

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Ibn Khaldoun de Tiaret

Faculté des Sciences Appliquées

Département de Génie Mécanique



Laboratoire de Recherche des Technologies Industrielles

THÈSE

Pour l'obtention du diplôme de
Doctorat 3^{ème} cycle LMD

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Installations Énergétiques et Turbomachines

Thème

Contribution à l'étude numérique de la convection des écoulements de nanofluide dans les milieux poreux

Présenté par :

M^{elle} SAIDI Lilia

Soutenue publiquement le 08/06/2023, devant le Jury composé de :

MM.

HADDOUCHE Kamel	Professeur (Université de Tiaret)	Président
KHERRIS Sahraoui	Professeur (Université de Tissemsilt)	Encadrant
MEKROUSSI Said	Professeur (Université de Tiaret)	Co-encadrant
ABED Belkacem	MCA (Université de Tiaret)	Examineur
RAHMANI Kouider	Professeur (Université de Djelfa)	Examineur
HAMMOU Abdelkader Djilali	MCA (Université de Laghouat)	Examineur

Année universitaire : 2022 – 2023

Dédicace

À

Mon très cher papa que j'aime énormément.

Mon âme que j'ai perdue, à ma moitié que je ne me suis jamais imaginée sans elle, paix à son âme ma très chère maman.

Mon très cher frère.

Mes très chères sœurs.

Mes neveux Rayen et Akşel que j'adore.

Mes beaux-frères.

Tous mes amis et tous ceux qui me sont chers.

Lilia.

Remerciements

Avant tout, je voudrais remercier Dieu de m'avoir guidé et donné la confiance et le courage nécessaires pour continuer à travailler.

Avec l'aide de quelques personnes que je tiens à les remercier car grâce à eux cette thèse est rendue possible ; ma détermination et mon courage viennent de mes chers parents qui ont cru en moi et qui ne m'ont jamais abandonné, je les remercie d'avoir été toujours là pour moi ; une puissante prière pour ma très chère maman qui vient de nous quitter, qui était mon meilleur mentor dans cette vie.

Je tiens à remercier très sincèrement mes Directeurs de thèse les Professeurs Sahraoui KHERRIS et Said MEKROUSSI qui m'ont donné le privilège de diriger ce travail, je les remercie pour leur patience et disponibilité et surtout leurs judicieux conseils ; j'apprécie l'aide que vous m'avez apportée et veuillez accepter ma gratitude pour tous vos efforts.

Mes remerciements au Professeur Kamel HADDOUCHE d'avoir accepté de présider le Jury, et pour la qualité du travail que vous nous avez fournie durant notre Formation Doctorale.

Je remercie vivement les Membres du Jury Messieurs Kouider RAHMANI, Abdelkader Djilali HAMMOU et Belkacem ABED qui m'ont fait l'honneur d'examiner mon travail.

Mes sincères remerciements au Docteur Hichem BENDJEBBAS, Maître de Conférences au CDER, pour son accueil, sa disponibilité, ses corrections et ses conseils ainsi que pour les excellentes conditions de travail qui m'ont été offertes au laboratoire d'Équipement et Application Héliothermiques.

Je remercie mon frère et mes sœurs pour la confiance qu'ils m'ont toujours accordée, pour l'aide psychologique et financière, pour leur présence durant tous les concours et les examens, aussi d'avoir été là pour assurer tout le confort et les conditions de travail ; vous occupez une place très importante dans ma vie.

Je tiens à témoigner ma gratitude à Monsieur Ali Pierre AREZKI pour ses encouragements, ses précieux conseils, ses échanges toujours fructueux qui ont guidé à enrichir ma réflexion ; vous avez toujours véhiculé une bonne énergie.

Je tiens également à remercier mon amie Amal BELJOUHAR, informaticienne à l'Université de Tissemsilt, d'avoir été là pour répondre à mes différentes demandes.

Je désire aussi remercier les Enseignants de l'Université de Tiaret et ceux de Tissemsilt qui m'ont donné les ressources nécessaires à la réussite de mes études universitaires.

Enfin, je tiens à remercier ceux qui ont coopéré et contribué directement ou indirectement à l'achèvement de cette investigation.

Sommaire

Liste des figures.....	i
Liste des tableaux	iv
Nomenclature.....	v
Introduction générale.....	1
Chapitre 1 : Généralités et revue bibliographique sur des milieux poreux	3
1.1. Introduction.....	3
1.2. Définition des milieux poreux	3
1.3. Domaines d'application des milieux poreux	4
1.3.1. Géologie	5
1.3.2. Anatomies médicales	5
1.3.3. Génie civil	6
1.3.4. Industrie.....	6
1.3.5. Environnement	7
1.4. Propriétés structurelles des milieux poreux	7
1.4.1. Volume Elémentaire Représentatif.....	7
1.4.2. Capillarité	7
1.4.3. Porosité et indice de vide.....	8
1.4.4. Degré de saturation	10
1.4.5. Teneur en eau.....	10
1.4.6. Perméabilité.....	10
1.4.7. Tortuosité.....	13
1.5. Caractéristiques thermophysiques des milieux poreux.....	14
1.5.1. Conductivité thermique effective	14
1.5.2. Viscosité effective	18
1.5.3. Capacité calorifique effective.....	18
1.6. Modèles d'écoulement dans les milieux poreux.....	19
1.6.1. Modèle de <i>Darcy</i>	19
1.6.2. Modèle de <i>Darcy-Brinkman</i>	20
1.6.3. Modèle de <i>Darcy-Forchheimer</i>	21
1.6.4. Modèle général ou modèle de <i>Darcy-Brinkman-Forchheimer</i>	21
1.7. Transfert de chaleur dans les milieux poreux	22
1.7.1. Transfert de chaleur par conduction	22
1.7.2. Transfert de chaleur par convection	23
1.7.2.1. Transfert de chaleur par convection libre.....	23
1.7.2.2. Transfert de chaleur par convection forcée	24
1.7.2.3. Transfert de chaleur par convection mixte.....	25
1.8. Revue bibliographique sur les milieux poreux	26
1.8.1. Convection naturelle.....	26
1.8.2. Convection forcée.....	29
1.8.3. Convection mixte.....	32
1.9. Conclusion	33

Chapitre 2 : Généralités et revue bibliographique sur les nanofluides	34
2.1. Introduction.....	34
2.2. Définition des nanofluides	34
2.3. Fabrication des nanoparticules et préparation des nanofluides.....	35
2.3.1. Fabrication des nanoparticules	35
2.3.1.1. Méthodes physiques	35
2.3.1.2. Méthodes chimiques.....	36
2.3.2. Préparations des nanofluides	36
2.3.2.1. Méthode en deux étapes (Two-steps method).....	37
2.3.2.2. Méthode en une seule étape (One-step method)	37
2.4. Domaines d'application des nanofluides	38
2.4.1. Refroidissement des systèmes électroniques.....	38
2.4.2. Transport (Véhicule, moteur thermique).....	38
2.4.3. Énergie solaire (Système d'énergie thermique).....	39
2.4.4. Huile de refroidissement dans le transformateur.....	39
2.4.5. Processus de réfrigération.....	39
2.4.6. Refroidissement du système d'énergie nucléaire.....	39
2.4.7. Biomédecine	39
2.4.8. Lubrification	40
2.5. Propriétés thermophysiques des nanofluides	40
2.5.1. Fraction volumique.....	40
2.5.2. Conductivité thermique	41
2.5.2.1. Modèle de <i>Maxwell</i>	41
2.5.2.2. Modèle de <i>Bruggeman</i>	41
2.5.2.3. Modèle de <i>Hamilton & Crosser</i>	42
2.5.3. Viscosité dynamique	42
2.5.3.1. Modèle d' <i>Einstein</i>	43
2.5.3.2. Modèle de <i>Brinkman</i>	43
2.5.3.3. Modèle de <i>Batchelor</i>	43
2.5.3.4. Modèle de <i>Graham</i>	43
2.5.3.5. Modèle de <i>Udawattha & Narayana</i>	44
2.5.4. Masse volumique.....	44
2.5.5. Chaleur spécifique	45
2.5.6. Coefficient d'expansion thermique	45
2.6. Revue bibliographique sur les nanofluides	45
2.7. Conclusion	53
Chapitre 3 : Modélisation mathématique du phénomène étudié	54
3.1. Introduction.....	54
3.2. Solution des Equations aux Dérivées Partielles (EDP)	54
3.2.1. Méthode des Différences Finis (MDF).....	54
3.2.2. Méthode des Volumes Finis (MVF).....	55
3.2.3. Méthode des Eléments Finis (MEF).....	56
3.2.3.1. Concept et étapes de la Méthode des Eléments Finis.....	56
3.2.3.2. Logiciels utilisant les éléments finis	57
3.3. Présentation du logiciel COMSOL-Multiphysics.....	57
3.4. Phénomènes et paramètres agissants	58

3.4.1.	Mécanismes de transfert de masse.....	58
3.4.2.	Mécanismes de transfert de chaleur.....	59
3.4.2.1.	Transfert de chaleur par conduction.....	59
3.4.2.2.	Transfert de chaleur par convection.....	60
3.5.	Modélisation mathématique.....	61
3.5.1.	Équation de continuité.....	61
3.5.2.	Équations de quantité de mouvement.....	61
3.5.3.	Équation de conservation de l'énergie.....	62
3.6.	Présentation du problème physique.....	62
3.6.1.	Statistique des revues scientifiques sur les milieux poreux et les nanofluides...62	
3.6.2.	Premier modèle physique (Cavité poreuse saturée par l'air).....	63
3.6.3.	Deuxième modèle physique (Cavité poreuse saturée par des nanofluides).....	64
3.7.	Mise en place du modèle.....	66
3.7.1.	Hypothèses simplificatrices.....	66
3.7.2.	Définition de la géométrie et des conditions aux limites.....	67
3.7.3.	Maillage de la structure.....	68
3.8.	Conclusion.....	69
Chapitre 4 : Résultats et discussion.....		70
4.1.	Introduction.....	70
4.2.	Test de maillage et validation du code développé.....	70
4.2.1.	Validation des résultats par rapport aux travaux de <i>Varol et al.</i>	70
4.2.2.	Validation des résultats par rapport aux travaux de <i>Sheikhzadeh & Nazari</i>	73
4.3.	Affichage et interprétation des résultats.....	75
4.3.1.	Premier modèle physique (Cavité poreuse saturée par l'air).....	75
4.3.1.1.	Lignes de courant.....	75
4.3.1.2.	Les isothermes.....	77
4.3.1.3.	Nombre de <i>Nusselt</i>	78
4.3.2.	Deuxième modèle physique (Cavité poreuse saturée par les nanofluides).....	80
4.3.2.1.	Lignes de courant.....	80
4.3.2.1.	Vitesse du fluide.....	82
4.3.2.2.	Les isothermes.....	83
4.3.2.1.	Nombre de <i>Nusselt</i>	85
4.4.	Conclusion.....	88
Conclusion générale et perspectives.....		89
Annexe A.....		91
Annexe B.....		92
Références bibliographiques.....		94
Résumé		

Liste des figures

Figure 1-1 : Un milieu consolidé [3]	3
Figure 1-2 : Un milieu non consolidé [3]	3
Figure 1-3 : Interconnexion des pores [3]	4
Figure 1-4 : Représentation d'un milieu poreux.....	4
Figure 1-5 : Structure d'un tissu osseux (os trabéculaire et cortical) [11]	6
Figure 1-6 : Corrosion du béton	6
Figure 1-7 : Volume Élémentaire Représentatif.....	7
Figure 1-8 : Phénomène de capillarité.....	8
Figure 1-9 : Arrangements des particules de même diamètre [21].....	9
Figure 1-10 : Degré de saturation	10
Figure 1-11 : Perméabilité à travers les pores	11
Figure 1-12 : Tortuosité.....	13
Figure 1-13 : Conductivité thermique effective du modèle série	15
Figure 1-14 : Conductivité thermique effective du modèle parallèle.....	15
Figure 1-15 : Matériau poreux rectangulaire incliné [75]	26
Figure 1-16 : Séchage par convection naturelle d'une plaque poreuse [79]	27
Figure 1-17 : Analyse de la stabilité de la convection naturelle dans une cavité poreuse [81]	28
Figure 1-18 : Convection naturelle dans un milieu poreux multicouche [82].....	28
Figure 1-19 : Convection naturelle dans une enceinte inclinée [83]	29
Figure 1-20 : Amélioration de la convection forcée [86]	29
Figure 1-21 : Convection forcée dans un canal poreux avec des sources de chaleur localisées [88].....	30
Figure 1-22 : Caractéristiques d'écoulement de fluide turbulent et du transfert de chaleur dans un bloc poreux [89].....	30
Figure 1-23 : Transfert de chaleur et de masse dans un milieu poreux non saturé [91].....	31
Figure 1-24 : Étude numérique du transfert de chaleur d'une source de chaleur montée sur un bloc poreux [92]	31
Figure 1-25 : Analyse de la convection pulsée [93]	31
Figure 1-26 : Canal incliné muni de blocs poreux [94].....	32
Figure 1-27 : Convection mixte dans un canal vertical [97]	32
Figure 1-28 : Enceinte poreuse carrée saturée en fluide non Darcien [96]	32
Figure 1-29 : Milieu poreux dans un canal poreux contenant des composants électroniques [98]	33
Figure 1-30 : Cavité poreuse avec un couvercle mobile chauffé sinusoïdalement [99].....	33
Figure 2-1 : Mouvement brownien des nanofluides [134]	46
Figure 2-2 : Caloducs cylindriques utilisant des nanofluides [136]	46
Figure 2-3 : Convection naturelle dans les nanofluides [137].....	47
Figure 2-4 : Écoulement impulsif de nanofluides le long d'un cône d'étirement [140].....	47
Figure 2-5 : Effets de la surface ondulée sur le transfert de chaleur [141].....	48
Figure 2-6 : Effet du champ magnétique sur la convection forcée de nanofluide [145]	49

Figure 2-7 : Effet des nanofluides sur le transfert de chaleur et la chute de pression [146]	49
Figure 2-8 : Effets de la génération d'entropie du rayonnement thermique et de la direction des parois mobiles sur le flux convectif mixte de nanofluide [147]	49
Figure 2-9 : Nanofluides hybrides dans une enceinte ondulée [148]	50
Figure 2-10 : Transfert de chaleur par convection forcée d'un nanofluide dans un canal muni de blocs poreux [149].....	51
Figure 2-11 : Convection forcée d'un nanofluide dans un canal poreux avec dissipation visqueuse [150]	51
Figure 2-12 : Enceinte carrée inclinée remplie de nanofluide [156]	53
Figure 3-1 : Configuration géométrique en 2D	55
Figure 3-2 : Maillage du domaine d'étude	55
Figure 3-3 : Maillage du domaine par la MEF	56
Figure 3-4 : Statistiques de recherche au cours de la dernière décennie	63
Figure 3-5 : Organigramme descriptif de résolution des problèmes par la MEF	67
Figure 3-6 : Géométrie de la cavité et conditions aux limites	68
Figure 3-7 : Maillage de la structure à modéliser	69
Figure 4-1 : Isothermes pour $AR = 1$, $\bar{\lambda} = 0.5$ et $500 \leq Ra \leq 1000$; a) [171] et b) Présente étude [172].....	71
Figure 4-2 : Lignes de courant pour $AR = 1$, $\bar{\lambda} = 0.5$ et $500 \leq Ra \leq 1000$; a) [171] et b) Présente étude [172].....	72
Figure 4-3 : Nombre de <i>Nusselt</i> local Nu_{loc} de l'air pour $\bar{\lambda} = 0.5$ et $10 \leq Ra \leq 1000$; a) [171] et b) Présente étude [172]	73
Figure 4-4 : Isothermes pour $Ra = 10^6$, $Da = 10^{-3}$ et $\phi = 0.1$; a) Présente étude et b) [175] ...	74
Figure 4-5 : Lignes de courant pour $Ra = 10^6$, $Da = 10^{-3}$ et $\phi = 0.1$; a) Présente étude et b) [175]	74
Figure 4-6 : Lignes de courant de l'air pour $10 \leq Ra \leq 10000$, $0.25 \leq \bar{\lambda} \leq 1$ et $AR = 1$	76
Figure 4-7 : Lignes de courant de l'air pour $Ra = 10000$, $0.25 \leq \bar{\lambda} \leq 1$ et $AR = 0.5$	77
Figure 4-8 : Lignes de courant de l'air pour $Ra = 10000$, $0.25 \leq \bar{\lambda} \leq 1$ et $AR = 0.25$	77
Figure 4-9 : Isothermes de l'air pour $10 \leq Ra \leq 10000$, $0.25 \leq \bar{\lambda} \leq 1$ et $AR = 1$	77
Figure 4-10 : Isothermes de l'air pour $Ra = 10000$, $0.25 \leq \bar{\lambda} \leq 1$ et $AR = 0.5$	78
Figure 4-11 : Isothermes de l'air pour $Ra = 10000$, $0.25 \leq \bar{\lambda} \leq 1$ et $AR = 0.25$	78
Figure 4-12 : Nombre de <i>Nusselt</i> local Nu_{loc} de l'air pour $10 \leq Ra \leq 10000$, $\bar{\lambda} = 1$ et $AR = 1$	78
Figure 4-13 : Nombre de <i>Nusselt</i> local Nu_{loc} de l'air pour $Ra = 10000$, $0.25 \leq \bar{\lambda} \leq 1$ et $AR = 1$	79
Figure 4-14 Nombre de <i>Nusselt</i> local Nu_{loc} de l'air pour $Ra = 10000$, $\bar{\lambda} = 1$, $AR = 1$ et $0.026 \leq Pr \leq 10$	79
Figure 4-15 : Lignes de courant du nanofluide Al_2O_3 -eau pour $10^4 \leq Ra \leq 10^6$, $10^{-5} \leq Da \leq 10^{-3}$ et $\phi = 0.1$	81
Figure 4-16 : Variation de la vitesse du nanofluide Al_2O_3 -eau pour $Ra = 10^6$, $\phi = 0.1$ et a) $Da = 10^{-3}$, b) $Da = 10^{-4}$, c) $Da = 10^{-5}$	82

Figure 4-17 : Isothermes du nanofluide Al_2O_3 -eau pour $10^4 \leq Ra \leq 10^6$, $10^{-5} \leq Da \leq 10^{-3}$ et $\phi = 0.1$	84
Figure 4-18 : Variation du nombre de <i>Nusselt</i> moyen Nu_{avg} pour $10^4 \leq Ra \leq 10^6$: a) $10^{-6} \leq Da \leq 10^{-3}$, $\phi = 0$ & $\phi = 0.1$ et Al_2O_3 ; b) $Da = 10^{-3}$, $0 \leq \phi \leq 0.1$ et Al_2O_3 ; c) $Da = 10^{-3}$, $\phi = 0.1$, Al_2O_3 , TiO_2 et Cu.....	86
Figure 4-19 : Variation du nombre de <i>Nusselt</i> local du nanofluide Al_2O_3 -eau pour $Ra = 10^6$, $\phi = 0.1$ et a) $Da = 10^{-3}$, b) $Da = 10^{-4}$, c) $Da = 10^{-5}$	87

Liste des tableaux

Tableau 1-1 : Porosité de quelques matériaux [22]	9
Tableau 1-2 : Modèles empiriques de perméabilité.....	12
Tableau 1-3 : Perméabilité de quelques matériaux poreux.....	13
Tableau 1-4 : Modèles de conductivité effective.....	16
Tableau 1-5 : Quelques modèles de viscosité effective.....	18
Tableau 2-1 : Taille approximative des particules.....	34
Tableau 2-2 : Combinaisons fluides de base et de nanoparticules [108]	37
Tableau 2-3 : Comparaison des conductivités thermiques de quelques solides et fluides à 20 °C.....	41
Tableau 3-1 : Propriétés thermophysiques de l'eau et des nanoparticules à 25 °C.....	65
Tableau 4-1 : Comparaison du nombre moyen de <i>Nusselt</i> avec la littérature pour $AR = 1$, $\bar{\lambda} = 0.5$, $Ra = 1000$ et une grille de 60x60	73
Tableau 4-2 : Comparaison du nombre moyen de <i>Nusselt</i> avec [175] pour $\phi = 0.1$, $Da = 10^{-1}$, $Ra = 10^6$ et une grille de 101x101	75

Nomenclature

C	Concentration molaire	mol / m^{-3}
C_F	Coefficient de <i>Forchheimer</i>	
D	Coefficient de diffusion	m^2 / s
d_f	Diamètre de la molécule d'eau	m
d_p	Diamètre de la nanoparticule	m
\bar{d}_p	Diamètre moyen de la nanoparticule	m
e	Indice du vide	
e_m	Distance moyenne entre les nanoparticules	m
F	Paramètre géométrique de <i>Forchheimer</i>	
g	Accélération de la pesanteur	m / s^2
H	Hauteur de la colonne ou de la cavité	m
h	Coefficient d'échange thermique	$W / m^2 \cdot K$
i	Charge hydraulique	
J	Flux molaire	$mol / m^2 \cdot s$
K	Conductivité hydraulique	m / s
k_B	Constante de <i>Boltzmann</i> (1.38×10^{-23})	J / K
L	Longueur de l'échantillon, de la conduite ou de la cavité	m
L_c	Longueur caractéristique du VER	m
L_e	Longueur réelle du courant de fluide	m
L_r	Longueur de référence	m
m_f	Masse du fluide	kg
m_p	Masse de la nanoparticule	kg
m_s	Masse du solide	kg
Q_v	Débit volumique	m^3 / s
q_{eff}	Production de chaleur par unité de volume	W / m^3
P	Pression adimensionnelle	
p	Pression	Pa
r	Rayon de la nanoparticule	m
S	Surface	m^2
Sr	Degré de saturation	%

T	Température	<i>K</i>
t	Temps	<i>s</i>
T _c	Température chaude	<i>K</i>
T _F	Température froide	<i>K</i>
T _f	Température du fluide	<i>K</i>
T _P	Température de la paroi	<i>K</i>
T _s	Température du solide	<i>K</i>
U ₀	Vitesse de référence	<i>m / s</i>
U, V	Composantes adimensionnelles de la vitesse	
u, v	Composantes de la vitesse	<i>m / s</i>
u _D	Vitesse Darcienne	<i>m / s</i>
V _f	Volume du fluide	<i>m</i> ³
V _{fil}	Vitesse de filtration	<i>m / s</i>
V _g	Volume de l'eau libérée par le milieu poreux	<i>m</i> ³
V _{nf}	Volume du nanofluide	<i>m</i> ³
V _p	Volume de la nanoparticule	<i>m</i> ³
V _S	Volume du solide	<i>m</i> ³
V _T	Volume total	<i>m</i> ³
V _v	Volume du vide	<i>m</i> ³
V _w	Volume occupé par l'eau dans le milieu poreux	<i>m</i> ³
W	Teneur en eau	%
W _w	Poids de l'eau	<i>N</i>
W _s	Poids du sol sec	<i>N</i>
X, Y	Coordonnées adimensionnelles	
x, y	Coordonnées Cartésiennes	<i>m</i>
Lettres Grecques		
α	Diffusivité thermique	<i>m</i> ² / <i>s</i>
α _f	Diffusivité thermique du fluide	<i>m</i> ² / <i>s</i>
α _{nf}	Diffusivité thermique du nanofluide	<i>m</i> ² / <i>s</i>
β _f	Coefficient d'expansion thermique du fluide	1 / <i>K</i>
β _{nf}	Coefficient d'expansion thermique du nanofluide	1 / <i>K</i>
β _p	Coefficient d'expansion thermique de la nanoparticule	1 / <i>K</i>
ε	Porosité	

ε_e	Porosité efficace	
κ	Perméabilité intrinsèque du milieu poreux	m^2
κ_f	Perméabilité d'une famille de fracture	m^2
λ_d	Conductivité thermique stagnante	$W / m \cdot K$
λ_{eff}	Conductivité thermique effective	$W / m \cdot K$
λ_f	Conductivité thermique du fluide	$W / m \cdot K$
λ_{nf}	Conductivité thermique du nanofluide	$W / m \cdot K$
λ_p	Conductivité thermique de la nanoparticule	$W / m \cdot K$
λ_s	Conductivité thermique du solide	$W / m \cdot K$
λ_T	Conductivité thermique de dispersion	$W / m \cdot K$
$\bar{\lambda}$	Amplitude de la fonction de chauffage	
μ_{eff}	Viscosité dynamique effective	$kg / m \cdot s$
μ_f	Viscosité dynamique du fluide	$kg / m \cdot s$
μ_{nf}	Viscosité dynamique du nanofluide	$kg / m \cdot s$
ρ	Masse volumique	kg / m^3
ρ_f	Masse volumique du fluide	kg / m^3
ρ_p	Masse volumique de la nanoparticule	kg / m^3
$(\rho C_p)_{eff}$	Capacité calorifique effective	J / K
$(\rho C_p)_f$	Capacité calorifique du fluide	J / K
$(\rho C_p)_{nf}$	Capacité calorifique du nanofluide	J / K
$(\rho C_p)_p$	Capacité calorifique de la nanoparticule	J / K
$(\rho C_p)_s$	Capacité calorifique du solide	J / K
τ	Tortuosité	
φ_{cond}	Flux conductif	W
φ_{conv}	Flux convectif	W
ϕ	Fraction volumique des nanoparticules	
ψ	Sphéricité de la nanoparticule	
δ	Épaisseur de la couche limite du nanofluide	m
δ_p	Diamètre moyen de la nanoparticule	m
θ	Température adimensionnelle	

Nombres adimensionnels

Be Nombre de *Bejan*

Da	Nombre de <i>Darcy</i>
Gr	Nombre de <i>Grashof</i>
Nu	Nombre de <i>Nüsselt</i>
Pe	Nombre de <i>Peclet</i>
Pr	Nombre de <i>Prandtl</i>
Ra	Nombre de <i>Rayleigh</i>
Re	Nombre de <i>Reynolds</i>
Ri	Nombre de <i>Richardson</i>

Indices

avg	Moyen
cond	Conduction
conv	Convection
e	Efficace
eff	Effectif
f	Fluide
fil	Filtration
loc	Local
nf	Nanofluide
P	Paroi
p	Nanoparticule
S, s	Solide
v	Vide

Abréviations

EDP	Equations aux Dérivés Partielles
MDF	Méthode des Différences Finies
MEF	Méthode des Eléments Finis
MVF	Méthode des Volumes Finis
VER	Volume Elémentaire Représentatif

Introduction générale

Introduction générale

L'un des principaux objectifs de la recherche scientifique dans l'industrie est de répondre aux préoccupations économiques des opérations de conversion d'énergie. Des études sont menées pour savoir plus sur le comportement des systèmes complexes lorsqu'ils sont influencés par de nouveaux matériaux ou fluides en présence d'un large éventail de paramètres et à la suite de nouveaux processus. Diverses stratégies pour augmenter la transmission de chaleur en utilisant des matériaux poreux ont été développées sous ce prétexte. Ces derniers sont décrits comme des solides avec des vides qui permettent à un fluide ou plus de les traverser.

Il existe de nombreux domaines, tant dans le secteur industriel, qui utilisent une très grande variété de supports poreux qu'ils soient naturels ou synthétiques, consolidés ou non. Selon un certain nombre de recherches théoriques et expérimentales sur ce milieu, l'insertion de blocs poreux pourrait considérablement modifier l'écoulement et améliorer le transfert de chaleur. Au sein de ces milieux, la chaleur est principalement transférée selon deux manières différentes : la conduction qui est influencée par les gradients de température, et la convection qui facilite le mouvement de l'énergie.

De nombreux scientifiques ont manifesté leurs intérêts pour l'étude de la convection naturelle dans les milieux poreux et cet intérêt est encore présent aujourd'hui. Ces études sont cruciales car elles ont une variété d'utilisations, y compris le refroidissement, l'isolation, la filtration, le séchage, les réacteurs nucléaires et les systèmes géothermiques. Des facteurs ont un impact important sur la transmission de chaleur dont le changement de porosité, la dissipation thermique et massique, le rayonnement thermique, l'impact de l'équilibre thermique entre les solides et les liquides et les changements des caractéristiques physiques des fluides, notamment la viscosité et la conductivité thermique.

La nécessité d'augmenter le transfert thermique des fluides a induit l'apparition d'un nouvel processus amélioré qui comporte une suspension de nanoparticules dans un fluide de base. Bienfait à leurs propriétés, les nanofluides présentent un certain nombre d'avantages par rapport aux fluides conventionnels. De nombreux domaines de l'ingénierie peuvent les utiliser dont les composants électroniques, l'industrie automobile, le génie biomédical, etc.

Bien que la majorité des suggestions d'amélioration aient été concentrées sur la composition physicochimique du fluide filtrant et les matériaux des systèmes. Il est également possible d'améliorer les performances de transfert de chaleur en utilisant une fonction de chauffage plus réaliste où ce dernier prend, par exemple, la forme d'une fonction sinusoïdale ; c'est-à-dire que la chaleur est concentrée au centre puis distribuée à la périphérie.

Dans le but de comprendre comment le transfert de chaleur par convection naturelle est affecté par les milieux poreux et les nanofluides, l'accent dans cette thèse est mis sur une cavité où les implications des nombres de *Rayleigh*, *Darcy* et *Prandtl* sont explorées, ainsi que l'effet de la fraction volumique des nanoparticules sur le champ d'écoulement. Le transfert de chaleur et d'autres éléments importants (isothermes, nombres de *Nusselt* local et moyen) sont aussi étudiés. Afin de comprendre le comportement de la fonction de chauffage sinusoïdale, nous avons testé, en premier lieu, une cavité saturée par l'air ; puis, en deuxième lieu, nous avons examiné la même cavité saturée par une variété de nanofluides.

Quatre chapitres composent cette thèse, chacun débute par une introduction et se termine par une conclusion. L'introduction générale, la conclusion générale et les perspectives sont également incluses. Afin de se familiariser avec le langage qui sera utilisé au cours de ce travail et afin d'interpréter les phénomènes qui se créent à différentes échelles, les bases théoriques nécessaires sont brièvement présentées dans les deux premiers chapitres. Après, deux autres chapitres permettent d'aller très vite vers les questions numériques essentielles qui motivent cette investigation, leurs résultats et discussions.

Pour parvenir à l'étude de l'écoulement à travers le milieu poreux, il convient tout d'abord de commencer par un chapitre qui comprend les propriétés des milieux poreux, certains aspects et leurs domaines d'application ; en plus, différents modèles utilisés pour décrire l'écoulement sont évoqués ainsi que l'état de l'art.

Le deuxième chapitre est usité exclusivement à l'étude des nanofluides, leurs propriétés thermophysiques, l'usage et l'état de l'art ainsi que leurs applications dans divers domaines.

L'étude de la méthode numérique est réservée au troisième chapitre où le problème physique est présenté et considéré sous forme d'équations de continuité, de quantité de mouvement, et de conservation d'énergie tout en tenant en compte des hypothèses simplificatrices. Les procédures de résolution du problème, les conditions aux limites et la présentation du programme utilisé pour la simulation numérique (COMSOL-MultiPhysics 6.0) sont aussi exposées dans ce chapitre.

Après avoir posé correctement le problème, le chapitre quatre sera consacré aux résultats de simulation obtenus et la comparaison avec ceux issus de la littérature.

Finalement, des annexes apportant de brèves informations dans le contexte de cette étude sont ajoutées.

Chapitre 1 : Généralités et revue bibliographique sur des milieux poreux

1.1. Introduction

Il est souvent noté que l'échange de chaleur peut être amélioré par l'usage des milieux poreux, ces derniers sont de forme solide complexe, contiennent des cavités ou des vides interstitiels accessibles aux fluides. Ces milieux sont le siège de nombreux phénomènes chimiques, physiques et de transport. Pour leurs propriétés mécaniques et thermiques, ils ont souvent été considérés comme milieux homogènes et isotropes. Néanmoins, considérés comme anisotropes dans diverses applications pratiques. Une variété de milieux poreux qu'ils soient naturelles ou synthétiques, consolidés ou non se retrouve dans divers domaines, tant dans le domaine industriel, nécessitant une compréhension et des connaissances fines et fiables. Le domaine de spécialisation des milieux poreux fait partie d'un secteur de recherche très large et complexe.

Nous introduirons dans ce chapitre quelques aspects de milieu poreux, et donnons brièvement les bases théoriques essentielles afin de concevoir les phénomènes qui s'y déroulent et de se familiariser avec le langage qui sera utilisé dans ce travail.

1.2. Définition des milieux poreux

Le milieu poreux est un corps constitué d'une matrice solide contenant des vides interstitiels appelés les pores, de tailles et de géométries différentes, plus ou moins interconnectés [1], [2]. Selon la matrice des milieux poreux, on distingue deux catégories (Voir figures 1-1 et 1-2) :

➤ Un milieu consolide : c'est un milieu hétérogène poreux ou alvéolaire ; la matrice est consolidée, les particules de la phase solide sont très compactes et difficiles à se diviser, ses pores sont sous formes de fissures (roche, calcaire, grès, céramique, tissu, etc.) [3].

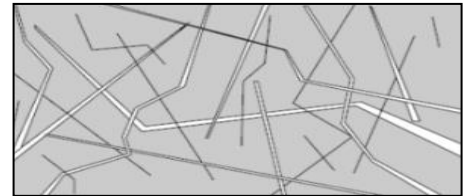


Figure 1-1 : Un milieu consolide [3]

➤ Un milieu non consolide : c'est un milieu hétérogène poreux granulaire ou pulvérulent ; la matrice granulaire non consolide. Ce milieu est considéré comme un espace vide rempli de grains solides ou de particules non connectées entre elles (billes, gravier, sable, etc.) [3].

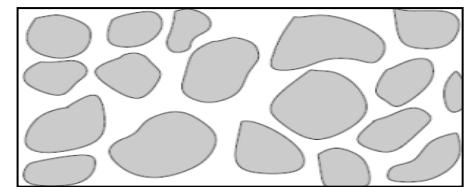


Figure 1-2 : Un milieu non consolide [3]

La porosité d'interstice représente les espaces entre des particules solides plus ou moins connectées les unes aux autres. Selon l'interconnexion des pores, comme indiquée dans la figure 1-3, on distingue deux catégories de pores ; à savoir :

- Pores aveugles ou occlus : ce sont des pores qui ne débouchent pas à l'interconnexion.
- Pores interconnectés : ce sont des pores ouverts qui permettent l'écoulement et le passage

de plusieurs fluides à travers le matériau.

Un milieu poreux peut contenir à la fois des pores ouverts et aveugles.

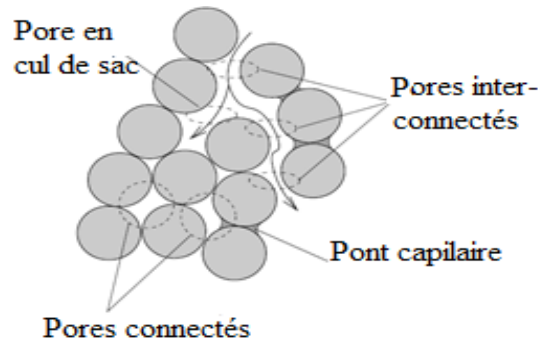


Figure 1-3 : Interconnexion des pores [3]

Selon la phase du fluide qui s'écoule dans les milieux poreux, on distingue :

- L'écoulement monophasique où les pores sont saturés par une unique phase de fluide ;
- L'écoulement diphasique où un gaz et un liquide partagent l'espace des vides.

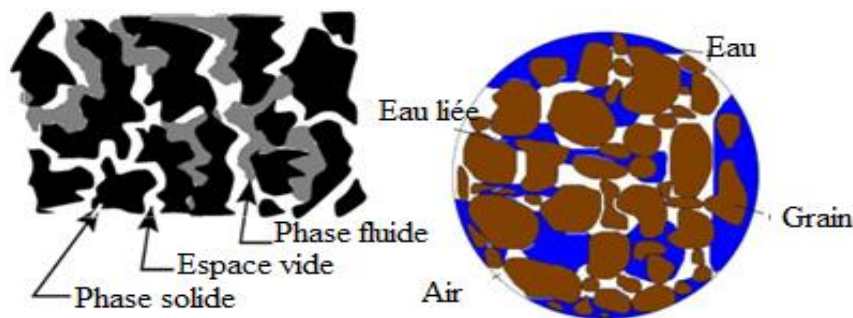


Figure 1-4 : Représentation d'un milieu poreux

Afin d'améliorer la transmission de la chaleur, la géométrie et les propriétés des supports poreux sont cruciales. Diverses formes de milieux poreux sont étudiées par *Guerroudj & Kahalerras*, 2010 [4] ; il s'est avéré d'après eux que le flux et le transfert thermique sont influencés par la forme des blocs poreux. De même *Narasimhan & Reddy*, 2011 [5] ont révélé que le choix de la géométrie engendre une influence sur la pression et le taux de transfert de chaleur. Pareil, *Li et al.*, 2010 [6] ont confirmé que le transfert de chaleur et l'écoulement sont affectés par la hauteur et la largeur du bloc poreux. Quant à *Boubendir & Chikh*, 2009 [7] ont précisé que l'épaisseur de la couche poreuse jusqu'à une valeur critique, maximise le transfert de chaleur.

1.3. Domaines d'application des milieux poreux

L'état des pores, qu'ils soient connectés ou non peuvent renfermer une ou plusieurs phases des fluides, pouvant échanger entre eux ou avec le solide de l'énergie et/ou de la matière. Plusieurs phénomènes peuvent dérouler au sein des milieux poreux selon un certain nombre de

propriétés ; à savoir :

- Les propriétés de stockage de fluides par remplissage des pores ou absorption par un solide.
- Les propriétés de transfert de quantité de mouvement, de masse et d'énergie.
- Et enfin, les propriétés mécaniques.

La mise en jeu de ces phénomènes permet aux milieux poreux de balayer un large éventail de champ d'applications et d'échelles. Ces milieux jouent un rôle crucial dans divers secteurs : géologique (exploitation pétrolière, structure des sols, eau souterraine, etc.), mécanique (échangeur de chaleur, etc.), biomédical et anatomie médicale (structures alvéolaire et osseuse, membrane biologique, etc.), chimique (catalyse, séparation, etc.), agro-alimentaire (pâte, pain, etc.). Le domaine d'application des milieux poreux est toujours en cours d'améliorations et les chercheurs ne cessent pas de se progresser dans cette discipline.

1.3.1. Géologie

Les gisements des pétroles correspondent à une accumulation dans les bassins sédimentaires où ils occupent les vides des roches poreuses. Ces dernières présentent des caractéristiques favorables et constituent un piège appelé réservoir. Les géologues s'intéressent aux milieux poreux pour faciliter le processus d'extraction du pétrole [8]. L'une des méthodes améliorées pour récupérer le pétrole la plus utilisée est l'injection des polymères ; plusieurs facteurs l'influencent tels que la température, la perméabilité, l'hétérogénéité, la salinité, le mouillage, la capillarité, etc. D'autres géologues sont curieux du transport de chaleur dans les formations géologiques poreuses [9].

1.3.2. Anatomies médicales

On peut aussi trouver un tel milieu dans des tissus osseux (os spongieux ou trabéculaires) qui sont constitués de lamelles osseuses ou de travées osseuses donnant un aspect d'éponge (Voir figure 1-5). La probabilité d'évaluer la fracture osseuse repose sur l'appréciation d'une réduction excessive de la masse osseuse. Grâce aux techniques utilisées, une évaluation non invasive de la densité osseuse est possible. Cependant, cette approche ne donne pas les informations exactes concernant l'arrangement structurel de la microarchitecture.

Des échantillons d'os provenant de populations de deux groupes distincts, ostéoporotique et coarthritique ont été analysés. *Jennane et al.,2007* [10] ont présenté un procédé admettant de localiser les arques du milieu poreux tout en mesurant l'anisotropie en 3D.

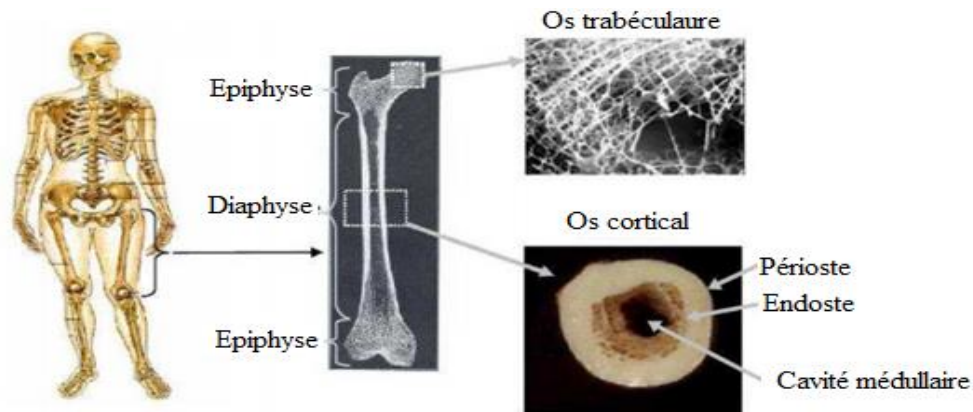


Figure 1-5 : Structure d'un tissu osseux (os trabéculaire et cortical) [11]

1.3.3. Génie civil

Le système des milieux poreux peut également être célèbre dans le domaine du bâtiment. Au bout de 30 ans, le béton devient poreux du fait de sa perméabilité, il laisse pénétrer l'humidité et l'oxygène, puis sous l'effet de la corrosion de ses armatures, il finit par se fissurer et s'éclater. Cependant, on ne note que quelques ramifications de ce domaine dans le génie civil et les transferts d'humidité à travers les parois des bâtiments sont rarement pris en compte dans le bilan énergétique ; cela signifie que l'évaluation des risques des condensations pour l'utilisation des milieux professionnels est généralement simplifiée.



Figure 1-6 : Corrosion du béton

Kari et al., 1992 [12] avaient établi un modèle macroscopique descriptif des mouvements d'eau et les transferts de chaleur dans les matériaux communément utilisés dans la construction, en décrivant le comportement des parois des bâtiments soumises à des conditions d'environnement. Ils ont indiqué les propriétés des milieux qui sont nécessaires de les connaître, en donnant des valeurs numériques pour cinq types de matériaux ; à savoir : la terre cuite, le mortier, le plâtre, la laine de verre et le polystyrène.

1.3.4. Industrie

Il est impératif d'augmenter les flux de transfert de chaleur sans agrandir les surfaces

d'échange. L'une des méthodes actuellement à l'étude est le garnissage partiel ou total des canalisations avec des matériaux métalliques poreux. *Bergles & Webb*, 1985 [13] ont fait une analyse approfondie des méthodes d'amélioration des transferts. Aussi *Girard*, 2013 [14] avait modélisé les réacteurs multifonctionnels dans les milieux poreux dans le but de décrire les phénomènes qui se créent dans les garnissages métalliques.

