

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

Mémoire

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Énergétique

Réalisé par :

AIT KHODJA Djamel

AIT OUALI Idir

Thème

**Etude et simulation numérique de la convection mixte dans
une cavité carrée entérine en présence d'un nano-fluide**

Soutenu le 25/09/2022 devant le jury compose de :

M^r. ADNANI

Président

Université de Bejaia

M^r. HAMDI

Rapporteur

Université de Bejaia

Mme. ADJOUADI

Examinatrice

Université de Bejaia

Année Universitaire 2021/2022

Remerciements

Tout d'abord

On aimerait remercier Dieu le tout-puissant, de nous avoir donné la

Force et la patience de pouvoir mener ce travail à

Terme.

Ensuite, le travail présenté dans ce manuscrit a été effectué dans le cadre du projet de Master, sous la direction de Mr : M. HAMDI, auquel nous tenons à adresser nos plus vifs remerciements pour nous avoir aidé à diriger cette étude.

Nos vifs remerciements au membre de jurys de bien vouloir accepter d'évaluer notre travail.

Nos remerciements aussi chaleureusement tout le corps enseignants du département Génie Mécanique pour leurs contributions à cette formation.

En fin

Nos remerciements s'adressent aussi à toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin, d'une manière ou d'une autre, par leur collaboration, leur soutien et leur avis judicieux, de mener à l'accomplissement et à l'élaboration de ce travail.

Dédicaces

Rien n'est aussi beau à offrir que le fruit d'un dur travail. Je tiens à le dédier du fond du cœur à tous ceux que j'aime et je les remercie en leur exprimant ma profonde gratitude et ma reconnaissance éternelle.

Je dédie cet humble travail, réalisé grâce à Dieu à :

Mes très chères parents, qui ont toujours cru en moi et n'ont jamais cessé de me soutenir ;

Mes frères ;

Mes sœurs ;

Mes amis(es) ;

Les étudiants de ma promotion

Sommaire

Remerciements	iv
Dédicace	iv
Sommaire	iv
Liste des figures	iv
Liste des tableaux	iv
Nomenclature	iv
Introduction Générale	1
Chapitre I : Généralités et synthèse Bibliographique	
I.1 Introduction	3
I.2. Modes de transfert de chaleur	3
I.2.1. La conduction	3
I.2.2. Rayonnement	4
I.2.3. La convection	5
I.2.3.1. Définition	5
I.2.3.2. Types de convection	6
I.2.3.2.1. Convection naturelle	6
I.2.3.2.2. Convection forcée	7
I.2.3.2.3. Convection mixte	7
I.4. Généralités sur les nano-fluides	8
I.4.1 Introduction.....	8

I.4.2. Définition d'un nano-fluide	9
I.4.3. Définition des nanoparticules	10
I.4.4. Les avantages des nano-fluides	12
I.4.5. Les inconvénients des nano-fluides	12
I.4.6. Les applications des nano-fluides	12
I.5. Synthèse bibliographique.....	13
I.6. Conclusion.....	16

Chapitre II : Formulation mathématique et position de problème

II.1. Introduction	17
II. 2. Géométrie de problème	18
II. 3. Hypothèses simplificatrices	18
II.4. Propriétés thermo-physiques des nano-fluides	19
II.5. La formulation mathématique	21
II.5.1. Equation de continuité	21
II.5.2. Equation de la quantité de mouvement.....	22
II.5.3. Equation d'énergie	22
II. 6. Approximations de Boussinesq	23
II.7. Forme adimensionnelle des équations	24
II.7.1. Équation de continuité	24
II.7.2. Équation de quantité de mouvement	24
II. 7.3. Equation de l'énergie	25
II.8. Nombres adimensionnels	25

II.9. Méthode numérique	26
II.10. Procédure numérique	27
II.11. Conclusion.....	28

Chapitre III : Résultats et discussions

III.1. Introduction	29
III.3. Validation	29
III.2. Choix du maillage	32
III.4. Résultats et discussion	33
III.4.1. Influence du nombre de Grashof	33
III.4.2. Influence de la fraction volumique	37
III.4.3. Influence du nombre de Reynolds	41
III.5. Conclusion	45
Conclusion Générale	46

Références Bibliographie

Résumé

Liste des figures

Fig. I. 1 - Représentation schématique du transfert thermique par conduction	4
Fig. I. 2 - Représentation schématique du transfert thermique par radiation	5
Fig. I. 2 - Transfert de la chaleur par convection	6
Fig. I. 3 - Schéma représentatif de la convection naturelle	7
Fig. I. 4 - Schéma de la convection forcée	7
Fig. I. 5 - <i>nanotube</i> de carbone	11
Fig. I. 6 - nanoparticules d'Argent	11
Fig. I. 7 - Géométrie étudiée par <i>Shirvan et al</i>	14
Fig. I. 8 - Géométrie du problème physique, <i>T.Basak et S.Roy</i>	15
Fig. I. 9 - Une vue schématique de la cavité avec des conditions aux limites Sebdani.....	15
Fig. II. 1 - Géométrie du problème physique	18
Fig. III. 1 - Étude de l'indépendance du maillage pour un nano-fluide (Cu+eau), avec $\phi=0.03$, $Gr = 10^4$ et $Re = 100$	30
Fig. III. 2 - Structure des lignes de courant et d'isotherme pour $Re = 100$ et $Ri = 1$. (b)Résultats expérimentaux de Mohamed Nassim Hasan et al. [24] (a) Présente étude	31
Fig. III. 3 - Structure des lignes de courant et d'isotherme pour $Re = 100$ et $Ri = 10$. (b)Résultats expérimentaux de Mohamed Nasim Hasan et al. [24] (a) Présente étude	32
Fig. III. 4 - Les lignes de courants pour différents nombres de Grashof à un $Re = 100$ et $\phi = 0.03$	34

Fig. III. 5 - Les lignes d'isothermes pour différents nombres de Grashof à un $Re=100$ et $\varphi=0.03$	35
Fig. III. 6 - Variation du Nusselt moyen en fonction du nombre de Grashof, $\varphi = 0.02$	36
Fig. III. 7 - Profil de la vitesse $V=f(Y)$ pour différents nombres de Grashof avec $x = 0.5$, $\varphi = 0.03$, $Re = 100$	36
Fig. III. 8 - Profil de la température $T=f(Y)$ pour différents nombres de Grashof avec $x = 0.5$, $\varphi = 0.03$, $Re = 100$	37
Fig. III. 9 - Les lignes de courants pour différentes fractions volumiques à $Re = 100$ et $Gr=10^4$	38
Fig. III. 10 - Les lignes d'isothermes pour différentes fractions volumiques à $Re = 100$ et $Gr = 10^4$	39
Fig. III. 11 - Profil de la vitesse $V=f(Y)$ pour différents nombres de la fraction volumique avec $x = 0.5$, $Gr = 10^4$, $Re = 100$	40
Fig. III. 12 - Profil de la température $T=f(Y)$ pour différents nombres de la fraction volumique avec $x = 0.5$, $Gr = 10^4$, $Re = 100$	40
Fig. III. 13 – Les lignes de courants pour différents nombres de Reynolds à $Gr=10^4$, $\varphi=0.03$	42
Fig. III. 14 - Les lignes d'isothermes pour différents nombres de Reynolds à $Gr = 10^4$, $\varphi = 0.02$	43
Fig. III. 15 - Profil de la vitesse $V=f(Y)$ pour différents nombres de Reynolds avec $x = 0.5$, $Gr = 10^4$, $Re = 100$	44
Fig. III. 16 - Profil de la température $T=f(Y)$ pour différents nombres de Reynolds avec $x = 0.5$, $Gr = 10^4$, $\varphi = 0.03$	44

Liste des tableaux

Tableau I.1 : Les propriétés thermo-physiques de différents matériaux	11
Tableau II.1 - les propriétés thermo-physiques du l'eau et (Cu) a $T=25^{\circ}c$	19
Tableau II.2 - conditions aux limites dimensionnelles	23

NOMENCLATURE

Symboles	Définition	Unité (SI)
Cp	: Chaleur spécifique	J kg ⁻¹ K ⁻¹
g	: Accélération de la Pesanteur	m s ⁻²
S	: Surface perpendiculaire au flux de chaleur	m ²
U	: Vitesse selon l'axe x	
V	: Vitesse selon l'axe y	
K	: Conductivité Thermique	Wm ⁻¹ K ⁻¹
μ	: Viscosité dynamique	Pa.s
P	: Pression	Pa
dt	: Différence de température	K
F	: facteur de forme	-
Pr	: Nombre de Prandtl, $Pr = \nu / \alpha$	-
Ra	: Nombre de Rayleigh, $Ra = g\beta(T_H - T_C)L^3 / \nu\alpha$	-
Re	: Nombre de Reynolds	-
Gr	: Nombre de Grashof	-

α	: Diffusivité thermique	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
ν	: Viscosité cinématique	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
ρ	: Masse volumique	kg m^{-3}
σ	: Constante de Stefan-Boltzmann	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$
T_c, T_f	: température chaude, température froide	-
ε	: Émissivité, dont la valeur est comprise entre 0 et 1 selon l'état de surface du matériau ;	
T	: Température du corps (en kelvin) ;	K
h	: Coefficient d'échange convectif.	$\text{W.K}^{-1}.\text{m}^{-2}$
S	: Surface d'échange à l'interface solide/fluide.	m^2
T_p	: Température de la paroi.	K
T_f	: Température du fluide loin de la surface du solide (K).	K

Introduction Générale

La simulation numérique dans l'étude des problèmes physiques tels que les écoulements des fluides et les phénomènes de transferts thermiques occupe une place très importante dans la recherche. Dans ce domaine, la modélisation mathématique est fondée sur les équations de conservation de la mécanique des fluides, couplées avec l'équation de conservation de l'énergie. Leur résolution numérique est rendue possible en utilisant une méthode numérique convenable. Parmi ces méthodes, on citera : les différences finies, les éléments finis et les volumes finis. L'avantage de la méthode des volumes finis par rapport aux éléments finis est qu'elle vérifie une meilleure approximation de la loi de conservation. Elle est à l'origine de plusieurs codes de calcul CFD (Computational Fluid Dynamic).

Le transfert de chaleur par convection mixte, (combinaison de la convection forcée avec la convection naturelle), a une grande importance, vu sa présence dans de nombreux processus industriels et des dispositifs de l'ingénierie tel que le refroidissement des composants électroniques, les pertes de chaleur dans les collecteurs solaires, la ventilation des locaux, réacteur nucléaire, etc.

La convection mixte dans les cavités, a été depuis longtemps l'objet de plusieurs études vu son importance sur le plan théorique et expérimental. Sur le plan théorique, la complexité de la solution du problème qui dépend de plusieurs paramètres à savoir la géométrie, la nature du fluide qui dépend des paramètres adimensionnels comme Re et Gr , où Re représente le nombre de Reynolds, Gr est le nombre de Grashof.

Dans le cadre de ce mémoire, on s'intéressera à l'étude d'un cas d'une cavité carré remplie de nano-fluide dont la paroi supérieure est mobile et la paroi inférieure est soumise à une température chaude, possédant deux parois verticale supposées adiabatique. Une telle cavité est le siège d'écoulement de convection mixte.

Le premier chapitre est consacré à des généralités sur le transfert de chaleur et des notions fondamentales relatives à la convection. Par la suite on présentera une revue bibliographique qui porte sur des travaux menés sur l'étude des transferts convectifs dans les cavités entre autres.

Le deuxième chapitre est consacré à la configuration géométrique du problème étudié, ainsi que la formulation mathématique du problème physique, basée sur les équations de la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et la conservation de l'énergie. Une mise sous forme adimensionnelle des équations et des conditions aux limites appropriées sera

ensuite présentée afin de faire apparaître quelques groupements adimensionnels qui serviront de paramètre d'étude.

Dans le troisième chapitre une étude de la sensibilité de maillage ainsi qu'une Validation du code de calcul seront présentées. Les principaux résultats porteront sur l'effet du nombre de Reynolds et de Grashof, ainsi que la fraction volumique sur les échanges convectifs. Ils seront présentés sous forme de lignes de courant, d'isothermes, de profils de vitesses et température, de profils de nombres de Nusselt moyenne en fonction de nombre de Grashof.

Généralités et synthèse Bibliographique

I.1. Introduction

Le transfert de chaleur ou transfert thermique est défini par la transmission de l'énergie d'une région à une autre sous l'influence d'une différence de températures. On distingue habituellement trois modes de transfert de chaleur :

- La conduction thermique ou diffusion thermique ;
- Le rayonnement thermique ;
- La convection.

Ces trois modes sont régis par des lois spécifiques. Cependant, seule la conduction et le Rayonnement sont des modes fondamentaux de transmission de la chaleur ; la convection, tout en étant très importante, ne fait que combiner la conduction avec un déplacement de fluide.

En outre il est rare qu'une situation particulière ne concerne qu'un seul mode, le plus souvent deux si non trois modes entrent en jeu. Il sera donc nécessaire de poser correctement les problèmes pour prendre en compte ces différents mécanismes.

I.2. Modes de transfert de chaleur

Trois phénomènes physiques de base permettent le transfert de chaleur d'un corps vers un autre dès lors qu'ils ne sont pas en équilibre thermique (à la même température); on évoque dans ce cas les modes de transfert de chaleur, on distingue: la conduction, le rayonnement et la convection, [1].

I.2.1. La conduction

La conduction représente le processus de propagation de la chaleur par le contact direct entre les particules d'un corps ou entre des corps ayant des niveaux énergétiques, donc des températures, différents, suite au mouvement de ces particules élémentaires sans déplacement de matière.

La transmission est provoquée par la différence de température entre deux régions d'un milieu en contact physique, les zones chaudes cédant de la chaleur à celles froides. Il n'y a pas de déplacement des atomes ou de molécules. On peut citer quelques exemples de transfert de

chaleur par conduction à savoir : une barre de métal que l'on chauffe à l'une de ses extrémités,

de sorte que la chaleur se propage peut à peut le long de cette barre jusque vers l'autre extrémité, Transfert à travers une paroi diathermique (par exemple les ailettes de refroidissement d'un moteur ou les radiateurs d'une chauffage central...), [2].

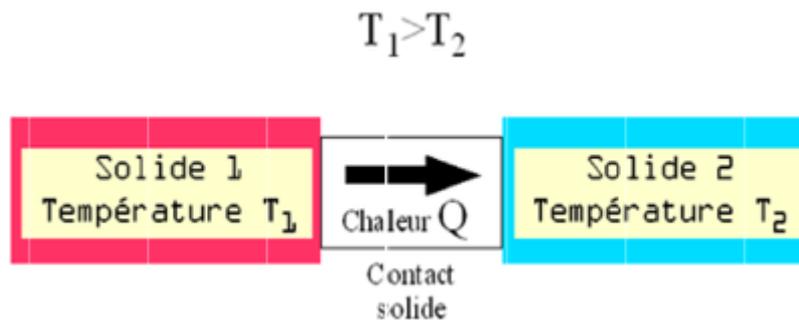


Fig. I.10 - Représentation schématique du transfert thermique par conduction, [2].

