

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 : ENERGETIQUE

Par :

**Bouazza Achour**

**Louaar Allaedine**

**Thème**

---

**Etude de la convection mixte dans une cavité carrée  
entraînée contenant différents blocs chauffés, avec un  
nano-fluide**

---

Soutenu le 14/10/2021 devant le jury composé de:

Mr. H. Benslimane

Président

Mr. M. Hamdi

Rapporteur

Mr. M. Adnani

Examineur

**Année Universitaire 2020-2021**

---

## Remerciements

*Nos remerciements tout d'abord au Dieu le tout puissant pour la santé et la patience qu'il nous a donné.*

*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.*

*Et enfin, à toutes les personnes qui ont contribué, de près ou de loin à la réalisation de ce modeste travail.*



---

## Dédicace

*Je dédie ce modeste travail Aux être les plus chères, mes parents, ma femme, mes frères et sœurs qui ont étaient à mes côtés et m'ont toujours soutenu tout au long de ces longues années d'études.*

*L'expression de ma profonde gratitude pour tout ce qu'ils ont consenti d'efforts et de moyens pour me voir réussir dans mes études. Sans oublier tous mes amis et personnes avec qui j'ai partagé beaucoup de moments agréables et inoubliables.*

## **B. Achour**

## Dédicace

*Je dédie ce modeste travail Aux être les plus chères, mes parents, mes frères qui ont étaient à mes côtés et m'ont toujours soutenu tout au long de ces longues années d'études.*

*L'expression de ma profonde gratitude pour tout ce qu'ils ont consentid'efforts et de moyens pour me voir réussir dans mes études. Sans oublier tous mes amis et personnes avec qui j'ai partagé beaucoup de moments agréables et inoubliables.*

# Sommaire

<b>Remerciements</b>	<b>I</b>
<b>Dédicaces</b>	<b>III</b>
<b>Sommaire</b>	<b>IV</b>
<b>Liste des figures</b>	<b>VII</b>
<b>Liste des tableaux</b>	<b>X</b>
<b>NOMENCLATURE</b>	<b>XI</b>
<b>Introduction générale</b>	<b>1</b>
<b>Chapitre I: Généralité et synthèse bibliographique</b>	
I.1. Introduction.....	4
I. 1.1. Le transfert convectif .....	4
I.1.2. Convection forcé.....	5
I.1.3. Convection naturelle .....	5
I. 1.4. Convection mixte.....	5
I.2. Généralité sur les nano-fluides et nanoparticules .....	6
I.3. Préparation de nano-fluide.....	10
I.4. Les applications des nano-fluides .....	11
I.5. Les avantages des nano-fluides.....	11
I.6. Les inconvénients des nano-fluides .....	11
I.7. Synthèse bibliographique .....	11
I. 7.1. Etudes antérieures sur la convection mixte carrée entraînée .....	11
I. 7.2. Etudes antérieures sur la convection mixte des cavités entraînées avec des blocs .....	13
I.7.3. Etudes antérieures sur la convection mixte des cavités entraînées remplies de nano-fluides	

---

## Chapitre II: Formulation mathématique et position du problème

II.1. Introduction.....	19
II.2. Position du problème et hypothèses simplificatrices .....	19
II.2.1. Spécification du modèle utilisé .....	19
II.2.2. Hypothèses simplificatrices.....	19
II.3. Propriété thermophysique des nanofluides .....	20
II.3.1. Masse volumique .....	20
II.3.2. Chaleur spécifique .....	20
II.3.3. Viscosité dynamique des nanofluides.....	20
II.3.4. Conductivité thermique .....	20
II.3.5. Coefficient d'expansion thermique.....	20
II.4. Equations gouvernantes du problème .....	21
II. 5. Forme adimensionnelle des équations.....	22
II. 5.1. Equations adimensionnelles.....	22
a. Equation de continuité .....	22
b. Equation de continuité de mouvement .....	22
c. Equation d'énergie.....	22
II.5.2. Conditions aux limites .....	22
II.5.3. Nombres adimensionnels.....	23
II.6. Méthode numérique .....	25
II. 7. Conclusion.....	26



---

<b>Chapitre III: Résultatset Discussion</b>	
III. 1. Introduction .....	28
III.2. Etudedu Maillage .....	28
III.3. Validation .....	29
III.4. Résultatset Discussion .....	30
III.4. 1. Influencedu nombrede Grashof .....	30
III.4. 2. Influencede lafraction volumique .....	33
III.4. 3. Influencedunombrede Reynolds .....	36
III.4. 4. Effet de différentes nanoparticules (Ag et Cu) .....	39
III.5. Conclusion .....	42
<b>Conclusion générale</b>	44
<b>Références bibliographiques</b>	46
<b>Résumé/Abstract</b>	48

## Listedesfigures

<b>FigureI.1.</b> Schémaprésentatifdetransfertconvectif[1] .....	4
<b>FigureI.2.</b> Schémaprésentatifdetransfertparconvectionforcéetnaturelle[2].....	5
<b>FigureI.3</b> nanoparticules métalliques (Ag et Cu)[4] .....	7
<b>FigureI.5.:</b> Nanoparticules sphériques(BAN/2005) Nanotubesdecarbonate(INT1)[4].....	8
<b>FigureI.6.</b> Nano-fluides vue au microscope électronique : éthylène glycol + cuivre à 0,5 % ; eau + alumine ; eau + or à 2 nm, [5].....	8
<b>FigureI.7.</b> Domainephysique [3].....	10
<b>FigureI.8.</b> Schémasationdeproblème physiqueetdesconditionsauxlimites[8].....	11
<b>FigureI.9.</b> Une vue schématique de la cavité considérée[9].....	11
<b>FigureI.10.</b> Schéma d'une cavité carrée en présence d'un bloc isotherme[10].....	12
<b>FigureI.11.</b> Configuration étudiée par S.Ray, D.Chatteries[11].....	13
<b>FigureI.12.</b> Modèle physique et système de coordonnées cartésiennes[12].....	13
<b>FigureI.13.</b> Une vue schématique de la cavité avec des conditions aux limites[13] .....	14
<b>FigureI.14.</b> Cavité carrée contenant deux sources de chaleur pour différentes positions[14]...14	
<b>Figure I. 15.</b> Effet des nombres de Rayleigh et Reynolds sur la variation du nombre de Nusselt moyen (Effet de nano fluide).[13].....	15
<b>FigureI.16.</b> Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh pour différentes fractions volumiques de nanoparticules[13].....	15
<b>Figure I. 17.</b> Effet des dimensions de l'obstacle sur le nombre de Nusselt moyen pour différents modes de convection[15].....	16
<b>FigureI. 18 :</b> Effet des dimensions de l'obstacle sur le nombre de Nusselt moyen pour différents modes de convection Abdelkader Boutra, et al [15].....	16

<b>FigureII.1.</b> Géométrie du problème.....	19
<b>FigureIII.1.</b> Étude de l'indépendance du maillage pour un nanofluide (Ag-eau), avec $\varphi=0.02$ , $Gr=10^4$ et $Re=100$ .....	28
<b>FigureIII.2.</b> Structure des lignes de courant. $\varepsilon=0,40$ . (a) Résultats numériques par FLUENT de Calcagni <i>et al.</i> [21] (b) Présente étude.....	29
<b>Figure III. 3.:</b> Structure des isothermes. (a) Résultats expérimentaux Calcagni <i>et al.</i> [21] (b) Présente étude.....	29
<b>FigureIII.4.</b> Variation du Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh, pour différentes valeurs de la largeur dimensionnelle de la source chauffée $\varepsilon$ .....	30
<b>FigureIII.5.:</b> Les lignes de courants pour différents nombres de Grashof à un $Re=100$ et $\varphi=0.02$ .....	31
<b>FigureIII.6.</b> Les lignes d'isothermes pour différents nombres de Grashof à un $Re=100$ et $\varphi=0.02$ .....	32
<b>FigureIII.7.</b> Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Grashof pour différentes valeurs de concentration volumiques variant de $\varphi=0, 0.02$ et $0.04$ et $0.05$ .....	32
<b>FigureIII.8.</b> Les lignes de courants pour différentes fractions volumiques à $Re=100$ et $Gr=10^4$ .....	34
<b>FigureIII.9</b> Les lignes d'isothermes pour différentes fractions volumiques à $Re=100$ et $Gr=10^4$ .....	35
<b>Figure III. 10.</b> Variation d'un nombre de Nusselt moyen en fonction de la fraction volumique à un $Re=100$ .....	35
<b>FigureIII.11.</b> Les lignes de courants pour différents nombres de Reynolds à $Gr=10^4$ , $\varphi=0.02$ .....	37
<b>FigureIII.12</b> Les lignes d'isothermes pour différents nombres de Reynolds à $Gr=10^4$ , $\varphi=0.02$ .....	37
<b>Figure III. 13.</b> Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour différentes valeurs d'un nombre de Grashof variant de $Gr=10^4$ et $Gr=10^3$ .....	38
<b>FigureIII.14.:</b> Les lignes d'isothermes (en haut) et de courant (en bas) du cuivre pour différents nombres de Reynolds à $Gr=10^4$ , $\varphi=0.02$ .....	40
<b>FigureIII.15.</b> Les lignes d'isothermes (en haut) et de courant (en bas) de l'aluminium pour différents nombres de Reynolds à $Gr=10^4$ , $\varphi=0.02$ .....	41
<b>FigureIII.16.</b> Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour différents	

nanoparticules (Ag, Al, Cu) à  $Gr=10^4$  et  $\varphi=0.02$  .....41

## Liste destableaux

<b>TableauII.1.:</b> Les propriétés thermo physiques de différents matériaux .....	09
<b>TableauII.2.</b> Propriétés physiques de l'eau et des nanoparticules Ag données à $T = 25^{\circ}\text{C}$ ....	20
<b>TableauII.3. :</b> Conditions aux limites sous forme adimensionnelle .....	23

# NOMENCLATURE

<b>Symboles</b>	<b>Définition</b>	<b>Unité(SI)</b>
$C_p$	:Chaleurspécifique	$\text{Jkg}^{-1} \text{K}^{-1}$
D	:diamètre desnano fluide	nm
H	:Hauteurde lacavité	m
g	:Accélérationdela pesanteur	$\text{m}^{-2}$
L	:Longueurde laplaque	sm
p	:Pression	Pa
m	:Masse	kg
Q	: Fluxde chaleur	W
R	:Dimensiond'entré etdela sortie	m
T	: Températuredimensionnel	K
$T_c$	: Température chaude	K
$T_f$	: Températurefroide	K
v	:Volumedesnanoparticules	$\text{m}^3$
Nu	:Nombre deNusselt	-
u,v	:Composantdevitesse dimensionnel	$\text{ms}^{-1}$
U,V	:Composantesdevitesseadimensionnelle	-
x,y	:cordonnéesdimensionnel	m
X,Y	:cordonnéesadimensionnel	-

---

## Symboles grecs

$\alpha$	: Diffusivité thermique	$\text{m}^2\text{s}^{-1}$
$\beta$	: Coefficient d'expansion thermique	$\text{K}^{-1}$
$\lambda$	: Conductivité thermique	$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$
$\theta$	: Température adimensionnelle	-
$\nu$	: Viscosité cinématique	$\text{m}^2\text{s}^{-1}$
$\mu$	: Viscosité dynamique	$\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$
$\varphi$	: fraction volumique des nanoparticules	-
$\rho$	: Masse volumique	$\text{kgm}^{-3}$

## Indices

f,s	: fluide et solide.
nf	: Nanofluide

## Groupements adimensionnels

Pr	Nombre de Prandtl
Re	Nombre de Reynolds
Gr	Nombre de Grashof
Ri	Nombre de Richardson

# Introduction Générale

Le transfert de chaleur par convection mixte dans les espaces fermés est un sujet d'étude particulièrement attractif. L'intérêt croissant de la convection mixte dans les cavités est dicté par la présence d'un tel phénomène dans de nombreuses applications technologiques, qui incluent l'isolation des bâtiments, les dispositifs de refroidissement pour les instruments électroniques, les collecteurs d'énergie solaire, la conception des réacteurs nucléaires, etc.

Le flux convectif est incontournable dès lors qu'un gradient de température se trouve en présence d'un champ de pesanteur dans un milieu de fluide au repos. La connaissance des mécanismes de transferts de chaleur résultants de ces écoulements est alors indispensable pour évaluer l'impact lors d'une étude thermique.

Le transfert de chaleur dans les espaces clos est compliqué par le fait que le fluide dans la cavité, en général, établissant un mouvement de rotation à l'intérieur de la cavité. Le fluide adjacent à la surface la plus chaude monte et le fluide près de la paroi froide se met en bas, établissant un mouvement de rotation à l'intérieur de la cavité qui améliore le transfert de chaleur à travers la cavité.

Plusieurs études ont été menées sur les écoulements de convection en espace confiné comme principale illustration.

Dans le cadre de ce mémoire, on s'intéressera à l'étude d'une cavité carrée remplie de nano-fluide avec un générateur de chaleur au centre, possédant une paroi froide opposée soumise à un écart de température constant (une paroi froide et les autres adiabatiques). Une telle cavité est le siège d'écoulement de convection mixte.

L'organisation du mémoire a été comme suite :

L'étude envisagée dans le présent manuscrit est structurée en trois chapitres et une conclusion générale.

Le premier chapitre présente, une introduction générale suivie par des généralités sur les nano fluides, aussi une synthèse bibliographique englobant des recherches expérimentales et numériques sur le



transfert convectif dans les cavités carrées.

Des généralités sur le phénomène physique étudié ont été exposées dans le deuxième chapitre. Ce dernier présente aussi l'objectif et le plan du problème posé. Les méthodes numériques et les formules du problème étudié, le modèle mathématique, le choix des conditions aux limites et la procédure numérique sont détaillés dans cet espace.

Le troisième chapitre, réservé à la résolution du maillage utilisé et à la validation de code de calcul avec les résultats expérimentaux effectués avec ANSYS Fluent, tout est inclus dans ce chapitre. Aussi la présentation des résultats des champs thermiques et champs d'écoulement et la variation du nombre de Nusselt pour chaque cas.

À la fin une conclusion générale et des perspectives clôtureront avec une conclusion.

# **CHAPITRE I**

**Généralité et Synthèse**

**Bibliographique**

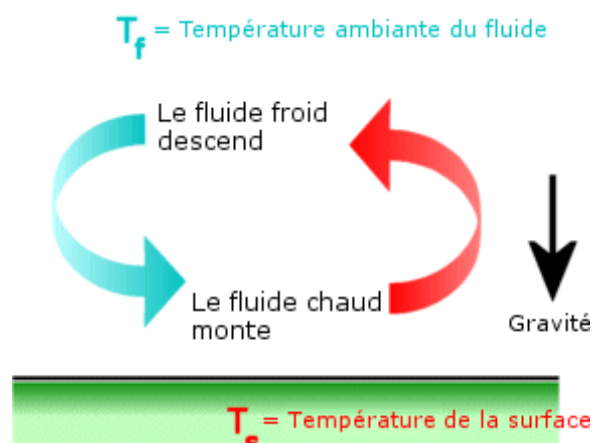
## I.1- Introduction

Le transfert thermique est un processus complexe qui est réalisé par la superposition de trois modes fondamentaux : conduction, convection et rayonnement. Dans le cas où l'un de ces trois modes est déterminant, les effets des autres sont peu importants ; aussi ils peuvent être négligés, simplifiant considérablement l'analyse du cas concerné.

### I.1.1- Le transfert convectif :

Il s'agit du mécanisme de transfert thermique le plus efficace et donc le plus utilisé.

