

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA

FACULTÉ DE TECHNOLOGIE

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

MEMOIRE

PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE

MASTER

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPÉCIALITÉ : ÉNERGÉTIQUE

PAR :

SOUICI NABIL

KSOURI LEILA

Thème

Etude numérique de la convection naturelle dans une enceinte partiellement chauffée et remplie de deux fluides non miscibles (air/nanofluide)

Soutenu le 01/07/2019 devant le jury composé de :

Mr.BENSLIMANE. A

Président

Mr.SAHI. A

Rapporteur

Mr.MENDIL .F

Examineur

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2018-2019

Remerciements

Au premier lieu, nous louons dieu tout puissant de nous avoir donné le courage d'achever ce travail.

*Nous exprimons toutes nos profondes reconnaissances à notre encadreur **M^r SAHIA**, qui nous a suivi et conseillé durant l'étude du projet.*

Nous adressons aussi nos remerciements les plus sincères aux membres de jury d'avoir accepté de juger notre travail.

Nos remerciements s'adressent à tous les enseignants qui ont contribué à notre réussite dans nos études, depuis notre première année scolaire jusqu'à la dernière année universitaire.

Nous tenons à remercier particulièrement nos familles qui nous ont encouragé et soutenu durant notre parcours d'études. Amis, proches, tous ceux qui nous ont attribué leur aide de près ou de loin à la réalisation de ce mémoire de fin d'études trouvent ici l'expression de notre profonde gratitude.

*Chaleureusement je
dédie ce
travail ...*



Je dédie ce modeste travail en principe aux personnes les plus importantes de ma vie; mon père et ma mère qui ont été présents pour moi pendant tout mon cursus et ma vie, mais surtout qui ont toujours su trouver les mots qui m'encourageaient et qui me poussaient à aller de l'avant.

Pour tous les instants passés, les fous-rires et le désespoir, la colère et la joie qui ont accompagné ce travail, et même pour sa simple présence, je dédie ce mémoire à mon binôme LAÏLA sans laquelle il n'aurait pas pu être réalisé.

Je dédie aussi ce travail à toute ma famille qui était toujours derrière moi pour me fortifier pendant mes moments difficiles, en particulier :

Mes frères: RIDHA, SOFIANE.

Mes sœurs: LAMIA, AMEL, KARIMA.

Je veux dédier ce travail en particulier à mes chers amis qui ne nous ont jamais oubliés et qui étaient présents en cas de besoin surtout

À une exceptionnelle fille « SABRINA ».

Enfin à toutes personnes qui me sont chères et que j'aime.

NABIL

*A mes chers parents en témoignage pour leur
Sacrifice sans limites.*

A mon grand-père et à la mémoire de ma défunte grand-mère

A mes chers frères et ma sœur

Lounis, Yanis et Salma

A Ma nièce serine

A mes chères cousins et cousines

A mon binôme Nabil

A toute ma famille

A tous mes amis.

A tous mes collègues

A tous ceux que j'aime et qui m'aiment

Leila

Sommaire

NOMENCLATURE

LISTE DES FIGURES

INTRODUCTION GENERALE.....1

Chapitre I

GENERALITES ET SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE

I.1 Introduction.....3

I.2 Notion sur la convection3

I.3 Nanofluides4

I.3.1 Propriétés thermo physique des nanofluides.....4

I.3.2 conductivité thermique.....4

I.3.2.1 Modèle théorique4

I.3.3 masse volumique.....5

I.3.4 chaleur spécifique6

I.3.5 viscosité dynamique.....6

I.4 Revue bibliographique7

Conclusion :.....13

Chapitre II

FORMULATION GENERALE ET POSITION DU PROBLEME

II.1 Introduction15

II.2 Configuration étudiée15

II.3 Hypothèses simplificatrices16

II.4 Formulation mathématique.....17

II.4.1 Forme dimensionnelle des équations.....17

II.4.2 Forme adimensionnelle des équations18

II.5 Fonction de courant	19
II.6 Groupements adimensionnés	20
II.7 Conclusion	21
Chapitre III	
RÉSULTATS ET INTERPRÉTATION	
III.1 Introduction	22
III.2 Géométrie et propriétés physiques :	22
III.3 Choix du maillage	22
III.4 Validation	24
III.5 Discussion des résultats	28
III.5.1 Influence de nombre de Rayleigh	28
III.5.2 Effet de la fraction volumique des nanoparticules (φ)	31
III.5.3 Effet de la longueur des plaques chauffantes (B)	34
III.5.4 Effet de l'emplacement de la plaque chauffante (D)	36
III.5.5 Effet de la forme géométrique de l'enceinte (A)	38
Conclusion	40
CONCLUSION GENERALE	42
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	43
ANNEXE	46

Nomenclature

Symboles	Signification	Unité (SI)
A	rapport d'aspect de la cavité	[m]
b	longueur de l'appareil de chauffage	[m]
B	longueur sans dimension de la plaque chauffante	
d	distance entre la plaque et la paroi inférieure	[m]
D	distance sans dimension entre la plaque chauffante et la paroi inférieure	
C _p	la chaleur massique du nanofluide	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]
g	Accélération de la pesanteur	[m s ⁻²]
H	Hauteur de l'enceinte	[m]
L	Largeur de l'enceinte	[m]
h	Coefficient d'échange par convection	[W m ⁻² K ⁻¹]
P*	Pression adimensionnelle	
p	Pression dimensionnelle	[Pa]
T	Température	[K]
u, v	Composante du vecteur vitesse	[m s ⁻¹]
U, V	Composante adimensionnelle du vecteur vitesse	
x, y	Cordonnées cartésiennes	[m]
X, Y	Cordonnées cartésiennes adimensionnelles	
Φ	Flux de chaleur	[W m ⁻²]
Symboles grecs		
α	Diffusivité thermique	[m ² .s ⁻¹]
β	coefficient de dilatation thermique	[K ⁻¹]
θ	Température adimensionnelle	
ΔT	Différence de température	[K]
ρ	Masse volumique	[kg m ⁻³]
μ	Viscosité dynamique	[kg m ⁻¹ s ⁻¹]

ν	Viscosité cinématique	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$
λ	Conductivité thermique	$[\text{W m}^{-1} \text{ K}^{-1}]$
Φ	fraction volumique solide	
ψ	fonction de courant	$[\text{m}^2 \text{s}^{-1}]$
Nombre adimensionnels		
Nu	Nombre de Nusselt	$Nu_s = hl / \lambda$
Ra	Nombre de Rayleigh	$Ra = Gr Pr$
Gr	Nombre de Grashof	$Gr = g\beta\Delta TL^3 / (V^2)$
Pr	Nombre de Prandtl	$Pr = \nu / \alpha$
Indices		
T_f	Température Froide	
f	Fluide de base	
nf	Nanofluide	
np	Nanoparticule	
S	surface de l'appareil de chauffage	

LISTE DES FIGURES

Figure I.1: Schéma de principe du modèle Physique.	7
Figure I.2: Esquisse de la géométrie et des coordonnées du problème.	8
Figure I.3: Schéma de la cavité carrée différentiellement chauffée [10].	9
Figure I.4: Configuration étudié par Jou et Tzengbb [14].	9
Figure I.5: Illustration schématique d'une cavité carrée à paroi ondulée partiellement chauffée [14]	10
Figure I.6: Cavité ouverte en présence des sources de chaleurs étudié par Mahmoudi et al [15].	10
Figure I.7: Cavité triangulaire munie d'une source de chaleur [17].	11
Figure I.8: Cavité carrée a chauffage latéral remplie de nanofluide [19].....	12
Figure I.9: Schéma de principe modèle physique, du boîtier 3D (à droite) et de la vue du face du boîtier (à gauche) [21].	13
Figure II.1: Domaine physique étudié.	16
Figure III.1: Influence de la taille de maillage sur Numoy pour un $Ra=10^5$	23
Figure III.2: Détail du maillage utilisé.	24
Figure III.3: Comparaison des lignes d' isothermes pour un $Ra=105$	25
Figure III.4: Comparaison des lignes de courants pour un $Ra=105$	26
Figure III.5: Comparaison des profils de vitesse (V) pour $\phi = 5\%$ en fonction des différents Ra	27
Figure III.6 : Lignes d'isothermes et lignes de courants pour différent nombres de Rayleigh	29
Figure III.7: Influence du nombre de Rayleigh sur le nombre de Nusselt local le long des parois chauffées pour une fraction volumique $\phi = 5\%$	30
Figure III.8: Lignes de courants et d'isothermes pour différentes fraction volumique.....	32
Figure III.9: Variations du nombre de Nusselt pour diverses fractions volumiques.....	33
Figure III.10 : Contours des lignes de courants et les isothermes pour différentes longueurs des deux plaque chauffantes ($\phi = 5\%$, $Ra=105$).	35
Figure III.11 : Effet de la longueur de l'élément chauffant sur le nombre de Nusselt local.	36
Figure III.12 : Contours des lignes de courants et d'isothermes pour différentes emplacement des plaques chauffantes (D), ($\phi = 5\%$, $Ra=105$).	37

Figure III.13 : Effet de l'emplacement de l'élément chauffant sur le nombre de Nusselt local. ...38

Figure III.1: Contours des lignes de courant et les isothermes pour différentes géométries de l'enceinte ($A= 0.25 ; 0.5 ; 1 ; 2$) avec ($\varphi = 5\%$, $Ra=105$).39

Figure III.15 : Effet de la géométrie de l'enceinte (A) sur le nombre de Nusselt local.40

Introduction

générale

Introduction générale

Le transfert de chaleur joue un rôle important dans divers processus industriels dont l'efficacité de tels processus est souvent limitée par les propriétés thermo physique des fluides utilisés. Bien qu'il se manifeste sous diverse forme : rayonnement, conduction et convection. Cette dernière est la plus visée en raison de son importance et de ses applications dans divers domaines tels que le refroidissement des processus, des composants de système électronique, les collecteurs d'énergie solaire et les échangeurs de chaleur. On sait que les transferts par convection peuvent être augmentés de manière passive en modifiant la configuration de l'écoulement ou en augmentant les surfaces d'échange entre la paroi et le fluide.

L'amélioration de transfert de chaleur par convection est l'objet principal de plusieurs travaux et pour se faire, un grand nombre de chercheurs ont mené une multitude d'essais théorique, numérique et expérimentaux pourtant sur la description des phénomènes gérant la convection. L'intérêt de telles études réside dans son implication dans de nombreuses applications industrielles.

Avec l'apparitions et le développement rapide des nanosciences et nanotechnologies pendant la deuxième moitié du 20ème siècle, la convection a pris une grande part de ce développement, et a pris un autre aspect de perfectionnement. C'est au niveau nanométrique de la matière du milieu convectif que les récents travaux ont été concentrés. L'idée est alors d'accroître les transferts de chaleur en introduisant dans ces fluides une faible concentration de particules de taille nanométrique (10^{-9} m) de telle sorte que la conductivité thermique effective du mélange soit augmentée. D'où l'apparition du terme nanofluide introduit par Choi [1].

Les nanofluides sont alors l'un des fruits d'une richesse. Dotés de propriétés physico chimiques particulières telle que leur importante conductivité thermique, les nanofluides offrent un coefficient de transfert thermique imbattable par rapport aux simples caloporteurs (l'eau, l'huile ou l'éthylène-glycol). Les études menées dans cette nouvelle direction ont fourni une riche bibliographie, mais très variée : bien qu'en majorité ils sont assez positifs. Cette amélioration du transfert de chaleur fait donc des nanofluides une nouvelle technologie prometteuse dans le cadre des transferts thermiques, permettant d'améliorer les performances de divers échangeurs de chaleurs.

Dans le présent travail, nous étudions numériquement le transfert de chaleur par convection naturelle en régime laminaire dans une cavité carrée remplie de deux fluides non miscible (air/nanofluide) contenant deux sources de chaleur constante. Dans notre cas, on analysera particulièrement l'influence de certains paramètres sur les conditions d'écoulement et de transferts de chaleur dans la cavité.

Le présent mémoire comporte trois chapitres, répartis comme suit :

Le premier chapitre est consacré à des généralités et une synthèse bibliographique des principaux travaux théoriques, expérimentaux et numériques ayant trait la convection naturelle dans des cavités en présence de nanofluide.

La configuration étudiée ainsi que le modèle mathématique adopté de même que conditions aux limites associées constituent le contenu du deuxième chapitre

Le troisième chapitre, est consacré à la validation des résultats, l'interprétation et commentaires des différents résultats des simulations conduites.

Enfin, une conclusion générale résumant les principaux résultats obtenus au cours de cette étude de même que quelques perspectives sont donnée.

Chapitre I

Généralités et synthèse
bibliographique

I.1 Introduction

La théorie de transfert de chaleur est une science, qui étudie la façon, dont la chaleur se propage d'une région à une autre, sous l'influence d'une différence de température. Le transfert de chaleur est fréquemment rencontré dans la nature et dans différents systèmes industriels. Il résulte d'une interaction complexe au sein d'un milieu ou entre milieux dès qu'il y a un gradient de température. Cette interaction est responsable de la diversité des écoulements qui en découlent. La convection est un des trois modes (conduction, convection, rayonnement) de transfert de chaleur qui a une importance vitale aussi bien dans le domaine fondamental que dans les domaines industriels telles que : le refroidissement des composants électroniques, la climatisation, les échangeurs de chaleur, les centrales nucléaires, les capteurs solaires...etc.

I.2 Notion sur la convection

La convection est un mode de transport 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. Le transfert d'énergie par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure s'effectue en plusieurs étapes. D'abord la chaleur s'écoule par conduction de la surface aux particules fluides adjacentes, l'énergie ainsi transmise sert à augmenter la température et l'énergie interne de ces particules. Ensuite ces dernières vont se mélanger avec d'autres particules situées dans une région à basse température et transférer une partie de leur énergie, celle-ci est à présent emmagasinée dans les particules fluides et elle est transportée sous l'effet de leur mouvement.

I.3 Nanofluides

Durant ces dernières années, plusieurs systèmes énergétiques ont été développés dans le domaine industriel produisant un flux de chaleur très élevé, la ou les fluides de refroidissement conventionnels (eau, éthylène glycol et l'huile) ne sont pas efficaces. L'idée d'améliorer les propriétés thermo physique des fluides, est d'introduire des particules solides de très bonne caractéristique thermique et de taille nanométrique au sein du fluide de base.

Ils ont été introduite pour la première fois par **Choi** [1] en 1995. Les nanofluides sont généralement classés en fonction de la nature des nanoparticules qui les composent en trois catégories, à savoir, métalliques, oxyde métalliques et non-métalliques. On trouve leurs applications dans plusieurs secteurs, notamment domestique, ingénierie et biomédical.

I.3.1 Propriétés thermo physique des nanofluides

Les propriétés thermo physiques (la masse volumique, la chaleur spécifique, la dilatation 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 thermo physiques du nanofluide obtenus (la nature des nanoparticules, leur taille, la fraction volumique ϕ , la conductivité du fluide de base λ_f et celle des nanoparticules, la température du milieu T.... etc.).

