

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

Université Mohamed Khider – Biskra
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département : Génie Mécanique
Ref:



جامعة محمد خيضر بسكرة
كلية العلوم والتكنولوجيا
قسم : الهندسة الميكانيكية
المرجع:

Thèse présentée en vue de l'obtention du diplôme de :

Doctorat en Sciences

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Énergétique

Présentée par :

HACHICHI Farid

**Etude du transfert thermique dans les milieux confinés ou semi-confinés
soumis à des conditions aux limites variables**

Soutenue publiquement le: 24/02/2024

Devant le jury composé de :

GUERIRA Belhi	Pr	Président	Université de Biskra
BELGHAR Nouredine	Pr	Rapporteur	Université de Biskra
KADJA Mahfoud	Pr	Co-Rapporteur	Université de Constantine 1
MOUMMI Nouredine	Pr	Examineur	Université de Biskra
TALBI Kamel	Pr	Examineur	Université de Constantine 1
GHELANI Laala	MCA	Examineur	Université de Khenchela

Abstract

This thesis presents the results of two studies: the first concerns obstacle's effects and their location inside a square cavity on the thermal performance of Cu–Al₂O₃/H₂O hybrid nanofluid and the second relates to the forced convective flow and heat transfer around three circular cylinders in a tandem arrangement with variable boundary conditions in semi confined media.

The first study focuses on the effect of the number of obstacles and their positioning within the square cavity on heat exchange. This work considers heating the cavity's bottom wall to a steady, high temperature. The top wall of the cavity is adiabatic, while the two vertical side walls are cooled. Four cases are explored under these conditions: the first case is a square-shaped cavity where a square-shaped obstacle ($h = l = 0,15 L$) is mounted, while in the other three cases the cavity contains two, three, and four square obstacles respectively. The cavity was filled with a Cu–Al₂O₃/H₂O hybrid nanofluid with a volume fraction $\phi = 0.03$. Numerical results were obtained for laminar and stationary flow regimes with Rayleigh numbers $10^4 \leq Ra \leq 10^6$. The finite volume approach solves the governing equations numerically. The findings show that the number of square obstacles within the square shaped cavity significantly impacts the heat exchange and the hybrid nanofluid flow. The second geometry, with two square obstacles, improves heat exchange more than the other cases with one, three or four obstacles. In this configuration, the obstacle location at the plane $Y = 0.25H$ is the most suitable for boosting heat transmission by the hybrid nanofluid. The ideal obstacle position in the four obstacles' case corresponds to the plane $Y = 0.75H$.

In the second study we determined numerically the characteristics of the flow such as the total drag and lift coefficients, the isotherms, the vorticity, the local and average Nusselt numbers for the first, second and third cylinders for various values of the gap ratio and for a constant Reynolds number with an inlet parabolic velocity profile. The numerical simulations were carried out by solving the continuity, momentum and energy equations using the finite volume method-based commercial solver ANSYS-FLUENT. The present study was conducted using a Prandtl number of 0.7 for air as working fluid, with a Reynolds number equal to 100 and a spacing ratio varying from 2 to 5, and at a fixed value of the blockage ratio $\beta=0.25$. It is found that the force coefficients, the wake structure behind the cylinders and the Nusselt number depend strongly on the value of the spacing ratio. We also note that the average

Nusselt number of the first cylinder is close to that of a single isothermal cylinder for $GR=5$ and that the average Nusselt number of the second cylinder represents approximately 70% of that of the first cylinder.

Finally in some cases the behavior of the flow characteristics behind the second cylinder does not follow the overall trend of variations.

Keywords: hybrid nanofluid, obstacle, square cavity, thermal performance, forced convection, numerical simulation, circular cylinders in tandem arrangement, confined ducts, vortex shedding patterns, drag coefficient.

Résumé

Cette thèse présente les résultats de deux études : la première concerne les effets des obstacles et leur localisation à l'intérieur d'une cavité carrée sur les performances thermiques du nanofluide hybride Cu- Al₂O₃/H₂O et la seconde concerne l'écoulement convectif forcé et le transfert de chaleur autour de trois cylindres circulaires arrangés en tandem en milieu semi-confiné avec conditions aux limites variables.

La première étude porte sur l'effet du nombre d'obstacles et de leur positionnement dans une cavité carrée sur les échanges thermiques. Ce travail considère le chauffage de la paroi inférieure de la cavité à une température constante élevée. La paroi supérieure de la cavité est adiabatique, tandis que les deux parois latérales verticales sont refroidies. Quatre cas sont explorés dans ces conditions : le premier cas est une cavité de forme carrée contenant un obstacle de forme carrée ($h = l = 0,15 L$), tandis que dans les trois autres cas la cavité comporte deux, trois et quatre obstacles carrés, respectivement. La cavité a été remplie d'un nanofluide hybride Cu- Al₂O₃/H₂O avec une fraction volumique $\phi = 0,03$. Les résultats numériques ont été obtenus pour les régimes d'écoulement laminaire et stationnaire avec des nombres de Rayleigh $10^4 \leq Ra \leq 10^6$. L'approche numérique des volumes finis a été utilisée pour résoudre les équations gouvernantes. Les résultats obtenus montrent que le nombre d'obstacles montés dans la cavité a un impact significatif sur l'échange de la chaleur et la structure de l'écoulement. Le deuxième cas, avec deux obstacles, améliore l'échange de chaleur plus que les autres cas (avec une, trois ou quatre obstacles). Dans cette configuration, la localisation de l'obstacle au niveau du plan $Y = 0,25H$ est la plus adaptée pour booster la transmission de chaleur par le nanofluide.

La position idéale de l'obstacle dans la quatrième configuration, qui comporte quatre obstacles, se situe au niveau du plan $Y = 0,75H$.

Dans la deuxième étude, nous avons déterminé numériquement les caractéristiques de l'écoulement telles que les coefficients de traînée et de portance totaux, les isothermes, la vorticité, les nombres de Nusselt locaux et moyens pour le premier, le deuxième et le troisième cylindre pour différentes valeurs du rapport d'écart et pour un nombre de Reynolds constant avec un profil de vitesse parabolique à l'entrée du domaine de calcul. Les simulations numériques sont réalisées en résolvant les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie à l'aide du solveur commercial basé sur la méthode des volumes finis ANSYS-FLUENT. La

présente étude a été menée en utilisant un nombre de Prandtl de 0,7 pour l'air comme fluide de travail, avec un nombre de Reynolds égal à 100, un rapport d'espacement variant de 2 à 5, et à une valeur fixe du rapport de blocage $\beta = 0,25$. On constate que les coefficients de force et la structure de sillage derrière les cylindres dépendent fortement de la valeur du rapport d'espacement. On constate aussi que le nombre de Nusselt moyen du premier cylindre se rapproche de celui d'un seul cylindre isotherme pour $GR=5$ et que le nombre de Nusselt moyen du deuxième cylindre représente environ 70 % de celui du premier cylindre. Enfin dans certains cas le comportement des caractéristiques de l'écoulement derrière le deuxième cylindre ne suit pas la tendance générale des variations.

Mots-clés: nanofluide hybride, obstacle, cavité carrée, performances thermiques, convection forcée, simulation numérique, cylindres circulaires en tandem, conduits confinés, modèles de détachement tourbillonnaires, coefficient de traînée.

□ لخص

تقدم هذه الأطروحة نتائج دراستين:

الأولى تتعلق بتأثيرات العوائق وموقعها داخل التجويف المربع على الأداء الحراري للسائل النانوي الهجين $Cu- Al_2O_3/H_2O$ وتعلق الثانية بالتدفق الحراري القسري و انتقال الحرارة حول ثلاث أسطوانات دائرية في الترتيبات الترادفية مع حالة الحدود المتغيرة في الوسائط شبه المحصورة. تركز الدراسة الأولى على تأثير المعوقات وتحديد موقعها داخل التجويف المربع على التبادل الحراري. يدرس هذا العمل تسخين الجدار السفلي للتجويف إلى درجة حرارة ثابتة و عالية. الجدار العلوي منا لتجويف ثابت الحرارة، في حين يتم تبريد الجدارين الجانبين الرأسيين. يتم استكشاف أربع حالات في ظل هذه الظروف: الحالة الأولى عبارة عن تجويف مربع الشكل يحمل عقبة مربعة الشكل $L = 0,15$ بينما تشتمل الحالات الثلاث الأخرى، على التوالي، على اثنين، و ثلاثة، و أربعة عوائق مربعة. تم ملء التجويف بمائع نانوي هجين $Cu- Al_2O_3/ H_2O$ مع جزء حجم $\phi = 0.03$. النتائج العددية لأنظمة التدفق الصفحي و الثابتة بأرقام رايلى $10^4 \leq Ra \leq 10^6$. يحل نهج الحجم المحدود المعادلات الحاكمة عدديًا. أظهرت النتائج أن عدد العوائق المربعة داخل التجويف المربع الشكل يؤثر بشكل كبير على التبادل الحراري و تدفق السوائل النانوية. المثال الثاني، مع اثنين من العوائق المربعة، يحسن التبادل الحراري أكثر من الحالات الأخرى مع واحد إلى أربعة حواجز. في المثال الثاني، يكون موقع العائق على المستوى $Y = 0.25H$ مناسبًا و يساعد على زيادة انتقال الحرارة للسائل النانوي الهجين. موقع العائق المثالي في المثال الرابع، الذي يحتوي على أربعة حواجز مربعة هو المستوى $Y = 0.75H$.

في الدراسة الثانية، حددنا خصائص التدفق عدديًا مثل معاملات السحب و الرفع الإجمالية، متساويات الحرارة و الدوامة، أرقام Nusselt المحلية و المتوسطة للأسطوانة الأولى و الثانية و الثالثة لقيم مختلفة لنسبة الفجوة و لعدد رينولدز الثابت مع سرعة المدخل في شكل قطع مكافئ. تم إجراء عمليات المحاكاة العددية عن طريق حل معادلات الاستمرارية و كمية الحركة و الطاقة باستخدام وسيلة الحجم المحدود للبرمجية التجارية ANSYS-FLUENT. أجريت الدراسة الحالية باستخدام رقم Prandtl قدره 0.7 للهواء كمائع تشغيل، مع رقم رينولدز $Reynolds$ يساوي 100، نسبة تباعد تتراوح من 2 إلى 5، وبقية ثابتة لنسبة الانسداد $\beta = 0.25$. لقد وجد أن معاملات القوة و هيكل الاستيقاظ خلف الأسطوانات يعتمدان بشدة على قيمة نسبة التباعد. لوحظ كذلك أن متوسط عدد Nusselt نسلت للأسطوانة الأولى يقترب من ذلك الخاص بأسطوانة واحدة متساوية الحرارة $Gr = 5$ و متوسط عدد نسلت من الاسطوانة الثانية حوالي 70٪ من الاسطوانة الأولى. أخيرًا ، في بعض الحالات ، لا يتبع سلوك خصائص التدفق خلف الأسطوانة الثانية الاتجاه العام للتغيرات.

الكلمات المفتاحية: الموائع النانوية الهجينة، العائق، التجويف المربع، الأداء الحراري، الحمل القسري، المحاكاة العددية، الأسطوانات الدائرية في الترتيب الترادفي، القنوات المحصورة، أنماط فصل الدوامات، معامل السحب.

Remerciements

Tout d'abord, je voudrais remercier **ALLAH** qui m'a donné la force, le courage et la patience nécessaires pour mener à bien ce travail.

