

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Installations énergétiques et turbomachines

Par:

CHIKHI Mohamed Imad

IDIR Meziane

Thème

Étude de la convection mixte dans une cavité carrée entraînée remplie d'un milieu poreux avec un cylindre tournant

Soutenu le 21/06/2023 devant le jury composé de :

Mr. SAHI Adel

Président

Mr. HAMDJ Messaoud

Rapporteur

Mr. HAMICI Nadjib

Examineur

Année Universitaire 2022-2023

Remerciements

Nous souhaitons tout d'abord exprimer notre gratitude envers Dieu Tout-Puissant, qui nous a donné la force et le courage de mener à bien ce modeste travail.

Nous tenons également à exprimer notre profonde reconnaissance envers notre encadreur, Mr. HAMDI. M, qui nous a accompagnés et guidés tout au long de la réalisation de ce projet avec une grande expertise.

Nous remercions également de tout notre cœur Mr. SAHI. A, pour l'honneur qu'il nous a fait de présider ce jury.

Ainsi que Mr. HAMICI. N, pour sa contribution à l'examen de notre travail.

Nous tenons à exprimer notre profonde gratitude à tout le corps enseignant du département de Génie mécanique pour leur implication dans notre formation.

Enfin, nous remercions toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce travail,

On remercie nos familles et nos amis pour leur soutien indéfectible.

Dédicace

Nous souhaitons dédier humblement ce travail

À nos parents,

qui grâce à leur tendre encouragement et de grands sacrifices, ont créé un climat affectueux et propice à la poursuite de nos études. Aucune dédicace ne pourrait suffire à exprimer notre respect, notre considération et nos profonds sentiments envers eux. Nous prions le bon Dieu de les bénir et d'espérer qu'ils seront toujours fiers de nous.

À nos très chers frères et sœurs,

en leur souhaitant un avenir radieux, plein de bonheur et de succès. Que Dieu, le Tout-Puissant, vous préserve et vous procure santé et longévité. Finalement,

À tous nos ami(e)s et collègues,

témoins de l'amitié qui nous unit, nous dédions ce travail en souvenir de tous les bons moments que nous avons passés ensemble et nous leur souhaitons une vie remplie de réussite et de bonheur.

Nous ne pouvons également pas oublier de remercier nos professeurs qui nous ont enseigné et aidé dans notre parcours éducatif.

Sommaire

Introduction Générale	1
Chapitre I : Généralités et Recherches bibliographiques	3
I.1. Introduction	3
I.2. Généralité sur le transfert de chaleur	3
I.2.1. Conduction	4
I.2.2. Rayonnement	4
I.2.3. Convection	4
I.3. Milieux poreux	5
I.3.1. Paramètres caractérisant le milieu poreux	5
I.3.2. Caractérisation géométrique des milieux poreux	6
I.3.3. Caractéristiques thermodynamiques du milieu poreux	8
I.4. Recherche bibliographique	8
Conclusion	23
Chapitre II : Position du problème et formulation mathématique	25
II.1. Introduction	25
II.2. Description du problème	25
II.3. Hypothèses simplificatrices	26
II.3.1. Approximation de Boussinesq-Oberberk	27
II.4. Formulations mathématiques	27
II.4.1. Forme dimensionnelle des équations	28
II.4.2. Forme adimensionnelle des équations	28
II.5. Nombres adimensionnelles	29
II.6. Méthodes numériques	31
Conclusion	31
Chapitre III : Résultats et discussions	34
III.1. Introduction	34
III.2. Choix de maillage	34
III.3. Validation numérique	35
III.4. Résultats et discussions	37
III.4.1. Effet des nombres de Grashof et Reynolds	37
III.4.2. Effet du nombre de Darcy et la porosité	42

III.4.3 Effet de la position du cylindre et la vitesse angulaire	47
Conclusion	52
Conclusion Générale	55
Références Bibliographiques	57
Résumé.....	60

Liste des figures

Figure I. 1: les différents types du transfert de chaleur [1].	4
Figure I. 2: structure d'un milieu poreux [4].	5
Figure I. 3: schéma de la cavité ventilée Teimour et al. [7].	9
Figure I. 4: convection mixte dans une cavité carrée poreuse Basak et al. [8]	10
Figure I. 5: Convection mixte dans une cavité entraînée par un couvercle remplie d'un milieu poreux Nidal et al [9].	11
Figure I. 6: convection mixte dans un milieu poreux Ahmed M. Sedki. [10].	12
Figure I. 7: Convection naturelle dans des milieux poreux C. Zhang et al. [11].	13
Figure I. 8: Convection mixte dans une cavité poreuse Rahman et al. [12].	13
Figure I. 9: La géométrie du problème de D. Pal, B. Talukdar. [13].	14
Figure I. 10: Convection mixte d'un nanofluide hybride sur un cylindre vertical dans un milieu poreux Khan et al. [14].	15
Figure I. 11: Convection mixte avec transfert de chaleur conjugué dans une cavité à chauffage différentiel remplie de milieux poreux à gros grain Chakkingal et al. [15].	16
Figure I. 12: la géométrie du problème de Wissam et al. [16].	17
Figure I. 13: Convection mixte dans un milieu poreux avec un cylindre tournant Khaled et Ahmed. [17].	17
Figure I. 14: Convection naturelle à double diffusion à l'intérieur d'une cavité poreuse He et al. [18].	18
Figure I. 15: Convection mixte d'un nanofluide sur une surface verticale saturée en milieux poreux H.A. Nabwey et al. [19]	19
Figure I. 16: Géométrie initiale d'une cavité poreuse inclinée et ondulée Noura et al. [20].	20
Figure I. 17: Domaine physique d'Ashkan et al [21].	21
Figure I. 18: Géométrie du problème de Li et al. [22]	22
Figure I. 19: La géométrie du problème de Fatih et al. [23].	23
Figure II. 1: Géométrie du problème considéré.	26
Figure III. 1: Nusselt moyen pour différents maillages.	35
Figure III. 2: lignes de courants et isothermes pour $Da=10^{-4}$	36
Figure III. 3: lignes de courants et isothermes pour $Da=10^{-3}$	36
Figure III. 4: lignes de courant et isothermes pour $Gr=10^3$, $Da=10^{-3}$; $\Omega=0.1$, $\varepsilon=0,9$	38
Figure III. 5 : lignes de courant et isothermes pour $Gr=10^4$, $Da=10^{-3}$; $\Omega=0.1$, $\varepsilon=0,9$	39

Figure III. 6: lignes de courant et isothermes pour $Gr=10^5$, $Da=10^{-3}$; $\Omega=0.1$, $\varepsilon=0.9$	40
Figure III. 7: Nombre de Nusselt moyen pour différents nombre de Gr Et $Re=10$; 10^2 ; 10^3	41
Figure III. 8: Nombre de Nusselt moyen pour différents nombre de Re Et $Gr=10^3$; 10^4 ; 10^5	41
Figure III. 9: lignes de courant et isothermes pour $\varepsilon=0.3$, $Gr=10^4$, $Re=10^3$, $\Omega=0.1$	43
Figure III. 10: lignes de courant et isothermes pour $\varepsilon=0.6$, $Gr=10^4$, $Re=10^3$, $\Omega=0.1$	44
Figure III. 11: lignes de courant et isothermes pour $\varepsilon=0.3$, $Gr=10^4$, $Re=10^3$, $\Omega=0.1$	45
Figure III.12: Nombre de Nusselt moyen pour différents ε	46
Figure III. 13: Nombre de Nusselt moyen pour différents nombre de Da	46
Figure III. 14: lignes de courants et isothermes pour la position 1 pour $Re = 10^3$, $Gr = 10^4$, $Da=10^{-3}$ et a) $\Omega=0.1$; b) $\Omega=1$; c) $\Omega=10$	48
Figure III. 15: lignes de courants et isothermes pour la position 2 pour $Re = 10^3$, $Gr = 10^4$, $Da=10^{-3}$ a) $\Omega=0.1$; b) $\Omega=1$; c) $\Omega=10$	49
Figure III. 16: lignes de courants et isothermes pour la position 3 avec $Re = 10^3$, $Gr = 10^4$, $Da=10^{-3}$ et a) $\Omega=0.1$; b) $\Omega=1$; c) $\Omega=10$	50
Figure III. 17: lignes de courants et isothermes pour la position 4 pour $Re = 10^3$, $Gr = 10^4$, $Da=10^{-3}$ et a) $\Omega=0.1$; b) $\Omega=1$; c) $\Omega=10$	51
Figure III. 18: Nusselt moyenne pour différents positions de cylindre	52

Liste des tableaux

Tableau I.1 – valeur moyenne de la porosité pour quelques matériaux [9]	6
Tableau I.2 – Perméabilités de quelques milieux poreux [9]	7
Tableau II.1 – Les propriétés thermos-physique de l'eau à $Pr=7$	25

NOMENCLATURE

Symboles	Définition	Unité (SI)
C_p	Chaleur spécifique à pression constante	[J/kg.K]
C_f	Coefficient de Forchheimer	[-]
d_p	Diamètre des pores	[m]
g	Accélération de la pesanteur	[m/s ²]
h	Coefficient d'échange par convection	[W m ⁻²]
L	Longueur caractéristique	[m]
L_m	La dimension géométrique du milieu	[-]
K	La perméabilité du milieu poreux	[m ²]
Q	Débit s'écoulant à travers le milieu poreux	[m ³ /s]
p	Pression	[Pa]
P	Pression adimensionnelle	[-]
S	Aire de la surface d'échange solide / fluid	[m ²]
t	Temps	[s]
T	Température	[K]
T_∞	Température du fluide loin de la surface du solide	[m ²]
T_p	Température de la surface du solide	[K]
u, v	Composantes de la vitesse suivant les axes x et y	[m s ⁻¹]
U, V	Composantes adimensionnelles de la vitesse	[-]
Symboles grecs :		
α	Diffusivité thermique	[m ² s ⁻¹]
β	Coefficient de dilatation à pression constante	[K ⁻¹]
μ	Viscosité dynamique	[kg m ⁻¹ s ⁻¹]
ν	Viscosité cinématique	[m ² s ⁻¹]
ρ	Masse volumique de l'air	[kg m ⁻³]
λ	Conductivité thermique	[W m ⁻¹ K ⁻¹]
ε	La porosité du milieu poreux	[m ³]
ΔT	Différence de température	[K]
θ	Température adimensionnelle	[-]
ω	Vitesse angulaire	[rad/s]
φ	Flux de chaleur transmis par convection	[W]
Nombres adimensionnels :		
Gr	Nombre de Grashof	[-]
Da	Nombre de Darcy	[-]
Pr	Nombre de Prandtl	[-]

Re	Nombre de Reynolds	[-]
Ri	Nombre de Richardson	[-]
Nu	Nombre de Nusselt	[-]

Indice :

eff	Effectif
réf	Référence
c, f	Surface chaude, surface froide
<i>f</i> , s	Fluide, solide (poreux)

Introduction Générale

Introduction Générale

Le transfert de chaleur est l'un des mécanismes les plus couramment utilisés pour l'échange d'énergie. Il joue un rôle essentiel dans de nombreux secteurs industriels ainsi que dans notre vie quotidienne. Les professionnels cherchent à maximiser ou à minimiser ce phénomène en fonction des besoins de l'industrie et dans le souci d'économiser cette énergie qui devient chère. Ce processus complexe repose sur différents modes fondamentaux, à savoir la conduction, la convection et le rayonnement.

Le terme convection est utilisé pour définir les différences de densité moléculaire d'un fluide, produites en raison de l'agitation thermique. Lorsque la convection est due aux effets couplés (naturelle et forcée), on parle alors de la convection mixte.

Lorsque le milieu présente des espaces vides qui peuvent être interconnectés ou non, on parle de milieu poreux. Le flux de fluides à travers un tel milieu sont couramment observés tant dans la nature que dans l'industrie. Les applications de ce phénomène sont nombreuses et diverses, incluant des domaines tels que la purification de l'eau, l'isolation thermique, l'extraction de pétrole et de gaz...etc.

La présente étude porte sur la convection mixte dans une cavité carrée en présence d'un milieu poreux et un cylindre tournant. Le principal objectif est de cerner l'influence de certains paramètres jugés essentiels sur la structure de l'écoulement et les transferts de chaleur dans la cavité.

Le mémoire est divisé en trois chapitres :

Le premier chapitre de cette étude comprend une synthèse des travaux antérieurs, à la fois théoriques et expérimentaux, sur le transfert de chaleur, avec un approfondissement sur le sujet de la convection, en outre, les principales définitions et modèles relatifs aux écoulements dans les milieux poreux sont également présentés.

La formulation mathématique du modèle physique, les hypothèses simplificatrices et les équations de conservation sont développées dans le deuxième chapitre.

Le troisième chapitre présente et discute les résultats obtenus.

Enfin, une conclusion générale qui synthétise les principaux résultats obtenus, suivie de perspectives de travail, est présentée.

Chapitre I

Généralités et Recherches bibliographiques

Chapitre I : Généralités et Recherches bibliographiques

I.1. Introduction

La convection est un phénomène physique par lequel la chaleur est transférée par le mouvement impliquant la matière. Ce mode de transfert de chaleur existe dans les milieux fluides ou lorsqu'un fluide circule autour d'un solide, il en existe deux types de convection, convection naturelle et convection forcée.

La convection naturelle se produit lorsque le mouvement des fluides est principalement dû aux différences de densité causées par les variations de température.

Quand l'action extérieure favorise la circulation des fluides (Ventilateurs, pompes, compresseur ou vent ou gravité...) Nous sommes dans les conditions de la convection forcée.

La convection mixte est un type de transfert de chaleur dans lequel deux types de la convection coexiste.

Au fil des années, des études de convection mixte dans ces différentes conditions formes et différentes configurations, trouve son application dans divers secteurs et industries tels que les échangeurs de chaleur, le stockage d'énergie, l'industrie alimentaire, refroidissement des aliments, dans les secteurs de l'aviation et du nucléaire, tels que le transport et le stockage de l'énergie dans la chambre de combustion ainsi que refroidissement des composants électroniques...etc.

I.2. Généralité sur le transfert de chaleur

Le transfert de chaleur est un processus d'une grande importance dans le domaine de l'industrie et des technologies. Bien qu'il manifeste sous diverses formes (Rayonnement, conduction et convection) **Figure I.1**, cette dernière est la plus visée dans certains domaines bien spécifiés tels que le refroidissement des processeurs et des composants électroniques, les radiateurs et les échangeurs de chaleur, ... etc. [1].

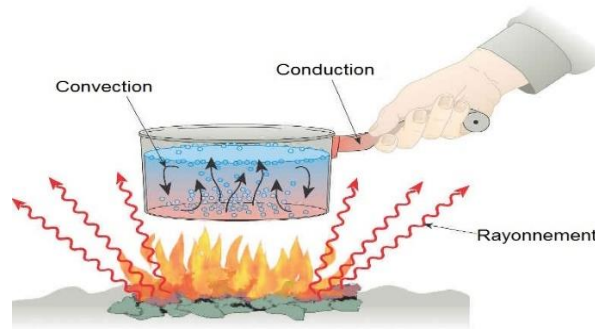


Figure I. 1: Les différents types du transfert de chaleur [1].

I.2.1. Conduction

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts : une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres [2].

I.2.2. Rayonnement

Le rayonnement électromagnétique est le phénomène par lequel un objet émet et absorbe de l'énergie sous forme de rayonnement. Ce type de transfert de chaleur peut se produire entre deux objets séparés par le vide ou un milieu semi-transparent, grâce aux ondes électromagnétiques, sans nécessiter de support matériel. L'émission d'un objet correspond à la conversion de l'énergie matérielle (l'agitation des électrons constituant la matière, dont l'intensité dépend de la température) en énergie radiative [2].

I.2.3. Convection

C'est le transfert de chaleur entre un solide et un fluide, l'énergie étant transmise par déplacement du fluide. Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton [2].

Le flux de chaleur mis en jeu s'écrit alors d'après la loi de Newton :

$$\varphi = hS(T_p - T_\infty) \quad (\text{I.1})$$

On distingue généralement trois types de convection :

➤ **Convection naturelle ou libre :**

Le mouvement du fluide est créé par des différences de densité, elles-mêmes dues à des différences de température existant dans le fluide

➤ **Convection forcée :**

Le mouvement du fluide est induit par une cause indépendante des différences de température (pompe, ventilateur...etc.).

➤ **Convection mixte :**

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

I.3. Milieux poreux

Un milieu poreux est un matériau massif formé de cavités de volumes et de surfaces variées appelés les pores, interconnectés partiellement ou totalement entre eux par des canaux. L'écoulement du fluide se fait seulement à travers les pores interconnectés [3].

Les milieux poreux ont généralement deux formes :

- Milieu poreux consolidé ou la phase solide est compacte, rigide (roche, les grés, la céramique, mousses...).
- Milieu poreux non consolidé dans lequel la phase solide est formée de grains (gravier, sable, ...) ou de fibres (laine de verre, coton, ...) non soudés entre eux.

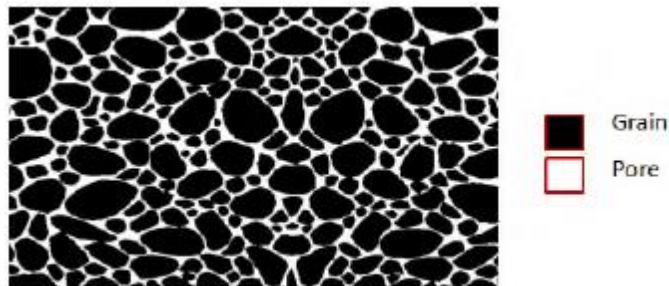


Figure I. 2: Structure d'un milieu poreux [4]

I.3.1. Paramètres caractérisant le milieu poreux

I.3.1.1. Volume élémentaire représentatif (V.E.R)

Lorsqu'on étudie les écoulements en milieu poreux, deux échelles s'imposent pour la description des phénomènes [5] :

- L'échelle des pores, ou microscopique, à l'intérieur de laquelle les grandeurs locales peuvent très largement varier. En général, cette échelle est associée au diamètre moyen des pores, soit d_p .

- L'échelle du milieu poreux, ou macroscopique, caractéristique des variations significatives de ces mêmes grandeurs, définies en moyenne sur un certain volume de milieu poreux, appelé communément Volume Élémentaire Représentatif et noté **V.E.R.** Cette échelle macroscopique est associée à la dimension géométrique du milieu, soit L_m .

De plus, si l désigne la dimension caractéristique du **V.E.R** doit donc vérifier la condition $d_p \ll l \ll L_m$.

Pour effectuer le changement d'échelle il y a plusieurs méthodes proposées, dont la méthode de prise de moyenne et la méthode d'homogénéisation.

I.3.2. Caractérisation géométrique des milieux poreux

I.3.2.1. Porosité

La porosité d'un milieu poreux, notée ε désigne le rapport du volume des pores sur le volume total de la matrice poreuse :

$$\varepsilon = \frac{\text{Volume des pores}}{\text{Volume total du milieu poreux}} \quad (\text{I.1})$$

Puisqu'il s'agit d'un rapport de mêmes propriétés, la porosité est sans unités et elle est souvent exprimée en pourcentage.

Le tableau suivant représente la porosité de quelques matériaux :

Matériaux	Porosité (ε)
Matériau mousseux	0,98
Fibre de verre	0,88 – 0,93
Fil à tisser	0,68 – 0,76
Grains de silice	0,65
Poudre d'ardoise noire	0,57 - 0,66
Cuir	0,56 – 0,59
Catalyseur	0,45
Granulé de pierres	0,44 – 0,45
Terre	0,43 – 0,54
Sable	0,37 – 0,50
Poudre de silice	0,37 – 0,49
Sphère bien empilée	0,36- 0,43
Filtre de cigarettes	0,17 – 0,49
Brique	0,12 – 0,34
Poudre de cuivre	0,09 – 0,34
Pierre à chaud dolomite	0,04 – 0,10
Houille	0,02 – 0,07

Tableau I.1: Valeur moyenne de la porosité pour quelques matériaux [6].