I.3.2 conductivité thermique

La conductivité thermique généralement est une propriété importante, principalement dans notre étude parce qu'elle joue un rôle très important dans le phénomène de transfert de chaleur, elle peut indiquer clairement l'efficacité du transfert de chaleur du fluide ou du solide, la conductivité dépend de la température.

I.3.2.1 Modèle théorique

a- Modèle de Maxwell [2] :

Maxwell fut le premier à proposer un modèle pour estimer la conductivité thermique d'une suspension contenant des particules [2] :

$$\frac{\lambda_{nf}}{\lambda_{fb}} = \frac{\lambda_{np} + 2\lambda_{fb} - 2\phi(\lambda_{fb} - \lambda_{np})}{\lambda_{np} + 2\lambda_{fb} + 2\phi(\lambda_{fb} - \lambda_{np})} \quad (I.1)$$

Le modèle de **Maxwell** est satisfaisant pour les suspensions contenant des particules sphériques de concentrations volumiques relativement faibles mais ne tient pas compte de l'effet de la taille ni de la forme des particules. Il est à noter aussi que l'effet des interactions inter-particules est négligé dans ce modèle.

b- Modèle de Bruggeman :

Le modèle de **Bruggeman** complète celui de **Maxwell** [2] pour des concentrations volumiques relativement élevées.

$$\varphi_v \left(\frac{\lambda_{np} - \lambda_{nf}}{\lambda_{np} + 2\lambda_{nf}} \right) + (1 - \varphi_v) \left(\frac{\lambda_{fb} - \lambda_{nf}}{\lambda_{fb} + 2\lambda_{nf}} \right) = 0 \quad (I.2)$$

Ce modèle ne tient pas compte ni de la taille des particules ni leur forme.

c. Modèle de Hamilton & Crosser :

Le modèle de **Hamilton-Crosser** [3] est une extension du modèle de **Maxwell** [2], qui tient compte de la forme des particules. En effet, pour prendre en compte de la non-sphéricité des particules, ce modèle intègre un facteur géométrique appelé sphéricité, et noté ψ , faisant référence à la géométrie sphérique. Ce coefficient est défini comme étant le rapport de l'aire d'une sphère de même volume que la particule sur l'aire de cette même particule.

$$\frac{\lambda_{nf}}{\lambda_{fb}} = \frac{\lambda_{np} + (n-1)\lambda_{fb} - (n-1)(\lambda_{fb} - \lambda_{np})\varphi_v}{\lambda_{np} + (n-1)\lambda_{fb} + (n-1)(\lambda_{fb} - \lambda_{np})\varphi_v} \quad (I.3)$$

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

Ce modèle peut être utilisé lorsque la conductivité thermique des particules est au moins 100 fois plus élevée que celle du fluide de bas.

I.3.3 masse volumique

La masse volumique d'un nanofluide pour une température de référence donnée est calculé

par la relation suivante :
$$\rho_{nf} = (1 - \varphi)\rho_f + \varphi\rho_s \quad (I.4)$$

I.3.4 chaleur spécifique

La chaleur spécifique ou la capacité thermique massique, notée Cp, est définie par la quantité d'énergie à apporter par échange thermique pour élever d'un degré Kelvin la température de l'unité de masse d'une substance.

Pour la détermination de la chaleur spécifique d'un nanofluide, on peut utiliser l'une des relations suivantes :

✓ **Pak et Cho** [4] ont utilisé :

$$(Cp)_{nf} = (1 - \varphi)(Cp)_f + \varphi(Cp)_s \quad (I.5)$$

✓ **Xuan et Roetzel** [5] ont utilisé :

$$(\rho Cp)_{nf} = (1 - \varphi)(\rho Cp)_f + \varphi(\rho Cp)_s \quad (I.6)$$

I.3.5 viscosité dynamique

La viscosité relative est le rapport de la viscosité du nanofluide sur celle du fluide de base :

$$\left(\frac{\mu_{nf}}{\mu_f} \right) \quad (I.7)$$

Il existe plusieurs modèles de la viscosité dynamique d'un nanofluide on cite les Modèle suivant :

Modèle d'Einstein [6]: Pour un mélange contenant des suspensions diluées de particules fines sphériques et rigides ($\varphi < 3\%$) est la suivante :

$$\mu_{nf} = \mu_f (1 - 2,5\varphi) \quad (I.8)$$

Model de Brinkman [7] : A étendu la formule d'Einstein pour couvrir une large plage de concentrations volumiques.

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1 - \varphi)^{2,5}} \quad (I.9)$$

I.4 Revue bibliographique

L'étude de transfert de chaleur par convection naturelle dans les cavités a suscité l'intérêt de nombreux chercheurs et industriels. Les recherches menées dans ce domaine s'étendent sur plus de dix ans. Dans la littérature, on trouve un nombre remarquable d'investigations réalisées sur la convection naturelle dans des cavités fermées ou ouvertes de différentes géométries et l'effet de certains paramètres de forme sur les transferts de chaleurs. Cela suite à la découverte de ce phénomène par expériences de Benard et l'analyse théorique de Rayleigh depuis le début du 20 siècle.

Dans ce qui va suivre, on ne s'intéressera qu'aux travaux relatifs à la convection naturelle dans des différentes enceintes en présence de nanofluide.

Parmi c'est études on citera les travaux de **S.M. Aminossadati** , **B. Ghasemi** [8] qui ont traiter un problème de convection naturel dans une cavité carrée munie d'une source de chaleur situe sur la parois inferieur **Figure I.1** , les nanofluides utilisés sont supposés newtoniens, incompressibles, laminaire et en équilibre thermique. Avec un nombre de Rayleigh allant de 10^3 à 10^6 , ils ont constaté que la température augmente en présence de nanofluide et réduits la force de champ d'écoulement.

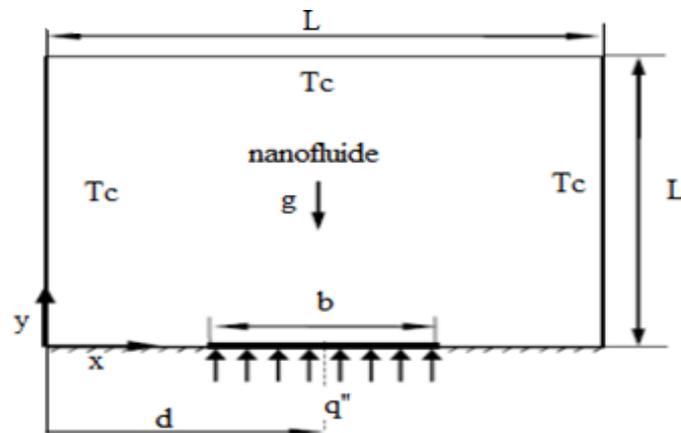


Figure I.2: schéma de principe du modèle Physique.

Dans une étude similaire, on peut aussi citer les travaux de **Oztop et al** [9], qui ont étudié numériquement la convection naturelle dans une enceinte rectangulaire partiellement chauffée sur une face latérale contenant des nanofluides **Figure I.2** . L'étude a mis en évidence l'effet du nombre de Rayleigh, de la longueur de l'élément chauffant et sa localisation, du rapport d'aspect de la cavité et de la fraction volumique sur la structure de l'écoulement en général et le transfert de chaleur en particulier.

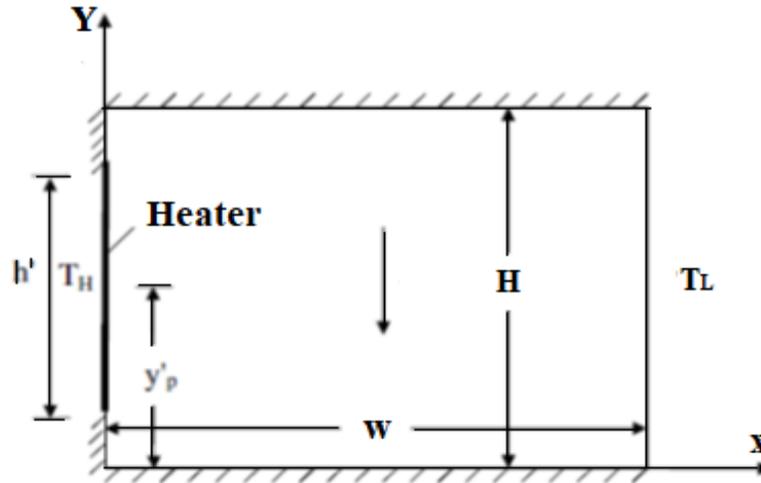


Figure I.3: Esquisse de la géométrie et des coordonnées du problème..

Ho et al. [10] on conduit une étude en simulation numérique sur le transfert de chaleur en régime de convection naturelle dans une cavité rectangulaire fermée différentiellement chauffée remplie d'un nanofluide (Al_2O_3 +eau) **Figure I.3** , Ils ont montré que les résultats obtenus à partir des modèles de **Brinkman** [7] et du **Maiga et al** [11] ont une forte influence sur le transfert de chaleur, sachant que les simulations couvrent une plage du nombre de Rayleigh allant de 10^3 à 10^6 pour une fraction volumique ϕ constante .

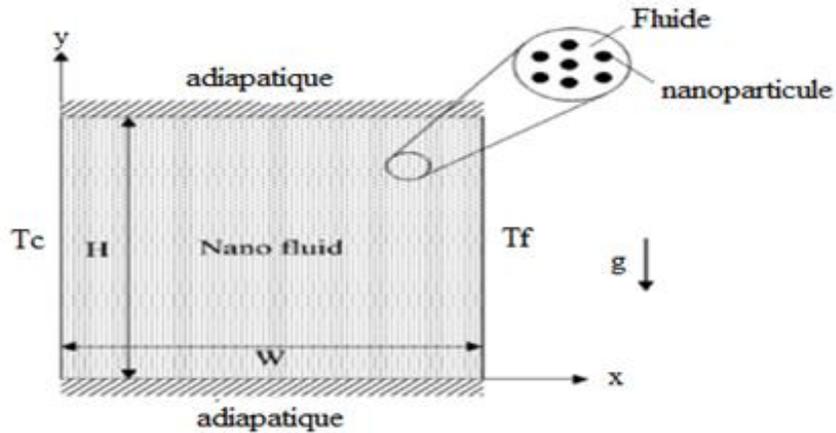


Figure I.4: Schéma de la cavité carrée différentiellement chauffée [10].

En 2003 **Khanafer et al** [12] ont étudié numériquement la convection naturelle d'un nanofluidé confiné dans une enceinte différentiellement chauffée. Les résultats ont montré que le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules, leurs conclusions ont été confirmées par les travaux de de **Jou et Tzengbb** [13] qui avaient repris la même étude paramétrique mais dans une configuration rectangulaire. (Figure I.4).

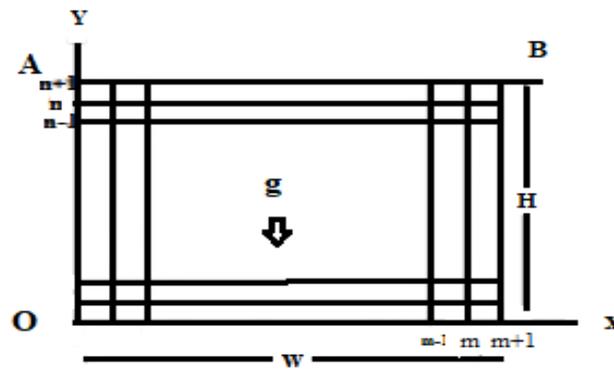


Figure 5: configuration étudiée par Jou et Tzengbb [14].

Ching [14] a mené une étude numérique sur la convection naturelle dans une cavité d'une géométrie complexe (ondulée) **Figure I.5** partiellement chauffée remplie d'un nanofluide (eau- Al_2O_3), il a montré que l'augmentation de la longueur d'onde chauffée diminue le nombre de Nusselt moyen et augmente la génération totale d'entropie.

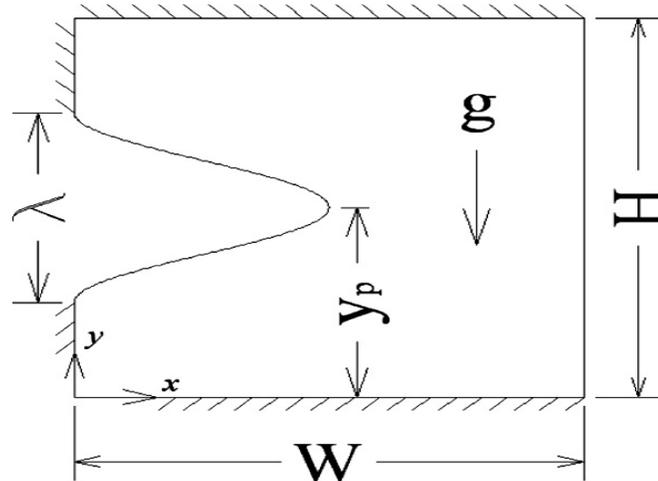


Figure I.6: Illustration schématique d'une cavité carrée à paroi ondulée partiellement chauffée [14] .

D'autres études existent aussi sur la convection dans les cavités partiellement ouvertes. Ainsi **Mahmoudi et al** [15] ont étudié le problème de la convection libre dans une cavité ouverte par son extrémité gauche, contenant des sources de chaleur et remplie d'un nanofluide (eau-Cu) , **Figure I.6**. Leurs résultats montrent que le mouvement du fluide et le champ de température sont fortement influencés par les différents paramètres étudiés.

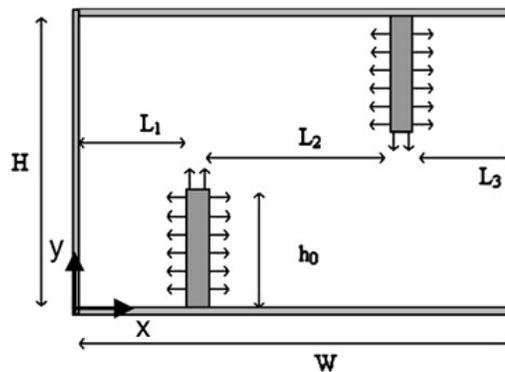


Figure 7: Cavité ouverte en présence des sources de chaleurs étudié par **Mahmoudi et al** [15].

Hwang et al. [16] ont étudié théoriquement le transfert de chaleur par flottabilité à l'aide du modèle de Jang et Choi pour la prédiction de la conductivité thermique effective de nanofluide (eau/ AL_2O_3) dans une enceinte rectangulaire. Ils ont conclu que le rapport entre le coefficient de transfert de chaleur des nanofluides et celui du fluide de base (eau pure) diminue lorsque la taille des nanoparticules augmente.

Récemment, le transfert de chaleur par convection naturelle dans une cavité triangulaire contenant un nanofluide (eau-CuO) avec une source de chaleur située sur la paroi verticale (**Figure I.7**, a été étudié par **Ghasemi et Aminossadat** [17]. Ils ont constaté que pour toutes les fractions volumiques, le taux de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh. De même que la position de la source de chaleur à un effet considérable sur le taux de transfert de chaleur.