Je tiens également à exprimer mes remerciements et toute ma gratitude à mon encadreur de thèse, Mr. N. BELGHAR, Professeur à l'Université Mohamed Khidher de Biskra, et à mon co-encadreur de thèse Mr. M. KADJA, Professeur à l'Université des Frères Mentouri de Constantine, qui ont fait preuve d'une disponibilité sans faille tout au long de cette recherche et qui ont su orienter mon travail tout en restant parfaitement ouverts à mes initiatives. Outre leur rigueur scientifique et leur intérêt pour le sujet, ils m'ont apporté un soutien moral considérable.

Mes remerciements s'adressent également à Mr. **B. GUERIRA**, Professeur à l'Université de Biskra pour m'avoir fait l'honneur de présider le jury de thèse.

Je remercie sincèrement **Mr. MOUMMI Noureddine**, Professeur à l'Université de Biskra, **Mr. TALBI Kamel**, Professeur à l'Université des Frères Mentouri de Constantine et **Mr GHELANI Laala**, Maître de Conférences à l'Université de Khenchela, pour leur participation à mon jury en tant qu'examineurs.

Mes remerciements amicaux vont au **Dr. CHADI Kamel**, Maître de Conférences à l'Université de Tiaret, pour sa gentillesse, sa disponibilité et ses qualités humaines et scientifiques.

Mes remerciements les plus chaleureux vont également au **Dr. MEBROUK Ridha**, Maître de conférences à l'Université de Ouargla, pour son aide illimitée dans la programmation et pour ses encouragements et ses conseils durant le développement de ce travail.

Enfin, je terminerai en remerciant toutes les personnes qui ont contribué directement ou indirectement à la réalisation de ce travail.

Dédicaces

À mes chers parents ;

À mes frères et sœurs ;

À ma femme ;

À mes enfants ;

À ma famille et à ma belle-famille ;

À tous mes amis;

À tous ceux que j'aime

À tous ceux qui m'ont soutenu de près ou de loin.

Farid.

SOMMAIRE

ABSTRACT.....	ii
RESUME.....	iv
ملخص.....	vi
Remerciements	vii
Dédicaces	viii
Nomenclature.....	xiv
Liste des figures	xvi
Liste des tableaux	xix
Introduction générale	1
Chapitre I : Généralités et revue bibliographique.....	6
I.1 Utilisation des nanofluides pour améliorer le transfert de chaleur.....	6
I.2 Transfert de chaleur par convection libre dans des enceintes	6
I.3 Revue bibliographique sur la convection naturelle dans les enceintes.....	8
I.4 Revue bibliographique sur l'écoulement des fluides et le transfert de chaleur autour des cylindres	16
<i>I.4.1 Ecoulement rampant.....</i>	<i>17</i>
<i>I.4.2 Régime permanent détaché</i>	<i>17</i>
<i>I.4.3 Régime laminaire bidimensionnel instable.....</i>	<i>18</i>
<i>I.4.4 Régime sous-critique</i>	<i>19</i>
<i>I.4.5 Régime supercritique</i>	<i>20</i>
<i>I.4.6 La couche limite</i>	<i>20</i>
<i>I.4.7 Application de l'écoulement autour d'obstacles dans l'industrie: échangeurs de chaleur tubulaires.....</i>	<i>21</i>
<i>I.4.8 Études antérieures sur l'écoulement et le transfert de chaleur autour des cylindres.....</i>	<i>22</i>

Chapitre II: Généralités sur les nanofluides	26
II.1 Introduction.....	26
II.2 Particules de base et fluides	26
II.3 Méthodes de préparation des nanofluides	27
<i>II.3.1 Méthode en deux étapes.....</i>	<i>27</i>
<i>II.3.2 Méthode en une seule étape</i>	<i>27</i>
II.4 Paramètres affectant la conductivité thermique des nanofluides	28
<i>II.4.1 Mouvement brownien</i>	<i>28</i>
<i>II.4.2 Couche interfaciale (nanocouche)</i>	<i>29</i>
<i>II.4.3 Fraction de volume.....</i>	<i>30</i>
<i>II.4.4 Effet du type de nanoparticules.....</i>	<i>31</i>
<i>II.4.5 Effet de la température</i>	<i>32</i>
II.5 Avantages des nanofluides	33
II.6 Limitations.....	34
<i>II.6.1 Chaleur spécifique plus faible.....</i>	<i>34</i>
<i>II.6.2 Coût élevé des nanofluides.....</i>	<i>34</i>
<i>II.6.3 Difficultés dans le processus de production.....</i>	<i>34</i>
II.7 Application des nanofluides.....	35
<i>II.7.1 Intensification du transfert de chaleur.....</i>	<i>35</i>
<i>II.7.2 Applications électroniques.....</i>	<i>35</i>
<i>II.7.3 Transports.....</i>	<i>37</i>
<i>II.7.4 Applications de refroidissement industriel</i>	<i>38</i>
<i>II.7.5 Chauffer les bâtiments et réduire la pollution.....</i>	<i>39</i>
<i>II.7.6 Refroidissement des systèmes nucléaires</i>	<i>39</i>

II.7.7 Espace et défense	40
II.7.8 Thérapeutique du cancer.....	41
II.7.9 Refroidissement des micropuces	42
II.7.10 Applications énergétiques	44
II.7.11 Applications mécaniques	44
II.7.12 Applications biomédicales.....	44
II.7.13 Autres applications.....	44
II.8 Conclusions.....	44
Chapitre III: Modèle mathématique et méthode numérique	46
III.1 Introduction.....	46
III.2 Équations générales	46
III.2.1 Équation de continuité (régime laminaire)	46
III.2.2 L'équation de conservation de la quantité de mouvement.....	47
III.2.3 Équation de conservation d'énergie.....	47
III.3 L'approximation de Boussinesq	48
III.4 Modélisation du premier problème (effets des obstacles et de leur localisation à l'intérieur d'une cavité carrée sur les performances thermiques du nanofluide hybride Cu- Al ₂ O ₃ /H ₂ O	49
III.4.1 Modèle physique et équations régissant la première étude	50
III.5 Modélisation du deuxième problème (écoulement des fluides et transfert de chaleur autour de trois cylindres circulaires disposés en tandem avec des conditions limites variables dans un milieu semi-confiné).....	53
III.5.1 Modèle physique et équations régissant la deuxième étude	54
III.6 Différentes étapes à suivre pour la modélisation numérique.....	58
III.7 Etapes d'une simulation CFD avec Fluent	59

<i>III.7.1 Maillage</i>	59
<i>III.7.1.1 Choix du type de maille</i>	60
<i>III.7.1.2 Maillage général</i>	62
<i>III.7.2 Simulation</i>	65
<i>III.7.2.1 Choix du solveur</i>	65
<i>III.7.2.2 Définition des caractéristiques des fluides</i>	66
<i>III.7.2.3 Conditions d'exploitation</i>	66
<i>III.7.2.4 Conditions aux limites</i>	67
<i>III.7.2.5 Choix des critères de convergence</i>	55
Chapitre IV: Résultats et discussion	68
IV.1 Première étude: Effets des obstacles et de leur localisation dans une cavité carrée sur les performances thermiques du nanofluide hybride Cu–Al ₂ O ₃ /H ₂ O	69
<i>IV.1.1 Effet du maillage sur la solution numérique</i>	69
<i>IV.1.2 Validation des résultats</i>	70
<i>IV.1.3 Résultats et discussion</i>	71
<i>IV.1.3.1 Lignes de courant et champ de température pour Ra =10⁴ - 10⁶....</i>	71
<i>IV.1.3.2 Profil de la vitesse le long du plan Y = 0,5H et Y = 0,125H</i>	73
<i>IV.1.3.3 Distribution de la température le long de l'axe Y = 0,125H</i>	74
<i>IV.1.3.4 Lignes de courant et isothermes pour différentes positions des obstacles</i>	75
<i>IV.1.3.5 Variation de Nu_{ave} en fonction de Ra</i>	76
<i>IV.1.3.6 Variation de Nu_{ave} en fonction de la position de l'obstacle dans la cavité</i>	77
<i>IV.1.3.7 Conclusions</i>	78
IV.2 Deuxième étude : Ecoulement des fluides et transfert de chaleur autour de trois cylindres circulaires disposés en tandem avec des conditions aux limites variables dans un milieu semi confiné.....	78

<i>IV.2.1 Test d'indépendance de la grille</i>	79
<i>IV.2.2 Pas de temps et critères de convergence</i>	80
<i>IV.2.3 Résultats et discussion</i>	80
<i>IV.2.3.1 Étude de validation</i>	81
<i>IV. 2.3.2 Lignes de courant, contours de vorticité et des isothermes</i>	82
<i>IV. 2.3.3 Variation des coefficients de portance et de traînée en fonction du rapport d'écartement</i>	87
<i>IV. 2.3.4 Variations locales du nombre de Nusselt</i>	88
<i>IV. 2.3.5 Nombres de Nusselt moyens</i>	90
<i>IV. 2.3.6 Conclusions</i>	91
Conclusions et recommandations	93
Références bibliographiques	95
Annexe : Publications réalisées dans le cadre de cette recherche	102

NOMENCLATURE

Première étude

Symboles		Unités
C_p	chaleur spécifique du fluide.....	[JKg ⁻¹ K ⁻¹]
g	accélération de la pesanteur.....	[m s ⁻²]
Gr	Nombre de Grashof	[-]
H	hauteur de la cavité.....	[m]
k	conductivité thermique.....	[Wm ⁻¹ K ⁻¹]
L	Longueur de la cavité.....	[m]
Nu_{ave}	Nombre de Nusselt moyen.....	[-]
Nu_L	Nombre de Nusselt local.....	[-]
P	pression	[Pa]
Pr	Nombre de Prandtl	[-]
Ra	Nombre de Rayleigh	[-]
T	température.....	[K]
T_c	température de la paroi inférieure de la cavité ...	[K]
u	composante de la vitesse dans la direction x..	[m s ⁻¹]
v	composante de la vitesse dans la direction y..	[m s ⁻¹]
x	coordonnée Cartésienne.....	[m]
y	coordonnée Cartésienne	[m]
Indices		
f	Fluide de base (eau)	
mf	Nanofluide hybride	
Lettres grecques		
α	diffusivité thermique	[m ² s ⁻¹]
β	coefficient de dilatation thermique	[K ⁻¹]
θ	température adimensionnelle.....	[-]
μ	viscosité dynamique du liquide de refroidissement.....	[kg/m s]
ρ	masse volumique du liquide de refroidissement	[kg/m ³]
φ	fraction de volume	[-]

Deuxième étude

Symboles

		Unités
C_D	Coefficient de traînée	[-]
C_L	Coefficient de portance.....	[-]
C_p	Chaleur spécifique du fluide.....	[J/kg K]
D	Diamètre du cylindre	[m]
h_θ	Coefficient local de transfert de chaleur	[W/m ² K]
H	Longueur verticale du canal	[m]
k	conductivité thermique	[W/mK]
L	Longueur horizontale du canal	[m]
Nu_θ	Nombre de Nusselt local	[-]
Pr	Nombre de Prandtl	[-]
Re	Nombre de Reynolds	[-]
S	Espacement entre les cylindres	[m]
t^*	Temps adimensionnel... ..	[-]
T	Température.....	[K]
T_∞	Température du flux d'entrée	[K]
T_w	Température des cylindres	[K]
u_{avr}	Vitesse d'entrée moyenne du fluide.....	[m s ⁻¹]
u_x	composante de la vitesse dans la direction x.	[m s ⁻¹]
v_y	composante de la vitesse dans la direction y.	[m s ⁻¹]
x	coordonnée Cartésienne	[m]
y	coordonnée Cartésienne	[m]

