

République Algérienne Démocratique et Populaire

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي



Université du 20 août 1955 - Skikda

Faculté des sciences

Département de physique



Thèse

Présentée pour obtenir le diplôme de

Doctorat 3ème cycle LMD

Filière : Physique

Spécialité : Physique Energétique et Energies Renouvelables

Thème :

Etude des écoulements convectifs des nanofluides en milieux poreux

Présenté par :

ALICHE Amine

Soutenue publiquement le : 21/01/2026 devant le Jury composé de :

Président :	M. YOUSFI	MCA	Université du 20 août 1955 - Skikda
Rapporteur :	N. SOTEHI	MCA	Université du 20 août 1955 - Skikda
Examineur :	D. LALMI	Professeur	Université Oum el Bouaghi
Examineur :	I. TABET	MCA	Université du 20 août 1955 - Skikda

Année Universitaire : 2025/2026

Remerciement

Tout d'abord, je remercie ALLAH, notre créateur de nous avoir donné les forces pour accomplir ce travail.

Je remercie honnêtement et sincèrement Madame NASSIMA SOTEHI, Maître de conférences « A » à l'université de 20 août 1955 Skikda, directrice de cette thèse, pour avoir suivi avec beaucoup d'intérêt ce travail, ses remarques et conseils précieux.

Je tiens à remercier Madame Mahdia YOUSFI, Maître de conférences « A » à l'université de 20 août 1955 Skikda, d'avoir accepté de présider ce jury.

Je remercie également Monsieur Djemouï LALMI, professeur à Université Oum el Bouaghi et Monsieur Ismaïl TABET, Maître de Conférences « A » à l'université de 20 août 1955 Skikda, d'avoir accepté d'examiner ma thèse.

Finalement, je tiens à remercier chaleureusement tous les enseignants du département de physique, et tous ceux qui ont participé de près ou de loin pour accomplir ce travail.

Dédicaces

Je tiens à dédier ce modeste travail à tous ceux qui me sont chers :

A Ma chère Mère

A Mon cher Père

A mes chères sœurs et chers frères

A mon grand-père et ma grand-mère

A mes tantes et mon oncle

A mes très chers amis

A tous mes collègues

A tout qui me sont chers et qui sont aujourd'hui absents

ALICHE Amine.

Résumé

Dans ce travail, nous présentons une étude numérique approfondie de la convection mixte d'un nanofluide tri-hybride ($\text{Al}_2\text{O}_3\text{-Cu-TiO}_2/\text{Eau}$) dans une cavité remplie d'un milieu poreux et couplée à un canal horizontal, en s'appuyant sur le modèle Darcy-Brinkman-Forchheimer implémenté dans le logiciel Ansys Fluent. Le travail est structuré en deux parties complémentaires visant à analyser de manière globale l'influence des paramètres physiques et géométriques sur les performances thermo-hydrodynamiques du système. La première partie est consacrée à l'étude de l'effet du nombre de Richardson (Ri), du nombre de Darcy (Da), de la porosité (ϵ), de la fraction volumique des nanoparticules (ϕ) ainsi que du type de nanofluide sur la structure de l'écoulement et le transfert thermique. Les résultats obtenus montrent que le nombre moyen de Nusselt augmente pour des valeurs faibles de Ri , Da et ϵ , traduisant une intensification du transfert thermique sous l'effet combiné de la convection forcée et de la perméabilité du milieu poreux. En revanche, l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules conduit à une hausse de la viscosité effective du nanofluide, ce qui limite légèrement l'amélioration thermique attendue. L'étude révèle également que la position de la paroi chaude joue un rôle déterminant dans la distribution des isothermes et l'organisation des lignes de courant, influençant directement l'intensité des échanges thermiques. La seconde partie de cette thèse porte sur une configuration plus complexe impliquant une cavité à parois mobiles étudiée selon trois cas distincts de mouvement, tout en considérant un milieu poreux caractérisé par un nombre de Darcy et une porosité constante. L'influence du rapport du nombre de Reynolds (Rer), du nombre de Richardson (Ri), de la longueur relative de la source thermique (Lc/L) ainsi que du type de nanofluide est examinée de manière détaillée. Les résultats mettent en évidence que le mouvement des parois favorise le mélange du fluide, intensifie la circulation interne et améliore significativement le transfert de chaleur, notamment lorsque les deux parois se déplacent dans la même direction. Par ailleurs, il est observé que, pour une même fraction volumique totale de nanoparticules, les différents nanofluides étudiés présentent des valeurs du nombre moyen de Nusselt relativement proches, ce qui suggère une contribution thermique comparable des différentes combinaisons tri-hybrides dans les conditions considérées. Cette étude fournit ainsi une compréhension approfondie des mécanismes physiques gouvernant la convection mixte des nanofluides tri-hybrides dans les milieux poreux, et constitue une contribution pertinente pour l'optimisation des systèmes thermiques avancés.

Mots-clés : nanofluides tri-hybrides, convection mixte, milieu poreux homogène, transfert de chaleur, cavité, Ansys Fluent.

Abstract

In this work, we present a comprehensive numerical study of mixed convection of a tri-hybrid nanofluid ($\text{Al}_2\text{O}_3\text{-Cu-TiO}_2/\text{Water}$) inside a cavity filled with a porous medium and coupled to a horizontal channel, based on the Darcy–Brinkman–Forchheimer model implemented in the Ansys Fluent software. The study is structured into two complementary parts aiming to provide an overall analysis of the influence of physical and geometrical parameters on the thermo-hydrodynamic performance of the system. The first part focuses on investigating the effects of the Richardson number (Ri), the Darcy number (Da), the porosity (ϵ), the nanoparticle volume fraction (ϕ), and the type of nanofluid on the flow structure and heat transfer characteristics. The obtained results indicate that the average Nusselt number increases for low values of Ri , Da , and ϵ , reflecting an enhancement of heat transfer due to the combined effects of forced convection and porous medium permeability. Conversely, increasing the nanoparticle volume fraction leads to an increase in the effective viscosity of the nanofluid, which slightly limits the expected thermal enhancement. The study also reveals that the position of the heated wall plays a decisive role in the distribution of isotherms and the organization of streamlines, directly affecting the intensity of heat transfer. The second part of this thesis addresses a more complex configuration involving a cavity with moving walls, investigated under three distinct motion cases, while considering a porous medium characterized by constant Darcy number and porosity. The influence of the Reynolds number ratio (Rer), the Richardson number (Ri), the relative length of the heat source (L_c/L), and the type of nanofluid is examined in detail. The results highlight that wall motion promotes fluid mixing, intensifies internal circulation, and significantly enhances heat transfer, particularly when both walls move in the same direction. Furthermore, it is observed that, for a given total nanoparticle volume fraction, the different tri-hybrid nanofluids studied exhibit relatively similar average Nusselt number values, suggesting comparable thermal contributions of the various tri-hybrid combinations under the investigated conditions. This study therefore provides an in-depth understanding of the physical mechanisms governing mixed convection of tri-hybrid nanofluids in porous media and constitutes a valuable contribution to the optimization of advanced thermal systems.

Keywords: tri-hybrid nanofluids, mixed convection, homogeneous porous medium, heat transfer, cavity, Ansys Fluent

ملخص

في هذا العمل، نقدّم دراسة عددية للحمل الحراري المختلط لمائع نانوي ثلاثي الهجين داخل تجويف مملوء بوسط مسامي ومتصل بقناة أفقية، وذلك بالاعتماد على نموذج دارسي-بريكرمان-فورشهيمر المطبق باستخدام برنامج Ansys Fluent تم تنظيم هذا العمل في جزأين متكاملين يهدفان إلى تحليل التأثير الشامل للمعلمات الفيزيائية والهندسية على الأداء الحراري والهيدروديناميكي للنظام. يركّز الجزء الأول على دراسة تأثير عدد ريتشاردسون (Ri) ، عدد دارسي (Da) ، مسامية الوسط المسام (ϵ) ، والكسر الحجمي للجسيمات النانوية (ϕ) ، إضافة إلى نوع المائع النانوي، على بنية الجريان وخصائص انتقال الحرارة. وتُظهر النتائج المتحصّلة عليها أن عدد نوسلت المتوسط يزداد عند القيم المنخفضة لكل من Ri ، Da و ϵ ، مما يعكس تحسّناً في انتقال الحرارة نتيجة التأثير المترامن للحمل القسري ونفاذية الوسط المسامي. في المقابل، يؤديّ ازدياد الكسر الحجمي للجسيمات النانوية إلى ارتفاع اللزوجة الفعالة للمائع النانوي، وهو ما يحدّ بشكل طفيف من التحسين الحراري المنتظر. كما تُبيّن الدراسة أن موضع الجدار الساخن يلعب دوراً حاسماً في توزيع خطوط تساوي الحرارة وتنظيم خطوط الانسياب، الأمر الذي يؤثر مباشرةً في شدة انتقال الحرارة داخل التجويف. أما الجزء الثاني من هذه الأطروحة، فيتناول تهيئة أكثر تعقيداً تتمثل في تجويف ذي جدران متحركة تُدرس وفق ثلاث حالات مختلفة للحركة، مع اعتبار وسط مسامي ذي عدد دارسي ومسامية ثابتين. وقد تم تحليل تأثير نسبة عدد رينولدز (Re_r) ، عدد ريتشاردسون (Ri) ، والطول النسبي لمصدر الحرارة (L_c/L) ، إضافة إلى نوع المائع النانوي. وتُبرز النتائج أن حركة الجدران تعزّز خلط المائع، وتكثّف الدوران الداخلي، وتحسّن بشكل ملحوظ انتقال الحرارة، لا سيما عندما تتحرك الجدران في الاتجاه نفسه نحو الأسفل. علاوةً على ذلك، لوحظ أنه عند نفس الكسر الحجمي الكلي للجسيمات النانوية، تُظهر الأنواع المختلفة من الموائع النانوية قيماً متقاربة لعدد نوسلت المتوسط، مما يدل على مساهمة حرارية متشابهة ضمن الشروط المدروسة. وتوفّر هذه الدراسة فهماً معمّقاً للآليات الفيزيائية التي تحكم الحمل الحراري المختلط للموائع النانوية الثلاثية الهجينة في الأوساط المسامية، كما تمثل إسهاماً علمياً مهماً في تحسين أداء الأنظمة الحرارية المتقدمة.

الكلمات المفتاحية: الموائع النانوية الثلاثية الهجينة، الحمل الحراري المختلط، وسط مسامي متجانس، انتقال الحرارة، تجويف، Ansys Fluent.

Table des matières

Remerciements

Dédicaces

RésumésI

AbstractIII

ملخصIV

Table des matièresV

NomenclatureX

Liste des figuresXII

Liste des tableauxXVII

Introduction générale2

Chapitre I : Concepts généraux et bases théoriques

I.1. Introduction.....6

I.2. Milieux poreux.....6

I.2.1. Définition.....6

I.2.2. Propriétés structurales d'un milieu poreux.....7

I.2.2.1 Volume élémentaire représentatif (V.E.R.).....7

I.2.2.2 Porosité.....9

I.2.2.3 Surface spécifique.....9

I.2.2.4 Tortuosité.....9

I.2.2.5 Perméabilité.....10

I.2.3. Caractéristiques thermophysiques des milieux poreux.....11

I.2.3.1 Viscosité dynamique effective.....	11
I.2.3.2 Conductivité thermique effective	11
I.2.3.3 Capacité calorifique effective.....	12
I.2.4. Modèles d'écoulement dans les milieux poreux.....	13
I.2.4.1. Modèle de Darcy.....	13
I.2.4.2. Modèle de Darcy - Forchheimer.....	14
I.2.4.3. Modèle de Darcy – Brinkman.....	14
I.2.4.4. Modèle de Darcy - Brinkman – Forchheimer.....	15
I.3. Nanofluides.....	16
I.3.1 Définition.....	16
I.3.2 Formes géométriques des nanoparticules	17
I.3.3 Types de nanofluides.....	19
I.3.3.1 Nanofluides simples.....	19
I.3.3.2 Nanofluides hybrides.....	19
I.3.3.3 Nanofluides hybride triple	19
I.3.4 Propriétés thermophysiques des nanofluide.....	20
I.3.4.1 Masse volumique.....	20
I.3.4.2 Chaleur spécifique.....	20
I.3.4.3 Coefficient d'expansion thermique.....	21
I.3.4.4 Conductivité thermique.....	21
I.3.4.5 Viscosité dynamique.....	23
I.3.5 Applications des nanofluides.....	24
I.3.6 Bilan sur les nanofluides.....	25
I.3.6.1 Avantages des nanofluides.....	26

I.3.6.2 Inconvénients des nanofluides.....	26
I.4 Notions sur la convection.....	26
I.5. Conclusion.....	27

Chapitre II : Revue de la littérature

II.1 Introduction.....	29
II.2 Revue bibliographiques.....	29
II.3 Conclusion.....	47

Chapitre III : Formulation du problème physique et simulation numérique

III.1 Introduction.....	49
III.2 Formulations mathématique.....	49
III.2.1 Eléments mathématiques de base.....	49
III.2.1.1 Equation de continuité.....	50
III.2.1.2 Equations de quantité de mouvement.....	50
III.2.1.3 Equations d'énergie.....	50
III.2.2 Hypothèses simplificatrices.....	51
III.2.3 Description du problème étudié.....	51
III.2.3.1 Description géométrique et physique.....	51
III.2.3.2 Equations gouvernantes dimensionnelles.....	53
III. 2.3.3 Adimensionnalisation des équations.....	57
III. 2.3.4 Conditions aux limites.....	59
III.3 Simulation numérique et méthodologie de calcul.....	60
III.3.1 Présentation du logiciel de calcul (Gambit et Ansys-Fluent)	60
III.3.1 Etapes de la simulation numérique.....	61

III.3.3 Schémas et méthodes numériques.....	61
III.3.4 Procédure de résolution numérique.....	62
III.3.4.1 Critère de convergence.....	62
III.3.4.2 Facteurs de sous-relaxation.....	63
III.3.5 Validation de la simulation numérique.....	64
III.4 Conclusion.....	65

Chapitre IV : Résultats et discussion

Partie A : Simulation numérique de la convection mixte d'un nanofluide tri-hybride (Al₂O₃, Cu, TiO₂) dans une cavité remplie d'un milieu poreux homogène et connectée à un canal horizontal

IV.A.1 Introduction.....	68
IV.A.2 Paramètres géométriques et physiques.....	68
IV.A.3 Effet du maillage sur la solution numérique.....	69
IV.A.4 Résultats et discussions.....	71
IV.A.4.1 Effets du nombre de Richardson.....	71
IV.A.4.2 Effets du nombre de Darcy.....	77
IV.A.4.3 Effets de la porosité.....	85
IV.A.4.4 Effets des nanoparticules.....	91
IV.A.5 Conclusion.....	97

Partie B : Investigation numérique de la convection mixte d'un nanofluide tri-hybride dans une cavité poreuse avec des parois mobiles asymétriques (haut, bas et opposées)

IV.B.1 Introduction.....	99
IV.B.2 Effet du maillage sur la solution numérique.....	100

IV.B.3 Résultats et discussions.....	100
IV.B.3.1 Influence de rapport du nombre de Reynolds.....	101
IV.B.3.2 Influence de la longueur de la source thermique	110
IV.B.3.3 Influence du nombre de Richardson	114
IV.B.3.4 Influence du type de nanofluide	119
IV.B.4 Conclusion.....	124

Conclusion générale et perspectives

Références bibliographiques

Nomenclature

A	Surface	[m ²]
C _p	Chaleur spécifique	[J. kg ⁻¹ . K ⁻¹]
g	L'accélération gravitationnelle	[m. s ⁻²]
h	Coefficient de transfert thermique	[W. m ⁻² . K ⁻¹]
H	Hauteur du cavité	[m]
K	Perméabilité du milieu poreux	[m ²]
k	Conductivité thermique	[W. m ⁻¹ . K ⁻¹]
L	Longueur du canal	[m]
L _h	Longueur de la source thermique	[m]
m	Masse	[kg]
n	Facteur de forme empirique	[/]
p	Pression	[Pa]
P	Pression adimensionnel	[/]
T	Température	[K]
u, v	Composantes de vitesse	[m. s ⁻¹]
U, V	Composantes de vitesse adimensionnelles	[/]
V	Volume	[m ³]
x, y	Coordonnées cartésiennes	[m]
X, Y	Coordonnées cartésiennes adimensionnelles	[/]

Nombres adimensionnels

Da	Nombre de Darcy
C _F	Coefficient de Forchheimer
Gr	Nombre de Grashof
Nu _{moy}	Nombre de Nusselt moyenne
Pr	Nombre de Prandtl
Re	Nombre de Reynolds
Ri	Nombre de Richardson
Re _{in}	Rapport du nombre de Reynolds

Lettres grecques

β	Coefficient d'expansion thermique	$[K^{-1}]$
ε	Porosité	[/]
θ	Température adimensionnelle	[/]
μ	Viscosité dynamique	$[kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}]$
ν	Viscosité cinématique du fluide	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
ρ	Masse volumique	$[kg \cdot m^{-3}]$
τ	Tortuosité	[/]
ϕ	Fraction volumique des nanoparticules	[/]
Ψ	Facteur géométrique	[/]

Indices

■ _c	Chaud
■ _{moy}	Moyenne
■ _f	Fluide de basse
■ _{nf}	Nanofluide
■ _{hnf}	Nanofluide Hybride
■ _{thnf}	Nanofluide tri- hybride
■ _{ps}	Solide poreux
■ ₁	Composant solide pour Al ₂ O ₃
■ ₂	Composant solide pour Cu
■ ₃	Composant solide pour TiO ₂
■ _{in}	Entrée
■ _{eff}	Effectifs

Glossaire

CFD	Computational Fluid Dynamics
V.E.R.	Volume Élémentaire Représentatif

Liste des figures

Figure I.1 : Milieux poreux non consolidés : photographie d’une feuille frittée en fibres métalliques (PMFSS) et microstructure agrandie.....7

Figure I.2 : Milieux poreux consolidés.....7

Figure I.3 : Volume Élémentaire Représentatif (V.E.R).....8

Figure I.4 : Diagramme explicatif de la notion de tortuosité.....10

Figure I.5: Echelle des dimensions, 1 nm = 0,000 001 mm.....16

Figure I.6 : Applications des nanofluides.....25

Figure II.1 : Schéma du problème physique, Chamkha et Ismael.....29

Figure II.2 : Schéma du problème étudié par, Raizah et al.....31

Figure II.3 : Diagramme schématique du problème par, Victor et Gunakala.....32

Figure II.4 : Géométrie du problème, Abdelraheem et al.....33

Figure II.5 : Configuration physique et système de coordonnées, Guerroudj et al.....34

Figure II.6 : Modèle physique de la convection mixte dans un canal vertical poreux thermiquement anisotrope, Slama et al.....35

Figure II.7 : Croquis de la géométrie, S. Hussain et al.....36

Figure II.8 : Géométrie du problème et conditions aux limites, Qureshi et al.....37

Figure II.9 : Schéma du problème et conditions aux limites, Alsedais et al.....38

Figure II.10 : Géométrie du problème, Xiangcheng You.....39

Figure II.11 : Diagramme schématique des modèles physiques avec conditions aux limites, Chadi et al.....40

Figure II.12 : Schéma du problème, Mehryan et al.....41

Figure II.13 : Représentation schématique du problème, Alsabery et al.....42

Figure II.14 : Schéma du problème, Alzahrani.....44

Figure II.15 : Configuration schématique de problème étudié, Yabin et al.....46

Figure III.1 : Géométrie du problème étudié pour application (A).....52

Figure III.2 : Géométrie du problème étudié pour application (A).....53

Figure III.3 : Comparaison de la distribution des contours de vitesse entre les résultats existants et ceux de Hussien et al. [82] à $Ri = 10$, $Re = 100$ et $Pr = 0.7$64

Figure III.4 : Comparaison du présent travail avec la référence [82] pour le nombre de Nusselt moyen à $Ri = 10$, $Re = 100$ et $Pr = 0.7$65

Figure IV.A.1 : Maillage est conçu pour le champ de calcul.....70

Figure IV.A.2 : Contours isothermes pour diverses valeurs du nombre de Richardson (Ri) avec $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ pour le Cas A.....72

Figure IV.A. 3 : Distributions de la vitesse pour diverses valeurs du nombre de Richardson (Ri) avec $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ pour le Cas A.....73

Figure IV.A.4 : Contours isothermes pour diverses valeurs du nombre de Richardson (Ri) avec $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ pour le Cas B.....74

Figure IV. A.5 : Distributions de la vitesse pour diverses valeurs du nombre de Richardson (Ri) avec $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ pour le Cas B.....75

Figure IV.A.6 : Evolution du nombre de Nusselt moyen sur la paroi chaude en fonction du nombre de Richardson (Ri) dans les deux cas A et B à $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$76

Figure IV.A.7: Contours isothermes pour diverses valeurs du nombre de Darcy (Da) à $Ri = 10$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ pour le cas A.....79

Figure IV.A.8 : Distributions de la vitesse pour diverses valeurs du nombre de Darcy (Da) à $Ri = 10$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ pour le Cas A.....81

Figure IV.A.9 : Contours isothermes pour diverses valeurs du nombre de Darcy (Da) à $Ri = 10$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ pour le cas B.....82

Figure IV.A.10: Distributions de la vitesse pour diverses valeurs du nombre de Darcy (Da) à $Ri = 10$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ pour le Cas B.....83

Figure IV.A.11: Variations du nombre de Nusselt moyen, le long de la paroi chaude en fonction du nombre de Richardson (Ri) pour différents nombres de Darcy à $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ pour le cas A.....84

Figure IV.A.12: Variations du nombre de Nusselt moyen, le long de la paroi chaude en fonction du nombre de Richardson (Ri) pour différents nombres de Darcy à $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ pour le cas B.....84

Figure IV.A.13: Contours isothermes pour diverses valeurs de la porosité (ε) à $Ri = 10$, $Da = 10^{-3}$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ pour le cas A.....86

Figure IV.A.14: Distributions de la vitesse pour diverses valeurs de la porosité (ε) à $Ri = 10$, $Da = 10^{-3}$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ pour le Cas A.....87

Figure IV.A.15: Contours isothermes pour diverses valeurs de la porosité (ε) à $Ri = 10$, $Da = 10^{-3}$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ pour le cas B.....88

Figure IV.A.16 : Distributions de la vitesse pour diverses valeurs de la porosité (ε) à $Ri = 10$, $Da = 10^{-3}$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ pour le Cas B.....89

Figure IV.A.17: Variations du nombre de Nusselt moyen, le long de la paroi chaude en fonction du nombre de Richardson (Ri) pour différentes valeurs de la porosité (ε) à $Da = 10^{-3}$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ pour le cas A.....90

Figure IV.A.18: Variations du nombre de Nusselt moyen, le long de la paroi chaude en fonction du nombre de Richardson (Ri) pour différentes valeurs de la porosité (ε) à $Da = 10^{-3}$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ pour le cas B.....90

Figure IV.A.19 : Variations du nombre moyen de Nusselt le long de la paroi chaude en fonction des fractions volumiques ϕ pour différentes valeurs du nombre de Richardson (Ri) à $\varepsilon = 0.9$ et $Da = 10^{-3}$ pour le cas A.....92

Figure IV.A.20 : Variations du nombre moyen de Nusselt le long de la paroi chaude en fonction des fractions volumiques ϕ pour différentes valeurs du nombre de Richardson (Ri) à $\varepsilon = 0.9$ et $Da = 10^{-3}$, pour le cas B.....92

Figure IV.A.21 : Variations du nombre de Nusselt moyen le long de la paroi chaude en fonction du nombre de Richardson (Ri) pour différentes valeurs de la fraction volumique ϕ , à $\varepsilon = 0.9$ et $Da = 10^{-3}$ pour le cas A.....93

Figure IV.A.22 : Variations du nombre de Nusselt moyen le long de la paroi chaude en fonction du nombre de Richardson (Ri) pour différentes valeurs de la fraction volumique ϕ , à $\varepsilon = 0.9$ et $Da = 10^{-3}$ pour le cas B.....93

Figure IV.A.23 : Variations du nombre de Nusselt moyen, le long de la paroi chaude en fonction du nombre de Richardson (Ri) pour Eau, (Al₂O₃/Eau), (Al₂O₃, - Cu/Eau) et (Al₂O₃ - Cu - TiO₂/Eau) à $\varepsilon = 0.9$ et $Da = 10^{-3}$ dans le cas A.....95

Figure IV.A.24 : Variations du nombre de Nusselt moyen, le long de la paroi chaude en fonction du nombre de Richardson (Ri) pour Eau, (Al₂O₃/Eau), (Al₂O₃, - Cu/Eau) et (Al₂O₃ - Cu - TiO₂/Eau) à $\varepsilon = 0.9$ et $Da = 10^{-3}$ dans le cas B.....96

Figure IV.B.1 : Contours isothermes pour différentes valeurs du rapport de nombre de Reynolds (Re_r) à $Ri = 1$, $L_c/L = 1$, $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 1\%$ pour le cas 1.....103

Figure IV.B.2 : Distribution des lignes de courant pour différentes valeurs du rapport de nombre de Reynolds (Re_r) à $Ri = 1$, $L_c/L = 1$, $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 1\%$ pour le cas 1.....104

Figure IV.B.3 : Contours isothermes pour différentes valeurs du rapport de nombre de Reynolds (Re_r) à $Ri = 1$, $L_c/L = 1$, $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 1\%$ pour le cas 2.....105

Figure IV.B.4 : Distribution des lignes de courant pour différentes valeurs du rapport de nombre de Reynolds (Re_r) à $Ri = 1$, $L_c/L = 1$, $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 1\%$ pour le cas 2.....106

Figure IV.B.5 : Contours isothermes pour différentes valeurs du rapport de nombre de Reynolds (Re_r) à $Ri = 1$ et $L_c/L = 1$, $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 1\%$ pour le cas 3.....107

Figure IV.B.6 : Distribution des lignes de courant pour différentes valeurs du rapport de nombre de Reynolds (Re_r) à $Ri = 1$ et $L_c/L = 1$, $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 1\%$ pour le cas 3.....108

Figure IV.B.7 : Comparaison de la variation du nombre de Nusselt moyen avec le rapport du nombre de Reynolds pour les trois cas étudiés à $Ri = 1$ et $L_c/L = 1$, $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 1\%$109

Figure IV.B.8 : Distribution des isothermes en fonction du rapport L_c/L à $Ri = 1$, $Re_r = 1$ $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 1\%$ pour le cas 2.....112

Figure IV.B.9 : Distribution de la vitesse en fonction du rapport L_c/L à $Ri = 1$, $Re_r = 1$, $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 1\%$ pour le cas 2.....113

Figure IV.B.10 : Evolution du nombre de Nusselt moyen selon du rapport L_c/L à $Ri = 1$, $Re_r = 1$, $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 1\%$ pour le cas 2.....114

Figure IV.B.11: Distribution des isothermes en fonction du nombre de Richardson à $Re_r = 1$, $L_c/L = 1$, $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 1\%$ pour le cas 2.....116

Figure IV.B.12: Distribution des lignes de courant en fonction du nombre de Richardson à $Re_r = 1$, $L_c/L = 1$, $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 1\%$ pour le cas 2.....117

Figure IV.B.13 : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Richardson à $Re_r = 1$, $L_c/L = 1$, $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 1\%$ pour le cas 2.....119

Figure IV.B.14 : Distribution des isothermes en fonction des types des nanofluides à $Ri = 1$, $Re_r = 1$, $L_c/L = 1$, $Da = 10^{-3}$ et $\varepsilon = 0.9$ pour le cas 2.....121

Figure IV.B.15 : Distribution de la vitesse en fonction des types des nanofluides à $Ri = 1$, $Re_r = 1$, $L_c/L = 1$, $Da = 10^{-3}$ et $\varepsilon = 0.9$ pour le cas 2.....122

Figure IV.B.16 : Comparaison de la variation du nombre de Nusselt moyen avec le nombre de Richardson pour différents types des nanofluides à $Re_r = 1$, $L_c/L = 1$, $Da = 10^{-3}$ et $\varepsilon = 0.9$ pour le cas 2.....124

Liste des tableaux

Tableau I.1 : Morphologies des nanoparticules, avec une description géométrique et des exemples courants.....18

Tableau III.1 : Propriétés thermophysiques de l'eau et des nanoparticules.....53

Tableau III.2 : Conditions aux limites pour application (A).....59

Tableau III.3 : Conditions aux limites pour application (B).....60

Tableau III.4 : Schémas numériques utilisés.....62

Tableau III.5: Critères de convergence.....63

Tableau III.6 : Paramètres de relaxation pour notre problème.....63

Tableau IV.A.1: Etude de l'indépendance du maillage pour le nombre de Nusselt moyen à $Ri = 10, Da = 10^{-3}, \varepsilon = 0,9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2 \%$ ($Al_2O_3 - Cu - TiO_2/Eau$).....70

Tableau IV.A.2 : Valeurs de Nu_{moy} pour différentes valeurs de Ri avec $\varepsilon = 0.9$ et $Da = 10^{-3}$ dans cas A.....95

Tableau IV.A.3 : Valeurs de Nu_{moy} pour différentes valeurs de Ri avec $\varepsilon = 0.9$ et $Da = 10^{-3}$ dans cas B.....96

Tableau IV.B.1 : Etude de l'indépendance du maillage pour le nombre de Nusselt moyen à $Ri = 1, Da = 10^{-3}, \varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 1 \%$ ($Al_2O_3 - Cu - TiO_2/eau$) pour le cas 0.....100

Introduction générale

Introduction générale

Le transfert de chaleur constitue un aspect fondamental de l'ingénierie et de la physique appliquée, car il est essentiel pour améliorer l'efficacité de divers systèmes industriels et d'ingénierie. Au cours des dernières décennies, l'intérêt pour ce domaine a considérablement augmenté en raison de la demande pressante de technologies écoénergétiques et de l'adoption de ressources durables et respectueuses de l'environnement .

Dans ce contexte, les milieux poreux sont d'une importance significative en raison de leurs diverses applications pratiques, telles que l'isolation thermique, la filtration industrielle, les réacteurs chimiques, les réservoirs de fluides souterrains et les dispositifs biomédicaux. Ces matériaux se caractérisent par leur capacité à faciliter à la fois le transfert de masse et de chaleur au sein de structures complexes, ce qui souligne la nécessité de leur étude pour faire progresser la compréhension et l'optimisation des processus physiques connexes.

Pour répondre à ce besoin d'optimisation et améliorer l'efficacité thermique des systèmes, les nanofluides offrent ainsi un potentiel considérable pour améliorer l'efficacité des systèmes de refroidissement dans divers domaines, notamment l'électronique, l'automobile et l'industrie. Cependant, leur utilisation à grande échelle pose encore des défis, notamment en termes de stabilité à long terme et de coûts de production. Des recherches approfondies sont en cours pour optimiser la formulation des nanofluides et développer des méthodes de fabrication plus économiques, afin de faciliter leur adoption dans des applications industrielles. Les effets synergiques de plusieurs types de nanoparticules dans les nanofluides hybrides ternaires ont montré des résultats prometteurs pour améliorer les capacités de transfert de chaleur. Des chercheurs ont exploré diverses combinaisons de nanoparticules métalliques, céramiques et à base de carbone afin d'optimiser la conductivité thermique et la viscosité. Ces nanofluides avancés ont été appliqués dans des domaines variés, notamment les systèmes d'énergie solaire, le refroidissement de l'électronique et les échangeurs de chaleur industriels.

Parmi les mécanismes de transfert thermique étudiés dans ces configurations, la convection est souvent considérée comme l'un des plus cruciaux et complexes, car elle englobe à la fois la conduction et le transport de masse résultant du mouvement du fluide. La convection peut être naturelle, résultant de différences de densité causées par des gradients de température, forcée par des facteurs externes comme des ventilateurs ou des pompes, ou mixte, combinant ces deux effets. De nombreuses recherches ont exploré la convection mixte des nanofluides et

des nanofluides hybrides dans des milieux poreux, que ce soit en présence de cylindres rotatifs ou de canaux saturés de structures poreuses. Certains travaux ont également mis l'accent sur l'importance du nombre de Richardson dans la caractérisation de la convection mixte à double diffusion dans des canaux poreux.

Cependant, l'étude des nanofluides hybrides ternaires dans des milieux poreux sous des conditions de convection mixte représente une lacune de recherche significative dans le domaine des sciences thermiques. Malgré l'intérêt croissant pour les nanofluides et leurs applications, ce domaine spécifique demeure largement inexploré. Les nanofluides hybrides ternaires offrent des propriétés thermiques uniques susceptibles d'améliorer le transfert de chaleur dans les milieux poreux. De plus, les conditions de convection mixte compliquent davantage les mécanismes de transfert de chaleur, faisant de ce sujet un domaine de recherche particulièrement intéressant.

Par ailleurs, l'analyse des écoulements thermiques dans des cavités reliées à des canaux reste très limitée dans la littérature, alors qu'elle constitue une configuration géométrique pertinente pour de nombreuses applications réelles. Cette lacune de recherche est d'autant plus remarquable compte tenu du vaste potentiel d'application de ces systèmes dans les technologies d'énergies renouvelables, les systèmes de refroidissement avancés et le développement de solutions de gestion thermique hautement efficaces. Comblers cette lacune pourrait conduire à des avancées majeures dans ces domaines essentiels, améliorant potentiellement l'efficacité énergétique et la performance thermique dans divers secteurs industriels.

C'est dans cette perspective de lacunes scientifiques que s'inscrit cette thèse. Son objectif central est de réaliser une analyse numérique de la convection mixte d'un nanofluide tri-hybride ($\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{Cu} - \text{TiO}_2/\text{Eau}$) circulant à travers un milieu poreux homogène, dans le but de mieux comprendre les mécanismes combinés de conduction et de convection dans des systèmes complexes.

Les travaux de cette thèse sont organisés en quatre chapitres et une conclusion générale, présentés de façon progressive pour aller des concepts de base à l'interprétation des résultats numériques :

Le premier chapitre introduit les concepts de base sur les milieux poreux, les nanofluides hybrides et tri-hybrides et les modes de convection thermique (naturelle, forcée et mixte).

Le but est de donner un fond théorique clair pour comprendre les phénomènes physiques étudiés.

Le deuxième chapitre présente un état de l'art des études antérieures sur la convection mixte dans les milieux poreux saturés par les nanofluides. Les géométries considérées, les méthodes numériques utilisées et les résultats obtenus sont présentés pour souligner le vide scientifique que comble la présente étude.

Le troisième chapitre expose le modèle mathématique adopté pour la configuration étudiée, les hypothèses physiques de base, les conditions aux limites, ainsi que la formulation adimensionnelle des équations gouvernantes. La méthode numérique de résolution, le choix du maillage, les critères de convergence, ainsi que la validation du modèle par comparaison avec des résultats publiés sont également détaillés.

Ce dernier chapitre est le cœur de la thèse et se décompose en deux parties :

Partie (A) : Analyse de la convection mixte du nanofluide tri-hybride ($\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{Cu} - \text{TiO}_2/\text{Eau}$) dans une cavité poreuse à parois rigides. L'analyse porte sur l'effet du nombre de Richardson (Ri), du nombre de Darcy (Da), de la porosité (ϵ), de la fraction volumique (ϕ) et du type de nanofluide sur la structure d'écoulement et le transfert de chaleur.

Partie (B) : Analyse du même nanofluide tri-hybride dans une cavité poreuse à parois mobiles asymétriques. L'influence du nombre de Reynolds (Re_r), du rapport de longueur de la source chauffante (L_c/L) et du nombre de Richardson (Ri) sur les champs de vitesse et de température est analysée, ainsi que l'évolution du nombre de Nusselt moyen. Chaque sous-section contient une étude d'indépendance du maillage et une discussion physique des résultats.

Conclusion générale et perspectives Cette section résume les principales conclusions tirées de l'étude, souligne les contributions scientifiques du travail et propose des pistes de recherche futures, notamment sur l'optimisation de la performance thermique des systèmes contenant des nanofluides tri-hybrides dans des configurations tridimensionnelles complexes.

Chapitre I : Concepts généraux et bases théoriques

I.1. Introduction

Ce chapitre a pour objectif de présenter le cadre théorique sur lequel repose cette étude, en exposant les concepts fondamentaux et les principes physiques gouvernant l'écoulement et le transfert de chaleur dans les milieux poreux. Une attention particulière est accordée aux nanofluides hybrides, dont les propriétés thermophysiques en font des candidats prometteurs pour l'amélioration des performances thermiques. Cette présentation vise à établir les bases scientifiques nécessaires à la compréhension du modèle physique et des hypothèses retenues, et constitue ainsi une étape préparatoire essentielle avant l'examen, dans le chapitre suivant, des travaux antérieurs pertinents afin de situer cette recherche dans son contexte scientifique global et d'en dégager la contribution attendue.

I.2. Matériau poreux

I.2.1. Définition

Un matériau poreux est constitué d'une structure solide qui contient des cavités dispersées de manière désordonnée et inégale à travers sa composition. Ces pores peuvent être connectés entre eux ou non. Un fluide peut s'écouler à travers un milieu poreux, à condition que la plupart des espaces vides soient interconnectés. Lorsque les pores sont remplis par une même phase (liquide ou gazeuse), on dit que le milieu poreux est saturé par ce fluide.

Il existe deux catégories de matrices solides poreuses :

- ✚ Les matrices solides non consolidées où la phase solide est constituée de particules (comme le sable, le gravier, les billes de verre ou d'acier...), ou composées de fibres, sont idéales pour la recherche expérimentale.
- ✚ Les matrices solides consolidées, où la phase solide est constituée de grains cimentés (tels que les roches calcaires, le grès, l'argile, le bois, les tissus biologiques, la mousse métallique et les céramiques...) [1].

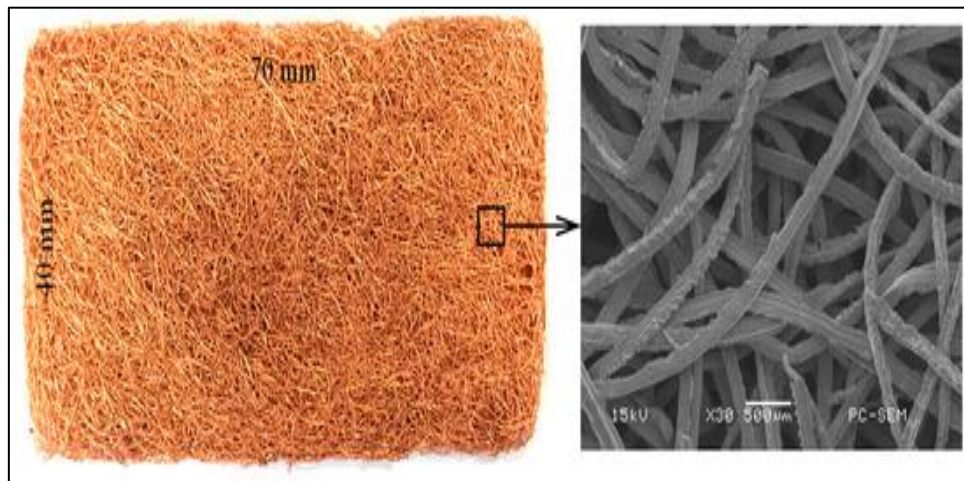


Figure I.1 : Milieux poreux non consolidés : photographie d'une feuille frittée en fibres métalliques (PMFSS) et microstructure agrandie [2].

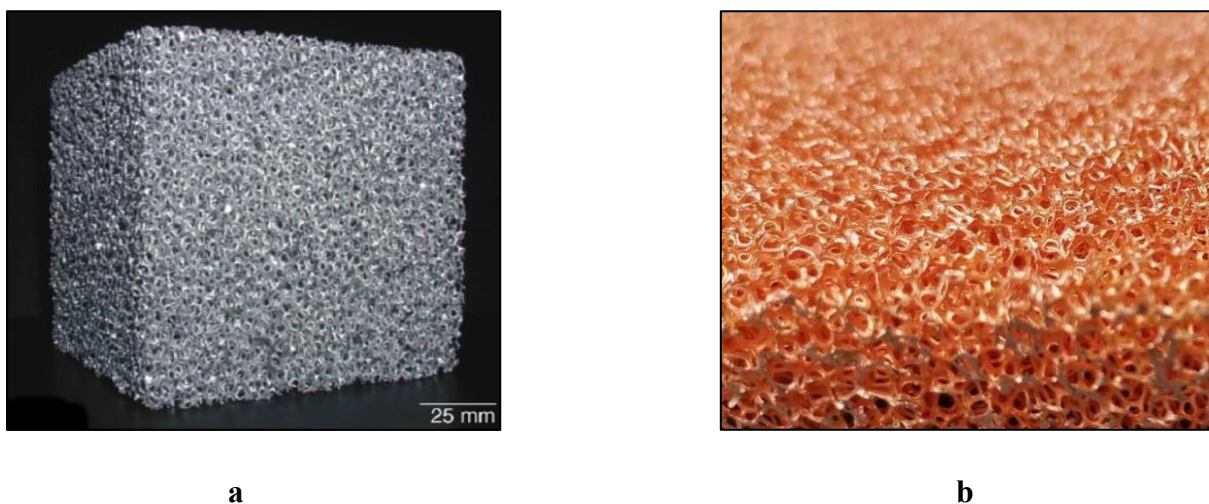


Figure I.2 : Milieux poreux consolidé : (a) mousse d'aluminium et (b) mousse de cuivre [3].

I.2.2. Propriétés structurales d'un milieu poreux

Les comportements des milieux poreux sont déterminés par un ensemble de caractéristiques structurales qui résultent de l'interaction entre la matière solide et les vides (pores).

I.2.2.1 Volume élémentaire représentatif (V.E.R.)

L'étude des phénomènes physiques dans les milieux poreux implique deux niveaux d'analyse distincts :

- ✚ **Echelle microscopique** : à ce niveau, qui se concentre sur les pores ou fissures individuels, des quantités physiques locales telles que la vitesse et la pression peuvent montrer des fluctuations significatives. Ces variations viennent de l'intérieur de la matière, qui est de forme, de taille et de position pas régulières.
- ✚ **Echelle macroscopique** : à ce niveau, les quantités physiques sont considérées comme des moyennes spatiales qui représentent le comportement global du matériau. Ces quantités sont plus uniformes et montrent les vraies propriétés du matériau.

Parmi les approches couramment utilisées, on retrouve la méthode du volume élémentaire représentatif (V.E.R.). Selon cette approche, toute variable macroscopique est définie comme la moyenne appropriée d'une grandeur locale calculée sur un volume suffisamment grand pour être représentatif du milieu étudié. La valeur obtenue correspond ainsi à la moyenne de la grandeur physique associée au volume centré sur le V.E.R., en supposant que cette valeur est indépendante de la taille du volume choisi, dès lors que celui-ci demeure représentatif.

En fait, le milieu poreux, c'est un peu comme une combinaison de petits volumes élémentaires représentatifs (V.E.R.). Cette approche méthodologique facilite la modélisation à l'échelle macroscopique en permettant de raisonner en termes de milieu continu équivalent. La figure I.3 illustre un exemple de (V.E.R.) intégré dans un domaine d'écoulement [1-4].

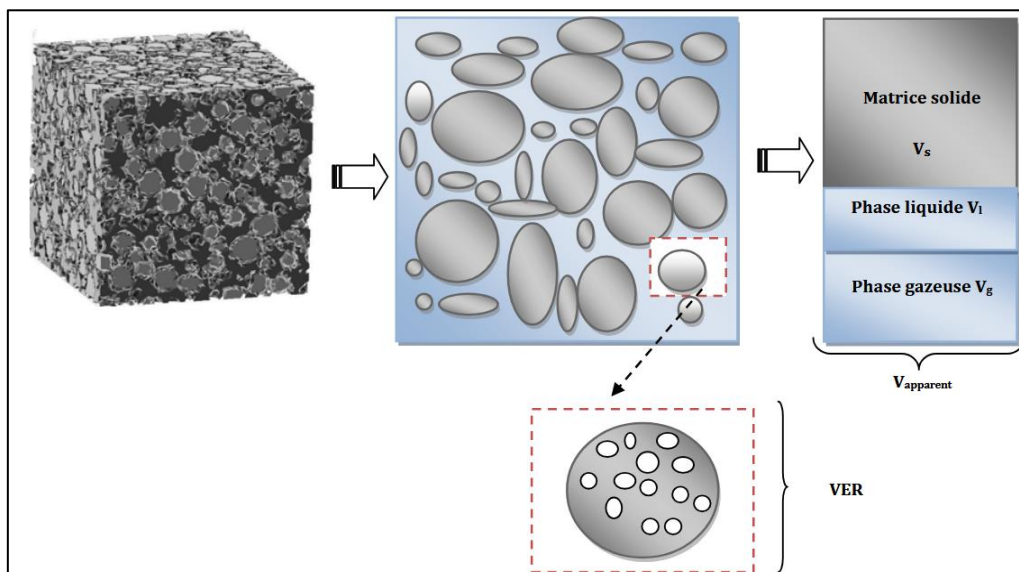


Figure I.3 : Volume Elémentaire Représentatif (V.E.R) [5].

I.2.2.2 Porosité

La capacité d'un matériau poreux à conserver les fluides est appelée porosité. En effet, les fluides traversent les matériaux poreux par les pores. Par conséquent, la porosité est le rapport entre le volume occupé par les pores et le volume total d'un matériau poreux. En outre, dans certaines situations, le concept de porosité effective est utilisé, ce qui signifie le rapport entre le volume des vides interconnectés et le volume total. La porosité est généralement représentée par ε et est définie comme suit [6] :

$$\varepsilon = \frac{V_{\text{pores}}}{V_{\text{total}}} \quad \text{I.1}$$

Avec :

V_{pores} : Volume des pores.

V_{total} : Volume total de la matrice poreuse.

I.2.2.3 Surface spécifique

A l'instar de la porosité, la surface spécifique constitue une propriété géométrique fondamentale du matériau poreux. Elle est définie comme le quotient du domaine de la surface totale de l'interface fluide-solide A_{sf} et du volume global du milieu V .

$$A_{\text{Spé}} = \frac{A_{\text{sf}}}{V} \quad \text{I.2}$$

I.2.2.4 Tortuosité

Il s'agit du rapport entre la distance parcourue par une particule fluide entre deux points de la matrice solide et la distance du trajet direct reliant ces mêmes points [7].

$$T_m = \frac{L_m}{L_d} \quad \text{I.3}$$

Avec :

T_m : Tortuosité.

L_m : Longueur du chemin parcouru

L_d : Longueur du chemin direct.

Cette propriété est considérablement intervenue dans le mécanisme d'échange de chaleur entre la phase liquide et la structure solide.

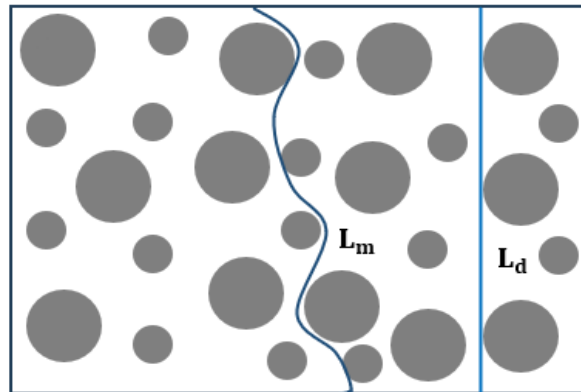


Figure I.4 : Diagramme explicatif de la notion de tortuosité.

I.2.3.5 Perméabilité

La perméabilité est la capacité du fluide à passer à travers les milieux poreux. Elle est définie comme la zone exposée à l'écoulement du fluide, et son ampleur dépend du type de milieu poreux ainsi que des caractéristiques du fluide. La dimension de ce paramètre est donc la longueur au carré. En général, la perméabilité (K) est un tenseur du second ordre, mais elle est simplifiée à un scalaire pour les matériaux isotropes [6].