I.3.2.2. Perméabilité

La perméabilité, notée K , a été définie comme étant la conductance de l'écoulement dans la région poreuse. Autrement dit la capacité du milieu poreux à laisser circuler un fluide à travers ses pores sous un gradient de pression. Elle est exprimée par une relation appelée la 'loi de Darcy' [3] :

$$K = \frac{-(Q/s)\mu}{(\partial p / \partial x)} \quad (I.2)$$

Q/s : Vitesse de filtration dans le milieu poreux (vitesse Darcienne)

Q : Débit s'écoulant à travers le milieu poreux

s : Surface de la section droite

μ : Viscosité dynamique du fluide

$\partial p / \partial x$: Gradient de pression dans le sens de l'écoulement

Le tableau (I.2) ci-dessous donne les valeurs de perméabilité de quelques matériaux :

Matériaux	Perméabilité (K)
Brique	$4,8.10^{-15} - 2,2.10^{-13}$
Pierre à chaud, Dolomite	$2,0.10^{-15} - 4,5.10^{-14}$
Cuir	$9,5.10^{-14} - 1,2.10^{-13}$
Poudre d'ardoise noire	$4,9.10^{-14} - 1,2.10^{-13}$
Terre	$2,9.10^{-13} - 1,4.10^{-11}$
Fibres de verre	$2,4.10^{-11} - 5,1.10^{-11}$
Sable	$2,0.10^{-11} - 1,8.10^{-10}$
Cheveux artificiels	$8,3.10^{-10} - 1,2.10^{-9}$
Plaque de liège	$3,8.10^{-9} - 1,5.10^{-9}$
Fils à tisser	$3,8.10^{-9} - 1,10^{-8}$
Cigarette	$1,1.10^{-9}$

Tableau I.1: La perméabilité de quelques matériaux[6].

I.3.3. Caractéristiques thermodynamiques du milieu poreux

I.3.3.1. Viscosité effective

La notion de viscosité effective a été initialement introduite par Brinkman (1947) afin de traiter la discontinuité des contraintes aux interfaces fluide- poreux. Il a suggéré de prendre la viscosité effective égale à la viscosité du fluide ($\mu_{eff} = \mu_f$). Lundgren (1972) a montré que la viscosité effective était fonction de la viscosité du fluide et de la porosité de milieu [3].

I.3.3.2. Conductivité effective

La complexité de la structure géométrique du milieu poreux, ainsi que la présence de deux phases (solide et fluide) et leurs propriétés thermiques différentes, fait que notion de la conductivité thermique effective soit introduite :

$$\lambda_{eff} = \varepsilon\lambda_f + (1 - \varepsilon)\lambda_s \quad (I.3)$$

I.4. Recherche bibliographique

Dans ces recherches bibliographiques nous présentons quelques études réalisées depuis quelques décennies dans le domaine de la convection mixte dans les milieux poreux, ces études sont faites pour résoudre beaucoup de problèmes dans plusieurs domaines (en médecine, en électronique, en mécanique...etc.).

Une simulation numérique sur le transfert de chaleur par convection mixte dans une cavité carré ventilée en présence d'un milieu poreux est réalisée par **Teimour et al. [7]** dont les parois verticales sont adiabatiques, alors que la paroi supérieure est maintenu à une température constante, tandis que la paroi inférieure est située à un flux thermique constant, **Figure I.3**. Dans ce travail, l'effet du nombre de Darcy et du nombre de Richardson sur le taux de transfert de chaleur et l'écoulement du fluide ont été étudiés. Les résultats obtenus ont montré qu'un accroissement du diamètre des particules poreuses et du nombre de Darcy provoque une tendance décroissante du taux de transfert de chaleur.

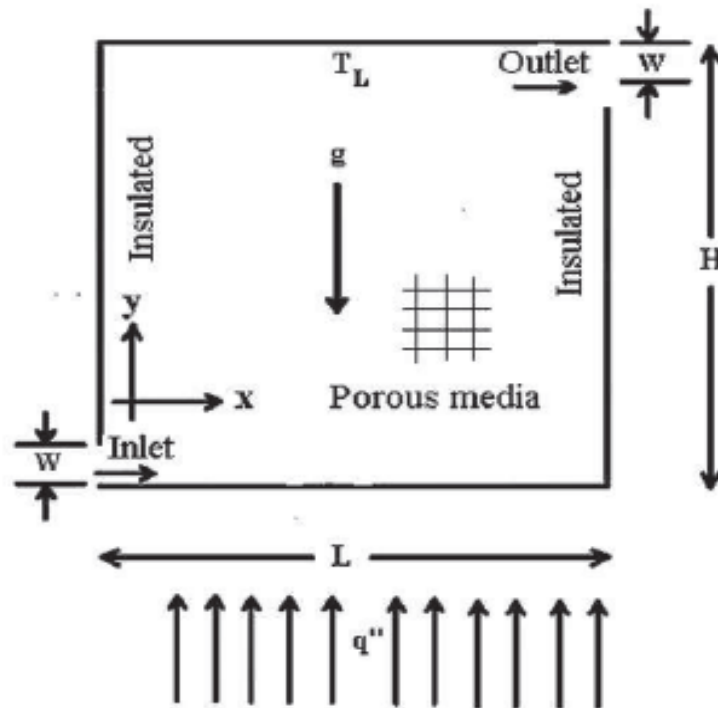


Figure I. 3: Schéma de la cavité ventilée Teimour et al. [7].

Basak et al. [8] ont mené une étude sur la convection mixte dans une cavité carrée poreuse avec différentes conditions de bord thermique. Ils ont résolu les équations gouvernantes en utilisant la méthode des volumes finis. Les résultats indiquent que, pour un nombre de Darcy faible ($Da=10^{-5}$), les lignes de chaleur sont lisses et parallèles pour toutes les valeurs de Gr , Pr et Re . Une distribution symétrique dans les lignes de chaleur est observée, et l'épaisseur de la couche limite thermique diminue le long des parois latérales avec l'augmentation de Da ($Da=10^{-3}$) pour des valeurs de Pr plus élevées à faible Re . Les lignes de chaleur sont parallèles pour les valeurs de Gr plus petites et de Da plus faibles, mais les lignes de chaleur ainsi que les isothermes, proches du mur supérieur, ont tendance à être non symétriques pour toutes les valeurs de Da correspondant à des valeurs élevées.

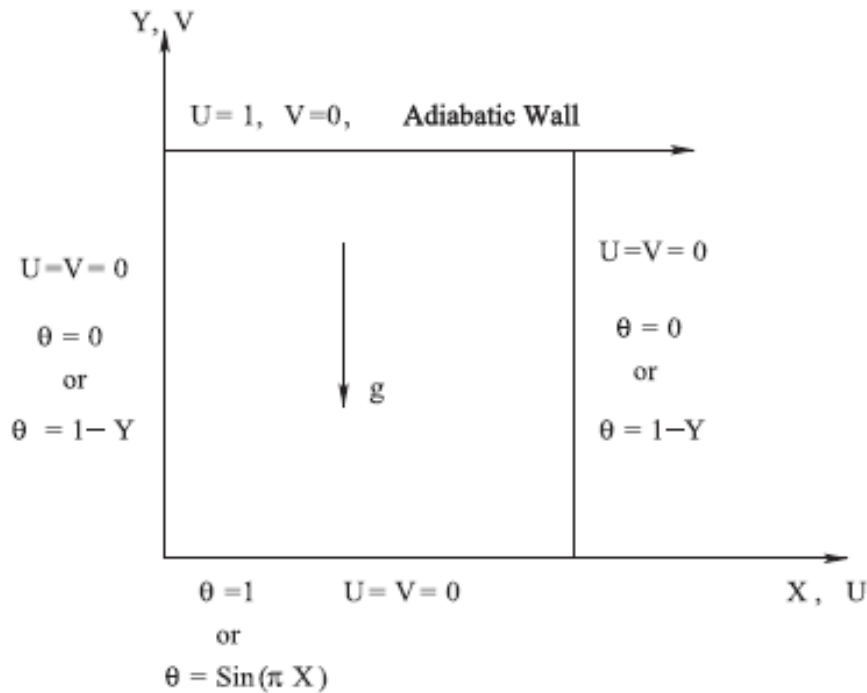


Figure I. 4: Convection mixte dans une cavité carrée poreuse **Basak et al. [8]**

Nidal et al. [9] ont mené une étude pour explorer les effets de différents paramètres sur la convection mixte dans une cavité entraînée par un couvercle remplie d'un milieu poreux avec une ouverture latérale en présence de génération de chaleur. Les applications de la convection mixte due aux cavités à entraînement de couvercle peuvent être trouvées dans différentes technologies de l'ingénierie. Pour ce faire, les équations gouvernantes ont été résolues en développant un code informatique en utilisant la méthode des volumes finis pour différents paramètres tels que la longueur du chauffage, le nombre de Richardson et le nombre de Darcy. Les résultats ont montré que le transfert de chaleur et le champ de flux à l'intérieur de la cavité sont complexes en raison du couvercle en mouvement, de la paroi latérale ouverte et du chauffage. Le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Grashof et de la longueur du chauffage, tandis que celui-ci diminue avec le nombre de Darcy.

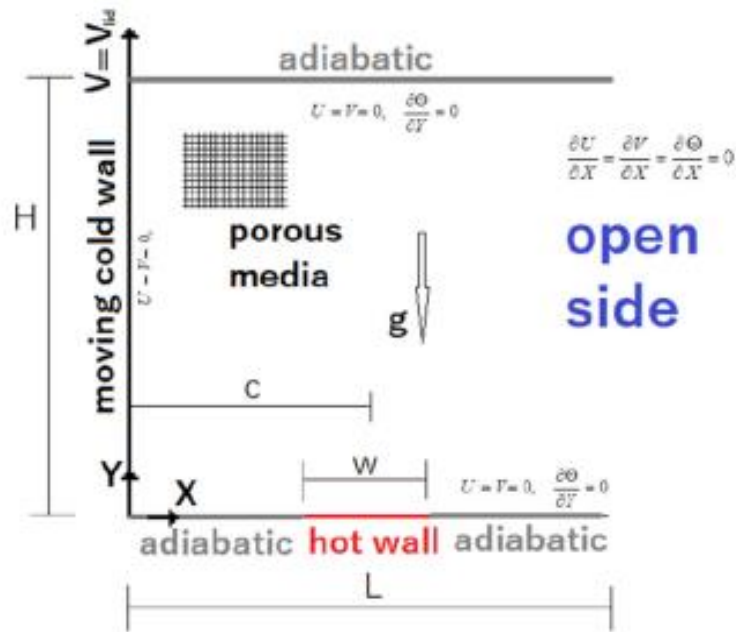


Figure I. 5: Convection mixte dans une cavité entraînée par un couvercle remplie d'un milieu poreux **Nidal et al [9]**.

A.M. Sedki [10] a étudié numériquement la convection mixte et le rayonnement thermique sur la couche limite instationnaire par la méthode des différences finies sur une surface mobile poreuse remplie avec un nanofluide. Les paramètres thermo-physiques décrits dans l'étude sont le paramètre de convection mixte α , $0 \leq \alpha \leq 10$, le paramètre du milieu poreux K , $0 \leq K \leq 1$, le paramètre de radiation R_d , $0 \leq R_d \leq 1.0$, le paramètre d'instabilité A_t , $1 \leq A_t \leq 2$, la fraction volumique des nanoparticules ϕ , $0 \leq \phi \leq 0.2$, le paramètre d'aspiration ou d'injection f_w , $-1 \leq f_w \leq 1$. Les résultats obtenus montrent que l'augmentation du paramètre de convection mixte conduit à une légère augmentation des profils de température pour les deux modèles. De même, lorsque la convection mixte augmente, les profils de vitesse et le taux de transfert de chaleur augmente lorsque le paramètre du milieu poreux augmente, les profils de température augmentent, mais les profils de vitesse et le taux de transfert de chaleur diminuent.

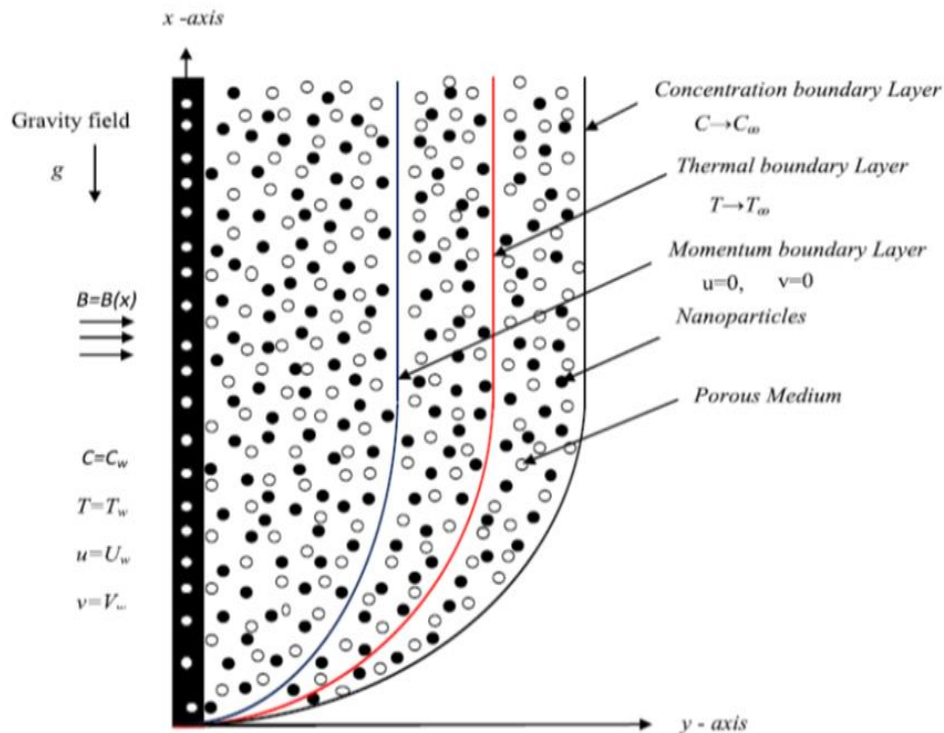


Figure I. 6: Convection mixte dans un milieu poreux **Ahmed M. Sedki. [10].**

Dans cette étude, **C. Zhang et al. [11]** ont développé une méthode basée sur les éléments finis pour simuler la convection naturelle dans des milieux poreux. Ils ont utilisé la méthode des solutions manufacturées pour valider leur implémentation, qui a montré une convergence linéaire en pression et quadratique en vitesse et température. La performance de leur algorithme a été évaluée en utilisant un benchmarking précis avec différents nombres de Rayleigh et résolutions de maillage. Les résultats simulés ont été en bon accord avec les données de référence dans la littérature. La conception modulaire de leur méthode leur a permis d'explorer facilement différentes configurations d'approximation de couplage. Ils ont conclu que le choix de la configuration numérique et d'approximation la plus appropriée nécessite une expérimentation approfondie, qui devrait fournir des résultats rentables pour des simulations à grande échelle nécessitant des jours ou des semaines de temps de calcul.

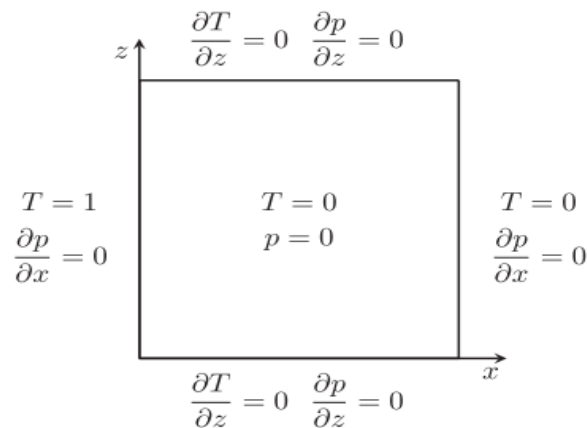


Figure I. 7: Convection naturelle dans des milieux poreux **C. Zhang et al. [11]**.

RAHMAN et al. [12] ont fait une étude numérique pour simuler le transfert de chaleur et l'écoulement de fluide par convection mixte instationnaire dans une cavité poreuse entraînée avec deux éléments chauffants isotherme curvilignes, les calculs ont été effectués en utilisant la méthode des éléments finis. La paroi supérieure est mobile et adiabatique, tandis que la paroi inférieure est équipée de deux radiateurs semi-circulaires qui ont une température plus élevée que les parois verticales., **Figure (I.12)**. Les résultats obtenus montrent que le transfert de chaleur diminue avec la diminution du nombre de Darcy et de nombre de Richardson et les réchauffeurs semi-circulaires ont un faible effet sur l'écoulement et le transfert de chaleur par convection mixte on raison de leurs petits diamètres.

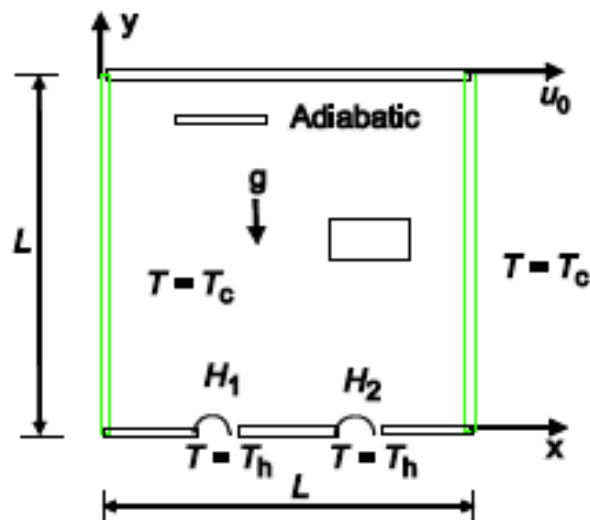


Figure I. 8: Convection mixte dans une cavité poreuse **Rahman et al. [12]**.

D. Pal, B. Talukdar. [13] Ont effectué une étude sur l'interaction entre la convection et le rayonnement thermique sur un transfert de chaleur et de masse hydromagnétique instable. Cette étude a été réalisée sur un fluide visqueux passant au-dessus d'une plaque verticale semi-infinie en mouvement, nichée dans un milieu poreux en présence d'absorption de chaleur et d'une réaction chimique de premier ordre de l'espèce. Il est supposé que le fluide est un milieu gris, absorbant et émettant, mais non diffusant, et que la formulation de Cogley-Vincent-Gilles est adoptée pour simuler la composante rayonnante du transfert de chaleur. La plaque se déplace avec une vitesse constante dans la direction de l'écoulement du fluide, tandis que la vitesse du flux libre est supposée augmenter de manière exponentielle. Un champ magnétique transversal uniforme est appliqué à la surface poreuse qui absorbe le fluide avec une vitesse d'aspiration variable dans le temps. Des solutions de perturbation analytiques sont obtenues pour les champs de vitesse, de température et de concentration ainsi que pour le nombre de Nusselt et le nombre de Sherwood. Les résultats de cette étude sont présentés sous forme graphique et tabulaire pour étudier les effets de divers paramètres physiques.

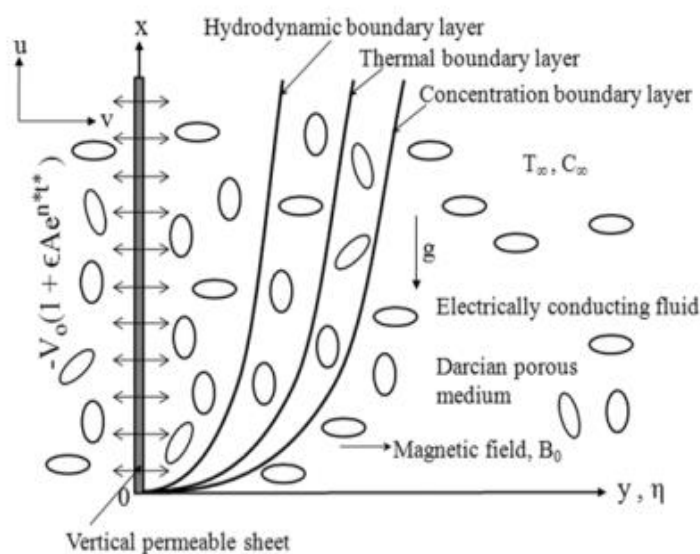


Figure I. 9: La géométrie du problème de **D. Pal, B. Talukdar. [13]**.