Indices

w	Surface des cylindres
∞	Flux à l'entrée du domaine de calcul
1	Premier cylindre
2	Deuxième cylindre
3	Troisième cylindre

Lettres grecques

μ	Viscosité du fluide	[kg/m s]
ρ	Masse volumique du fluide.....	[kg/m ³]

Liste des figures

Figure I.1	Ecoulement rampant.....	17
Figure I.2	Régime stable détaché	18
Figure I.3	Régime laminaire instable bidimensionnel	18
Figure I.4	Régime sous-critique	19
Figure I.5	Couche limite pour les fluides parfaits et réels.....	20
Figure I.6	Échangeur de chaleur à tubes et à calandre.....	21
Figure I.7	Un croquis simple d'un réacteur nucléaire qui implique le flux de liquide de refroidissement autour des barres de contrôle et des barres de combustible qui imitent le scénario du flux autour de cylindres circulaires.....	22
Figure II.1	Représentation schématique des nanofluides.....	26
Figure II.2	Schéma de la production de nanofluides : évaporation de matériaux dans des liquides à faible pression de vapeur, système conçu pour la production directe de nanofluides.....	28
Figure II.3	Mouvement brownien des nanoparticules.....	29
Figure II.4	Coupe transversale schématique de la structure des nanofluides composée de nanoparticules, de liquide en vrac et de nanocouches à l'interface solide/liquide.....	30
Figure II.5	Particule sphérique unique avec couche interfaciale dans un milieu fluide.....	30
Figure II.6	Effet de la concentration volumique sur la conductivité thermique des nanofluides Al_2O_3/H_2O	31
Figure II.7	Effet des types de particules sur la conductivité thermique des nanofluides	32
Figure II.8	Effet de la température sur la conductivité thermique des nanofluides.	33
Figure II.9	Application des nanofluides pour refroidir les puces.....	43
Figure III.1	Illustration schématique des quatre cas calculés ($L=H$).....	50

Figure III.2	Domaine de calcul de la configuration à trois cylindres	54
Figure III.3	Organigramme de calcul.....	59
Figure III.4	Maillages structurés et non structurés (3D).....	60
Figure III.5	Maillage hybride (a) en 3D (b) en 2D	61
Figure III.6	Définition de l'asymétrie basée sur (a) le volume équilatéral (b) la déviation angulaire.....	62
Figure III.7	Raffinement du maillage dans les régions à fort gradient.....	63
Figure III.8	Évolution de la taille des éléments	64
Figure III.9	Test de convergence du maillage.....	65
Figure III.10	Choix de la pression de référence	67
Figure IV.1	Effet du nombre de cellules du maillage pour le cas 01 et $Ra=10$ sur la température le long du plan $Y = 0,25H$ de la cavité.....	70
Figure IV.2	Impact du maillage sur Nu_{ave} de la paroi chaude de l'enceinte pour $Ra=10$ et le cas 1.....	70
Figure IV.3	(A) Isothermes dans le travail de Ragui et al. [116] et (B) isothermes dans notre travail à Ra de 10^6 , et $Pr=7$	70
Figure IV.4	(A) Les lignes de courant pour les quatre cas et pour $Ra=10^4$. (B) Les lignes de courant pour les quatre cas et $Ra=10^5$. (C) Les lignes de courant pour tous les cas et pour $Ra=10^6$	72
Figure IV.5	(A) Champ de température pour tous les cas et pour $Ra=10^4$. (B) Champ de température pour tous les cas et pour $Ra=10^5$. (C) Champ de température pour tous les cas et pour $Ra=10^6$	72
Figure IV.6	Le profil de la vitesse le long du plan $Y = 0,5H$ dans tous les cas.....	73
Figure IV.7	La répartition de la vitesse adimensionnelle le long du plan $Y=0,125H$ dans tous les cas	74
Figure IV.8	La distribution de la température le long des plans $Y = ,125H$	75
Figure IV.9	Lignes de courant et isothermes pour différentes positions d'obstacles et $Ra=10^5$	76
Figure IV.10	Nu_{ave} en fonction de Ra pour tous les cas étudiés.....	77
Figure IV.11	Nu_{ave} en fonction de la position de l'obstacle dans la cavité pour les quatre cas étudiés.....	77
Figure IV.12	Vue agrandie de la structure de la grille autour des trois cylindres arrangés en tandem ($GR=4$).....	79

Figure IV.13	Comparaison entre les valeurs actuelles et les valeurs de la littérature de l'évolution temporelle des coefficients de portance pour deux cylindres tandem confinés à $Re = 100$, $GR=4$, $Pr= 0.7$	81
Figure IV.14	Lignes de courant autour de trois cylindres en tandem pour différents rapports d'espacement à $Re = 100$ avec $t^*=225$...	84
Figure IV.15	Vorticité autour de trois cylindres en tandem pour différents rapports d'espacement à $Re = 100$ et $t^*=225$	85
Figure IV.16	Isothermes autour de trois cylindres en tandem pour différents rapports d'espacement à $Re = 100$ avec $t^*=225$...	86
Figure IV.17	Histoires temporelles de la force de portance pour les premier, deuxième et troisième cylindres à différents rapports d'écartement ...	87
Figure IV.18	Histoires temporelles de la force de traînée agissant sur les cylindres pour différents rapports d'écartement à $Re = 100$...	88
Figure IV.19	La distribution locale du nombre de Nusselt sur le premier, le deuxième et le troisième cylindre à $Re = 100$ et $t^* = 225$...	89
Figure IV.20	Nombre de Nusselt moyen du premier, du deuxième et du troisième cylindre pour différents rapports d'écartement	90

Liste des tableaux

Tableau III.1	Propriétés thermophysiques de l'eau et des nanoparticules....	52
Tableau III.2	Variation de la qualité des mailles en fonction de la valeur du coefficient de distorsion F_d	63
Tableau IV.1	Test d'indépendance de la grille pour $GR = 4$ à $Re = 100$...	80
Tableau IV.2	Comparaison entre les valeurs actuelles et celles de la littérature des coefficients de traînée moyens et du nombre de Nusselt moyen pour deux cylindres confinés en tandem à $Re = 100$, $GR = 4$ et $Pr = 0.7$	82

INTRODUCTION GENERALE

La convection naturelle dans des enceintes a de nombreuses applications techniques telles que les systèmes de refroidissement de composants électroniques, les capteurs solaires, les systèmes de stockage thermique et les systèmes de réacteurs nucléaires. Il est donc important de comprendre le comportement thermique de tels systèmes.

Un refroidissement haute performance est une exigence essentielle de toutes les industries du siècle actuel. La mauvaise conductivité thermique des fluides conventionnels tels que l'eau, l'éthylène glycol (EG) et l'huile moteur, etc. constitue la principale limitation à la promotion du type de fluide caloporteur le plus efficace et le plus novateur capable de fournir un refroidissement haute performance dans les industries actuelles. Les nanoparticules solides avec des échelles de longueur de 1 à 100 nm avec une conductivité thermique relativement élevée sont dispersées dans le fluide de base (faible conductivité thermique) et sont proposées pour améliorer la conductivité thermique efficace et le coefficient de transfert de chaleur par convection. En 1873, Maxwell [112] fut le premier à proposer une équation pour calculer la conductivité thermique effective des mélanges solide-liquide. La corrélation proposée par Maxwell[112] n'est pas très efficace car l'effet de la taille et de la forme des nanoparticules n'a pas été pris en compte dans l'analyse. Ce travail a été étendu par Hamilton and Crosser[75]. Il introduit le nouveau terme « Sphéricité » dans l'équation proposée par Maxwell[112]. Cependant, cette idée ne promettait pas la stabilité, la sédimentation et le colmatage de la suspension.

Choi et Eastman [1] sont les premiers à introduire la nouvelle classe de fluide caloporteur efficace en mettant en suspension les nanoparticules métalliques dans les fluides conventionnels. Leurs nanofluides devraient avoir une conductivité thermique élevée par rapport aux fluides conventionnels. Leur étude a créé un nouvel espoir dans la recherche sur les nanofluides et avec cette recherche, une nouvelle ère a commencé dans le domaine des nanofluides. Et depuis lors, ce domaine est devenu un sujet créatif et émergent pour de nombreux chercheurs et industries également.

Aujourd'hui, l'application des nanofluides a été prouvée dans différentes disciplines et industries, notamment la médecine , l'automobile , l'énergie nucléaire, la lubrification

les jets impactants, les microcanaux, le refroidissement électronique, les énergies renouvelables, les procédés de chauffage et de refroidissement, les combustions, les propriétés thermophysiques des nanofluides hybrides et les transferts de chaleur avec système multiphasique, le transfert de chaleur avec des nanofluides dans des milieux poreux, les processus d'usinage, les différents échangeurs de chaleur, etc.....

L'écoulement de fluide à travers des corps non profilés (tels qu'un cylindre circulaire ou carré) est un sujet de grande préoccupation dans la littérature publiée récemment en raison de ses applications en ingénierie : TPL (plateforme à jambes tendues), câbles, tours, ponts suspendus, les structures off-shore, les immeubles de grande hauteur, les jetées, tous sont constamment soumis à une charge variable d'écoulement de fluide. Lorsque le fluide s'écoule à travers ces objets/structures, l'écoulement est séparé de la direction principale de l'écoulement et crée une vaste zone de basse pression (sillage) en aval de ces objets. Des tourbillons se forment dans la région du sillage, provoquant ainsi des fluctuations de vitesse dans la zone de basse pression et donnent naissance à des forces de traînée et de portance instables. Maintenant, si la fréquence de l'écoulement oscillant qui résulte (détachement de tourbillons) correspond à la fréquence naturelle de l'objet, le phénomène de résonance se produira et provoquera des vibrations dans la structure ou en fin de compte, cela aboutira à sa défaillance.

Bien que l'aérodynamique d'un cylindre circulaire ait fait l'objet de nombreuses études expérimentales, il existe toujours un besoin de mesures de haute qualité pour mieux comprendre les champs d'écoulement de deux ou plusieurs cylindres circulaires placés à proximité les uns des autres, qui impliquent des interactions complexes. entre les couches de cisaillement, les vortex, les sillages et l'allée de tourbillons de Karman. Deux cylindres disposés en tandem peuvent également être considérés comme l'élément de base de structures multiples, le cylindre en aval interférant avec la dynamique de sillage et la région de formation de vortex du cylindre immédiatement en amont. Comprendre l'écoulement à travers les structures en groupes nécessite une connaissance de cet écoulement dynamique.

Le comportement de l'écoulement autour des cylindres circulaires arrangés en tandem est sensible à la fois au nombre de Reynolds Re et l'espacement des cylindres,

L/D où L est la distance de séparation des cylindres et D fait référence au diamètre du cylindre.

Le transfert de chaleur à travers les corps non profilés qui sont soumis à des vortex a de nombreuses applications, notamment les composants de refroidissement électroniques et les échangeurs de chaleur.

Le transfert de chaleur entre deux ou plusieurs fluides à des températures différentes est la définition clé de l'échangeur de chaleur (heat exchanger : HX). Ils sont utilisés dans une grande variété d'applications différentes telles que les industries alimentaires, les centrales électriques, la gestion de la récupération de chaleur résiduelle, les industries manufacturières, les applications CVC (chauffage, ventilation et climatisation) et bien d'autres encore. Ils sont utilisés à la fois dans les processus de chauffage et de refroidissement. Au cours des deux dernières décennies, la demande de transfert efficace de chaleur d'une matière à une autre dans le HX a augmenté. Les échangeurs de chaleur sont nécessaires pour maintenir les machines, les produits chimiques toxiques ou dangereux, l'eau, le gaz et toute autre substance dans les conditions de fonctionnement spécifiques.