La convection peut être également subdivisée en convection monophasique naturelle ou forcée, et en convection diphasique naturelle ou forcée. Les dispositifs de refroidissement industriels se basant sur la convection forcée d'un fluide diphasique jouissent des meilleures performances en termes de densité thermique, comme on peut le voir au niveau de la figure (I.1)



**Figure I.1:** schéma représentatif de transfert convectif [1]

- la surface d'échange,
- le coefficient d'échange entre le fluide et la paroi (ou l'élément à refroidir),
- la nature du fluide utilisé quant à ses propriétés thermophysiques (conductivité thermique, masse volumique, viscosité dynamique, chaleur massique, chaleur latente, tension de surface et le point d'ébullition).

❖ Il existe deux types de transferts convectifs:

### I.1.2- Convection forcée:

Le mouvement du 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.

### I.1.3- Convection naturelle:

Elle a comme origine le mouvement produit par les différences de densité entre les particules chaudes et celles qui sont froides existant dans un fluide situé dans un champ de forces massiques, l'intensité de la convection naturelle est en relation avec la nature du fluide. Le traitement de la convection libre sera fait en présence d'un champ de la gravité et en l'absence de autres forces massiques.

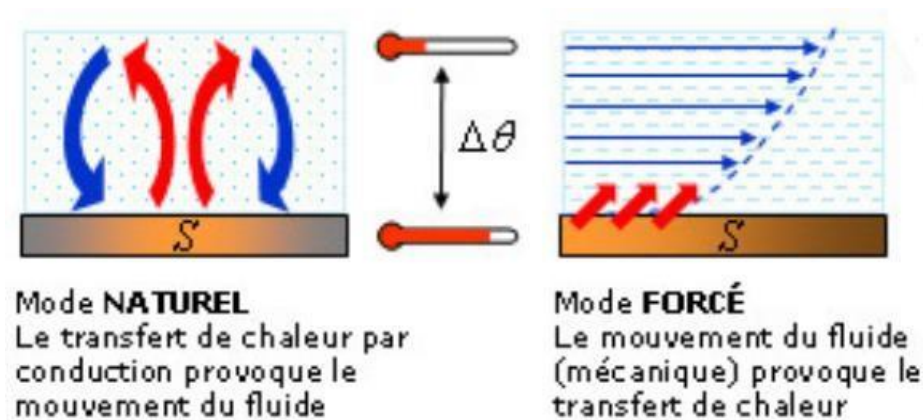


Figure I.2 : Schéma représentatif de transfert par convection forcée et naturelle [1]

### I.1.4- Convection mixte :

La convection mixte correspond au couplage de deux phénomènes précédents quand les vitesses d'écoulement, dues aux deux types de convections sont considérées séparément, du même ordre de grandeur.

L'étude des écoulements convectifs dans des cavités fermées possède de nombreuses applications dans le domaine industriel considérant les diverses combinaisons des différences de la température imposée et des configurations géométriques de la cavité.

L'interaction de l'écoulement cisailé dû au mouvement des parois et de l'écoulement de la convection naturelle dû à l'effet de flottabilité constitue jusqu'à présent un domaine de recherche fondamental et nécessite une analyse complète pour comprendre la physique de l'écoulement résultant et du transfert de chaleur.

## Loi fondamentale de la convection (loi de I. 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.

$$\Phi = h \cdot S \cdot (T_{chaud} - T_{froid})$$

$$h = K_{fluide} / \delta$$

### • Remarques

- En convection, la résistance thermique de transfert de chaleur, et qui représente l'inverse de la conductance thermique par convection est donnée par :  $R_{th} = \frac{1}{h \cdot S}$
- h : Représente aussi, l'unité de conductance thermique moyenne de convection, le coefficient superficiel de transmission de la chaleur par convection ou le coefficient d'échange de chaleur par convection.

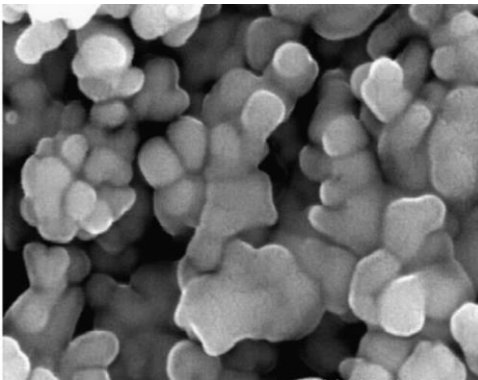
## I.2- Généralités sur les nano-fluides et nanoparticules :

Les fluides caloporteurs de base souvent utilisés dans les applications de refroidissement ou de chauffage ont des conductivités thermiques très faibles qui limitent parfois leur capacité de transfert de chaleur. L'utilisation des nanoparticules de taille nanométrique de conductivité thermique très élevée en suspension dans un fluide caloporteur est susceptible d'apporter des gains en performances thermiques très importants. De nombreuses recherches sont en cours sur cette nouvelle génération de fluides afin d'apporter une meilleure compréhension des mécanismes physiques mis en jeu lors de l'utilisation des nano-fluides, et mettre ainsi au point des fluides caloporteurs plus performants.

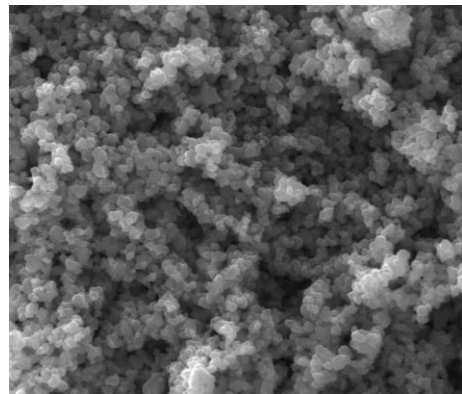
Une nanoparticule est un assemblage de quelque centaine à quelques milliers d'atomes conduisant à un objet dont au moins l'une des dimensions est de taille nanométrique (1-100 nm), les nanoparticules se situent à la frontière entre l'échelle microscopique et l'échelle atomique ou moléculaire. Elles ont un intérêt à la fois fondamental et appliqué, et sont très étudiées actuellement. [3]

Les nanoparticules les plus utilisées pour obtenir des nano-fluides sont:

- Les nanoparticules des oxydes métalliques:
  - ✓ L'oxyde d'aluminium ( $Al_2O_3$ ).
  - ✓ L'oxyde de cuivre ( $CuO$ ).
  - ✓ L'oxyde de silicium ( $SiO_2$ ).
  
- Les nanoparticules métalliques :
  - ✓ L'aluminium (Al).
  - ✓ Le cuivre (Cu).
  - ✓ L'or (Au).
  - ✓ L'argent (Ag).



Nanoparticule (Ag) [4]



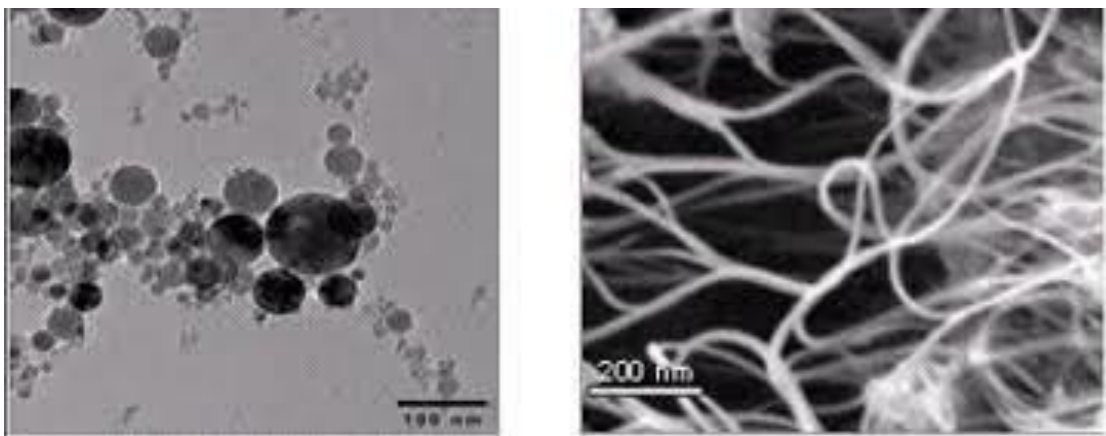
Nanoparticule (Cu) [4]

**Figure I.3 :** nanoparticules métalliques (Ag et Cu)

- Les nanoparticules non métalliques :
  - ✓ Les nanotubes de carbone (CNT)
  - ✓ Le diamant (C).

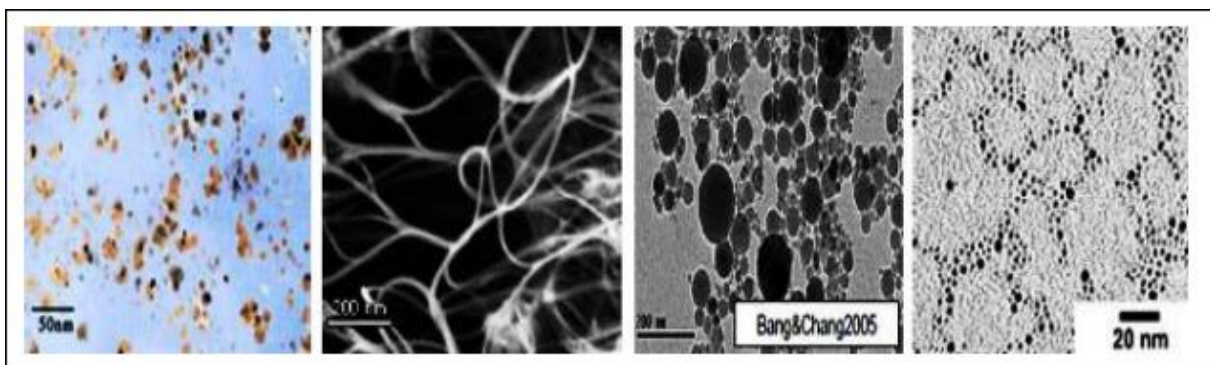
D'une manière générale, les nanoparticules peuvent être classées selon leur forme en deux grandes catégories :

- ❖ Les nanoparticules sphériques pour lesquelles plusieurs types de matériaux peuvent être utilisés pour leur fabrication. Ces nanoparticules sphériques peuvent ainsi être base de métaux (cuivre Cu, Fe, or, Ag...) ou (oxyde d'aluminium  $Al_2O_3$ , oxyde de cuivre CuO, oxyde de titane  $TiO_2$ ...).
- ❖ Les nanotubes (les nanotubes de carbone NTC, les nanotubes de titane  $TiO_2$ , Nanotube de silicium...)



**Figure I.5 :** Nanoparticules sphériques (BAN/2005) et Nanotubes de carbone (INT1) [4]

- Les liquides de base les plus utilisés :
  - L'éthylène glycol (EG).
  - Les huiles.
  - Les fluides de réfrigération (R12, R22...)
  - L'eau.



**Figure I.6:** Nano-fluides vue au microscope électronique : éthylène glycol + cuivre à 0,5 % ; eau + alumine ; eau + or à 2 nm, [5].

Les suspensions de nanoparticules dans un fluide, souvent appelées nanofluide, ont des caractéristiques thermiques intéressantes comparées aux fluides de base traditionnels.

	Nanoparticule et fluide de base	$K(W/m.k)$	$\rho (kg/m^3)$	$C_p (J/kg.k)$	$\mu(P.a.s)$
Métallique (solids)	Cu	400	8954	383	
	Fe	80.2	7870	447	
	Ni	90.7	8900	444	
	Au	317	19.30	129	
	Ag	429	10.50	235	
	C(diamante)	2300	3500	509	
Oxyde métallique (solids)	SiO <sub>2</sub>	1.38	2220	745	
	TiO <sub>2</sub>	8.4	4157	710	
	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	63	3970	765	
	CuO	69	6350	535	
	SiC	490	3160	675	
Liquide Non métallique	L'eau	0.613	1000	4183	0.0008513
	Ethylène-glycol(EG)	0.258	1132	2349	0.0157

**Tableau I.1:** les propriétés thermo physiques de différents matériaux



### I.3- Préparation de nano-fluides :

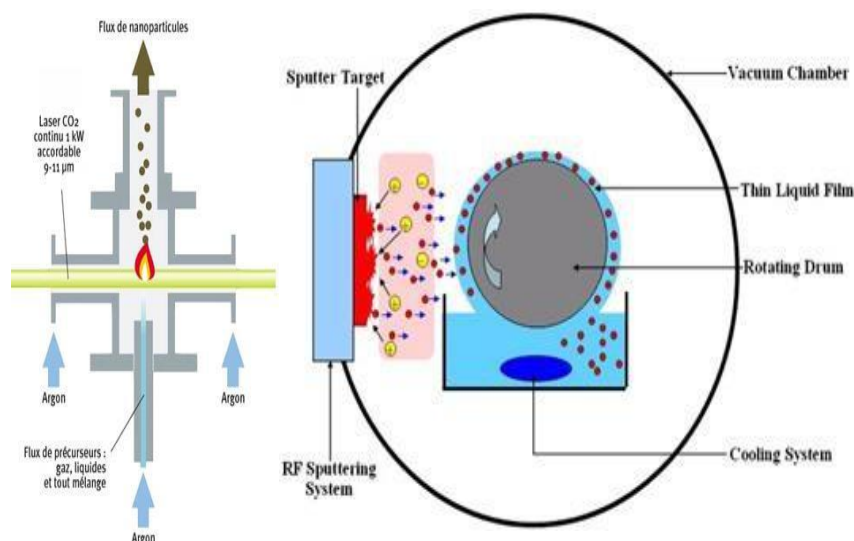
Les procédés de fabrication des nanoparticules sont nombreux. Ils peuvent être classés en deux catégories [6] :

- Les procédés physiques, comme le broyage mécanique.
- Les procédés chimiques, comme la pyrolyse laser ou la précipitation chimique.

Il existe deux méthodes principales pour produire des nano-fluides :

- 1 - La méthode à une seule étape : basée sur la vaporisation d'un matériau solide sous vide, puis condensation directe de la vapeur dans le liquide.
- 2 - La méthode à deux étapes : elle consiste d'abord à la fabrication d'une nano-poudre sèche, puis le mélange et la dispersion de celle-ci dans le liquide.

Chaque méthode a ses inconvénients et certaines ne sont pas aptes à produire de grandes quantités de nanoparticules pour une production de masse vu les contraintes inhérentes au procédé, notamment les méthodes en une étape (Figure 1.7)



**Figure I.7 :** Pyrolyse laser donnant de la nanopoudre à mélanger au liquide et dépôt direct dans le liquide par pulvérisation cathodique sous vide [3]

#### I.4- Les applications des nano-fluides :

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

Transport (gestion de refroidissement/véhicule moteur thermique), Refroidissement électronique, Espace, Refroidissement des systèmes nucléaires, L'échangeur de chaleur, Biomédecine, le chauffage solaire de l'eau, réfrigérateur domestiques, Forage, Lubrifiants, stockage thermique, etc.[7]

#### I.5- Les avantages des nano-fluides :

- Une grande surface de transfert de chaleur entre les particules et les fluides.
- Haute dispersion et stabilité prédominante du mouvement Brownien des particules.
- Particules réduites de colmatage par rapport aux boues conventionnelles, favorisant ainsi laminimisation du système.[7]

#### I.6- Les inconvénients des nano-fluides :

- Stabilité des nanoparticules dispersion.
- Chute de pression accrue et la puissance de pompage.
- Viscosité supérieure, chaleur spécifique basse.
- Le coût élevé des nano-fluides.
- Difficultés dans le processus de production.[7]

#### I.7- Synthèse bibliographique

##### I.7.1- Etudes antérieurs sur la convection mixte carrée entraînée

Ismaël *et al.* [8] ont fait une étude sur la convection mixte dans une cavité carrée dont lacavité est doublement entraînée par les deux parois supérieures et inférieures et les paramètres étudiés sont : le déplacement des parois mobiles et le nombre de Richardson, ils ont montré que la convection est minimale pour des valeurs critiques du paramètre pareilduglisement.