La perméabilité (K) peut s'exprimer à l'aide des relations empiriques suivantes :

- ✚ La relation de Kozeny-Carman : pour un milieu poreux non consolidé composé d'éléments de géométrie simple identiques [10-12] :

$$K = \frac{d_p^2 \varepsilon^3}{36C_0(1 - \varepsilon)^2} \quad \text{I.4}$$

Où d_p représente une dimension spécifique des composants de la matrice poreuse et C_0 est une constante liée à la forme des grains ($3.6 < C_0 < 5$).

- ✚ La relation d'Ergun : similaire à l'équation précédente, cette équation est dérivée en prenant en compte l'écoulement unidirectionnel d'un fluide incompressible à travers une colonne poreuse composée de particules sphériques de diamètre d . La colonne est exposée à un gradient de pression [11-12] :

$$K = \frac{d_p^2 \varepsilon^3}{150(1 - \varepsilon)^2} \quad \text{I.5}$$

Cette relation est équivalente à la relation de la loi de Kozeny-Carman pour une valeur de $C_0 = 4.6$.

Avec :

I.2.3. Caractéristiques thermophysiques des milieux poreux

Il est à noter qu'un nombre considérable de travaux de recherche ont été consacrés à l'évaluation de la conductivité thermique effective et de la viscosité effective des milieux poreux saturés. Il est avéré que ces deux paramètres exercent une influence primordiale sur la modélisation des transferts thermiques et des écoulements. Dans cette perspective, il est apparu pertinent de réaliser une caractérisation plus approfondie de ces propriétés, dans le but de mieux appréhender leur incidence sur les phénomènes de convection et de conduction en milieu poreux.

I.2.3.2. Viscosité dynamique effective

Le concept de viscosité effective (μ_{eff}) a été introduit dans le but d'assurer la continuité des conditions d'écoulement entre le milieu poreux et le milieu libre. Dans une première approximation, cette viscosité a été supposée équivalente à celle du fluide de base. Néanmoins, des recherches ultérieures ont mis en évidence sa dépendance additionnelle vis-à-vis de la viscosité du fluide (μ_f) et de la porosité du milieu [13-14-15].

En se fondant sur une généralisation de la loi de Darcy applicable aux milieux poreux, l'expression ci-après a été proposée :

$$\mu_{\text{eff}} = \alpha \mu_f \quad \text{I.6}$$

Où : α représente le coefficient de discontinuité qui définit la transition entre la zone poreuse et la zone non poreuse.

I.2.3.3 Conductivité thermique effective

En raison de la complexité géométrique des structures poreuses et de l'existence de multiples phases (solide et fluide), la modélisation du transfert de chaleur à travers un environnement poreux nécessite l'introduction du concept de conductivité thermique effective,

ou k_{eff} . En effet, les phases solide et fluide qui composent l'environnement contribuent différemment au mécanisme de conduction thermique (généralement, $k_s > k_f$). La porosité de l'environnement et les conductivités thermiques inhérentes de chaque phase, c'est-à-dire k_s pour la phase solide et k_f pour la phase fluide, sont les principaux déterminants de cette conductivité [16].

En général, il n'existe pas de modèle précis pouvant être utilisé pour calculer k_{eff} dans tous les scénarios impliquant le transfert thermique dans des environnements poreux. Les modèles disponibles dans la littérature sont en réalité des approximations créées pour des géométries simples et reposent en même temps sur des résultats expérimentaux et des hypothèses simplifiées. Selon une analogie avec le comportement électrique des circuits, ces modèles reposent principalement sur des combinaisons sous les noms de "série" et de "parallèle" [17-18].

- ✚ **Modèle en série** : le transfert de chaleur s'effectue de manière successive à travers les phases solide et fluide. La résistance thermique du milieu poreux correspond à la somme des résistances thermiques de chaque phase individuelle. Elle est rédigée de la façon suivante :

$$\frac{1}{k_{\text{eff}}} = \frac{\varepsilon}{k_f} + \frac{1 - \varepsilon}{k_s} \quad \text{I.7}$$

- ✚ **Modèle en parallèle** : le flux de chaleur traverse simultanément les deux phases qui sont disposées en parallèle. La conductivité effective se calcule en additionnant les conductivités de phase, chacune étant pondérée par le taux d'occupation dans l'espace. Elle est rédigée de la façon suivante :

$$k_{\text{eff}} = \varepsilon \cdot k_f + (1 - \varepsilon) \cdot k_s \quad \text{I.8}$$

I.2.3.4 Capacité calorifique effective

On peut déterminer la capacité calorifique volumique effective $(\rho C_p)_{\text{eff}}$ en utilisant directement la loi des mélanges, qui permet de pondérer les apports respectifs des phases liquide et solide selon la porosité du matériau.

$$(\rho C_p)_{\text{eff}} = \varepsilon \cdot (\rho C_p)_f + (1 - \varepsilon) \cdot (\rho C_p)_s \quad \text{I.9}$$

I.2.4. Modèles d'écoulement dans les milieux poreux

En somme, la majorité des études antérieures ont validé la loi de Darcy comme étant une relation fondamentale pour modéliser le débit dans les milieux poreux. Cependant, la faisabilité de cette loi n'est limitée qu'à des débits lents et des milieux avec une porosité raisonnablement faible. À mesure que la vitesse de filtration atteint des niveaux plus élevés, les effets d'inertie s'intensifient, ce qui rend la loi de Darcy limitée et incapable de fournir une représentation adéquate de l'écoulement. Dans cette optique, un ensemble de généralisations de cette loi standard a été élaboré de manière approfondie afin de fournir des développements qui prennent en compte l'ensemble des paramètres physiques régissant un écoulement dans un milieu poreux.

I.2.4.1. Modèle de Darcy

La modélisation initiale des phénomènes de transfert thermique dans les milieux poreux a été proposée par Darcy en 1856. Ses expériences ont montré que le débit dépendait de la perte de pression [8]. En effet, la résistance développée par l'interaction solide-fluide est indiquée dans le modèle de Darcy. Le modèle de Darcy est donc applicable aux écoulements dominés par la diffusion par rapport aux écoulements dominés par la convection. En d'autres termes, le nombre de Reynolds (basé sur la taille des trous ou des nanoparticules) doit être très faible car la loi de Darcy est valable pour les écoulements laminaires dans les milieux poreux [10]. Cette loi est rédigée selon l'équation suivante :

$$\vec{\nabla}P = -\frac{\mu}{K}\vec{V} \quad \text{I.10}$$

Avec :

\vec{V} : vitesse de filtration.

$\vec{\nabla}P$: gradient de pression appliqué.

μ : viscosité dynamique du fluide.

K : perméabilité du milieu poreux.

I.2.4.2. Modèle de Darcy -Forchheimer

Le modèle de Darcy est une équation linéaire simple de la quantité de mouvement. Cependant, les limites de l'hypothèse de non-glissement ont conduit au développement de modèles révisés tels que les modèles de Forchheimer et de Brinkman. À des nombres de Reynolds élevés, le modèle de Darcy n'est pas applicable. Le modèle de Forchheimer, le premier des modèles non Darcy, incorpore un terme de vitesse carré pour tenir compte des effets de traînée non linéaires qui surviennent en présence d'un milieu poreux. Par conséquent, le modèle de Forchheimer peut être exprimé comme suit [6-8] :

$$\vec{\nabla}P = -\frac{\mu}{K}\vec{V} - \rho\frac{C_F}{\sqrt{K}}|\vec{V}|\vec{V} \quad \text{I.11}$$

$\rho\frac{C_F}{\sqrt{K}}|\vec{V}|\vec{V}$: on l'introduit pour tenir compte des effets inertiels, qui sont négligeables à faible vitesse par rapport aux effets visqueux.

C_F : Coefficient de Forchheimer.

ρ : masse volumique.

I.2.4.3. Modèle de Darcy – Brinkman

Pour améliorer le modèle de Darcy, Brinkman a incorporé des forces visqueuses en ajoutant un terme de résistance de Darcy à l'équation de Stokes. En éliminant le terme d'inertie, l'équation de Brinkman est dérivée comme suit [9] :

$$\vec{\nabla}P = -\frac{\mu}{K}\vec{V} + \mu_{\text{eff}}\nabla^2\vec{V} \quad \text{I.12}$$

Avec :

$-\frac{\mu}{K}\vec{V}$: terme de Darcy.

μ_{eff} : viscosité dynamique effective. $\mu_{\text{eff}} = \mu$ dans le modèle de Brinkman, les valeurs sont supposées être différentes, mais en réalité, elles sont approximativement égales.

$\mu_{\text{eff}}\nabla^2\vec{V}$: le terme de Brinkman fait référence aux forces visqueuses causées par les forces de cisaillement macroscopiques le long des frontières solides, qui sont particulièrement importantes dans les régions proches des parois solides.

I.2.4.4. Modèle de Darcy-Brinkman-Forchheimer

Pour prendre en compte tous ces effets, y compris les effets d'inertie et de paroi, nous combinons l'équation de Darcy aux termes de Brinkman et de Forchheimer. Le modèle ainsi obtenu est appelé modèle Darcy-Brinkman-Forchheimer [1].

On peut représenter l'équation vectorielle de la conservation du mouvement dans un milieu poreux de la manière suivante :

$$\frac{\rho}{\varepsilon^2}(\vec{V} \cdot \vec{\nabla})\vec{V} = -\vec{\nabla}P + \mu_{\text{eff}}\nabla^2\vec{V} - \frac{\mu}{K}\vec{V} - \rho\frac{C_F}{\sqrt{K}}|\vec{V}|\vec{V} + \rho\vec{F}_v \quad \text{I.13}$$

Avec :

\vec{V} : quantité moyennée à travers un volume élémentaire.

$\frac{\rho}{\varepsilon^2}(\vec{V} \cdot \vec{\nabla})\vec{V}$: Forces macroscopiques d'inertie.

$\vec{\nabla}P$: gradient de pression.

$\mu_{\text{eff}}\nabla^2\vec{V}$: terme de Brinkman ou contrainte visqueuse macroscopique (effet de paroi).

$\frac{\mu}{K}\vec{V}$: contrainte de viscosité microscopique ou terme de Darcy.

$\rho\frac{C_F}{\sqrt{K}}|\vec{V}|\vec{V}$: Forces inertielles microscopiques ou terme d'inertie d'Ergun.

$\rho\vec{F}_v$: Forces de volume.

I.3. Nanofluides

I.3.1 Définition

Les nanofluides se définissent comme des mélanges constitués de nanoparticules, c'est-à-dire des particules dont le diamètre est habituellement inférieur à 100 nm, en suspension dans un liquide de référence. Ces mélanges ont été élaborés dans le but d'améliorer des caractéristiques spécifiques, notamment dans le domaine des applications de transfert thermique. Lors de l'évaluation du potentiel d'échange thermique d'un fluide, il est essentiel de considérer sa conductivité thermique comme l'un des principaux facteurs. Les liquides fréquemment employés dans les applications de transfert thermique comprennent l'eau, l'huile et le glycol d'éthylène (EG), en incorporant des nanoparticules dans le liquide de base. Des nanoparticules fiables peuvent être fabriquées à partir de divers matériaux, notamment des métaux, des oxydes, des carbures, des nitrures ou du carbone. Les nanofluides accroissent la conductivité thermique effective du mélange, ce qui permet d'améliorer ses performances dans les applications de transfert de chaleur [18].

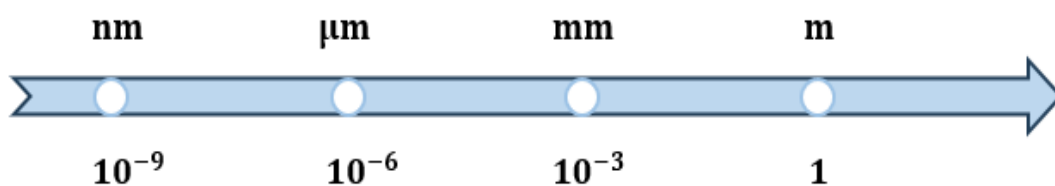


Figure I.5: Echelle des dimensions, 1 nm = 0,000 001 mm

Les nanofluides diffèrent en fonction du type d'utilisé. Choisir l'approprié est essentiel pour garantir la stabilité de la suspension au fil du temps et prévenir l'agrégation des nanoparticules. Le choix du fluide dépendra des caractéristiques des nanoparticules utilisées.

Voici des exemples de certaines des nanoparticules les plus couramment utilisées pour créer des nanofluides :

✚ Les nanoparticules oxydes métalliques :


- L'oxyde de cuivre, CuO.
- L'oxyde d'aluminium, Al₂O₃.
- L'oxyde de titane, TiO₂.
- L'oxyde de silicium, SiO₂.

- ✚ Les nanoparticules métalliques :
 - L'aluminium, Al.
 - Le cuivre, Cu.
 - L'argent, Ag.
 - Le silicium, Si.
- ✚ Les nanoparticules non métalliques :
 - Le diamant, C.
 - Les nanotubes de carbone, CNT.

I.3.2 Formes géométriques des nanoparticules

Les nanoparticules dans les nanofluides peuvent prendre diverses formes géométriques, ce qui affecte de manière significative leurs propriétés thermophysiques, leur dispersion et leur interaction avec le fluide de base. Les formes les plus largement étudiées dans la littérature et les types de nanoparticules qui leur sont généralement associés sont représentés dans le tableau I.1 ci-dessous. La conductivité thermique effective, la viscosité apparente et la stabilité colloïdale du nanofluide sont directement influencées par ces morphologies. Par conséquent, il est nécessaire de choisir soigneusement la forme des nanoparticules en fonction de l'application et des conditions d'opération [19-20-21].

Tableau.I.1 : Morphologies des nanoparticules, avec une description géométrique et des exemples courants [19-20-21].

Nom de la forme	Forme géométrique	Concept	Nanoparticules courantes
Sphérique		L'interaction isotrope, la bonne stabilité en suspension et la facilité de modélisation sont des caractéristiques essentielles.	Al_2O_3 , TiO_2 , CuO
Cylindrique		Une conductivité thermique élevée et directionnelle sur une grande surface.	CNT, nanofibres métallique
Plaque		Grande surface spécifique, bonne conductivité thermique latérale.	Graphène, argiles
Brique		La stabilité est améliorée grâce à sa forme prismatique qui permet une bonne capacité d'empilement.	Complexe, Certains oxydes
Lame		Lame de forme sphérique Disque légèrement bombé un compromis entre la sphère et la plaque permet une dispersion efficace	D'argent (Ag) Cuivre (Cu)

I.3.3 Types des nanoparticules

Les nanofluides sont conçus en incorporant des nanoparticules solides dans un fluide de base pour améliorer ses performances thermophysiques. L'eau, l'huile minérale, l'éthylène glycol ou d'autres fluides caloporteurs peuvent former le fluide de base, communément appelé "fluide simple", et il fonctionne selon les lois classiques de la mécanique des fluides en l'absence d'additifs solides [22].

Comprendre les différences entre les différents types de nanofluides est essentiel pour comprendre les développements récents dans le domaine des fluides thermiques. Les nanofluides simples, les nanofluides hybrides et les versions plus sophistiquées connues sous le nom des nanofluides tri-hybrides seront tous abordés dans les sections suivantes :

I.3.3.1 Nanofluides simples

Un nanofluide conventionnel est créé lorsqu'un type de nanoparticule, par exemple métallique, d'oxyde métallique ou à base de carbone, est uniformément distribué dans un fluide de base. Même à des concentrations de particules extrêmement faibles, ces suspensions présentent une augmentation notable de la conductivité thermique, ce qui en fait des options attrayantes pour les systèmes de transfert de chaleur de pointe [23].

I.3.3.2 Nanofluides hybrides

Les nanofluides hybrides ont été développés par les chercheurs afin d'améliorer la stabilité et les performances thermiques des nanofluides simples. Ces liquides renferment deux types de nanoparticules : Al_2O_3 associé au CuO ou CNT fusionné avec le TiO_2 . Cette combinaison vise à exploiter les atouts de chaque matériau. Cela optimise la conductivité thermique, la viscosité et la stabilité [24].

I.3.3.3 Nanofluide hybride triple

La recherche récente s'est intéressée à des systèmes plus complexes connus sous nanofluides triplement hybrides. Ces nanofluides combinent trois types différents de nanoparticules solides dans un seul fluide porteur. L'objectif est d'améliorer les propriétés thermophysiques grâce à une approche synergique qui utilise plusieurs matériaux nanométriques, tels que $(\text{Al}_2\text{O}_3 + \text{CuO} + \text{CNT})$ ou $(\text{TiO}_2 + \text{Fe}_3\text{O}_4 + \text{graphène})$, tout en garantissant une stabilité colloïdale acceptable. Ces formulations avancées sont

particulièrement bien adaptées aux applications de refroidissement exigeantes et aux systèmes thermiques intégrés [24-25].

I.3.4 Propriétés thermophysiques des nanofluides

Ces modifications des propriétés thermophysiques peuvent avoir des implications importantes pour diverses applications industrielles et technologiques. Les nanofluides ont suscité un intérêt considérable dans le domaine du transfert de chaleur et de la gestion thermique en raison de leurs propriétés améliorées. Cependant, malgré les nombreuses recherches menées, il reste encore des défis à relever pour comprendre pleinement les mécanismes sous-jacents et optimiser les performances des nanofluides.

I.3.4.1 Masse volumique

La masse volumique du nanofluide peut être exprimée comme la somme pondérée des masses volumiques du fluide de base et des nanoparticules. Cette relation s'écrit généralement sous la forme suivante :

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_f + \phi\rho_{np} \quad \text{I.14}$$

Où : ρ_{nf} , ρ_{bf} et ρ_{np} représentent respectivement les masses volumiques du nanofluide, du fluide de base et des nanoparticules. Cette équation permet de calculer précisément la masse volumique du nanofluide pour toute fraction volumique donnée, à condition que les propriétés du fluide de base et des nanoparticules soient connues [26-28].

I.3.4.2 Chaleur spécifique

La chaleur massique ou la chaleur spécifique est la capacité calorifique par unité de masse d'une substance ou d'un système homogène $C_p = dQ/mdT$. La chaleur spécifique correspond à l'apport de chaleur nécessaire pour élever la température de l'unité de substance de 1 K lors de la transformation considérée. Pour la détermination de la chaleur spécifique d'un nanofluide, on peut citer les deux modèles suivants [29] :

 **Modèle du Pak et Cho :** Pak et Cho ont utilisé la formule suivante [30] :

$$(C_p)_{nf} = (1 - \phi)(C_p)_f + \phi(C_p)_{np} \quad \text{I.15}$$

✚ **Modèle du Xuan et Roetzel** : Xuan et Roetzel ont utilisé la formule suivante [31] :

$$(\rho C_p)_{nf} = (1 - \phi)(\rho C_p)_f + \phi(\rho C_p)_{np} \quad I.16$$

I.3.4.3 Coefficient d'expansion thermique

Nous nous intéressons dans le cadre de notre étude aux seuls fluides porteurs incompressibles (masse volumique indépendante de la pression) mais dilatables. Cette variation de masse volumique sous l'action de la température est caractérisée par le coefficient d'expansion thermique $\beta_T = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P$, appelé également coefficient de dilatabilité.

Pour calculer la valeur de ce coefficient pour les nanofluides, de nombreux auteurs se sont appuyés sur les premiers travaux relatifs aux nanofluides. À partir de la relation précédente et en supposant un mélange homogène, on déduit l'expression suivante [32] :

$$(\rho\beta)_{nf} = (1 - \phi)(\rho\beta)_f + \phi(\rho\beta)_{np} \quad I.17$$

En supposant que le coefficient d'expansion thermique du fluide $(\beta)_f$ soit largement supérieur à celui des nanoparticules solides $(\beta)_{np}$, l'équation (I.17) peut être ramenée à la forme simplifiée suivante [33] :

$$(\rho\beta)_{nf} = (1 - \phi)(\rho\beta)_f \quad I.18$$

I.3.4.4 Conductivité thermique

Etant donné que les nanoparticules à haute conductivité thermique suspension dans le fluide de base qui a une faible conductivité thermique, augmentent remarquablement la conductivité thermique de nanofluides. Les chercheurs ont développé plusieurs modèles pour prédire l'estimation de la conductivité du nanofluide et de nombreuses expériences ont été menées pour comparer les données expérimentales avec ces modèles analytiques, constitués par des éléments très réguliers tels que les nanoparticules sphériques. Les modèles décrits dans la littérature sont des outils de prédictions développés, afin d'appréhender les mécanismes de transfert thermique au sein des nanofluides. Nous présenterons dans cette partie les modèles les plus utilisés dans le cas des nanofluides.

✚ Modèle de Maxwell (1873)

Maxwell à présenter son modèle pour calculer la conductivité thermique d'un nanofluide en fonction de la fraction volumique de nanofluide, mais ce modèle est valable uniquement dans le cas des nanofluides qui contiennent des nanoparticules sphériques, et que cette condition peut être considéré comme un point négatif pour le modèle, donc pour l'utilisation de ce modèle on est obligée de considérer seulement les nanoparticules du forme sphériques. Le modèle de Maxwell est donné par la formule suivante [34] :

$$\frac{k_{nf}}{k_f} = \frac{k_s + 2k_f - 2\phi(k_f - k_s)}{k_s + 2k_f + \phi(k_f - k_s)} \quad I.19$$

✚ Modèle de Hamilton et Crosser (1962)

Le modèle de Hamilton et Crosser a été établi pour résoudre la limite de modèle de Maxwell. Puisque ce dernier n'a valable que dans le cas des particules sphériques une chose qui rend le modèle nos efficace pour la description du phénomène étudié. Pour cela le modèle du Hamilton et Crosser a été développé pour rendre plus efficace le calcul de la conductivité thermique du nanofluide quel que soit la forme de la nanoparticule, et ça en introduisant la notion du facteur géométrique appelé la sphéricité (Ψ). Ce facteur est défini comme étant le rapport de la surface de la sphère ayant le même volume que les nanoparticules sur la surface d'une nanoparticule [35].

La conductivité thermique apparente du milieu est donnée par l'expression suivant :

$$\frac{k_{nf}}{k_f} = \frac{k_s + (n - 1)k_f - (n - 1)(k_f - k_s)\phi}{k_s + (n - 1)k_f + (k_f - k_s)\phi} \quad I.20$$

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

$n = 3$ pour les particules sphériques et $n = 6$ pour les particules cylindriques. Pour $\Psi = 1$ (Particules sphériques), le modèle de Hamilton-Crosser est identique au modèle de Maxwell.

✚ Modèle de Yu et Choi (2003)

Une autre expression pour calculer la conductivité thermique a été introduite par Yu et Choi. Ils ont proposé de modéliser les nanofluides comme un liquide de base et des particules

solides séparés par une couche nanométrique. Cette couche agit comme un pont thermique entre le fluide et les nanoparticules. De plus, ils ont supposé que la conductivité thermique de la couche nanométrique est plus grande que la conductivité thermique de liquide. Le modèle de Maxwell est donné par la formule suivante [38] :

$$\frac{k_{nf}}{k_f} = \frac{k_s + 2k_f + 2(k_s - k_f)(1 + \beta)^3 \phi}{k_s + 2k_f - (k_s - k_f)(1 + \beta)^3 \phi} \quad \text{I.21}$$

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

I.3.4.5 Viscosité dynamique

La viscosité peut être définie comme étant une propriété d'un fluide pour qu'il résiste aux déformations lorsqu'il est mis en mouvement. On peut donc parler de la viscosité comme étant une mesure du frottement interne d'un fluide. Un liquide très visqueux est un liquide qui présente un frottement interne élevé.

La dispersion des nanoparticules dans un liquide a un effet sur la viscosité dynamique de ce dernier. La viscosité obtenue devient la viscosité dynamique du nanofluide qui peut être influencé énormément par la qualité de la dispersion de la nanoparticule dans le fluide de base et de la température. Cette viscosité dynamique peut être calculée à partir de la viscosité du fluide de base et la fraction volumique du nanofluide. Pour ce qui suit nous allons citer deux modèles pour le calcul des viscosités apparentes [37] :

- ✚ **Modèle d'Einstein (1906)** : la viscosité dynamique d'un nanofluide est donnée par Einstein pour un mélange contenant des suspensions diluées de particules fines sphériques et rigides est la suivante [38] :

$$\mu_{nf} = \mu_f(1 + 2.5\phi) \quad \text{I.22}$$

- ✚ **Modèle de Brinkman (1952)** : cependant, Brinkman a étudié la formule d'Einstein pour couvrir une large plage de concentrations volumiques [39] :

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1 - \phi)^{2.5}} \quad \text{I.23}$$

Pour les faibles fractions volumiques, la relation de Brinkman conduit exactement à celle d'Einstein. Ces relations n'intègrent pas les effets du mouvement Brownien ni ceux de la taille des particules.

I.3.5 Applications des nanofluides

Les nanofluides ont été largement adoptés dans de nombreuses applications techniques et scientifiques en raison de leurs améliorations de propriétés thermiques et physiques. Le principal avantage de ces fluides réside dans leur capacité de transfert de chaleur supérieure à celle des fluides conventionnels, ce qui les rend parfaits pour améliorer les performances des systèmes d'échange de chaleur. En outre, le comportement unique de ces fluides, dû à l'inclusion de nanoparticules dans le fluide de base, a créé de nouvelles possibilités d'innovation et de développement. La figure I.7 présente un aperçu des principales applications des nanofluides [40].

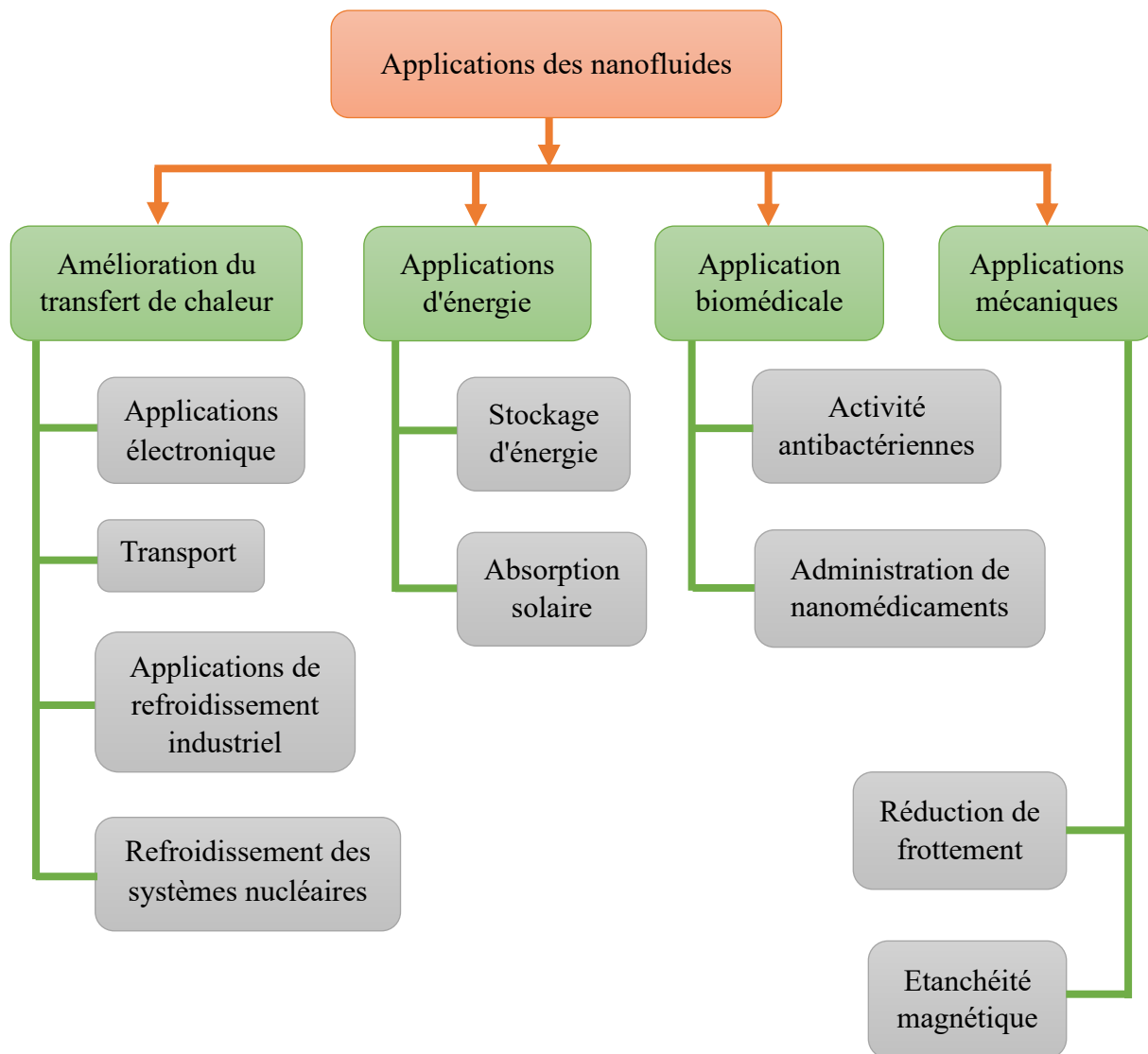


Figure I.6 : Applications des nanofluides.

I.3.6 Bilan sur les nanofluides

L'examen des articles consacrés aux nanofluides permet de conclure que leur utilisation présente à la fois des avantages et des inconvénients. Un consensus se dégage parmi les auteurs pour reconnaître que les nanofluides améliorent significativement le transfert de chaleur, bien qu'ils induisent également une augmentation de la viscosité. Les principaux avantages et inconvénients relevés par les chercheurs sont résumés ci-dessous :

I.3.6.1 Avantages des nanofluides

- Les nanofluides sont de meilleurs conducteurs thermiques. L'ajout de nanoparticules rend le fluide plus conducteur de la chaleur que les fluides classiques.
- Les nanofluides sont utilisés pour améliorer les systèmes de refroidissement thermique dans les appareils électroniques et les réacteurs nucléaires en raison de leurs remarquables capacités de dissipation de la chaleur.
- Les nanofluides ont la capacité d'améliorer l'absorption du rayonnement solaire, améliorant ainsi l'efficacité des récepteurs thermiques dans les systèmes solaires à haut rendement.
- En adaptant la taille, la forme et la concentration des nanoparticules, les propriétés du nanofluide peuvent être personnalisées pour répondre aux exigences spécifiques de l'application.

I.3.6.2 Inconvénients des nanofluides

- L'inclusion de nanoparticules augmente la viscosité du fluide de base, entraînant des pertes de pression plus élevées et une consommation d'énergie accrue.
- Les nanoparticules ont tendance à s'accumuler au fil du temps, ce qui diminue l'efficacité thermique du fluide.
- La production de nanofluides, en particulier de fluides hybrides, est coûteuse et nécessite des équipements spécialisés.
- Certaines particules peuvent endommager les surfaces internes des équipements ou créer des blocages dans les micro canaux [41].

I.4 Notions sur la convection

La convection est un processus qui transfère de l'énergie en combinant les effets du mouvement des fluides, de l'accumulation d'énergie interne et de la conduction thermique. Ce processus est considéré comme la méthode la plus cruciale de transfert de chaleur entre un fluide et une surface solide. Le transfert de chaleur de la surface chaude aux couches de fluide voisines commence généralement par conduction [42].

Les particules de fluide proches de la surface voient leur température et leur énergie interne augmenter grâce à l'énergie transmise par conduction. Ces particules énergisées se

déplacent ensuite vers des régions à plus basse température par un mouvement de masse, où elles transmettent une partie de leur énergie thermique aux molécules voisines. Le fluide peut ainsi transporter à la fois de la matière et de l'énergie [43].

En fonction de la nature du mouvement du fluide, on distingue plusieurs types de convection :

- ✚ **La convection naturelle** : est un phénomène physique qui se produit lorsque des différences de densité, résultant de gradients de température, provoquent un mouvement de matière à travers un milieu.
- ✚ **La convection forcée** : est un phénomène physique induit par une source extérieure, telle qu'un ventilateur ou une pompe, qui permet de transférer de la chaleur d'un milieu à un autre.
- ✚ **La convection mixte** : peut être définie comme la combinaison des deux effets précédemment mentionnés.

I.5. Conclusion

Ce chapitre a exposé un ensemble de concepts essentiels concernant les phénomènes de convection dans les milieux poreux, ainsi que les caractéristiques thermophysiques des nanofluides et des nanofluides tri-hybrides. Les principes fondamentaux qui régissent le transfert de chaleur et le mouvement des fluides ont été décrits, en soulignant. L'objectif principal de ce chapitre était de fournir une compréhension claire et structurée des concepts clés nécessaires pour analyser le transfert de chaleur en convection mixte utilisant des nanofluides hybrides dans les milieux poreux. Ainsi, ce cadre théorique sert de référence indispensable pour aborder les développements scientifiques présentés dans les chapitres suivants.

Chapitre II : Revue de la littérature

II.1 Introduction

Ce chapitre a pour objectif de passer en revue et d'analyser les principales recherches sur le transfert de chaleur par convection mixte dans les milieux poreux, en utilisant des fluides nanométriques et hybrides. Cette revue met en lumière les divers aspects étudiés dans la littérature scientifique, allant des nanofluides traditionnels aux fluides binaires, jusqu'aux nanofluides hybrides ternaires, tout en soulignant l'évolution de la modélisation numérique et expérimentale dans ce domaine. De plus, l'accent est mis sur l'influence de divers facteurs tels que le nombre de Rayleigh, le nombre de Reynolds, la perméabilité, la fraction volumique des particules et la forme de la cavité (fermée ou ouverte) sur la performance thermique, en se concentrant particulièrement sur les cas impliquant des cavités ouvertes sur des canaux horizontaux, en raison de leur lien direct avec l'étude actuelle.

II.2. Revue bibliographique

Les chercheurs ont reconnu les limitations de l'amélioration thermique lorsqu'on utilise un seul type de nanoparticule, ce qui a conduit à un passage progressif vers les nanofluides hybrides, en particulier les binaires. En combinant deux types distincts de particules, ces nanofluides hybrides visent à améliorer les propriétés thermophysiques. De plus, il existe un intérêt croissant pour l'utilisation de ces nanofluides dans les milieux poreux en raison de leur potentiel à améliorer le transfert de chaleur dans des configurations complexes. En conséquence, de nombreuses études expérimentales et numériques ont été menées pour examiner le comportement convectif des nanofluides simples et hybrides dans diverses géométries et conditions, à la fois à l'intérieur et à l'extérieur des milieux poreux. Les contributions les plus significatives à ce domaine sont résumées ci-dessous.

Chamkha et Ismael [44] ont étudié numériquement le transfert de chaleur par convection naturelle dans une cavité chauffée différentiellement et partiellement poreuse remplie d'un nanofluide. La paroi gauche, qui est adjacente à la couche poreuse, est chauffée de manière isotherme, tandis que la paroi droite est refroidie de manière isotherme. Les parois supérieure et inférieure de la cavité sont isolées thermiquement. Les résultats montrent que l'utilisation de nanofluide dans des cavités partiellement poreuses a permis une amélioration positive du transfert de chaleur par convection, et cet effet se manifestait clairement dans une couche poreuse à faible perméabilité. Ils ont également observé, en considérant la conductivité

thermique efficace de la couche poreuse, qu'il existe une épaisseur de couche poreuse critique à laquelle le transfert de chaleur par convection est maximal. Par ailleurs, le nombre de Nusselt croît rapidement à mesure que le nombre de Rayleigh (Ra) augmente pour des épaisseurs de couche poreuse inférieures. L'effet du nombre de Darcy se manifeste pour des valeurs plus élevées du nombre de Rayleigh ($Ra > 10^5$).

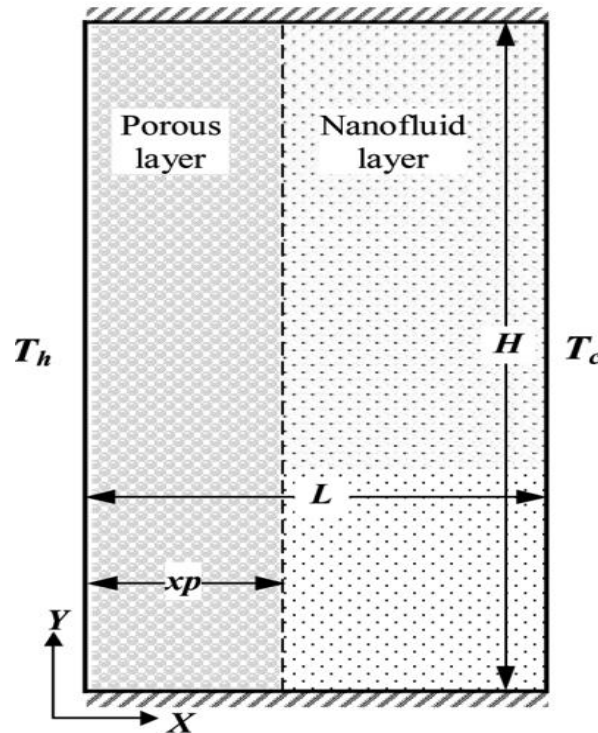


Figure II.1 : Schéma du problème physique Chamkha et Ismael [44].

Raizah et al. [45] ont mené une simulation numérique de la convection naturelle dans une nouvelle configuration géométrique d'enceinte en forme de (E). L'enceinte est partiellement saturée par un milieu poreux homogène / hétérogène dans la zone appropriée. Les particules solides se déposent dans la zone gauche de boîtier électronique. Les résultats obtenus ont révélé que le cas des particules solides chaudes entraîne une intensité élevée de la distribution du débit de fluide et de la température à l'intérieur de l'enceinte E. De plus, le nombre moyen de Nusselt atteint sa valeur maximale dans le cas d'un milieu poreux hétérogène horizontal. Il a également été observé que les particules solides chaudes permettent d'obtenir un bon domaine thermique et améliorent l'activité du flux de nanofluides. Les auteurs ont prouvé que l'augmentation du nombre de Rayleigh augmente le taux de transfert de chaleur.

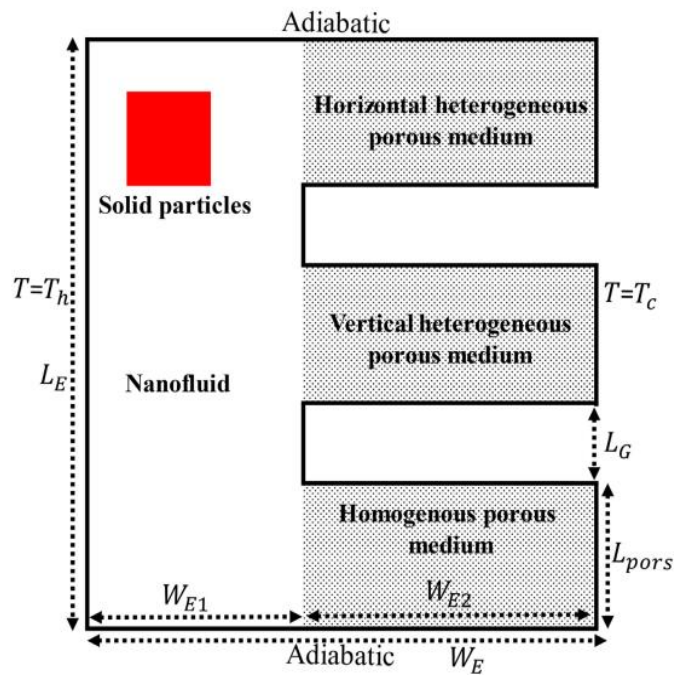


Figure II.2 : Schéma du problème étudié par Raizah et al. [45].

Victor et Gunakala [46] ont réalisé une investigation détaillée sur le refroidissement des composants électroniques par convection mixte hydromagnétique d'un nanofluide dans un canal en forme (L) avec une couche interne poreuse comporte quatre sources de chaleur. Les effets du temps, nombre de Darcy, porosité, nombre de Reynolds, nombre Grashof, nombre Hartmann, orientation du champ magnétique et solide fraction volumique sur le débit de fluide et le transfert de chaleur dans le canal ont été considérés. Les résultats montrent que la température et le taux de transfert de chaleur sont inversement proportionnelles à la force du magnétique appliqué domaine. Les résultats montrent également que l'évacuation de la chaleur par le fluide peut être amélioré en réduisant les effets de la convection naturelle. En outre, diminution du nombre de Reynolds et la concentration en nanoparticules améliore le transfert thermique, et le nanofluide Ag-eau s'est avéré plus efficace pour l'évacuation de la chaleur que le nanofluide Cu-eau.

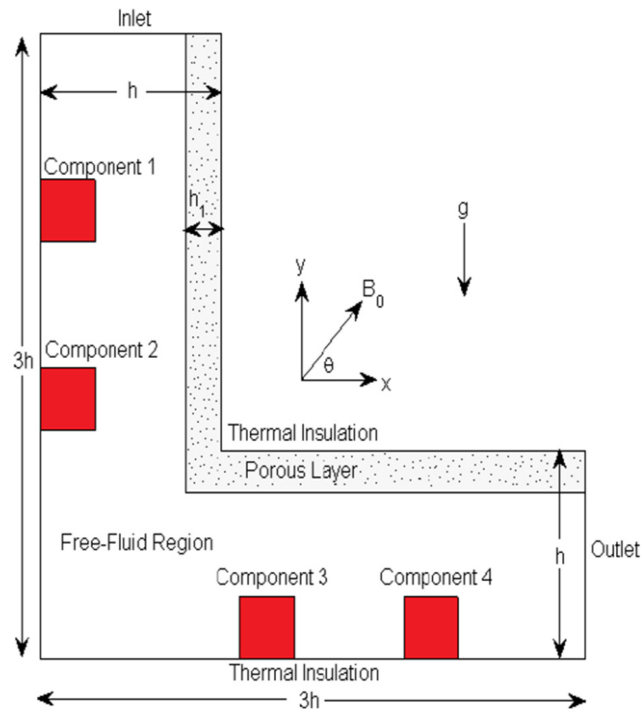


Figure II.3 : Diagramme schématisique du problème par Victor et Gunakala [46].

Nithyadevi et al. [47] ont présenté une étude numérique de la convection mixte dans une enceinte poreuse non-Darcy remplie d'un nanofluides à base de CuO. La configuration comportait un couvercle mobile chauffé placé au centre et des parois verticales chauffées selon un motif sinusoïdal. La méthode des volumes finis et l'algorithme SIMPLE ont été utilisés. L'étude a analysé le nombre de Richardson, le nombre de Darcy, le rapport de vitesse de paroi et la fraction volumique des nanoparticules. Les résultats ont montré que le couvercle chauffé central améliorait significativement le transfert de chaleur par rapport aux configurations conventionnelles. De plus, une vitesse de couverture plus élevée, un nombre de Darcy plus élevé et une concentration de particules plus élevée ont également amélioré l'efficacité thermique, rendant ce design prometteur pour les applications de refroidissement industriel.

Une étude numérique menée par **Abdelraheem et al. [48]** s'est intéressée à l'écoulement et au transfert de chaleur par convection naturelle dans une cavité en forme de (V) remplie de nanofluides et saturée d'un milieu poreux hétérogène comprenant une couche. Ils ont étudié comment différentes longueurs de séparation chaud-froid, fractions volumiques de nanoparticules, nombres de Darcy et de Rayleigh affectent la température et les caractéristiques d'écoulement des nanofluides. Les résultats montrent que l'amélioration du transfert de chaleur se produit lorsqu'on augmente les longueurs des cloisons chaudes-froides et le nombre de Darcy

ainsi que le nombre de Rayleigh. Aussi, ils ont remarqué que le milieu poreux hétérogène horizontal est le meilleur niveau pour la situation physique.

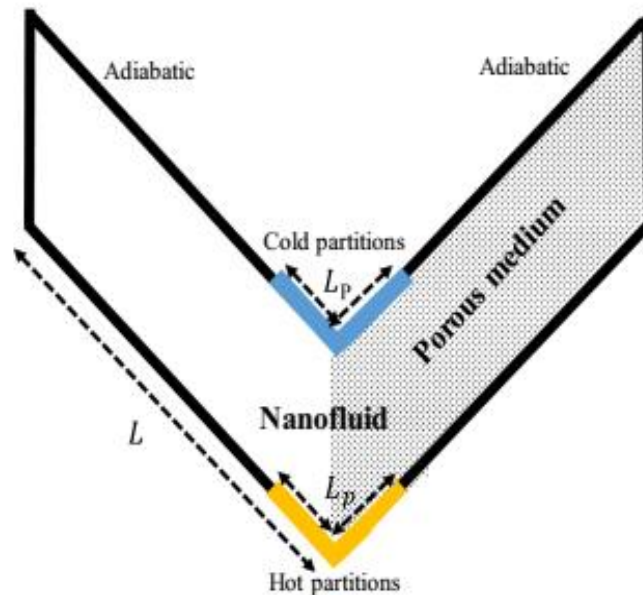


Figure II.4 : Géométrie du problème Abdelraheem et al. [48].

Une étude numérique a été menée pour analyser les effets de la magnétohydrodynamique (MHD) sur la convection mixte d'un nanofluide Cu – eau circulant à travers un canal horizontal relié à deux cavités ouvertes remplies de matériau poreux, comme décrit par **Al-Farhany et al. [49]**. Un flux de chaleur uniforme est appliqué à la base des deux cavités, tandis que les autres parois sont supposées adiabatiques. La méthode des éléments finis a été utilisée pour résoudre les équations régissant le système, et les résultats ont été comparés avec des études précédentes pour valider la fiabilité du modèle numérique. L'étude a examiné diverses valeurs des nombres de Reynolds ($Re = 25$ à 200), de Richardson ($Ri = 0.1$ à 10) et de Hartmann ($Ha = 0$ à 50), avec une fraction volumique de nanoparticules constante ($\phi = 0.08$) et des caractéristiques spécifiques du milieu poreux (nombre de Darcy $Da = 10^{-2}$, porosité $\varepsilon = 0.7$). Les résultats indiquent que l'intensité des lignes de courant et des isothermes, ainsi que le nombre de Nu_{moy} , augmentent avec des nombres de Reynolds et de Richardson plus élevés, tandis qu'ils diminuent avec l'augmentation du nombre de Hartmann. Il a également été observé que la différence entre les cas 2 et 3 est négligeable, et l'amélioration maximale de Nu_{moy} atteint 9,84 % dans le cas 2 par rapport au cas 1, pour $Re = 200$, $Ri = 1$ et $Ha = 0$.

Guerroudj et al. [50] ont réalisé une étude numérique sur la convection mixte Ferro hydrodynamique (FHD) de ferrofluide (FeO_4 – eau) dans un canal vertical, en utilisant des blocs poreux chauffés de diverses formes, à savoir rectangulaires, trapézoïdales et triangulaires. Le flux dans les milieux poreux a été représenté par le modèle généralisé de Darcy–Brinkman–Forchheimer, et la méthode des volumes finis a été utilisée pour résoudre le problème numérique. L'étude a démontré que le champ magnétique boostait considérablement le transfert thermique, avec des hausses atteignant 132 % pour les blocs rectangulaires, 146 % pour les trapézoïdaux et 160 % pour les formes triangulaires. Par ailleurs, la perte de pression supplémentaire demeurait relativement restreinte à environ 45 %. L'interaction entre (Ri) et (Mn) provoque un changement non linéaire du transfert, et les configurations triangulaires se présentent comme les plus efficaces, en raison de leur équilibre optimal entre conduction thermique et faible coefficient de frottement.

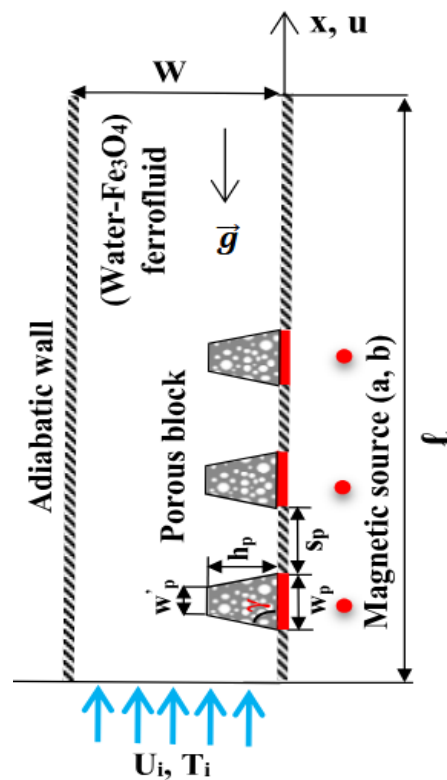


Figure II.5 : Configuration physique et système de coordonnées, Guerroudj et al. [50].