La proportionnalité entre le flux de chaleur à travers une surface par unité de temps et l'élévation de la température de part et d'autre de cette surface se traduit par la loi de Fourier, L'équation mathématiquement qui donne la relation entre le flux de chaleur et la variation de température de la surface de manière monodirectionnelle s'exprime de la manière suivante, [2].

$$\Phi = -K \cdot S_{nx} \frac{dt}{dx} \quad (\text{I.1})$$

I.2.2. Rayonnement

C'est une transmission d'énergie à distance, entre deux corps séparés ou non par un milieu matériel (transformation d'énergie thermique d'un émetteur en énergie électromagnétique, propagation, transformation partielle en énergie thermique sur un corps récepteur). Il existe, entre autres, le phénomène du refroidissement par radiation qui dépend de l'émissivité du matériau qui compose la surface chaude. L'émissivité d'un matériau (souvent écrite ε) est un nombre sans dimension, elle rend compte de la capacité d'un matériau à émettre de l'énergie par rayonnement. Plus cette émissivité est proche de 1, plus le matériau radiera de la chaleur ; [8]. La fig. I.11 montre un aperçu d'une représentation schématique du transfert de chaleur par radiation. L'expression du flux de chaleur échangé par rayonnement est donnée par l'équation (I.2) suivante ;

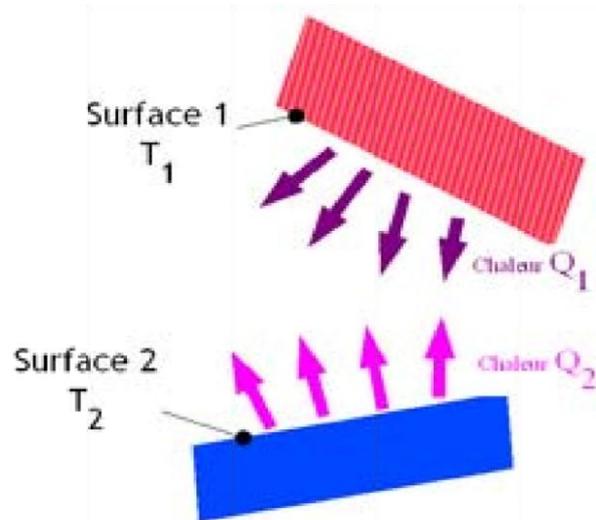


Fig. I.2 - Représentation schématique du transfert thermique par radiation, [8].

$$\Phi = F \cdot \epsilon \cdot S \cdot \sigma \cdot T^4 \quad (\text{I.2})$$

I.2.3 La convection

Le transfert de chaleur par convection est une branche qui étudie la propagation thermique par mouvement de fluide. Ce mouvement peut être induit par une différence de température ou alors par une machine externe. Ce mode de transfert, se retrouve dans plusieurs phénomènes naturels et procédés industriels [3].

I.2.3.1 Définition

La convection est un mode de transfert d'énergie par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation de l'énergie et du mouvement du milieu. La convection est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz. Elle apparaît lorsqu'un fluide, liquide ou gaz, est en mouvement. La convection intervient, en particulier, dans les échanges thermiques entre un milieu solide et un fluide en mouvement, [4].

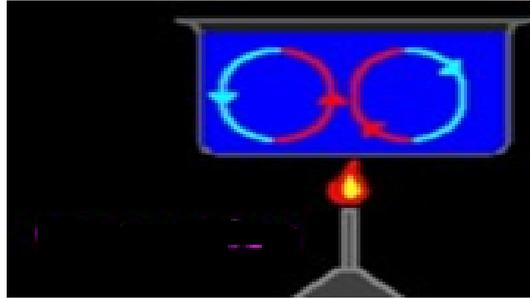


Fig. I.12 - Transfert de la chaleur par convection [4].

Le phénomène de convection se réfère au transfert thermique qui a lieu entre une surface solide et un fluide (liquides ou gaz) en mouvement. La convection est le processus de transfert thermique déterminé par le mouvement des particules élémentaires d'un fluide entre des zones ayant des températures différentes. Ce mouvement entraîne un mélange intense des particules fluides, qui échangent de l'énergie (chaleur) entre elles. Compte tenu des forces qui produisent le mouvement de fluide, on a deux types de convection : la convection forcée et la convection naturelle.

La loi de Newton introduit la relation entre le flux échangé entre la surface et le fluide et la surface d'échange ; elle s'exprime comme suit ; [5].

$$\Phi = h. S.(T_p - T_f) \quad (\text{I. 3})$$

La valeur du coefficient de transfert de chaleur par convection h est fonction de la nature du fluide, de sa température, de sa vitesse et des caractéristiques géométriques de la surface de contact solide/fluide. Le coefficient de convection h peut s'exprimer en fonction de nombres adimensionnels tels que le nombre de Nusselt et le nombre de Reynolds.

I.2.3.2 Les types de la convection

I.2.3.2.1 Convection naturelle

La convection naturelle est un mode de transfert de chaleur d'un milieu chaud vers un milieu froid, par un transport macroscopique de la matière généré par des effets de poussée d'Archimède lié à l'action du champ de pesanteur à la présence d'un gradient de la température. Le phénomène de la convection naturelle en milieu poreux est fréquemment

rencontré dans la nature et dans la technologie, Exemple de mouvement de la vapeur au-dessus d'une tasse de café ; [6].

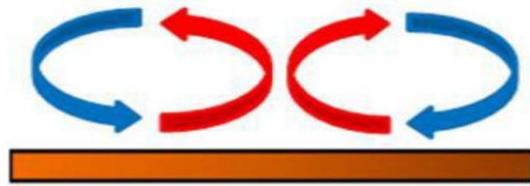


Fig. I.13 - Schéma représentatif de la convection naturelle, [6].

I.2.3.2.2. Convection forcée

Le mouvement de fluide est causé par l'action des forces extérieures du processus (par exemple pompe, ventilateur, etc.) qui lui imprime des vitesses de déplacement assez importantes. En conséquence, l'intensité du transfert thermique par convection forcée sera en liaison directe avec le régime de mouvement de fluide, par Exemple le refroidissement d'une plaque sous l'effet du vent [6].

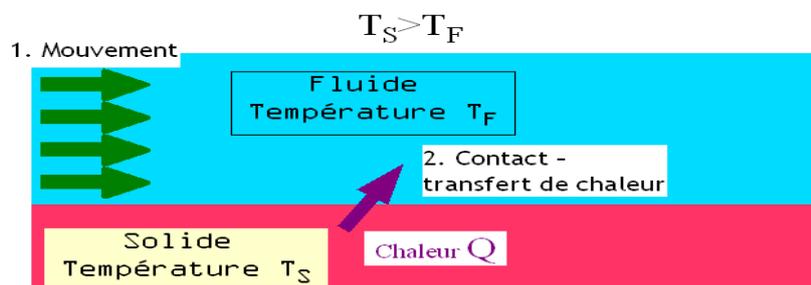


Fig. I.14 - Schéma de la convection forcée, [7].

I.2.3.2.3. Convection mixte

La convection est dite mixte si les deux convections naturelle et forcée sont combinées, C'est-à-dire, Il existe, comme mentionné précédemment, une cause externe au mouvement du fluide, mais insuffisante pour que la poussée d'Archimède puisse être négligée (régime de transition entre la convection libre et la convection forcée).

C'est le cas des transferts de chaleur dans un habitacle d'automobile : l'air est soufflé dans l'habitacle par un ventilateur, mais la poussée d'Archimède n'est pas pour autant négligeable, surtout lorsqu'on se place loin des entrées d'air. Pour une même surface

d'échange et un même écart de température, la valeur de l'échange thermique est notablement améliorée dans le deuxième cas, [8]. La convection mixte est caractérisée par un nombre adimensionnel appelé nombre de Richardson, qui s'exprime par :

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (1.4)$$

Les valeurs du nombre de Richardson délimitent le mode du transfert dominant dans le système objet de l'étude. Lorsque ce nombre prend des valeurs suffisamment faibles, c'est la convection forcée qui domine et pour des valeurs élevées de Ri ce sont les effets de la convection naturelle qui prévalent, [8].

Loi fondamentale de la convection (loi de Newton)

La loi fondamentale de la convection est la loi 'd'Isaac Newton (1643-1727), traduite par la relation expérimentale de flux de chaleur échangé par convection entre un fluide et une paroi solide.

$$\Phi = h \cdot S \cdot (T_{chaud} - T_{froid}) \quad (I. 5)$$

$$h = K_{fluide} / \delta \quad (I. 6)$$

I.4. Généralités sur les nano-fluides

I.4.1 Introduction

L'efficacité d'un processus de transfert thermique est généralement limitée par les propriétés thermo-physiques des fluides utilisés. La miniaturisation de nombreuses applications est conditionnée par la possibilité d'évacuer de façon efficace les puissances thermiques dissipées au sein des appareillages. Le considérable récent développement des recherches traitant des nano-fluides est dû au fait qu'il est possible, pour certaines applications, d'accroître de façon non négligeable les transferts de chaleur en introduisant dans un fluide pure une faible concentration de nanoparticules.

Cette nouvelle génération de fluides porte le nom de (Nano-fluides). Ce terme a été introduit par Choi au laboratoire d'Argonne en U.S American 1995 et reste couramment utilisé pour caractériser ce type de suspension colloïdale, [9].

Dans cette étude on essayera de montrer la potentialité de remplacer les fluides avec des nano-fluides qui peuvent jouer le même rôle que ces fluides ordinaire mais avec une bonne efficacité du dégagement de la chaleur.

L'adjonction des particules métalliques dans un fluide a mis en évidence une nette amélioration des capacités thermiques de celui-ci Les expériences effectuées sur les fluides caloporteurs avec des particules de taille micrométrique posent des problèmes de sédimentation des particules causant des chutes de Pression lors de l'écoulement. Actuellement, il est possible de fabriquer des particules de L'ordre du nanomètre qui remédient à ces problèmes.

I.4.2. Définition d'un nano-fluide

Les nano-fluides sont des solutions colloïdales composées de particules de taille nanométriques en suspension dans un liquide.

Les études de ces fluides composites montrent des aptitudes particulièrement intéressantes du fait d'une meilleure conductivité thermique et d'un coefficient d'échange convectif significativement accru par rapport à des liquides classiques, l'eau en particulier. Une telle augmentation de la conductivité thermique du nano-fluide ne peut pas seulement être imputée à la plus grande conductivité thermique des nanoparticules en suspension, l'amélioration vient d'une combinaison de plusieurs facteurs physiques simultanés. Le choix des liquides de base est primordial pour un nano-fluide, il permet d'assurer la stabilité de la suspension dans le temps et d'éviter tout phénomène d'agréations, la sélection d'un tel fluide se fera en fonction de la nature de nanoparticule, les solvants les plus utilisés sont :

- ◆ L'eau ;
- ◆ L'éthylène glycol ;
- ◆ Les huiles ;
- ◆ Le Toluène ;
- ◆ Les fluides de réfrigération.

I.4.3. Définition des nanoparticules

Les nanoparticules sont des particules dont les 3 dimensions sont dans la gamme 1-100 nm environ.

Les nanomatériaux sont des objets dont au moins une de leurs trois dimensions est nanométrique, c'est-à-dire inférieure à 100 nm. Cette définition est cependant encore en discussion et certaines définitions parlent de nanoparticules dès qu'une ou deux de leurs dimensions est inférieure à 100nm, [10].

les normes ISO/TS 8004-1 : 2010 et ISO/TS 8004-3 : 2010 définissent les nano-objets comme des matériaux avec une, deux ou trois dimensions situées entre 1 et 100 nm et les nanoparticules comme des nano-objets ayant trois dimensions externes situées entre 1 et 100nm, [10].

Les nanomatériaux peuvent être répartis selon le nombre de leurs dimensions qui se trouvent dans le domaine nanométrique comme suit :

- Trois dimensions (forme sphérique) tels que les Fullerènes (C60), nanoparticules sphériques (nano poudre de TiO₂, Ag ;
- Deux dimensions (sous forme de ligne) : comme les nanotubes, les nano-filaments ;
- Une seule dimension (sous forme de plan) : comme les films minces, couches minces.

Les nanoparticules les plus utilisées pour obtenir des nano-fluides sont, [11].

- Les nanoparticules des oxydes métalliques :

- oxyde d'aluminium (Al₂O₃) ;
- oxyde de cuivre C_uO ;
- oxyde de silicium S_iO₂ ;
- oxyde de titanium T_iO₂.

- Les nanoparticules métalliques :

- aluminium(Al).
- Cuivre (Cu)
- or (Au).
- argent (Ag)
- Les nanoparticules non métalliques
 - les nanotubes de carbone (CNT)

➤ le diamant(C).

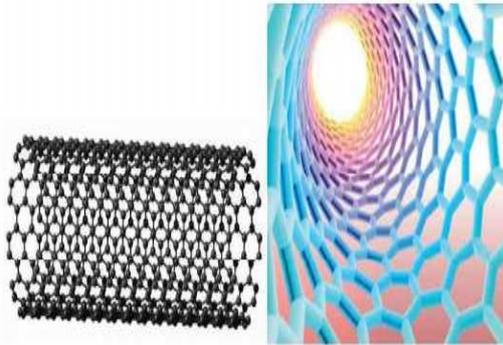


Fig. I.15 - nanotube de carbone, [11].

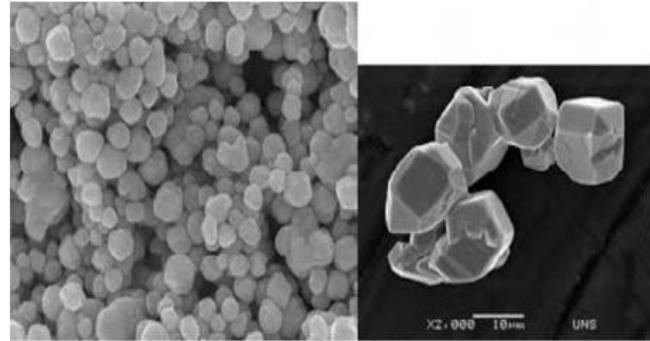


Fig. I.16 - nanoparticules d'Argent, [11].

Les nanoparticules, ont des caractéristiques thermiques intéressantes comparées aux fluides de bases traditionnelles qui sont représenté sur le tableau suivant :

	Nanoparticule et fluide de base	k (W/m.K)	ρ (kg/m ³)	C _p (J/kg.K)	μ (Pa.s)
Métallique (solides)	Cu	400	8954	383	
	Fe	80,2	7870	447	
	Ni	90,7	8900	444	
	Au	317	19,300	129	
	Ag	429	10,500	235	
	C (diamant)	2300	3500	509	
Oxyde Métallique (solides)	SiO ₂	1,38	2220	745	
	TiO ₂	8,4	4157	710	
	Al ₂ O ₃	36	3970	765	
	CuO	69	6350	535	
	SiC	490	3160	675	
Liquides non métalliques	L'eau	0,600	998.2	4183	0,0001003
	Ethylène-glycol (EG)	0,252	1111.4	2349	0,0157

Tableau. I. 1 - Les propriétés thermo-physiques de différents matériaux, [12].