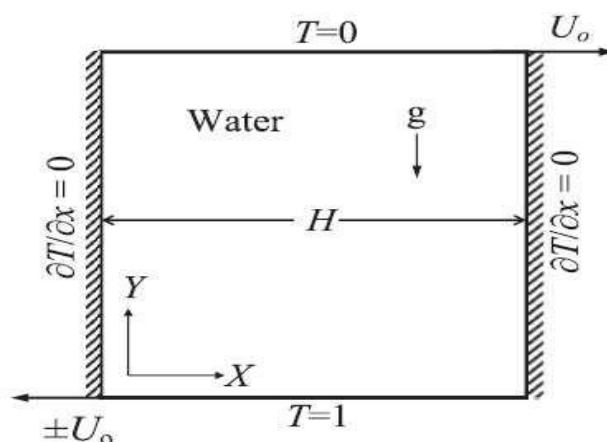
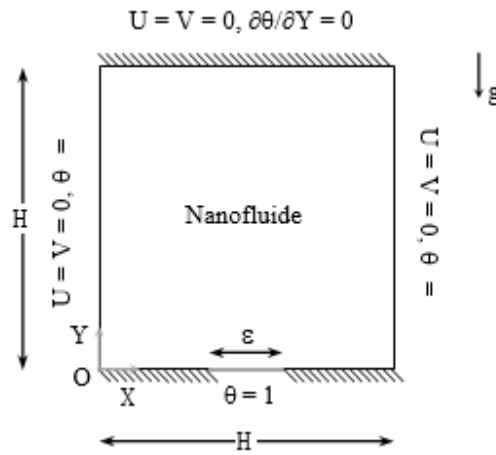


Figure I. 8: Domaine physique d'Ismaël *et al.* [8].

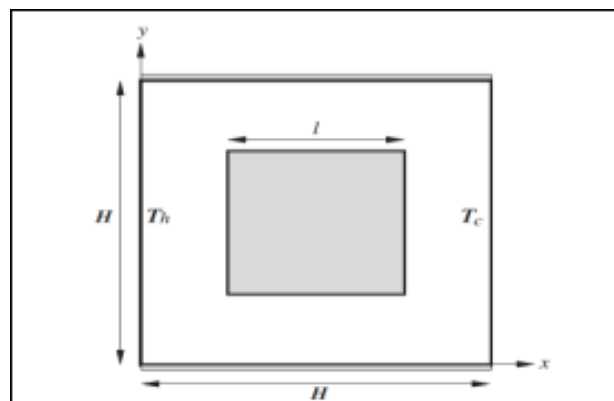
**Ehsanetal.[9]** ont étudié l'effet de type de nanoparticules ( $\text{Cu}$  et  $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) sur les caractéristiques hydrodynamiques et thermiques du fluide caloporteur, contenu au sein d'une cavité carrée à parois horizontales différentielles chauffées. L'effet du nombre de Rayleigh ainsi que celui de la fraction volumique en nano-fluides ont également été investigués. Les résultats montrent que le taux de transfert thermique est une fonction croissante du nombre de Rayleigh et de la fraction volumique. Par ailleurs, l'utilisation de nanoparticules de type métaux solides a permis d'optimiser l'échange thermique au sein de l'enceinte.



**Figure I. 9** : Schématisation de problème physique et des conditions aux limites **Ehsanetal.[9]**

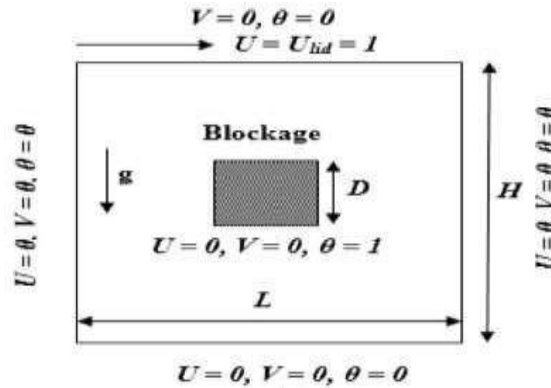
### I.7.2- Etudes antérieures sur la convection mixte des cavités entraînées avec des blocs :

Une étude numérique sur le transfert de chaleur et les caractéristiques de l'écoulement de la convection naturelle d'un nano fluide (Cu-eau) à l'intérieur d'une cavité carrée a été élaborée par **Mahmoodi et Sebdani[10]**. Un corps carré adiabatique est placé au centre de la cavité (figure I. 10). Les résultats indiquent que la taille du corps carré adiabatique placé au centre de la cavité a une grande influence sur l'amélioration du taux de transfert de chaleur à des nombres de Rayleigh élevés, et que le nombre moyen de Nusselt est une fonction décroissante de la fraction volumique des nanoparticules.



**Figure I. 10**: Une vue schématique de la cavité considérée, **Mahmoodi et Sebdani[10]**

**Islam et al. [11]** qui ont étudié numériquement par la méthode des volumes finis la convection mixte dans une cavité carrée entraînée par la paroi supérieure dont toutes les parois sont adiabatiques munie d'un bloc porté à une température chaude. Le transfert thermique est étudié en fonction des paramètres suivants : la dimension du bloc, sa position et le nombre de Richardson ( $Ri = 0.1, 1, 10$ ). Les résultats obtenus montrent que le nombre de Nusselt moyen ne dépend que des dimensions du bloc et de nombre de Richardson, par contre la position du bloc n'a



aucune influence sur le transfert de chaleur.

**Figure I.11:** schéma d'une cavité carrée en présence d'un bloc isotherme **Islam et al. [11]**

**S. Ray, D. Chatteries [12]** ont présenté une approche numérique bidimensionnelle basée sur le volume fini pour résoudre la convection mixte hydromagnétique dans une cavité carrée horizontale entraînée par un couvercle avec un objet solide circulaire.

Le problème a été étudié dans une cavité avec côté de longueur  $L$ , en présence d'un corps solide circulaire conducteur de chaleur de diamètre  $0,2xL$  situé au centre de la cavité. La paroi supérieure est animée par un mouvement linéaire selon l'axe  $X$  à une vitesse constante  $U_0$  et un champ magnétique externe d'intensité  $B_0$  appliqué le long de l'axe  $X$  vers le côté négatif (figure I.12).

Les résultats indiquent une influence majeure de la méthode de convection prédominante et du champ magnétique appliqué sur le flux ainsi que le champ thermique, alors que l'effet du chauffage de Joule est jugé d'une très faible importance.

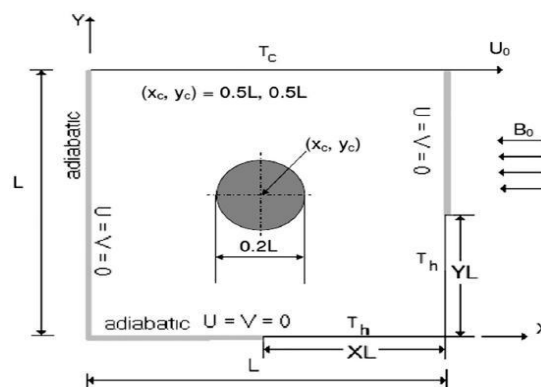


Figure I.12: Configuration étudiée par S.Ray, D.Chatteries [12].

### I.7.3- Etudes antérieures sur la convection mixte des cavités entraînées avec remplies de nano-fluides

Les effets du nombre de Rayleigh, de Reynolds, de la fraction volumique solide des nanoparticules et les dimensions des sources de chaleur, ainsi que leurs emplacements sur les lignes de courant et les contours des isothermes ont été étudiés numériquement par **Salari et al.**[13]. Les résultats indiquent que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh, la fraction volumique solide et le nombre de Reynolds, tandis qu'il diminue avec l'augmentation de la longueur des sources de chaleur (figure I. 13)

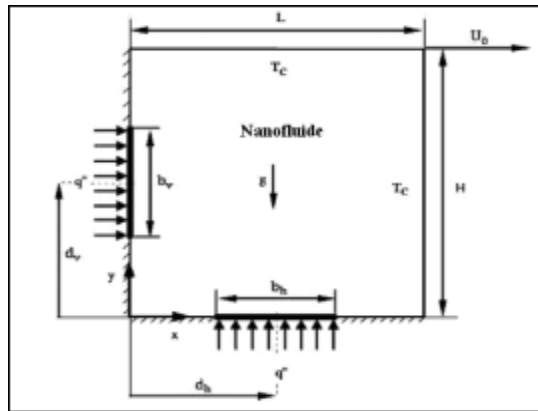
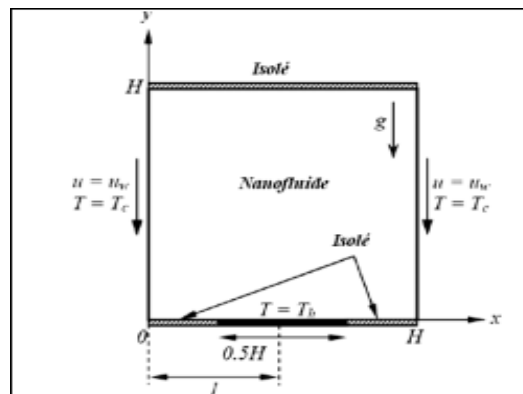


Figure I. 13: Modèle physique et système de coordonnées cartésiennes, **Salari et al.** [13]

**Sebdani et al.** [14] ont présenté une étude numérique portant sur les écoulements de la convection mixte et du transfert de chaleur du nano-fluide (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-eau) avec la température et la concentration des nanoparticules qui 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 (figure I. 14). Les résultats obtenus en utilisant des variables de conductivité et de viscosité ont été comparés aux résultats obtenus par le modèle de **Maxwell-Garunette** et le modèle de **Brinkman**. Les résultats montrent qu'il existe des

différences significatives entre les transferts de chaleur globaux calculés pour les deux différentes combinaisons de formules.

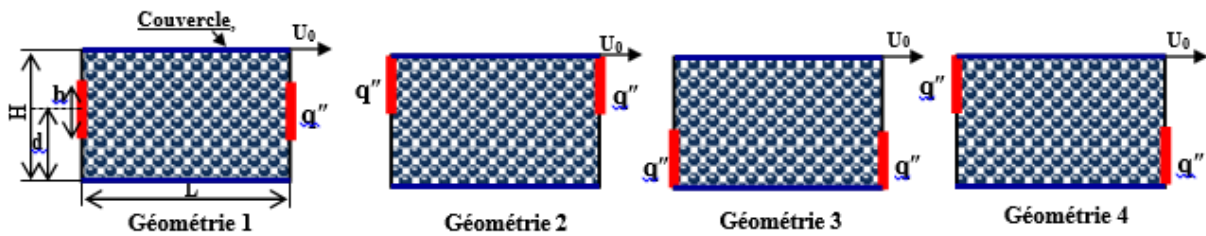


**FigureI. 14.** Une vue schématique de la cavité avec des conditions aux limites **Sebdani et al.. [14]**

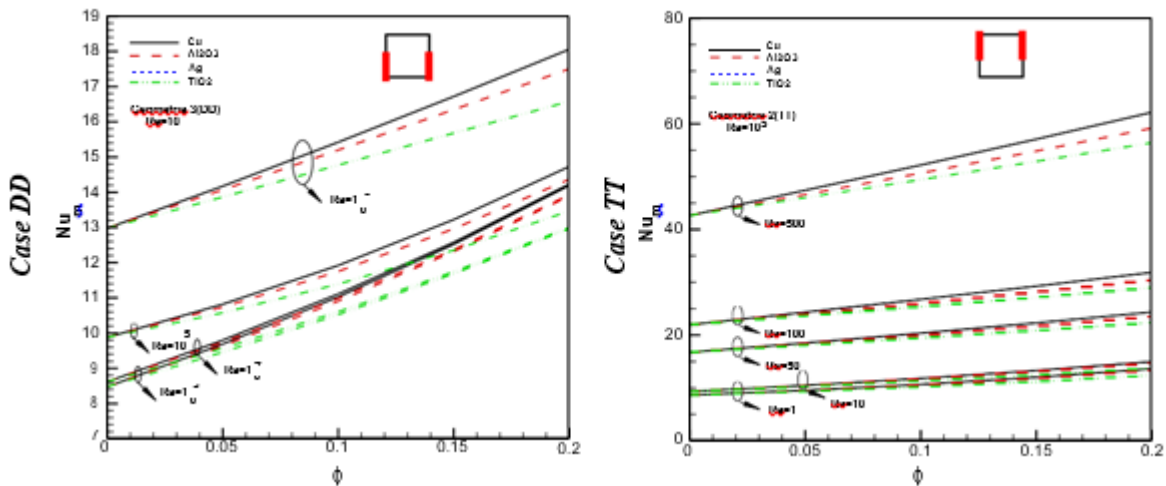
**Salariet al [13]** Ont réalisé l'étude de la convection mixte laminaire dans une cavité carrée, avec un couvercle mobile, remplie de différents types de nano-fluides (Cu-eau, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-eau, Ag-eau et TiO<sub>2</sub>-eau).

Chauffée simultanément par deux sources de chaleur à un flux de chaleur constant  $q''$  sur les deux parois verticales. La méthode des volumes finis a été utilisée pour résoudre les équations de l'écoulement avec transfert thermique dans tout le domaine physique.

Les résultats obtenus montrent que lorsque le nombre de Rayleigh augmente, le nombre de Nusselt moyen devient important et la température adimensionnelle maximale diminue, et que le (Cu-eau) améliore le transfert de chaleur, et que la position des sources de chaleur a une influence sur la structure de l'écoulement,



**FigureI. 15** Cavité carrée contenant deux sources de chaleur pour différentes positions. **Salari et al [13]**

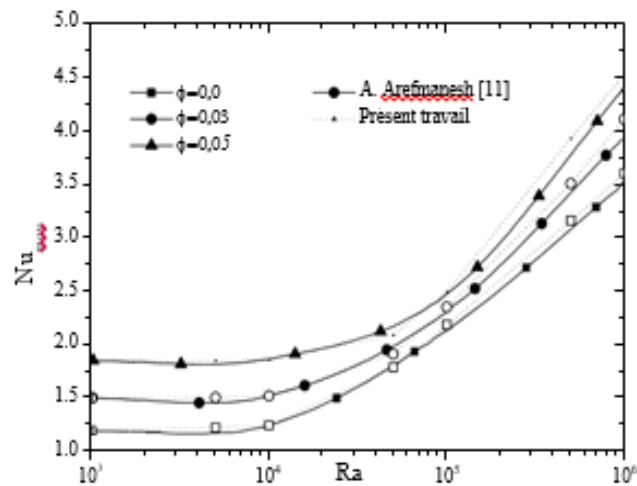


**FigureI. 16 :** Effet des nombres de Rayleigh et Reynolds sur la variation du nombre de Nusselt moyen (Effet de nano fluide). **Salari et al [13]**

**Abdelkader Boutra, et al [15]** s'étaient intéressés par leur étude numériquement sur le transfert de chaleur par mode de convection mixte laminaire et stationnaire des nano-fluides confinés dans une enceinte carrée, contenant une source de chaleur isotherme.

