi_{\min,nf} = -0,8600564$
 $\Psi_{\max,f} = 1,035577 \times 10^{-5}$ $\Psi_{\max,nf} = 7,823955 \times 10^{-6}$

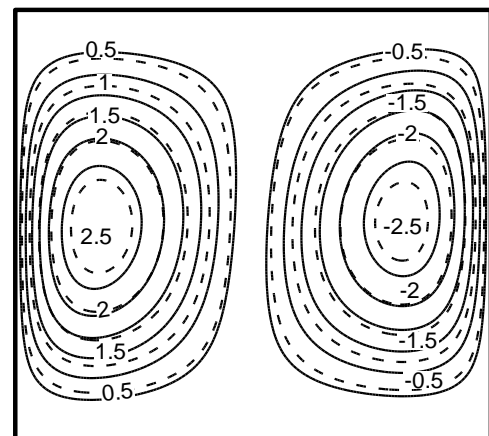


Figure III_A.2. Champs de températures (droite) et les lignes de courant (gauche) dans une cavité carrée remplie d'un nanofluide (Cu-eau), fluide pur (—), nanofluide (---) à $\phi = 0,1$, et $Ra=10^3$ et pour différentes longueurs de la source de chaleur B.

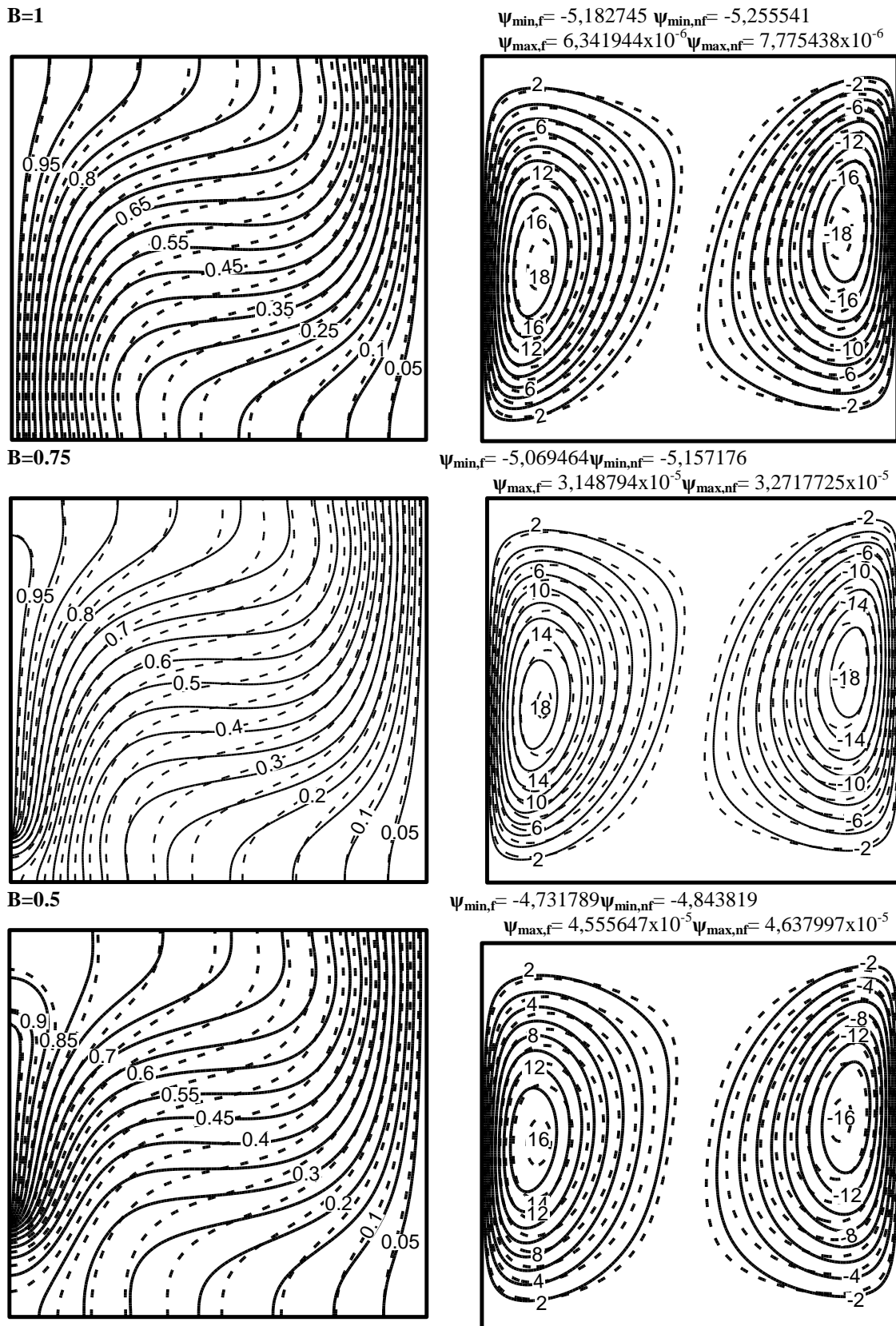
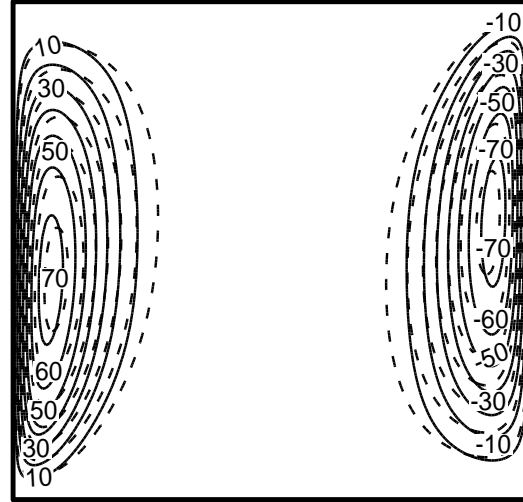
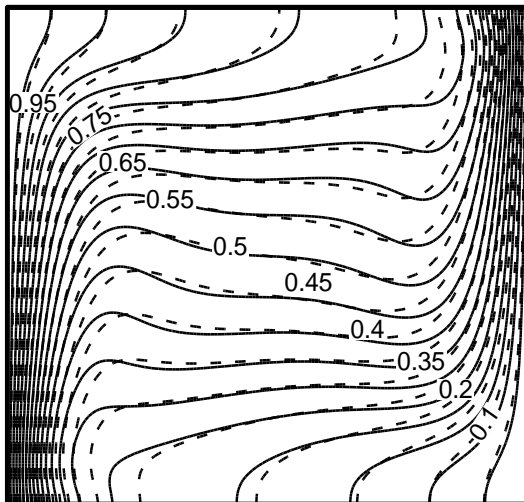


Figure III_A.3. Champs de températures (droite) et les lignes de courant (gauche) dans une cavité carrée remplie d'un nanofluide (Cu-eau), fluide pur (—), nanofluide (--) à $\phi = 0,1$, et $Ra=10^4$ et pour différentes longueurs de la source de chaleur B.

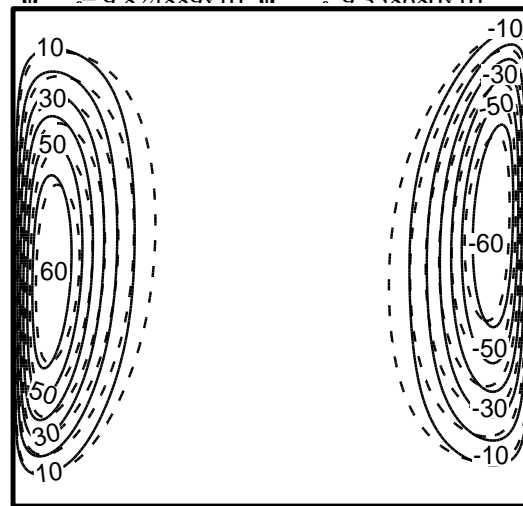
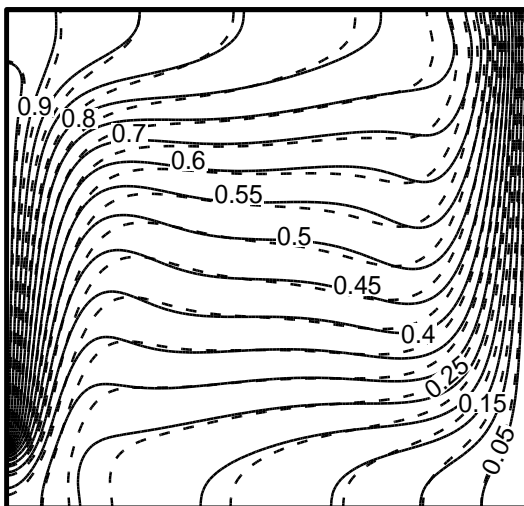
B=1

$\Psi_{\min,f} = -11,183990$ $\Psi_{\min,nf} = -12,699210$
 $\Psi_{\max,f} = 2,162436 \times 10^{-5}$ $\Psi_{\max,nf} = 2,549942 \times 10^{-5}$



B=0.75

$\Psi_{\min,f} = -11,51384$ $\Psi_{\min,nf} = -12,95666$
 $\Psi_{\max,f} = 0,824880 \times 10^{-5}$ $\Psi_{\max,nf} = 0,358680 \times 10^{-5}$



B=0.50

$\Psi_{\min,f} = -9,782905$ $\Psi_{\min,nf} = -11,219280$
 $\Psi_{\max,f} = 1,156927 \times 10^{-4}$ $\Psi_{\max,nf} = 1,407814 \times 10^{-4}$

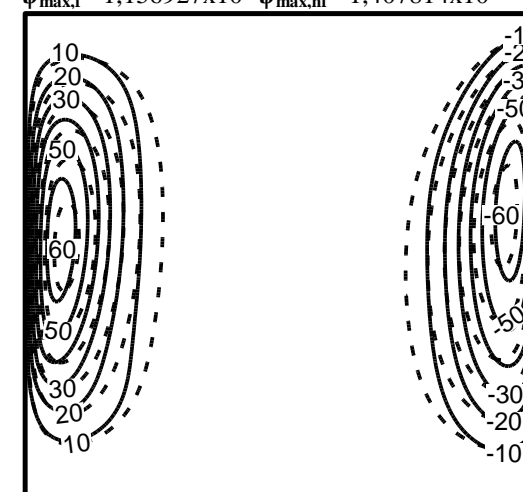
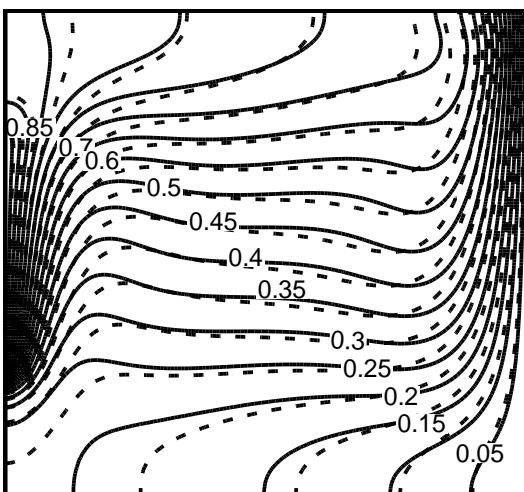
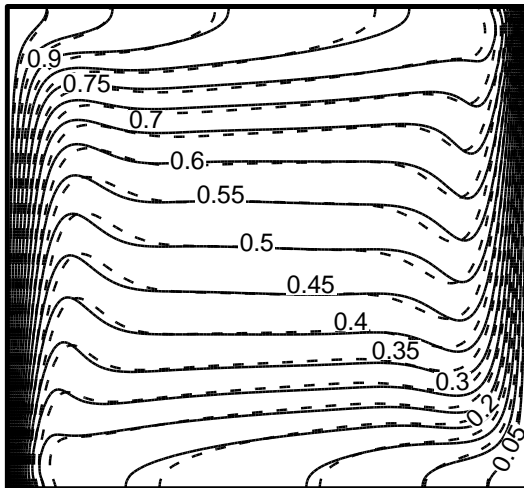
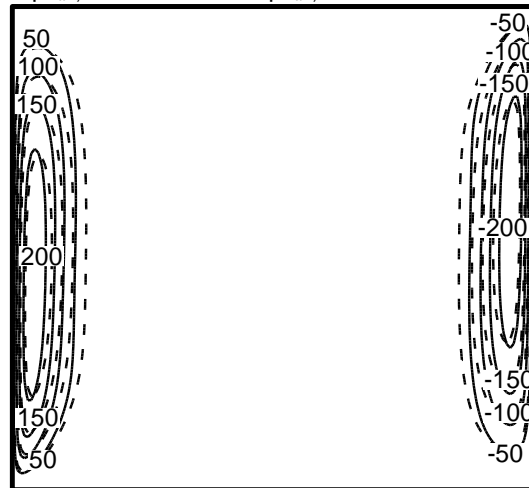


Figure III_A.4. Champs de températures (droite) et les lignes de courant (gauche) dans une cavité carrée remplie d'un nanofluide (Cu-eau), fluide pur, nanofluide (---) à $\phi = 0,1$, et $Ra=10^5$ et pour différentes longueurs de source de chaleur B.

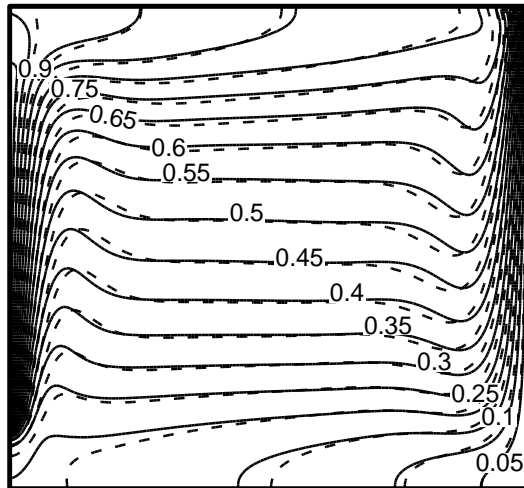
B = 1



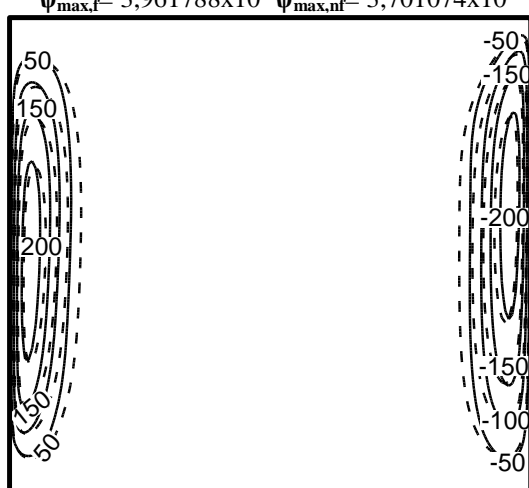
$\Psi_{\min,f} = -19,73938$ $\Psi_{\min,nf} = -23,331830$
 $\Psi_{\max,f} = 9,303687 \times 10^{-5}$ $\Psi_{\max,nf} = 1,081852 \times 10^{-4}$



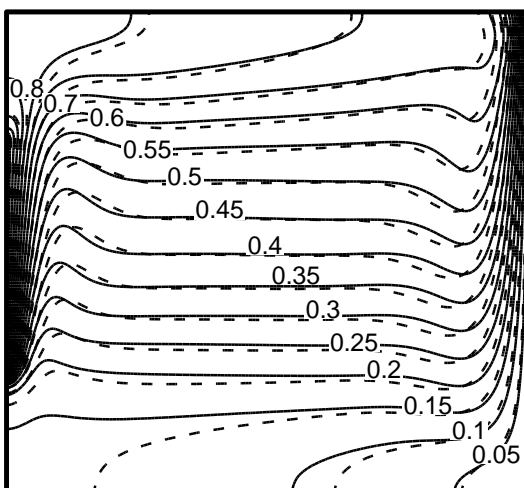
B = 0.75



$\Psi_{\min,f} = -18,61915$ $\Psi_{\min,nf} = -22,06917$
 $\Psi_{\max,f} = 3,961788 \times 10^{-4}$ $\Psi_{\max,nf} = 3,701074 \times 10^{-4}$



B = 0.50



$\Psi_{\min,f} = -17,667980$ $\Psi_{\min,nf} = -20,604020$
 $\Psi_{\max,f} = 3,561624 \times 10^{-4}$ $\Psi_{\max,nf} = 3,539024 \times 10^{-4}$

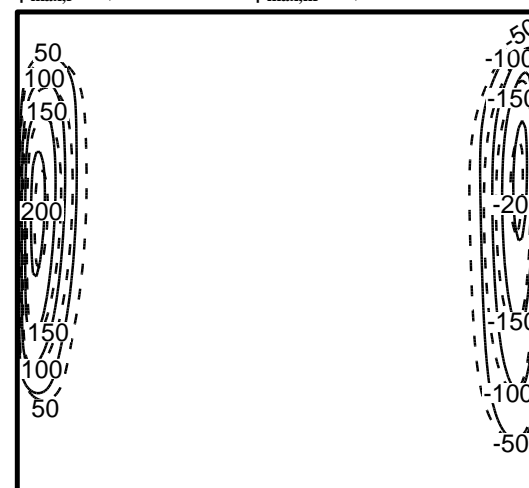


Figure III_A.5. Champs de températures (droite) et les lignes de courant (gauche) dans une cavité carrée remplie d'un nanofluide (Cu-eau), fluide pur (—), nanofluide (--) à $\phi = 0,1$, et $Ra=10^6$ et pour différentes longueurs de source de la chaleur B.

III.A.6.2 Effet du nombre de Rayleigh (Ra) et de la longueur de la source de chaleur (B)

La figure III_A.6 illustre la variation du rapport du nombre de Nusselt moyen $Nu_m^* (=Nu_m(\phi \neq 0) / Nu_m(\phi = 0))$ avec la fraction volumique des nanoparticules à différents nombres de Rayleigh et différentes longueurs B de la source de chaleur. Nous constatons que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh pour tous les cas. Nous montrons aussi que le nombre de Nusselt moyen est indépendant du nombre de Rayleigh, pour $Ra \leq 10^3$. Dans ce cas, nous notons l'amélioration du nombre de Nusselt moyen avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules. Ceci est dû à l'amélioration de la conductivité thermique effective du nanofluide avec l'augmentation du volume des nanoparticules. Aussi, nous avons constaté que l'ajout de nanoparticules permet d'améliorer le nombre de Nusselt moyen, et le transfert de chaleur à l'intérieur de la cavité est dominé par l'effet du régime de conduction. Pour ($10^3 < Ra < 10^4$), le nombre de Nusselt moyen augmente d'une manière non linéaire avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules, car le transfert de chaleur est associé à l'effet du régime de conduction et de convection. Et pour $Ra \geq 10^5$, le nombre de Nusselt moyen augmente d'une manière linéaire avec l'augmentation du nombre de Rayleigh. Cela est justifié par les effets élevés de la force de flottabilité, le transfert de chaleur à l'intérieur de la cavité est dominé par la convection. En outre, les valeurs les plus élevées du nombre de Nusselt se trouvent à $Ra = 10^6$, où un champ d'écoulement dynamique plus fort apparaît dans l'enceinte. De plus, nous pouvons observer que les valeurs les plus élevées et les plus basses du nombre de Nusselt moyen sont obtenues respectivement pour $B = 1$ et $B=0,5$.

La figure III_A.7 représente la variation du rapport de génération d'entropie $S^* (=S_{total}(\phi \neq 0) / S_{total}(\phi = 0))$ en fonction de la fraction volumique des nanoparticules pour différentes longueurs de la source de chaleur B, et différentes valeurs du nombre de Rayleigh. Nous montrons que la présence de nanoparticules a des effets différents sur la génération d'entropie. D'une part, le transfert de chaleur est amélioré en raison de la présence de nanoparticules qui augmente le gradient de température et conduit à une réduction de la génération d'entropie. D'autre part, avec l'augmentation de la viscosité de nanofluide, les pertes par frottement augmentent et conduisent à une augmentation de la génération d'entropie. La génération d'entropie due au transfert de chaleur augmente en

augmentant le nombre de Rayleigh parce que l'augmentation de la force de flottabilité provoque un gradient de température élevé. Néanmoins, l'augmentation du nombre de Rayleigh provoque la réduction de la génération d'entropie due aux effets visqueux. Ce fait, en raison de l'augmentation de l'effet de flottabilité qui induit l'intensité de l'écoulement entraînant, par conséquent une réduction de la viscosité. Les résultats montrent que le gradient de température est le facteur dominant dans la génération d'entropie, bien que ; l'effet du nombre de Rayleigh soit plus considérable dans le cas de nanofluide que celui de fluide de base dans toutes les formes d'entropie.

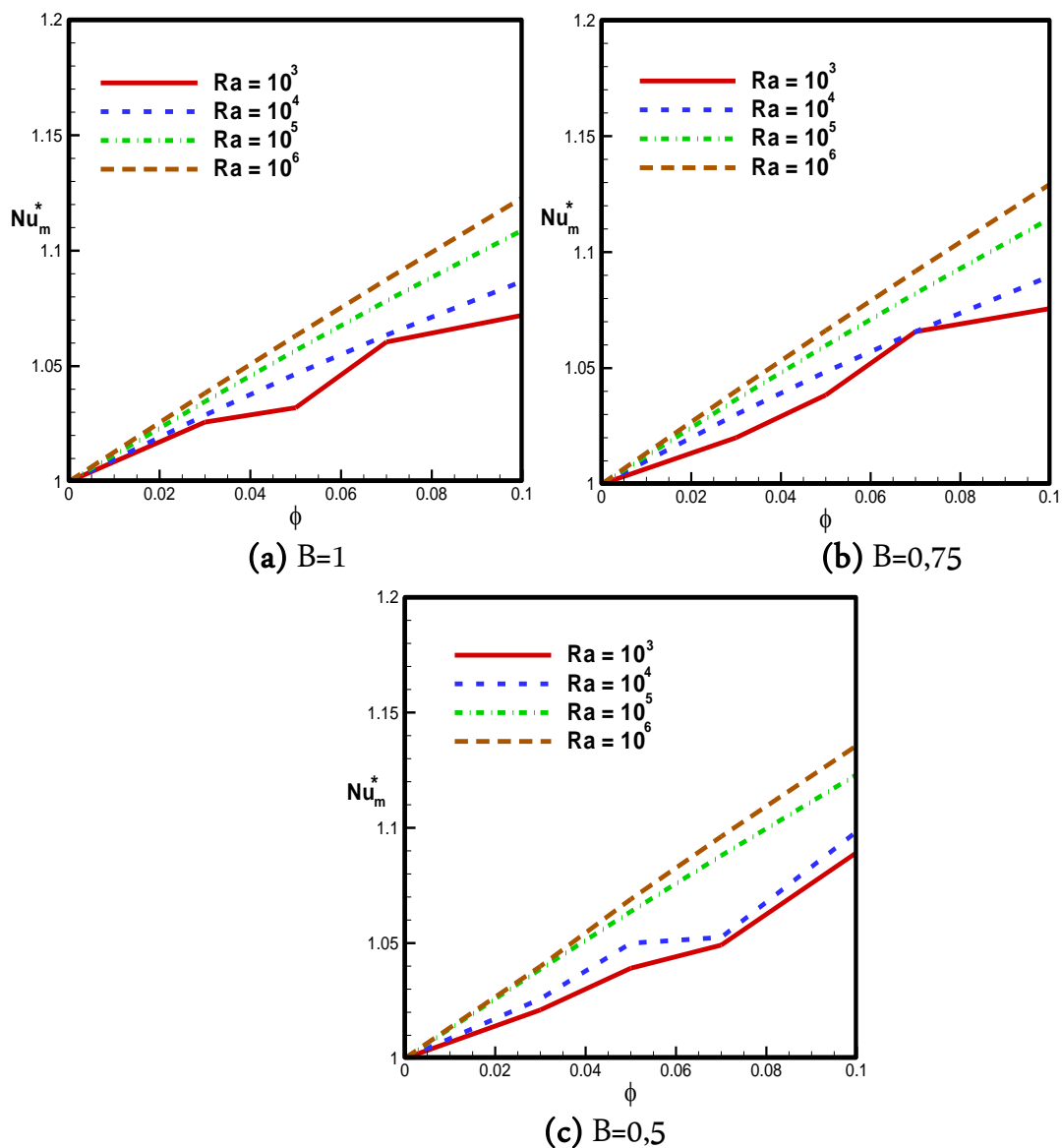


Figure III_A.6. Variation du rapport du nombre de Nusselt moyen Nu_m^* ($=Nu_m(\phi \neq 0)/Nu_m(\phi = 0)$) en fonction de la fraction volumique des nanoparticules ϕ pour différents nombre de Rayleigh et différentes longueurs de la source de chaleur B .