Khan et al. [14] ont étudié numériquement l'écoulement convectif mixte radiatif d'un nanofluide hybride sur un cylindre vertical dans un milieu poreux. L'étude montre que le taux de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation des valeurs du paramètre de source de chaleur et du paramètre de rayonnement et la vitesse du fluide diminue avec l'augmentation des

valeurs du paramètre de flottabilité et du paramètre de rayonnement, tandis qu'elle augmente avec l'augmentation des valeurs de fraction volumique de nanoparticules hybrides. De plus, ils ont constaté que le coefficient de frottement augmente avec l'augmentation des valeurs de la fraction volumique de nanoparticules et du paramètre de source de chaleur, tandis qu'il diminue avec l'augmentation des valeurs du paramètre de rayonnement et La valeur critique ou de bifurcation atteint une ampleur supérieure lorsque rd est égal à 0,15 par rapport aux cas où rd vaut 0,0 et cela est d'autant plus marqué lorsque la vitesse est plus importante.

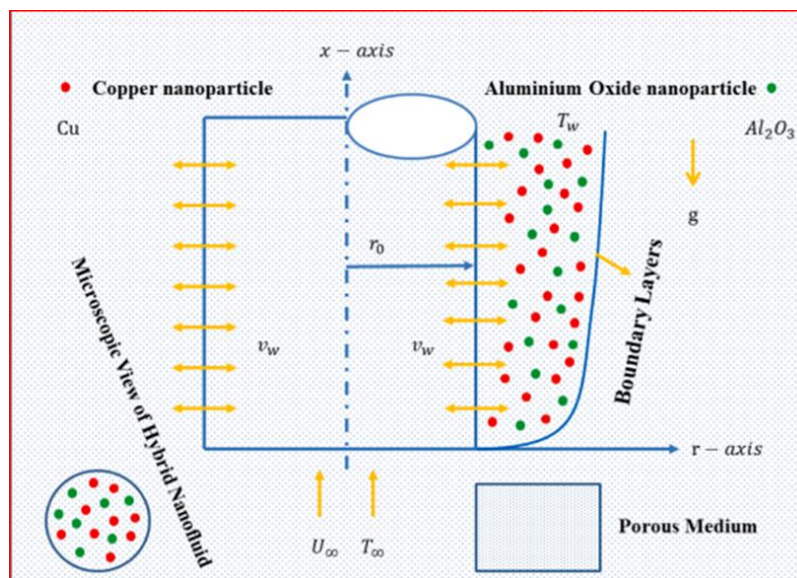


Figure I. 10: Convection mixte d'un nanofluid hybride sur un cylindre vertical dans un milieu poreux **Khan et al. [14]**.

Chakkingal et al. [15] ont présenté des simulations de la convection mixte assistée et opposée avec transfert de chaleur conjugué dans une cavité remplie de milieu poreux. Par une variation du nombre de Richardson modifié dans des gammes de nombre de Prandtl et de nombre de Rayleigh. Ils ont observé que l'interaction réciproque entre la convection forcée et la convection naturelle conduit à une amélioration relative du transfert de chaleur en convection mixte opposée, est la plus marquée à un nombre de Richardson d'environ 1. Leurs résultats montrent que le rapport entre l'épaisseur de la couche limite thermique aux parois isothermes et la taille moyenne des pores joue un rôle important dans l'effet que la taille des grains et des pores a sur le transfert de chaleur. Ils ont mis en évidence que la nature locale des interactions entre l'écoulement et les objets solides ne peut pas être capturée par une approche moyenne en volume, telle qu'un modèle de Darcy.

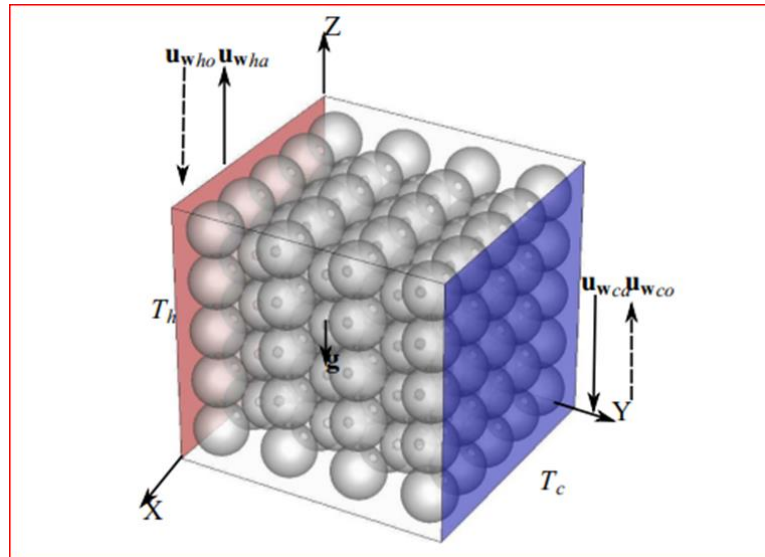


Figure I. 11: Convection mixte avec transfert de chaleur conjugué dans une cavité à chauffage différentiel remplie de milieux poreux à gros grain **Chakkingal et al. [15]**.

Wissam et al. [16] ont étudié numériquement la convection mixte dans une enceinte carrée verticalement et remplie d'un matériau fibreux saturé d'air. Le modèle de Brinkman-Forchheimer-Darcy étendu a été utilisé pour estimer l'écoulement du fluide, couplé avec le modèle d'énergie à une équation pour estimer la distribution de température et le transfert de chaleur. Les paramètres pertinents pris en compte étaient le nombre de Richardson ($Ri=0-30$), le nombre de Reynolds ($Re=50-300$), le nombre de Darcy ($Da=0,01-100$), le rapport de conductivité thermique solide/fluide ($Kr=1-105$), la porosité ($\epsilon=0,5-0,95$) et la largeur des ouvertures d'entrée/sortie ($d/H=0,05-0,3$). Les résultats ont montré que l'existence du matériau poreux augmentait considérablement le nombre de Nusselt moyen Nu_m en général et qu'une augmentation de Nu_m était obtenue lorsque les nombres de Reynolds et/ou de Richardson augmentaient. De plus, l'augmentation de la largeur des ports d'entrée/sortie augmentait Nu_m , avec une valeur optimale à $d/H=0,25$ pour obtenir un maximum de Nu_m .

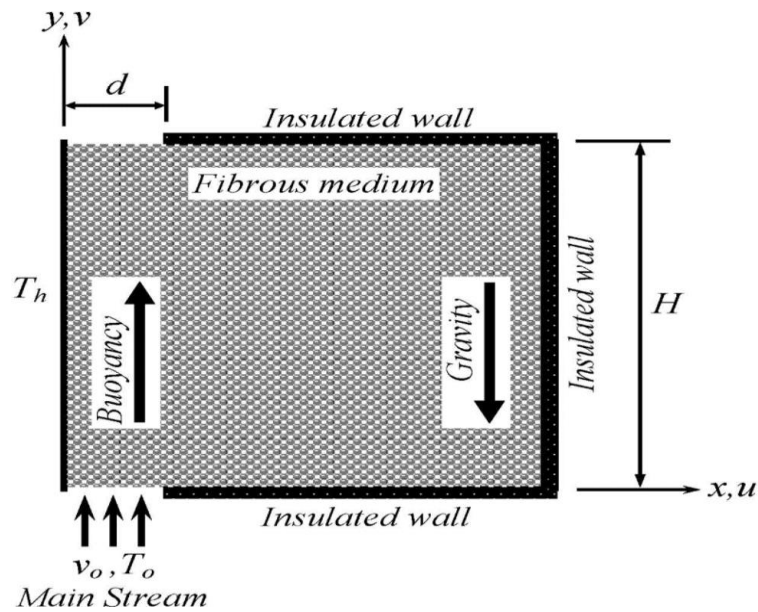


Figure I. 12: La géométrie du problème de **Wissam et al.** [16].

Khaled et Ahmed [17] ont étudié la convection mixte dans deux couches d'un milieu poreux saturé d'un nanofluide. L'étude porte également sur l'influence d'un cylindre circulaire rotatif sur les propriétés de l'écoulement et du transfert de chaleur. La méthode des éléments finis a été utilisée pour résoudre les équations gouvernantes. Leur résultat indique que la rotation du cylindre a un impact significatif sur les caractéristiques de l'écoulement et du transfert de chaleur. L'étude a également révélé que l'augmentation du nombre de Rayleigh et du nombre de Darcy et les fractions de volume solide entraîne une augmentation du nombre de Nusselt moyen pour tout rayon.

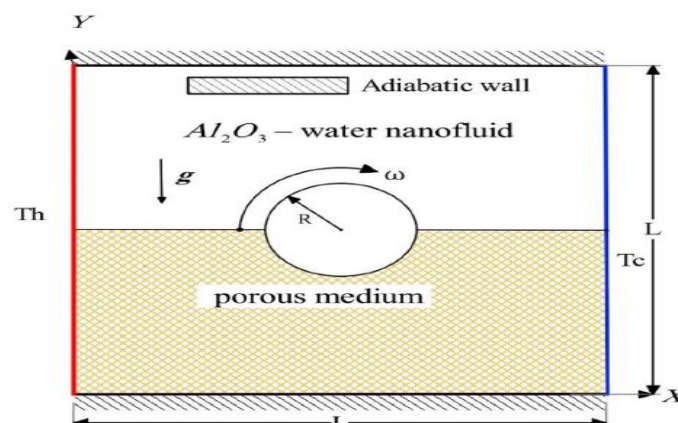


Figure I. 13: Convection mixte dans un milieu poreux avec un cylindre tournant **Khaled et Ahmed.** [17].

He et al. [18] ont étudié numériquement la convection naturelle à double diffusion à l'intérieur d'une cavité poreuse, utilisant la méthode de Boltzmann sur réseau (LBM) à l'échelle du volume élémentaire représentatif (VER). La cavité était remplie de deux couches poreuses parallèles avec une porosité différente. Les simulations ont pris en compte les effets de la viscosité dépendante de la température. L'effet de la porosité, du rapport de flottabilité, du nombre de variation de viscosité et du nombre de Rayleigh thermique sur les taux de transfert de chaleur et de masse a été étudié. Les courbes de lignes de courant, d'isothermes, d'isoconcentrations, de nombre de Nusselt moyen et de nombre de Sherwood moyen pour différents paramètres ont été examinées en détail. Les paramètres gouvernants ont été observés d'avoir un impact significatif sur l'écoulement des fluides, les distributions de température et de concentration. Les résultats ont montré que le nombre de Nusselt moyen et le nombre de Sherwood moyen augmentent avec une réduction du nombre de variation de viscosité. De plus, à mesure que la valeur absolue du rapport de flottabilité et du nombre de Rayleigh thermique augmente, l'effet des changements de porosité et de viscosité sur l'amélioration du transfert de chaleur et de masse est accentué.

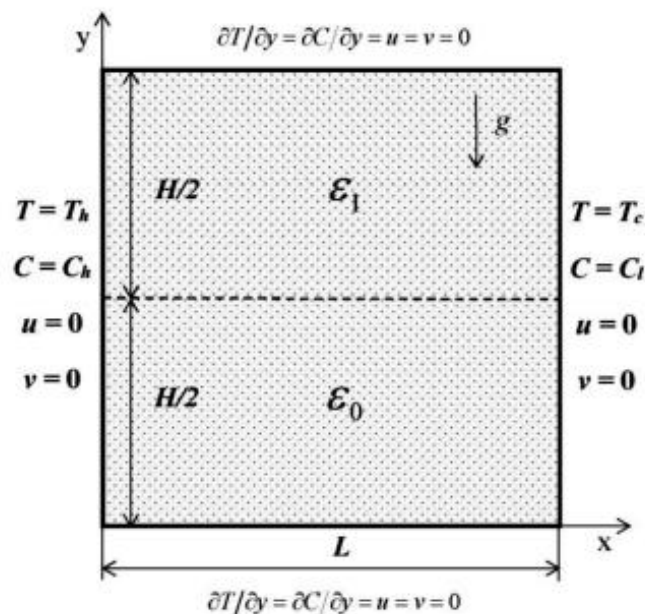


Figure I. 14: Convection naturelle à double diffusion à l'intérieur d'une cavité poreuse **He et al. [18]**.

La convection mixte d'un nanofluide sur une surface verticale saturée en milieux poreux a été étudiée par **H.A. Nabwey et al. [19]**, L'objectif de leur recherche était d'évaluer l'impact de la viscosité variable et du glissement de vitesse sur le mélange de la bioconvection de

nanofluides contenant des microorganismes mobiles traversant une surface verticale perméable saturée dans un milieu poreux. Pour ce faire, ils ont mené des simulations des équations adimensionnelles gouvernant ce phénomène en utilisant la méthode de Runge-Kutta, avec des restrictions aux limites. Les résultats ont montré des écarts significatifs dans le coefficient de friction locale, le nombre de Nusselt local, le nombre de Sherwood local et la densité locale du nombre de microorganismes mobiles, pour divers paramètres. Les conclusions importantes de cette étude sont les suivantes : toutes les quantités physiques diminuent suffisamment lorsque le nombre de Darcy, le paramètre de viscosité et le rapport de flottabilité augmentent.

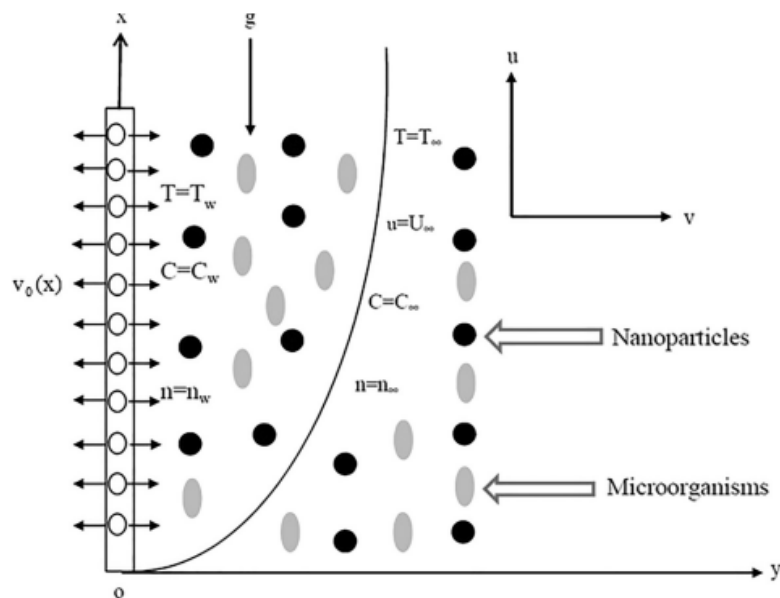


Figure I. 15: Convection mixte d'un nanofluide sur une surface verticale saturée en milieu poreux **H.A. Nabwey et al. [19]**

Noura et al. [20] ont étudié la convection mixte dans une cavité ondulée remplie de nanofluide contenant un obstacle et saturé par des milieux poreux, la méthode des volumes finis est utilisée pour résoudre les équations gouvernantes et analyser les effets de divers paramètres tels que la fraction volumique solide et la porosité sur les caractéristiques de transfert de chaleur du système. Les résultats montrent que la longueur et la position de la source de chaleur ont un effet sur l'amélioration des isothermes de la phase fluide/solide et des profils de Nusselt dans la cavité. Les variations des paramètres étudiés ont également un impact significatif sur les caractéristiques des isothermes de la phase fluide/solide dans la cavité, ce qui pourrait s'avérer utile pour la conception de systèmes thermiques utilisant des nanofluides et des milieux poreux.

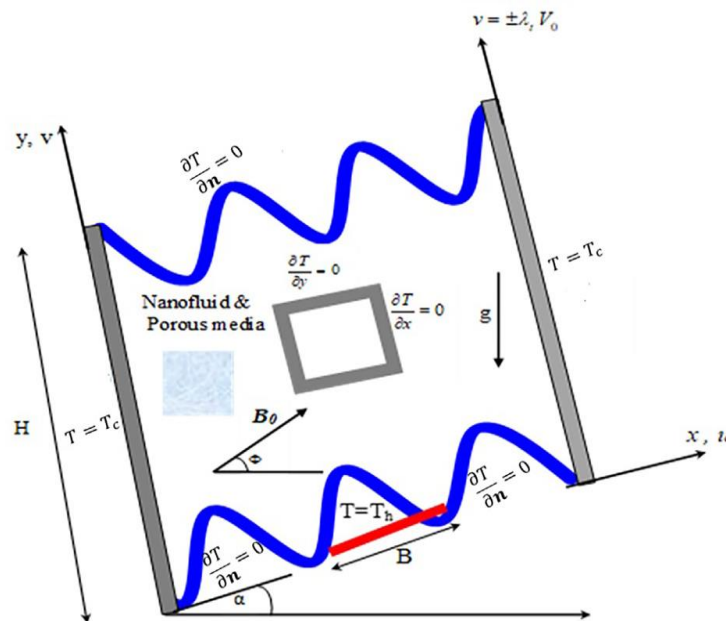


Figure I. 16: Géométrie initiale d'une cavité poreuse inclinée et ondulée **Noura et al. [20]**.

L'étude de **Ashkan et al. [21]** portait sur l'écoulement numérique et le transfert de chaleur de l'eau dans une cavité carrée ventilée remplie d'un milieu poreux. Dans cette étude, la physique de l'écoulement et du transfert de chaleur a été étudiée pour des mécanismes forcé, mixte et naturels dans une cavité carrée elliptique obstruée remplie d'un milieu poreux pour différents rapports de conductivité thermique. La méthode utilisée dans cet article était la méthode de Boltzmann sur réseau. Les résultats ont montré que la présence de milieu poreux avec différentes porosités affectait significativement sur l'écoulement et le transfert de chaleur. L'augmentation de la porosité réduisait la pénétration de chaleur dans les différentes parties de la cavité, ce qui permettait une distribution plus uniforme de la chaleur et l'élimination de zones chaudes. En outre, le transfert de chaleur le plus faible de l'obstacle chaud était associé aux zones situées autour de l'obstacle à la sortie de la cavité, car l'écoulement de fluide y était minimal par rapport à d'autres zones. La réduction de la porosité et du nombre de Richardson entraînait une augmentation du nombre de Nusselt, qui était plus importante pour les nombres de Richardson plus petits. Par ailleurs, l'augmentation de la porosité dans la cavité entraînait un élargissement des conduits dans le matériau poreux, ce qui permettait un refroidissement plus important et des températures plus basses pour des porosités plus élevées. Enfin, le renforcement des deux mécanismes à $Ri = 0,1$ pour tous les rapports de conduction thermique constants a permis d'obtenir un transfert de chaleur maximal de l'obstacle chaud.

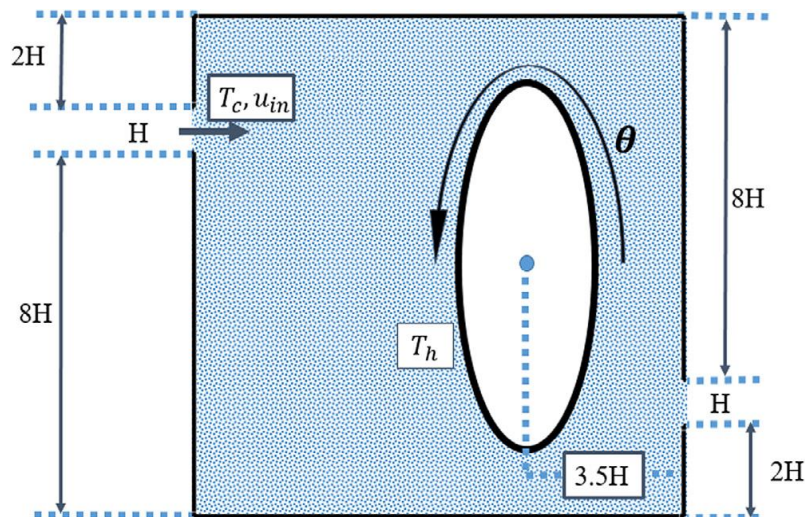


Figure I. 17: Domaine physique d'Ashkan et al [21].