Objectif de cette thèse

Deux types d'écoulement accompagnés de transfert thermique ont été étudiés dans cette thèse de Doctorat en Sciences : L'écoulement provoqué par la convection naturelle dans une cavité remplie d'un nanofluide hybride et l'écoulement par convection forcée autour de trois cylindres disposés en tandem.

La première étude a permis de clarifier l'influence des paramètres suivants sur la convection naturelle dans une cavité carrée: la fraction volumique solide du nanofluide, le nombre de Rayleigh et le nombre et l'emplacement des obstacles. L'étude - concernant les effets des obstacles et leur emplacement à l'intérieur d'une cavité carrée sur la performance thermique du nanofluide hybride $Cu-Al_2O_3/H_2O$ - a évalué l'effet d'ajouter les nanoparticules au liquide pur afin d'améliorer l'efficacité du refroidissement de la surface chaude de la cavité. Il étudie également l'effet du nombre d'obstacles et de leur emplacement optimal.

Le but de la deuxième étude - concernant la convection forcée sur trois

cylindres disposés en tandem dans un domaine confiné avec des conditions limites variables - est de déterminer la relation des champs dynamiques (coefficient de portance C_L , coefficient de traînée C_D) et des champs thermiques (nombre de Nusselt Nu) avec le ratio de l'espacement et le nombre de Reynolds.

Organisation de la thèse

Cette thèse de Doctorat en Sciences est composée d'une introduction générale, de quatre chapitres et d'une conclusion générale.

Le premier chapitre contient des généralités et une recherche bibliographique approfondie sur les transferts thermiques dans les enceintes utilisant des nanofluides hybrides et sur la convection forcée autour de cylindres placés dans des domaines confinés et non confinés.

Dans le deuxième chapitre on trouve des généralités sur les nanofluides : les méthodes de production des nanoparticules et des nanofluides, les caractéristiques thermophysiques et le comportement rhéologique des nanofluides.

Le troisième chapitre contient les équations gouvernant la convection naturelle et la convection forcée. On y trouve une présentation des équations d'écoulement des fluides accompagnées du transfert de chaleur (équation de Navier-Stokes et équation de conservation de la chaleur) ainsi que les hypothèses associées à ce modèle. Le chapitre contient également une brève description du code commercial ANSYS-FLUENT utilisé dans les simulations.

La première section du quatrième chapitre contient les résultats à l'étude de l'écoulement et du transfert de chaleur dans une cavité carrée contenant des obstacles et remplie d'un nanofluide hybride. Le modèle mathématique, la méthode numérique, la géométrie et le maillage de cette première étude sont donnés dans le chapitre III. Dans la section IV.1 de ce chapitre, nous présentons les résultats des tests d'Indépendance du maillage. La validation du code informatique à l'aide de données tirées de la littérature est présentée dans la section IV.2. La section IV.3 contient les résultats sous forme de graphiques et leur discussion. Cette section se termine par

une conclusion regroupant les différentes observations de cette première étude.

La deuxième section **du quatrième chapitre** contient les résultats de l'étude numérique de l'écoulement et du transfert de chaleur par convection forcée autour de cylindres circulaires avec des conditions limites variables dans un domaine semi-confiné. Les caractéristiques de l'écoulement et du transfert de chaleur telles que les coefficients de traînée et de portance, les lignes de courant, la vorticité et les isothermes ont été générées, ce qui nous a permis de visualiser l'écoulement et le transport de chaleur. Les nombres de Nusselt locaux et moyens pour les premier, deuxième et troisième cylindres sont également calculés et présentés dans cette section. Cette section se termine par une conclusion regroupant les différentes observations de cette deuxième étude.

CHAPITRE I: GENERALITES ET REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

I.1 Utilisation de nanofluides pour améliorer le transfert de chaleur

Le transfert de chaleur joue un rôle important dans différentes applications industrielles et techniques. Les fluides ayant une faible conductivité thermique sont les moins bénéfiques pour un transport efficace de la chaleur. Pour obtenir le fluide caloporteur souhaité, les chercheurs ont concentré leurs efforts sur le développement de nouveaux fluides caloporteurs améliorés. Ils ont trouvé un moyen d'augmenter la conductivité thermique des fluides, par exemple en prenant des particules en suspension dans le fluide, ce qui est susceptible d'améliorer la conductivité thermique du fluide, car les fluides contenant des particules en suspension ont une conductivité thermique élevée par rapport aux fluides courants.

L'étude du transfert de chaleur est restée un intérêt de recherche important au cours des dernières décennies où les nanofluides jouaient le rôle de colonne vertébrale. Bien que les fluides conventionnels aient des applications industrielles et techniques à grande échelle, ils ne sont pas en mesure de produire un transfert de chaleur raisonnablement amélioré. Cependant, les nanofluides constituent un meilleur choix dans de telles circonstances. Les nanofluides sont de bons absorbeurs et générateurs de chaleur en raison de la conductivité thermique élevée des nanoparticules insérées dans le liquide de base. C'est pour cette raison que ces fluides remplacent les fluides de type conventionnel. Une caractérisation plus approfondie des nanofluides relève des nanofluides hybrides et ternaires qui comprennent deux et trois types de particules métalliques distinctes. Les principaux domaines d'application du transfert de chaleur des nanofluides sont le génie chimique, mécanique et thermique appliqué. En outre, ces fluides sont utilisés comme catalyseurs lors de processus chimiques, dans l'administration de médicaments et dans l'ingénierie biomédicale. Par conséquent, dans le présent travail, un type de nanofluide plus efficace appelé nanofluide hybride est envisagé. L'analyse révélera comment le transfert de chaleur peut être contrôlé ou amélioré en raison de contraintes physiques croissantes. Ces résultats seraient utiles dans les applications industrielles et techniques susmentionnées.

I.2 Transfert de chaleur par convection libre dans les enceintes

La convection libre a de nombreuses applications dans l'industrie, telles que les systèmes de ventilation, les systèmes de lutte contre les incendies, le transfert de chaleur dans les bâtiments, les systèmes de capteurs solaires thermiques, le refroidissement des appareils électroniques, l'élimination des déchets radioactifs (Bilgen, 2005) [117], les fenêtres à double vitrage, le refroidissement des réacteurs nucléaires (Bilgen, 2005)[117]. (Bilgen, 2002)[118], les sciences aérospatiales et les appareils chimiques. Des études et des recherches sur de nouveaux aspects de cette question semblent donc essentielles.

Les études antérieures dans le domaine des cavités carrées peuvent être classées en trois catégories différentes selon les types et les conditions des couvercles : (1) les études qui se concentrent sur les cavités à couvercles fixes, dans lesquelles il n'existe aucun mouvement à la surface des couvercles, et de plus, à l'intérieur de la cavité, il n'y a pas d'ailettes, de radiateurs ni de dispositifs de chauffage et de refroidissement ; (2) études de cavités dans lesquelles un ou plusieurs couvercles se déplacent à vitesse constante ou variable ; et (3) des recherches sur les cavités avec couvercles fixes et la présence d'ailettes, de déflecteurs et de cylindres d'isolation pour le chauffage ou le refroidissement à l'intérieur de celles-ci. Il convient de noter que le troisième cas fait partie des études les plus pratiques et que cette thèse porte également sur le même domaine. Bien entendu, les études antérieures sur les cavités peuvent également être classées en fonction du fluide présent dans la cavité.

Ces dernières années, compte tenu de l'importance de l'utilisation des nanofluides, en particulier dans le domaine de l'amélioration du transfert de chaleur, l'application de nanofluides à l'intérieur des cavités est également devenue répandue, et les effets des paramètres des nanofluides tels que le type, la fraction volumique et la température du nanofluide. sur la quantité de transfert de chaleur et les caractéristiques de l'écoulement ont été étudiés comme une question importante et pratique.

Une autre technique récemment utilisée par les chercheurs pour améliorer le transfert de chaleur consiste à appliquer un champ magnétique externe (Giwa et al [119], Rashad et al [120]). Cette technique est d'une plus grande importance en raison de sa large application dans le moulage des métaux et d'autres applications industrielles.

I.3 Revue bibliographique sur la convection naturelle dans les enceintes

Dans la première étude de cette thèse, nous avons abordé la question de l'amélioration de l'échange thermique à l'intérieur de la cavité en utilisant le nanofluide hybride. Saleh et al [4] ont étudié l'effet d'une température sinusoïdale sur le transfert de chaleur et la structure de l'écoulement à l'intérieur d'une cavité remplie de nanofluides. Les résultats obtenus ont montré que l'augmentation du nombre de Rayleigh entraîne une diminution de la couche limite.

Chand et Rana [5] ont étudié l'instabilité thermique d'un nanofluide dans un milieu poreux. Dans ce travail, ils ont appliqué le modèle Brinkman-Darcy pour le milieu poreux et la méthode des résidus pondérés de Galerkin pour les frontières libres. Ils ont d'abord utilisé la théorie de la stabilité linéaire pour trouver l'expression de la convection stationnaire et oscillatoire, puis ils ont étudié les effets du nombre de Darcy, du nombre de Prandtl, du nombre de Lewis et du rapport de diffusivité modifié sur la convection stationnaire. Leurs résultats indiquent que les nombres de Darcy et de Prandtl ont un effet essentiel sur la stabilité.

Hussain et Hussein [6] ont étudié numériquement la convection naturelle d'un nanofluide dans un récipient parallélogramme chauffé indifféremment en utilisant la méthode des volumes finis. Ils ont étudié les effets du nombre de Rayleigh ($10^4 \leq Ra \leq 10^6$), les angles d'inclinaison ($-60^\circ \leq \phi \leq +60^\circ$), les rapports d'aspect ($0,5 \leq AR \leq 4$), et les fractions volumiques solides ($0 \leq \phi \leq 0,2$). Les résultats obtenus ont montré que le transfert de chaleur est significativement augmenté par l'utilisation du nanofluide cuivre-eau et que la forme des tourbillons de convection est sensible au changement de l'angle d'obliquité.

Hussein et al [7] ont utilisé la méthode de Boltzmann (LBM) pour étudier l'écoulement magnétohydrodynamique (MHD) par convection naturelle dans une enceinte carrée remplie d'un fluide électriquement conducteur. L'enceinte contenait un corps adiabatique de forme carrée. Cette étude a supposé que les parois horizontales supérieure et inférieure du conteneur étaient thermiquement isolées, tandis que les parois verticales gauche et droite du conteneur étaient respectivement maintenues à des températures froides et chaudes. Ils ont également utilisé un champ magnétique parallèle à l'axe horizontal. Les auteurs ont étudié l'impact du nombre de

Prandtl ($0,05 \leq Pr \leq 5$), du nombre de Rayleigh Ra ($10^3 \leq Ra \leq 10^5$) et du nombre de Hartmann ($0 \leq Ha \leq 50$) sur les caractéristiques de l'écoulement et de la température. Ils ont constaté que lorsque le nombre Ha augmente, le nombre de Nusselt moyen diminue et que l'impact du nombre Pr sur le nombre Nu moyen avec un champ magnétique est moins important que dans le cas sans champ magnétique.