Une étude numérique de la convection mixte par **Slama et al. [51]** pour un nanofluide dans un canal vertical poreux thermiquement anisotrope, dont une paroi est chauffée et l'autre refroidie. En s'appuyant sur le modèle de Darcy–Brinkman–Forchheimer et une méthode à deux phases, il a été démontré que le nombre de Richardson (Ri) ainsi que le rapport de flux thermique (Rq) sont cruciaux pour l'émergence du mouvement inverse près de la paroi froide.

Les données montrent que la perméabilité (Da) diminue le transfert thermique, alors que l'anisotropie de conductivité (λ) l'augmente. Par ailleurs, l'accroissement de Ri , Rq et Da ainsi que la réduction de λ accentuent la migration non uniforme des nanoparticules, ce qui a un impact significatif sur le comportement thermique et dynamique du système.

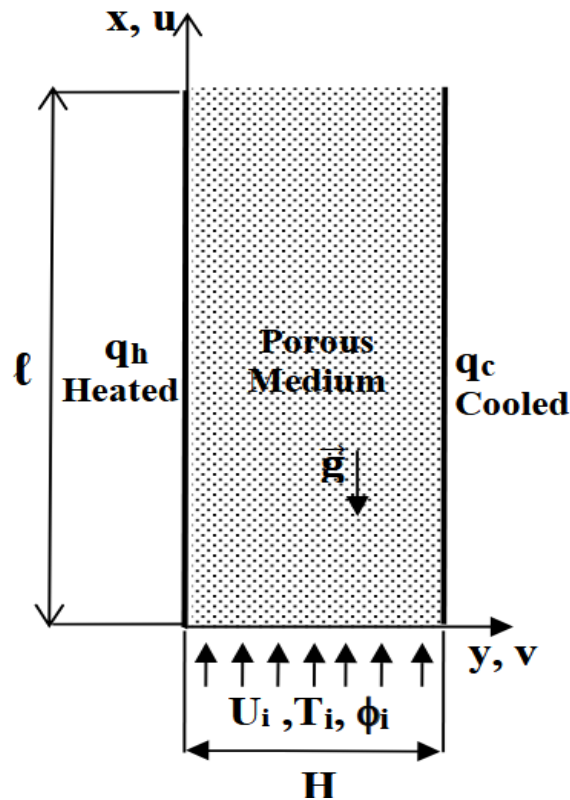


Figure II.6 : Modèle physique de la convection mixte dans un canal vertical poreux thermiquement anisotrope, Slama et al. [51].

S. Hussain et al. [52] ont mené une étude sur l'analyse de la production d'entropie par convection mixte d'un nanofluide hybride ($Al_2O_3 - Cu/Eau$) au sein d'une cavité ouverte comprenant un canal horizontal obstrué par une barrière thermiquement isolante. Cette enquête a pris en compte l'influence d'un champ magnétique externe. Les chercheurs ont utilisé une combinaison de nanoparticules dans un fluide de base pour optimiser les propriétés thermiques et se sont concentrés sur les effets du rapport de particules, du nombre de Hartmann et de la distribution de température sur le transfert de chaleur et les taux de génération d'entropie. Les résultats ont indiqué que l'application d'un nanofluide hybride améliore les performances de transfert de chaleur. Cependant, il a été observé qu'en augmentant la force du champ magnétique réduit le flux de fluide, diminuant ainsi l'efficacité de l'échange de chaleur. De plus, la présence

d'un obstacle isolant modifie la configuration des lignes de flux et la distribution de l'entropie à l'intérieur de la cavité.

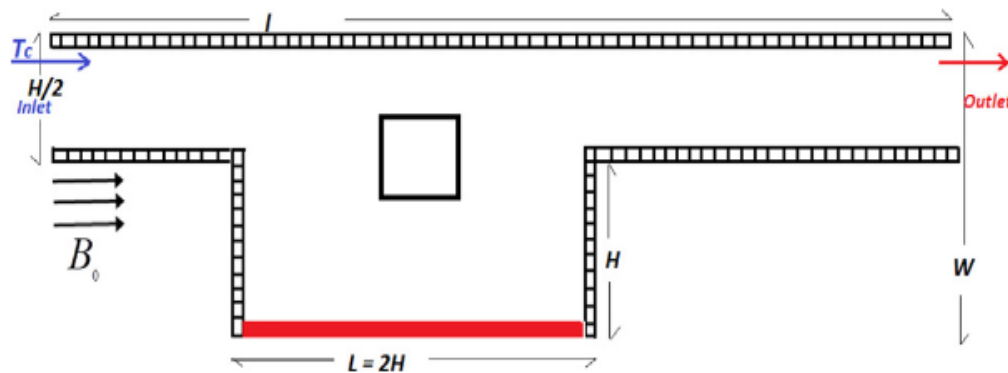


Figure II.7 : Croquis de la géométrie, S. Hussain et al. [52].

Une étude numérique a utilisé la méthode des éléments finis 2D pour analyser comment l'indice de la loi de puissance affecte le transfert de chaleur par convection naturelle. Le modèle a considéré une cavité carrée avec trois couches solide, poreuse et non-newtonienne remplie d'un nanofluide hybride (Ag – MgO/Eau), comme décrit par **Omri et al. [53]**. Les paramètres clés comprenaient le nombre de Rayleigh, le nombre de Darcy, le rapport de conductivité thermique et les ondulations de l'interface. Les résultats indiquent que des nombres de Rayleigh plus élevés et des indices de loi de puissance augmentent la pénétration des lignes de courant et le transfert de chaleur. En revanche, l'augmentation du nombre d'ondulations et l'épaisseur de la couche réduit les performances thermiques. L'améliorer du rapport de conductivité thermique aux frontières chauffées optimise l'efficacité du transfert, démontrant les avantages de cette configuration pour les applications thermiques dans les milieux poreux.

Abood et al. [54] ont réalisé une investigation numérique sur la convection thermique mixte à l'intérieur d'un conduit horizontal qui comporte une enceinte triangulaire attachée à sa paroi inférieure. Cette enceinte abrite un cylindre rotatif d'un rayon de $R = 0,12$. L'étude a utilisé un nanofluide (Ag-MgO) à base d'eau contenant des nanoparticules. Les équations gouvernantes ont été résolues en utilisant une méthode d'éléments finis d'ordre élevé basée sur Galerkin sous un régime d'écoulement stationnaire pour divers paramètres physiques. Les résultats ont indiqué que lorsque le nombre de Reynolds, la vitesse de rotation (Ω) et le nombre de Richardson augmentent, le nombre de Nusselt moyen augmente également. Notamment, lorsque Ω est réglé à -25, il y a une amélioration de 38,56 % de Nu par rapport à lorsque Ω est réglé à 25. De plus, le nombre de Nusselt moyen augmente avec la position de la rotation du

cylindre, avec des valeurs maximales de Nu observées lorsque le cylindre est positionné près de la base de la cavité.

Dans une étude récente, **Qureshi et al. [55]** se sont intéressés à la convection mixte d'un nanofluide hybride (Ag – MgO/eau) dans un canal horizontal comportant une cavité avec un obstacle cylindrique, en utilisant la méthode des éléments finis d'ordre élevé. L'analyse a démontré qu'une élévation du diamètre améliore le transfert thermique jusqu'à 119 %, tandis que l'impact de la position horizontale demeure restreint ($\approx 2,5$ %). Par ailleurs, la rotation dans le sens inverse des aiguilles d'une montre optimise l'efficacité thermique, alors que le déplacement vertical du cylindre réduit le transfert de chaleur et augmente fortement les coefficients de traînée. Ces observations mettent en exergue la nécessité de prendre en compte les caractéristiques de l'obstacle pour améliorer les systèmes de refroidissement et d'énergie.

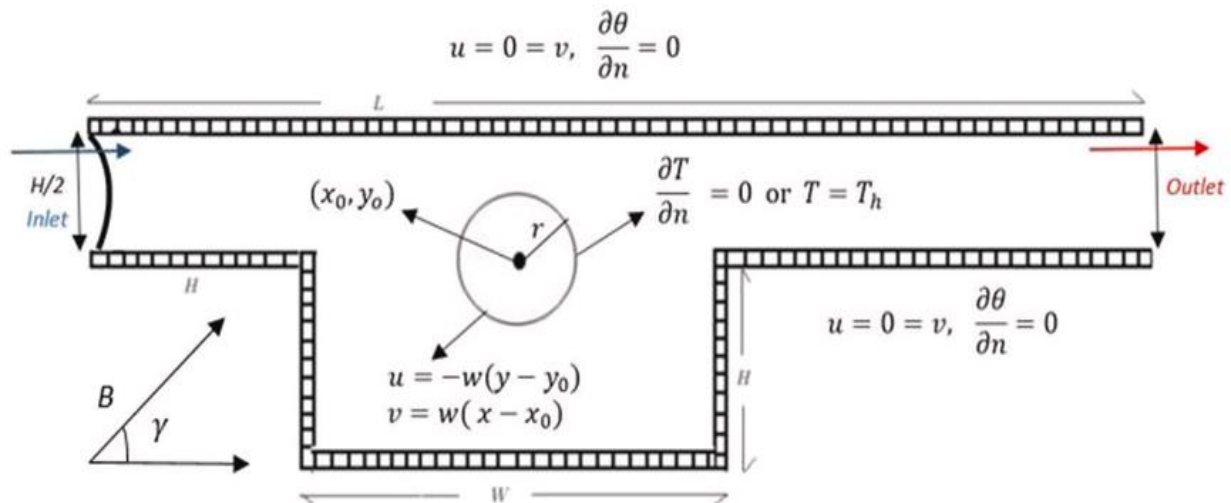


Figure II.8 : Géométrie du problème et conditions aux limites, Qureshi et al. [55].

Une étude numérique a été réalisée par **Alsedais et al. [56]** dans le but d'analyser l'effet d'un champ magnétique sur la convection mixte d'un nanofluide à l'intérieur d'une cavité poreuse ondulée et inclinée contenant un obstacle. Le modèle d'équilibre thermique non local (LTNE) a été adopté, en tenant compte de l'effet à la fois du rayonnement thermique et de la génération/absorption de chaleur. L'étude a utilisé la méthode des différences volumétriques (FVM) avec l'algorithme SIMPLE pour résoudre les équations gouvernantes, et l'effet de plusieurs paramètres tels que le ratio de nanoparticules, la position et la longueur du chauffage, le nombre de rides, l'angle d'inclinaison, la porosité, le nombre de Darcy et les coefficients de conductivité thermique a été analysé. Les résultats ont montré qu'augmenter la concentration

de nanoparticules améliore le transfert de chaleur dans la phase liquide, et que la position et la longueur du chauffage jouent un rôle important dans l'amélioration de la conductivité thermique. Il a également été constaté que la diminution du nombre de Darcy réduit considérablement la force des lignes de courant, tandis que l'augmentation du nombre de rides les améliore. Cette étude confirme l'efficacité de contrôler les propriétés géométriques et physiques pour améliorer les performances thermiques dans les systèmes contenant des nanofluides dans des milieux poreux.

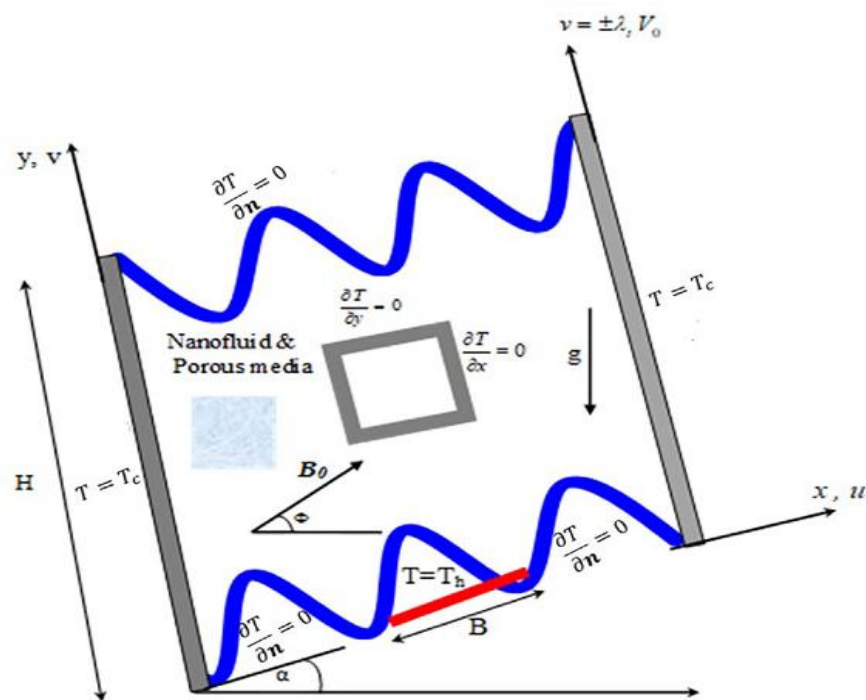


Figure II.9 : Schéma du problème et conditions aux limites, Alsedais et al. [56].

Le transfert de chaleur et l'écoulement laminaire d'un nanofluide hybride (Al_2O_3 , CuO – eau) à l'intérieur d'un tube courbé en forme de (U) placé dans un milieu poreux ont fait l'objet d'une étude numérique tridimensionnelle par **Moghadas et al.** [57]. L'étude est basée sur un modèle d'écoulement biphasique avec l'équation de Darcy-Brinkman-Forchheimer pour représenter l'écoulement du fluide dans le milieu poreux. Les équations gouvernantes ont été résolues à l'aide du logiciel Ansys Fluent basé sur la méthode des volumes finis. Les résultats ont montré que l'augmenter de la proportion de nanoparticules conduit à une amélioration du transfert de chaleur et à une augmentation de la différence de pression, tout en observant une diminution de l'efficacité de la performance thermique (PEC). Les milieux poreux à haute perméabilité ($\text{Da} = 0,1$) et à grande épaisseur relative ($r = 0,8$) ont été trouvés pour améliorer significativement les performances de transfert de chaleur.

Xiangcheng You [58] a réalisé une étude numérique visant à analyser l'effet de la forme des nanoparticules (sphéricité) sur le transfert de chaleur dans un nanofluides hybride (Cu – Al₂O₃/Eau) circulant à travers des canaux inclinés remplis d'un milieu poreux, sous l'hypothèse d'un écoulement et d'un flux de chaleur uniformes aux parois. Les résultats ont indiqué que la conductivité thermique effective augmente avec la température pour un même rapport de taille des particules. Il a également été observé que les nanoparticules de forme sphérique plus petite possèdent une surface spécifique plus grande, ce qui améliore le transfert de chaleur interne. Lorsque le ratio de nanoparticules est passé de 0.1 à 0.2, une amélioration des performances thermiques d'environ 25 % a été constatée. Cependant, le taux d'amélioration a diminué à des ratios plus élevés. L'étude a confirmé que les nanofluides hybrides présentaient une bonne stabilité et une performance thermique améliorée avec une augmentation de la composition des particules.

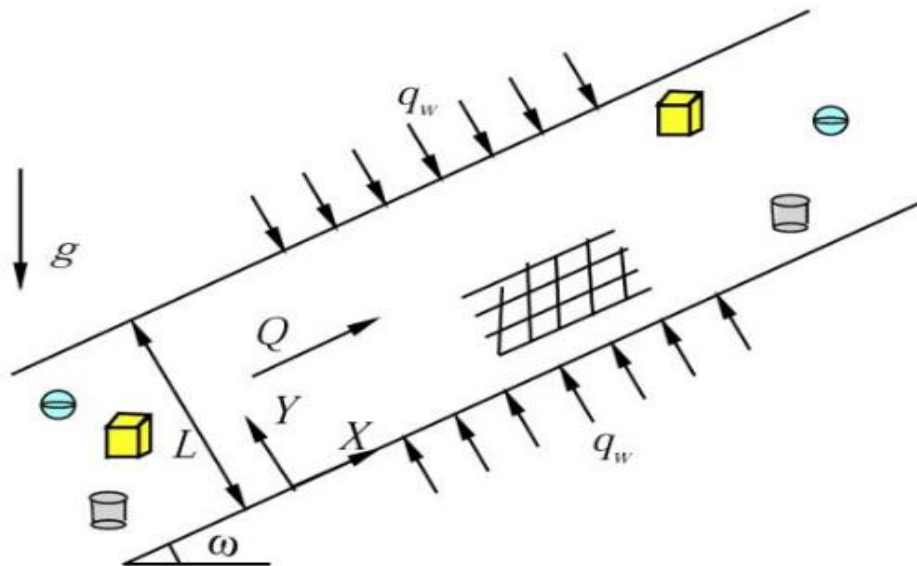


Figure II.10 : Géométrie du problème Xiangcheng You [58].

Une étude numérique a été menée, exploitant la méthode des volumes finis (MVF) et le logiciel Ansys Fluent 17.0, dans le but d'analyser l'influence de la géométrie de la cavité sur le transfert de chaleur par convection naturelle de nanofluides hybrides binaires (Cu – Al₂O₃/Eau), conformément aux travaux de **Chadi et al.[59]**, avec une fraction volumique solide de 0.03. Quatre configurations distinctes de cavités ont été simulées sur un intervalle de nombres de Rayleigh allant de 10³ à 10⁵, dans un contexte d'écoulement laminaire stationnaire. Les résultats ont mis en évidence que le transfert thermique est principalement régi par la conduction pour de faibles nombres de Rayleigh, tandis que l'influence de la convection

s'accentue avec l'augmentation de ce nombre. En outre, il a été constaté que la troisième géométrie de cavité démontre la performance thermique la plus favorable par rapport aux autres configurations, se manifestant par une réduction significative de la température interne et une augmentation du nombre de Nusselt.

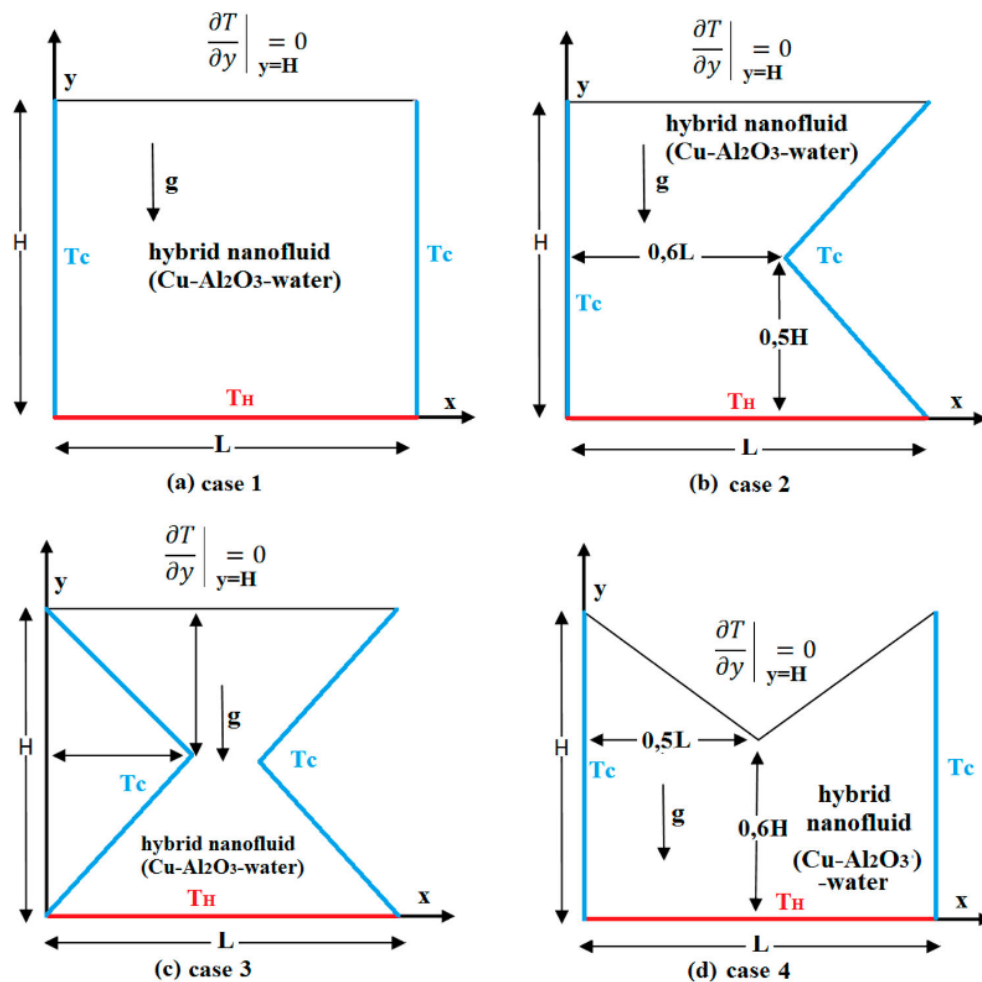


Figure II.11 : Diagramme schématique des modèles physiques avec conditions aux limites, Chadi et al. [59].

Mehryan et al. [60] ont présenté la convection naturelle d'un nanofluide hybride (Ag – MgO/Eau) dans une cavité poreuse qui a été examinée en recourant au modèle de non-équilibre thermique local ((Non-Equilibre Thermique Local, LTNE)) ainsi qu'au modèle de Darcy afin de décrire l'écoulement. La résolution numérique des équations adimensionnelles a été effectuée par la méthode des éléments finis de Galerkin. Les résultats indiquent que l'incorporation de nanoparticules hybrides induit une diminution de l'intensité de l'écoulement et du transfert thermique au sein des phases fluide et solide, tout en atténuant l'état de non-équilibre thermique local (NETL). L'accroissement du nombre de Rayleigh et du coefficient d'échange thermique

interfacial H intensifie les structures tourbillonnaires, tandis qu'un rapport de conductivité thermique γ plus élevé favorise l'établissement d'un équilibre thermique. En outre, il a été constaté que les nanoparticules hybrides exercent un effet plus prononcé sur la réduction du transfert thermique comparativement aux nanoparticules monométalliques ou mono-oxydes (Ag – MgO).

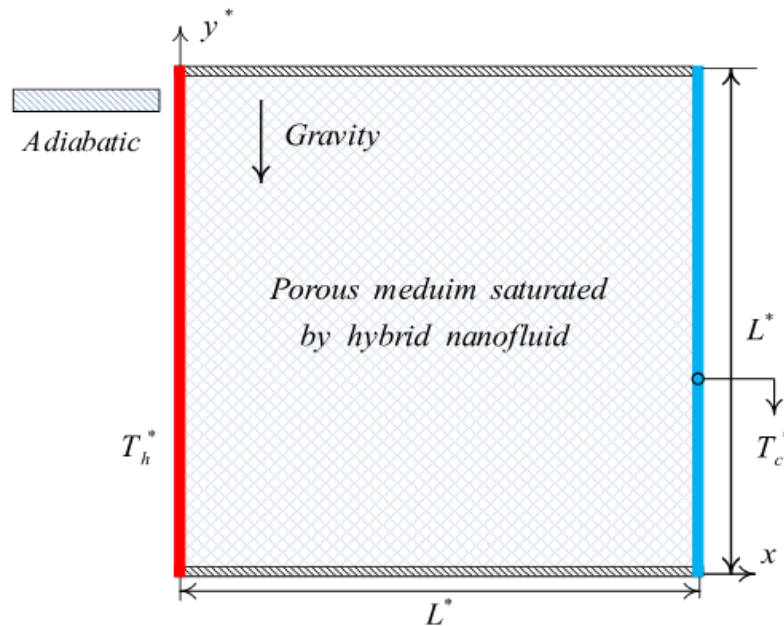


Figure II.12 : Schéma du problème Mehryan et al. [60].

En utilisant un nanofluide hybride (Cu – Al₂O₃/Eau), **Alsabery et al. [61]** ont étudié le problème de la convection naturelle dans une cavité avec des parois verticales ondulées et une source de chaleur positionnée à la base. La méthode des éléments finis de Galerkin a été utilisée pour exécuter la simulation, et l'outil des lignes de chaleur a été utilisé pour visualiser les résultats. Les résultats démontrent que l'amplitude des ondulations a un impact significatif sur l'intensité du flux et la transmission de chaleur ; une plus grande amplitude entraîne une moindre transmission de chaleur. La longueur de la source de chaleur est liée au nombre de Nusselt. De plus, pour une fraction volumique $\phi = 0.02$, le nanofluide hybride montre de meilleures performances thermiques que l'eau pure et les nanofluides traditionnels, avec des améliorations de 13.7 % et 5 %, respectivement. Enfin, lorsque le nombre de Rayleigh est inférieur à 10^5 , la fraction volumique a une influence bénéfique ; mais, au-dessus de cette valeur, elle devient défavorable.

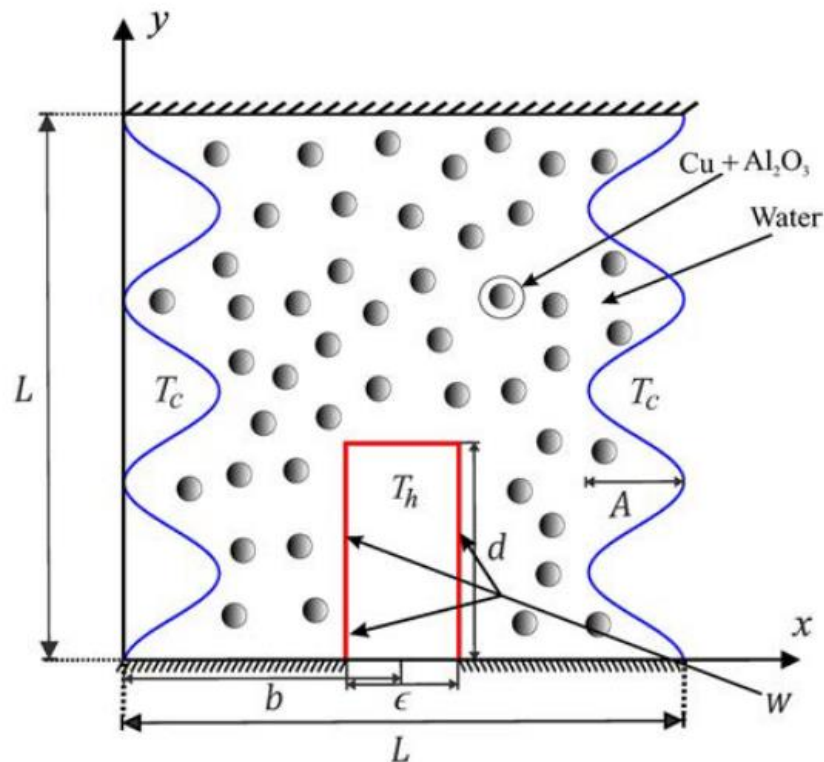


Figure II.13 : Représentation schématique du problème Alsabery et al. [61].

En incorporant deux types de nanoparticules, les nanofluides binaires ont démontré une amélioration significative des propriétés thermiques par rapport aux nanofluides conventionnels. Cependant, il est nécessaire d'améliorer encore davantage les performances thermiques, en particulier dans des applications complexes telles que les milieux poreux ou les champs à haute densité thermique. Cette demande a conduit au développement de nanofluides ternaires, qui impliquent l'utilisation de trois types différents de nanoparticules dans un seul fluide de base. Cette approche permet une synergie thermique plus élevée et offre un meilleur contrôle sur les propriétés physiques et dynamiques du fluide.

Les études récentes se sont de plus en plus concentrées sur le comportement et les propriétés de transfert de chaleur des nanofluides ternaires. L'objectif est d'évaluer leurs avantages par rapport aux fluides binaires dans divers environnements, y compris les canaux, les cavités et les milieux poreux. Ci-dessous se trouve une revue des études les plus significatives qui ont exploré les nanofluides ternaires sous des perspectives théoriques, numériques et expérimentales.

Dans une étude récente, **Thakur et Soodan [62]** ont développé un modèle de nanofluide tri-hybride pour étudier le transfert de chaleur dans une couche limite s'écoulant sur une plaque

de Riga extensible d'épaisseur variable, soumise à un chauffage convectif. Les équations gouvernantes ont été résolues numériquement avec l'algorithme BVP4C dans MATLAB. Les résultats ont indiqué que les propriétés physiques non dimensionnelles affectent de manière significative le comportement de l'écoulement au sein de la couche limite. De plus, une comparaison des profils de vitesse et de température a été effectuée entre trois nanofluides différents : $(\text{Al}_2\text{O}_3/\text{Eau})$, $(\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{Cu}/\text{Eau})$ et $(\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{Cu} - \text{Ni}/\text{Eau})$. Les résultats ont démontré que les nanofluides ternaires hybrides offrent de meilleures performances thermiques par rapport aux fluides hybrides et mono-fluides.

Palanisamy et al. [63] ont mené une étude sur les propriétés thermiques et physiques d'un nanofluide hybride à trois composants composés de nanoparticules d'oxyde métallique $(\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{SiO}_2 - \text{TiO}_2)$ en proportions variables, avec une faible concentration volumique de 0.1 %, en utilisant de l'eau comme fluide de base. Ils ont préparé des échantillons en quantités de 100 ml, en dispersant les nanoparticules dans le liquide de base par agitation magnétique, suivie d'un traitement ultrasonique pour obtenir une uniformité. Les tests de stabilité, en particulier la mesure du potentiel zêta, ont indiqué que le nanofluide présentait une bonne stabilité. Les résultats expérimentaux ont démontré que ce nanofluide ternaire améliorait significativement ses propriétés thermo physiques par rapport au fluide de base, atteignant une augmentation maximale de la conductivité thermique de 18,33 % à 50 °C et une augmentation de la viscosité de 43,79 %. Ces résultats ont été comparés aux modèles mathématiques existants et aux recherches précédentes, montrant une forte corrélation avec des écarts de moins de 1 %. L'étude conclut que ce nouveau nanofluide ternaire hybride représente une alternative efficace aux nanofluides binaires, en raison de ses propriétés thermiques supérieures.

L'étude de l'amélioration du transfert de chaleur et de masse d'un fluide nanohybride composé de $(\text{Cu} - \text{CuO} - \text{Al}_2\text{O}_3)$ distribué dans l'eau à l'intérieur d'une cavité enclose quadrilatérale a été effectuée par **Alzahrani [64]**. La recherche examine l'efficacité du flux naturel à double diffusion (DDNC). La paroi inférieure de la cavité est chauffée et sa concentration est élevée à des valeurs élevées (T_c et C_c), tandis que la paroi verticale est maintenue à des températures et des concentrations basses (T_f et C_f). La paroi courbe est isolée thermiquement. La méthode des éléments finis (FEM) a été adoptée pour résoudre les équations différentielles partielles non linéaires. Les résultats ont montré que les fluides nanohybrides triples offrent des performances thermiques supérieures à celles des fluides nanohybrides simples et doubles, car la fraction volumique élevée des particules contribue à améliorer considérablement l'efficacité du transfert de chaleur.

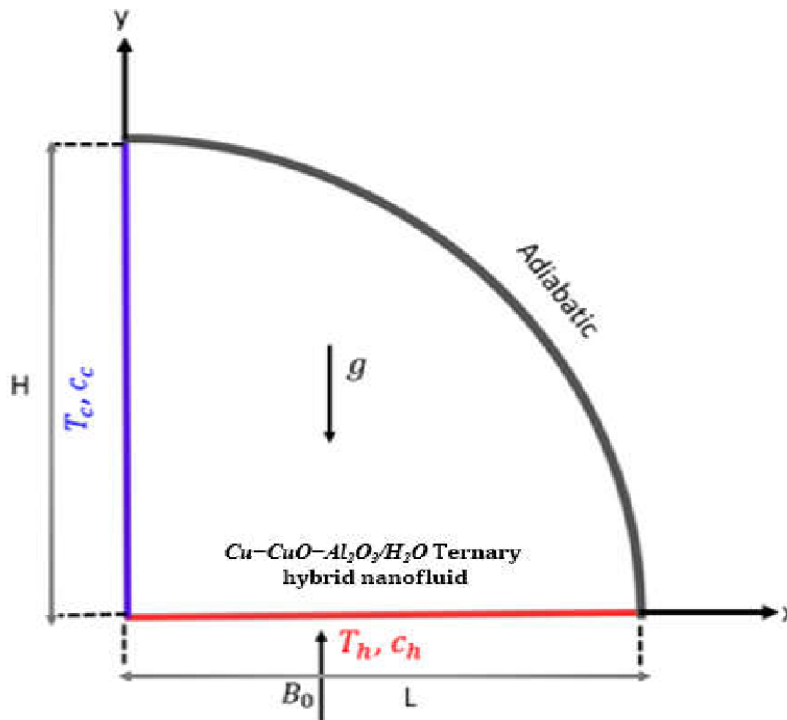


Figure II.14 : Schéma du problème Alzahrani [64].

Alsayegh [65] a réalisé une analyse numérique des performances de transfert de chaleur d'un nanofluid tri-hybride à base d'huile ($\text{Cu} - \text{Al}_2\text{O}_3/\text{MWCNT}$) dans une cavité carrée avec un baffle chauffé et une surface libre, en utilisant la méthode de blocage de Patankar. Les résultats ont montré que les nombres de Marangoni négatifs améliorent la convection en raison des forces thermocapillaires et de flottabilité coopérative, tandis que les valeurs positives réduisent l'efficacité du transfert de chaleur. L'augmentation du nombre de Rayleigh et de la taille de l'obstacle a considérablement amélioré le transport thermique, l'ajout de nanoparticules ($\phi = 0.06$) entraînant une amélioration allant jusqu'à 18 %.

Necib et al. [66] ont étudié la convection mixte dans un conduit annulaire rempli d'un milieu poreux et ont utilisé des nanofluides hybrides binaires et ternaires en simulant un champ magnétique. Les résultats ont montré qu'un nombre de Darcy élevé ($\text{Da} = 10^{-3}$ à 10^{-2}) et des quantités équilibrées de nanoparticules dans les nanofluides ternaires amélioraient considérablement le transfert de chaleur, comme le montre l'augmentation du nombre de Nusselt. En outre, il a été constaté qu'un champ magnétique puissant (nombre de Hartmann élevé) tendait à réduire l'entropie totale générée. Cette étude démontre clairement que les nanofluides ternaires sont plus performants que les nanofluides binaires dans les scénarios de convection mixte impliquant des milieux poreux soumis à des champs magnétiques.

Hussein et al. [67] ont réalisé une analyse numérique de l'effet du chauffage Joule sur l'écoulement et le transfert thermique d'un nanofluide ternaire autour d'un cylindre perméable. Le nanofluide, composé de nanoparticules de cuivre, d'alumine et de titane dispersées dans une base aqueuse, est étudié sous l'influence de paramètres physiques tels que le champ magnétique et l'aspiration. Les équations gouvernantes sont réduites en équations différentielles ordinaires via une transformation de similarité et résolues à l'aide du solveur `bvp4c`. La comparaison avec des travaux antérieurs confirme la fiabilité des résultats obtenus. L'analyse montre que le chauffage Joule augmente l'épaisseur de la couche limite thermique, tout en exerçant un effet négligeable sur le frottement pariétal et la dynamique générale de l'écoulement. Ces conclusions offrent des pistes pertinentes pour l'optimisation thermique dans les systèmes utilisant des nanofluides ternaires, notamment dans les dispositifs de refroidissement avancés et les applications industrielles.

Le transfert thermique et les propriétés d'écoulement d'un nanofluide ternaire dans un microcanal vertical rempli d'un milieu poreux ont été examinés par **Saadeh et al. [68]**. Les équations régissant le phénomène ont été transformées à l'aide de transformations de similitude appropriées, puis résolues à l'aide de la méthode Runge-Kutta-Fehlberg d'ordre 4/5 (RKF45). L'étude a porté sur l'influence de plusieurs paramètres physiques sur le mouvement du fluide et le champ thermique, en mettant l'accent sur certaines variables géométriques importantes telles que le nombre de Nusselt, le nombre de Sherwood et la force de traînée. Les résultats ont montré que vitesse de l'écoulement diminue avec l'augmentation de la perméabilité du milieu poreux et de la concentration des nanoparticules, tandis que la température du fluide nanométrique augmente en présence d'une absorption/génération thermique irrégulière. La concentration des nanoparticules diminue en présence de réactions chimiques homogènes et hétérogènes. Le taux de transfert thermique augmente avec l'augmentation du nombre d'Ekert, et le taux de transfert de masse augmente avec l'intensité de la réaction chimique homogène, tandis que la force de traction diminue avec le nombre de Grachov.

Yabin et al. [69] ont étudié la convection naturelle dans un espace poreux contenant deux barrières chauffantes mobiles à l'aide d'un fluide (NFTH) composé d'eau, de nanotubes de carbone (cylindriques), Al_2O_3 (sphériques) et de graphène (lamellaire). Les équations d'énergie et de Navier-Stokes ont été résolues numériquement à l'aide de la méthode des éléments finis. Les résultats ont montré qu'une augmentation du nombre de Darcy entraîne une amélioration notable des vitesses horizontales et verticales, des lignes de flux et du transfert de chaleur

(nombre de Nusselt moyen). De même, l'augmentation du nombre de Rayleigh renforce la charge thermique, tandis que l'augmentation de la distance entre les deux barrières affaiblit l'intensité du flux et augmente le nombre de Bigen. L'étude a confirmé la grande efficacité des nanofluides tri-hybride pour améliorer les performances thermiques dans les environnements poreux complexes.

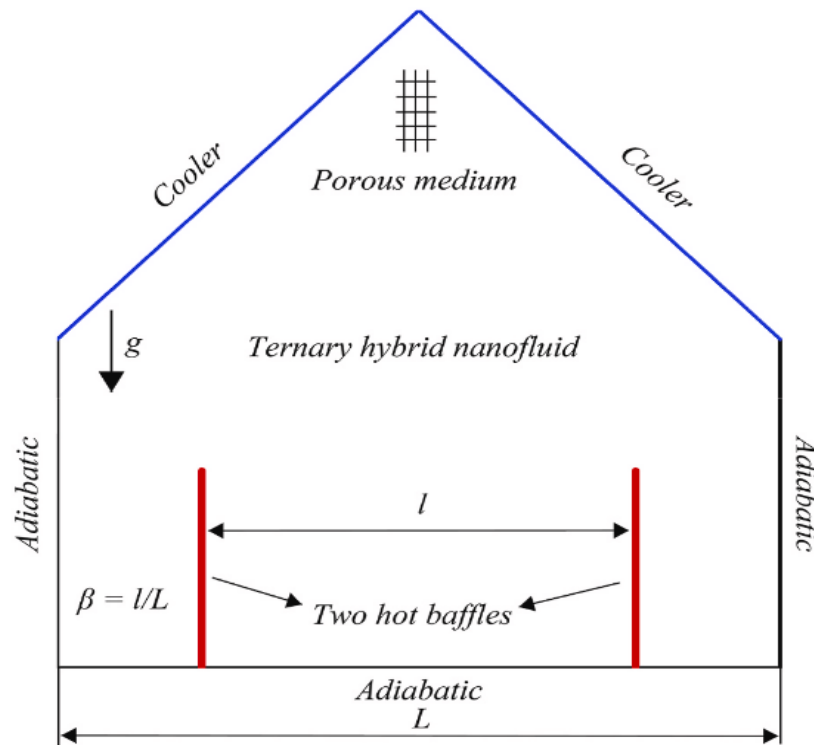


Figure II.15 : Configuration schématique de problème étudié Yabin et al. [69].

Le comportement d'un nanofluide ternaire ($\text{Cu} - \text{Al}_2\text{O}_3 - \text{TiO}_2/\text{Eau}$) dans un milieu poreux rotatif sous les effets MHD a été examiné par **Raza et al. [70]**, qui ont pris en considération la taille et la forme des nanoparticules (sphériques, cylindriques, plaquettes, etc.). Selon les résultats obtenus, les nanoparticules en forme de plaquettes démontrent la meilleure conductivité thermique et une efficacité de transfert de chaleur supérieure par rapport aux autres morphologies. De plus, leur vitesse radiale et l'épaisseur de la couche limite sont augmentées par les caractéristiques magnétiques et hydrodynamiques. Les profils de concentration des nanoparticules sont également fortement influencés par les facteurs de transfert de masse. Les conclusions globales de l'étude soulignent le potentiel prometteur des nanofluides ternaires pour des applications thermiques et d'ingénierie sophistiquées, en mettant en évidence que la morphologie des nanoparticules est un facteur crucial pour maximiser leur performance en termes d'échange de chaleur et de dynamique de l'écoulement.

Faisal et al. [71] ont étudié la convection mixte d'un nanofluide tri-hybride dans un milieu poreux au-dessus d'une feuille qui s'étire, en considérant les effets de la Magnétohydrodynamique. L'étude propose un cadre de calcul hybride pour la modélisation. Le modèle intègre les effets de la morphologie des nanoparticules, des nanocouches interfaciales, du rayonnement, des réactions chimiques et de la diffusion croisée. Les équations aux dérivées partielles (EDP) gouvernantes ont été résolues numériquement par la méthode du solveur BVP4C et ont été validées à l'aide d'un ANN de Levenberg-Marquardt. Les résultats ont montré que les nanoparticules sphériques et les nanocouches interfaciales plus épaisses amélioraient sensiblement le transfert de chaleur, tandis que le champ magnétique et la porosité réduisaient la vitesse de l'écoulement en induisant une force de traînée de Lorentz et une force de traînée de Darcy.

II.3 Conclusion

A travers cette analyse des recherches antérieures, il est évident que l'étude de la convection mixte dans les milieux poreux avec des nanofluides tri-hybrides est un domaine en développement qui nécessite plus d'investigations, surtout dans les contextes combinant des cavités ouvertes et des canaux horizontaux. Cela souligne l'importance de cette étude, dont l'objectif principal est de combler certaines lacunes en examinant le comportement du nanofluide tri-hybride dans une cavité ouverte remplie d'un milieu poreux et connectée à un canal horizontal. Pour ce faire, nous emploierons une méthodologie numérique rigoureuse fondée sur des principes physiques et mathématiques intégrés.

Chapitre III : Formulation du problème physique et simulation numérique

III.1 Introduction

Dans la continuité des chapitres précédents, qui ont introduit les concepts fondamentaux et le cadre théorique de la convection mixte dans des milieux poreux saturés par des nanofluides hybrides, ce chapitre se consacre à l'élaboration du modèle numérique pour les deux applications étudiées.

L'objectif principal est de définir avec précision la configuration physique commune du système une cavité rectangulaire remplie d'un milieu poreux et connectée à un canal horizontal, tout en présentant les conditions spécifiques à chaque application.

Dans la première application, la convection mixte est analysée pour un nanofluide tri-hybride soumis à un chauffage latéral de la cavité, afin d'examiner l'influence de la position du mur chaud sur la structure d'écoulement et le transfert thermique.

La seconde application, quant à elle, considère un échauffement par la paroi inférieure avec une température chaud constant, en introduisant le mouvement des parois latérales pour évaluer son impact sur le mélange du fluide et les performances thermiques globales.

Les équations gouvernantes, basées sur le modèle de Darcy–Brinkman–Forchheimer, sont formulées spécifiquement pour le nanofluide hybride ternaire. La discrétisation numérique, le maillage adapté et la méthode des volumes finis sont ensuite décrits, assurant la précision et la stabilité du calcul sous Ansys Fluent.

Ainsi, ce chapitre établit le cadre numérique fondamental nécessaire à la simulation et à l'analyse comparative des deux configurations, ouvrant la voie à une étude approfondie des effets des paramètres physiques et géométriques sur le transfert de chaleur et la dynamique de l'écoulement.

III.2 Formulations Mathématique

III.2.1 Eléments mathématiques de base

La convection est décrite à l'aide d'équations qui relient la vitesse, la pression et la température, et qui sont dérivées des lois de conservation de la masse, de la quantité de

mouvement représentée par les équations de Navier–Stokes, et de l'énergie. Dans le contexte des milieux poreux, les modèles de Darcy–Brinkman ou de Darcy–Forchheimer sont généralement utilisés, en fonction du régime d'écoulement. Ces équations de base permettent de déterminer les champs de vitesse et de température, qui servent ensuite à calculer les paramètres de transfert de chaleur tels que le nombre de Nusselt.

III.2.1.1 Equation de continuité

Le principe de conservation de la masse donne l'équation de continuité. Cette équation est représentée comme suit :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{v}) = 0 \quad \text{III.1}$$

III.2.1.2 Equation de quantité de mouvement

$$\frac{\rho}{\varepsilon^2} (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} = -\nabla P + \mu_{\text{eff}} \nabla^2 \vec{v} - \frac{\mu}{K} \vec{v} - \rho \frac{C_F}{\sqrt{K}} |\vec{v}| \vec{v} + \rho \vec{F}_v \quad \text{III.2}$$

III.2.1.3 Equation d'énergie

$$\rho c_p \frac{dT}{dt} = \text{div}(\lambda \nabla T) + \beta T \frac{dP}{dt} + \mu \bar{\phi} \quad \text{III.3}$$

Avec :

$\bar{\phi}$: Fonction de dissipation visqueuse définie en deux dimensions comme suit :

$$\bar{\phi} = 2 \left[\sum \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)^2 \quad \text{III.4}$$

III.2.2 Hypothèses simplificatrices

Les hypothèses simplificatrices retenues dans l'étude sont les suivantes :

- Ecoulement bidimensionnel (suivant les coordonnées cartésiennes x et y).
- Nanofluide tri-hybride newtonien et incompressible.
- Régime de l'écoulement laminaire et stationnaire.
- Le matériau poreux supposé homogène et isotrope est en équilibre thermique local avec le nanofluide tri-hybride. On a supposé que le milieu poreux était entièrement saturé par le fluide. Les nanomolécules sont considérées comme ayant une taille uniforme.
- La dissipation visqueuse dans l'équation énergétique est négligeable.
- Les propriétés thermophysiques du fluide (C_p, μ, k) sont considérées constantes, à l'exception de la densité (ρ), qui suit l'approximation de Boussinesq dans le cadre du terme de poussée d'Archimède :

$$\rho = \rho_0(1 - \beta(T - T_0)) \quad \text{III. 5}$$

III.2.3 Description du problème étudié

III.2.3.1 Description géométrique et physique

La configuration géométrique examinée dans cette étude se compose d'une cavité rectangulaire remplie d'un milieu poreux et ouverte sur un canal horizontal. La longueur libre du canal est de $4H$, soit quatre fois la hauteur de la cavité (H), tandis que la longueur de cette dernière est fixée à $L = 2H$. Le nanofluide tri-hybride ($Al_2O_3 - Cu - TiO_2/Eau$) s'écoule à l'intérieur du canal de gauche à droite avec une vitesse d'entrée constante (u_{in}) et une température uniforme (T_0). Toutes les parois sont considérées adiabatiques, à l'exception de celles où des conditions thermiques spécifiques à chaque application sont appliquées.

Dans la première application (A) (voir Figure III.1), la paroi chauffée à une température constante (T_c) est placée tour à tour sur la paroi gauche puis sur la paroi droite de la cavité, afin d'examiner comment la position de la paroi chaude affecte la répartition de la température et la structure de l'écoulement à l'intérieur du milieu poreux. Les autres parois restent fixes et sont thermiquement adiabatiques.