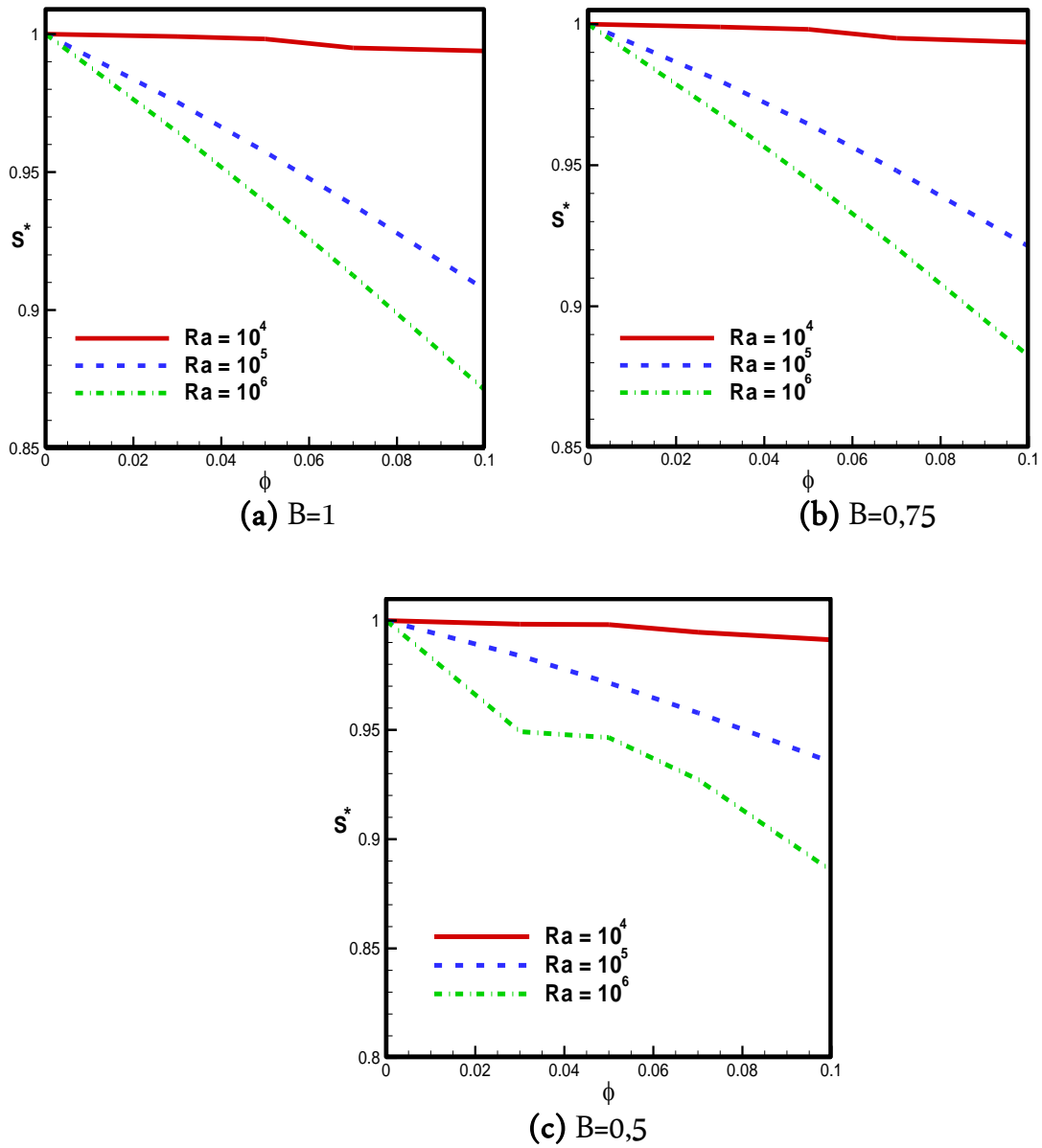
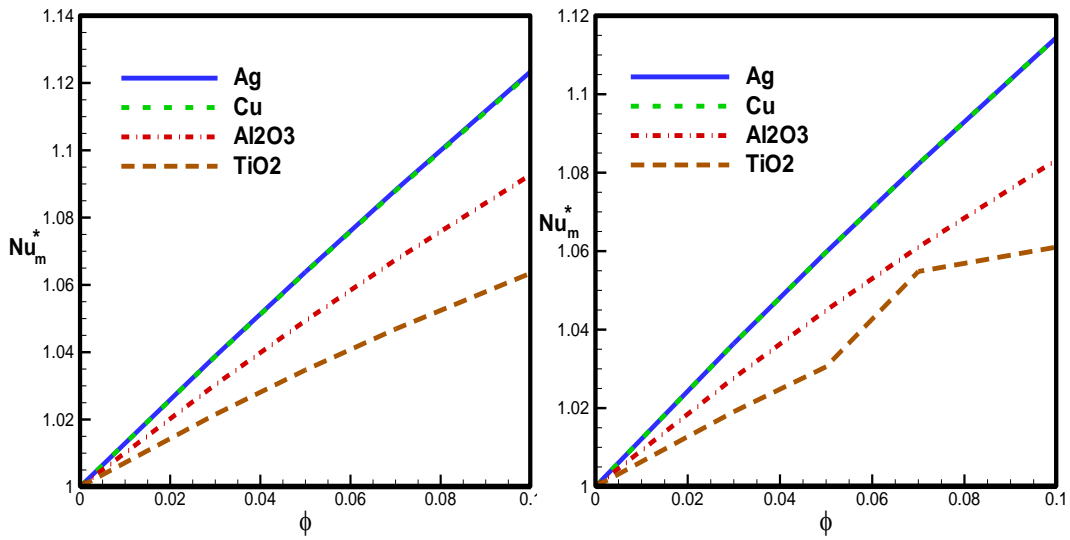


Figure III_A.7. Variation du rapport de génération d'entropie $S^* (=S_{\text{total}(\phi \neq 0)} / S_{\text{total}(\phi = 0)})$ en fonction de la fraction volumique des nanoparticules ϕ pour différentes longueurs de la source de chaleur B et différents nombre de Rayleigh.

III.A.6.3 Effet du type de nanofluides

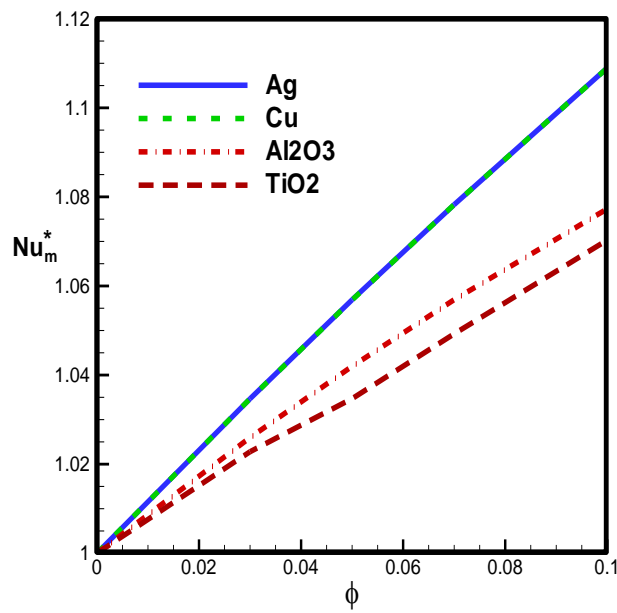
La figure III_A.8 montre la variation du rapport du nombre de Nusselt moyen avec la fraction volumique des nanoparticules pour différentes longueurs de la source de chaleur (B), à $Ra = 10^5$ et différents types des nanoparticules. L'analyse de la figure III_A.8 montre que le rapport du nombre de Nusselt moyen augmente presque monotone avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules pour tous les nanofluides. A $Ra = 10^5$, et cela est justifié par l'augmentation du mode de transfert de chaleur par convection. De plus, nous voyons que le rapport de Nusselt moyen diminue en fonction du type de nanoparticules (Ag, Cu, Al_2O_3 , TiO_2) respectivement, et la plus faible valeur du rapport de Nusselt moyen est obtenue pour les nanoparticules de TiO_2 . Donc, les nanoparticules d'argent sont de bons conducteurs de chaleur par rapport aux Cu, Al_2O_3 , TiO_2 . En plus, le type de nanofluide est un facteur principal pour le perfectionnement de transfert thermique. Cependant, la différence entre les valeurs du rapport de Nusselt moyen de l'Ag et Cu est négligeable. Ceci est dû à l'effet de la conductivité thermique du type des nanoparticules telle qu'elle est indiquée dans le tableau III.A.1. En outre, nous montrons que le nombre de Nusselt moyen des nanoparticules d'Ag et Cu sont de même pour la longueur de la source de chaleur $B = 1$ et 0,75. Nous concluons que la valeur la plus élevée du rapport de Nusselt moyen est obtenue pour le type (Ag) de nanoparticule et une longueur de la source de chaleur $B = 1$.

La figure III_A.9 représente la variation du rapport de génération d'entropie totale en fonction de la fraction volumique des nanoparticules pour différents nombres de Rayleigh, correspondant à une longueur de la source $B = 0,5$. Nous montrons que la valeur de génération l'entropie diminue respectivement en fonction des types de nanoparticules (Ag, Cu, Al_2O_3 et TiO_2). Le rapport de génération d'entropie est toujours inférieur à l'unité. En outre, nous pouvons remarquer que l'augmentation du nombre de Rayleigh correspond à une réduction du taux de génération d'entropie due à des effets visqueux, ceci est dû à l'effet du transfert de chaleur élevée, et le gradient de température plus élevée. Nous concluons que la présence de nanoparticules joue un rôle très important dans la réduction de la génération d'entropie.



(a) B=0,5

(b) B=0,75



(c) B=1

Figure III_A.8. Variation du rapport de nombre de Nusselt moyen $Nu_m^* (=Nu_m(\phi \neq 0) / Nu_m(\phi = 0))$ en fonction de la fraction volumique des nanoparticules ϕ pour différents types de nanofluide et pour différentes longueurs de la source de chaleur B à $Ra = 10^5$.

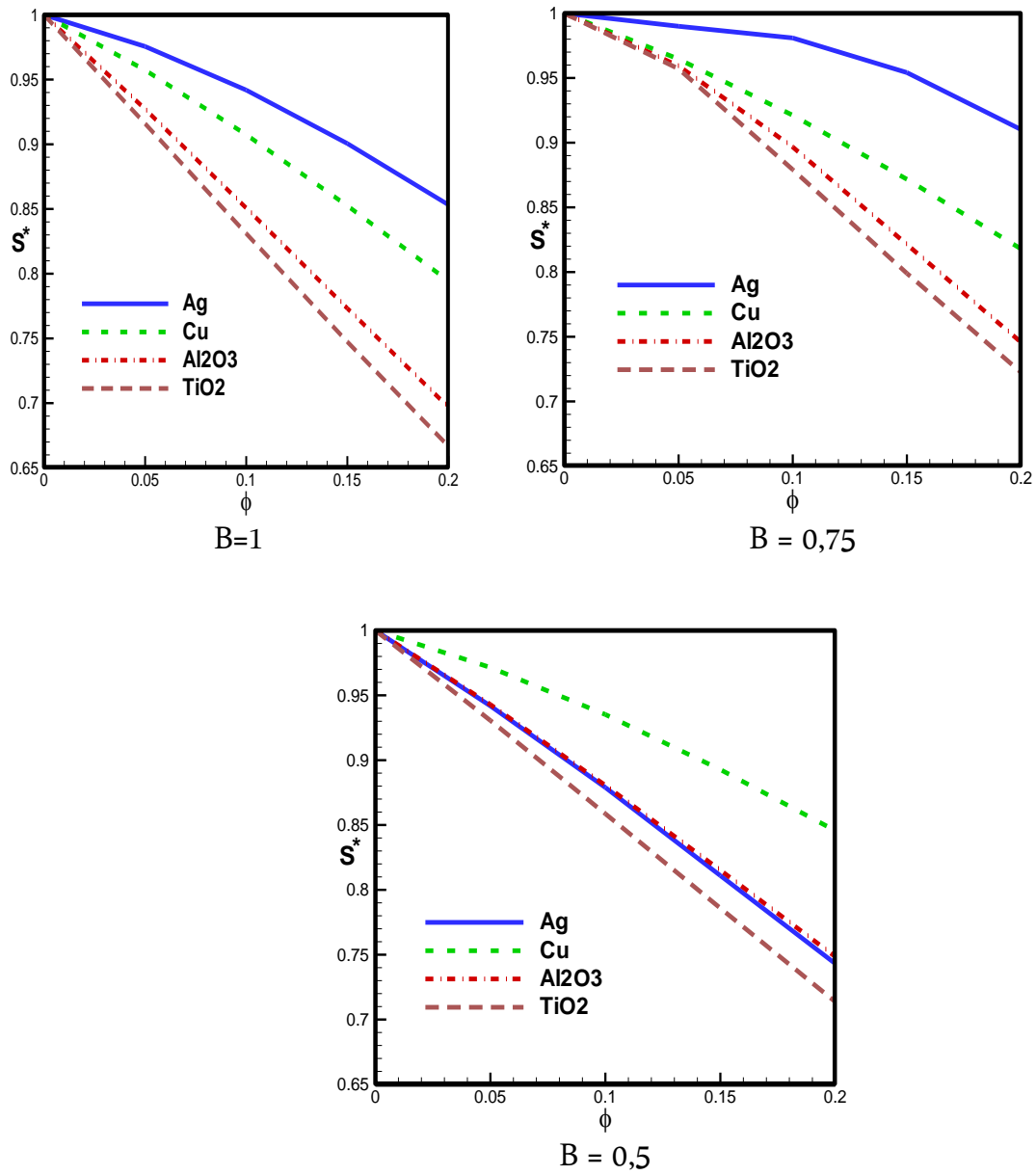


Figure III_A.9. Variation du rapport de génération d'entropie S^* ($=S_{total}(\phi \neq 0) / S_{total}(\phi = 0)$) en fonction de la fraction volumique des nanoparticules ϕ pour différentes longueurs de la source de chaleur B et pour différents types de nanofluides, à $Ra=10^5$.

III.A.6.4 Effet de la fraction volumique des nanoparticules (ϕ)

La figure III.A. 10 montre le profil du nombre de Nusselt local Nu_L le long de la source de chaleur pour différentes fractions des nanoparticules a $Ra = 10^5$. D'après la figure, nous remarquons que le maximum du transfert de chaleur se situe au côté gauche supérieur de la cavité. Les nombres de Nusselt locaux le plus élevé et le plus bas sont obtenus aux deux extrémités de la source de chaleur. Par conséquent, le nombre de Nusselt local augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules.

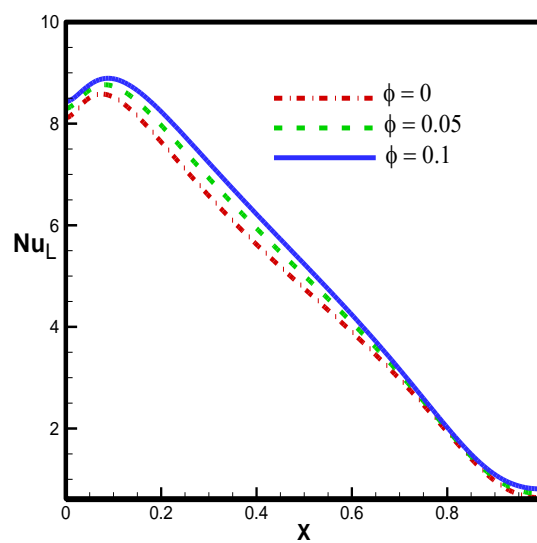


Figure III_A.10. Variation du nombre de Nusselt local Nu le long de la source de chaleur pour différentes fractions volumiques des nanoparticules à $Ra = 10^5$.

La figure III_A.11 montre les profils de la vitesse verticale (V) à $Y = 0,50$ pour différentes fractions volumiques des nanoparticules a $Ra = 10^5$ avec nanofluide (eau-Cu). Nous pouvons remarquer que, les profils de vitesse sont inversés, qui indiquent le sens de rotation de l'écoulement. Il est intéressant de remarquer que l'écoulement se dresse sur le côté gauche, descend à proximité de la paroi verticale. Il est aussi clair que l'amplitude de la vitesse verticale absolue augmente avec la température maximale. En outre, la vitesse augmente avec l'augmentation de la fraction volumique.

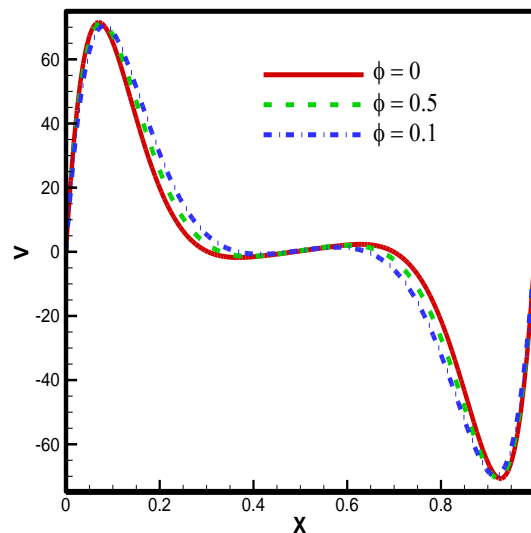


Figure III_A.11. Variation de la vitesse V à $Y=0,50$ (milieu de la cavité) pour différentes valeurs de la fraction volumique des nanoparticules à $Ra=10^5$.

La figure III_A.12 présente les profils de la vitesse horizontale U à $X = 0,50$ pour les différentes fractions volumiques des nanoparticules à $Ra = 10^5$ et nanofluide. Nous pouvons voir que la vitesse est négative. La vitesse d'écoulement le long du milieu de la cavité est égale à zéro, lorsque la source de chaleur est située sur la paroi gauche. La cellule de circulation sur le côté gauche de la cavité est limitée en tant que la source de chaleur se déplace vers le côté gauche de la paroi du fond. Par conséquent, la cellule de circulation droite se développe et se déplace vers le centre de la cavité. La vitesse dans l'axe de l'enceinte pour la plus grande valeur du nombre de Rayleigh est très faible par rapport à celle au niveau des limites, où le fluide se déplace avec des vitesses élevées. Que la fraction volumique des nanoparticules augmente, les composantes de la vitesse de nanofluide augmentent en raison de l'augmentation de l'énergie de transport dans le fluide. Les valeurs les plus élevées de la vitesse verticale sont illustrées dans cette figure à des fractions volumiques des nanoparticules très élevées, lorsque la source de chaleur est placée au le milieu, la vitesse maximale augmente de façon significative.

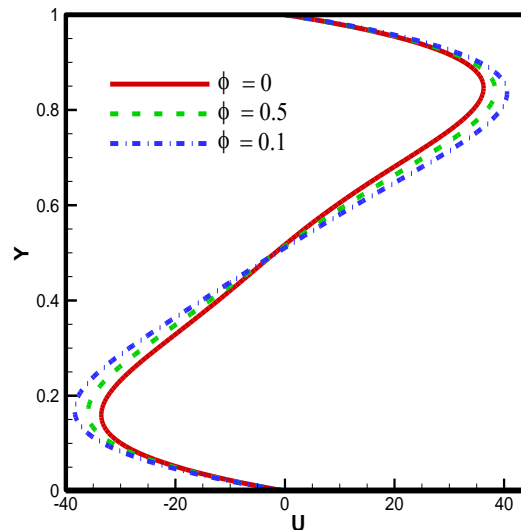


Figure III_A.12. Variation de la vitesse U et $Y=0,50$ pour différentes valeurs de la fraction volumique des nanoparticules ϕ , à $Ra=10^5$.

III.A.6.5 Effet de la longueur de la source de chaleur (B)

La figure III_A.13(a) montre le rapport du nombre de Nusselt moyen en fonction de la fraction volumique des nanoparticules (eau-Cu), et les différentes longueurs de la source de chaleur, à $Ra=10^5$. Nous observons que dans tous les cas ($B = 0,5, 0,75, 1$), le rapport de nombre de Nusselt moyen augmente d'une manière linéaire avec l'augmentation de la concentration solide. Il est conclu qu'un nombre de Rayleigh élevé est introduit par un effet de flottabilité fort, et par conséquent, le transfert de chaleur à l'intérieur de l'enceinte est dominé par la convection. Notez que le rapport de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation de la longueur de source de chaleur.

La figure III_A.13(b) représente la variation du rapport de la génération d'entropie en fonction de la fraction volumique des nanoparticules (eau-Cu), pour différentes longueurs de la source, à $Ra=10^5$. Nous remarquons que le rapport de génération d'entropie diminue de façon linéaire avec l'augmentation de la concentration volumique, et indique que l'augmentation de la concentration entraîne la réduction de la génération d'entropie et l'amélioration du transfert de chaleur due à un faible gradient de température.

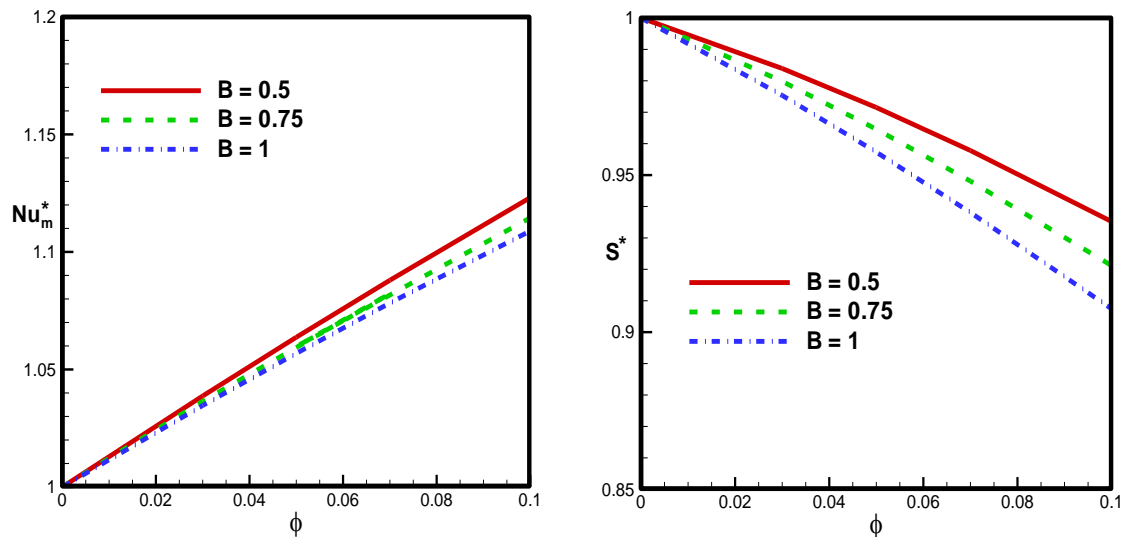


Figure III_A.13. Variation du rapport de nombre de Nusselt moyen $Nu_m^* (=Nu_{m(\phi \neq 0)} / Nu_{m(\phi = 0)})$ et la génération d'entropie en fonction de la fraction volumique des nanoparticules ϕ pour différentes longueurs de la source de chaleur B , à $Ra=10^5$.

III.A.6.6 Effet des modèles de viscosités et de conductivités thermiques

La figure III_A.14 montre la variation de la génération d'entropie en fonction de la fraction volumique des nanoparticules (eau-Cu) pour différents modèles de viscosité et de conductivités thermiques dans une cavité carrée (voir tableau III.A.2), à $Ra=10^5$. La génération d'entropie est due à la fois du transfert de chaleur et de l'irréversibilité de frottement du fluide. Nous notons que, le taux de génération d'entropie diminue avec l'augmentation de la fraction volumique pour tous les modèles, parce qu'il y a une augmentation de transfert de chaleur. Dans le cas de l'ajout de nanoparticules dans le liquide pur, la nanoparticule possède deux effets sur la génération d'entropie : la première, avec l'augmentation de la viscosité du fluide, il conduit à l'augmentation de la dissipation visqueuse, de sorte que son résultat dans l'augmentation de rapport de génération d'entropie. La seconde, l'augmentation de la conductivité thermique, améliore le transfert de chaleur et elle provoque une diminution de la génération d'entropie en raison du plus faible gradient de température. Ces deux effets opposés de la présence de nanoparticules conduisent à une diminution de la génération d'entropie à l'intérieur de l'enceinte. On peut observer que, tous les profils ont la même forme que le premier type, où la génération d'entropie diminue de manière linéaire avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules, à $Ra=10^5$. Le modèle 1, la valeur de conductivité de ce modèle est la plus basse parmi les autres modèles, le transfert de chaleur est faible

par rapport aux autres modèles qui produisent une grande génération d'entropie. Cependant, les courbes des autres types sont paraboliques et ils ont tendance à peu près à zéro parce que ces modèles présentent des valeurs élevées de la conductivité thermique. Par conséquent, le transfert de chaleur est plus grand par rapport au premier modèle. Le type 5 donne une génération d'entropie plus faible par rapport aux autres modèles.

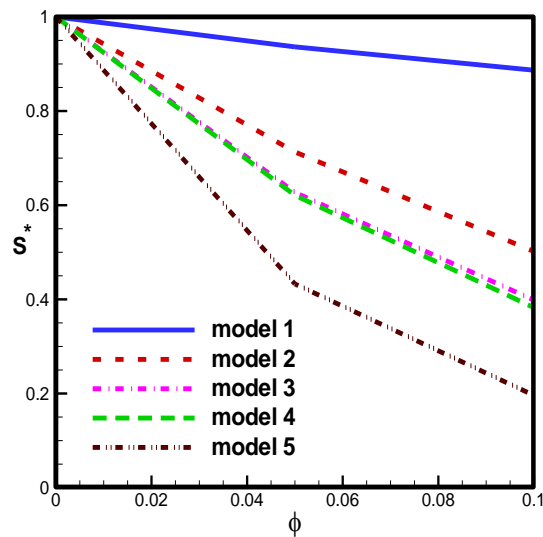


Figure III_A.14. Variation du rapport de génération d'entropie S^* ($=S_{\text{total}(\phi \neq 0)} / S_{\text{total}(\phi = 0)}$) en fonction de la fraction volumique des nanoparticules ϕ pour différents modèles de la viscosité et de la conductivité des nanoparticules pour $B=0,5$ et $Ra= 10^5$.

III.A.7 Conclusion (application A)

Dans cette partie, nous avons présenté une étude numérique du transfert de chaleur par convection naturelle dans une cavité carrée chauffée par une source de chaleur et remplie d'un mélange d'eau et de nanoparticules. Les équations gouvernantes ont été discrétisées par la méthode des volumes finis. Un code de calcul a été conçu et réalisé dans ce contexte pour utiliser la simulation numérique comme outil d'investigation. Les résultats sont analysés à travers les champs thermique et dynamique avec une attention particulière au nombre de Nusselt et la génération d'entropie. Ce travail a été validé en comparant à ceux de la littérature en modifiant légèrement la configuration étudiée. Cette étude a permis de dégager les conclusions suivantes :

Les résultats ont montré que l'effet du nanofluide sur la convection se manifeste particulièrement à un nombre de Rayleigh élevé. L'augmentation de la fraction volumique du nanofluide favorise davantage le transfert de chaleur. Le transfert thermique en présence des nanoparticules d'Ag s'améliore relativement à celui des nanoparticules de (Cu, Al₂O₃, TiO₂). En conséquence, le type de nanoparticule est un facteur principal pour le perfectionnement de transfert thermique. Le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation de la longueur de la source de chaleur. La génération d'entropie diminue avec l'augmentation de la concentration volumique et le minimum d'entropie est obtenu lorsque la longueur de la source de chaleur est égale à $B=1$.

Application «B»

Convection naturelle et génération d'entropie dans une cavité carrée remplie d'un nanofluide et contenant un corps conducteur (ailette)

III.B.1 INTRODUCTION

Dans cette partie, nous présentons une étude numérique de la génération d'entropie par convection naturelle laminaire en régime stationnaire dans une cavité carrée remplie d'un mélange d'eau et des nanoparticules, et contenant un corps conducteur monté à la paroi supérieure de la cavité. La paroi supérieure est maintenue à une température froide T_c , la paroi inférieure est maintenue à une température chaude T_h . Les parois verticales sont adiabatiques (Figure II_1(b)). L'objectif de cette étude est d'examiner les effets du nombre de Rayleigh, de la longueur du corps conducteur, du rapport de conductivités thermiques du corps conducteur, de la position du corps conducteur sur la structure d'écoulement et du transfert de chaleur.