La convection mixte d'un nanofluide non-newtonien dans une cavité poreuse en forme de H perméable avec des cylindres refroidisseurs et réchauffeurs a été étudiée par Li et al. [22]. Différents rapports d'aspect ont été utilisés afin d'obtenir le meilleur taux de transfert de chaleur. Les gammes de nombres de Darcy et de Richardson sont respectivement $10^{-4} \leq Da \leq 10^{-2}$ et $1 \leq Ri \leq 100$. De même, le rapport d'aspect et les vitesses angulaires sans dimension des cylindres sont respectivement de $1,4 \leq AR \leq 1,6$ et $-10 \leq \Omega \leq 10$. Leurs résultats montrent que, l'augmentation du rapport d'aspect entraîne une diminution du taux de transfert de chaleur et l'augmentation du rapport d'aspect conduit à une réduction des vortex générés. Et d'autres parts, l'augmentation du nombre de Darcy et la diminution du nombre de Richardson augmentent le taux de transfert de chaleur et la direction de rotation des cylindres affecte le taux de transfert de chaleur et la formation de l'écoulement de fluide dans l'enceinte. Ils ont noté aussi qu'avec une faible perméabilité, l'effet de la rotation des cylindres sur le taux de transfert de chaleur est significatif uniquement lors de l'utilisation des vitesses angulaires suffisamment élevées.

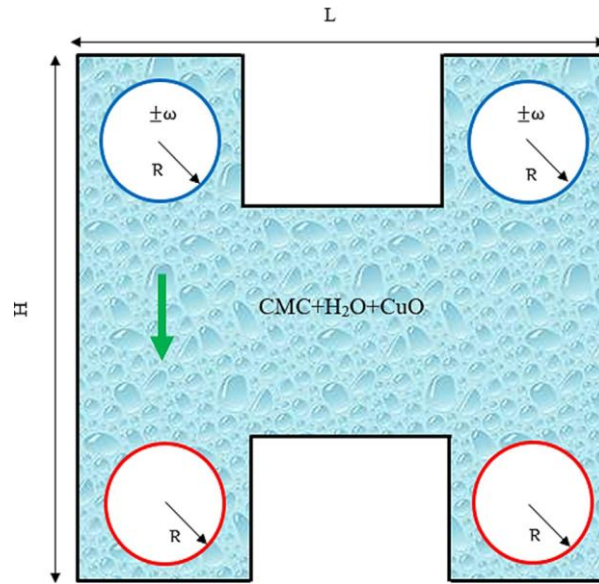


Figure I. 18: Géométrie du problème de **Li et al. [22]**

Une simulation numérique de la convection mixte dans une cavité carrée partitionnée ayant un nanofluide CuO-eau et un milieu poreux superposé avec un cylindre rotatif adiabatique est menée par **Fatih et al. [23]**, le mur horizontal inférieur de la cavité est chauffé et le mur horizontal supérieur est refroidi, tandis que les murs verticaux restant sont isolés. La méthode des éléments finis est utilisée pour résoudre les équations gouvernant le système. L'influence du nombre de Rayleigh (entre 10^3 et 10^6), de la vitesse de rotation angulaire du cylindre (entre 0 et 6000), de la fraction volumique de nanoparticules solides (entre 0% et 0.05%), du nombre de Darcy (entre 10^{-5} et 10^{-2}). Les résultats montrent que le transfert de chaleur augmente lorsque la valeur du nombre de Rayleigh, la vitesse de rotation angulaire du cylindre, la fraction volumique de nanoparticules et le nombre de Darcy augmentent. L'effet de la vitesse de rotation angulaire du cylindre sur l'augmentation du transfert de chaleur moyen est plus prononcé pour les grandes tailles de cylindre. Le taux de transfert de chaleur augmente presque linéairement avec la fraction volumique de nanoparticules pour différentes tailles de cylindre.

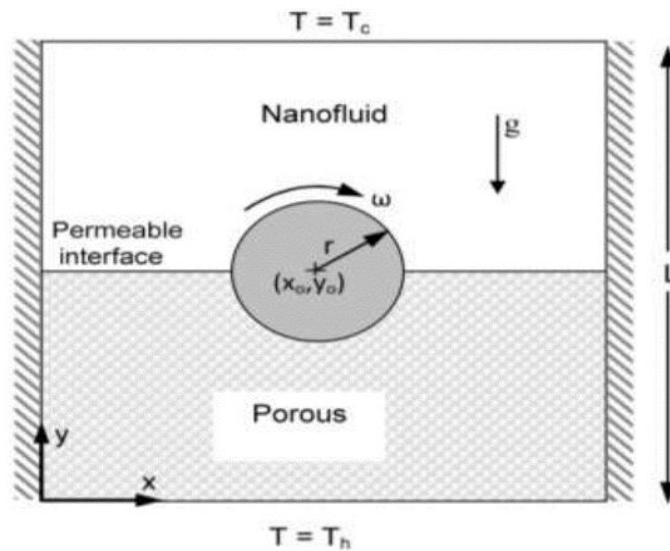


Figure I. 19: La géométrie du problème de **Fatih et al.** [23].

Conclusion

Ce chapitre a fourni des informations sur le transfert de chaleur et a approfondi le sujet de la convection. Nous avons également exploré le milieu poreux et ces caractéristiques géométriques et thermodynamiques. Enfin, Nous avons étudié les résultats de la recherche bibliographique sur la convection mixte dans les milieux poreux incluant des obstacles ou des cylindres.

Dans le chapitre suivant on va présenter une description du problème à traiter ainsi que la formulation mathématique associée.

Chapitre II

Position de problème et formulation mathématiques

Chapitre II : Position du problème et formulation mathématique

II.1. Introduction

Le chapitre II se concentre sur la position du problème et la formulation mathématique. Cette étape est cruciale dans la résolution de tout problème physique ou scientifique. Nous allons commencer par une brève introduction, suivie d'une exploration de la géométrie impliquée dans le problème. Ensuite, nous aborderons les équations dimensionnelles qui sont essentielles pour comprendre les grandeurs physiques impliquées dans le problème. Nous examinerons également les équations adimensionnelles, qui sont utiles pour simplifier les calculs et pour comparer les résultats obtenus avec différentes échelles de mesure.

Enfin, nous conclurons ce chapitre en soulignant l'importance de la position de problème et de la formulation mathématique dans la résolution de problème complexes.

II.2. Description du problème

Le problème considéré est schématisé sur la figure (II.1). Il s'agit d'une cavité carrée bidimensionnelle (2D) de côté L remplie d'un milieu poreux avec un cylindre adiabatique tournant. Les parois verticales sont adiabatiques, la paroi inférieure est chaude T_c et la paroi supérieure entraînée est froide T_f animé avec une vitesse U_0 . La cavité est remplie de l'eau avec les propriétés thermo-physiques citées dans le tableau suivant :

Les propriétés thermo-physique	Les valeurs
$T_{\text{réf}}$	289,15 K
Pr	7
C_p	4179 J/kg °C
μ	0,001003 kg/s.m
β	0,000207 K ⁻¹
λ	0,613 W/m °C
ρ	997,1 kg/m ³
ν	1,006.10 ⁻⁶ m ² /s

Tableau II. 1: Les propriétés thermos-physiques de l'eau à $Pr=7$ [8].

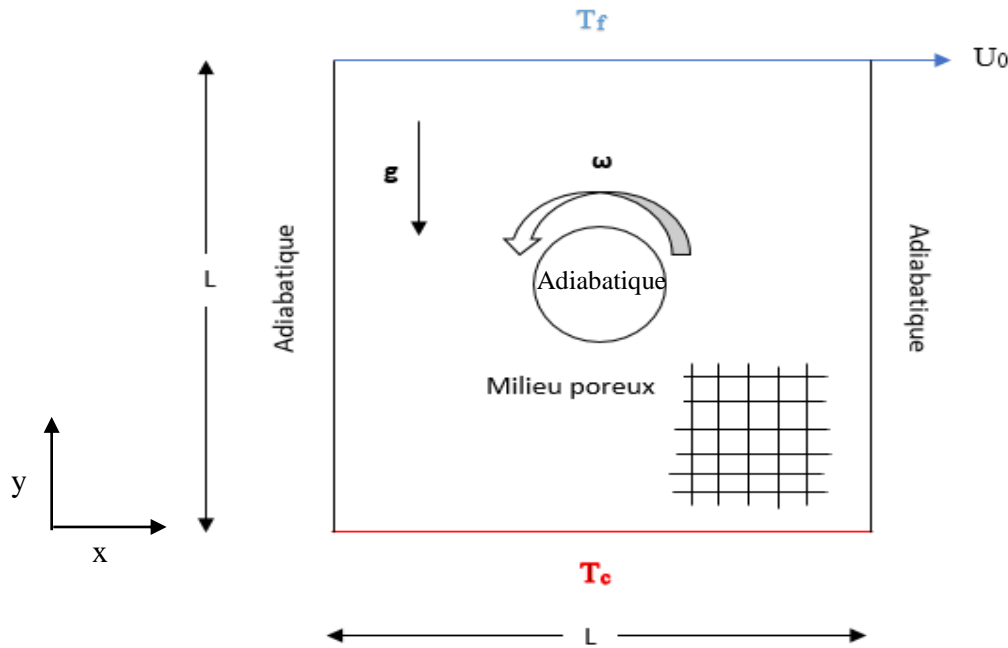


Figure II. 1: Géométrie du problème considéré.

II.3 Hypothèses simplificatrices

- La matrice poreuse est homogène, perméable et non déformable.
- La matrice poreuse est complètement saturée par le fluide.
- L'écoulement est celui d'un fluide, newtonien incompressible en régime laminaire permanent et stationnaire
- Absence de réaction chimique et de source de chaleur ou de masse.
- Equilibre thermique local à l'interface solide/ fluide.
- Les vitesses mises en jeu sont relativement faibles de sorte que la fonction de dissipation visqueuse dans l'équation d'énergie peut être légitimement négligée.
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.
- Les autres propriétés physiques du fluide (C_p , λ , μ , ν) sont supposées constantes.
- La densité du fluide est considérée constante excepté dans le terme des forces de volume contenu dans l'équation de conservation de quantité de mouvement. Cette hypothèse est justifiée en convection mixte est constituée une des hypothèses de l'approximation de Boussinesq Oberbek.

II.3.1 Approximation de Boussinesq-Oberberk

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

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

Où :

ρ_0 : La densité du fluide à une température de référence T_0 .

β : Le coefficient de dilatation thermique.

$$\beta = -\frac{1}{\rho_0} \left[\frac{\partial \rho}{\partial T} \right]_p \quad (\text{II.2})$$

L'approximation de Boussinesq est valable à condition que les changements de la masse volumique $\Delta\rho$ reste faible par rapport à ρ_0 dans toute la région de l'écoulement et à condition que les variations de température sont insuffisantes pour provoquer les différentes propriétés du milieu (liquide et solide) pour faire varier de façon significative de leurs valeurs moyennes [24].

II.4 Formulations mathématiques

En régime de convection, le mouvement du fluide est un phénomène essentiel qui doit être pris en compte. Pour cela, il est nécessaire de résoudre les équations générales de la dynamique des fluides, qui permettent de lier les variables de pression, vitesse et température. Ces équations sont dérivées des lois de conservation de la masse (équation de continuité), de la quantité de mouvement (équations de Navier-stockes), et de l'énergie (équation de la température) et sont exprimées en projection dans un système d'axes cartésiens (x, y).

En considérant les différentes hypothèses préalables, un modèle mathématique est adopté pour décrire le phénomène de convection. Les équations qui en résultent sont donc essentielles pour comprendre le mouvement du fluide dans ce régime, et permettent de déterminer les effets de la pression, de la vitesse et de la température sur le comportement du fluide. En sommes, la résolution de ces équations est primordiale pour modéliser le phénomène de convection avec précision.

II.4.1 Forme dimensionnelle des équations

- Equation de continuité

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

- Equation de quantité du mouvement

Suivant l'axe des X :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\varepsilon^2}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\varepsilon \mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) - \frac{\mu \varepsilon^2}{\rho K} u \quad (\text{II.4})$$

Suivant l'axe des Y :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\varepsilon^2}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\varepsilon \mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - \frac{\mu \varepsilon^2}{\rho K} v + \varepsilon^2 (\rho \beta)_s g (T - T_c) \quad (\text{II.5})$$

- Equation de l'énergie :

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

Où ε est la porosité et K la perméabilité du milieu poreux, λ_{eff} est la conductivité thermique effective du milieu poreux.

La conductivité thermique effective λ_{eff} du milieu poreux est donnée par la formule suivante :

$$\lambda_{eff} = \varepsilon \lambda_f + (1 - \varepsilon) \lambda_s \quad (\text{II.11})$$

Où λ_s représente la conductivité thermique du milieu poreux et λ_f indique la conductivité thermique du fluide.

II.4.1.1 Les conditions aux limites dimensionnelle

- Les parois adiabatiques : $u=v=0$, $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$
- La paroi inférieure : $u=v=0$, $T=T_c$
- La paroi supérieure : $u=u_0$, $v=0$, $T=T_f$
- Le cylindre : $u=\omega(x-x_0)$, $v=-\omega(y-y_0)$, $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$ $1 \leq y_0 \leq 0$; $1 \leq x_0 \leq 0$

II.4.2 Forme adimensionnelle des équations

Les équations ci-dessus ont été écrites sous forme non dimensionnelle en utilisant les variables suivantes :

$$X = \frac{x}{L}, \quad Y = \frac{y}{L}, \quad U = \frac{u}{U_0}, \quad V = \frac{v}{U_0}, \quad \theta = \frac{T-T_c}{T_H-T_c}, \quad P = \frac{P}{\rho U_0^2}, \quad \Omega = \frac{\omega L}{u_0}$$

- Equation de continuité :

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

- Equation de quantité du mouvement :

Suivant l'axe des X :

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\varepsilon^2 \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\varepsilon}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) - \varepsilon^2 \frac{1}{\text{Re Da}} U \quad (\text{II.13})$$

Suivant l'axe des Y :

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\varepsilon^2 \frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{\varepsilon}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) - \varepsilon^2 \frac{1}{\text{Re Da}} V + \varepsilon^2 Ri \theta \quad (\text{II.14})$$

- Equation de l'énergie :

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{a_{eff}}{a_f} \left(\frac{1}{\text{Re Pr}} \right) \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II.15})$$

II.4.2.1 Les conditions aux limites adimensionnelle

- Les parois adiabatiques : $U=V=0, \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0$
- La paroi inférieure : $U=V=0, \theta=1$
- La paroi supérieure : $U=1, V=0, \theta=0$
- Le cylindre : $U=\Omega(X-X_0), V=\Omega(Y-Y_0), \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0 \quad 1 \leq Y_0 \leq 0 ; 1 \leq X_0 \leq 0$

II.5 Nombres adimensionnelles

➤ Nombre de Prandtl :

C'est un nombre qui est le rapport entre la diffusivité de quantité de mouvement et la diffusivité thermique.

$$\text{Pr} = \nu/\alpha \quad (\text{II.16})$$

➤ Nombre de Grashof :

Il caractérise le transfert de chaleur au sein d'un fluide. Il est le rapport entre l'effet de flottabilité par la force motrice d'Archimède et l'effet résistif de l'écoulement.

$$Gr = \frac{g\beta\Delta t L^3}{\nu^2} \quad (\text{II.17})$$

➤ **Nombre de Reynolds :**

C'est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides, défini par le rapport des forces d'inertie sur les forces de viscosité.

$$Re = \frac{\rho U_0 L}{\mu} = \frac{U_0 L}{\nu} \quad (\text{II.18})$$

➤ **Nombre de Richardson :**

C'est un nombre sans dimension utilisé notamment en thermodynamique, qui a été développé par Lewis Fry Richardson, physicien et mathématicien anglais. Il est le rapport entre l'énergie potentielle gravitationnelle d'une parcelle du fluide et son énergie cinétique.

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (\text{II.19})$$

➤ **Nombre de Darcy :**

Il est le rapport entre la perméabilité du milieu et l'aire de section transversale (généralement de diamètre de pore au carré).

$$Da = \frac{K}{L^2} \quad (\text{II.20})$$

➤ **Nombre de Nusselt :**

Le coefficient moyen de transfert de chaleur pour la convection peut être représenté sous forme adimensionnelle par le nombre de Nusselt. Le nombre de Nusselt local et moyen sont calculés à l'interface solide-liquide et aux parois par les relations suivantes [25].

$$Nu = \frac{\varphi_{\text{total}}}{\lambda \frac{\Delta T}{L}} \quad (\text{II.21})$$

$$\overline{Nu} = \int_0^1 Nu \, dY \quad (\text{II.22})$$

II.6 Méthodes numériques

Une fois que les équations régissant le problème sont posées avec les conditions aux limites associées, il est souvent impossible de les résoudre analytiquement. Il existe différentes méthodes numériques de discrétisation des équations différentielles aux dérivées partielles, on cite :

- Méthode des éléments finis
- Méthode des différences finies
- Méthode des volumes finis

Nous expliquerons la méthode des volumes finis utilisée pour résoudre numériquement ces équations.

La méthode de volume fini est une technique de résolution numérique d'équations aux dérivées partielles qui diffère de la méthode de différences finies en ce qu'elle utilise des intégrales plutôt que des approximations de dérivées. Dans la méthode de volume fini, l'intégrale des équations aux dérivées partielles est décomposée en intégrales de surface sur des sous-volumes appelés volumes de contrôle. Cette technique repose sur l'application du théorème de la divergence ou théorème d'Ostrogradski, qui permet de remplacer une intégrale de volume par une intégrale de surface. L'un des avantages clés de la méthode des volumes finis est qu'elle assure une conservation intégrale exacte des grandeurs, quel que soit la taille du maillage. De ce fait, elle est très largement utilisée pour résoudre les phénomènes décrits par des équations aux dérivées partielles. Les diverses étapes de la méthode des volumes finis peuvent être résumées comme suit :

- Le domaine considéré est discrétisé en volumes de contrôle.
- Les équations différentielles aux dérivées partielles sont formulées de manière intégrale.
- Les équations algébriques sont écrites pour chaque nœud du maillage.
- Le système algébrique linéaire obtenu est résolu.

Conclusion

Dans ce chapitre nous avons défini le problème à traiter ainsi que le modèle mathématique adéquat, ce dernier est constitué d'un système d'équations, complété par des conditions limites. Il s'agit d'un système d'équations très complexe. Donc

l'utilisation des méthodes numériques s'avère indispensable. Dans notre étude, on a utilisé la méthode des volumes finis.

Dans le prochain chapitre, résultats et discussion, nous allons voir l'influence de certains paramètres (nombre de Reynolds, nombre de Grashof, nombre de Darcy, la porosité, la position du cylindre et la vitesse angulaire...) sur le comportement thermique et dynamique de la géométrie.

Chapitre III

RESULTATS ET DISCUSSIONS

Chapitre III : Résultats et discussions

III.1 Introduction

Dans ce chapitre on est intéressé à l'étude numérique de la convection mixte en régime laminaire dans un espace annulaire comme décrit dans le chapitre précédant.

En premier lieu, nous présentons un choix du maillage dans le but de bien choisir le maillage convenable pour notre étude. Puis nous procédons à la validation du model adopté par comparaison avec le travail de **Tanmay Basak [8]**.

Les résultats sont présentés en termes des lignes de courant, d'isothermes et du nombre de Nusselt moyen pour un nombre de Prandtl égal à 7, nombre de Grashof varie de 10^3 à 10^5 , nombre de Reynolds varie entre 10 et 10^3 , Darcy de 10^{-3} à 10^{-5} , la porosité (0.3, 0.6 et 0.9), la vitesse angulaire de cylindre (0.1,1 et 10) et la position de cylindre.