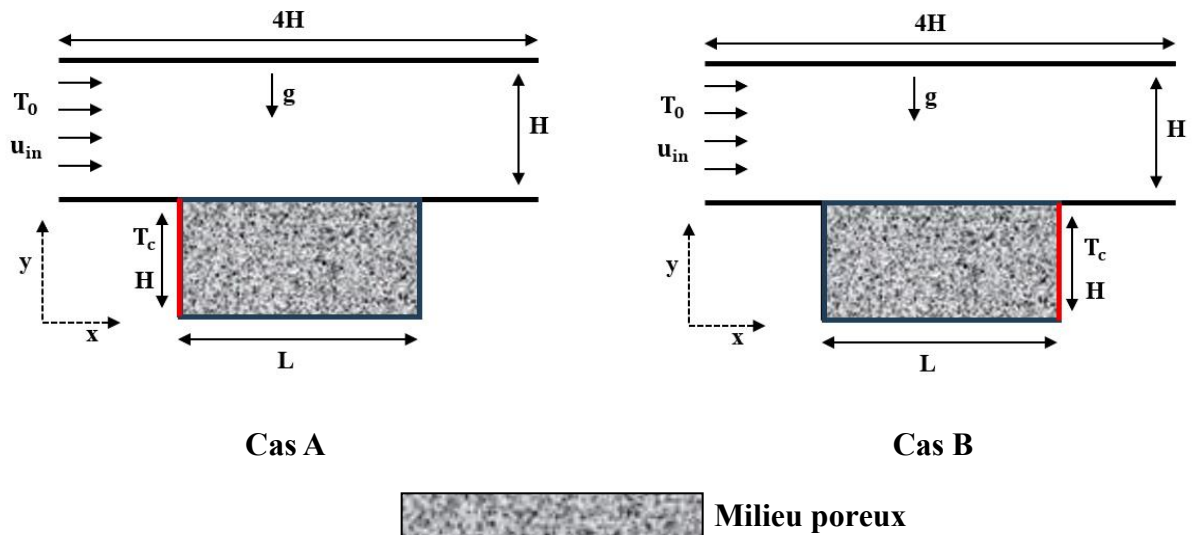
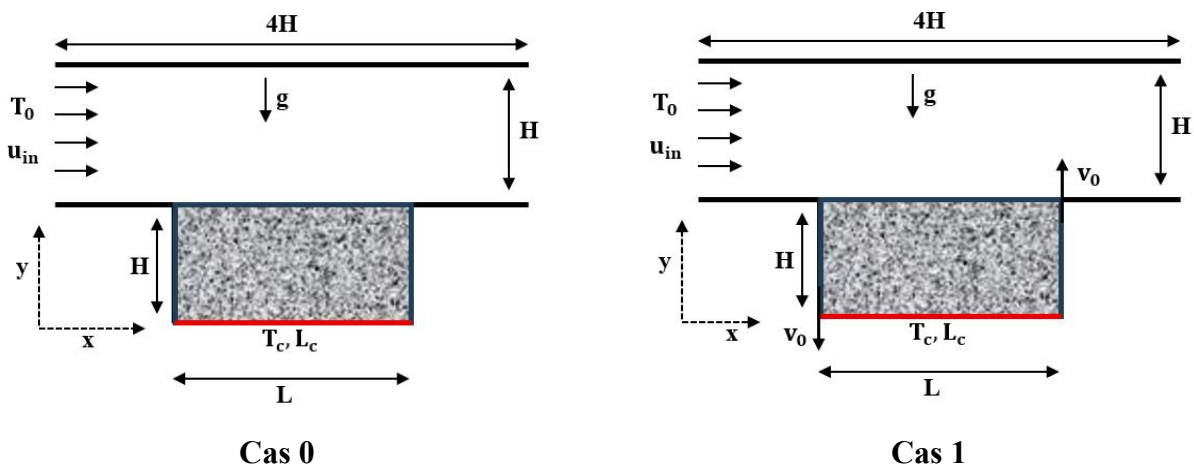


Figure III.1 : Géométrie du problème étudié pour application (A).

Dans la deuxième application (B) (voir Figure III.2), la même configuration géométrique de la cavité et du canal est conservée. Cependant, la paroi inférieure est considérée comme la paroi chauffée à une température constante (T_c). Les deux parois latérales sont mobiles selon trois cas distincts :

- Cas (1) : la paroi gauche monte tandis que la paroi droite descend.
- Cas (2) : les deux parois se déplacent vers le bas.
- Cas (3) : les deux parois se déplacent vers le haut.

Dans tous les cas, le mouvement s'effectue à une vitesse constante (v_0), ce qui engendre un écoulement de cisaillement complexe favorisant le mélange thermique et influençant le comportement de la convection mixte au sein du milieu poreux.



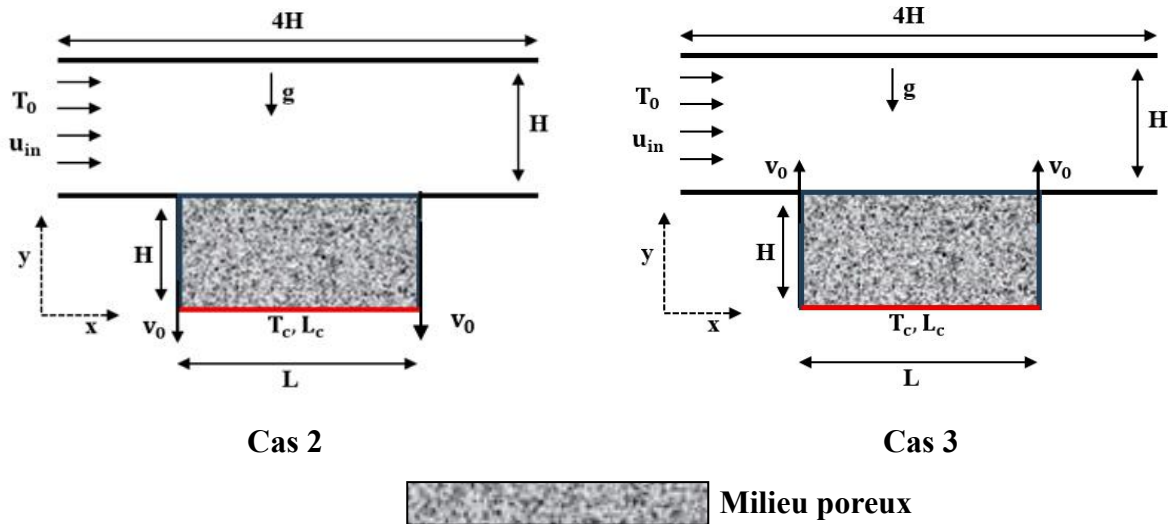


Figure III.2 : Géométrie du problème étudié pour application (B).

Les propriétés thermodynamiques de nanoparticules ($Al_2O_3 - Cu - TiO_2$) et du fluide de base (eau pure) sont présentées dans le tableau III.1 [72-73]

Tableau III.1 : Propriétés thermophysiques de l'eau et des nanoparticules.

Propriétés physiques	Eau pure	Al_2O_3	Cu	TiO_2
$\rho(kg. m^{-3})$	997.1	3970	8933	4250
$C_p(J. kg^{-1}. K^{-1})$	4179	765	385	686.2
$k(W. m^{-1}. K^{-1})$	0.613	36	401	8.538
$\beta \times 10^5(K^{-1})$	21	0.85	1.67	0.9
$\mu(kg. m^{-1}. s^{-1})$	891×10^{-6}	-	-	-
Pr	6.074	-	-	-

III.2.3.2 Equations gouvernantes dimensionnelles

Les équations de Navier-Stokes sont utilisées pour représenter l'écoulement dans le domaine fluide, tandis que les équations de Darcy-Brinkman-Forchheimer sont utilisées pour modéliser l'écoulement dans les milieux poreux. Une équation qui modélise le champ de chaleur est appelée l'équation de l'énergie. Les équations suivantes peuvent être exprimées en coordonnées cartésiennes (x, y) pour décrire les équations de gouvernance dimensionnelles pour la convection mixte laminaire de flux de nanofluide tri-hybride dans un matériau poreux qui remplit une cavité ouverte sur un canal horizontal comme suit [73-74-75] :

✚ Equation de continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad \text{III. 6}$$

✚ Equation de la quantité de mouvement dans la direction x :

$$\frac{1}{\varepsilon^2} \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{1}{\rho_{\text{thnf}}} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\nu_{\text{thnf}}}{\varepsilon} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) - \frac{\nu_{\text{thnf}}}{K} u - \frac{C_F}{\sqrt{K}} u |u| \quad \text{III. 7}$$

✚ Equation de la quantité de mouvement dans la direction y :

$$\frac{1}{\varepsilon^2} \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{1}{\rho_{\text{thnf}}} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\nu_{\text{thnf}}}{\varepsilon} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + \frac{(\rho\beta)_{\text{thnf}}}{\rho_{\text{thnf}}} g(T - T_c) - \frac{\nu_{\text{thnf}}}{K} v - \frac{C_F}{\sqrt{K}} v |v| \quad \text{III. 8}$$

✚ Equation de l'énergie :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{k_{\text{eff}}}{(\rho C_p)_{\text{thnf}}} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad \text{III. 9}$$

Pour résoudre le problème, nous devons associer plusieurs conditions aux limites aux équations régissant le phénomène physique :

✚ Pour l'application (A) :

▪ Entrée du canal :

$$u = u_{\text{in}}, \quad v = 0, \quad T = T_0$$

▪ Sortie du canal :

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0$$

- **Paroi chaude :**

$$u = 0, \quad v = 0, \quad T = T_C$$

- ✚ **Pour l'application (B) :**

- **Entrée du canal :**

$$u = u_{in}, \quad v = 0, \quad T = T_0$$

- **Sortie du canal :**

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0$$

- **Paroi chaude :**

$$u = 0, \quad v = 0, \quad T = T_C$$

- **Paroi mobile :**

$$u = 0, \quad v = v_0$$

Les modèles d'équations qui ont été appliqués aux attributs physiques du nanofluide tri-hybride consécutivement sont montrés dans les équations (III.10 - III.16). Dans ce cas, ϕ_1, ϕ_2 et ϕ_3 représentent respectivement les concentrations des nanoparticules d' Al_2O_3 , de Cu et TiO_2 dans le fluide de base. Pour le fluide conventionnel, les nanofluides mono, hybrides et tri-hybrides, les symboles utilisés sont respectivement f, nf, hnf et thnf. De manière similaire, les indices n_1, n_2 et n_3 désignent les propriétés des nanoparticules d' Al_2O_3 , de Cu et de TiO_2 [73-39-76-77].

- **Densité :**

$$\rho_{thnf} = (1 - \phi_3)((1 - \phi_2)[(1 - \phi_1)\rho_f + \phi_1\rho_{n1}] + \phi_2\rho_{n2}) + \phi_3\rho_{n3} \quad \text{III.10}$$

- Capacité thermique :

$$(\rho c_p)_{\text{thnf}} = (1 - \phi_3)((1 - \phi_2)[(1 - \phi_1)(\rho c_p)_f + \phi_1(\rho c_p)_{n1}] + \phi_2(\rho c_p)_{n2} + \phi_3(\rho c_p)_{n3} \quad \text{III.11}$$

- Coefficient de dilatation thermique :

$$(\rho\beta)_{\text{thnf}} = (1 - \phi_3)((1 - \phi_2)[(1 - \phi_1)(\rho\beta)_f + \phi_1(\rho\beta)_{n1}] + \phi_2(\rho\beta)_{n2} + \phi_3(\rho\beta)_{n3} \quad \text{III.12}$$

- Viscosité dynamique :

$$\mu_{\text{thnf}} = \frac{\mu_f}{(1 - \phi_1)^{2.5}(1 - \phi_2)^{2.5}(1 - \phi_3)^{2.5}} \quad \text{III.13}$$

- Conductivité thermique :

$$\frac{k_{\text{thnf}}}{k_{\text{hnf}}} = \frac{k_{n3} + 2k_{\text{hnf}} - 2\phi_3(k_{\text{hnf}} - k_{n3})}{k_{n3} + 2k_{\text{hnf}} + \phi_2(k_{\text{hnf}} - k_{n3})} \quad \text{III.14}$$

Où :

$$\frac{k_{\text{hnf}}}{k_{\text{nf}}} = \frac{k_{n2} + 2k_{\text{nf}} - 2\phi_2(k_{\text{nf}} - k_{n2})}{k_{n2} + 2k_{\text{nf}} + \phi_2(k_{\text{nf}} - k_{n2})} \quad \text{III.15}$$

$$\text{et } \frac{k_{\text{nf}}}{k_f} = \frac{k_{n1} + 2k_f - 2\phi(k_f - k_{n1})}{k_{n1} + 2k_f + \phi(k_f - k_{n1})} \quad \text{III.16}$$

La diffusivité thermique effective (α_{eff}) et la conductivité thermique effective (k_{eff}) du matériau poreux peuvent être caractérisées par les conductivités thermiques de la phase solide (k_{ps}) et de la phase fluide (k_{thnf}) et la porosité (ε) sont spécifiées comme [78, 79] :

$$k_{\text{eff}} = (1 - \varepsilon)k_{\text{ps}} + \varepsilon k_{\text{thnf}} \quad \text{III.17}$$

$$\alpha_{\text{eff}} = \frac{k_{\text{eff}}}{(\rho c_p)_{\text{thnf}}} \quad \text{III.18}$$

III.2.3.3 Adimensionnalisation des équations

La forme sans dimension est employée pour obtenir des solutions générales aux problèmes physiques sans se soucier des systèmes de mesure, et pour diminuer le nombre des paramètres dans notre étude. Elle facilite également la simplification de la résolution des systèmes d'équations. Pour faire ressortir les paramètres de contrôle du problème examiné, il est nécessaire d'introduire des grandeurs de référence.

✚ Grandeurs caractéristiques

Les grandeurs caractéristiques sont définies comme suit :

- H : longueur caractéristique.
- u_{in} : vitesse caractéristique.
- $\rho_{\text{nf}} u_{\text{in}}^2$: pression caractéristique.
- $T_c - T_0$: température caractéristique.

✚ Variables caractéristiques suivantes :

$$X = \frac{x}{H}, \quad Y = \frac{y}{H}, \quad U = \frac{u}{u_{\text{in}}}, \quad V = \frac{v}{u_{\text{in}}}, \quad P = \frac{p}{\rho_{\text{nf}} u_{\text{in}}^2}, \quad \theta = \frac{T - T_0}{T_c - T_0}$$

Après avoir substitué les variables adimensionnelles dans les équations du modèle mathématique ainsi que dans les conditions aux limites, le système d'équations adimensionnelles suivant est obtenu :

✚ Equation de continuité :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad \text{III.19}$$

✚ Equation de la quantité de mouvement dans la direction x :

$$\frac{1}{\varepsilon^2} \left(U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\nu_{\text{thnf}}}{\vartheta_f} \frac{1}{\varepsilon \text{Re}} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) - \frac{\nu_{\text{thnf}}}{\vartheta_f} \frac{1}{\text{ReDa}} U - \frac{C_F}{\sqrt{\text{Da}}} |U|U \quad \text{III.20}$$

✚ Equation de la quantité de mouvement dans la direction y :

$$\begin{aligned} \frac{1}{\varepsilon^2} \left(U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} \right) = & -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{\nu_{\text{thnf}}}{\vartheta_f} \frac{1}{\varepsilon \text{Re}} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) - \frac{\nu_{\text{thnf}}}{\vartheta_f} \frac{1}{\text{ReDa}} V - \frac{C_F}{\sqrt{\text{Da}}} |V|V \\ & + \frac{(\rho\beta)_{\text{thnf}}}{\rho_{\text{thnf}}\beta_f} \frac{\text{Gr}}{\text{Re}^2} \end{aligned} \quad \text{III.21}$$

✚ Equation de l'énergie :

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\alpha_{\text{thnf}}}{\alpha_f} \frac{k_{\text{eff}}}{k_{\text{thnf}}} \frac{1}{\text{RePr}} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad \text{III.22}$$

✚ Nombres adimensionnels

Dans les équations (III.20 à III.22), interviennent plusieurs nombres sans dimension caractérisant l'écoulement et le transfert thermique. Les définitions des principaux nombres adimensionnels, à savoir le nombre de Prandtl (Pr), le nombre de Reynolds (Re), le nombre de Grashof (Gr), le nombre de Darcy (Da) ainsi que le nombre de Richardson (Ri), sont données ci-après.

$$\text{Pr} = \frac{\nu_f}{\alpha_f}, \quad \text{Re} = \frac{u_{\text{in}} H}{\nu_f}, \quad \text{Gr} = \frac{g\beta_f(T_c - T_0)H^3}{\nu_f^2}, \quad \text{Ri} = \frac{\text{Gr}}{\text{Re}^2}, \quad \text{Da} = \frac{K}{H^2}$$

Le rapport du nombre de Reynolds est défini comme :

$$\text{Re}_r = \frac{\text{Re}_{\text{paroi}}}{\text{Re}} = \frac{u_{\text{paroi}}}{u_{\text{in}}} \quad \text{ou} \quad \text{Re}_{\text{paroi}} = \frac{u_{\text{paroi}} H}{\nu_f}$$

Le nombre de Nusselt moyen représentés sont donnés par :

✚ Pour l'application (A) :

$$Nu_{moy} = -\frac{1}{H} \int_0^H \frac{\partial \theta}{\partial X} dY \quad \text{III.23}$$

✚ Pour l'application (B) :

$$Nu_{moy} = -\frac{1}{L_c} \int_0^{L_c} \frac{\partial \theta}{\partial Y} dX \quad \text{III.24}$$

III.2.3.4 Conditions aux limites

Les conditions aux limites dynamiques et thermiques, exprimées sous forme adimensionnelle, sont présentées dans les tableaux (III.2 et III.3) suivants :

✚ Pour l'application (A) :

Tableau III.2 : Conditions aux limites pour l'application (A).

Limites	Conditions dynamiques	Conditions thermiques
Entrée du canal $X = 0, H \leq Y \leq 2H$	$U = 1$	$\theta = 0$
Sortie du canal $X = 4H, H \leq Y \leq 2H$	$\frac{\partial U}{\partial X} = \frac{\partial V}{\partial Y} = 0, P = 0$	$\frac{\partial \theta}{\partial X} = 0$
Paroi chaude À gauche $X = H, 0 \leq Y \leq H$ À droite $X = 3H, 0 \leq Y \leq H$	$U = V = 0$	$\theta = 1$ $\frac{\partial \theta}{\partial n} = 0$

✚ Pour l'application (B) :

Tableau III.3 : Conditions aux limites pour l'application (B).

Limites	Conditions dynamiques	Conditions thermiques
Entrée du canal $X = 0, H \leq Y \leq 2H$	$U = 1$	$\theta = 0$
Sortie du canal $X = 4H, H \leq Y \leq 2H$	$\frac{\partial U}{\partial X} = \frac{\partial V}{\partial Y} = 0, P = 0$	$\frac{\partial \theta}{\partial X} = 0$
Paroi chaude $H \leq X \leq 3H, Y = 0$	$U = V = 0$	$\theta = 1$
Paroi mobile $0 \leq Y \leq H, X = 3H$ $0 \leq Y \leq H, X = H$	$V = 1$ $V = -1$	$\frac{\partial \theta}{\partial X} = 0$

III.3 Simulation numérique et méthodologie de calcul

Pour résoudre numériquement les équations de conservation qui régissent l'écoulement et le transfert de chaleur par convection mixte d'un fluide nanométrique hybride ternaire à travers un milieu poreux, nous avons utilisé le logiciel de calcul Ansys Fluent. La modélisation géométrique ainsi que le maillage ont été réalisés à l'aide du préprocesseur Gambit, tandis que la phase de résolution numérique a été effectuée avec Fluent. Cette section présente la méthodologie adoptée : elle commence par une brève présentation de l'outil de simulation, se poursuit par l'exposé des schémas numériques choisis pour la discrétisation et la résolution des équations de conservation, et se termine par la description de la procédure de résolution mise en œuvre.

III.3.1 Présentation du logiciel de calcul (Gambit et Ansys Fluent)

Avant de plonger dans les détails de la méthodologie numérique, il est pertinent de faire une brève présentation des logiciels utilisés dans cette recherche. Nous allons donc fournir une description concise de Gambit et Ansys Fluent.

Gambit est un outil dédié à la modélisation géométrique et à la création de maillages. Il permet de configurer l'écoulement, de concevoir la géométrie du domaine étudié et de générer des maillages qui répondent aux exigences de précision numérique.

Ansys Fluent, quant à lui, est le solveur numérique qui repose sur la méthode des volumes finis. Il s'occupe de la discrétisation des équations de conservation (masse, quantité de mouvement et énergie), de l'application des conditions aux limites et de la résolution itérative des systèmes d'équations.

La combinaison de ces deux modules offre un environnement complet, allant de la création du modèle géométrique à l'obtention des résultats numériques, en passant par toutes les étapes intermédiaires de maillage et de paramétrage des conditions physiques.

III.3.2 Etapes de la simulation numérique

La méthodologie employée dans cette recherche s'articule autour de trois étapes fondamentales :

- ✚ **Prétraitement avec Gambit** : cette étape comprend la création de la géométrie du domaine d'étude, la génération du maillage, ainsi que la définition des conditions aux limites.
- ✚ **Calcul numérique avec Ansys Fluent** : elle implique l'implémentation des modèles physiques, la résolution des équations de conservation par la méthode des volumes finis, et la vérification des critères de convergence.
- ✚ **Post-traitement** : cette phase consiste en l'extraction, la visualisation et l'analyse des résultats (tels que les champs de vitesse, de température, les profils, et les corrélations adimensionnelles), suivies d'une comparaison avec les données de la littérature pour validation.

III.3.3 Schémas et méthodes numériques

Les schémas numériques retenus pour la résolution, à travers le logiciel Ansys Fluent, sont présentés de manière synthétique dans le tableau III.4.

Tableau III.4 : Schémas numériques utilisés.

Equations	Schéma
Couplage Pression-Vitesse	SIMPLE
Gradient	Green–Gauss Cell Based
Pression	PRESTO !
Quantité de mouvement	Second Order Upwind
Energie	Second Order Upwind

III.3.4 Procédure de résolution numérique

La méthode de résolution numérique s'appuie sur un processus itératif qui garantit la convergence et la stabilité des solutions obtenues. Dans ce contexte, deux éléments essentiels sont pris en compte : le critère de convergence choisi et les facteurs de sous-relaxation utilisés.

III.3.4.1 Critère de convergence

Le critère de convergence est satisfait lorsque la différence entre deux solutions itératives des équations discrétisées dans chaque volume de contrôle devient insignifiante. Le résidu pour la variable dépendante dans chaque volume de contrôle est défini de la manière suivante :

$$R_{\varphi} = a_p \varphi_p - \sum_i a_i \varphi_i - S_{\varphi} \quad \text{III.25}$$

Si le calcul est convergent, la valeur de R_{φ} tend vers zéro.

La progression des résidus au fil des itérations permet de suivre la convergence de la résolution itérative. Dans notre situation, les critères de convergence sont définis comme indiqué dans le tableau III.5 :

Tableau III.5: Critères de convergence.

Critère	Valeur
Continuité	10^{-6}
Vitesse suivant (x)	10^{-6}
Vitesse suivant (y)	10^{-6}
Energie	10^{-7}

III.3.4.2 Facteurs de sous-relaxation

Pour assurer la stabilité de la procédure itérative et prévenir les divergences numériques, des facteurs de sous-relaxation ont été appliqués aux équations résolues par le solveur. Ces paramètres, intégrés dans la méthode de Gauss-Seidel de Fluent, contrôlent la mise à jour progressive des variables telles que la pression, la vitesse, l'énergie, etc., à chaque itération. Un réglage approprié de ces facteurs est essentiel pour garantir une convergence rapide et fiable du modèle numérique. La méthode de Gauss-Seidel est contrôlée par le coefficient de relaxation faible suivant :

$$\varphi^k = \varphi^{k-1} + \alpha \Delta \varphi \quad \text{III.26}$$

Où (k) indique l'avancement des itérations successives, et $\Delta \varphi$ la différence entre les résultats des deux itérations (k-1) et (k).

Les valeurs adoptées dans cette étude sont résumées dans le tableau III.6

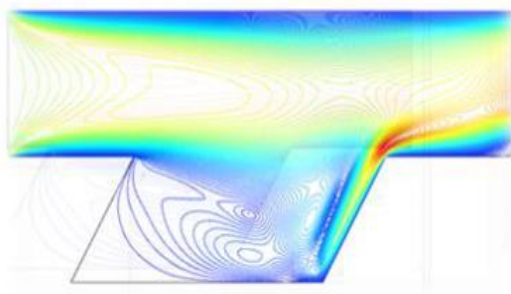
Tableau III.6 : Paramètres de relaxation pour notre problème.

Variables	Facteurs de relaxation
Pression	0.3
Masse volumique	1
Quantité de mouvement	0.7
Energie	1
Forces de volume	1

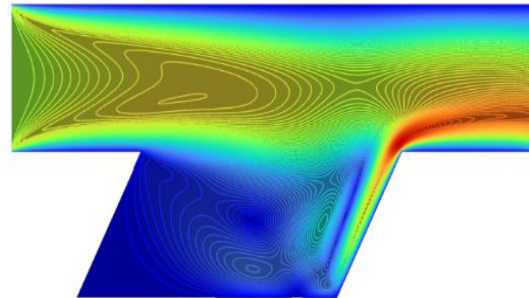
III.3.5 Validation de la simulation numérique

Afin d'assurer la crédibilité de nos résultats numériques, la validation du code de calcul a été effectuée par comparaison avec les travaux de Hussein et al. [80]. Ces derniers ont analysé l'influence de la longueur et de la localisation de la génération de chaleur sur l'écoulement laminaire d'air en convection mixte dans une cavité ouverte à parois parallèles, reliée à un canal horizontal, les parois restantes étant considérées adiabatiques. Les résultats de Hussein et al. [80] se sont révélés en bon accord avec ceux publiés auparavant par Manca et al. [81], portant sur l'étude expérimentale de la convection mixte opposée dans une cavité ouverte.

La confrontation de nos résultats avec ceux de Hussein et al. [80] met en évidence une concordance remarquable, comme l'illustrent les figures III.3 et III.4, confirmant ainsi la fiabilité et la robustesse du code de calcul utilisé dans le cadre de cette étude.



Hussien et al. [82]



Présenter les résultats

Figure III.3 : Comparaison de la distribution des contours de vitesse entre les résultats existants et ceux de Hussein et al. [80] à $Ri = 10$, $Re = 100$ et $Pr = 0,7$.

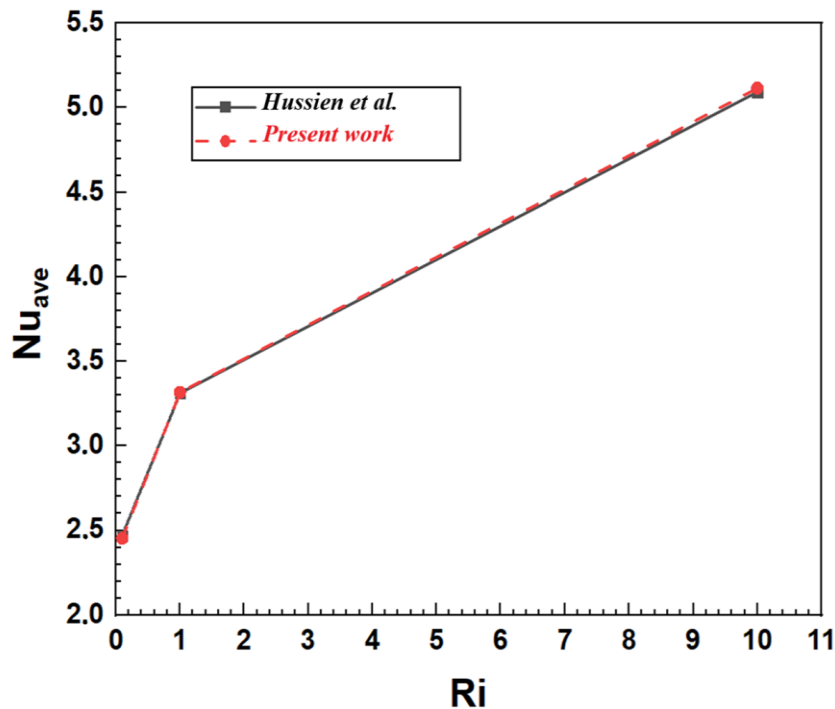


Figure III.4 : Comparaison du présent travail avec la référence [80] pour le nombre du Nusselt moyen à $Ri = 10$, $Re = 100$ et $Pr = 0.7$.

III.4 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les principales étapes de la modélisation numérique du problème étudié, en tenant compte des deux applications proposées. Nous avons d'abord défini les hypothèses physiques et les conditions aux limites adoptées pour décrire le comportement du nanofluide tri-hybride au sein du milieu poreux. Ensuite, la géométrie physique du système a été conçue avec une cavité rectangulaire connectée à un canal horizontal et un maillage numérique précis a été généré afin d'assurer une bonne précision de calcul et une convergence numérique fiable. La formulation mathématique du modèle, basée sur les équations de conservation et les lois de Darcy–Brinkman–Forchheimer, a été discrétisée et résolue à l'aide du logiciel Ansys Fluent, selon la méthode des volumes finis.

Ce travail préparatoire a permis d'établir un cadre numérique robuste et validé, constituant la base des simulations réalisées dans les deux configurations. La première application vise à étudier l'influence de la position du mur chauffant sur la distribution

thermique et la structure de l'écoulement dans le milieu poreux, tandis que la seconde application analyse l'effet du mouvement des parois latérales et de la longueur de la paroi chauffant sur les performances thermiques du système.

Ainsi, ce chapitre représente une étape essentielle dans la mise en œuvre de notre étude, en posant les fondations méthodologiques nécessaires à la simulation du transfert de chaleur et du mouvement du fluide. Le chapitre suivant sera consacré à la présentation, l'analyse et l'interprétation des résultats numériques, afin d'évaluer l'influence des paramètres physiques et géométriques étudiés.

Chapitre IV : Résultats et Discussion

Partie (A) : Simulation numérique de la convection mixte d'un nanofluide tri-hybride (Al_2O_3 , Cu, TiO_2 /Eau) dans une cavité remplie d'un milieu poreux homogène et connectée à un canal horizontal

IV.A.1 Introduction

Dans cette section, nous exposons les résultats numériques de la convection mixte d'un nanofluide tri-hybride ($\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{Cu} - \text{TiO}_2/\text{Eau}$) dans une cavité poreuse reliée à un canal horizontal. Les simulations, effectuées avec Ansys Fluent en régime stationnaire. La paroi gauche est soumise à une température chaude constante, tandis que la position de la source thermique a ensuite été modifiée sur la paroi droite afin d'évaluer son influence sur le transfert de chaleur (voir figure III.1).

Après la validation de l'indépendance du maillage et la fixation des paramètres géométriques et physiques, l'étude a porté sur l'influence du nombre de Richardson, du nombre de Darcy, de la porosité et de la fraction volumique relative des nanoparticules. Une comparaison a été faite aussi entre l'eau pure, le nanofluide hybride binaire et le nanofluide tri-hybride.

Les résultats, sous forme de champs de température, de distributions de vitesse et du nombre de Nusselt moyen, ont permis de déterminer les conditions garantissant le meilleur transfert thermique dans le milieu poreux considéré.

IV.A.2 Paramètres géométriques et physiques

Les paramètres géométriques adimensionnels utilisés dans cette étude sont définis comme suit (voir figure III.1) : $L/H = 2$ avec une hauteur réelle de la cavité $H = 1$. Le nombre de Grashof est fixé à $Gr = 2 \times 10^5$, ce qui correspond à une différence de température de $\Delta T = 10$ K. Les simulations ont été effectuées pour des valeurs du nombre de Richardson comprises entre $0.1 \leq Ri \leq 10$, du nombre de Darcy entre $10^{-5} \leq Da \leq 10^{-2}$, une porosité variant de $0.3 \leq \varepsilon \leq 0.9$, et des fractions volumiques égales des nanoparticules fixées à $0 \leq \phi_1 = \phi_2 = \phi_3 \leq 3\%$. Ces paramètres ont été choisis afin d'examiner l'effet conjoint du nombre de Richardson, de la perméabilité, de la porosité et de la concentration en nanoparticules sur les caractéristiques thermiques et dynamiques de l'écoulement à l'intérieur de la cavité poreuse.

IV.A.3 Effet du maillage sur la solution numérique

L'essai d'indépendance du maillage constitue une étape incontournable pour garantir la fiabilité des résultats numériques issus des simulations en dynamique des fluides numérique (CFD). En effet, le nombre de Nusselt moyen est couramment utilisé comme critère de référence afin d'évaluer la précision d'une simulation numérique, puisqu'il permet de quantifier le taux de transfert thermique entre un fluide et une surface solide.

Dans le cadre de la présente étude, et avant la présentation des différents résultats obtenus, il a été jugé nécessaire d'examiner l'indépendance de la solution numérique vis-à-vis de la taille du maillage. A cet effet, six maillages uniformes ont été testés. L'analyse a porté sur le nombre de Nusselt moyen ainsi que sur la température adimensionnelle le long de la paroi chauffée, pour les paramètres suivants : $Ri = 10$, $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ (nanofluide hybride ternaire ($Al_2O_3 - Cu - TiO_2/Eau$)).

Les calculs des nombres de Nusselt et des températures adimensionnelles ont été effectués pour l'ensemble des tailles de maillage considérées. Les résultats obtenus, reportés dans le tableau IV.A.1, montrent que les valeurs de ces grandeurs diminuent progressivement pour des tailles de grille de 18 301, 21 941 et 34 021, avant de se stabiliser à partir de 43 681 nœuds. Il convient de noter qu'au-delà de cette taille, toute augmentation supplémentaire du nombre de nœuds n'a engendré aucune variation significative, ce qui indique que la solution a atteint l'état de convergence numérique. Par conséquent, la taille de maillage optimale, représentée par 43 681 nœuds (figure IV. A.1), a été retenue pour l'ensemble des simulations et résultats présentés dans cette étude.

Tableau IV.A.1 : Etude de l'indépendance du maillage pour le nombre de Nusselt moyen à $Ri = 10, Da = 10^{-3}, \varepsilon = 0,9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ ($Al_2O_3 - Cu - TiO_2/Eau$).

Taille de la grille	Nombre de nœuds	θ	Nu_{moy}
Maille 1	18301	0.869172	1.913214
Maille 2	21941	0.819058	1.802905
Maille 3	34021	0.780781	1.718649
Maille 4	43681	0.722206	1.589715
Maille 5	66601	0.719254	1.587201
Maille 6	82281	0.720933	1.586915

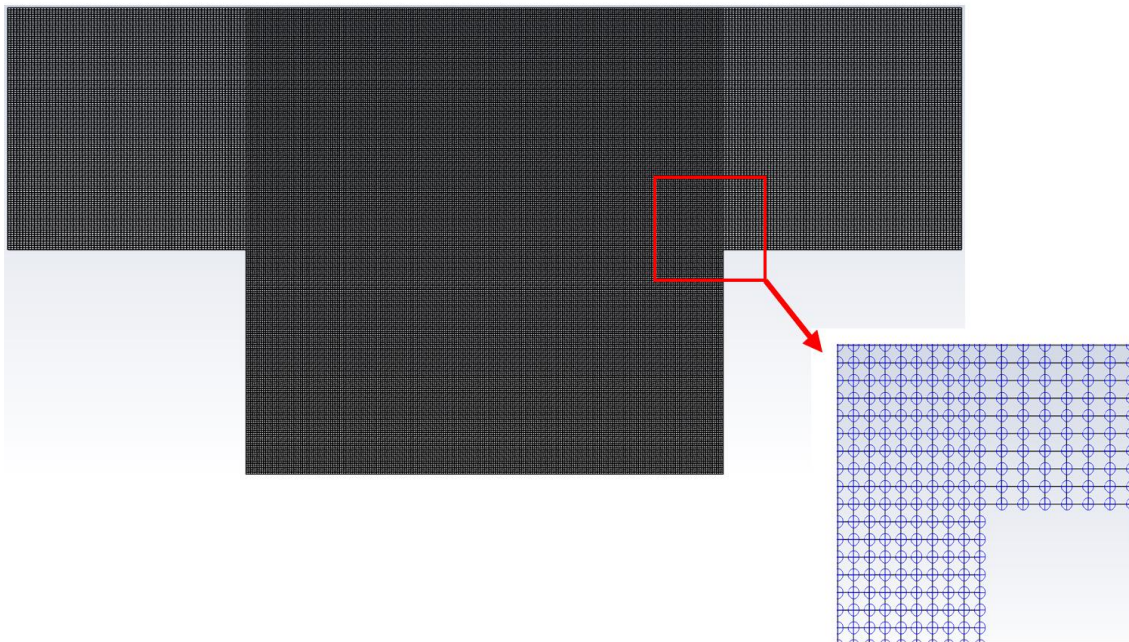


Figure IV.A.1 : Maillage est conçu pour le champ de calcul.

IV.A.4 Résultats et discussions

L'analyse computationnelle dans cette partie porte sur le transfert convectif de chaleur d'un nanofluide ternaire hybride ($\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{Cu} - \text{TiO}_2/\text{Eau}$) à l'intérieur d'une cavité remplie d'un milieu poreux homogène. Cette cavité contient une paroi thermique placée à deux positions différentes (gauche et droite). Le côté droit est également en contact avec un canal horizontal, tandis que les autres parois sont adiabatiques. Les équations utilisées sont résolues en utilisant la méthode des volumes finis implémentée dans Ansys Fluent, comme le démontre cette recherche. De plus, les résultats préliminaires de cette étude sont présentés dans les figures IV.A.2 à IV.A.24 et les tableaux IV.A.2 et IV.A.3. Dans cette section, nous explorerons en détail les résultats computationnels relatifs à ces figures dans les paragraphes suivants.

IV.A.4.1 Effet du nombre de Richardson

L'influence des nombres de Richardson (Ri) sur l'écoulement ainsi que sur les propriétés thermiques à l'intérieur de la cavité pour les cas (A) et (B) est examinée par les figures IV.A.2 à IV.A.6.

Les figures IV.A.2 à IV.A.5 montrent qu'à un faible nombre de Richardson ($Ri = 0.1$), la convection forcée domine le régime d'écoulement avec une augmentation nette des forces d'inertie par rapport aux forces de poussée d'Archimède. Cela conduit à des distributions des contours de vitesse relativement homogènes à l'intérieur de la cavité, soulignant l'influence déterminante de l'écoulement extérieur sur l'amélioration du transfert de chaleur. Les isothermes présentent un gradient de température marqué à proximité de la paroi chaude, indiquant un contact thermique intense entre la paroi et le fluide. En revanche, pour un nombre de Richardson ($Ri = 1$), les forces de flottabilité deviennent plus fortes, ce qui est responsable de la distorsion des isothermes et de l'apparition de zones de recirculation. La compétition entre les forces d'inertie et de flottabilité engendre une convection mixte, favorisant une répartition plus uniforme des isothermes dans l'ensemble de la cavité. Cela traduit un équilibre entre les processus de transport thermique convectif et diffusif. A un nombre de Richardson élevé ($Ri = 10$), la convection naturelle prédomine dans l'écoulement, caractérisée par d'importantes zones de recirculation observées au niveau des isothermes. Les recirculations sont entraînées par les mouvements induits par la flottabilité des gradients de température, ce qui se traduit par une

plus grande dispersion des lignes isothermes. Cela réduit le gradient de température global, entraînant une diminution l'efficacité du transfert de chaleur.

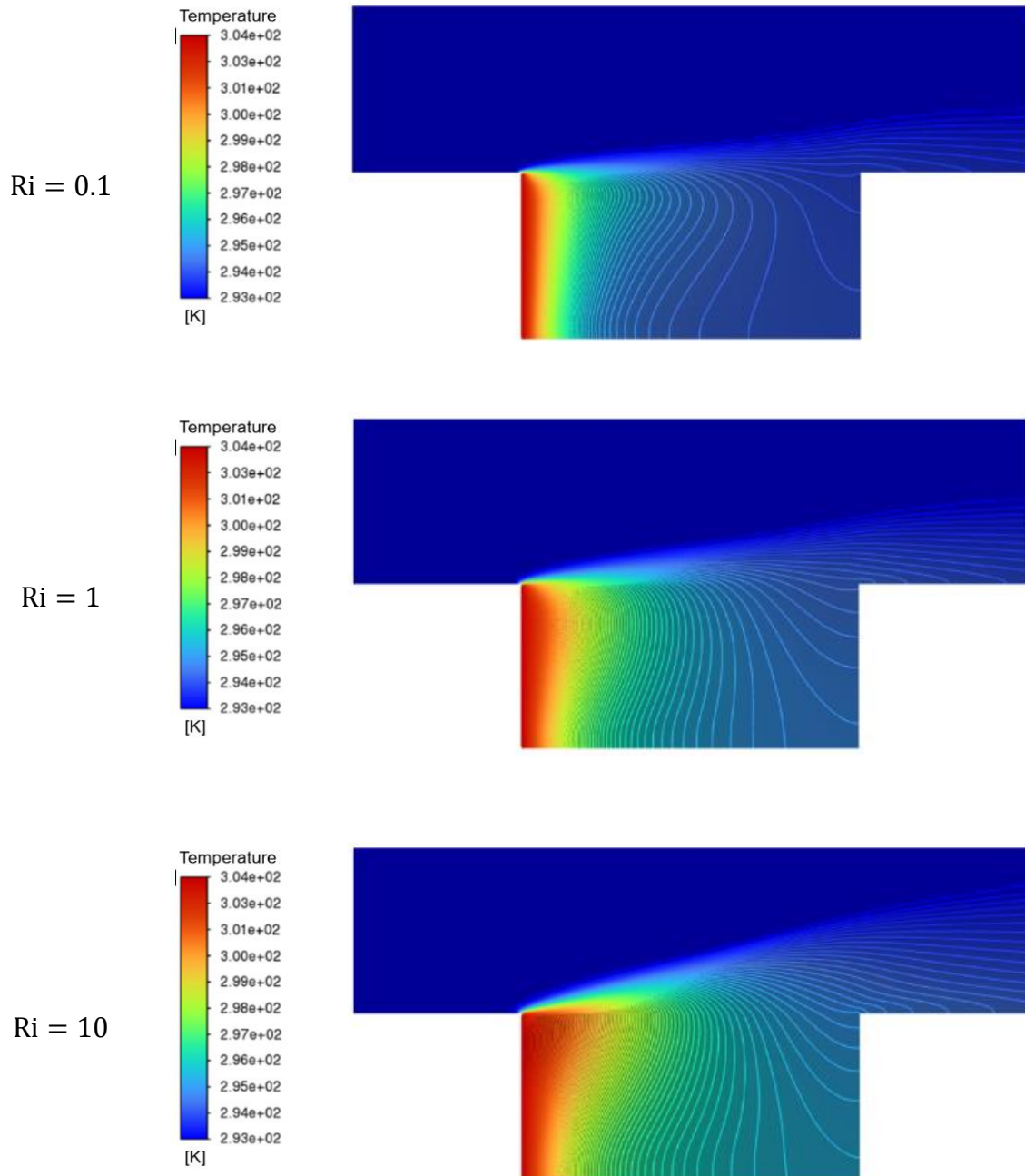


Figure IV.A.2 : Contours isothermes pour diverses valeurs du nombre de Richardson (Ri) avec $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ pour le Cas A.

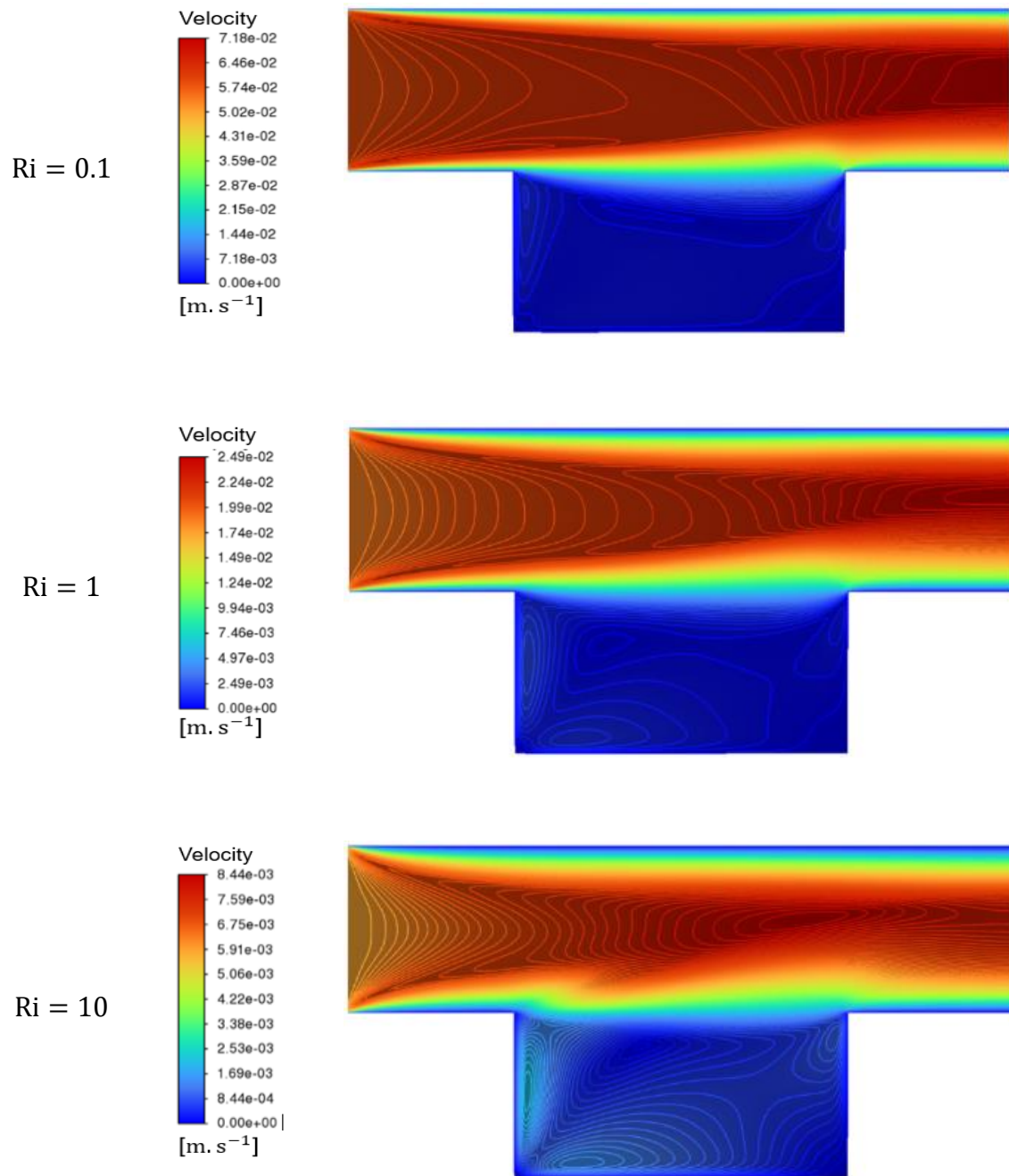


Figure IV.A.3 : Distributions de la vitesse pour diverses valeurs du nombre de Richardson (Ri) avec $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ pour le Cas A.