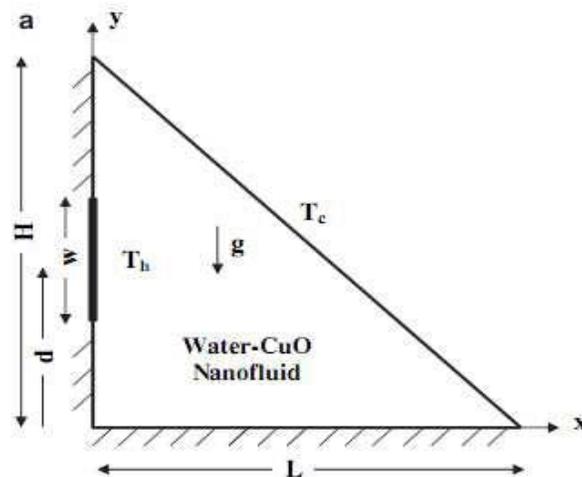


Figure I.8: Cavité triangulaire munie d'une source de chaleur [17].

Comme mentionné, dans les cas pratiques, il n'ya pas qu'un seul type de fluide dans les enceintes, au contraire les enceintes contiennent généralement deux ou plusieurs fluides non miscibles, disposés en couches séparées les unes sur les autres. À ce titre on cite les travaux de **Siddiqi et al.** [18] qui ont expertisé numériquement la convection naturelle dans une enceinte

rectangulaire remplie de deux fluides non miscible, et chauffé au fond par un flux de chaleur uniforme et constant. Ils ont montré que l'augmentation de la fraction volumique de nanoparticules au sein des nanofluides atténuait la puissance du champ d'écoulement particulièrement faible nombre de Rayleigh.

En 1999 **Bethancourt** [19] a mené une étude numérique sur la convection naturelle dans une cavité carrée, **Figure I.8**, à chauffage latéral rempli de deux fluides non miscibles (eau / hexa décane). Ils ont montré qu'en raison de la faible conductivité thermique des fluides conventionnels, la convection naturelle inclut une mauvaise performance de transfert de chaleur.

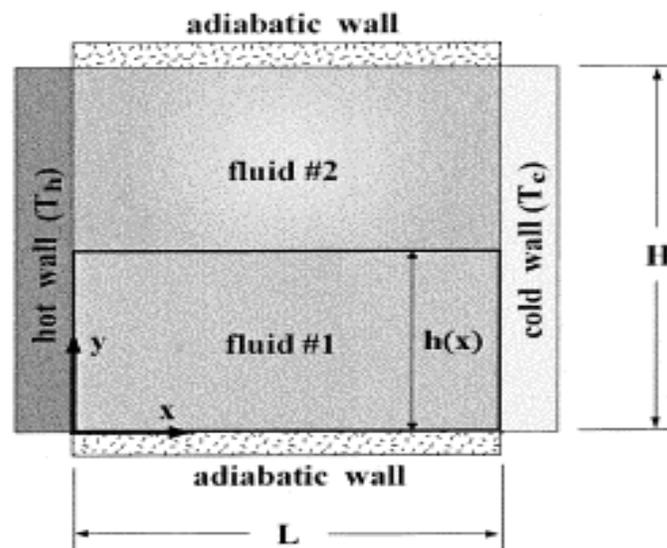


Figure I .9: cavité carrée a chauffage latéral remplie de nanofluide
[19]

Erdogdu et Tutar [20] ont examiné l'effet de l'espace libre (air) dans les canettes contenant du liquide (eau) en tant que deux fluides non miscibles à surface libre. L'objectif de leurs étude s'est focalisé principalement sur l'évolution des vitesses et des températures de l'eau et de l'air pendant le processus de chauffage.

Très récemment (2017) **Salari** [21] a réalisé une étude sur la convection naturelle pour un système de fluide dans une enceinte cuboïde tridimensionnelle **Figure I.5**, Les parois verticales sont chauffées partiellement par deux sources de chaleur maintenues à un flux de chaleur uniforme

et remplie de deux fluides gaz / liquide non miscibles (air / nanofluide). Cette étude met l'accent sur les effets du rapport d'aspect d' interface liquide , de la fraction volumique solide du nanofluide et du nombre de Rayleigh sur le flux et les écoulements de fluide. Il a déduit que le rapport d'aspect a une influence significative sur l'écoulement du fluide.

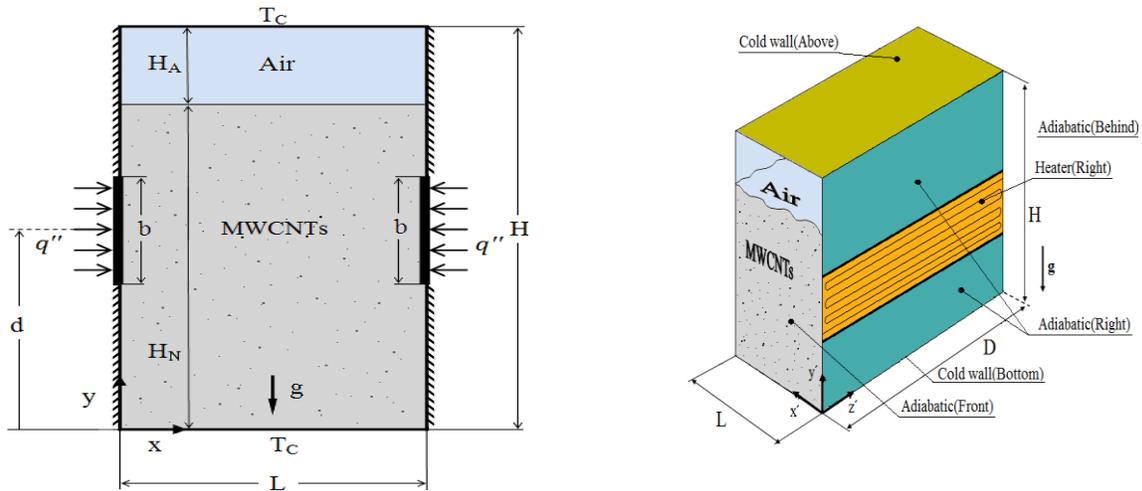


Figure I .10: Schéma de principe modèle physique, du boîtier 3D (à droite) et de la vue du face du boîtier (à gauche) [21].

Conclusion :

Dans ce premier chapitre, nous avons donné dans un premier temps une description générale des nanofluides, et nous avons ainsi une présentation des différents modèles de leurs propriétés thermo physiques ensuite a été décrite. Une synthèse bibliographique est consacrée à une revue des différents travaux pour mieux comprendre les caractéristiques de l'écoulement et du transfert thermique et les problèmes d'évacuation de chaleur par convection naturelle. Les chercheurs ont mené des études analytiques, numériques et expérimentales afin de résoudre le problème de la convection naturelle en présence de nanofluide, L'analyse de ces travaux permet d'identifier les différents paramètres qui peuvent influencer le comportement thermique et dynamique des nanofluides.

Dans notre étude on procédera à la résolution numérique des équations de continuité, de quantité de mouvement et de l'énergie par la méthode des volumes finis, les résultats obtenus seront exposés dans le chapitre suivant.

Chapitre II

Formulation générale et position
du problème

II.1 Introduction

Dans les écoulements causés par des forces extérieures, le comportement du fluide est complètement décrit par le champ d'écoulement et le champ thermique qui se traduit par la variation de la vitesse, de la pression et de la température, ces variables sont gouvernées par les lois fondamentales de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et la conservation d'énergie. La résolution complète de ces équations de convection naturelle dans une enceinte revient à déterminer en tout point et à tout instant les grandeurs caractéristiques du fluide (V , p , et T).

Dans ce chapitre, nous allons établir les différentes équations mathématiques traitant des écoulements convectifs dans une enceinte carrée partiellement chauffée en présence de deux fluides non miscible l'air et nanofluide.

II.2 Configuration étudiée

Ce travail est consacré à l'étude de la convection naturelle en régime laminaire dans une enceinte carrée de hauteur H remplie de deux fluides non miscible (air / nanofluide). Les parois verticales sont chauffées partiellement par deux sources de chaleur maintenues à un flux constant, tandis que les autres parois de la région liquide maintenue à une température froide (T_f). L'air est placé au-dessus du nanofluide, la paroi supérieure maintenue à une température froide (T_f). Les parois verticales sont adiabatiques. La figure (II.1) illustre la géométrie du problème considéré dans un système d'axes cartésiens (x , y).

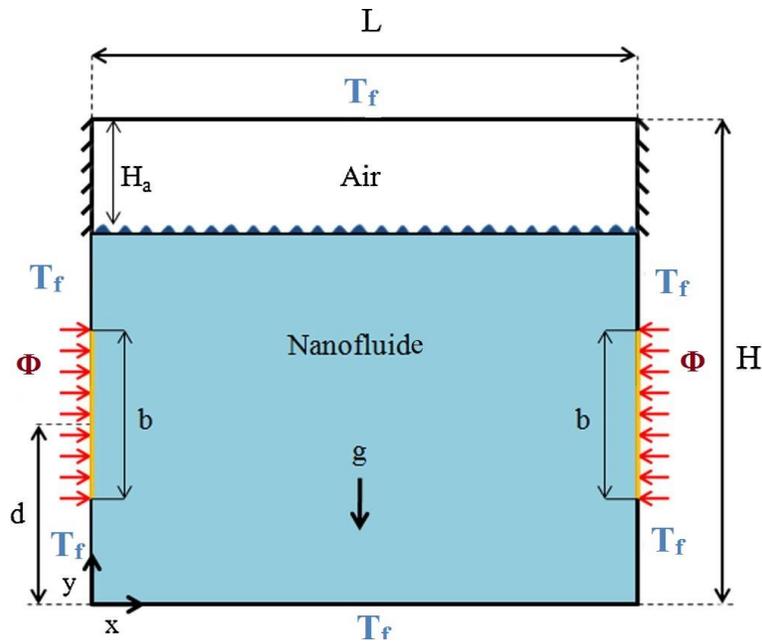


Figure II.1: Domaine physique étudié.

II.3 Hypothèses simplificatrices

Il est nécessaire d'effectuer un certain nombre d'hypothèse afin d'établir un modèle mathématique simple qui décrit la physique de ce problème, donc on adopte les hypothèses suivantes :

- ✓ L'écoulement est stationnaire et bidimensionnel.
- ✓ Le nanofluide est Newtonien et incompressible.
- ✓ L'écoulement engendré est laminaire.
- ✓ Le flux de chaleur aux niveaux des sources est constant dans le temps.
- ✓ Les propriétés thermo physiques du l'air sont constantes.
- ✓ Le nanofluide est considéré comme un fluide homogène et monophasique.

En plus des hypothèses précédentes, on se placera dans les conditions de l'approximation de Boussinesq, ce qui nécessite une résolution simultanée des équations de la dynamique et de l'énergie au sein du fluide. L'approximation de Boussinesq postule que la masse volumique est

constante dans tous les termes sauf pour le cas de force de volume (ρg) En se limitant, au premier terme du développement de Taylor, ρ on peut écrire :

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

ρ_0 et β étant respectivement la masse volumique à la température de référence T_0 et le coefficient de dilatation volumique à pression constante :

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

II.4 Formulation mathématique

En régime de convection, le phénomène met en jeu le mouvement du fluide, ce qui impose la résolution des équations de la dynamique et de la thermique. En tenant compte des différentes hypothèses, le modèle mathématique adopté est basé sur les équations dites de Navier-stokes et de l'énergie.

II.4.1 Forme dimensionnelle des équations

Compte tenu des hypothèses formulées précédemment, les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie s'écrivent :

1) Équation de conservation de la masse (Équation de continuité)

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{II.3})$$

2) Équation de conservation de quantité de mouvement

$$\text{Selon } ox : \quad u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_{nf}} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf}} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.4})$$

$$\text{Selon } oy : \quad u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_{nf}} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf}} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + g \beta_{nf} (T - T_f) \quad (\text{II.5})$$

3) Équation de l'énergie

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha_{nf} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.6})$$

4) Conditions aux limites

$$(y = 0 \text{ et } y = 1), \quad (0 < x < L), \quad T = T_f, \quad u = v = 0 \quad (\text{II.7})$$

$$(x = 0 \text{ et } x = 1) \text{ avec } (0 < y < \frac{d}{2} \text{ et } b + \frac{d}{2} < y < H - \frac{d}{2}) \quad T = T_f \quad u = v = 0, \quad (\text{II.8})$$

$$(x = 0 \text{ et } x = 1), \quad \frac{d}{2} < y < \frac{d}{2} + b, \quad u = v = 0, \quad \Phi = \Phi, \quad (\text{II.9})$$

$$(x = 0 \text{ et } x = 1), \text{ avec } H - \frac{d}{2} < y < H, \quad u = v = 0, \quad \frac{dT}{dx} = 0 \quad (\text{II.10})$$

II.4.2 Forme adimensionnelle des équations

L'emploi des variables réduites dans les équations, permet de généraliser les phénomènes physiques, car elles sont indépendantes du système d'unités de mesure utilisé pour les étudier. Ces grandeurs sans dimension interviennent particulièrement en mécanique des fluides et pour la description de phénomène de transfert lorsqu'on utilise la similitude de modèles réduits. Pour ramener les équations précédentes à une forme adimensionnelle, il est nécessaire de définir, moyennant des grandeurs caractéristiques du problème des variables sans dimensions suivantes :

$$X = \frac{x}{H}, \quad Y = \frac{y}{H}, \quad U = \frac{uH}{\alpha_f}, \quad V = \frac{vH}{\alpha_f}, \quad P = \frac{pH^2}{\rho_{nf} \alpha_f^2}, \quad \theta = \frac{(T - T_f)}{\Delta T}, \quad (\text{II.11})$$

$$\text{Pr} = \frac{\nu_{nf}}{\alpha_f}, \quad Ra = \frac{g \beta_f H^3 \Delta T}{\nu_f \alpha_f}, \quad \Delta T = \frac{\Phi H}{k_f}$$

Le système d'équations définissant le problème s'écrit alors sous la forme adimensionnelle suivante :

1) Équation de continuité

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (\text{II.12})$$

2) Équation de conservation de quantité de mouvement

$$\text{Selon } ox : \quad U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\nu_{nf}}{\alpha_f} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II.13})$$

$$\text{Selon } oy : \quad U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{\nu_{nf}}{\alpha_f} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + \frac{\beta_{nf}}{\beta_f} Ra.Pr. \theta \quad (\text{II.14})$$

3) Équation de l'énergie

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\alpha_{nf}}{\alpha_f} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II.15})$$

4) Conditions aux limites :

$$(Y = 0 \text{ et } Y = 1), \quad (0 < X < L), \theta = \theta_f, \quad U = V = 0 \quad (\text{II.16})$$

$$(X = 0 \text{ et } X = 1), \text{ avec } (0 < Y < \frac{D}{2} \text{ et } B + \frac{D}{2} < Y < H - \frac{D}{2}), \quad (\text{II.17})$$

$$U = V = 0, \quad \theta = \theta_f, \quad \frac{d\theta}{dX} = 0$$

$$(X = 0 \text{ et } X = 1), \quad \frac{D}{2} < Y < \frac{D}{2} + B, \quad U = V = 0, \quad \Phi = \Phi, \quad (\text{II.18})$$

$$(X = 0 \text{ et } X = 1), \text{ avec } H - \frac{D}{2} < Y < H, \quad U = V = 0, \quad \frac{d\theta}{dX} = 0 \quad (\text{II.19})$$

II.5 Fonction de courant

La représentation graphique des écoulements se fait souvent à l'aide des lignes de courant. Ces lignes sont tangentes en tous points au champ de vitesses. Les lignes de courant sont représentées par les fonctions de courant (ψ) définies par les relations suivantes :

$$u = \frac{d\psi}{dy} \quad , \quad v = -\frac{d\psi}{dx} \quad (\text{II.20})$$

II.6 Groupements adimensionnés

L'étude des problèmes de transfert de chaleur par convection implique la résolution des équations différentielles qui décrivent la mécanique des fluides, les échanges d'énergies, les transferts de masse.