III.B.2 EFFET DU MAILLAGE

L'indépendance de la solution par rapport au maillage a été étudiée en considérant cinq maillages uniformes (40×40), (60×60), (80×80), (100×100) et (120×120) nœuds, avec $Ra=10^4$ et $\phi=0,1$. En consultant la **Figure III_B.1**, et le **Tableau III_B.1**, il est clair que le quatrième maillage (100×100) nœuds présente la meilleure solution.

Tableau III_B.1. Étude de l'indépendance du maillage sur la solution numérique à $Ra = 10^4$, $\phi = 0,1$.

(Al_2O_3 -eau).

Grid	40×40	60×60	80×80	100×100	120×120
Nu_m	4,236824	4,231977	4,229471	4,230342	4,232356

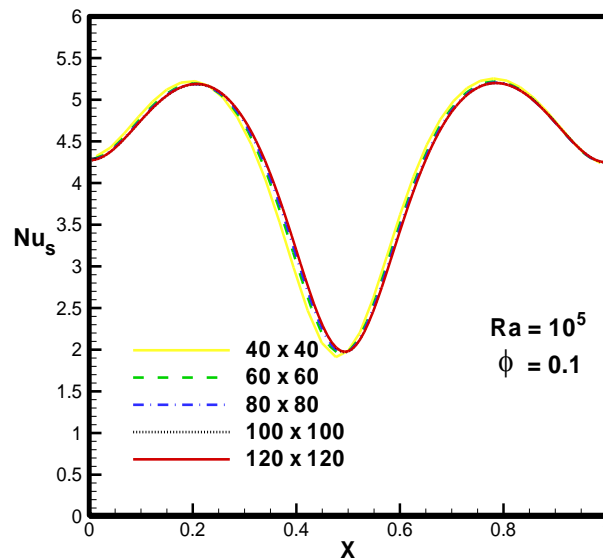


Figure III_B.1. Profil du nombre de Nusselt local Nu_s le long de la paroi chaude de la cavité pour différents maillages, avec nanofluide (Al_2O_3 -eau) et $Ra=10^5$, $\phi=0,1$.

III.B.3 Validation du code de calcul

La figure III_B.2 présente une comparaison entre les résultats de notre code de calcul et ceux de **Oztop et Abu-nada (2010)**. La comparaison concerne le nombre de Nusselt moyen pour une enceinte constituée de deux parois horizontales adiabatiques, et des parois verticales gauche et droite soumises à des températures constantes respectivement chaude et froide, nos résultats confirment la validité de notre code de calcul.

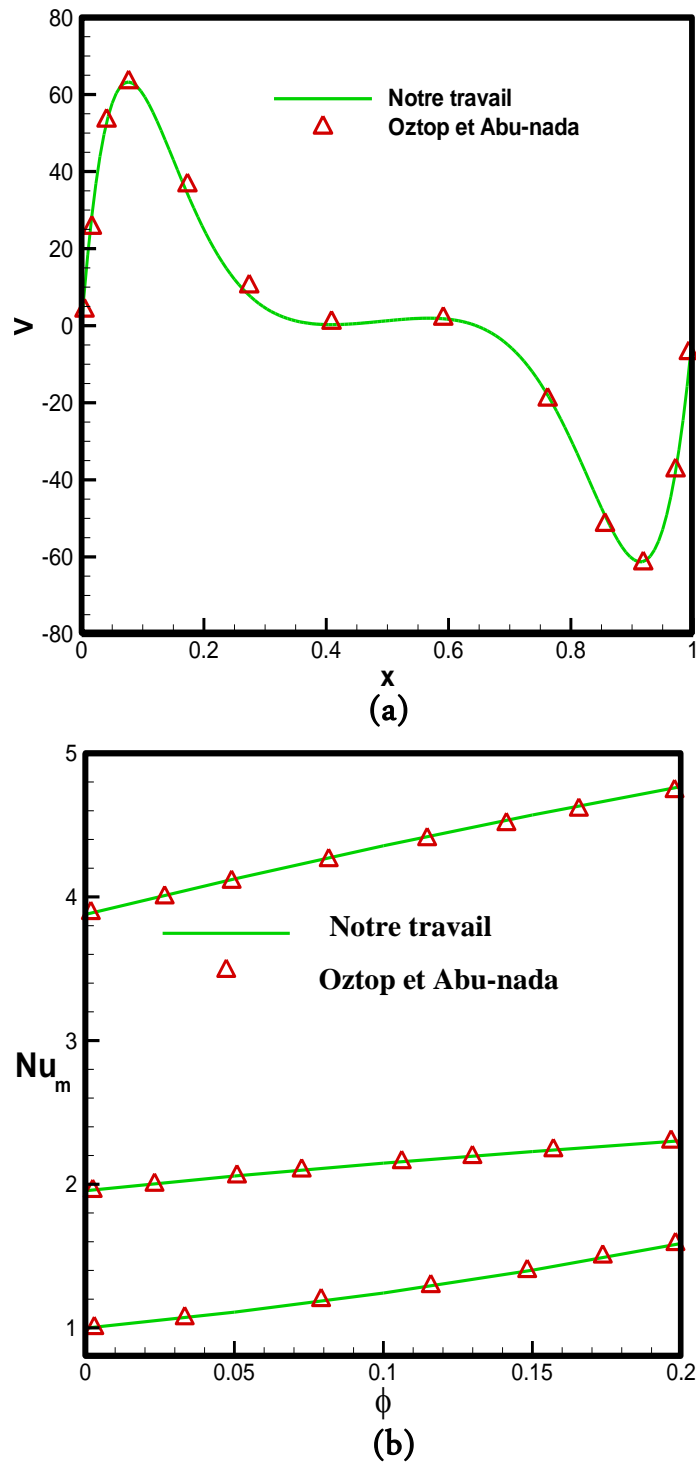


Figure III_B.2. Comparaison entre nos résultats numériques et ceux de **Oztop et Abu-nada (2010)** à $Ra=10^5$ et $\phi = 0,1$ (a) profile de vitesse (b) nombre de Nusselt moyen.

III.B.4 RESULTATS ET DISCUSSION

III.B.4.1 Effet de la longueur du corps conducteur de chaleur (h^*)

La figure III_B.3 présente les lignes de courant (à droite) et les isothermes (à gauche) pour une cavité carrée remplie de nanofluide Al_2O_3 -eau à ($\phi = 0,1$) et différentes longueurs du corps conducteur a $Ra = 10^5$. Les lignes de courant montrent deux cellules circulantes contre-rotation symétriques. En fait, les forces de flottabilité engendrées en raison des différences de température des fluides provoquent le fluide de monter le long des deux parois verticales adiabatiques vers la paroi supérieure froide. Et alors, ils descendent au centre vers la paroi chaude basse. Ce mouvement des formes de fluide contre-rotation des cellules circulantes dans l'enceinte. Nous pouvons observer que la forme des cellules est changée pour différentes longueurs du corps conducteur, mais la valeur de la fonction de courant maximale diminue avec l'augmentation de la longueur du corps conducteur. En outre, comme le corps conducteur se rapproche du centre de la cavité, la cellule sur le côté gauche et à droite devient plus forte lorsque la longueur du corps conducteur est augmentée. Les isothermes ont également une forme symétrique pour chaque longueur du corps conducteur. Cependant, nous observons un comportement différent pour la longueur du corps conducteur. Les isothermes sont distribuées près de la paroi chaude basse et ont tendance à être parallèle à la paroi chaude basse. Les lignes de courant présentent le plus fort des profils d'écoulement et isothermes affichent les couches limites plus distingués. Il est clair que les profils d'écoulement et de température sont influencés par la longueur du corps conducteur, lorsqu'elle est augmentée. Et l'effet de la longueur du corps conducteur est clair pour les lignes de courant et pour les isothermes.

III.B.4.2 Effet de la position du corps conducteur (C^*)

La figure III_B.4 présente les lignes de courant (à droite) et les isothermes (à gauche) pour une cavité carrée remplie d'un nanofluide (eau- Al_2O_3) a $\phi = 0,1$ et différentes positions du corps conducteur a $Ra = 10^5$. Les lignes de courant favorisent l'apparition de deux cellules circulantes contre-rotation symétrique (cas a) et deux cellules circulantes asymétriques (cas b). Les cellules circulantes simples avec des forces inégales sont observées lorsque le corps conducteur est situé à côté de la paroi gauche (cas c). Les isothermes montrent que le corps conducteur est loin de la paroi adiabatique

gauche et à droite. Nous voyons, donc, que l'écoulement est asymétrique. Lorsque nous avons mis le corps sur la droite, les lignes de courants qui transportent les particules des fluides chaudes vont changer leur chemin et se déplacer vers le côté gauche. Ce phénomène explique l'asymétrie dans les isothermes. Par conséquent, le transfert de chaleur est plus important dans la partie la plus large, la circulation de fluide est un mécanisme de transport de l'énergie thermique. Le corps améliore le transfert de chaleur dans la partie la plus large et réduit dans la partie la plus étroite, le fluide dans ce dernier est presque stagné, qui explique la faiblesse du transfert de chaleur dans cette région. Nous remarquons que les effets du corps conducteur provoquent une déviation des lignes de leur trajectoire initiale en raison de la domination de limite conductrice du corps. En outre, les isothermes de la figure **III_B.3** indiquent que la taille du corps conducteur qui affecte la distribution de la température devient significative. Les isothermes montrent que le corps conducteur loin de la paroi gauche froide, la température maximale d'écoulement augmente. Le nombre de Rayleigh (10^5), l'effet de convection naturelle augmente et les isothermes sont condensées à côté des parois horizontales. La présence de la fraction volumique des nanoparticules conduit à un épaississement des couches limites thermiques par l'augmentation de la conductivité thermique du nanofluide, la réduction du gradient de température au voisinage des parois horizontales et une augmentation de la diffusion de la chaleur.

III.B.4.3 Effet du rapport de conductivités thermiques du corps conducteur (R_c)

La figure **III_B.5** montre les lignes de courant et les isothermes pour différents rapports de conductivité thermique du corps dans une cavité remplie d'un nanofluide (d'eau- Al_2O_3) à $Ra = 10^5$. Nous constatons que l'écoulement est symétrique pour tous les cas. Pour les contours des lignes de courant, nous observons deux cellules de rotation pour tous les cas et cela est justifié par l'effet de la force de flottabilité. Nous avons observé que la forme de la cellule ne change pas quand le rapport de conductivités thermiques du corps augmente. Nous notons que les isothermes dans la cavité près de la paroi inférieure chaude et la paroi supérieure sont horizontales, avec la formation de la couche limite thermique le long des parois horizontales. Et sont plus serrées du côté bas de la paroi chaude et du côté haut de la paroi froide, ce qui explique que le transfert de chaleur par convection commence à être plus intense sur le côté bas de la paroi chaude et sur le côté haut de la paroi froide. En plus, il continue à s'intensifier sur toute la longueur de la paroi chaude et la paroi froide. Ceci est dû à la présence de

nanoparticules. Cela se justifie par l'effet de la conductivité thermique des nanoparticules. Nous notons que, quand on augmente le rapport de la conductivité thermique du corps conducteur, les lignes des isothermes seront contractées près de la paroi inférieure (cas $R_c=100$).

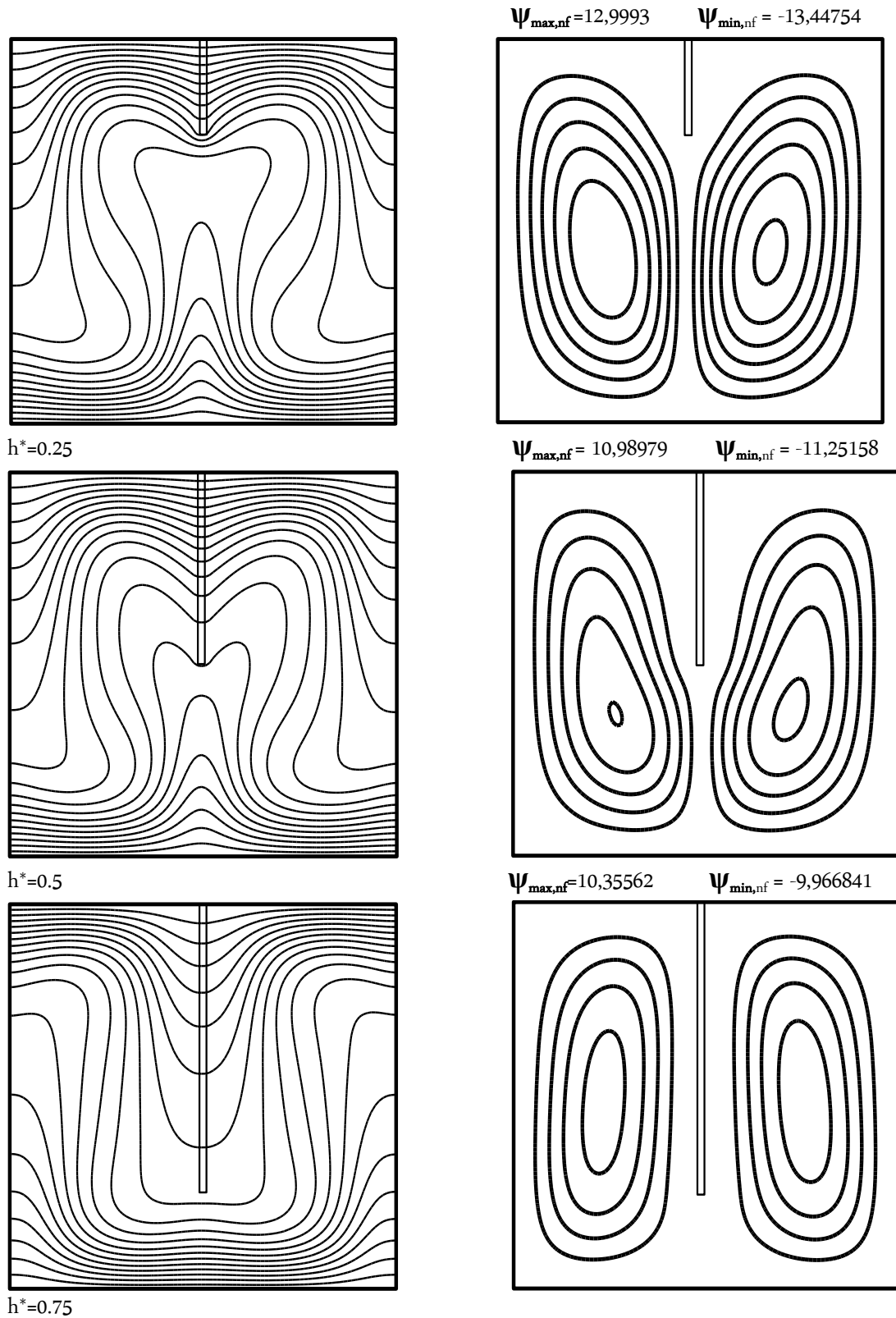


Figure III_B.3. Champs de températures (droite) et les lignes de courant (gauche) pour une cavité carrée remplie d'un nanofluide (Al_2O_3 -eau), fluide pure (—), nanofluide (----) à $\phi = 0,1$, $c^* = 0,5$, $Ra=10^5$ et $\phi = 0, 1$, $Rc=10$, et différentes longueurs du corps conducteur h^* .

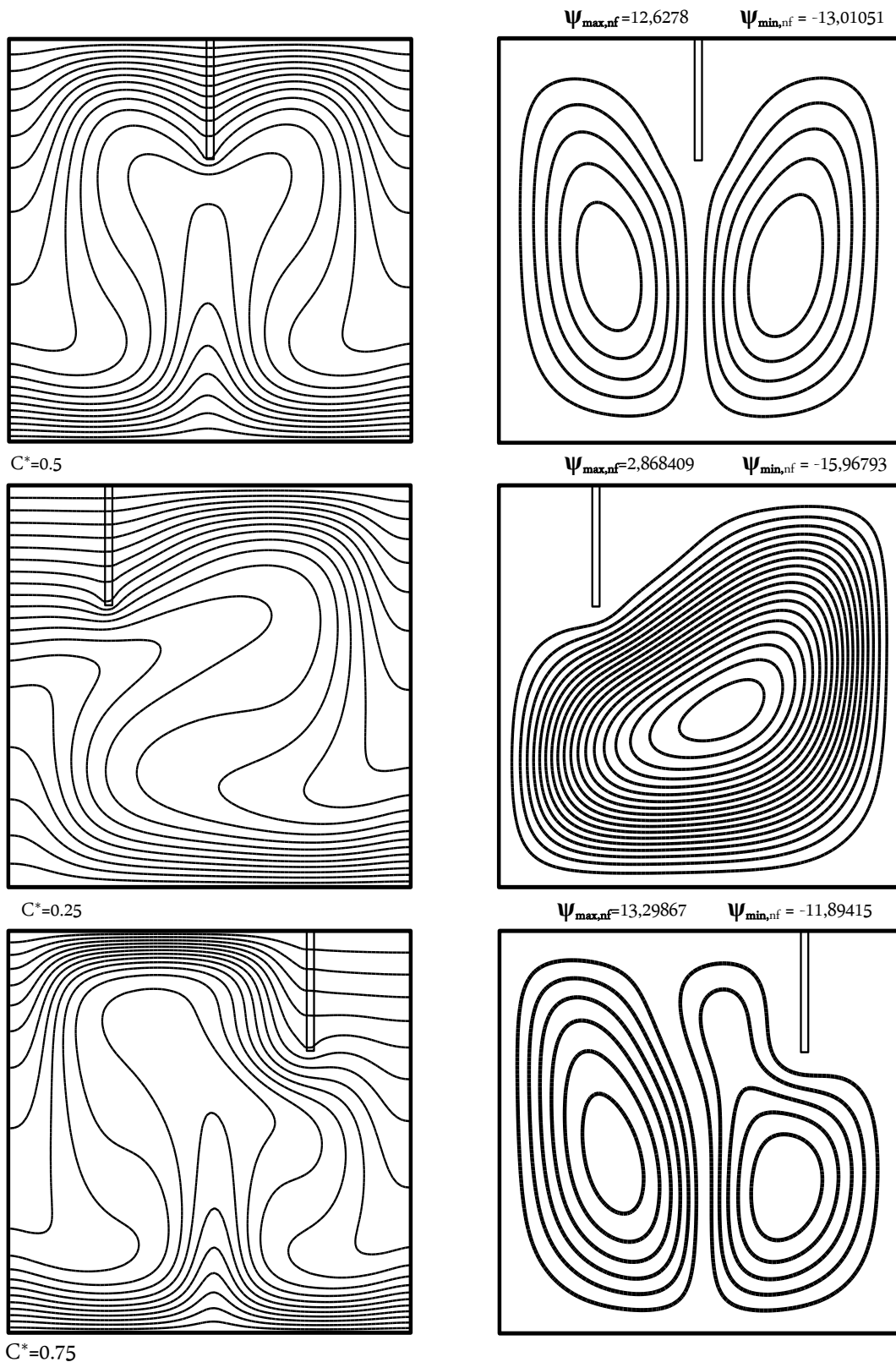


Figure III_B.4. Champs de températures (droite) et les lignes de courant (gauche) pour une cavité carrée remplie d'un nanofluide (Al₂O₃-eau), fluide pur (—), nanofluide (---) à $\phi = 0,1$, $h^* = 0,3$, $Ra = 10^5$ et $Rc = 10$, et différentes position du corps conducteur C^* .

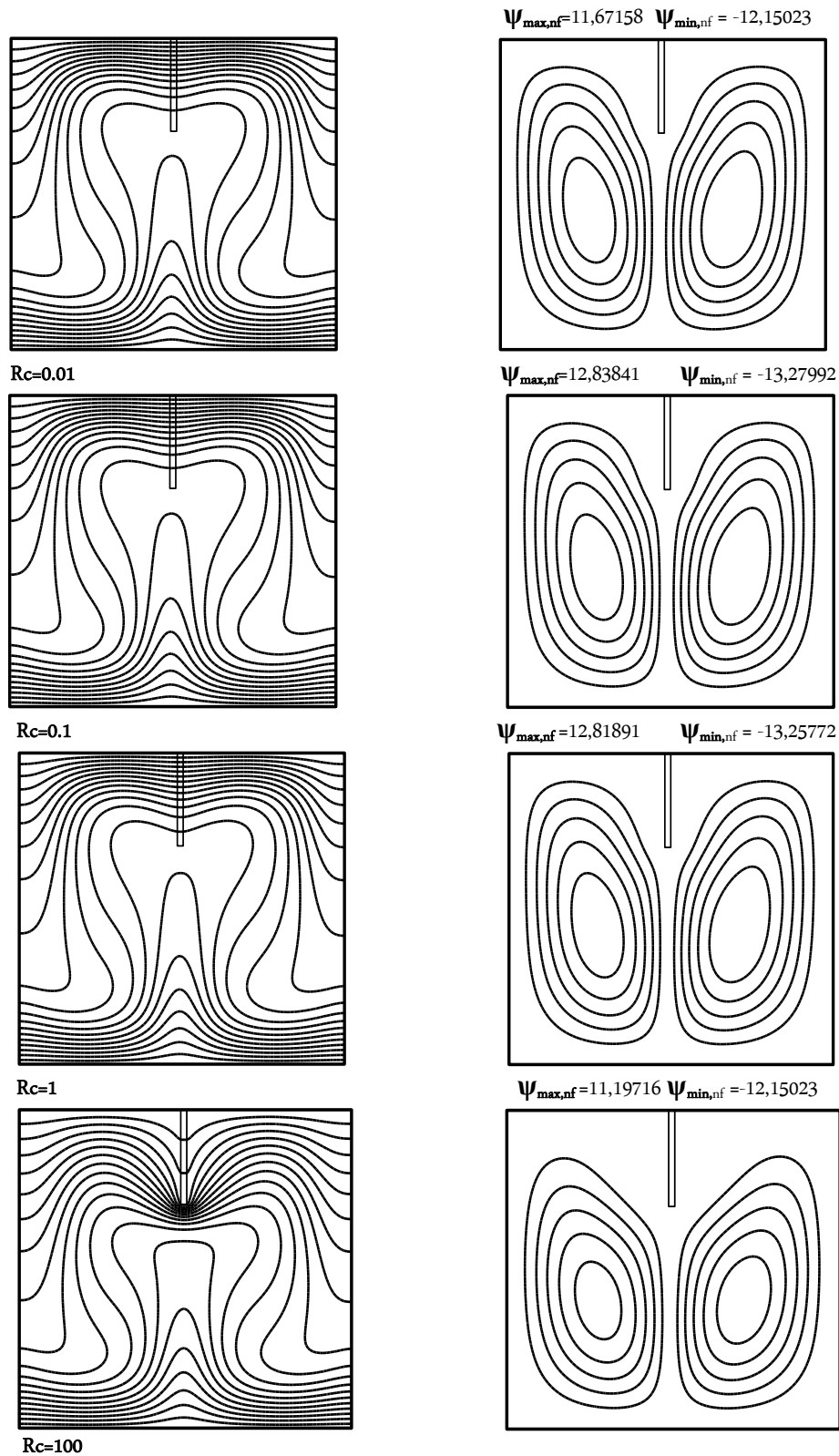


Figure III_B.5. Champs de températures (droite) et les lignes de courant (gauche) pour une cavité carrée remplie d'un nanofluide (Al_2O_3 -eau), fluide pur (—), nanofluide (----) $h^*=0,3$, $Ra=10^5$ et $\phi = 0,1$, et différents rapports de conductivité thermique du corps conducteur Rc .

La figure **III_B.6** montre la variation du nombre de Nusselt local Nu_s le long de la paroi chauffée pour $Ra = 10^5$ et $\phi = 0,1$. Les effets de la longueur du corps conducteur h^* (cas a), les effets des positions du corps C^* (cas b), et l'effet du rapport de conductivité thermique Rc (cas c). La force de circulation augmente comme un résultat des forces de flottabilité plus élevées. Cela introduit une augmentation du nombre de Nusselt local. À la suite de la circulation plus forte produite par le transport d'énergie thermique élevé, nous observons que les profils du Nusselt local sont symétriques pour tous les cas, mais quand le corps conducteur est situé à côté gauche de la paroi est asymétrique.

D'après la Figure **III_B.6(a)**, il ya une grande différence entre les taux de transfert de chaleur pour différentes longueurs du corps conducteur (cas a). Le taux de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du corps conducteur, ceci peut être expliqué par un contact plus efficace entre le nanofluide et le corps conducteur et le nombre du Nusselt local est à un maximum pour $h^* = 0,75$ et à un minimum pour $h^* = 0,5$. Lorsque le corps conducteur est situé près de la paroi gauche, représentée sur la Figure **III_B.6(b)**, le mouvement du fluide est amorti, par conséquent le taux de convection naturelle diminue, et montre que le nombre de Nusselt local est maximum $c^* = 0,75$ et à un minimum pour $h^* = 0,25$. La figure **III_B.6 (c)** montre l'augmentation du nombre de Nusselt local avec l'augmentation du rapport de conductivité thermique du corps conducteur, et il n'y a pas de différence significative entre le transfert de chaleur pour différents rapports de conductivités thermiques du corps conducteur. Ceci est dû à ce que la nature de l'écoulement est quasiment la même. Le nombre de Nusselt local est maximal pour $Rc = 100$ et minimal pour $Rc = 0,1$.

La figure **III_B.7** illustre la génération d'entropie locale pour différents rapports de conductivités thermiques (a, b, c), la longueur du corps conducteur (d, e) et la position du corps conducteur (Figure **III_B.7.f- g**) à $Ra = 10^5$ et $\phi = 0,1$. Il est connu que la génération d'entropie est due à deux facteurs : le transfert de chaleur et l'irréversibilité du frottement des fluides. En raison de l'existence des gradients de température assez élevé à proximité et en particulier dans les coins de la paroi inférieure, la génération d'entropie locale est importante et se produit à proximité de ces zones et de la paroi verticale. Nous observons que la génération d'entropie est importante au voisinage de la paroi inférieure et le corps conducteur. A des valeurs plus élevées du nombre de Rayleigh, l'effet de flottabilité induite thermiquement devient plus intense. En d'autres

termes, un gradient de température plus élevé existe dans les parois de la cavité ainsi une plus grande génération d'entropie locale se produit à la suite. L'ajout de nanoparticules d' Al_2O_3 dans le fluide de base a deux effets opposés : le premier effet avec l'augmentation de la viscosité du fluide et conduit à l'augmentation de la dissipation visqueuse, il se traduit par l'augmentation du taux de génération d'entropie. Et le second effet d'augmenter la conductivité thermique, Il améliore le transfert de chaleur et provoque une réduction de la génération d'entropie en raison de l'existence d'un gradient de température plus faible. Ces deux effets opposés de la présence de nanoparticules conduisent à une diminution de la génération d'entropie locale à l'intérieur de l'enceinte.