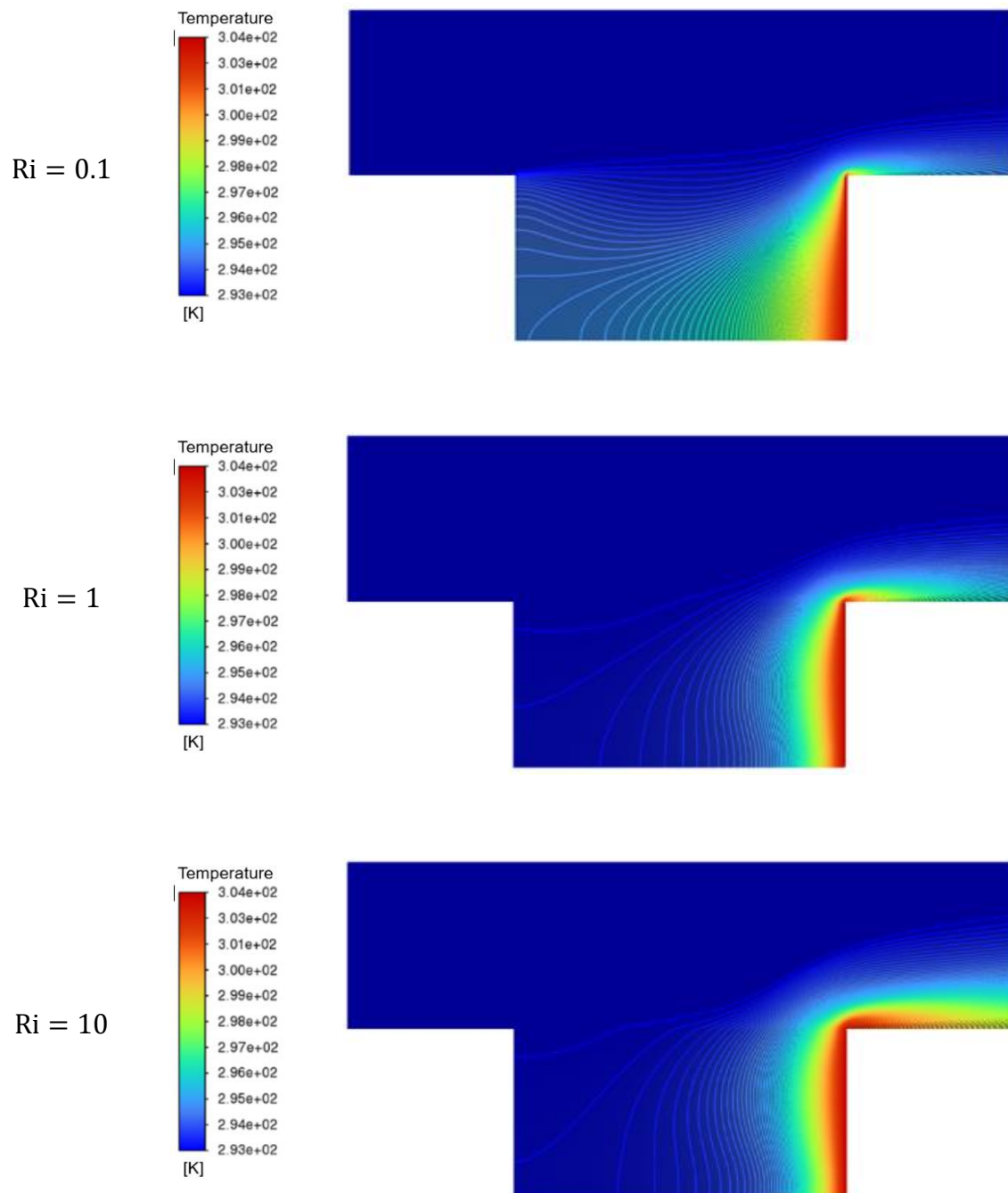


Figure IV.A.4 : Contours isothermes pour diverses valeurs du nombre de Richardson (Ri) avec $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ pour le Cas B.

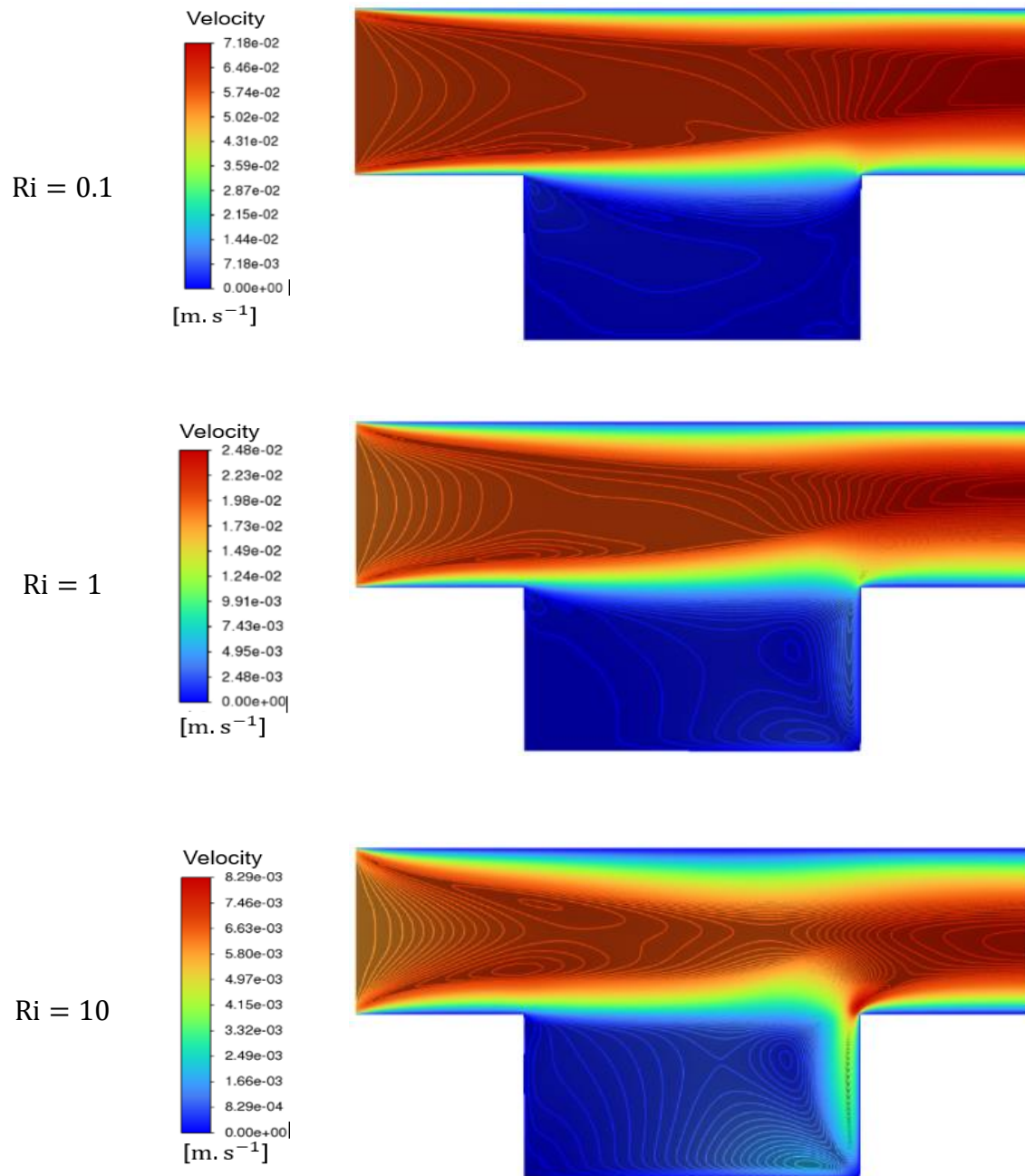


Figure IV. A.5 : Distributions de la vitesse pour diverses valeurs du nombre de Richardson (Ri) avec $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ pour le Cas B.

La figure IV.A.6 montre la variation du nombre de Nusselt moyen (Nu_{moy}) le long de la paroi chaude pour différentes valeurs du nombre de Richardson pour les deux cas (A) et (B). Les différences observées proviennent de l'augmentation des forces inertielles à des nombres de Richardson plus faibles, ce qui conduit à un mélange de fluide très efficace. Ce mélange amélioré résulte d'une plus grande vitesse du fluide, optimisant ainsi le processus de transfert de chaleur. L'analyse indique que la convection forcée est plus dominante que la convection naturelle. Pour le cas (A), une efficacité de transfert de chaleur élevée de 33.17 % est notée à un $Ri = 10$, comparée au cas (B).

Ce phénomène peut être décrit physiquement par le flux de fluide dans le canal, qui se déplace de gauche à droite. Cette orientation améliore le mélange des courants de convection à l'intérieur de la cavité, augmentant l'interaction du fluide avec la paroi gauche plus qu'avec la paroi droite. A l'inverse, dans le cas (B), le transfert de chaleur est moins efficace. Ici, le fluide dans le canal s'écoule au-dessus de la cavité avant d'atteindre la paroi droite, ce qui réduit l'interaction entre le fluide et la paroi. Par conséquent, cela affaiblit l'interaction entre la convection forcée et la convection naturelle.

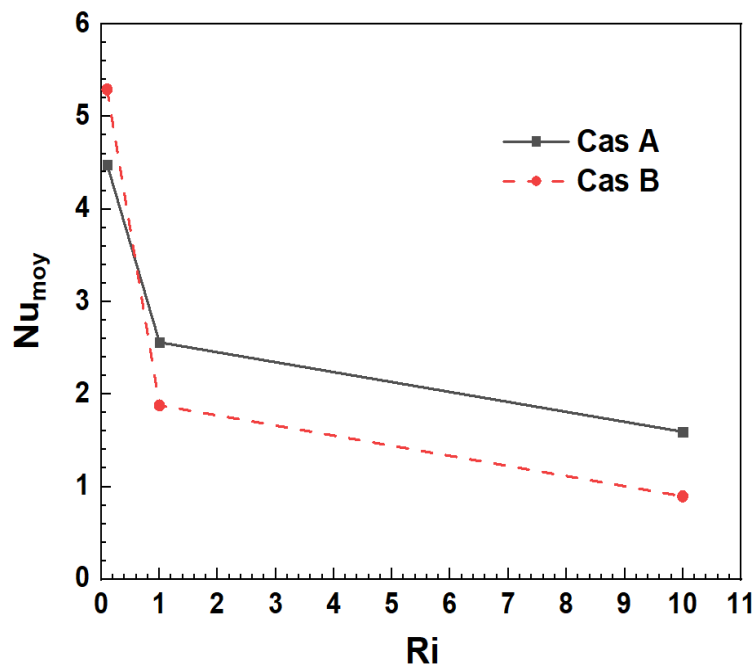


Figure IV.A.6 : Evolution du nombre de Nusselt moyen sur la paroi chaude en fonction du nombre de Richardson (Ri) dans les deux cas A et B à $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$.

I.V.4.2 Effet du nombre de Darcy

Les figures IV.A.7 à IV.A.12 mettent en évidence l'effet du nombre de Darcy sur la structure de l'écoulement et le transfert thermique pour $Ri = 10$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$. Le nombre de Darcy, en tant que paramètre clé caractérisant la perméabilité du milieu poreux, joue un rôle déterminant dans la modulation du couplage entre l'écoulement convectif et les mécanismes de transfert thermique. Pour des valeurs élevées du nombre de Darcy ($Da = 10^{-2}$), le milieu poreux présente une faible résistance hydraulique, permettant au fluide de circuler plus librement. Les distributions de vitesse (figures IV.A.8 et IV.A.10) montrent alors des champs d'écoulement relativement réguliers, avec une recirculation modérée et une diffusion plus homogène de l'énergie thermique. Les isothermes correspondantes (figures IV.A.7 et IV.A.9) sont relativement espacées, traduisant une dominance du transport convectif global et une diffusion thermique plus étalée dans la cavité.

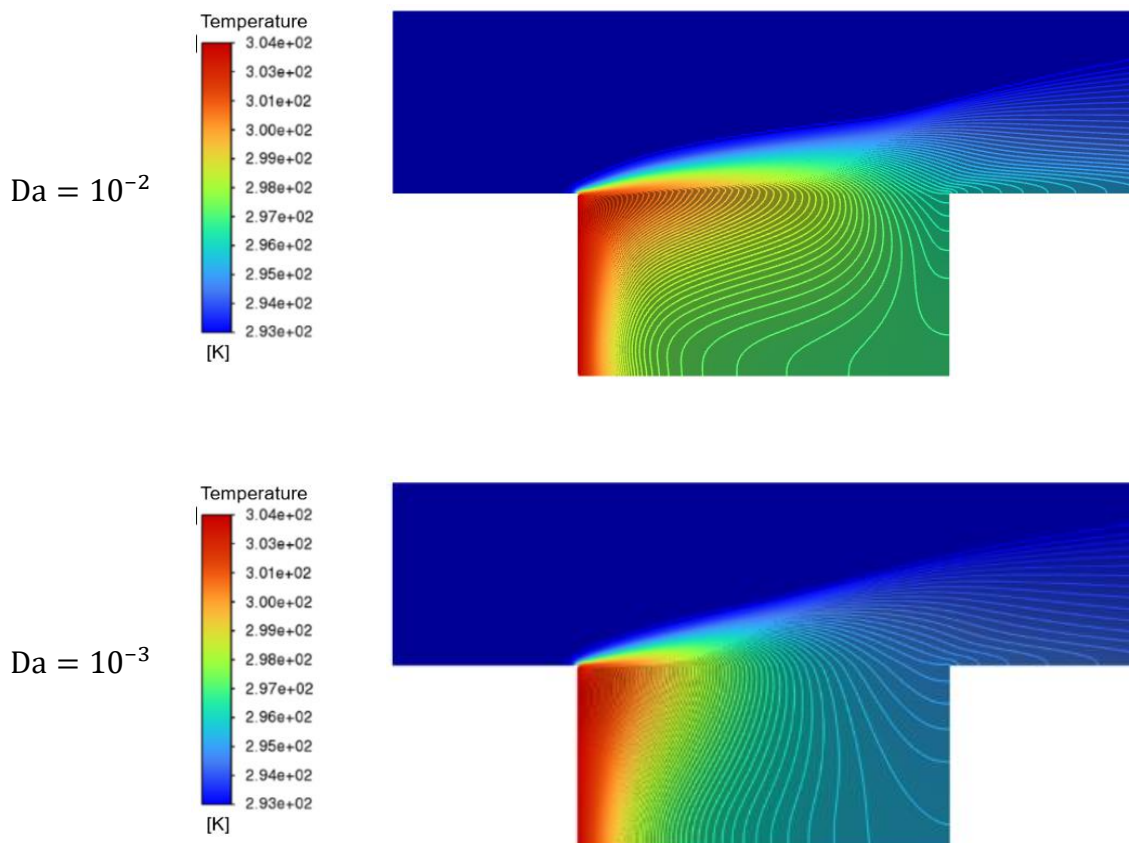
À mesure que le nombre de Darcy diminue ($Da = 10^{-3}$ à 10^{-5}), la perméabilité du milieu décroît, ce qui renforce les forces de résistance visqueuse et freine significativement le mouvement du fluide à l'intérieur des pores. Cette contrainte hydrodynamique se manifeste par une atténuation des vitesses et une perturbation des lignes de courant. Toutefois, contrairement au comportement classiquement attendu dans les milieux poreux, les résultats montrent que la diminution de Da conduit à une intensification des gradients de température au voisinage de la paroi chaude, comme l'indiquent les isothermes plus resserrées.

Cette intensification des gradients thermiques s'explique par le confinement progressif de l'écoulement et la réduction du mélange convectif global, qui favorisent une accumulation locale de chaleur près de la paroi chauffée. Dans ce régime, le transfert thermique devient fortement localisé et dominé par des échanges thermiques intenses dans les couches limites thermiques, malgré un écoulement globalement affaibli. Cette configuration conduit à une augmentation du flux thermique local à la paroi, ce qui se traduit par une élévation du nombre de Nusselt moyen.

Les figures IV.A.11 et IV.A.12 confirment cette tendance en montrant que, pour les deux cas étudiés, le nombre de Nusselt moyen augmente lorsque le nombre de Darcy diminue. Ce résultat met en évidence que la performance thermique du système ne dépend pas uniquement de l'intensité de l'écoulement convectif, mais également de la distribution spatiale des gradients thermiques et du degré de confinement imposé par le milieu poreux. Ainsi, une

faible perméabilité peut, dans certaines configurations, renforcer les échanges thermiques locaux en accentuant les gradients de température, même si elle limite le transport convectif global.

Ainsi, l'analyse conjointe des champs de vitesse, des isothermes et de l'évolution du nombre de Nusselt met en évidence le caractère non linéaire de l'influence du nombre de Darcy sur le transfert thermique. La diminution de Da , bien qu'elle limite l'intensité de l'écoulement convectif, induit un confinement thermique accru et une intensification des gradients de température au voisinage de la paroi chaude. Ces effets locaux compensent, voire surpassent, la réduction du transport convectif global, conduisant ainsi à une amélioration du transfert thermique global, traduite par l'augmentation du nombre de Nusselt moyen. Cette observation souligne le rôle déterminant de la perméabilité dans la redistribution des mécanismes de transfert thermique au sein du milieu poreux.



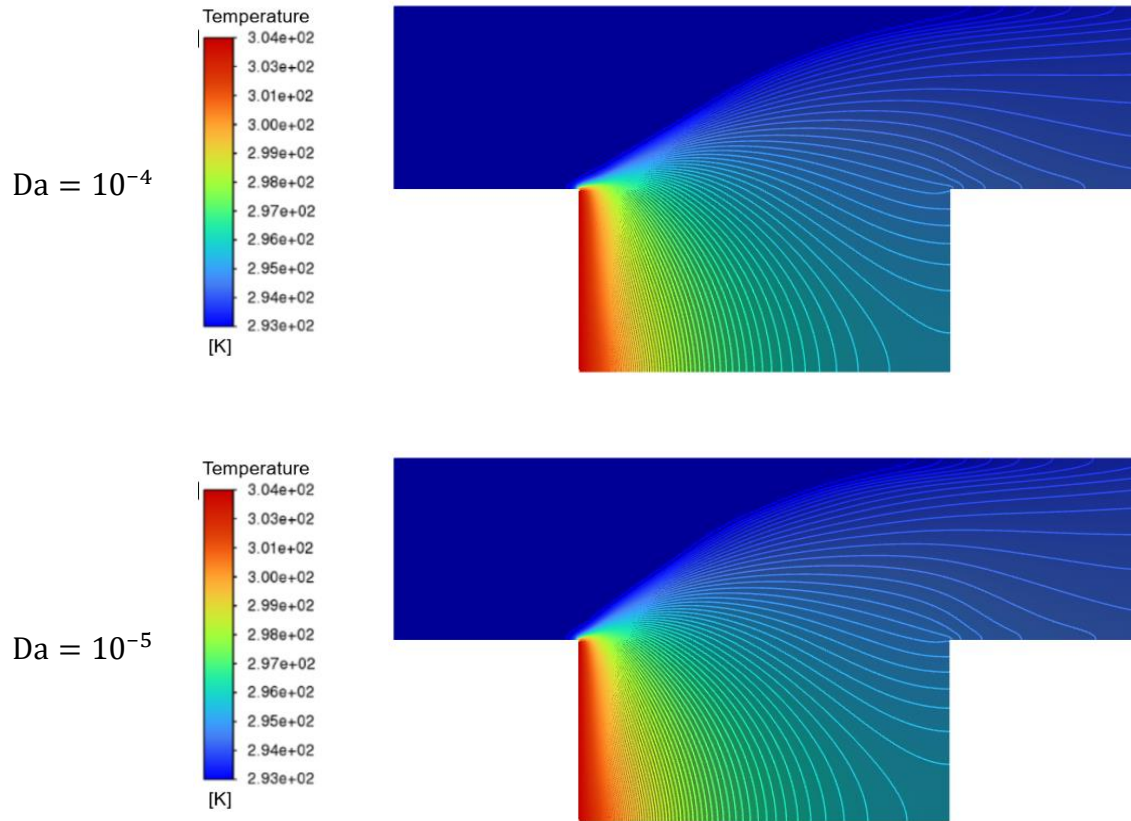
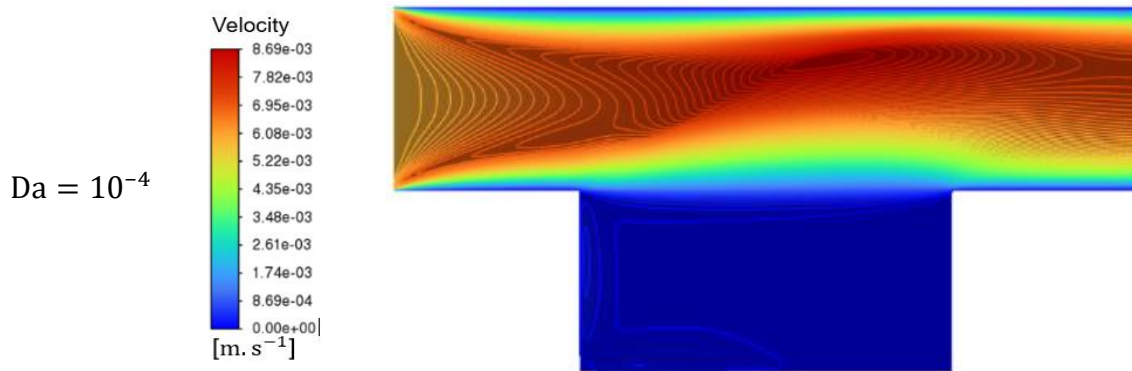
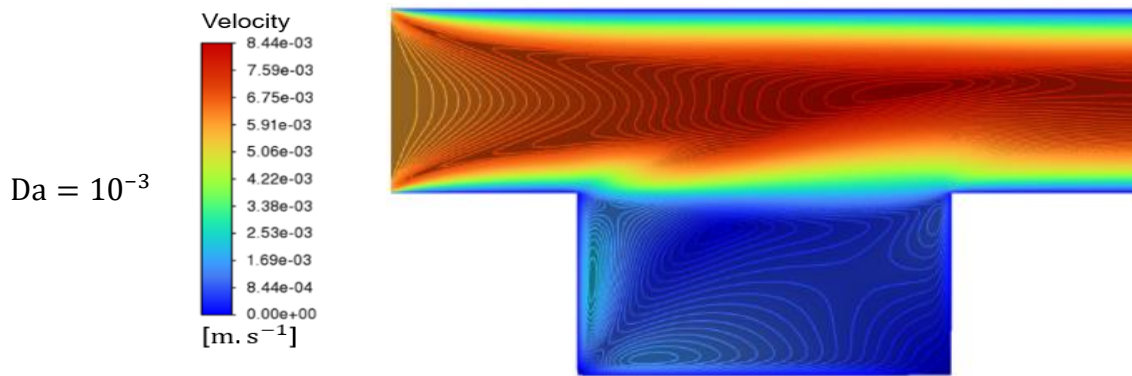
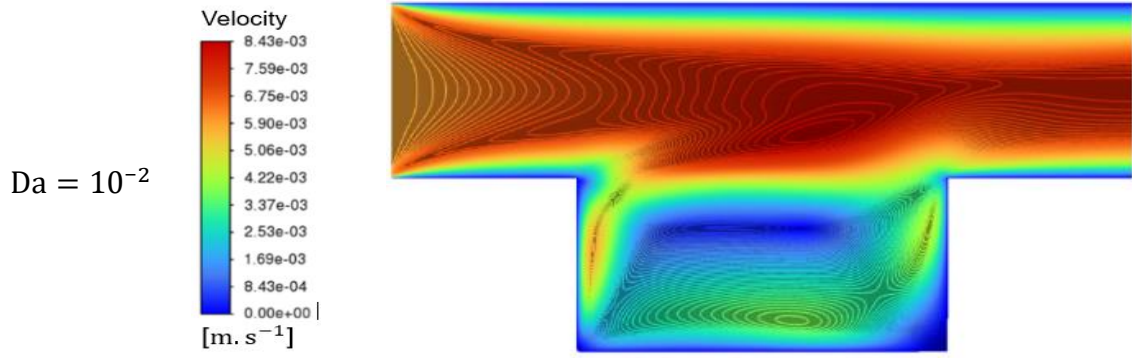


Figure IV.A.7 : Contours isothermes pour diverses valeurs du nombre de Darcy (Da) à

$Ri = 10$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ pour le cas A.



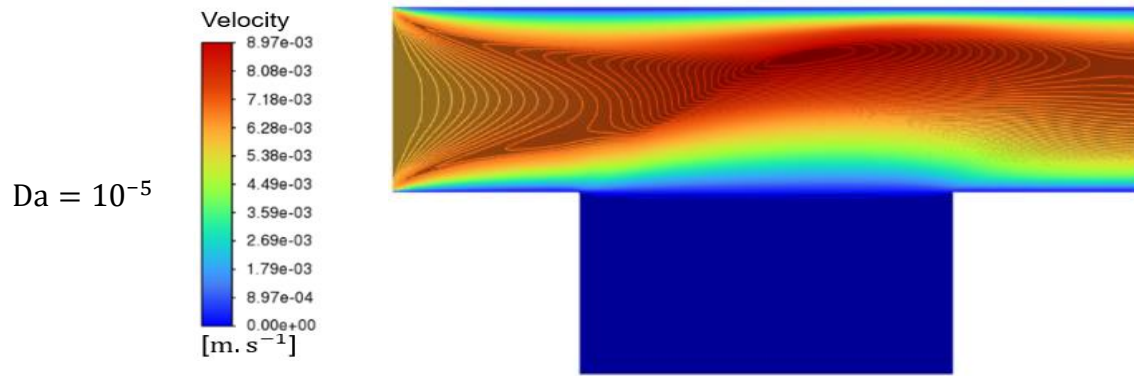


Figure IV.A.8 : Distributions de la vitesse pour diverses valeurs du nombre de Darcy (Da) à $Ri = 10$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ pour le Cas A.



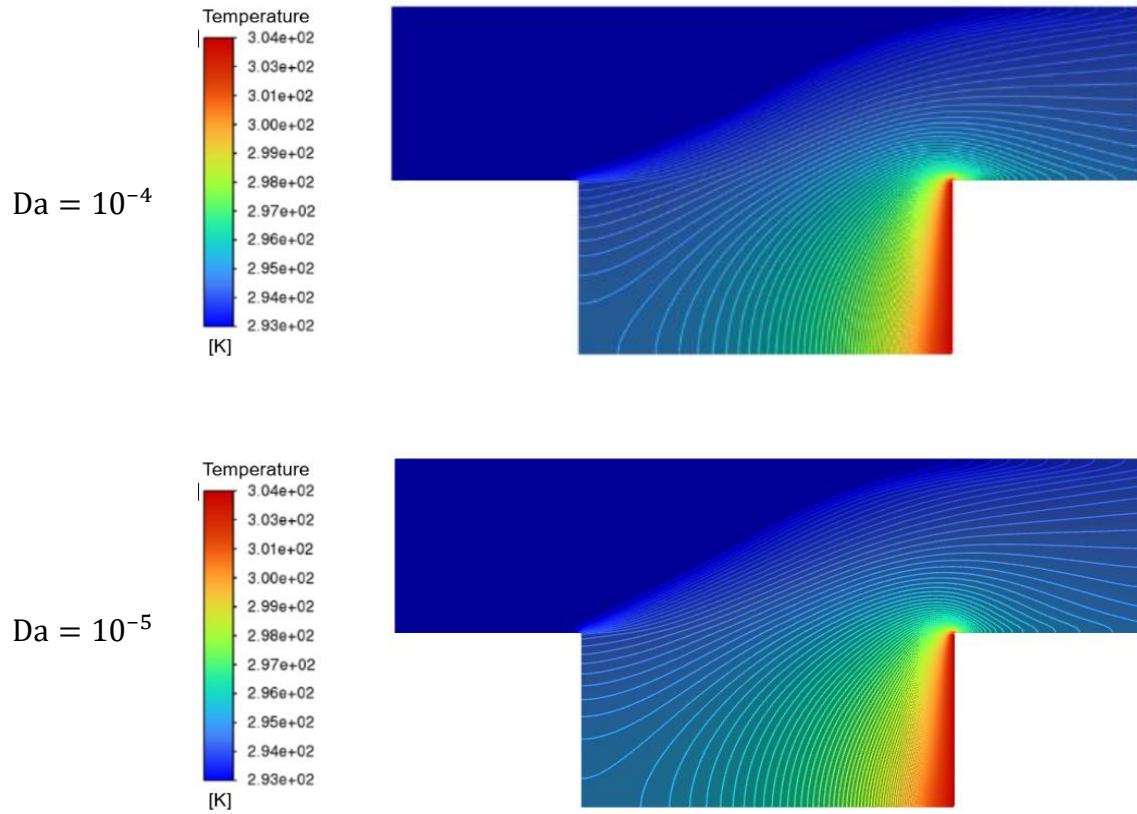
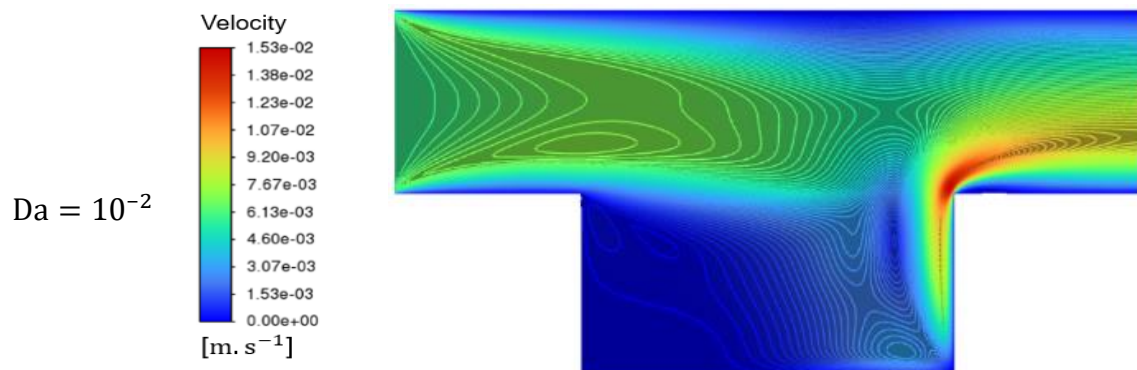


Figure IV.A.9 : Contours isothermes pour diverses valeurs du nombre de Darcy (Da) à

$Ri = 10$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ pour le cas B.



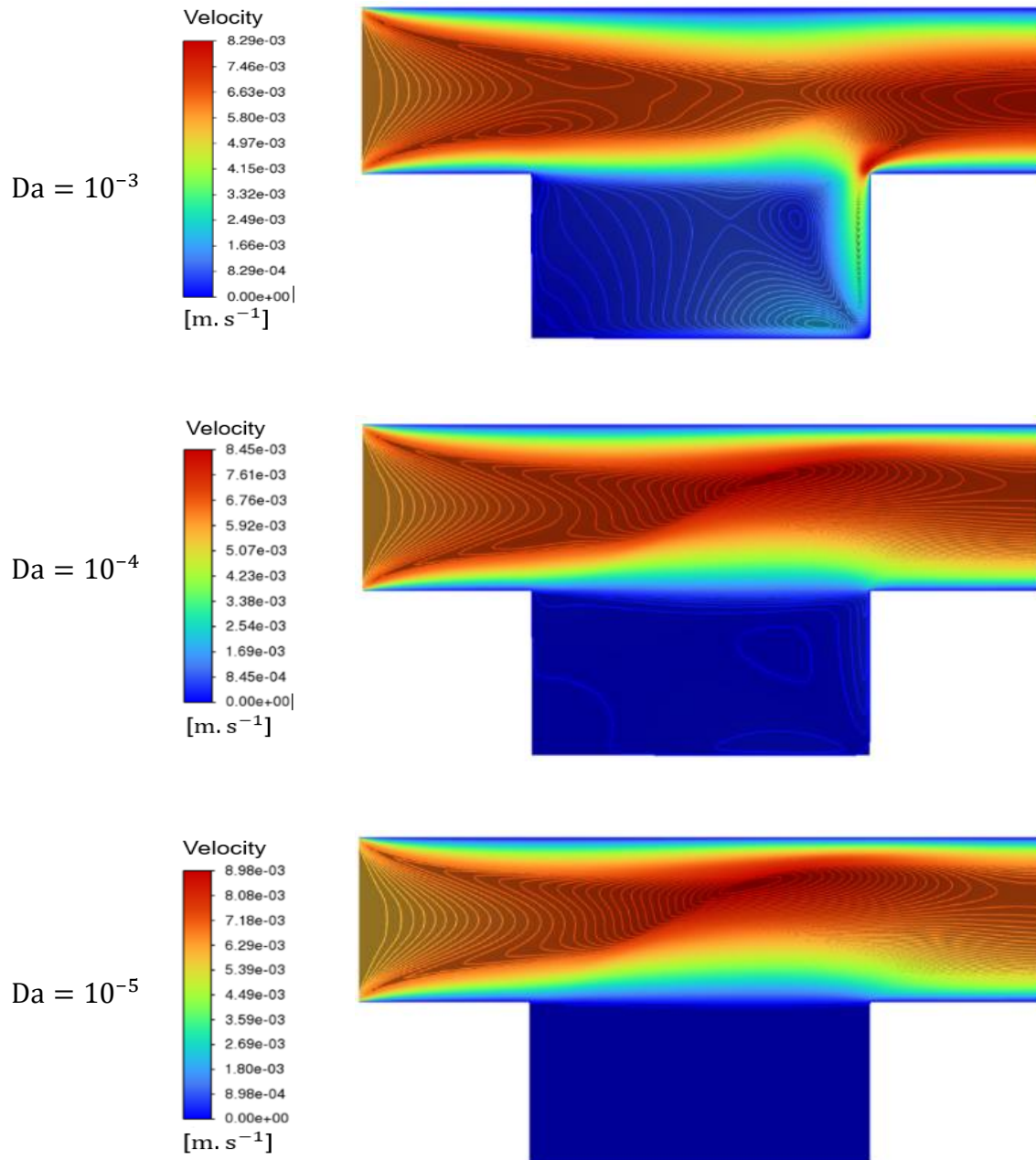


Figure IV.A.10 : Distributions de la vitesse pour diverses valeurs du nombre de Darcy (Da) à $Ri = 10$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ pour le Cas B.

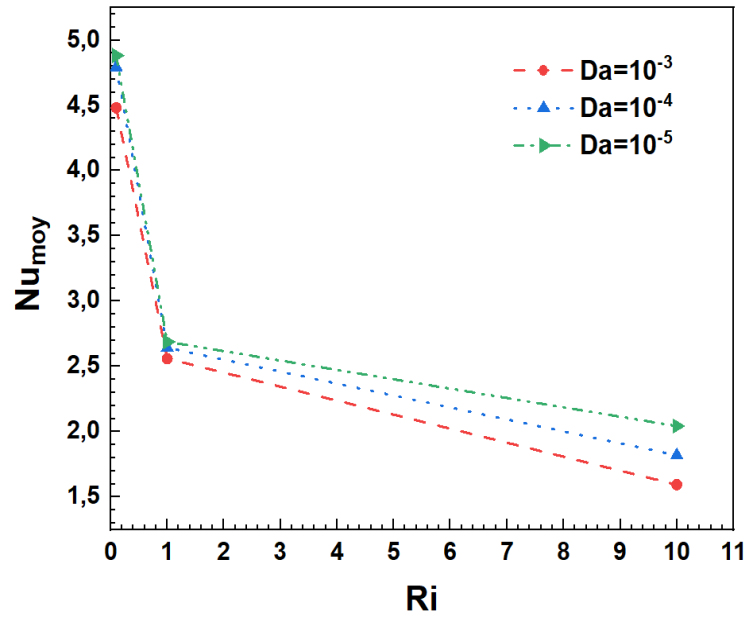


Figure IV.A.11 : Variations du nombre de Nusselt moyen, le long de la paroi chaude en fonction du nombre de Richardson (Ri) pour différents nombres de Darcy à $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ pour le cas A.

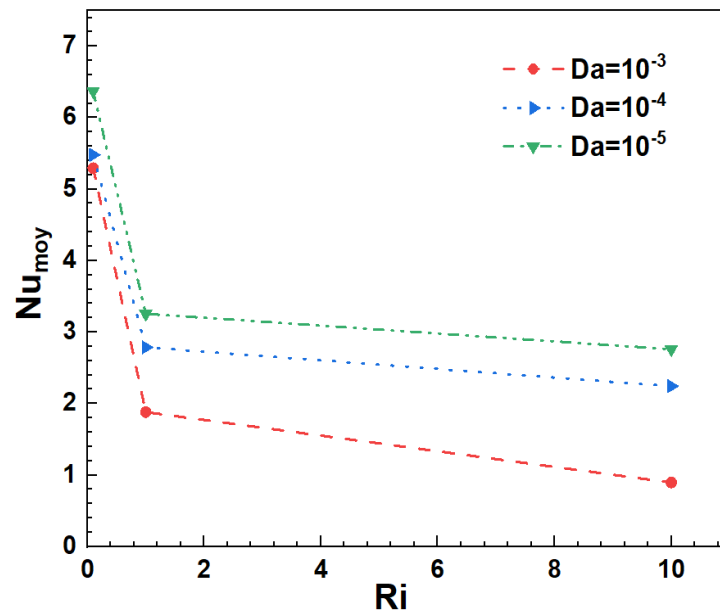


Figure IV.A.12 : Variations du nombre de Nusselt moyen, le long de la paroi chaude en fonction du nombre de Richardson (Ri) pour différents nombres de Darcy à $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ pour le cas B.

IV.4.2 Effet de la porosité

L'analyse de l'influence de la porosité ε sur le comportement thermo-hydrodynamique du nanofluide tri-hybride ($\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{Cu} - \text{TiO}_2/\text{Eau}$) a permis de dégager des tendances physiques significatives. Les résultats obtenus, illustrés par les figures IV.A.13 à IV.18, montrent que la variation de la porosité modifie sensiblement les structures d'écoulement et la distribution de la température au sein de la cavité poreuse. Pour les faibles valeurs de porosité ($\varepsilon = 0.3$), les lignes de courant sont plus confinées et concentrées près de la paroi chauffée, tandis que les isothermes présentent des gradients de température très marqués. Cette configuration traduit une circulation plus restreinte du fluide, mais un transfert de chaleur plus efficace dominé par la conduction à travers le squelette solide du milieu poreux. Le confinement du fluide dans les zones proches de la paroi favorise l'intensification du gradient thermique, conduisant à une augmentation du nombre moyen de Nusselt. Lorsque la porosité augmente ($\varepsilon = 0.6$), la perméabilité du milieu s'améliore, ce qui facilite l'écoulement du fluide et homogénéise la répartition des températures. Cependant, cette amélioration de la circulation s'accompagne d'une réduction des échanges thermiques entre la phase fluide et la matrice solide. Pour les valeurs élevées de porosité ($\varepsilon = 0.9$), l'écoulement devient plus libre mais moins intense au voisinage de la paroi chauffée. Les isothermes tendent à s'aplatir, révélant une diminution des gradients thermiques et, par conséquent, une baisse du nombre moyen de Nusselt. Ainsi, les résultats numériques confirment que le meilleur transfert thermique est obtenu pour la plus faible porosité, où le rôle de la conduction solide reste prépondérant.

Sur le plan physique, cette tendance s'explique par le fait qu'une porosité réduite accroît la fraction de matériau solide dans le domaine, favorisant ainsi le transfert de chaleur par conduction. D'autre part, une porosité élevée augmente la proportion de fluide et réduit la surface d'échange solide-fluide, limitant la conduction et affaiblissant le transfert global de chaleur. Il s'agit donc d'un équilibre délicat entre conduction et convection : lorsque la porosité diminue, la conduction devient dominante, assurant un transfert thermique plus efficace dans le système étudié.

De plus, l'effet de la porosité ne peut être dissocié de celui d'autres paramètres tels que le nombre de Darcy (Da) et la fraction volumique des nanoparticules (ϕ). Une faible porosité, combinée à une petite valeur de Da , renforce les effets conductifs, tandis qu'une augmentation excessive de ϕ accroît la viscosité du fluide, réduisant la convection et amplifiant le rôle du squelette solide dans la dissipation de la chaleur.

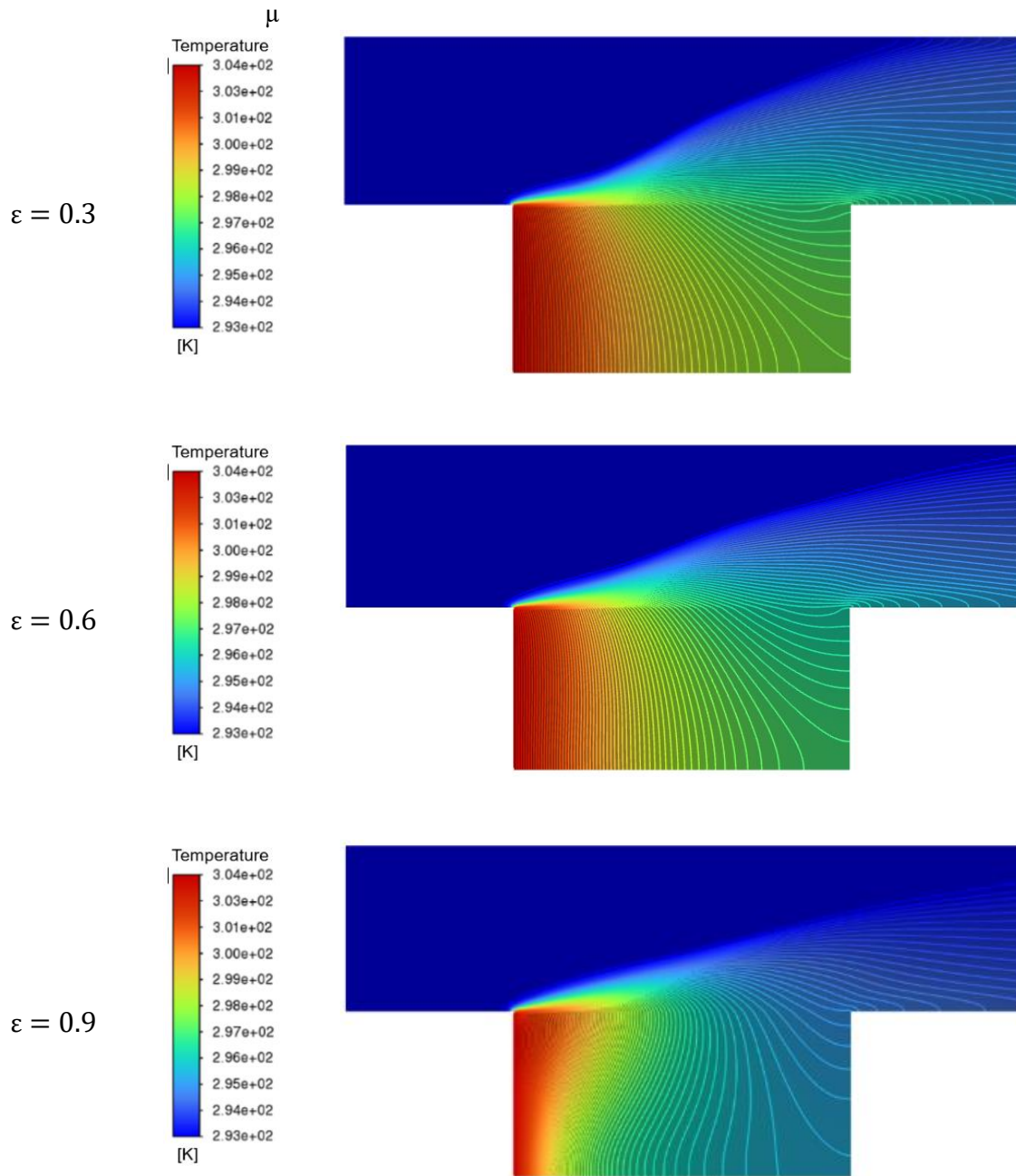


Figure IV.A.13 : Contours isothermes pour diverses valeurs de la porosité (ε) à $Ri = 10$,
 $Da = 10^{-3}$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ pour le cas A.

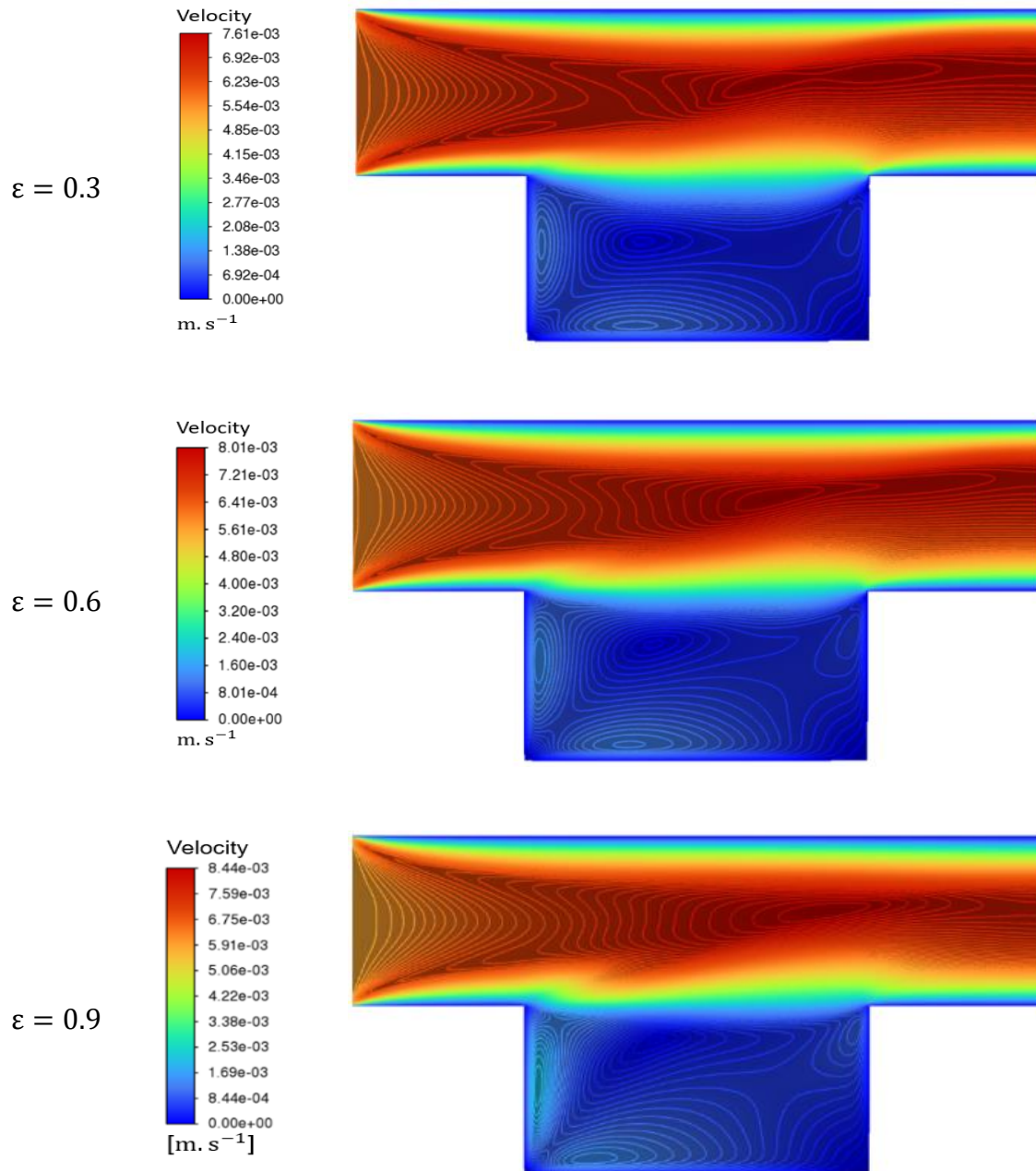


Figure IV.A.14 : Distributions de la vitesse pour diverses valeurs de la porosité (ε) à $\text{Ri} = 10$,

$\text{Da} = 10^{-3}$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ pour le Cas A.