Les nombres adimensionnels les plus utilisés dans le domaine de la convection sont :

a) Nombre de Prandtl

Le rapport entre la viscosité cinématique ν et la diffusivité thermique α . Il compare la rapidité des phénomènes de diffusion thermique et de diffusion visqueuse dans un fluide. Ce nombre porte le nom de Ludwig Prandtl, un physicien allemand et s'écrit :

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (\text{II.21})$$

b) Nombre de Grashof

Le rapport entre les forces de gravité causant le mouvement de fluide aux forces d'origines visqueuses ce qui donne :

$$\text{Gr} = g \beta \Delta T L^3 / (\nu^2) \quad (\text{II.22})$$

c) Nombre de Rayleigh

Le nombre de Rayleigh est utilisé en mécanique des fluides, il caractérise les conditions thermiques aux parois de l'enceinte. On le définit comme le produit du nombre de Grashof (reliant la force d'Archimède à la viscosité du fluide) et le nombre de Prandtl.

$$\text{Ra} = \text{Gr} \text{Pr} \quad (\text{II.23})$$

d) Nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt est utilisé dans les opérations de transfert thermique. Il représente le rapport entre le transfert thermique convectif et le transfert thermique conductif à travers une interface (souvent fluide/solide) :

$$Nu = hl / \lambda \quad (\text{II.24})$$

On peut définir également le nombre de Nusselt locale au niveau de la plaque chauffante à la température T_s comme :

$$h = \frac{\Phi}{T_s - T_f}, \quad Nu_s = \frac{\Phi l}{k_f (T_s - T_f)} = \frac{\Delta T}{(T_s - T_f)}, \quad Nu_s = \frac{1}{\theta_s} \quad (\text{II.25})$$

II.7 Conclusion

Dans le présent chapitre, nous avons établi le modèle mathématique qui est composé d'un système d'équations, complété par des conditions aux limites. Il s'agit d'un système complexe formé par des équations issues de la thermodynamique et de la mécanique des fluides. Les équations de bilan sont donc bien connues, mais leur résolution analytique n'est pratiquement jamais possible et l'origine de cette difficulté revient à la non-linéarité qui est visible dans ces équations. Donc, l'utilisation des méthodes numériques s'avère indispensable pour la résolution des équations du modèle mathématique.

Dans notre étude, on utilisera un logiciel de calcul basé sur la méthode des volumes finis, les résultats obtenus seront exposés dans le chapitre suivant.

Chapitre III

Résultats et interprétation

III.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons les résultats de la simulation numérique obtenus à l'aide de code de calcul en volume fini et ceci en deux parties. La première étape consiste à valider le model 2D adopté en comparant nos résultats obtenus à l'aide du code de calcul en volume fini. La seconde partie comprend l'étude de l'influence de divers paramètres tel que, le régime d'écoulement, la fraction volumique du nanofluides et certains rapports de forme géométrique.

III.2 Géométrie et propriétés physiques :

L'enceinte considéré comprend deux fluides séparés par une interface, tel que 80% de l'espace inférieur est occupé par le nanofluide (Cu) et les 20% restant est occupé par l'air. Les constantes thermophysiques des fluides considérés sont les suivantes :

Propriétés thermo physiques	ρ (Kg m ⁻³)	Cp (J Kg ⁻¹ K ¹)	K (W m ⁻¹ K ⁻¹)	α (m ² .S ⁻¹)	β (1/K)
Eau	997.1	4179	0.613	1.47*10 ⁻⁷	21 × 10 ⁻⁵
Cuivre (Cu)	8954	383	400	1.16*10 ⁻⁴	1.67×10 ⁻⁵
Air	1.25	1005	0.0257	2.04*10 ⁻⁵	3.43 × 10 ⁻⁵

Tableau 1: Propriétés thermophysique des fluides contenant dans l'enceinte

III.3 Choix du maillage

La précision des résultats numériques obtenus dépend des valeurs des paramètres de contrôle. Pour le choix du maillage optimal permettant d'avoir des résultats d'une meilleure précision, on a étudié l'influence du nombre de nœuds ainsi que leurs répartitions sur le nombre Nusselt moyen ($Numoy$) pour un Rayleigh de 10⁵. Les résultats de cette étude sont illustrés dans **la Figure III.1.**

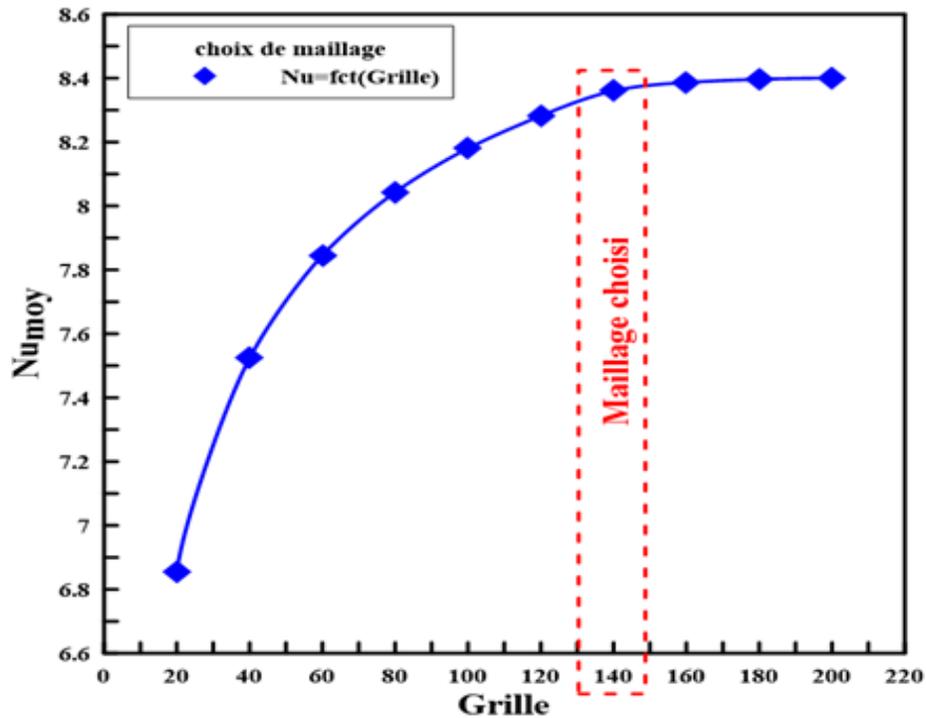


Figure III.1: Influence de la taille de maillage sur Nu_{moy} pour un $Ra=10^5$.

D'après cette **figure III.1** il apparait clairement que la variation du nombre de Nusselt est peu influencée par le nombre de nœuds à partir d'une grille 140x140. Pour la suite de notre travail, on adoptera un maillage de 140x140 pour des raisons de compromis précision et de temps de calcul.

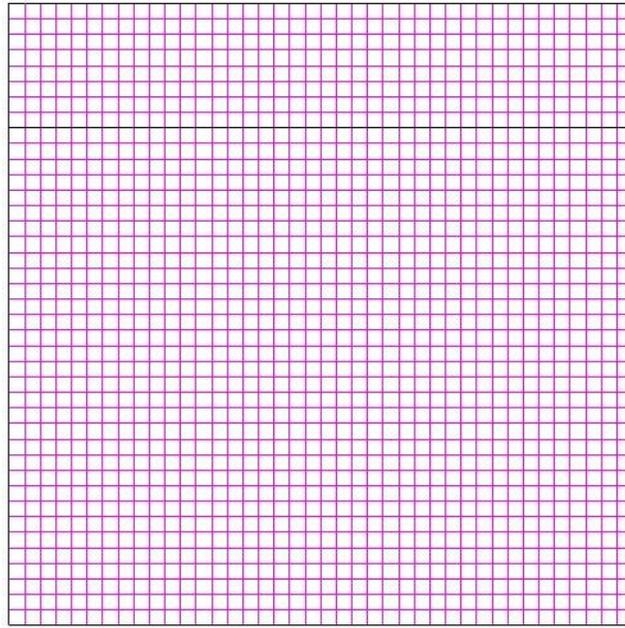


Figure III.2: Détail du maillage utilisé.

III.4 Validation

Dans le but de vérifier l'exactitude des résultats de simulation obtenus avec le code de calcul en volume fini et de donner plus de crédibilité à notre travail, il est nécessaire de procéder à une validation du modèle mathématique,

Pour ce faire, on a validé les résultats obtenus dans le cas d'une enceinte carrée en présence de deux fluides non miscibles air et nanofluide (eau/ Al_2O_3) avec ceux plus récents disponibles dans la littérature à savoir **Salari et al [22]**. Les résultats de la comparaison sont présentés par les **figures (3, 4 et 5)** donnant respectivement les lignes des isothermes et de courants ainsi pour les profils des vitesses (V) à $Y=0.9$ et à $Y=0.4$.

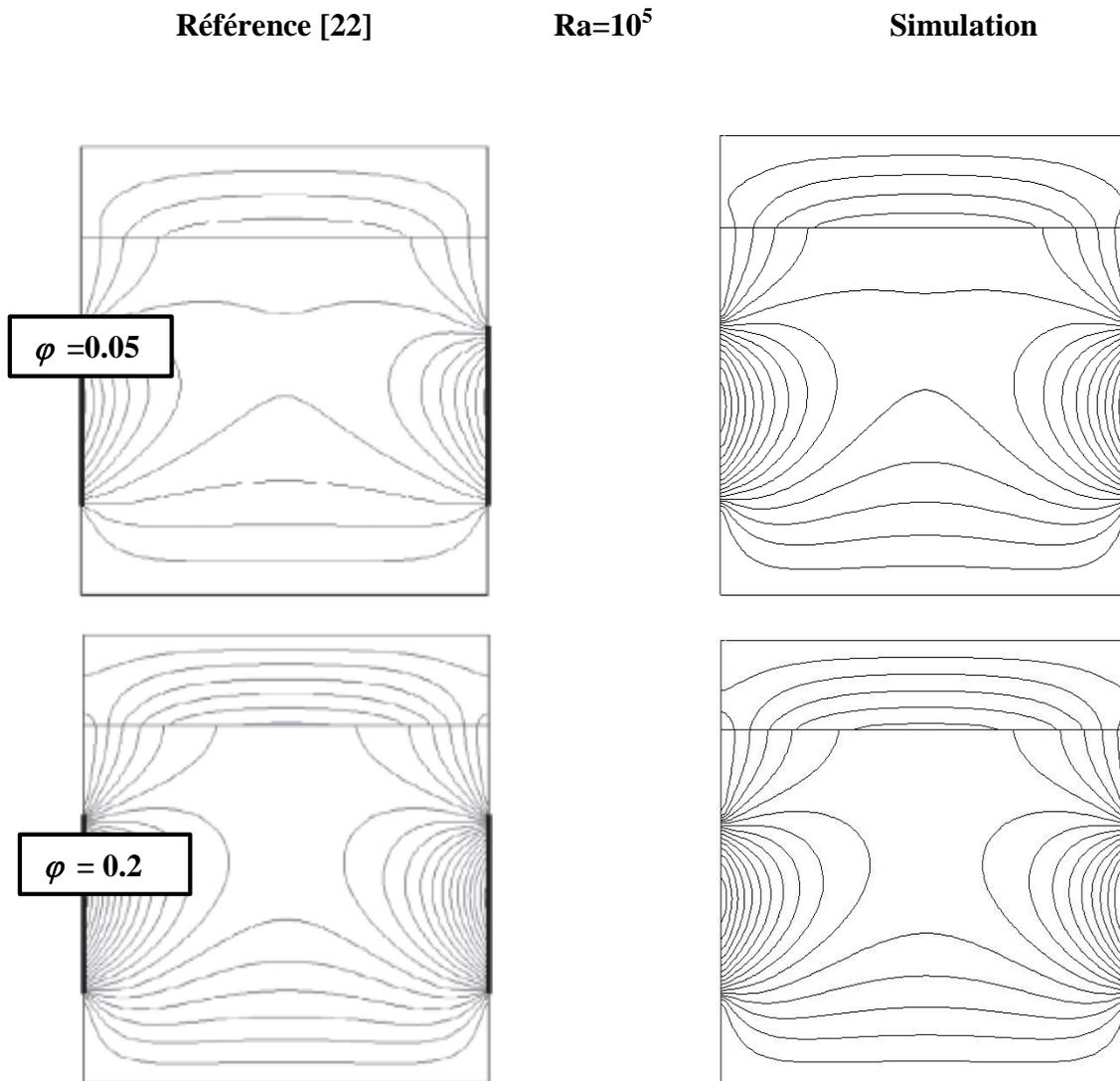


Figure III.3 : Comparaison des lignes d'isothermes pour un $Ra=10^5$
avec $\varphi=0.05$ et 0.2 .