I.4.4. Les avantages des nano-fluides

- Une grande surface de transfert de chaleur entre les particules et les fluides ;
- Volume réduit par rapport au liquide pur pour obtenir une équivalence d'intensification de transfert de chaleur ;
- Particules réduites de colmatage par rapport aux fluides conventionnelles, favorisant ainsi la miniaturisation du système ;
- Propriétés ajustables, dont la conductivité thermique et la mouillabilité de la surface, en faisant varier les concentrations de particules en fonction de différentes applications.

I.4.5. Les inconvénients des nano-fluides

- le manque de l'accord des résultats obtenus par différents chercheurs ;
- le manque de compréhension théorique des mécanismes responsables de changements des propriétés ;
- instabilité des nanoparticules (dispersion) ;
- chute de pression accrue lors du pompage ;
- le coût élevé des nano-fluides ;
- difficultés dans le processus de production.

I.4.6. Les applications des nano-fluides

Les différentes applications des nano-fluides sont présentées comme suit :

- L'industrie (moteur thermique, climatisation, composant de puissance, installation nucléaire, accélérateur de particules, domaine aéronautique ou spatial, etc.) ;
- Refroidissement des systèmes thermiques ;
- Refroidissement des systèmes électronique ;
- Refroidissement des systèmes spatiaux ;
- Refroidissement des systèmes militaires ;
- Refroidissement des systèmes nucléaires ;
- La biomédecine.

I.5. Synthèse bibliographique

Beaucoup de travaux publiés ont été élaborés dans le domaine de la convection mixte à l'intérieur des cavités, Parmi ces travaux on peut citer ceux de :

R. Iwatsu, et al [13] ont étudié l'écoulement et le transfert de chaleur d'un fluide visqueux contenu dans une cavité carrée. La paroi supérieure est mobile et maintenue à une température chaude T_c . La paroi inférieure est soumise à une température froide T_f . Les parois verticales sont considérées adiabatiques. Ils ont obtenus pour $0 \leq Ra \leq 10^6$, $0 \leq Re \leq 3000$ que le transfert de chaleur augmente lorsque $\frac{Gr}{Re^2} \ll 1$.

T.H Hsu et S.G. Wang [14] ont présenté une étude numérique de la convection mixte des fluides micros polaires dans une cavité carrée avec une source de chaleur discrète. Les études ont été effectuées pour une large gamme de nombres de Reynolds et Grashof, ainsi que les paramètres liés au fluide. Les résultats montrent que les champs thermiques dépendent de la viscosité.

H.F. Oztop et I. Dagtekin ; [15]. Ont étudié numériquement la convection mixte bidimensionnelle stationnaire dans une cavité carrée portant deux parois mobiles verticales et chauffées différenciellement. Les parois horizontales sont adiabatiques. Trois cas ont été considérés qui dépendent de la direction du mouvement des parois. Toutes les simulations ont été réalisées avec les valeurs des nombres de Richardson ($0.01 \leq Ri \leq 100$) et du nombre de Prandtl ($Pr = 0.7$). Les résultats montrent que le nombre de Richardson influe sur l'écoulement du fluide et le transfert thermique pour $Ri > 1$, et par conséquent, le transfert de chaleur est assez meilleur.

Shirvan et al [16] ont proposé une étude numérique portant sur la convection mixte dans une cavité carrée ventilée et remplie d'un nano-fluide à base d'eau, Fig.I.8. La paroi supérieure de la cavité est maintenue à une température constante et la paroi inférieure est soumise à un flux de chaleur constant. Les autres parois sont supposées adiabatiques. Les équations gouvernantes ont été discrétisées et résolues par la méthode des volumes finis. Dans cet article, les effets des nombres de Richardson et de Hartmann sur le débit du fluide et le taux de transfert de chaleur ont été examinés. Les résultats obtenus ont montré que le taux de transfert de chaleur diminue avec une augmentation du nombre de Hartmann.

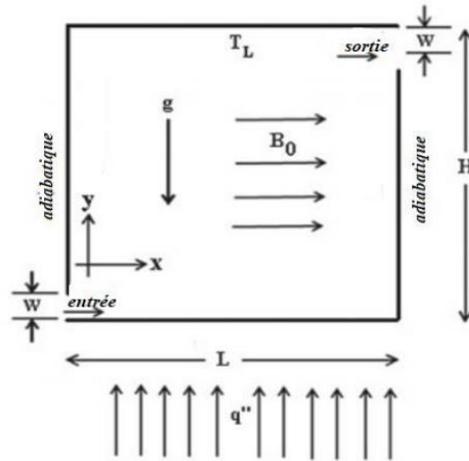


Fig. I. 17 - Géométrie étudiée par Shirvan et al.

K. Torrance et al [17] ont étudié numériquement l'écoulement du fluide dans une cavité rectangulaire dont la paroi supérieure est mobile et maintenue à une température adimensionnelle égale à 1. Les autres parois sont maintenues à une température nulle. Les calculs ont été fait pour des nombres de Grashof variant de 0 à 10^4 . Les résultats trouvés examinent la combinaison entre les différents modes de convection, la convection naturelle prédomine pour des grands nombres de Grashof.

O. Aydin et W.J.Yang [18] ont rapporté une étude numérique de la convection mixte laminaire bidimensionnelle dans une cavité carrée avec une paroi supérieure adiabatique. Les parois verticales froides se déplacent vers le bas à une vitesse constante. Une source chaude est placée au centre de la paroi inférieure (température fixe). La partie restante de cette paroi est supposée adiabatique. Les effets de la longueur de la source de chaleur ainsi que du nombre de Richardson ont été étudiés. Les résultats montrent que l'effet de la convection forcée et de la convection naturelle étant coopérant, aucune bifurcation vers une solution non symétrique n'a été observée.

T.Basak et S.Roy [19] se sont intéressés au sujet de la convection mixte dans une cavité carrée où la paroi inférieure est soumise à une température non uniforme par contre les deux autres latérales sont froides et celle qui est supérieure est supposée en mouvement avec une vitesse constante. Leur étude a porté sur l'effet de divers paramètres de contrôle, tels que : Pr , Re et Gr . Ils ont observé que la convection naturelle est dominante pour $Re = 10^5$ et $Gr = 10^5$.

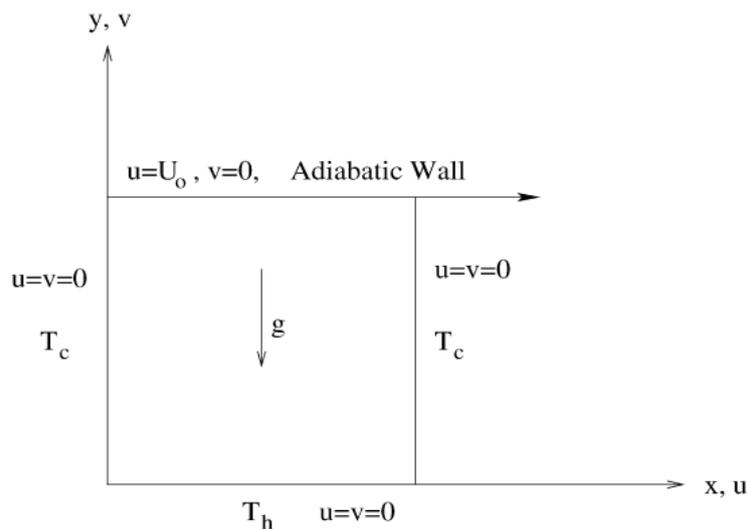


Fig. I. 18 - Géométrie du problème physique, *T.Basak et S.Roy* ; [19].

Les écoulements de la convection mixte et du transfert de chaleur du nano-fluide (Al₂O₃-eau) avec la température et la concentration des nanoparticules dépendent de la conductivité thermique et de la viscosité effective dans une cavité carrée avec une source de chaleur sur la paroi du fond, une paroi supérieure isolée et des parois latérales froides descendantes vers le bas ont été étudiées numériquement par Sebdani et al ; [20]. Les résultats obtenus en utilisant des variables de conductivité et de viscosité ont été comparés aux résultats obtenus par le modèle de Maxwell-Garcette et le modèle de Brinkman. Les résultats montrent qu'il existait des différences significatives entre les transferts de chaleur globaux calculés pour les deux différentes combinaisons de formules. En outre la différence augmentait avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules. (Fig.I.10)

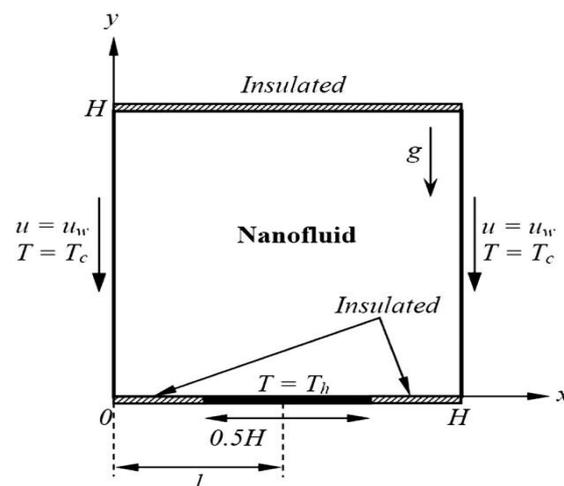


Fig. I. 19 - Une vue schématique de la cavité avec des conditions aux limites. Sebdani et al

[20]

Kalteh et al [21] ont étudié l'effet de direction des couvercles mobiles sur le nano-fluide d'une Convection mixte dans une cavité entraînée par un couvercle à deux côtés. Ils ont signalé que l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules peut entraîner dans l'amélioration ou la détérioration du transfert de chaleur qui dépend du nombre de Richardson, du nombre de Hartmann et de la configuration des couvercles mobiles. Et a constaté que l'augmentation du diamètre des nanoparticules conduit à une diminution du taux de transfert de chaleur à tout Ri .

I.6. Conclusion

Nous avons consacré ce chapitre pour présenter des notions de base et des généralités sur le transfert de chaleur et leurs types, et plus particulièrement le phénomène de la convection mixte ainsi qu'une étude détaillée sur les nano-fluides, préparation, avantages et inconvénients, leurs propriétés physiques ainsi que leur application dans de nombreux problèmes. Par la suite nous avons présenté des différents travaux expérimentaux et numériques disponibles dans la littérature, que nous avons exposée dans la section recherche bibliographique concernant certains travaux antérieurs sur cette thématique. Afin de nous initier aux travaux de modélisation et de simulation numérique de la convection mixte dans des cavités carrées, avec une source de chaleur et la paroi supérieure mobile en présence d'un nano-fluide.

Formulation mathématique et position de problème

II.1. Introduction

En mécanique des fluides, on suppose que le fluide est un milieu continu, ce qui permet d'utiliser les lois classiques de conservation.

Dans ce chapitre nous décrivons et formulons le modèle physique, mathématique et les hypothèses simplificatrices ainsi que les conditions aux limites appropriées. Le phénomène physique de la convection mixte au sein d'une cavité en présence d'un nano-fluide est souvent formulé par des équations mathématiques (équations différentielles) qui représentent une modélisation de ce phénomène. Une modélisation doit obligatoirement exprimer le comportement du phénomène.

Le terme convection est habituellement connu sous le nom de transport d'énergie par gradients potentiels et mouvements du fluide. La convection est un mode de transfert de chaleur qui est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz.

Ce chapitre est consacré à la mise en équations du problème considéré en utilisant les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Ces dernières expriment les principes fondamentaux de la physique.

On commence par une description et présentation de la problématique et les conditions aux limites puis on passe à l'écriture des équations gouvernantes.

II.2. Géométrie du problème

La configuration géométrique étudiée est présentée sur la (fig.II.1). Il s'agit d'une cavité carrée remplie d'un nano fluide, bidimensionnelle. La paroi supérieure est maintenue à une température T_f avec une vitesse constante, et une paroi inférieure chaude T_c , dont les parois verticales sont supposée adiabatiques.

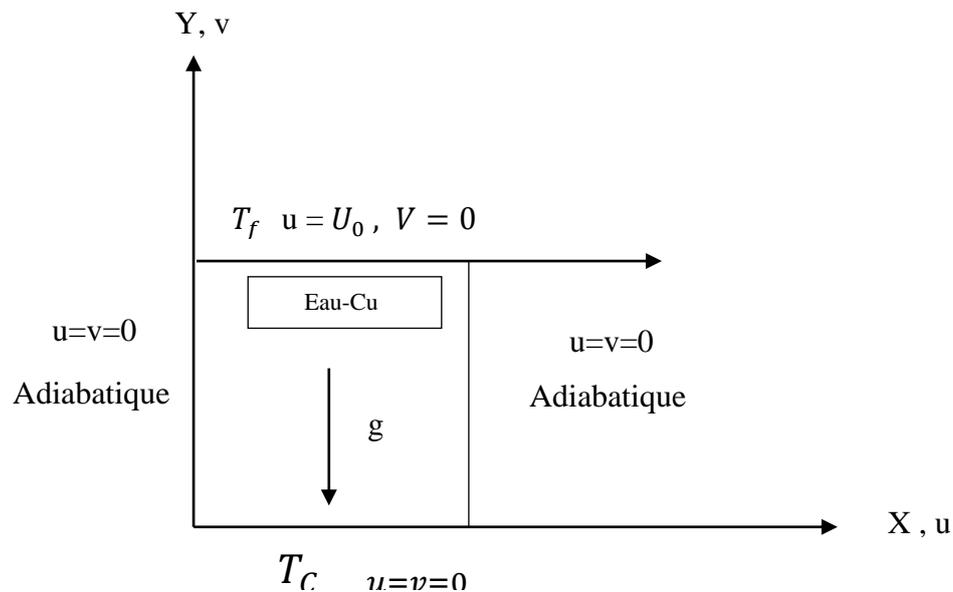


Fig. II.2 - Géométrie du problème physique

II. 3. Hypothèses simplificatrices

Les hypothèses simplificatrices retenues dans notre étude sont les suivantes :

- ✓ Le fluide considéré est un fluide newtonien, incompressible en régime stationnaire.
- ✓ L'écoulement est de type mixte (*convection mixte (naturelle plus forcée)*) ; laminaire et bidimensionnel (suivant les coordonnées cartésiennes x et y).
- ✓ Les caractéristiques thermo physiques du nano-fluide sont constantes lorsque la différence de température $\Delta T = T_c - T_f$ reste suffisamment faible pour que l'approximation de Boussinesq reste applicable.
- ✓ La dissipation de la chaleur par effet de viscosité est négligeable ;
- ✓ L'approximation de Boussinesq est valide, elle consiste à considérer que les variations de la masse volumique sont négligeables aux niveau de tous les termes des équations de quantité de mouvement (masse volumique constante) , sauf au niveau de terme de gravité. La variation de masse volumique en fonction de la température est donnée comme suit :

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

Avec :

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_s \quad (\text{II. 2})$$

II.4. Propriétés thermo-physiques des nano-fluides

L'introduction de nanoparticules solides dans un fluide modifie ses propriétés physiques, particulièrement sa conductivité et sa viscosité ainsi que sa diffusivité thermique. Le tableau qui suit résume les propriétés thermo-physiques du fluide de base (l'eau) ainsi que celle des nanoparticules adoptées (Cu).