III.2 Choix de maillage

Afin de déterminer une grille appropriée pour la géométrie considérée de telle sorte que la solution numérique demeure invariante avec la précision du maillage. Nous avons choisi une cavité carre remplie d'eau dont les nombres de Prandtl, Grashof, Reynolds, Darcy et la vitesse angulaire ainsi que la porosité sont fixes et valent respectivement à, $Pr = 7$; $Gr = 10^5$; $Re=10^2$; $Da=10^{-3}$; $\Omega=0.1$ et $\varepsilon=0,9$. Pour cela, sept grilles de maillage différentes sont testées en occurrence 60×60 , 80×80 , 100×100 , 120×120 , 130×130 , 140×140 et 150×150 points sont utilisés. Le nombre de Nusselt moyen sur la paroi chaude pour ces grilles est calculé pour chaque cas. Les résultats sont illustrés dans la **Figure (III.1)**. Comme l'indique sur la Figure, une grille uniforme de 130×130 est suffisante pour bien capturer le transfert de chaleur près des parois de la cavité. Cette grille donne le meilleur compromis entre le coût des calculs et de précision. Et nous l'avons donc utilisée pour toutes les simulations de notre étude.

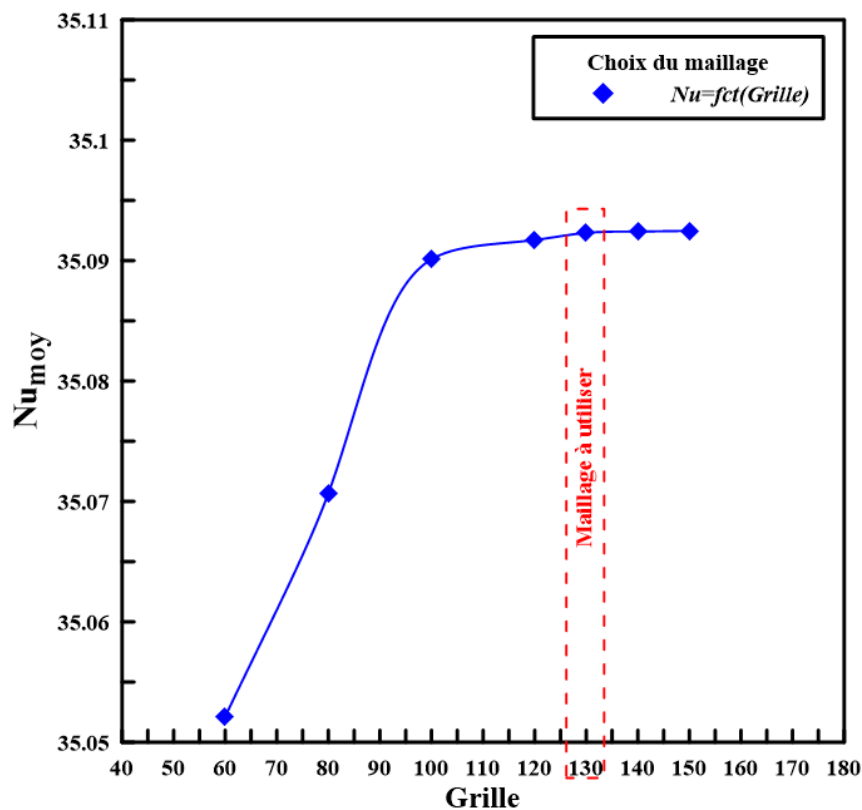


Figure III. 1: Nusselt moyen pour différents maillages.

III.3 Validation numérique

Avant de passer à l'étude de notre cas, Une validation en termes des lignes de courant et d'isothermes est faite par rapport aux travaux numériques menés par **Tanmay Basak [8]**, pour les paramètres suivants : $\varepsilon=1$, $Gr=10^5$, $Re=10$, $Da=10^{-3}$ et 10^{-4} et les propriétés thermo-physiques de l'air sont prises $Pr=0.71$.

Les comparaisons montrent une bonne concordance entre les résultats de notre simulation et de la référence [8], Figures (III.2) et (III.3).

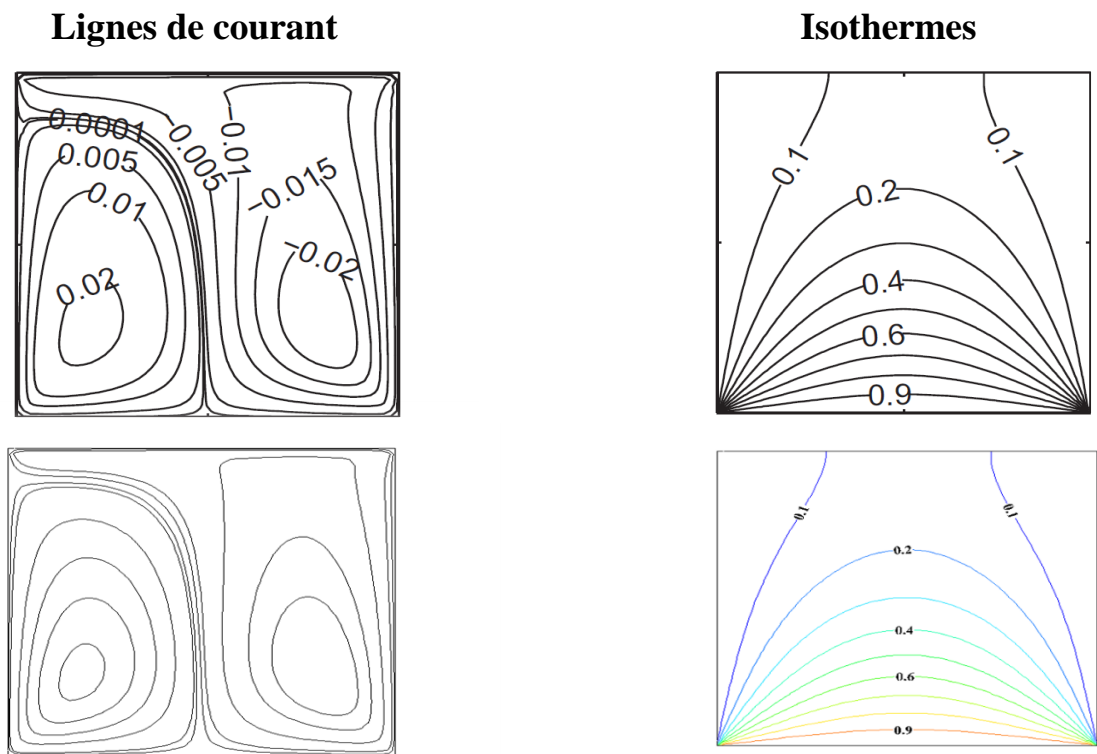


Figure III. 2: Lignes de courants et isothermes pour $Da=10^{-4}$

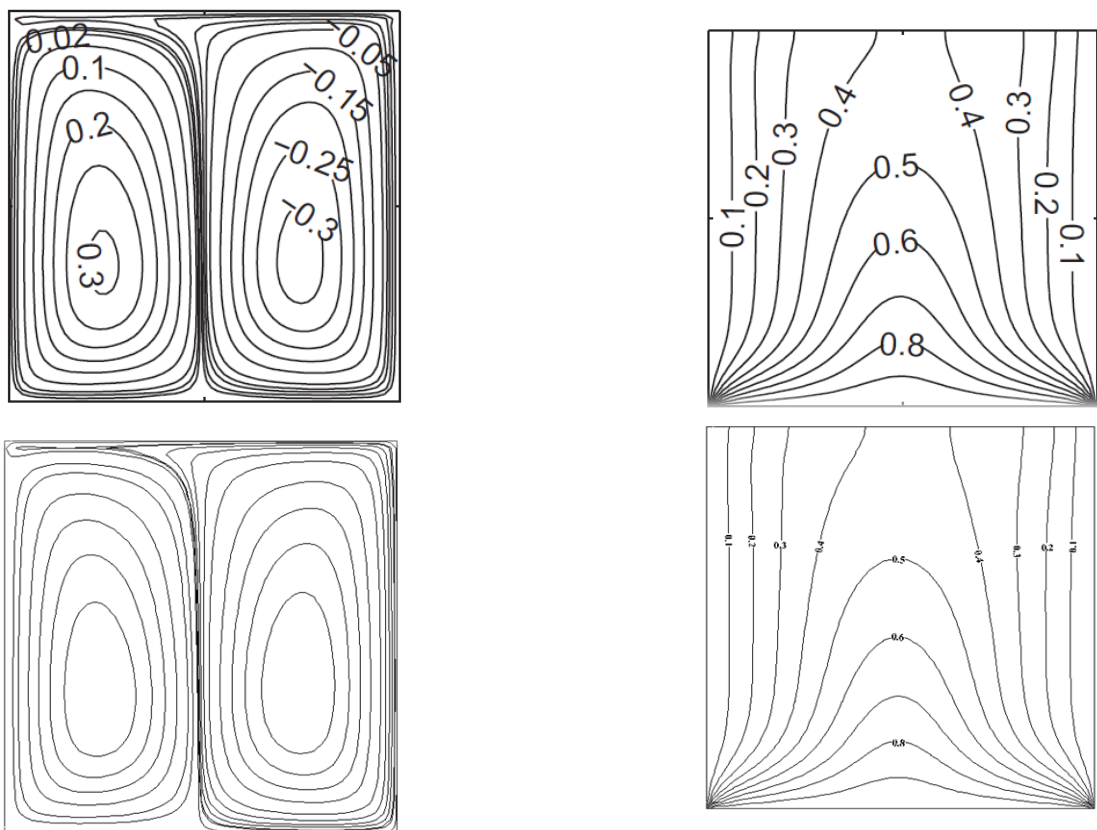


Figure III. 3: Lignes de courants et isothermes pour $Da=10^{-3}$

III.4 Résultats et discussions

III.4.1 Effet des nombres de Grashof et Reynolds

Pour étudier l'effet des nombres de Grashof et de Reynolds sur la structure dynamique et thermique de l'écoulement de l'eau dans une cavité carrée, nous avons varié le nombre de Grashof $Gr=10^3 ; 10^4 ; 10^5$ et pour chaque cas on varie le nombre de Reynolds $Re=10 ; 50 ; 10^2 ; 500 ; 10^3$, où les autres nombres comme Prandtl, Darcy et la vitesse angulaire ainsi que la porosité sont fixes et valent respectivement à, $Pr = 7 ; Da=10^{-3} ; \Omega=0.1$ et $\varepsilon=0,9$.

Les contours des isothermes pour différents nombres de Reynolds et de Grashof sont présentés dans les figures en bas. Pour le nombre de Reynolds faible $Re=10$, on remarque que les isothermes sont presque parallèles à les parois chaude et froide. Une légère déviation a été remarqué à $Re=10^2$ dans la limite supérieure de la cavité. Pour $Re=10^3$ on remarque une légère déviation pour les isothermes à la paroi chaude au limite inférieure de cavité jusqu'à la ligne médiane horizontale ($y=1/2$) cette déviation augmente pour atteindre une valeur maximale à la limite supérieure de la cavité. Ceci reflète directement l'effet de la translation de la paroi supérieure, parce que ces résultats sont pour chaque valeur de Grashof.

Nous notons que la valeur de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation des valeurs des nombres de Reynolds et de Grashof. Ceci entrainera une augmentation de taux de transfert de chaleur. Et ceci est éclairé dans les graphes (**Figures III.7 et III.8**).

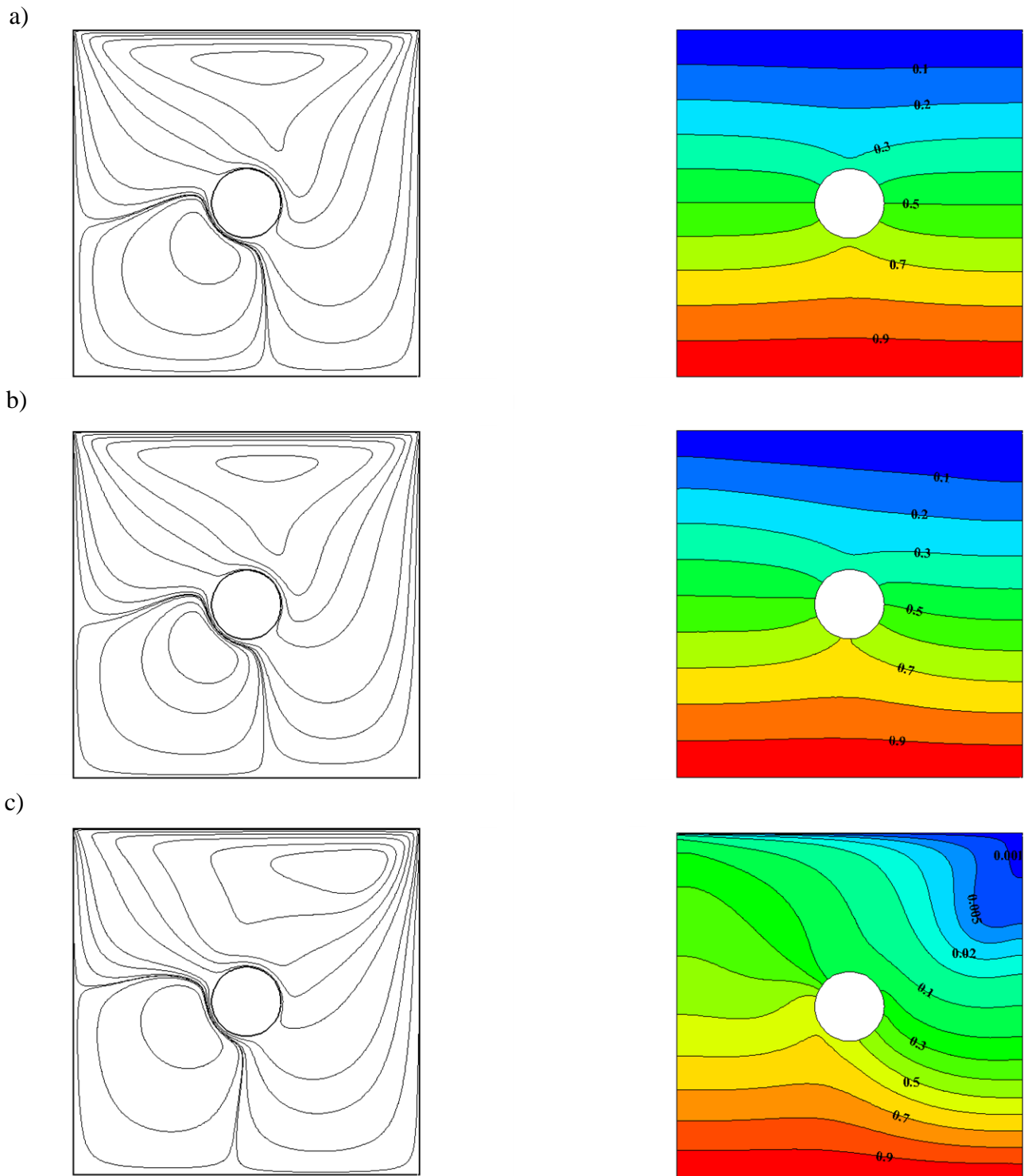


Figure III. 4: Lignes de courant et isothermes pour $Gr=10^3$, $Da=10^{-3}$; $\Omega=0.1$, $\epsilon=0.9$
 et a) $Re=10$; b) $Re =10^2$; c) $Re =10^3$

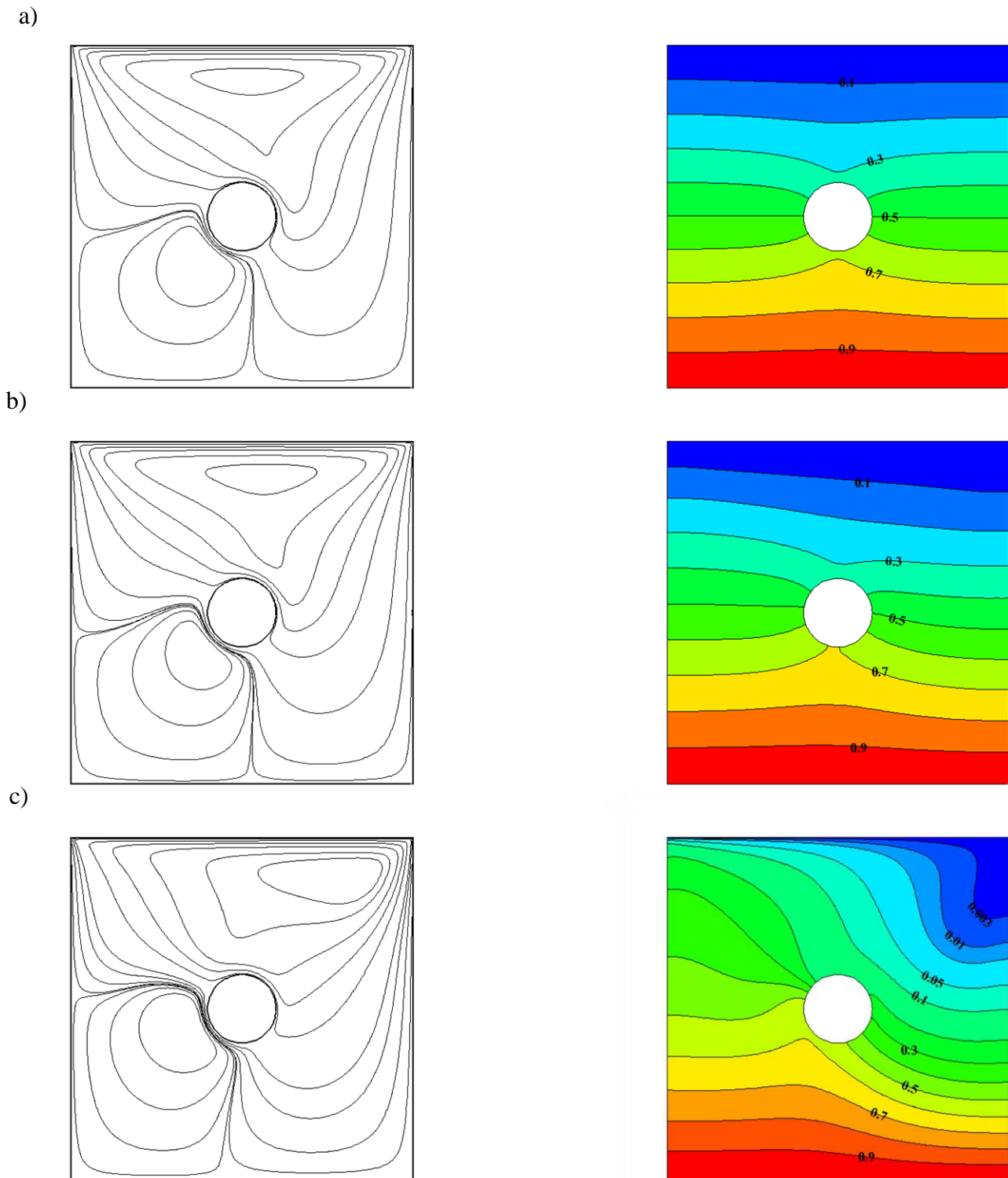


Figure III. 5 : Lignes de courant et isothermes pour $Gr=10^4$, $Da=10^{-3}$; $\Omega=0.1$, $\epsilon=0.9$
 et a) $Re=10$; b) $Re=10^2$; c) $Re=10^3$