1.3.5. Environnement

La pollution est une dégradation de l'écosystème ou de la biosphère qui est due en majorité à l'industrie et la multitude de déchets nuisibles. Les milieux poreux réactifs présentent une solution capable d'éliminer ce genre de problèmes ayant la possibilité de leur purification de certains composés et substances ; ce problème a été abordé par *Bousri & Bouhadef*, 2007 [15] qui ont entrepris une étude de transfert de masse et de chaleur ayant lieu dans des milieux réactifs. Cela implique de fournir une filtration sous une forme cylindrique et permet la purification de produits chimiques particuliers par filtration ou élimination de substances indésirables.

1.4. Propriétés structurelles des milieux poreux

Les milieux poreux se distinguent par de nombreuses propriétés macroscopiques liées les unes aux autres.

1.4.1. Volume Élémentaire Représentatif

Les milieux poreux sont structurés par des grains solides et des vides interstitiels avec une disposition et des dimensions généralement irrégulières. Étant donné que le diamètre des pores (d_p) varie généralement de 0.05 μm pour les nanopores à 0.5 mm pour les micropores ; il est impossible de mesurer des concepts comme la perméabilité et la porosité à une échelle inférieure à plusieurs ordres de grandeur [16].

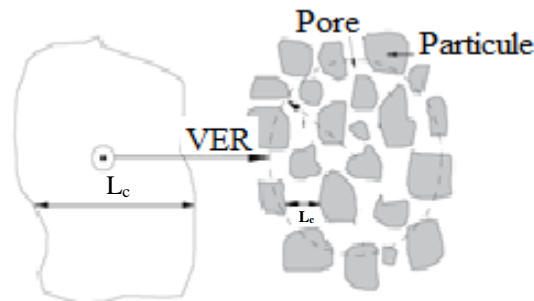


Figure 1-7 : Volume Élémentaire Représentatif

1.4.2. Capillarité

La capillarité est un phénomène qui représente l'aptitude d'un liquide à remonter vers le sommet naturellement sans l'assistance d'autres forces extérieures (Voir figure 1-8). C'est un

phénomène qui se développe lorsque les tensions superficielles des trois phases (liquide, gaz et solide) sont équilibrées.

Au sein d'un milieu poreux, le phénomène capillaire est pris en considération, car il a la capacité d'influer sur la vitesse de l'écoulement à l'encontre des phénomènes visqueux.



Figure 1-8 : Phénomène de capillarité

De nombreux chercheurs étudient ce phénomène pour l'appliquer aux procédés de fabrication et de production de matériaux composites par imprégnation réactive ou non réactive. *Andriamananjara et al.*, 2017 [17] ont étudié le rôle de la capillarité dans la fabrication de pièces composites en utilisant des méthodes d'infusion de résine liquide. Aussi, [18] avait effectué une simulation numérique de la montée capillaire en espace confiné.

Chevalier et al., 2017 [19] ont étudié le flux local et l'effet capillaire dans un modèle de modélisation des procédures de perfusion.

1.4.3. Porosité et indice de vide

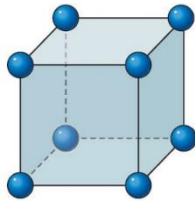
Le volume total (V_T) d'un matériau poreux est constitué de la somme du volume du solide (V_S) et du volume (V_v) des pores (ou vides) présents dans le matériau.

$$V_T = V_v + V_S \quad (1.1)$$

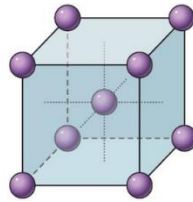
La porosité est une composante descriptive cruciale de l'environnement poreux. Ceci est défini comme le rapport de volume de pores d'un milieu poreux sur son volume total ; la porosité (ε) est une propriété unidimensionnelle qui varie entre 0 lorsque le solide plein et 1 lorsque le volume est complètement vide [20].

$$\varepsilon = \frac{V_v}{V_T} \quad (1.2)$$

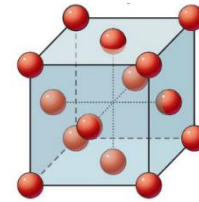
Pour les milieux naturels, ε ne dépasse normalement pas 0.6. La disposition et la taille des grains affectent la porosité. Pour des empilements réguliers de sphères de taille uniforme et de même diamètre, ε peut varier dans les limites de 0.26 dans un arrangement cubique, 0.32 dans le cas de l'arrangement cubique centré, et 0.476 dans l'arrangement cubique à face centrée (Voir figure 1-9) [21].



a) Arrangement cubique



b) Arrangement cubique centré



c) Arrangement cubique à face centrée

Figure 1-9 : Arrangements des particules de même diamètre [21]

Bejan & Lage, 1991 [22] avaient résumé des mesures expérimentales de la porosité de quelques matériaux poreux dans le tableau qui suit :

Tableau 1-1 : Porosité de quelques matériaux [22]

Matériau	Porosité
Poudre de cuire	0.09 – 0.34
Brique	0.12 – 0.34
Sable	0.37 – 0.5
Terre	0.43 – 0.54
Cuir	0.56 – 0.59
Fibre de verre	0.88 – 0.93

Shuja et al., 2008 [23], Fu et al., 1996 [24] et Fu & Huang, 1997 [25] ont examiné l'effet de la porosité sur les caractéristiques de transfert de chaleur et l'écoulement. Ils ont observé que l'accroissement de la porosité améliore significativement le transfert de chaleur en régime laminaire et n'ont remarqué aucun progrès lorsque la porosité est faible. Contrairement à Wong & Saeid, 2009 [26] ont montré que la diminution de la porosité (ε) engendre l'accroissement du nombre de *Nüsselt*.

L'indice des vides (e), qui est déterminé par le rapport du volume des vides à ceux des solides, est une autre métrique qui décrit la quantité de pores dans un matériau poreux ; soit :

$$e = \frac{V_v}{V_s} \quad (1.3)$$

Ce paramètre est d'une utilisation plus pratique et plus courante en mécanique des sols ; dans les cas où il y a changement de volume massif poreux et d'utilisation courante en géotechnique, car il bénéficie de l'utilisation d'un volume de référence (celui des solides) contrairement aux matériaux hautement compressibles comme les limons et les argiles où le volume total peut fortement fluctuer. La porosité et l'indice des vides sont liés comme suit [27] :

$$\varepsilon = \frac{e}{e + 1} \quad (1.4)$$

D'autre part, on développe la porosité efficace (ε_e) ou porosité libre en relation avec la définition de l'eau que peut libérer un milieu poreux (V_g) en état de saturation sous l'action des seules forces de gravité au volume total ; soit :

$$\varepsilon_e = \frac{V_g}{V_T} \quad (1.5)$$

1.4.4. Degré de saturation

Le degré de saturation (S_r) est défini comme la différence en pourcentage entre le volume d'eau (V_w) dans le milieu poreux et le volume des vides. Dans la nature, les sols situés sous la nappe phréatique, le volume des vides est totalement rempli d'eau, c'est-à-dire que le sol est saturé à 100 % ; alors, que le sol situé au-dessus de la nappe d'eau, les pores ne présentent pas l'eau où le sol aura un degré de saturation variable et inférieur à 100 % . Aussi un sol sec aura théoriquement un degré de saturation de 0% [27].

$$S_r \% = \frac{V_w}{V_v} \cdot 100 \quad (1.6)$$

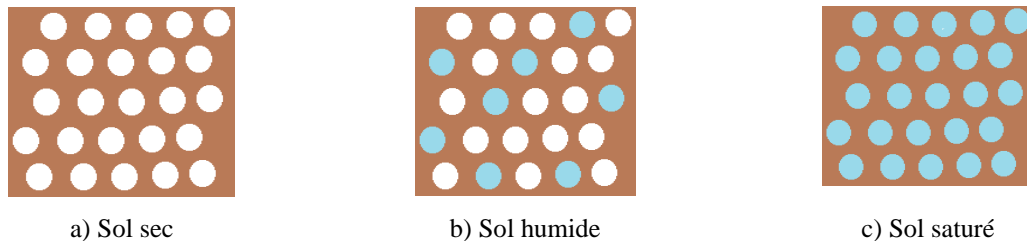


Figure 1-10 : Degré de saturation

1.4.5. Teneur en eau

La teneur en eau (W) est le rapport entre le poids de l'eau (W_w) et celui du sol sec (W_s). C'est l'une des propriétés physiques fréquemment employées en géotechnique vu son influence sur les comportements mécaniques des sols (fondation, stabilité des talus, etc. [27].

$$W\% = \frac{W_w}{W_s} \cdot 100 \quad (1.7)$$

L'écoulement des fluides dans ces milieux est régi par des forces de nature différente, selon que ce milieu est saturé ou non. Dans les milieux saturés, l'écoulement s'effectue sous la gouverne des forces de gravité ; par contre, dans les milieux non saturés, il est régi par la force de succion lorsqu'il s'effectue horizontalement et par la somme de ces dernières forces lorsqu'il s'effectue dans le sens vertical [27].

1.4.6. Perméabilité

La capacité d'un milieu poreux à laisser passer un fluide (liquide ou gaz) sous l'effet d'un

gradient de pression est appelée perméabilité (κ), elle dépend uniquement de la porosité et de la géométrie de la matrice solide [28]. Une perméabilité élevée est synonyme d'une porosité élevée, cependant l'inverse n'est pas toujours juste. La perméabilité est affectée par la taille des particules et les interstices ; elle nécessite ainsi que les pores soient fortement interconnectés. Prenant l'exemple de la figure 1-11, un même fluide incompressible cheminera plus rapidement et plus facilement dans la situation a) que dans la situation b). Si le fluide est chargé, les pores peuvent parfois se colmater.



Figure 1-11 : Perméabilité à travers les pores

Les pétroliers et les hydrogéologues calculent la perméabilité par la relation appelée loi de Darcy [29]. Darcy établa sa loi expérimentale, de sorte qu'il a relié la vitesse Darcienne (u_D) circulant au sein du milieu poreux et la viscosité dynamique du fluide (μ_f) à la perte de charge par unité de longueur (dp/dx). Elle s'exprime comme suit :

$$\kappa = \frac{\mu_f \cdot u_D}{dp/dx} \quad (1.8)$$

Voici quelques valeurs indicatives de la perméabilité :

- Le sable : $\kappa = 100$ Darcy.
- Le sol : $\kappa = 10^{-2}$ Darcy.
- Le calcaire : $\kappa = 10^{-2}$ Darcy.

On définit le débit volumique (Q_v) comme le produit de la vitesse superficielle et la section de passage. La vitesse d'écoulement en fût vide est connue sous le nom de vitesse superficielle ou vitesse Darcienne (u_D). Du fait de l'existence du solide, le volume que le fluide a réellement occupé à traverser est faible, la vitesse du fluide dans les pores doit être plus élevée [30].

$$Q_v = u_D \cdot S = \frac{\kappa}{\mu_f} \frac{dp}{dx} S \quad (1.9)$$

Il n'existe aucune relation générale liant la perméabilité et la porosité effective ; toutefois, on trouve des relations empiriques ou semi-empiriques qui mettent en évidence des corrélations avec des restrictions pour lesquelles elles ont été établies. Plusieurs modèles empiriques existent dans la littérature, nous regroupons toutefois quelques modèles dans le tableau qui suit.

Tableau 1-2 : Modèles empiriques de perméabilité

$\frac{dp}{dx} = \underbrace{\left(h_k a_p^2 \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \mu_f u_D \right)}_{\text{Carman-Kozeny}} + \underbrace{\left(h_b a_p \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3} \rho_f u_D^2 \right)}_{\text{Burke-Plummer}} \quad (1.10)$ <p>Pour le terme de <i>Carman-Kozeny</i>, qui correspond à un faible nombre de Reynold</p> <p>- $h_k \approx 4.2$ (en fonction auteurs).</p> <p>Lorsque les particules sont sphériques : $a_p \approx \frac{6}{d_p}$.</p> <p>Pour le membre du <i>Burke-Plummer</i> qui correspond à un nombre de <i>Reynold</i> plus élevé :</p> <p>- $h_b \approx 0.3$ (en fonction des auteurs).</p> <p>Dans le cas général, les deux membres sont pris éventuellement ; lorsque le cas des écoulements de faible nombre de <i>Reynold</i>, on pourra se contenter du premier membre celui de <i>Carman-Kozeny</i> et négliger le deuxième membre celui de <i>Burke-Plummer</i>. Inversement, quand on est à fort nombre de <i>Reynold</i>, c'est le premier terme qui sera limité.</p>	<p><i>Ergun</i> [31] a proposé la relation (1.10) plus générale de la perte de charge linéique (dp/dx) d'un fluide à travers un lit de particules ; il a associé deux autres lois de deux différents physiciens :</p> <ul style="list-style-type: none"> - <i>Carman-Kozeny</i> - <i>Burke-Plummer</i> <table border="1" data-bbox="1038 521 1489 922"> <thead> <tr> <th></th> <th>Grains</th> <th>h_k</th> <th>h_b</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td><i>Carman</i> (1937)</td> <td>Isométriques</td> <td>5.0</td> <td>0.1</td> </tr> <tr> <td><i>Ergun</i> (1952)</td> <td>Divers</td> <td>4.17</td> <td>0.29</td> </tr> <tr> <td><i>Sawikowski</i> (1957)</td> <td>Anneaux Rashig</td> <td>5.0</td> <td>1.0</td> </tr> <tr> <td><i>Tallmadge</i> (1970)</td> <td>Sphères</td> <td>4.17</td> <td>0.2</td> </tr> </tbody> </table>		Grains	h_k	h_b	<i>Carman</i> (1937)	Isométriques	5.0	0.1	<i>Ergun</i> (1952)	Divers	4.17	0.29	<i>Sawikowski</i> (1957)	Anneaux Rashig	5.0	1.0	<i>Tallmadge</i> (1970)	Sphères	4.17	0.2
	Grains	h_k	h_b																		
<i>Carman</i> (1937)	Isométriques	5.0	0.1																		
<i>Ergun</i> (1952)	Divers	4.17	0.29																		
<i>Sawikowski</i> (1957)	Anneaux Rashig	5.0	1.0																		
<i>Tallmadge</i> (1970)	Sphères	4.17	0.2																		
$\kappa = \frac{d_p^2 \varepsilon^2}{A (1-\varepsilon)^2} \quad (1.11)$ <p>- A : Considérée comme une constante empirique égale à 150 dans le cas d'un lit fixe [31]. Par contre, selon <i>Carman-Kozeny</i>, elle égale à 180 lorsqu'une série de tubes à section a priori fixe sont associés à un milieu poreux.</p>	<p>Dans le cas de l'empilement de particules, la perméabilité est principalement déterminée par la porosité et le diamètre des particules. Dans [32], les auteurs avaient rappelé la corrélation de <i>Ergun</i> [31] afin de pallier les caractères qui ne sont pas facile à calculer (Voir l'équation (1.11)).</p>																				
$\kappa_f = \frac{\varepsilon_f \cdot N_f \cdot \pi^3 \cdot c_f^2 \cdot e_f^3}{32} \quad (1.12)$ <p>- κ_f : Tenseur de perméabilité caractéristique de la famille de fissures (f).</p> <p>- c_f : Rayon des fissures.</p> <p>- e_f : Epaisseur des fissures.</p> <p>- N_f : Densité de fissures.</p> <p>- ε_f : Ecart avec les conditions réelles d'application de la loi de Poiseuille égal 0.5.</p>	<p>En supposant un écoulement de type Poiseuille dans des fractures complètement liées, <i>Gueguen & Dienes</i>, 1989 [33] ont obtenu une équation de la perméabilité (κ_f) d'une famille de fractures (f) dont les orientations peuvent être considérées comme isotropes.</p>																				

En se basant sur les données de *Bejan & Lage*, 1991 [22], différentes perméabilités sont regroupées dans le tableau qui suit :

Tableau 1-3 : Perméabilité de quelques matériaux poreux

Matrice	Perméabilité
Brique	$4.8 \times 10^{-11} - 2.2 \times 10^{-9}$
Cuir	$9.5 \times 10^{-10} - 1.2 \times 10^{-9}$
Terre	$2.9 \times 10^{-9} - 1.4 \times 10^{-7}$
Plaque de liège	$2.4 \times 10^{-7} - 5.1 \times 10^{-7}$
Sable	$2.0 \times 10^{-7} - 1.8 \times 10^{-6}$
Cigarette	1.1×10^{-5}

La perméabilité a un impact significatif sur le transfert de chaleur dans les milieux poreux saturés, comme démontré par *Ouarhlent & Soudani*, 2019 [34] et *Mukhopadhyay*, 2012 [35]. Ils ont découvert que lorsque la perméabilité augmente, le nombre de *Nüsselt* augmente également. D'autre part, *Nebbali & Bouhadef*, 2011 [36] ont découvert qu'avec une faible perméabilité, le transfert de chaleur est maximisé.

1.4.7. Tortuosité

La connectivité des pores et la tortuosité (τ) agissent ensemble pour affecter l'écoulement des fluides à l'intérieur des milieux poreux [37]. Selon le mécanisme de transport ou le type d'écoulement étudié, la tortuosité caractérise la structure des milieux poreux [38] et [39]. Les milieux naturels poreux tels que les sols et les roches sont des systèmes particulièrement désordonnés avec une variété de tailles de trous et de formes de grains. Une particule de fluide se déplace d'une distance supérieure que la longueur de l'échantillon car le canal d'écoulement n'est pas droit. La tortuosité est mesurée comme le rapport de la longueur d'un milieu poreux à la longueur réelle des courants de fluide traversant un échantillon (L) [40].

$$\tau = \frac{L_e}{L} \quad (1.13)$$

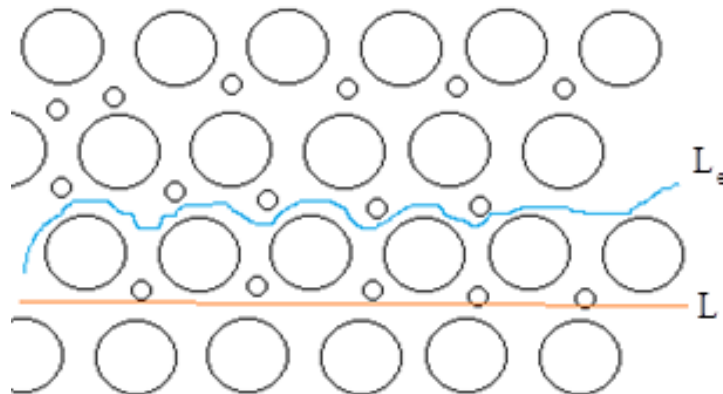


Figure 1-12 : Tortuosité

1.5. Caractéristiques thermophysiques des milieux poreux

On note considérablement d'études qui ont été réalisées sur la conductivité effective ainsi que sur la viscosité effective. De ce fait, il nous a paru nécessaire de procéder à une caractérisation plus au moins approfondie sur ces caractéristiques.

1.5.1. Conductivité thermique effective

La structure et la géométrie du milieu poreux, sa complexité, ainsi que la présence de deux phases fluide et solide ayant des propriétés thermiques différentes, font que définir la conductivité thermique d'un tel milieu est difficile à déterminer, il fallait donc faire intervenir la notion de conductivité thermique effective.

La conductivité thermique effective (λ_{eff}) dans les cas polyphasiques a été trouvée faiblement dépendante des dimensions des particules composant le milieu poreux et fortement dépendante de la porosité, elle dépend aussi de la conductivité thermique et la proportion de chaque phase par rapport à l'autre, elle est ainsi dépendante de la façon dont les phases sont distribuées ; ce qui comprend leurs apparences et formes, leurs directions et orientations, la continuité relative à la direction du flux de chaleur et même la pression qui règne dans les pores. La conductivité thermique effective est défini comme la somme d'une conductivité stagnante (λ_d) et d'une conductivité thermique de dispersion (λ_T) [41].

$$\lambda_{eff} = \lambda_d + \lambda_T \quad (1.14)$$

La conductivité stagnante subordonne de la porosité et des conductivités du fluide et du solide, mais aussi du fait que les particules sont en bon contact (en contact ponctuel ou sans contact), elle prend ainsi en compte la transmission moléculaire entre deux phases. Elle est généralement définie à partir des modèles empiriques, comme ceux identifiés par [42] et [43].

Toutefois, la conductivité stagnante locale varie avec la distance par rapport aux parois (au niveau des frontières solides, la porosité est égale à 1 et la conduction se fait seulement à travers le fluide). Plus, on s'éloigne des parois, plus la porosité décroît et la conductivité stagnante croît. Quant à la conductivité dynamique subordonne de la vitesse et des dimensions des particules, Selon *Georgiadis & Catton*, 1987 [44], la conductivité dynamique renferme aussi une contribution d'échange de chaleur interstitielle entre les phases solide et fluide.

Différents chercheurs ont développé la conductivité effective lors des études portant sur le transfert de chaleur et de masse menées notamment par *Wen & Fan*, 1975 [45] et *Wakao & Kagei*, 1982 [43].

➤ Modèles de conductivité thermique effective

Sur la base d'une analogie électrique, les modèles suggérés sont tous des mélanges

pondérés de modèles en série et en parallèle. Le flux de chaleur traverse consécutivement les deux phases solide et fluide dans le premier cas (modèle série) (Voir figure 1-13). La résistance thermique totale de toutes les phases constitue la résistance thermique du milieu poreux.

$$\frac{1}{\lambda_{eff}} = \frac{\varepsilon}{\lambda_f} + \frac{1-\varepsilon}{\lambda_s} \quad (1.15)$$

Dans le deuxième cas (modèle parallèle) (Voir figure 1.14), le flux de chaleur traverse les deux phases simultanément. La conductivité effective est alors une moyenne arithmétique des conductivités thermiques des deux phases.

$$\lambda_{eff} = \varepsilon \lambda_f + (1-\varepsilon) \lambda_s \quad (1.16)$$

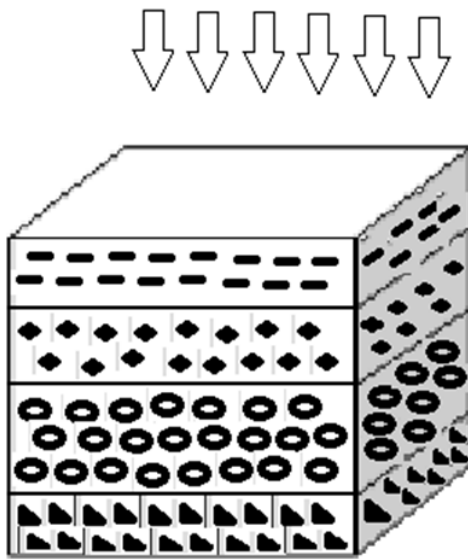


Figure 1-13 : Conductivité thermique effective du modèle série

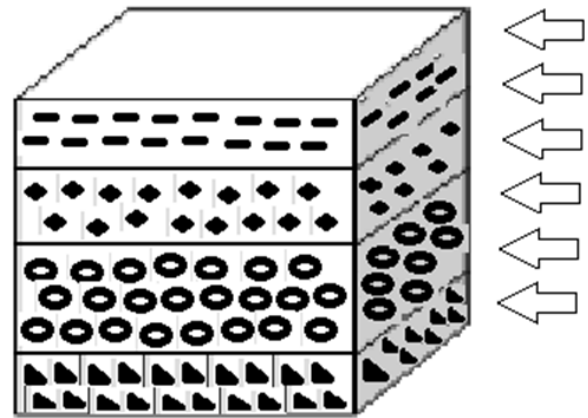


Figure 1-14 : Conductivité thermique effective du modèle parallèle

Il existe de nombreux modèles alternatifs pour calculer la conductivité effective, ils ont été élaborés dans la littérature d'une manière empirique ou semi-empirique, rarement les modèles qui prennent en considération l'effet de la conductivité de dispersion et de la porosité. L'évaluation de celle-ci est basée sur le diamètre des particules et de la diffusivité thermique du fluide infiltré comme ont montré *Georgiadis & Catton, 1987 [44]* et *Hunt & Tien, 1988 [46]*. Typiquement, cela se traduit par des formulations plus ou moins explicites de la conductivité effective en fonction des conductivités thermiques des phases de courant et de la porosité. Le tableau qui suit reporte les modèles de conductivité thermique effective.

Tableau 1-4 : Modèles de conductivité effective

Modèle de Maxwell	Borne inférieure	<p><i>Maxwell</i> [47] a obtenu la première expression de la conductivité thermique stagnante d'un lit de sphères compactées en supposant une dispersion de sphères dans une phase fluide $\varepsilon \approx 1$. L'expression (1.17) donnée par <i>Maxwell</i> fournit la non influence entre les particules.</p>	$\frac{\lambda_{eff}}{\lambda_f} = \frac{2\varepsilon + (3 - \varepsilon) \frac{\lambda_s}{\lambda_f}}{3 - \varepsilon + \varepsilon \frac{\lambda_s}{\lambda_f}} \quad (1.17)$
	Borne supérieure	<p>Une matrice solide continue avec des inclusions fluides.</p>	$\frac{\lambda_{eff}}{\lambda_f} = \frac{2 \left(\frac{\lambda_s}{\lambda_f} \right)^2 (1 - \varepsilon) + (1 + 2\varepsilon) \frac{\lambda_s}{\lambda_f}}{(2 + \varepsilon) \frac{\lambda_s}{\lambda_f} + 1 - \varepsilon} \quad (1.18)$
Modèle de Hadley	Moyenne pondérée	<p>Suite à une recherche expérimentale de <i>Maxwell</i>, le modèle de <i>Hadley</i> [48] est construit pour une structure périodique en insérant une fonction de calage (f_0) :</p> $f_0 = 0.8 + 0.1\varepsilon, \alpha_0 = \alpha_0(\varepsilon) \quad (1.19)$ <p>$\log \alpha_0 = -4.898\varepsilon$, avec : $0 \ll \varepsilon \ll 0.0827$</p> <p>$\log \alpha_0 = -0.405 - 3.154(\varepsilon - 0.0827)$, avec : $0.0827 \ll \varepsilon \ll 0.298$</p> <p>$\log \alpha_0 = -1.084 - 6.778(\varepsilon - 0.298)$, avec : $0.298 \ll \varepsilon \ll 0.580$</p>	
Modèle de Zehner	Superposition du contour	<p>Le modèle de <i>Zehner et Schlunder</i> [49] est basé sur la superposition d'un contour convexe arbitraire autour des particules, ainsi que des points de contact arbitraire entre les particules dans la direction de propagation de la conduction.</p>	$\frac{\lambda_{eff}}{\lambda_f} = 1 - \frac{1}{\sqrt{1 - \varepsilon}} + \frac{2\sqrt{1 - \varepsilon}}{(1 - (\lambda_s/\lambda_f)B)} \left[\frac{1 - (\lambda_s/\lambda_f)B}{(1 - (\lambda_s/\lambda_f)B)^2} \ln \frac{1}{(\lambda_s/\lambda_f)B} - \frac{B + 1}{2} - \frac{B - 1}{1 - (\lambda_s/\lambda_f)B} \right] \quad (1.20)$

		<p>Avec : $B = a \left(\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} \right)^{\frac{10}{9}}$.</p> <p>À noter que (a) dépend de la forme des particules solides :</p> <ul style="list-style-type: none"> - Particule sphérique : a = 1.25 - Cylindre creux ou plein : a = 2.5 - Particule quelconque : a 1.4
Modèle de Krisher et Kroll	<p><i>Krisher et Kroll</i> [50] se sont étalés à faire ressortir l'avantage de l'examinassions des limites supérieur et inférieur de conductivité thermique d'un système de deux phases comme pour un système gaz-solide.</p>	
	Modèle parallèle	<p>La valeur maximale de la conductivité thermique d'un tel système est atteinte quand les matériaux sont disposés en couche alternées séparées par des plans parallèles à la direction de propagation de la chaleur.</p>
		$\frac{\lambda_{eff}}{\lambda_f} = \varepsilon + (1-\varepsilon) \frac{\lambda_s}{\lambda_f} \quad (1.21)$
	Modèle série	<p>La valeur minimale de conductivité est atteinte lorsque les matériaux sont séparés par des plans disposés d'une manière normale à la direction de propagation de la chaleur.</p>
		$\frac{\lambda_{eff}}{\lambda_f} = \frac{\lambda_s/\lambda_f}{\varepsilon(\lambda_s/\lambda_f) + 1 - \varepsilon} \quad (1.22)$
Modèle géométrique	<p>En s'appuyant sur des résultats expérimentaux, <i>Krisher et Kroll</i> suggèrent un modèle dans lequel les matériaux sont arrangés par quelques plans parallèles à la direction du flux de chaleur, tandis que d'autres plans sont normaux à ce flux.</p>	$\frac{\lambda_{eff}}{\lambda_f} = \frac{1}{(1-a)\lambda_f\varepsilon \frac{\lambda_s}{\lambda_f} + 1 - \varepsilon} \quad (1.23)$

1.5.2. Viscosité effective

Pour exprimer l'exigence de continuité entre la zone sans matière poreuse et la zone poreuse, la notion de viscosité effective (μ_{eff}) a d'abord été introduite. *Brinkman*, 1947 [51] a supposé que cette dernière est égale à la viscosité du fluide considéré. Tandis que *Lundgren*, 1972 [52] a montré que la viscosité effective était une fonction de la viscosité du fluide (μ_f) et de la porosité du milieu poreux. Néanmoins, l'hypothèse de *Brinkman* [51] a été approuvée par certains chercheurs, notamment *Lundgren* [52] pour une faible concentration de particules. Par ailleurs, *Nader*, 1974 [53] en employant l'extension de *Brinkman* (§1.6.2) de la loi de *Darcy* (§1.6.1) dans le milieu poreux ont trouvé que :

$$\frac{\mu_{eff}}{\mu_f} = \bar{\alpha}^2 \tag{1.24}$$

Le coefficient de discontinuité ($\bar{\alpha}$) entre la région poreuse et la région dépourvue de matériau poreux ; il est inclus dans l'expression de la condition séparant les deux régions poreuses et non poreuses.

Dans le tableau qui suit différentes corrélations trouvées dans la littérature sont reportées.

Tableau 1-5 : Quelques modèles de viscosité effective

Modèle	Corrélation	Limites de validité
<i>Einstein</i>	$\frac{\mu_{eff}}{\mu_f} = 1.205\varepsilon$ (1.25)	Cas de spheres : $\varepsilon \rightarrow 0$
<i>Fand</i>	$\frac{\mu_{eff}}{\mu_f} = \exp\left(\frac{2.5\varepsilon + 2.7\varepsilon^2}{1 - 0.609\varepsilon}\right)$ (1.26)	Cas de doublets de spheres en collision
<i>Frankel et Akrivos</i>	$\frac{\mu_{eff}}{\mu_f} = c \left[1 - \left(\frac{1 - \varepsilon}{(1 - \varepsilon)_{max}} \right)^{\frac{1}{3}} \right]^{-1}$ $c = \frac{9}{8}$ pour $(1 - \varepsilon) \rightarrow (1 - \varepsilon)_{max}$ (1.27)	Suspension concentrée seulement
<i>Mooney</i>	$\frac{\mu_{eff}}{\mu_f} = \exp\left[\frac{2.5(1 - \varepsilon)}{1 - k(1 - \varepsilon)}\right]$ (1.28)	$0.75 < k < 1.5$
<i>Happel</i>	$\frac{\mu_{eff}}{\mu_f} = \exp(4.58\varepsilon)$ (1.29)	Modele theorique pour des particules spheriques $\varepsilon \leq 0.3$

1.5.3. Capacité calorifique effective

Il est éventuel d'estimer la capacité calorifique volumique effective $(\rho C_p)_{eff}$ en déposant simplement la loi des mélanges.

$$(\rho C_p)_{\text{eff}} = \varepsilon(\rho C_p)_f + (1 - \varepsilon)(\rho C_p)_s \quad (1.30)$$

1.6. Modèles d'écoulement dans les milieux poreux

L'écoulement dans un milieu poreux est défini comme le déplacement de particules de fluide le long d'une trajectoire appelée ligne d'écoulement ou ligne de courant. *Henry Darcy* [29] fut le premier à établir le modèle d'écoulement ; par la suite, l'équation de *Darcy* est devenue insuffisante, cela a incité le développement de modèles de flux supplémentaires pour tenir compte de certains impacts négligés par le modèle initial.

1.6.1. Modèle de *Darcy*

En 1856, l'ingénieur *Henry Darcy* [29] réalisa une étude expérimentale de l'écoulement à travers une colonne de sable pour le compte des fontaines publiques de la ville de *Dijon*. Il observa qu'en régime permanent, le débit volumique est directement proportionnel à la conductivité hydraulique (K), à la section d'écoulement, et à la charge hydraulique (i).

$$Q_v = \frac{K \cdot S \cdot H}{L} = K \cdot S \cdot i \quad (1.31)$$

La conductivité hydraulique appelée aussi le coefficient de perméabilité formulé en fonction des propriétés intrinsèques du milieu poreux et du fluide ; elle dépend des propriétés et de la géométrie du milieu poreux (formes et répartition des pores, forme des grains, granulométrie), des propriétés du fluide concerné par l'écoulement (viscosité, densité), et de la saturation du milieu poreux [54].

$$K = \frac{\kappa \cdot \rho_f \cdot g}{\mu_f} \quad (1.32)$$

L'écoulement dans les massifs granulaires ou massifs poreux équivalents obéit à la loi empirique de *Darcy*, laquelle est valable dans des conditions bien définies :

- Milieu poreux non consolidé, homogène et isotrope ;
- Écoulement unidimensionnel ;
- Écoulement en régime laminaire à faible vitesse.

La charge hydraulique par unité de longueur, appelée gradient hydraulique ($\partial p / \partial x$), est un nombre important. Dans ces conditions, *Henry Darcy* a mis en évidence une relation linéaire entre la vitesse de filtration (V_{fil}) et la perméabilité dans la circulation des eaux infiltrantes [27], [29].

$$\vec{\nabla} p = - \frac{\mu_f}{\kappa} \vec{V}_{fil} \quad (1.33)$$

En présence de la gravité, cette dernière équation devient :

$$\vec{\nabla}p = -\frac{\mu_f}{\kappa} \vec{V}_{fil} + \rho_f \vec{g} \quad (1.34)$$

Le modèle d'écoulement de *Darcy* a été utilisé lors de différentes études ; *S Chikh* et al. 1998 [55] avaient mentionné que le nombre de *Darcy* peut modifier l'écoulement. Dans d'autres observations, *Wong & Saeid*, 2009 [26] et *Sung et al.*, 1995 [56] ont indiqué que l'accroissement du nombre de *Darcy* engendre une augmentation du nombre de *Nüsselt*. Par ailleurs, *Lage*, 1998 [57] a noté que le nombre de *Darcy* peut être influencé par la variation de viscosité causée par la température. Ce qui fait, que cette équation est adéquate que pour des conditions précises. En effet, cette loi n'est plus valable lorsque le débit de filtration ou la porosité augmente.

1.6.2. Modèle de *Darcy-Brinkman*

L'augmentation du transfert de quantité de mouvement doit être considérée si la porosité $\varepsilon \geq 0.6$; ce qui provoque les effets de diffusions visqueuses au niveau des parois. Pour cette circonstance, en 1947 *Brinkman* [51] a ajouté un terme de dérivée du second ordre à la loi de *Darcy* qui est identique au terme de dissipation visqueuse de la loi de *Stokes*. Pour aboutir à une équation appelée communément l'équation de *Brinkman* définie comme suit :

$$\vec{\nabla}p = -\frac{\mu_f}{\kappa} \vec{V}_{fil} + \rho_f \vec{g} + \underbrace{\mu_{eff} \nabla^2 \vec{V}_{fil}}_{\text{Terme de Brinkman}} \quad (1.35)$$

Selon *Lundgren*, 1972 [52], cette formule est valable que lorsque la porosité est suffisamment grande ($\varepsilon \geq 0.6$).

Brinkman a créé le terme de forces visqueuses $\mu_{eff} \nabla^2 \vec{V}_{fil}$ pour décrire les forces induites par cisaillement macroscopique le long des barrières solides. Ce terme s'annule à de faibles valeurs de perméabilité.

La viscosité effective du milieu poreux est représentée par :

$$\mu_{eff} = \mu_f [1 + 2.5(1 - \varepsilon)] \quad (1.36)$$

En général, cette viscosité est considérée comme équivalente à la viscosité du fluide ; ainsi, la vitesse de filtration à l'aide de l'approximation de *Boussinesq* et du modèle de *Brinkman* peut être exprimée comme suit :

$$\vec{V}_{fil} = -\frac{\kappa}{\mu_f} \left[\vec{\nabla}p - \rho_f \vec{g} (\beta_f (T - T_f)) \right] + \kappa \nabla^2 \vec{V}_{fil} \quad (1.37)$$

À noter que quelques chercheurs se sont intéressés à la modification de *Brinkman* ; *Arquis*, 1994 [58] a validé le modèle de *Brinkman* par simulation de l'écoulement convectif dans une cavité fluide à inclusions. *El Dine*, 2017 [59] a créé un modèle régi par la loi de *Darcy-Brinkman* d'un système d'écoulement biphasique incompressible dans un réservoir de pétrole à

grande porosité. Une équation elliptique pour la pression et une équation parabolique dégénérée pour la saturation sont produites par le taux de filtration de Darcy. De plus, *Andriamananjara et al.*, 2017 [17] ont effectué une comparaison du modèle de Brinkman ou Darcy et l'ont utilisé pour prédire l'écoulement dans un milieu poreux.

1.6.3. Modèle de *Darcy-Forchheimer*

Seuls les écoulements à faible nombre de *Reynolds* et à faible vitesse satisfont à la loi de *Darcy*. Lorsque le débit augmente, les forces d'inertie deviennent importantes. La loi de *Darcy* s'écarte du comportement linéaire, un terme inertiel non linéaire du second degré qui considère les effets inertiels microscopiques doit être utilisé pour le corriger. Dans ce cas, *Forchheimer* [60] proposa une modification empirique à cette loi, en prenant en compte l'effet d'inertiel, et ajoutant une relation entre le gradient de pression et la vitesse de filtration. Cette formulation appelée de *Darcy-Forchheimer* :

$$\vec{\nabla}p = -\frac{\mu_f}{\kappa} \vec{V}_{\text{fil}} - F \frac{\rho_f C_f}{\sqrt{\kappa}} \|\vec{V}_{\text{fil}}\| \vec{V}_{\text{fil}} + \rho_f \vec{g} \quad (1.38)$$

Le coefficient adimensionnel (C_f) de *Forchheimer*, qui varie avec la nature du milieu poreux, peut être aussi petit que 0.1 dans le cas des fibres métalliques en mousse ; le paramètre de *Forchheimer* (F) est le paramètre qui décrit la géométrie du milieu poreux.

Cette dernière loi de *Forchheimer* a été appliquée par de nombreux chercheurs ; à cet effet, *Frih et al.*, 2006 [61] ont créé un modèle numérique de l'écoulement monophasique d'un fluide incompressible. Ils ont appliqué la loi de *Forchheimer* dans la fracture, quant à la région poreuse, ils ont appliqué la loi de *Darcy*. Aussi, *Agnaou*, 2013 [62] a réalisé des simulations d'écoulements monophasiques et diphasiques de fluides Newtoniens incompressibles dans des géométries de plus en plus compliquées dans le domaine inertiel. L'approche de la moyenne du volume avec fermeture a été utilisée pour construire théoriquement l'équation de *Forchheimer*.

1.6.4. Modèle général ou modèle de *Darcy-Brinkman-Forchheimer*

Les termes de *Brinkman*, de *Darcy*, et celui de *Forchheimer* ont été liés pour rendre compte de tous les impacts indiqués ci-dessus. Le modèle *Darcy-Brinkman-Forchheimer* est le nom du modèle créé. L'équation vectorielle de conservation de la quantité de mouvement dans un matériau poreux s'exprime donc par la notation qui suit :

$$\underbrace{\frac{\rho_f}{\varepsilon} \left(\frac{\partial \vec{V}_{\text{fil}}}{\partial t} + (\vec{V}_{\text{fil}} \nabla) \frac{\vec{V}_{\text{fil}}}{\varepsilon} \right)}_{\text{a)}} = \underbrace{-\vec{\nabla}p}_{\text{b)}} + \underbrace{\rho_f \vec{g}}_{\text{c)}} + \underbrace{\mu_{\text{eff}} \nabla^2 \vec{V}_{\text{fil}}}_{\text{d)}} - \underbrace{\frac{\mu_f}{\kappa} \vec{V}_{\text{fil}}}_{\text{e)}} - \underbrace{F \frac{\rho_f C_f}{\sqrt{\kappa}} \|\vec{V}_{\text{fil}}\| \vec{V}_{\text{fil}}}_{\text{f)}} \quad (1.39)$$

- a) Effet d'accélération macroscopique (généralement négligeable).
- b) Gradient de pression.
- c) Forces volumiques.
- d) Terme de *Brinkman* (rendant compte des effets visqueux à l'échelle macroscopique).
- e) Terme de *Darcy* (résultant des effets de viscosité à l'échelle microscopique).
- f) Terme de *Forchheimer* (traduit l'influence des effets d'inertie à l'échelle microscopique).

Salah Chikh et al., 1997 [63] ont étudié l'effet de la matrice poreuse sur les profils d'écoulement et de vitesse des fluides dans le régime dynamique établi dans des échangeurs annulaires partiellement et complètement remplis d'un milieu poreux, et ont modélisé l'écoulement en utilisant l'équation générale de *Darcy-Brinkman-Forchheimer*, ils ont discuté de l'impact sur l'établissement du régime thermique et du nombre de *Nusselt*.

1.7. Transfert de chaleur dans les milieux poreux

Les milieux poreux sont cruciaux pour améliorer le stockage et le transfert thermique. Ce dernier dans un tel milieu s'inspire des méthodes utilisées en Mécanique des Milieux Continus. Deux modes de transfert de chaleur sont essentiels ; à savoir : la conduction qui s'effectue sous l'effet de gradient de température, et la convection du fluide qui permet le transfert d'énergie thermique et de masse.