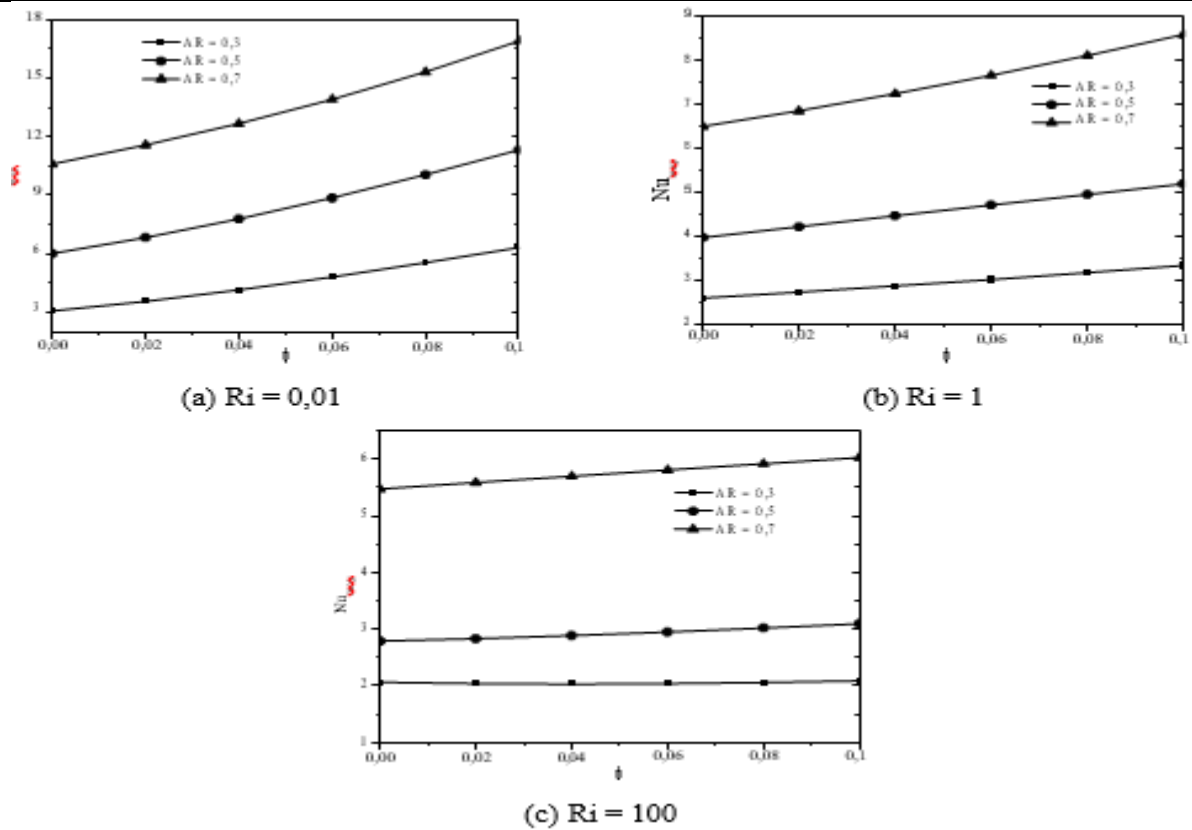
Des simulations numériques ont été réalisées pour prédire l'effet du mode d'écoulement (à travers le nombre de Richardson), de la fraction volumique en nanoparticules, du rapport de forme de l'obstacle placé au centre de la cavité, sur la structure de l'écoulement et sur le transfert thermique.

Les résultats montrent que lorsque le nombre de Richardson diminue, le nombre de Nusselt moyen augmente. En outre, l'augmentation de la concentration du nano-fluide et du rapport de forme de l'obstacle permet d'améliorer le transfert thermique.



**Figur**  
**reL**  
**17:**  
Vari  
ation  
du  
nom  
bre  
de

Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh pour différentes fractions volumiques de nanoparticules Abdelkader Boutra, et al [15]



**Figure I. 18** : Effet des dimensions de l'obstacle sur le nombre de Nusselt moyen pour différents modes de convection Abdelkader Boutra, et al [15].

## Conclusion

Dans ce premier chapitre, dans le but de situer notre travail, on présente le phénomène de la convection ainsi qu'une étude détaillée sur les nano-fluides, préparation, avantages et inconvénients, leurs propriétés physiques ainsi que leur application dans de nombreux problèmes, après nous avons présenté quelques rappels bibliographiques 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 en présence d'un nano-fluide.



# **CHAPITRE II**

## **Formulation mathématique et position du 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.

## II.2. Position du problème et hypothèses simplificatrices

### II.2.1. Spécification du modèle utilisé

La configuration géométrique étudiée est présentée sur la figure II.1. Il s'agit d'une cavité carrée entraînée, bidimensionnelle, de côté  $H$  contenant un bloc chauffé de forme carré et de longueur  $\ell$ , placé au centre de la cavité maintenue à une température chaude  $T_c$ , avec un rapport  $\ell/H=0.2$

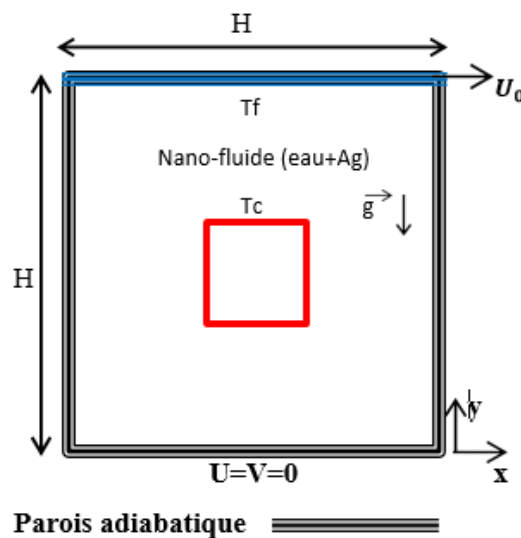


Figure II.1 : Géométrie du problème.

Les parois de la cavité sont considérées adiabatiques vis-à-vis du milieu extérieur à l'exception de la paroi supérieure maintenue à une température froide  $T_f$ . Le nano-fluide utilisé (Ag-eau) pénètre avec une vitesse horizontale constante  $U_0$  et à une température froide  $T_0=T_f$ .

### II.2.2. Hypothèses simplificatrices

Les hypothèses simplificatrices retenues dans notre étude sont les suivantes :

- Le fluide considéré est un fluide newtonien, incompressible, en régime stationnaire ;
- 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 ;
- L'écoulement est de type mixte « convection naturelle et forcée » et reste laminaire ;
- Écoulement bidimensionnel (suivant les coordonnées cartésiennes  $x$  et  $y$ ) ;
- La dissipation de la chaleur par effet de viscosité est négligeable ;
- Les propriétés thermo physiques prises en considération sont constantes pour le nano-fluide, à l'exception de la variation de densité dans les forces de flottabilité ( $\rho g$ ) qui est déterminée par l'approximation de Boussinesq. Elle considère que les variations de masse volumique sont négligeables au niveau de tous les termes des équations de quantité de mouvement ( $\rho = \rho_0$ ), sauf au niveau du terme de gravité. La variation de  $\rho$  en fonction de la température est donnée comme suit :

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

### II.3. Propriétés thermo-physiques des nano-fluides

L'introduction de nanoparticules solides dans un fluide modifie ses propriétés physiques, particulièrement sa conductivité et sa viscosité. Le tableau qui suit (Tableau II.1) résume les propriétés thermo-physiques du fluide de base (l'eau) ainsi que celle des nanoparticules adoptées (Argent).

Propriétés Thermo-physiques	Fluid de base (eau)	Ag
$C_p (\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	4179	235
$\rho (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	997,1	10500
$K (\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	0,613	429
$\beta (\text{K}) 10^6$	210	19,7
$\alpha (\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}) 10^7$	1,47	1738,6

**Tableau II. 1:** Propriétés physiques de l'eau et des nanoparticules Ag données à  $T = 25^\circ\text{C}$ .

Les propriétés du nanofluide dans notre étude, formées par l'eau et l'argent, peuvent être évaluées en utilisant des données expérimentales ou les relations théoriques suivantes :

- La viscosité du nanofluide est donnée par la relation de Brinkman [16] :

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1 - \phi)^{2.5}} \quad (\text{II.2})$$

- La masse volumique effective du nano fluide est donné par :

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi)\rho_f + \varphi\rho_s \quad (\text{II.3})$$

- La chaleur spécifique et le coefficient d'expansion thermique du nano-fluide est donnée :

$$(C_p)_{nf} = (1 - \varphi)(C_p)_f + \varphi(C_p)_s \quad (\text{II.4})$$

$$(\beta_p)_{nf} = (1 - \varphi)(\beta_p)_f + \varphi(\beta_p)_s \quad (\text{II.5})$$

- La conductivité thermique effective du nano-fluide est approximée par le modèle de Maxwell [17]. La formule de Maxwell se présente sous la forme :

$$\frac{\lambda_{nf}}{\lambda_f} = \frac{\lambda_s + 2\lambda_f + 2(\lambda_s - \lambda_f)\varphi}{\lambda_s + 2\lambda_f - (\lambda_s - \lambda_f)\varphi} \quad (\text{II.6})$$

Où  $\lambda_{nf}$ ,  $\lambda_s$ ,  $\lambda_f$  désignent respectivement les conductivités thermiques du nano-fluide, du fluide de base et des particules solides alors que  $\varphi$  représente la concentration volumique des nanoparticules.

- La diffusivité thermique de nano-fluide est de :

$$\alpha_{nf} = \frac{\lambda_{nf}}{(\rho C_p)_{nf}} \quad (\text{II.7})$$

## II.4. Equations gouvernantes du problème

Les équations régissant l'écoulement sont celles de continuité de Navier-Stokes et l'équation d'énergie, qui expriment respectivement, la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Ces équations se résument pour le cas étudié comme suit :

### ➤ Équation de continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{II.8})$$

### ➤ Équations de quantité de mouvement :

Suivant x :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\rho_{nf}} \left[ -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_{nf} \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \right] \quad (\text{II.9})$$

Suivant y :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{1}{\rho_{nf}} \left[ -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu_{nf} \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \right] + [(\rho\beta)_{nf} (T - T_0)] g \quad (\text{II.10})$$

➤ **Équations de l'énergie :**

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha_{nf} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.11})$$

Avec :  $\alpha_{nf} = \frac{\lambda_{nf}}{(\rho C_p)_{nf}}$

➤ **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 :**

➤ Parois supérieure :  $u = U_0, v = 0, T = T_f$

➤ Parois verticale et inférieure de la cavité :  $\frac{\partial T}{\partial n} = 0, u = v = 0$  ('n' direction normale)

➤ Parois du bloc :  $T = T_c, u = v = 0$

## II.5. Forme adimensionnelle des équations :

La forme adimensionnelle est utilisée afin de trouver des solutions générales aux problèmes physiques indépendamment des systèmes de mesure. Elle permet aussi la simplification de la résolution des systèmes d'équations et la réduction des paramètres physiques. Pour faire apparaître les paramètres de contrôle du problème étudié, il est nécessaire d'introduire des grandeurs de référence.

❖ Les grandeurs caractéristiques :

H : Longueur caractéristique ;

$U_0$  : Vitesse caractéristique ;

$\Delta T_{ref}$  : Température de référence ;

$\rho_{nf} U_0^2$  : Pression caractéristique.

❖ Variables adimensionnelles :

$$X = \frac{x}{H} \quad Y = \frac{y}{H} \quad U = \frac{u}{U_0} \quad V = \frac{v}{U_0} \quad \theta = \frac{(T - T_0)}{(T_c - T_0)} = \frac{(T - T_0)}{\Delta T_{ref}} \quad P = \frac{p}{\rho_{nf} U_0^2}$$

### II.5.2. Équations adimensionnelles :

En substituant ces variables adimensionnelles dans les équations établies précédemment, nous obtenons le système d'équations adimensionnelles suivant :

#### II.5.2.1. Équation de continuité :

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

#### II.5.2.2. Équation de continuité de mouvement :

- Équation de continuité du mouvement suivant l'axe x

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{\text{Re}} \frac{\mu_{eff}}{\nu_f \rho_{nf}} \left( \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II.13})$$

- Équation de continuité du mouvement suivant l'axe y

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{\text{Re}} \frac{\mu_{eff}}{\nu_f \rho_{nf}} \left( \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + \frac{(\rho\beta)_{nf}}{\rho_{nf} \beta_f} \frac{Gr}{\text{Re}^2} \theta \quad (\text{II.14})$$

#### II.5.2.3. Équation d'énergie :

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = -\frac{\alpha_{nf}}{\alpha_f} \frac{1}{\text{Re Pr}} \left( \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II.15})$$

### II.5.3. Conditions aux limites :

Les conditions aux limites sous forme adimensionnelle sont résumées dans le tableau ci-après:

Limites	Condition sur les vitesses	Condition sur les températures
Parois supérieure	U=1, V=0	$\theta = 0$
Parois verticale et inférieure	U=V=0	$\frac{\partial \theta}{\partial n} = 0$
Parois du bloc	U=V=0	$\theta = 1$

Tableau II. 2 : Conditions aux limites sous forme adimensionnelle.

### II.5.4. Nombres adimensionnels

L'étude des transferts convectifs repose en partie sur les valeurs des paramètres de contrôle qui

les décrivent. Les nombres adimensionnels nous renseignent sur les conditions opératoires dans lesquelles l'étude a été menée, ils présentent l'avantage d'être indépendants du système choisi, des dimensions et des propriétés thermo physiques utilisées. Nous allons, dans ce qui suit, présenter les expressions et la signification physique de certains groupements adimensionnels qui seront utilisés le long de ce travail

### ▪ Nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses. [18]

$$Re = \frac{\text{forces d'inertie}}{\text{forces de viscosités}} = \frac{U_{\infty} H}{\nu}$$

### ▪ Nombre de Grashof

Le nombre de Grashof caractérise le rapport des effets thermiques de convection naturelle aux effets visqueux [18]

$$Gr = \frac{\text{forces de flottabilité}}{\text{forces visqueuses}} = \frac{g \beta \Delta T H^3}{\nu^2}$$

$\beta$  est le Coefficient de dilatation thermique à pression constante, Définie par

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$$

Et pour un gaz parfait :

$$\beta = \frac{1}{T}$$

Ce nombre indique la nature du régime d'écoulement en convection naturelle, qu'il soit laminaire ou turbulent. On définit souvent une valeur critique caractéristique définissant ainsi la limite de chaque régime.

Si  $Gr > Gr_c$  Le régime est dit turbulent

Si  $Gr < Gr_c$  le régime est dit laminaire

### ▪ Nombre de Richardson :

Il sert à déterminer la prédominance d'un des modes convectifs vis à vis de l'autre. Le nombre de Richardson mesure l'importance relative des forces de poussée d'Archimède ( $g\beta\Delta T$ ) aux forces d'inertie relatives à la convection forcée.

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2}$$

Si  $Ri \gg 1$  : La convection naturelle domine.

Si  $Ri \ll 1$  : La convection forcée domine.

Si  $Ri \approx 1$  : La convection est dite mixte.