Propriétés Thermo-physiques	Fluide de base (eau)	Cu
C_p (J.kg ⁻¹ . K ⁻¹)	4179	385
ρ (kg.m ⁻³)	997,1	8933
K (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	0,613	400
β (K ⁻¹)10 ⁻⁵	21	1,67
α (m ² .s ⁻¹)10 ⁻⁷	1,47	1163,1

Tableau II.3 - les propriétés thermo-physiques du l'eau et (Cu) a T=25°C.

Les propriétés du nano-fluide dans notre étude, formées par l'eau et le cuivre, peuvent être évaluées en utilisant des données expérimentales ou les relations théoriques suivantes :

➤ Viscosité dynamique(μ)

La viscosité peut être définie comme étant une propriété d'un fluide pour qu'il résiste aux déformations lorsqu'il est mis en mouvement. On peut donc parler de la viscosité comme étant une mesure du frottement interne d'un fluide. Un liquide très visqueux est un liquide qui présente un frottement interne élevé. La dispersion des nanoparticules dans un liquide a un effet sur la viscosité dynamique de ce dernier du fait que les nanoparticules se déplacent en tant que des corps solides à une vitesse donnée et interrompent, par conséquent, le mouvement du fluide. La viscosité obtenue devient la viscosité dynamique du nano-fluide qui peut être influencé énormément par la qualité de la dispersion de la nanoparticule dans le fluide de base et de la température, cette viscosité dynamique peut être calculée à partir de la

viscosité dynamique du fluide de base et la fraction volumique du nano-fluide, et donnée par la relation de Brinkman comme suite :

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1 - \varphi)^{2.5}} \quad (\text{II. 3})$$

➤ **Masse volumique (ρ_{nf})**

La détermination de la masse volumique d'un nano-fluide parfaitement homogène (bonne dispersion des nanoparticules dans le fluide) en fonction de la fraction volumique φ à une température T donnée, se fait à partir de la définition de la masse volumique d'un mélange. Dans le cas d'un mélange la masse volumique est donnée par la relation suivante : [22].

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi)\rho_f + \varphi\rho_s \quad (\text{II. 4})$$

➤ **Conductivité thermique**

La conductivité thermique, notée k (W/m.K), est la capacité d'un matériau de conduire ou de transmettre de la chaleur. C'est une propriété très importante pour l'amélioration des performances thermiques d'un fluide caloporteur. Maxwell a présenté son modèle analytique pour calculer la conductivité thermique d'un nano-fluide en fonction de la fraction volumique de nano-fluide comme suite :

$$\frac{k_{nf}}{k_f} = \frac{k_s + 2k_f + 2(k_s - k_f)\varphi}{k_s + 2k_f - (k_s - k_f)\varphi} \quad (\text{II. 5})$$

Où k_{nf}, k, k_f désignent respectivement les conductivités thermiques du nano-fluide, du fluide de base et des particules solides alors que φ représente la concentration volumique des nanoparticules.

➤ **Chaleur spécifique**

La chaleur spécifique est la capacité calorifique par unité de masse d'une substance ou d'un système homogène. Elle correspond à l'apport de chaleur nécessaire pour élever la température de l'unité de substance de 1 Kelvin, lors de la transformation considérée.

La chaleur spécifique d'un nano-fluide est donnée, en fonction de la fraction volumique par la formule suivante :

$$(\rho C_p)_{nf} = (1 - \varphi)(C_p)_f + \varphi(C_p)_s \quad (\text{II. 6})$$

➤ **Coefficient d'expansion thermique**

La variation de masse volumique sous l'action de la température est caractérisée par le coefficient d'expansion thermique appelé également coefficient de dilatation isobare.

Pour le calcul de la valeur de ce coefficient dans le cas des nano-fluides, suite aux premiers travaux sur les nano-fluides et par analogie avec la relation qui détermine la masse volumique de très nombreux auteurs ont utilisé l'expression suivante :

$$(\beta)_{nf} = (1 - \varphi)(\beta)_f = \varphi(\beta)_s \quad (\text{II. 7})$$

➤ La diffusivité thermique de nano-fluide est de :

$$\alpha_{nf} = \frac{\lambda_{nf}}{(\rho C_p)_{nf}} \quad (\text{II.8})$$

II.5. La formulation mathématique

Le système d'équation régissant le phénomène de la convection mixte à travers la configuration géométrique est basé sur les équations du bilan de la masse, de la quantité de mouvement (Navier-Stokes) et de l'énergie. En se basant sur les hypothèses de simplificatrices posées précédemment, l'expression mathématique des équations gouvernantes régissant le phénomène de la convection mixte, s'écrit sous, forme dimensionnelle, comme suit :

II.5.1. Equation de continuité

L'équation de continuité est traduite par la loi de conservation de masse, qui est donnée, en coordonnées cartésiennes, comme suit :

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

Ou : u et v représentent les composantes longitudinale et transversale de la vitesse.

II.5.2. Equation de la quantité de mouvement

L'expression mathématique des équations de conservation de la quantité de mouvement en coordonnées cartésiennes s'écrit sous la forme :

✓ Equation de quantité de mouvement suivant x :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_{nf}} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf}} \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right] \quad (\text{II. 10})$$

✓ Equation de quantité de mouvement suivant y :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{1}{\rho_{nf}} \left[-\frac{\partial p}{\partial y} + \mu_{nf} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \right] + [(\rho\beta)_{nf}(T - T_0)]g \quad (\text{II. 11})$$

II.5.3. Equation d'énergie

L'équation d'énergie est obtenue par l'application de premier principe de la thermodynamique, elle s'écrit sous la forme suivante :

$$\rho c \left[u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right] = k \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] \quad (\text{II. 12})$$

Où bien :

$$u \frac{\partial T}{\partial X} + v \frac{\partial T}{\partial Y} = \alpha_{nf} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II. 13})$$

$$\text{Avec :} \quad \alpha_{nf} = \frac{\lambda_{nf}}{(\rho C_p)_{nf}} \quad (\text{II. 14})$$

➤ Conditions aux limites associées

Afin de préciser nos solutions lors de l'intégration des équations aux dérivées partielles de notre système, nous avons dû introduire des conditions aux limites, dont le nombre requis dépend à la fois du nombre des équations et de l'ordre de dérivation des variables dans ses mêmes équations.

Conditions aux limites sous forme dimensionnelle :

condition	U	V	T
Paroi haut	u_0	0	T_f
Paroi basse	0	0	T_c
Parois verticales	0	0	$\frac{\partial T}{\partial n} = 0$

Tableau II.4 - conditions aux limites dimensionnelles

II. 6. Approximations de Boussinesq

Boussinesq propose une simplification de ces équations de façon à ne conserver que les ingrédients nécessaires et suffisants à la convection thermique. Les hypothèses de Boussinesq consistent à supposer que les différentes propriétés thermodynamiques et de transport du fluide sont indépendantes de la pression. Elles supposent aussi que le fluide est incompressible mais il conserve bien entendu le terme de poussée d'Archimède, directement lié à la dilatation ou à la contraction thermique du fluide. Cette approximation est valable lorsque l'écart de la température entre les parois chaudes et les parois froides est inférieur à 30° ($\Delta T \leq 30$). L'hypothèse essentielle de Boussinesq est la masse volumique (ρ) est constante sauf dans le terme de poussée d'Archimède, [22].

L'approximation de Boussinesq est adoptée pour la masse volumique qui est considérée comme constante (égale à sa valeur de référence) dans tous les termes des équations de transfert sauf dans le terme gravitationnel où elle est traitée comme variable en fonction de la température et s'exprime comme suit :

$$(\rho - \rho_0)g = -\rho_0\beta(T - T_0) \quad \rho = \rho_0[1 - \beta(T - T_0)] \quad (\text{II. 15})$$

Où ρ_0 est la masse volumique de référence et β est le coefficient d'expansion thermique à pression constante.

II.7. Forme adimensionnelle des équations

La formulation adimensionnelle des équations gouvernantes permet de faire apparaître des groupements adimensionnels qui sont, dans la plupart des cas, des nombres adimensionnels connus (Nombre de Reynolds, Nusselt, Prandtl...etc.). Ces nombres permettent de mieux examiner l'effet des grandeurs thermo physiques qu'ils représentent.

Un autre avantage de cette formulation est que le problème étudié est indépendant du système de mesure, et de ce fait, les résultats obtenus pourront être généralisés. Cette mise sous adimensionnelle des équations aux dérivées partielles nécessite un choix particulier des grandeurs en procédant à un changement de variables judicieux. L'expression mathématique de ces changements de variables s'écrit comme suit :

$$X = \frac{x}{H} ; Y = \frac{y}{H} ; \theta = \frac{T-T_0}{T_c-T_0} ; U = \frac{u}{U_0} ; V = \frac{v}{U_0} ; P = \frac{p}{\rho_{nf} U_0^2} ; l = \frac{L}{H}$$

En portant les changements de variables ci-dessus dans les équations gouvernantes précédentes, on obtient :

II.7.1. Équation de continuité

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (\text{II. 16})$$

II.7.2. Équation de quantité de mouvement :

✓ Équation de quantité du mouvement suivant l'axe x

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Re} \frac{\mu_{eff}}{v_f \rho_{nf}} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II. 17})$$

✓ Équation de quantité du mouvement suivant l'axe y

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{Re} \frac{\mu_{eff}}{v_f \rho_{nf}} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + \frac{(\rho\beta)_{nff}}{\rho_{nf} \beta_f} \frac{Gr}{Re^2} \theta \quad (\text{II. 18})$$

II. 7. 3. Equation de l'énergie

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = - \frac{\alpha_{nf}}{\alpha_f} \frac{1}{RePr} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II. 19})$$

II.8. Nombres adimensionnels

La mise sous forme adimensionnée des équations de conservation fait apparaître plusieurs groupements adimensionnels. Le nombre de Prandtl, le nombre de Reynolds, le nombre de Richardson, le nombre de Grashof et le nombre de Nusselt.

- **Nombre de Reynolds**

Il caractérise le régime de l'écoulement (laminaire, transitoire, turbulent), plus il est grand, plus l'écoulement tend à être turbulent (dans ce cas l'écoulement est dominé par les effets de la viscosité). Au contraire, un faible nombre de Reynolds correspond à un écoulement laminaire ou il est dominé par les forces d'inertie. Il est le rapport entre les forces d'inertie et les forces de frottement. Il est défini comme :

$$Re = \frac{V \cdot H}{\nu} \quad (\text{II. 20})$$

Avec :

V : vitesse caractéristique du fluide

Le nombre de Reynolds permet de déterminer les différents régimes d'écoulement du fluide en mouvement (laminaire, transitoire ou turbulent).

- **Nombre de Nusselt**

Le nombre de Nusselt est proportionnel au rapport entre le transfert thermique total et le transfert par conduction. Est donnée comme suit :

$$Nu = \frac{h L_C}{k} \quad (\text{II. 21})$$

. Où h est le coefficient de transfert de chaleur (par convection), k est une conductivité thermique moyenne du fluide, L_C et la longueur caractéristique.

- **Nombre de Richardson**

Ce nombre est en fait le rapport entre l'énergie potentielle gravitationnelle (énergie potentielle des forces de poussée) d'une parcelle du fluide et son énergie cinétique. On le définit de la manière suivante :

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (\text{II. 22})$$

- ✓ Pour $Ri \gg 1 (Gr \gg Re^2)$: c'est la convection naturelle qui domine.
- ✓ Pour $Ri \ll 1 (Gr \ll Re^2)$: c'est la convection forcée qui domine.
- ✓ Pour $Ri = 1 (Gr = Re^2)$, on est dans le domaine de la convection mixte.

• Le nombre de Prandtl

C'est un nombre qui est purement lié aux caractéristiques du fluide, c'est le rapport entre la viscosité cinématique (ν) et la diffusivité thermique (α).

$$Pr = \frac{\nu_f}{\alpha_f} = \frac{\rho \nu C_P}{k} \quad (\text{II. 23})$$

• Le nombre de Grashof

C'est le rapport entre la force de gravité causant le mouvement du fluide et la force de viscosité.

$$Gr = \frac{g \beta_f H^3 \Delta T}{\nu_f^2} \quad (\text{II. 24})$$

II.9. Méthode numérique

La résolution des équations de conservation d'un phénomène physique se fait par l'utilisation d'une méthode numérique bien déterminée. Cette dernière consiste à développer les moyens de la résolution de ces équations. A cette étape, intervient le concept de la discrétisation des équations différentielles, qui a pour résultat, un système d'équations algébriques non linéaires, ces équations décrivent les propriétés discrètes du fluide dans chaque nœud du domaine étudié.

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

- La méthode des éléments finis.
- La méthode des différences finies.
- La méthode des volumes finis.

Dans la présente étude, nous utilisons la méthode des volumes finis. Le schéma de discrétisation employé et de type polynomial ainsi que le couplage vitesse-pression est calculé selon l'algorithme simple, un algorithme développé par Patankar ; [27] (1980) dit Algorithme SIMPLER.

La résolution d'un problème précédemment cité, par la méthode des volumes finis, passe par les étapes suivantes :

- Maillage du domaine physique du calcul (distribution des volumes de contrôle) ;
- Discrétisation des différentes équations régissant le phénomène considéré ;
- Choix d'un algorithme de résolution des systèmes d'équations obtenues après discrétisation.

II.10. Procédure numérique :

Pour résoudre numériquement un problème basé sur les équations de Navier-Stokes plusieurs possibilités existent. Dans notre étude de transfert de chaleur la possibilité c'est que nous avons utilisé un code de calcul CFD qui emploie la méthode des volumes finis comme procédés de discrétisation,

Critère de convergence

Un processus est appelé itératif quand il aura atteint la convergence, c'est-à-dire tout proche de la solution stable des systèmes d'équations en un nombre optimal d'itérations, lorsque les itérations ultérieures ne produisent aucun changement significatif dans les valeurs des variables dépendantes (vitesses et température). Pratiquement, on exprime cette convergence par un test d'arrêt du processus itératif appelé aussi (critère de convergence) qui dépend de la nature du problème et des objectifs du calcul.

II.11. Conclusion

Nous avons présenté de ce chapitre la géométrie de problème, Les équations dimensionnelles gouvernantes régissant le problème avec les conditions aux limites appropriées et une mise sous forme adimensionnelle. Ces équations ont été présentée permettant ainsi de dégager quelques groupements adimensionnels, nombre de Prandtl, nombre de Grashof, nombre de Rayleigh et le nombre de Nusselt qui représentant ainsi les paramètres de contrôle de la présente étude, Le chapitre qui suit sera consacré à la représentation de la méthode numérique utilisée pour modéliser le problème, et à l'interprétation des différents résultats de simulation dans le cas de la convection mixte dans une cavité care entraînée.