Hussein et al. [8] ont examiné numériquement, en utilisant la méthode des différences finies (FDM), la convection libre MHD dans une cavité inclinée en forme de T contenant une source de chaleur dans une partie de la paroi supérieure et remplie de plusieurs types de nanofluides. Dans cette étude, les parois latérales gauche et droite de l'enceinte ont été maintenues à une température froide constante, tandis que les autres parois ont été considérées comme adiabatiques. Les auteurs ont examiné les effets des paramètres suivants : le nombre de Rayleigh, le nombre de Hartmann, la fraction de volume solide, l'angle d'inclinaison, l'emplacement et la longueur de la source de chaleur et le rapport d'aspect de l'enceinte. Ils ont constaté que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh, de l'angle d'inclinaison, du rapport d'aspect, de l'emplacement de la source de chaleur et de la fraction de volume des nanoparticules, tandis qu'il diminue avec l'augmentation du nombre de Hartmann et de la longueur de la source de chaleur.

Li et al[9] ont étudié la convection du nanofluide Al_2O_3/H_2O dans une cavité carrée inclinée avec une membrane circulaire de rayon R et de température T_h placée au milieu de la cavité et soumise à un champ magnétique horizontal constant. Cette étude a considéré que les parois supérieure et inférieure étaient isolées tandis que les parois droite et gauche avaient une température constante (T_c). Leurs résultats montrent que l'augmentation du nombre de Rayleigh (Ra) permet d'améliorer le nombre de Nusselt (Nu) de 4,5 fois et d'accroître la production d'entropie. La largeur augmente également le taux d'entropie et de transfert thermique ; d'autre part, ils ont constaté que l'amplification du nombre de Hartmann (Ha) entraîne une diminution de la création d'entropie et de transfert thermique de 35 % et 45 %, respectivement. Ils ont également constaté que l'incorporation du transfert thermique par rayonnement et l'ajout de nanoparticules à la base liquide augmentent le transfert thermique et la génération d'entropie.

Dans leur étude, Ali et al[10] ont étudié numériquement les caractéristiques de

transmission de chaleur et d'écoulement de fluide de la convection mixte dans une cavité entraînée par un double couvercle. La cavité contient un obstacle solide conducteur de chaleur placé en son centre et l'écoulement a lieu en présence d'un champ magnétique. Ils ont utilisé la méthode des éléments finis basée sur la technique résiduelle de Galerkin pour résoudre les équations de base. Leurs résultats ont montré que le nombre de Reynolds affecte considérablement l'écoulement et les champs de chaleur.

Sameh et al.[11] ont analysé - en utilisant la méthode des différences finies – l'écoulement de convection mixte MHD dans une cavité rectangulaire inclinée remplie d'un nanofluide eau-cuivre (Cu). Cette étude a utilisé une barrière adiabatique au centre de la cavité et un champ magnétique perpendiculaire à l'axe x. Les résultats ont montré que l'eau améliore le transfert de chaleur mieux que le nanofluide à des champs magnétiques élevés, tandis que le nanofluide surpasse l'eau à des champs magnétiques faibles.

Sharma et al.[12] ont étudié numériquement le transfert de chaleur laminaire et permanent à l'aide d'un nanofluide Cu-eau à l'intérieur d'une cavité entraînée par un couvercle. Ils ont placé différents obstacles conducteurs à l'endroit optimal où le transport de chaleur maximal a lieu. Les obstacles consistent en trois géométries de cylindre différentes (carrée, rectangulaire et circulaire). Dans leur étude, ils ont choisi deux nombres de Richardson (0,01 et 1) et trois concentrations de volume ($\phi = 0 \%$, $\phi = 3 \%$ et $\phi = 5 \%$). Leurs résultats montrent que la forme du cylindre joue un rôle important dans l'efficacité du transfert de chaleur. Par ailleurs, le nombre de Nusselt (Nu) augmente avec l'augmentation de ϕ et diminue avec l'augmentation du nombre de Richardson.

Aghaei et al. [13] ont examiné les coefficients d'écoulement diphasique et de transmission d'énergie thermique des nanofluides Cu-Eau dans des cavités en forme de diamant avec des barrières de forme carrée en trois dimensions. Ils ont étudié l'influence du coefficient de transport de l'énergie thermique par rayonnement en utilisant deux valeurs de $Ra = 10^6$ et 10^8 . La concentration volumique de nanoparticules de cuivre (NPs) dans l'eau a été variée entre 0,01% et 0,05%. Les auteurs ont constaté que l'augmentation de Ra et de la concentration volumique de NPs augmentait la transmission de chaleur à l'intérieur d'une cavité ; ils ont également observé

que le changement du coefficient d'émissivité n'avait pas d'influence appréciable sur les caractéristiques thermiques et d'écoulement du nanofluide.

Une autre étude récente, réalisée par Khan et al [14], s'est concentrée sur l'analyse thermique et l'analyse de l'écoulement de la convection naturelle dans une enceinte trapézoïdale poreuse et a examiné le comportement thermique en ajoutant des obstacles à l'intérieur de la cavité trapézoïdale. La simulation numérique utilise le schéma de différences finies pour atteindre la solution de l'état stable. Leurs résultats montrent que les nombres de Nusselt locaux et moyens s'améliorent de manière significative pour les fluides et les phases solides à mesure que le nombre Ra augmente, tandis qu'ils diminuent avec l'augmentation des domaines de chauffage.

La convection mixte MHD d'un nanofluide hybride eau/ Al_2O_3 -Cu dans une cavité en forme de L a été étudiée numériquement par Armaghani et al [15]. Deux sources de chaleur uniformes de longueur L1 et L2 sont placées aux coins des parois inférieures de l'enceinte. Les effets de la longueur des sources de chaleur, du champ magnétique et de l'angle, du nombre de Hartmann, du rapport de longueur de la cavité et de la fraction de volume hybride sur le nombre de Nusselt moyen et de surface, les lignes de courant, les isothermes et la production d'entropie ont été étudiés. Les résultats ont montré que l'angle du champ magnétique permettant d'obtenir un échange thermique efficace maximal est de 180° et que les longueurs ($L1 = 0,8$, $L2 = 0,2$) des deux réchauffeurs donnent les meilleures performances en matière de transfert de chaleur.

Par ailleurs, Ghachem et al. [16] ont étudié la convection du nanofluide dans une cavité cubique équipée d'un séparateur perforé et sous l'influence d'un champ magnétique externe uniforme. Dans ce travail, plusieurs cas sont étudiés en fonction du nombre de trous, de l'amplitude du champ magnétique, de la concentration de nanoparticules et du nombre de Rayleigh. Les calculs ont été effectués pour : ($3 \times 3 \leq N \leq 7 \times 7$), Hartmann ($0 \leq Ha \leq 100$), (10), et ($0 \leq \varphi \leq 0,02$). Leurs résultats ont montré que lorsque le nombre de Rayleigh et la fraction volumique des nanotubes de carbone sont augmentés, le transfert de chaleur est amélioré. En revanche, il diminue lorsque l'intensité du champ magnétique augmente. Ils ont également constaté que le transfert de chaleur est le plus efficace lorsque les valeurs de la fraction volumique solide et le nombre de perforations sont égales à ($\varphi = 0,02$ et $N = 7 \times 7$) et que le

nombre de perforations est plus efficace sur le transfert de chaleur pour des valeurs du nombre de Rayleigh plus élevées.

Charafi et al [17] ont utilisé la technique de Boltzmann sur réseau pour simuler la convection naturelle dans une cavité carrée fermée différentiellement chauffée. Ils ont ajouté deux barrières adiabatiques rectangulaires aux parois horizontales, maintenu la largeur constante à 10 % de (H) et fait varier la hauteur de 10 % à 40 % du côté (H). Ils ont utilisé un code de calcul d'écoulement laminaire et de liquide incompressible avec Prandtl $Pr = 0,71$. Les auteurs ont conclu que les barrières affectent les performances hydrodynamiques et thermiques de la cavité.

Dans une cavité carrée remplie de nanofluides et entraînée par un couvercle, Boulahia et al [18] ont examiné l'impact de trois blocs chauffants triangulaires sur la convection mixte. Lorsque le nombre de Richardson est réduit et que la fraction volumique des nanoparticules augmente, le nombre de Nusselt moyen augmente.

L'écoulement laminaire a été utilisé par Sharma et al. (19) pour étudier le transfert de chaleur des nanofluides d'eau à base de Cu dans une cavité carrée. Pour chauffer la cavité, des radiateurs symétriques de différentes longueurs avec des conditions limites isothermes sont placés sur deux côtés adjacents. Le reste des parois est isolé, mais le couvercle mobile est froid. Le centre de la cavité est rempli d'un cylindre solide thermoconducteur.

Un nanofluide argent (Ag) - eau a été utilisé pour effectuer une analyse numérique dans une cavité carrée entraînée par un couvercle tout en maintenant différentes formes de cylindres conducteurs et isolants au milieu, conformément à Bora et al [20]. La cavité a été chauffée de manière isotherme par un radiateur placé sur la paroi inférieure. Les parois droite et gauche étaient isolées et la paroi froide supérieure se déplaçait à une vitesse constante.

Muhammad et al. [21] ont étudié l'écoulement convectif mixte de nanofluides d'Ag-éthylène glycol dans une cavité carrée où le fond et toutes les parois latérales étaient à des températures plus basses et le centre était chauffé. Les parois latérales, cependant, allaient vers le haut et vers le bas.

Dans leurs travaux, Hussain et al [22] se sont concentrés sur la longueur et l'espacement

des ailettes tout en examinant l'impact de l'utilisation d'ailettes et de champs magnétiques inclinés dans des cavités à entraînement par couvercle et à entraînement par double couvercle remplies de nanofluides.

Karim et al. [23] ont examiné comment la périodicité d'une condition limite sinusoïdale affectait la capacité du nanofluide Ag-eau à transporter la chaleur dans un environnement de convection mixte instable, tout en étant contenu dans une cavité de forme carrée entraînée par un couvercle.

En utilisant un modèle de Buongiorno, Garoosi et al. [24] ont examiné le transfert de chaleur par convection mixte d'un nanofluide dans un écoulement de cavité entraînée par un couvercle. À l'intérieur de la cavité se trouvent de nombreuses paires de réchauffeurs et de refroidisseurs (HAC) dont les parois isothermes sont constituées de T_h et de T_c ($T_h > T_c$).

La conductivité thermique et la viscosité effective du nanofluide dépendent de la température et de la concentration en nanoparticules, conformément à la recherche menée par Hemmat Esfe et al.[25] sur l'écoulement et le transfert de chaleur d'un nanofluide dans une cavité entraînée par un couvercle avec un obstacle rectangulaire chauffé.

L'impact des cylindres circulaires tournants sur la convection mixte dans une enceinte rectangulaire remplie de nanofluides a été étudié par Chatterjee et al [26] dans une enceinte à couvercle avec des nanofluides, la paroi supérieure se déplace à une vitesse sinusoïdale ou constante tandis que les autres parois restent immobiles. Comme dans toutes les études précédentes, les auteurs ont conclu que le nombre Nu augmente avec la concentration en nanoparticules, tandis que le nombre Ri a l'impact inverse sur le nombre Nu.

Bouaine et al[27] ont calculé la convection libre dans une enceinte en forme de H avec des parois latérales chauffées différemment et deux obstacles circulaires adiabatiques. Ils ont utilisé la méthode des éléments finis (FEM) pour résoudre le système d'équations et ont choisi le nombre Ra entre 10 et 10^6 . Leurs résultats montrent que le nombre de Rayleigh (Ra) a un impact sur l'échange de chaleur et l'écoulement du liquide. Ils ont également conclu que l'utilisation d'une cavité en forme de H n'influence pas fortement les caractéristiques de l'écoulement du fluide et la

distribution de la température pour des valeurs comprises entre 10 et 10^4 , contrairement au cas d'une cavité carrée.