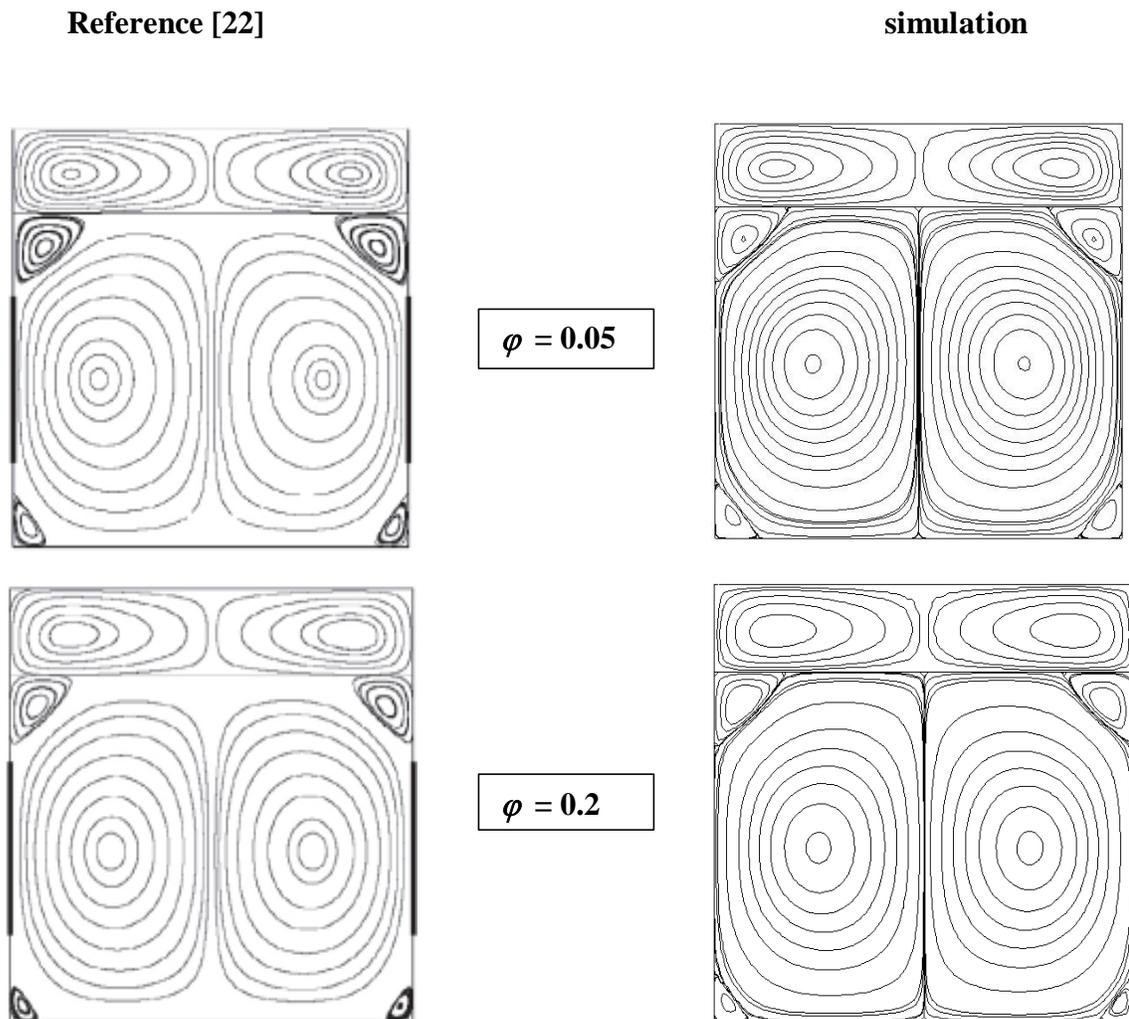
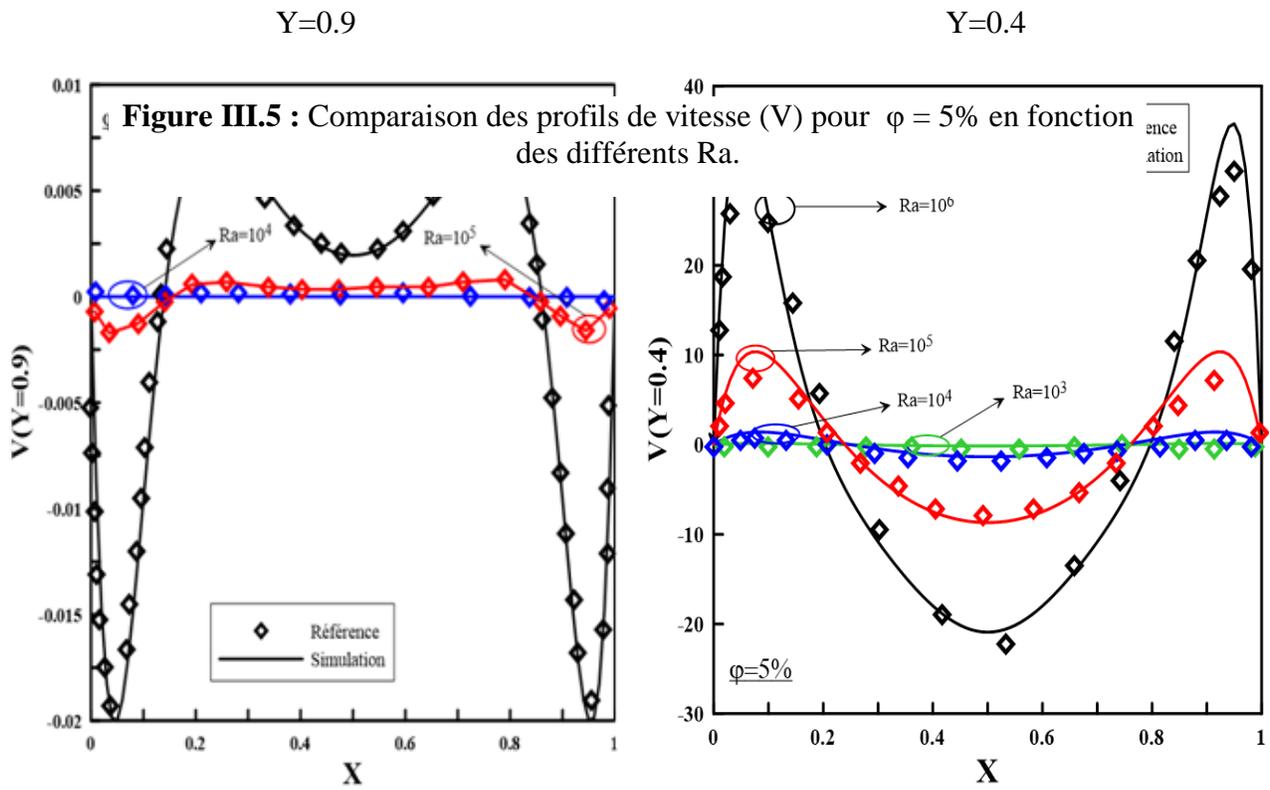


Figure III.4: Comparaison des lignes de courants pour un $Ra=105$
avec $\varphi=0.05$ et 0.2 .



La comparaison des résultats par rapport à la référence citée montre un excellent accord qualitatif et quantitatif, fournissant ainsi suffisamment de confiance dans le modèle mathématique adopté et dans le code de calcul exploité.

III.5 Discussion des résultats

Dans cette partie nous allons présenter les différents résultats obtenus à l'aide d'un code de calcul en volume fini. Ces principaux résultats reflètent le comportement des champs dynamique thermique de la configuration étudié suivant les différents effets investigués :

III.5.1 Influence de nombre de Rayleigh

Les résultats sont présentés en terme de lignes de courant et lignes d'isothermes à l'intérieur de l'enceinte pour les deux régions air et nanofluide. La **figure III.6** met évidence l'effet de la force de circulation du fluide (ou le régime de l'écoulement) à l'intérieur de la cavité.

À ce titre, les structures de l'écoulement se présentent sous forme de cellules identiques et contrarotatives avec une symétrie axiale et occupent toute la cavité. Les isothermes arborent une forme concentrique des lignes au tours de la plaque chauffante couvrant également l'ensemble de la cavité tout étant symétrique par rapport à l'axe vertical.

Pour des régimes d'écoulement lents caractérisés par un faible nombre de Rayleigh $Ra \leq 10^4$, on constate que la distribution de température et l'allure de l'écoulement demeurent inchangés. Ce phénomène de stagnation des apparences met en évidence la dominance des transferts thermiques par conduction.

Cette même figure montre aussi qu'une augmentation du nombre de Rayleigh (Ra) en raison de l'augmentation importante du gradient de température génère des rouleaux de recirculation plus rapides particulièrement aux extrémités supérieures et inférieures du domaine occupé par le nanofluide. Les courants de convection augmentent considérablement et le mode de transfert par convection devient dominant, ceci se caractérise par la distorsion des lignes d'isothermes et l'accroissement des cellules secondaires. Par ailleurs, suite à la symétrie dans les conditions aux limites adoptées (parois gauches et droites), les résultats gardent leurs symétries pour les différentes forces de circulation laminaire du fluide.

Par ailleurs, on observe que la force de flottabilité induite dans la partie inférieure de la cavité n'a aucun effet significatif sur le domaine occupé par l'air.

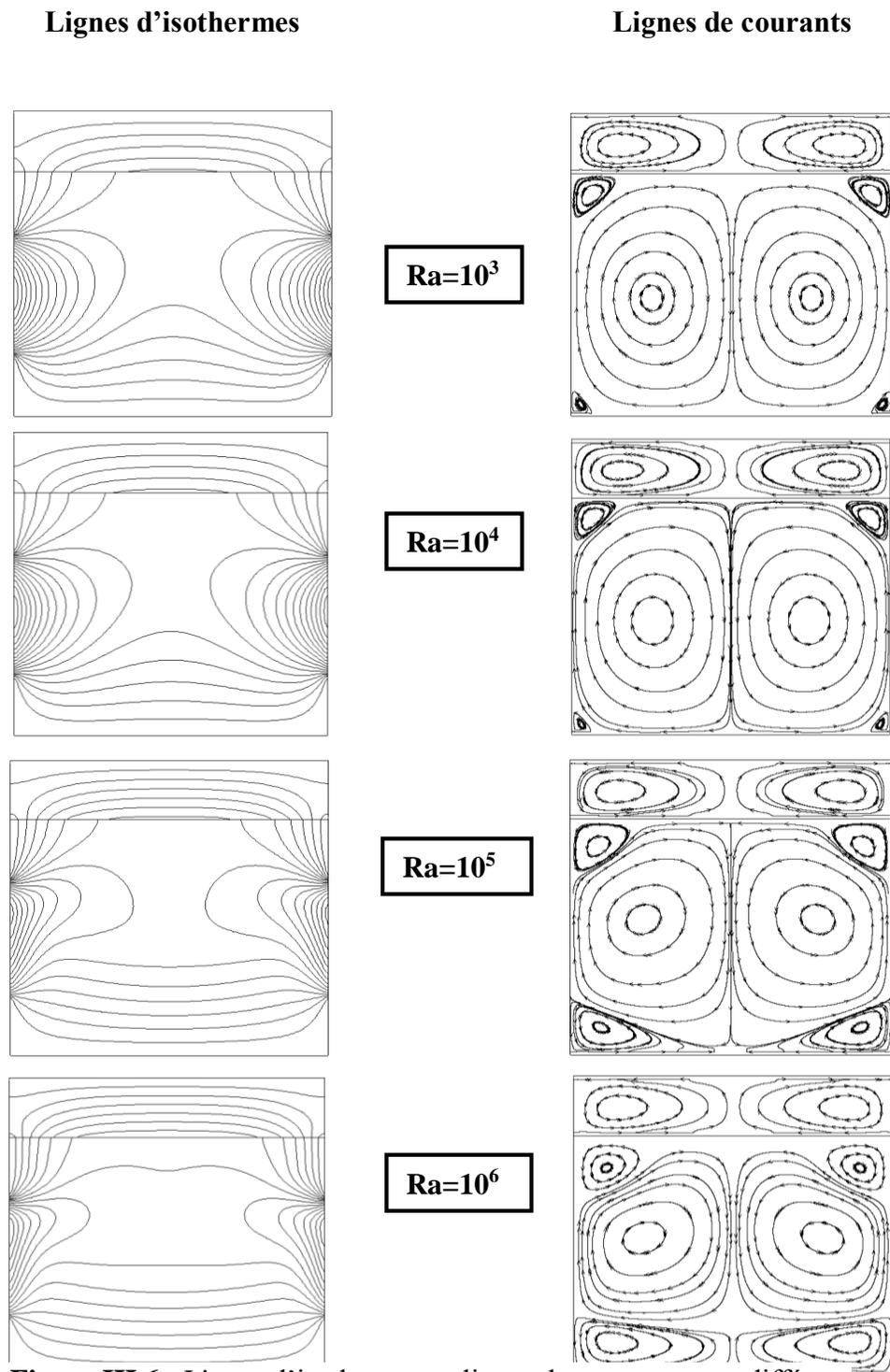


Figure III.6 : Lignes d'isothermes et lignes de courants pour différent nombres de Rayleigh.

Le taux de transfert de chaleur est présenté en termes du nombre de Nusselt local. La **figure III.7** représente la variation du nombre de Nusselt local le long des parois chaudes pour différents nombres de Rayleigh ($Ra = 10^3$ à 10^6). Ces courbes tracées en fonction de Y montrent que, pour les faibles Rayleigh ($Ra \leq 10^4$) les valeurs du nombre de Nusselt local restent symétriques par rapport au centre des plaques chaudes avec une distribution régulière caractéristique du régime de conduction.

Il ressort de l'augmentation de la force de circulation du fluide, une augmentation du transfert de chaleur dans la partie inférieure des plaques chaudes dû au resserrement de la couche limite thermique le long de ces plaques, ceci se confirme par la figure 6 (lignes d'isothermes, lignes de courants).

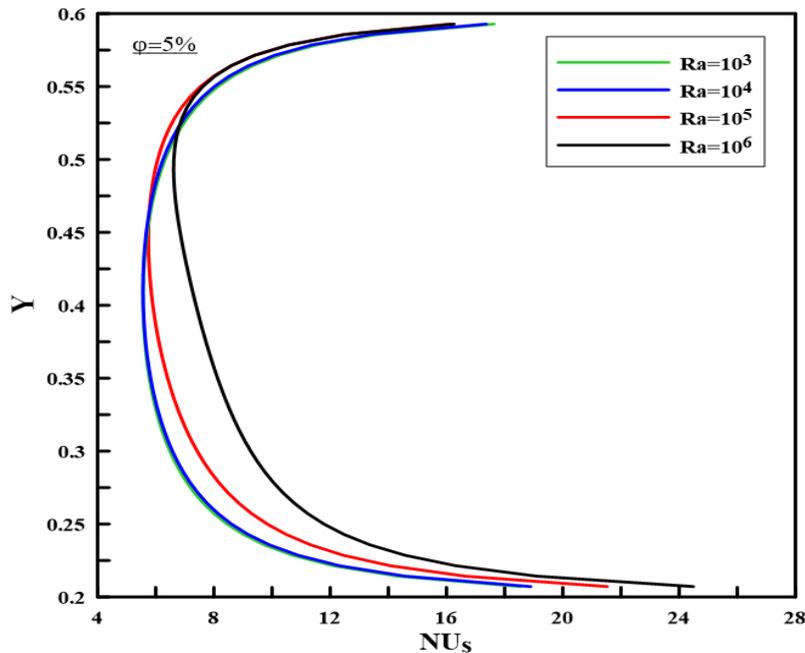


Figure III.7 : Influence du nombre de Rayleigh sur le nombre de Nusselt local le long des parois chauffées pour une fraction volumique $\phi = 5\%$.

III.5.2 Effet de la fraction volumique des nanoparticules (φ)

On examine dans cette partie l'influence de la fraction volumique (φ) des nanoparticules sur le champ dynamique et thermique de l'écoulement, la simulation numérique a été faite pour un nombre de Rayleigh ($Ra=10^5$), le nanofluide utilisé ayant des fractions volumiques ($\varphi = 0.05 ; 0.1 ; 0.15 ; 0.2$).

En consultant la **figure III.9** qui représente les contours de lignes de courant et des isothermes, on remarque que la variation de la fraction volumique des nanoparticules n'a pas un grand effet sur la structure de l'écoulement et des lignes d'isothermes dans les deux régions (liquide/Air), cela s'explique que le mode de transfert convectif est conservé au sein de l'enceinte.