### ▪ Nombre de Prandtl :

Le nombre de Prandtl caractérise l'importance relative de deux mécanismes qui pilotent la convection du fluide qui sont : la diffusion de quantité de mouvement (viscosité cinématique,  $\nu$ ) et la diffusion de chaleur (thermique,  $a$ ) [18]

$$Pr = \frac{\text{la diffusivité de la matière}}{\text{la diffusivité thermique}} = \frac{\nu}{a}$$

Les valeurs du nombre de Prandtl nous renseignent sur les caractéristiques thermo-physiques du fluide choisi.

### ▪ Nombre de Nusselt :

Le critère retenu dans ce travail d'analyse de la convection thermique, l'estimation du taux de transfert thermique à travers le calcul des valeurs du nombre de Nusselt, est le moyen évalué sur la paroi chauffée. La distribution du nombre de Nusselt local le long de la plaque chauffée est obtenue au moyen de l'expression suivante :

$$Nu_l(X) = -\frac{\lambda_{nf}}{\lambda_f} \left( \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right)_{\text{plaque chaude}}$$

L'intégration du nombre de Nusselt local sur la paroi correspondante, rapporté à la longueur utile de l'enceinte, nous conduit à l'expression du nombre de Nusselt moyen :

$$Nu_{moy} = \frac{1}{H} \int_0^H Nu_l dX$$

## II.6. Méthode Numérique

Les solutions analytiques, basées sur la forme locale du problème (équations aux dérivées partielles : « E.D.P. » associées aux conditions initiales et aux limites), ne sauraient être déterminées dans le cas général, exceptés certains cas classiques connus depuis bien longtemps. Ces cas sont pédagogiquement intéressants, quoique demeurent excessivement limités pour l'industriel en particulier au niveau des géométries considérées.

Pour obtenir une solution numérique au problème étudié, on doit transformer les équations différentielles du modèle mathématique par le biais d'un processus de discrétisation en un format facile pour le processus numérique. Ce format n'est autre que le système d'équations algébriques obtenu après la discrétisation.

Il existe plusieurs méthodes numériques de discrétisation des équations différentielles aux



dérivées partielles, à savoir :

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

Dans la présente étude, nous utiliserons la méthode des volumes finis. Le schéma de discrétisation employé est de type polynomial ainsi que le couplage vitesse-pression est calculé selon l'algorithme simple, un algorithme développé par **Patankar[19]** (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.

### ❖ 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. Dans notre cas, le critère est de  $10^{-5}$ .

## Conclusion

Dans cette étude nous avons mis en évidence l'effet du mode de la fraction volumique en nanoparticules ( $\phi$ ) et du rapport de forme de l'obstacle, sur le comportement thermique d'un nano-fluide placé dans une cavité carrée dotée d'un obstacle chaud en son centre.

Et on a donné lieu à l'établissement d'un modèle mathématique au

problème traité. Le modèle en question est constitué d'un système d'équations, complétées par des conditions aux limites. Le système, complexe, est formé d'équations issues de la thermodynamique et de la mécanique des fluides.

# **CHAPITRE III**

## **Résultatsetdiscussion**

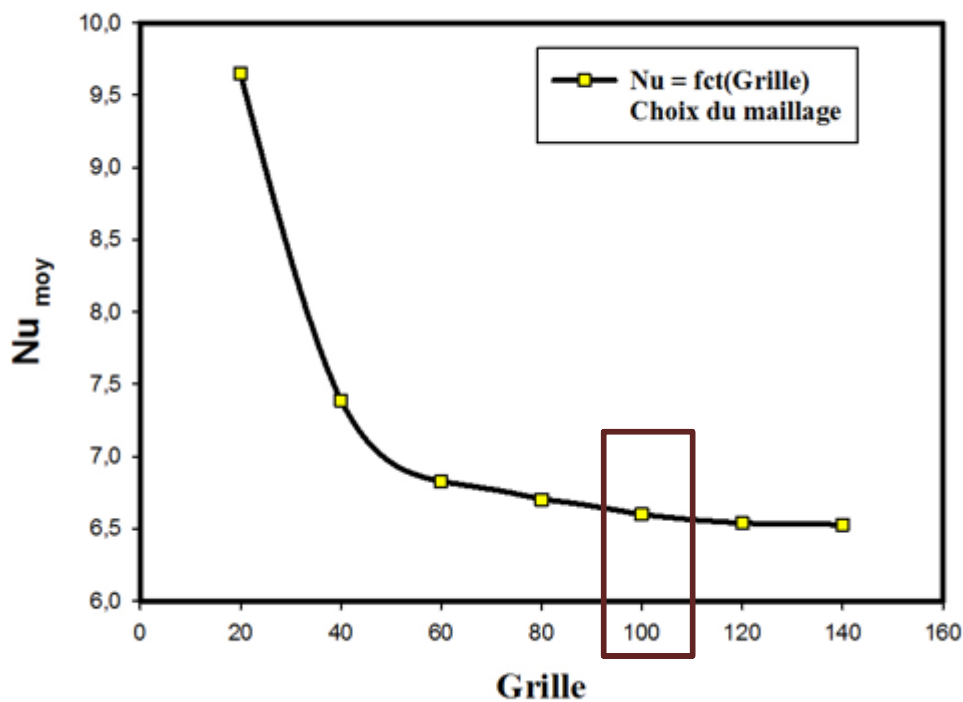
# Résultatsetdiscussion

## III.1. Introduction

Ce chapitre est consacré à la présentation et à l'interprétation des différents résultats ressortis de l'étude numérique de la convection mixte dans une cavité carrée entraînée munie d'un bloc générateur de chaleur. Une étude de la sensibilité au maillage ainsi qu'une confrontation des résultats ont été effectuées. L'objectif principal de cette étude est d'examiner l'influence de la variation de certains paramètres tels que l'effet du nombre de Reynolds et de la fraction volumique et le nombre de Grashof sur les caractéristiques 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 du nombre de Nusselt moyen.

## III.2. Choix du maillage :

Pour examiner et évaluer l'indépendance du maillage sur la solution numérique, neuf maillages uniformes sont considérés : 20x20, 40x40, 60x60, 80x80, 100x100, 120x120, 140x140 nœuds, pour un nano-fluide Ag-Eau, avec  $\phi = 0.01$ ,  $Gr = 10^4$  et  $Re = 100$ .

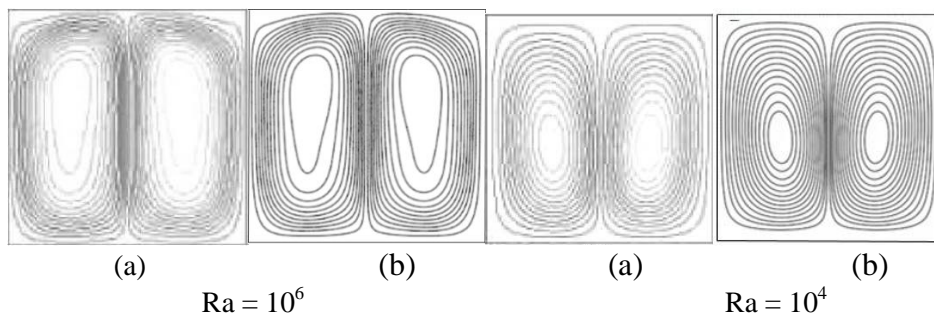


**Figure III.1 :** Étude de l'indépendance du maillage pour un nano-fluide (Ag-eau), avec  $\phi = 0.02$ ,  $Gr = 10^4$  et  $Re = 100$ .

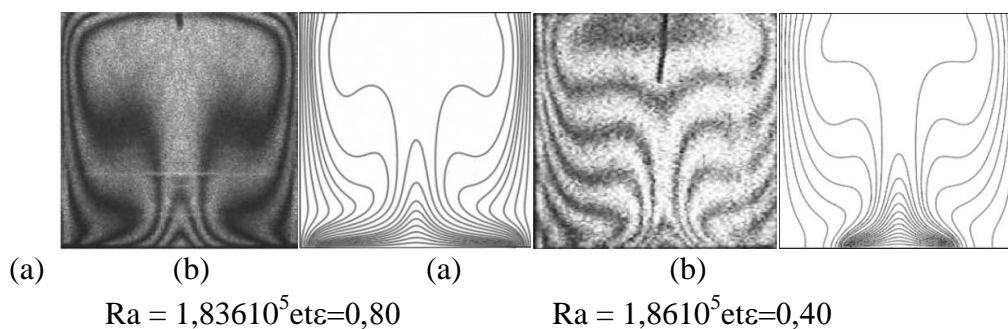
Les résultats de l'effet du maillage sur le nombre de Nusselt moyen sont présentés dans la Figure III.1. On constate que la variation du nombre de Nusselt moyen reste presque constante à compter du maillage 100x100 nœuds. Par conséquent, pour des raisons de compromis, de précision et de temps de calcul,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

### III.3. Validation :

Ce système d'équations et les conditions aux limites associées constituent un modèle mathématique très difficile, voire impossible à résoudre analytiquement. C'est ainsi que ces équations sont discrétisées pour qu'elles puissent être résolues numériquement. Cette discrétisation est réalisée par la méthode des volumes finis [20], qui permet de convertir un système d'équations aux dérivées partielles en un système d'équations algébriques. Afin de vérifier l'exactitude des résultats numériques obtenus dans cet article, le code de calcul a été vérifié en comparant nos résultats avec ceux de la littérature. Il s'agit de la convection naturelle de l'air dans l'enceinte carrée, et la source de chaleur est située au centre de la paroi horizontale inférieure. La comparaison de la structure des lignes de courant (figure 2), des isothermes (figure 3) et la variation du nombre de Nusselt moyen (figure 4) montrent une bonne concordance entre les résultats donnant un écart relatif ne dépassant pas 1,90%. Ceci permet donc de valider notre code de calcul.

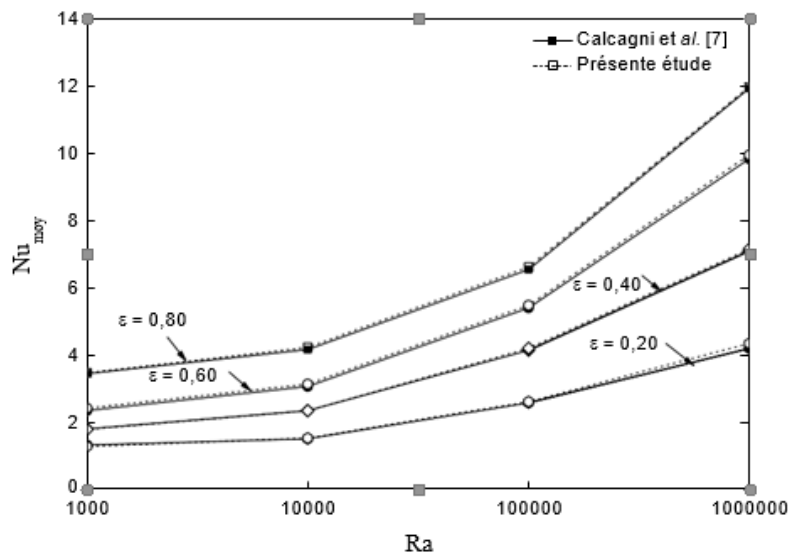


**Figure III. 2 :** Structure des lignes de courant.  $\varepsilon=0,40$ . (a) Résultats Numériques par FLUENT de Calcagni *et al.* [21] (b) Présente étude.



**Figure III. 3 :** Structure des isothermes. (a) Résultats expérimentaux de

Calcagnietal.[21] (b) Présenteétude



**Figure III. 4 :** Variation du Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh, pour différentes valeurs de la largeur dimensionnelle de la source chauffée  $\epsilon$ .

### III.4. Résultatsetdiscussion

#### III.4.1. InfluencedunombredeGrashof

##### ➤ Les lignes de courants et d'isothermes

Afin d'étudier l'influence d'un nombre de Grashof sur l'écoulement et le transfert thermique, diverses valeurs du nombre de Grashof ( $Gr = 10^3, 10^4, 10^5, 10^6$ ) avec  $Re = 100$  et  $\phi = 0.02$  ont été étudiées.

La figure III.5 représente le comportement hydrodynamique (lignes de courant) du nano-fluide (Eau-Ag) pour différents nombres de Grashof.

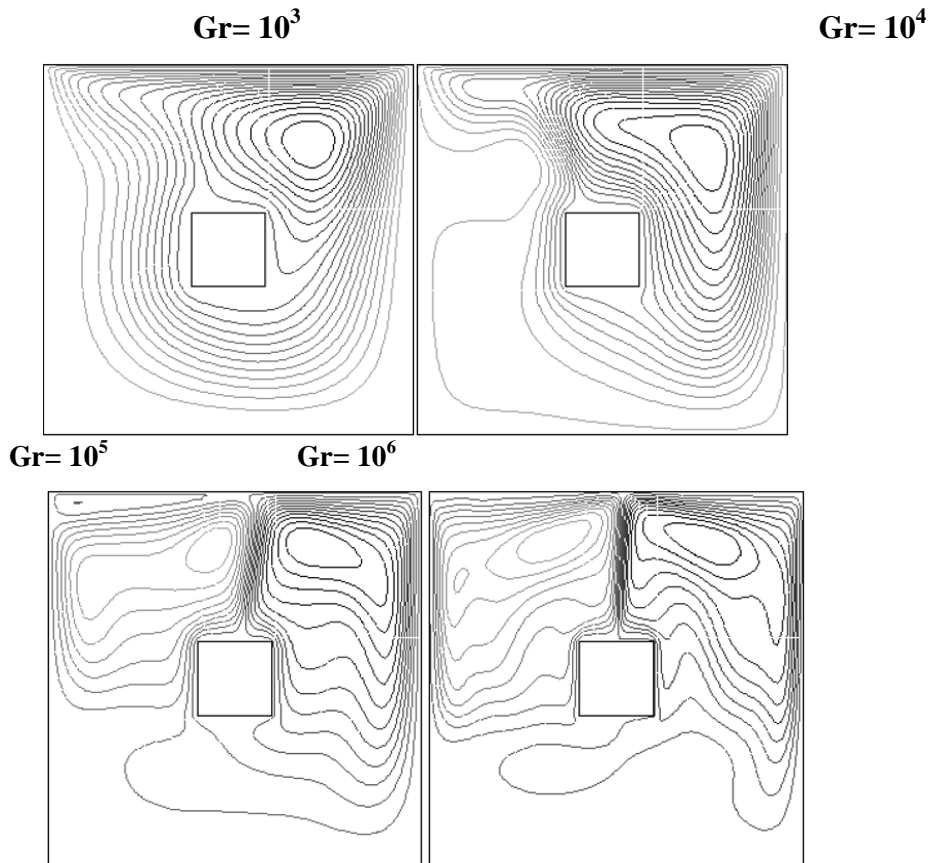
À  $Gr = 10^3$ , les lignes de courant forment une grande cellule rotative tournant elliptiquement dans le sens des aiguilles d'une montre et englobant l'obstacle et son centre est situé au-dessus du bloc chauffé. Le vortex est légèrement à droite causé par l'entraînement de la paroi supérieure. À mesure que le nombre de Gr augmente on remarque, la naissance d'une seconde cellule qui augmente en taille et devient presque identique à la première pour  $Gr = 10^6$ ,

D'autre part, le transfert thermique se fait de l'obstacle chaud vers les molécules du fluide adjacent, par conduction, puis se propage par la suite dans la cavité par convection.

Pour la région au-dessus de l'obstacle où les isothermes sont fortement incurvées (Fig. III.6), l'effet de la convection forcée est dominant. En outre, l'addition de nanoparticule permet

une meilleure propagation de la chaleur vers les parois. En augmentant le nombre de Gr, on remarque que les lignes d'isothermes sont symétriques et sont totalement distordus causé par l'augmentation des forces de flottabilité ce qui indique la dominance de la convection.