1.7.1. Transfert de chaleur par conduction

Lorsqu'un milieu poreux est imposé par un gradient de température uniforme et que les pores sont remplis d'une seule phase de fluide immobile et non réactif, un régime thermique permanent correspondant à une densité de flux thermique uniforme est établi. La conductivité thermique effective ou équivalente dépend des conductivités thermiques constituant le milieu poreux, de la porosité et de la structure de la matrice solide (points de contacts, continuité, état de surface, etc.). Le transfert de chaleur par conduction peut alors être défini à l'aide d'une relation analogue à la loi *Fourier* [64] qui relie le flux de chaleur au gradient de température.

$$\vec{\phi}_{cond} = -\lambda_{eff} S \vec{\nabla} T \quad (1.40)$$

En général, le milieu poreux présente les caractéristiques d'un milieu uniformément réparti. *Houpeurt et al.*, 1965 [65] ont démontré que les valeurs de conductivité thermique du solide et du fluide sont fréquemment confondues en une seule valeur caractéristique. Et ont découvert qu'une étude d'équilibre thermique entre ces deux phases peut être réalisée en moins d'une minute pour un milieu à particules inférieures à 1 mm, et en moins de deux heures pour un milieu de particules à 100 mm. De ce fait, le milieu poreux présente les caractéristiques d'un

milieu unique à température constante.

Les processus de conduction dans les systèmes de stockage d'énergie tels que les aquifères sont à l'origine d'une partie importante de la chaleur. Deux mécanismes sont à l'œuvre ; à savoir : les pertes par conduction avec les parois et les pertes par conduction dans l'aquifère dues au contact thermique entre l'eau injectée et l'eau qui s'y trouvait déjà.

Boisdet et al., 1982 [66] ont utilisé un modèle mathématique unidimensionnel pour étudier le comportement thermique d'un système de stockage et montrer les températures des solides et des fluides tout au long des étapes de l'évolution dynamique.

1.7.2. Transfert de chaleur par convection

Lorsqu'un milieu poreux est saturé par un ou plusieurs fluides et que la matrice poreuse étant fixe, le transfert de chaleur se manifeste en présence d'un gradient d'écoulement régional dans l'espace des pores. Ce type de transfert de chaleur connu sous le nom de convection thermique est une combinaison de la conduction thermique décrite précédemment et du transfert d'énergie via des particules de fluide en mouvement. Le flux convectif de chaleur s'exprime par la loi de *Newton* comme suit :

$$\varphi_{\text{conv}} = hS(T_p - T_f) \quad (1.41)$$

La convection forcée est induite par des forces externes, tandis que la convection libre ou naturelle est créée par une différence de densité de fluide causée par un changement de température dans le champ d'écoulement du fluide. Ce sont les deux types fondamentaux de transport de chaleur par convection en milieu poreux [67]. La convection mixte peut être identifiée entre ces deux extrêmes types de convection.

En raison du fait que les milieux poreux sont intrinsèquement hétérogènes, l'étude de la convection thermique dans ces environnements est plus difficile. En plus de la présence d'écoulement macroscopique, l'hydrodynamique et les interactions thermiques entre les phases à la taille des pores ont également un impact sur la transmission de chaleur.

1.7.2.1. Transfert de chaleur par convection libre

La convection naturelle est le mouvement de fluide causé par le différentiel de densité entre les particules chaudes et froides dans un fluide ; l'intensité de la convection naturelle est proportionnelle à la composition du fluide. L'écoulement spontané du fluide interstitiel dans les milieux poreux est d'origine thermique en raison des diverses forces telles que la gravité et les fluctuations de densité causées par les écarts de température.

Le transfert de chaleur et de masse qui se produit dans les milieux poreux est influencé par un gradient de basse température ; ce type de convection est particulièrement important dans une variété de phénomènes naturels et de processus industriels.

Les fluctuations de volume du fluide sont représentées par une équation de la forme :

$$\rho_f(T) = \rho_f(T_f) [1 - \beta_f (T - T_f)] \quad (1.42)$$

Le Nombre de *Rayleigh* (Ra) nous montre le régime de l'écoulement (laminaire ou turbulent) pour un système en convection naturelle. L'ensemble des phénomènes et le régime de l'écoulement pour un système en convection naturelle sont caractérisés sous forme adimensionnelle par le nombre de *Rayleigh* qui est défini comme le produit du nombre de *Grashof* (Gr) et du nombre de *Prandtl* (Pr) : $Ra = Gr \cdot Pr$. Il relie les effets déstabilisants (forces de flottabilité, force de gravité) et les effets stabilisants (viscosité et diffusivité thermique). Les caractéristiques du fluide saturant les pores typiquement choisi pour être à température ambiante, les caractéristiques du milieu poreux, les circonstances opératoires (échelle de longueur de référence), et l'écart de température sont indiqués dans ce nombre de *Rayleigh* au sein des milieux poreux, qui peut être défini comme suit [21] :

$$Ra = \frac{\kappa \rho_f g \beta_f \Delta T L_r}{\mu_f \left[\lambda_{eff} / (\rho C_p)_f \right]} \quad (1.43)$$

Les résultats en termes de transfert de chaleur sont généralement présentés sous la forme d'un nombre de *Nusselt* (Nu) qui rapporte la transmission de chaleur qui se produit lorsqu'un mouvement convectif se produit dans un environnement poreux avec la transmission de chaleur qui se produirait par conduction pure.

$$Nu = \frac{\text{Transfert de chaleur par convection}}{\text{Transfert de chaleur par conduction}} = \frac{h \cdot L_r}{\lambda_{eff}} \quad (1.44)$$

Beaucoup de chercheurs ont développé des corrélations pour le nombre de *Nusselt* en fonction de différents paramètres. D'après *Sivasamy et al.*, 2010 [68], le nombre de *Nusselt* moyen augmente avec l'accroissement du nombre de *Rayleigh*. Aussi, *Venugopal et al.*, 2010 [69] ont montré que (Nu) est augmenté inversement avec la porosité.

1.7.2.2. Transfert de chaleur par convection forcée

Le mouvement du fluide lors de la convection forcée est causé par l'action des forces artificielles extérieures, par exemple, ventilateur, pompe, turbine, pression imposée, etc. Ces forces lui impriment des vitesses de déplacement assez importantes, ce qui fait un flux de transfert plus important dans ce type de convection que dans le type précédent (convection naturelle). En conséquence, l'intensité du transfert de chaleur par convection forcée sera directement liée au régime de mouvement du fluide [70]. Le régime d'écoulement du fluide est un élément clé de la convection thermique forcée, qui grâce au nombre de *Reynolds* (Re) nous

pouvons le déterminer [71].

Le nombre de *Reynolds* est apparu comme un nombre adimensionnel qui est une combinaison de \vec{V}_{fil} , ρ_f et μ_{eff} .

$$\rho_f (\vec{V}_{fil} \nabla) \vec{V}_{fil} = -\vec{\nabla} p + \mu_{eff} \nabla^2 \vec{V}_{fil} \quad (1.45)$$

Le membre $\rho_f (\vec{V}_{fil} \nabla) \vec{V}_{fil}$ traduit les effets d'inertie (transport de la quantité de mouvement), et $\mu_{eff} \nabla^2 \vec{V}_{fil}$ représente les effets visqueux (diffusion de la quantité de mouvement).

Il réfléchit le rapport entre le terme des force d'inertie et celui des forces visqueuses :

$$Re = \frac{\text{Forces d'inertie}}{\text{Forces visqueuses}} = \frac{\rho_f V_{fil}^2 / L_r}{\mu_f V_{fil} / L_r^2} = \frac{\rho_f V_{fil} L_r}{\mu_f} \quad (1.46)$$

Şara et al., 2000 et *Cui et al.*, 2001 [72] et [73] ont montré une amélioration du transfert de chaleur dans le milieu poreux lors de l'augmentation du nombre de *Reynolds*. D'autre part, *Yucel & Guven*, 2009 [74] ont mené une recherche sur l'écoulement et la transmission de chaleur en convection forcée laminaire dans un canal horizontal contenant des blocs chauffés recouverts d'un milieu poreux. Ils indiquent que la couverture poreuse améliore mieux le transfert de chaleur des blocs et le refroidissement est meilleur en augmentant les nombres de *Reynolds* et de *Prandtl*.

1.7.2.3. Transfert de chaleur par convection mixte

Dans l'étude de la convection forcée, on ignore les effets de gravité ; par contre, on s'en intéresse dans la convection naturelle. Lorsque ces processus de convection coexistent avec des ordres de grandeur équivalents, c'est la convection mixte.

Cette mixité peut se retrouver, par exemple, dans les canalisations longues (comme les radiateurs à eau) ou le long des murs, les jets anisothermiques (chauffage ou rafraîchissement des bâtiments, panaches de fumée, etc.), les courants marins (qui sont cruciaux pour la climatologie et problématiques liées à la pollution), les écoulements atmosphériques, et plus généralement, de nombreux flux fortement anisothermes.

Une apparition d'un nouvel aspect : selon la façon dont le mouvement forcé contraste avec le mouvement gravitationnel, les deux systèmes vont soit coopérer, soit rivaliser. Si le flux forcé suit le même chemin que le flux libre, c'est ce qu'on appelle la convection mixte (convection assistée ou aidée). Si la gravité s'oppose au mouvement forcé, l'écoulement est retardé, la température de transfert a tendance à baisser et on parle de convection mixte contrariée.

Le Nombre de *Richardson* (Ri), rapport entre les forces d'Archimède $\rho_f g \beta_f (T_p - T_f)$ et les forces d'inertie $\frac{\rho_f V_{fil}^2}{L_r}$, est donné par :

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (1.47)$$

Le nombre de *Richardson* est le groupe adimensionnel qui détermine le type de convection dominante pour un système en convection mixte :

Si : $Ri \gg 1$, c'est la convection naturelle qui domine.

Si : $Ri \ll 1$, c'est la convection forcée qui domine.

Si : $Ri \approx 1$, c'est le domaine de la convection mixte.

1.8. Revue bibliographique sur les milieux poreux

Dans cette section, nous proposerons une synthèse de nombreux travaux antérieurs concernant les convections naturelle, forcée et mixte, et ce afin d'apporter une contribution scientifique satisfaisante pour l'explication des processus qui se produisent dans les milieux poreux.

1.8.1. Convection naturelle

La convection naturelle au sein des milieux poreux a été étudiée par plusieurs chercheurs et sous diverses formes des cavités ; à savoir :

Moya et al., 1987 [75] ont analysé numériquement le phénomène de convection naturelle dans un matériau poreux bidimensionnel saturé de fluide tout en utilisant la loi de *Darcy* et l'approximation de *Boussinesq*. Les températures des deux parois opposées sont différentes et maintenues constantes ; quant aux deux autres latérales, elles sont maintenues adiabatiques. Ils ont trouvé différents résultats en variant le rapport d'aspect, le nombre de *Darcy-Rayleigh* et l'angle d'inclinaison.

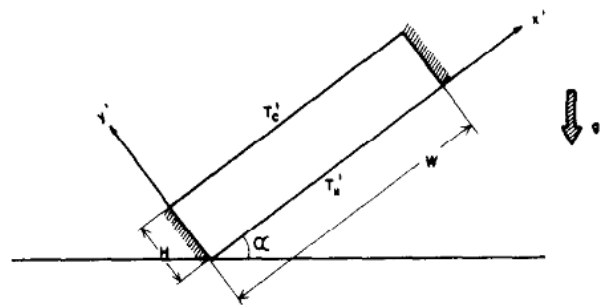


Figure 1-15 : Matériau poreux rectangulaire incliné [75]

Combarous & Bories, 1974 [76] ont modélisé en régime permanent les mouvements thermo-convectifs au sein d'une couche poreuse horizontale, en utilisant le concept de coefficient de transfert (solide-fluide). Ils ont affirmé que les résultats numériques obtenus sont largement représentatifs à la réalité expérimentale, en mettant en évidence l'influence sur le transfert de chaleur. D'autre part, une étude analytique, numérique et expérimentale à la fois

des régimes transitoires hybrides a fait partie d'une étude de *Crausse et al.*, 1981 [77] qui avaient travaillé sur les phénomènes couplés de transfert de chaleur et de masse qui se développent dans un milieu poreux non saturé, homogène et isotrope soumis à des faibles gradients de température.

Le Fur, 1982 [78] avait mis en évidence dans son article que les surfaces iso-vitesses sont soit de formes cylindriques soit des plans parallèles à génératrices verticales alors qu'il pense qu'une seule convection naturelle détermine le taux de filtration dans un milieu poreux. Il a également démontré que grâce à l'hypothèse d'un hodographe linéaire, les équations de la convection naturelle dans un milieu poreux ont des solutions spécifiques dans l'hodographe soit une droite ou un segment de droite.

Par la Méthode des Différences Finies, *Nasrallah & Arnaud*, 1989 [79] ont étudié le transfert de chaleur et de masse bidimensionnels lors de séchage d'une plaque poreuse par convection naturelle, dont les parois verticales ont été différentiellement chauffées et les parois horizontales sont adiabatiques.

Le Breton, 1991 [80] avait étudié numériquement le problème de la convection

naturelle de l'air par la Méthode de Volumes Finis. Aussi, *Arquis*, 1994 [58] avait analysé et quantifié dans une première partie de sa thèse, les phénomènes de dispersion hydrodynamique et thermique en fonction des paramètres structuraux et d'écoulement. En second lieu, il a passé son temps à rechercher la convection naturelle dans deux configurations communes de domaines mixtes (fluide-poreux). Des investigations sont menées sur les structures d'écoulement, en particulier sur les bifurcations et les transferts de chaleur qui en découlent.

Dans une cavité rectangulaire verticale, *Bahloul*, 2006 [81] a étudié la convection naturelle d'un fluide Newtonien incompressible analytiquement et numériquement. Il a considéré dans son examen que les températures des deux parois verticales sont différentes et maintenues uniformes, cependant que les deux horizontales sont adiabatiques.

Les paramètres qui gouvernent le problème sont le nombre de *Rayleigh* $10 \leq Ra \leq 10000$ et le rapport d'aspect (*AR*) de la cavité qui varie entre 1 et 20. Il a trouvé un modèle approximatif du régime de la couche limite pour un grand nombre de *Rayleigh* où il a démontré que le rapport d'aspect de l'enceinte est le principal facteur influençant le coefficient de stratification thermique qui est presque indépendant du nombre de *Rayleigh*.

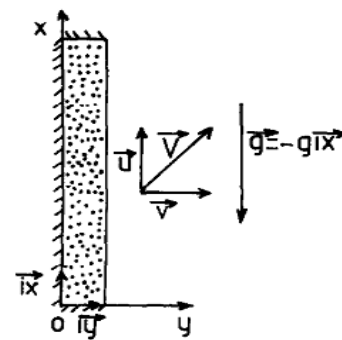


Figure 1-16 : Séchage par convection naturelle d'une plaque poreuse [79]

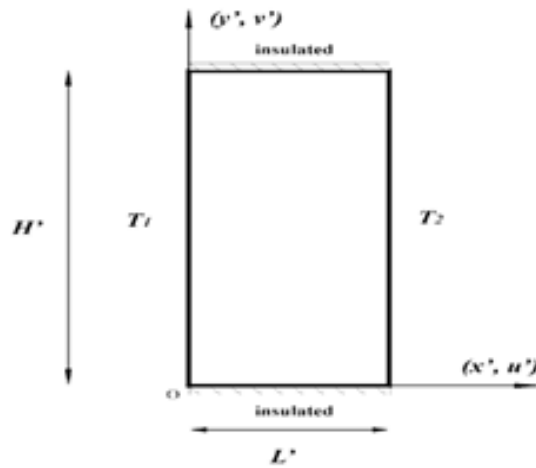


Figure 1-17 : Analyse de la stabilité de la convection naturelle dans une cavité poreuse [81]

Dans une cavité carrée poreuse formée de trois couches de milieu poreux horizontales de perméabilités différentes où chacune des couches est considérée homogène, isotrope et mono-saturé, *Ould-Amer & Slama, 2007 [82]* se sont intéressés à la convection naturelle bidimensionnelle laminaire. Les faces horizontales sont adiabatiques, les faces latérales sont maintenues à différentes

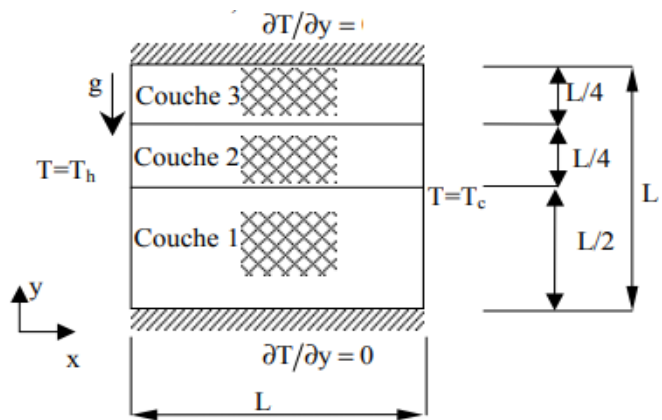


Figure 1-18 : Convection naturelle dans un milieu poreux multicouche [82]

températures. Les paramètres modifiés sont le fluide, le nombre de *Rayleigh* $10^6 \leq Ra \leq 10^8$, le nombre de *Darcy* $10^{-10} \leq Da \leq 10^{-2}$, le nombre de *Prandtl* et les rapports de perméabilité entre les différents couches. Les résultats démontrent, entre autres, que la convection naturelle est intense dans la première couche (avec une perméabilité plus élevée) sur toute la gamme des paramètres pris en compte. Aussi, le nombre de *Rayleigh* modifié est une fonction croissante du taux de transfert de chaleur.

Benissaad et al., 2009 [83] ont étudié la convection naturelle thermosolutale dans une cavité rectangulaire inclinée ; ils ont montré que lorsque le nombre de *Darcy* augmente, la force du flux augmente également, et cette augmentation est beaucoup plus importante à mesure que le nombre de *Rayleigh* est élevé.

Quant au nombre de *Nusselt*, il diminue avec l'augmentation du nombre de *Lewis* du fait de l'augmentation des différences de température et de concentrations qui en résulte ; les variations du nombre de *Rayleigh* entraînent une augmentation de l'intensité du flux.

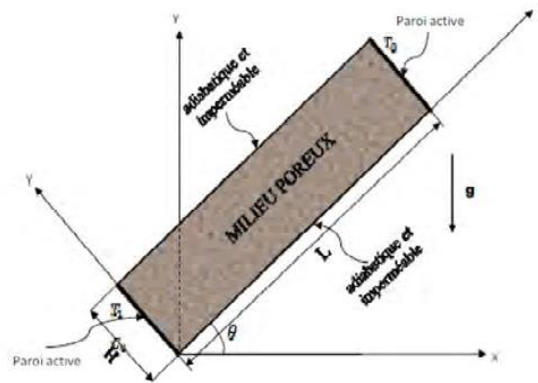


Figure 1-19 : Convection naturelle dans une enceinte inclinée [83]

À l'aide du programme Fluent, *Abdelli, 2012* [84] a contribué à l'étude de la transmission de la chaleur dans les cavités fermées. Il a effectué une analyse numérique de la convection naturelle dans une cavité rectangulaire vide ou remplie avec un milieu poreux. Les équations de *Navier-Stokes* ont été utilisées pour le cas du fluide, et les équations de *Darcy-Brinkman* ont été utilisées pour le milieu poreux. L'équation énergétique a pris en compte la contribution de la matrice solide lors de la modélisation du champ thermique pour le scénario poreux.

Ouarhlent & Soudani, 2019 [34] avaient simulé numériquement la convection naturelle stationnaire dans une enceinte poreuse isotrope de forme cubique. Les parois horizontales et verticales sont respectivement adiabatiques imperméables et soumises à des températures constantes. Par le biais de la Méthode des Volumes Finis, l'écoulement est modélisé par le modèle *Darcy-Brinkman-Forchheimer*. Ils ont découvert que l'élévation du nombre de *Nusselt* est liée à l'accroissement des nombres de *Rayleigh* et de *Darcy* et vice-versa proportionnelle à l'augmentation de l'épaisseur sans dimension de la couche poreuse.

Dans une enceinte rectangulaire bidimensionnelle, contenant une couche poreuse d'épaisseur finie saturée de fluide et placée au centre de la cavité où les parois verticales et horizontales sont respectivement supposées isothermes et adiabatiques, une résolution numérique [85] a été menée pour étudier les effets des paramètres déterminants (géométrique, hydrodynamique et thermique) sur l'écoulement des fluides et le transfert de chaleur.

1.8.2. Convection forcée

De nombreuses études ont été menées sur la convection forcée dans des conduites remplies d'un matériau poreux suite à des applications industrielles. Parmi les travaux

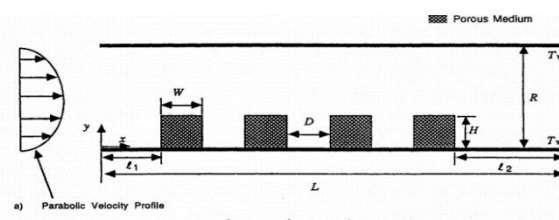


Figure 1-20 : Amélioration de la convection forcée [86]

exhaustives disponibles sur ce sujet, on cite une étude paramétrique qui a été menée par *Huang*

& Vafai, 1994 [86] ; leur but était d'améliorer la convection forcée dans un canal à plusieurs blocs poreux. Ils ont caractérisé le champ d'écoulement à l'intérieur des régions poreuses, et ont tenu compte des effets d'inertie et de viscosité tout en adoptant le modèle de *Darcy-Brinkman-Forchheimer*. Dans le même type de géométrie, *Sung et al.*, 1995 [56] ont simulé numériquement le transfert de chaleur par convection forcée dans un canal partiellement rempli de milieu poreux où ils sont arrivés à illustrer que le débit augmente lorsque l'épaisseur du milieu poreux est grande et le nombre de *Darcy* diminue.

Dans la même occurrence de convection, *Néel*, 1998 [87] a étudié dans une couche horizontale de longueur infinie remplie d'un milieu poreux isotrope homogène et saturé par un fluide de *Boussinesq* à travers une section droite, dont les températures des deux parois horizontales sont maintenues constantes mais celle du bord bas est supérieure à celle du bord haut. Ils ont indiqué dans leur conclusion que l'augmentation de l'épaisseur des couches limites près des bords rigides est engendrée par l'augmentation du nombre de *Darcy* généralisé ; par contre, l'augmentation du nombre de *Forchheimer* produit l'effet contraire.

Parlant de la couche limite, des années bien avant *Hadim*, 1994 [88] a étudié deux configurations de milieu poreux ; à savoir : un canal complètement poreux et un canal partiellement poreux. Il a été constaté que la couche limite présente une diminution de son épaisseur dans le cas du canal complètement poreux.

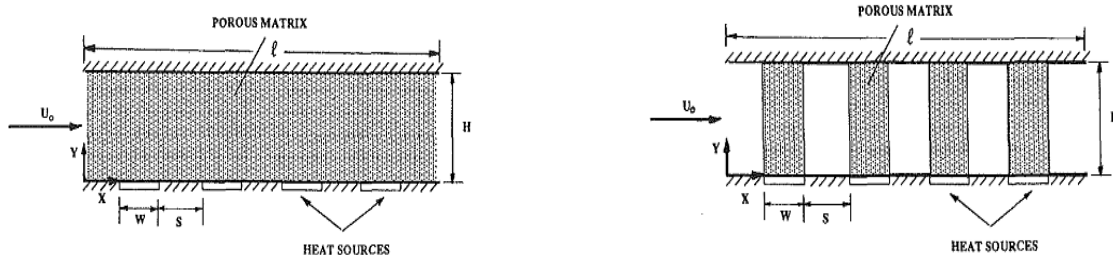


Figure 1-21 : Convection forcée dans un canal poreux avec des sources de chaleur localisées [88]

Aussi *Hwang & Yang*, 2012 [89] avaient notifié que l'insertion d'un bloc poreux peut réduire l'épaisseur de la couche limite, ce qui explique l'amélioration de transfert de chaleur

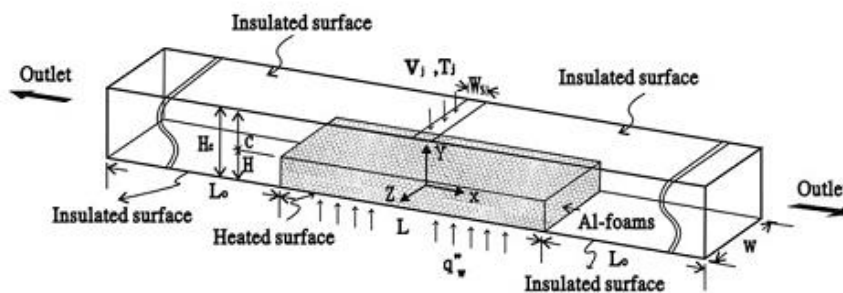


Figure 1-22 : Caractéristiques d'écoulement de fluide turbulent et du transfert de chaleur dans un bloc poreux [89]

Ghafir, 2000 [90] a exploré les effets des facteurs d'influence sur le transport de chaleur

et l'évaporation en se concentrant sur la modélisation et la simulation informatique de l'ébullition induite par convection forcée dans un environnement poreux avec génération de chaleur interne. Le premier problème est basé sur un modèle homogène dans lequel le fluide diphasique est traité comme un mélange homogène avec des variations de porosité incorporées dans la formulation mathématique, et le deuxième problème est basé sur un modèle non homogène dans lequel le fluide est traité comme un mélange binaire avec glissement de phase et capillarité.

Pendant le processus de séchage, un milieu poreux insaturé exposé au flux convectif forcé laminaire d'un canal horizontal d'air humide, *Helel & Boukadida, 2007 [91]* ont exécuté des

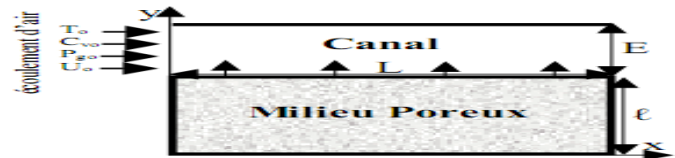


Figure 1-23 : Transfert de chaleur et de masse dans un milieu poreux non saturé [91]

simulations bidimensionnelles de transfert de chaleur et de masse. Ils ont évalué comment la hauteur du canal affectait le processus de séchage ainsi que la façon dont la température, la saturation en eau et la pression du mélange gazeux se comportaient spatio-temporellement.

Parmi les projets visant à améliorer le transfert thermique, l'un des plus prometteurs est l'utilisation d'un matériau poreux soumis à des pulsations d'écoulement. En raison du rapport surface/volume élevé et du fort mélange des fluides, le milieu poreux est devenu un amplificateur de refroidissement passif et efficace. Dans un canal contenant un bloc poreux, une analyse numérique a été menée par *Yen et al., 2008 [92]* pour déterminer l'impact du flux pulsé sur les caractéristiques de transfert de chaleur. Ils ont découvert que l'insertion de blocs poreux et le flux pulsé avaient un impact sur le flux et le taux de transfert de chaleur.

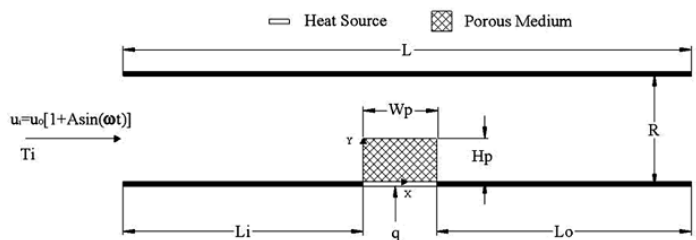


Figure 1-24 : Étude numérique du transfert de chaleur d'une source de chaleur montée sur un bloc poreux [92]

Huang & Yang, 2008 [93] ont confirmé aussi que l'insertion de deux blocs deux blocs poreux dans un canal affecte l'écoulement le transfert thermique.

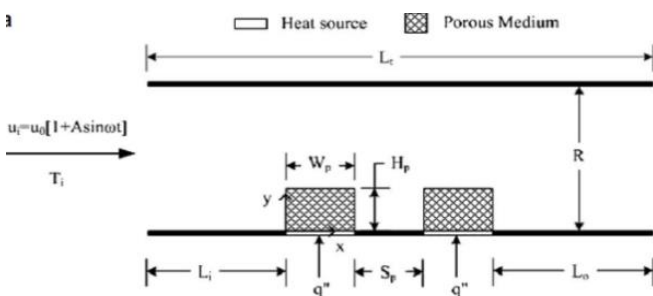


Figure 1-25 : Analyse de la convection pulsée [93]

1.8.3. Convection mixte

La pertinence du sujet du transfert de chaleur par convection mixte a stimulé un grand nombre d'initiatives de recherches, en raison de sa présence dans de nombreuses applications. On cite, par exemple, *Guerroudj & Kahalerras* [94] qui ont créé un modèle numérique de transmission de chaleur par convection mixte dans un canal incliné contenant des blocs

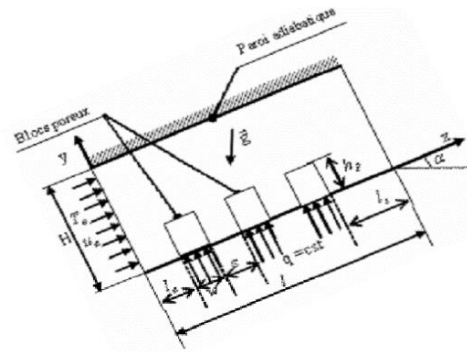


Figure 1-26 : Canal incliné muni de blocs poreux [94]

poreux localement chauffés. Ils ont démontré que la convection mixte avec assistance produit un taux de transfert de chaleur plus élevé pour une inclinaison de 90°, mais la convection mixte inverse sans assistance produit le plus faible transfert de chaleur pour une inclinaison de 270°.

Dans un milieu poreux à écoulement horizontal et chauffage par le bas, *Delache et al.*, 2002 [95] ont étudié la convection mixte et les effets du rapport d'aspect transversal et de l'inertie poreuse du milieu.

Une simulation numérique a été faite par *Kumar & Murthy*, 2010 [96] qui ont choisi une cavité poreuse saturée, et ont étudié l'effet du nombre de *Grashof*, du nombre de *Rayleigh*, et des vitesses d'injection et d'aspiration.

Le refroidissement des composants électroniques résulte de l'intégration de la matière poreuse. *Bensouici & Bessaih*, 2010 [97] l'avaient confirmé dans leur article qui fait l'objet d'une étude numérique du refroidissement par convection mixte. Ils ont montré que le nombre de *Reynold* est proportionnelle au nombre du *Nusselt* mais inversement proportionnelle à la température adimensionnelle maximale.

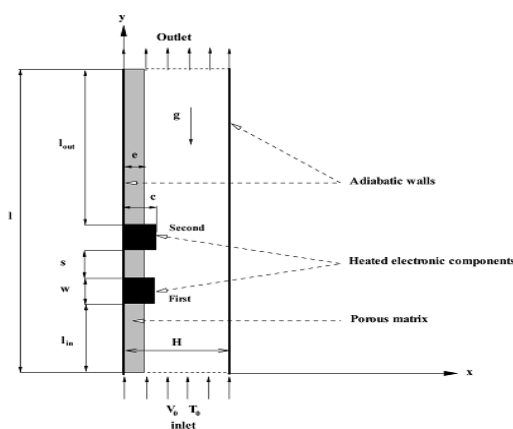


Figure 1-27 : Convection mixte dans un canal vertical [97]

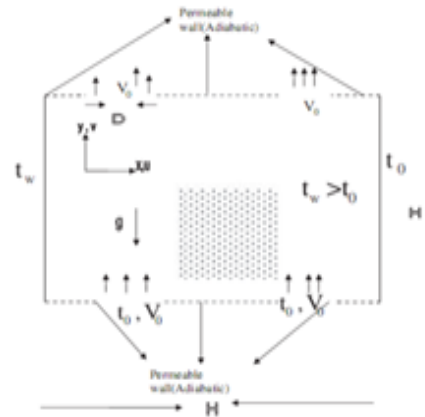


Figure 1-28 : Enceinte poreuse carrée saturée en fluide non Darcien [96]

Nous attirons l'attention sur une autre recherche numérique qui se concentre sur le refroidissement de l'air ; elle traite de la convection mixte laminaire stationnaire provoquée par deux sources de chaleur similaires enfermées dans une matrice poreuse. *Lyes, 2017 [98]* avait examiné comment le nombre de *Reynolds*, l'angle d'inclinaison, la taille des composants électroniques et la distance entre eux affectaient la transmission de la chaleur. Il a découvert que le taux de transfert de chaleur est le plus élevé à un angle d'inclinaison de 45° et qu'une augmentation du nombre de *Reynolds* et de la distance de séparation entre les composants améliore le refroidissement des composants électriques.

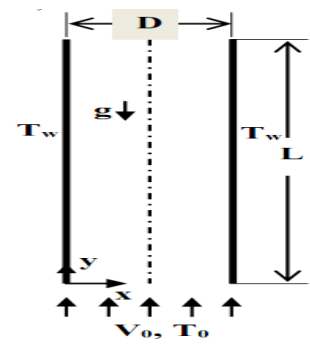


Figure 1-29 : Milieu poreux dans un canal poreux contenant des composants électroniques [98]

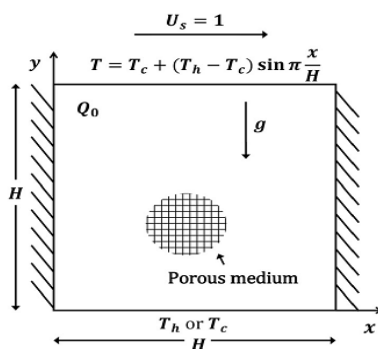


Figure 1-30 : Cavité poreuse avec un couvercle mobile chauffé sinusoidalement [99]

Abblawi et al., 2019 [99] ont étudié numériquement l'effet de la génération et de l'absorption de chaleur sur le flux de convection mixte dans une cavité carrée entraînée par un couvercle chauffé sinusoidalement et remplie d'un milieu poreux. Ils ont choisi un modèle carré bidimensionnel, instationnaire où les deux parois latérales de la cavité sont maintenues isolées pendant que le couvercle supérieur se déplace de gauche à droite à une vitesse uniforme. Deux cas de conditions aux limites thermiques sont prises pour la paroi inférieure ; soit la température est maintenue à chaud, soit maintenue à froid. Le fluide est

Newtonien incompressible qui s'écoule à un régime laminaire.

1.9. Conclusion

Le milieu poreux est un ensemble de grains autour desquels se trouvent des espaces vides appelés pores, interconnectés ou non. Les vides peuvent être remplis d'eau, d'air ou d'autres fluides. Nous avons évoqué à travers ce chapitre que le mouvement du fluide au sein des milieux granulaires dépend des propriétés du milieu filtrant et du fluide qui le traverse. Par conséquent, cet environnement abrite plusieurs comportements non linéaires, ce qui peut rendre leur comportement global inattendu et complexe.

Après avoir passé en revue diverses définitions liées aux milieux poreux, à leurs propriétés structurales et thermophysiques, et aux différents modes d'écoulement, le chapitre qui suit consiste à définir une nouvelle génération de fluides contenant des particules nanométriques en suspension à de très faibles concentrations (nanofluides) pour pouvoir étudier par la suite leurs comportements à travers les milieux poreux.

Chapitre 2 : Généralités et revue bibliographique sur les nanofluides

2.1. Introduction

Le mouvement du fluide en milieux poreux saturés ou non dépend des propriétés du milieu filtrant et du fluide qui le traverse. Dans cette étude, nous avons choisi des fluides contenant des particules nanométriques en suspension à de très faibles concentrations dits nanofluides ; ces derniers sont utilisés dans de nombreuses applications d'ingénierie en raison de leurs caractéristiques thermophysiques améliorées.

Dans ce chapitre, nous allons évoquer la définition et les méthodes de préparation des nanofluides ainsi que leurs domaines d'application. Puis, nous allons présenter les propriétés thermophysiques de nanofluide et les modèles qui les régissent. Enfin, nous clôturons par une revue bibliographique qui relate les différentes investigations liées aux nanofluides.

2.2. Définition des nanofluides

Les nanofluides sont des dispersions de très petites particules sphériques ou cylindriques dans un fluide ordinaire appelé fluide de base comme l'eau distillée, l'huile, l'Ethylène Glycol (EG), le toluène, les fluides de réfrigération (R12), (R22), etc. La pensée est d'améliorer les propriétés thermiques en ajoutant des particules à haute conductivité thermique. Leur taille doit être suffisamment proche de celle de la molécule du fluide de base (Voir tableau 2-1) ; le diamètre des particules est typiquement inférieur à 100 nm pour que le mélange puisse être plus homogène, de ne pas gêner l'écoulement, et aussi pour réduire considérablement le problème d'érosion, de sédimentation, de fortes pertes de charge et des bouchons dans les écoulements rencontrés avec d'autres particules de plus grande taille.

Tableau 2-1 : Taille approximative des particules

Nanoparticule	Diamètre moyen (nm)
Nanotube de carbone	1 - 2
Diamant synthétique	6
Argent (Ag)	10
Cuivre (Cu)	25
Oxyde de Zinc (ZnO)	20
Oxyde d'aluminium (Al ₂ O ₃)	25

Selon la nature de nanoparticules étant mises en suspension, il existe trois types de manière générale :

- Particules métalliques (Aluminium, Cuivre, Or, Argent, Fer, Zinc, Titane, etc.).
- Particules d'oxydes métalliques (Dioxyde de silicium, Oxyde de cuivre, Oxyde d'aluminium ou Alumine, Dioxyde de titane, Oxyde d'argent, Oxyde ferrique, etc.).

➤ Particules à base de carbone (Nanotubes de carbone, Diamant, Graphite, Nanotube à paroi simple, Nanotube multi-parois, etc.).

Il existe aussi deux grandes catégories de nanoparticules que l'on peut regrouper en fonction de leur forme :

➤ Les nanoparticules sphériques, qui peuvent être constituées en métaux ou d'oxyde métallique.

➤ Nanotubes : titaniques, de carbone, de silicium, etc.

Ces avancées importantes de la chimie ont permis, dès la fin du XX^e siècle, de synthétiser des particules de tailles submicroniques de l'ordre d'une certaine dizaine de nanomètres à partir de matériaux métalliques. *Choi & Eastman*, 1995 [100] furent les premiers à inventer ce procédé d'amélioration du transfert de chaleur ; ils ont trouvé une forte élévation de conductivité thermique lors de l'ajout des nanoparticules. Six ans plus tard, ils avaient mentionné dans un autre article [101] leurs investigations pour améliorer le transfert de chaleur dans une eau désionisée tout en ajoutant des nanoparticules. De plus, certains d'autres auteurs ont prouvé que ce type de solution pouvait présenter des propriétés thermodynamiques très différentes de celles qui pouvaient être prédites par les modèles conventionnels. On cite *Pak & Cho*, 1998 [102] qui ont découvert que la dispersion de nanoparticules d'oxyde de titane de 27 nm dans l'eau entraîne une augmentation de 10.7% de la conductivité thermique pour une fraction volumétrique de 4.35%, cette valeur est considérablement inférieure aux 32 % obtenus pour le nanofluide Al₂O₃-eau avec la même concentration en nanoparticules.

2.3. Fabrication des nanoparticules et préparation des nanofluides

L'utilisation de particules solides en suspension est une pratique de longue date qui remonte aux études analytiques de *Maxwell* en 1873 [47]. Cependant, ce n'est qu'après 1990 que l'utilisation de particules nanométriques a été étudiée par *Choi & Eastman* [100] ; la création de nouvelles techniques de fabrication l'a rendu possible.

2.3.1. Fabrication des nanoparticules

Il existe de nombreuses façons de fabrication qui peuvent être de nature physique ou chimique ; ces différentes approches permettent la production de nanoparticules enrobées (encapsulées dans une matrice hôte) ou libres.

2.3.1.1. Méthodes physiques

Ces méthodes sont les plus simples ; elles consistent à diviser une substance en plus petits morceaux à l'échelle nanométrique mais présentent de nombreux inconvénients car elles ne permettent pas un contrôle exact des distributions granulométriques. Pour manipuler la taille et

la forme, on retrouve des méthodes physiques plus avancées ; à savoir :

- Pulvérisation d'un matériau cible, par exemple, avec un plasma ou un faisceau laser puissant (ablation laser) [103].
- Processus de chauffage d'une substance à des températures extrêmement élevées (évaporation thermique) afin que les atomes qui la composent s'évaporent ; les vapeurs peuvent alors s'agglomérer en nanoparticules si elles sont suffisamment refroidies [104].

De manière générale, les approches physiques nécessitent l'achat d'équipements coûteux pour une production relativement restreinte de nanoparticules.

2.3.1.2. Méthodes chimiques

Ainsi, la plupart du temps, les nanoparticules produites sont déposées ou fixées sur un substrat. Il existe plusieurs techniques de synthèse chimique accessibles aujourd'hui avec l'avantage d'être généralement simples d'utilisation souvent quantitatives, peu coûteuses et avec un rendement plus élevé. Ces techniques permettent la production de particules avec une large gamme de morphologies et une distribution de taille relativement étroite similaire à l'approche physique. Deux manières différentes de nanoparticules peuvent être créées : celles qui sont intégrées dans une matrice solide ou un polymère, ou celles qui sont libres et relativement simples à disperser dans un gel ou un liquide hôte.

Certaines des techniques chimiques les plus populaires sont énumérées ci-dessous :

➤ **Décomposition des précurseurs organométalliques**

Différents systèmes de nanoparticules peuvent être créés en utilisant des précurseurs organométalliques. Le procédé est basé sur l'oxydation sélective d'un composé organométallique dans un solvant organique, cela évite d'avoir recours à de puissants réacteurs chimiques qui créent généralement des impuretés difficiles à éliminer car elles s'adsorbent à la surface des particules. Les ligands de coordination doivent être éliminés afin de démarrer le processus de dégradation qui se fait souvent par chauffage [105].

➤ **Voie radiolytique**

L'idée de base de la synthèse radiolytique est d'utiliser des espèces créées par radiolyse, généralement des électrons, pour réduire les ions métalliques en solution. En raison de la faible concentration appropriée d'ions métalliques dans ces solutions, il n'y a pas d'influence directe du rayonnement sur les ions. Ainsi, la synthèse peut être divisée en deux volets : Après la génération des atomes, il y a des réactions de réduction entre les espèces créées par radiolyse et les ions métalliques [106].

2.3.2. Préparations des nanofluides

Il existe deux approches principales pour la préparation des nanofluides :

2.3.2.1. Méthode en deux étapes (Two-steps method)

Cette méthode consiste d'abord à produire des nanoparticules puis à les diffuser dans le fluide de base. Le broyage des granulats nécessite souvent une action mécanique vigoureuse à l'aide d'un agitateur rotatif ou d'ondes ultrasonores pour permettre une bonne dispersion. De plus, des forces électrostatiques répulsives sont utilisées pour empêcher l'agglomération causée par les forces d'attraction intermoléculaire en chargeant la surface des particules et en ajustant le pH.