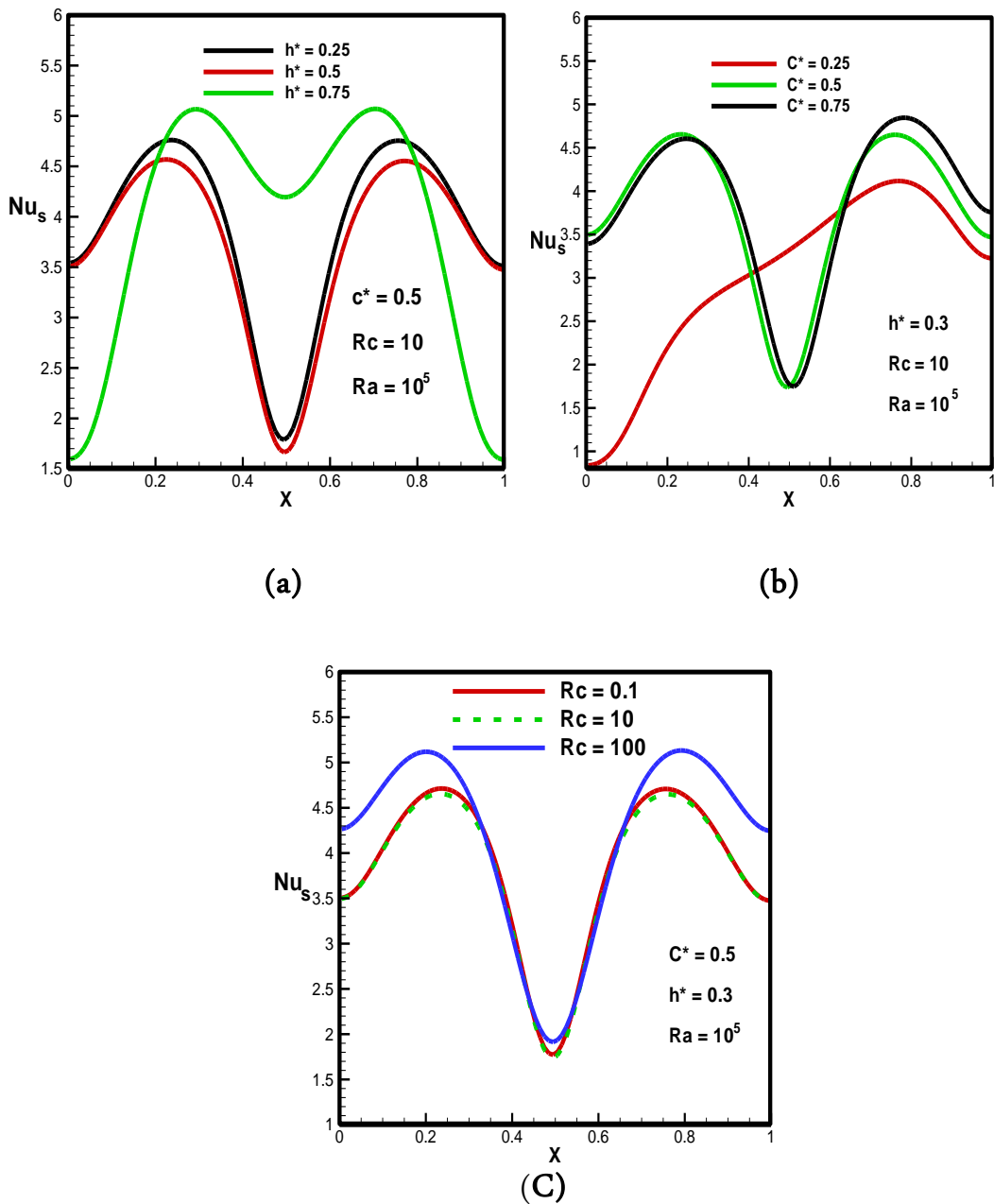


Figure III_B.6. Variation du nombre de Nusselt local Nu_s le long de la source de chaleur pour nanofluid (Al_2O_3 -eau), à $\phi = 0, 1$, $Ra=10^5$.

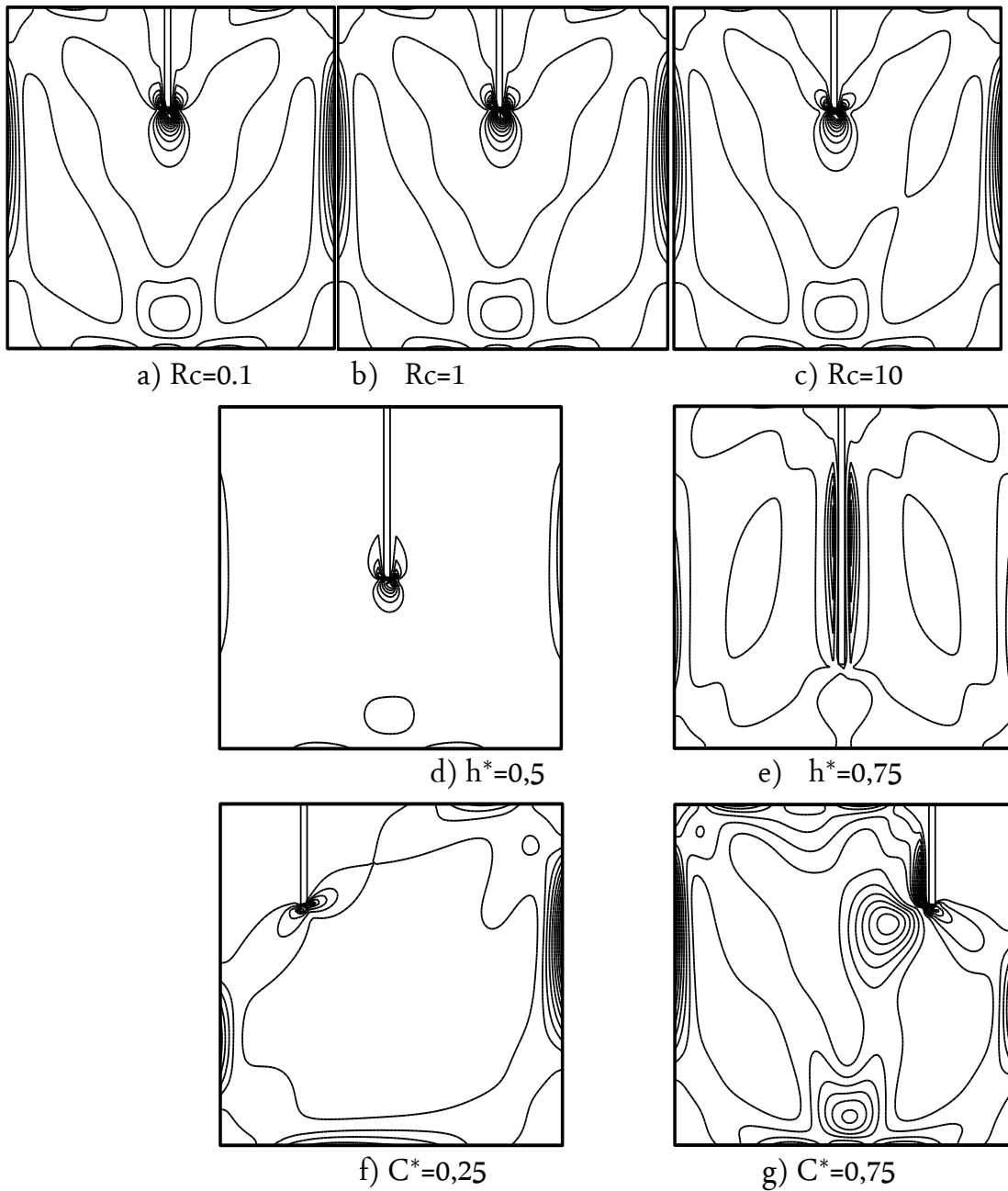


Figure III_B.7. Variation de la génération d'entropie locale le long de la source de chaleur pour différents paramètres (Rc , c^* , h^*), à $Ra=10^5$, $\phi = 0,1$ (Al_2O_3 -eau).

Les figures **III_B.8 (a, b, c, d)** illustrent respectivement la variation du nombre de Nusselt moyen et la génération d'entropie totale, génération d'entropie due au transfert de chaleur, génération d'entropie due au frottement, avec la fraction volumique des nanoparticules pour différents rapports de conductivités thermiques du corps conducteur, a $Ra = 10^5$, et $\phi = 0,1$. Dans la figure **III_B.8 (a)**, nous notons que le nombre de Nusselt moyen s'améliore avec l'augmentation de la fraction volumique de nanoparticules. Ceci est dû à l'amélioration de la conductivité thermique effective du nanofluide avec l'augmentation du volume de nanoparticules. La figure **III_B.8 (a)** montre que le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du rapport de conductivités thermiques du corps conducteur. Nous pouvons observer respectivement que les valeurs les plus élevées et les plus basses du nombre de Nusselt moyen sont obtenues pour $Rc = 100$ et $Rc = 0,1$. La figure **III_B.8 (b)** montre que la diminution de la génération d'entropie totale est liée à l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules. Quand on augmente le rapport de conductivité thermique du corps conducteur produit une diminution de la génération d'entropie totale. La figure **III_B.8(c)** montre la variation de la génération d'entropie due au transfert de chaleur, la figure montre que la génération d'entropie due au transfert augmente avec l'augmentant de la fraction volumique des nanoparticules. Nous observons que la génération d'entropie due au transfert augmente avec la diminution du rapport de conductivités thermiques du corps conducteur. La figure **III_B.8(d)** montre que la variation de la génération d'entropie due au frottement visqueux, on peut voir la diminution de la génération d'entropie due au frottement avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules. Nous observons que les valeurs les plus élevées et les plus faibles de la génération d'entropie due au frottement sont obtenues, respectivement pour $Rc = 0,1$ et $Rc=10$.

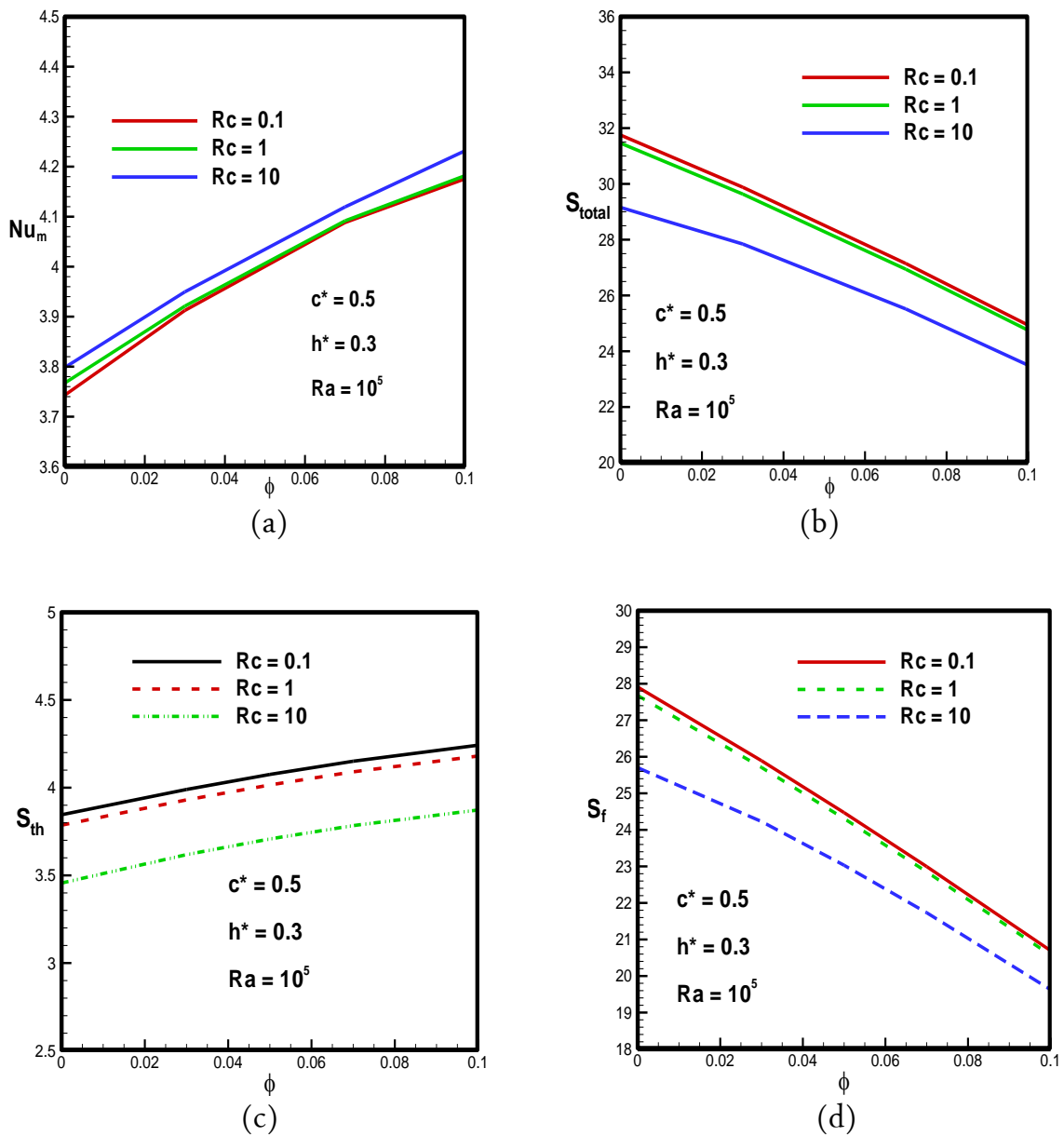


Figure III_B.8. Effets du rapport de conductivité thermique sur le nombre de Nusselt moyen(a), la génération d'entropie totale (b), la génération d'entropie due au transfert de chaleur (c), la génération d'entropie due au frottement (d), pour $\phi = 0,1$ et nanofluide (Al_2O_3 -eau).

Les variations du nombre de Nusselt moyen et la génération d'entropie totale sont représentées sur la figure **III_B.9 (a-d)**. La figure **III_B.9(a)** montre que le taux du transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules. En outre, le nombre de Nusselt moyen augmente linéairement avec l'augmentation du nombre de Rayleigh. Ceci est justifié par les effets des forces de flottabilité élevées, et le transfert de chaleur à l'intérieur de la cavité est dominé par convection. A ce nombre de Rayleigh ($Ra = 10^5$), le nombre de Nusselt moyen augmente avec la fraction volumique des nanoparticules et la longueur du corps conducteur. Nous observons que les valeurs les plus élevées et les plus basses du nombre de Nusselt moyen sont obtenues respectivement pour $h^* = 0,75$ et $h^* = 0,25$, La figure **III_B.9(b)** illustre que la génération d'entropie totale la plus élevée est obtenue pour la plus faible valeur de nombre de Nusselt moyen. L'ajout de nanoparticules dans le fluide de base provoque un meilleur transfert de chaleur autour du corps conducteur vers la paroi froide, qui produit spécifiquement la distribution de température plus douce à l'intérieur de la cavité, et elle conduit à la diminution de la génération d'entropie totale. Et, la présence de nanoparticules joue un rôle plus important dans la réduction de l'entropie au nombre de Rayleigh élevé ($Ra = 10^5$). Nous pouvons observer que les valeurs les plus élevées et les plus basses de nombre de Nusselt moyen sont obtenus respectivement pour $h^* = 0,25$ et $h^* = 0,75$. La figure **III_B.9(c)** représente les variations de la génération d'entropie due au transfert de chaleur qui augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules. Nous pouvons montrer que les valeurs les plus élevées et les plus basses du nombre de Nusselt moyen sont obtenues respectivement pour $h^*=0,75$ et $h^*= 0,25$. D'après la figure **III_B.9(d)** nous avons dit que l'augmentation de la fraction volumique entraîne la réduction de la génération d'entropie due au frottement. Et, on voit que les valeurs les plus élevées et les plus basses du nombre de Nusselt moyen sont obtenues respectivement pour $h^* = 0,25$ et $h^* = 0,75$.

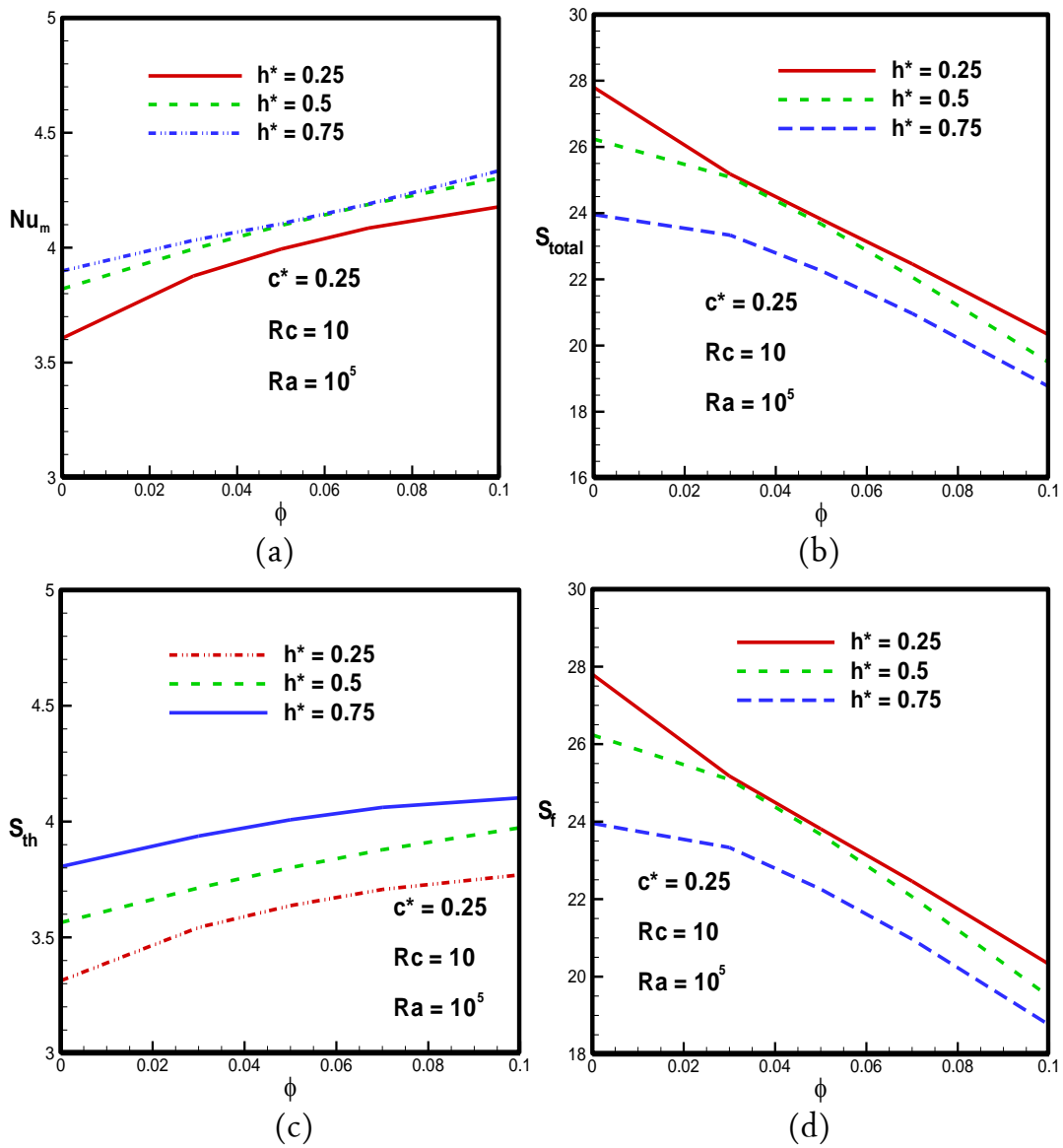


Figure III_B.9. Effets de la longueur du corps conducteur sur le nombre du Nusselt moyen (a), la génération d'entropie totale (b), la génération d'entropie due au transfert de chaleur (c), et la génération d'entropie due au frottement (d), à $\phi = 0,1$.

La figure **III_B.10 (a. b. c. d)** représente respectivement les variations du nombre de Nusselt moyen et la génération d'entropie totale, la génération d'entropie due au transfert de chaleur, la génération d'entropie due au frottement, avec la fraction volumique des nanoparticules pour différentes positions du corps conducteur à $Ra = 10^5$. La figure **III_B. 10(a)** le transfert de chaleur augmente de façon monotone avec l'augmentation de la fraction volumique. Nous constatons que le nombre de Nusselt moyen est plus élevé pour l'emplacement du corps conducteur au milieu et inférieur lorsque le corps conducteur est situé près de la paroi droite. La figure **III_B. 10(b)** représente la génération d'entropie, nous montrons que la valeur de la génération d'entropie est diminuée avec l'augmentation de la fraction volumique, quand le corps conducteur se déplace vers le centre de la cavité, la génération d'entropie diminue. Mais, à des valeurs plus élevées du nombre de Rayleigh ($Ra = 10^5$), la convection est dominante, et par le déplacement du corps conducteur vers le centre de la cavité, le mouvement intérieur de la cavité est renforcé où la génération d'entropie augmente. Nous pouvons observer que les valeurs les plus élevées et les plus basses de la génération d'entropie sont obtenues respectivement pour $c^* = 0,5$ et $c^* = 0,25$. La figure **III_B.10(c)** représente les variations de la génération d'entropie due au transfert de chaleur, elle montre que la génération d'entropie due au transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules. Nous pouvons observer que les valeurs les plus élevées et les plus basses du nombre de Nusselt moyen sont obtenues respectivement pour $h^* = 0,5$ et $h^* = 0,75$, La figure **III_B.10(d)** montre que la génération d'entropie due au frottement augmente avec la fraction volumique des nanoparticules qui entraîne une réduction de la génération d'entropie due au frottement. Nous constatons que les valeurs les plus élevées et les plus basses du nombre de Nusselt moyen sont obtenues respectivement pour $c^* = 0,5$ et $c^* = 0,25$.

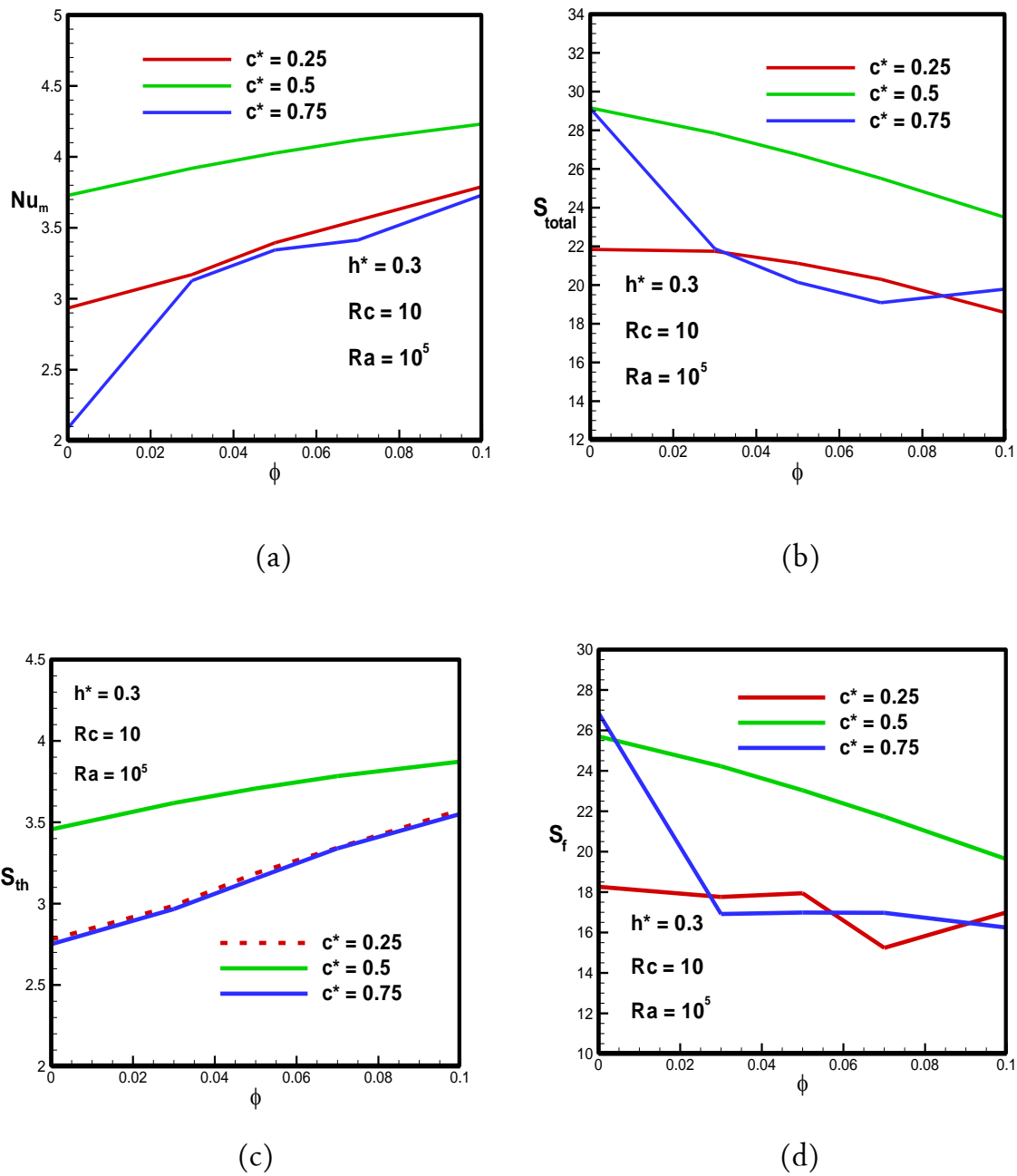


Figure III_B. 10. Effets de position du corps conducteur sur le nombre du Nusselt moyen (a), la génération d'entropie totale (b), la génération d'entropie due au transfert de chaleur (c), et la génération d'entropie due au frottement (d), pour $\phi = 0,1$.