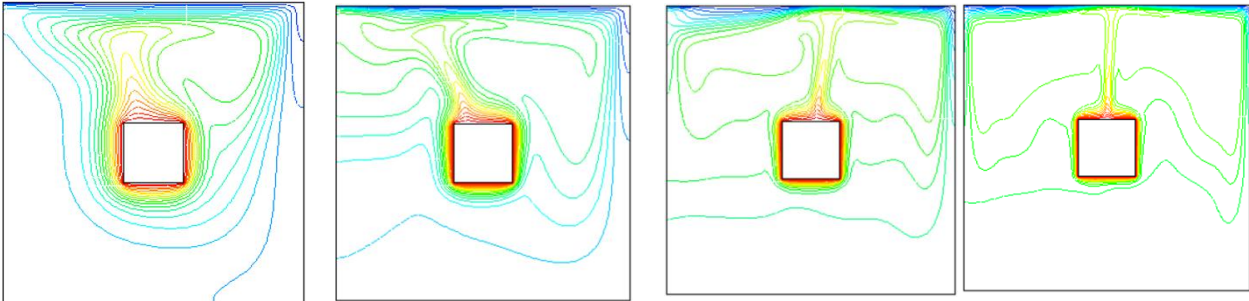
a) Champs d'écoulement



**Figure III. 5 :** Les lignes de courants pour différents nombres de Grashof à un  $Re = 100$  et  $\varphi = 0.02$ .

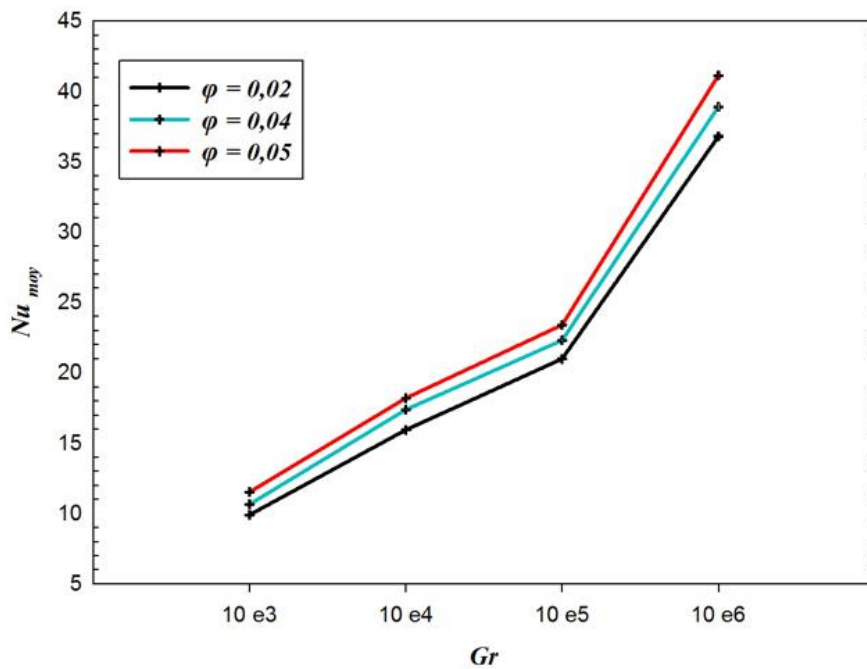
**b) Champsthermique**

$Gr= 10^3$     $Gr= 10^4$   $Gr= 10^5$   $Gr= 10^6$



**Figure III. 6 :** Les lignes d’isothermes pour différents nombres de Grashof à un  $Re=100$  et  $\phi=0.02$ .

**a) Nombre denusselt**



**Figure III.7. :** Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Grashof pour différentes valeurs de concentration volumiques variant de  $\phi= 0, 0.02$  et  $0.04$  et  $0.05$ .



### ➤ Nombre de Nusselt moyen

L'impact de la variation du nombre de Grashof sur le taux de transfert de chaleur dans la cavité est illustré sur la figure III.7, à travers l'évolution du nombre de Nusselt moyen, pour différents fractions volumique de nano-fluide  $\varphi = 0,02, 0,04$  et  $0,05$  à  $Re = 100$ .

Nous constatons que le nombre du Nusselt augmente avec l'accroissement du nombre de Grashof quelle que soit la fraction volumique. De même, la variation de la concentration porte une influence considérable sur le transfert thermique.

### III.4.2 Influence de la fraction volumique

#### ➤ Les lignes de courants et d'isothermes

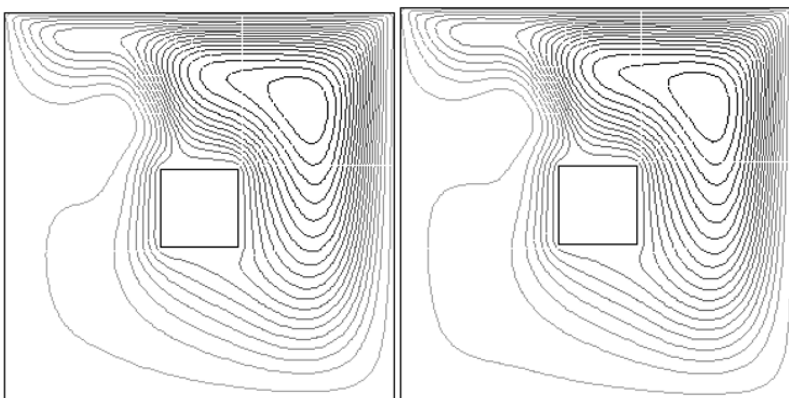
Les effets de la fraction volumique ( $\varphi = 0, 0,01, 0,02, 0,04$  et  $0,05$ ) sur les champs d'écoulement et la distribution de température sont illustrés dans la figure III.8 et III.9 ; pour un  $Re = 100$  et  $Gr = 10^4$ . On remarque les lignes de courants se présentent sous forme d'une grande cellule comme les cas précédents et les isothermes sont concentrées sur la partie supérieure de la cavité (l'écoulement est concentré sur cette région).

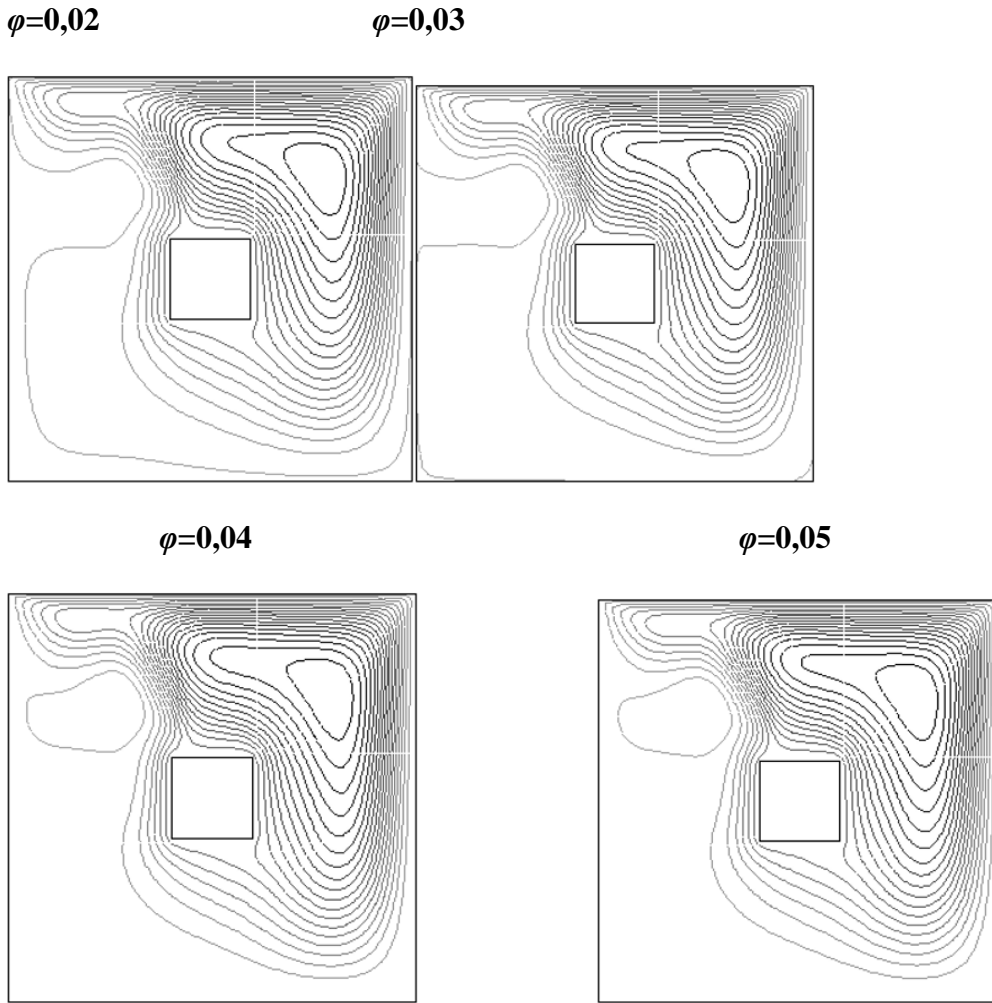
La présence des nanoparticules n'apporte pas de modification à la schématisation de la structure hydrodynamique et thermique dans la cavité.

#### a) Champs d'écoulement :

$\varphi = 0$

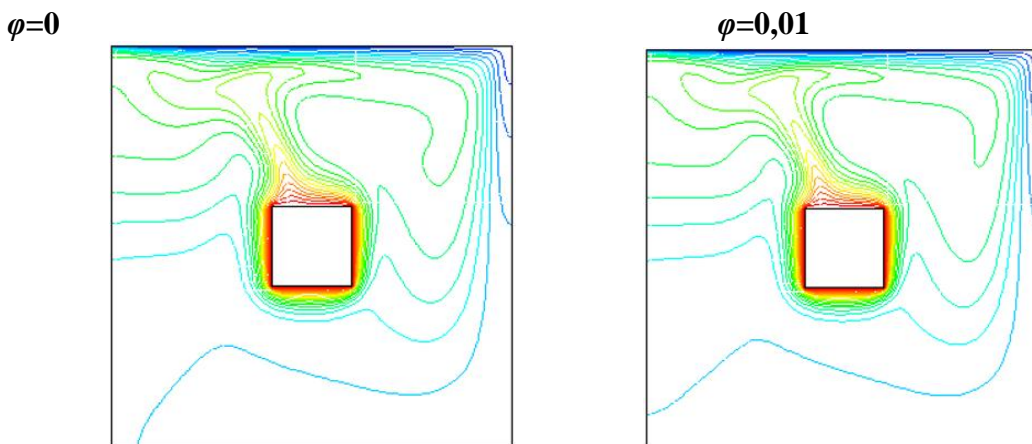
$\varphi = 0,01$

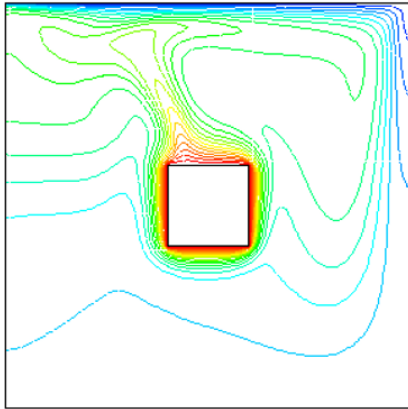
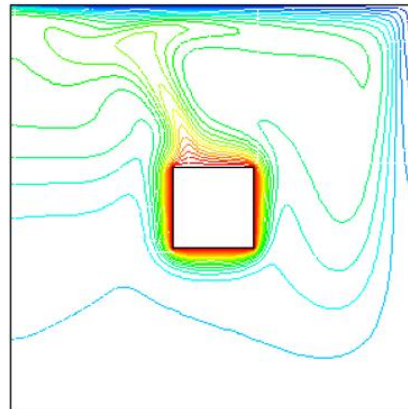
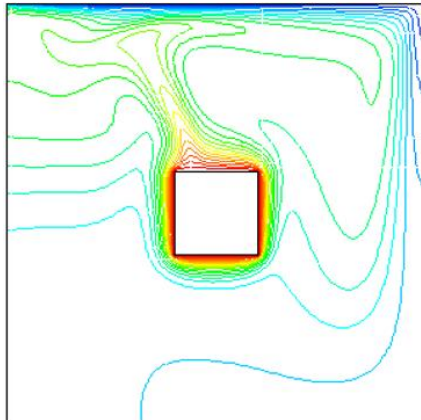
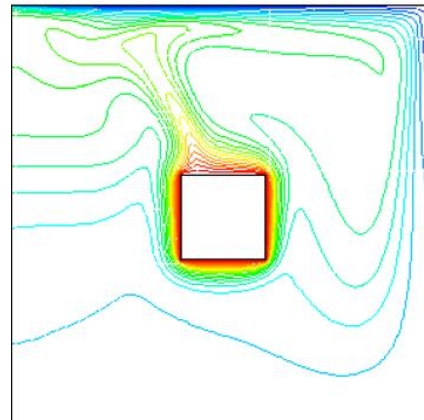




**Figure III.8:** Les lignes de courants pour différentes fractions volumiques à  $Re=100$  et  $Gr=10^4$ .

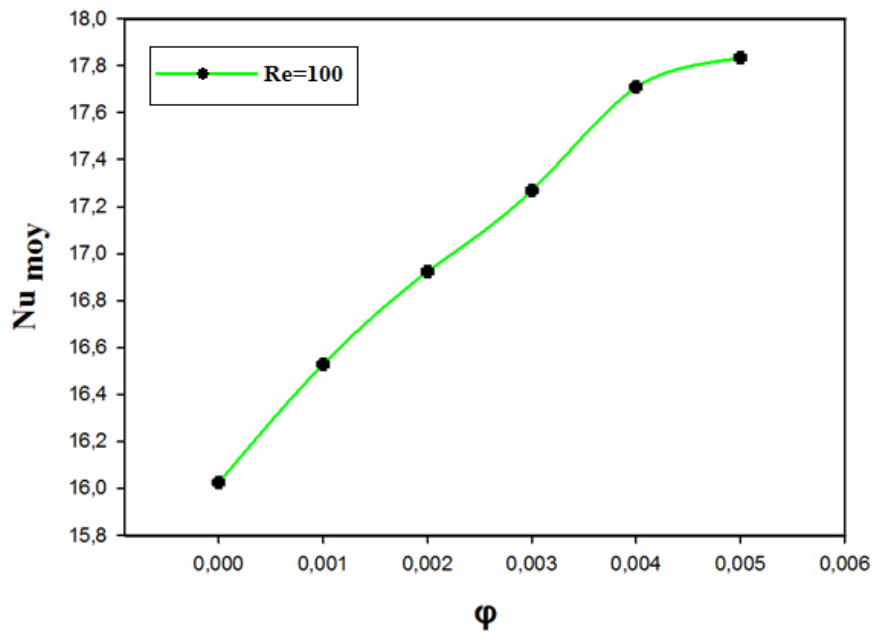
**b) Champ thermique :**



$\varphi=0,02$  $\varphi=0,03$  $\varphi=0,04$  $\varphi=0,05$ 

**Figure III.9.** : Les lignes d'isothermes pour différentes fractions volumiques à  $Re=100$  et  $Gr=10^4$ .

c) Nombre de Nusselt :



**Figure III.10:** Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de la fraction volumique à un  $Re=100$ .

➤ **Nombre de Nusselt moyen :**

La figure III.10 illustre la variation du nombre de Nusselt moyen pour différentes concentrations des nanoparticules notamment l'argent. On déduit que l'élévation de la concentration en nanoparticules de type Ag au fluide de base (eau pur) améliore le taux de transfert de chaleur. D'une manière générale, les valeurs du nombre de Nusselt moyen pour le nano-fluide sont plus élevées que celles relative au fluide pur. Dans la plupart des cas, l'échange thermique est avantageé par la grande concentration de nanoparticules, cela est dû à l'augmentation de la conductivité thermique du fluide.