Le diffuseur à ultrasons est la meilleure technologie pour produire des nanofluides aux propriétés excellentes. Les avantages de la dispersion ultrasonore sont son efficacité, sa rapidité, sa fiabilité et sa facilité d'utilisation. *Elcioglu & Murshed [107]* reportent, dans leurs études scientifiques, que les ultrasons représentent un processus essentiel pour la bonne dispersion des nanoparticules dans le fluide de base.

2.3.2.2. Méthode en une seule étape (One-step method)

Dans cette méthode la dispersion des nanoparticules se fait directement dans le fluide de base ; elle est moins industrielle et ne peut être utilisée que pour certains nanofluides, bien qu'elle permet d'éviter l'oxydation et l'agglomération des nanoparticules en métal pur. Ces techniques de vaporisation atmosphérique présentent des limitations importantes telles que le fait qu'elles ne peuvent être utilisées que pour des liquides à faible pression de vapeur (pour les empêcher de se vaporiser trop tôt dans l'enceinte), et que la taille des nanoparticules produites ne peut être contrôlée dans une mesure limitée. Bien qu'il soit conseillé d'éviter que l'air ambiant n'oxyde rapidement les nanoparticules dans les métaux purs.

Le tableau qui suit contient une collection non-exhaustive de combinaisons de fluides de base et de nanoparticules préparées par divers groupes de recherches.

Tableau 2-2 : Combinaisons fluides de base et de nanoparticules [108]

Fluide de base \ Nanoparticule	Acétone	Ethylène Glycol	Toluène	Décène	Ethanol	Eau	Huile
<i>Ag</i>						X	X
<i>AlN</i>					X		
<i>Au</i>			X			X	
<i>Al₂O₃</i>		X				X	X
<i>C(Diamant)</i>						X	
<i>C(NTC)</i>				X		X	X
<i>C(Graphite)</i>						X	X

<i>C (Fullerène)</i>			X				X
<i>Cu</i>	X	X				X	X
<i>CuO</i>		X				X	
<i>Fe</i>		X					
<i>SiC</i>						X	
<i>SiO₂</i>		X				X	
<i>TiO₂</i>		X				X	
<i>WO₃</i>		X					
<i>ZrO₂</i>						X	

2.4. Domaines d'application des nanofluides

Il existe de nombreuses situations dans lesquelles l'efficacité accrue du transfert de chaleur peut être liée à la qualité et au coût du produit. Les nanofluides peuvent être utilisés dans ces différents contextes car ils peuvent réduire la dépendance initiale aux combustibles traditionnels tels que l'essence, l'électricité ou le gaz. Au cours de ces dernières années, l'intérêt aux nanofluides s'est accordé de plus en plus pas seulement dans le domaine énergétique ; ils peuvent également être appliqués dans de nombreux autres domaines, notamment le transport, la microélectronique, le nucléaire, la biomédecine, etc.

2.4.1. Refroidissement des systèmes électroniques

Les nanofluides ont été utilisés comme fluides de refroidissement dans les circuits intégrés. Les recherches actuelles sur l'électronique suggèrent que l'utilisation de ce type de fluide peut entraîner une transmission de chaleur plus élevée. Prenons l'exemple de *Tsai et al.*, 2004 [109] qui ont employé un nanofluide à base d'eau pour refroidir une unité centrale de traitement dans un microordinateur.

2.4.2. Transport (Véhicule, moteur thermique)

Chaque véhicule automobile a un problème de gestion d'espace qui est son principal inconvénient ; ce n'est qu'en augmentant les performances de transmission thermique de la pièce que l'on peut diminuer la taille de l'élément de refroidissement. Le liquide de refroidissement dans les moteurs des véhicules conventionnellement utilisé est un mélange d'Ethylène-Glycol et d'eau. Pour améliorer les performances thermiques, l'addition de nanoparticules dans ce mélange permet d'améliorer le taux de refroidissement.

Ce point est étudié par plusieurs groupes de chercheurs dont on cite *Tzeng et al.*, 2005 [110] qui ont disposé les nanoparticules de (CuO) et (Al₂O₃) dans le liquide de refroidissement du moteur.

2.4.3. Énergie solaire (Système d'énergie thermique)

Le fluide de travail circule dans le système d'énergie solaire thermique afin d'absorber le rayonnement solaire ; l'énergie absorbée par le fluide est envoyée au réchauffeur à d'autres fins. Le fluide de travail transfère généralement l'énergie solaire absorbée à l'échangeur de chaleur pour une utilisation dans d'autres systèmes ; à cet effet, *Ouadadi & Morechta, 2021 [111]* ont mené une étude numérique sur un panneau photovoltaïque hybride contenant un mélange d'eau et de nanoparticules (Cu et TiO₂).

2.4.4. Huile de refroidissement dans le transformateur

Le transformateur est un équipement électrique utilisé pour la transmission de puissance ; l'huile du transformateur absorbe la chaleur qui y est produite. Si nous incorporons des nanoparticules dans l'huile de refroidissement, les capacités du transformateur peuvent être améliorées.

2.4.5. Processus de réfrigération

Le processus de réfrigération utilise une variété de cycles thermodynamiques ; le réfrigérant est le fluide de travail du processus. En utilisant des nanoparticules, les propriétés thermiques de certains systèmes réfrigérants peuvent être améliorées. *Bouton, 2012 [112]* ont évalué l'intérêt potentiel des nanoparticules dans les systèmes de réfrigération et il ont trouvé des échanges thermiques plus importants permettant ainsi une diminution de la puissance de pompage.

2.4.6. Refroidissement du système d'énergie nucléaire

La fission nucléaire génère une énorme quantité de chaleur ; il est essentiel d'organiser le bon refroidissement du système. Les nanofluides pouvant être utilisés dans ces systèmes de refroidissement nucléaire. Le "Massachusetts Institute of Technology" a réservé un centre multidisciplinaire exclusivement aux nouvelles nanotechnologies (nanofluides) dans l'industrie de l'énergie nucléaire. Depuis une dizaine d'année, ils évaluent les effets potentiels de l'utilisation des nanofluides sur la sûreté nucléaire et la performance économique des systèmes nucléaires [113].

2.4.7. Biomédecine

Les applications des nanofluides en biomédecine sont nombreuses. Par exemple, des nanoparticules à base de fer ont été utilisées comme systèmes d'administration de médicaments pour éviter certains effets secondaires liés aux méthodes conventionnelles de traitement du cancer. De plus, pour une chirurgie plus sûre en générant un refroidissement efficace autour de la zone chirurgicale, *Jordan et al., 1999 [114]* ont mené des recherches sur la possibilité

d'utiliser des nanofluides pour augmenter la température autour des tumeurs afin de tuer les cellules cancéreuses sans nuire aux cellules saines voisines.

2.4.8. Lubrification

Plus de la qualité déductive des nanofluides, ces derniers servent aussi à réduire l'usure et à minimiser le frottement entre les éléments mécaniques ; *Zhang et al.*, 1997 [115] ont rendu compte d'une recherche visant à augmenter les caractéristiques tribologiques et la résistance à l'usure avec moins de frottement entre les pièces mécaniques en mouvement afin de minimiser l'usure (lubrification). *Murthy*, 1998 [116], et *Mobedi et al.*, 2010 [117] ont profité de la dissipation visqueuse des nanofluides pour s'en servir comme lubrifiant des paliers poreux ou dans le transfert convectif au sein de quelques dispositifs thermiques.

2.5. Propriétés thermophysiques des nanofluides

Le nanofluide est un mélange résultant de la suspension des solides nanométriques à base de métaux, d'oxydes métalliques ou d'autres dans un liquide de base. L'ajout des nanoparticules entraîne une modification significative des propriétés thermophysiques des solutions (la masse volumique, la conductivité thermique, la viscosité dynamique, la chaleur spécifique et cinétique, la capacité thermoélectrique, etc.).

Un large éventail de facteurs (matériau, taille, concentration de particules en suspension, température, conductivité, etc.) qui peuvent avoir un impact significatif sur cet écart. Plusieurs équipes de recherche ont tenté d'identifier le ou les mécanismes responsables de ces différences, néanmoins aucune phénoménologie cohérente et satisfaisante n'a encore été développée.

2.5.1. Fraction volumique

Considérant un volume de fluide (V_f) à partir duquel on désire préparer un nanofluide en ajoutant un volume (V_p) quelconque constitué de nanoparticules. Le volume total de nanofluide obtenu sera $V_{nf} = V_f + V_p$. La définition de la fraction volumique de nanoparticules est donnée comme suit :

$$\phi = \frac{V_p}{V_{nf}} = \frac{V_p}{(V_p + V_f)} \quad (2.1)$$

Xie et al., 2002 [118] avaient mentionné qu'une suspension contenant une petite quantité d'alumine a nettement plus de conductivité thermique que le fluide de base. La conductivité thermique augmente avec la fraction volumique. Plusieurs tests supplémentaires de *Liu et al.*, 2005 [119] ont indiqué que les caractéristiques thermophysiques des nanoparticules varient considérablement avec la concentration volumique.

2.5.2. Conductivité thermique

Il existe plusieurs études dans la littérature sur l'augmentation de la conductivité thermique du nanofluide (λ_{nf}). À titre d'illustration, dans une étude précédente, il a été montré par *Eastman et al.*, 2001 [120] que les nanoparticules de Cuivre dispersées dans l'Ethylène Glycol (EG) présentent une efficacité de conductivité thermique nettement supérieure à celle de l'EG pur ou de l'EG avec la même fraction volumique de nanoparticules à base d'oxyde métallique. Ils ont également appris que l'EG peut augmenter la conductivité thermique jusqu'à 40% lorsqu'il en contient 0.3% de particules en Cuivre à 10 nm de diamètre. Contrairement à ce qu'ils croyaient *Choi & Eastman* [100]. Ils ont prouvé aussi que la taille et la forme des particules n'a aucune incidence sur la conductivité thermique des nanoparticules.

Tableau 2-3 : Comparaison des conductivités thermiques de quelques solides et fluides à 20 °C

Matériaux	Aluminium <i>Al</i>	Cuivre <i>Cu</i>	Alumine <i>Al₂O₃</i>	Eau	Air	Ethylène-Glycol (40% - 60%)
λ (W/m.K)	237	401	36	0.6	0.0236	0.249

Plusieurs modèles de calcul de la conductivité thermique des nanofluides ont été établis dans la littérature, dont voici quelques-uns :

2.5.2.1. Modèle de Maxwell

Bien avant le concept de nanofluide, *Maxwell*, 1873 [47] est le premier qui proposa une prédiction de la conductivité thermique de la suspension d'un fluide contenant des particules solides. Bien entendu, ce modèle est pertinent et valable pour les nanofluides lorsqu'il est utilisé avec des suspensions qui ont des fractions volumétriques relativement faibles $\phi \leq 1\%$. De plus, ce modèle ne tient compte ni d'effets des interactions interparticules, ni de la géométrie de ces dernières puisqu'il est limité aux particules sphériques. Le modèle de conductivité thermique de *Maxwell*, également connu sous le nom du modèle de *Wasp* [121] est donné par la formule suivante :

$$\lambda_{nf} = \left[\frac{\lambda_p + 2\lambda_f + 2(\lambda_p - \lambda_f)\phi}{\lambda_p + 2\lambda_f - 2(\lambda_p - \lambda_f)\phi} \right] \lambda_f \quad (2.2)$$

2.5.2.2. Modèle de Bruggeman

Bruggeman [122] a proposé d'utiliser la corrélation ci-dessous pour calculer la conductivité thermique des nanofluides afin de respecter la limitation volumétrique du modèle de *Maxwell*.

$$\phi \left(\frac{\lambda_p - \lambda_{nf}}{\lambda_p + 2\lambda_{nf}} \right) + (1 - \phi) \left(\frac{\lambda_f - \lambda_{nf}}{\lambda_f + 2\lambda_{nf}} \right) = 0 \quad (2.3)$$

2.5.2.3. Modèle de *Hamilton & Crosser*

L'idée de *Maxwell* est développée dans le modèle de *Hamilton & Crosser* [123] ; ce dernier utilise un facteur de forme pour rendre compte de la morphologie des particules non sphériques. La conductivité thermique d'après *Hamilton & Crosser* est indiquée comme :

$$\lambda_{nf} = \lambda_f \left[\frac{\lambda_p + (n-1)\lambda_f - (n-1)(\lambda_f - \lambda_p)\phi}{\lambda_p + (n-1)\lambda_f + (\lambda_f - \lambda_p)\phi} \right] \quad (2.4)$$

Lorsque la fraction entre les conductivités des deux phases (λ_p/λ_f) est supérieure à 100. Il a été découvert que le facteur de forme est défini comme : $n = 3/\psi$. Si la particule est sphérique $\psi = 1$, cela correspond au facteur de forme $n = 3$ et l'équation de *Hamilton & Crosser* conduisant alors au modèle de *Maxwell*.

Les uniques facteurs pris en compte par les modèles de *Maxwell*, *Bruggeman* et *Hamilton & Crosser* sont les conductivités du fluide de base et des particules, le pourcentage volumique des nanoparticules et leur forme. Ils sont incapables d'anticiper l'augmentation inhabituelle de la conductivité thermique observée dans plusieurs études expérimentales. En fait, la mesure de la conductivité thermique des nanofluides était au centre des premières recherches de *Choi & Eastman*, 1995 [100] et *Eastman et al.*, 2001[120]. Certaines des suspensions se sont avérées assez efficaces pour améliorer les performances de transfert de chaleur lorsque la fraction volumique des nanoparticules était très faible. Il a été récemment constaté que la conductivité thermique effective du nanofluide augmentait de manière inhabituellement rapide dépassant les prédictions faites par les théories antérieures.

Les travaux de *Keblinski et al.*, 2002 [124] attirent l'attention sur un certain nombre de phénomènes à l'échelle des particules qui pourraient faciliter une meilleure transmission de la chaleur et un meilleur mouvement de la chaleur. Par conséquent, la structure de la couche interfaciale fluide/solide, le transfert de chaleur balistique ou l'impact du groupement des particules pourraient être les processus à l'origine de l'augmentation observée de la conductivité thermique.

2.5.3. Viscosité dynamique

La viscosité du mélange (μ_{nf}) change plus ou moins lorsque des particules solides sont ajoutées au liquide. L'origine des faits observés peut être attribuée à plusieurs facteurs ; à savoir : la charge des particules, la qualité de la dispersion et la température et le même fluide

de base. La viscosité relative est le rapport de la viscosité du fluide de base à celle du nanofluide (μ_{nf} / μ_f). Dans le but de calculer la viscosité des nanofluides, un certain nombre de modèles ont été proposés dans la littérature.

2.5.3.1. Modèle d'*Einstein*

La viscosité dynamique d'un nanofluide est donnée par *Einstein* [125] pour un mélange constitué de suspensions diluées ayant des concentrations extrêmement faibles de minuscules particules sphériques et rigides sans interaction interparticules.

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_f} = 1 + 2.5\phi \quad (2.5)$$

2.5.3.2. Modèle de *Brinkman*

Pour s'adapter à une grande variété de concentrations volumiques, *Brinkman* [126] a proposé le modèle suivant :

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_f} = \frac{1}{(1-\phi)^{5/2}} \quad (2.6)$$

2.5.3.3. Modèle de *Batchelor*

Batchelor a élargit le modèle d'*Einstein* à des suspensions ayant des fractions volumiques jusqu'à 4% ; il a découvert que la viscosité est une fonction non linéaire, qui ne dépend pas seulement de la fraction volumique mais elle tient aussi en compte les interactions entre les particules ; la viscosité est exprimée comme suit [127] :

$$\mu_{nf} = \mu_f (6.5\phi^2 + 2.5\phi + 1) \quad (2.7)$$

2.5.3.4. Modèle de *Graham*

Graham [128] a suggéré la formule ci-dessous pour tenir compte des interactions entre les particules en incluant les diamètres des particules et leurs distances moyennes :

$$\mu_{nf} = (1 + 2.5\phi + 6.5\phi^2) \left(\frac{1}{\left(\frac{e_m}{d_p} \right) \left(2 + \frac{e_m}{d_p} \right) \left(1 + \frac{e_m}{d_p} \right)^2} \right) \mu_f \quad (2.8)$$

La majorité des études utilisent les modèles de *Stokes-Einstein* ou de *Brinkman* pour estimer la viscosité des nanofluides. Cependant, seules les poudres métalliques ayant des formes sphériques, à peu d'interaction interparticules et à faibles concentrations, peuvent être prédites à l'aide de ce type de modèle.

Bien que les liquides avec des concentrations de nanoparticules extrêmement faibles présentent un comportement Newtonien, les suspensions de nanotubes de carbone agissent tout à fait différemment. D'autres liens ont été établis dans la littérature, bien qu'ils ne soient pertinents que dans certains contextes.

➤ **Relations spécifiques pour les nanoparticules d'alumine**

Pak & Cho [102] ont suggéré une corrélation spécifique pour les nanoparticules d'alumine de diamètre moyen $\bar{d}_p = 47nm$ dispersées dans de l'eau.

$$\mu_{nf} = \mu_f (1 + 39.11\phi + 533.9\phi^2) \quad (2.9)$$

Quant à *Maiga et Mintsa* [129], [130] ont proposé la corrélation suivante :

$$\mu_{nf} = \mu_f (123\phi^2 + 7.3\phi + 1) \quad (2.10)$$

➤ **Relations spécifiques pour les nanoparticules CuO**

Nguyen et Mintsa [131], [130] ont proposé une corrélation spécifique pour les nanoparticules de (*CuO*) de diamètre moyen $\bar{d}_p = 36 nm$ dispersées dans de l'eau ; soit :

$$\mu_{nf} = \mu_f (0.009\phi^3 + 0.051\phi^2 - 0.3197.3\phi + 1.475) \quad (2.11)$$

2.5.3.5. Modèle de Udawattha & Narayana

Ce modèle semble donner de meilleurs accords avec les résultats expérimentaux.

$$\mu_{nf} = \left(1 + 2.5\phi_e + \frac{\rho_p V_B d_p^2}{72.10^{-10} eT \phi^{-0.002T - 0.284}} \right) \mu_f \quad (2.12)$$

$$\phi_e = \left(1 + \frac{\delta}{r} \right)^3 \phi \quad (2.13)$$

$$V_B = \sqrt{\frac{15k_B T}{\pi \rho_p d_p^3}} \quad (2.14)$$

2.5.4. Masse volumique

La fraction volumique d'un nanofluide que l'on considère être entièrement homogène avec une dispersion parfaite des nanoparticules dans le fluide de base à une température spécifique doit être déterminée afin de calculer la densité. La densité de cette combinaison est donnée par [125] [132] :

$$\rho_{nf} = \left(\frac{m}{V} \right)_{nf} = \left(\frac{m_f + m_p}{V_f + V_p} \right) = \left(\frac{\rho_f m_f + \rho_p m_p}{V_f + V_p} \right) \quad (2.15)$$

$$\rho_{nf} = (1 - \phi) \rho_f + \phi \rho_p \quad (2.16)$$

2.5.5. Chaleur spécifique

La chaleur spécifique d'un nanofluide peut être calculée à l'aide des deux relations (2.17) et (2.18) ci-dessous. De nombreux auteurs choisissent d'utiliser la formule présentée dans *Xuan & Roetzel*, 2000 [132] pour déterminer la chaleur spécifique d'un nanofluide ; soit :

$$(\rho Cp)_{nf} = (1-\phi)(\rho Cp)_f + \phi(\rho Cp)_p \quad (2.17)$$

D'autres utilisent celle de *Pak & Cho*, 1998 [102] :

$$(\rho Cp)_{nf} = (1-\phi)(Cp)_f + \phi(\rho Cp)_p \quad (2.18)$$

2.5.6. Coefficient d'expansion thermique

Le coefficient de dilatation thermique d'un fluide (β_f) caractérise la fluctuation de la masse volumique en fonction de la température ; il est défini comme suit :

$$\beta_f = -\frac{1}{\rho_f} \left(\partial \rho_f / \partial T \right)_p \quad (2.19)$$

Pour calculer la valeur du coefficient de dilatation thermique d'un nanofluide (β_{nf}), de nombreux auteurs ont utilisé une analogie avec la relation suivante :

$$\beta_{nf} = (1-\phi)\beta_f + \phi\beta_p \quad (2.20)$$

Selon les estimations de *Kim et al* [133], le coefficient de dilatation thermique du nanofluide peut être exprimé par :

$$\beta_{nf} \rho_{0nf} = (1-\phi)\beta_f \rho_{0f} \quad (2.21)$$

2.6. Revue bibliographique sur les nanofluides

Les nanoparticules sont découvertes à la rencontre des échelles microscopique et atomique (ou moléculaire). Ils sont activement étudiés vu leur intérêt fondamental, et sont synthétisés par un grand nombre de physiciens et chimistes. *Choi & Eastman*, 2001 [100] se sont eux qui ont inventé cette technologie pour améliorer la transmission de chaleur et ont découvert que l'utilisation de nanoparticules augmentait considérablement la conductivité thermique. Aussi, les biologistes les utilisent comme agents de marquage cellulaire. Les nanofluides sont toujours en cours d'études pour mieux comprendre leurs propriétés physiques nanométriques.

Jang & Choi, 2004 [134] ont constaté que le mouvement brownien de nanoparticules au niveau moléculaire est un mécanisme clé régissant le comportement thermique des nanoparticules. Ils prévoient que la conductivité dépendra de manière significative de la taille des nanoparticules en plus de la concentration et de la température. La figure 2-1 montre le mode de transport d'énergie dans les nanofluides ; le premier mode est la collision entre les

molécules du fluide de base ; le deuxième mode est la diffusion thermique dans des nanoparticules en suspension dans les fluides. Le troisième mode (non illustré) est la collision entre les nanoparticules. Le quatrième mode est celui des interactions thermiques de nanoparticules dynamiques avec des molécules du fluide de base.

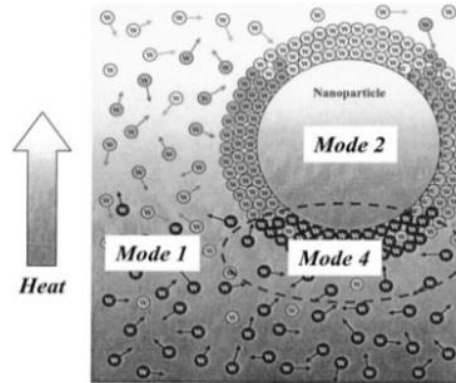


Figure 2-1 : Mouvement brownien des nanofluides [134]

Suite à cette conjecture, *Chon et al.*, 2005 [135] ont fourni une corrélation expérimentale pour la conductivité thermique de nanofluide contenant de l'alumine en fonction de la taille de nanoparticules allant de 11 à 150 nm de diamètre nominal, et ce sur une plage de température de 21 à 71 °C. Ils ont validé expérimentalement que le mouvement brownien de nanoparticules constitue un mécanisme clé pour améliorer la conductivité thermique avec la réduction de la taille des nanoparticules.

D'autre part, avec les même types de nanoparticules, *Shafahi et al.*, 2010 [136] ont examiné l'impact de la taille et de la concentration des nanoparticules sur la résistance cylindrique d'un caloduc. Ils ont déterminé que lorsque le diamètre du caloduc est rétréci et que sa concentration de nanoparticules augmente, sa résistance thermique augmente également.

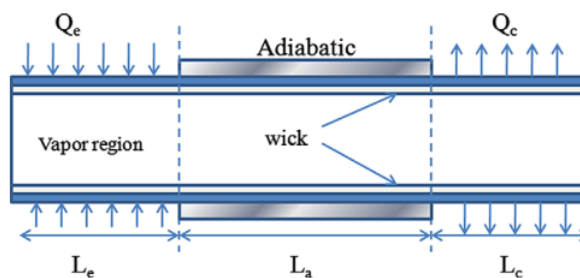


Figure 2-2 : Caloducs cylindriques utilisant des nanofluides [136]

En utilisant de la disposition *Rayleigh-Bénar* standard pour les écoulements convectifs, *Bachir et al.*, 2008 [137] ont mené de nombreuses études numériques dans une cellule à large extension horizontale chauffée par le bas. La simulation réalisée est concernée principalement de l'eau comme fluide de base avec différentes concentrations de nanoparticules d'alumine. La figure qui suit illustre quelques résultats en convection naturelle.

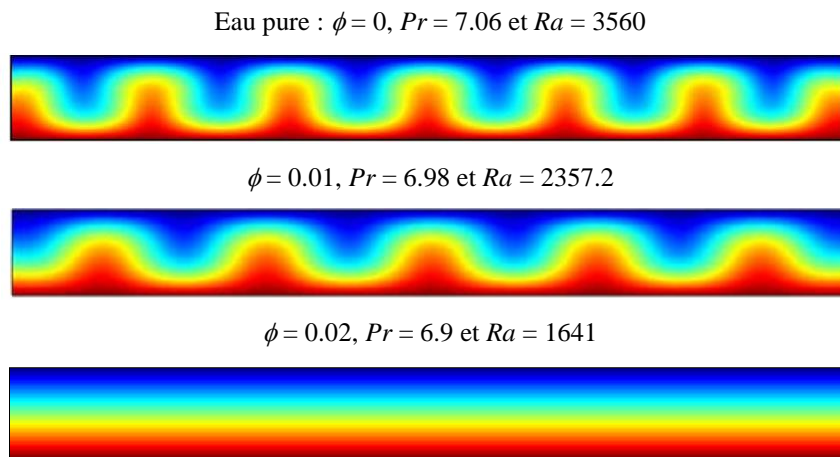


Figure 2-3 : Convection naturelle dans les nanofluides [137]

Le fluide dans lequel les nanoparticules sont en suspension a une conductivité thermique accrue du fait de leur présence. Cependant, l'ajout de ces composants de taille nanométrique pourrait avoir un impact sur les propriétés du fluide comme l'écoulement et la question de la sédimentation des nanoparticules et la façon dont elles peuvent s'agréger pour former un entassement qui rend le mélange instable. L'enjeu pour les chercheurs est de créer cette technique pour une meilleure gestion de l'énergie et de contrecarrer ces désagréments face à ces problèmes. Afin de mieux comprendre les processus physiques impliqués dans l'utilisation des nanofluides et de créer des liquides qui transmettent plus efficacement la chaleur, ces nouveaux fluides ont fait l'objet de plusieurs recherches ; dont on cite : *Xuan & Li*, 2000 [138] *Chamkha & Ismael*, 2013 [139] qui contribuent à augmenter les flux échangés en utilisant les nanofluides. Par surcroît, *Ahamed et al.*, 2017 [140] ont investigué l'écoulement bidimensionnel de deux types de nanofluides à base d'eau utilisant des nanoparticules de Cuivre puis de Titane ; ils ont analysé la convection forcée le long d'un cône vertical, et ils ont constaté que la dissipation visqueuse a un effet sur l'augmentation de la température du nanofluides.

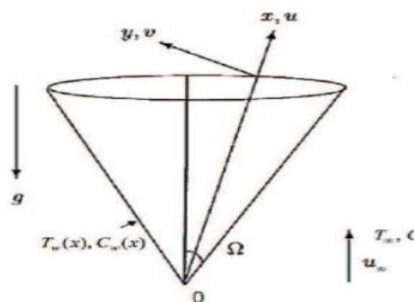


Figure 2-4 : Écoulement impulsif de nanofluides le long d'un cône d'étiement [140]

Cho, 2020 [141] a étudié l'influence du nombre de *Rayleigh*, le nombre de *Darcy*, la porosité, la fraction volumique du nanofluide, l'amplitude de la surface ondulée, la longueur de la paroi partiellement chauffée, et le rapport de la distribution irréversible sur le nombre de *Bejan* dans une cavité poreuse carrée saturée de nanofluide. Les surfaces horizontales ondulées

ont été partiellement chauffées par les côtés. *Cho* a montré que le nombre de *Nüsselt* et la génération d'entropie totale augmentent avec l'élévation du nombre de *Darcy*, la porosité et le nombre de *Rayleigh* tandis que le nombre de *Bejan* diminue. Il a trouvé ainsi que lorsque, la fraction volumique des nanoparticules diminue, l'amplitude de la surface ondulée, le nombre de *Nüsselt* et le nombre de *Bejan* augmentent davantage, tandis que la génération d'entropie totale diminue.

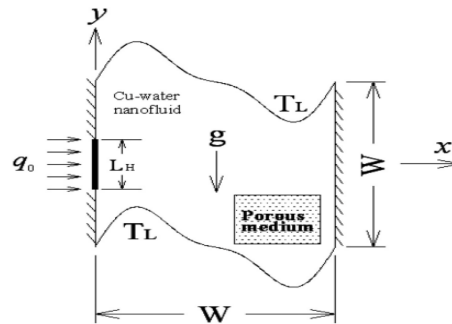


Figure 2-5 : Effets de la surface ondulée sur le transfert de chaleur [141]

L'utilisation des nanofluides dans diverses applications industrielles a incité un grand nombre de chercheurs de s'intéresser à l'étude de la convection naturelle dans les enceintes. *Elmir et al.*, 2008 [142] ont simulé numériquement la convection naturelle dans une cavité à parois verticales adiabatiques, la paroi supérieure est maintenue à une température froide et la paroi inférieure est soumise à une température chaude. Ils ont utilisé le modèle de *Brinkman* et de *Wasp* pour des paramètres physiques du nanofluide (eau- Al_2O_3). Des recherches supplémentaires sur la convection naturelle dans une enceinte carrée avec une combinaison eau-nanoparticules ont été menées où à travers les domaines thermique et dynamique, *Salhi & Si-Ameur*, 2012 [143] ont mené des analyses en portant une attention particulière au nombre de *Nüsselt*.

D'autre part, dans le but d'améliorer le transfert de chaleur en ajoutant des nanoparticules aux solutions principalement utilisées pour refroidir les systèmes énergétiques et en analysant l'effet de la forme des nanoparticules sur le mouvement ascendant des courants de fluide, *Boudjeniba et al.*, 2015 [144] ont présenté une recherche numérique sur le transfert de chaleur par convection naturelle où le nanofluide en question est composé d'eau et de nanoparticules de Cuivre.

Aminossadati et al., 2011 [145] ont effectué une analyse numérique par convection forcée d'un nanofluide de type (eau- Al_2O_3) qui s'écoule dans un micro-canal chauffé à flux constant et soumis à un champ magnétique. Il a été observé qu'une amélioration thermique est observée lors de grands nombres de *Reynolds* et *Hartmann*.

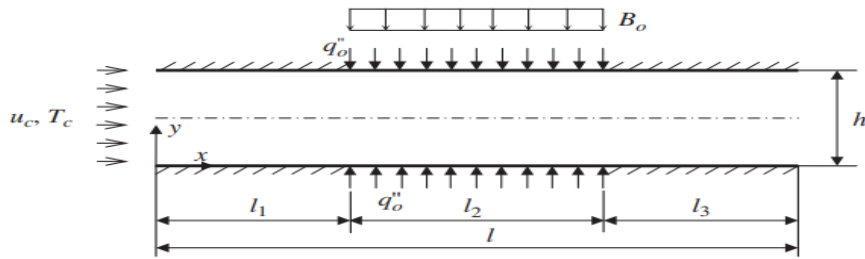


Figure 2-6 : Effet du champ magnétique sur la convection forcée de nanofluide [145]

En convection mixte, *Sourtiji et al.*, 2011 [146] ont démontré qu'une transmission de chaleur accrue se produit pour toutes les valeurs des nombres de *Strouhal* et *Richardson*. Lors de l'addition des nanoparticules aux fluides de base, une chute de pression est remarquée lors d'une grande viscosité du nanofluide.

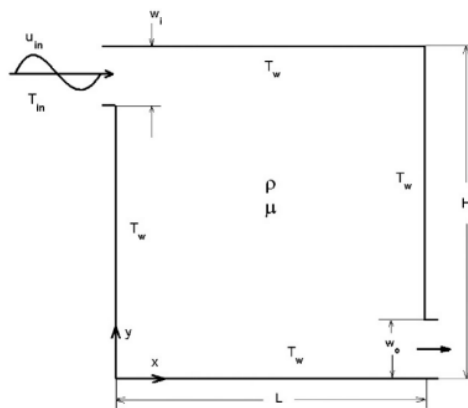


Figure 2-7 : Effet des nanofluides sur le transfert de chaleur et la chute de pression [146]

Dans une cavité chauffée différentiellement contenant une paroi supérieure supposée se déplacer vers la gauche ou vers la droite, *Sivanandam et al.*, 2020 [147] ont effectué une simulation numérique afin de comprendre l'impact de la direction de la paroi mobile, du rayonnement thermique, de la génération d'entropie et de la fraction volumique de nanofluide sur la convection mixte et le transfert d'énergie du nanofluide ; ils ont conclu que le flux et la distribution thermique est intensément affecté par la direction de la paroi mobile.

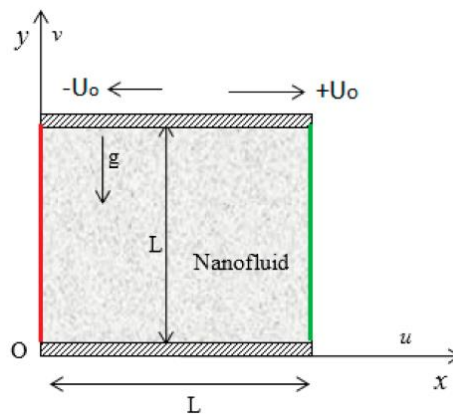


Figure 2-8 : Effets de la génération d'entropie du rayonnement thermique et de la direction des parois mobiles sur le flux convectif mixte de nanofluide [147]

L'application de nanofluides dans le domaine de transfert de chaleur est l'une des techniques expertes pour améliorer la maîtrise des appareils thermiques. Au cours des dernières années, il y a eu une curiosité croissante pour la fusion de deux ou plusieurs nanoparticules (nanofluide hybride). Ce dernier est mélangé au moyen de la dissolution de deux nanoparticules différentes dans un fluide de transfert de chaleur conservateur. Ces dernières années, les chercheurs ont précisé que ce type de nanofluide peut remplacer efficacement le fluide de refroidissement traditionnel notamment pour fonctionner à des températures relativement plus élevées. *Nasrin et al.*, 2020 [148] ont révélé les performances de transfert de chaleur de nanofluides hybrides / simples à l'intérieur d'une enceinte de forme trapézoïdale sinusoïdale entraînée par un couvercle. Les surfaces inclinées droite et gauche du trapèze ont été considérées comme isolées, tandis que les surfaces sinusoïdales inférieures ondulées et les surfaces supérieures plates de l'enceinte sont respectivement chaudes et froides. Ils ont étudié l'impact de différents paramètres : nombre *Prandtl*, nombre de *Richardson*, le nombre d'ondulations, la fraction volumique des nanoparticules, et du nanofluide / fluide de base (eau, eau-Cu, nanotube, eau-Cu-Carbone, eau-Cu-CuO, eau-Cu-TiO₂ et eau-Cu-Al₂O₃) sur les profils de vitesse et de température. Leurs résultats indiquent que le taux de transfert de chaleur est augmenté d'environ 15% pour une variation du nombre de *Richardson* de 0.1 à 10.

Le mélange d'une suspension de deux nanoparticules dans un fluide de base à un taux de transfert de chaleur plus élevé, environ 5% qu'une mono-nanoparticule. De plus, un nombre moyen de *Nusselt* plus élevé est obtenu en utilisant la surface ondulée que la surface plane de l'enceinte. Ainsi, cette étude a montré que l'application de nanofluides hybrides peut être bénéfique pour obtenir les performances thermiques attendues.

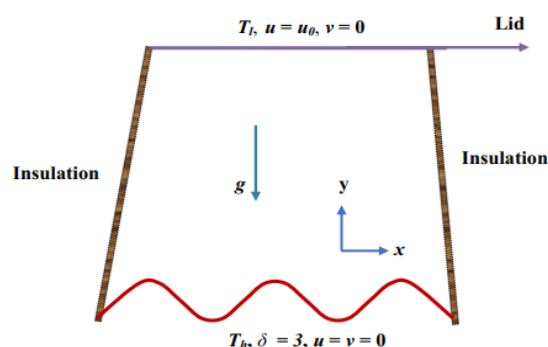


Figure 2-9 : Nanofluides hybrides dans une enceinte ondulée [148]

L'utilisation des nanofluides au sein des milieux poreux répondent au progrès nanotechnologiques. Puisqu'il est possible d'augmenter le transfert de chaleur en introduisant une infime concentration de nanoparticules dans un fluide pur, les chercheurs se sont concentrés sur l'amplification pouvant être générée par le flux de nanofluides via des milieux poreux. *Ameur & Braham*, 2015 [149] ont entrepris une simulation numérique de la convection forcée

dans un cylindre muni de blocs poreux et soumis à un flux oscillatoire. Ils ont analysé l'effet liés aux conditions aux limites, à l'écoulement (concentration volumique des nanoparticules, type de nanofluides), ainsi qu'aux blocs (perméabilité) sur les caractéristiques de l'écoulement et du transfert de chaleur.

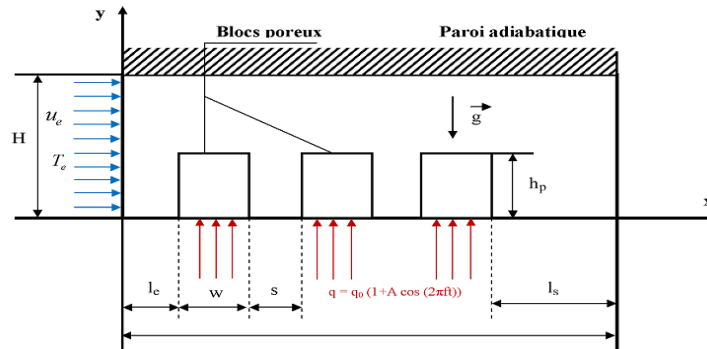


Figure 2-10 : Transfert de chaleur par convection forcée d'un nanofluide dans un canal muni de blocs poreux [149]

Dans un canal à plaques parallèles totalement poreux, la problématique de la convection forcée des nanofluides en tenant compte de la dissipation visqueuse, *Fersadou & Kahalerras*, 2016 [150] ont étudié et modélisé l'écoulement par le modèle de *Darcy-Brinkman-Forchheimer*. Ils ont révélé que l'ajout de nanoparticules fait augmenter le taux de transfert de chaleur dont la valeur est vigoureusement fonction de la fraction volumique et du type de nanoparticules. Ils ont conclu que l'inclusion de nanoparticules améliore le taux de transfert de chaleur et que ce dernier est étroitement corrélé au pourcentage volumique et au type de nanoparticules. Ils ont également démontré que la direction du transport de chaleur est inversée pour les valeurs positives du nombre de *Brinkman*. Le type de nanoparticules, la fraction volumique et les valeurs du nombre de *Brinkman* ont un impact important sur l'emplacement de cette inversion.

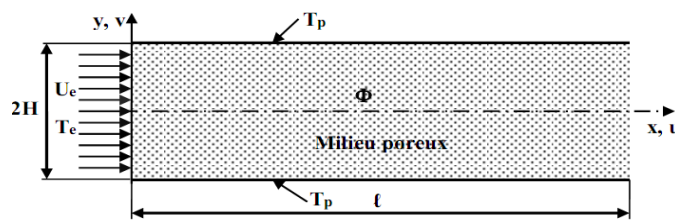


Figure 2-11 : Convection forcée d'un nanofluide dans un canal poreux avec dissipation visqueuse [150]

Dans une cavité fermée ondulée bidimensionnelle remplie de nanofluide à base d'eau dispersée d'argent et noyée dans un milieu poreux, *Bhardwaj & Dalal*, 2020 [151] ont examiné les caractéristiques de transfert de chaleur par convection. Les deux parois ondulées latérales sont considérées isothermes froides, et la paroi supérieure est adiabatique. Quant à la paroi inférieure est parfois considérée uniforme et parfois non uniforme. Ils ont révélé dans leurs

résultats que le transfert de chaleur montre une tendance à la hausse à des valeurs élevées de *Rayleigh* et de *Darcy*, et ce à cause des fortes valeurs des forces de flottabilité en cas d'échauffement uniforme et non uniforme. Et aussi le transfert de chaleur est augmenté dans le cas d'un chauffage uniforme plus que dans le cas de chauffage non uniforme. Aussi, ils ont indiqué le grand impact des nanofluides sur les caractéristiques de transfert de chaleur.

Tout en tramant une plaque verticale dans un milieu poreux saturé par un nanofluide, *Ahmad & Pop*, 2010 [152] ont étudié l'écoulement de différents types de nanoparticules : CuO, Al₂O₃ et TiO₂. Ils ont varié seulement les paramètres de fraction volumique de nanoparticules et des paramètres de convection mixte.

À travers une cavité poreuse, *Almensoury et al.*, [153], ont réalisé une étude numérique sur le transfert de chaleur par convection libre d'un nanofluide non Newtonien. La paroi droite est froide, la paroi gauche est chaude, et les autres parois sont isolées thermiquement. L'objectif de leur étude réside sur l'influence de la configuration de la géométrie (forme F), les isothermes, et le transfert de chaleur. Ils ont révélé dans leurs résultats que l'ajout de nanoparticules joue un rôle important dans l'évolution des taux de transfert de chaleur ; de plus, l'augmentation du rapport d'aspect (AR) engendre une amélioration de l'uniformité du flux. Il a été révélé aussi que le rapport d'aspect, le nombre de *Darcy* et le nombre de *Rayleigh* sont proportionnels au nombre de *Nüsselt* et au taux de vitesses.

Öğüt, 2009 [154] a étudié la convection naturelle dans une enceinte carrée inclinée avec un flux de chaleur constant appliqué sur le côté vertical gauche ; le côté droit est refroidi et les autres côtés sont maintenus adiabatiques et chauffés par une source de chaleur placée au centre de la paroi gauche et remplie d'un mélange d'eau et de nanoparticules (Al₂O₃, Ag, Cu, CuO, et TiO₂). Les calculs ont été effectués pour des angles d'inclinaison de 0° à 90°, des fractions volumiques solides allant de 0% à 20%, des réchauffeurs à flux thermique constant de longueurs 0.25, 0.50 et 1.0 et un nombre de *Rayleigh* variant de 10⁴ à 10⁶.

Abu-Nada et al., 2008 [155] étudie la convection naturelle dans un anneau horizontal rempli d'eau et des nanoparticules de (Cu, Ag, Al₂O₃, TiO₂).

Aussi *Eljamali et al.*, 2017 [156] ont développé un modèle de transfert de chaleur dans une cavité carrée pour expliquer le comportement du nanofluide eau-Cu. Les paramètres gouvernants sont le nombre de *Rayleigh* qui varie de 10³ à 10⁵, et la fraction volumique qui varie de 0 à 20% ; cependant, le nombre de *Prandtl* est fixé à 6.2. Les parois gauches et droites de la cavité sont respectivement maintenues froide et chaude. Quant aux deux horizontales, elles sont supposées être isolées.