La figure **III_B.11 (a. b. c. d)** montre la variation du nombre de Bejan pour différents effets, de longueur du corps conducteur (cas a), de position du corps conducteur (cas b) du rapport de conductivités thermiques (cas c), à $Ra = 10^5$, et $\phi = 0,1$. Le nombre de Bejan augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules pour tous les cas (a, b, c). Nous observons que l'entropie due au transfert de chaleur est dominante pour tous les cas, parce que le nombre de Raleigh est très élevé ($Ra = 10^5$), par conséquent, le gradient de température est plus élevé. Il convient de noter que cette augmentation du nombre de Bejan est due à la diminution de la génération d'entropie totale. Mais la génération d'entropie due au transfert de chaleur augmente. La figure **III_B. 11(a)** nous montre que le nombre de Bejan augmente avec l'augmentation de la longueur du corps conducteur. Nous observons que les valeurs extrêmes du nombre de Bejan sont respectivement pour $h^* = 0,75$, et $h^* = 0,25$. Lorsque le corps conducteur se déplace vers le centre de la cavité, comme il est montré sur la figure **III_B.11(b)**. Nous remarquons dans la figure **III_B. 11(b)** que les valeurs les plus élevées de nombre de Bejan sont obtenues lorsque le corps conducteur est situé près de la paroi droite et les valeurs les plus basses sont obtenues lorsque le corps conducteur est situé près de la paroi gauche. Sur la figure **III_B.11(c)**, nous trouvons qu'il y a une augmentation du nombre de Bejan avec l'augmentation du rapport de conductivité thermique. Nous concluons que la valeur la plus élevée du nombre de Bejan est obtenue pour le rapport de conductivité thermique du corps conducteur, $Rc = 100$ et la valeur la plus faible était pour $Rc = 0,1$.

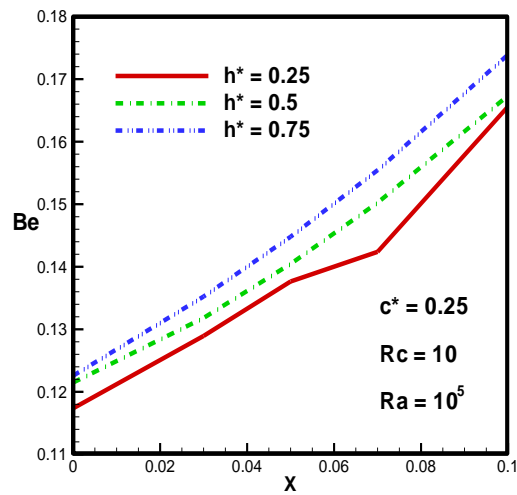


Figure III_B. 11(a). Effets de la longueur du corps conducteur sur le nombre de Bejan en fonction de la fraction volumique des nanoparticules ϕ , $Ra = 10^5$.

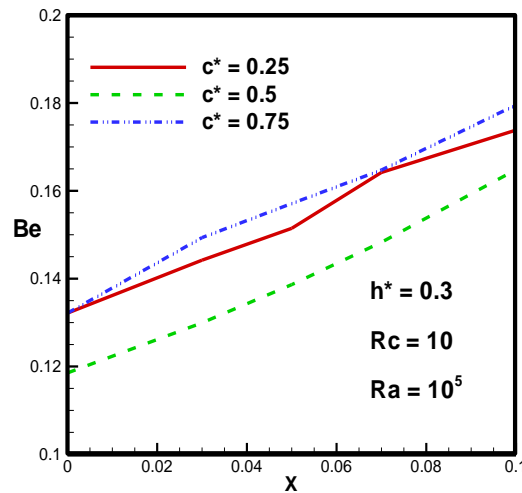


Figure III_B. 11(b). Effets de la position du corps conducteur sur le nombre de Bejan en fonction de la fraction volumique des nanoparticules ϕ , $Ra = 10^5$.

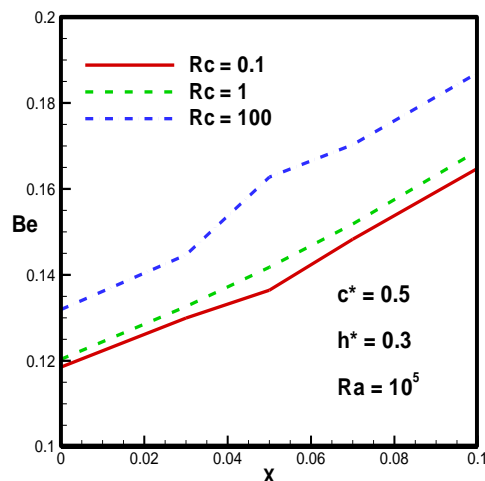


Figure III_B.11(c). Effet du rapport de conductivité thermique du corps conducteur sur le nombre de Bejan en fonction de la fraction volumique des nanoparticules ϕ , à $Ra = 10^5$.

III. B.5 Conclusion (Application B)

Dans cette partie, on a étudié la génération d'entropie par la convection naturelle bidimensionnelle laminaire en régime stationnaire dans une cavité carrée remplie d'un mélange d'eau et de nanoparticules. Avec un corps conducteur monté, dont les parois supérieure et inférieure sont respectivement maintenues à T_c et T_h , et les parois verticales sont adiabatiques. Les équations gouvernantes de l'écoulement du fluide et du transfert de chaleur sont discrétisées en utilisant la méthode des volumes finis et l'algorithme SIMPLER pour les résoudre. Ce travail a été validé par une comparaison avec les résultats numériques trouvés dans la littérature. Un bon accord a été trouvé. Les résultats montrent que l'effet des paramètres précédents a des effets considérables sur le transfert de chaleur. Le nombre de Nusselt moyen augmente et la génération d'entropie totale diminue avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules. Le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules et la longueur du corps conducteur.

Application «c»

Convection naturelle et génération d'entropie dans une cavité carrée remplie d'un nanofluide, avec une température sinusoïdale imposée à la paroi inférieure

III.C.1 INTRODUCTION

Nous nous intéressons, dans cette partie, à l'accroissement du transfert de chaleur en convection naturelle dans une cavité carrée remplie d'un nanofluide, chauffée par une température sinusoïdale à la paroi inférieure de la cavité et la paroi supérieure est refroidie. Les parois verticales sont adiabatiques, contenant un nanofluide. Les simulations numériques ont été effectuées pour un modèle monophasique ou la phase fluide et les nanoparticules sont en état d'équilibre thermodynamique, dans le but d'étudier et d'examiner les effets du nombre de Raleigh et les épaisseurs de la paroi inférieure sur la nature de l'écoulement et du transfert de chaleur en convection naturelle.

Les simulations numériques ont été effectuées pour les nombres de Rayleigh ($Ra=10^3, 10^4, 10^5, 10^6$), différentes fractions volumiques ϕ et les paramètres géométriques de la cavité. La présentation des résultats concernant les champs de température, les lignes de courants et ainsi que le nombre de Nusselt.

III.C.2 EFFET DU MAILLAGE

Le maillage adopté est uniforme. L'indépendance de solution par rapport au maillage a été étudiée en considérant cinq maillages uniformes (40×40), (60×60), (80×80), (100×100), et (120×120) nœuds, avec $Ra=10^5$, $\phi = 0,1$ (Al_2O_3 -eau). En consultant la **figure III_C.1** et d'après le **tableau III_C.1**, il est clair que le quatrième maillage (100×100) nœuds présente la meilleure solution.

Tableau III_C.1. Résultats du test de maillage (Al_2O_3 -eau, $\phi = 0,1$, et $Ra=10^5$).

Maillage	40×40	60×60	80×80	100×100	120×120
Nu_m	6,529768	6,480676	6,468607	6,456315	6,45712

III.C.3 VALIDATION DU CODE DE CALCUL

Afin de vérifier l'exactitude de l'étude numérique actuelle, le code numérique a été validé avec les résultats numériques de **Basak et Chamkha (2012)**. Pour Basak et Chamkha (2012), une comparaison du nombre de Nusselt moyen **figure III_C.1(a)** et le nombre de Nusselt local **figure III_C.1(b)** pour la convection naturelle dans une cavité carrée constituée de deux parois horizontales adiabatiques, et des parois verticales gauche et droite soumise respectivement à des températures constantes chaude et froide. Comme représenté sur la **figure III_C.1** il est clair que nos résultats numériques du travail actuel sont en une bonne concordance avec ceux de Basak et Chamkha (2012).

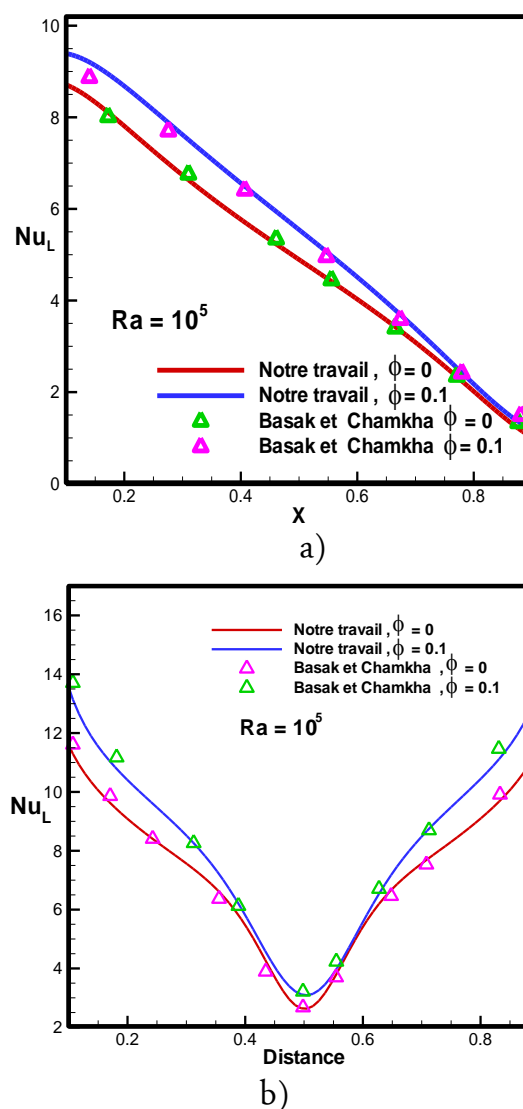


Figure III_C.1. Comparaison entre nos résultats numériques et ceux de **Basak et Chamkha (2012)** à $Ra=10^5$ (a) nombre de Nusselt local sur la paroi gauche
(b) nombre de Nusselt local sur la paroi inférieure

III.C.4 RESULTATS ET DISCUSSION

Les effets de la conduction d'un corps épais placé horizontalement sur la convection naturelle dans une cavité carrée ont été étudiés, en utilisant l'outil numérique. Différents paramètres ont été utilisés en tant que le nombre de Rayleigh, l'épaisseur du corps placé horizontalement, et la conductivité thermique est égale à $k = 0,1 \text{ W/m.K}$. Cette valeur est faible en comparant avec celle du cuivre ou un autre matériau a une conductivité thermique élevée, qui signifie que ce corps en fonction de sa résistance thermique est un obstacle en face du transfert de chaleur dans le fluide. Les nanoparticules qui ont été utilisées sont de trioxyde d'aluminium (Al_2O_3) avec ses concentrations ($\phi_{\text{eau}} = 0,9$, $\phi_{\text{Al}_2\text{O}_3} = 0,1$). Les conditions aux limites de température sinusoïdale partage la paroi inférieure en deux parties, l'une est chaude et l'autre froide, donc nous avons une source froide et une source chaude.

III.C.4.1 Effet du nombre de Rayleigh (Ra) et différentes épaisseurs de la paroi inférieure (h^*)

La figure III_C.2 présente les lignes de courant (à gauche) et les isothermes (à droite) pour le nanofluide, $\phi = 0,1$, à $\text{Ra} = 10^4$ et différentes épaisseurs de la paroi inférieure h^* . La structure de l'écoulement est décrite par le sens horaire d'une cellule. Les lignes de courant montrent qu'une cellule unique circulante est formée à l'intérieur de la cavité. En fait, les forces de flottabilité engendrées en raison des différences de température des fluides provoquent le fluide à monter près de la paroi inférieure et à descendre près de la paroi supérieure. Ainsi, nous pouvons observer que la forme des cellules est changée pour différentes épaisseurs. L'intensité de la cellule, caractérisée en ce Ψ , augmente avec l'épaisseur de la paroi inférieure. À $\text{Ra} = 10^4$, les lignes de courant sont d'une structure d'écoulement dans le sens horaire unicellulaire, et leurs valeurs relativement faibles telles que $\Psi = -4,795$ indiquent que la convection est très faible. L'augmentation du processus en raison de l'ajout de nanoparticules de convection provoque les lignes de courant à se déplacer dans la cavité. Les formes démontrent que les influences des épaisseurs de la paroi sur les lignes de courant ne sont pas uniformes. Les isothermes ont également une forme symétrique pour chaque épaisseur. Cependant, nous observons un comportement différent pour chaque épaisseur. Les isothermes sont distribuées près de la paroi chaude basse. Les isothermes affichent les couches limites plus distingués près de la paroi inférieure. Il est clair que les profils d'écoulement et de

température sont influencés par la longueur d'épaisseur, lorsque l'épaisseur augmente les couches limites seront augmentées. L'effet de la variation d'épaisseur est clair pour les lignes de courant et les isothermes.

La figure **III_C.3** présente les lignes de courant (à gauche) et les isothermes (à droite) pour $\phi = 0,1$, à $Ra = 10^5$ et différentes épaisseurs de la paroi inférieure. On observe que le transfert de chaleur est meilleur pour (a) moyen pour (b) et relativement faible pour (c), elle est inversement proportionnelle à l'augmentation de l'épaisseur du corps conducteur. Celui-ci crée une résistance thermique qui diminue le transfert de chaleur. Les cellules des lignes de courant de (a) et (b) sont légèrement inclinées par rapport à celles de la figure (c), à cause des conditions aux limites du gradient de température (Paroi froide et la source chaude). Pour les lignes de l'isotherme, nous remarquons dans les trois contours de (a) à (c) que le transfert thermique est faible dans la cavité. C'est-à-dire le nanofluide reste presque froid, et nous pouvons expliquer ça par le gradient de température entre la source froide et la source chaude à la présence d'une résistance thermique relativement importante. La source froide absorbe la majeure partie de l'énergie thermique sortante du côté de la source de chaleur pour amener du corps placé au-dessus de la source de chaleur. Ce corps ne permet pas à l'énergie thermique de passer de la source de chaleur au nanofluide mais pour l'envoyer à la source froide. L'intensité de ce phénomène augmente avec l'augmentation de l'épaisseur du corps. Une augmentation du nombre de Rayleigh conduit à une intensification essentielle de la chaleur par convection.

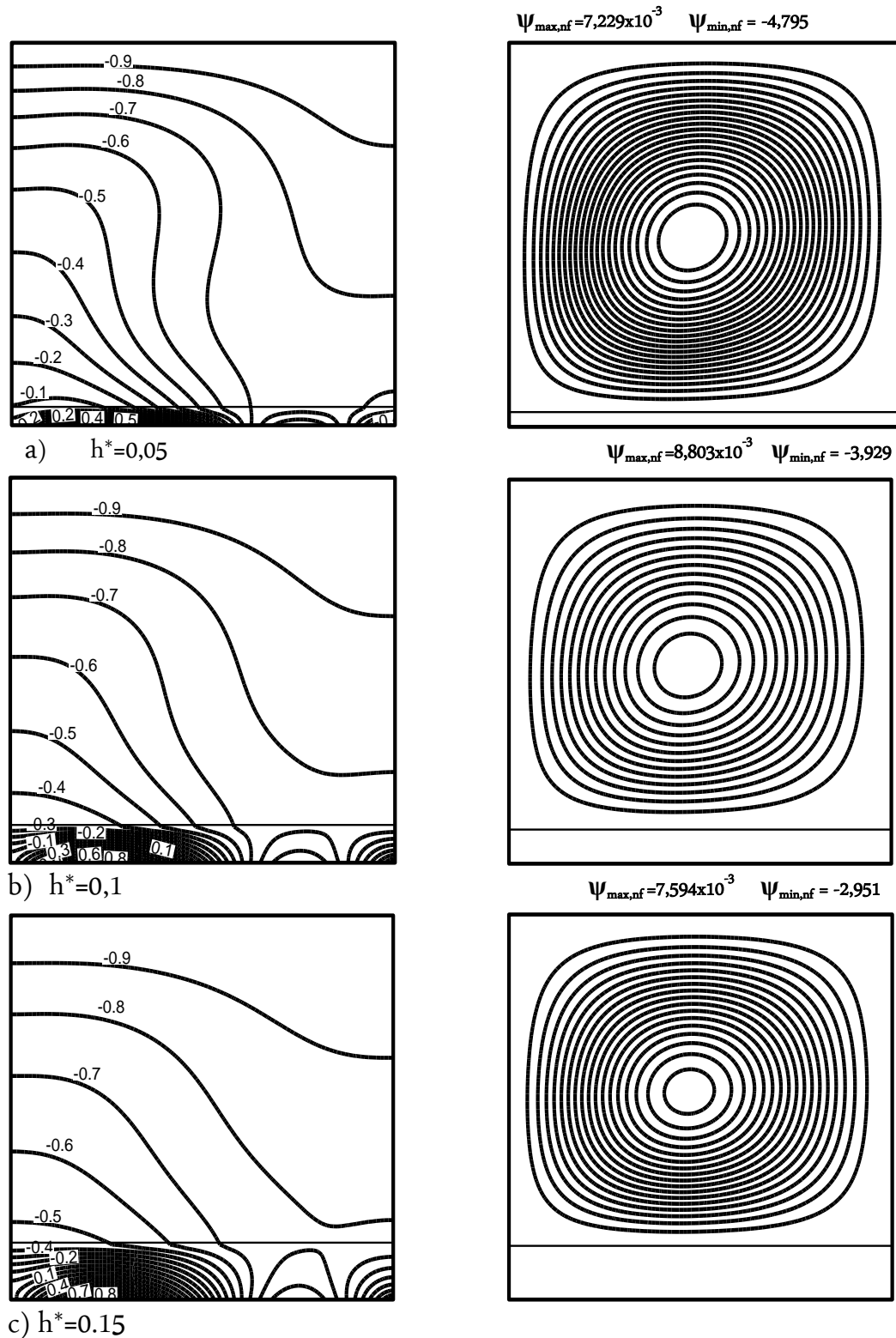


Figure III_C.2. Champs de températures (droite) et les lignes de courant (gauche) pour une cavité carrée remplie d'un nanofluide (Al_2O_3 -eau), fluide pur (—), nanofluide (---) à $\phi = 0,1$, $Ra=10^4$ et $Rc=10$.

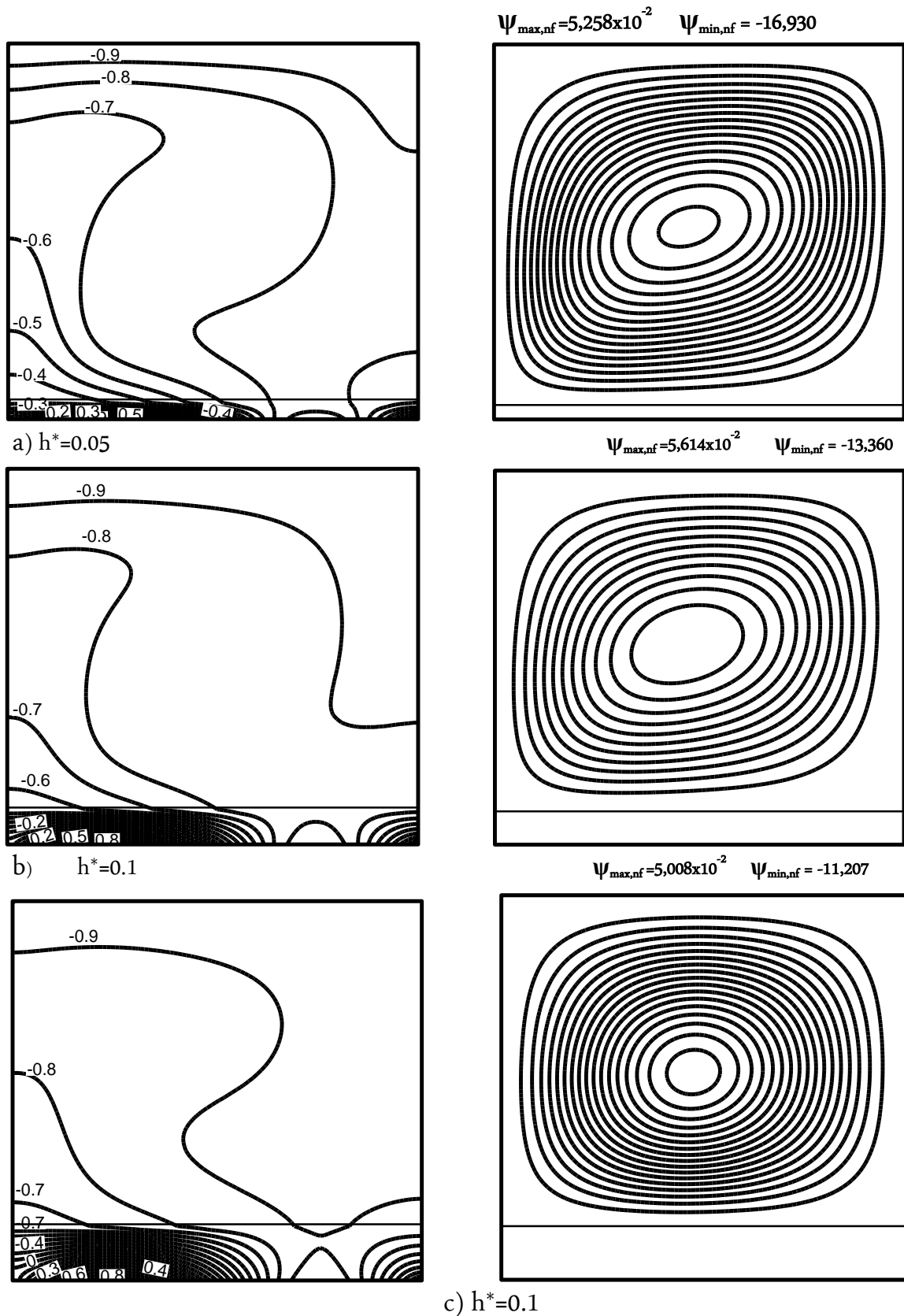


Figure III_C.3. Champs de températures (droite) et les lignes de courant (gauche) pour une cavité carrée remplie d'un nanofluide (Al_2O_3 -eau), fluide pur (—), nanofluide (---) à $\phi = 0,1$, $Ra=10^5$ et $Rc=10$.

La figure III_C.4 présente les profils de la génération d'entropie locale due au frottement du fluide pour différentes épaisseurs de la paroi inférieure de la cavité, $h^* = 0,05$ (sur la gauche), $h^* = 0,1$ (au milieu), $h^* = 0,15$ (à droite), à $\phi = 0,1$ et pour différents nombres de Rayleigh. L'entropie due au frottement du fluide (S_f) est produite à proximité de toutes les parois. Cependant, les quantités de génération d'entropie dues au frottement du fluide sont très fortes car il y a un frottement appréciable en raison de l'écoulement de fluide visqueux. L'amélioration de circulation de fluide conduit en outre à augmenter la génération d'entropie due au frottement du fluide le long toutes les parois de la cavité. Les gradients élevés de vitesses sont induits dans les parois en raison de l'écoulement du fluide fort. Les valeurs maximales prouvent que l'entropie due au frottement du fluide augmente fortement en raison des nanoparticules ajoutées. Les grandeurs de la génération d'entropie due au frottement dans la région intérieure de la cavité ne sont pas représentées car ils sont encore faibles et insignifiants. Nous notons que, l'entropie due au frottement de fluide est forte dans la partie basse de la cavité en raison de l'épaisseur importante de la couche limite thermique qui correspond à des gradients thermiques faibles pour le nombre de Rayleigh ($Ra = 10^4$ et $Ra = 10^5$). Mais quand le nombre de Rayleigh augmente à $Ra = 10^6$, on obtient une faible entropie due au frottement du fluide. Aussi, nous observons une diminution de la génération d'entropie due au frottement du fluide avec l'augmentation des épaisseurs de paroi inférieure.

La figure III_C.5 montre la variation du nombre de Nusselt local le long de la paroi chauffée pour différents nombres de Rayleigh, à $\phi = 0,1$ (Al_2O_3 -eau), et à différentes épaisseurs de la paroi inférieure. On peut remarquer que, l'augmentation du transfert thermique est proportionnelle à la valeur de nombre de Rayleigh croissant. Lorsque le nombre de Rayleigh $Ra = 10^5$ et 10^6 , le transfert de chaleur prend une valeur considérable et la différence entre les profils de Nusselt locaux deviennent plus grande. La fraction volumique de nanoparticules provoque l'amélioration du transport thermique du fluide à l'intérieur de la cavité. D'autre part, il est clair que l'utilisation des nanoparticules a un effet positif sur le transfert de chaleur, qui conduit à une amélioration de la distribution du nombre de Nusselt local, qui est liée principalement à l'augmentation de la fraction volumique de nanofluide. Une réduction du transfert de chaleur est observée lorsque l'épaisseur de la paroi du corps est augmentée. En outre, le nombre de Nusselt local diminue dans tous les cas.