Parmi les études et recherches publiées récemment, on peut citer celle de Biswal et al[28] qui ont étudié l'écoulement des nanofluides entre deux plans inclinés. Ils ont utilisé la méthode d'analyse optimale de l'homotopie (OHAM) pour traiter les équations différentielles non linéaires couplées. Dans cette étude, ils ont comparé leurs résultats avec les résultats numériques obtenus à l'aide de MATLAB, tels que le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement. Les résultats obtenus ont montré que les paramètres d'étirement/rétrécissement affectent de manière significative l'écoulement des nanofluides. Ils ont également constaté que la valeur de la vitesse augmente et que la valeur de la température diminue en augmentant les paramètres d'étirement/rétrécissement dans les deux cas (convergent et divergent).

Ghoben et Hussein [29] ont examiné en 3D le transfert de chaleur par convection naturelle instable d'un nanofluide $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-H}_2\text{O}$ à l'intérieur d'une cavité à section triangulaire. Ils ont considéré que les parois verticales sont à des températures constantes différentes. Ils ont également examiné l'effet de la fraction de volume solide et l'effet d'un corps cylindrique à l'intérieur de la cavité. Trois configurations ont été étudiées : dans le premier cas, un seul cylindre concentrique ayant un rayon (15 %) de la longueur du côté de la cavité a été utilisé. Dans les autres cas, deux cylindres ayant un rayon (7,5 %) de la longueur du côté de la cavité, alignés verticalement ou non alignés ont été utilisés. Les résultats importants obtenus sont que la fraction avec le volume solide le plus élevé donne une amélioration maximale au nombre de Nusselt moyen (Nu), et cette amélioration augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh(Ra).

Rashid et al[30] ont passé en revue les études numériques, analytiques et expérimentales relatives à l'analyse du transfert thermique dans plusieurs formes de géométries, telles que les cavités rectangulaires, hexagonales, cylindriques et circulaires. Leurs principales conclusions sont les suivantes : la conception des ailettes augmente le transfert de chaleur ; pour un Ri et un Pr donnés, la cavité sans bloc est plus performante que la cavité avec un bloc carré ou circulaire ; les ailettes de source chaude améliorent le transfert de chaleur et réduisent le temps de fusion du gallium ; les champs magnétiques produisent l'amélioration Nu_{av} la plus significative sur la paroi

latérale de la cavité et l'utilisation de méthodes améliorées consistant en des ailettes innovantes et nanoparticules entraîne une amélioration de la caractéristique de fonte.

Ashraf et al[31] ont mené une étude numérique de l'écoulement de convection MHD statique d'un nanofluide hyperbolique tangentiel qui se déplace à travers une surface élastique non linéaire d'épaisseur variable. Cette étude a utilisé l'algorithme Runge- Kutta pour résoudre les équations différentielles, à l'aide d'un programme MATLAB. Dans cette étude, ils ont validé les résultats numériques obtenus, où ils ont trouvé que les facteurs de Brownian et de radiation augmentent de manière significative dans la distribution de la température. D'autre part, l'amélioration du coefficient de frottement est associée à l'amélioration du paramètre magnétique (M), de l'indice de puissance (m), du nombre de Weissenberg (We), du nombre de Rayleigh bioconvection (Rb) et du rapport de flottabilité (Nr), et diminue avec la convection mixte (λ) en raison de l'accélération de l'écoulement.

Mansour et al. [32] ont examiné numériquement les phénomènes d'écoulement de convection naturelle magnétohydrodynamique instationnaire (MHD) dans une cavité carrée inclinée remplie de nanofluide et contenant un obstacle circulaire chauffé en son centre avec impact de génération/absorption de chaleur. Les parois droite et gauche de la cavité sont maintenues à basse température, tandis que les parois restantes sont adiabatiques. La force externe volumétrique, MHD, est appliquée à travers la cavité inclinée. Une méthode d'éléments finis basée sur une formulation de pénalité est utilisée pour résoudre de manière itérative l'ensemble non linéaire d'équations gouvernantes. Le schéma numérique et les résultats ont été validés par une comparaison avec les résultats du benchmark, et cela a montré que les résultats des auteurs sont en bon accord avec eux. Les résultats sont présentés en termes de contours de lignes de courant, d'isothermes et de nombre de Nusselt moyen. On observe que le MHD modifie les lignes de courant, les isothermes et le nombre moyen de Nusselt et domine l'écoulement par rapport à tout autre paramètre physique. Le nombre de Nusselt moyen s'avère sensible à la taille de l'obstacle central, et il diminue suffisamment lorsque le rayon du cylindre intérieur augmente. Pour tous les paramètres, le motif symétrique des lignes de courant est valable, de sorte que les cellules dans le sens inverse des aiguilles d'une montre sur le côté gauche de la cavité ont leurs cellules symétriques dans le sens des aiguilles d'une montre sur le côté droit.

Selimefendigil and Öztop [33] ont étudié numériquement la convection naturelle dans une cavité remplie de nanofluide comportant des obstacles de différentes formes (circulaires, carrés et diamants) installés sous l'influence d'un champ magnétique uniforme et d'une génération de chaleur uniforme. La cavité était chauffée par le bas et refroidie par les côtés verticaux, tandis que la paroi supérieure était supposée adiabatique. Les températures des parois latérales varient linéairement. Les équations déterminantes ont été résolues en utilisant la formulation d'éléments finis résiduels pondérés de Galerkin. L'analyse numérique a été réalisée pour une série de paramètres : nombre de Rayleigh externe ($10^4 \leq Ra_E \leq 10^6$), nombre de Rayleigh interne ($10^4 \leq Ra_I \leq 10^6$), nombre de Hartmann ($0 \leq Ha \leq 50$) et fraction volumique solide du nanofluide. ($0 \leq \varphi \leq 0,05$). On observe que la présence d'obstacles détériore le processus de transfert de chaleur et ceci est d'autant plus prononcé que les valeurs de Re_E . Le transfert de chaleur moyen réduit de 21,35 %, 32,85 % et 34,64 % pour la cavité avec des obstacles circulaires, en forme de losange et carrés par rapport à la cavité sans obstacles à $Ra_I = 10^6$. L'effet de la réduction du transfert de chaleur avec des obstacles carrés et en forme de losange par rapport au cas sans l'obstacle est moins efficace avec des valeurs croissantes du nombre de Hartmann. Une analyse de la deuxième loi a également été réalisée en utilisant différentes mesures pour la génération d'entropie totale normalisée.

I.4 Revue bibliographique sur l'écoulement des fluides et le transfert de chaleur autour des cylindres

Dans la deuxième étude de cette thèse, nous avons abordé la question de l'écoulement des fluides et du transfert de chaleur autour des cylindres. L'écoulement des fluides et le transfert de chaleur autour des cylindres ont diverses applications dans les systèmes d'ingénierie, tels que le refroidissement des turbines à gaz, les échangeurs de chaleur, le refroidissement électronique, les générateurs d'énergie et le refroidissement des éléments combustibles des réacteurs nucléaires, ainsi que d'autres applications thermiques. La dynamique de l'écoulement et la formation de tourbillons entre deux obstacles disposés en tandem (cylindres circulaires, cylindres carrés, cylindres trapézoïdaux) dans un domaine confiné ou non sont très complexes. C'est pourquoi l'écoulement des fluides et le transfert de chaleur autour de deux cylindres en tandem ont fait l'objet d'une attention particulière dans la littérature (Igarashi [34-35] et Zdravkovich [36])

et la plupart des études se concentrent sur la formation de tourbillons, les vibrations et le transfert de chaleur par convection forcée.

1.4.1 Écoulement rampant

Pour des nombres de Reynolds inférieurs ou égaux à 5, les forces de viscosité dominent les forces d'inertie, l'élément fluide reste donc attaché à la surface du cylindre et aucune séparation n'est observée dans ces conditions. Ce régime est appelé régime rampant. De plus, il est caractérisé par une symétrie par rapport aux deux axes (longitudinal et vertical) comme le montre la figure I.1 :

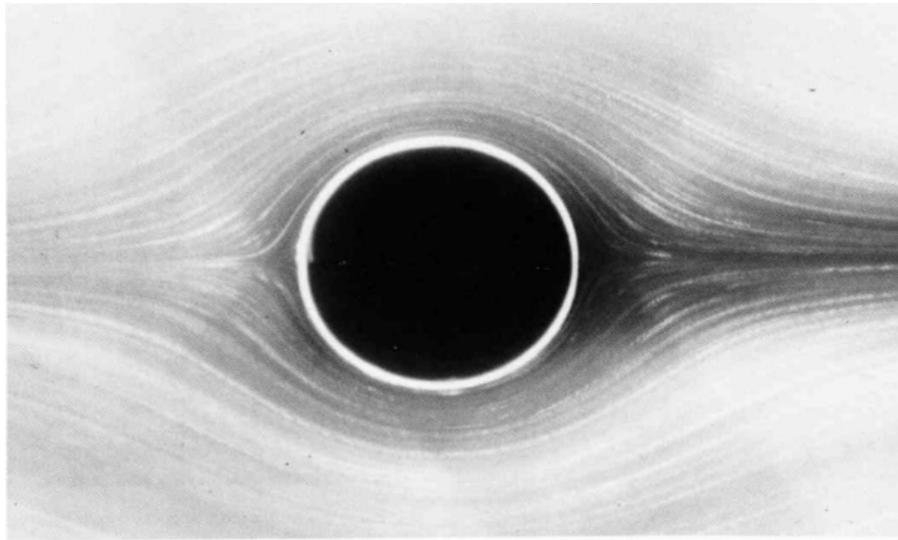


Figure I.1 : Écoulement rampant.

1.4.2 Régime permanent détaché

Ce régime apparaît pour des nombres de Reynolds compris entre 5 et 48 où les forces d'inertie augmentent et les forces de viscosité ne sont plus suffisantes pour maintenir la couche limite attachée à la surface de la partie avale du cylindre : une séparation de la couche limite est observée dans cette région appelée zone de sillage. Deux zones de recirculation contrarotatives et symétriques par rapport à l'axe longitudinal se forment derrière le cylindre comme le montre la figure I.2. L'augmentation progressive du nombre de Reynolds entraîne le déplacement du point de séparation de l'arrière vers l'avant du cylindre et l'augmentation progressive de la taille des

zones de recirculation. L'écoulement reste permanent en deux dimensions et symétrique par rapport à l'axe longitudinal.

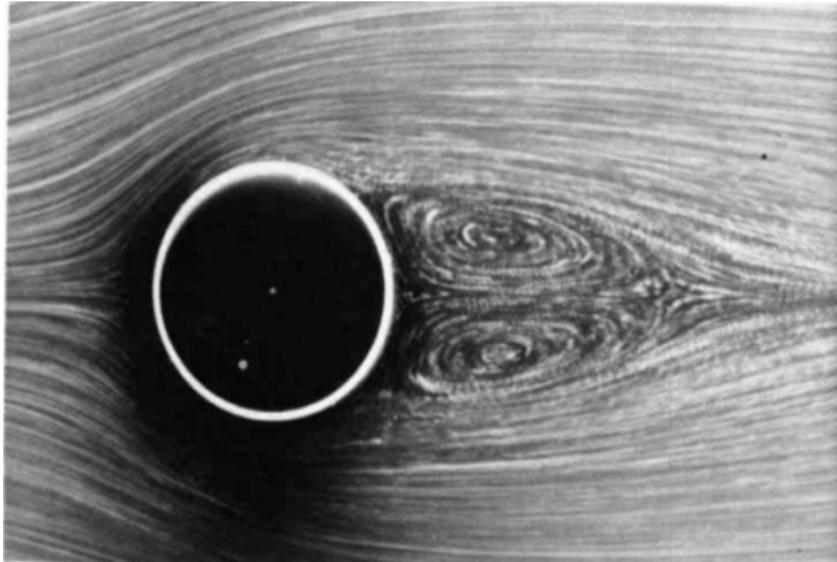


Figure 1.2 : Régime permanent détaché.