Résultats et discussions

III.1. Introduction

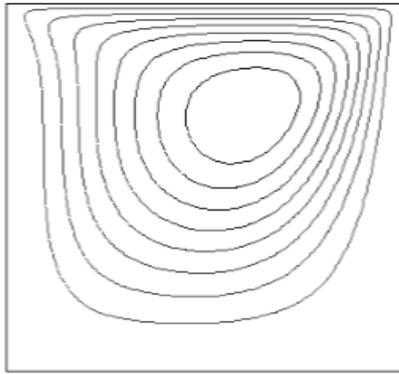
Nous allons présenter, le long de ce chapitre, les principaux résultats découlant de l'étude numérique de la convection mixte dans une cavité carrée remplie avec un Nano-fluide, avec une paroi inférieure muni d'une source de chaleur, tandis que la paroi supérieure est mobile et soumise à une température froide. Les parois verticales sont supposées adiabatiques. Une étude de la sensibilité au maillage et une comparaison et une validation des résultats avec la littérature seront abordées. L'objectif principal consiste à étudier l'effet des paramètres de contrôle tels que le nombre de Reynolds, le nombre de Grashof et la fraction volumique sur les champs dynamique et thermique de l'écoulement et de l'amélioration du transfert de chaleur. Les principaux résultats sont présentés en termes de lignes de courant, d'isothermes et des profils de vitesse et température.

III.2. Validation de code de calcul

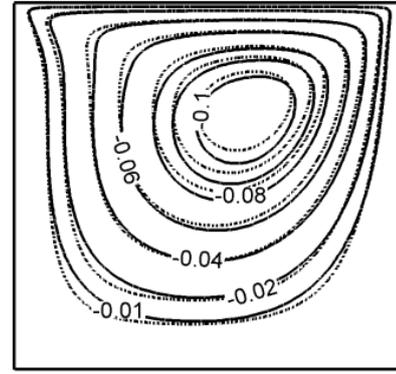
Afin de donner plus de fiabilité à notre travail, il est nécessaire de procéder à une validation de code de calcul, cela en comparant les résultats ainsi obtenus à ceux d'une étude antérieure.

Pour cela on a opté pour une étude qui a été faite par Mohamed Nassim Hasan et al [24], qui ont étudié la convection mixte dans une cavité carrée bidimensionnelle, Les deux parois verticales sont froides, la paroi supérieure isolée mobile et la paroi inférieure maintenue à une température chaude, remplie avec un nano-fluide à base d'eau contenant des nanoparticules de cuivre (Cu). Pour un nombre de Reynolds $Re = 100$, et différentes valeurs de Richardson les résultats de la comparaison sont présentés par les figures ci-dessous.

- Lignes de courant

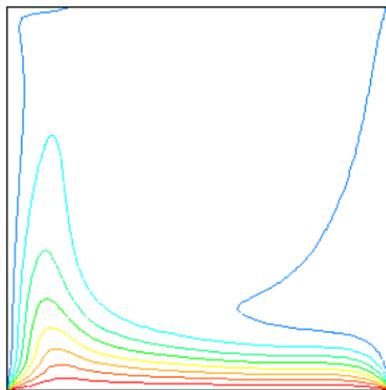


(a)

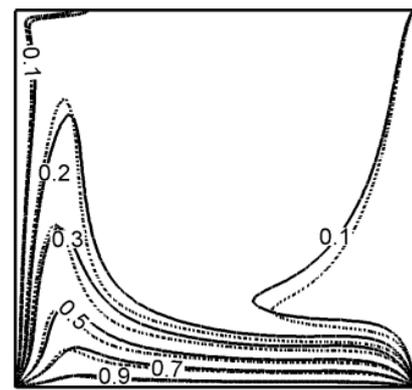


(b)

- Lignes des isothermes



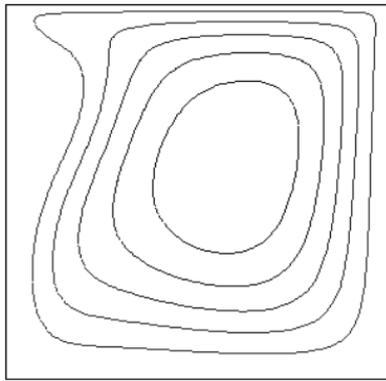
(a)



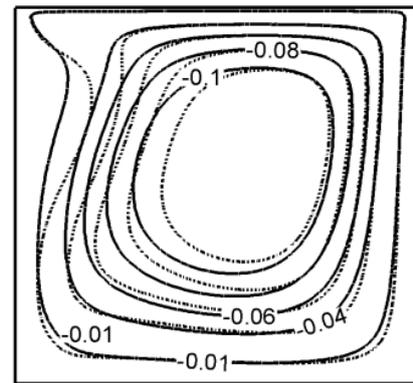
(b)

Fig. III. 1- Structure des lignes de courant et d'isotherme pour $Re = 100$ et $Ri = 1$.
 (b) Résultats expérimentaux de Mohamed Nassim Hasan et al. [24] (a) Présente étude

- Lignes de courant

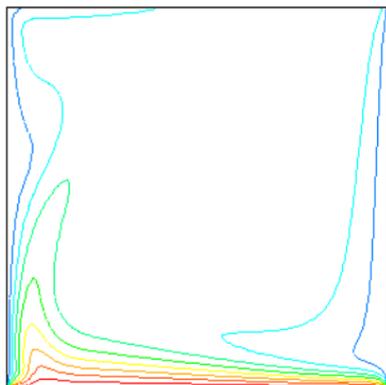


(a)

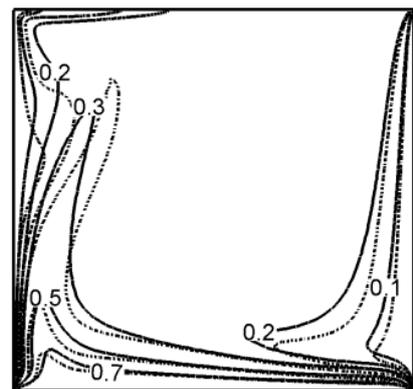


(b)

- Lignes des isothermes



(a)



(b)

Fig. III. 2 - Structure des lignes de courant et d'isotherme pour $Re = 100$ et $Ri = 10$.

(b) Résultats expérimentaux de Mohamed Nassim Hasan et al. [24] (a) Présente étude

L'analyse des contours de la fonction de courant et des isothermes obtenus à travers les différentes simulations réalisées à l'aide du code de calcul « Fluent » montrent une bonne concordance et qualitative avec ceux obtenus par Mohamed Nassim Hasan et al [24].

III.3. Validation du maillage

L'influence du maillage sur la solution numérique a été examinée avant de passer aux calculs de notre étude. Nous avons considéré le cas de la convection mixte, dont le nombre de Reynolds a été pris égal à 100, et le nombre de Grashof égal à 10^4 , la fraction volumique des nanoparticules (Cu) est $\phi = 0.03$.

Afin de procéder à cet examen, nous avons pris en compte neuf différents maillages 20x20, 40x40, 60x60, 80x80, 100x100, 120x120, 140x140 nœuds.

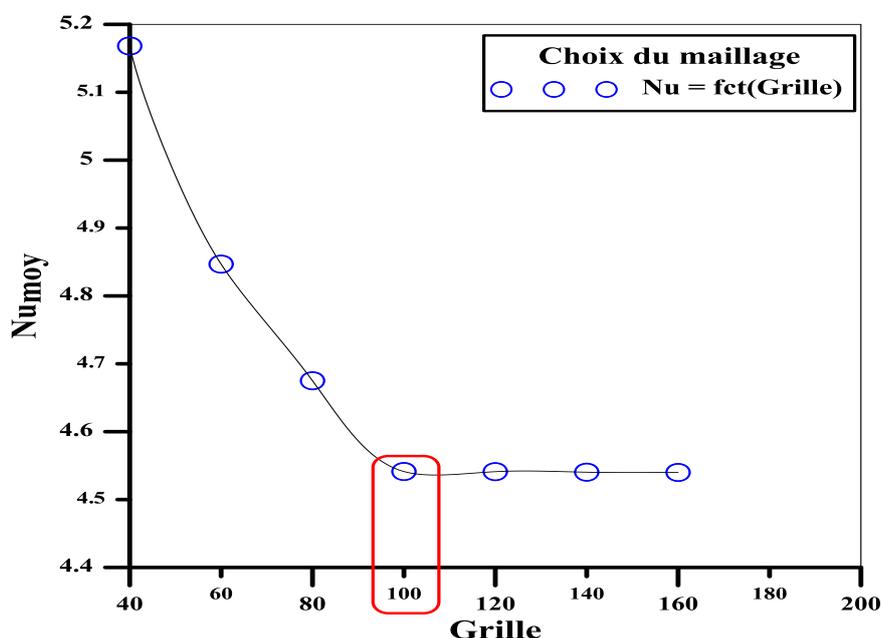


Fig. III. 3 - Étude de l'indépendance du maillage pour un nano-fluide (Cu-eau), avec $\phi=0.03$, $Gr = 10^4$ et $Re = 100$.

Les résultats de l'effet du maillage sur le nombre de Nusselt moyen sont présentés dans la (Fig.III.1). On constate que la variation du nombre de Nusselt moyen reste presque constante à compter du maillage 100x100 nœuds. Par conséquent, pour des raisons de compromis, de précision et de temps de calcul, le maillage 100x100 nœuds sera adopté pour tous nos calculs.

III.4. Résultats et discussion

III.4.1. Influence du nombre de Grashof

Afin d'étudier l'influence de Grashof sur l'écoulement et le transfert thermique, une analyse bidimensionnelle a été appliquée sur le comportement d'un nano-fluide dans une cavité carrée, la paroi supérieure de la cavité est mobile froide T_f , tandis que la paroi inférieure est chaude T_c , et avec deux parois verticales adiabatiques pour diverses valeurs du Grashof ($Gr=10^3, 10^4, 10^5, 10^6$) avec $Re = 100$ et $\varphi = 0.03$.

Les (fig.III.4 et III.5) représentent le comportement hydrodynamique (lignes de courant) et le comportement thermique (ligne des isothermes) du nano-fluide (Eau-Cu) pour différents nombres du Grashof.

À $Gr = 10^3$, les lignes de courant forment une zone de recirculation au sein de la cavité qui tourne elliptiquement dans le sens des aiguilles d'une montre localisée en haut de la cavité légèrement déportée sur la droite, étant donné le mouvement de translation de la paroi horizontale supérieure qui est froide, l'intensité des vitesses croît au fur et à mesure qu'on s'approche des parois.

D'autre part le transfert thermique se fait de la paroi inférieure chaude vers les molécules du fluide adjacent, par conduction, puis se propage par la suite dans la cavité par faible nombre de Grashof. Il en résulte des lignes isothermes groupées adjacentes à la surface inférieure chaude.

À $Gr = 10^4$ on remarque un petit élargissement de la zone de recirculation en bas de côté gauche de la cavité, et l'apparition d'une petite autre zone de recirculation juste en bas à droite. En augmentant davantage le nombre de Grashof jusqu'à $Gr = 10^5$ et $Gr = 10^6$ le champ d'écoulement donné par ces lignes de courant qui englobe toute la surface de la cavité devient plus fort. Et une apparition de deux nouvelles zones de recirculation due au mouvement du nano-fluide, et pour les lignes des isothermes sont plus groupées adjacentes à la paroi inférieure en comparaison au cas précédent. Il est évident que lorsque le nombre de Grashof augmente, l'épaisseur de la couche limite thermique prise de la paroi inférieure chaude diminue en raison du fort mouvement de fluide. Le phénomène de conduction et de convection à la paroi inférieure chaude occupe plus d'espace lorsque le nombre de Grashof augmente.

Et on constate que lorsque la valeur de Grashof augmente, l'effet de flottabilité et d'inertie augmentent tous les deux, ce qui se traduit par un transfert de chaleur par convection qui domine le transfert de chaleur par conduction.

a) Champs d'écoulement

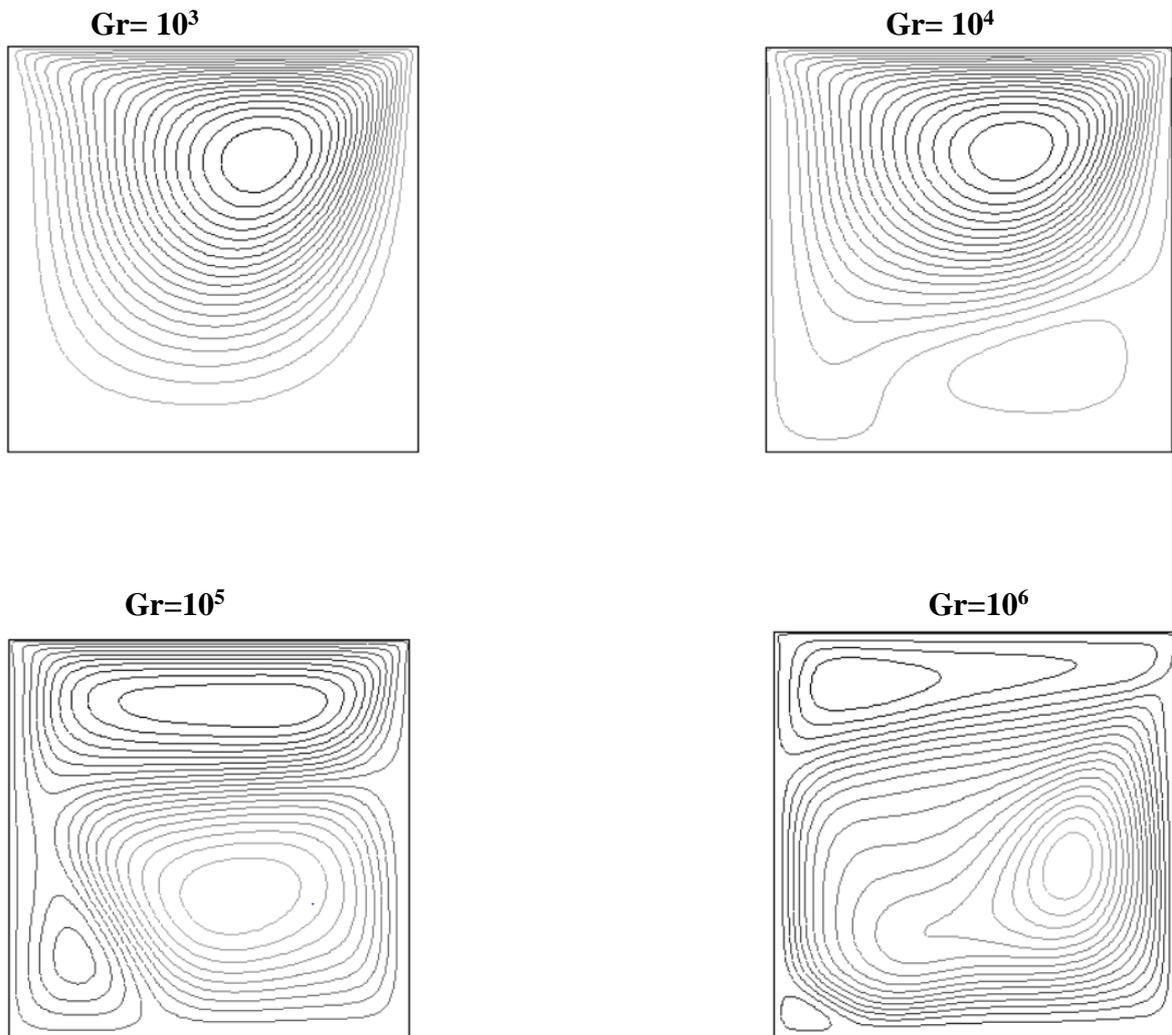


Fig. III. 4 - Les lignes de courants pour différents nombres de Grashof à un $Re=100$ et $\phi=0.03$