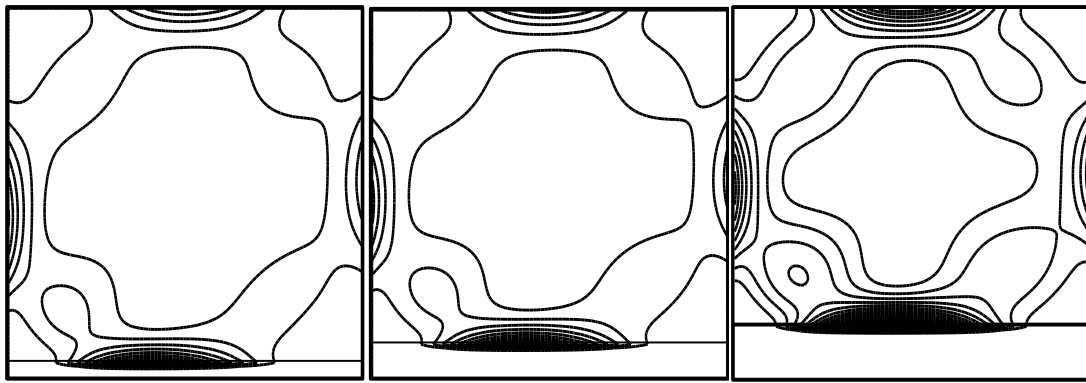
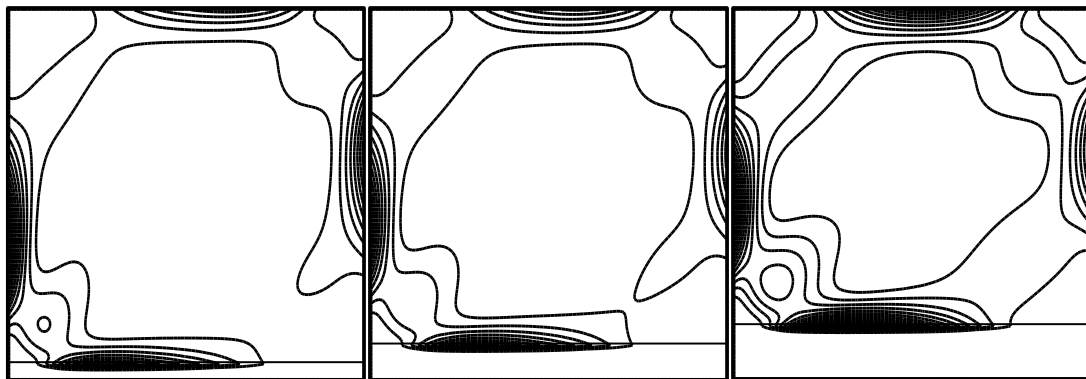
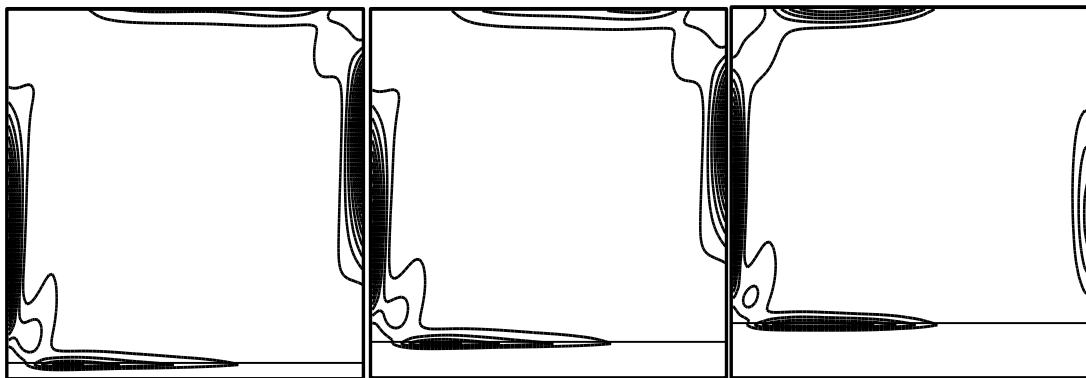
a) $Ra=10^4$ b) $Ra=10^5$ c) $Ra=10^6$

Figure III_C.4. Variation de la génération d'entropie locale pour différentes épaisseurs de la paroi inférieure. $h^*=0,05$ (à gauche), $h^*=0,1$ (au milieu), $h^*=0,15$ (à droite), à $\phi = 0, 1$,

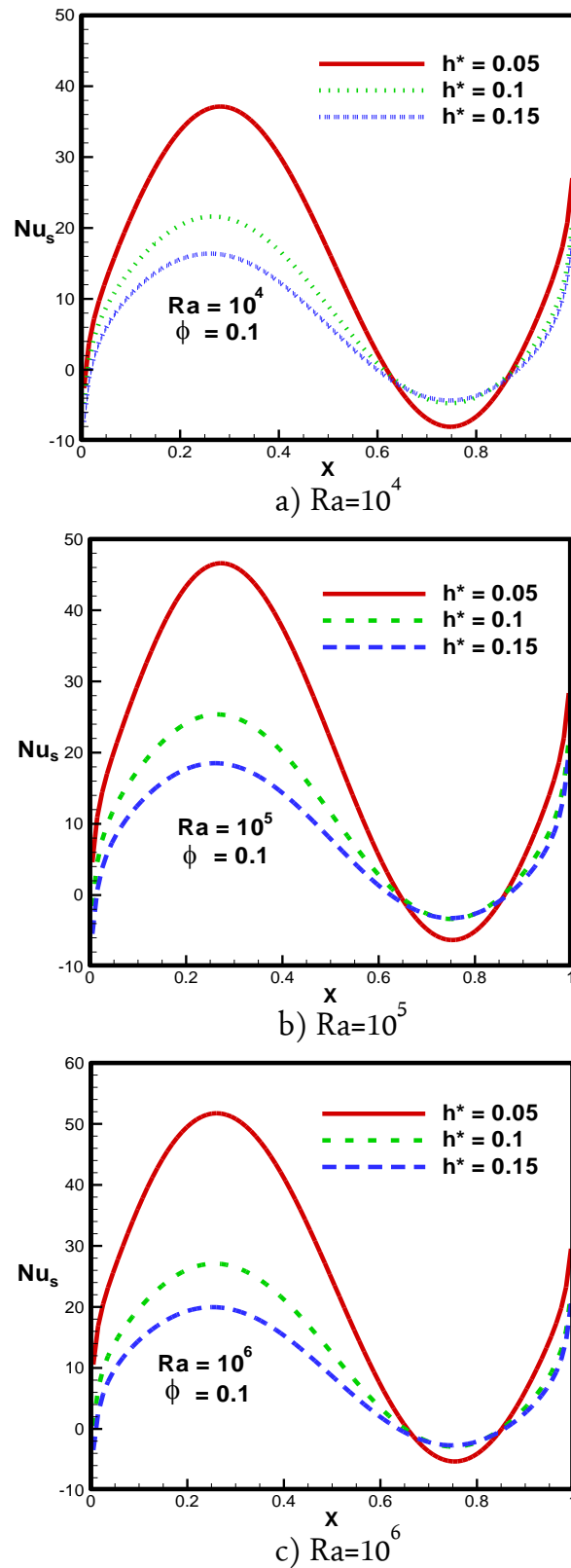


Figure III_C.5. Variation du nombre de Nusselt local le long de la source de chaleur pour différentes épaisseurs h^* de la paroi inférieure (Al_2O_3 -eau), à $\phi = 0, 1$.

La variation du nombre de Nusselt moyen avec la fraction volumique des nanoparticules et pour différents nombres de Rayleigh (10^4 - 10^6), et différentes épaisseurs de la paroi inférieure sont représentés sur **la figure III_C.6**. La figure montre que le taux de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules pour tous les nombres de Rayleigh. Cette figure indique une petite différence du nombre de Nusselt pour différentes valeurs d'épaisseurs et le nombre de Rayleigh. En augmentant la fraction volumique des nanoparticules, dont la viscosité de nanofluide augmente lentement, ce qui conduit à un mouvement lent et de ce fait réduit le transfert de chaleur. De ce fait, l'augmentation de la conductivité thermique de nanofluide améliore l'échange thermique. L'effet de la conductivité est plus considérable que la viscosité, par conséquent, le transfert de chaleur augmente en augmentant la fraction volumique. Nous pouvons observer que lorsque le nombre de Rayleigh augmente, le transfert de chaleur par convection devient plus dominant.

Les effets de la viscosité des nanofluides deviennent également importants. La fraction volumique optimale des nanoparticules est déterminée par un équilibre entre l'effet recherché d'amélioration de la conductivité thermique et des effets indésirables de viscosité améliorée. L'augmentation de l'épaisseur de la paroi du corps entraîne une diminution du nombre de Nusselt moyen pour l'ensemble des cas, parce que les épaisseurs de la paroi créent une résistance thermique qui diminue le transfert de chaleur.

La figure III_C.7 représente la variation du nombre de Bejan avec la fraction volumique des nanoparticules et pour différents nombres de Rayleigh, et différentes épaisseurs de la paroi inférieure. Une meilleure compréhension des effets de Ra et de la fraction volumique, et l'épaisseur de la paroi inférieure sur la génération d'entropie est obtenue par l'étude de la variation du nombre de Bejan comme il est indiqué dans la figure III_C.7. Le nombre Bejan augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules pour tous les cas. Cependant, comme le nombre de Rayleigh augmente, le nombre de Bejan se réduit en raison de la plus grande vitesse d'écoulement et l'augmentation correspondante de l'effet de l'irréversibilité de frottement du fluide. L'ajout de nanoparticules pour le fluide de base augmente la conductivité thermique et la viscosité du fluide. Les deux propriétés thermophysiques ont des effets contradictoires sur la génération d'entropie dans la cavité. Par conséquent, pour un nombre donné de Rayleigh, le nombre de Bejan ne varie que très légèrement avec l'évolution de la fraction

volumique des nanoparticules. L'augmentation de l'épaisseur de la paroi inférieure augmente le nombre de Bejan pour tous les cas.

La figure **III_C.8** présente la variation de la génération d'entropie due au frottement avec la fraction volumique des nanoparticules et pour différents nombres de Rayleigh, et différentes épaisseurs de la paroi inférieure. La génération d'entropie due au frottement diminue avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules, indique que l'augmentation du nombre de Rayleigh provoque la réduction de la génération d'entropie due au frottement, ceci est dû à l'augmentation des effets de poussée qui induit l'intensité de l'écoulement provoquant ainsi une réduction des effets de cisaillement et de la viscosité. Nous pouvons observer que les valeurs les plus élevées et les plus basses de la génération d'entropie due au frottement sont obtenues respectivement pour $Ra = 10^6$ et $h^* = 0,05$ et $Ra=10^4$ et $h^* = 0,15$.

La figure **III_C.9** présente la variation de la génération d'entropie due au transfert de chaleur avec la fraction volumique des nanoparticules et pour différents nombres de Rayleigh, et différentes épaisseurs de la paroi inférieure. La génération d'entropie due au transfert de chaleur augmente de façon linéaire avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules. La génération d'entropie due au transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh pour tous les cas parce que l'augmentation de la force de flottabilité provoque un gradient de température élevé. L'effet du nombre de Rayleigh et nanofluide est plus évident. Il est bien constaté que les valeurs les plus élevées et les plus basses de la génération d'entropie due au transfert de chaleur sont obtenues respectivement pour $Ra = 10^6$ et $h^* = 0,05$, et 10^4 et $h^* = 0,15$.

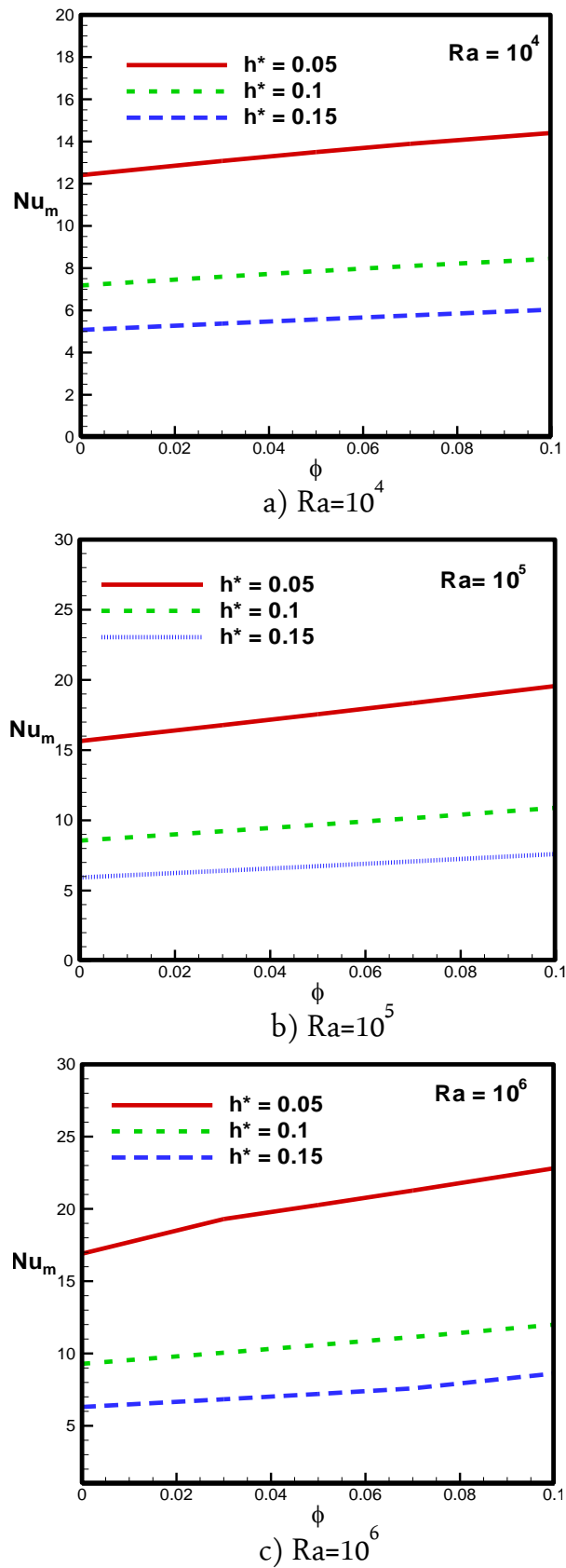


Figure III_C.6. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la fraction volumique des nanoparticules pour différentes épaisseurs de la paroi inférieure (Al_2O_3 -eau), à $\phi = 0, 1$.

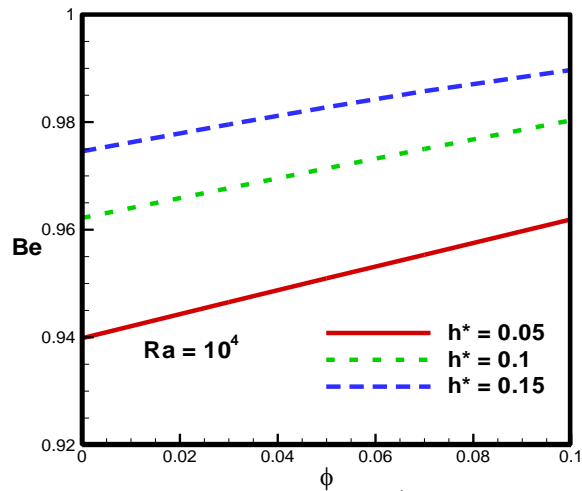
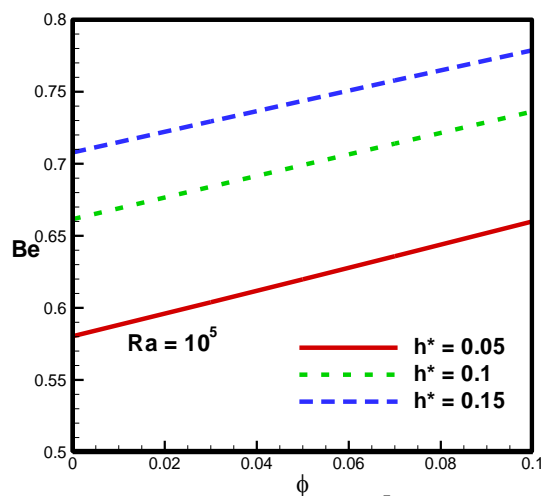
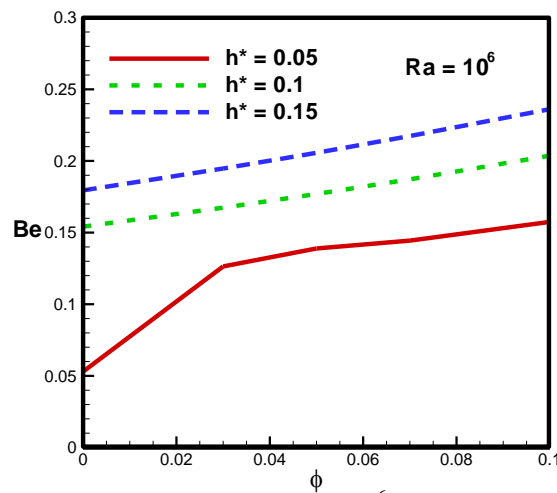
a) $Ra=10^4$ b) $Ra=10^5$ c) $Ra=10^6$

Figure III_C.7. Variation du nombre de Bejan en fonction de la fraction volumique des nanoparticules pour différentes épaisseurs de la paroi inférieure (Al_2O_3 -eau),

à $\phi = 0, 1$.

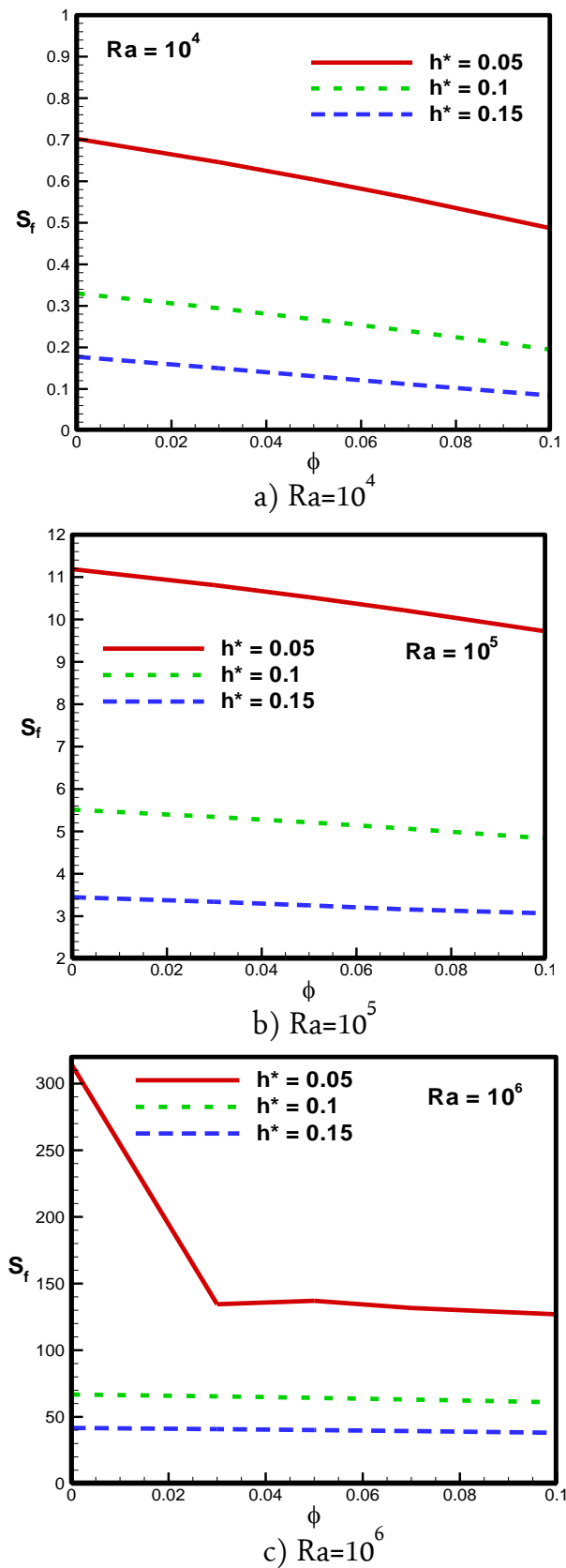


Figure III_C.8. Variation de la génération d'entropie due au frottement visqueux en fonction de la fraction volumique des nanoparticules pour différentes épaisseurs de la paroi inférieure (Al_2O_3 -eau), à $\phi = 0, 1$.

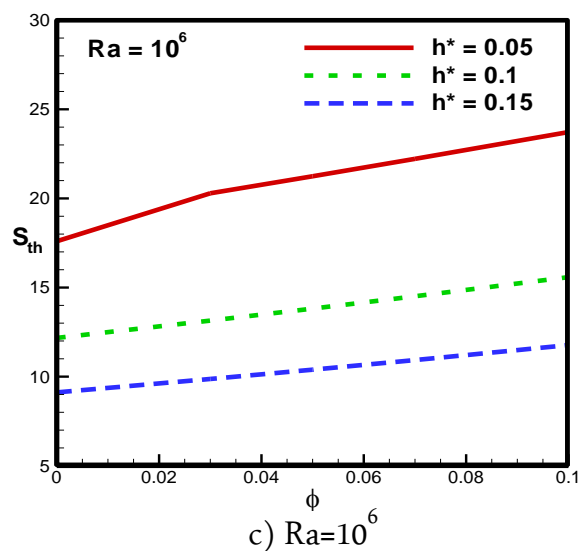
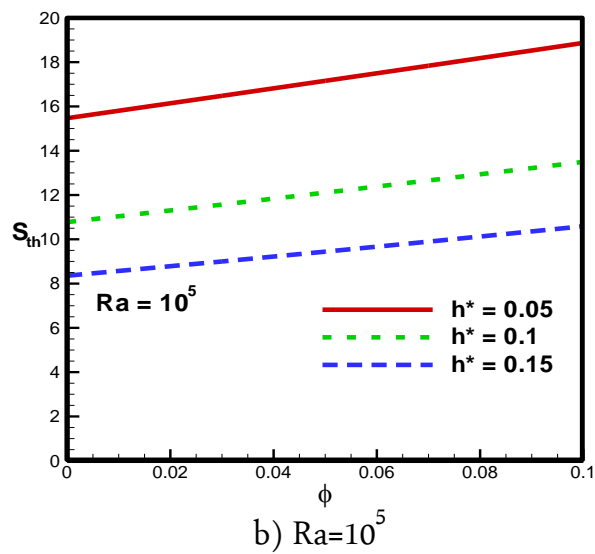
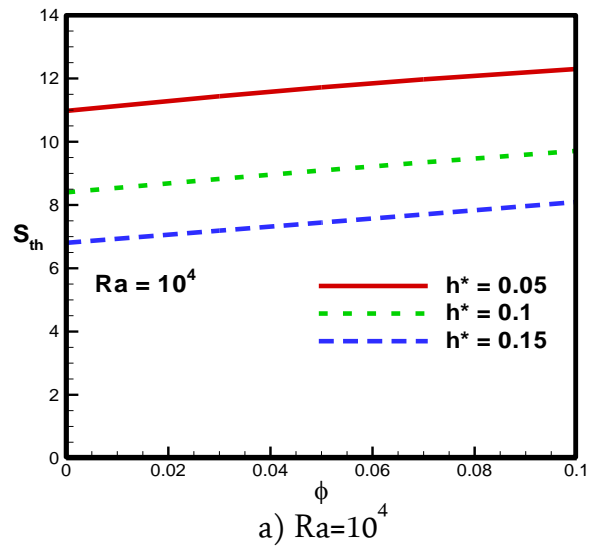


Figure III_C.9. Variation de la génération d'entropie due au transfert de chaleur en fonction de la fraction volumique des nanoparticules pour différentes épaisseurs h^* de la paroi inférieure (Al_2O_3 -eau), à $\phi = 0, 1$.

La figure III_C.10 présente la variation de la génération d'entropie totale avec la fraction volumique des nanoparticules et pour différents nombres de Rayleigh, et différentes épaisseurs de la paroi inférieure. La génération d'entropie totale augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh. Ce résultat doit être prévisible puisque à des valeurs élevées du nombre de Rayleigh, l'apport d'énergie dans l'enceinte augmente et motive la formation de plus grands gradients de température due à l'existence d'une couche limite thermique très mince. Il est clair que la génération d'entropie totale augmente presque linéairement avec la fraction volumique de nanoparticules lorsque les nombres de Rayleigh varient entre 10^4 et 10^5 . Ceci est attribué à la fois à l'augmentation de la conductivité thermique et la viscosité de nanofluide avec la fraction volumique qui provoque une augmentation du transfert de chaleur, et une irréversibilité de frottement du fluide. Mais lorsque le nombre de Rayleigh est égal à 10^6 , la génération d'entropie totale diminue avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules. La présence de nanoparticules a deux effets opposés sur la génération d'entropie. L'amélioration du transfert de chaleur due à la présence de nanoparticules diminue le gradient de température et conduit à une réduction de la génération d'entropie, mais d'autre part, avec l'augmentation de la viscosité de nanofluide, les pertes par frottement augmentent et conduisent à une augmentation de la génération d'entropie. Les résultats montrent que le gradient de température est le facteur dominant dans la génération d'entropie, donc avec la présence de nanoparticules à l'intérieur de la cavité la génération d'entropie diminue. La génération d'entropie totale diminue avec l'augmentation des épaisseurs de la paroi inférieure dans tous les cas.

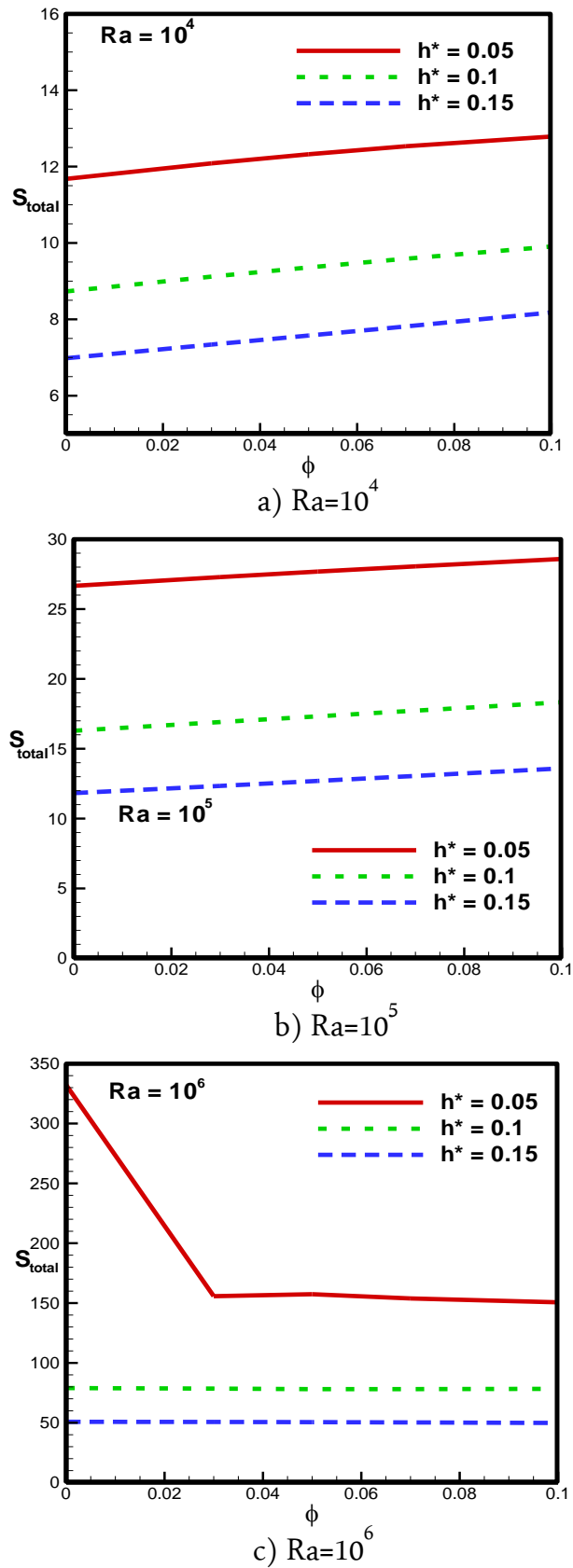


Figure III_C.10. Variation de la génération d'entropie totale en fonction de la fraction volumique des nanoparticules pour différentes épaisseurs h^* de la paroi inférieure (Al_2O_3 -eau).