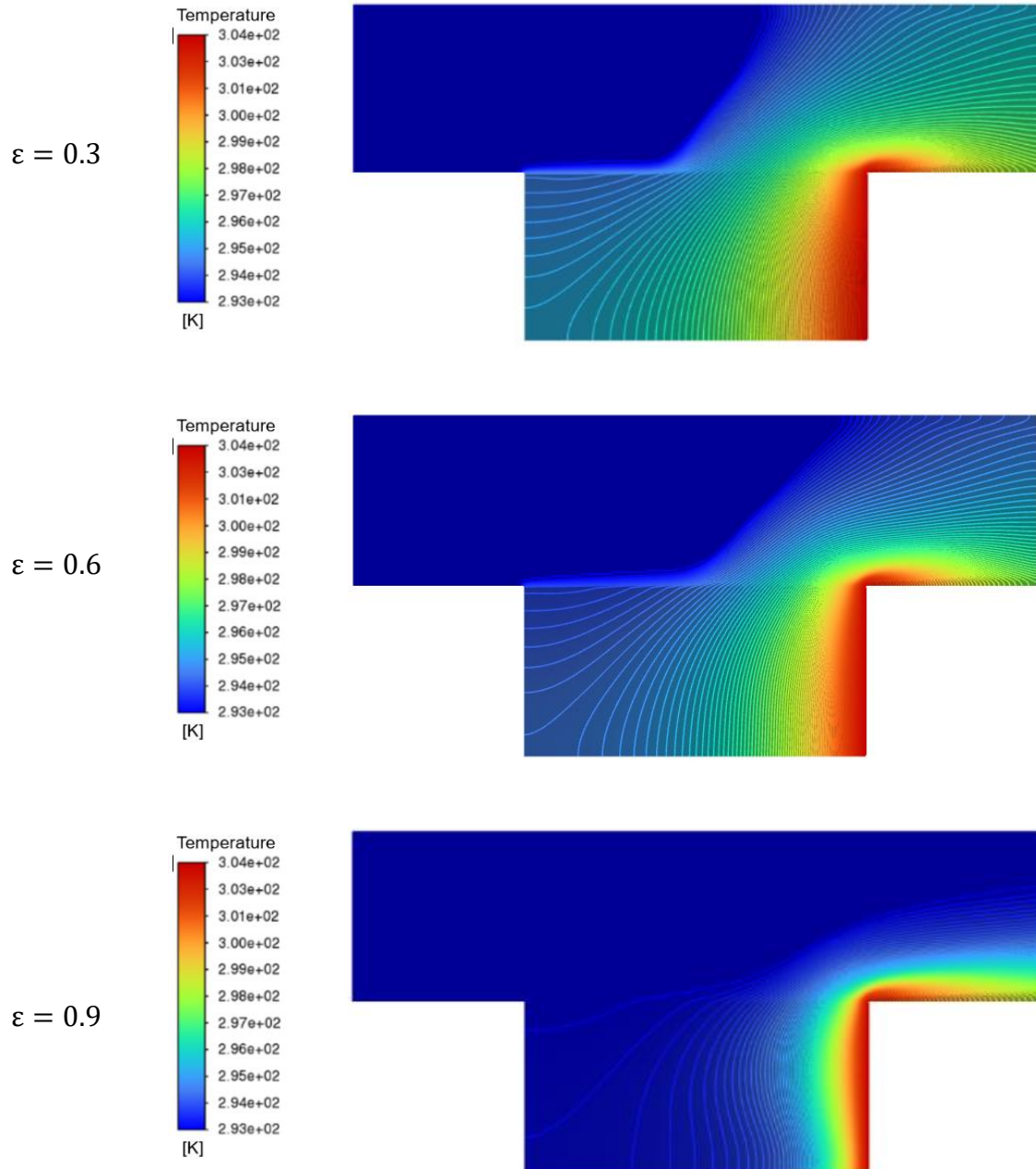


Figure IV.A.15 : Contours isothermes pour diverses valeurs de la porosité (ϵ) à $Ri = 10$, $Da = 10^{-3}$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ pour le cas B.

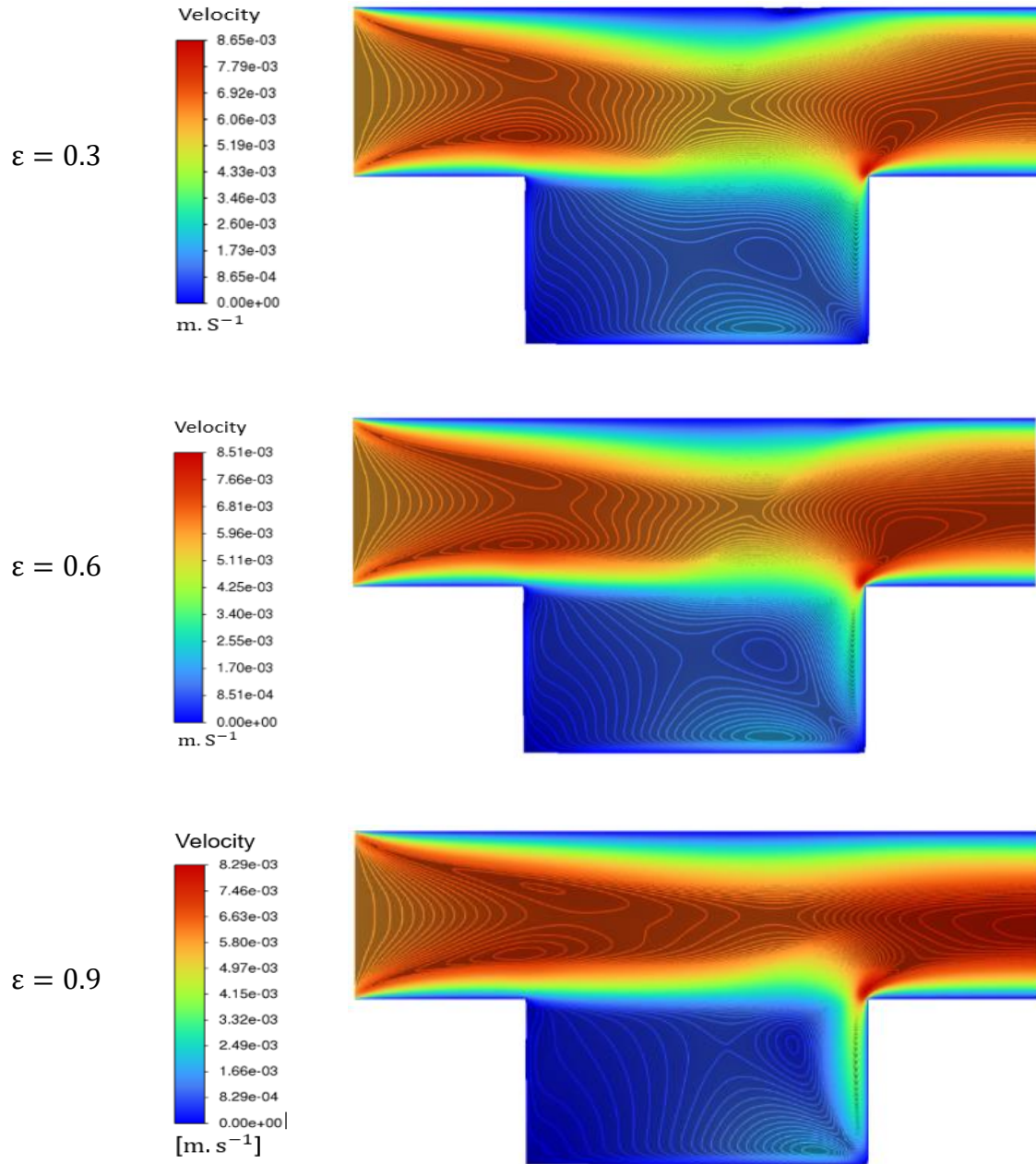


Figure IV.A.16 : Distributions de la vitesse pour diverses valeurs de la porosité (ε) à $\text{Ri} = 10$, $\text{Da} = 10^{-3}$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ pour le Cas B.

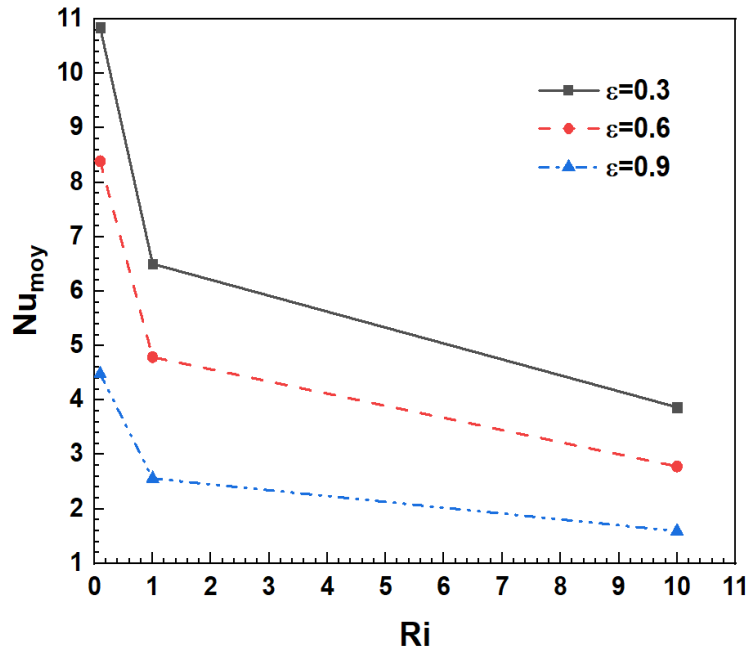


Figure IV.A.17 : Variations du nombre de Nusselt moyen, le long de la paroi chaude en fonction du nombre de Richardson (Ri) pour différentes valeurs de la porosité (ε) à $Da = 10^{-3}$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ pour le cas A.

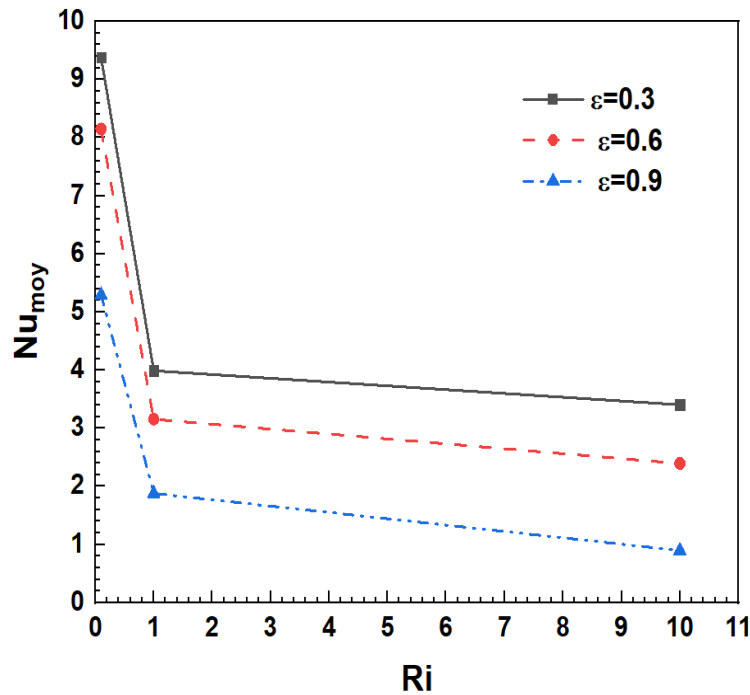


Figure IV.A.18 : Variations du nombre de Nusselt moyen, le long de la paroi chaude en fonction du nombre de Richardson (Ri) pour différentes valeurs de la porosité (ε) à $Da = 10^{-3}$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 2\%$ pour le cas B.

IV.4.3 Effet des types de nanoparticules

Les figures IV.A.19 et IV.A.22 démontrent l'impact du volume des nanomolécules sur les caractéristiques de transfert de chaleur du nanofluide pour $\varepsilon = 0.9$ et $Da = 10^{-3}$. Une augmentation de ϕ conduit à une réduction des taux de transfert de chaleur en diminuant Nu_{moy} dans les deux scénarios. Elle accroît également la concentration lorsque la taille des nanoparticules augmente, lorsque la fraction volumique ϕ augmente. Par conséquent, l'augmentation du volume des molécules nucléophiles diminue l'efficacité du transfert de chaleur. La conductivité thermique améliorée des nanoparticules compense partiellement ces pertes grâce à l'amélioration de la conductivité thermique. Avec l'augmentation de ϕ , un plus grand nombre de nanomolécules se disperse dans le liquide conventionnel, modifiant ses propriétés de deux manières principales : des concentrations plus élevées de nanoparticules augmentent la viscosité dynamique du fluide. Une viscosité plus élevée du fluide entrave son mouvement, ce qui entraîne une diminution de Nu_{moy} et l'efficacité du transfert thermique. Les nanoparticules possèdent des conductivités thermiques bien supérieures à celles des fluides classiques. Lorsqu'elles sont dispersées dans un fluide, elles augmentent la conductivité thermique globale du nanofluide obtenu. Cette conductivité accrue permet un transfert de chaleur plus efficace par conduction, compensant partiellement la diminution d'efficacité convective provoquée par l'augmentation de la viscosité du fluide. L'effet global résulte d'un équilibre entre la diminution du mouvement convectif et l'augmentation du transfert thermique par conduction due à la conductivité thermique plus élevée des nanoparticules. Bien qu'une légère baisse des performances convectives soit observée avec l'augmentation de la viscosité, la conductivité améliorée garantit que l'efficacité totale du transfert thermique ne diminue pas de manière significative. Dans certaines conditions, elle peut même s'améliorer lorsque la conduction devient prédominante. Ce changement s'explique par une diminution de la force Brownienne, due aux collisions entre la structure poreuse de la cavité et les nanoparticules dans le fluide, ainsi qu'aux interactions entre les nanoparticules. De plus, la réduction de la force brownienne peut être attribuée à l'agrégation des nanoparticules lorsqu'elles interagissent avec la structure poreuse. La forte viscosité du fluide gêne ces interactions, entraînant finalement une diminution de 13.81 % de l'efficacité thermique du transfert de chaleur. Le cas (A) a montré un taux de transfert de chaleur plus élevé que le cas (B). Cela implique que la forme géométrique par laquelle s'écoule le nanofluide joue un rôle crucial dans l'amélioration de l'efficacité thermique en favorisant la dispersion des nanoparticules dans le nanofluide.

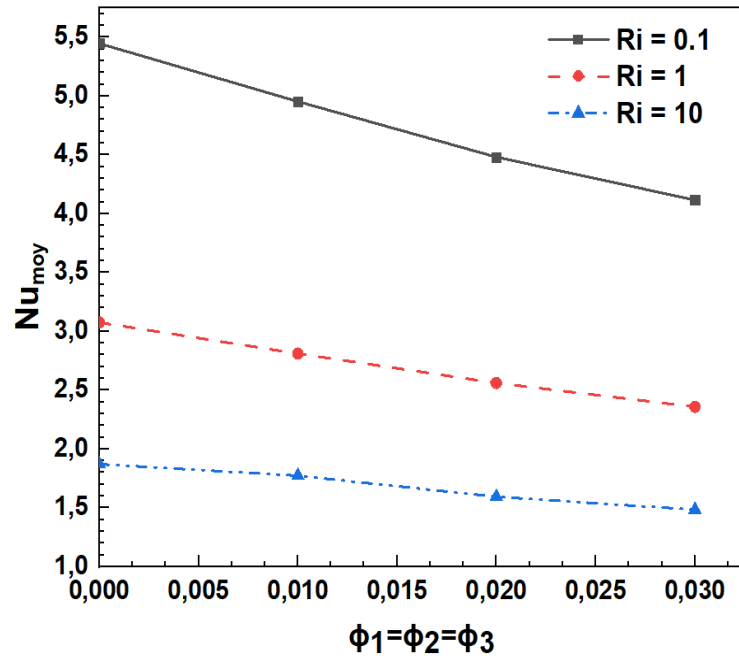


Figure IV.A.19 : Variations du nombre moyen de Nusselt le long de la paroi chaude en fonction des fractions volumiques ϕ pour différentes valeurs du nombre de Richardson (Ri) à $\varepsilon = 0.9$ et $Da = 10^{-3}$ pour le cas A.

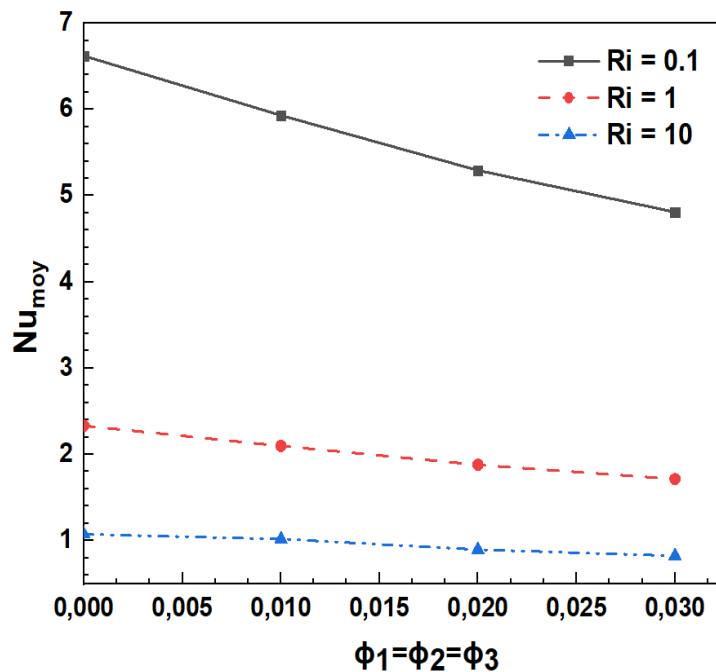


Figure IV.A.20 : Variations du nombre moyen de Nusselt le long de la paroi chaude en fonction des fractions volumiques ϕ pour différentes valeurs du nombre de Richardson (Ri) à $\varepsilon = 0.9$ et $Da = 10^{-3}$ pour le cas B.

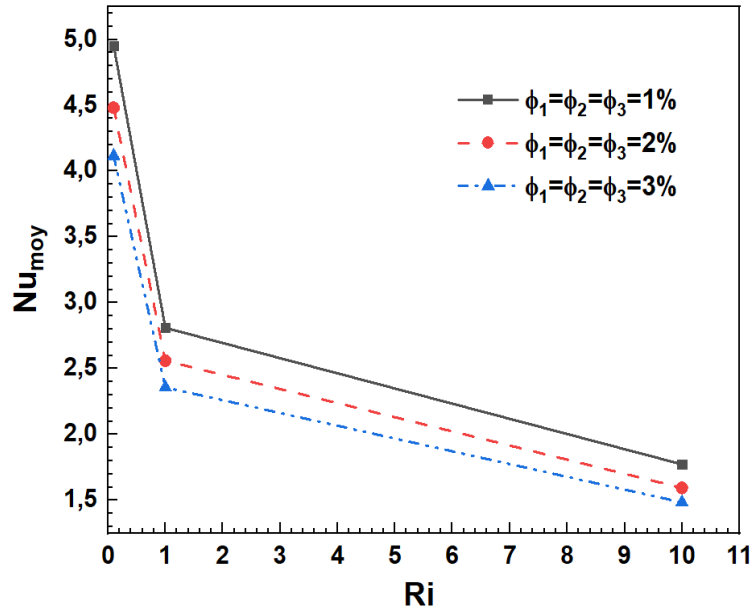


Figure IV.A.21 : Variations du nombre de Nusselt moyen le long de la paroi chaude en fonction du nombre de Richardson (Ri) pour différentes valeurs de la fraction volumique ϕ , à $\varepsilon = 0.9$ et $Da = 10^{-3}$ pour le cas A.

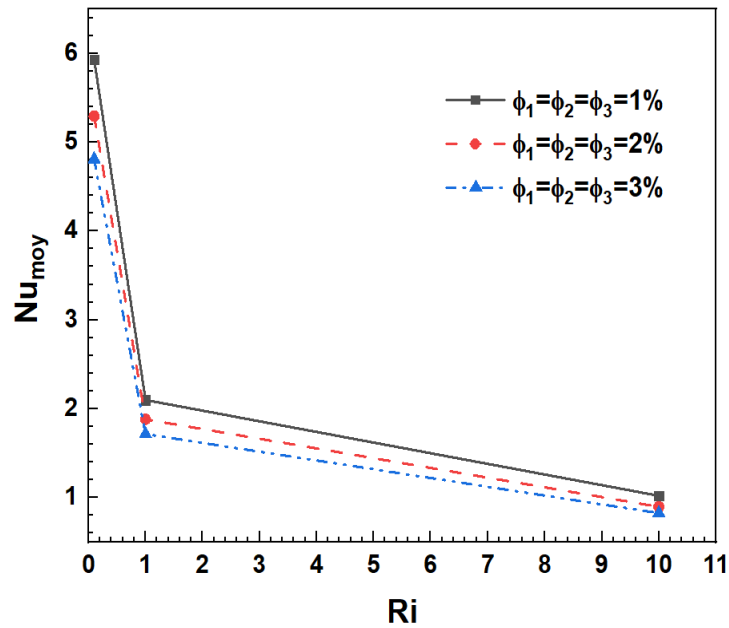


Figure IV.A.22 : Variations du nombre de Nusselt moyen le long de la paroi chaude en fonction du nombre de Richardson (Ri) pour différentes valeurs de la fraction volumique ϕ , à $\varepsilon = 0.9$ et $Da = 10^{-3}$ pour le cas B.

Les figures IV.A.23 et IV.A.24 et les tableaux IV.A.2 et IV.A.3 comparent l'efficacité du transfert thermique du fluide de base (eau), du nanofluide simple ($\text{Al}_2\text{O}_3/\text{Eau}$), du nanofluide hybride ($\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{Cu}/\text{Eau}$) et du nanofluide hybride ternaire ($\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{Cu} - \text{TiO}_2/\text{Eau}$) dans les deux cas. Le nanofluide hybride ternaire a présenté la plus faible valeur de Nu_{moy} parmi les fluides évalués. L'interaction synergique entre les nanoparticules d' Al_2O_3 , de Cu et de TiO_2 a renforcé la transmission de la chaleur en améliorant les mécanismes de conduction et de convection. Les nanofluides simples et hybrides ont montré des performances modérées. Le fluide de base a présenté une valeur de Nu_{moy} plus élevée, confirmant le rôle essentiel de l'ajout de nanoparticules dans l'amélioration des caractéristiques de transfert de chaleur. Bien que les nanoparticules tri-hybrides rehaussent la conductivité thermique d'un fluide, la conductivité thermique ne domine pas toujours le transfert de chaleur. Nos résultats indiquent que l'ajout de nanoparticules hybrides ternaires augmente la viscosité effective du fluide, ce qui affaiblit la conductivité thermique forcée en raison d'une diminution de la vitesse du fluide, réduisant ainsi le nombre de Nusselt moyen (Nu_{moy}). De plus, la présence du matériau poreux limite la vitesse d'écoulement, nuisant au transfert de chaleur et limitant ainsi les mécanismes de convection forcée dans la cavité. Les effets hydrodynamiques dans la cavité reliée au canal forment des écoulements secondaires qui influencent la distribution de chaleur, la cavité, agissant comme zone partiellement stagnante, réduit le nombre de Nusselt moyen.

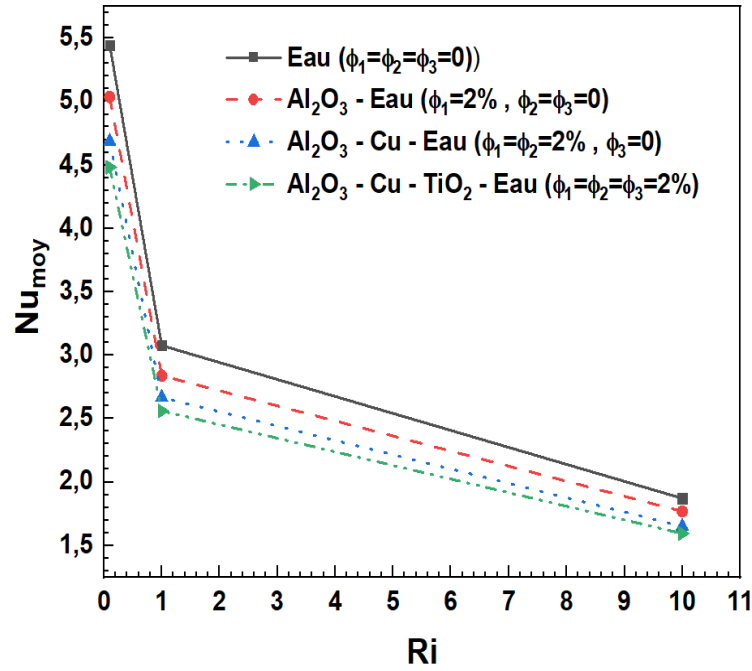


Figure IV.A.23 : Variations du nombre de Nusselt moyen, le long de la paroi chaude en fonction du nombre de Richardson (Ri) pour Eau, (Al_2O_3/Eau), ($Al_2O_3 - Cu/Eau$) et ($Al_2O_3 - Cu - TiO_2/Eau$) à $\varepsilon = 0.9$ et $Da = 10^{-3}$ dans le cas A.

Tableau IV.A.2 : Valeurs de Nu_{moy} pour différentes valeurs de Ri avec $\varepsilon = 0.9$ et $Da = 10^{-3}$ dans cas A.

Fluides	$Ri = 0.1$	$Ri = 1$	$Ri = 10$
Eau	5.445996	3.075835	1.871596
(Al_2O_3/Eau)	5.03572	2.83803	1.768229
($Al_2O_3 - Cu/Eau$)	4.686264	2.667045	1.649811
($Al_2O_3, Cu, TiO_2/Eau$)	4.481387	2.559894	1.589715

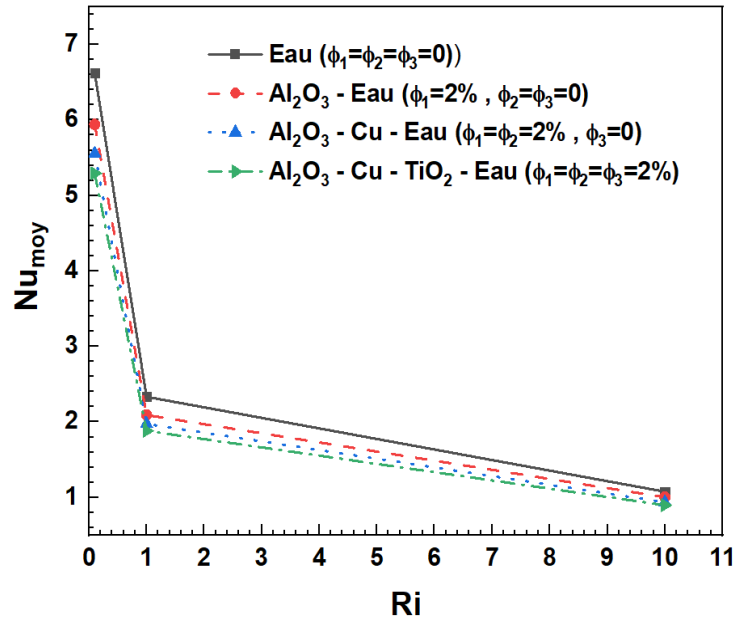


Figure IV.A.24 : Variations du nombre de Nusselt moyen, le long de la paroi chaude en fonction du nombre de Richardson (Ri) pour Eau, (Al₂O₃/Eau), (Al₂O₃ – Cu/Eau) et (Al₂O₃ – Cu – TiO₂/Eau) à $\varepsilon = 0.9$ et $Da = 10^{-3}$ dans le cas B.

Tableau IV.A.3 : Valeurs de Nu_{moy} pour différentes valeurs de Ri avec $\varepsilon = 0.9$ et $Da = 10^{-3}$ dans le cas B.

Fluides	Ri = 0.1	Ri = 1	Ri = 10
Eau	6.620329	2.332451	1.074327
(Al₂O₃/Eau)	5.94173	2.091012	1.001775
(Al₂O₃ - Cu/Eau)	5.557568	1.971728	0.9360747
(Al₂O₃ - Cu - TiO₂/Eau)	5.293636	1.879789	0.8960116

IV.A.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté et analysé les principaux résultats de l'étude numérique concernant la convection mixte d'un nanofluide tri-hybride ($\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{Cu} - \text{TiO}_2/\text{Eau}$) s'écoulant dans une cavité poreuse ouverte sur un canal horizontal.

L'analyse des résultats a révélé que :

- L'augmentation du nombre de Richardson (Ri) entraîne une diminution du nombre de Nusselt moyen, indiquant la prédominance de la convection naturelle et une réduction de l'efficacité du transfert thermique. A l'inverse, pour de faibles valeurs de Ri , la convection forcée prédomine et améliore le transfert de chaleur.
- L'accroissement de la fraction volumique (ϕ) des nanoparticules provoque une baisse du nombre de Nusselt moyen, en raison de l'augmentation de la viscosité du fluide, qui freine l'écoulement malgré l'amélioration de la conductivité thermique.
- Une porosité plus faible (ε) favorise une augmentation du nombre de Nusselt moyen, car la résistance du milieu poreux intensifie les gradients de température et renforce les effets convectifs locaux.
- La diminution du nombre de Darcy (Da) conduit à une amélioration du transfert de chaleur grâce à la réduction de la résistance du milieu et à une meilleure circulation du fluide.
- La comparaison entre les différents types de fluides a révélé que le nanofluide tri-hybride présente un nombre de Nusselt moyen inférieur à celui du fluide de base et des nanofluides hybrides binaires, ce qui indique que la combinaison de trois types de nanoparticules ne garantit pas toujours une performance thermique supérieure.
- La position de la paroi chauffante a un effet notable sur la distribution thermique : lorsque la paroi chaude est placée à gauche, le transfert de chaleur est amélioré d'environ 33 % par rapport à la position droite, soulignant ainsi l'importance du facteur géométrique dans la conception thermique.

Ces résultats mettent en évidence l'influence conjuguée des paramètres physiques et géométriques sur le comportement thermique du système étudié. Ils constituent une base solide

pour l'extension de l'étude à des configurations plus complexes, intégrant notamment des parois mobiles.

Partie B : Investigation numérique de la convection mixte d'un nanofluide tri-hybride dans une cavité poreuse avec des parois mobiles asymétriques (haut, bas et opposées)

IV.B.1 Introduction

Dans cette partie, nous présentons et discutons les résultats numériques de la simulation de la convection mixte laminaire d'un nanofluide tri-hybride ($\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{Cu} - \text{TiO}_2/\text{Eau}$) dans une cavité poreuse à parois mobiles asymétriques. Les simulations ont été réalisées avec le logiciel Ansys Fluent en régime stationnaire, en considérant un milieu poreux homogène avec une perméabilité et une porosité constante. La configuration considérée comprend trois cas de mouvement des parois : les deux parois montantes, les deux parois descendantes et la paroi gauche descendante et la paroi droite montante, ainsi qu'un cas de référence avec toutes les parois fixes (voir figure III.2). Avant d'analyser les résultats, une étude d'indépendance du maillage a été menée pour assurer la précision et la stabilité des solutions numériques. Puis, l'attention a été portée sur l'effet des différents paramètres physiques sur le comportement de l'écoulement et du transfert de chaleur, à savoir le rapport des nombres de Reynolds des parois mobiles, la longueur relative de la source de chaleur, le nombre de Richardson et le type de nanofluide (nanofluide simple, nanofluide hybride binaire et nanofluide tri-hybride) en gardant le même volume total de nanoparticules.

L'étude repose sur l'analyse des champs de température, des lignes de courant et des profils de vitesse, ainsi que sur le calcul du nombre de Nusselt moyen, qui est un indicateur essentiel de la performance thermique du système. Cette recherche numérique a pour objectif de mettre en lumière les effets combinés du mouvement des parois et de la nature du fluide sur la dynamique d'écoulement et de transfert de chaleur, afin de déterminer les conditions qui offrent les meilleures performances thermiques dans une cavité poreuse saturée par des nanofluides hybrides.

IV.B.2 Effet du maillage sur la solution numérique

Pour vérifier la précision des résultats de calcul et valider la stabilité de la solution, une évaluation de l'indépendance du maillage a été effectuée, comme indiqué dans le tableau IV.B.1, pour les paramètres $Ri = 1$, $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 1\%$, correspondant au nanofluide tri-hybride ($Al_2O_3 - Cu - TiO_2/Eau$). Les résultats montrent que la valeur moyenne du nombre de Nusselt moyen (Nu_{moy}), diminue légèrement avec l'augmentation du nombre de nœuds, passant de 21.83190 pour le maillage le plus grossier (17101 nœuds) à 20.6101 pour le maillage le plus raffiné (143301 nœuds). L'écart relatif entre les deux derniers maillages (maillage 5 et maillage 6) n'est que de 0.035 %, ce qui indique que la solution est effectivement indépendante du maillage. Par conséquent, le maillage 5 (108781 nœuds) a été sélectionné pour l'ensemble des simulations numériques, car il offre un équilibre optimal entre précision et coût de calcul. Cette évaluation confirme la fiabilité du modèle numérique utilisé et la robustesse des résultats thermiques obtenus.

Tableau IV.B.1 : Etude de l'indépendance du maillage pour le nombre de Nusselt moyen à $Ri = 1$, $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 1\%$ ($Al_2O_3 - Cu - TiO_2/Eau$) pour le cas 0.

Taille de la grille	Maille 1	Maille 2	Maille 3	Maille 4	Maille 5	Maille 6
Nombre des nœuds	17101	25561	42891	67401	108781	143301
Nu_{moy}	21.83190	21.5523	21.4356	20.89483	20.6174	20.6101

IV.B.3 Résultats et discussions

Dans cette partie, nous présentons et analysons les résultats des simulations numériques réalisées pour étudier la convection mixte d'un nanofluide tri-hybride ($Al_2O_3 - Cu - TiO_2/Eau$) circulant à travers une cavité poreuse aux parois mobiles asymétriques (supérieure, inférieure et latérales opposées). Les simulations ont été effectuées avec les paramètres suivants : un nombre de Darcy $Da = 10^{-3}$, une porosité $\varepsilon = 0.9$, et des fractions volumiques égales pour chaque type de nanoparticule ($\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 1\%$). Nous avons analysé les

effets combinés de plusieurs grandeurs adimensionnelles, notamment : le nombre de Reynolds ($Re_r = 0.5, 1$ et 2) pour évaluer l'influence de l'intensité de l'écoulement forcé, le rapport de longueur de la source chauffante ($L_c/L = 0.2, 0.5, 0.8$ et 1) pour étudier l'impact de la zone d'échange thermique, le nombre de Richardson ($Ri = 0.1, 1, 5$ et 10) afin d'explorer la transition entre convection forcée, mixte et naturelle, et enfin, le type de nanofluide utilisé : fluide de base (Eau), nanofluide simple (Al_2O_3/Eau), nanofluide hybride ($Al_2O_3 - Cu/Eau$) et nanofluide tri-hybride ($Al_2O_3 - Cu - TiO_2/Eau$). Les résultats obtenus sont présentés sous forme de lignes de courant et d'isothermes, illustrant la structure de l'écoulement et le comportement thermique dans la cavité. De plus, pour analyser l'effet des paramètres de contrôle sur l'écoulement et la température. Enfin, l'évolution du nombre de Nusselt moyen (Nu_{moy}) en fonction des différentes conditions est discutée pour évaluer les performances thermiques globales et identifier les régimes de transfert de chaleur dominants.

IV.B.3.1 Influence de rapport du nombre Reynolds

Cette section examine les distributions des isothermes et des lignes de courant d'écoulement au sein de la cavité poreuse pour différentes valeurs du rapport de nombre de Reynolds (Re_r) tout en maintenant constants les autres paramètres. Les figures IV.B.1 à IV.B.7 illustrent l'évolution des champs thermique et dynamique pour les trois configurations de mouvement des parois latérales (cas 1, cas 2 et cas 3), ainsi que l'efficacité du transfert de chaleur global, représentée par le nombre de Nusselt moyen.

Les figures IV.B.1 à IV.B.6 montrent des contours isothermes et lignes de courant pour les trois configurations du mouvement des parois latérales de la cavité, cas 1, cas 2 et cas 3. Ces figures permettent d'étudier l'influence du mouvement des parois sur le transfert de chaleur d'un nanofluide tri-hybride circulant dans un milieu poreux pour différentes valeurs du rapport de nombres de Reynolds.

Cas 1 : paroi droite montante et paroi gauche descendante :

Dans cette configuration, le mouvement contraire des parois engendre un cisaillement fort qui altère le champ thermique. Pour $Re_r = 0.5$, la convection naturelle est prédominante, entraînant une concentration des zones chaudes au bas de la cavité et un modeste étalement des isothermes vers les parois mobiles. Avec une augmentation de Re_r à 1 puis 2, les gradients thermiques se renforcent, les isothermes se resserrent sensiblement près des parois en

mouvement, ce qui indique une intensification du transfert thermique par convection forcée et un agrandissement de la zone thermique active vers le centre de la cavité.

Le mouvement opposé des deux parois crée une grande cellule tourbillonnaire inclinée, qui reste large et symétrique à faible Re_r . Cependant, avec une élévation de Re_r , l'effet de cisaillement dû aux parois devient dominant, allongeant la cellule, la rapprochant des parois et densifiant les lignes de courant dans les zones de forte contrainte. À $Re_r = 2$, l'écoulement devient plus dynamique et le mélange du fluide s'améliore, ce qui explique les variations observées dans la distribution thermique.

Cas (2) : les deux parois se déplacent vers le bas :

Le déplacement simultané des deux parois dans le même sens provoque un écoulement globalement descendant. A $Re_r = 0.5$, les isothermes conservent une structure proche de la convection naturelle, les zones chaudes restant concentrées près de la paroi chauffée. Lorsque Re_r augmente, les isothermes s'étirent dans la direction de l'écoulement principal, traduisant la domination progressive de la convection forcée. Les gradients thermiques verticaux diminuent et les isothermes deviennent parallèles, indiquant un transfert thermique plus homogène et efficace.

Le mouvement synchronisé des parois entraîne un écoulement principal orienté vers le bas, réduisant progressivement l'importance des zones de recirculation internes. A $Re_r = 2$, l'écoulement devient presque unidirectionnel, seules de petites structures tourbillonnaires subsistent près des parois, permettant un renouvellement efficace de la couche limite thermique et expliquant les performances thermiques supérieures de ce cas.

Cas (3) : les deux parois se déplacent vers le haut :

Dans ce cas, les deux parois montent en même temps, ce qui crée une recirculation inverse par rapport au cas précédent. Pour $Re_r = 0.5$, les isothermes révèlent une accumulation de chaleur dans la partie inférieure, due à l'effet de flottabilité. Lorsque Re_r augmente, les isothermes se déplacent vers la partie supérieure et se resserrent près du plafond, traduisant l'intensification des gradients thermiques et une convection forcée renforcée.

A faible Re_r , une cellule principale se forme selon l'ascension naturelle du fluide chaud. Avec l'augmentation de Re_r , cette cellule se déplace vers le haut, et des cellules secondaires apparaissent près des parois pour $Re_r = 2$, améliorant le mélange interne du fluide et contribuant à la redistribution thermique dans la moitié supérieure de la cavité.

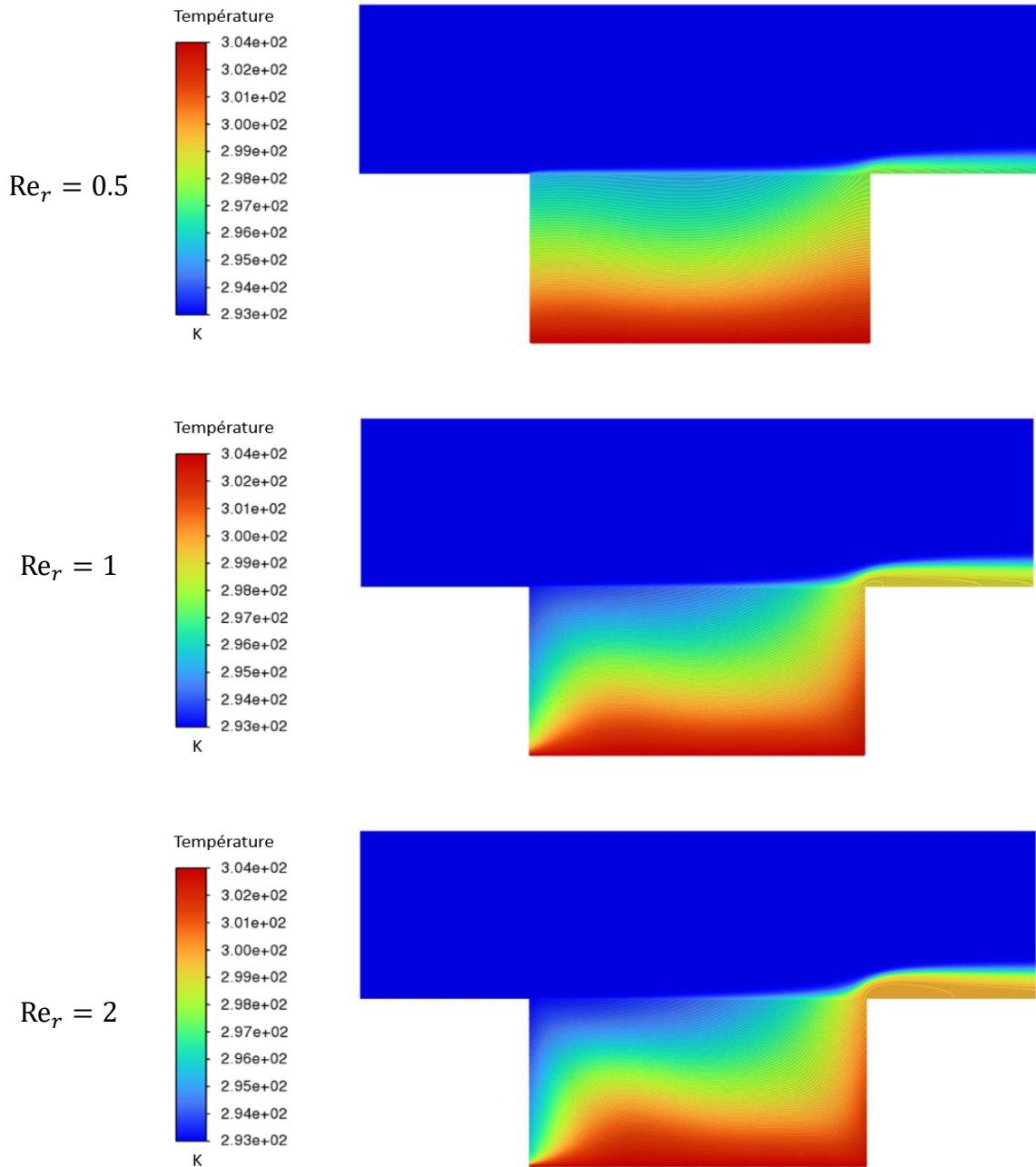


Figure IV.B.1 : Contours isothermes pour différentes valeurs du rapport de nombre de Reynolds (Re_r) à $Ri = 1$, $L_c/L = 1$, $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 1\%$ pour le cas 1.

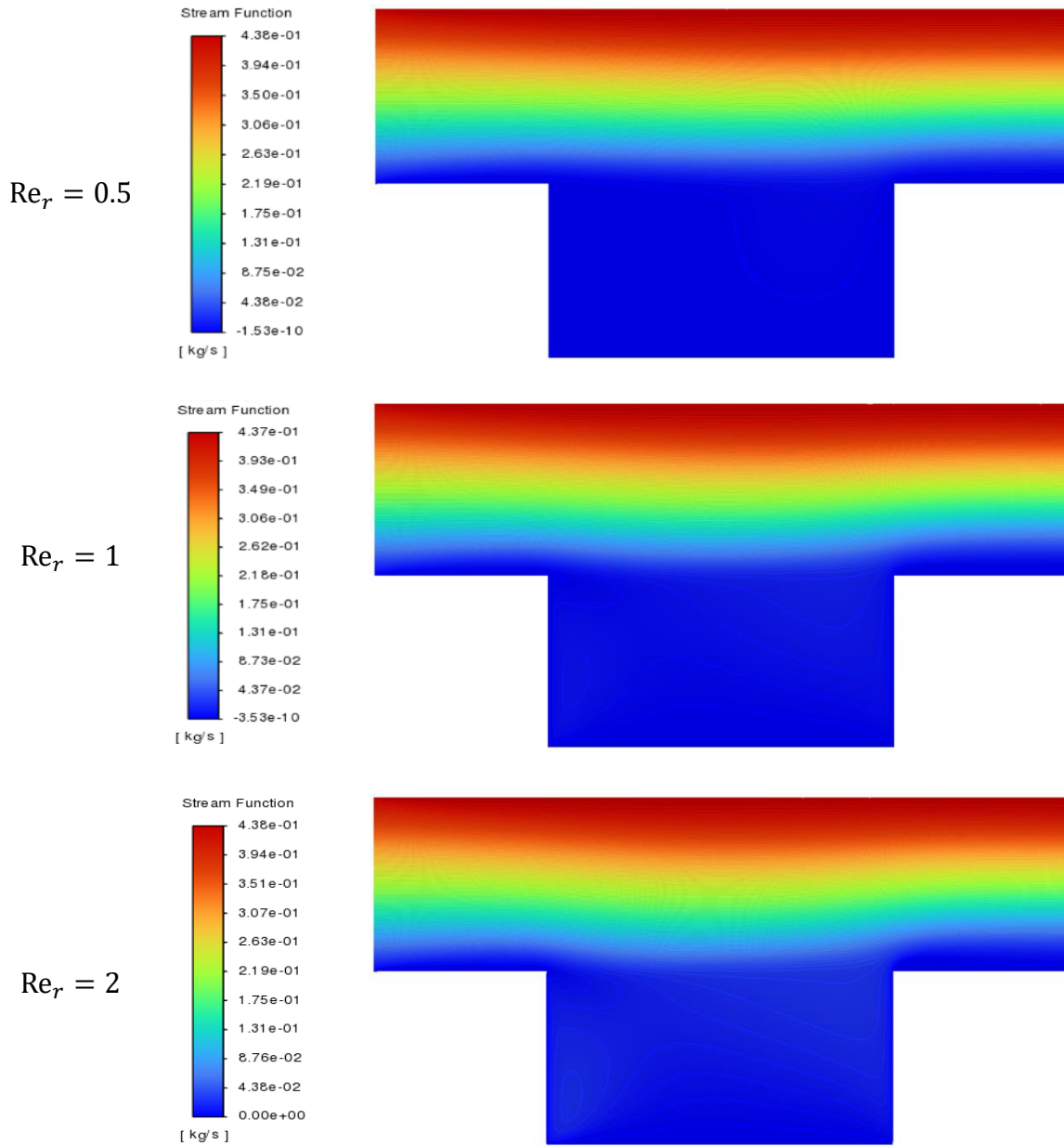


Figure IV.B.2 : Distribution des lignes de courant pour différentes valeurs du rapport de nombre de Reynolds (Re_r) à $Ri = 1$, $L_c/L = 1$, $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 1\%$ pour le cas 1.