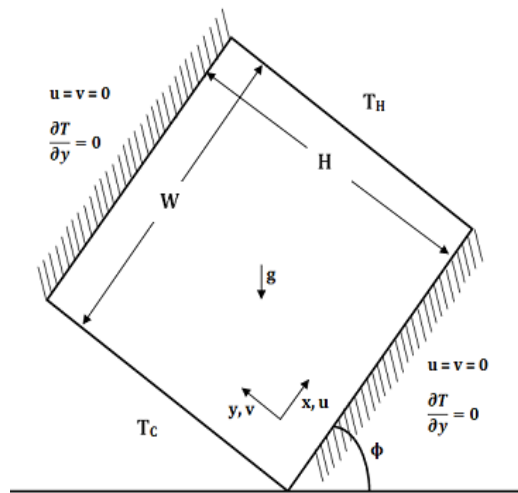


Figure 2-12 : Enceinte carrée inclinée remplie de nanofluide [156]

Il y a longtemps *Elsherbiny*, 1996 [157] a mené une investigation expérimentale pour étudier le transfert de chaleur par convection naturelle dans une cavité rectangulaire inclinée. Il a conclu que la transmission de chaleur la plus faible se produit à un angle de 180° .

Une étude sur la convection naturelle pour les nombres de *Rayleigh* élevés a également été menée par *Bairi et al.*, 2007 [158] tout en utilisant des méthodes numériques et expérimentales concernant une cavité rectangulaire inclinée. Le nombre de *Nusselt* minimum est obtenu pour 270° , et a été déterminé par une corrélation qui a donné un nombre de *Nusselt* conformément à la théorie de *Rayleigh*.

2.7. Conclusion

Les nanofluides sont des dispersions de nanoparticules dans un fluide de base qui permettent d'améliorer ses performances thermiques. Après avoir abordé, dans le présent chapitre, la définition et les méthodes de préparation des nanofluides, leurs domaines d'application ainsi que leurs propriétés thermophysiques et les modèles qui les régissent, l'idée d'amélioration est clairement liée à la composition chimique et physique de cette nouvelle génération de fluides. Aussi, il est nécessaire d'étudier leurs écoulements à travers les milieux poreux ; c'est pourquoi, nous allons choisir les outils nécessaires allant de la modélisation à la simulation numérique dans le prochain chapitre.

Chapitre 3 : Modélisation mathématique du phénomène étudié

3.1. Introduction

Après avoir passé en revue les différentes notions liées aux milieux poreux et nanofluides, il paraît que la simulation numérique de l'écoulement au sein d'une cavité poreuse saturée par un fluide sera possible. Cette simulation peut également, en comparaison avec d'autres types de résultats qu'ils soient numériques ou expérimentaux, de mieux appréhender et comprendre les différents phénomènes pouvant intervenir dans le problème étudié.

Ce chapitre consiste, entre autres, à traduire une formulation mathématique du problème régissant le phénomène de convection naturelle au sein d'une cavité poreuse chauffée de manière non uniforme. En utilisant la Méthode des Eléments Finis, nous allons simuler numériquement l'écoulement par le biais du logiciel COMSOL-Multiphysics. Deux modèles distincts seront développés ; le premier modèle implique l'écoulement d'air à travers une cavité poreuse, tandis que le second implique la saturation de la même cavité par des nanofluides.

3.2. Solution des Equations aux Dérivées Partielles (EDP)

Les modèles mathématiques en science et technologie sont généralement exprimés sous la forme d'un ensemble d'équations différentielles qui relient des fonctions inconnues à leurs dérivées partielles. Pour compléter le modèle, des conditions initiales et aux limites sont nécessaires, et des méthodes numériques (Différences Finies, Volumes Finis, Eléments Finis, etc.) sont utilisées pour résoudre les Equations aux Dérivées Partielles.

3.2.1. Méthode des Différences Finis (MDF)

La Méthode des Différences Finis (MDF) s'agit de l'une des approches les plus anciennes, elle est encore utilisée dans des applications comme la propagation d'ondes (sismiques et électromagnétiques), la dynamique des fluides, et mécanique des sols [159].

Cette méthode est basée sur le développement en série de Taylor permettant d'approximer la valeur d'une fonction en un point donné où elle remplace l'opérateur différentiel par un opérateur aux différences. L'idée essentielle derrière cette approche est d'utiliser une grille carrée dans le cas 2D et une grille cubique dans le cas 3D. L'expansion à résoudre est ensuite appliquée à chaque point ou nœud du maillage, ce qui entraîne la création d'une équation algébrique pour chaque nœud.

Un exemple de maillage pour le cas bidimensionnel est illustré à la figure 3-1 où \bar{x} est le point d'évaluation et x_1, x_2, x_3 et x_4 étant les nœuds du maillage. Bien que la MDF soit assez simple à utiliser, elle peut ne pas être correcte car on n'utilise que l'expansion de la série de *Taylor* jusqu'au troisième terme. Et qu'elle ne peut être utilisée que pour des domaines avec des géométries simples et des frontières régulières (carrés ou rectangles). Elle est difficilement applicable à des domaines ayant des géométries complexes.

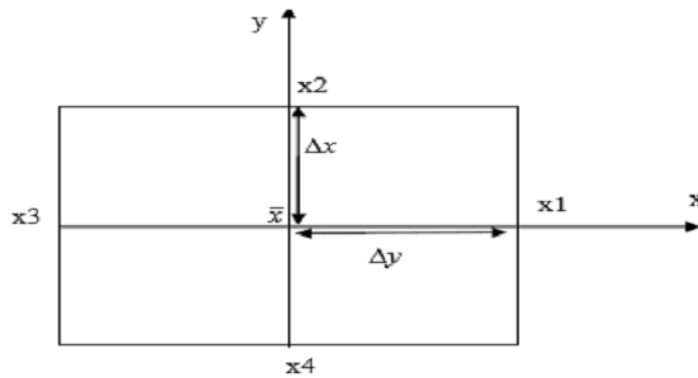


Figure 3-1 : Configuration géométrique en 2D

3.2.2. Méthode des Volumes Finis (MVF)

La Méthode des Volumes Finis (MVF) se déduit à partir de la MDF pour le fait que le domaine de calcul est subdivisé en domaines de petits volumes qui ne se chevauchent pas. Cette approche consiste à diviser la géométrie en volumes simples, chacun devant être positionné autour d'un nœud central. Deux interfaces dans le cas unidimensionnel, quatre interfaces dans le cas bidimensionnel, et six interfaces dans le cas tridimensionnel servent de limites à chaque volume.

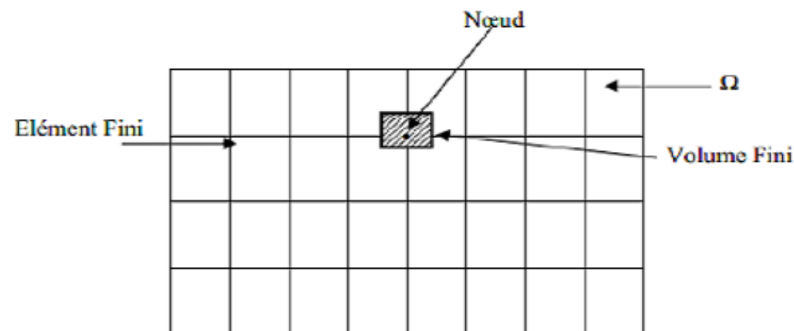


Figure 3-2 : Maillage du domaine d'étude

La MVF est particulièrement employée en mécanique des fluides (équations d'écoulement) ; elle est caractérisée par son avantage à satisfaire la conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie. Elle a connu un progrès important pour la modélisation en mécanique des fluides et aussi pour la modélisation d'autres branches de l'ingénierie scientifique (électromagnétisme, transfert thermique, etc.). Lorsqu'il s'agit d'un problème compliqué auquel il est impossible ou extrêmement difficile de répondre analytiquement, son utilisation est particulièrement recommandée car elle fournit une solution plus exacte que celle offerte par la Méthode des Différences Finies.

L'équation différentielle est ensuite intégrée dans chacun des volumes constitutifs après avoir été projetée sur une fonction bien déterminée. Une fonction d'approximation est utilisée pour

représenter la fonction inconnue (linéaire, parabolique, puissance, exponentielle, etc.) entre deux nœuds successifs afin de calculer l'intégrale dans le volume élémentaire. Après cela, le domaine de recherche discrétise la forme intégrale. La solution résultante est simplement constituée de valeurs nodales, et l'équation ainsi discrétisée exprime la notion de conservation de l'inconnue dans l'élément de volume.

3.2.3. Méthode des Eléments Finis (MEF)

L'analyse par éléments finis est une méthode de calcul puissante basée sur une théorie mathématique rigoureuse et son nom survient de la décomposition du domaine d'étude en éléments. À l'aide de la MEF, il est possible de traiter des problèmes elliptiques, paraboliques ou hyperboliques, et de permettre la résolution de problèmes complexes qui ne peuvent pas être résolus autrement [160], [161].



Figure 3-3 : Maillage du domaine par la MEF

La MEF est l'une des méthodes numériques les plus utilisées à l'heure actuelle dans le domaine scientifique et technique, elle est utilisée pour résoudre efficacement les EDP relatives aux problèmes physiques en reliant les caractéristiques mécaniques, électriques et magnétiques. Elle permet également l'étude du phénomène physique en 3D, ce qui apporte une très grande polyvalence à la connaissance du système et la possibilité de prendre en compte l'ingénierie des machines [159], [160].

Selon l'histoire, le calcul des variations des travaux de *Fermat* et *Bernoulli* en 1743 est le moment où l'approche est apparue pour la première fois. Puis dans les années 1940, les premiers développements de la MEF ont été proposés par *Richard Courant* [160] ; après ces premiers succès pratiques, les mathématiciens ont alors développé considérablement les fondations théoriques de cette méthode et ils ont proposé des améliorations significatives. Mais ce n'est qu'en 1960, lors des développements d'ordinateurs et les progrès de l'informatique qu'ils ont démontré et popularisé l'efficacité de cette méthode [159], [160].

3.2.3.1. Concept et étapes de la Méthode des Eléments Finis

La prémisse de la MEF est que le domaine investigué est divisé en éléments discrets avec des géométries simples nommés (éléments finis). Le comportement de chaque élément est

décrit par un nombre fini de degrés de liberté et le comportement du modèle mathématique est essentiellement le même que le modèle discret créé en joignant ou en assemblant les éléments. Cette méthode est considérée comme un instrument de mathématiques appliquées pour résoudre les équations différentielles.

Les étapes d'analyse de la MEF se résument comme suit :

- Générer le maillage.
- Pour chaque élément, établir la matrice de rigidité élémentaire $[\bar{K}_e]$ reliant les degrés de libertés (déplacements) nodaux $\{\bar{u}_e\}$ et les forces $\{\bar{F}_e\}$ appliquées aux nœuds :

$$[\bar{K}_e]\{\bar{u}_e\} = \{\bar{F}_e\} \quad (3.1)$$

- Assembler les matrices et les vecteurs élémentaires en un système global $[\bar{K}]$.
- $\{\bar{U}\} = \{\bar{F}\}$, de manière à satisfaire les conditions d'équilibre aux nœuds.
- Modifier le système global en tenant compte des conditions aux limites.
- Résoudre le système $[\bar{K}]\{\bar{U}\} = \{\bar{F}\}$ et obtenir les déplacements $\{\bar{U}\}$ aux nœuds.
- Calculer les gradients (flux de chaleur, déformations et contraintes, etc.) dans les éléments et les réactions aux nœuds sur lesquels les conditions aux limites sont imposées.

3.2.3.2. Logiciels utilisant les éléments finis

Il existe plusieurs codes commerciaux qui sont couramment associés à la Conception Assistée par Ordinateur (CAO) ; Parmi eux, on retrouve : Ansys, Abaqus, Robot, LS-dyna, Feap, Code-Aster, Cast3M, COMSOL-MultiPhysics, CosmosWorks, Dytran, CAST3M, EuroPlexus, Flux2D/3D et bien d'autres [160].

Tous ces logiciels sont efficaces et adaptables aux différents problèmes rencontrés en physique. Pour notre investigation, nous avons choisi le logiciel "COMSOL-Multiphysics" en raison de sa rapidité de mise en œuvre, son utilisation aisée et sa bonne qualité en matière d'exploitation des résultats.

3.3. Présentation du logiciel COMSOL-Multiphysics

La simulation numérique est devenue un élément essentiel dans les domaines de la recherche et de l'ingénierie car elle aide à modéliser et à comprendre le fonctionnement réel des systèmes. Aussi, elle permet d'expliquer le comportement et les propriétés d'un système modélisé ainsi que la prédiction de son évolution. L'application de la simulation numérique est basée sur la réalisation de modèles théoriques en utilisant de nombreux modèles

mathématiques, y compris le processus de complétion d'éléments, et il est actuellement disponible dans une large gamme d'outils numériques [162].

Un environnement de simulation qui permet l'ajout de différents phénomènes physiques est très utile. Pour cette raison, COMSOL-Multiphysics est une puissante plate-forme interactive pour la modélisation et la résolution de problèmes dans de nombreux domaines de la science et de l'ingénierie.

À base d'éléments finis, il peut facilement et simultanément étendre des modèles conventionnels pour un type de physique en modèles multi-physiques qui résolvent des phénomènes couplés. L'une des caractéristiques fortes de ce logiciel est la possibilité de combiner plusieurs phénomènes physiques au cours d'une même simulation numérique [162].

Le processus de modélisation et de simulation numérique de ce programme comporte de nombreuses étapes (Voir annexe B) ; à savoir :

- Définition complète des paramètres et des variables du modèle.
- Elaboration de la géométrie.
- Résolution et calcul de problèmes par l'utilisation de l'un des nombreux intégrés dans ce code de calcul.
- Affichage des résultats.

Sous le logiciel COMSOL-Multiphysics, divers modules physiques existent, notamment le transfert thermique, la mécanique des fluides, l'électromagnétisme, l'électricité, la chimie et la mécanique des structures [162]. Afin de savoir qu'elle interface choisir, il est nécessaire de définir les phénomènes opérants dans l'étude.

3.4. Phénomènes et paramètres agissants

Nous devons comprendre les différents phénomènes opérant dans l'étude et les différents paramètres qui présentent une signification.

3.4.1. Mécanismes de transfert de masse

Le fluide s'écoule à travers la structure poreuse principalement en raison de la convection et la diffusion induites par les gradients de pression et de concentration. Dans notre cas, le fluide sera considéré comme incompressible, cela veut dire qu'aucune condensation ne soit pas possible.

Les mécanismes de transfert convectif sont classés en fonction des paramètres d'écoulement et peuvent se produire à la fois par les processus de masse et de chaleur. Dans la présence d'une source externe, telle qu'un ventilateur ou une pompe, la convection est dite forcée. Si toutefois, le fluide est autorisé à s'écouler librement uniquement en raison des différences de température, la convection est considérée comme naturelle [163].

Dans un milieu poreux le déplacement de la particule de fluide le long de la trajectoire est établi suivant plusieurs modèles d'écoulement déjà évoqués dans le premier chapitre ; à savoir la loi de *Darcy* et l'extension de *Brinkman*.

La diffusion est un processus d'échange spontané de matières impliquant un mouvement aléatoire entre deux masses de fluides dans le même état physique liquide ou gazeux et à la même température mais avec une variation de concentration des constituants considérés. Cet échange se produit en absence de tout mouvement de masse fluide. Pour un système où la concentration change avec le déplacement, le flux molaire dû à la diffusion est proportionnel au gradient de concentration et est donné par la première loi de *Fick* :

$$J = -D \frac{\partial C}{\partial x} \quad (3.2)$$

Où $\left(\frac{\partial C}{\partial x} \right)$ est le taux de changement de concentration dans une zone donnée.

La loi de *Fick* est applicable aux systèmes en régime permanent où la variation nette du flux entrant et du flux sortant est nulle. Pour les systèmes instationnaires à solutions variables, la deuxième loi de *Fick* peut être appliquée et s'écrit comme suit :

$$\frac{\partial(\rho C p)}{\partial t} = D \frac{\partial^2 [C]}{\partial x^2} \quad (3.3)$$

3.4.2. Mécanismes de transfert de chaleur

Dans les milieux poreux, la chaleur est transférée par convection dans les fluides, par conduction dans les fluides et les solides, et par rayonnement sur les surfaces. Pour définir l'équation globale de transfert de chaleur pour un matériau poreux, une combinaison mathématique du transfert de chaleur dans le solide et le fluide est faite [164].

3.4.2.1. Transfert de chaleur par conduction

Le mode de conduction définit le transfert de chaleur dans toutes les phases du fluide ou du solide. Les équations qui contrôlent le transport de chaleur par conduction à l'intérieur d'un volume poreux restreint par la surface au niveau microscopique sont les suivantes :

Pour le solide :

$$(\rho C p)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \vec{\nabla} \cdot (\lambda_s \nabla T_s) \quad (3.4)$$

Pour le fluide :

$$(\rho C p)_f \frac{\partial T_f}{\partial t} = \vec{\nabla} \cdot (\lambda_f \nabla T_f) \quad (3.5)$$

3.4.2.2. Transfert de chaleur par convection

Rappelons que la convection est un contributeur important à l'équation de transfert de chaleur. En ce terme, la convection naturelle est le phénomène de transport de chaleur traité par le mouvement du fluide. L'énergie est transférée par le fluide à cause de la différence de température entre le fluide et le milieu [163]. La convection naturelle se produit uniquement en raison de la formation de forces de flottabilité dans le fluide ; ces dernières sont causées par les différences de densité lorsque la température change au sein du milieu.

Les éléments de compressibilité et de dissipation visqueuse peuvent être ignorés dans l'équation microscopique de l'énergie de la phase fluide en raison des vitesses d'écoulement généralement faibles rencontrées dans les milieux poreux [165] ; soit :

$$(\rho C_p)_f \frac{\partial T}{\partial t} + (\rho C_p)_f \vec{\nabla}(\mathbf{V}_{\text{fl}} T) = \lambda_f \nabla^2 T \quad (3.6)$$

En utilisant des valeurs moyennes dans un volume défini et en supposant que le transfert de chaleur dans les deux phases est parallèle (pas de transfert de chaleur net entre les phases), cette dernière équation devient :

$$(\rho C_p)_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial t} + (\rho C_p)_f \vec{\nabla}(\mathbf{V}_{\text{fl}} T) = \lambda_{\text{eff}} \nabla^2 T + q_{\text{eff}} \quad (3.7)$$

Lors de l'analyse du transfert de chaleur convectif, le nombre de *Rayleigh* est utilisé pour caractériser la transition entre le flux stable et instable de la convection naturelle (Voir équation (0.1)). Pour l'air en milieu poreux, le nombre de *Rayleigh* critique est généralement aux alentours de 10^5 .

Lorsque $Ra \geq 10^5$, l'instabilité s'installe et la convection thermique doit être incluse dans le transfert de chaleur global. Lorsque $Ra \geq 10^5$, la convection est négligeable et le transfert de chaleur est supposé se produire principalement par conduction thermique [166]. Une valeur approximative de *Rayleigh* critique dans les domaines d'air à écoulement libre avec une frontière rigide et libre est de l'ordre de 10^3 [167].

Le nombre adimensionnel de *Rayleigh* intègre la perméabilité du milieu qui peut être déterminée par la corrélation entre la loi de *Darcy* et l'équation de *Hagen Poiseuille* (Voir annexe A).

$$\kappa = \frac{\varepsilon \cdot d_p^2}{32} \quad (3.8)$$

La perméabilité du milieu poreux dépend du diamètre des pores à l'intérieur du milieu. En supposant que la porosité du milieu reste constante, ce diamètre de pore se révélera être une caractéristique très critique dans la convection des fluides.

3.5. Modélisation mathématique

Les équations qui expriment le phénomène d'écoulement du fluide sont principalement celles qui sont dérivées des lois physiques ; à savoir : les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement, et de l'énergie.

3.5.1. Équation de continuité

La conservation de la masse d'un fluide au cours de son écoulement s'exprime par l'équation de continuité. Dans un volume élémentaire, la masse du fluide avant injection ou conservation est égale au produit des débits massiques à la surface du volume et de la fluctuation de la densité du fluide pendant une période de temps élémentaire. L'équation de continuité peut être représentée mathématiquement comme suit :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}_{\text{fil}}) = 0 \quad (3.9)$$

En régime stationnaire, si la masse volumique est constante (fluide incompressible), cette dernière équation peut être simplifiée comme suit :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3.10)$$

3.5.2. Équations de quantité de mouvement

Les caractéristiques du fluide, son mouvement et les raisons qui le provoquent, peuvent être liées et établies. Les équations générales de *Navier-Stokes*, définissent l'écoulement du fluide, peuvent être exprimées par :

$$\underbrace{\rho \frac{d\vec{V}_{\text{fil}}}{dt}}_{\text{a)}} = \underbrace{-\vec{\nabla} p \mathbf{I}}_{\text{b)}} + \underbrace{\vec{\nabla} \cdot \left(\mu_f \left(\vec{\nabla} \vec{V}_{\text{fil}} + (\vec{\nabla} \vec{V}_{\text{fil}})^T \right) - \frac{2}{3} \mu_f (\vec{\nabla} \cdot \vec{V}_{\text{fil}}) \mathbf{I} \right)}_{\text{c)}} + \underbrace{F}_{\text{d)}} \quad (3.11)$$

- a) Force inertielle.
- b) Force de pression.
- c) Force visqueuse.
- d) Forces extérieures appliquées sur le fluide.

Étant donné que les structures poreuses comportent des phénomènes muraux, d'autres extensions comprenant les effets de paroi doivent donc être ajoutées aux équations de quantité de mouvement comme le modèle général de *Darcy-Brinkman-Forchheimer* (Voir équation (1.39)).

Pour rendre évident l'impact de la convection naturelle induite par les gradients de température, la résultante des forces extérieures pour les configurations d'écoulement dans une cavité est restreinte aux forces gravitationnelles. Le flottement de la masse volumique est pris

en compte dans l'équation de la quantité de mouvement pour tenir compte de l'effet de la convection naturelle. En réalité, le phénomène naturel de convection est provoqué par des variations de la masse volumique du fluide, ce qui produit une force motrice volumique (force d'*Archimède*) à laquelle s'oppose, entre autres, des forces de frottement visqueux [168].

Dans une configuration 2D, les équations de quantité de mouvement sont les suivantes :

- Équation de quantité de mouvement suivant l'axe (x) :

$$\rho_f \left[\frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{1}{\varepsilon^2} u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\varepsilon^2} v \frac{\partial u}{\partial y} \right] + \frac{\partial p}{\partial x} = \mu_f \nabla^2 u - \frac{\mu_f}{\kappa} u - F \frac{\rho_f C_f}{\sqrt{\kappa}} \|\vec{V}_{\text{fil}}\| u \quad (3.12)$$

- Équation de quantité de mouvement suivant l'axe (y) :

$$\rho_f \left[\frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{1}{\varepsilon^2} u \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{\varepsilon^2} v \frac{\partial v}{\partial y} \right] + \frac{\partial p}{\partial y} = \mu_f \nabla^2 v - \frac{\mu_f}{\kappa} v - F \frac{\rho_f C_f}{\sqrt{\kappa}} \|\vec{V}_{\text{fil}}\| v + \rho_f [1 - \beta_f (T - T_f)] g \quad (3.13)$$

3.5.3. Équation de conservation de l'énergie

L'équation de conservation de l'énergie est obtenue à partir du premier principe de la thermodynamique ; soit :

$$(\rho C p)_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial t} + (\rho C p)_f \vec{V}_{\text{fil}} \nabla T = \lambda_{\text{eff}} \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] \quad (3.14)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\lambda_{\text{eff}}}{(\rho C p)_{\text{eff}}} \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] \quad (3.15)$$

3.6. Présentation du problème physique

3.6.1. Statistique des revues scientifiques sur les milieux poreux et les nanofluides

Le développement de l'actualité statistique au cours de ces dix dernières années a suscité l'intérêt des chercheurs pour les simulations numériques de la convection naturelle en milieu poreux en utilisant les nanofluides. L'analyse statistique au cours de cette dernière décennie montre une relation avec l'intérêt pour ces sujets (Voir figure 3-4).

De nombreuses applications dans des domaines variés et importants tels que le stockage des déchets nucléaires, l'isolation, l'extraction du pétrole, le séchage ou l'hydratation des produits alimentaires, ont servi de source d'inspiration majeure pour l'étude des transferts de chaleur et de masse en milieu poreux.

Quant aux nanofluides, ils ont fait leur apparition en l'an 1995, mais ils ne se sont vulgarisés qu'à partir de l'année 2005. L'utilisation des nanofluides dans les milieux poreux répond aux avancées technologiques. Depuis une dizaine d'années, les chercheurs s'intéressent à

l'amplification qui peut se produire en faisant circuler ces nanofluides dans des milieux poreux du fait qu'il est possible d'augmenter le transfert de chaleur.

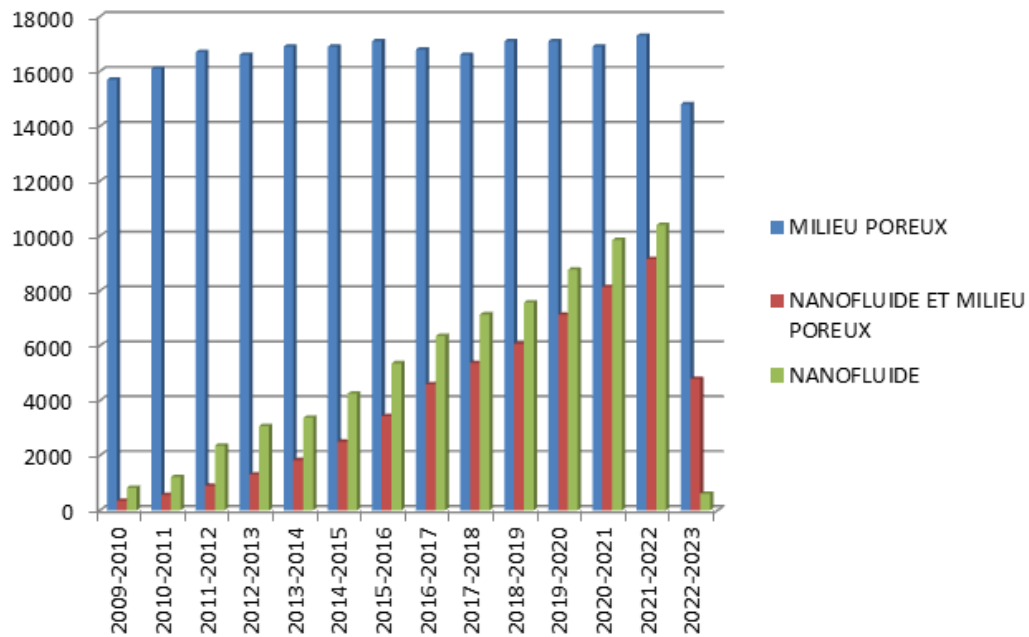


Figure 3-1 : Statistiques de recherche au cours de la dernière décennie

Malgré un si grand nombre d'études numériques sur la convection naturelle qui peut aller jusqu'à 17300 pour le thème des milieux poreux, 9160 pour les nanofluides en milieu poreux et 10400 pour les nanofluides seuls, il y'a encore un manque d'informations concernant le problème l'amélioration du transfert de chaleur.

L'étude abordée est focalisée sur l'écoulement de fluide en régime permanent dans une cavité poreuse. La circulation naturelle du fluide incompressible est simulée numériquement à l'aide du logiciel COMSOL-Multiphysics.

Notre problème est alors lié à l'écoulement d'un fluide dans un milieu poreux entraîné par des changements de densité causés par les différences de température. COMSOL-MultiPhysics résout le problème de convection libre à l'aide d'un algorithme interne personnalisé. L'approche est reproduite dans la situation multiphysique en exploitant l'interface des équations de *Brinkman* (*Brinkman Equations*) et celle du transfert de chaleur dans les milieux poreux (*Heat Transfer in Porous Media*).

Deux modèles différents seront créés dans COMSOL-MultiPhysics : le premier comprend l'écoulement de l'air à masse volumique considérée constante à travers une cavité poreuse, quant au second, la même cavité sera saturée par des nanofluides.

3.6.2. Premier modèle physique (Cavité poreuse saturée par l'air)

La convection naturelle en régime permanent à l'intérieur d'une cavité poreuse à paroi basse chauffée par une fonction sinusoïdale a été étudiée numériquement dans un premier

temps. La paroi horizontale supérieure est maintenue froide tandis que les deux côtés sont isolés thermiquement.

Le modèle physique proposé a été développé et étudié avec des conditions bidimensionnelles en utilisant la MEF et en adaptant le modèle de *Darcy*. Dans ce modèle nous avons examiné la convection naturelle laminaire pour différents nombres de *Rayleigh* (Ra), rapports d'aspect (AR) et amplitudes de la température sinusoïdale ($\bar{\lambda}$).

La transformation des variables en quantités adimensionnelles, de façon qu'elles soient normalisées par rapport à certaines grandeurs caractéristiques, fournit une solution plus large en permettant de spécifier les conditions d'écoulement avec un ensemble limité de paramètres. Les expressions suivantes fournissent les différentes quantités sans dimensions :

$$Y = y / H ; X = x / L ; U = u / U_0 ; V = v / U_0 ; P = \frac{p}{\rho U_0^2} \text{ et } \theta = \frac{T - T_F}{T_c - T_F} \quad (3.16)$$

Les équations adimensionnelles régissant le problème sont les suivantes :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (3.17)$$

$$\frac{\partial U \bar{\varepsilon}}{\partial X} + \frac{\partial V \bar{\varepsilon}}{\partial Y} = \left(\frac{\partial^2}{\partial X^2} + \frac{\partial^2}{\partial Y^2} - \bar{\varepsilon} \right) \bar{\varepsilon} + \frac{\partial \theta}{\partial X} \frac{Ra}{Pr} \quad (3.18)$$

$$\frac{\partial U \theta}{\partial X} + \frac{\partial V \theta}{\partial Y} = \frac{1}{Pr} \left(\frac{\partial^2}{\partial X^2} + \frac{\partial^2}{\partial Y^2} \right) \theta \quad (3.19)$$

Le nombre de *Nusselt* local est déterminé par :

$$Nu_{loc} = - \left. \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right|_{y=0} \quad (3.20)$$

Le calcul du nombre de *Nusselt* moyen est donné par la formule suivante :

$$Nu_{avg} = \int_0^1 Nu(X) dX \quad (3.21)$$

3.6.3. Deuxième modèle physique (Cavité poreuse saturée par des nanofluides)

Le deuxième modèle physique représente l'étude bidimensionnelle dans une enceinte poreuse saturée par des nanofluides. Dans ce modèle, nous proposons de compléter l'étude précédente tout en mettant l'accent sur l'amélioration du transfert de chaleur par ajout des nanoparticules dans l'eau prise comme fluide de base.

Le milieu poreux saturé par un nanofluide considéré Newtonien et incompressible, et traité comme un mélange inhomogène à deux composants : fluide de base et nanoparticules. Ces dernières sont des billes sphériques indéformables supposées homogènes et isotropes en perméabilité et conductivité thermique.

Trois types de nanoparticules sont testés dans ce travail ; à savoir : l'Alumine, le Cuivre et le dioxyde de Titane dont les propriétés thermophysiques sont représentées dans le tableau qui suit :

Tableau 3-1 : Propriétés thermophysiques de l'eau et des nanoparticules à 25 °C

	Eau	Al ₂ O ₃	Cu	TiO ₂
$C_p (J / kg \cdot K)$	4179	765	385	686.2
$\rho (kg / m^3)$	997.1	3970	8933	4250
$\beta (1 / K)$	21×10^{-5}	0.85×10^{-5}	1.67×10^{-5}	0.9×10^{-5}
$\lambda (W / m \cdot K)$	0.613	40	401	89.538
$\mu (kg / m \cdot s)$	8.55×10^{-4}	---	---	---

Le fluide de base, les nanoparticules et le milieu poreux ne présentent aucune réaction chimique entre eux, ils sont en équilibre thermique avec des propriétés thermophysiques constantes à l'exception de la densité qui est supposée liée à l'approximation de *Boussinesq* [169]. Le flux convectif du nanofluide est naturel, laminaire et stationnaire sans génération de chaleur interne. Cependant, la dissipation visqueuse est prise en compte.

Afin de déterminer les lignes de courant et les isothermes du fluide, une large gamme de paramètres est régie. Tous les calculs ont été effectués pour un nombre de *Prandtl* du fluide de base fixe. Par contre, on a fait varier la fraction volumique (ϕ), le nombre de *Darcy* (Da) et le nombre de *Rayleigh*. Les mêmes conditions aux limites utilisées dans le premier modèle sont retenues.

En adoptant le modèle de *Darcy-Brinkman* pour l'écoulement du nanofluide et en utilisant les différentes grandeurs adimensionnelles, les équations adimensionnelles régissant le second problème sont alors les suivantes :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (3.22)$$

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf} \alpha_f} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) - \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf} \alpha_f} Da U \quad (3.23)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf} \alpha_f} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) - \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf} \alpha_f} Da V \quad (3.24)$$

$$+ Ra Pr \frac{\rho_f}{\rho_{nf}} \left(1 - \phi + \phi \frac{\rho_s \beta_s}{\rho_f \beta_f} \right) \theta$$

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\alpha_{nf}}{\alpha_f} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (3.25)$$

La conductivité thermique effective des nanofluides a été calculée à l'aide du modèle présenté par *Patel et al.*, 2006 [170].

$$\frac{\lambda_{\text{eff}}}{\lambda_f} = 1 + \frac{\lambda_p A_p}{\lambda_f A_f} + \overline{C} \lambda_p Pe \frac{A_p}{\lambda_f A_f} \quad (3.26)$$

Avec :

$$\frac{A_p}{A_f} = \frac{d_f}{d_p} \frac{\phi}{(1 - \phi)} \quad (3.27)$$

Les nombres de *Nusselt* moyen et local sont définis selon les équations (3-20) et (3-21).

3.7. Mise en place du modèle

Pour mener une simulation numérique, il est courant de suivre généralement les étapes suivantes :

- Pose des hypothèses simplificatrices ;
- Elaboration de la géométrie ;
- Choix des paramètres ;
- Ecriture des conditions aux limites ;
- Sélection par éléments finis et réseau.

3.7.1. Hypothèses simplificatrices

Il est souvent nécessaire de poser un certain nombre d'hypothèses simplificatrices, pour cela, nous supposons que :

- Le système est simplifié à une géométrie en 2D ;
- Les parois de la cavité sont imperméables ;
- Le milieu poreux est supposé être homogène et isotrope dans son arrangement ;
- Les propriétés thermodynamiques du milieu granulaire sont en équilibre avec le fluide saturant ;
- Le fluide est Newtonien ;
- L'écoulement est laminaire ;
- Les interactions entre le transfert de masse et de chaleur (effets de *Soret* et *Dufour*) sont négligées ;
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligé ;
- L'air initial à l'extérieur de la cavité est considéré être stagnant ;
- Les caractéristiques physiques et thermiques du fluide devraient rester constantes (avec prise en compte de l'approximation de *Boussinesq*).

Le diagramme qui suit montre grossièrement les étapes essentielles de résolution des deux

problèmes par la MEF.

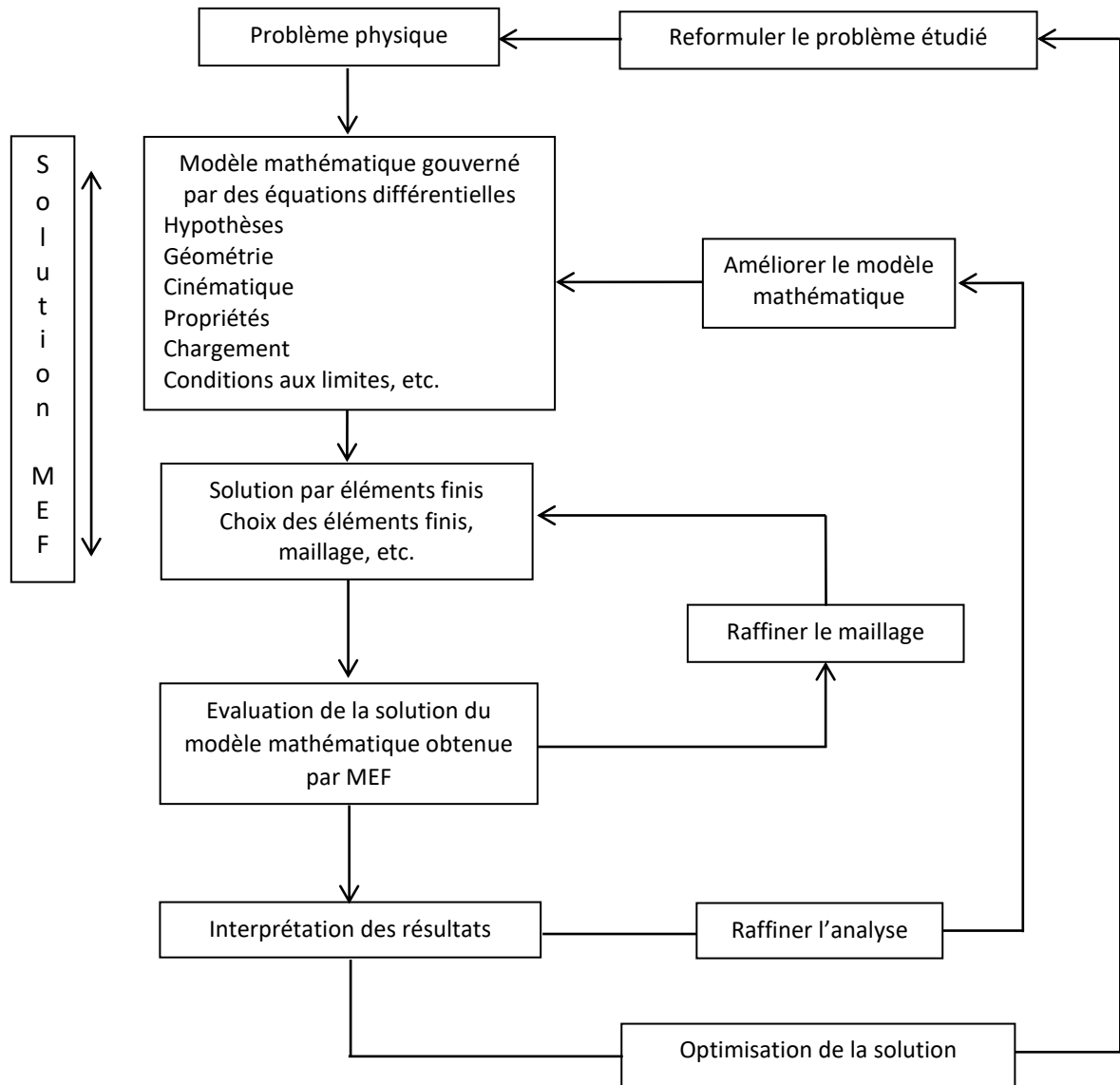


Figure 3-5 : Organigramme descriptif de résolution des problèmes par la MEF

3.7.2. Définition de la géométrie et des conditions aux limites

La cavité investiguée en vue de la simulation numérique présente une longueur (L) et une hauteur (H) comme schématisée sur la figure 3-6. Les valeurs que peuvent prendre les solutions des EDP sur une frontière sont contraintes par les conditions aux limites.

À cet effet, les parois verticales de la cavité sont adiabatiques et la paroi supérieure est maintenue à une température froide. La paroi inférieure est chauffée de manière sinusoïdale où le chauffage est concentré au milieu puis distribué à la périphérie. Cette fonction, sous une forme adimensionnelle, est donnée comme suit :

$$\theta = \bar{\lambda} (1 - \cos(2\pi x)) \tag{3.28}$$

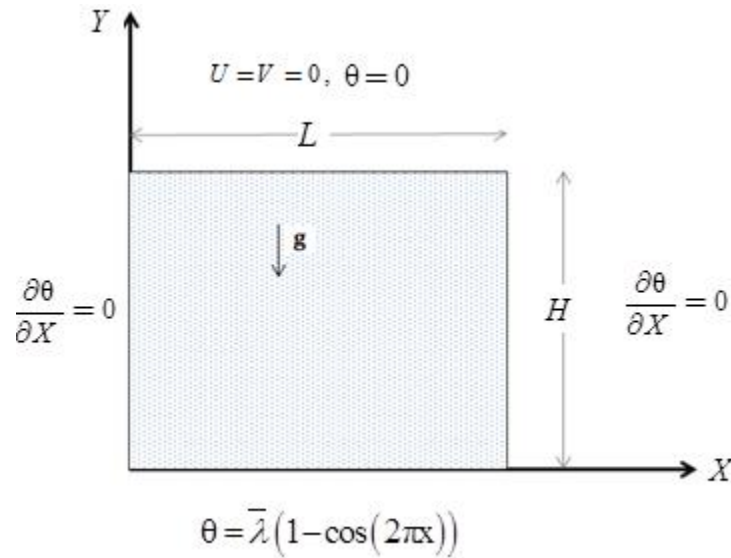


Figure 3-6 : Géométrie de la cavité et conditions aux limites

Les conditions aux limites (cinématiques et thermiques) adimensionnelles sont les suivantes :

- Pour les parois verticales :

$$X = 0 ; 0 \leq Y \leq H : U = V = 0, \text{ et } \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0$$

$$X = L ; 0 \leq Y \leq H : U = V = 0, \text{ et } \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0$$

- Pour la paroi basse :

$$Y = 0 ; 0 \leq X \leq L : U = V = 0, \text{ et } \theta = \bar{\lambda} (1 - \cos(2\pi x))$$

- Pour la paroi haute :

$$Y = H ; 0 \leq X \leq L : U = V = 0, \theta = 0.$$

3.7.3. Maillage de la structure

Les équations du phénomène physique de convection naturelle sont résolues à l'aide de la MEF. À cet effet, le concept de discrétisation est introduit ; il consiste à transformer le système d'équations aux dérivées partielles à des systèmes d'équations algébriques non-linéaires. Ces équations décrivent les propriétés discrètes du fluide aux nœuds dans le domaine de calcul.

Différentes méthodes sont utilisées pour discrétiser le domaine, en raison de la dépendance de la précision de la solution. Pour étudier la variabilité des grandeurs thermiques et dynamiques du fluide saturant la cavité poreuse, il est impératif de mailler de façon très fine et très précise la cavité poreuse afin d'occuper tout l'espace en vue de minimiser l'erreur de calcul, et de s'assurer que cette erreur n'affecte pas les résultats.