III. C.5 Conclusion (Application C)

Dans cette partie, nous avons présenté une étude numérique de la génération d'entropie et de la convection naturelle dans une cavité carrée remplie d'un nanofluide et chauffée par une température sinusoïdale à la paroi inférieure de la cavité. Les parois verticales sont adiabatiques. Les simulations numériques ont été effectuées pour un modèle monophasique où la phase fluide et les nanoparticules sont en état d'équilibre thermodynamique. Cette étude a permis de tirer les conclusions suivantes :

L'augmentation de l'épaisseur de la paroi inférieure entraîne une diminution du nombre de Nusselt moyen pour tous les cas, parce que les épaisseurs de paroi créent une résistance thermique qui diminue le transfert de chaleur. Et il est clair que les nanoparticules ont un effet positif sur le transfert de chaleur. La génération d'entropie augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh, et diminue également avec l'augmentation de l'épaisseur des parois.

Chapitre IV : ETUDE EXPERIMENTALE

Sommaire

IV.1 INTRODUCTION.....	132
IV.2 EXPERIENCE.....	132
IV.2.1 Equipements de l'expérience.....	134
IV.2.2 Préparation de nanofluide.....	137
IV.2.2 Analyse de l'incertitude.....	137
IV.2.3 Mesure de la viscosité dynamique.....	138
IV.2.4 Mesure de la conductivité thermique.....	138
IV.3 RESULTATS ET DISCUSSIONS	139
IV.3.1 Validation des résultats expérimentaux.....	140
IV.3.2 Effet de nanoparticules.....	140
IV.3.3 Effet du nombre de Rayleigh.....	140
IV.4 CONCLUSION.....	144

IV.1 INTRODUCTION

L'objectif de ce travail expérimental consiste à étudier l'écoulement de convection naturelle dans une cavité cubique remplie d'eau pure. Les effets de la température et de la fraction volumique des nanoparticules sur la viscosité dynamique et la conductivité thermique d'un nanofluide (Al_2O_3) sont aussi étudiés.

- Une expérience a été réalisée pour obtenir les caractéristiques du transfert de chaleur du fluide dans une cavité cubique, cette expérience était faite avec un flux de chaleur constant q sur la paroi inférieure. Toutes les parois sont isolées thermiquement, à l'exception des parois droite et gauche qui sont froides (voir Fig. IV_1).
- Une autre expérience a été réalisée pour voir les effets de la température et de la fraction volumique des nanoparticules sur la viscosité dynamique et la conductivité de nanofluide ($\text{d'Al}_2\text{O}_3$). La viscosité du nanofluide, dont ses nanoparticules $\text{d'Al}_2\text{O}_3$ ayant un diamètre moyen de 18 nm, dispersées dans l'eau pure a été déterminée en utilisant un viscosimètre commercial de type « fungilab ». et pour déterminer la conductivité thermique du nanofluide nous avons utilisé un conductimètre de type « KD2 PRO ». Tandis que les nanofluides et la fraction volumique des particules sont comprises entre 0,1% et 3%. Il a été constaté qu'en général, la viscosité dynamique des nanofluides augmente considérablement avec la fraction volumique des particules, mais la variation de température a un très faible impact sur la viscosité dynamique.

IV.2 EXPERIENCE

Dans notre manip, nous avons utilisé un autotransformateur comme une source d'énergie pour faire alimenter la résistance flexible installée sur la paroi inférieure de la cavité. Pour mesurer la différence de potentiel entre les bords de résistance, on a mis un Voltmètre en parallèle avec elle, et de même pour mesurer le courant qui passe on a mis

un Ampèremètre en série avec la résistance. Pour l'acquisition des valeurs de températures de la résistance et de la paroi avant, nous avons utilisé des thermocouples (T_{r1} , T_{r2} , T_{r3}) pour la résistance et (T_{p1} , T_{p2} , T_{p3}) pour la paroi avant. Ces thermocouples vont envoyer des signaux électriques à un analyseur de données de type (DATA LOGGER 2701). Ce dernier est aussi relié à un ordinateur, où un logiciel d'affichage développé sous Excel est installé afin d'afficher les résultats numériques. La distribution de la température dans la cavité cubique est mesurée à différents emplacements symétriques. Un total de 7 thermocouples a été utilisé dans le dispositif expérimental mis en place (Figure IV_2). Cette distribution de température est utilisée pour le calcul des coefficients de convection locaux et leur moyenne pour une évaluation ultérieure des paramètres adimensionnels. Les expériences ont été réalisées avec le fluide de base et ensuite comparées avec l'eau et l'air dans les mêmes conditions aux limites.

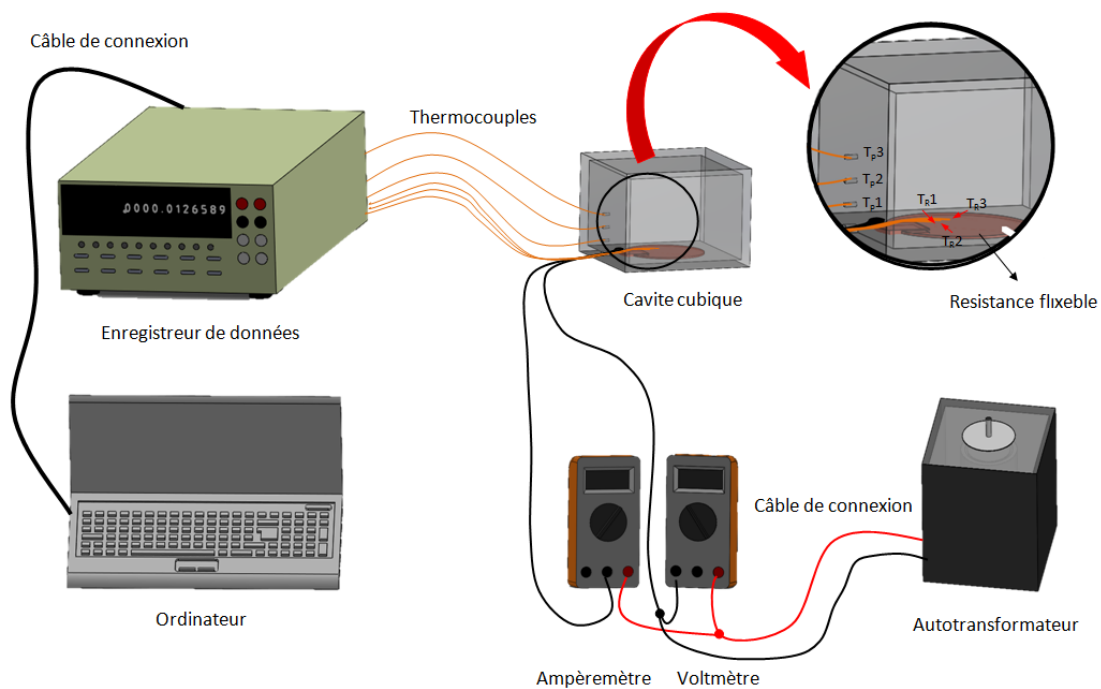
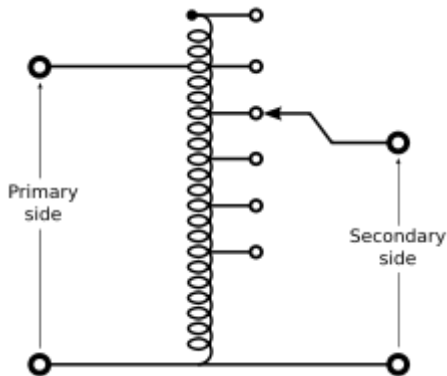


Figure IV_1. Schéma représentant la configuration d'expérience.

IV.2.1 Equipements de l'expérience

Autotransformateur : c'est un transformateur avec deux enroulements ou plus, et un point commun entre ces enroulements (Figure IV_2).



Ampèremètre : c'est un appareil de mesure utilisé principalement pour mesurer les intensités de courants dans les circuits électrique.



Voltmètre : c'est un appareil de mesure utilisé principalement pour mesurer les différences de potentiel dans les circuits électrique.



NB : dans notre expérience nous avons utilisé des multimètres, qu'ils nous ont permis de mesurer des différentes grandeurs par un seul équipement. (Figure IV_3)

Calibres pour les tensions continues

Sélectionneur : Permet de sélectionner les fonctions et les plages désirées ainsi que pour mettre le multimètre sous tension ou hors tension.

Calibres pour les résistances

Jack «V, Ω, mA» : Borne positive pour la mesure des tensions, des résistances et des courants de moins de 200 mA.



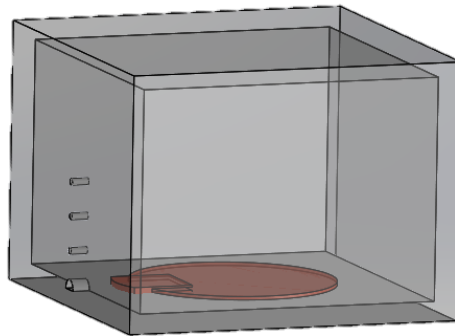
Calibres pour les tensions alternatives

Calibres pour les courants continus

Jack «10A» : Borne positive pour la mesure des courants de moins de 10 A.

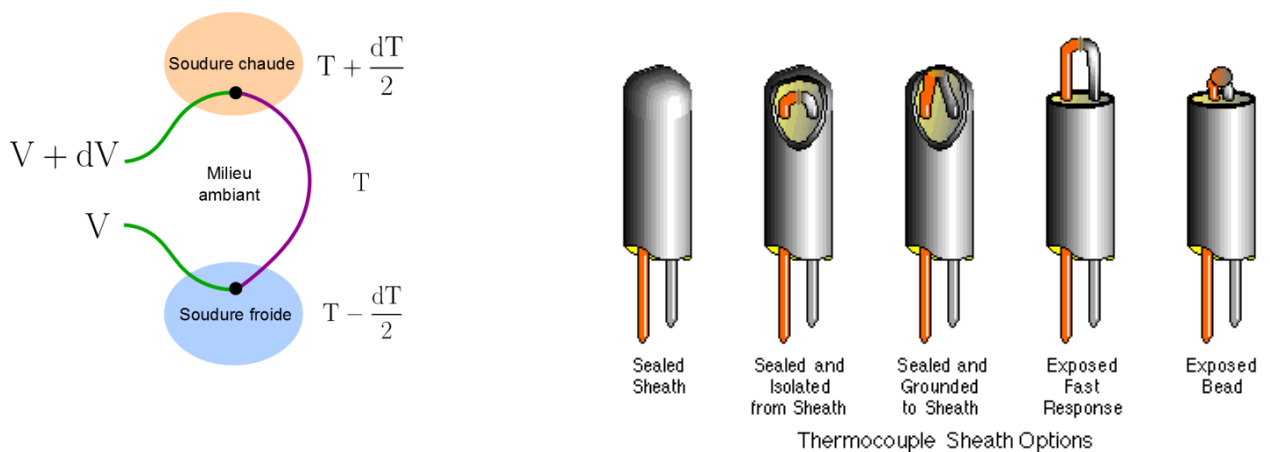
Jack «COM» : Borne négative, commune à toutes les utilisations.

Cavité cubique : nous avons utilisé une cavité cubique comme une enceinte pour notre nanofluide, cette dernière est de dimension $10 \times 5 \times 10 \text{ cm}^3$. Les parois de la cavité sont constituées de plexiglas (Figure IV_4).



La résistance flexible : pour la source de chaleur, une résistance flexible et circulaire de diamètre 10cm a été utilisée et fixée sur la paroi inférieure de la cavité.

Les thermocouples : ils s'appellent aussi couples thermoélectriques, sont, en physique, des couples de matériaux dont l'effet Seebeck, découvert en 1821 par le physicien allemand Thomas Johann Seebeck, sont utilisés pour la mesure de la température (Figure IV_5).



L'enregistreur des données :

Dans notre manip, un enregistreur de données du type DATALOGER 2701 a été utilisé afin de recevoir les signaux électriques des thermocouples et les envoyer à un ordinateur. (Figure IV_6).

Logiciel d'affichage des données :



Viscosimètre : c'est un appareil qui puisse mesurer la résistance à l'écoulement des fluides, et il existe deux types de viscosimètre, un viscosimètre de processus et un viscosimètre de laboratoire. Pour notre expérience, nous avons utilisé un viscosimètre de laboratoire de type (Figure IV_7).



Conductimètre : ou **conductivimètre**, est un appareil permettant de mesurer une propriété de conductivité, dans notre expérience on se concerne uniquement par la conductivité thermique (Figure IV_8).



IV.2.2 Préparation de nanofluide

Dans le présent travail, le nanofluide Al_2O_3 a été préparé par une méthode à deux étapes. Effectuer une fraction de volume spécifiée de nanofluides. Les nanoparticules Al_2O_3 ont une taille de particule nominale inférieure à 50 nm (quantifié par MET) sont mises en suspension dans l'eau. Une masse volumique de particule de 4000 kg / m^3 et qui ont été fournis par Sigma Aldrich. La fraction volumique de nanofluides peut être obtenue par :

$$\phi(\%) = \frac{\left(\frac{m_p}{\rho_p} \right)}{\left(\frac{m_p}{\rho_p} + \frac{m_f}{\rho_f} \right)} \times 100$$

Eq IV_1

La préparation de nanofluide doit assurer la bonne dispersion des nanoparticules dans le liquide de base et des mécanismes convenables. Tels que la sonication et le contrôle de la valeur du pH pour obtenir la stabilité de la suspension contre la sédimentation des nanoparticules. Ces nanoparticules d'aluminium ont les concentrations volumiques désirées (0,01 (1,0%), de 0,02 (2,0%) 0,03 (3,0%)).

Dans la présente expérience, pour préparer un nanofluide stable de Al_2O_3 , le procédé de vibration ultrasonique (en utilisant un vibreur du type Elmasonic S 70H) est utilisé pour réduire l'agglomération des particules. Après l'ajout de nanoparticules, les nanofluides ont été soumis à un vibreur à ultrasons dont une puissance de 600 W et une fréquence de 40 kHz pendant 4-5 heures, afin d'obtenir une dispersion uniforme et une suspension stable. Les nanofluides en trois fractions volumiques 1%, 2% et 3% sont effectués. Les nanofluides préparés ont une grande stabilité, même pendant des semaines.

IV.2.3 Analyse de l'incertitude

La température a été mesurée à des emplacements 1 à 3 de la Fig. 3 en utilisant des thermocouples de type T_R sur la surface de résistance électrique flexible. Aux endroits 4 à 6 de la même figure, des thermocouples du type T_p , ont été utilisés pour mesurer la température dans la paroi avant. Qui a des limites spéciales d'erreur de $\pm 0,5^\circ\text{C}$.

Un état stable a été examiné après toutes les températures avec une variation inférieure à $\pm 0,5^\circ\text{C}$ pendant 30 min. Les données ont été recueillies toutes les 2 secondes. Une température moyenne des 100 dernières mesures à chaque point a été utilisée pour les calculs des coefficients de transfert de chaleur. Cette procédure a été répétée au moins deux fois pour chaque combinaison de paramètres (répétitions), et une moyenne est rapportée dans tous les graphes. Les expériences ont été faites à la base de fluide ont pu être répétée jusqu'à un total de 3 répétitions alors que la plupart des expériences en utilisant de l'eau ne pouvaient être répétées qu'une fois (2 répétitions).

IV.2.3 Mesure de la viscosité dynamique

De nombreux modèles de viscosité ont été utilisés par les chercheurs pour estimer la viscosité du nanofluide en fonction de la fraction volumique. Dans cette étude, les équations de Singl et al. (1952) et Maiga et al. (2005) ont été utilisées pour comparer la viscosité prédite avec les données mesurées. Ces corrélations peuvent être utilisées pour calculer la viscosité du nanofluide d' Al_2O_3 avec des nanoparticules sphériques.

La modification du modèle d'Einstein sur la base de données expérimentales est valable pour un nanofluides Al_2O_3 -eau et fraction volumique inférieure à 5%. Cette équation a été exprimée par Singl et al. (1952) :

$$\mu_{\text{nf,Singl}} = (1 + 10\phi)\mu_f \quad \text{Eq IV}_2$$

Les corrélations basées sur des données expérimentales pour 28 nm de nanoparticules d' Al_2O_3 . Cette équation a été exprimée par Maiga et al. (2005) :

$$\mu_{\text{nf,Maiga}} = (123\phi^2 + 7.3\phi + 1)\mu_f \quad \text{Eq IV}_3$$

IV.2.4 Mesure de la conductivité thermique

De nombreux modèles de conductivité thermique ont été utilisés par les chercheurs pour estimer la conductivité de nanofluide en fonction de la fraction volumique. Les équations de Singl et al. (1952) et Rea et al. (2009) ont été utilisées pour comparer la conductivité prédite avec les données mesurées. Ces corrélations peuvent être utilisées pour calculer la conductivité du nanofluide Al_2O_3 avec des nanoparticules sphériques.

Le modèle de Maxwell modifié est basé sur les données expérimentales pour nanofluides (Al_2O_3 -eau). Cette équation a été exprimée par Singl et al. (1952):

$$k_{\text{nf}} = k_f(1 + 4\phi) \quad \text{Eq IV}_4$$

La corrélation pour nanofluides Al_2O_3 -eau, basée sur des données expérimentales. Cette équation a été exprimée par Rea et al. (2009) :

$$k_{\text{nf}} = k_f (1 + 4.5503\phi) \quad \text{Eq IV}_5$$

IV.3 RESULTATS ET DISCUSSION

Pour le calcul des coefficients de transfert de chaleur, la procédure suivante a été suivie. Les premières températures locales ont été mesurées par des thermocouples de la paroi et de résistance électrique flexible (T_h et T_c de la FigIV_1), $T(z)$ et $T(z)$, en utilisant l'équation (EqIV_6).

$$\bar{T}_0 = \frac{1}{Z_{\text{max}} - Z_{\text{min}}} \int_{Z_{\text{min}}}^{Z_{\text{max}}} T(Z)_0 dz \quad \text{Eq IV}_6$$

Où Z_{min} et Z_{max} sont les hauteurs respectivement des thermocouples inférieurs et supérieurs trouvés dans la cavité. En utilisant des températures locales et le flux de chaleur constant, une fonction locale du coefficient de transfert de chaleur peut être obtenue à partir de l'équation Eq IV_7.

$$h(Z) = \frac{q}{T(Z)_i - T(Z)_0} \quad \text{Eq IV}_7$$

Le coefficient de transfert thermique moyen \bar{h} a ensuite été calculée avec l'équation Eq IV_8.

$$\bar{h} = \frac{1}{Z_{\text{max}} - Z_{\text{min}}} \int_{Z_{\text{min}}}^{Z_{\text{max}}} h(Z) dz \quad \text{Eq IV}_8$$

Le nombre de Nusselt moyen est calculé comme suit :

$$\overline{\text{Nu}}_L = \frac{\bar{h}L}{k} \quad \text{Eq IV}_9$$

Dans l'équation (Eq IV_9), L la longueur caractéristique de la cavité cubique. k est la conductivité thermique du fluide de travail évaluée à une température.

IV.3.1 Validation des résultats expérimentaux

- **Viscosité**

La comparaison de la viscosité par rapport à la fraction volumique de nanofluide (Al_2O_3) pour les données expérimentales dans les deux modèles théoriques est représentée sur la Figure IV_9. Bien que les résultats montrent que les viscosités de nanofluide avec la fraction volumique inférieure à 2% en bon accord avec l'équation de Singl et al. (1952) et Maiga et al. (2005).

- **Conductivité thermique**

La Figure IV_10 montre la comparaison entre nos résultats expérimentaux de la conductivité de nanofluide (Al_2O_3 -eau) avec deux modèles expérimentaux (modèle de Singl et al. (1952), et modèle Rea et al. (2009). On peut voir que la valeur de la conductivité thermique est en excellent accord avec la conductivité mesurée pour différentes fractions volumiques de nanofluide.

IV.3.2 Effet de nanoparticules

La Figure IV_11 montre que la valeur de la viscosité dynamique augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules (Al_2O_3 -eau) pour toutes les valeurs de température. D'autre part, à une fraction volumique fixe, lorsque la température augmente, la viscosité du fluide ne change pas de manière significative. La figure IV_11 illustre la viscosité dynamique diminue avec l'augmentation de température. Une augmentation de la viscosité maximale observée est d'environ 3% de la fraction volumique de nanofluide (Al_2O_3 -eau).

IV.3.3 Effet du nombre de Rayleigh

La Figure IV_12 montre le coefficient de transfert de chaleur moyen et le nombre de Nusselt pour l'eau et pour différents nombres de Rayleigh. Il peut être observé sur la figure IV_12a que le coefficient de transfert de chaleur est augmenté principalement avec l'augmentation de nombre de Rayleigh. La plus forte amélioration constatée était pour $Ra=4 \times 10^7$. Il est important de remarquer que les représentations graphiques sont réalisées en utilisant 5 différentes puissances pour la résistance chauffante. Ces 5 puissances étaient compatibles pour toutes les expériences. En outre, il est également

clair que le nombre de Rayleigh n'est pas fixe pour tous les échantillons à la même puissance. La figure IV_12b montre que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh.

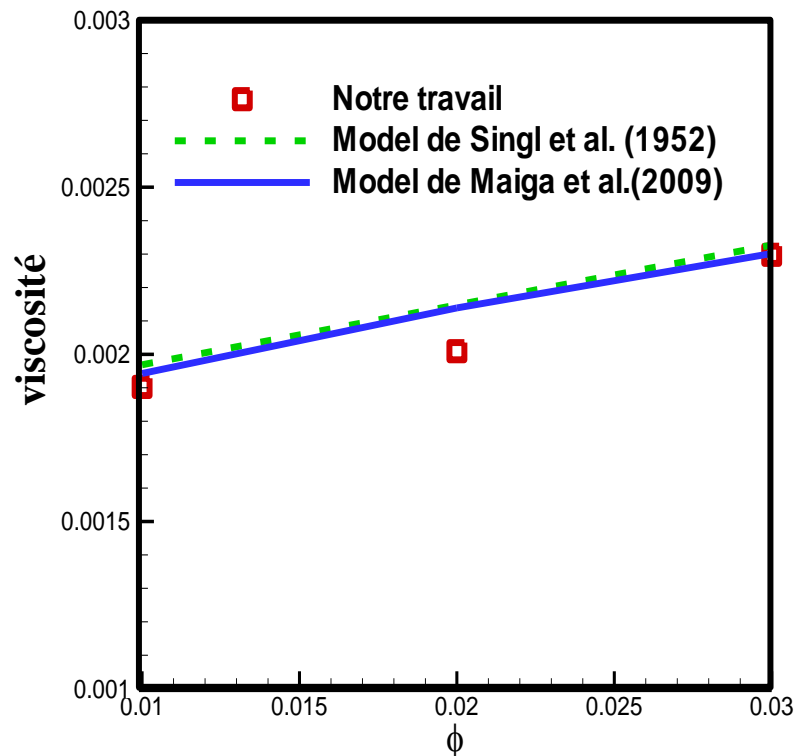


Figure IV_9. Comparaison entre les modèles théoriques et les données mesurées (cas viscosité).

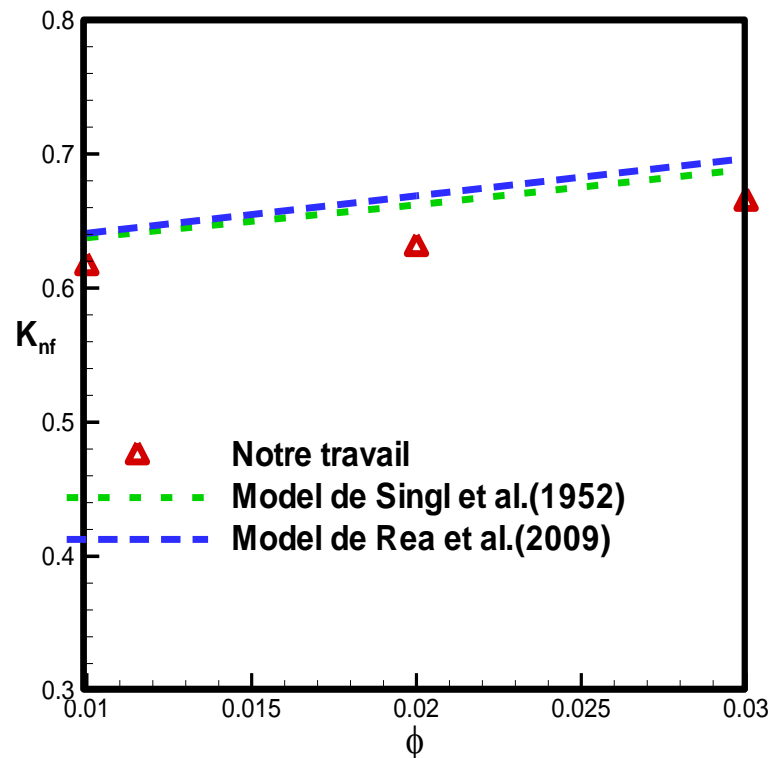


Figure IV_10. Comparaison entre les modèles théoriques et les données mesurées (cas conductivité thermique).

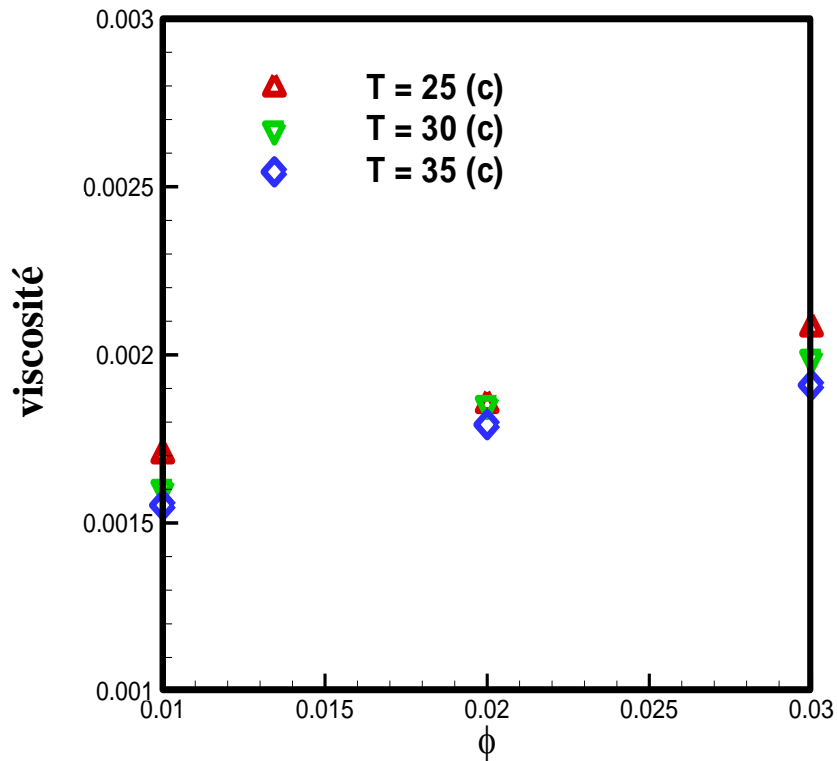


Figure IV_11. Viscosité en fonction de la fraction volumique pour différentes températures.