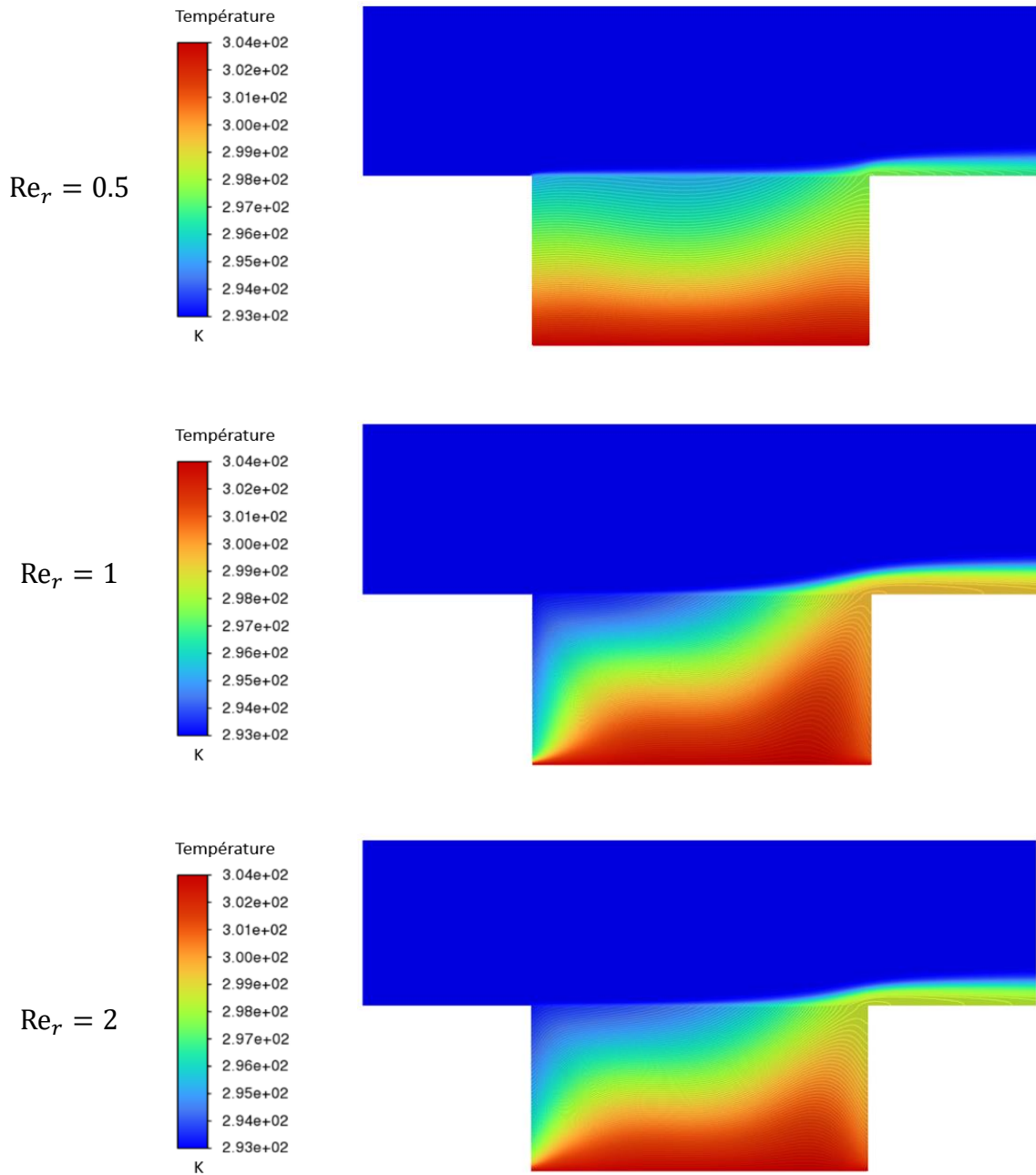


Figure IV.B.3 : Contours isothermes pour différentes valeurs du rapport de nombre de Reynolds (Re_r) à $Ri = 1$, $L_c/L = 1$, $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 1\%$ pour le cas 2.

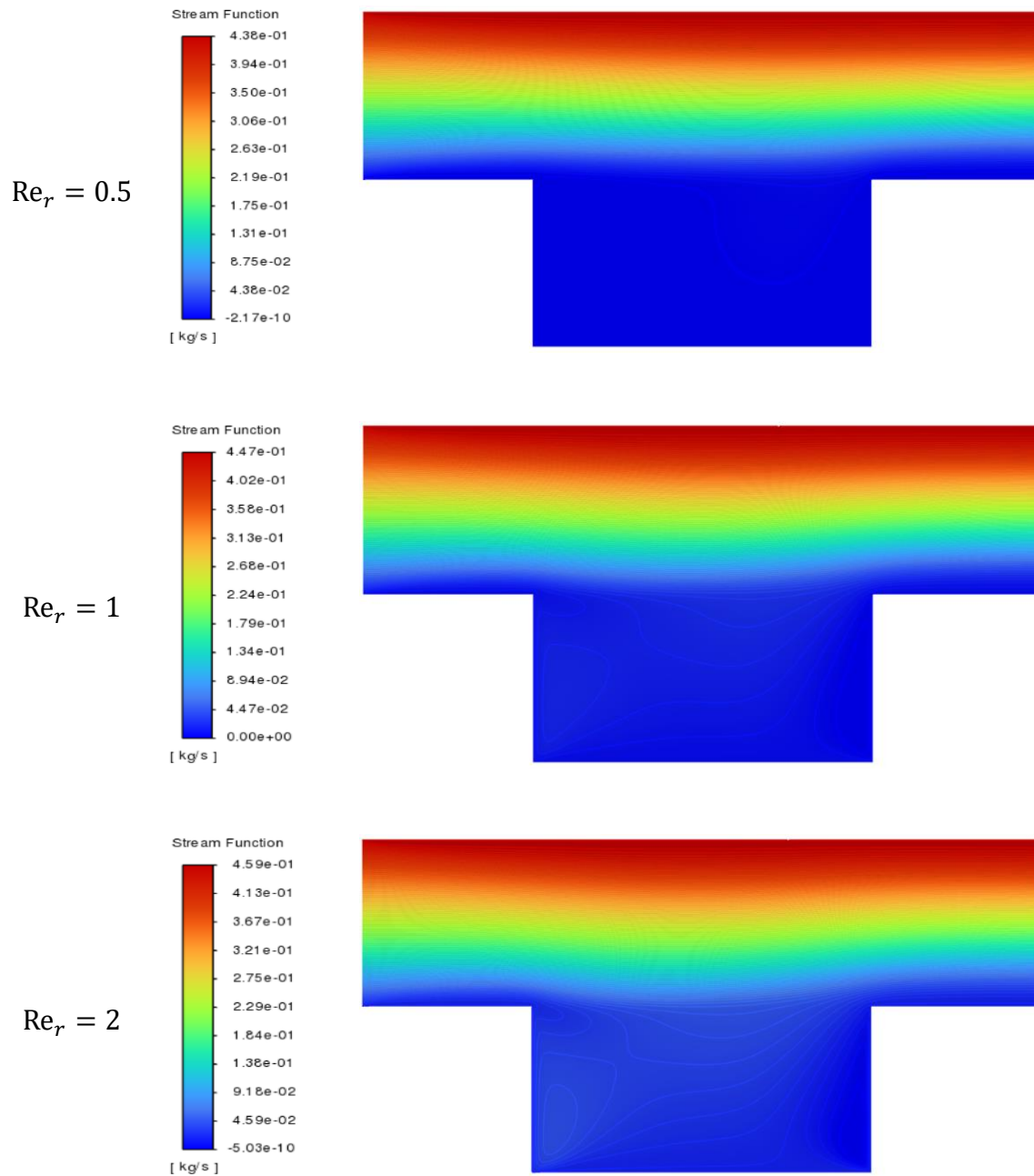


Figure IV.B.4 : Distribution des lignes de courant pour différentes valeurs du rapport de nombre de Reynolds (Re_r) à $Ri = 1$, $L_c/L = 1$, $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 1\%$ pour le cas 2.

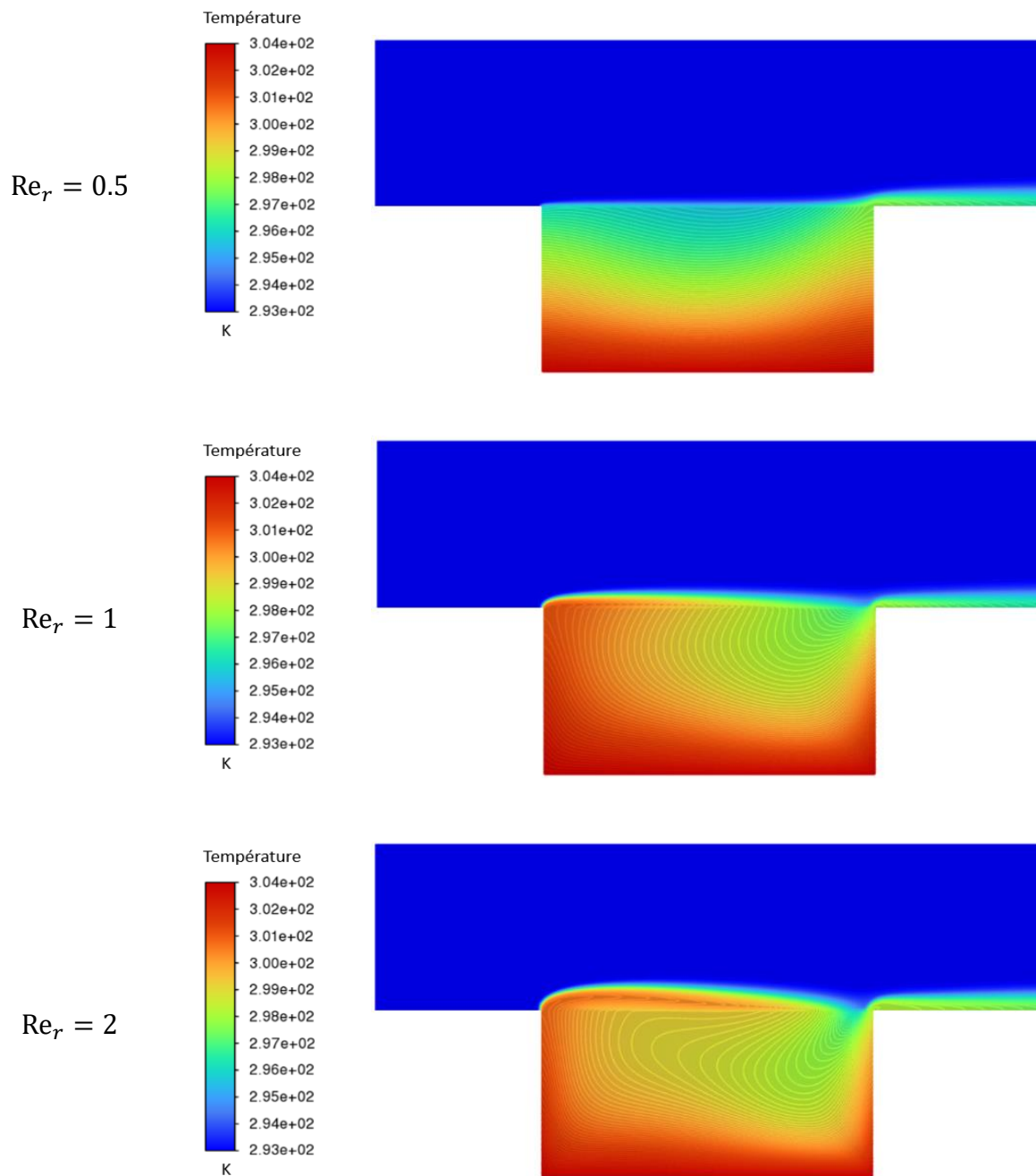


Figure IV.B.5 : Contours isothermes pour différentes valeurs du rapport de nombre de Reynolds (Re_r) à $Ri = 1$, $L_c/L = 1$, $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 1\%$ pour le cas 3.

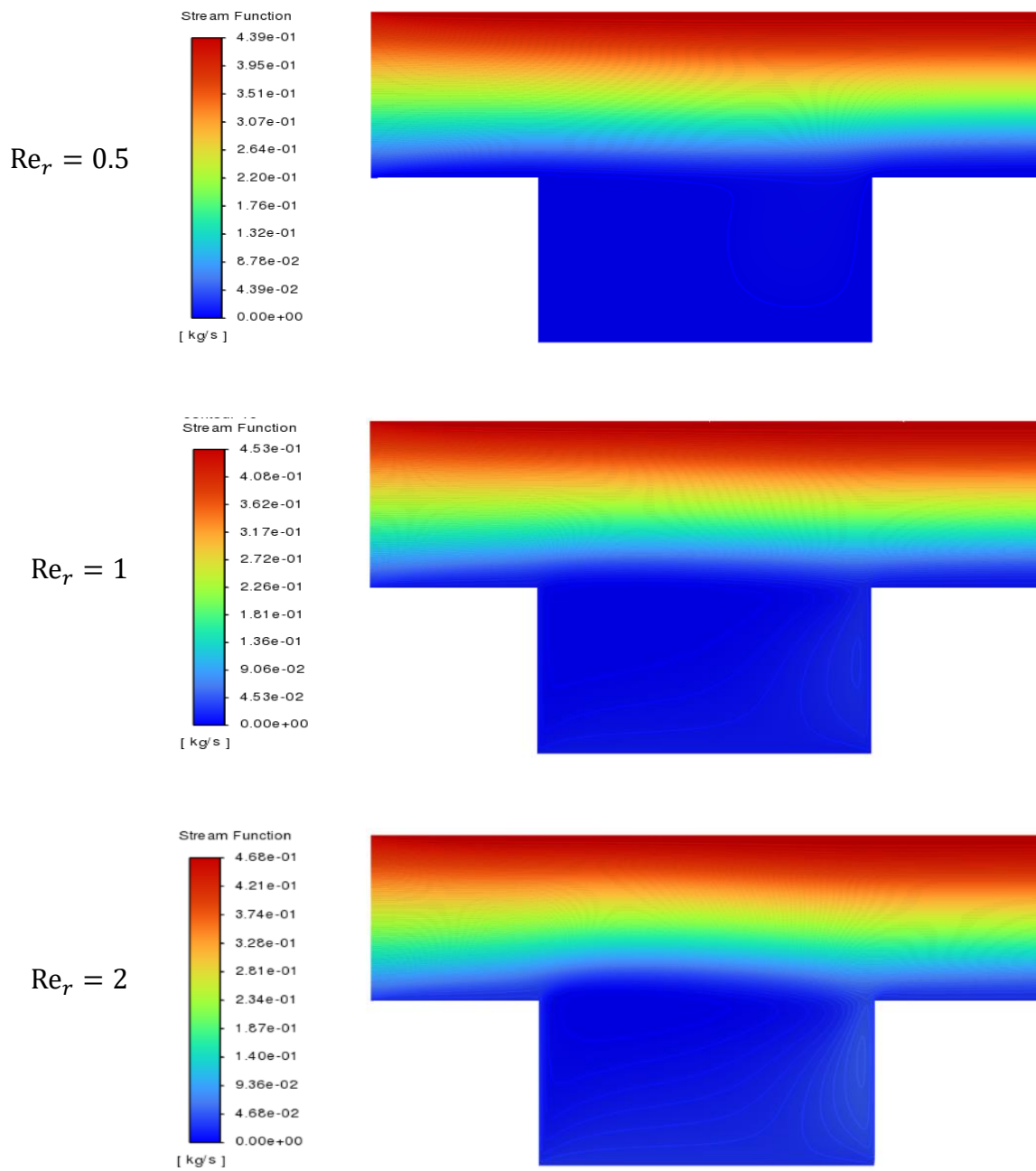


Figure IV.B.6 : Distribution des lignes de courant pour différentes valeurs du rapport de nombre de Reynolds (Re_r) à $Ri = 1$, $L_c/L = 1$, $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 1\%$ pour le cas 3.

La figure IV.B.7 illustre la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de Re_γ pour les trois configurations de mouvement des parois latérales. Il apparaît clairement que le cas 2, où les deux parois latérales se déplacent simultanément vers le bas, présente les valeurs les plus élevées de Nu_{moy} lorsque Re_γ augmente. Ce comportement indique la domination de la convection forcée, favorisée par un écoulement organisé qui améliore efficacement le mélange du fluide et réduit l'épaisseur de la couche limite thermique. En revanche, le cas 1, caractérisé par un mouvement opposé des parois, montre également une augmentation notable du transfert thermique, mais de moindre ampleur, en raison des effets de cisaillement opposés qui induisent une configuration moins favorable au transfert thermique. Quant au cas 3, il affiche les plus faibles valeurs de Nu_{moy} et montre une faible sensibilité à l'augmentation de Re_γ , signe que le mouvement conjoint des parois vers le haut ne suffit pas à renforcer de manière significative la convection forcée en raison de l'influence dominante de la flottabilité. Globalement, la figure met en évidence que l'augmentation de Re_γ améliore le transfert de chaleur dans les trois configurations, mais avec une efficacité fortement dépendante du sens de déplacement des parois.

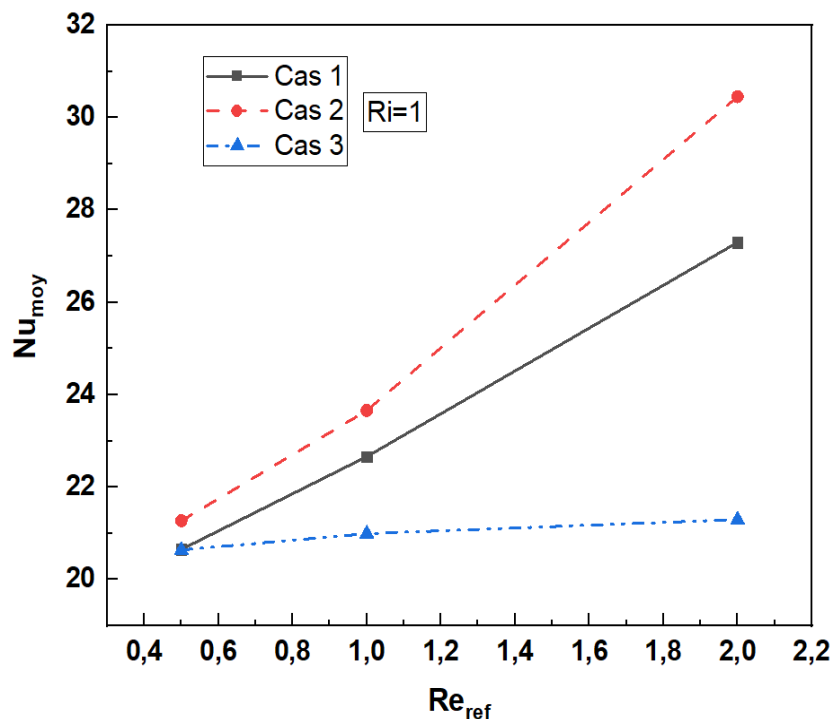


Figure IV.B.7 : Comparaison de la variation du nombre de Nusselt moyen avec le rapport du nombre de Reynolds pour les trois cas étudiés à $Ri = 1$, $L_c/L = 1$, $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 1\%$.

IV.B.3.1 Influence de la longueur de la source thermique

Dans cette section, nous examinons l'impact de la longueur de la source thermique sur le comportement de l'écoulement et le transfert de chaleur dans une cavité saturée par un milieu poreux homogène. Le cas 2 étudié concerne le déplacement vers le bas des deux parois verticales (droite et gauche). Les calculs ont été réalisés pour les paramètres suivants $Ri = 1$, $Re_r = 1$, $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 1\%$. L'influence de la longueur de la source de chaleur est illustrée par les figures IV.B.8 à IV.B.10, qui représentent respectivement : la distribution des isothermes, la distribution du champ de vitesse, et l'évolution du Nusselt moyen en fonction de la longueur de la source thermique.

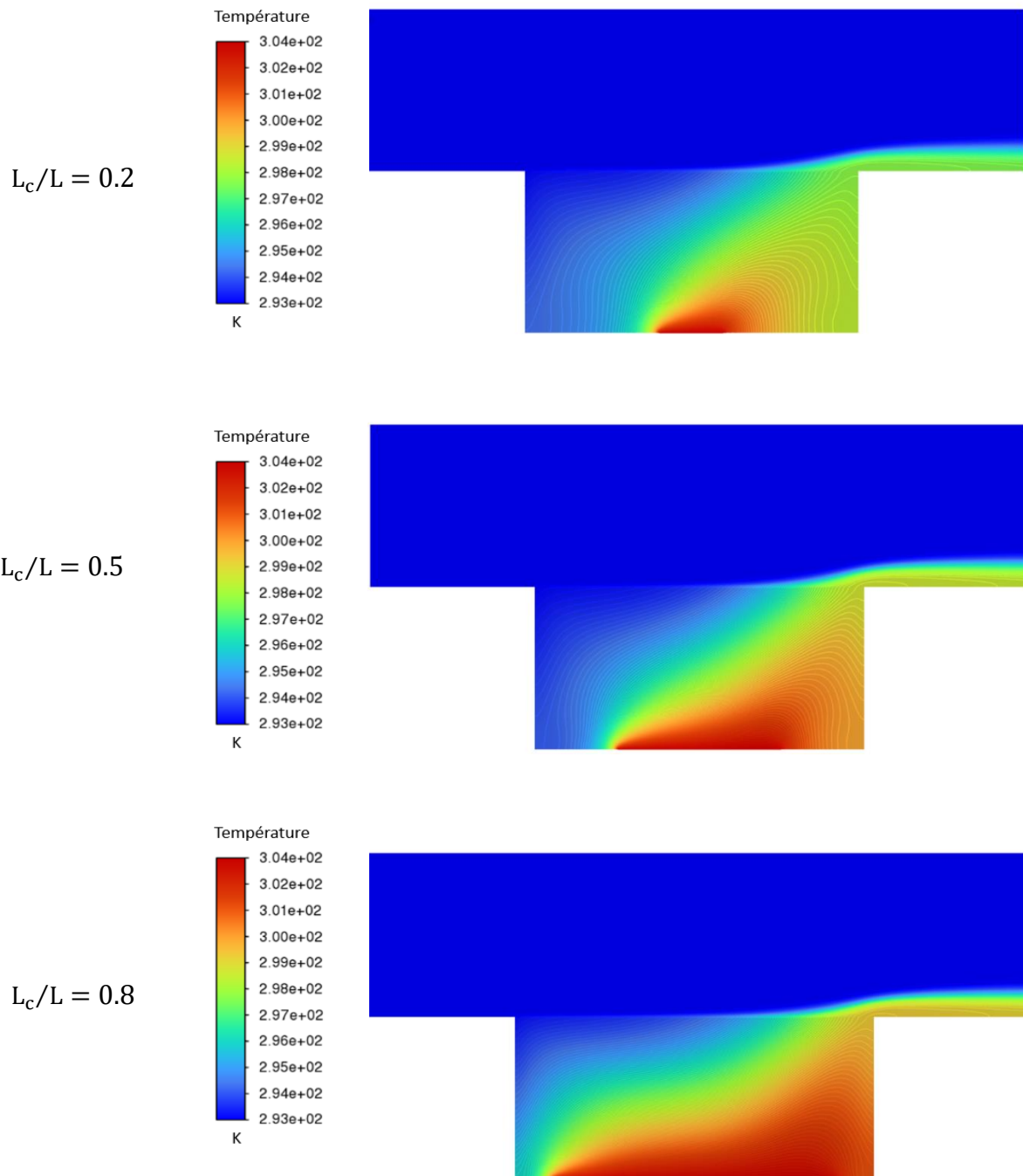
La figure IV.B.8 montre la distribution des températures pour différentes longueurs de la source de chaleur ($L_c/L = 0.2, 0.5, 0.8, 1$). On remarque que lorsque la longueur de la source augmente, la zone chaude s'étend le long de la paroi gauche. Les isothermes se resserrent et deviennent plus verticales, traduisant l'intensification du transfert de chaleur par convection mixte. Pour $L_c/L = 0.2$, les isothermes sont concentrées dans la partie inférieure gauche du domaine, ce qui traduit une faible extension de la zone thermique active. À $L_c/L = 0.5$, la zone thermique active s'étend et le gradient de température s'accroît. Enfin, pour $L_c/L = 1$, toute la paroi gauche est chauffée, la distribution thermique devient plus étendue le long de la paroi et le gradient thermique local près de la paroi diminue, bien que la surface d'échange augmente, signe d'un régime thermiquement plus équilibré. Le mouvement descendant des deux parois provoque un écoulement chaud le long des parois et une remontée du fluide froid au centre de la cavité, ce qui génère une circulation principalement descendante le long des parois favorisant un bon mélange thermique.

La figure IV.B.9 illustre la distribution du champ de vitesse pour différentes valeurs du rapport L_c/L . La descente simultanée des deux parois latérales induit la formation de deux cellules de recirculation quasi-symétriques de part et d'autre de l'axe central de la cavité. Pour $L_c/L=0.2$, la cellule principale reste confinée dans la partie inférieure du domaine et présente une faible intensité du champ de vitesse, traduisant un régime d'écoulement relativement modéré.

Lorsque le rapport L_c/L augmente à 0.5 puis 0.8, les cellules de recirculation s'élargissent et l'intensité de l'écoulement s'accroît, ce qui améliore le transport convectif et favorise un mélange plus efficace du fluide. Pour $L_c/L=1$, la vitesse devient plus uniformément

répartie dans l'ensemble du domaine. Des zones à vitesse plus élevée apparaissent le long des parois descendantes, tandis que l'écoulement adopte une structure plus régulière, ce qui contribue à une meilleure redistribution de la chaleur dans la cavité.

Ce comportement met en évidence le rôle organisateur du mouvement descendant des deux parois, qui génère un écoulement cohérent et limite la formation de zones de stagnation, améliorant ainsi la dynamique interne du fluide.



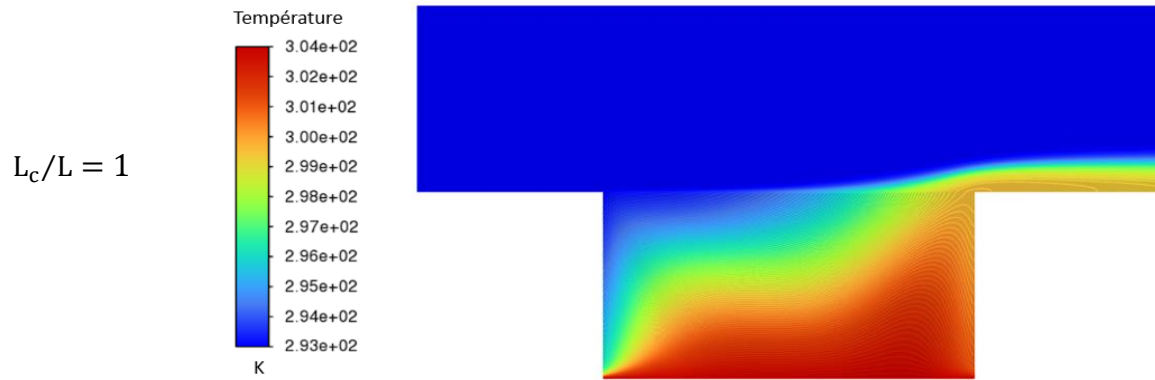
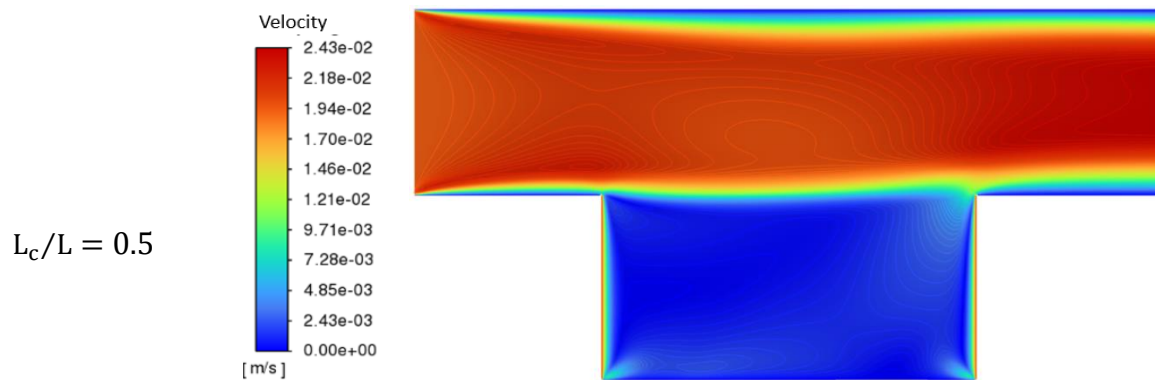
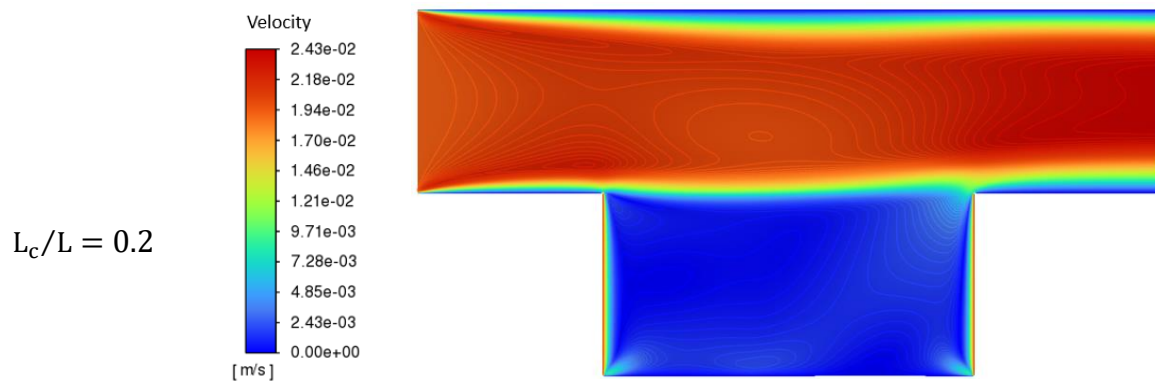


Figure IV.B.8 : Distribution des isothermes en du rapport L_c/L à $Ri = 1$, $Re_r = 1$

, $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 1\%$ pour le cas 2.



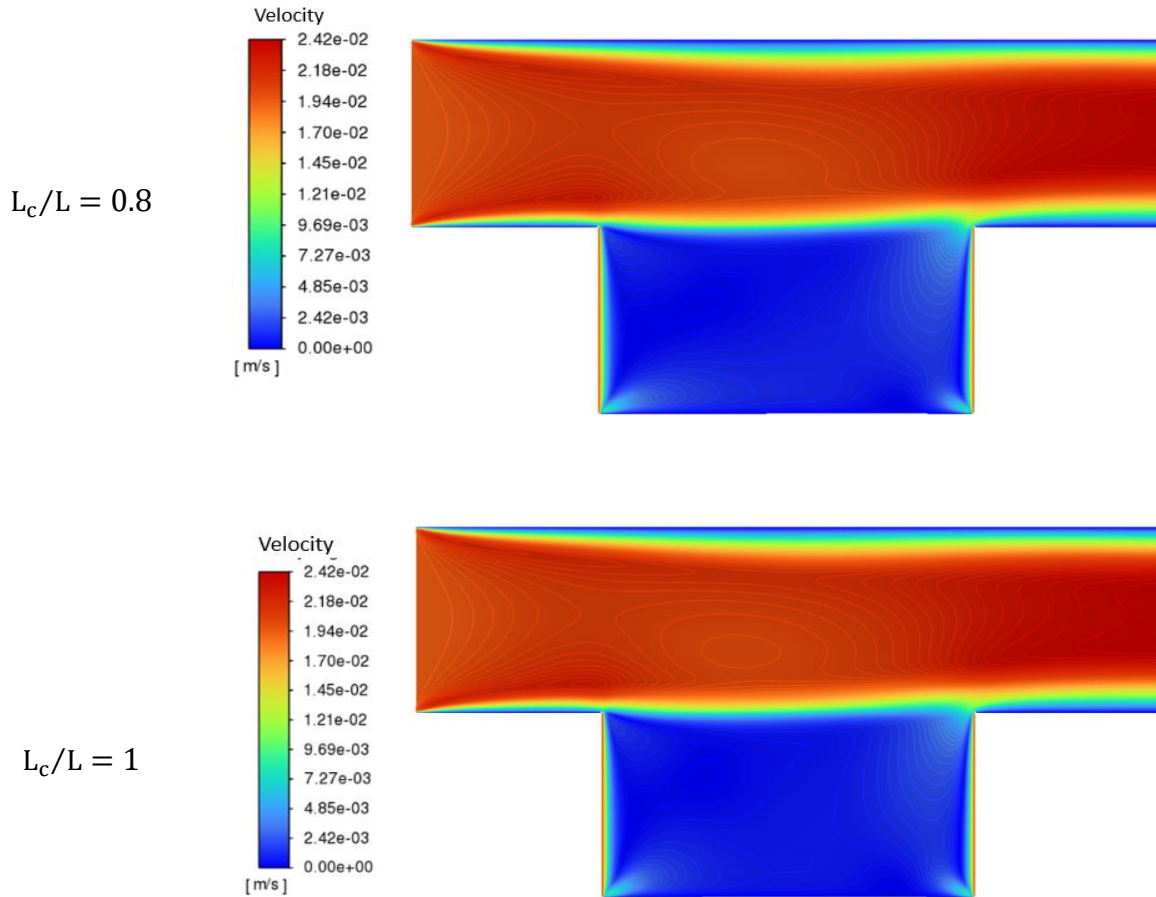


Figure IV.B.9 : Distribution de la vitesse en fonction du rapport L_c/L à $Ri = 1$

, $Re_r = 1$, $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 1\%$ pour le cas 2.

La figure IV.B.10 illustre la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du rapport L_c/L pour le cas 2, où les deux parois latérales se déplacent vers le bas. On remarque que Nu_{moy} croît continuellement avec l'augmentation de la longueur de la source chauffante. Cette tendance est due à l'amélioration progressive du transfert thermique global, en raison de l'élargissement de la zone d'échauffement et de l'augmentation du mouvement convectif dans la cavité.

En effet, l'augmentation de L_c/L augmente la surface d'échange thermique et permet de développer des cellules de convection plus larges et plus intenses. Le mouvement descendant des parois vient renforcer ce mécanisme en tirant le fluide chaud vers le bas et en permettant l'arrivée du fluide froid au centre, favorisant ainsi le renouvellement du fluide dans la zone d'échauffement. Même pour des grandes valeurs de L_c/L , la convection est toujours prépondérante, aucune saturation n'est constatée. L'augmentation de la surface chauffée continue donc à favoriser l'évacuation de la chaleur vers la sortie du canal.

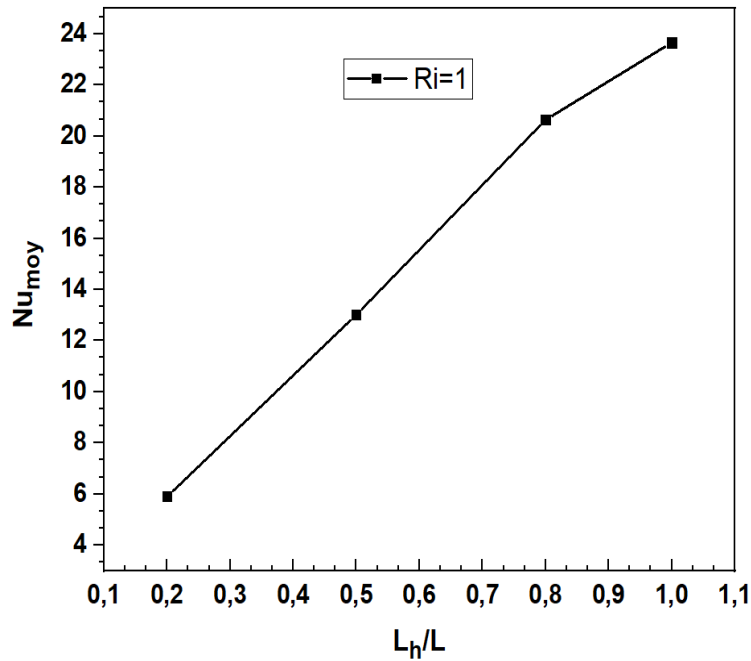


Figure IV.B.10: Évolution du nombre de Nusselt moyen en fonction du rapport L_c/L à $Ri = 1$, $Re_r = 1$, $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 1\%$ pour le cas 2.

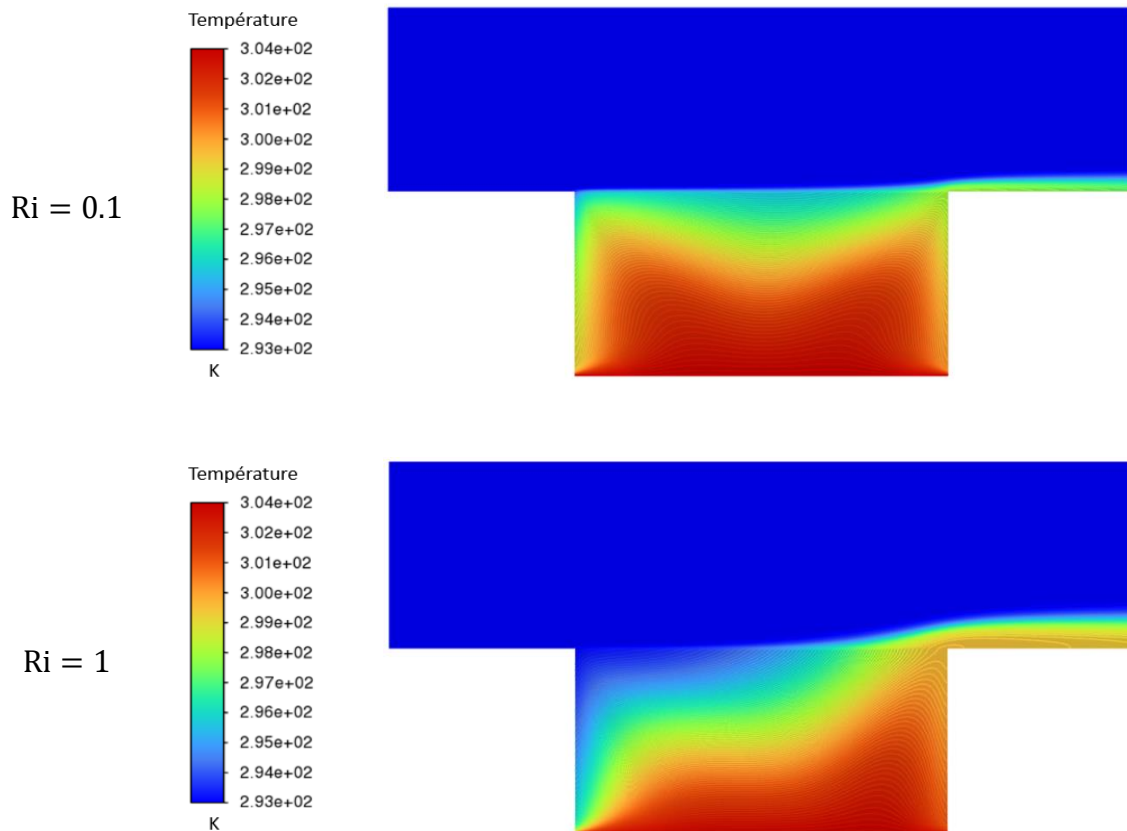
IV.B.3.3 Influence du nombre de Richardson

Cette section analyse l'effet du nombre de Richardson (Ri) sur le comportement thermo-hydrodynamique du nanofluide tri-hybride ($Al_2O_3 - Cu - TiO_2/Eau$) dans une cavité poreuse, lorsque les deux parois latérales se déplacent vers le bas. Les simulations sont réalisées pour $Re_r = 1$ et $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$, $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 1\%$, $L_c/L = 1$. Le nombre (Ri) varie de 0.1 à 10, permettant d'explorer la transition entre convection forcée, mixte et naturelle.

La figure IV.B.11 montre comment les isothermes évoluent pour diverses valeurs de Ri . Avec $Ri = 0.1$, la convection forcée prédomine : les isothermes sont presque parallèles au mur chauffé et subissent peu de déformation, indiquant un mélange thermique efficace grâce au mouvement imposé des parois. En augmentant (Ri) vers 1, les effets de flottabilité deviennent perceptibles ; les isothermes commencent à se courber dans la région centrale, signalant la formation d'une cellule de recirculation thermo-convective. Pour des valeurs plus élevées ($Ri = 5$ et $Ri = 10$), la convection naturelle s'intensifie : les isothermes deviennent plus denses et fortement incurvés près de la zone chauffée, traduisant une stratification thermique marquée et un affaiblissement progressif de la convection forcée. Le transfert thermique est

alors principalement régi par la poussée d'Archimède, caractéristique d'un régime de convection naturelle en milieu poreux.

La figure IV.B.12 illustre les lignes de courant pour diverses valeurs de (Ri). À $Ri = 0.1$, l'écoulement est presque uniforme et fortement influencé par le mouvement descendant des parois latérales, avec une recirculation limitée à proximité de la paroi inférieure. Lorsque $Ri = 1$, une cellule de recirculation centrale émerge, indiquant la compétition entre les effets d'inertie et de flottabilité. Cette structure signale la transition vers un régime de convection mixte où les forces de flottabilité commencent à remodeler la dynamique de l'écoulement. Pour des valeurs plus élevées ($Ri = 5$ et $Ri = 10$), la cellule de recirculation devient plus étendue et plus intense, occupant une grande partie du domaine de la cavité. Ce comportement confirme que la flottabilité devient la force dominante, entraînant un mouvement ascendant de fluide chaud et descendant de fluide froid.



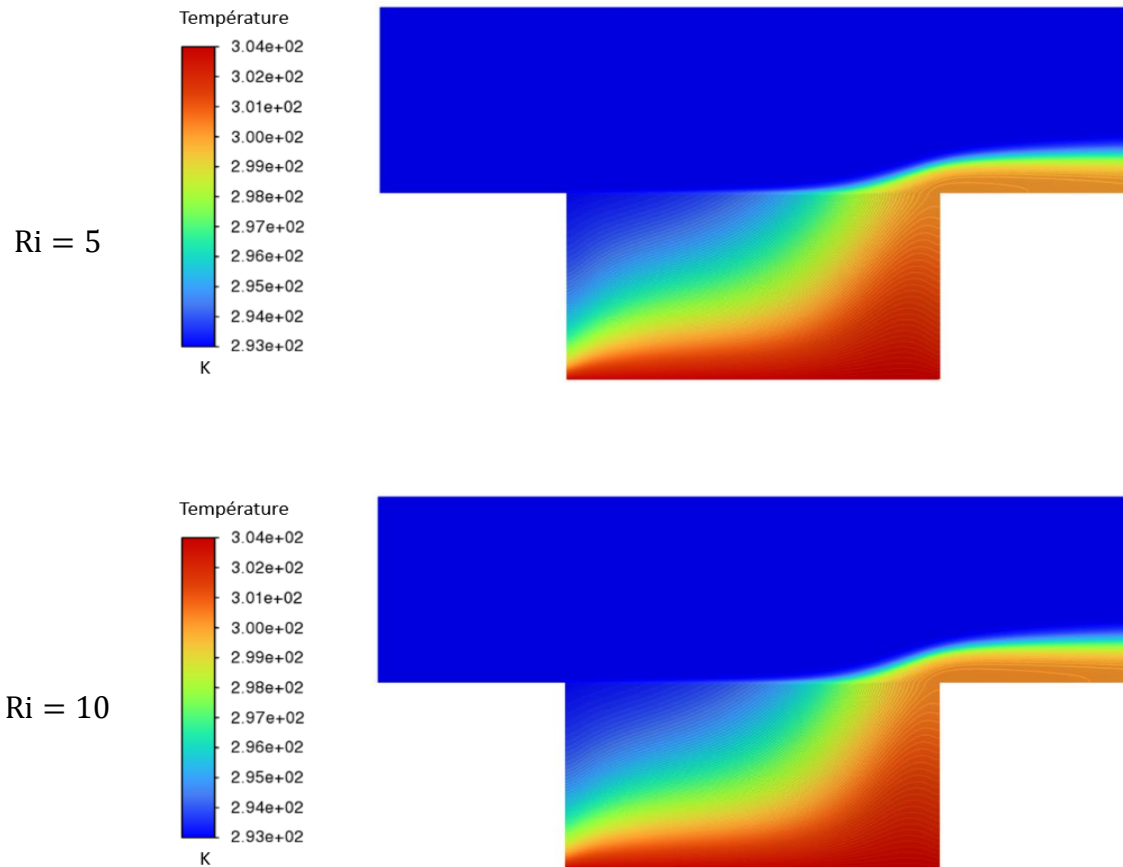
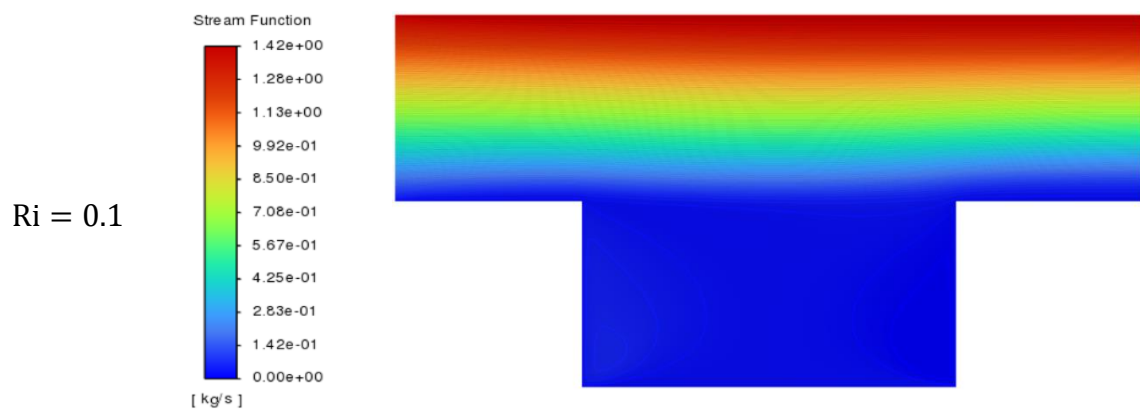


Figure IV.B.11: Distribution des isothermes en fonction du nombre de Richardson à $Re_r = 1$, $L_c/L = 1$, $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 1\%$ pour le cas 2.



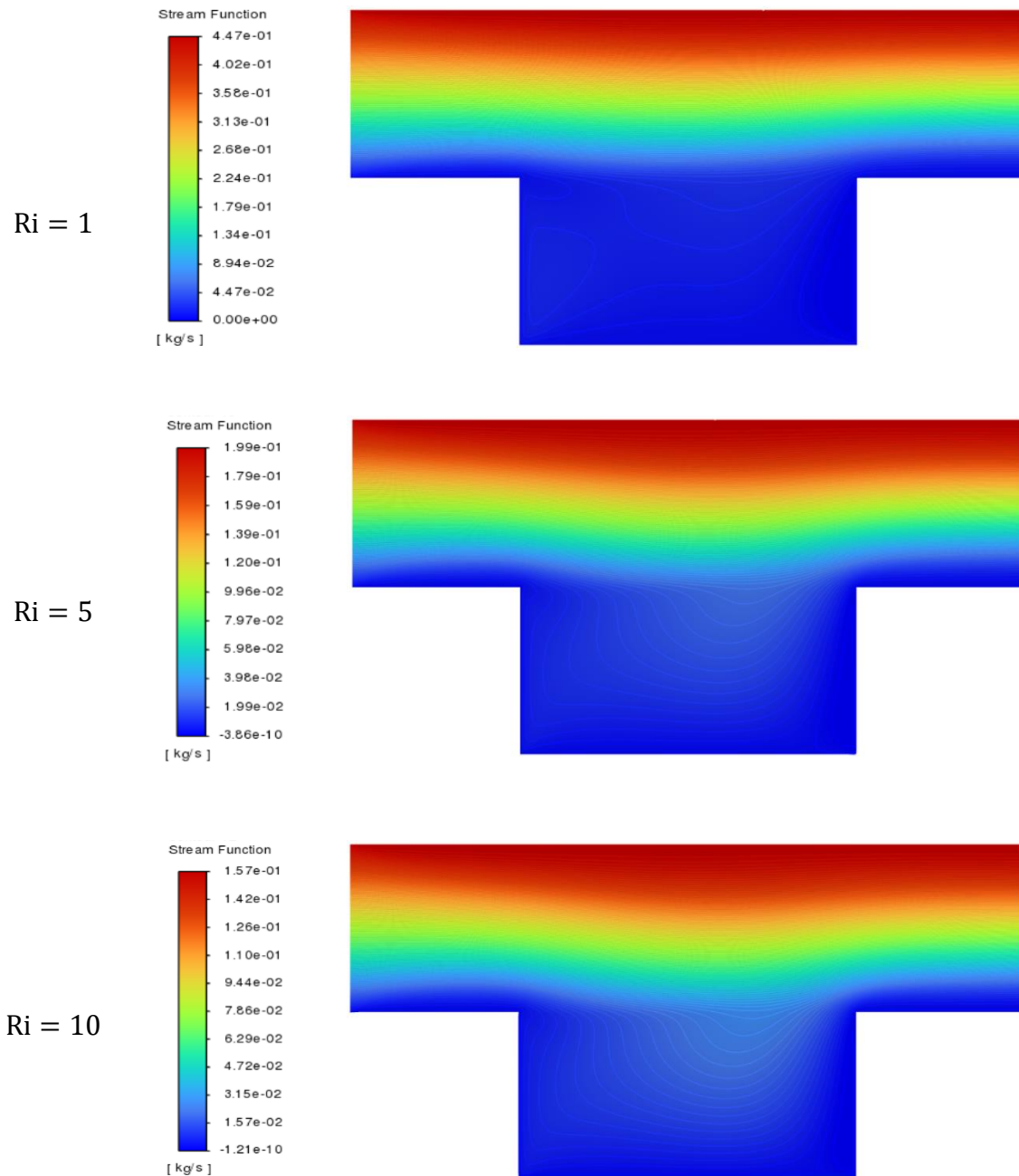


Figure IV.B.12 : Distribution des lignes de courant en fonction du nombre de Richardson à $Re_r = 1, L_c/L = 1, Da = 10^{-3}, \varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 1\%$ pour le cas 2.