### III.4.3 influence du nombre de Reynolds :

#### ➤ Les lignes de courants et d'isothermes :

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  $Re$  ( $Re = 1, 10, 100, 300$  et  $500$ ) à un  $Gr = 10^4$ ,  $\varphi = 0.02$ .

Les figures III.11 et III.12 illustrent des résultats numériques obtenus dans le cas des nombres de Reynolds

Pour des bas nombres de Reynolds ( $Re = 1$ ), on constate que l'écoulement dans la cavité carrée, est caractérisé par une structure bicellulaire, deux grandes cellules symétriques de convection dominante occupent presque toute la cavité. En augmentant des nombres de Reynolds à  $Re = 10$ , jusqu'à  $Re = 100$ , l'écoulement est toujours bicellulaire (deux grandes cellules). On remarque que la taille de ces cellules est réduite avec l'augmentation des forces d'inertie (mouvement de la paroi supérieure) jusqu'à la disparition de la cellule de droite et l'écoulement devient monocellulaire ( $Re = 500$ ), signe de la dominance de la convection forcée.

Pour les isothermes, à faibles nombres de Reynolds ( $Re = 1$  et  $Re = 10$ ) les lignes sont parfaitement symétriques, au fur et à mesure que le nombre de Reynolds augmente, les isothermes sont entraînés vers la gauche causé par l'augmentation des forces d'inertie.

a) Champs d'écoulement

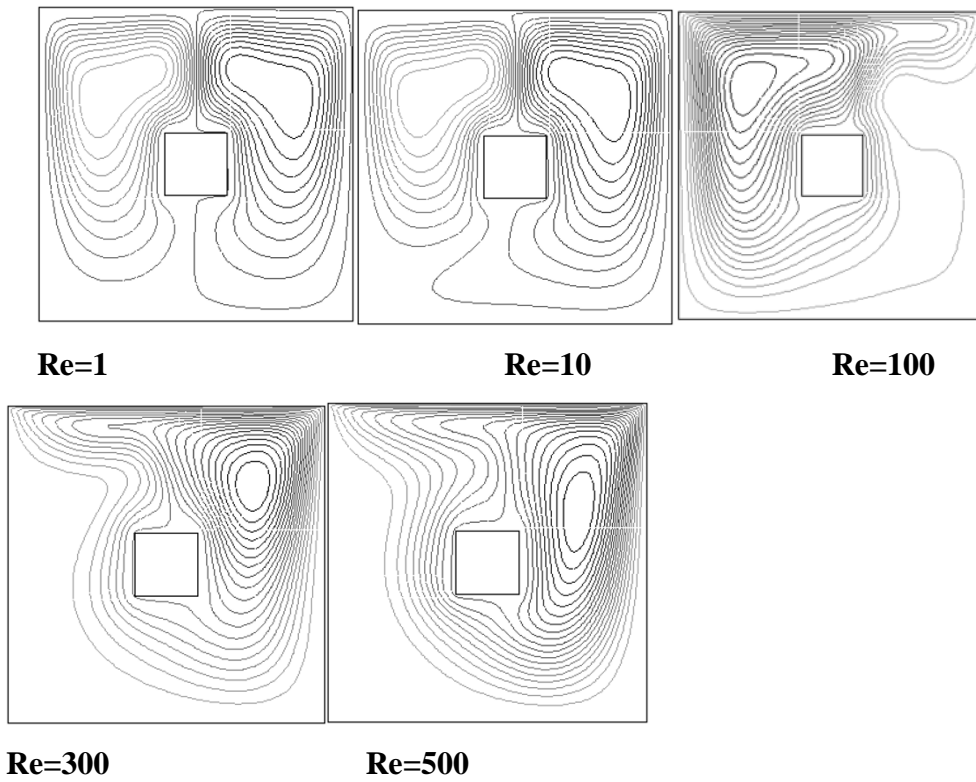


Figure III.11: Les lignes de courant pour différents nombres de Reynolds à  $Gr=10^4, \varphi=0.02$ .

b) Champ thermique :

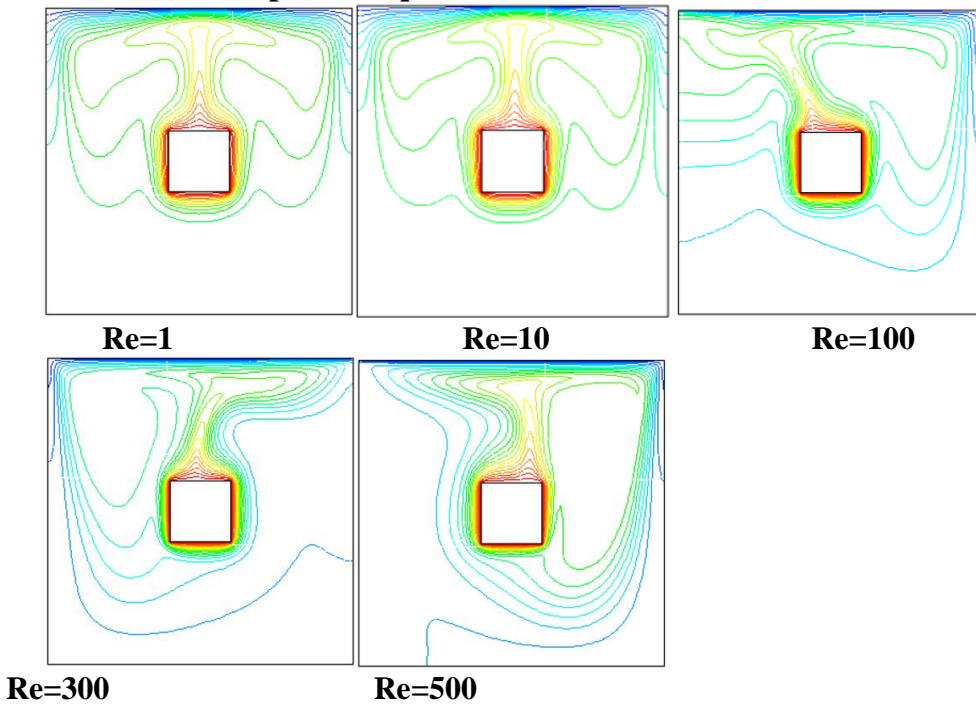
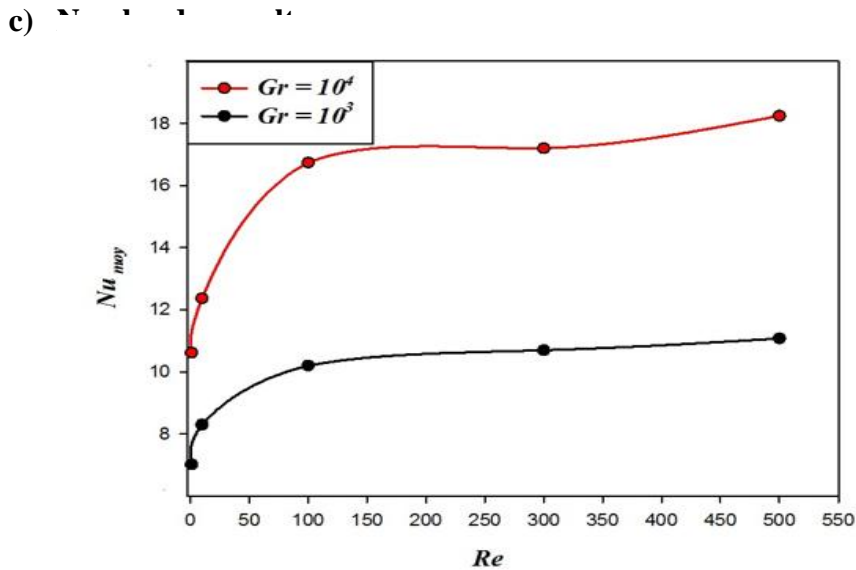


Figure III. 12 : Les lignes d'isothermes pour différents nombres de Reynolds à  $Gr=10^4, \varphi=0.02$ .

Ling de courant



**Figure III.13.** : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour différentes valeurs d'un nombre de Grashof variant de  $Gr = 10^4$  et  $Gr = 10^3$ .

### ➤ Nombre du Nusselt moyen

La figure III.13 montre la variation du nombre de Nusselt moyen pour différents nombres de Grashof en fonction du nombre de Reynolds. Nous constatons que le nombre de Nusselt augmente avec l'accroissement du nombre de Reynolds quel que soit le nombre de Grashof, car l'augmentation du nombre de Reynolds, c'est-à-dire l'augmentation des forces d'inerties, favorise le transfert thermique convectif entre le fluide et le bloc chauffé, ce qui dissipe nettement mieux la chaleur. Cela est dû à l'augmentation des gradients pariétaux de vitesse.

Cette augmentation se répercute également sur l'étendue des zones d'échange entre les vortex et le bloc. Une meilleure intensité du transfert thermique a été observée en mode de convection forcée ( $Re = 500$ ).



### III.4.4 Effet de différent nanoparticules (Cu et Al)

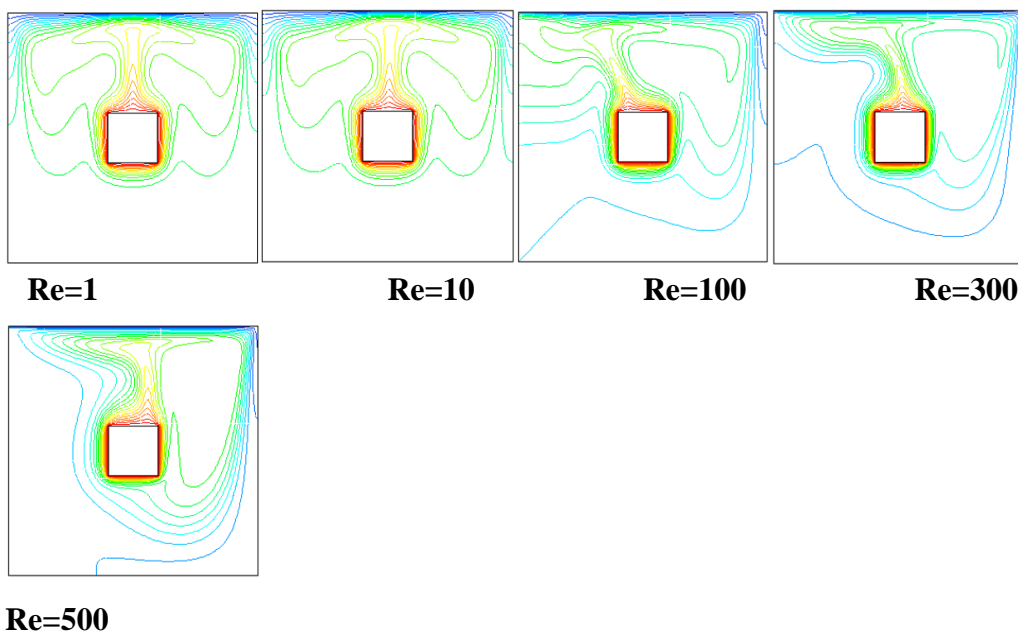
#### ➤ Les lignes de courants et d'isothermes du cuivre et d'aluminium :

Dans cette partie, nous étudierons l'influence du nombre de Reynolds sur l'écoulement et le transfert de chaleur de différentes nanoparticules de cuivre et d'aluminium. Lorsque  $Gr = 104$ ,  $\phi = 0,02$ , les différentes valeurs de  $Re$  ( $Re = 1, 10, 100, 300$  et  $500$ ) ont été simulées numériquement.

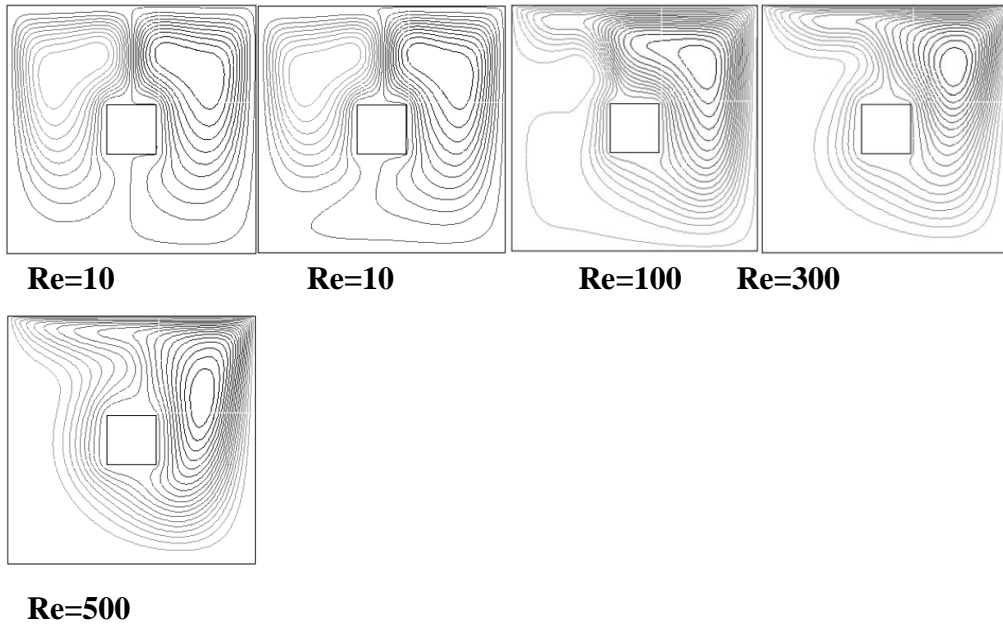
Les figures III.14 et III.15 illustrent des résultats numériques obtenus dans le cas des nombres de Reynolds

Pour un faible nombre de Reynolds ( $Re = 1$ ), on voit que l'écoulement dans la cavité carrée a les caractéristiques d'une structure à cellules jumelles, et que deux grandes cellules convectives symétriques principales occupent la quasi-totalité de la cavité. En augmentant le nombre de Reynolds à  $Re = 10$ , jusqu'à  $Re = 100$ , le flux est toujours de deux cellules (deux grandes cellules). Nous avons remarqué que la taille de ces alvéoles diminue avec l'augmentation de la force d'inertie (mouvement de la paroi supérieure), jusqu'à ce que les alvéoles de droite disparaissent et que le flux devienne une alvéole unique ( $Re = 500$ ), ce qui est un signe de supériorité de convection forcée. Pour l'isotherme, aux faibles nombres de Reynolds ( $Re = 1$  et  $Re = 10$ ), la ligne est complètement symétrique. À mesure que le nombre de Reynolds augmente, l'isotherme traîne vers la gauche en raison de l'augmentation de la force d'inertie.