a) Champs thermique

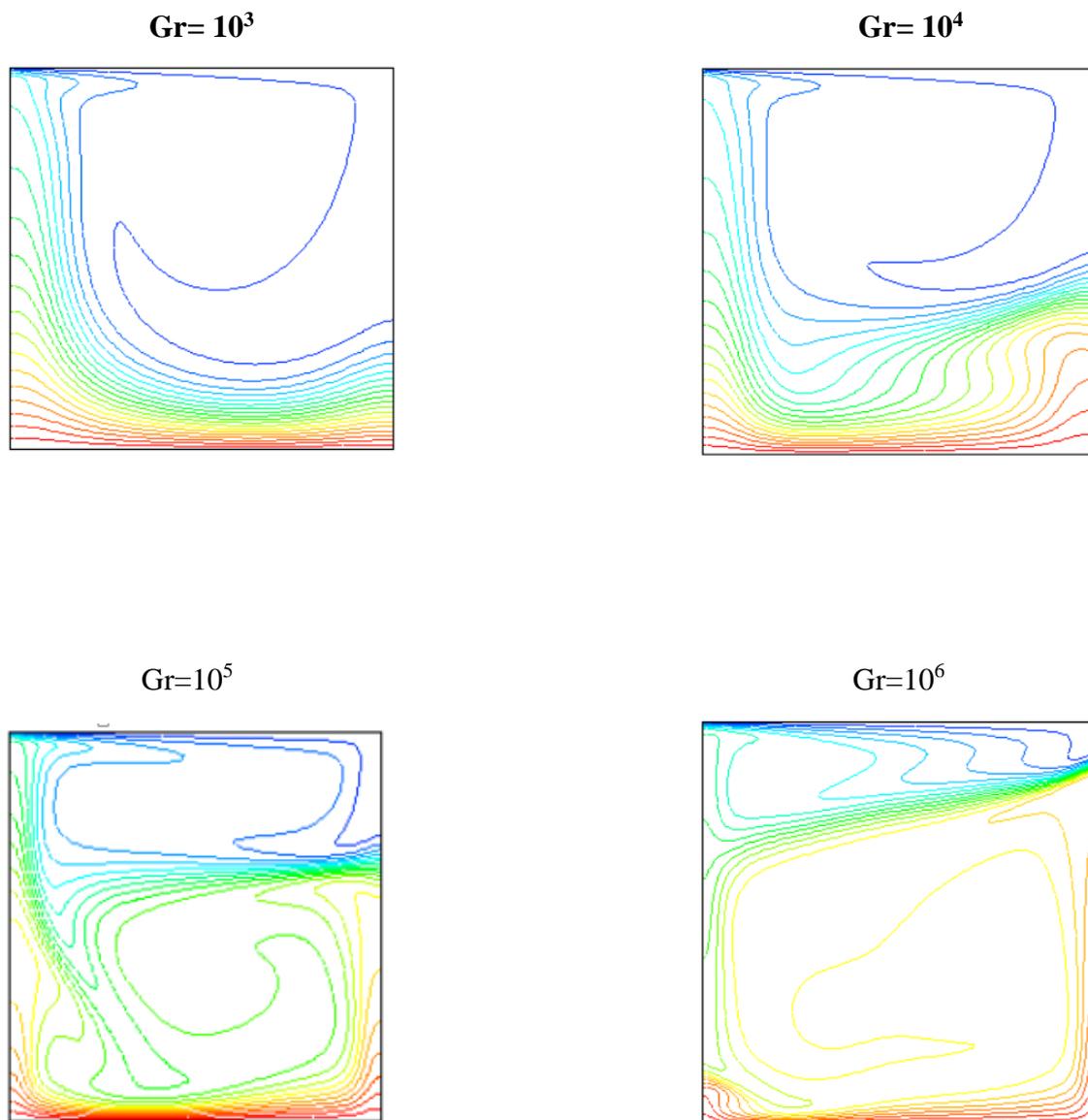


Fig. III. 17 - Les lignes d'isothermes pour différents nombres de Grashof à un $Re=100$ et $\varphi=0.03$.

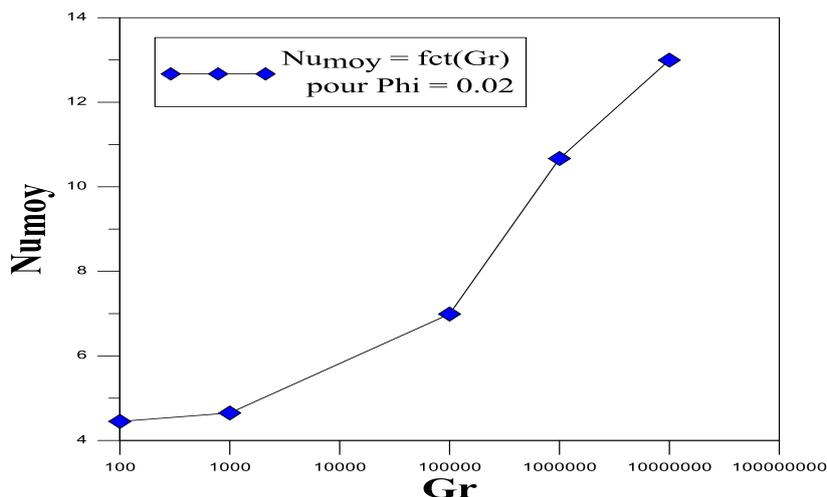


Fig. III. 18 - Variation du Nusselt moyen en fonction du nombre de Grashof, $\phi = 0.02$.

La variation de nombre de Grashof un impact sur le transfert thermique dans les cavités comme il a illustrée sur la (Fig. III. 6), et à travers l'évolution de nombre du Nusselt, pour une valeur de la fraction volumique choisie a $\phi = 0.02$. Nous constatons que le nombre du Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Grashof pour une fraction volumique choisie.

Les (fig.III.7 et III.8) montrent la distribution verticale des vitesses $V=f(Y)$ et de température $T=f(Y)$ à $x=0.5$ pour différents nombre de Grashof. Ceci représente que l'augmentation de nombre de Grashof provoque une diminution de la vitesse de fluide par l'augmentation de l'effet de la flottabilité, Et facilite la distribution et la propagation de la température.

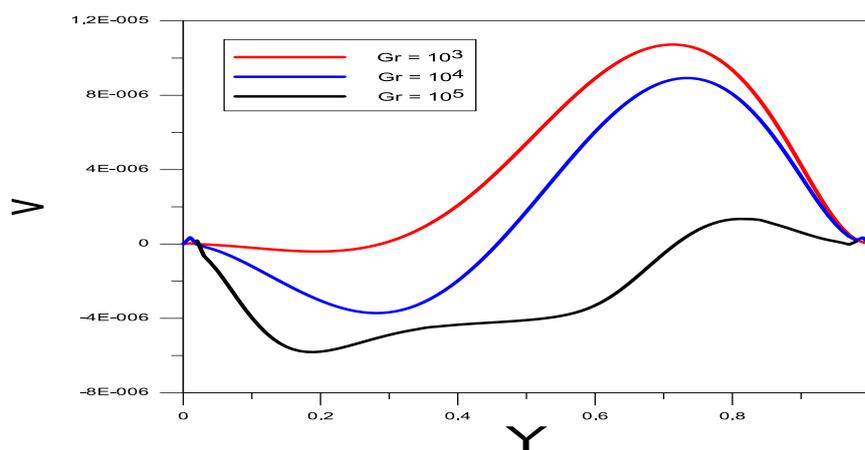


Fig. III. 19 - Profil de la vitesse $V=f(Y)$ pour différents nombres de Grashof avec $x = 0.5$, $\phi = 0.03$, $Re = 100$

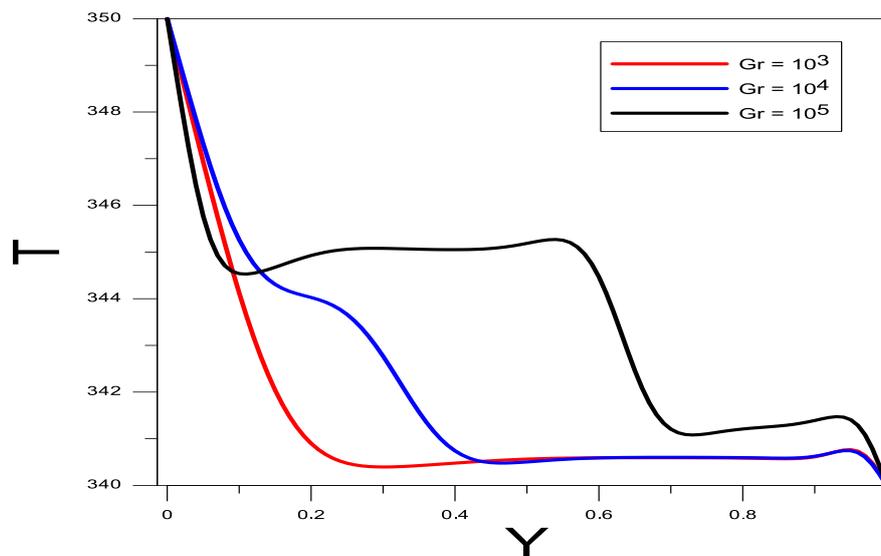


Fig. III. 20 - Profil de la température $T=f(Y)$ pour différents nombres de Grashof avec $x = 0.5$, $\varphi = 0.03$, $Re = 100$

III.4.2. Influence de la fraction volumique

Dans cette section on examine la fraction volumique sur le champ d'écoulement et la distribution des températures qui sont illustrées dans les fig.III.9 et III.10, pour divers valeurs de fraction volumique ($\varphi = 0.02, 0.03, 0.04, 0.05$) avec $Re=100$ et $Gr=10^4$.

Les fig.III.21 et III.10 montrent que l'accroissement des fractions volumique du fluide, entraîne un petit effet sur le changement de la structure de l'écoulement, mis à part un léger élargissement de la zone de circulation en bas à gauche de la paroi inférieure, au fur à mesure qu'on augmente la fraction volumique. Par contre dans les isothermes la fraction volumique entraîne une très légère déviation entre le fluide pur et le nano-fluide. On constate que la présence des nanoparticules favorise l'augmentation des températures du nano-fluide sans procurer de modification à la schématisation de la structure hydrodynamique,

a) Champs d'écoulement

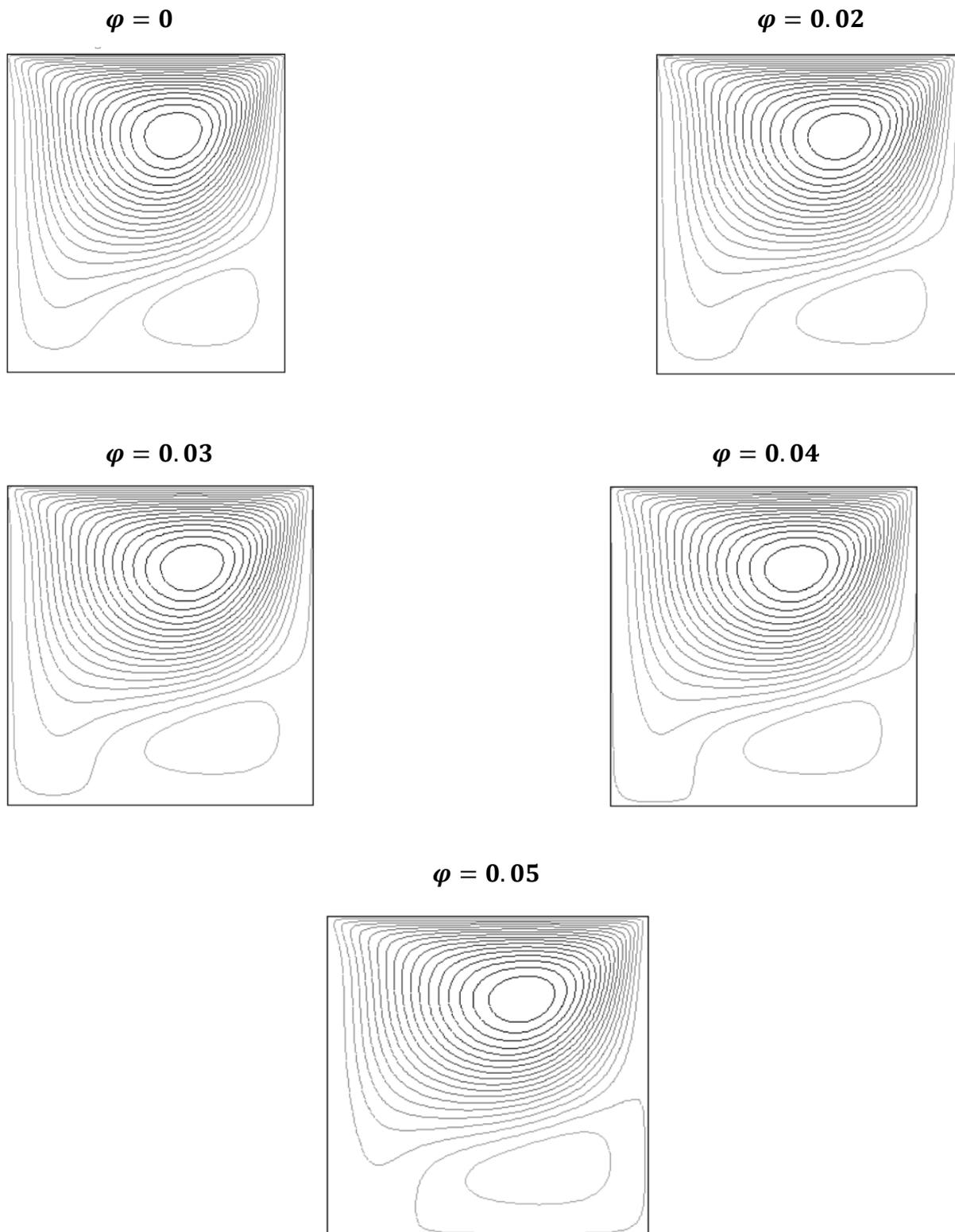


Fig. III. 22 - Les lignes de courants pour différentes fractions volumiques à $Re = 100$ et $Gr = 104$.