1.4.3 Régime laminaire bidimensionnel instable

Pour des nombres de Reynolds compris entre 48 et 180, l'écoulement devient instable. Les deux zones de recirculation contrarotatives deviennent instables et sensibles aux petites perturbations, ce qui déclenche l'instabilité de Von Kármán. Les deux tourbillons perdent leur symétrie par rapport à l'axe longitudinal, se détachent alternativement des deux moitiés de cylindre et sont reliés dans le sillage. Ce régime est bidimensionnel et caractérisé par une périodicité marquée (voir figure 1.3).



Figure I.3 : Régime laminaire bidimensionnel instable.

En un point donné de l'écoulement, les spectres temporels de pression et de vitesse présentent un pic significatif à la fréquence de détachement tourbillonnaire [37]. Cette fréquence adimensionnelle permet de définir le nombre de Strouhal St qui est la fréquence de relâchement des tourbillons adimensionnels comme indiqué par l'équation I.1 :

$$St = \frac{f_s \cdot D}{U} \quad (I.1)$$

Le nombre de Strouhal augmente avec le nombre de Reynolds.

1.4.4 Régime sous-critique

Pour des nombres de Reynolds compris entre 300 et $2 \cdot 10^5$, le régime est dit sous-critique et est caractérisé par la turbulence de l'écoulement dans le sillage. Cependant, la couche limite reste laminaire en amont du point de séparation. Pour les faibles nombres de Reynolds, l'amplification de l'instabilité locale de Kelvin- Helmholtz dans les zones de cisaillement autour du cylindre provoque la formation de petits tourbillons secondaires de part et d'autre de la trajectoire du tourbillon [38]. Pour des nombres de Reynolds supérieurs à $Re=2600$, cette instabilité s'accroît pour couvrir une large région de la zone de mélange.

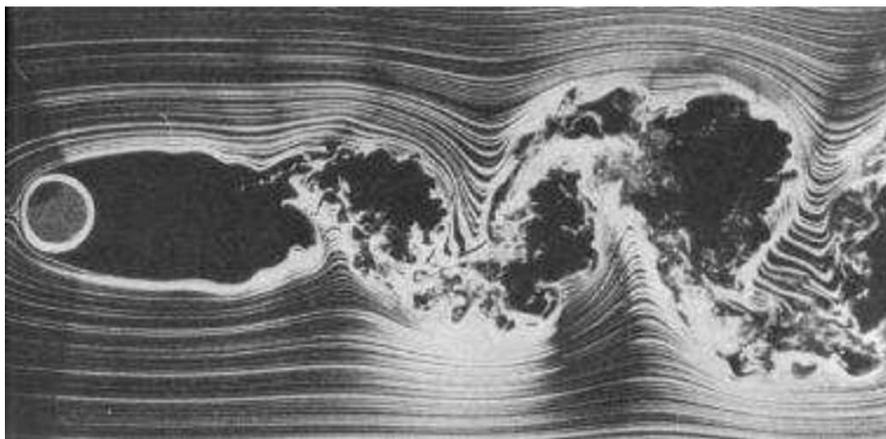


Figure I.4 : Régime sous-critique.

1.4.5 Régime supercritique

Lorsque le nombre de Reynolds augmente au-delà de $2 \cdot 10^6$, l'écoulement est entièrement turbulent et le régime est appelé supercritique [39]. Dans ce régime, le chemin tourbillonnaire réapparaît dans le sillage avec une fréquence de Strouhal fixe et supérieure à celle des régimes précédents.

1.4.6 La couche limite

La notion de couche limite a été introduite pour la première fois par Prandtl en 1904[40]. Elle permet d'expliquer de nombreux phénomènes observés avec des fluides visqueux près de la paroi, contrairement aux fluides parfaits. En effet, pour un fluide parfait on admet le glissement des particules sur les parois alors que pour un fluide visqueux les particules adhèrent aux parois (Figure I.5). La couche limite représente une fine couche de fluide influencée par le contact avec la paroi. Dans cette couche, la vitesse du fluide varie très rapidement, passant d'une valeur nulle pour les molécules en contact avec la paroi à la valeur normale prise par la vitesse du fluide à une certaine distance de celle-ci. L'épaisseur de la couche limite dépend de la forme et de la rugosité de la paroi, ainsi que de la viscosité du fluide. Son épaisseur augmente avec le déplacement du fluide à partir de son point de contact avec la surface de la paroi [41].

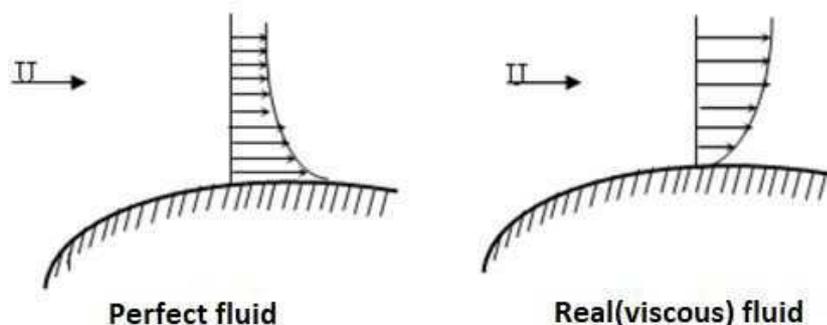


Figure I.5 : Couche limite pour un fluide parfait et réel.

La couche limite est une zone de gradients de vitesse et de température qui varient en fonction de la distance par rapport à la paroi. Elle résulte des échanges de quantité de mouvement et de

chaleur entre le fluide et la paroi [41].

1.4.7 Application de l'écoulement autour d'obstacles dans l'industrie : échangeurs de chaleur tubulaires

Les échangeurs de chaleur à tubes et à calandre (voir figure I.6) sont largement utilisés dans les centres de production d'hydrocarbures (pétrole, condensats et GPL) et dans les unités de raffinage et de pétrochimie pour les fonctions suivantes :

- Chauffage par le bas de la colonne de stabilisation de l'huile et du condensat.
- Chauffage par le bas de la colonne de distillation atmosphérique dans les stations de raffinage.
- Refroidissement du GPL sortant de la colonne de déséthanisations pour l'adapter aux conditions de stockage.

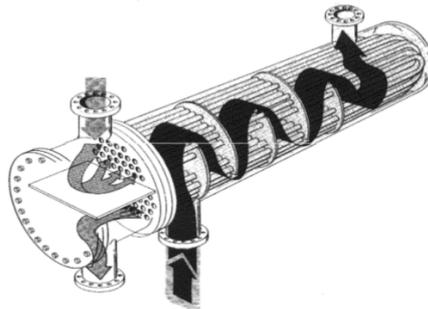


Figure I.6 : Échangeur de chaleur à tubes et à calandre.

Lorsque le fluide entre dans l'échangeur, il circule autour d'un réseau de tubes (barrières) de différentes configurations.

Par exemple, la figure I.7 présente un exemple de refroidissement d'un élément de combustible nucléaire impliquant un écoulement autour de cylindres circulaires [42].

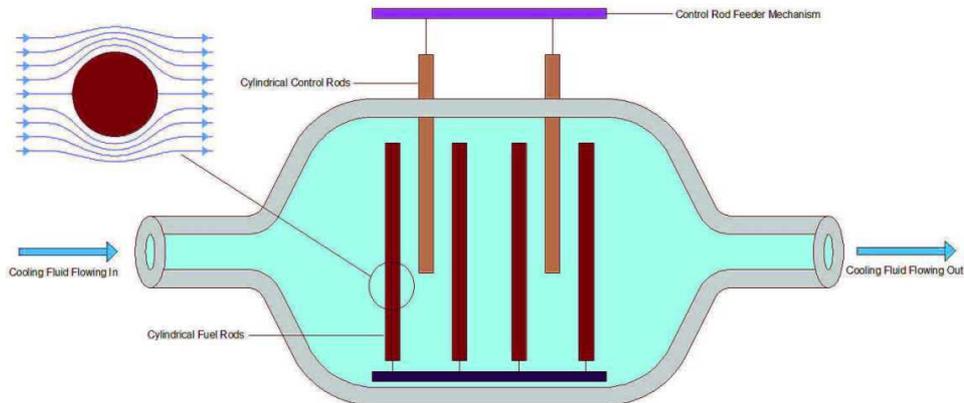


Figure.I.7 : Schéma simple d'un réacteur nucléaire qui implique le flux de liquide de refroidissement autour des barres de contrôle et des barres de combustible qui imitent le scénario de flux autour de cylindres circulaires.

1.4.8 Études antérieures sur l'écoulement et le transfert de chaleur autour des cylindres

Un certain nombre d'études ont été publiées sur ce sujet. Par exemple :

Sumner [43] présente une étude complète pour comprendre l'effet de la mise en place de deux cylindres circulaires sur la structure du champ d'écoulement, les charges aérodynamiques, les tourbillons et d'autres paramètres. Les auteurs ont déclaré que l'écoulement autour de deux cylindres identiques dans un écoulement transversal stable peut être divisé en (a) régime à corps étendu ; (b) régime de rattachement ; (c) régime de co-shedding.

Jiang et al. [44] ont effectué une simulation numérique de l'écoulement à travers deux cylindres disposés en tandem de différents diamètres et ont évalué les effets des parois du canal sur le champ d'écoulement pour un taux d'obstruction allant de 2 à 8. Ils ont montré que la largeur du canal a un effet important sur l'espacement critique où l'écoulement passe du mode corps unique au mode co-shedding.

Sohanker et Etmnan [45] ont présenté les résultats numériques des caractéristiques de l'écoulement et du transfert de chaleur dus à deux cylindres carrés égaux disposés en série à un faible nombre de Reynolds ($Re = 1 - 200$).

Lin et al [46] ont effectué une étude numérique de l'écoulement à travers deux cylindres disposés en tandem qui sont libres de se déplacer dans la direction transversale dans un canal plan

avec un ratio de blocage de 15% et ont montré que les parois du canal jouent un rôle important dans les forces hydrodynamiques calculées.

Dans un autre travail, les mêmes auteurs [47] ont présenté des résultats numériques de l'écoulement laminaire instable et du transfert de chaleur à partir de cylindres carrés dans un canal. Les résultats ont montré que les nombres de Nusselt et de Strouhal des cylindres diminuent à mesure que l'on s'approche de la paroi.

Rosales [48] a réalisé une étude numérique de l'écoulement des fluides et du transfert de chaleur sur deux cylindres carrés de tailles et de dispositions différentes dans un canal pour $Re = 500$. En considérant les parois du canal et le cylindre en amont comme des isolants et le cylindre en aval comme un obstacle chaud, leurs résultats montrent que le coefficient de traînée et le nombre de Nusselt diminuent lorsque la paire de cylindres en ligne ou en tandem décalé est positionnée plus près d'une paroi du canal.

Le transfert de chaleur convectif laminaire instable de deux cylindres isothermes disposés en tandem a été étudié numériquement par Mahir et Altac [49]. Ils ont montré à partir des résultats numériques que le nombre de Nusselt moyen du cylindre en amont s'approchait de celui d'un cylindre isotherme unique pour $L/D > 4$ et que le nombre de Nusselt moyen du cylindre en aval était d'environ 80% du cylindre en amont.