Pour notre étude et compte tenu de la géométrie, un maillage quadratique structuré en 2D est utilisé ; la figure qui suit illustre le maillage adopté.

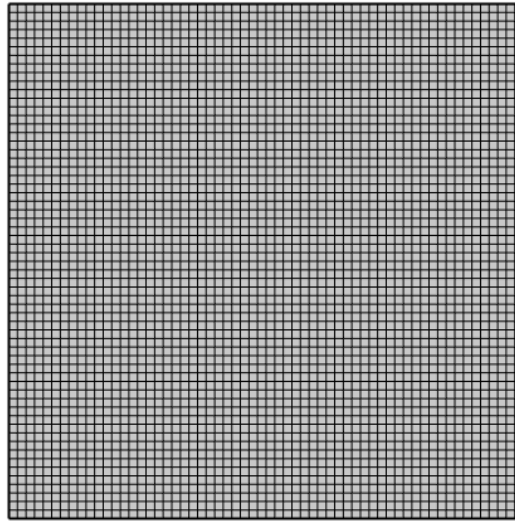


Figure 3-7 : Maillage de la structure à modéliser

3.8. Conclusion

Au cours de ce chapitre, nous avons évoqué les méthodes numériques dédiées à la résolution numérique des problèmes mathématiques présentant des EDP. Les phénomènes physiques étudiés en l'occurrence, les transferts thermiques et les écoulements en milieu poreux saturé d'air et de différents types de nanofluides ont été relatés. Les deux modèles physiques qui en découlent seront simulés en adoptant la MEF. Toutes les équations mathématiques régissant le transfert de chaleur et l'écoulement de fluide ont été établies. Après, la définition de la géométrie et des conditions aux limites cinématiques et thermiques ainsi que le maillage, les milieux poreux et les nanofluides seront couplés dans l'environnement de simulation numérique COMSOL-Multiphysics.

La présentation et l'interprétation des résultats issus de la simulation numérique via le logiciel COMSOL MultiPhysics, et liés à la convection naturelle à travers une cavité poreuse seront présentées dans le chapitre qui suit.

Chapitre 4 : Résultats et discussion

4.1. Introduction

Ce chapitre est consacré à la présentation et l'interprétation des résultats relatifs à la résolution du problème régissant le phénomène de convection naturelle au sein d'une cavité poreuse non uniformément chauffée. En utilisant la Méthode des Eléments Finis (MEF), le problème est simulé numériquement avec le logiciel COMSOL-MultiPhysics. L'effet des différents paramètres qui influencent l'écoulement et le transfert thermique dans une cavité poreuse remplie d'air est étudié en premier ; puis ; dans un second temps, l'analyse concerne l'écoulement et le transfert de chaleur dans la même cavité saturée par des nanofluides.

La présente étude se focalise sur l'analyse de plusieurs paramètres tels que le nombre de *Rayleigh*, les paramètres du milieu filtrant (perméabilité, porosité, et rapport d'aspect) et les paramètres du fluide (nombre de *Prandtl*, fractions volumiques des nanofluides).

Pour la présentation des résultats, des tracés de courbes sont élaborés après chaque simulation, et des évolutions du nombre de *Nusselt* et de la température de la cavité sont rapportées.

4.2. Test de maillage et validation du code développé

La création du maillage est une étape importante dans l'analyse CFD, il a un impact sur la solution estimée. En pratique, il n'y a pas de formule fixe pour produire un maillage décent mais il existe un certain nombre d'étapes qui peuvent être appliquées pour produire une grille appropriée. Ces dernières sont résumées comme suit et rappelées à l'aide du mnémonique QRLT :

1. Maintenir une bonne Qualité des éléments ;
2. Assurer une bonne Résolution dans les régions à fort gradient ;
3. Assurer un bon Lissage dans les zones de transition entre les parties à maillage fin et les parties à maillage grossier ;
4. Minimiser le nombre Total des éléments (temps de calcul raisonnable).

4.2.1. Validation des résultats par rapport aux travaux de *Varol et al.*

La première étape a consisté à valider notre code développé sous COMSOL-MultiPhysics par rapport aux travaux de *Varol et al.* [171] qui ont étudié numériquement, en régime permanent, l'écoulement en convection naturelle à travers un milieu poreux saturé de fluide dans une enceinte carrée tout en adoptant le modèle d'écoulement de Darcy. Un profil de température variable de manière sinusoïdale sur la paroi inférieure est adopté ; soit :

$$\theta = \bar{\lambda} \sin(2\pi X) \quad (4.1)$$

Quant aux autres parois de l'enceinte, elles sont toutes isolées thermiquement $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$ et

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0.$$

Les équations gouvernantes ont été écrites sous l'hypothèse de la loi de *Darcy*. Le problème est validé pour un rapport de forme ou d'aspect $AR = 1$, une amplitude de la fonction sinusoïdale $\bar{\lambda} = 0.5$, et des nombres de *Rayleigh* situés dans la plage : $500 \leq Ra \leq 1000$.

Les figures 4-1 et 4-2 représentent une comparaison entre les résultats issus de notre code de calcul et ceux de *Varol et al.* [171]. La comparaison est, d'une part, relative aux isothermes et aux lignes de courant. Comme illustrés sur les figures 4-1 et 4-2, un bon accord a été atteint entre les deux résultats.

D'autre part, sur la figure 4-3, une comparaison de la distribution du nombre de *Nusselt* local le long de la paroi chaude de la cavité est faite, et ça donne aussi un bon accord entre les deux résultats. Pour cela, ces validations renforcent la confiance à notre code de calcul.

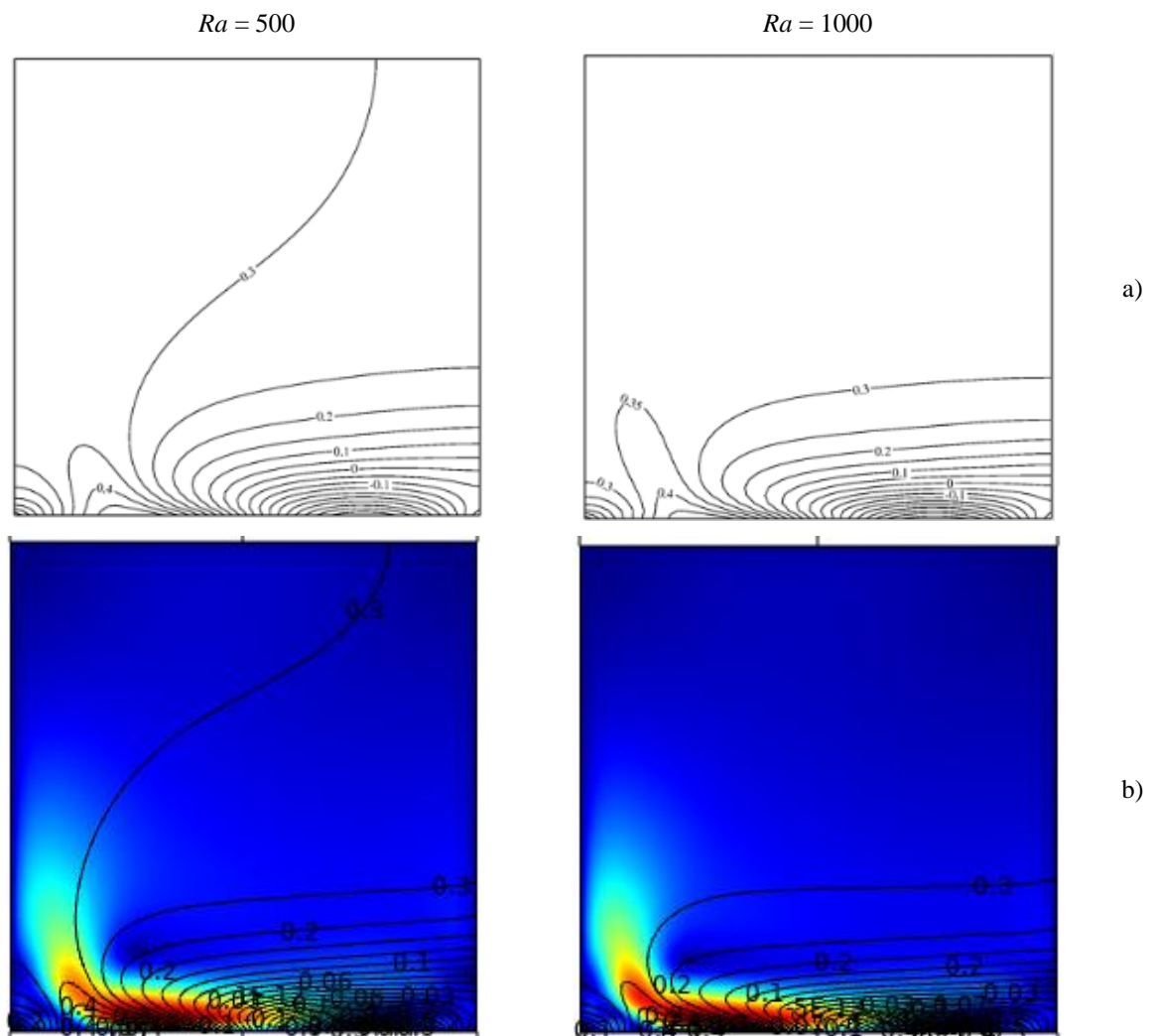


Figure 4-1 : Isothermes pour $AR = 1$, $\bar{\lambda} = 0.5$ et $500 \leq Ra \leq 1000$;

a) [171] et b) Présente étude [172]

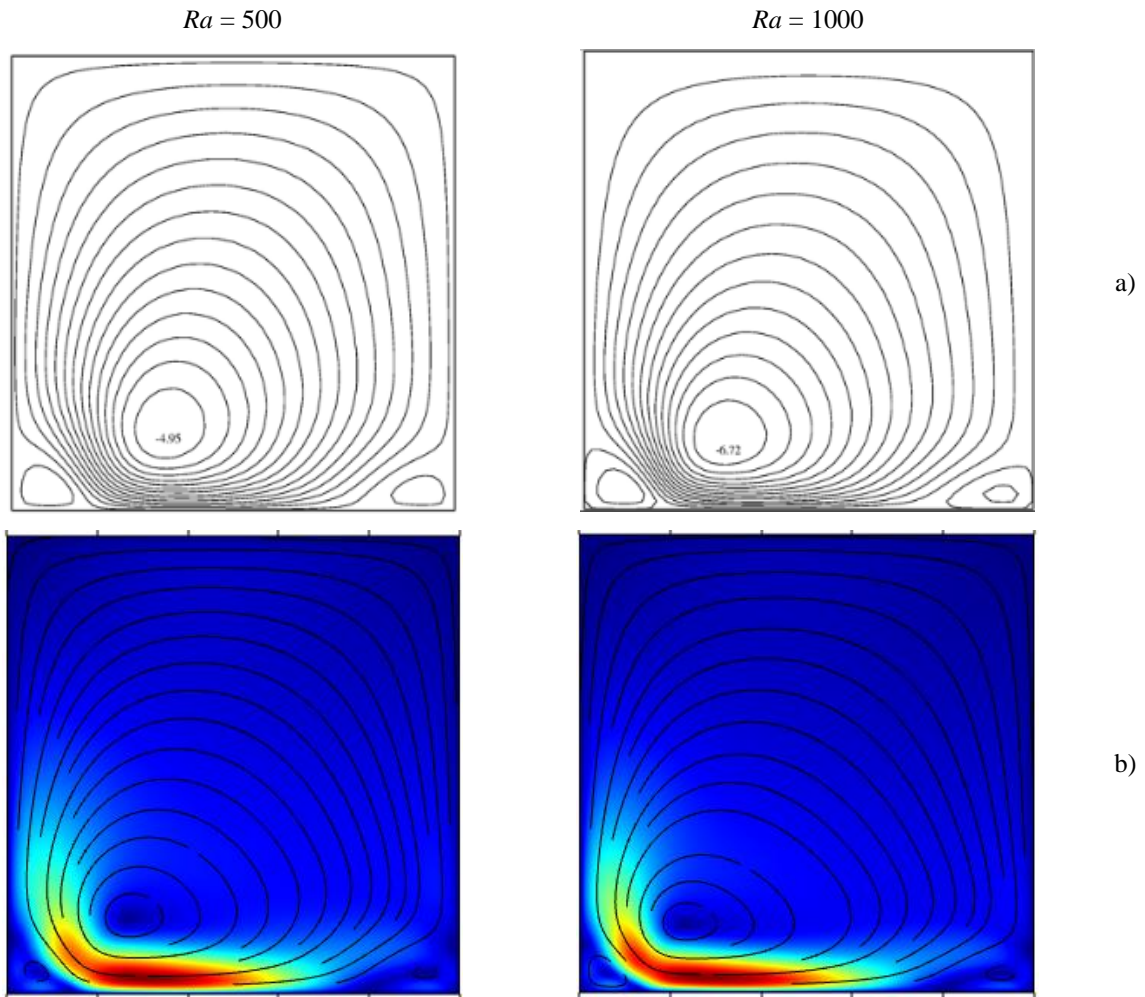
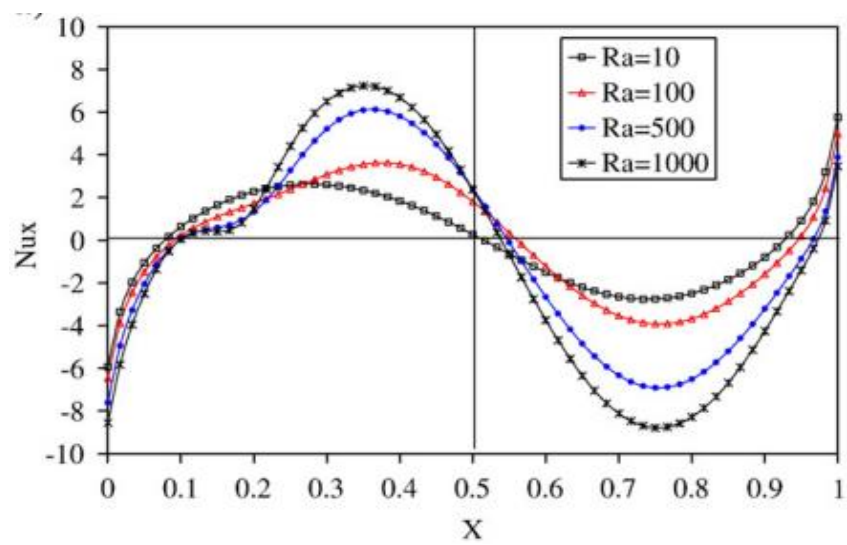
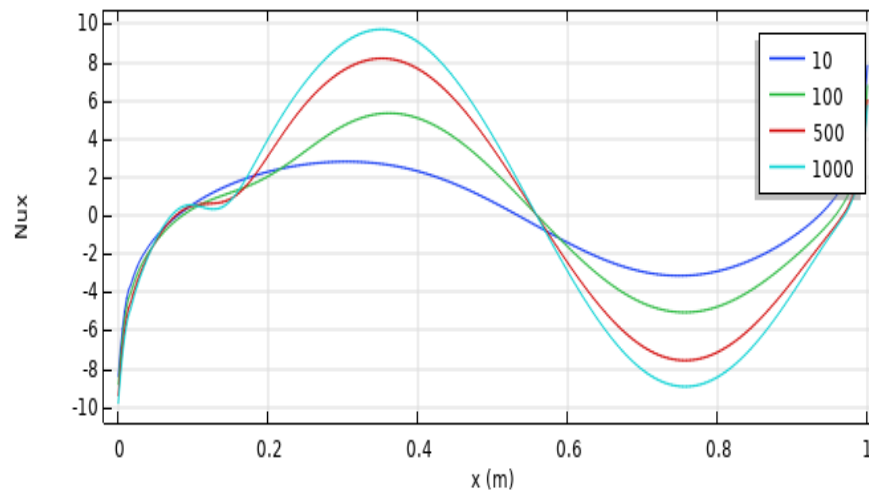


Figure 4-2 : Lignes de courant pour $AR = 1$, $\bar{\lambda} = 0.5$ et $500 \leq Ra \leq 1000$;
 a) [171] et b) Présente étude [172]



a)



b)

Figure 4-3 : Nombre de *Nusselt* local Nu_{loc} de l'air pour $\bar{\lambda} = 0.5$ et $10 \leq Ra \leq 1000$;

a) [171] et b) Présente étude [172]

Aussi, l'influence de la taille du maillage a été examinée pour le modèle numérique de la convection naturelle dans une cavité carrée poreuse saturée d'air. Quatre variétés de grilles uniformes ont été conçues ; à savoir : 30x30, 40x40, 50x50 et 60x60. Le rapport de forme, l'amplitude de la température sinusoïdale (introduite par *Varol et al.* [171]), et le nombre de *Rayleigh* sont fixés, respectivement, à : $AR = 1$, $\bar{\lambda} = 0.5$ et $Ra = 1000$.

Il a été constaté que la grille à mailles 60x60 est suffisamment fine pour être utilisée tout au long de la simulation. Notre propre résultat concernant le nombre moyen de *Nusselt* était de 12.03, cependant, celui trouvé par *Varol et al.* [171] était de 13.56 ; cela donne un accord acceptable entre les deux résultats. Le tableau qui suit montre aussi la confrontation aux travaux menés dans les références [173] et [174].

Tableau 4-1 : Comparaison du nombre moyen de *Nusselt* avec la littérature pour $AR = 1$, $\bar{\lambda} = 0.5$, $Ra = 1000$ et une grille de 60x60

Investigation	Présente étude [172]	[171]	[173]	[174]
Nu_{avg}	13.56	12.03	15.80	14.06

4.2.2. Validation des résultats par rapport aux travaux de *Sheikhzadeh & Nazari*

Nous allons maintenant confronter les résultats par rapport au problème traité par *Sheikhzadeh & Nazari* [175]. Ces auteurs ont étudié numériquement, en régime permanent, la convection naturelle au sein d'une cavité carrée poreuse saturée de nanofluide Al_2O_3 -eau tout en adoptant le modèle d'écoulement non Darcien avec extension de *Brinkman*.

Les températures des deux parois latérales de la cavité sont différentes et maintenues constantes.

Les murs horizontaux supérieur et inférieur ont été considérés comme isolés thermiquement, c'est-à-dire imperméables au transfert de masse et de chaleur. Le modèle non Darcien est utilisé pour simuler l'écoulement.

Les résultats des isothermes et des lignes de courant de notre code de calcul et celui de *Sheikhzadeh & Nazari* [175] sont exposés dans les figures 4-4 et 4-5. Aussi, différents types de maillages carrés et structurés ont été testés durant la simulation numérique ; à savoir : 21x21, 41x41, 61x61 et 101x101. Il était clair que le maillage 101x101 était suffisamment fin pour le calcul numérique.

À $Ra = 10^6$, $Da = 10^{-3}$ et $\phi = 0.1$, un bon accord des résultats relatifs aux lignes de courant et aux isothermes est observé pour la confrontation. Grâce à ces validations, nous avons davantage confiance au code élaboré sur COMSOL-MultiPhysics.

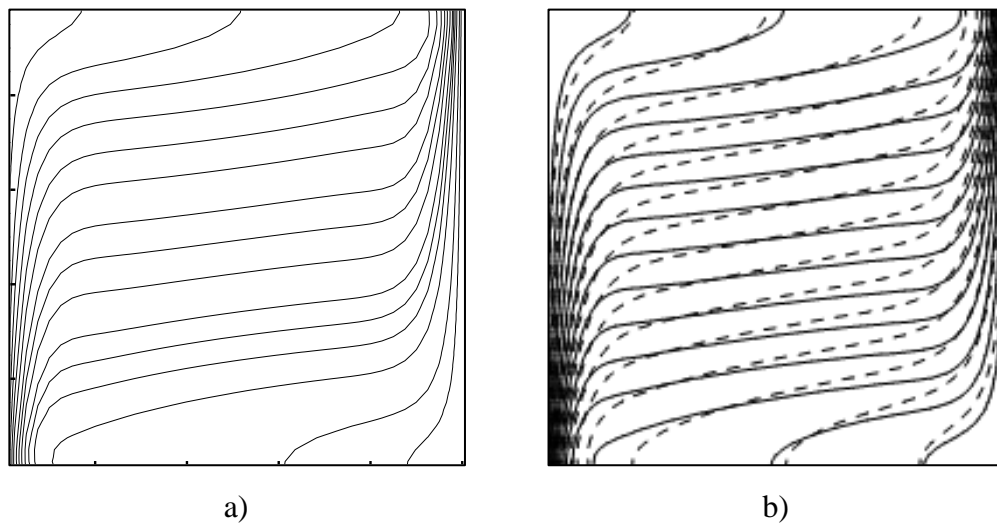


Figure 4-4 : Isothermes pour $Ra = 10^6$, $Da = 10^{-3}$ et $\phi = 0.1$; a) Présente étude et b) [175]

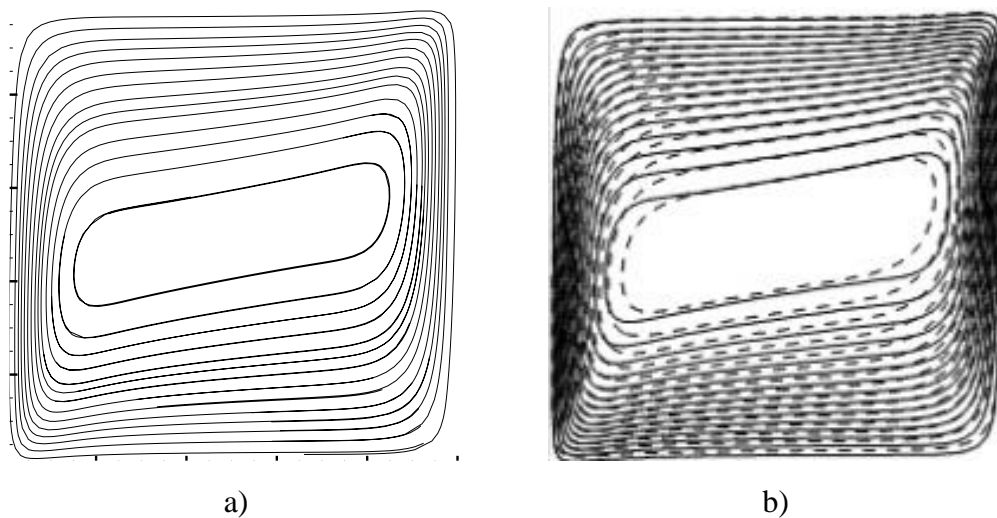


Figure 4-5 : Lignes de courant pour $Ra = 10^6$, $Da = 10^{-3}$ et $\phi = 0.1$; a) Présente étude et b) [175]

Une comparaison du nombre moyen de *Nüsselt* le long de la paroi chauffée de la cavité est également présentée dans le tableau 4-2. Un bon accord est remarqué entre notre résultat et celui de *Sheikhzadeh & Nazari* [175].

Tableau 4-2 : Comparaison du nombre moyen de *Nüsselt* avec [175]
pour $\phi = 0.1$, $Da = 10^{-1}$, $Ra = 10^6$ et une grille de 101x101

Investigation	<i>Sheikhzadeh & Nazari</i> [175]	Présente étude
Nu_{avg}	7.768	7.680

4.3. Affichage et interprétation des résultats

Une fois la validation du code de simulation numérique élaboré est effectuée, nous allons présenter les différents résultats obtenus. Rappelons que pour le premier modèle étudié, la cavité poreuse est saturée d'air tout en adoptant le modèle d'écoulement de *Darcy* ; par contre, pour le second modèle, la même cavité est saturée par trois types de nanofluides différents (Al_2O_3 -eau, Cu-eau, et TiO_2 -eau) tout en prenant en compte la dissipation visqueuse (extension de *Brinkman*)

4.3.1. Premier modèle physique (Cavité poreuse saturée par l'air)

À l'exception de porosité et de la perméabilité qui étaient fixées, une large gamme de paramètres a été testée ; à savoir :

- Le nombre de *Rayleigh* : $10 \leq Ra \leq 10000$;
- L'amplitude de température sinusoïdale : $0.25 \leq \bar{\lambda} \leq 1$;
- Le rapport de forme : $0.25 \leq AR \leq 1$;

4.3.1.1. Lignes de courant

Les contours des lignes de courant sont définis par deux tourbillons symétriques qui occupent toute la cavité, tournant dans le sens des aiguilles d'une montre et en sens inverse. Le fluide chaud est chassé du bas le long de la paroi chauffée sous l'effet de la poussée d'*Archimède*. La flottabilité entraîne une circulation à l'intérieur de la cavité ; cependant, on observe près du centre de la cavité, la circulation est plus importante par rapport à la limite de l'enceinte du fait de l'effet d'anti-glissement. Le centre des deux cellules est quasiment au milieu de la cavité. La distance entre le centre de la cellule et la paroi chaude est inférieure à celle entre le centre et la paroi froide. Comme illustré sur les figures 4-6, 4-7 et 4-8, lorsque le nombre de *Rayleigh* augmente, le centre des cellules se déplace vers le milieu de la paroi inférieure. Le nombre de *Rayleigh* est un paramètre gouvernant sur le flux de convection. La conduction est insignifiante lorsque le nombre de *Rayleigh* est élevé, et la convection est le principal mode de transmission

de la chaleur dans la cavité. Du fait de la dominance du mode de convection, la force de circulation est forte. Il a été aussi remarqué une légère modification sur les lignes de courant lorsque la valeur de l'amplitude de la température sinusoïdale change, et ce en raison de l'augmentation de la température, la densité diminue et la force d'écoulement augmente.

Pour les différents rapports de formes, il est évident de voir que la force d'écoulement devient puissante et que le transfert de chaleur par convection est le plus dominant que la conduction. L'augmentation de la valeur du rapport de forme engendre une augmentation de la force d'écoulement, et la vitesse d'écoulement du fluide est plus élevée. On observe toutefois, qu'en diminuant le rapport de forme, les deux cellules deviennent comprimées. Par conséquent, lorsque la distance entre les deux parois froide et chaude est courte, le taux d'échange thermique dans la cavité est moins élevé.

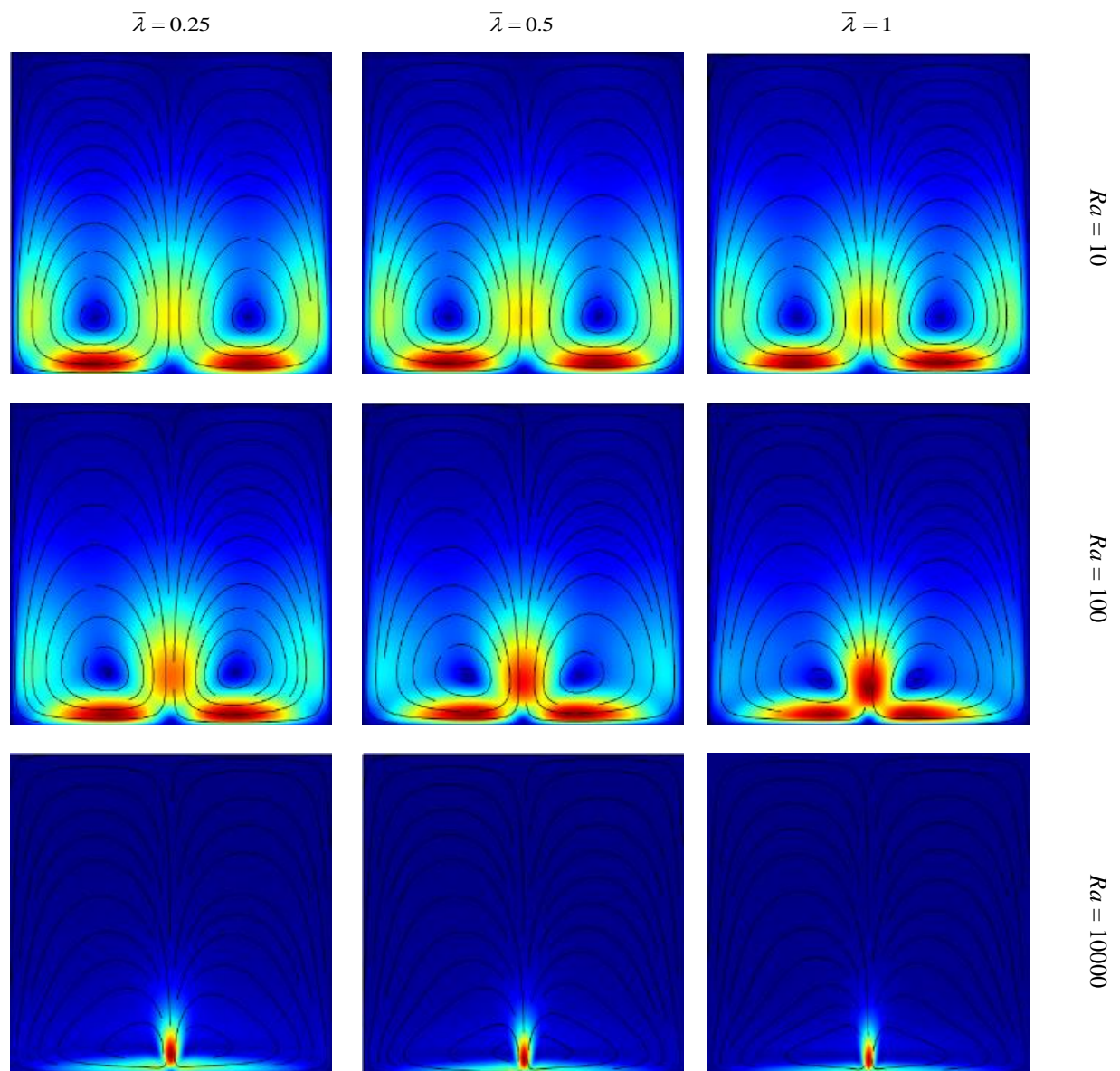


Figure 4-6 : Lignes de courant de l'air pour $10 \leq Ra \leq 10000$, $0.25 \leq \bar{\lambda} \leq 1$ et $AR = 1$

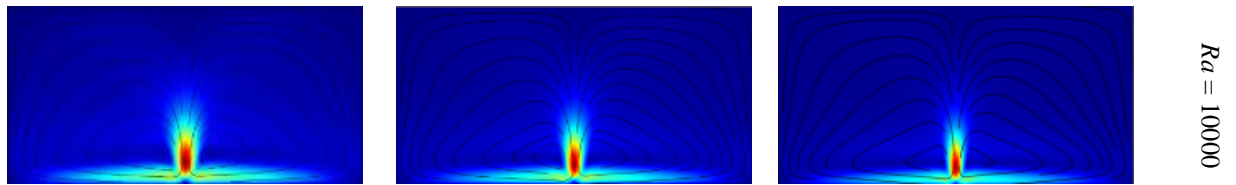


Figure 4-7 : Lignes de courant de l'air pour $Ra = 10000$, $0.25 \leq \bar{\lambda} \leq 1$ et $AR = 0.5$

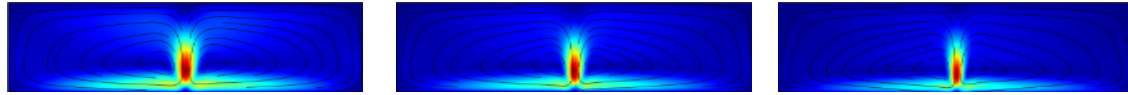


Figure 4-8 : Lignes de courant de l'air pour $Ra = 10000$, $0.25 \leq \bar{\lambda} \leq 1$ et $AR = 0.25$

4.3.1.2. Les isothermes

Aux faibles valeurs de *Rayleigh*, la distribution de température se présente sous la forme de trois ensembles d'ondulations symétriques par rapport à la médiane verticale de la cavité ; cette situation est illustrée par les schémas des figures qui suivent.

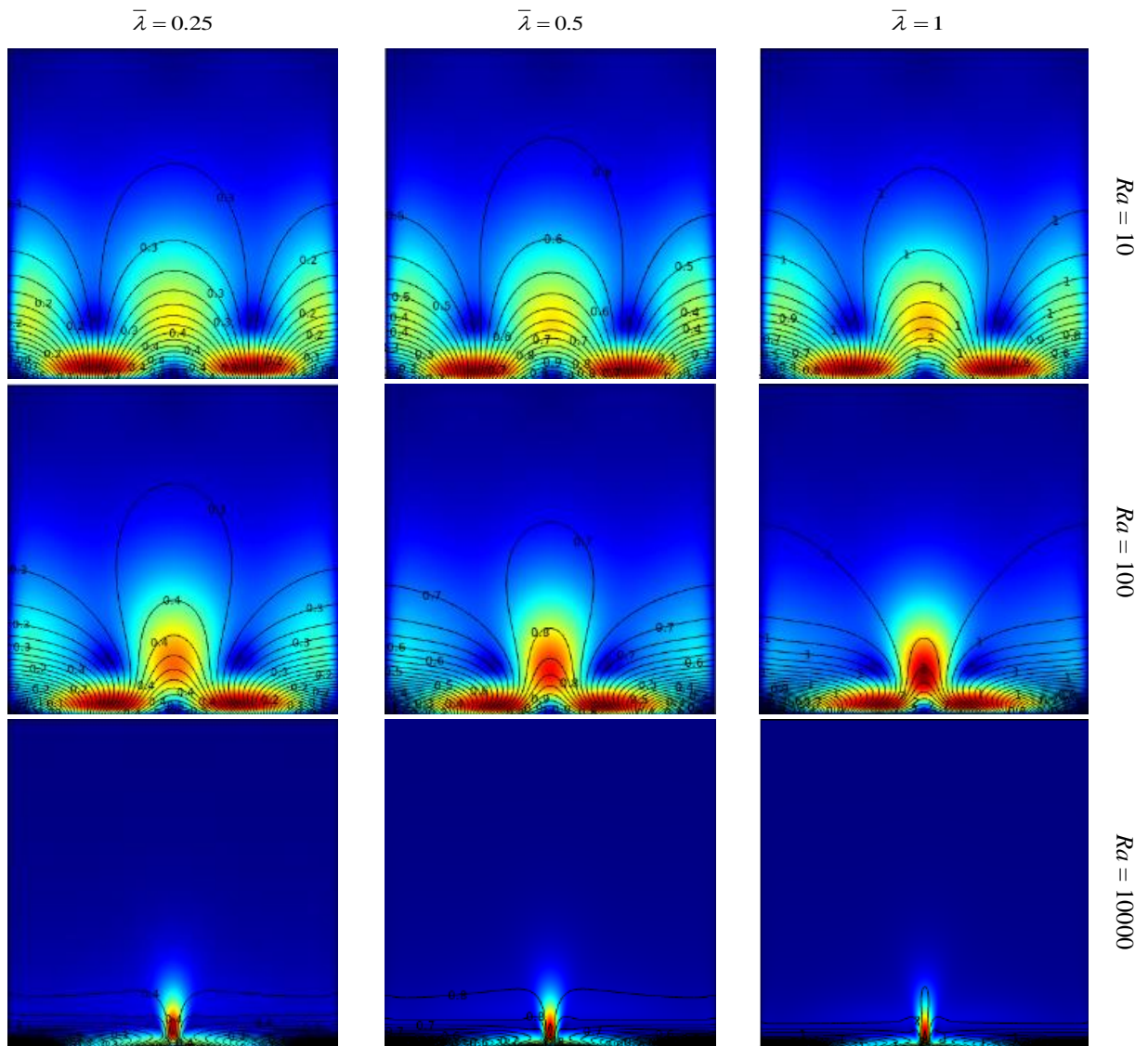


Figure 4-9 : Isothermes de l'air pour $10 \leq Ra \leq 10000$, $0.25 \leq \bar{\lambda} \leq 1$ et $AR = 1$

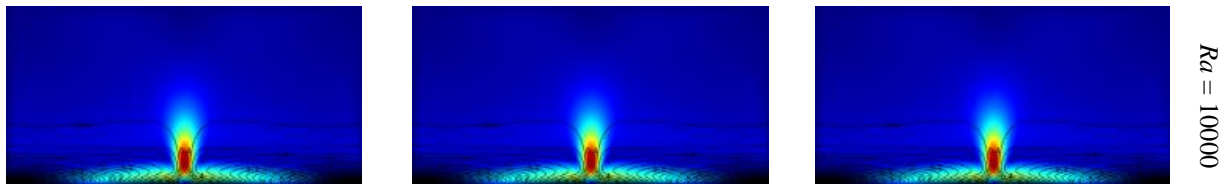


Figure 4-10 : Isothermes de l'air pour $Ra = 10000$, $0.25 \leq \bar{\lambda} \leq 1$ et $AR = 0.5$

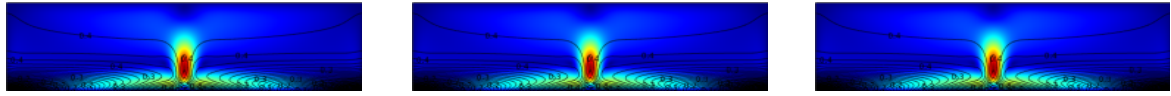


Figure 4-11 : Isothermes de l'air pour $Ra = 10000$, $0.25 \leq \bar{\lambda} \leq 1$ et $AR = 0.25$

L'amplitude de l'ondulation du milieu est plus élevée avec un gradient de température plus élevé par rapport aux deux autres adjacentes. L'augmentation de la force d'écoulement par suite d'une augmentation du nombre de *Rayleigh*, le transfert de chaleur par convection naturelle devient plus dominant que la conduction. On remarque que les isothermes deviennent plus denses près de la paroi chaude et plus uniformes dans les zones centrales, le transfert de chaleur est intensifié et le contour de température s'amincit et se condense à proximité de la paroi inférieure. Ceci induit la diminution de la couche limite et l'ondulation se transforme en panaches. D'autre part, une légère extension vers le haut des ondulations a été constatée lors de l'augmentation de la valeur de l'amplitude de la température sinusoïdale.

4.3.1.3. Nombre de *Nüsselt*

Les figures 4-12, 4-13 et 4-14 montrent l'évolution du nombre de *Nüsselt* local sur la paroi inférieure de la cavité chauffée d'une manière non uniforme, et ce pour différentes valeurs du nombre de *Rayleigh*, de l'amplitude de la fonction de chauffage, et du nombre de *Prandtl*.

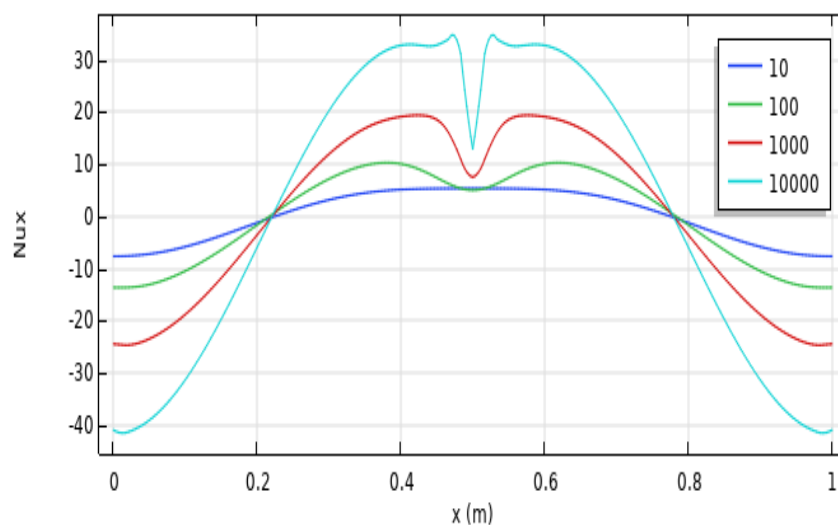


Figure 4-12 : Nombre de *Nüsselt* local Nu_{loc} de l'air pour $10 \leq Ra \leq 10000$, $\bar{\lambda} = 1$ et $AR = 1$

En fixant l'amplitude de la fonction de chauffage et le rapport de forme respectivement à 1, on remarque que les valeurs de Nu_{loc} sont négatifs et divergents sur les deux périphéries, et

leurs valeurs augmentent en allant vers le centre $X = [0.4 - 0.6]$; puis, les courbes sont concaves à la moyenne verticale où $X = 0.5$. Le nombre de *Nusselt* local Nu_{loc} est positif lorsque la chaleur est fournie de la cavité à l'environnement et inversement. Aussi, il a été observé que plus le nombre de *Rayleigh* augmente, le nombre de *Nusselt* augmente. Cela est dû à l'effet du mode de transfert de chaleur par convection qui est domine.

Pour des valeurs fixées du nombre de *Rayleigh* et du rapport de forme, lorsque l'amplitude de la fonction de chauffage augmente, la courbe qui prend une forme concave au milieu, devient sinusoïdale et augmente son amplitude.

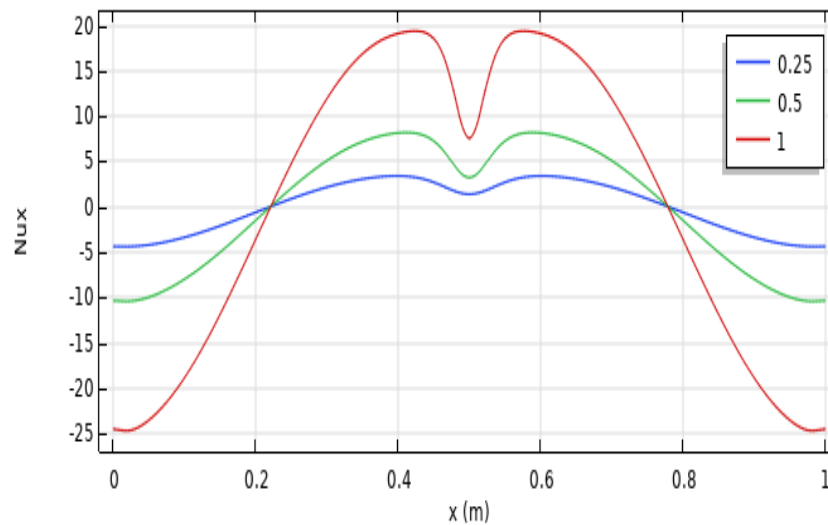


Figure 4-13 : Nombre de *Nusselt* local Nu_{loc} de l'air pour $Ra = 10000$, $0.25 \leq \bar{\lambda} \leq 1$ et $AR = 1$

Le nombre de *Prandtl* ne dépend pas de la géométrie mais il dépend uniquement du fluide et son état. En raison de la grande diffusivité de la quantité de mouvement par rapport à diffusivité thermique, le phénomène de transfert thermique est relativement plus rapide dans le cas de $Pr = 10$ par rapport aux deux autres $Pr = 0.71$ et $Pr = 0.026$. Au sein du milieu poreux, le profil de température à grand nombre de *Prandtl* est fortement influencé par le profil de vitesse.