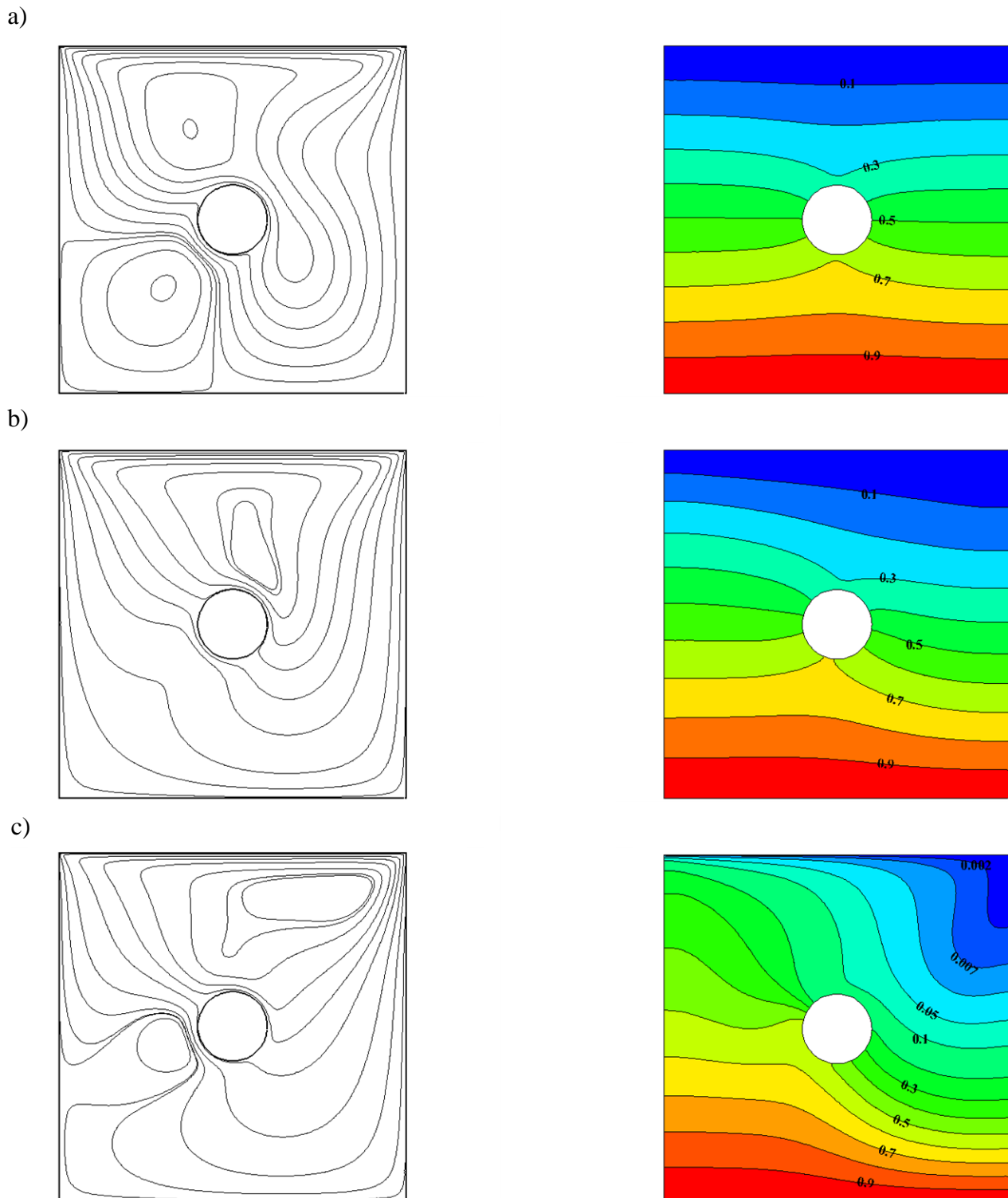


Figure III. 6: Lignes de courant et isothermes pour $Gr=10^5$, $Da=10^{-3}$; $\Omega=0.1$, $\varepsilon=0.9$
 et a) $Re=10$; b) $Re=10^2$; c) $Re=10^3$

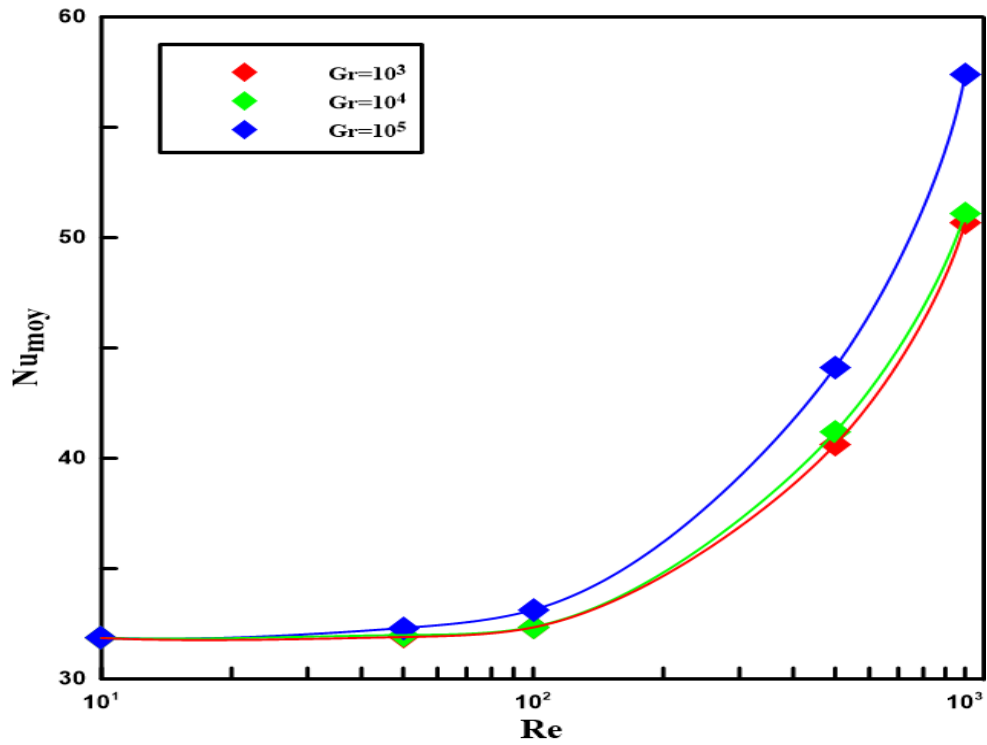


Figure III. 7: Nombre de Nusselt moyen pour différents nombre de Gr et $Re=10 ; 50 ; 10^2 ; 500 ; 10^3$

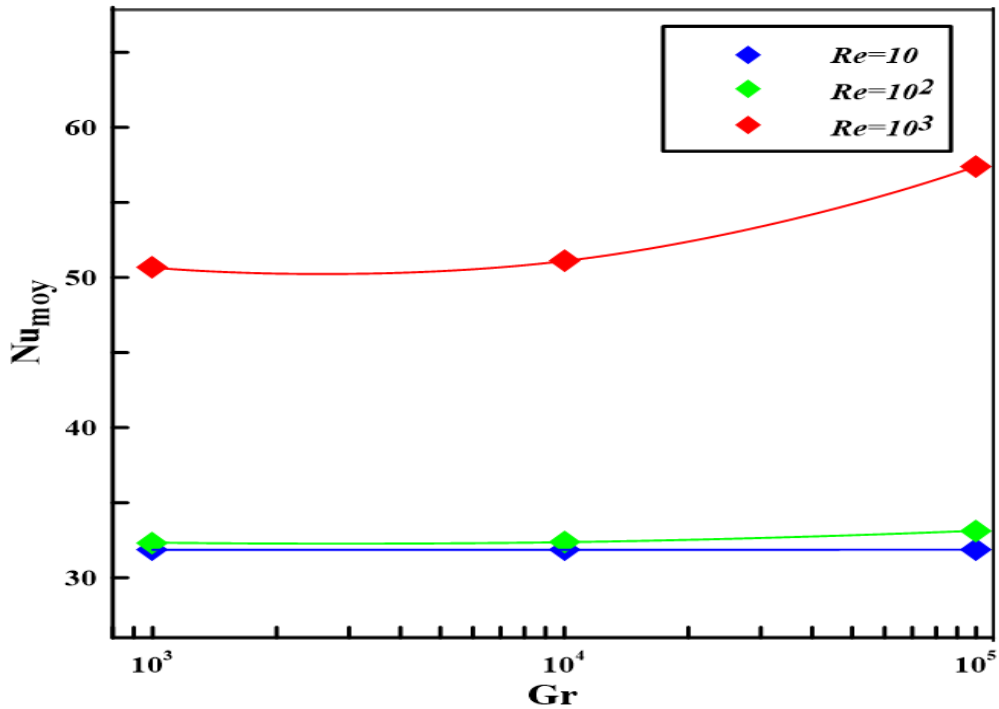


Figure III. 8: Nombre de Nusselt moyen pour différents nombre de Re et $Gr=10^3 ; 10^4 ; 10^5$

III.4.2 Effet du nombre de Darcy et la porosité

Afin d'étudier les effets du nombre de Darcy et de la porosité sur la structure dynamique et thermique de l'écoulement de l'eau dans la cavité carrée, nous avons varié la porosité $\varepsilon=0.3$; 0.6 ; 0.9 et le nombre de Darcy $Da=10^{-2}$; 10^{-3} ; 10^{-4} ; 10^{-5} pour chaque cas, les autres nombres tels que le nombre de Prandtl, Grashof et Reynolds ainsi que la vitesse angulaire sont maintenus constants et ont des valeurs respectives fixes de $Pr = 7$; $Gr=10^4$; $Re=10^3$ et $\Omega=0.1$.

Les **figures III.9, III.10 et III.11** montrent l'effet de la variation du nombre de Darcy et de la porosité sur les lignes du courant et les isothermes. Pour un faible nombre de Darcy la convection forcée domine, ce qui entraîne des tourbillons moins prononcés dans la cavité parce que le milieu poreux devient moins perméable donc la vitesse devient faible. En conséquence la matrice poreuse empêche l'écoulement dans la région poreuse.

Quand le nombre de Darcy croît la convection naturelle joue un rôle plus important parce que la perméabilité croît avec l'augmentation du nombre de Darcy donc le déplacement de l'eau dans les pores est plus libre, ce qui se traduit par des lignes de courant courbées et des tourbillons plus intenses.

En ce qui concerne la porosité, nous avons observé que des valeurs plus élevées de porosité entraînent une modification sur la structure des lignes d'isothermes. Avec une porosité élevée, le milieu poreux permet le passage du fluide à travers les pores, ce qui perturbe les lignes d'isothermes dans la cavité.

La **Figure III.12** montre l'effet du nombre de Darcy sur le nombre de Nusselt moyen. Pour les faibles valeurs du nombre de Darcy ($Da=10^{-5}$ et $Da=10^{-4}$) le nombre de Nusselt est presque constant et pour les grandes valeurs ($Da=10^{-3}$ et $Da=10^{-2}$) le nombre de Nusselt augmente.

La **Figure III.13** montre que l'augmentation de la porosité entraîne une diminution du nombre de Nusselt. Ceci est associé à une diminution de la conductivité thermique effective de milieu poreux.

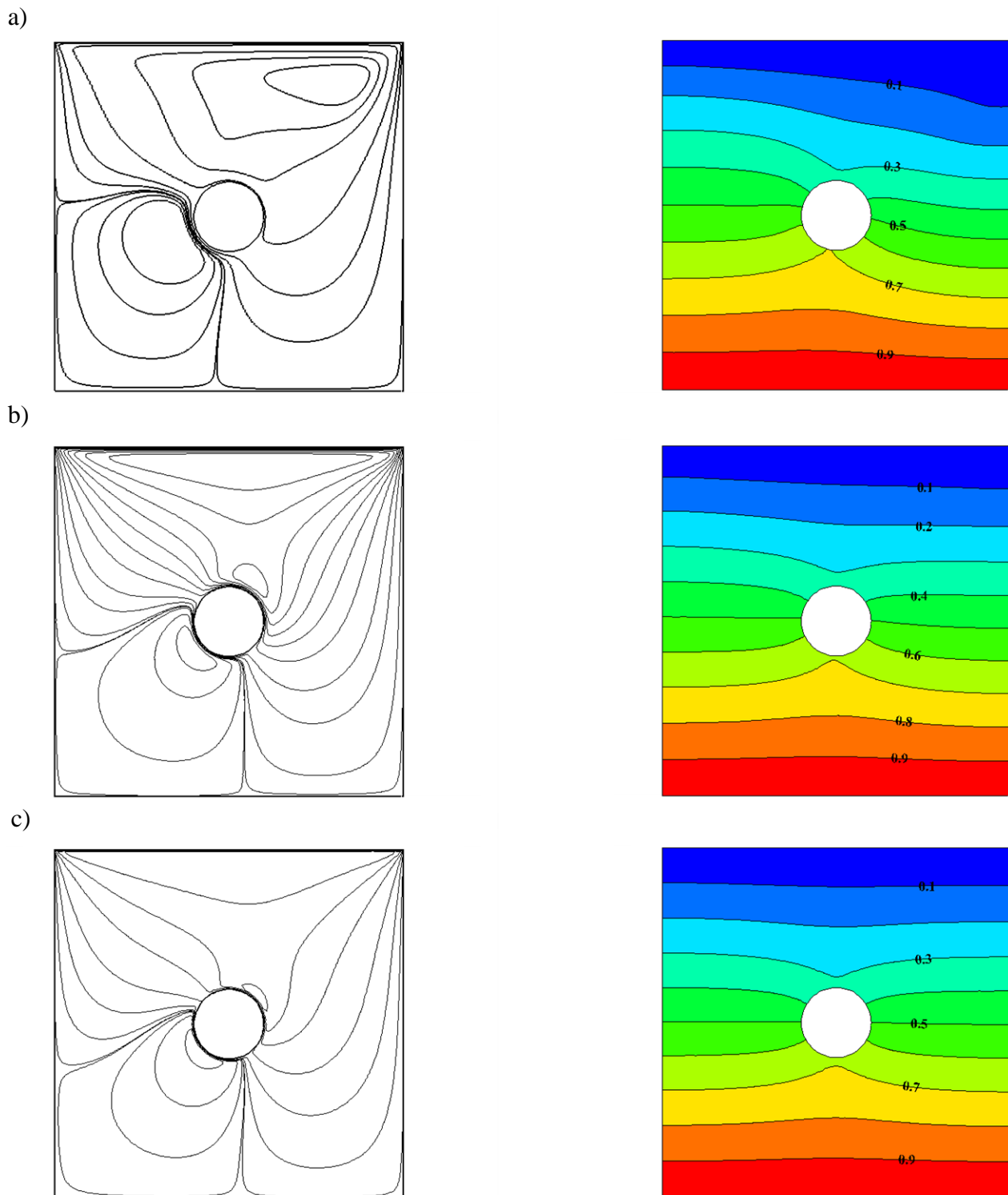


Figure III. 9: Lignes de courant et isothermes pour $\varepsilon=0.3$, $Gr=10^4$, $Re=10^3$, $\Omega=0.1$

et a) $Da=10^{-3}$; b) $Da=10^{-4}$; c) $Da=10^{-5}$

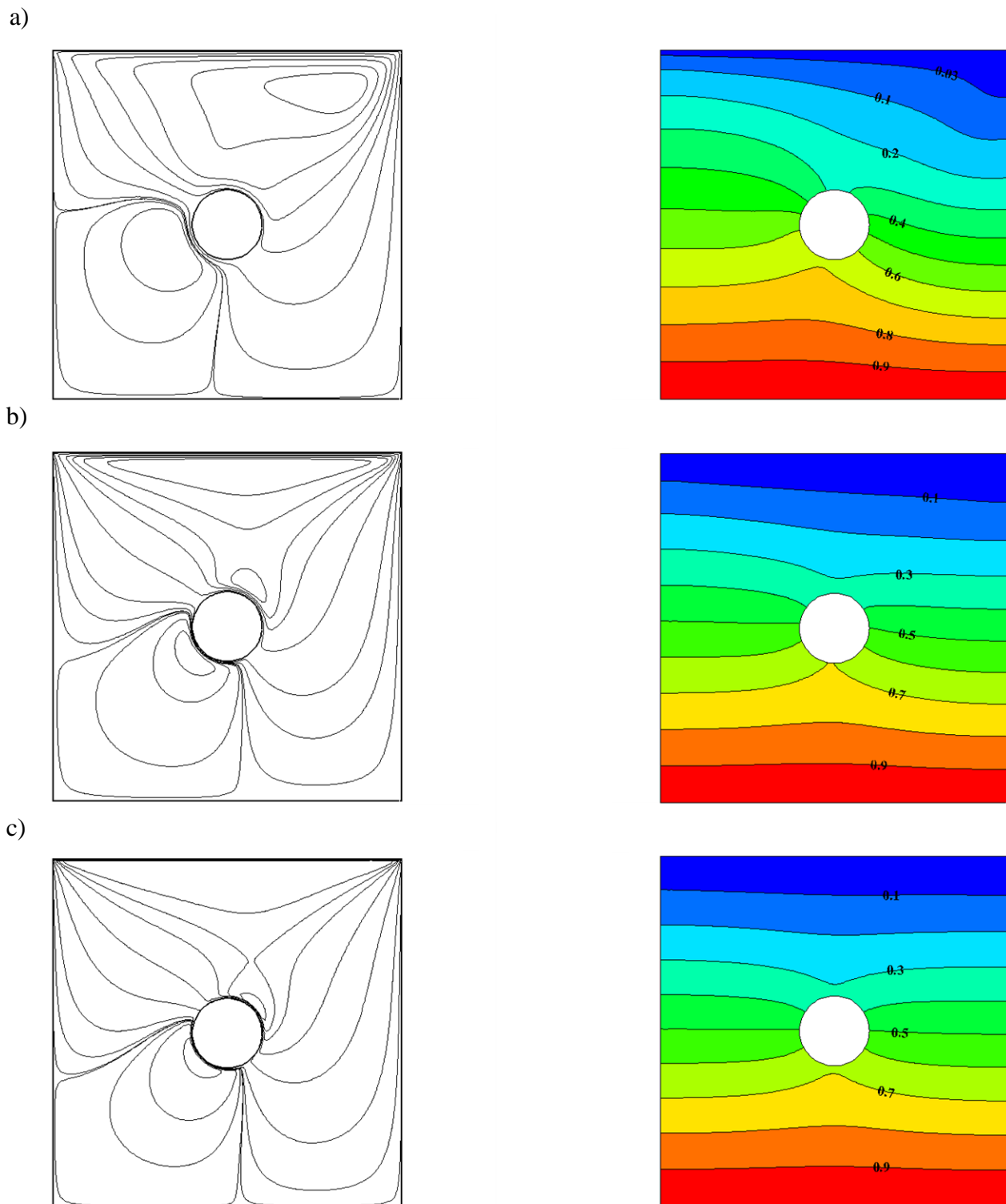


Figure III. 10: Lignes de courant et isothermes pour $\varepsilon=0.6$, $Gr=10^4$, $Re=10^3$, $\Omega=0.1$

et a) $Da=10^{-3}$; b) $Da=10^{-4}$; c) $Da=10^{-5}$

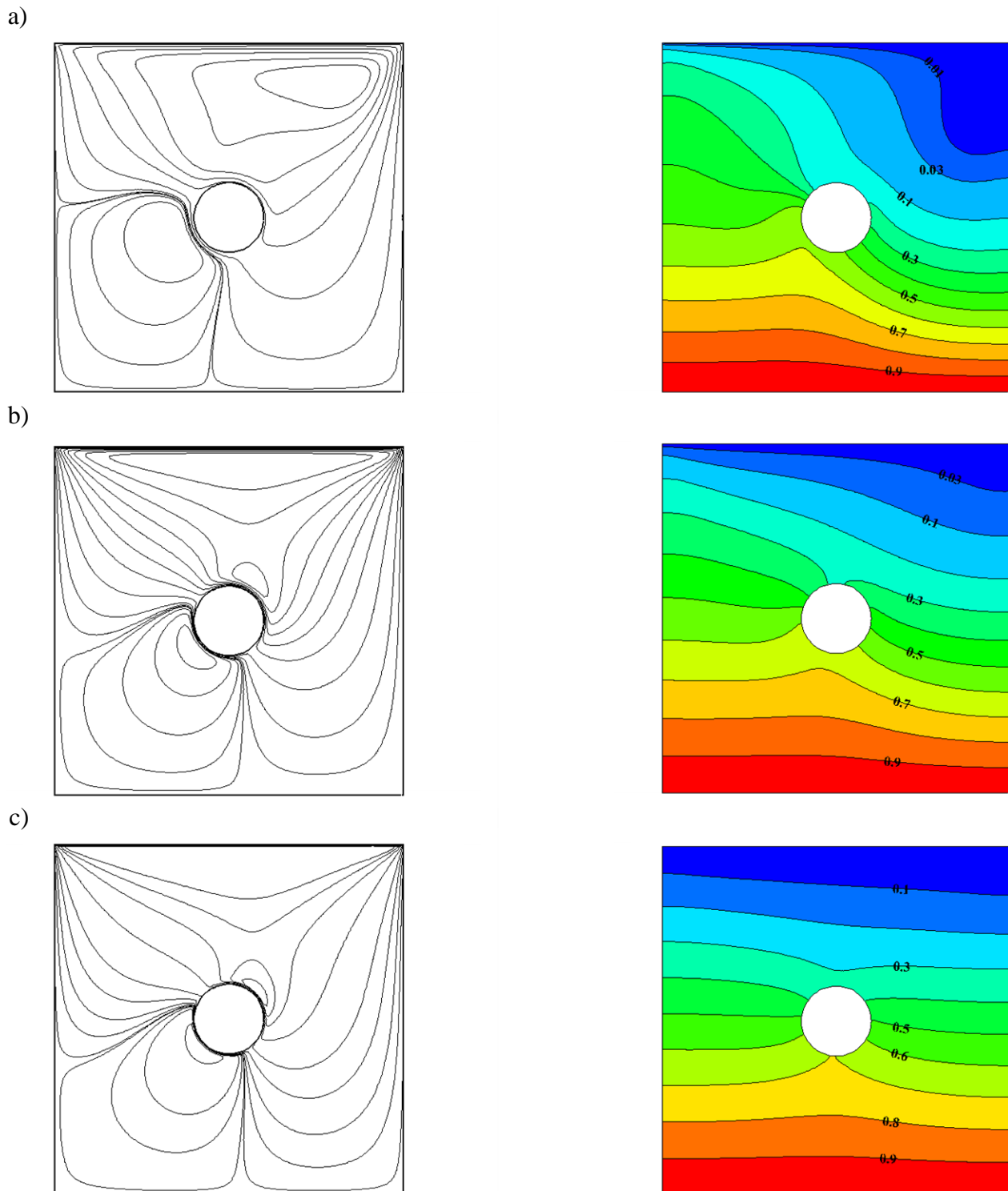


Figure III. 11: Lignes de courant et isothermes pour $\varepsilon=0.9$, $Gr=10^4$, $Re=10^3$, $\Omega=0.1$
 et a) $Da=10^{-3}$; b) $Da =10^{-4}$; c) $Da =10^{-5}$