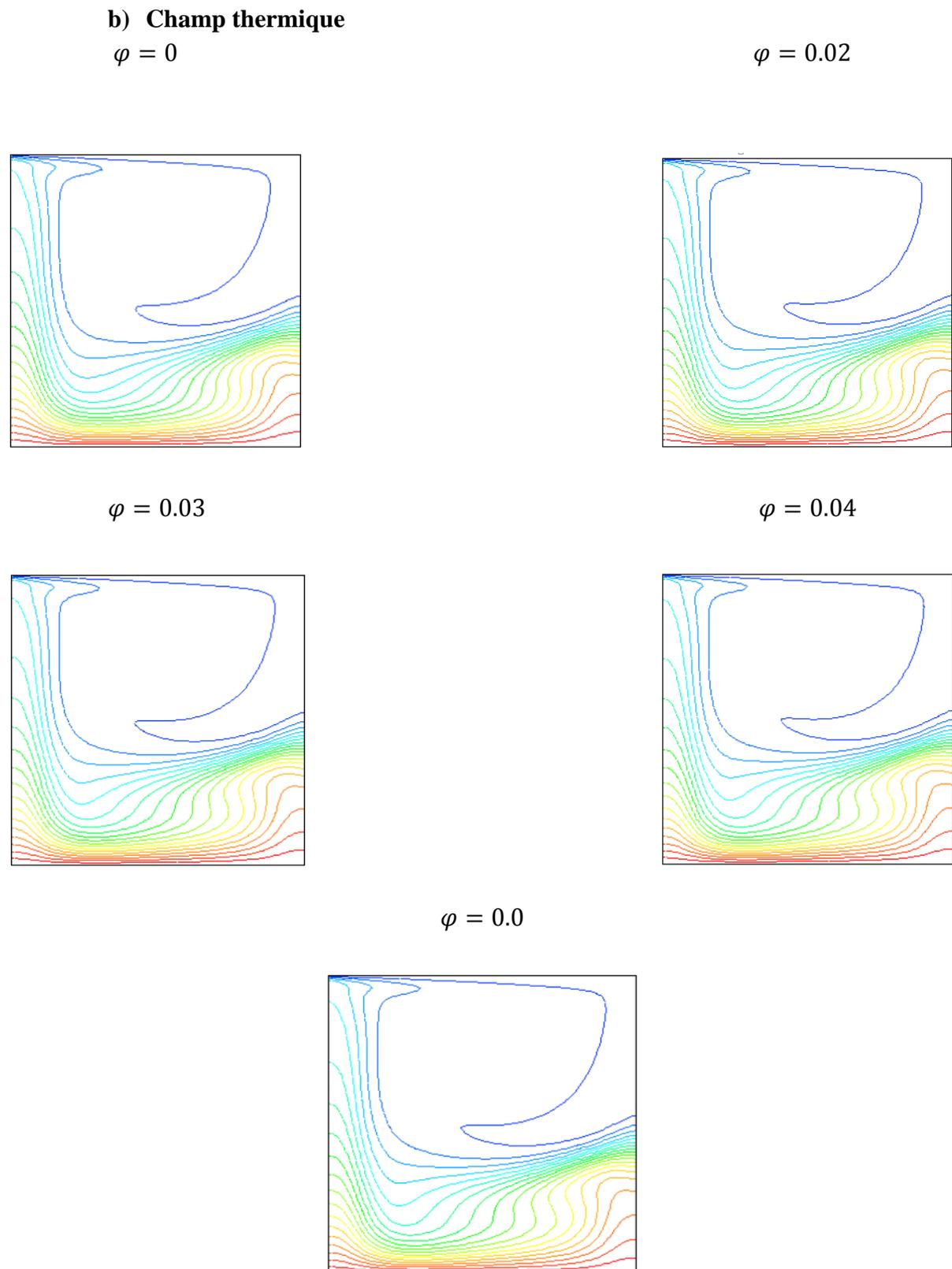


Fig. III. 23 - Les lignes d'isothermes pour différentes fractions volumiques à $Re = 100$ et $Gr = 10^4$.

Le profil de vitesse $V=f(Y)$ et de température $T=f(Y)$ pour $x=0.5$ illustrées dans les fig. III.11 et III.12, ne présentent pas une variation notable par les différentes valeurs de la fraction volumique (φ). Cela peut être expliqué par la stabilisation du champ dynamique et thermique dans la cavité.

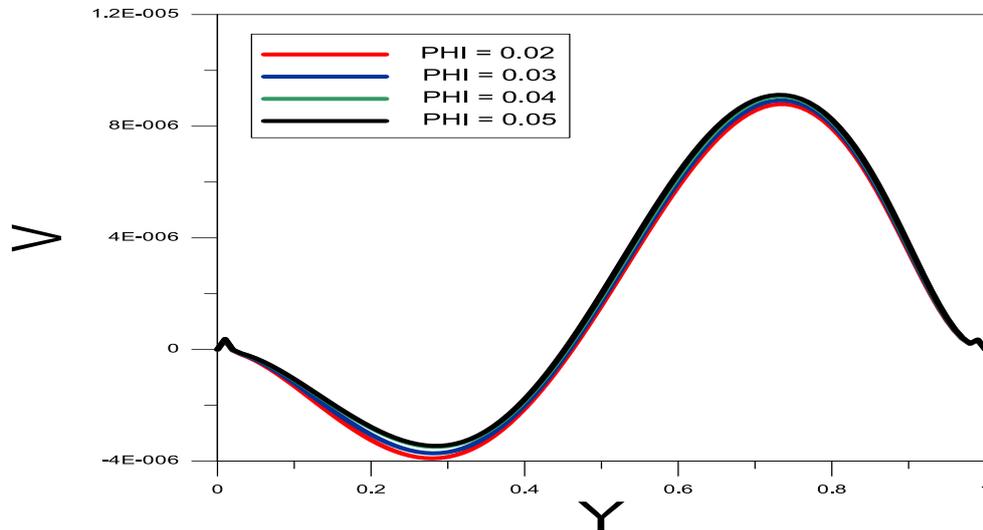


Fig. III. 24 - Profil de la vitesse $V=f(Y)$ pour différents nombres de la fraction volumique avec $x = 0.5$, $Gr = 10^4$, $Re = 100$

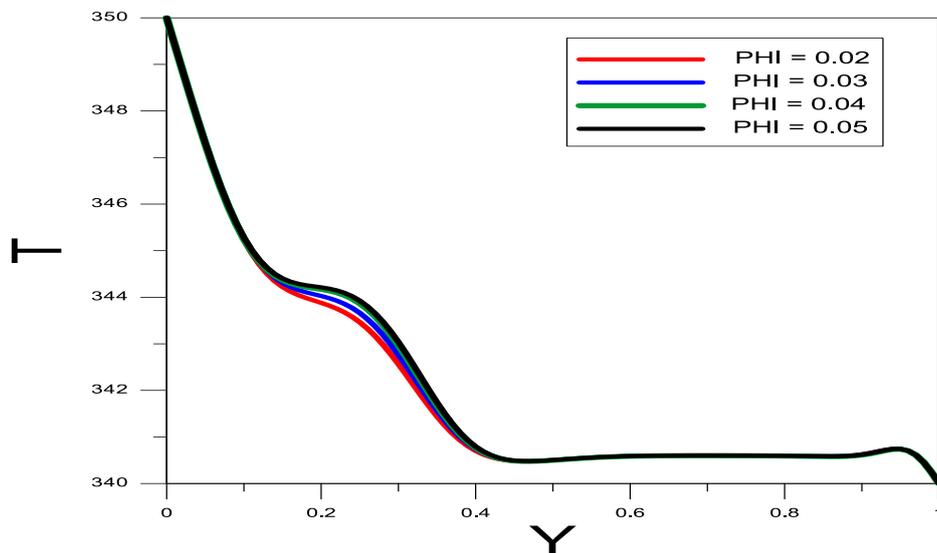


Fig. III. 25 - Profil de la température $T=f(Y)$ pour différents nombres de la fraction volumique avec $x = 0.5$, $Gr = 10^4$, $Re = 100$

III.4.3. Influence du nombre de Reynolds

Dans cette partie, nous allons étudier l'effet du nombre de Reynolds sur l'écoulement et le transfert de chaleur. Des simulations numériques ont été faites pour différentes valeurs du nombre de Reynolds ($Re = 10, 100, 300, 500$) pour un $Gr = 10^4$, $\varphi = 0.03$.

Les fig.III.13 et III.14 montrent les contours de résultats numériques obtenus pour différentes valeurs du nombre de Reynolds :

✓ $Re = 10$ et $Re = 100$

On remarque pour $Re = 10$ une grande zone de recirculation de convection dominante occupe toute la cavité, En augmentant le nombre de Reynolds à $Re = 100$. On constate que la taille de la grande zone de recirculation est réduite vers la droite de la paroi supérieure froide avec l'augmentation du facteur du mouvement de translation de cette paroi.

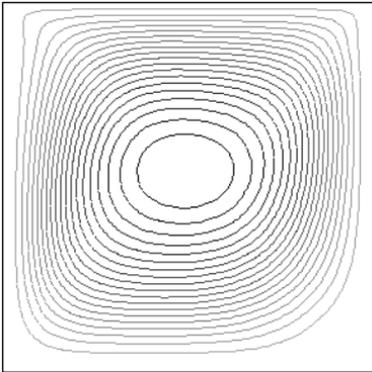
➤ $Re = 300$ et $Re = 500$

À $Re = 300$, un facteur de forme égale 1 (cavité carrée), d'après la fig.III.26 On constate que le flux de fluide est essentiellement caractérisé par une zone de recirculation de convection dominante qui occupe presque toute l'espace de la cavité, tournant dans le même sens de la paroi supérieure mobile froide, et lorsque le nombre de Reynolds augmente à $Re = 500$ conduit à une augmentation de la vitesse du mouvement de translation de la paroi horizontale supérieure procurer une légère modification à la structure hydrodynamique de cette dernière.

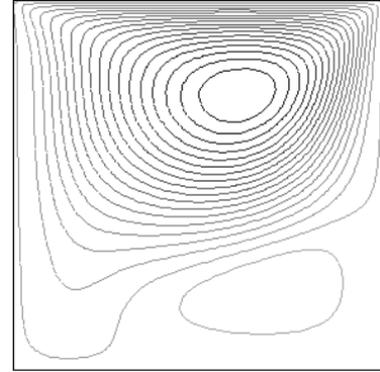
Pour les contours des isothermes représentées par la fig.III.27. À faible nombre de Reynolds ($Re = 10$) les lignes sont légèrement décalées à la verticale, le gradient de température diminue progressivement en s'éloignant de la paroi inférieure, signe d'une convection naturelle prédominante. Lorsque le nombre de Reynolds augmente nous observons une stratification de la température dans la partie inférieure de la cavité, dans ce cas la convection naturelle domine la convection forcée et la chaleur se propage de la paroi inférieure chaude vers la paroi supérieure froide de la cavité.

a) Champs d'écoulement

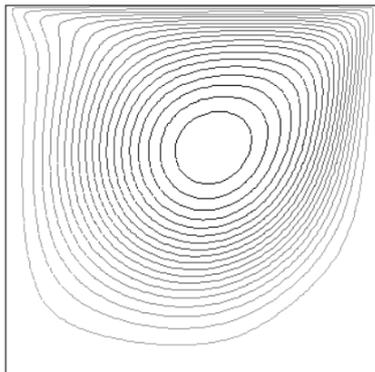
Re = 10



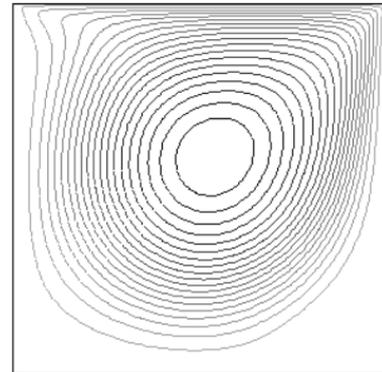
Re = 100



Re = 300



Re = 500

Fig. III. 28 – Les lignes de courants pour différents nombres de Reynolds à $Gr=10^4$, $\phi=0.03$

b) Champs thermique

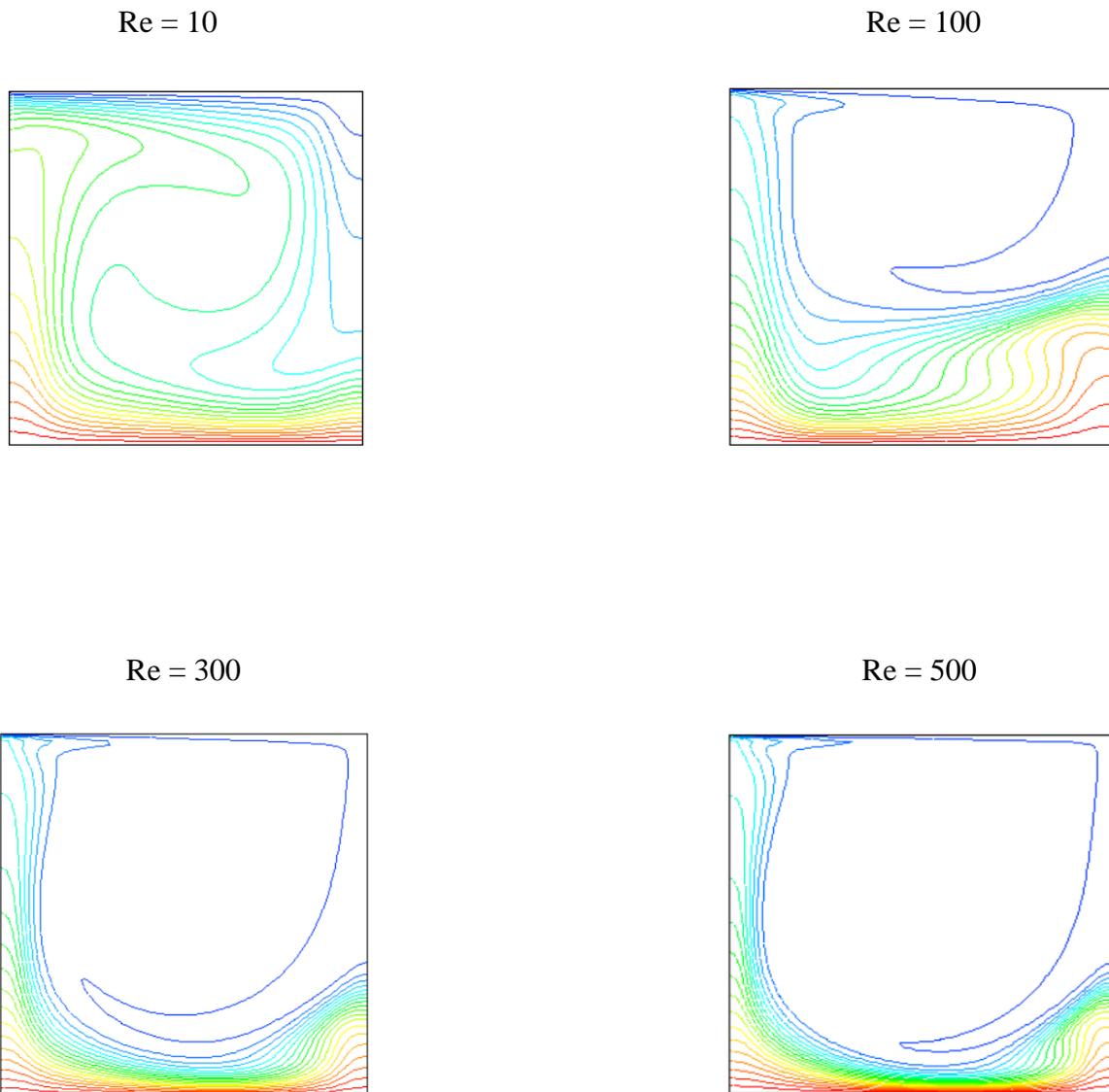


Fig.III. 29 - Les lignes d'isothermes pour différents nombres de Reynolds
à $Gr = 10^4$, $\varphi = 0.02$.