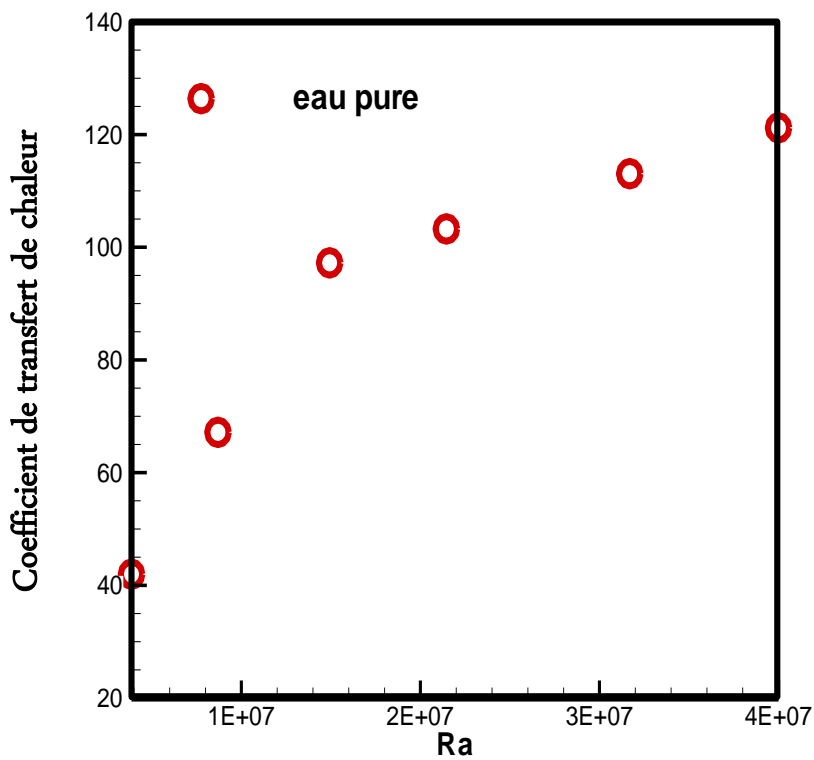


Figure IV_12a. Variation du coefficient de transfert de chaleur moyen en fonction du nombre de Rayleigh, pour l'eau.

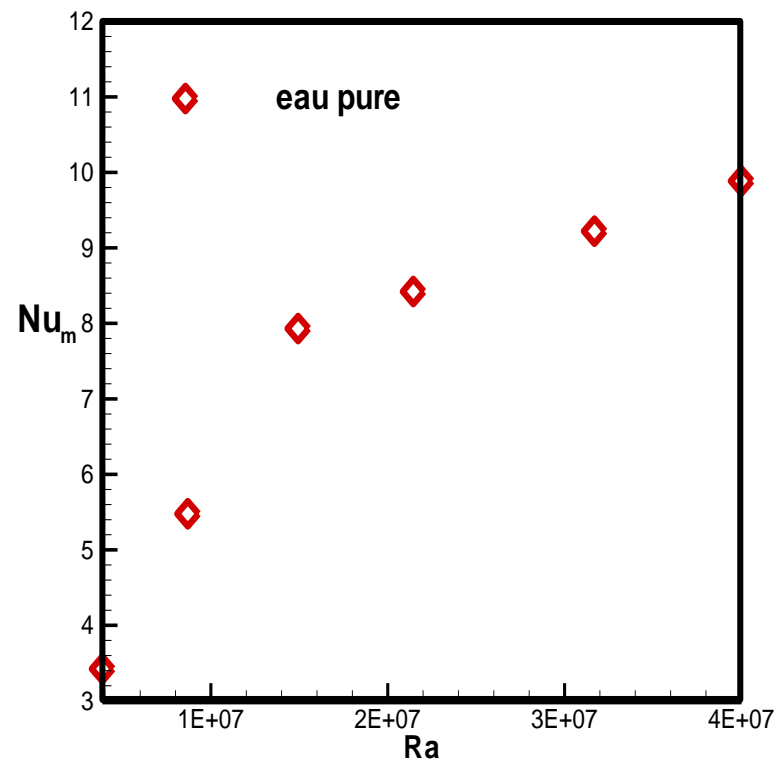


Figure IV_12b. Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh, pour l'eau.

IV.4 CONCLUSION

Dans ce chapitre, on a effectué des comparaisons entre les modèles théoriques et nos mesures expérimentales de la viscosité et de la conductivité thermique pour différentes fractions volumiques solides des nanoparticules (Al_2O_3) et température. L'effet du nombre de Rayleigh sur le transfert de chaleur dans une cavité cubique remplie d'eau pure, en mesurant le coefficient de transfert de chaleur moyen a été investi.

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

Dans ce travail de thèse, une étude numérique de la convection naturelle laminaire et de la génération d'entropie dans une cavité carrée remplie d'un nanofluide a été présentée. Un code de calcul, basé sur la méthode des volumes finis, a été élaboré, et sa validation avec d'autres travaux trouvés dans la littérature a donné un bon accord.

Trois applications ont été considérées :

- Dans la première, les effets du nombre de Rayleigh, de la fraction volumique solide des nanoparticules, de la longueur de la source de chaleur, du type de nanofluides, et des modèles de viscosité et de conductivité thermique sur les champs d'écoulement et thermique, les nombres de Nusselt local et moyen, et la génération d'entropie, ont été présentés et discutés. Les résultats obtenus montrent que l'augmentation de la fraction volumique solide, du nombre de Rayleigh et de la longueur de la source de chaleur entraîne une amélioration du transfert de chaleur. Par contre, la génération d'entropie diminue.
- Dans la deuxième application, les effets du corps conducteur (ailette), sa position et sa conductivité thermique sur les champs d'écoulement et thermique, le nombre de Nusselt moyen, la génération d'entropie, et le nombre de Bejan, ont été présentés et analysés. Ces effets ont montré que le nombre de Nusselt moyen augmente et la génération d'entropie totale diminue avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules. Le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de la longueur du corps conducteur.
- Dans la troisième application, les effets de l'épaisseur de la paroi inférieure de la cavité carrée sur les champs d'écoulement et thermique, l'entropie locale, l'entropie due au transfert de chaleur et au frottement visqueux, et le nombre de Bejan, ont été investis. Les résultats montrent que l'augmentation de l'épaisseur de la paroi inférieure entraîne une diminution du nombre de Nusselt moyen pour tous les cas, et les nanoparticules ont un effet positif sur le transfert de chaleur. La

génération d'entropie augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh, et diminue également avec l'augmentation de l'épaisseur des parois.

Finalement, les principaux résultats obtenus expérimentalement sont les suivants :

- Les comparaisons entre les modèles théoriques trouvés dans la littérature et nos mesures expérimentales de la viscosité et de la conductivité thermique du nanofluide sont en bon accord.
- La viscosité dynamique du nanofluide augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules (Al_2O_3 +eau) pour toutes les valeurs de température.
- La viscosité dynamique diminue avec l'augmentation de la température.
- Le coefficient de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh.
- Le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh.

Perspectives : Il serait intéressant

- d'étudier la génération d'entropie et la convection naturelle laminaire tridimensionnelle ;
- de compléter le travail expérimental réalisé dans cette thèse un travail, en considérant une cavité cubique remplie d'un nanofluide ;
- d'introduire les modèles à deux phases en transfert de chaleur convectif ;
- d'étudier l'effet d'un champ magnétique en présence de nanofluides.

REFERENCES

A

- [Abdallaoui, 2015] **Abdallaoui, M. E., Hasnaoui, M., Amahmid, A., (2015):** Numerical simulation of natural convection between a decentered triangular heating cylinder and a square outer cylinder filled with a pure fluid or a nanofluid using the lattice Boltzmann method, *Powder Technology*, vol.277, pp.193–205.
- [Abu-Nada, 2012] **Abu-Nada, E., Oztop, H. F., (2012):** Effects of inclination angle on natural convection in enclosures filled with Cu–water nanofluid, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 30, pp. 669–678.
- [Abu-Nada, 2010] **Abu-Nada, E., Masoud, Z., Oztop, H.F., Campo, A., (2010):** Effect of nanofluid variable properties on natural convection in enclosures, *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 49, pp. 479–491.
- [ALLOUI, 2011] **Alloui, Z., Vasseur, P., Reggio, M., (2011):** Natural convection of nanofluids in a shallow cavity heated from below, *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 50, pp. 385–393.
- [AMINOSSADATI, 2009] **Aminossadati, S.M., Ghasemi, B., (2009):** Natural convection cooling of a localised heat source at the bottom of a nanofluid-filled enclosure, *European Journal of Mechanics B/Fluids*, vol. 28, pp. 630–640.
- [AMINOSSADATI, 2010] **Aminossadati, S.M., Ghasemi, B., (2010):** Natural convection of water–CuO nanofluid in a cavity with two pairs of heat source–sink, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 38, pp. 672–678.

-
- [AREFMANESHA, 2011] **Arefmanesha, A., Aminia, M., Mahmoodia, M., Najafi, M., (2011):** Buoyancy-driven heat transfer analysis in two-square duct annuli filled with a nanofluid, *European Journal of Mechanics B/Fluids*, vol. 33, pp. 95–104.

B

- [BANG, 2005] **Bang, I., C., Chang, S., H. (2005):** Boiling heat transfer performance and phenomena of Al_2O_3 - Water nanofluids from a plan surface in a pool, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, pp. 2407-2419.
- [BASAK, 2012] **Basak, T., Chamkha, A. J., (2012):** Heatline analysis on natural convection for nanofluids confined within square cavities with various thermal boundary conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, pp. 5526–5543.
- [BEJAN, 2004] **Bejan. A. (2004):** Convection Heat Transfer, 3rd Edition, Wiley, New-York.
- [BRINKMAN, 1952] **Brinkman. H.C. (1952):** The Viscosity of Concentrated Suspensions and Solutions, *J. Chemical Physics*, vol. 20, pp. 571.
- [BRUGGEMAN,1935] **Bruggeman, D., A., G. (1935):** Berechnung verschiedener physikalischer konstanten von heterogenen substanzen, I. Dielektrizitätskonstanten und leitfähigkeiten dermischkörper aus isotropen substanzen, *Ann. Phys. Leipzig*, vol. 24, pp. 636– 679.

C

- [CHOI, 1995] **Choi, S.U.S., (1995):** Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles Developments and applications of Non-Newtonian Flows. *D.A. Siginer and H.P. Wang (Eds.)*, FED-vol.

231/MD-vol. 66, *ASME*, New York, pp. 99-105.

- [CHOI, 2001] Choi, S.U.S., Zhang, Z.G., Yu, W., Lockwood, F.E., Grulke, E.A., (2001): Anomalous thermal conductivity enhancement in nanotube suspension, *Applied Physics Letters*, 79, pp. 2252-2254,
- [CHO, 2013] Cho, C.C., Chen, C.L., Chen, C.K., (2013): Natural convection heat transfer and entropy generation in wavy-wall enclosure containing water-based nanofluid, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 61, pp. 749–758.
- [CHO, 2014] Cho, C.C., (2014): Heat transfer and entropy generation of natural convection in nanofluid-filled square cavity with partially-heated wavy surface, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 77, pp.818–827.
- [CIANFRINI, 2014] Cianfrini, C., Corcione, M., Habib, E., Quintino, A., (2014): Buoyancy-induced convection in Al_2O_3 /water nanofluids from an enclosed heater, *European Journal of Mechanics B/Fluids*, vol. 48, pp. 123–134.
- [CORCIONE, 2015] Corcione, M., Cianfrini, M., Quintino, A., (2015): Enhanced natural convection heat transfer of nanofluids in enclosures with two adjacent walls heated and the two opposite walls cooled, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 88, pp. 902–913.

D

- [DEHNAVI, 2012] Dehnavi, R., Rezvani, A., (2012): Numerical investigation of natural convection heat transfer of nanofluids in a C shaped cavity, *Superlattices and Microstructures*, vol. 52, pp.312–325.
- [DING, 2012] Ding, Y., Alias, H., Wen, D., Williams, R. A., (2006): Heat

transfer of aqueous suspensions of carbon nanotubes (CNT nanofluids), *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.49,pp.240-250.

E

[EASTMAN, 2001]

Eastman, J.A., Choi, S.U.S., Li, S., Yu, W., Thompson, L.J., (2001): Anomalous increased effective thermal conductivities of ethylene glycol based nanofluids containing copper nanoparticles, *Applied Physics Letters*, vol. 78, pp.718-720.

[EINSTEIN, 1906]

Einstein. (1906): Eine Neue Bestimmung der Molekuldimensionen, *Ann. Phys. Leipzig*, vol. 19, pp 289–306.

[ELSHEHABEY,2014]

Elshehabey, H. M., Hady, F.M., Ahmed, S. E., Mohamed, R.A., (2014): Numerical investigation for natural convection of a nanofluid in an inclined L- shaped cavity in the presence of an inclined magnetic field, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 57, pp.228–238.

[ESMAEILPOUR,2012]

Esmailpour, M., Abdollahzadeh, M., (2012): Free convection and entropy generation of nanofluid inside an enclosure with different patterns of vertical wavy walls, *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 52,pp. 127-136.

G

[GLADES, 2010]

Gladés, B., (2010): Contribution à l'étude de la convection naturelle dans les nanofluides en configuration de Rayleigh-Bénard, Bénard, Thèse de doctorat de *l'Université de Toulouse*.

H

[HAMILTON, 1962]

Hamilton, R., L., Crosser, O. K., (1962): Thermal conductivity

of heterogeneous two component systems, *Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals*, vol. 1, pp. 187- 191.

[HAN, 2015]

Han, X., Meng, X., Li, C., (2015): Buoyancy driven convection heat transfer of copper–water nanofluid in a square enclosure under the different periodic oscillating boundary temperature waves, *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 6, pp.93–103.

[HASSAN, 2013]

Hassan, H., (2013): Heat transfer of Cu–water nanofluid in an enclosure with a heat sink and discrete heat source, *European Journal of Mechanics B/Fluids*, vol. 45, pp. 72–83.

[HERIS, 2006]

Heris, S. Z., Etemad, S.G., Esfahany, M. N., (2006): Experimental investigation of oxide nanofluids laminar flow convective heat transfer, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 33, pp. 529–535.

[HO, 2014]

Ho, C.J., Chen, D.S., Yan, W.M., Mahian, O., (2014): Rayleigh–Bénard convection of Al_2O_3 /water nanofluids in a cavity considering sedimentation, thermophoresis, and Brownian motion, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 57, pp. 22–26.

[HO, 2008]

Ho, C.J., Chen, M.W., Li, Z.W., (2008): Numerical simulation of natural convection of nanofluid in a square enclosure: Effects due to uncertainties of viscosity and thermal conductivity, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, pp. 4506–4516.

[HOSSEINI, 2014]

Hosseini, M., Mustafa, M.T., Jafaryar, M., Mohammadian, E., (2014): Nanofluid in tilted cavity with partially heated walls, *Journal of Molecular Liquids*, vol. 199, pp.545–551.

J

- [JMAI, 2012] **Jmai, R., Ben-Beya, B. Lili, T., (2012):** Heat transfer and fluid flow of nanofluid-filled enclosure with two partially heated side walls and different nanoparticles, *Superlattices and Microstructures*, vol. 53, pp. 130–154.
- [JOU, 2006] **Jou, R.Y., Tzeng, S., (2006):** Numerical research of nature convective heat transfer enhancement filled with nanofluids in rectangular enclosures, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 33, pp.727–736.

K

- [KASHANI, 2014] **Kashani, S., Ranjbar, A.A., Mastiani, M., Mirzaei, H., (2014):** Entropy generation and natural convection of nanoparticle-water mixture (nanofluid) near water density inversion in an enclosure with various patterns of vertical wavy walls, *Applied Mathematics and Computation*, vol. 226, pp.180–193.
- [KEFAYATI, 2011] **Kefayati, G.R., Hosseinizadeh, S.F., Gorji, M., Sajjadi., (2008):** Lattice Boltzmann simulation of natural convection in tall enclosures using water/SiO₂ nanofluid, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 38, pp. 798–805.
- [KHANAFER, 2003] **Khanafer, K., Vafai, K., Lightstone, M., (2003):** Buoyancy-driven heat transfer enhancement in a two-dimensional enclosure utilizing nanofluids, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 46, pp.3639–3653.
- [KHENTOUL,2016] **khentoul, M.,et Bessaïh, R.,(2016):**Numerical simulation of nanofluid-cooling enhancement of three fins mounted in a horizontal channel, *ASME Journal of Heat Transfer*, vol. 138 (9), pp. 091002-091002-9.

[KHORASNIZADEH, 2012] **Khorasanizadeh, H., Amani, J., Nikfar, M., (2012):** Numerical investigation of Cu-water nanofluid natural convection and entropy generation within a cavity with an embedded conductive baffle, *Scientia Iranica F*, vol.19, pp. 1996–2003.

[KIM, 2004] **Kim, J., Kang, Y., T., Choi, C., K., (2004):** Analysis of convective instability and heat transfer characteristics of nanofluids, *Physics of Fluids*, vol. 16, pp. 2395-2401.

[KROTO, 2004] **Kumar, D.H., Patel, H.E., Kumar, V.R.R., Sundararajan, T., Pradeep, T., Das, S.K., (2004):** Model for heat conduction in nanofluids, *Physical Review Letter*, 144301, pp.93.

L

[LAM, 2014] **Lam, P. A.K., Prakash, (2014):** A numerical study on natural convection and entropy generation in a porous enclosure with heat sources, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 69, pp.390–407.

[LAMRI, 2014] **Lamri, Z, A., (2014):** Contribution à l'Etude Théorique des Transferts Thermiques Convectifs dans un Nanofluide. Application aux Modèles Monophasique et Diphasique, Mémoire de Magister de l'Université Mentouri-Constantine.

[LIN, 2010] **Lin, K. C., Violi, A., (2010):** Natural convection heat transfer of nanofluids in a vertical cavity: Effects of non-uniform particle diameter and temperature on thermal conductivity, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 31, pp.236–245.

M

[MAHMOUDI, 2013] **Mahmoudi, A.H., Pop, I., Shahi, M., Talebi. F., (2013):** MHD

-
- natural convection and entropy generation in a trapezoidal enclosure using Cu–water nanofluid, *Computers & Fluids*, vol. 72, pp.46–62.
- [MAHMOUDI, 2012] **Mahmoudi, M., Sebdani, S. M., (2012):** Natural convection in a square cavity containing a nanofluid and an adiabatic square block at the center, *Superlattices and Microstructures*, vol. 52, pp.261–275.
- [MAHMOUDI, 2011] **Mahmoudi, A.H., Shahi, M., Raouf, A. H., (2011):** Modeling of conjugated heat transfer in a thick walled enclosure filled with nanofluid, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 38, pp.119–127.
- [MAHMOUDI, 2010] **Mahmoudi, A.H., Shahi, M., Raouf, A. H., Ghasemian, A., (2010):** Numerical study of natural convection cooling of horizontal heat source mounted in a square cavity filled with nanofluid, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 37, pp.1135–1141.
- [MAHMOUDI, 2011] **Mahmoudi, A.H., Shahi, M., Shahedin, A. M., Hemati, N., (2011):** Numerical modeling of natural convection in an open cavity with two vertical thin heat sources subjected to a nanofluid, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 38, pp.110–118.
- [MAIGA, 2005] **Maiga, S., Palm, S., J., Nguyen, C., T., Roy, G., Galanis, N. (2005):** Heat Transfer Enhancement by Using Nanofluids in Forced Convection Flows, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 26, pp.530–546.
- [MANSOUR, 2013] **Mansour, M.A., Bakier, M.A.Y., (2013):** Free convection heat transfer in complex-wavy-wall enclosed cavity filled with
-

nanofluid, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 44, pp.108–115.

- [MASSUDA, 1993] **Massuda, H., Ebata, A., Teramae, K., Hishinuma, N., (1993):** Alteration of Thermal conductivity and viscosity of liquid by dispersing Ultra-fine Particles (dispersion of Al₂O₃, SiO₂, and TiO₂ Ultra-fine particles), *Netsu Bussei (Japan)*, vol. 7, pp.227–233.
- [Muthamilselvan, 2009] **Muthamilselvan, M., Kandaswamy, P., Lee, J., (2009):** Heat transfer enhancement of copper-water nanofluids in a lid-driven enclosure, *Commun. Nonlinear Sci Numer. Simulat.*, vol, 15, pp.1501–1510.
- [MAXWELL, 1981] **Maxwell., J., C. (1881):** A Treatise on Electricity and Magnetism, Clarendon Press, U.K.
- N
- [NASRIN, 2012] **Nasrin, R., Alim, M.A., Chamkha, A. J., (2012):** Combined convection flow in triangular wavy chamber filled with water–CuO nanofluid: Effect of viscosity models, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 39, pp.1226–1236.
- [NASRIN, 2013] **Nasrin, R., Alim, M.A., (2013):** Free convective flow of nanofluid having two nanoparticles inside a complicated cavity, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.63, pp.191–198.
- [NASRIN, 2011] **Nasrin, R. Parvin, S., (2011):** Investigation of buoyancy-driven flow and heat transfer in a trapezoidal cavity filled with water–Cu nanofluid, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol.39, pp.270–274.

O

- [OGUT, 2009] **Ogut, E. B., (2009):** Natural convection of water-based nanofluids in an inclined enclosure with a heat source, *International Journal of Thermal Sciences*, vol.48, pp. 2063–2073.
- [OZTOP,2008] **Oztop, H.F., Abu-Nada, E., (2008):** Numerical study of natural convection in partially heated rectangular enclosures filled with nanofluids, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 29, pp.1326–1336.
- [OZTOP, 2012] **Oztop, H. F., Mobedi, M., Abu-Nada, E., Pop, I., (2012):** A heatline analysis of natural convection in a square inclined enclosure filled with a CuO nanofluid under non-uniform wall heating condition, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.55, pp.5076–5086.
- [OZTOP, 2010] **Oztop, H. F., Abu-Nada, E., Varol, Y., Salem, K. A., (2010):** Computational analysis of non-isothermal temperature distribution on natural convection in nanofluid filled enclosures, *Superlattices and Microstructures*, vol.49, pp. 453–467.

P

- [PAK, 1998] **Pak, B. C., et Cho, Y., I. (1998):** Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles, *Experimental Heat Transfer*, vol. 11, pp. 151–170.
- [PARVIN, 2012] **Parvin, S., Alim, M.A., Hossain, N.F., (2012):** Prandtl number effect on cooling performance of a heated cylinder in an enclosure filled with nanofluid, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 39, pp.1220–1225.

-
- [PARVIN, 2012] Parvin, S., Chamkha, A.J., (2012): An analysis on free convection flow, heat transfer and entropy generation in an odd-shaped cavity filled with nanofluid, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 54, pp.8–17.
- [PATEL, 2003] Patel, H.E., Das, S.K., Sundararajan, T., Nair, A.S., George, B., Pradeep, T., (2003): Thermal conductivities of naked and monolayer protected metal nanoparticle based nanofluids: manifestation of anomalous enhancement and chemical effects, *Applied Physics Letters*, vol.83, pp.2931–2933.
- R**
- [RAHIMI, 2011] Rahimi, M., Ranjbar, A.A., Hosseini, M.J., Abdollahzadeh. M., (2011): Natural convection of nanoparticle–water mixture near its density inversion in a rectangular enclosure, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 39, pp.131–137.
- [ROSLAN, 2012] Roslan, R., Saleh, H., Hashim, I., (2012): Effect of rotating cylinder on heat transfer in a square enclosure filled with nanofluids, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.55, pp.7247–7256.
- S**
- [SALEH, 2011] Saleh, H., Roslan, R., Hashim, I., (2011): Natural convection heat transfer in a nanofluid-filled trapezoidal enclosure, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 54, pp.194–201.
- [SANTRA, 2008] Santra, A. K., Sen, S., Chakraborty, N., (2008): Study of heat transfer augmentation in a differentially heated square cavity using copper–water nanofluid, *International Journal of Thermal Sciences*, vol.47, pp. 1113–1122.

-
- [SHAHI, 2011] **Shahi, M., Mahmoudi, A.H., Raouf. A. H. (2011):** Entropy generation due to natural convection cooling of a nanofluid, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 38, pp.972–983.
- [SHEIKHZADEH, 2010] **Sheikhzadeh, G.A., Arefmanesh, A., Kheirkhah, M.H., Abdollahi, R., (2010):** Natural convection of Cu–water nanofluid in a cavity with partially active side walls, *European Journal of Mechanics B/Fluids*, vol. 30, pp.166–176.
- [SOLEIMANI, 2012] **Soleimani, S., Sheikholeslami, M., Ganji, D.D., Bandpay, M. G., (2012):** Natural convection heat transfer in a nanofluid filled semi-annulus enclosure, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 39, pp. 565–574.
- [SUN, 2011] **Sun, Q., Pop, I., (2011):** Free convection in a triangle cavity filled with a porous medium saturated with nanofluids with flush mounted heater on the wall, *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 50, pp.2141-2153.
- T**
- [TIWARI, 2007] **Tiwari, R.K., Das, M. K., (2007):** Heat transfer augmentation in a two-sided lid-driven differentially heated square cavity utilizing nanofluids, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.50,pp.2002–2018.
- [WEN, 2004] **Wen, D., Ding, Y., (2004):** Experimental investigation into convective heat transfer of nanofluids at the entrance region under laminar flow conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.47, pp. 24- 5181.
- [WEN, 2005] **Wen, D., Ding, Y., (2005):** Formulation of nanofluids for natural
-

convective heat transfer applications, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 26, pp.855-864.

X

[XUAN, 2000]

Xuan, Y., et Roetzel, W. (2000): Conception for heat transfer correlation of nanofluids, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 43, pp. 3701-3707.

Y

[YU, 2003]

Yu, W., et Choi., U., S. (2003): The role of interfacial layers in the enhanced thermal conductivity of nanofluids: a renovated Maxwell model, *Journal of Nanoparticles Research*, vol. 5, pp. 167- 71.

Z

[Zamily, 2015]

Zamily, A.A., Amin, M. R. (2015): Natural Convection and Entropy Generation in a Nanofluid-Filled Semi- Circular Enclosure with Heat Flux Source, *Procedia Engineering*, vol.105, pp.418 – 424.