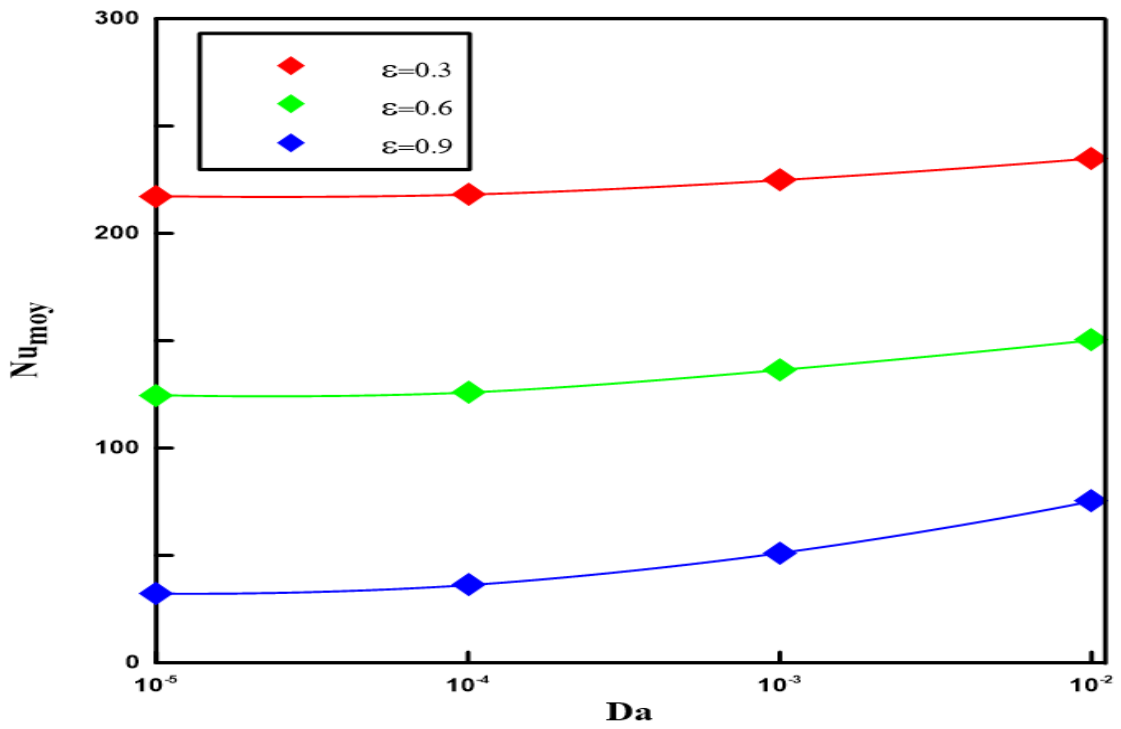


Figure III.12: Nombre de Nusselt moyen pour différents ε et $Da=10^{-2}; 10^{-3}; 10^{-4}; 10^{-5}$

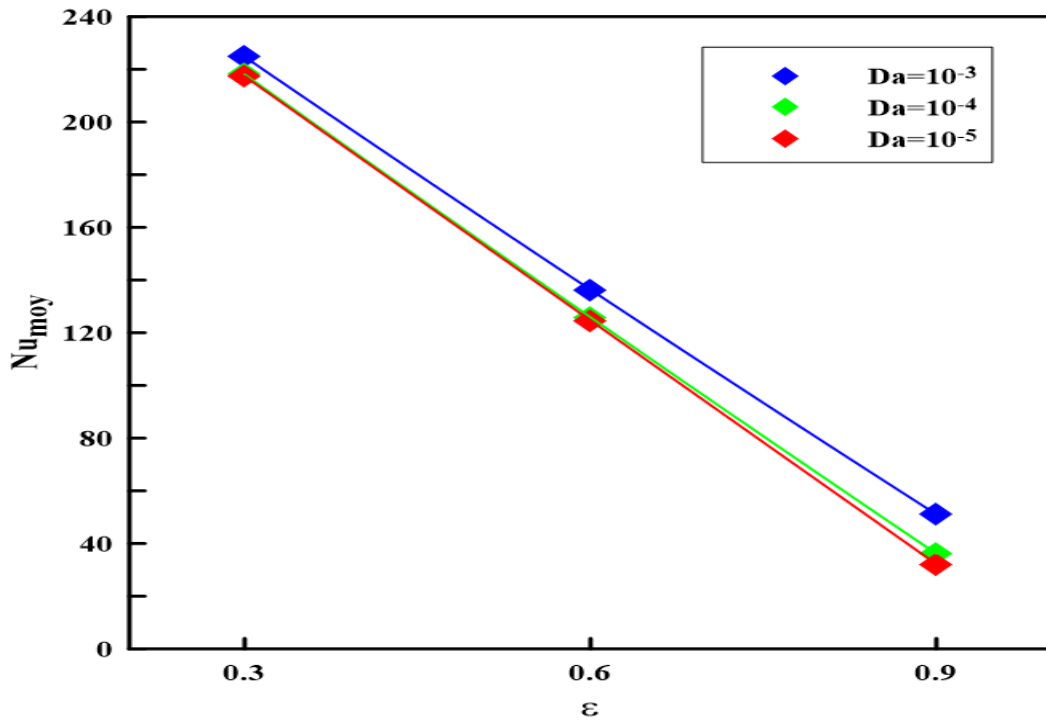


Figure III. 13: Nombre de Nusselt moyen pour différents nombres de Da et $\varepsilon = 0.3; 0.6; 0.9$

III.4.3 Effet de la position du cylindre et la vitesse angulaire

Pour étudier l'effet de la position de cylindre et sa vitesse angulaire sur la structure dynamique et thermique de l'écoulement de l'eau dans une cavité carrée, nous avons changé sa position et sa vitesse de rotation pour chaque cas, les autres paramètres tels que le nombre de Prandtl Grashof, Reynolds et Darcy ainsi que la porosité sont maintenus constants et ont des valeurs respectives fixes de $Pr = 7$; $Gr=10^4$; $Re=10^3$; $Da=10^{-3}$ et $\varepsilon =0.9$.

Nos résultats ont montré que la position du cylindre a un effet significatif sur les lignes de courant et d'isothermes. Lorsque le cylindre est placé près d'un coin de la cavité, il génère des tourbillons et des zones de recirculation dans le fluide à travers le milieu poreux. Cela se traduit par des lignes de courant courbées et des isothermes déformés dans la cavité.

En ce qui concerne la vitesse de rotation du cylindre, nous avons constaté que les vitesses plus élevées entraînent des variations sur les lignes de courant et d'isothermes. La rotation du cylindre générée à des vitesses plus élevées induit des forces de traînée plus importantes et perturbe le flux du fluide à travers le milieu poreux. Cela conduit à des tourbillons plus intenses et des déformations plus prononcées des lignes de courant et d'isothermes.

Nos résultats mettent en évidence l'importance de la position du cylindre et de sa vitesse de rotation sur les lignes de courant et d'isothermes. Ces paramètres influencent la circulation du fluide à travers le milieu poreux et les transferts de chaleur à l'intérieur de la cavité. La position du cylindre détermine la formation des tourbillons et les zones de recirculation, ce qui modifie les lignes du courant et d'isothermes. La vitesse de rotation du cylindre amplifie les effets de la traînée, entraînant des variations plus marquées sur les lignes de courant et d'isothermes.

La **Figure III.18** montre l'effet de la vitesse de rotation du cylindre et sa position sur le nombre de Nusselt moyen, à une vitesse de rotation faible ($\Omega = 0.1$), le Nusselt reste faible. Cependant, à mesure que la vitesse de rotation augmente ($\Omega = 1$ et $\Omega = 10$), les tourbillons générés peuvent mieux mélanger le fluide et améliorer le transfert de chaleur. Cela se traduit par une augmentation du Nusselt. En particulier, près de la paroi verticale droite, où l'écoulement est plus intense en raison de la rotation, le Nusselt peut augmenter de manière significative.

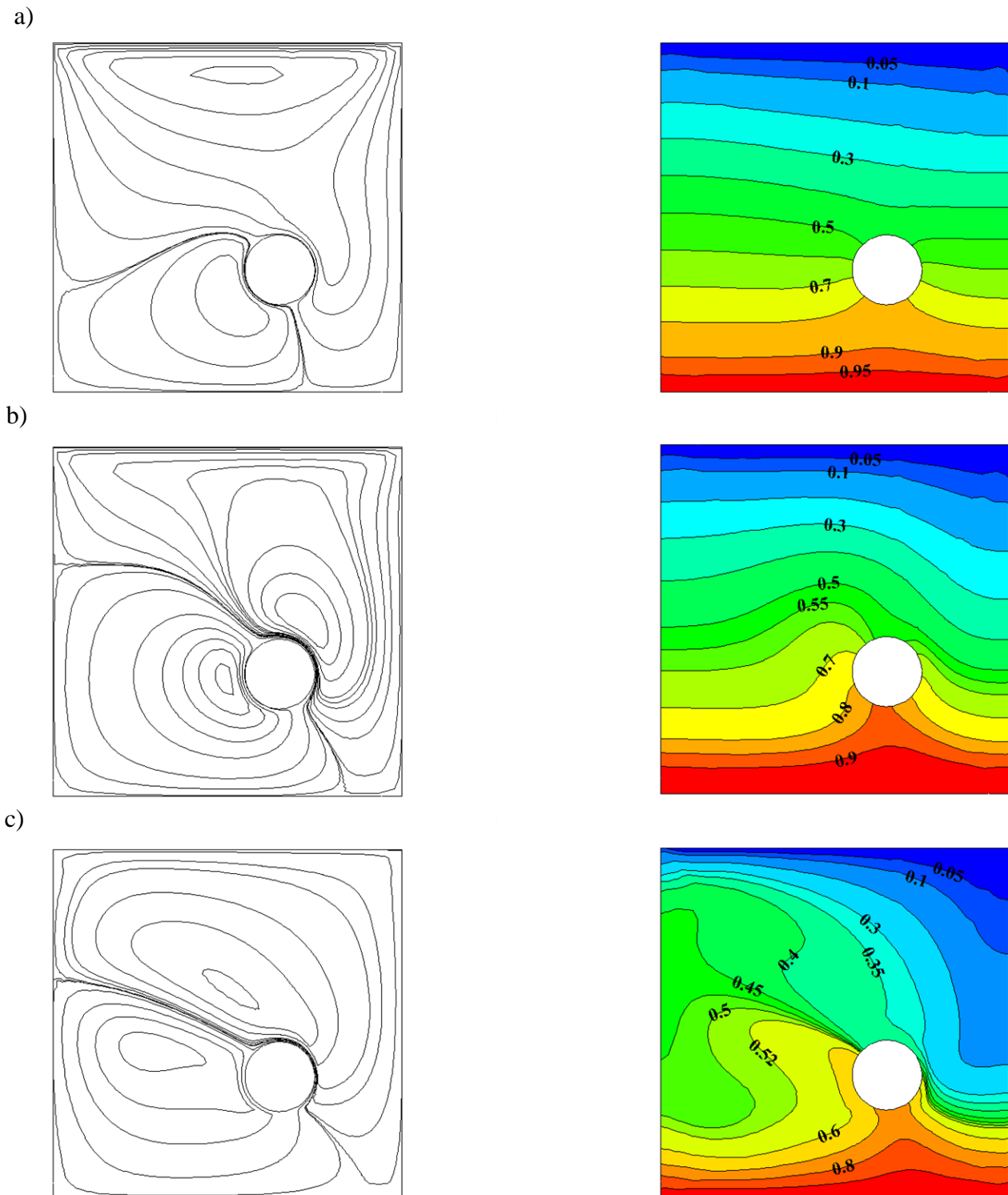


Figure III. 14: Lignes de courants et isothermes pour la position $(x=0.35, y=0.65)$ pour $Re= 10^3, Gr = 10^4, Da=10^{-3}$ et a) $\Omega=0.1$; b) $\Omega=1$; c) $\Omega=10$

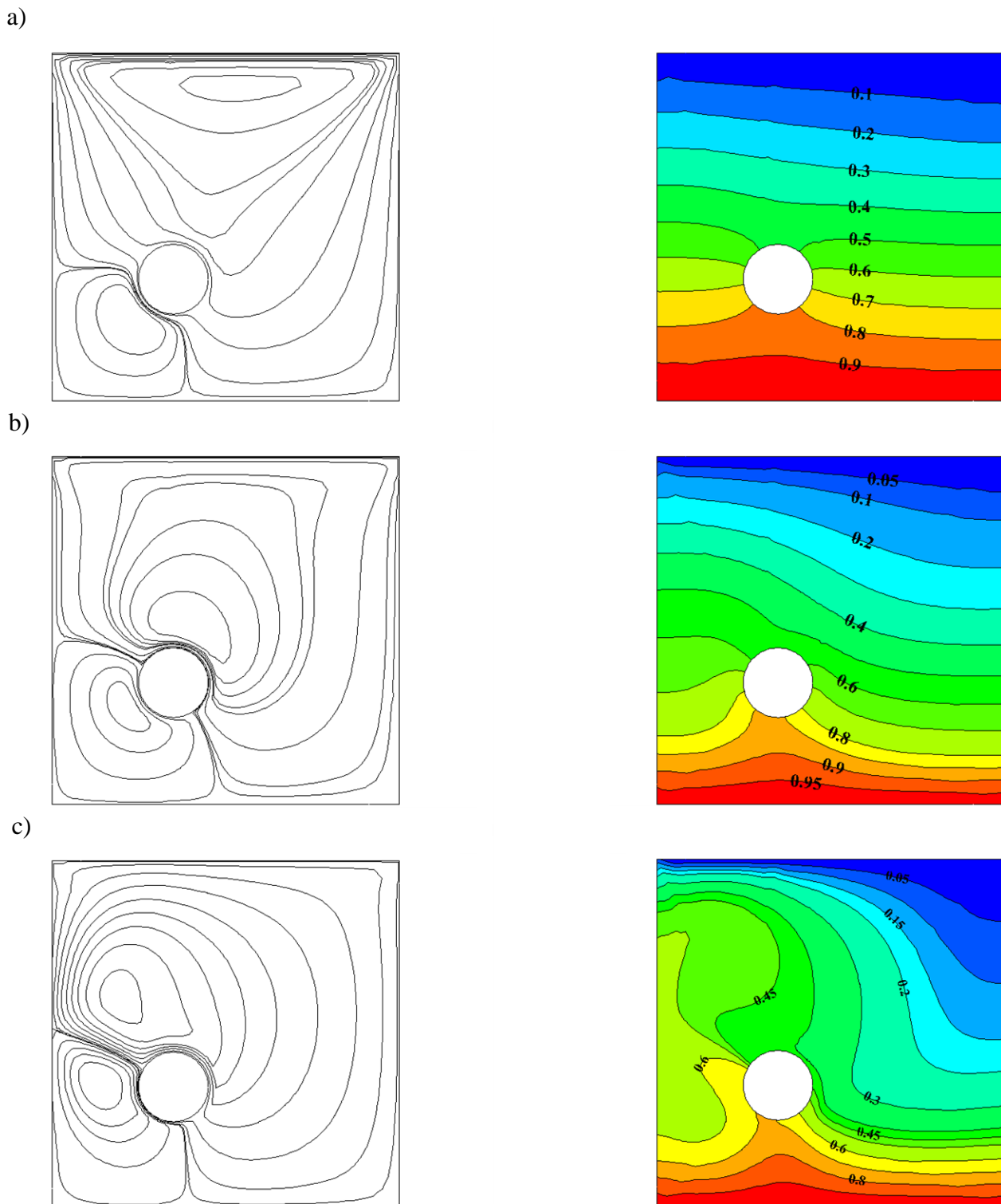


Figure III. 15: Lignes de courants et isothermes pour la position $(x=0.35, y=0.35)$ pour $Re = 10^3$
 $Gr = 10^4$, $Da=10^{-3}$ et a) $\Omega=0.1$; b) $\Omega=1$; c) $\Omega=10$