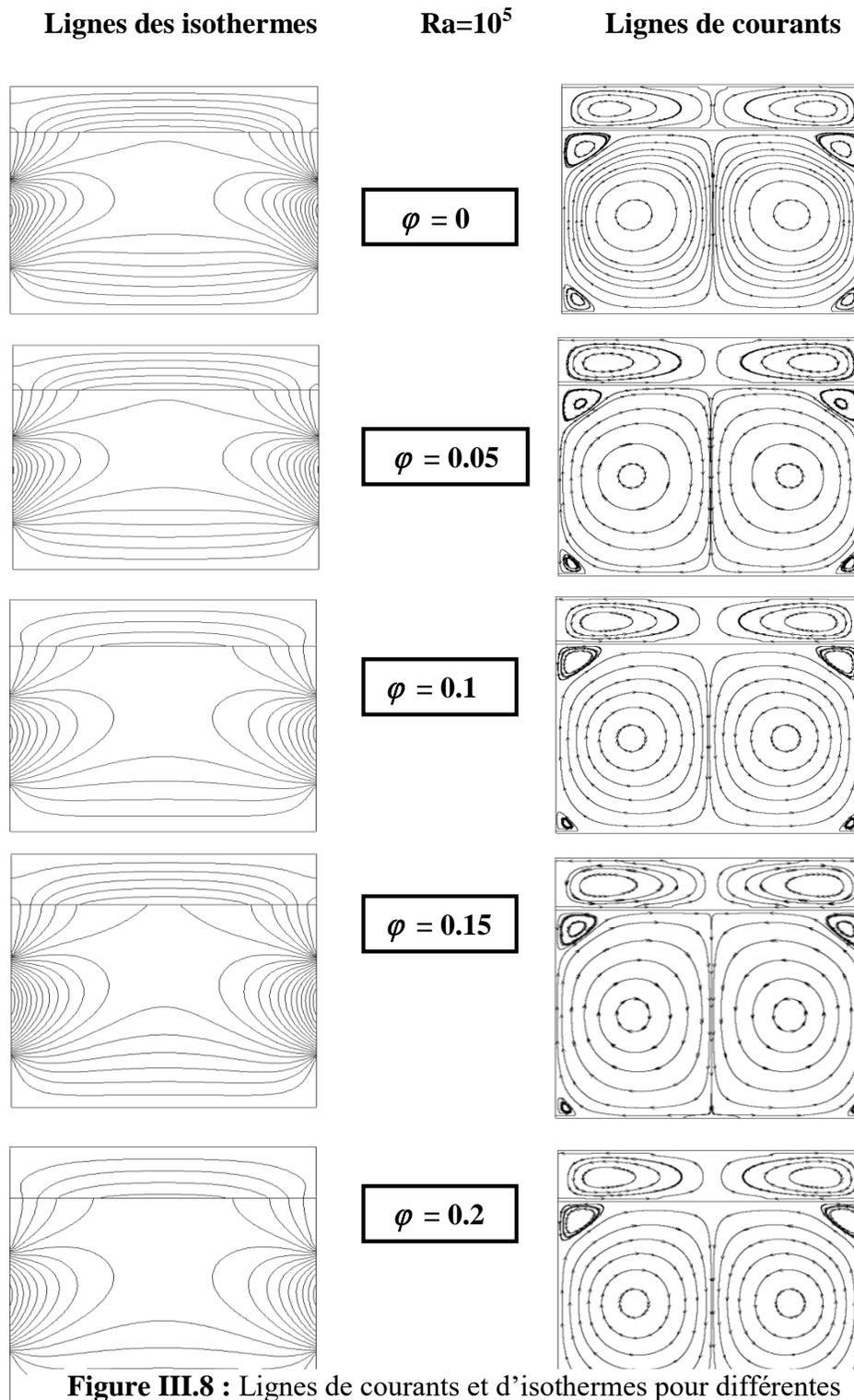


Figure III.8 : Lignes de courants et d'isothermes pour différentes fractions volumiques φ

La **figure III.9** représente la variation de Nusselt local sur les parois chaudes pour différentes fractions volumiques et $Ra=10^5$. Les résultats indiquent que le nombre de Nusselt local augmentent

en fonction de la fraction volumique, ce qui s'explique par l'amélioration des propriétés thermophysiques de nanofluide en particulier sa conductivité thermique qui augmente avec la concentration des nanoparticules (Cu) et à l'écoulement induit par le contact avec les faces des sources de chaleur.

L'allure des profils de Nusselt reste inchangée, ceci se confirme par la figure 8 (lignes d'isothermes, lignes de courants).

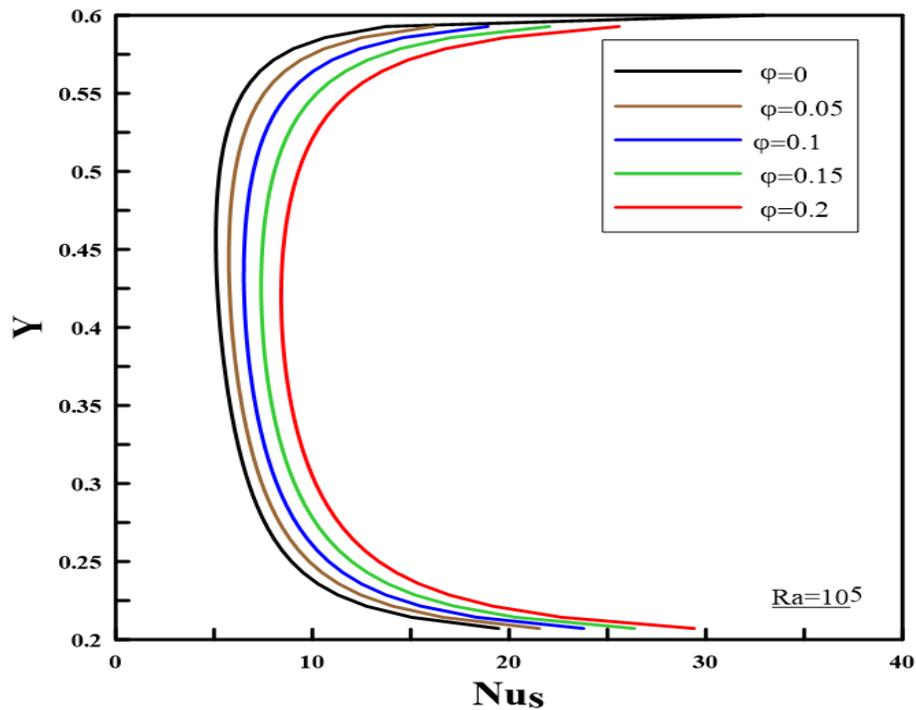


Figure III.9 : Variations du nombre de Nusselt pour diverses fractions volumiques

Avec un $Ra = 10^5$.

III.5.3 Effet de la longueur des plaques chauffantes (B)

Les résultats sont présentés en termes de lignes de courant et lignes d'isothermes **Figure III.10** a l'intérieure des deux régions air et nanofluide , les isothermes apparaissent comme des lignes concentriques entre elles au niveau des plaques chauffantes, qui est une caractéristique d'un régime de transfert dominé par la conduction, à mesure que la plaque augmente $B \geq 0.4$ on remarque que la concentricité disparaît, donnant naissance à un panaché thermique signe du régime convectif, vers une stratification thermique complète de l'enceinte, lorsque les plaques prennent la totalité des deux façades latérales ($B=0.8$) de la région liquide, ce qui laisse dire que le transfert par conduction est dominant.

Pour les lignes de courant à mesure que les plaques augmentent les cellules de concentration aux coins de la région liquide se diminuent jusqu'à leur disparitions total ($B=0.8$) ce qui confirme la dominance de la conduction.

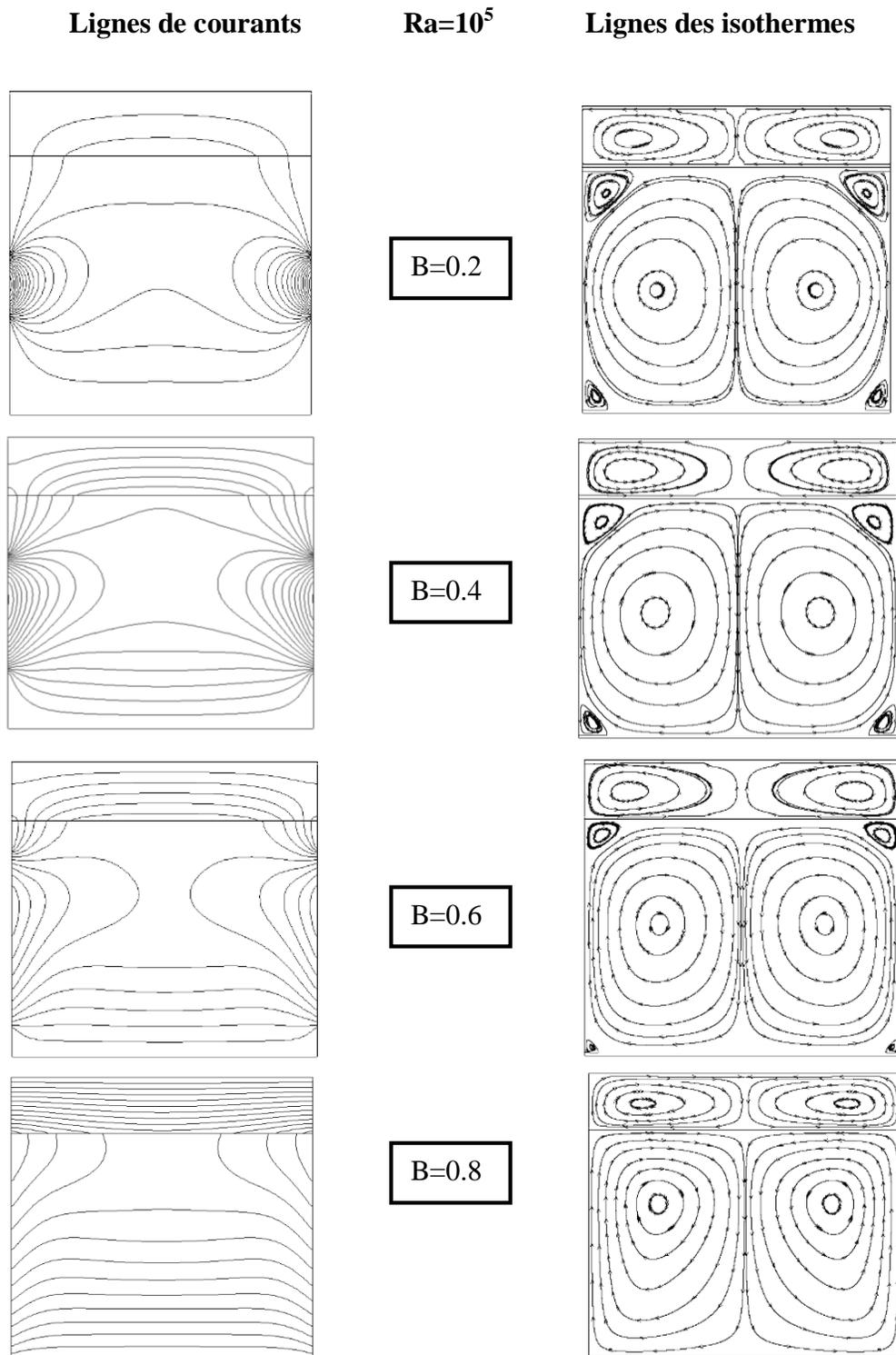


Figure III.10 : Contours des lignes de courants et les isothermes pour différentes longueurs des deux plaque chauffantes ($\varphi = 5\%$, $Ra=10^5$).

L'analyse de l'influence de la longueur des deux plaques chauffantes pour le nombre de Nusselt

local est montrée sur la **figure III.11**, à force que la longueur augmente, le nombre de Nusselt local diminue, ceci laisse dire que le mode de transfert est purement ou à dominance conductif,

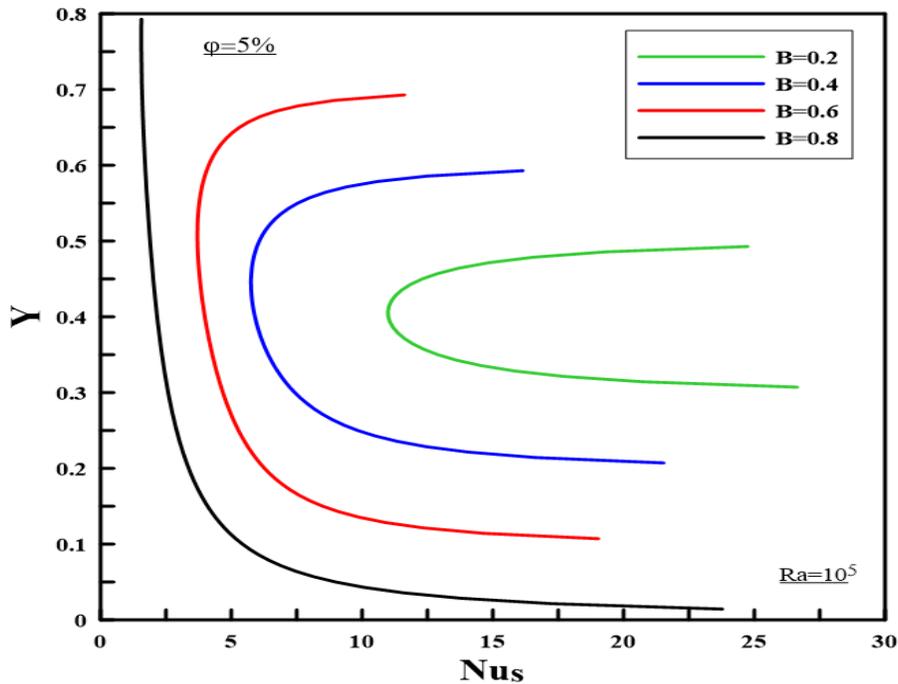


Figure 111 : Effet de la longueur de l'élément chauffant sur le nombre de Nusselt local.

III.5.4 Effet de l'emplacement de la plaque chauffante (D)

L'implantation des deux sources de chaleur dans différentes positions verticales (D) de l'enceinte, distingue une variation remarquable de la structure de l'écoulement, en effet la **figure III.12** nous illustre les contours des fonctions de courant et d'isotherme, on remarque à $D=0.2$ les isothermes s'intensifient au niveau des plaques chauffantes, deux cercles de vortex se forment au haut de la région liquide, de $D=0.2$ à 0.4 la stratification des isothermes commence à apparaître, pour $D=0.6$, les isothermes sont majoritairement stratifiées ce qui confirme la dominance du régime conductif des deux parties (Air/liquide).