Les fig. III.15 et III. 16 représente les profils des vitesses $V=f(Y)$ Et de la température $T=(Y)$ pour différent nombre de Reynold. Ceci montre que l'accroissement de nombre de Reynold fait augmente la vitesse de fluide dû à l'augmentation de la vitesse du mouvement de translation de la paroi supérieur. Par contre cette augmentation de Reynolds diminue la distribution de la température.

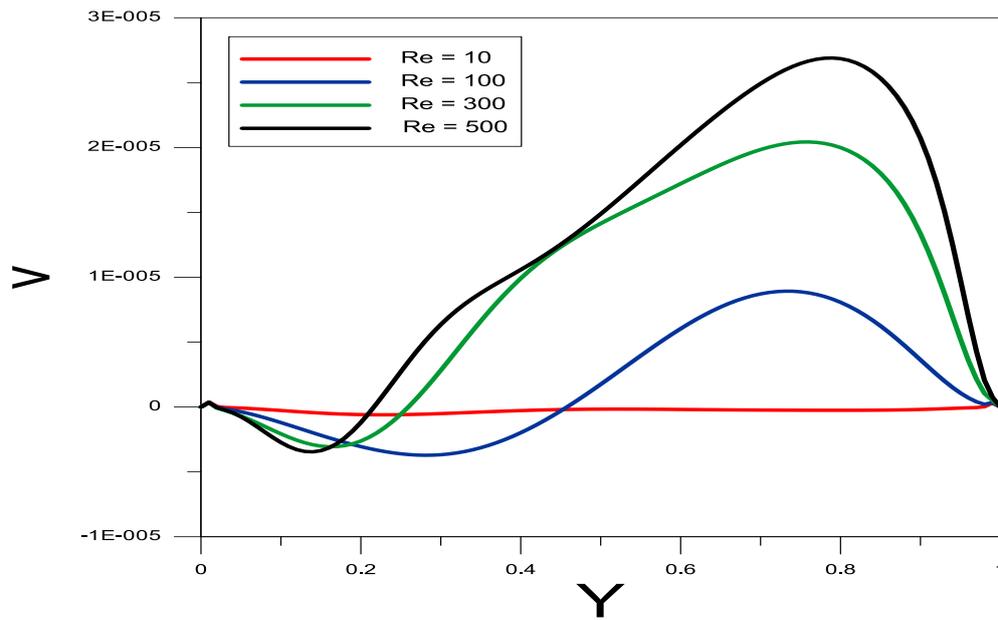


Fig. III. 30 - Profil de la vitesse $V=f(Y)$ pour différents nombres de Reynolds avec $x = 0.5$, $Gr = 10^4$, $Re = 100$

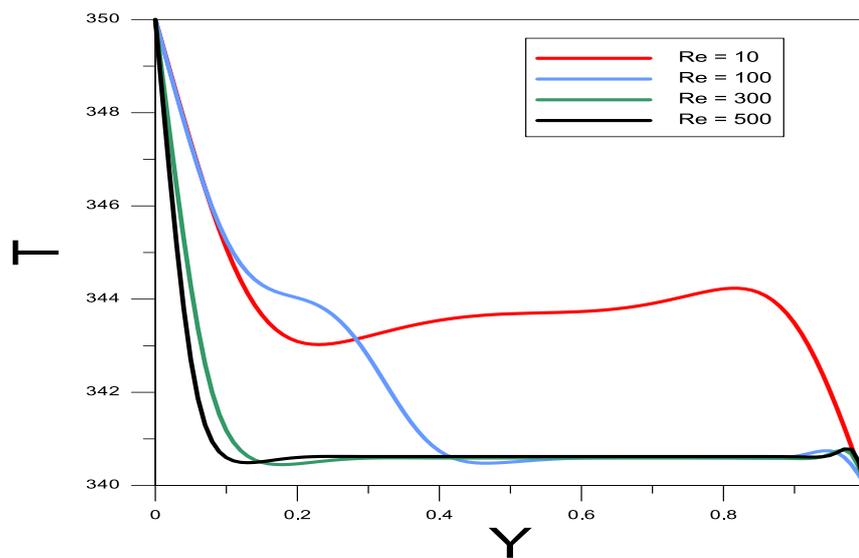


Fig. III. 31 - Profil de la température $T=f(Y)$ pour différents nombres de Reynolds avec $x = 0.5$, $Gr = 10^4$, $\phi = 0.03$

III.5. Conclusion

Dans ce chapitre on a étudié numériquement en 2D l'influence de quelques paramètres sur le comportement dynamique et thermique de l'écoulement dans une cavité carrée remplie avec un nano-fluide entraînée par un couvercle à la paroi supérieure froide, tandis que la paroi inférieure est considérée chaude. La méthode des volumes finie est utilisée pour résoudre le modèle mathématique qui a été finalement validé avec un accord des résultats satisfaisants. On a étudiée également l'effet des nombre de Reynolds et de Grashof, la fraction volumique de nano-fluide (eau + Cu), la performance thermique et la position de la paroi chaude et la paroi mobile froide. Cette analyse numérique avec c'est résultats conduite aux conclusions suivants.

- Les résultats ont montré que l'augmentation du nombre de Reynolds et de Grashof pour une fraction volumique donnée entraîne une amélioration de transfert thermique.
- Les nanoparticules suspendues dans l'eau augmentent la conductivité thermique du fluide et le transfert de chaleur devient plus efficace.

Conclusion Générale

L'étude dans ce travail porte sur le transfert de chaleur par convection mixte dans une cavité carrée bidimensionnel, remplie avec un nano-fluide (eau + Cu) incompressible en régime laminaire. La paroi supérieure de la cavité est soumise à une température froide, tandis que la paroi inférieure est considérée chaude, les parois verticales sont supposées adiabatiques.

Les équations gouvernantes basées sur l'approximation de Boussinesq ont été résolues numériquement par la méthode des volumes finis en utilisant le code de calcul CFD pour discrétiser ses équations. Après une validation de notre procédure de simulation numérique en comparant nos résultats avec ceux trouvés dans la littérature, la suite de notre étude nous a permis d'explorer l'effet du nombre de Reynolds variant entre (10, 100, 300, 500), de la fraction volumique de $\varphi = 0.02$ à 0.05 , et de différentes valeurs de Grashof sur les champs dynamiques et thermiques de l'écoulement.

D'après l'analyse des résultats obtenus par les différentes simulations indiquées :

Le résultat obtenu montre que l'augmentation des nombres de Reynolds et de Grashof conduit à une amélioration du transfert de chaleur, l'augmentation de la fraction volumique du nano-fluide favorise davantage le transfert de chaleur et l'usage du nano-fluide présente un taux de transfert de chaleur bien meilleur que celui du fluide de base (eau).

Finalement, on peut conclure que le transfert de chaleur dépend de plusieurs paramètres tels que les propriétés thermo-physiques du fluide de refroidissement, le type de la géométrie considérée. Et on espère que notre travail va être repris dans une perspective d'approfondissement et d'enrichissement, en considérant des régimes d'écoulement beaucoup plus représentatifs comme le régime turbulent.

Références Bibliographie

- [1] Dominique Marchio, Paul Reboux. Introduction aux transferts thermiques, école des mines de Paris, 2008.
- [2] Cours transfert de chaleur par conduction, université de technologie Compiègne.
- [3] Mémoire de master en génie mécanique, UNIVERSITE Abderrahmane MIRA BEJAIA 2020/2021.
- [4] M.C. Laouici et F Mechighel. Modélisation et simulation numérique de la convection mixte dans des canaux rectangulaires ou axisymétriques, Mémoire Master - Université d'Annaba (encadrant Mechighel, F). (2016).
- [5] www.fsr.ac.ma/cours/physique/bargach/Chap4.pdf, transfert de chaleur par convection.
- [6] mémoire de fin d'étude ; Convection mixte dans une cavité ouverte en forme de C avec un champ magnétique ; UNIVERSITE Abderrahmane MIRA BEJAIA 2020/2021.
- [7] Modélisation et simulation de la convection thermo-capillaire dans des cavités ; Mémoire master-UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA-2016/2017.
- [8] Mémoire de fin d'étude ; Etude numérique des échanges convectifs dans une cavité munie d'ouvertures ; Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou 2014/2015.
- [9] Sarit. K. Das, Stephen U.S. Choi, Wenhua. Yu. Nano fluids Science and Technology. WILEY 2007.
- [10] E.E. (Stathis) Michaelides. Nano fluidics: Thermodynamic and Transport Properties, Springer International Publishing Switzerland. 2014.
- [11] Stéphane FOHANNO, Guillaume POLIDORI, Catalin POPA. Nano fluides et transfert de chaleur par convection naturelle (journée thématique : SFT-Paris 2012). Université de Reims Champagne-Ardenne, France (2012).
- [12] Mouassi Ammar. Intensification des échanges de chaleur par l'utilisation des Nano-fluides. Hydrocarbure et Chimie. Université M'hamed Bougara (Boumerdes). (2012).

- [13] R. Iwatsu, J. M. Hyun, K. Kuwahara. Mixed convection in driven cavity with a stable vertical temperature gradient, *Int. J. Heat. Mass Transfer*, Vol 36, N° 6, (1993), pp.1601-1608.
- [14] T. H. Hsu, S. G. Wang, Mixed convection of micropolar fluids in a cavity, *Int. J. Heat. Mass Transfer*, Vol 43, Issue 9, (2000), pp.1563-1572.
- [15] H. F. Oztop, I. Dagtekin, Mixed convection in two-sided lid driven differentially heated square cavity, *Int. J. Heat. Mass Transfer* 47, (2004), pp.1761-1769.
- [16] Shirvan, Mamourian, Mirzakanlari, Moghiman. Investigation on effect of magnetic field on mixed convection heat transfer in a ventilated square cavity *Procedia Engineering*, 127, 1188, (2015).
- [17] K. Torrance, R. Davis, K. Eike, P. Gill, D. Gutman, A. Hsui, S. Lyons, H. Zien, Cavity flows driven by buoyancy and shear, *J. Fluid Mech*, Part 2, (1972), pp.221-231.
- [18] O. Aydin, W. J. Yang. Mixed convection in cavities with a locally heated lower wall and moving sidewalls, *Numerical Heat Transfer, Part A*, 37, (2000), pp.695-710.
- [19] T. Basak, S. Roy, P.K. Sharma, I. Pop. Analysis of mixed convection flows within a Square cavity with linearly heated sidewalls. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, (2009), pp. 2224–2242.
- [20] Sebdani et al. Effect of Nano fluid variable properties on mixed convection in a square cavity. *52 (none)*, 112–126. doi:10.1016/j.ijthermalsci.2011.09.003. (2012).
- [21] M. Kalteh, K. Javaherdeh, T. Azarbarzin. Numerical solution of Nano-fluid mixed convection heat transfer in a lid-driven square cavity with a triangular heat source, *Powder Technol.* 253 (2014) 780–788.
- [22] E.E. (Stathis) Michaelides, *Nan fluidics: Thermodynamic and Transport Properties*, Springer International Publishing Switzerland. 2014.
- [23] Lebbihi S. Refroidissement par convection naturelle d'une source de chaleur localisée au fond d'une enceinte remplie de nano-fluide (2015).

[24] Mohamed Nasim Hasan et al. « Mixed Convection Heat Transfer inside a Square Cavity Filled with Cu-water Nano-fluid ». International Conference on Thermal Engineering (ICTE 2014).

Résumé

Une étude numérique de la convection mixte laminaire stationnaire d'un nano-fluide dans une cavité de forme carrée, contenant une paroi supérieure froide mobile et une paroi inférieure chaude, accompagné de deux parois verticales adiabatiques. La méthode des volumes finie a été utilisée pour discrétiser les équations du modèle mathématique. Les résultats sont analysés au champ thermique et dynamique, ainsi que l'influence des nombres adimensionnels (Reynolds et Grashof) sur le transfert de chaleur et l'addition de nanoparticule (Cu) dans l'eau permet d'améliorer la performance de transfert de chaleur.

Mots clés : transfert de chaleur, convection mixte, nano-fluide (eau-Cu), cavité carrée, paroi mobile, méthode des volumes finis

Abstract

A numerical study of stationary laminar mixed convection of a Nano-fluid in a square-shaped cavity, containing a mobile cold upper wall, accompanied by two adiabatic vertical walls, the finite volume method was used to discretize the equations of the thermal and dynamic field. As well as the influence of the dimensionless numbers (Reynolds and Grashof) on the heat transfer and the addition of nanoparticles (Cu) in the water makes it possible to improve heat transfer performance.

Keywords: heat transfer, mixed convection, Nano-fluids (water-Cu), square cavity, mobile wall, finite volume method.

Résumé

Une étude numérique de la convection mixte laminaire stationnaire d'un nano-fluide dans une cavité de forme carrée, contenant une paroi supérieure froide mobile et une paroi inférieure chaude, accompagné de deux parois verticales adiabatiques. La méthode des volumes finie a été utilisée pour discrétiser les équations du modèle mathématique. Les résultats sont analysés au champ thermique et dynamique, ainsi que l'influence des nombres adimensionnels (Reynolds et Grashof) sur le transfert de chaleur et l'addition de nanoparticule (Cu) dans l'eau permet d'améliorer la performance de transfert de chaleur.

Mots clés : transfert de chaleur, convection mixte, nano-fluide (eau-Cu), cavité carrée, paroi mobile, méthode des volumes finis

Abstract

A numerical study of stationary laminar mixed convection of a Nano-fluid in a square-shaped cavity containing a mobile cold upper wall, accompanied by two adiabatic vertical walls. the finite volume method was used to discretize the equations of the thermal and dynamic field, as well as the influence of the dimensionless numbers (Reynolds and Grashof) on the heat transfer and the addition of nanoparticles (Cu) in the water makes it possible to improve heat transfer performance.

Keywords: heat transfer, mixed convection, Nano-fluids (water-Cu), square cavity, mobile wall, finite volume method.