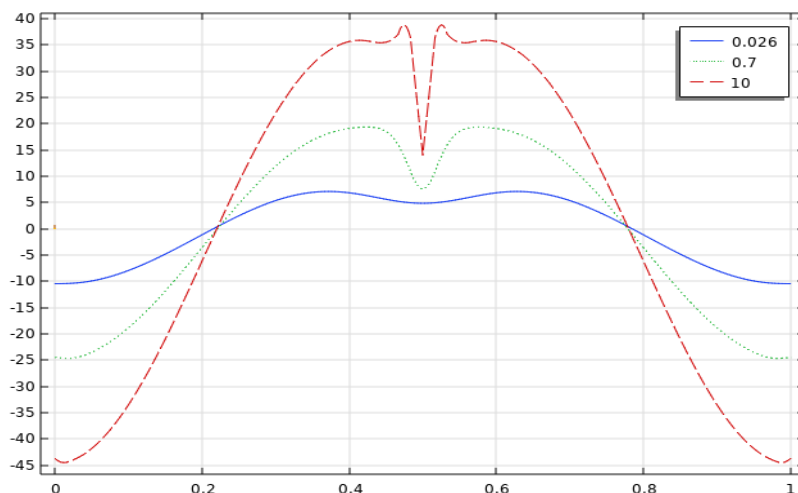


Figure 4-14 : Nombre de *Nusselt* local Nu_{loc} de l'air pour $Ra = 10000$, $\bar{\lambda} = 1$, $AR = 1$ et $0.026 \leq Pr \leq 10$

4.3.2. Deuxième modèle physique (Cavité poreuse saturée par les nanofluides)

Nous allons maintenant exposer les résultats issus de la simulation numérique pour le second modèle où la cavité poreuse est saturée de nanofluides. Nous avons fixé le nombre de *Prandtl* ($Pr = 5.82$), l'amplitude de température sinusoïdale ($\bar{\lambda} = 1$) et le rapport de forme de la cavité ($AR = 1$) ; puis, nous avons considéré une large gamme des paramètres de sensibilité ; à savoir :

- Le nombre de *Rayleigh* : $10^4 \leq Ra \leq 10^6$;
- Le nombre de *Darcy* : $10^{-5} \leq Da \leq 10^{-3}$;
- La fraction volumique des nanoparticules : $0 \leq \phi \leq 0.1$;

Les résultats relatifs aux lignes de courant, la vitesse du fluide, les isothermes et le nombre de *Nusselt* local seront présentés dans les paragraphes qui suivent.

4.3.2.1. Lignes de courant

La figure 4-15 montre les lignes de courant pour une cavité poreuse saturée par l'alumine. Du fait de l'écart de température entre la paroi inférieure et supérieure de la cavité, la densité du nanofluide diminue en raison d'une augmentation de la température et se déplace spontanément sous l'effet de la poussée d'*Archimède*. Le nanofluide chaud est entraîné du bas le long de la paroi chaude vers le haut, ce mouvement est provoqué par la force de flottabilité ; cette dernière provoque une circulation à l'intérieur de la cavité supérieure à la limite de l'enceinte du fait de l'état de non glissement.

Pour les différentes lignes de courant, on remarque la présence de deux tourbillons symétriques dans la cavité qui tournent dans le sens des aiguilles d'une montre et dans le sens inverse. Le nombre de *Rayleigh* est étroitement lié au nombre de *Grashof*, ces nombres sont des éléments clés pour décrire la relation entre la flottabilité et la viscosité dans un fluide.

Le centre des deux tourbillons monte plus haut près de la médiane horizontale à mesure que le nombre de *Rayleigh* augmente, tout en augmentant en taille et en s'inclinant symétriquement autour des parois adiabatiques. À un nombre de *Rayleigh* égal à $Ra = 10^6$, on remarque une influence flagrante du nombre de *Darcy* sur l'écoulement du nanofluide. Lorsque le nombre de *Darcy* augmente, le flux est plus fort et vice versa.

Aux valeurs des nombres de *Rayleigh* et de *Darcy*, respectivement, égales à $Ra = 10^6$ et $Da = 10^{-3}$, l'effet de la convection libre augmente, et les deux tourbillons se révèlent symétriques avec une stratification similaire aux parois adiabatiques et s'inclinant à mesure qu'ils se rapprochent des centres des tourbillons.

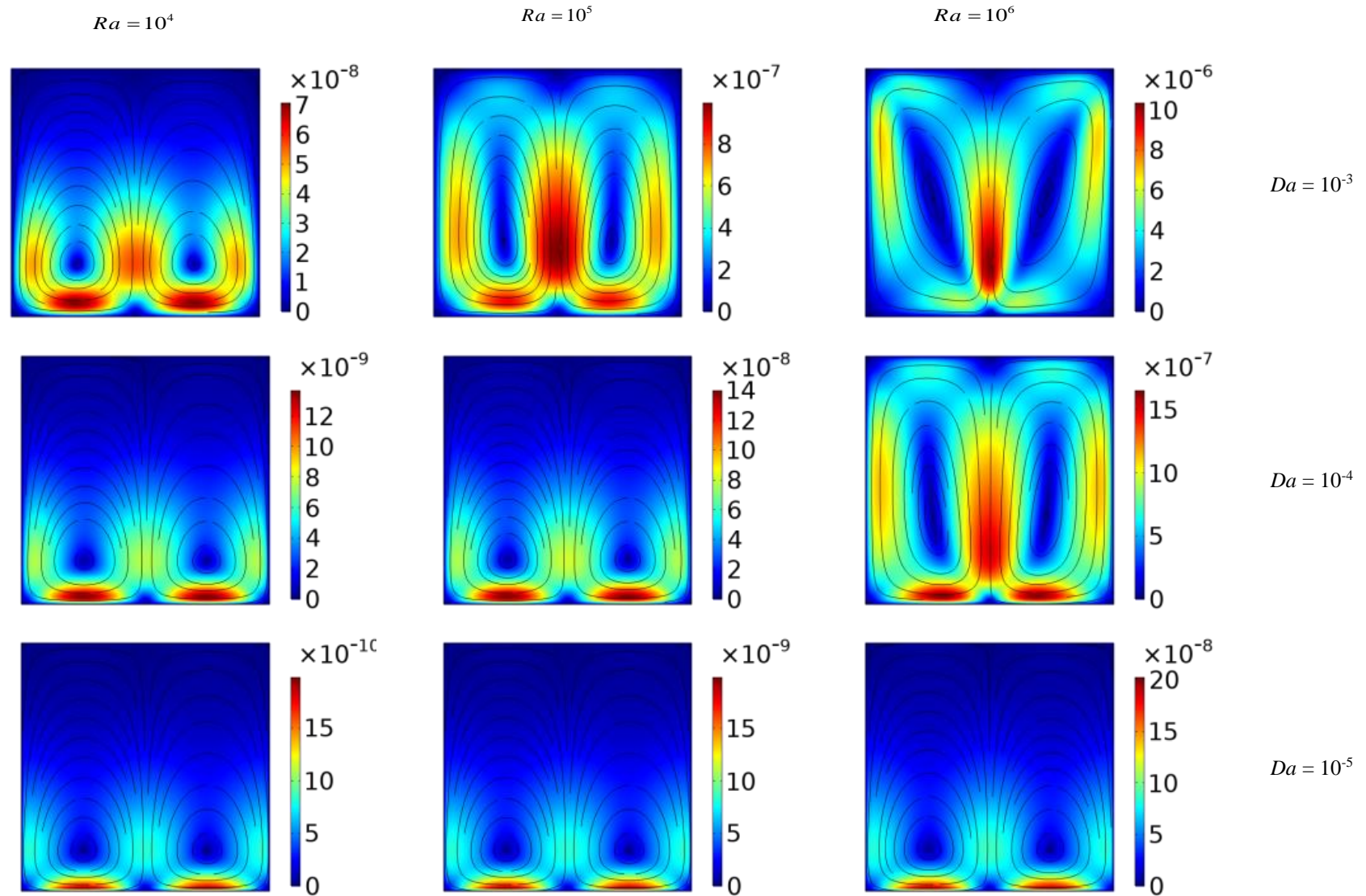


Figure 4-15 : Lignes de courant du nanofluide Al_2O_3 -eau pour $10^4 \leq Ra \leq 10^6$, $10^{-5} \leq Da \leq 10^{-3}$ et $\phi = 0.1$

4.3.2.1. Vitesse du fluide

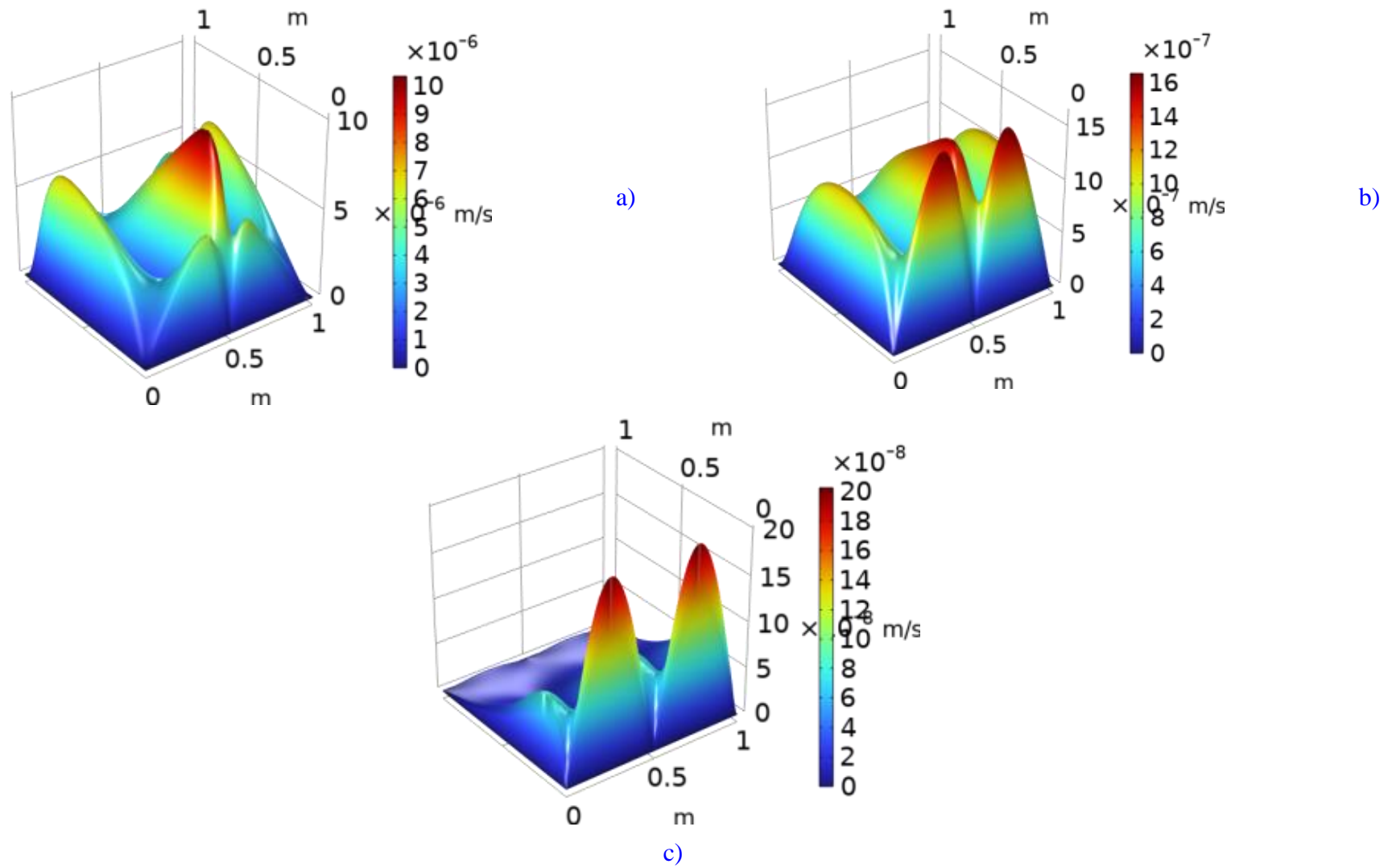


Figure 4-16 : Variation de la vitesse du nanofluide Al_2O_3 -eau pour $Ra = 10^6$, $\phi = 0.1$ et a) $Da = 10^{-3}$, b) $Da = 10^{-4}$, c) $Da = 10^{-5}$

Cette dernière figure présente en 3D l'évolution de la vitesse du nanofluide Al_2O_3 -eau à l'intérieur de la cavité poreuse avec une fraction volumique $\phi = 0.1$ et un nombre de *Rayleigh* $Ra = 10^6$. Diverses valeurs du nombre de *Darcy* : a) $Da = 10^{-3}$, b) $Da = 10^{-4}$, c) $Da = 10^{-5}$ ont été testées. Les courbes sont représentées sous forme de différentes cloches juxtaposées à différentes amplitudes. La vitesse est considérée comme non uniforme, sinusoïdale et impliquant une accélération, une décélération et un changement de direction. Lorsque les vitesses comprennent des sens positifs et négatifs, cela indique que le nanofluide s'écoule dans des directions opposées, ce qui implique aussi que le nanofluide ne se déplace pas en ligne droite et suit des parcours distincts pour atteindre le sommet. En dynamique des fluides à travers des milieux poreux, le nombre de *Darcy* représente l'effet relatif de la perméabilité du milieu poreux sur sa section transversale ; il reflète la capacité du milieu à laisser passer le nanofluide sous l'effet du gradient de pression. Plus la perméabilité est élevée, plus le fluide s'infiltrera rapidement ; il s'agit d'une vitesse lente dans le cas de faible perméabilité et vice-versa, le nanofluide devra circuler beaucoup plus rapidement dans les cheminements disponibles pour assurer le bon débit.

4.3.2.2. Les isothermes

La figure 4-17 montre que les isothermes sont condensées vers les parois horizontales de l'enceinte. La stratification thermique s'établit comme une série d'ondulations symétriques par rapport à la médiane verticale de la cavité avec un gradient de température plus grand que les deux immédiatement proches ; l'amplitude au milieu est plus élevée. Une élévation dans les nombres de *Rayleigh* et de *Darcy* augmente la force d'écoulement, et la convection naturelle domine sur la conduction. La force d'écoulement est considérablement affectée par l'abaissement de la couche limite au niveau de la paroi chaude. L'augmentation de la formation de la couche limite thermique est causée par une diminution de (Ra) ; dans ce cas, la convection est insignifiante, et la conduction est la principale voie du transfert thermique dans la cavité. La force circulatoire est extrêmement faible du fait de la prédominance du mode de conduction. En revanche, lorsque le nombre de *Rayleigh* est élevé, on observe l'inverse.

Le nombre de *Darcy* est synonyme de la perméabilité. Une plus grande perméabilité du milieu poreux correspond à une augmentation de sa capacité à laisser passer le nanofluide lorsqu'il est soumis à un gradient de pression ; en conséquence, la force de l'écoulement croît encore plus, et la convection devient de plus en plus dominante. Par contre, pour une faible valeur de (Ra), la transmission de chaleur se produit principalement par conduction, et le débit est relativement faible sur toute la plage de (Ra), en particulier, à faible nombre de *Rayleigh* où la distribution de température est comparable à celle d'un fluide stationnaire.

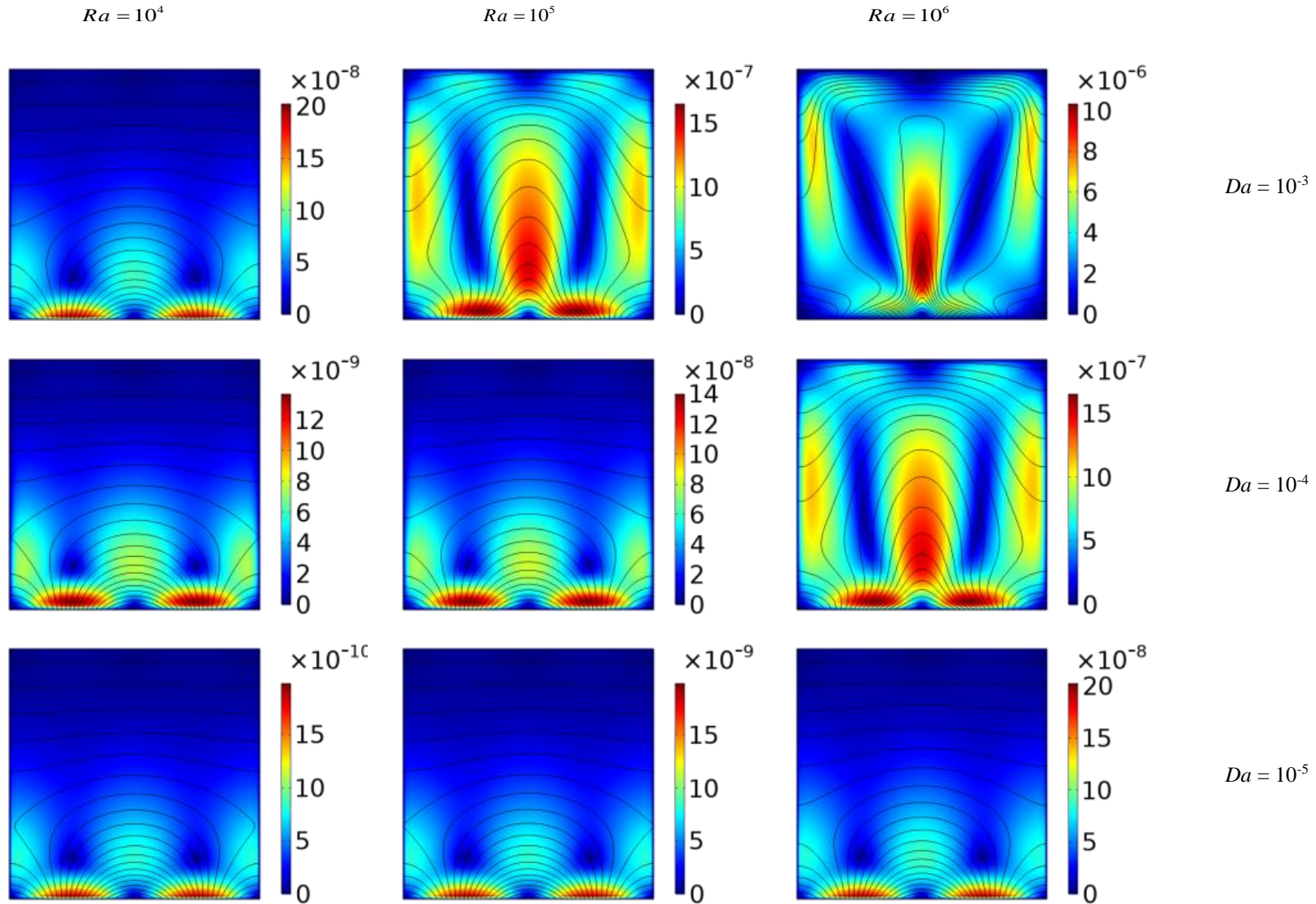


Figure 4-17 : Isothermes du nanofluid Al_2O_3 -eau pour $10^4 \leq Ra \leq 10^6$, $10^{-5} \leq Da \leq 10^{-3}$ et $\phi = 0.1$

4.3.2.1. Nombre de *Nüsselt*

Le type de transfert de chaleur est déterminé par le nombre de *Nüsselt* sur la paroi chaude, ce dernier illustre le rapport entre l'énergie thermique de convection et l'énergie thermique conduite dans le fluide ; il est d'autant plus élevé lorsque la convection prédomine sur la conduction et inversement. Plusieurs paramètres peuvent influencer le nombre moyen de *Nüsselt*. La figure 4-18 montre l'évolution du nombre moyen de *Nüsselt* en fonction de la fraction volumique ($0 \leq \phi \leq 0.1$), du nombre de *Darcy* ($10^{-6} \leq Da \leq 10^{-3}$), du nombre de *Rayleigh* ($10^4 \leq Ra \leq 10^6$) et différents types de nanofluides (Al_2O_3 , TiO_2 et Cu).

À une valeur de *Darcy* faible ($Da = 10^{-6}$), on observe une variation insignifiante du nombre moyen de *Nüsselt* en fonction du nombre de *Rayleigh*. Pour un nanofluide à fraction volumique importante, il est presque égal à 1 ; par conséquent, le mode de conduction est plus fort dans cette couche fluide.

Pour une valeur de *Darcy* ($Da = 10^{-4}$) et les deux fractions volumiques égales ($\phi = 0$ et $\phi = 0.1$), une légère augmentation du nombre moyen de *Nüsselt* moyen est observée $1 \leq Nu_{avg} \leq 3$ en fonction du nombre de *Rayleigh* ($10^4 \leq Ra \leq 10^6$). Dans cet intervalle de paramètre le mode de transfert de chaleur dominant est toujours celui de la conduction. Lorsque la perméabilité s'élève à ($Da = 10^{-3}$), dans les deux situations de fraction volumique, il y a une évolution notable du nombre moyen de *Nüsselt* moyen lié au nombre de *Rayleigh*. La valeur moyenne de *Nüsselt* a progressé jusqu'à la valeur de 1 quand le nombre de *Rayleigh* est plus faible ($Ra = 10^4$), et jusqu'à la valeur de 8 pour un nombre de *Rayleigh* élevé ($Ra = 10^6$). Quand le nombre de *Nüsselt* a beaucoup augmenté, cela correspond à une convection plus efficace.

L'augmentation de la perméabilité améliore le transfert de chaleur puisque le milieu a plus de capacité à laisser passer le nanofluide sous l'effet d'un gradient de pression, ce qui permet également d'élever le mode de convection. Avec un nombre de *Darcy* ($Da = 10^{-3}$) et différentes valeurs de fractions volumique ($0 \leq \phi \leq 0.1$), le graphique de la figure 4-18 b) montre la variation du nombre moyen de *Nüsselt* en fonction du nombre de *Rayleigh* ($10^4 \leq Ra \leq 10^6$). Le résultat montre que l'augmentation du volume de la fraction entraîne une augmentation du nombre de *Nüsselt* ; ceci est dû à la croissance de suspensions colloïdales de nanoparticules dans le fluide de base, ce qui améliore potentiellement le transfert de chaleur.

Des niveaux de perméabilité faibles ou élevés existent dans l'environnement poreux. En raison d'une augmentation de la conductivité thermique du mélange provoquée par l'ajout de nanoparticules, le nombre de *Nüsselt* croît avec une fraction volumique de nanoparticules élevée.

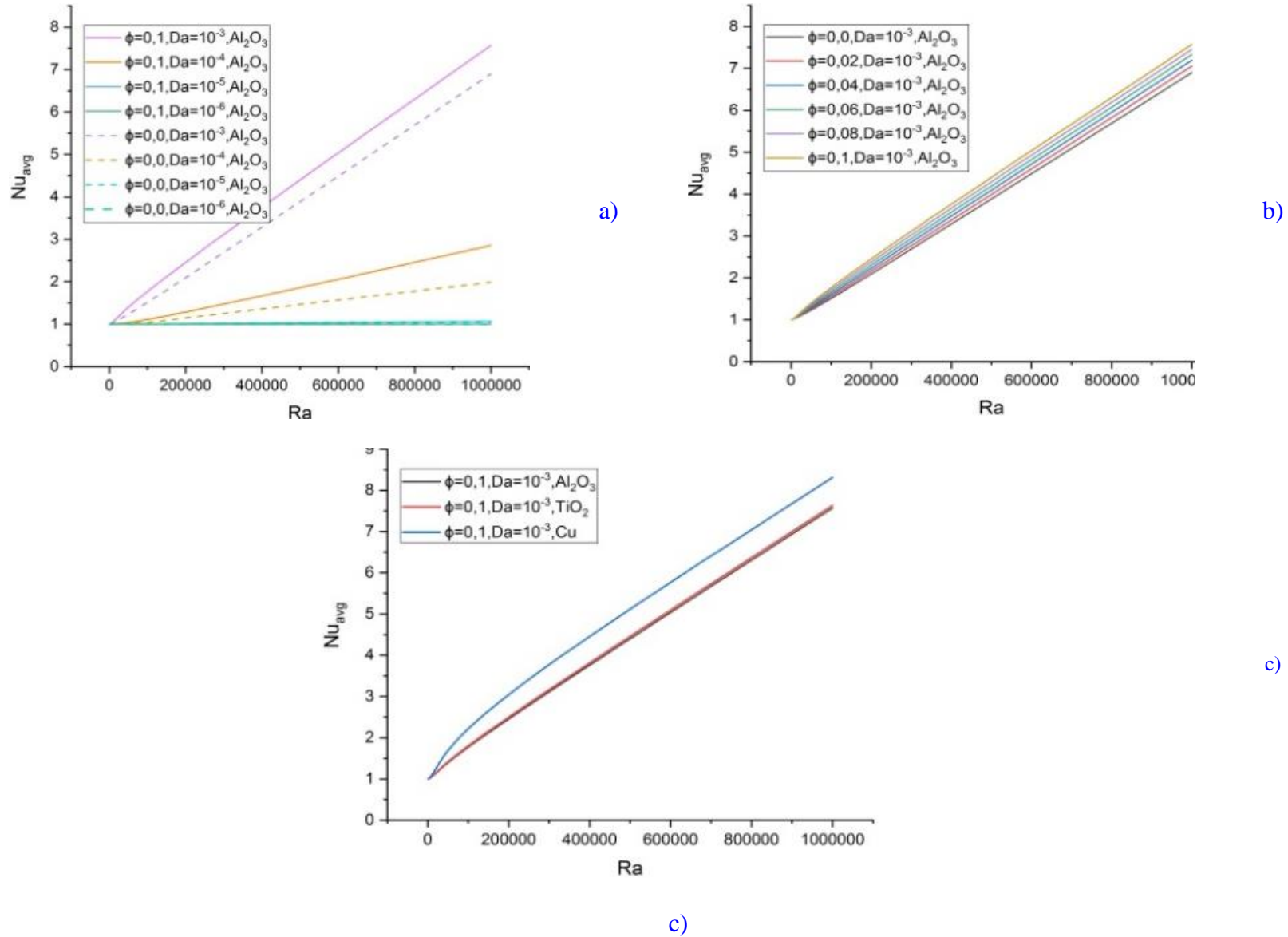


Figure 4-18 : Variation du nombre de Nusselt moyen Nu_{avg} pour $10^4 \leq Ra \leq 10^6$: a) $10^{-6} \leq Da \leq 10^{-3}$, $\phi = 0$ & $\phi = 0.1$ et Al_2O_3 ; b) $Da = 10^{-3}$, $0 \leq \phi \leq 0.1$ et Al_2O_3 ; c) $Da = 10^{-3}$, $\phi = 0.1$, Al_2O_3 , TiO_2 et Cu

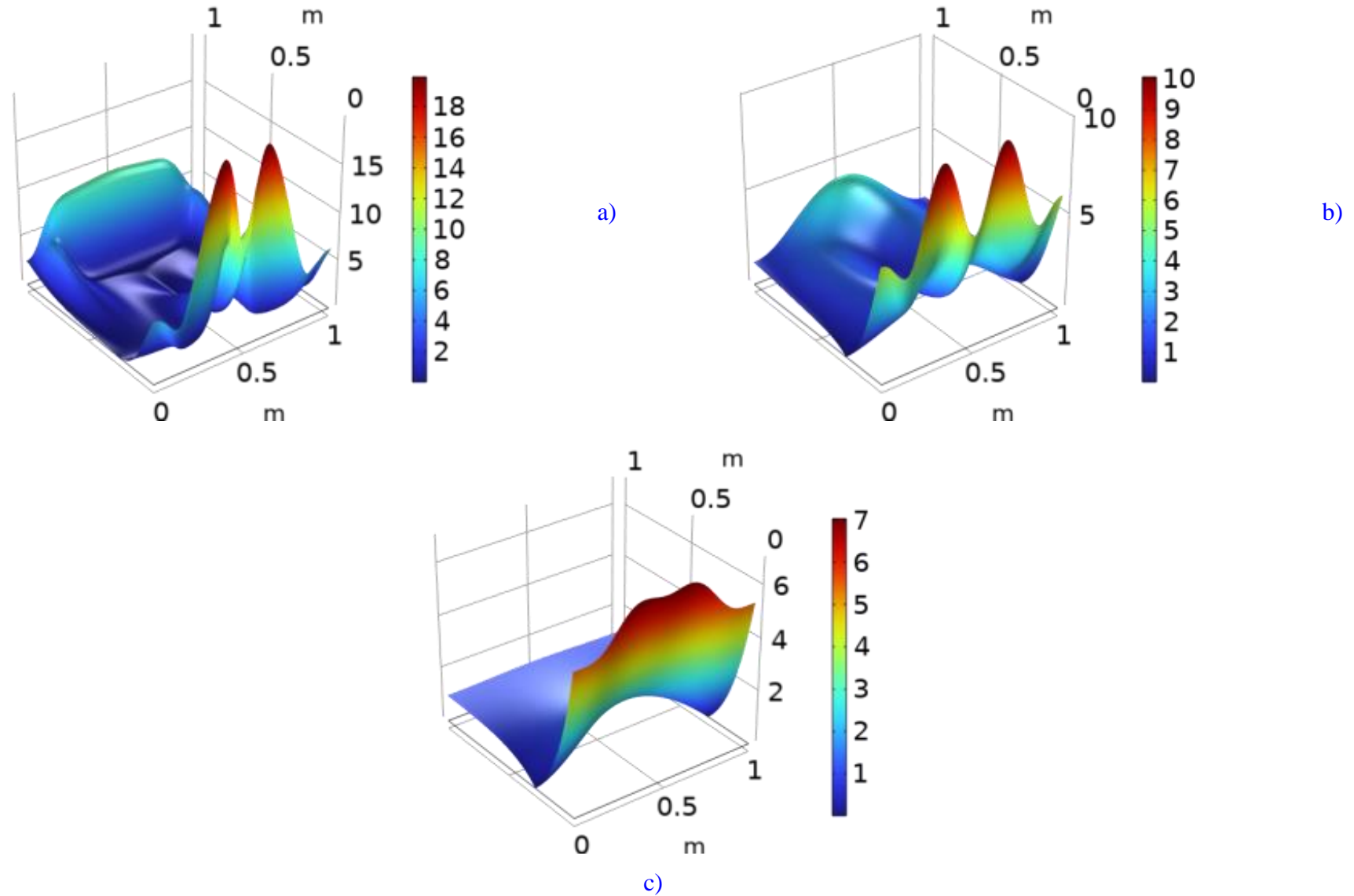


Figure 4-19 : Variation du nombre de *Nusselt* local du nanofluide Al_2O_3 -eau pour $Ra = 10^6$, $\phi = 0.1$ et a) $Da = 10^{-3}$, b) $Da = 10^{-4}$, c) $Da = 10^{-5}$

La figure 4-18 c) montre l'influence du type de nanofluides ; par rapport à l'alumine et au dioxyde de Titane, le cuivre ayant une conductivité thermique et un coefficient de transfert de chaleur par convection élevés provoque une augmentation du nombre de *Nusselt*. Ce dernier atteint une valeur allant jusqu'à 8.30 alors que pour les deux autres types de nanofluides la valeur ne dépasse pas 7.6.

Les courbes en 3D reportées dans la figures 4-19 présentent l'évolution du nombre de *Nusselt* local en fonction de diverses valeurs de nombre de *Darcy*. Sur les deux extrémités, les courbes sont négatives et divergentes tout en augmentant de valeur à l'approche du centre. Ensuite, elles sont concaves à la moyenne verticale. Lorsque la chaleur est fournie par la cavité à l'environnement, le nombre de *Nusselt* est positif, mais il est négatif lorsque la température est fournie par l'environnement à l'enceinte.

À faible perméabilité $Da = 10^{-5}$ et avec toutes les valeurs de *Rayleigh*, le graphique du nombre de *Nusselt* local présente une forme ressemblant à celle d'une cloche, le centre est l'endroit où la valeur est maximale qui ne dépasse pas 8. Aux extrémités gauche et droite se trouverait l'endroit où le nombre de *Nusselt* est le plus bas.

En raison du mode de transport de chaleur par convection, on peut observer qu'à mesure que les nombres de *Rayleigh* et de *Darcy* augmentent, le nombre de *Nusselt* local augmente également. À cet effet, la courbe devient concave puis devient sinusoïdale au centre tout en augmentant son amplitude.

4.4. Conclusion

L'étude investiguée concerne une simulation numérique en 2D du transfert de chaleur par convection naturelle dans une cavité poreuse saturée avec un fluide et dont la paroi inférieure est chauffé selon une évolution sinusoïdale. Après avoir élaboré notre code de calcul sous le logiciel Comsol-MultiPhysics, nous avons procédé à l'exposé des résultats qui illustrent principalement les lignes de courant, les isothermes et la variation du nombre de *Nusselt*. Cet exposé de résultats a été précédé par une validation du code de calcul en confrontant nos simulations avec des travaux menés par d'autres chercheurs. Une fois la validation du code a été effectuée, nous avons abordé la simulation numérique de deux modèles : pour le premier, la cavité poreuse était saturée d'air ; par contre, pour le second modèle, la même cavité est saturée par trois types de nanofluides différents (Al_2O_3 -eau, Cu-eau, et TiO_2 -eau).

Conclusion générale et perspectives

Conclusion générale et perspectives

En réponse à la préoccupation économique des procédés de conversion d'énergie, divers matériaux et fluides sont utilisés pour atteindre l'efficacité et assurer la meilleure transmission de la chaleur. Parmi les projets visant à améliorer le transfert de chaleur, on retrouve la technologie prometteuse d'utilisation de matériaux poreux soumis à l'écoulement de nanofluides.

Afin d'optimiser l'investigation expérimentale, la simulation numérique améliore la capacité d'évaluer et permet également un changement de paramètres de sensibilité d'une manière plus rapide et plus économique tout en prenant en compte plus attentivement les contraintes. De ce fait, il est possible de tester plus facilement de nouvelles idées grâce à la simulation.

Le présent travail concerne la modélisation et la simulation numérique de la convection naturelle dans une cavité poreuse où la paroi basse est chauffée non uniformément par une fonction sinusoïdale plus réaliste ; la paroi supérieure est maintenue froide, par contre, les parois verticales sont soumises à des conditions aux limites adiabatiques.

En effet, l'objectif principal de notre investigation est :

- L'étude de l'effet de l'amplitude de la température sinusoïdale sur les lignes de courant et le flux de chaleur ;

- De plus, l'étude du flux et le transfert de chaleur de trois types distincts de nanofluides, à savoir : Al_2O_3 -eau, Cu-eau et TiO_2 -eau, et ce pour différentes fractions volumiques des nanofluides et divers nombres de *Rayleigh* et de *Darcy*.

- Une fois le problème laminaire bidimensionnel est clairement présenté sous Comsol-MultiPhysics, les équations gouvernantes sont écrites puis résolues par l'utilisation de la Méthode des Eléments Finis. Les principaux résultats obtenus, qui reflètent les champs thermiques et dynamiques sont présentés sous forme de figures et de courbes.

Après analyse et synthèse, nous pouvons retenir ce qui suit :

- ✓ Le milieu poreux semble être un bon milieu de transfert de chaleur en raison du grand rapport surface/volume et du mélange intense du flux de fluide ;

- ✓ Les nanofluides possèdent des caractéristiques particulières qui les rendent potentiellement bénéfiques pour la transmission thermique ;

- ✓ La densité du fluide diminue spontanément sous l'influence de la différence de température entre la paroi inférieure et la paroi supérieure ;

✓ Le profil thermique sinusoïdal présente une influence substantielle sur la transmission de la chaleur et le mouvement du fluide ;

✓ Pour une variété de paramètres, la stratification isotherme est créée comme une séquence d'ondulations symétriques par rapport à la médiane verticale ; l'amplitude au centre est plus grande tout en indiquant une différence de température plus élevée que les deux amplitudes voisines.

✓ Les lignes de courant se sont montrées comme deux tourbillons symétriques qui tournent dans le sens des aiguilles d'une montre et dans le sens inverse ;

✓ La variation des valeurs typiques pour les nombres de *Rayleigh* et *Darcy* a un effet sur l'écoulement et le transfert de chaleur ;

✓ L'amplitude thermique sinusoïdale a un impact mineur sur le débit mais un impact caractéristique sur le taux de transfert de chaleur ;

✓ Le nombre de *Rayleigh* est un paramètre moteur clé de l'écoulement car il décrit la relation entre la flottabilité et la viscosité du fluide ;

✓ Lorsque le nombre de *Rayleigh* est supérieur, le flux de convection est dominé par rapport à la conduction, ce qui entraîne une diminution de la couche limite ;

✓ Le taux de transfert de chaleur et le débit sont intensifiés lorsque le nombre de *Rayleigh* augmente ;

✓ Aux faibles valeurs du nombre de *Rayleigh*, le nombre de *Darcy* a un impact négligeable mais, aux grandes valeurs du nombre de *Rayleigh*, il a une influence considérable ;

✓ L'influence de la convection libre augmente à mesure que le nombre de *Darcy* augmente, ce qui explique également l'augmentation du débit ;

✓ A faible nombre de *Darcy*, une faible fluctuation du nombre moyen de *Nusselt* en fonction du nombre de *Rayleigh* est constatée ;

✓ L'augmentation de la fraction volumique entraînent une augmentation du nombre de *Nusselt* ;

✓ Le cuivre présente un nombre de *Nusselt* élevé par rapport à l'alumine et le dioxyde de Titane ;

✓ Du fait de la perméabilité élevée, le nombre de *Nusselt* a augmenté significativement.

En terminant, nous pouvons affirmer que l'utilisation simultanée d'un milieu poreux et d'un nanofluide pour améliorer les performances de plusieurs systèmes industriels peut produire des résultats positifs, notamment, en termes de transfert de chaleur. La technique est prometteuse à ce stade, mais il serait important de bien choisir les réglages afin d'optimiser le transfert de chaleur tout en réduisant les pertes de charge.

ANNEXES

Annexe A

Perméabilité :

La perte de charge dans un seul canal dans un matériau poreux peut être définie à l'aide de l'équation de *Hagen Poiseuille* comme suit [177] :

$$-\vec{\nabla}p = \frac{32\mu_f \vec{V}_{fil}}{d_p^2} \quad (\text{B.1})$$

Étant donné que la perméabilité doit définir l'ensemble du milieu, on suppose qu'il existe (n_b) canaux.

$$n_b = \frac{V_{tot} \cdot \varepsilon}{V_{seul}} = \frac{A_t \cdot L \cdot \varepsilon}{\frac{\pi}{4} d_p^2 \cdot L} = \frac{4A_t \cdot \varepsilon}{\pi d_p^2} \quad (\text{B.2})$$

Le débit peut être calculé à l'aide de l'équation de *Poiseuille* à travers un seul canal comme suit :

$$Q_{seul} = \vec{\nabla}p \left(\frac{\pi d_p^2}{128\mu_f} \right) \quad (\text{B.3})$$

Donc, le débit total est :

$$Q_{tot} = n_b \cdot Q_{seul} = \vec{\nabla}p \left(\frac{\varepsilon \cdot A_t \cdot d_p^2}{32\mu_f} \right) \quad (\text{B.4})$$

Selon la loi de *Darcy*, la combinaison des équations donne une corrélation pour la perméabilité ; soit :

$$\vec{V}_{fil} = \frac{Q_{tot}}{A_t} = -\frac{\kappa}{\mu_f} \vec{\nabla}p \quad (\text{B.5})$$

$$\kappa = \frac{\varepsilon \cdot d_p^2}{32} \quad (\text{B.6})$$

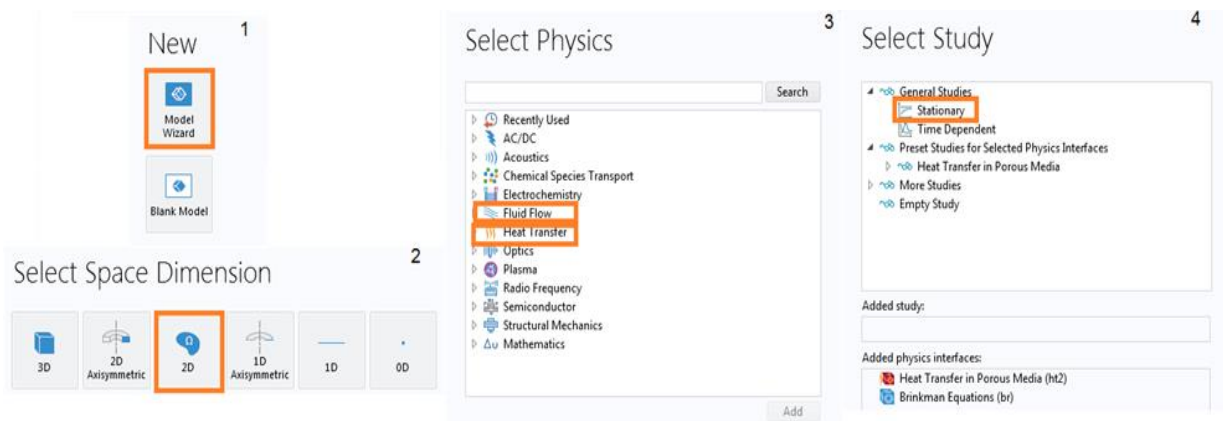
Annexe B

Prise en main du logiciel :

L'assistant de modèle permet de spécifier toutes les procédures de modélisation brièvement décrites ci-dessous lors du lancement de COMSOL MultiPhysics. Voici ces étapes :

1- Lancez l'assistant de modèle et choisissez le système de coordonnées du modèle, la physique pertinente au problème et le type de recherche que vous souhaitez effectuer (stationnaire ou dépendant du temps). Dans ce cas, il n'y a pas de charge ou d'attribut de matériau variant dans le temps, c'est pourquoi une étude stationnaire est utilisée.

2-



C.1 Fluid Flow

Les interfaces “Fluid Flow” sont utilisées pour simuler les champs d'écoulement et de pression des liquides et des gaz. Les interfaces physiques couvrent l'écoulement monophasique, l'écoulement multiphasique, l'écoulement en couche mince, l'écoulement en milieu poreux, et l'écoulement dans les conduites, selon les produits sous licence.

C.2 Heat Transfert

Les interfaces de transfert de chaleur sont utilisées pour calculer les champs de température et d'intensité radiative. Les interfaces multiphysiques calculent également d'autres champs physiques comme la vitesse, la pression ou les champs électromagnétiques.