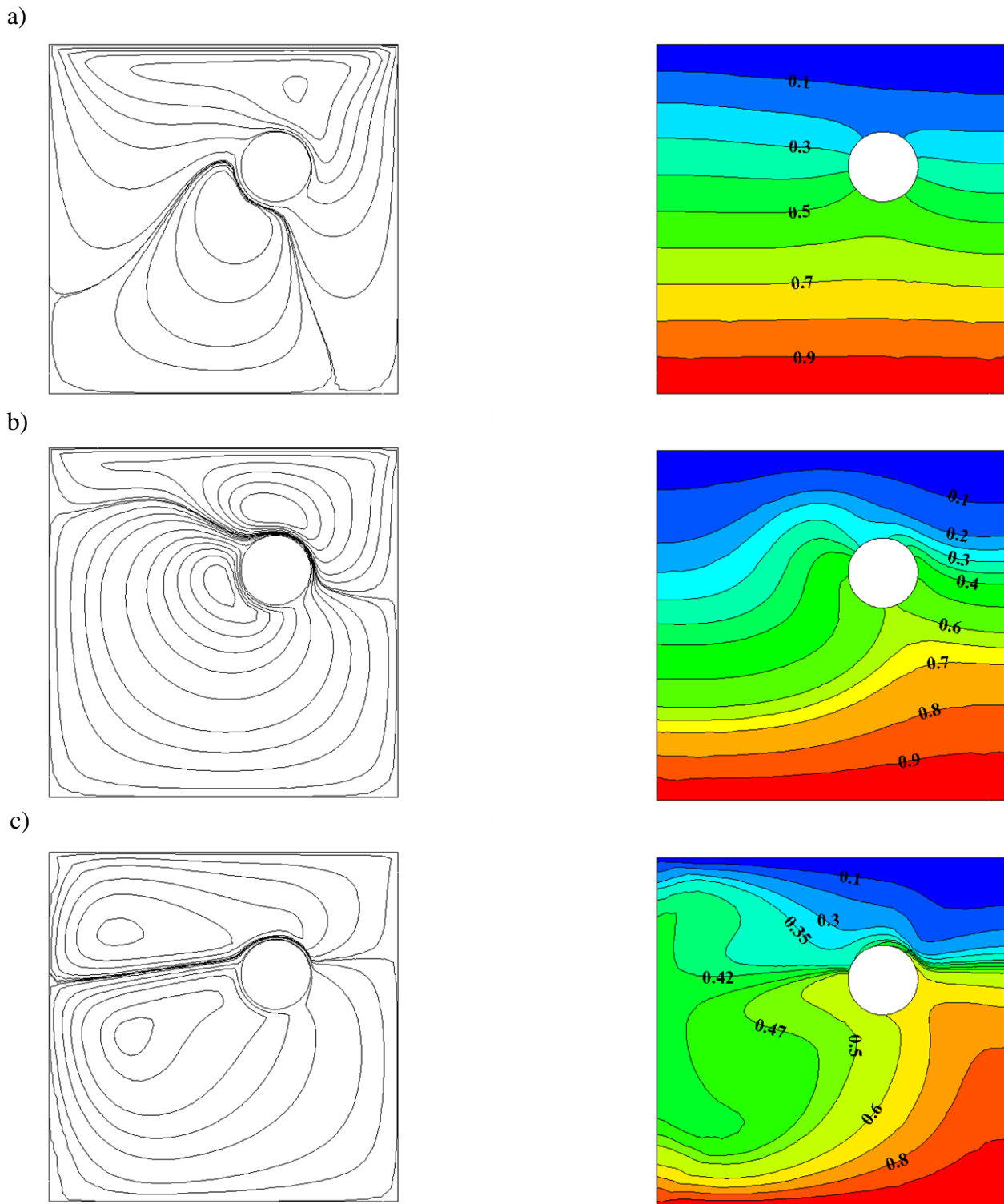


Figure III. 16: Lignes de courants et isothermes pour la position $(x=0.65, y=0.65)$ avec $Re = 10^3$
 $Gr = 10^4, Da=10^{-3}$ et a) $\Omega=0.1$; b) $\Omega=1$; c) $\Omega=10$

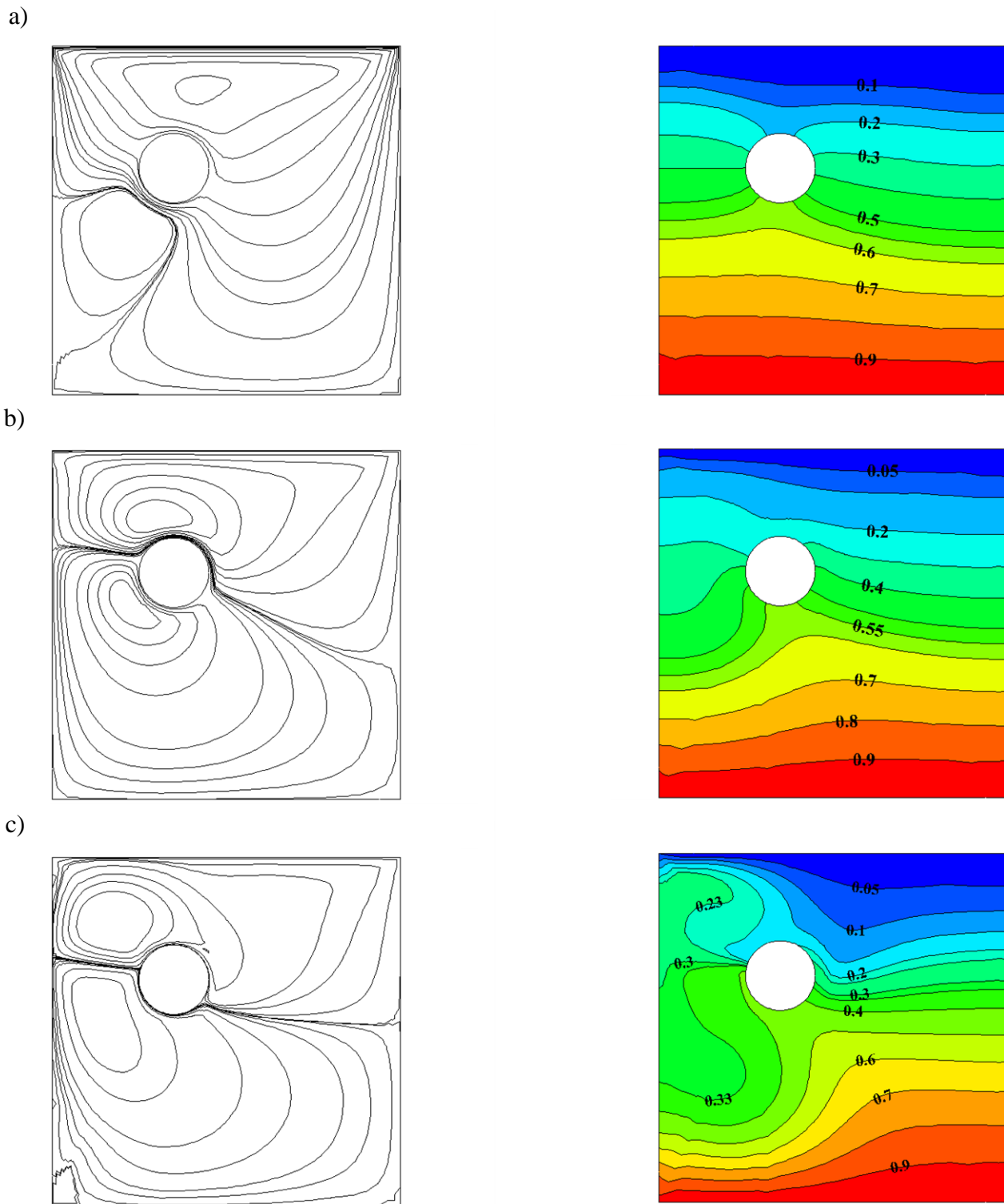


Figure III. 17: Lignes de courants et isothermes pour la position ($x=0.65$, $y=0.35$) pour $Re = 10^3$
 $Gr = 10^4$, $Da=10^{-3}$ et a) $\Omega=0.1$; b) $\Omega=1$; c) $\Omega=10$

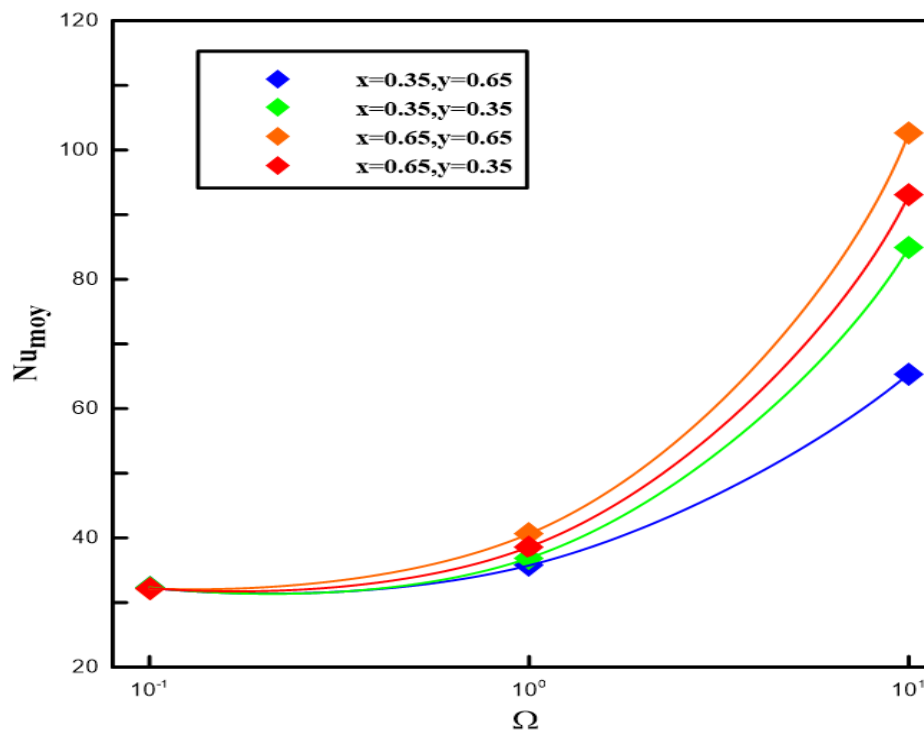


Figure III. 18: Nusselt moyen pour différents positions de cylindre

En fonction de Ω

Conclusion

L'étude de la convection mixte dans une cavité carrée avec un milieu poreux et un cylindre tournant a permis d'analyser les effets des différents paramètres sur les lignes de courant, les isothermes et sur Nusselt moyen. Les paramètres étudiés étaient les nombres de Grashof et de Reynolds, le nombre de Darcy, la porosité, la position du cylindre et sa vitesse angulaire.

- Le taux de transfert de chaleur et l'intensité de circulation de fluide augmentent lorsque les valeurs du nombre de Grashof et de Reynolds sont grands.
- L'augmentation du nombre de Darcy et la porosité provoque une augmentation de la circulation de l'écoulement dans le milieu poreux.
- Le nombre de Nusselt augmente proportionnellement avec le nombre de Darcy et inversement proportionnel à l'augmentation de la porosité
- Les différentes positions du cylindre ont perturbé les lignes de courant et les isothermes, créant des tourbillons et des variations locales de la température. Cette perturbation a entraîné des variations du nombre de Nusselt moyen, indiquant une meilleure efficacité du transfert thermique.

- La vitesse angulaire du cylindre a influencé l'intensité des tourbillons et des perturbations, ce qui s'est traduit par une augmentation du nombre de Nusselt moyen.

Conclusion Générale

Conclusion Générale

Cette étude s'est concentrée sur la simulation de la convection mixte dans une cavité carrée avec un milieu poreux et un cylindre tournant. Différents cas ont été étudiés, en variant les paramètres tels que le nombre de Grashof, Reynolds, Darcy, la porosité et la position du cylindre et sa vitesse de rotation. Les résultats obtenus ont permis d'analyser l'influence des nombres adimensionnels, sur les structures thermiques et dynamiques de l'écoulement.

L'analyse des contours des lignes de courant et des isothermes, ainsi que des variations du nombre de Nusselt moyen, a permis de mieux comprendre le comportement du fluide à l'intérieur de la cavité. Il a été observé que l'augmentation des nombres de Grashof, Reynolds et Darcy ainsi que la vitesse de rotation du cylindre provoquent une augmentation de Nusselt moyen. Nous avons observé que l'augmentation des nombres de Grashof et Reynolds entraînait une déviation plus prononcée des isothermes à la paroi chaude et une augmentation de la déviation des isothermes à la paroi froide. En ce qui concerne la porosité, une valeur plus élevée entraînait une modification de la structure des lignes de courant, provoque ainsi une diminution du taux de transfert de chaleur, ce qui est confirmé par la diminution de la valeur moyenne du nombre de Nusselt. En ce qui concerne la position de cylindre nous avons constaté qu'elle influençait la formation de tourbillons et les zones de recirculation.

Pour poursuivre les recherches dans ce domaine d'étude, plusieurs perspectives sont envisageables à savoir ; étendre l'étude à d'autres formes et configurations de cavités, passer à des simulations en trois dimensions permettrait de mieux représenter les phénomènes de convection mixte et d'obtenir des résultats plus proches de la réalité ou étudier l'écoulement en régime instationnaire et turbulent, cela permettrait de comprendre les effets transitoires et les phénomènes turbulents qui peuvent influencer la convection mixte dans la cavité.

En résumé, cette étude a jeté les bases de la compréhension de la convection mixte dans une cavité carrée avec un milieu poreux et un cylindre tournant. Les perspectives mentionnées offrent des pistes intéressantes pour des recherches futures, visant à approfondir notre compréhension.

Références Bibliographiques

Références Bibliographiques

- [1] H. Abdelhakim et S. Hamimi, Étude numérique de la convection mixte avec source de chaleur localisée dans des cavités carrées, Mémoire de Master, UNIVERSITE AKLI MOHAND OULHADJE-BOUIRA, 2020.
- [2] Sophie Mergui, Transferts thermiques, Cours 2eme année, Sorbonne Université.
- [3] K.Bencheikh, A.Azzi. « Etude du transfert de chaleur dans une conduite courbée annulaire partiellement poreuse ». Mémoire de Magister, USTHB-FGMGP (2006).
- [4] G. Khelil et H. Mouloud, Contribution à l'étude de la convection mixte dans un anneau cylindrique horizontal en utilisant des ailettes poreuses, Mémoire de Master, Université Abderrahmane Mira de Bejaia, 2019.
- [5] B. Ouattara, M. Abdelkader. Prise en compte des caractéristiques thermo-physiques des parois dans le Processus de séparation des constituants d'un mélange binaire ou d'un nanofluide par diffusion thermo-gravitationnelle en milieu poreux, 2012 Université Toulouse III Paul Sabatier.
- [6] T. Ali et H. Mouloud, Convection mixte dans une cavité carrée ventilée. En présence d'un milieu poreux, Mémoire de Master, Université Abderrahmane Mira de Bejaia, 2018.
- [7] T. Behzadi, Kamel M. Shirvan, S. Mirzakhani, A. Alaie Sheikhrobat, Numerical Simulation on Effect of Porous Medium on Mixed Convection Heat Transfer in a Ventilated Square Cavity, International Conference on Computational Heat and Mass Transfer-2015. (Procedia Engineering 127 (2015) 221 – 228).
- [8] Tanmay Basak, P.V. Krishna Pradeep, S.Roy, I.Pop, Finite element based heatline approach to study mixed convection in a porous square cavity with various wall thermal boundary conditions, international journal of heat transfer 54(2011) 1706-1727.
- [9] Nidal H. Abu-Hamdeh, Hakan F. Oztop, Khalid A. Alnefaie, A computational study on mixed convection in a porous media filled and partially heated lid-driven cavity with an open side, Alexandria Engineering Journal (2020) 59, 1735-1750.
- [10] Ahmed M. Sedki, Effect of thermal radiation and chemical reaction on MHD mixed convective heat and mass transfer in nanofluid flow due to nonlinear stretching surface through porous medium, Results in Materials 16 (2022) 100334.

- [11] C. Zhang, S. J. Zarrouk, R. Archer, A mixed finite element solver for natural convection in porous media using automated solution techniques, *Computers & Geosciences* 96 (2016) 181–192.
- [13] D. Pal, B. Talukdar, Combined effects of Joule heating and chemical reaction on unsteady magneto-hydrodynamic mixed convection of a viscous dissipating fluid over a vertical plate in porous media with thermal radiation, *Mathematical and Computer Modelling*, 54 (2011) 3016-3036.
- [12] M. M. Rahman, H. F. Oztop, R. Saidur, S. Mekhilef, K. Al-Salem, Unsteady mixed convection in a porous media filled lid-driven cavity heated by asemi-circular heaters, *thermal science*, 2015, 19, 5, 1761-1768.
- [14] U. Khan, A. Zaib, A. Ishak, El-Sayed M. Sherif, I. Waini, Y. Chu, I. Pop, Radiative mixed convective flow induced by hybrid nanofluid over a porous vertical cylinder in a porous media with irregular heat sink/source, *Case Studies in Thermal Engineering*, 30, 2022, 101711.
- [15] M. Chakkingala, J. de Geusa, S. Kenjereša, I. Ataei-Dadavia, M.J. Tummersb, Chris R. Kleijn, Assisting and opposing mixed convection with conjugate heat transfer in a differentially heated cavity filled with coarse-grained porous media, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 111 (2020) 104457.
- [16] W. H. Alawee , G. F. Al-Sumaily, H.r A. Dhahad, M. C. Thompson, Numerical analysis of non-Darcian mixed convection flows in a ventilated enclosure filled with a fluid-saturated porous medium, *New Journal* 24 (2021) 100922.
- [17] K. Al-Farhany, A. Dhafer Abdulsahib, Study of mixed convection in two layers of saturated porous medium and nanofluid with rotating circular cylinder, *Progress in Nuclear Energy* 135 (2021) 103723.
- [18] B. He, S. Lu, D. Gao, W. Chen, F. Lin, Lattice Boltzmann simulation of double diffusive natural convection in heterogeneously porous media of a fluid with temperature-dependent viscosity, *Chinese Journal of Physics* 63 (2020) 186–200.
- [19] H.A. Nabwey, S.M.M. EL-Kabeir, A.M. Rashad, M.M.M. Abdou, Gyrotactic microorganisms mixed convection flow of nanofluid over a vertically surfaced saturated porous media, *Alexandria Engineering Journal*, (2022) 61, 1804-822.

- [20] N. Alsedais, A. M. Aly, M. A. Mansour, Local thermal non-equilibrium condition on mixed convection of a nanofluid-filled undulating cavity containing obstacle and saturated by porous media, *Ain Shams Engineering Journal* 13 (2022) 101562.
- [21] A. Javadzadegan, M. Joshaghani, A. Moshfegh, Omid Ali Akbari, H. Hassanzadeh Afrouzi, D. Toghraie, Accurate meso-scale simulation of mixed convective heat transfer in a porous media for a vented square with hot elliptic obstacle: An LBM approach, *Physical A* 537 (2020) 122439.
- [22] Z. Li, P. Barnoon, D. Toghraie, R. Balali Dehkordi, M. Afrand, Mixed convection of non-Newtonian nanofluid in an H-shaped cavity with cooler and heater cylinders filled by a porous material: Two phase approach, *Advanced Powder Technology* 30 (2019) 2666–2685.
- [23] F. Selimefendigil, M. A. Ismael, A. J. Chamkha, Mixed Convection in Superposed Nanofluid and Porous Layers in Square Enclosure with Inner Rotating Cylinder, *International Journal of Mechanical Sciences* 2017.
- [24]: A. Nield et A. Bejan. << Convection in Porous Media >>, Third Edition. Springer, United States of America (2006).
- [25] S. V. Patankar, D.B. Spalding, (1972), A calculation procedure for heat, mass and Momentum transfer in three-dimensional parabolic flows, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 15, 1787.

Résumé

La convection mixte dans une cavité carrée avec un milieu poreux et un cylindre tournant

Le travail exposé dans ce mémoire porte sur l'étude de la convection mixte dans une cavité carrée avec un milieu poreux et un cylindre adiabatique tournant. Les parois verticales de la cavité sont adiabatiques vis-à-vis avec le milieu avec le milieu extérieur, tandis que la paroi supérieure est froide et entraînée et que la paroi inférieure est chaude. Pour réaliser cette étude, un programme de calcul basé sur la méthode des volumes finis a été utilisé pour discrétiser les équations gouvernantes, en tenant compte des conditions aux limites appropriées. Les résultats obtenus mettent en évidence l'impact significatif de la vitesse de rotation et de la position du cylindre sur la structure de l'écoulement, ainsi que sur la température à l'intérieur de la cavité.

Mots clés : Convection mixte, cavité carrée, milieu poreux, cylindre tournant, étude numérique.

Abstract

Mixed convection in a square cavity with a porous medium and a rotating cylinder

The work presented in this thesis focuses on the study of mixed convection in a square cavity with a porous medium and a rotating adiabatic cylinder. The vertical walls of the cavity are adiabatic with respect to the medium and the external environment, while the upper wall is cold and driven, and the lower wall is hot. To carry out this study, a computational program based on the finite volume method was used to discretize the governing equations, taking into account appropriate boundary conditions. The obtained results highlight the significant impact of the rotation speed and the position of the cylinder on the flow structure, as well as on the temperature inside the cavity.

Keywords: Mixed convection, square cavity, porous medium, rotating cylinder, Numerical Study.