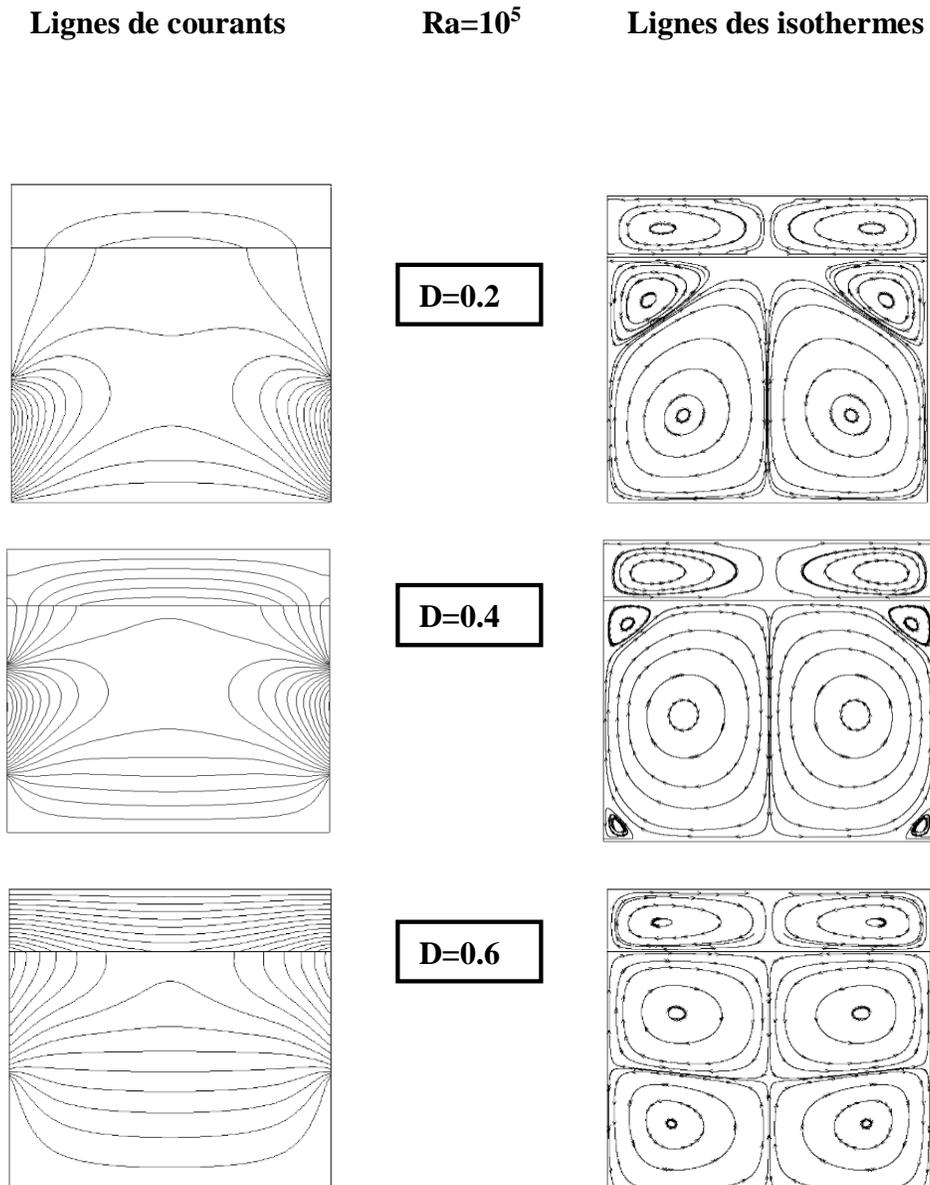


Figure III.12 : Contours des lignes de courants et d'isothermes pour différents emplacements des plaques chauffantes (D), ($\varphi = 5\%$, $Ra=105$).

La **figure III.13** représente la variation du nombre de Nusselt local au long des deux parois chaudes, on remarque que le nombre de Nusselt local diminue à chaque fois que la plaque change

de position (D) de bas en haut, on constate que le mode convectif cède sa place au mode conductif au niveau de toute la cavité ce qui est confirmé avec la figure 12.

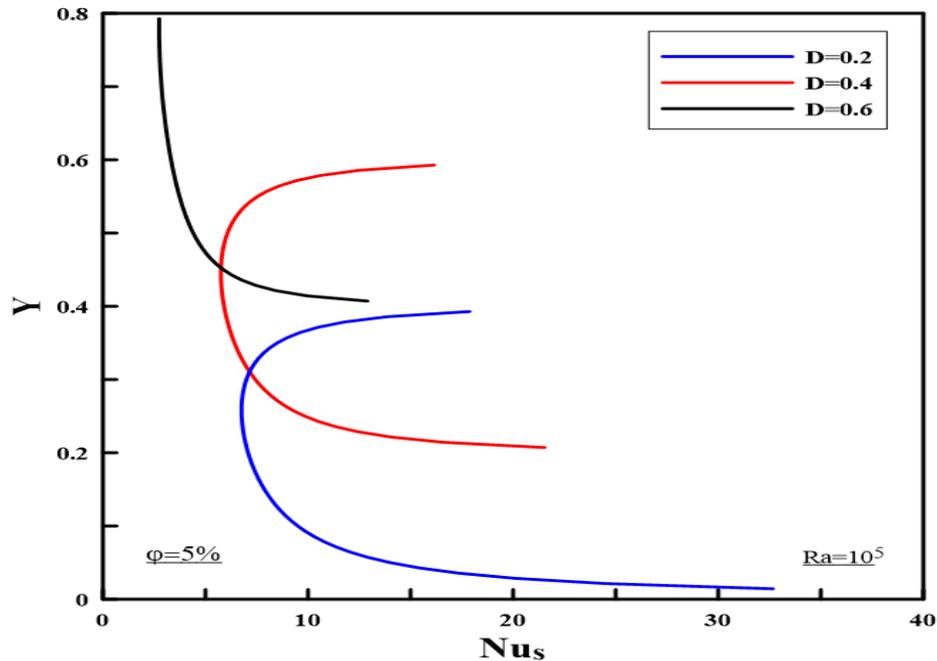


Figure III.13 : Effet de l'emplacement de l'élément chauffant sur le nombre de Nusselt local.

III.5.5 Effet de la forme géométrique de l'enceinte (A)

La **figure III.14** montre comment le rapport de forme géométrique (A) influe sur la structure de l'écoulement. On constate qu'à travers la diminution de rapport de forme (A) qui se distingue par la largeur de la géométrie, intensifie le mouvement du fluide dans tout l'espace de l'enceinte et donne naissance à plusieurs zones de recirculation, signe du régime convectif. Par contre à force que la largeur (A) augmente, la distribution du mouvement du fluide augmente uniquement dans la région de l'air en créant plusieurs zones de vortex, pour la région liquide deux grandes cellules contrarotatives se manifeste, et une distribution uniforme des isothermes, cela veut dire que le mode convectif reste dominant dans l'air et un mode conductif qui s'installe dans la partie liquide.

Lignes de courants

$Ra=10^5$

Lignes des isothermes

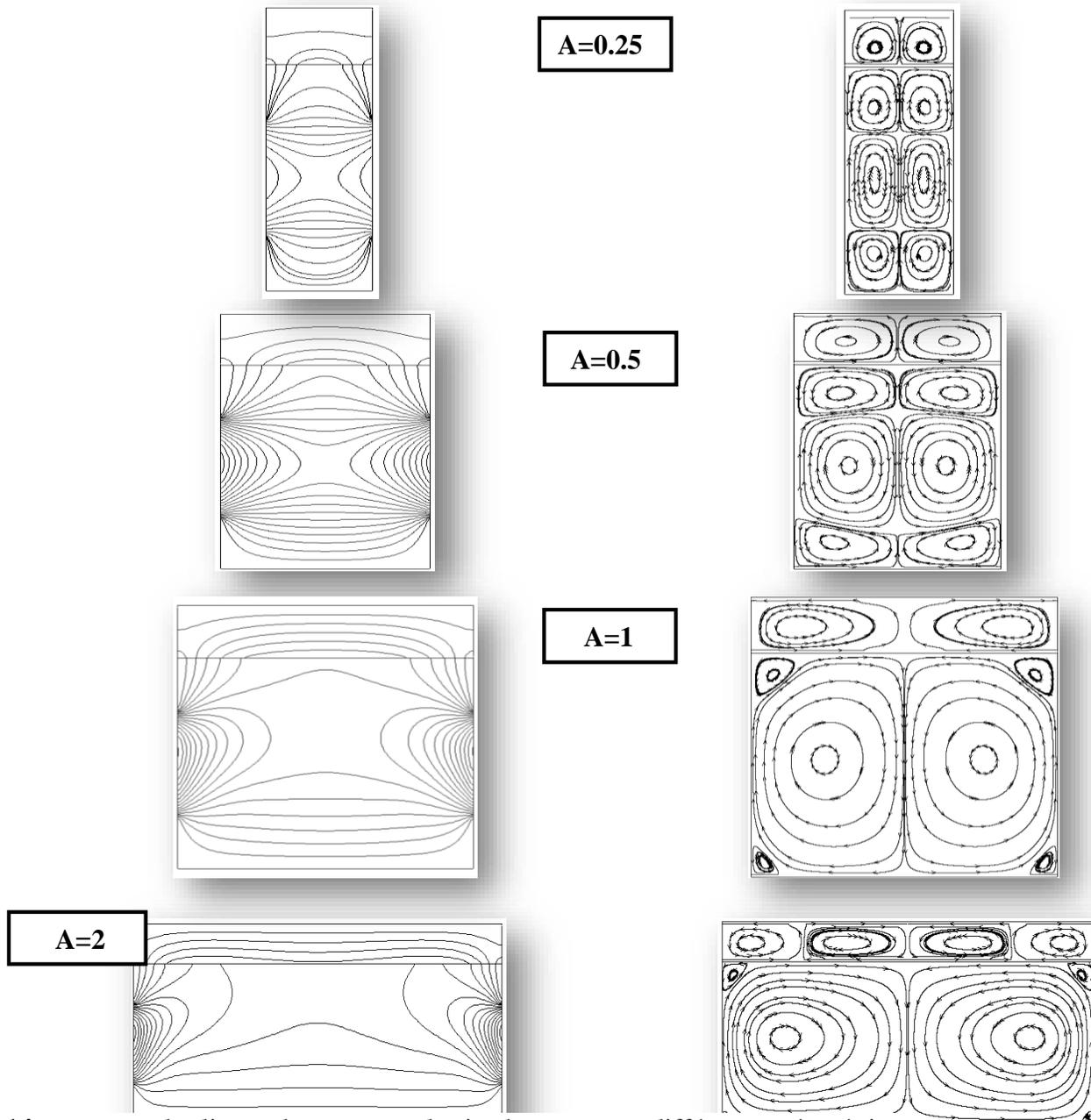


Figure III.14 : contours des lignes de courant et les isothermes pour différentes géométries de l'enceinte ($A= 0.25 ; 0.5 ; 1 ; 2$) avec ($\varphi =5\%$, $Ra=105$).

L'analyse des courbes du Nusselt sur les deux plaques chauffantes **Figure III.15** en fonction de la largeur de la géométrie (A), met en évidence l'influence du régime d'écoulement à travers

l'augmentation de ce dernier. Ainsi à mesure que (A) augmente le régime de convection naturelle s'installe les transferts de chaleurs sont meilleurs.

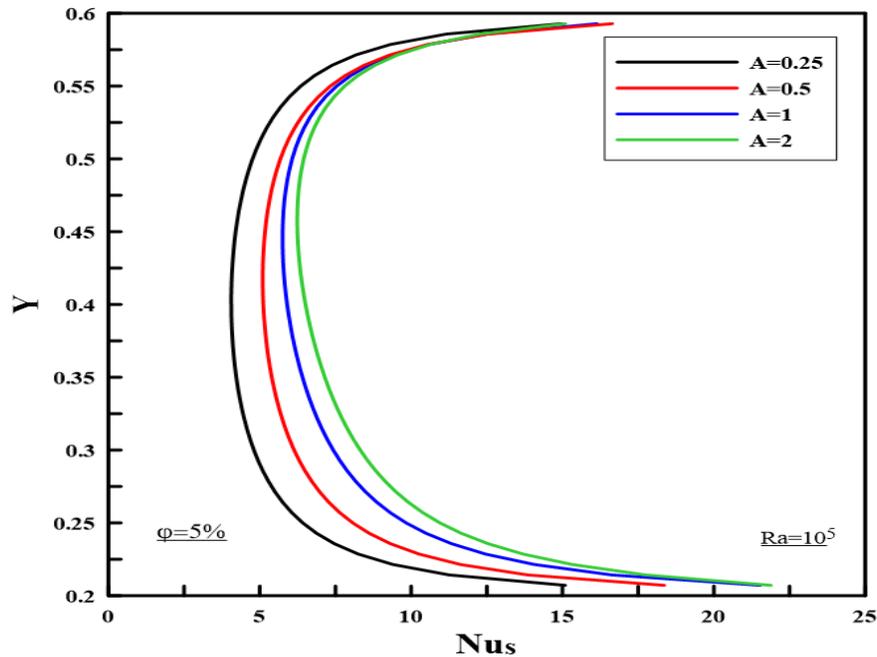


Figure III.15 Effet de la géométrie de l'enceinte (A) sur le nombre de Nusselt local.

Conclusion

Après simulation et études des résultats, on n'a pu voir que les paramètres géométriques (rapport de forme A), la taille et l'emplacement des plaques chauffantes, la variation de la fraction volumique et le nombre de Rayleigh influent considérablement sur la qualité de l'échange thermique. À ce titre on a remarquée qu'on augmentant la largeur de la géométrie, le taux de transfert thermique augmente, de même pour la fraction volumique, par contre la faite de varier la taille ou l'emplacement de la plaque chauffante de l'enceinte, le taux de transfert thermique diminue.

Enfin la convection naturelle est évidemment très sensible à la variation du nombre de Rayleigh, d'après les résultats obtenus, on considère que l'augmentation de nombre de Rayleigh et l'influence de la largeur A , ainsi que l'ajout de la fraction volumique ϕ , améliorent considérablement les échanges thermiques dans l'enceinte.

Conclusion

Générale

CONCLUSION GENERALE

Vu son importance dans les nombreuses applications industrielles, la convection dans les espaces confinés a poussé un très grand nombre de chercheurs à investir ce domaine tant sur le plan expérimental que sur le plan numérique.

Cet intérêt nous a motivés pour modéliser et simuler les transferts de chaleur par convection naturelle dans une cavité carrée partiellement chauffée en présence de deux fluides non miscible (air / nanofluide). Ce problème a été abordé avec une approche numérique basée sur la méthode des volumes finis pour la résolution des équations gouvernantes basées sur l'approximation de Boussinesq.

Après une validation portant sur un cas similaire traité par **salari et al [22]**, on a élargi l'étude par une analyse paramétrique basée essentiellement sur l'influence de la fraction volumique, nombre de Rayleigh, la longueur de l'appareil de chauffage et son emplacement ainsi le rapporte de forme géométrique de l'enceinte.

Les résultats obtenus sont résumés comme suit :

- Le nombre de Nusselt local augmente avec l'augmentation de la fraction volumique et le rapport d'aspect (A), alors qu'ils diminuent avec l'augmentation de longueur de l'appareil de chauffage et son emplacement.
- L'effet du nanofluide sur la convection se manifeste particulièrement pour un nombre de Rayleigh élevé.
- L'augmentation de la forme géométrique de l'enceinte ou l'emplacement de la plaque chauffante a un effet direct sur les modèles de zone de circulation dans les deux régions (air/nanofluide).

Comme notre étude s'est focalisée sur la problématique de la convection naturelle en régime laminaire en présence de deux fluide, il serait intéressant pour un travail futur d'étudier le comportement de l'interface entre les deux fluides, ou d'explorer les régimes turbulents afin de compléter cette investigation. Comme il conviendra aussi de considérer d'autre formes de géométries et le type de nanofluide.