Selon les produits licenciés, les interfaces “Heat Transfer” et les couplages multiphysiques thermiques peuvent être utilisés pour modéliser les transferts thermiques par conduction, convection ou rayonnement, ainsi que les transferts thermiques conjugués ou les échauffements électromagnétiques.

C.3 Brinkman Equations

L'interface “*Brinkman Equations*” est utilisée pour calculer les champs de vitesse et de pression des fluides monophasiques dans les milieux poreux dans le domaine de l'écoulement laminaire. L'interface physique, comme les équations de *Navier-Stokes*, étend la loi de *Darcy* pour représenter la dissipation de l'énergie cinétique par cisaillement visqueux. À des niveaux de Mach inférieurs à 0,3, des fluides de densités variées peuvent être inclus. La viscosité d'un fluide peut également fluctuer, par exemple, pour expliquer les fluides non Newtoniens. Lorsque le nombre de *Reynolds* est bien inférieur à 1, utilisez la fonction d'écoulement de *Stokes-Brinkman* pour réduire la dépendance aux effets d'inertie et simplifier les équations.

C.4 Heat Transfer in Porous Media

Le transfert de chaleur dans les milieux poreux est simulé à l'aide de l'interface “*Heat Transfer in Porous Media*”. Le modèle du milieu poreux avec équilibre thermique local est activé par défaut sur tous les domaines. Toutes les fonctionnalités permettant d'incorporer des types de domaines alternatifs tels qu'un domaine solide sont également fournies.

Pour tenir compte à la fois des propriétés de la matrice solide et des fluides, l'équation de température formulée dans les domaines des milieux poreux est liée à l'équation de convection-diffusion avec des modèles de moyenne des propriétés thermodynamiques.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

Références bibliographiques

- [1] M. Kaviany, *Principles of heat transfer in porous media*. Springer Science & Business Media, 2012.
- [2] O. Coussy, *Mécanique des milieux poreux*. Editions Technip, 1991.
- [3] F. Lominé, “Écoulements de particules dans un milieu poreux.”, Thèse de doctorat, Université Rennes, 2007.
- [4] N. Guerroudj and H. Kahalerras, “Mixed convection in a channel provided with heated porous blocks of various shapes,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 51, no. 3, pp. 505–517, 2010.
- [5] A. Narasimhan and B. V. K. Reddy, “Laminar forced convection in a heat generating bi-disperse porous medium channel,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 54, no. 1–3, pp. 636–644, 2011.
- [6] H. Y. Li, K. C. Leong, L. W. Jin, and J. C. Chai, “Analysis of fluid flow and heat transfer in a channel with staggered porous blocks,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 49, no. 6, pp. 950–962, 2010.
- [7] L. Boubendir and S. Chikh, “Analyse de l’effet de la matrice poreuse sur le transfert thermique en régime turbulent dans un échangeur à plaques,” *Rev. des énergies renouvelables*, vol. 12, no. 1, pp. 45–53, 2009.
- [8] J. L. Juarez Morejon, “Récupération assistée du pétrole par injection de polymères hydrosolubles: nouvelle approche.”, Thèse de doctorat, Université de Bordeaux, 2017.
- [9] D. Bernard, “Convection naturelle dans les structures géologiques poreuses: deux exemples numériques,” *Bull. minéralogie*, vol. 111, no. 6, pp. 601–611, 1988.
- [10] https://www.academia.edu/23899082/Caract%C3%A9risation_de_milieux_poreux_par_%C3%A9tude_de_leur_g%C3%A9om%C3%A9trie_3D_Application_%C3%A0_los_trab%C3%A9culaire
- [11] M. Sasso, “Traitement et analyse du signal ultrasonore pour la caractérisation de l’os cortical.”, Thèse de doctorat, l’Université Paris 12, 2008.
- [12] B. Kari, B. Perrin, and J. C. Foures, “Modélisation macroscopique des transferts de chaleur et d’humidité dans des matériaux du bâtiment. Les données nécessaires,” *Mater. Struct.*, vol. 25, no. 8, pp. 482–489, 1992.
- [13] A. E. Bergles and R. L. Webb, *A guide to the literature on convective heat transfer augmentation*. Iowa State University College of Engineering, 1985.
- [14] C. Girard, “Modélisation par prise de moyenne volumique des phénomènes de transports en milieu poreux réactif: application au garnissage d’une colonne d’absorption gaz-liquide.”, Thèse de doctorat, Université de pau et des pays de l’adour, 2013.
- [15] A. Bousri and K. Bouhadeh, “Etude numérique du transfert de chaleur et de masse dans un cylindre rempli d’un milieu poreux réactif,” in *Eurotherm seminar*, 2007, no. 81, pp. 4–6.
- [16] A. Delache, “Etude analytique et numérique des instabilités spatio-temporelles des écoulements de convection mixte en milieu poreux: comparaison avec l’expérience.”, Thèse de Doctorat, Université de Lille1, 2005.
- [17] K. Andriamananjara, N. Moulin, J. Bruchon, and S. Drapier, “Comparaison des modèles de Darcy et de Brinkman pour la prise en compte des effets capillaires locaux dans la

- simulation des écoulements macroscopiques en milieux poreux,” Résumé CSMA, 2017.
- [18] A. Pons, “Simulation numérique de la montée capillaire en espace confiné, en vue de l’application à des procédés d’élaboration de matériaux composites par imprégnation non-réactive ou réactive.” , These de Doctorat, Université de Bordeaux, 2017.
- [19] L. Chevalier, P. J. Liotier, J. Bruchon, and S. Drapier, “Approche numérique d’un écoulement local et effets capillaires dans une préforme pour la modélisation des procédés d’infusion,” , Actes du 13ime Colloque National en Calcul des Structures, O. Allix, P. Le Tallec, et L. Rota , actes électroniques, 2017.
- [20] R. Younsi, “Simulation numérique du transfert de chaleur et de masse en milieux fluides et poreux.” ,Thèsededoctorat,universitédessciencesettechnologiesHouariBoumediene, Alger, 2002.
- [21] S. Bories, A. Mojtabi, M. Prat, and M. Quintard, “Transferts de chaleur dans les milieux poreux Changement de phase,” *Tech. l’ingénieur*, vol. BE 8251, pp. 1–14, 2008.
- [22] A. Bejan and J. L. Lage, “Heat transfer from a surface covered with hair,” in *Convective heat and mass transfer in porous media*, Springer, 1991, pp. 823–845.
- [23] S. Z. Shuja, B. S. Yilbas, and S. M. A. Khan, “Flow subjected to porous blocks in the cavity: Consideration of block aspect ratio and porosity,” *Chem. Eng. J.*, vol. 139, no. 1, pp. 84–92, 2008.
- [24] W.-S. Fu, H.-C. Huang, and W.-Y. Liou, “Thermal enhancement in laminar channel flow with a porous block,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 39, no. 10, pp. 2165–2175, 1996.
- [25] W.-S. Fu and H.-C. Huang, “Thermal performances of different shape porous blocks under an impinging jet,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 40, no. 10, pp. 2261–2272, 1997.
- [26] K.-C. Wong and N. H. Saeid, “Numerical study of mixed convection on jet impingement cooling in a horizontal porous layer-using Brinkman-extended Darcy model,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 48, no. 1, pp. 96–104, 2009.
- [27] A. Merea, Premier cours national post-graduate sur l’irrigation, le drainage et la gestion des ressources hydriques. IICA Biblioteca Venezuela,ed Humberrto Pizarro1955
- [28] D. A. Nield and A. Bejan, *Convection in porous media*, vol. 3. Springer, 2006.
- [29] H. Darcy, *Les fontaines publiques de la ville de Dijon: exposition et application...* Victor Dalmont, 1856.
- [30] M. Debacq, M. Debacq, U. T. C. Hydraulique, and C. Paris, “Interactions fluide / solide To cite this version : HAL Id : hal-02444412,” 2020.
- [31] S. Ergun, “Determination of geometric surface area of crushed porous solids,” *Anal. Chem.*, vol. 24, no. 2, pp. 388–393, 1952.
- [32] P. Cheng and D. Vortmeyer, “Transverse thermal dispersion and wall channelling in a packed bed with forced convective flow,” *Chem. Eng. Sci.*, vol. 43, no. 9, pp. 2523–2532, 1988.
- [33] Y. Gueguen and J. Dienes, “Transport properties of rocks from statistics and percolation,” *Math. Geol.*, vol. 21, no. 1, pp. 1–13, 1989.
- [34] F. Ouahlent and A. Soudani, “Etude numérique de l’effet de la perméabilité dans un milieu partiellement poreux,” *Rev. des Energies Renouvelables*, vol. 22, no. 1, pp. 103–111, 2019.
- [35] S. Mukhopadhyay, “Mixed convection boundary layer flow along a stretching cylinder in porous medium,” *J. Pet. Sci. Eng.*, vol. 96, pp. 73–78, 2012.
- [36] R. Nebbali and K. Bouhadef, “Non-Newtonian fluid flow in plane channels: Heat transfer enhancement using porous blocks,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 50, no. 10, pp. 1984–

- 1995, 2011.
- [37] U. Gisi, R. Schenker, R. Schulin, F. X. Stadelmann, and H. Sticher, “Soil ecology,” 1997.
- [38] P. Moldrup, T. Olesen, T. Komatsu, P. Schjønning, and D. E. Rolston, “Tortuosity, diffusivity, and permeability in the soil liquid and gaseous phases,” *Soil Sci. Soc. Am. J.*, vol. 65, no. 3, pp. 613–623, 2001.
- [39] R. W. Vervoort and S. R. Cattle, “Linking hydraulic conductivity and tortuosity parameters to pore space geometry and pore-size distribution,” *J. Hydrol.*, vol. 272, no. 1–4, pp. 36–49, 2003.
- [40] G. E. Archie, “The electrical resistivity log as an aid in determining some reservoir characteristics,” *Trans. AIME*, vol. 146, no. 01, pp. 54–62, 1942.
- [41] E. Hahne, Y. W. Song, and U. Gross, “Measurements of thermal conductivity in porous media,” in *Convective Heat and Mass Transfer in Porous Media*, Springer, 1991, pp. 849–865.
- [42] F. F. Gilbert and B. B. Kenneth, “Chemical Reactor Analysis and Design’John Wiley and Sons.” NY, 1979.
- [43] N. Wakao and S. Kagei, *Heat and mass transfer in packed beds*, vol. 1. Taylor & Francis, 1982.
- [44] J. G. Georgiadis and I. Catton, “TRANSPORT IN PIPES FILLED WITH UNIFORM, NON-UNIFORM AND RANDOM POROUS MEDIA.,” in *Unknown Host Publication Title*, ASME, 1987, pp. 395–400.
- [45] C.-Y. Wen and L. Fan, *Models for flow systems and chemical reactors*. M. Dekker, 1975.
- [46] M. L. Hunt and C. L. Tien, “Non-Darcian convection in cylindrical packed beds,” *Journal of Heat Transfer*, 110, pp. 378–384, 1988.
- [47] J. C. Maxwell, *A treatise on electricity and magnetism*, vol. 1. Oxford: Clarendon Press, 1873.
- [48] G. R. Hadley, “Thermal conductivity of packed metal powders,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 29, no. 6, pp. 909–920, 1986.
- [49] P. Zehner and E. U. Schlunder, “On the effective heat conductivity in packed beds with flowing fluid at medium and high temperatures,” *Chem. Ing. Tech*, vol. 42, pp. 933–941, 1970.
- [50] O. KRISCHER and K. Kröll, “Trocknungstechnik Bd. 1: KRISCHER, O,” *Die wissenschaftlichen Grundlagen der Trocknungstechnik. Berlin/göttingen/heidel-b.*, 1956.
- [51] H. C. Brinkman, “A calculation of the viscous force exerted by a flowing fluid on a dense swarm of particles, *Appl Sci.*” Res, 1947.
- [52] T. S. Lundgren, “Slow flow through stationary random beds and suspensions of spheres,” *J. Fluid Mech.*, vol. 51, no. 2, pp. 273–299, 1972.
- [53] G. H. N. W. K. Nader, “Practical significance of Brinkman extension of Darcy’s law coupled parallel flows within a channel and a bounding porous medium,” *Can. J. Chem. Eng*, vol. 52, p. 475, 1974.
- [54] H.-Y. Fang and J. L. Daniels, “Introduction to geotechnical engineering,” *Introductory Geotechnical Engineering*. pp. 1–26, 2018, doi: 10.1201/9781315274959-1.
- [55] S. Chikh, A. Boumediene, K. Bouhadeif, and G. Lauriat, “Analysis of fluid flow and heat transfer in a channel with intermittent heated porous blocks,” *Heat Mass Transf.*, vol. 33, no. 5, pp. 405–413, 1998.
- [56] H. J. Sung, S. Y. Kim, and J. M. Hyun, “Forced convection from an isolated heat source

- in a channel with porous medium,” *Int. J. heat fluid flow*, vol. 16, no. 6, pp. 527–535, 1995.
- [57] J. L. Lage, “The fundamental theory of flow through permeable media from darcy to turbulence,” D. B. Ingham and I. Pop, eds., Elsevier Science, ISBN: 0-08-042843-6, 446 pp, 1998.
- [58] E. Arquis, “Transferts en milieu poreux et à l’interface: de l’échelle microscopique à l’échelle macroscopique.” thèse de Doctorat, Université Bordeaux, 1994.
- [59] H. N. El Dine, “Étude mathématique et numérique pour le modèle Darcy-Brinkman pour les écoulements diphasiques en milieu poreux.”, These de Doctorat, Université libanaise, 2017.
- [60] P. H. Forchheimer, “Wasserbewegung Durch Boden: Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure, v. 45,” 1901.
- [61] N. Frih, J. E. Roberts, and A. Saada, “Un modèle Darcy-Forchheimer pour un écoulement dans un milieu poreux fracturé,” *ARIMA* 5, 129–143 2006.
- [62] M. Agnaou, “Simulations d’écoulements inertiels en milieu poreux,” 21ème CFM, AFM, Courbevoie, France, 2013.
- [63] S. Chikh, A. Boumedien, K. Bouhadef, and G. Lauriat, “Amélioration du transfert thermique par un dépôt poreux sur la paroi d’un échangeur tubulaire,” *Rev. générale Therm.*, vol. 36, no. 1, pp. 41–50, 1997.
- [64] J. B. J. Fourier, “Sur la propagation de la chaleur,” *Unpubl. Manuscr.*, 1807.
- [65] A. Houpeurt, J. Delouvrier, and R. Iffly, “Fonctionnement d’un doublet hydraulique de refroidissement,” *La Houille Blanche*, no. 3, pp. 239–246, 1965.
- [66] A. Boisdet, J. L. Peube, and D. Blay, “Stockage thermique en milieu poreux granulaire,” *Rev. Phys. Appliquée*, vol. 17, no. 9, pp. 591–594, 1982.
- [67] J. Huetz and J.-P. Petit, “Notions de transfert thermique par convection,” *Tech. l’ingénieur A-1541*, 1990.
- [68] A. Sivasamy, V. Selladurai, and P. R. Kanna, “Jet impingement cooling of a constant heat flux horizontal surface in a confined porous medium: mixed convection regime,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 53, no. 25–26, pp. 5847–5855, 2010.
- [69] G. Venugopal, C. Balaji, and S. P. Venkateshan, “Experimental study of mixed convection heat transfer in a vertical duct filled with metallic porous structures,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 49, no. 2, pp. 340–348, 2010.
- [70] D. Menacer, “Etude numérique de la convection mixte dans des cavités phénomène de bifurcation.”Mémoire de magistère. Université de Constantine, 2012.
- [71] O. Cadot, O. Cadot, and E. École, “Introduction à la turbulence , cours de l’ ENSTA-ParisTech 2A To cite this version : HAL Id : cel-01228137 Polycopié de Cours,” 2015.
- [72] O. N. Şara, T. Pekdemir, S. Yapici, and H. Erşahan, “Thermal performance analysis for solid and perforated blocks attached on a flat surface in duct flow,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 41, no. 10, pp. 1019–1028, 2000.
- [73] C. Cui, X. Y. Huang, and C. Y. Liu, “Forced convection in a porous channel with discrete heat sources,” *J. Heat Transf.*, vol. 123, no. 2, pp. 404–407, 2001.
- [74] N. Yucel and R. T. Guven, “Numerical study of heat transfer in a rectangular channel with porous covering obstacles,” *Transp. porous media*, vol. 77, no. 1, pp. 41–58, 2009.
- [75] S. L. Moya, E. Ramos, and M. Sen, “Numerical study of natural convection in a tilted rectangular porous material,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 30, no. 4, pp. 741–756, 1987.
- [76] M. Combarnous and S. Bories, “Modélisation de la convection naturelle au sein d’une

- couche poreuse horizontale à l'aide d'un coefficient de transfert solide-fluide," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 17, no. 4, pp. 505–515, 1974.
- [77] P. Crausse, G. Bacon, and S. Bories, "Étude fondamentale des transferts couplés chaleur-masse en milieu poreux," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 24, no. 6, pp. 991–1004, 1981.
- [78] B. Le Fur, "Solutions a hodographe lineaire des equations de la convection naturelle dans un milieu poreux," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 25, no. 1, pp. 17–25, 1982.
- [79] S. Ben Nasrallah and G. Arnaud, "Étude des transferts bidimensionnels de chaleur et de masse lors du séchage par convection naturelle d'une plaque poreuse verticale chauffée par un flux constant," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 32, no. 8, pp. 1529–1539, 1989.
- [80] P. Le Breton, "Étude numérique et expérimentale de la convection naturelle laminaire et turbulente en cavité partiellement occupée d'un milieu poreux." , These de Doctorat, University of Bordeaux1, 1991.
- [81] A. Bahloul, "Boundary layer and stability analysis of natural convection in a porous cavity," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 45, no. 7, pp. 635–642, 2006.
- [82] Y. Ould-Amer and S. Slama, "Convection naturelle dans un milieu poreux multicouche," , 13èmes Journées Internationales de Thermique, 5 p., Albi, France, 2007.
- [83] S. BENISSAAD, A. BOUMARAF, and A. DJEBLI, "Étude de la convection naturelle thermosolutale dans une enceinte inclinée," *Séminaire Int. sur les Technol. Mécaniques, SITEM'2009, les 05 06 Décembre 2009, Univ. Abou-Beker Belkaid-Tlemcen.*
- [84] K. Abdelli, "Étude de la convection naturelle dans une cavité fermée en présence milieu poreux." , Mémoire de Master, Université Mouloud Mammeri Tizi-Ouzou, 2012.
- [85] Haddadi mohamed et chenaf youcef, "Étude numérique de la convection naturelle dans une cavité contenant une couche poreuse." , Mémoire de Master, Université Akli Mohand Oulhadj-Bouira, 2019.
- [86] P. C. Huang and K. Vafai, "Analysis of forced convection enhancement in a channel using porous blocks," *J. Thermophys. heat Transf.*, vol. 8, no. 3, pp. 563–573, 1994.
- [87] M.-C. Néel, "Convection forcée en milieu poreux: écarts à la loi de Darcy," *Comptes Rendus l'Académie des Sci. IIB-Mechanics-Physics-Astronomy*, vol. 326, no. 10, pp. 615–620, 1998.
- [88] A. Hadim, "Forced convection in a porous channel with localized heat sources," *ASME J. Heat Transfer* , 116(2), pp. 465–472.10.1115/1.2911419, 1994.
- [89] M.-L. Hwang and Y.-T. Yang, "Numerical simulation of turbulent fluid flow and heat transfer characteristics in metallic porous block subjected to a confined slot jet," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 55, pp. 31–39, 2012.
- [90] R. Ghafir, "Modélisation et simulation numérique de l'ébullition par convection forcée dans un milieu poreux." , These de Doctorat, Université de Marne-la-Vallée, 2000.
- [91] D. Helel and N. Boukadida, "Transfert de chaleur et de masse dans un milieu poreux non saturé soumis à une convection forcée laminaire," , 13èmes Journées Internationales de Thermique, Albi, France, 2007.
- [92] Y.-L. Yen, P.-C. Huang, C.-F. Yang, and Y.-J. Chen, "Numerical study of heat transfer of a porous-block-mounted heat source subjected to pulsating channel flow," *Numer. Heat Transf. Part A Appl.*, vol. 54, no. 4, pp. 426–449, 2008.
- [93] P.-C. Huang and C.-F. Yang, "Analysis of pulsating convection from two heat sources mounted with porous blocks," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 51, no. 25–26, pp. 6294–6311, 2008.
- [94] N. Guerroudj and H. Kahalerras, "Étude numérique de la convection mixte dans un canal

- incliné muni de blocs poreux.”, 9^{ème} congrès de mécanique, FS semlalia, Merrakech, 2013
- [95] A. Delache, N. Ouarzazi, and M.-C. Neel, “Structuration de la convection mixte en milieu poreux confiné latéralement et chauffé par le bas: effets d’inertie,” *Comptes Rendus Mécanique*, vol. 330, no. 12, pp. 885–891, 2002.
- [96] B. V. R. Kumar and S. K. Murthy, “Mixed convection in a non-Darcian fluid saturated square porous enclosure under multiple suction effect,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 53, no. 25–26, pp. 5764–5773, 2010.
- [97] M. Bensouici and R. Bessaih, “Mixed convection in a vertical channel with discrete heat sources using a porous matrix,” *Numer. Heat Transf. Part A Appl.*, vol. 58, no. 7, pp. 581–604, 2010.
- [98] B. Lyes, “Étude numérique de la convection mixte en milieu poreux dans un canal contenant des composants électroniques,” These de Doctorat, UNIVERSITÉ CONSTANTINE 1, 2017.
- [99] A. Alblawi, N. Zainuddin, R. Roslan, M. Rahimi-Gorji, N. A. Bakar, and H.-T. Do, “Effect of heat generation on mixed convection in porous cavity with sinusoidal heated moving lid and uniformly heated or cooled bottom walls,” *Microsyst. Technol.*, pp. 1–12, 2019.
- [100] S. U. S. Choi and J. A. Eastman, “Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles,” Argonne National Lab., IL (United States), 1995.
- [101] S. U. S. Choi and J. A. Eastman, “Enhanced heat transfer using nanofluids.” Google Patents, Apr. 24, 2001.
- [102] B. C. Pak and Y. I. Cho, “Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles,” *Exp. Heat Transf. an Int. J.*, vol. 11, no. 2, pp. 151–170, 1998.
- [103] H. Sakuma and K. Ishii, “Gas flow sputtering: Versatile process for the growth of nanopillars, nanoparticles, and epitaxial thin films,” *J. Magn. Mater.*, vol. 321, no. 7, pp. 872–875, 2009.
- [104] Y. Singh, J. R. N. Javier, S. H. Ehrman, M. H. Magnusson, and K. Deppert, “Approaches to increasing yield in evaporation/condensation nanoparticle generation,” *J. Aerosol Sci.*, vol. 33, no. 9, pp. 1309–1325, 2002.
- [105] D. K. Lee, Y. H. Kim, X.-L. Zhang, and Y. S. Kang, “Preparation of monodisperse Co and Fe nanoparticle using precursor of M²⁺-oleate₂ (M= Co, Fe),” *Curr. Appl. Phys.*, vol. 6, no. 4, pp. 786–790, 2006.
- [106] R. Benoit *et al.*, “Optimisation of the surface properties of SBA-15 mesoporous silica for in-situ nanoparticle synthesis,” *Microporous mesoporous Mater.*, vol. 120, no. 1–2, pp. 2–6, 2009.
- [107] E. B. Elcioglu and S. M. S. Murshed, “Ultrasonically tuned surface tension and nano-film formation of aqueous ZnO nanofluids,” *Ultrason. Sonochem.*, vol. 72, p. 105424, 2021.
- [108] J.-P. Ribeiro and J.-A. Gruss, *Nanofluides pour les applications thermiques*. Ed. Techniques Ingénieur, 2009.
- [109] C. Y. Tsai, H. T. Chien, P. P. Ding, B. Chan, T. Y. Luh, and P. H. Chen, “Effect of structural character of gold nanoparticles in nanofluid on heat pipe thermal performance,” *Mater. Lett.*, vol. 58, no. 9, pp. 1461–1465, 2004.
- [110] S.-C. Tzeng, C.-W. Lin, and K. D. Huang, “Heat transfer enhancement of nanofluids in

- rotary blade coupling of four-wheel-drive vehicles,” *Acta Mech.*, vol. 179, no. 1, pp. 11–23, 2005.
- [111] N. OUADADI and M. L. MORECHTA, “Étude numérique de la convection naturelle dans une cavité remplie de nanofluide d’un panneau solaire.”, Mémoire de Master, University of M’sila, 2021.
- [112] M. Bouton, “Évaluation de l’intérêt énergétique des nanofluides dans l’usage des machines frigorifiques.” Mémoire de Master. Université de Lorraine, 2012.
- [113] J. Buongiorno and L. Hu, “Nanofluid heat transfer enhancement for nuclear reactor applications,” in *International Conference on Micro/Nanoscale Heat Transfer*, 2009, vol. 43918, pp. 517–522.
- [114] A. Jordan, R. Scholz, P. Wust, H. Föhling, and R. Felix, “Magnetic fluid hyperthermia (MFH): Cancer treatment with AC magnetic field induced excitation of biocompatible superparamagnetic nanoparticles,” *J. Magn. Magn. Mater.*, vol. 201, no. 1–3, pp. 413–419, 1999.
- [115] Z. Zhang, Q. Xue, and J. Zhang, “Synthesis, structure and lubricating properties of dialkyldithiophosphate-modified MoS₂ compound nanoclusters,” *Wear*, vol. 209, no. 1–2, pp. 8–12, 1997.
- [116] P. Murthy, “Thermal dispersion and viscous dissipation effects on non-Darcy mixed convection in a fluid saturated porous medium,” *Heat mass Transf.*, vol. 33, no. 4, pp. 295–300, 1998.
- [117] M. Mobedi, O. Cekmer, and I. Pop, “Forced convection heat transfer inside an anisotropic porous channel with oblique principal axes: Effect of viscous dissipation,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 49, no. 10, pp. 1984–1993, 2010.
- [118] H. Xie, J. Wang, T. Xi, Y. Liu, F. Ai, and Q. Wu, “Thermal conductivity enhancement of suspensions containing nanosized alumina particles,” *J. Appl. Phys.*, vol. 91, no. 7, pp. 4568–4572, 2002.
- [119] M.-S. Liu, M. C.-C. Lin, I.-T. Huang, and C.-C. Wang, “Enhancement of thermal conductivity with carbon nanotube for nanofluids,” *Int. Commun. heat mass Transf.*, vol. 32, no. 9, pp. 1202–1210, 2005.
- [120] J. A. Eastman, S. U. S. Choi, S. Li, W. Yu, and L. J. Thompson, “Anomalously increased effective thermal conductivities of ethylene glycol-based nanofluids containing copper nanoparticles,” *Appl. Phys. Lett.*, vol. 78, no. 6, pp. 718–720, 2001.
- [121] E. J. Wasp, J. P. Kenny, and R. L. Gandhi, “Solid–liquid flow: slurry pipeline transportation.[Pumps, valves, mechanical equipment, economics],” *Ser. Bulk Mater. Handl.:(United States)*, vol. 1, no. 4, 1977.
- [122] V. D. A. G. Bruggeman, “Berechnung verschiedener physikalischer Konstanten von heterogenen Substanzen. I. Dielektrizitätskonstanten und Leitfähigkeiten der Mischkörper aus isotropen Substanzen,” *Ann. Phys.*, vol. 416, no. 7, pp. 636–664, 1935.
- [123] R. L. Hamilton and O. K. Crosser, “Thermal conductivity of heterogeneous two-component systems,” *Ind. Eng. Chem. Fundam.*, vol. 1, no. 3, pp. 187–191, 1962.
- [124] P. Keblinski, S. R. Phillpot, S. U. S. Choi, and J. A. Eastman, “Mechanisms of heat flow in suspensions of nano-sized particles (nanofluids),” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 45, no. 4, pp. 855–863, 2002.
- [125] A. Einstein, “Zur theorie der brownischen bewegung,” *Ann. Phys.*, vol. 324, no. 2, pp. 371–381, 1906.
- [126] H. C. Brinkman, “The viscosity of concentrated suspensions and solutions,” *J. Chem.*

- Phys.*, vol. 20, no. 4, p. 571, 1952.
- [127] G. Batchelor, “Brownian diffusion of particles with hydrodynamic interaction,” *J. Fluid Mech.*, vol. 74, no. 1, pp. 1–29, 1976.
- [128] L. R. Graham, “Between science and values,” in *Between Science and Values*, Columbia University Press, 1981.
- [129] S. E. B. Maiga, S. J. Palm, C. T. Nguyen, G. Roy, and N. Galanis, “Heat transfer enhancement by using nanofluids in forced convection flows,” *Int. J. heat fluid flow*, vol. 26, no. 4, pp. 530–546, 2005.
- [130] H. A. Mintsa, G. Roy, C. T. Nguyen, and D. Doucet, “New temperature dependent thermal conductivity data for water-based nanofluids,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 48, no. 2, pp. 363–371, 2009.
- [131] C. T. Nguyen *et al.*, “Temperature and particle-size dependent viscosity data for water-based nanofluids–hysteresis phenomenon,” *Int. J. heat fluid flow*, vol. 28, no. 6, pp. 1492–1506, 2007.
- [132] Y. Xuan and W. Roetzel, “Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 43, no. 19, pp. 3701–3707, 2000.
- [133] J. Kim, Y. T. Kang, and C. K. Choi, “Analysis of convective instability and heat transfer characteristics of nanofluids,” *Phys. fluids*, vol. 16, no. 7, pp. 2395–2401, 2004.
- [134] S. P. Jang and S. U. S. Choi, “Role of Brownian motion in the enhanced thermal conductivity of nanofluids,” *Appl. Phys. Lett.*, vol. 84, no. 21, pp. 4316–4318, 2004.
- [135] C. H. Chon, K. D. Kihm, S. P. Lee, and S. U. S. Choi, “Empirical correlation finding the role of temperature and particle size for nanofluid (Al₂O₃) thermal conductivity enhancement,” *Appl. Phys. Lett.*, vol. 87, no. 15, p. 153107, 2005.
- [136] M. Shafahi, V. Bianco, K. Vafai, and O. Manca, “An investigation of the thermal performance of cylindrical heat pipes using nanofluids,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 53, no. 1–3, pp. 376–383, 2010.
- [137] G. Bachir, R. Sawli, C. Fakhri, and A. MOJTABI, “Etude du transfert de chaleur en convection naturelle dans les nanofluides,” *Congès la Société Française Therm.*, pp. 1–6, 2008.
- [138] Y. Xuan and Q. Li, “Heat transfer enhancement of nanofluids,” *Int. J. heat fluid flow*, vol. 21, no. 1, pp. 58–64, 2000.
- [139] A. J. Chamkha and M. A. Ismael, “Conjugate heat transfer in a porous cavity filled with nanofluids and heated by a triangular thick wall,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 67, pp. 135–151, 2013.
- [140] S. M. S. Ahamed, S. Mondal, and P. Sibanda, “Impulsive nanofluid flow along a vertical stretching cone,” *Int. J. HEAT Technol.*, vol. 35, no. 4, pp. 1005–1014, 2017.
- [141] C.-C. Cho, “Effects of porous medium and wavy surface on heat transfer and entropy generation of Cu-water nanofluid natural convection in square cavity containing partially-heated surface,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 119, p. 104925, 2020.
- [142] M. Elmir, R. Mahdaoui, B. Draoui, and A. Mojtabi, “Simulation Numérique de la convection naturelle dans une cavité contenant un nanofluide,” 9^{ème} Séminaire International sur la Physique Énergétique, 2008.
- [143] H. Salhi and M. Si-Ameur, “Convection naturelle dans les enceintes: nanofluide,” *Rev. des énergies renouvelables*, vol. 15, no. 1, pp. 121–130, 2012.
- [144] B. BOUDJENIBA, S. LAOUAR, and E. H. Mezaache, “Etude numérique de la convection naturelle dans une cavité rectangulaire contenant un nanofluide,” Second

- International Conference on Mechanics, Université Constantine1, pp. 25-26., 2015.
- [145] S. M. Aminossadati, A. Raisi, and B. Ghasemi, “Effects of magnetic field on nanofluid forced convection in a partially heated microchannel,” *Int. J. Non. Linear. Mech.*, vol. 46, no. 10, pp. 1373–1382, 2011.
- [146] E. Sourtiji, S. F. Hosseinizadeh, M. Gorji-Bandpy, and D. D. Ganji, “Effect of water-based Al₂O₃ nanofluids on heat transfer and pressure drop in periodic mixed convection inside a square ventilated cavity,” *Int. Commun. heat mass Transf.*, vol. 38, no. 8, pp. 1125–1134, 2011.
- [147] S. Sivanandam, A. J. Chamkha, F. O. M Mallawi, M. S. Alghamdi, and A. M. Alqahtani, “Effects of Entropy Generation, Thermal Radiation and Moving-Wall Direction on Mixed Convective Flow of Nanofluid in an Enclosure,” *Mathematics*, vol. 8, no. 9, p. 1471, 2020.
- [148] R. Nasrin, S. Hossain, I. Zahan, K. F. U. Ahmed, and H. Fayaz, “Performance analysis of hybrid/single nanofluids on augmentation of heat transport in lid-driven undulated cavity,” *Heat Transf*, *Heat Transf*, 49(8):4204–25, 2020.
- [149] M. Ameer and R. Braham, “Analyse numérique du transfert de chaleur par convection forcée d’un nanofluide dans un canal muni de blocs poreux en présence d’un flux oscillatoire.”. Mémoire de Master, Université Mouloud Mammeri Tizi-Ouzou, 2015.
- [150] I. FERSADOU and H. KAHALERRAS, “Convection forcée d’un nanofluide dans un canal poreux avec dissipation visqueuse,” Third International Conference on Energy, Materials, Applied Energetics and Pollution, 2016.
- [151] S. Bhardwaj and A. Dalal, “Numerical Investigation of Free Convection in a Porous Corrugated Cavity filled with Silver (Ag) Dispersed Nano-fluid,” *J. Therm. Sci. Eng. Appl.*, pp. 1–23, 2020.
- [152] S. Ahmad and I. Pop, “Mixed convection boundary layer flow from a vertical flat plate embedded in a porous medium filled with nanofluids,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 37, no. 8, pp. 987–991, 2010.
- [153] M. F. Almensoury, A. S. Hashim, H. K. Hamzah, and F. H. Ali, “Numerical investigation of natural convection of a non-Newtonian nanofluid in an F-shaped porous cavity.” *Heat Trans*, 2021.
- [154] E. B. Ögüt, “Natural convection of water-based nanofluids in an inclined enclosure with a heat source,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 48, no. 11, pp. 2063–2073, 2009.
- [155] E. Abu-Nada, Z. Masoud, and A. Hijazi, “Natural convection heat transfer enhancement in horizontal concentric annuli using nanofluids,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 35, no. 5, pp. 657–665, 2008.
- [156] L. Eljamali, M. Zaydan, and R. Sehaqui, “Effet de la fraction volumique dans une cavité carrée inclinée remplie de nanofluide.” 13^{ème} Congrès de Mécanique, Meknès, MAROC, 2017.
- [157] S. M. Elsherbiny, “Free convection in inclined air layers heated from above,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 39, no. 18, pp. 3925–3930, 1996.
- [158] A. Bairi, N. Laraqi, and J. M. G. de Maria, “Numerical and experimental study of natural convection in tilted parallelepipedic cavities for large Rayleigh numbers,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 31, no. 4, pp. 309–324, 2007.
- [159] G. Allaire, *Analyse numérique et optimisation: une introduction à la modélisation mathématique et à la simulation numérique*. Editions Ecole Polytechnique, 2005.
- [160] I. Danaila, F. Hecht, and O. Pironneau, “FEM par l’exemple,” Université de Caen,

- Simulation, pp. 2012–2013, 2003.
- [161] M. Kern, Introduction à la méthode des éléments finis. Cours de l'Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2008.
- [162] C. Multiphysics, “The COMSOL Multiphysics Reference Manual,” *Manual*, pp. 1–1336, 2015, [Online]. Available: www.comsol.com/blogs.
- [163] C. K. Ho and S. W. Webb, *Gas transport in porous media*, vol. 20. Springer, 2006.
- [164] C.-T. Hsu, “Dynamic modeling of convective heat transfer in porous media,” in *Handbook of porous media*, CRC Press, 2005, pp. 57–98.
- [165] J. Wang and W. Sun, “Heat and sweat transport in fibrous media with radiation,” *Eur. J. Appl. Math.*, vol. 25, no. 3, pp. 307–327, 2014.
- [166] Y. Shiina and M. Hishida, “Critical Rayleigh number of natural convection in high porosity anisotropic horizontal porous layers,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 53, no. 7–8, pp. 1507–1513, 2010.
- [167] M. Glomski and M. A. Johnson, “A precise calculation of the critical Rayleigh number and wave number for the rigid-free Rayleigh-Bénard problem,” *Appl. Math. Sci.*, vol. 6, no. 103, pp. 5097–5108, 2012.
- [168] B. Adrian, CONVECTION HEAT transfer, Other books by Adrian Bejan, Fourth Edition John Wiley & Sons, 2013.
- [169] A. Bejan, *Convection heat transfer*. John Wiley & Sons, 2013.
- [170] H. E. Patel, K. B. Anoop, T. Sundararajan, and S. K. Das, “A micro-convection model for thermal conductivity of nanofluids,” *Pramana - J Phys* 65, 863–869, 2005.
- [171] Y. Varol, H. F. Oztop, and I. Pop, “Numerical analysis of natural convection for a porous rectangular enclosure with sinusoidally varying temperature profile on the bottom wall,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 35, no. 1, pp. 56–64, 2008.
- [172] L. Saidi, S. Mekroussi, S. Kherris, D. Zebbar, and B. Mébarki, “A Numerical Investigation of the Free Flow in a Square Porous Cavity with Non-Uniform Heating on the Lower Wall,” *Eng. Technol. Appl. Sci. Res.*, vol. 12, no. 1, pp. 7982–7987, 2022.
- [173] I. A. Badruddin and G. A. Quadir, “Heat and mass transfer in porous cavity: Assisting flow,” in *AIP Conference Proceedings*, 2016, vol. 1738, no. 1, p. 480126.
- [174] A. C. Baytas and I. Pop, “Free convection in a square porous cavity using a thermal nonequilibrium model,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 41, no. 9, pp. 861–870, 2002.
- [175] G. A. Sheikhzadeh and S. Nazari, “Numerical study of natural convection in a square cavity filled with a porous medium saturated with nanofluid,” *Transport Phenomena in Nano and Micro Scales* vol. 1, pp. 138-146, 2013
- [176] H. Darcy, “Les fontaines publiques de la ville de Dijon : exposition et application des principes à suivre et des formules à [...],” *Source gallica.bnf.fr / Bibliothèque nationale de France*, p. 343, 1865.
- [177] J. Welty, G. L. Rorrer, and D. G. Foster, *Fundamentals of momentum, heat, and mass transfer*. John Wiley & Sons, 2020.

Résumé

Cette investigation porte sur la modélisation et la simulation numérique bidimensionnelle pour traiter la convection naturelle laminaire en régime permanent dans une cavité poreuse. Il convient de noter qu'une fonction de chauffage sinusoïdale plus réaliste a été appliquée sur la paroi inférieure de la cavité tandis que la paroi supérieure est maintenue froide, et les parois verticales sont soumises à des conditions aux limites adiabatiques. Le phénomène de convection naturelle est régi par les équations de conservation en adoptant l'approximation de *Boussinesq* et les modèles d'écoulement Darcien et non-Darcien avec extension de *Brinkman*. La simulation numérique a été effectuée en utilisant la Méthode des Eléments Finis sous le logiciel Comsol-MultiPhysics. L'écoulement de l'air et de divers types de nanofluides (Al_2O_3 -eau, Cu-eau et TiO_2 -eau) a été testé. Aussi, différents paramètres de contrôle ont été examinés ; à savoir : les nombres de *Rayleigh* et de *Darcy*, la fraction volumique des nanoparticules, et le nombre de Prandtl sur les lignes de courant, les isothermes et le nombre de *Nusselt*. Les résultats de simulation et leur interprétation après validation sont présentés.

Mots clés : Milieu poreux, Convection naturelle, Cavité, Nanofluide, MEF.

Abstract

This investigation focuses on modeling and two-dimensional numerical simulation to deals with steady-state laminar natural convection in a porous cavity. It should be noted that a more realistic sinusoidal heating function has been applied to the lower wall of the cavity while the upper wall is kept cool, and the vertical walls are subjected to adiabatic boundary conditions. The phenomenon of natural convection is governed by conservation equations adopting the *Boussinesq* approximation and flow models: Darcian and non-Darcian with *Brinkman* extension. The numerical simulation was performed using the Finite Element Method under the Comsol-MultiPhysics software. The flow of air and various types of nanofluids (Al_2O_3 -water, Cu-water and TiO_2 -water) was tested. Also, different control parameters were examined; namely: the *Rayleigh* and *Darcy* numbers, the volume fraction of the nanoparticles, and the *Prandtl* number on current lines, isotherms and *Nusselt* number. The simulation results and their interpretation after validation are presented.

Keywords: Porous media, Natural convection, Cavity, Nanofluid, FEM.

ملخص

ركز هذا التحقيق على النمذجة والمحاكاة العددية ثنائية الأبعاد لعلاج الحمل الحراري الصفحي الطبيعي للحالة المستقرة في تجويف مسامي. وتجدر الإشارة إلى أنه تم تطبيق وظيفة تسخين جيبيّة أكثر واقعية على الجدار السفلي للتجويف بينما تم الحفاظ على برودة الجدار العلوي، وتخضع الجدران العمودية لظروف الحدود الكاظمة للحرارة. تخضع ظاهرة الحمل الحراري الطبيعي لمعادلات الحفظ التي تعتمد تقريب *Boussinesq*، ونماذج التدفق الدارسي وغير الدارسي مع امتداد *Brinkman*. تم إجراء المحاكاة العددية باستخدام طريقة العناصر المحدودة (MEF) تحت برنامج Comsol-MultiPhysics. تم اختبار تدفق الهواء وأنواع مختلفة من السوائل النانوية (Al_2O_3 -ماء و Cu-ماء و TiO_2 -ماء). أيضا، تم فحص معالم التحكم المختلفة كأرقام *Rayleigh* و *Darcy*، والكسر الحجمي للجسيمات النانوية، وعدد *Prandtl* على خطوط التدفق، التوزيع الحراري ورقم *Nusselt*. كما تم عرض نتائج المحاكاة وتفسيرها بعد التحقق من صحتها.

الكلمات المفتاحية: وسط مسامي، حمل حراري طبيعي، تجويف، سائل نانوي، MEF.