#### a) Champs d'écoulement et champ thermique du cuivre

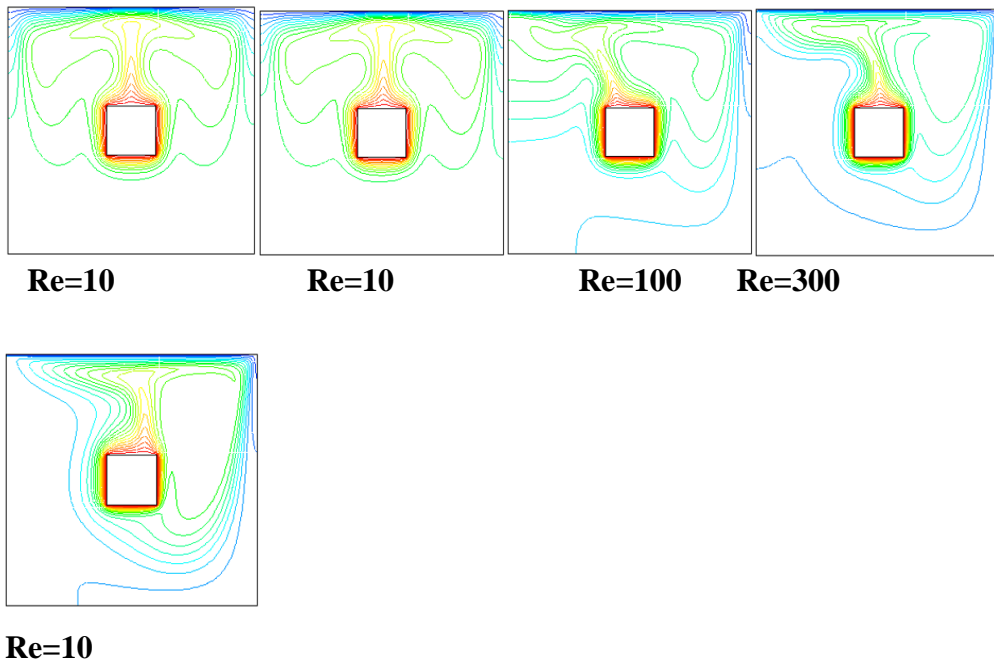


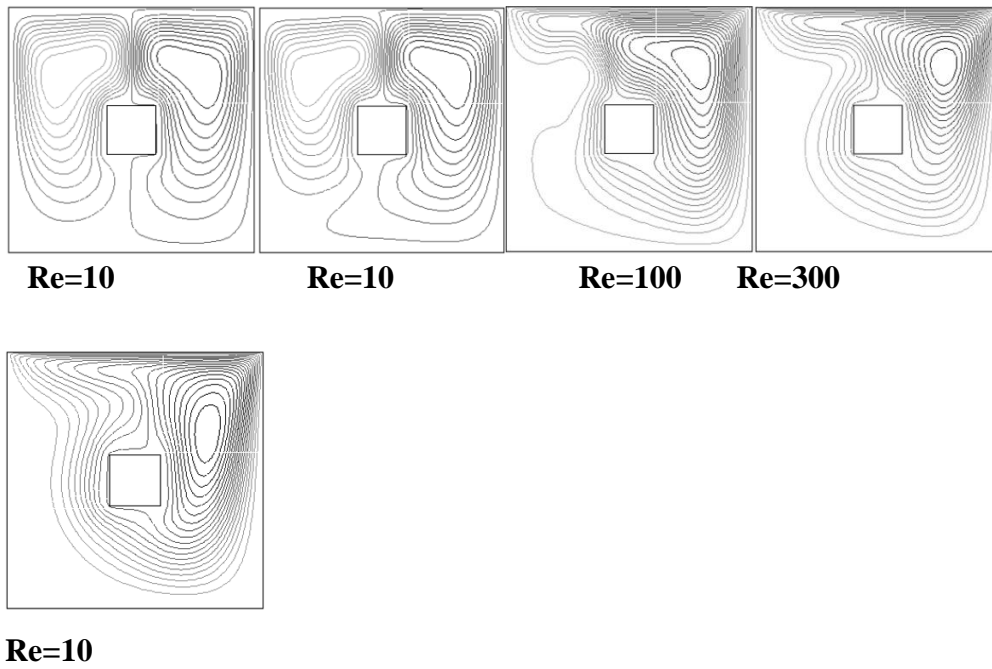




**Figure III. 14 :** Les lignes d’isothermes (en haut) et de courant (en bas) du cuivre pour différents nombres de Reynolds à  $Gr=10^4$ ,  $\varphi=0.02$ .

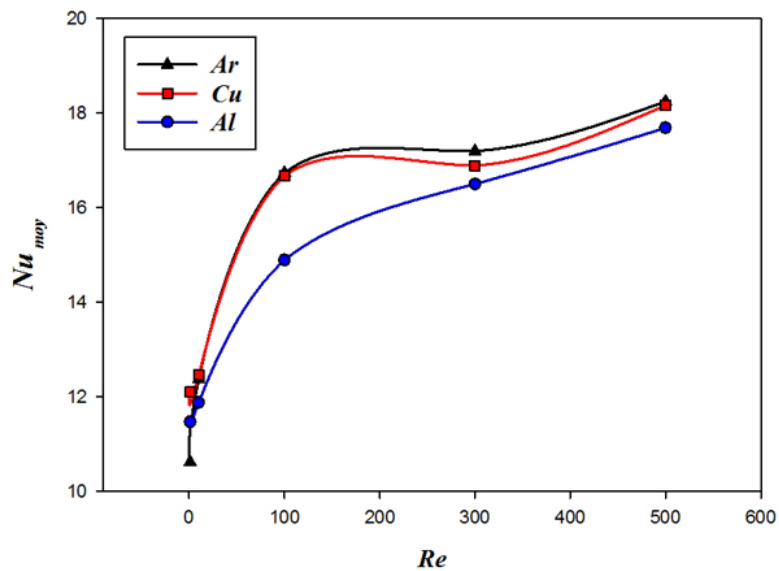
**b) Champs d’écoulement et champ thermique de l’aluminium**





**Figure III. 15 :** Les lignes d’isothermes (en haut) et de courant ( en bas)de l’aluminium pour différents nombres de Reynolds à  $Gr=10^4$ ,  $\varphi=0.02$ .

**a) Nombre de Nusselt**



**Figure III. 16 :** Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour différents nanoparticules (Ag, Al, Cu) à  $Gr= 10^4$  et  $\varphi=0.02$ .

### ➤ Nombre de Nusselt moyen

Dans la figure III. 15 représente la variation de nombre de Nusselt moyen des trois nanoparticules utilisée (cuivre, aluminium, argent) en fonction du nombre de Reynolds

Pour un nombre de Grashof,  $Gr=10^4$  et fraction volumique fixée à  $\phi=0.02$ . On remarque que le nombre du Nusselt augmente avec l'accroissement de nombre Reynolds pour les trois nanoparticules.

La variation de Nusselt dans le cas d'aluminium est la plus faible par rapport au deux autres cas et cela revient à sa valeur basse de conductivité thermique, contrairement au cuivre et argent.

Aussi on observe que les courbes de Nusselt d'argent et du cuivre sont presque pareilles dans tous les points à cause de leurs conductivités thermiques presque similaires. On peut déduire que L'ajout d'une nanoparticule (Ag) a produit une amélioration remarquable du transfert de chaleur par rapport à l'aluminium et le cuivre.

## III. 5. Conclusion

Ce chapitre a traité une étude numérique en 2D sur le transfert de chaleur par convection mixte dans une cavité carrée pénétrée par un nano fluide. Le bloc au centre de l'enceinte est chauffé à une température constante. La méthode des volumes finis est utilisée pour résoudre le modèle mathématique qui a été finalement validé avec des résultats rencontrés dans la littérature. Un accord satisfaisant a été trouvé. On a étudié également les effets des nombres de Reynolds et Grashof, la fraction volumique solide, et l'effet de différents types de nanoparticules. Les résultats de l'analyse numérique conduisent aux conclusions suivantes:

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

# Conclusion générale

## Conclusion Générale

L'étude présentée dans ce travail porte sur la convection mixte dans une cavité carrée bidimensionnelle, remplie avec un Nano-fluide, avec une paroi supérieure entraînée et froide et une source de chaleur au centre chauffée (bloc), les restes des parois sont considérés adiabatiques. Le nano-fluide utilisé

(Ag-eau) pénètre avec une vitesse horizontale constante  $U_0$  et à une température froide  $T_0 = T_f$ .

Sur la base de l'approximation de Boussinesq, nous avons développé un modèle mathématique pour décrire notre problème. Nous avons également développé un modèle numérique basé sur la méthode des volumes finis pour discrétiser les équations de contrôle. Nous pouvons déterminer les changements dans les lignes et les isothermes actuelles et les nombres de Nusselt. Nous validons également notre programme de simulation numérique en comparant nos résultats avec ceux d'autres auteurs. L'analyse des résultats obtenus à partir de différentes simulations montre que :

- L'augmentation de la fraction volumique des nano-fluides favorise encore le transfert de chaleur ;
- Les résultats montrent que l'augmentation du nombre de Reynolds et du nombre de Grashof améliorera le transfert de chaleur ;
- Les résultats obtenus montrent que l'efficacité du transfert de chaleur dépend de la conductivité thermique de chaque nano-fluide ;
- L'ajout de nanoparticules (Ag) a produit une amélioration remarquable du transfert de chaleur par rapport à l'aluminium et le cuivre ;

On peut conclure, enfin, que les paramètres géométriques et les propriétés thermo-physiques du fluide de refroidissement ont une influence considérable sur le transfert de chaleur.

Le présent travail aspire à être repris dans une perspective d'approfondissement et d'enrichissement, en considérant d'autres types de nano-fluides et des régimes d'écoulement beaucoup plus représentatifs en vue de cerner la zone de transition vers le turbulent.

# Références Bibliographiques

## Références Bibliographiques

- [1] Amrid  
MAMMERI. Amélioration des performances énergétiques des systèmes de refroidissement industriels: Application aux serveurs informatiques 2014.
- [2] M. adani<sup>1</sup>, 2, B. Meziani and O. ourradi. Convection mixte dans une cavité carrée: Etude numérique pour différentes valeurs de GRASHOF et de REYNOLDS..2017. international Journal of Scientific Research & Engineering Technology.
- [3] Stephen U. S. Choi\* and J. A. Eastman. Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles. International mechanical engineering congress and exhibition 1995
- [4] Olivier Doche, Jean-Antoine Gruss & Olivier Soriano . Une nouvelle technologie pour les échangeurs thermiques: Le Nanofluide 2007.
- [5] (soufi 2013) Boiling heat transfer performance and phenomena of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> - water nanofluids from a plan surface in a pool, International Journal of Heat and Mass Transfer.
- [6] Stéphane FOHANNO, Guillaume POLIDORI, Catalin POPA. Nanofluides et transfert de chaleur par convection naturelle. Université de Reims Champagne-Ardenne, France 2012.
- [7] soufi 2013 Application des nano-fluides pour le refroidissement : étude d'un cas d'une géométrie simple, Thèse de Master en Génie Chimique, Université Kasdi Merbah d'Ouargla.
- [8] M. A. Ismael, I. Pop, A. J. Chamkha, « Mixed convection in a lid-driven square cavity with partial slip », *Int. J. of thermal sciences* 82, 47-61, (2014).
- [9] F. Ehsan F. Mousa, S. Kurosh, N. Hasan, Lattice Boltzmann simulation of natural convection heat transfer in nanofluids, *Int. J. Thermal Sciences*, Volume 52, Pages 137-144, 2012.
- [10] Sebdani, M. Mahmoodi, and S. M. Hashemi, *Int. J. Thermal Sci.* 52, 112 (2012).
- [11] A. W. Islam, M. A. R. Sharif, E. S. Carlson, « Mixed convection in a lid-driven square cavity with an isothermally heated square blockage inside » *Int. J. of heat and mass transfer* 55, 5244-5255, (2012).
- [12] S. Ray and D. Chatterjee, "MHD mixed convection in a lid-driven cavity including heat conducting circular solid object and corner heaters with Joule heating," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 57, pp. 200–207, 2014, doi:10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.07.029.
- [13] M. Salari, M. M. Tabar, A. M. Tabar et H. A. Danesh, Mixed convection of nanofluid flows in a square lid-driven cavity heated partially from both the bottom and side walls, *Numerical Heat Transfer, Part A*, 62(2012)158-177.
- [14] S. M. Sebdani, M. Mahmoodi, and S. M. Hashemi, "Effect of nanofluid variable properties on mixed convection in a square cavity," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 52, no. 1, pp. 112–126, 2012, doi:10.1016/j.ijthermalsci.2011.09.003.
- [15] Abdelkader Boutra, Karim Ragui, Nabila Labsi, Youb Khaled Benkahla , Rachid Bennacer,

Convection Mixte Au Sein D'une Cavité Carrée Entraînée Remplie D'un Nanofluide Et Munie D'un Bloc Générateur De Chaleur', Université Des Sciences Et De La Technologie Houari

Boumediene, Ecole Préparatoire Aux Sciences Techniques Alger Et L.M.T. Cachan 61,  
Avenue Du Président Wilson 94235 CACHAN Cedex, France, 2016 .

[16] A. J. Chamkha and E. Abu-Nada, "Mixed convection flow in single- and double-lid driven square cavities filled with water-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanofluid: Effect of viscosity models," *Eur. J. Mech. B/Fluids*, vol. 36, pp. 82–96, 2012, doi:10.1016/j.euromechflu.2012.03.005.

[17] J. Clerk Maxwell, Canada, 1954.

[18] Mémoire de fin d'études ; Etude des échanges convectifs autour d'un cylindre horizontal ; 2012/2013.

[19] S.V. Patankar, *Patankar Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. 1980.

[20] S.V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere Publishing Co., New York, NY, 1980

[21] B. Calcagni, F. Marsili, M. Paroncini, Natural convective heat transfer in square enclosure heated from below, *Appl. Therm. Eng.* 25 (2005) 2522-2531



## Résumé

### **Etude de la convection mixte dans une cavité carrée entraînée en présence d'un bloc chauffé remplie avec nano-fluide.**

Dans ce travail, nous avons mené une étude numérique sur la convection mixte laminaire fixe de nano-fluides traversant une cavité carrée. La cavité en question a une géométrie carrée et contient un bloc thermique au centre à travers lequel passe un flux laminaire de nano-fluide Ag/eau. Toutes les parois sont considérées comme adiabatiques, à l'exception de la paroi supérieure qui est froide et à une vitesse horizontale constante et une basse température. L'équation directrice est discrétisée par la méthode des volumes finis. Dans ce contexte, un code informatique a été conçu et produit pour utiliser la simulation numérique comme outil d'enquête. Les résultats sont analysés dans des champs thermiques et hydrodynamiques, de sorte que l'influence du nombre de Reynolds sur le transfert de chaleur et l'ajout de nanoparticules (Ag) à l'eau peuvent améliorer les performances de transfert de chaleur.

**Mots-clés: Nano-fluide (Ag/eau), Convection mixte, Cavité carrée, Paroi entraînée, Volumes finis.**

---

## Abstract

### **Study of mixed convection in a ventilated square cavity in the presence of a hot plate With nanofluid.**

In this work, we conducted a numerical study on the fixed laminar mixed convection of nanofluids passing through a square cavity. The cavity in question has a square geometry and contains a thermal block in the center through which a laminar flow of Ag / water nanofluid passes. All walls are considered adiabatic except for the top wall which is cold and at constant horizontal velocity and low temperature. The guiding equation is discretized by the finite volume method. In this context, a computer code was designed and produced to use numerical simulation as an investigative tool. The results are analyzed in thermal and dynamic fields, so the influence of Reynolds number on heat transfer and the addition of nanoparticles (Ag) to water can improve heat transfer performance.

**Keywords: Nanofluid (Cu/water), mixed convection, square cavity, Driven wall, Finished volume**

---