Références

bibliographiques

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] S.U.S.Choi, “enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles, developments and applications of Non –Newtonian flows,” FED-Vol.231/MD-Vol.66, 1995.
- [2] Maxwell J. C, “A Treatise on Electricity and Magnetism,” Clarendon Press, no. Oxford, UK second edition, 1881.
- [3] R. L. Hamilton, “Thermal conductivity of heterogeneous two-component systems,” *Ind. Eng. Chem. Fundam.*, vol. 1, no. 3, pp. 187–191, 1962.
- [4] P. and Y. I. Cho, *Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles.* 1998.
- [5] Y. Xuan and W. Roetzel, “Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 43, no. 19, pp. 3701–3707, 2000.
- [6] A. Einstein, “Investigation on the Brownian movements,” 1956.
- [7] H. C. Brinkman, “The viscosity of concentrated suspensions and solutions,” *J. Chem. Phys.*, vol. 20, no. 4, p. 571, 1952.
- [8] B. Ghasemi and S. M. Aminossadati, “Brownian motion of nanoparticles in a triangular enclosure with natural convection,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 49, no. 6, pp. 931–940, 2010.
- [9] H. F. Oztop and E. Abu-Nada, “Numerical study of natural convection in partially heated rectangular enclosures filled with nanofluids,” *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 29, no. 5, pp. 1326–1336, 2008.
- [10] C. J. Ho, M. W. Chen, and Z. W. Li, “Numerical simulation of natural convection of nanofluid in a square enclosure: Effects due to uncertainties of viscosity and thermal conductivity,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 51, no. 17–18, pp. 4506–4516, 2008.
- [11] S. El Bécaye Maïga, S. J. Palm, C. T. Nguyen, G. Roy, and N. Galanis, “Heat transfer enhancement by using nanofluids in forced convection flows,” *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 26, no. 4 SPEC. ISS., pp. 530–546, 2005.

- [12] K. Khanafer, K. Vafai, and M. Lightstone, "Buoyancy-driven heat transfer enhancement in a two-dimensional enclosure utilizing nanofluids," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 46, no. 19, pp. 3639–3653, 2003.
- [13] R. Y. Jou and S. C. Tzeng, "Numerical research of nature convective heat transfer enhancement filled with nanofluids in rectangular enclosures," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 33, no. 6, pp. 727–736, 2006.
- [14] C. Cho, "Heat transfer and entropy generation of natural convection in nanofluid-filled square cavity with partially-heated wavy surface," *HEAT MASS Transf.*, vol. 77, pp. 818–827, 2014.
- [15] M. Mahmoodi, "Numerical simulation of free convection of a nanofluid in L-shaped cavities," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 50, no. 9, pp. 1731–1740, 2011.
- [16] K. S. Hwang, J. H. Lee, and S. P. Jang, "Buoyancy-driven heat transfer of water-based Al₂O₃ nanofluids in a rectangular cavity," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 50, no. 19–20, pp. 4003–4010, 2007.
- [17] S. M. Aminossadati and B. Ghasemi, "Natural convection cooling of a localised heat source at the bottom of a nanofluid-filled enclosure," *Eur. J. Mech. B/Fluids*, vol. 28, no. 5, pp. 630–640, 2009.
- [18] S. Siddiqa, M. A. Hossain, and R. S. R. Gorla, "Conjugate natural convection flow over a vertical surface with radiation," *Heat Mass Transf. und Stoffuebertragung*, vol. 52, no. 6, pp. 1193–1202, 2016.
- [19] A. M. Bethancourt L, M. Hashiguchi, K. Kuwahara, and J. M. Hyun, "Natural convection of a two-layer fluid in a side-heated cavity," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 42, no. 13, pp. 2427–2437, 1999.
- [20] F. Erdogan and M. Tutar, "Velocity and Temperature Field Characteristics of Water and Air during Natural Convection Heating in Cans," *J. Food Sci.*, vol. 76, no. 1, 2011.
- [21] M. Salari, E. H. Malekshah, and M. H. Esfe, "Three dimensional simulation of natural convection and entropy generation in an air and MWCNT/water nanofluid filled cuboid as two

immiscible fluids with emphasis on the nanofluid height ratio's effects," *J. Mol. Liq.*, vol. 227, pp. 223–233, 2017.

[22] M. Salari, E. H. Malekshah, and M. H. Malekshah, "Natural convection in a rectangular enclosure filled by two immiscible fluids of air and Al₂O₃-water nanofluid heated partially from side walls," *Alexandria Eng. J.*, vol. 57, no. 3, pp. 1401–1412, 2018.

Annexe

Méthode des Volumes Finis (MVF)

La procédure de simulation numérique retenue pour la résolution du système d'équation gouvernante est basée sur la méthode des volumes finis. Cette méthode qui se distingue par sa fiabilité quant aux résultats, son adaptation au problème physique, sa garantie pour la conservation de la masse et de quantité de mouvement et de tout scalaire transportable sur chaque volume de contrôle et dans tout le domaine de calcul.

La méthode des volumes finis a été décrite pour la première fois en 1972 par Patankar et Spalding et publié en 1980 par Patankar. Le principe de cette méthode consiste à subdiviser le domaine d'étude en volumes élémentaires de telle manière que chaque volume entoure un nœud principal P . Chaque volume est délimité par : deux interfaces dans le cas monodimensionnel noté (e,w) , quatre interfaces dans le cas bidimensionnel (e,w,s,n) et six interfaces dans le cas tridimensionnel (e,w,s,n,t,b) . Chaque nœud principal P est limité par des nœuds voisins (E,W) dans le cas monodimensionnel (E,W,S,N) dans le cas bidimensionnel, et (E,W,S,N,T,B) dans le cas tridimensionnel. L'équation différentielle est intégrée dans chaque volume élémentaire fini. Pour calculer l'intégrale dans ce volume élémentaire, l'inconnue est représentée à l'aide d'une fonction d'approximation (linéaire, parabolique, exponentiel, de puissance, etc.) entre deux nœuds consécutifs. Ensuite, la forme intégrale est discrétisée dans le domaine d'étude. Le résultat de discrétisation donne une équation algébrique qui est constituée par les valeurs nodales.

Algorithme simple

L'algorithme SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation) signifie Méthode semi-implicite pour le traitement de la pression, il a été mis en avant par Patankar et Spalding (1970), si le champ de pression est connu, la résolution de l'équation de quantité de mouvement donne un champ de vitesse qui vérifie automatiquement l'équation de continuité. Mais comme aucune information sur la pression ne peut être obtenue de l'équation de continuité on est amené à résoudre le système d'équations par un algorithme itératif, c'est-à-dire on utilise une distribution quelconque de la pression pour résoudre l'équation de mouvement, le champ de vitesse obtenu ne vérifie pas l'équation de continuité, puisqu'il a été déduit d'un champ de pression quelconque. L'idée est de déduire de l'équation de continuité une équation pour corriger la pression, alors cette

nouvelle pression est réutilisée pour calculer un nouveau champ de vitesse et ainsi de suite jusqu'à convergence de toutes les variables du problème

Déroulement d'algorithme simple

- 1) Estimer le champ de pression P^* .
- 2) Résoudre les équations de quantité de mouvement pour ce champ de pression P^* et déduire le champ de vitesse correspondant (u^*, v^*) :

$$\begin{cases} a_{i,j} u_{i,j}^* = \sum a_{nb} u_{nb}^* + (p_{i-1,j}^* - p_{i,j}^*) A_{i,j} + b_u \\ a_{l,j} v_{l,j}^* = \sum a_{nb} v_{nb}^* + (p_{l,j-1}^* - p_{l,j}^*) A_{l,j} + b_v \end{cases}$$

Avec $i=e, w$ et $j= n, s$: pour les valeurs vectorielles (vitesses u et v)

$I=E, W$ et $J=N, S$: pour les scalaires (pression)

$(p_{i-1,j}^* - p_{i,j}^*) A_{i,j}$: Force de pression agissant sur la face verticale du volume de contrôle de la composante vitesse u^* .

$(p_{l,j-1}^* - p_{l,j}^*) A_{l,j}$: Force de pression agissant sur la face horizontale du volume de contrôle de la composante vitesse v^* .

$A_{i,j}$ Surface sur les quelles agissent les forces ($A_e = A_w = \Delta y$ et $A_n = A_s = \Delta x$)

- 3) corriger la pression P^* et les vitesses u^* et v^* , ainsi les nouveaux champs s'écrivent :

$$\begin{cases} p = p^* + p' \\ u = u^* + u' \\ v = v^* + v' \end{cases}$$

- 4) déductions d'une équation de corrélation de la pression pour cela :

Soustraire les équations de quantité de mouvement écrite en valeur corrigée de celles

en valeur estimée on aura :

$$\begin{cases} a_{i,J}(u_{i,J} - u_{i,J}^*) = \sum a_{nb}(u_{nb} - u_{nb}^*) + ((p_{i-1,J} - p_{i-1,J}^*) - (p_{i,J} - p_{i,J}^*))A_{i,J} \\ a_{i,J}(v_{i,J} - v_{i,J}^*) = \sum a_{nb}(v_{nb} - v_{nb}^*) + ((p_{l-1,j} - p_{l-1,j}^*) - (p_{l,j} - p_{l,j}^*))A_{l,j} \end{cases}$$

En utilisant les deux formules de correction précédente on aura :

$$\begin{cases} a_{i,J}u'_{i,J} = \sum a_{nb}u'_{nb} + (p'_{i-1,J} - p'_{i,J})A_{i,J} \\ a_{i,J}v'_{i,J} = \sum a_{nb}v'_{nb} + (p'_{l-1,j} - p'_{l,j})A_{l,j} \end{cases}$$

L'algorithme SIMPLE suppose que les termes $\sum (a_{nb}u'_{nb})$ et $\sum (a_{nb}v'_{nb})$ peuvent être négligés,

alors :

$$\begin{cases} u'_{i,J} = (p'_{i-1,J} - p'_{i,J})d_{i,J} \\ v'_{i,J} = (p'_{l-1,j} - p'_{l,j})d_{l,j} \end{cases}$$

$$\text{avec } d_{i,J} = \frac{A_{i,J}}{a_{i,J}} \text{ et } d_{l,j} = \frac{A_{l,j}}{a_{l,j}}$$

Alors le champ de vitesse exact s'écrira :

$$\begin{cases} u_{i,J} = u_{i,J}^* + (p'_{i-1,J} - p'_{i,J})d_{i,J} \\ v_{i,J} = v_{i,J}^* + (p'_{l,j-1} - p'_{l,j})d_{l,j} \end{cases}$$

Et de façon similaire :

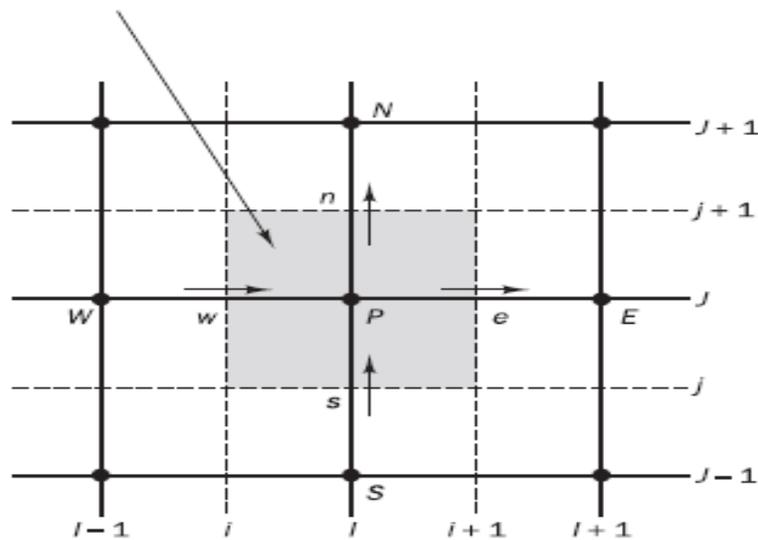
$$\begin{cases} u_{i+1,J} = u_{i+1,J}^* + (p'_{i,J} - p'_{i+1,J})d_{i+1,J} \\ v_{i+1,J} = v_{i+1,J}^* + (p'_{l,j} - p'_{l,j+1})d_{l,j+1} \end{cases}$$

$$\text{Avec } d_{i+1,J} = \frac{A_{i+1,J}}{a_{i+1,J}} \text{ et } d_{l,j+1} = \frac{A_{l,j+1}}{a_{l,j+1}}$$

Introduire les équations Dans l'équation de continuité suivante :

$$[(\rho u A)_{i+1,J} - (\rho u A)_{i,j}] + [(\rho v A)_{l,j+1} - (\rho v A)_{l,j}] = 0$$

volume de controle



Nous obtenons l'équation de correction de la pression qui s'écrit comme suite :

$$a'_p p'_p = a'_E p'_E + a'_W p'_W + a'_N p'_N + a'_S p'_S + b$$

$$\text{Avec } \begin{cases} a'_E = (\rho A d)_e \\ a'_N = (\rho A d)_n \end{cases} \text{ et } \begin{cases} a'_W = (\rho A d)_w \\ a'_S = (\rho A d)_s \end{cases}$$

$$a'_p = a'_E + a'_W + a'_N + a'_S \text{ et } b = (\rho u^* A)_e + (\rho u^* A)_w + (\rho u^* A)_n + (\rho u^* A)_s$$

5) Résoudre les autres équations de transport relatives aux autres scalaires du problème à savoir la température.

6) Si les critères de convergences sont vérifiés, les champs ainsi déterminés sont les champs

Solution du problème. Si ce n'est pas le cas, le processus est réitéré à partir de la deuxième étape.

Résumé

Dans ce travail, on a présenté une étude numérique du transfert de chaleur par convection naturelle laminaire et stationnaire dans une enceinte partiellement chauffée remplie de deux fluides non miscible (air/nanofluides). Les équations gouvernantes (équation de continuité, de quantité de mouvement et de l'énergie) ont été résolues en utilisant la méthode des volumes finis. Après validation de la méthode numérique, on a élargi l'étude par une analyse paramétrique basée essentiellement sur l'influence de la variation de la fraction volumique du nanofluide ($0 < \phi < 0.2$), le nombre de Rayleigh (10^3 à 10^6), la longueur de l'appareil de chauffage et son emplacement ainsi le rapporte de forme géométrique de l'enceinte. Les résultats montres que les paramètres précédents influents sur le transfert de chaleur.

Mots clés : convection naturelle, fluides non miscible, nanofluide, cavité carrée

Abstract

In this work, we presented a numerical study of laminar and stationary natural convection heat transfer in a partially heated enclosure filled with two immiscible fluids (air / nanofluids). The governing equations (equation of continuity, momentum and energy) have been solved in using the volume method finished. After validating of the numerical method, the study was extented by a parameters analysis based essentially on the influence of the variation of the solid volume fraction of the nanofluid ($0 < \phi < 0.2$), the Rayleigh number (10^3 à 10^6), the aspect ratio of the enclosure, the heater's length and locations on side walls .the results shows that the previous parameters influence heat transfer.

KEYWORDS : Natural convection; Immiscible fluids; Nanofluid; square enclosure.