La figure IV.B.13 montre comment le nombre moyen de Nusselt (Nu_{moy}) varie en fonction du nombre de Richardson (Ri), ce qui permet d'évaluer l'impact relatif des forces d'inertie et de flottabilité sur le transfert de chaleur à travers la cavité poreuse. On constate une évolution non linéaire de Nu_{moy} , reflétant la complexité de l'interaction entre la dynamique de l'écoulement et la diffusion thermique. Pour un faible nombre de Richardson ($Ri \approx 0.1$), la convection forcée prédomine totalement. Dans ce contexte, l'écoulement du nanofluide tri-

hybride est fortement influencé par le mouvement imposé des parois descendantes, ce qui favorise une advection thermique efficace. Le fluide chaud est continuellement déplacé de la zone chauffée vers la sortie du canal, entraînant un mélange rapide des couches thermiques et une diminution du gradient de température le long de la paroi chauffée.

Ainsi, la dissipation d'énergie thermique est principalement assurée par la vitesse d'écoulement élevée, tandis que la contribution de la flottabilité reste négligeable. Ce mécanisme explique les valeurs relativement élevées de Nu_{moy} dans cette zone du régime forcé. Lorsque Ri augmente vers l'unité ($Ri \approx 1$), la poussée d'Archimède devient comparable aux forces d'inertie. Une interaction constructive s'établit entre les deux mécanismes de transport : le mouvement imposé des parois assure la circulation principale du fluide, tandis que les effets de flottabilité renforcent les mouvements ascendants du fluide chaud et descendants du fluide froid. Il en résulte la formation d'une cellule de recirculation stable et énergétiquement favorable, qui intensifie le mélange interne. Dans ce régime de convection mixte optimale, la performance thermique atteint son maximum, car la contribution convective s'ajoute à la diffusion thermique induite par la structure poreuse et la conductivité améliorée du nanofluide tri-hybride. Ce comportement traduit une synergie entre transport forcé et naturel, où la résistance du milieu poreux est compensée par les gradients thermiques localisés.

Pour des valeurs de Ri plus élevées ($Ri \geq 5$), la convection naturelle commence à prédominer. Le mouvement du fluide est alors principalement influencé par la flottabilité : le fluide chaud monte lentement le long de la paroi chauffée, tandis que le fluide froid descend le long de la paroi opposée. Cependant, en raison de la faible perméabilité du milieu poreux, ces mouvements restent restreints, ce qui entraîne une circulation plus lente et la formation de zones presque stationnaires à l'intérieur de la cavité. La stratification thermique devient alors prononcée, ce qui réduit l'efficacité du mélange. Cette diminution de la mobilité du fluide se traduit par une baisse progressive de Nu_{moy} , qui tend vers un plateau presque constant pour des valeurs élevées de Ri . Dans ce régime, le transfert thermique est principalement diffusif, et la contribution convective devient négligeable. Sur le plan physique, cette évolution souligne le rôle régulateur du nombre de Richardson dans la transition entre convection forcée, mixte et naturelle. Dans un milieu poreux, la résistance interne au mouvement accentue cette transition, en ralentissant la circulation du fluide et en augmentant la dépendance du transfert thermique aux forces de flottabilité. De plus, la présence simultanée des particules Al_2O_3 , Cu et TiO_2 améliore la conductivité thermique effective du fluide, ce qui permet de maintenir un niveau de

transfert relativement élevé même lorsque la convection devient faible. Cependant, cet effet est limité par la structure poreuse, qui réduit la capacité du fluide à développer des cellules convectives vigoureuses.

Ce comportement démontre que, dans une cavité poreuse, le nanofluide tri-hybride atteint une efficacité thermique optimale dans le régime mixte, où un équilibre favorable entre convection et conduction est réalisé.

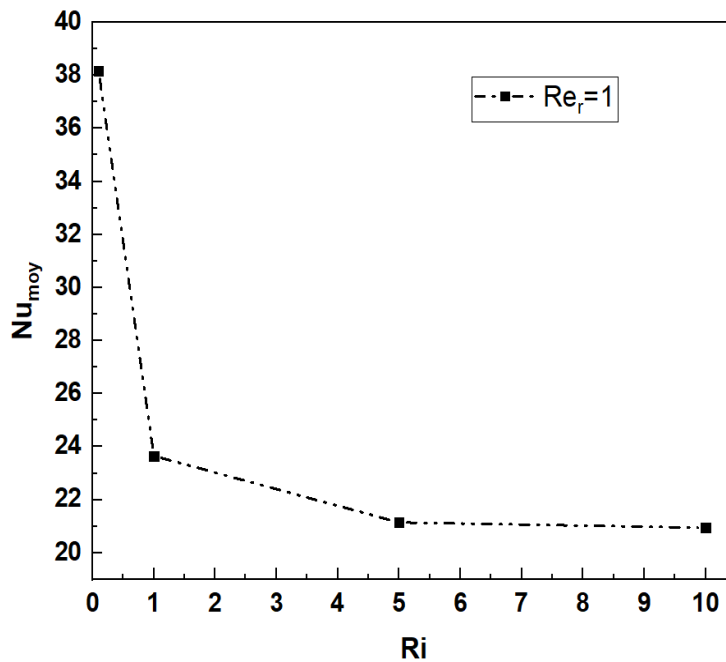


Figure IV.B.13 : Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Richardson à $Re_r = 1$, $L_c/L = 1$, $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$ et $\phi_1 = \phi_2 = \phi_3 = 1\%$ pour le cas 2.

IV.B.3.1 Influence du type de nanofluide

Au cours de cette analyse, l'impact du type de nanofluide sur le comportement thermo-hydrodynamique à l'intérieur de la cavité poreuse est examiné pour trois configurations distinctes : le nanofluide simple (Al_2O_3/Eau), le nanofluide hybride ($Al_2O_3 - Cu/Eau$), et le nanofluide tri-hybride ($Al_2O_3 - Cu - TiO_2/Eau$). Les résultats sont obtenus pour $Ri = 1$, $Re_r = 1$, $Da = 10^{-3}$, $\varepsilon = 0.9$, et une source thermique $L_c/L = 1$.

Les isothermes présentées dans la figure IV.B.14 révèlent la formation d'une couche limite thermique distincte près de la paroi chauffée. Pour le nanofluide (Al_2O_3/Eau), la

distribution de température indique un transfert de chaleur constant du mur chaud vers le fluide, caractérisé par un gradient thermique prononcé à l'intérieur de la cavité. Concernant le nanofluide binaire ($\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{Cu}/\text{Eau}$), la répartition reste globalement similaire, suggérant que l'ajout de nanoparticules de cuivre n'altère que légèrement la structure thermique dans ces conditions de convection mixte. D'autre part, le nanofluide tri-hybride ($\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{Cu} - \text{TiO}_2/\text{Eau}$) montre des isothermes plus uniformément réparties, indiquant une meilleure diffusion thermique dans la cavité. D'un point de vue physique, cette homogénéisation du champ thermique observée avec le nanofluide tri-hybride s'explique par l'effet synergique des trois types de nanoparticules : le Cu améliore la conductivité thermique, le TiO_2 favorise la stabilité de la suspension, et l' Al_2O_3 assure une diffusion uniforme dans le milieu poreux. L'interaction de ces particules augmente donc la conductivité thermique effective du fluide et optimise la propagation de la chaleur.

La figure IV.B.15 illustre les lignes de courant et les profils de vitesse des nanofluides. L'écoulement se dirige de gauche à droite, avec des vitesses maximales observées dans la partie supérieure du canal, tandis que la partie inférieure de la cavité présente des vitesses réduites, indiquant une cellule de recirculation stable. Pour le nanofluide ($\text{Al}_2\text{O}_3/\text{Eau}$), la vitesse maximale atteint $2.54 \times 10^{-2} - 2.54 \times 10^{-2} \text{m/s}$. L'ajout de cuivre dans le nanofluide ($\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{Cu}/\text{Eau}$) entraîne une légère diminution de la vitesse maximale ($2.33 \times 10^{-2} - 2.33 \times 10^{-2} \text{m/s}$), probablement en raison d'une augmentation modérée de la viscosité dynamique. Le nanofluide tri-hybride ($\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{Cu} - \text{TiO}_2/\text{Eau}$) présente une valeur moyenne de $2.42 \times 10^{-2} - 2.42 \times 10^{-2} \text{m/s}$, indiquant un équilibre entre une résistance visqueuse accrue et une diffusion thermique améliorée. Ainsi, la nature du fluide influence l'écoulement dans le milieu poreux : une conductivité thermique plus élevée favorise le transport d'énergie, tandis qu'une viscosité plus élevée réduit localement la vitesse de recirculation

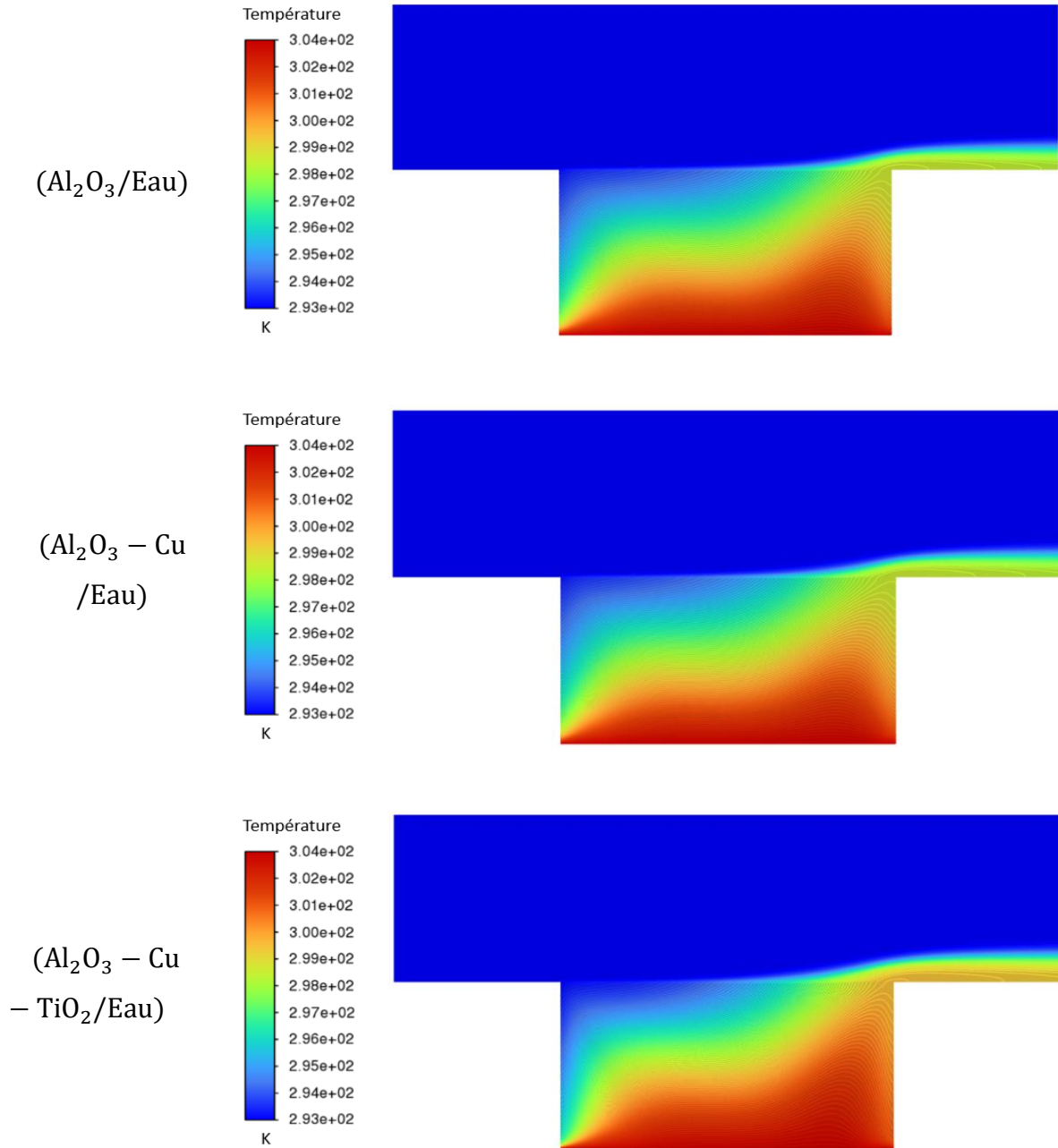


Figure IV.B.14 : Distribution des isothermes en fonction des types des nonfluides à $Ri = 1$, $Re_r = 1$, $L_c/L = 1$, $Da = 10^{-3}$ et $\varepsilon = 0.9$ pour le cas 2.

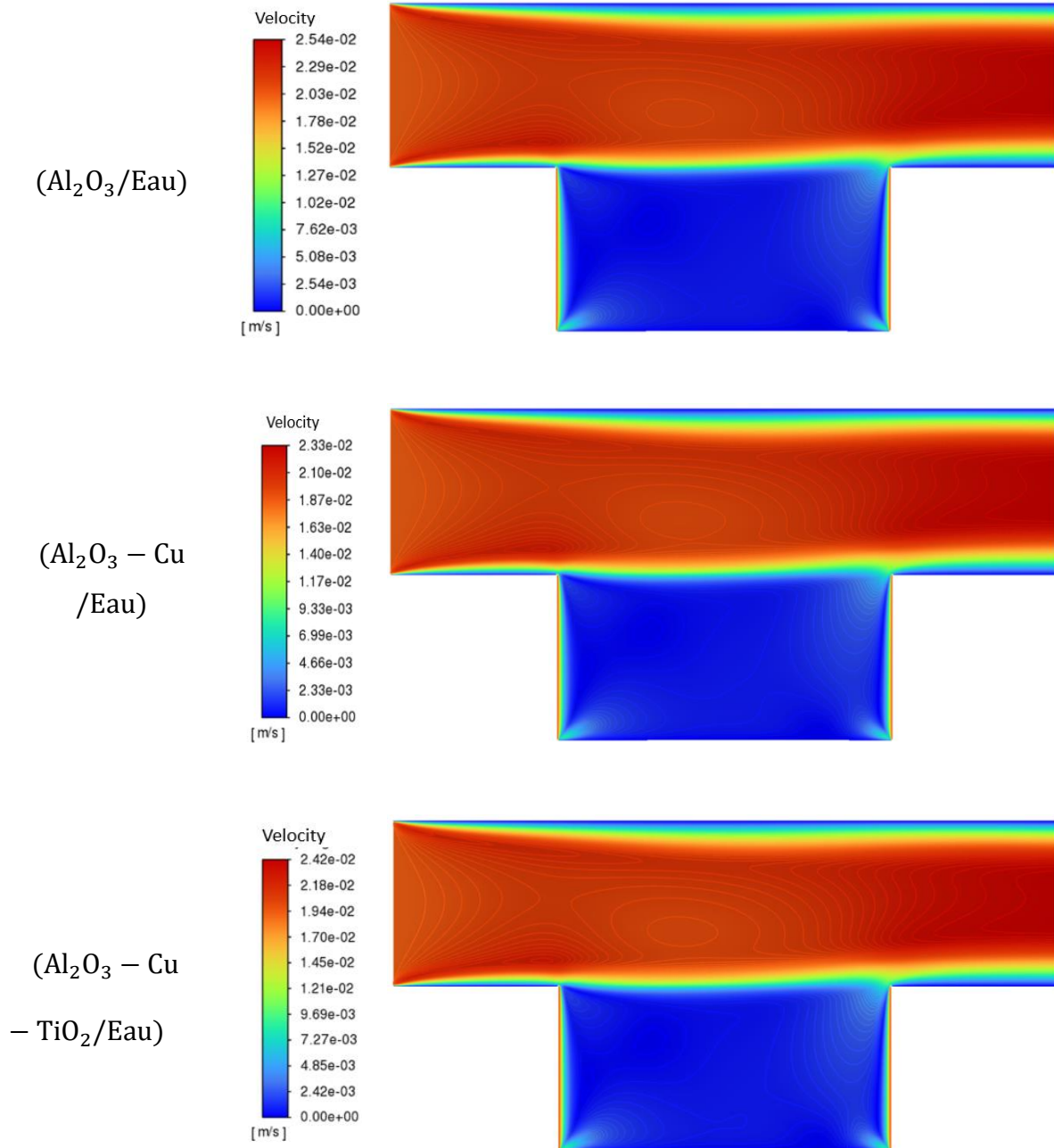


Figure IV.B.15 : Distribution de la vitesse en fonction des types des nanofluides à $Ri = 1$, $Re_r = 1$, $L_c/L = 1$, $Da = 10^{-3}$ et $\varepsilon = 0.9$ pour le cas 2.

La figure IV.B.16 illustre la variation du nombre de Nusselt moyen (Nu_{moy}) en fonction du nombre de Richardson (Ri) pour les trois types de nanofluides étudiés dans le milieu poreux. Il est clairement observé que (Nu_{moy}) diminue progressivement avec l'augmentation de Ri dans tous les cas considérés, indiquant ainsi une transition graduelle d'un régime de convection forcée vers un régime de convection naturelle, en fonction de la dominance relative des forces d'inertie et de flottabilité. Pour de faible valeur de $Ri = 0.1$, la convection forcée prédomine,

les parois mobiles imposant un écoulement intense qui favorise un mélange thermique efficace au sein du milieu poreux. Dans cette zone, le nanofluide simple ($\text{Al}_2\text{O}_3/\text{Eau}$) assure le meilleur transfert thermique, grâce à sa viscosité relativement faible, facilitant l'écoulement et renforçant le transport convectif par rapport aux nanofluides hybrides, plus visqueux. A $\text{Ri} = 1$, le système atteint un équilibre entre les effets d'inertie et de poussée d'Archimède, caractéristique d'un régime de convection mixte. Dans cette configuration, le nanofluide tri-hybride ($\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{Cu} - \text{TiO}_2/\text{Eau}$) démontre une performance thermique supérieure attribuée à sa conductivité thermique accrue et à une meilleure homogénéité de la distribution de température. Cette amélioration résulte de la synergie entre les particules métalliques (Cu), hautement conductrices, et les oxydes métalliques (Al_2O_3 et TiO_2), qui renforcent la stabilité et la diffusion thermique du fluide. Toutefois, cette supériorité demeure limitée par la résistance interne du milieu poreux, laquelle atténue l'intensité de la convection globale. Pour des valeurs élevées de $\text{Ri} \geq 5$, la convection naturelle devient prédominante. L'écoulement s'affaiblit sous l'effet de la flottabilité, et les différences entre les nanofluides s'estompent progressivement. Les valeurs de Nu_{moy} tendent alors vers un plateau, indiquant une réduction marquée des échanges convectifs et une domination des transferts conductifs à l'intérieur du milieu.

Dans l'ensemble, les résultats de la figure IV.B.16 montrent que le nanofluide tri-hybride se distingue par une meilleure homogénéité et stabilité thermique, sans toutefois atteindre systématiquement les valeurs maximales du nombre de Nusselt en raison de l'effet restrictif de la porosité et de la viscosité accrue. Inversement, le nanofluide simple ($\text{Al}_2\text{O}_3/\text{Eau}$) conserve une meilleure efficacité thermique en régime de convection forcée, où la mobilité du fluide est un facteur dominant. Ainsi, on peut conclure que la composition multi-particulaire du fluide devient réellement avantageuse dans le domaine de la convection mixte, alors que les effets de flottabilité et la résistance du milieu poreux en limitent l'influence dans la convection naturelle.

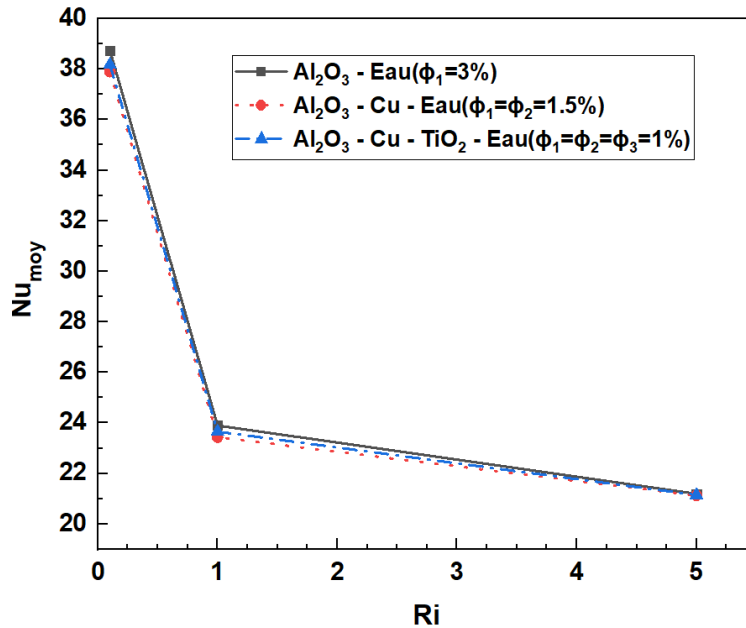


Figure IV.B.16 : Comparaison de la variation du nombre de Nusselt moyen avec le nombre de Richardson pour différents types des nanofluides à $Re_r = 1$, $L_c/L = 1$, $Da = 10^{-3}$ et $\varepsilon = 0.9$ pour le cas 2.

IV.B.4 Conclusion

Les analyses numériques présentées dans cette section ont permis d'approfondir la compréhension de l'influence du mouvement asymétrique des parois sur le comportement d'écoulement et le transfert de chaleur d'un nanofluide tri-hybride ($Al_2O_3 - Cu - TiO_2/Eau$) dans une cavité poreuse. Les résultats obtenus indiquent que le mouvement des parois modifie de manière significative la structure des lignes de courant et la distribution des isothermes, entraînant ainsi des variations notables de la performance thermique globale du système, exprimée par le nombre de Nusselt moyen.

Les principales conclusions peuvent être résumées comme suit :

- Effet du mouvement des parois : le déplacement des parois influence fortement la circulation interne et la distribution thermique. Parmi les différentes configurations étudiées, la configuration (2), correspondant au mouvement descendant des deux parois, a offert la meilleure performance thermique, indiquant que ce mode de déplacement favorise un transfert de chaleur plus efficace à l'intérieur de la cavité.

- Effet de la longueur relative de la source thermique L_c/L : une augmentation de la longueur de la zone chauffée améliore localement la conduction thermique et favorise la redistribution des isothermes, ce qui peut accroître le transfert global.
- Effet du nombre de Richardson (Ri) : une augmentation de Ri entraîne une dominance du régime de convection naturelle et donc une légère diminution du nombre de Nusselt moyen.
- Effet du type de fluide : la comparaison entre le nanofluide simple, le nanofluide hybride binaire et le nanofluide tri-hybride montre que la performance thermique dépend non seulement de la conductivité du fluide mais aussi de la dynamique d'écoulement imposée par le mouvement des parois.

En résumé, il ressort que la combinaison entre la nature du nanofluide et les conditions de mouvement des parois joue un rôle déterminant dans l'optimisation du transfert thermique dans les milieux poreux saturés par des nanofluides hybrides.

Conclusion générale et perspectives

Conclusion générale

Le présent travail de recherche, intitulé simulations numériques de la convection mixte d'un nanofluide tri-hybride ($\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{Cu} - \text{TiO}_2/\text{Eau}$) dans un milieu poreux homogène, s'inscrit dans le cadre de l'analyse numérique des phénomènes thermo-hydrodynamiques en milieux poreux, en mettant un accent particulier sur l'utilisation des nanofluides hybrides ternaires comme fluides de nouvelle génération à haut rendement thermique. L'objectif principal est de comprendre l'influence conjointe des paramètres géométriques, physiques et dynamiques sur le transfert de chaleur et la structure d'écoulement, afin d'identifier les conditions optimales pour une meilleure performance thermique.

Dans un premier temps, un cadre théorique et bibliographique a été élaboré pour situer le problème dans le contexte des recherches récentes sur la convection mixte dans les milieux poreux saturés par des nanofluides simples, hybrides et tri-hybrides. Cette analyse a mis en lumière le potentiel prometteur des nanofluides multi-composants pour améliorer le transfert thermique grâce à leur conductivité accrue et à leurs propriétés synergiques.

La modélisation mathématique repose sur les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, formulées selon le modèle Darcy–Brinkman–Forchheimer, en tenant compte de la porosité et des pertes de charge inertielle du milieu. Ces équations ont été discrétisées par la méthode des volumes finis et résolues numériquement à l'aide du logiciel Ansys Fluent, après la génération du maillage et la préparation géométrique sous Gambit.

Dans ce contexte, la première application (Partie A) de cette étude a concerné la convection mixte d'un nanofluide tri-hybride dans une cavité poreuse ouverte sur un canal horizontal, dont les parois étaient fixes. Dans cette configuration, une paroi chauffante a été appliquée sur la paroi gauche puis sur la paroi droite de la cavité afin d'examiner l'effet de sa localisation sur le transfert de chaleur. Les paramètres étudiés incluaient : le nombre de Richardson (Ri) et de Darcy (Da), la porosité (ϵ), le type de fluide ainsi que la fraction volumique totale des nanoparticules (ϕ).

Quant à la seconde application (Partie B) a porté sur la convection mixte dans une cavité poreuse fermée à parois mobiles asymétriques, utilisant le même nanofluide tri-hybride. Dans ce cas, la paroi chauffante a été placée sur la paroi inférieure sous forme d'une source thermique

localisée de longueur variable. Les simulations ont examiné l'effet du rapport de vitesses entre les parois mobiles, du nombre de Richardson (Ri), de la longueur du segment chauffant, et du type de fluide.

Les principaux résultats obtenus se résument comme suit :

- Pour de faibles valeurs de Ri , la convection forcée prédomine sur la convection naturelle, confirmant ainsi la transition entre trois régimes distincts de transfert thermique.
- La diminution du nombre de Darcy améliore sensiblement le transfert de chaleur en réduisant la résistance à l'écoulement dans le milieu poreux.
- Le rapport du nombre de Reynolds influence directement l'intensité de l'écoulement et la répartition des isothermes, avec une forte interaction entre le canal et la cavité.
- L'introduction de nanoparticules améliore la conductivité thermique du fluide, mais une fraction volumique excessive augmente la viscosité, limitant parfois le gain convectif.
- La disposition géométrique et la position de la source chaude influencent fortement les champs de température et de vitesse, avec une nette amélioration du transfert pour les sources latérales étendues.
- La mobilité des parois dans la cavité a montré un effet significatif d'intensification du transfert convectif, particulièrement lorsque les parois se déplacent en sens opposé.
- La comparaison entre les deux configurations (Partie A et Partie B) a révélé une amélioration du transfert thermique dans le cas des parois mobiles, confirmant le rôle déterminant des conditions dynamiques de frontière.

En conclusion, cette étude a validé l'efficacité de la méthode des volumes finis dans l'analyse thermo-hydrodynamique des milieux poreux saturés par des nanofluides hybrides, et a démontré le fort potentiel du nanofluide tri-hybride pour des applications thermiques.

Perspectives

Ce travail ouvre la voie à plusieurs prolongements scientifiques et techniques :

- Extension géométrique : il s'agit de considérer des cavités plus complexes, telles que des formes irrégulières ou des parois élastiques ou biomimétiques, afin de permettre une meilleure représentation des systèmes réels.
- Nanoparticules et fluides de base : il est nécessaire d'étudier l'effet de la distribution granulométrique et de la taille fractionnelle des nanoparticules, ainsi que le changement du fluide porteur, incluant les huiles thermiques et les fluides biologiques.
- Régimes d'écoulement : l'analyse doit être élargie au régime turbulent et aux grands nombres de Reynolds pour évaluer les performances dans des conditions industrielles plus réalistes.
- Simulation tridimensionnelle : il est crucial de passer du modèle bidimensionnel à des simulations en trois dimensions, offrant ainsi une description plus complète et précise des phénomènes physiques.
- Validation expérimentale : des études expérimentales doivent être entreprises pour confronter et valider les prédictions numériques, augmentant ainsi la fiabilité et l'applicabilité des résultats obtenus.
- Couplage multiphysique : il convient d'inclure l'effet de champs externes, tels que les champs magnétiques et électriques, ou encore des réactions chimiques, afin d'élargir le champ des applications visées.

Références bibliographiques

- [1] S. Slama, "Ecoulement et transfert de chaleur dans un canal rempli d'un milieu poreux anisotrope saturé d'un nanofluide et soumis à un chauffage oscillatoire", Ph.D. dissertation, Université des Sciences et de la Technologie Houari Boumediène, 2020.
- [2] X. Huang, W. Zhou, D. Deng, "Effective diffusion in fibrous porous media: A comparison study between lattice Boltzmann and pore network modeling methods", *Materials*, vol. 14, no. 4, Art. no. 756, 2021.
- [3] G. Metcalfe, D. Lester, M. Trefry, "A Primer on the Dynamical Systems Approach to Transport in Porous Media", *Transport in Porous Media*, vol. 146, no. 1, pp. 55-84, 2023.
- [4] A. Delache, "Etude analytique et numérique des instabilités spatio-temporelles des écoulements de convection mixte en milieu poreux : comparaison avec l'expérience", Ph.D. dissertation, Université des Sciences et Technologie de Lille-Lille I, 2005.
- [5] A. Akkaoui, "Bétons de granulats de bois : Etude expérimentale et théorique des propriétés thermo-hydro-mécaniques par des approches multi-échelles", Ph.D. dissertation, Université Paris-Est, 2014.
- [6] M. H. Esfe, M. Bahiraei, H. Hajbarati, et al., "A comprehensive review on convective heat transfer of nanofluids in porous media: Energy-related and thermohydraulic characteristics", *Applied Thermal Engineering*, vol. 178, Art. no. 115487, 2020.
- [7] F. Mejni, "Structures synchronisées dans les écoulements inhomogènes de convection mixte en milieu poreux", Ph.D. dissertation, Université des Sciences et Technologies de Lille, Lille I, 2008.
- [8] K. Vafai, "Handbook of Porous Media", 3rd ed., CRC Press, Boca Raton, FL, 2015,
- [9] Z. Guo and T. S. Zhao, "A lattice Boltzmann model for convection heat transfer in porous media", *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals*, vol. 47, no. 2, pp. 157-177, Feb. 2005.
- [10] P. C. Carman, "Fluid flow through granular beds", *Chemical Engineering Research and Design*, vol. 75, pp. S32-S48, Dec. 1997.
- [11] S. Ergun, "Fluid flow through packed columns", *Chemical Engineering Progress*, vol. 48, no. 2, pp. 89-94, 1952.

- [12] H. B. Ahmed, "Etude de la convection mixte d'origine thermosolutale sous l'influence de l'effet SORET dans un milieu poreux : analyse de stabilité linéaire et simulations 3D", Ph.D. dissertation, Université de Cergy Pontoise, Faculté des Sciences de Tunis, 2008.
- [13] H. C. Brinkman, "A calculation of the viscous force exerted by a flowing fluid on a dense swarm of particles", *Flow Turbulence and Combustion*, vol. 1, no. 1, pp. 27-34, 1949.
- [14] T. S. Lundgren, "Slow flow through stationary random beds and suspensions of spheres", *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 51, no. 2, pp. 273-299, 1972.
- [15] G. Neale and W. Nader, "Practical significance of Brinkman's extension of Darcy's law: coupled parallel flows within a channel and a bounding porous medium", *Canadian Journal of Chemical Engineering*, vol. 52, no. 4, pp. 475-478, 1974.
- [16] E. Hahne, Y. W. Song, and U. Gross, "Measurements of thermal conductivity in porous media", in *Convective Heat and Mass Transfer in Porous Media*, Dordrecht: Springer Netherlands, 1991, pp. 849-865.
- [17] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", 6th ed., New York: Wiley, 1996.
- [18] D. A. Nield and A. Bejan, "Mixed convection in Porous Media", 3rd ed., Springer New York, NY, 2006, pp. 343-365.
- [19] J. A. Eastman, S. R. Phillpot, S. U. Choi, and P. Keblinski, "Anomalous increase in effective thermal conductivities of ethylene glycol-based nanofluids containing copper nanoparticles", *Applied Physics Letters*, vol. 78, no. 6, pp. 718-720, 2001.
- [20] W. Yu and H. Xie, "A review on nanofluids: Preparation, stability mechanisms, and applications", *Journal of Nanomaterials*, vol. 2012, Art. no. 435873, 2012.
- [21] H. Xie, M. Fujii, and X. Zhang, "Effect of interfacial nanolayer on the effective thermal conductivity of nanoparticle-fluid mixture", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, no. 14, pp. 2926-2932, 2005.
- [22] S. K. Das, S. U. Choi, W. Yu, and T. Pradeep, "Nanofluids: Science and Technology", Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2007.

- [23] M. Kole and T. K. Dey, "Thermal conductivity and viscosity of Al_2O_3 nanofluid based on car engine coolant", *Journal of Physics D: Applied Physics*, vol. 43, no. 31, Art. no. 315501, 2010.
- [24] J. Sarkar, P. Ghosh, and A. Adil, "A review on hybrid nanofluids: recent research, development and applications", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 43, pp. 164-177, 2015.
- [25] L. S. Sundar, M. K. Singh, and A. C. M. Sousa, "Investigation of thermal conductivity and viscosity of Fe_3O_4 nanofluid for heat transfer applications ", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 44, pp. 7-14, 2013.
- [26] M. S. Liu, M. C. C. Lin, I.-T. Huang, and C. C. Wang, "Enhancement of thermal conductivity with carbon nanotube for nanofluids", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 32, no. 9, pp. 1202-1210, 2005.
- [27] A. Einstein, "Zur Theorie der Brownschen Bewegung", *Annalen der Physics*, vol. 324, no. 2, pp. 371-381, 1906.
- [28] B. Rachid, "Analyse thermo-énergétique de la convection thermique d'un écoulement de nanofluides dans des microcanaux", Ph.D. dissertation, University Center of Abdalhafid Boussouf, Mila, 2022.
- [29] K. Moussa and M. C. Bougriou, "Etude numérique de la convection mixte dans un canal horizontal contenant des ailettes", Ph.D. dissertation, Génie mécanique, option Génie thermique et énergétique, Université de Constantine, 2016.
- [30] B. C. Pak and Y. I. Cho, "Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles", *Experimental Heat Transfer*, vol. 11, no. 2, pp. 151-170, 1998.
- [31] Y. Xuan and W. Roetzel, "Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 43, no. 19, pp. 3701-3707, 2000.
- [32] A. Bejan and S. Lorente, "The constructal law and the thermodynamics of flow systems with configuration", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, no. 14-16, pp. 3203-3214, 2004.
- [33] J. Kim, Y. T. Kang, and C. K. Choi, "Analysis of convective instability and heat transfer characteristics of nanofluids", *Physics of Fluids*, vol. 16, no. 7, pp. 2395-2401, 2004.
-

- [34] J. C. Maxwell, "A Treatise on Electricity and Magnetism", Oxford: Clarendon Press, vol. 2, pp. 3408-3425, 1873.
- [35] R. L. Hamilton and O. K. Crosser, "Thermal conductivity of heterogeneous two-component systems", *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, vol. 1, no. 3, pp. 187-191, 1962.
- [36] W. Yu and S. Choi, "The role of interfacial layers in the enhanced thermal conductivity of nanofluids: A renovated Maxwell model", *Journal of Nanoparticle Research*, vol. 5, pp. 167-171, 2003.
- [37] S. Lilia, "Contribution à l'étude numérique de la convection des écoulements de nanofluide dans les milieux poreux", Ph.D. dissertation, Sciences et Technologie - Génie Mécanique, 2023.
- [38] A. Einstein, "Zur Theorie der Brownschen Bewegung", *Annalen der Physics*, vol. 324, no. 2, pp. 371-381, 1906.
- [39] H. C. Brinkman, "The viscosity of concentrated suspensions and solutions", *Journal of Chemical Physics*, vol. 20, no. 4, pp. 571-571, 1952.
- [40] W. Yu and H. Xie, "A review on nanofluids: preparation, stability mechanisms, and applications", *Journal of Nanomaterials*, vol. 2012, Art. no. 435873, 2012.
- [41] S. Boudraa and R. Bessaih, "Etude des transferts thermo-convectifs tridimensionnels dans les jets impactant et canaux avec des nanofluides hybrides", Ph.D. dissertation, Université Frères Mentouri - Constantine 1, 2023.
- [42] T. L. Bergman, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", illustrated 7th ed., Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 1048 pp., ISBN: 0470501979, 9780470501979, 2011.
- [43] Y. A. Cengel and A. J. Ghajar, "Introduction and basic concepts" *Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications*, 5th ed., New York, NY: McGraw-Hill, pp. 7-10, 2015
- [44] A. J. Chamkha and M. A. Ismael, "Natural convection in differentially heated partially porous layered cavities filled with a nanofluid", *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 65, no. 11, pp. 1089-1113, 2014.
- [45] Z. A. S. Raizah, S. E. Ahmed, and A. M. Aly, "ISPH simulations of natural convection flow in E-enclosure filled with a nanofluid including homogeneous/heterogeneous porous media and solid particles", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 160, Art. no. 120153, 2020.

- [46] V. M. Job and S. R. Gunakala, "Unsteady hydromagnetic mixed convection nanofluid flows through an L-shaped channel with a porous inner layer and heat-generating components", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 120, pp. 970-986, 2018.
- [47] N. Nithyadevi, S. Sivashanmugam, and K. Suresh, "Mixed convection analysis in heat transfer enhancement of a nanofluid filled porous enclosure with various wall speed ratios", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 113, pp. 716-729, 2017.
- [48] Z. A. S. Raizah, A. M. Aly, and S. E. Ahmed, "Natural convection flow of a nanofluid-filled V-shaped cavity saturated with a heterogeneous porous medium: Incompressible smoothed particle hydrodynamics analysis", *Ain Shams Engineering Journal*, vol. 12, no. 2, pp. 2033-2046, 2021.
- [49] K. Al-Farhany, A. J. Chamkha, M. A. Ismael, and A. M. Raizah, "MHD mixed convection on Cu-water laminar flow through a horizontal channel attached to two open porous enclosure", *The European Physical Journal Special Topics*, vol. 231, no. 13, pp. 2851-2864, 2022.
- [50] N. Guerroudj, Z. A. S. Raizah, and A. M. Aly, "Ferrohydrodynamics mixed convection of a ferrofluid in a vertical channel with porous blocks of various shapes", *Journal of Applied Fluid Mechanics*, vol. 16, no. 1, pp. 131-145, 2022.
- [51] S. Slama, H. Kahalerras, and B. Fersadou, "Mixed convection of a nanofluid in a vertical anisotropic porous channel with heated/cooled walls", *Fluid Dynamics & Materials Processing*, vol. 13, no. 3, p. 155, 2017.
- [52] S. Hussain, S. E. Ahmed, and T. Akbar, "Entropy generation analysis in MHD mixed convection of hybrid nanofluid in an open cavity with a horizontal channel containing an adiabatic obstacle", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 114, pp. 1054-1066, 2017.
- [53] M. Omri, S. E. Ahmed, and A. M. Raizah, "Conjugate natural convection of a hybrid nanofluid in a cavity filled with porous and non-Newtonian layers: The impact of the power law index", *Mathematics*, vol. 10, no. 12, Art. no. 2044, 2022.
- [54] F. A. Abood, S. E. Ahmed, A. M. Raizah, and M. Omri, "Studying the thermal performance in a magnetized flow of Ag-MgO nanofluid in a horizontal channel containing a rotating cylinder", *Journal of Applied Science and Engineering*, vol. 28, no. 5, pp. 1019-1027, 2024.

- [55] M. A. Qureshi, S. Hussain, and M. A. Sadiq, "Numerical simulations of MHD mixed convection of hybrid nanofluid flow in a horizontal channel with cavity: Impact on heat transfer and hydrodynamic forces", *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 27, Art. no. 101321, 2021.
- [56] N. Alsedais, A. M. Aly, and 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*, vol. 13, no. 2, Art. no. 101562, 2022.
- [57] H. Moghadasi, S. E. Ahmed, and A. M. Raizah, "Numerical analysis on laminar forced convection improvement of hybrid nanofluid within a U-bend pipe in porous media", *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 179, Art. no. 105659, 2020.
- [58] X. You, "Nanoparticle sphericity investigation of Cu-Al₂O₃-H₂O hybrid nanofluid flows between inclined channels filled with a porous medium", *Nanomaterials*, vol. 12, no. 15, Art. no. 2552, 2022.
- [59] K. Chadi, Z. A. S. Raizah, and A. M. Aly, "Impact of geometric shape of cavity on heat exchange using Cu-Al₂O₃-H₂O hybrid nanofluid", *Waves in Random and Complex Media*, pp. 1-18, 2022.
- [60] S. A. M. Mehryan, M. Ghalambaz, H. Izadi, and M. Izadi, "Numerical study on natural convection of Ag-MgO hybrid/water nanofluid inside a porous enclosure: A local thermal non-equilibrium model", *Powder Technology*, vol. 367, pp. 443-455, 2020.
- [61] A. I. Alsabery, A. M. Raizah, and Z. A. S. Raizah, "Impacts of amplitude and heat source on natural convection of hybrid nanofluids into a wavy enclosure via heatline approach", *Waves in Random and Complex Media*, vol. 33, no. 4, pp. 1060-1084, 2023.
- [62] A. Thakur and S. Sood, "Tri-hybrid nanofluid flow towards convectively heated stretching Riga plate with variable thickness", *Journal of Nanofluids*, vol. 12, no. 4, pp. 1129-1140, 2023.
- [63] R. Palanisamy, G. Parthipan, and S. Palani, "Study of synthesis, characterization and thermo physical properties of Al₂O₃-SiO₂-TiO₂/H₂O based tri-hybrid nanofluid", *Digest Journal of Nanomaterials and Biostructures*, vol. 16, no. 3, pp. 16939-16949, 2021.

- [64] S. M. Alzahrani and T. A. Alzahrani, "Enhanced efficiency of MHD-driven double-diffusive natural convection in ternary hybrid nanofluid-filled quadrantal enclosure: A numerical study", *Mathematics*, vol. 12, no. 10, pp. 1423, 2024.
- [65] R. Alsayegh, "Numerical investigation of trihybrid nanofluid heat transfer in a cavity with a hot baffle", *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 65, no. 105584, 2025.
- [66] N. Ecib, M. Benkhedda, T. Tayebi, and A. M. Raizah, "Three-dimensional mixed convection and entropy generation of binary and ternary hybrid nanofluids flow inside a porous media-filled horizontal annular duct under magnetic field", *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, vol. 149, pp. 813-838, 2024.
- [67] U. N. Hussein, N. S. Khashi'ie, K. B. Hamzah, N. M. Arifin, and I. Pop, "Joule heating effect on ternary nanofluid flow and heat transfer over a permeable cylinder", *JP Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 37, no. 6, pp. 831-841, 2024.
- [68] A. Roja, R. Saadeh, J. K. Madhukesh, M. D. Shamshuddin, K. V. Prasad, U. Khan, C. Prakash, and S. M. Hussain, "Computational role of homogeneous–heterogeneous chemical reactions and a mixed convective ternary hybrid nanofluid in a vertical porous microchannel", *High Temperature Materials and Processes*, vol. 43, no. 1, pp. 1-13, 2024.
- [69] Y. Shao, M. K. Nayak, A. S. Dogonchi, A. J. Chamkha, Y. Elmasry, and A. M. Galal, "Ternary hybrid nanofluid natural convection within a porous prismatic enclosure with two movable hot baffles: An approach to effective cooling", *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 40, Art. no. 102507, 2022.
- [70] Q. Raza, X. Wang, H. A. H. Muhammed, B. Ali, M. R. Ali, and A. S. Hendy, "Numerically analyzed of ternary hybrid nanofluids flow of heat and mass transfer subject to various shapes and size factors in two-dimensional rotating porous channel", *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 56, Art. no. 104235, 2024.
- [71] Q. Raza, F. Faisal, B. Ali, H. A. Ghazwani, and J. Younis, "ANN-based modeling of porous MHD mixed convection in tri-hybrid nanofluids with thermal radiation", *Journal of Radiation Research and Applied Sciences*, vol. 18, Art. no. 101852, 2025.
- [72] D. Sharma, S. Sood, A. Thakur, and S. Prasad, "Numerical analysis of Williamson-micropolar ternary nanofluid flow through porous rotatory surface", *Journal of Nanofluids*, vol. 8, pp. 2234-2344, 2023.

- [73] Z. Mahmood, S. M. Eldin, K. Rafique, and U. Khan, "Numerical analysis of MHD tri-hybrid nanofluid over a nonlinear stretching/shrinking sheet with heat generation/absorption and slip conditions", *Alexandria Engineering Journal*, vol. 76, pp. 799-819, 2023.
- [74] F. Selimefendigil and H. F. Öztop, "Comparative study on different cooling techniques for photovoltaic thermal management: Hollow fins, wavy channel and insertion of porous object with hybrid nanofluids", *Applied Thermal Engineering*, vol. 228, Art. no. 120458, 2023.
- [75] A. S. Dogonchi and A. J. Chamkha, "Mixed convection of hybrid nanofluid inside a lid-driven trapezoidal enclosure: Effects of inclination angle and Darcy-Forchheimer model", *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 68, no. 7, pp. 723-743, 2015.
- [76] P. Karki and K. M. Gangawane, "Study of magnetohydrodynamics-based mixed convection & entropy generation within the rectangular enclosure with two obstacles for Cu-SiO₂ multiwalled carbon nanotubes ternary hybrid nanofluids", *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 85, pp. 1-23, 2023.
- [77] P. Agupathi, A. K. Abdul Hakeem, S. Saranya, and V. S. Saji, "Non-Darcean three-dimensional flow of Fe₃O₄/Al₂O₃ nanoparticles with H₂O/NaC₆H₅O₇ base fluids past a Riga plate embedded in a porous medium", *The European Physical Journal Special Topics*, vol. 228, pp. 2571-2600, 2019.
- [78] R. L. Frederick and S. G. Moraga, "Three-dimensional natural convection in finned cubical enclosures", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 28, no. 2, pp. 289-298, 2007.
- [79] D. Song, M. Hatami, Y. Wang, D. Jing, and Y. Yang, "Prediction of hydrodynamic and optical properties of TiO₂/water suspension considering particle size distribution", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 92, pp. 864-876, 2016.
- [80] A. K. Hussein, A. A. R. A. Hussein, A. Abidi, and S. M. Raizah, "Opposing mixed convection in an open parallelogram cavity with the horizontal channel: effects of the heat source length and location", *Journal of Advanced Research in Numerical Heat Transfer*, vol. 14, no. 1, pp. 118-135, 2023.
- [81] O. Manca, S. Nardini, and K. Vafai, "Experimental investigation of opposing mixed convection in a channel with an open cavity below", *Experimental Heat Transfer*, vol. 21, no. 2, pp. 99-114, 2008.