Ding et al.[50] ont présenté des résultats numériques pour le champ d'écoulement autour de deux cylindres circulaires disposés côte à côte et en configuration tandem ($L/D = 2.5$ et 5.5) qui ont été obtenus en utilisant la méthode des différences finies basée sur les moindres carrés sans maillage. Les simulations d'écoulement ont été effectuées pour $Re = 100$ et 200 .

La séparation et l'état de l'écoulement autour d'un cylindre trapézoïdal sous un faible nombre de Reynolds ($Re = 1 - 150$) ont été analysés par Dhiman et Hasan [51].

L'étude numérique de Chung et Kang [52] a montré que le nombre de Strouhal du cylindre trapézoïdal dépend du nombre de Reynolds et du rapport de hauteur, qui est le rapport de la hauteur de la face arrière à celle de la face avant (d/D).

Le comportement de l'écoulement sans transfert de chaleur à travers un cylindre unique ainsi que des cylindres carrés et circulaires en tandem à proximité d'une paroi avec un faible nombre de Reynolds ($Re = 100$ et 200) a été étudié numériquement par Harichandan et Roy [53]. Leur analyse s'est concentrée sur la croissance de la couche limite et sur les paramètres de l'emplacement des cylindres. Leurs résultats sont présentés pour différents paramètres afin de visualiser les vorticités et les lignes de courant.

De même, les effets de la paroi sur la structure de l'écoulement au-dessus de deux cylindres en tandem ont été étudiés par Jiang et Lin [54] avec un faible nombre de Reynolds ($Re = 20 - 120$).

Ajay Raj Dwivedi et al [55] ont présenté des résultats numériques pour l'écoulement des fluides et le transfert de chaleur par convection mixte (poussée thermique croisée) d'un fluide incompressible à travers des cylindres identiques organisés dans une configuration tandem confinée. Pour différents rapports d'espacement ($S/D = 2.5, 3, 3.5, 4, 5$, et 5.5) avec un nombre de Richardson variable ($Ri = 0, 0.5$, et 1) au nombre de Reynolds 100 , nombre de Prandtl $Pr = 0.7$ et le confinement de la paroi $\beta = 25\%$. Il a été constaté que les fluctuations de la portance signalent un passage d'une valeur moyenne nulle à $Ri = 0$ vers une valeur moyenne négative non nulle pour les cylindres tandem à $Ri > 0$. Le nombre de Nusselt local montre un déplacement du point de stagnation avant sur les deux cylindres avec l'augmentation de la poussée thermique croisée. Le coefficient de traînée et le nombre de Nusselt du cylindre en aval sont toujours inférieurs à ceux du cylindre en amont, mais le pourcentage d'augmentation des paramètres physiques du cylindre en aval après l'espacement critique est beaucoup plus élevé que celui de son homologue en amont.

Une méthode numérique a été utilisée par Arif Mentese et al [56] pour étudier l'effet de la distance entre les cylindres sur les caractéristiques de l'écoulement pour deux cylindres circulaires en tandem et côte à côte. Les résultats numériques montrent que l'écoulement est presque stable, sans tourbillons dans l'espace séparant les cylindres lorsque les cylindres sont en tandem et que l'espace entre eux est faible. En revanche, les interactions sont fortes dans le cas de dispositions côte à côte lorsque le rapport d'écartement est le plus faible. Lorsque le rapport d'écartement

augmente, l'écoulement est affecté et entraîne une modification des paramètres globaux.

Wei Zhang [57] a étudié numériquement l'écoulement à travers deux cylindres tandem à coins arrondis dans un canal à $Re = 100$. La géométrie des cylindres varie de carrée à circulaire en arrondissant tous les coins, et les cylindres partiellement arrondis ont été pris en compte. Les effets du rapport d'espacement (GR) caractérisant la distance de séparation des deux cylindres et le rayon (R) a été analysé pour les paramètres sans dimension ($R^+ = 0 - 0.5$) et $GR = 1 - 8$. Ils ont montré que la géométrie du cylindre détermine l'instabilité du sillage proche après le cylindre en aval, que l'écoulement est toujours instable pour les cylindres de forme carrée dont le rayon d'angle est petit, tandis que l'écoulement peut être stabilisé par les cylindres de forme circulaire avec un rayon d'angle plus grand, et que la fluctuation de l'écoulement est considérablement affaiblie ou même complètement supprimée à de petites valeurs de GRs .

CHAPITRE II :

GÉNÉRALITÉS SUR LES NANOFLUIDES

II.1 Introduction

Les nanoparticules en suspension dans les fluides conventionnels sont appelées nanofluides (Fig. II.1). Ces fluides présentent des propriétés thermiques supérieures à celles des fluides caloporteurs conventionnels. Les nanofluides peuvent être considérés comme les fluides de transfert de chaleur de la prochaine génération, car ils offrent de nouvelles possibilités intéressantes pour améliorer les performances de transfert de chaleur par rapport aux liquides purs. Les suspensions de particules fluides de taille micrométrique ne présentent pas d'amélioration aussi spectaculaire. Les nanofluides devraient avoir des propriétés supérieures à celles des fluides caloporteurs conventionnels, ainsi que des fluides contenant des particules métalliques de taille microscopique. La surface relative beaucoup plus grande des nanoparticules, comparée à celle des particules conventionnelles, améliore non seulement de manière significative les capacités de transfert de chaleur, mais augmente également la stabilité de la suspension.

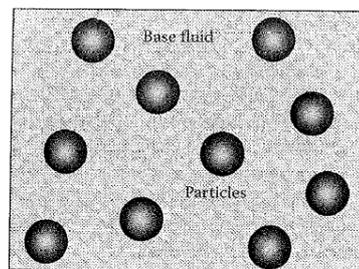


Figure II.1 : représentation schématique des nanofluides [58].

II.2 Particules et fluides de base

Les nanofluides sont des suspensions de nanoparticules dans un fluide de base, généralement de l'eau. Le terme "nanoparticule" vient du préfixe latin "nano". Ce préfixe est utilisé pour désigner la partie de 10^{-9} d'une unité. Dans ce contexte, les nanoparticules peuvent être considérées comme des particules dont la taille est de l'ordre de quelques nanomètres.

Traditionnellement, les nanoparticules ont une taille comprise entre 100 et 2500 nm. Les particules inférieures à 100 nm sont qualifiées d'ultrafines. Ces particules font l'objet d'une étude approfondie en raison de leurs applications possibles dans les domaines de la médecine, de l'optique et de l'électronique.

Les matériaux à base de nanoparticules comprennent :

- Céramiques d'oxyde – Al_2O_3 , CuO
- Carbures métalliques - SiC
- Nitrures - AlN , SiN
- Métaux - Al , Cu
- Non-métaux - Graphite, nanotubes de carbone
- Couches - $\text{Al} + \text{Al}_2\text{O}_3$, $\text{Cu} + \text{C}$

Les fluides de base comprennent :

- L'eau
- Éthylène ou triéthylène-glycols et autres réfrigérants
- Huile et autres lubrifiants
- Bio-fluides
- Solution de polymère

II.3 Méthodes de préparation des nanofluides

II.3.1 Méthode en deux étapes

La méthode en deux étapes est la plus utilisée pour préparer les nanofluides. Les nanoparticules, nanofibres, nanotubes ou autres nanomatériaux utilisés dans cette méthode sont d'abord produits sous forme de poudre sèche par des méthodes chimiques ou physiques. La poudre nanométrique est ensuite dispersée dans un fluide au cours de la deuxième étape de traitement à l'aide d'une agitation magnétique intensive, d'une agitation ultrasonique, d'un mélange à cisaillement élevé, d'une homogénéisation et d'un broyage à billes. La méthode en deux étapes est la plus économique pour produire des nanofluides à grande échelle, car les

techniques de synthèse des nanopoudres ont déjà été portées à des niveaux de production industrielle. En raison de leur surface et de leur activité de surface élevée, les nanoparticules ont tendance à s'agréger. La technique la plus importante pour améliorer la stabilité des nanoparticules dans les fluides est l'utilisation de surfactants. Cependant, la fonctionnalité des tensioactifs à haute température est également un problème majeur, en particulier pour les applications à haute température.

II.3.2 Méthode en une seule étape

Dans la méthode en une seule étape, les nanoparticules sont produites et dispersées simultanément dans le liquide de base (Fig. II.2)

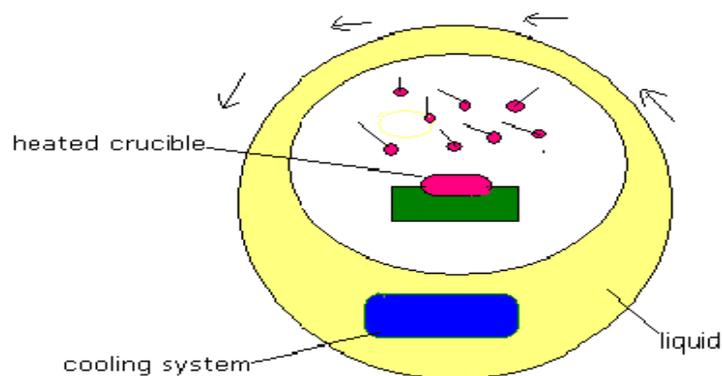


Figure II.2 : Schéma de la production de nanofluides : évaporation de matériaux dans des liquides à faible pression de vapeur, système conçu pour la production directe de nanofluides.

II.4 Paramètres affectant la conductivité thermique des nanofluides

II.4.1 Mouvement brownien

On a découvert que le mouvement brownien (Fig. II.3) des nanoparticules à l'échelle moléculaire et nanométrique est un mécanisme clé qui régit le comportement thermique des suspensions nanoparticules-fluides ("nanofluides"). L'amélioration de la conductivité thermique effective des nanofluides est principalement due aux facteurs suivants :

- Mouvement brownien qui produit un micro-mélange.
- Cet effet s'ajoute à la conductivité thermique d'une suspension statique diluée.
- $K_{\text{eff}} = k_{\text{static}} + k_{\text{brownian}}$
- La vitesse de propagation des ondes thermiques étant beaucoup plus rapide que la vitesse de propagation des particules, il n'y a pas de différence entre les ondes thermiques et la vitesse de propagation des particules.

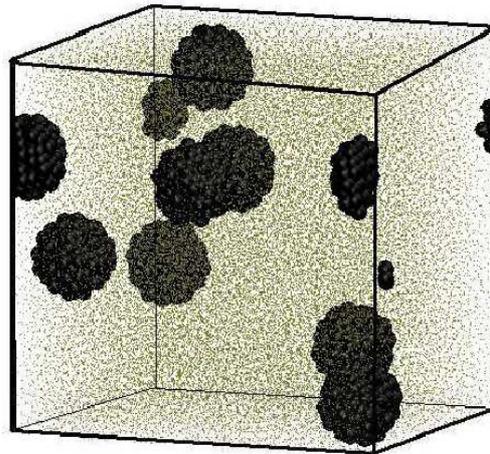


Fig. II.3 : Mouvement brownien des nanoparticules

II.4.2 Couche interfaciale (nanocouche)

Bien que l'on sache que les molécules liquides proches d'une surface solide forment des structures en couches, on sait peu de choses sur le lien entre cette nanocouche (Fig. II.4 et II.5) et les propriétés thermiques des suspensions solide/liquide. On suppose que la nanocouche de type solide agit comme un pont thermique entre une nanoparticule solide et un liquide en vrac et qu'elle est donc essentielle à l'amélioration de la conductivité thermique. À partir de cette idée de nanocouche à pont thermique, un modèle structurel de nanofluides constitué de solides a été suggéré.

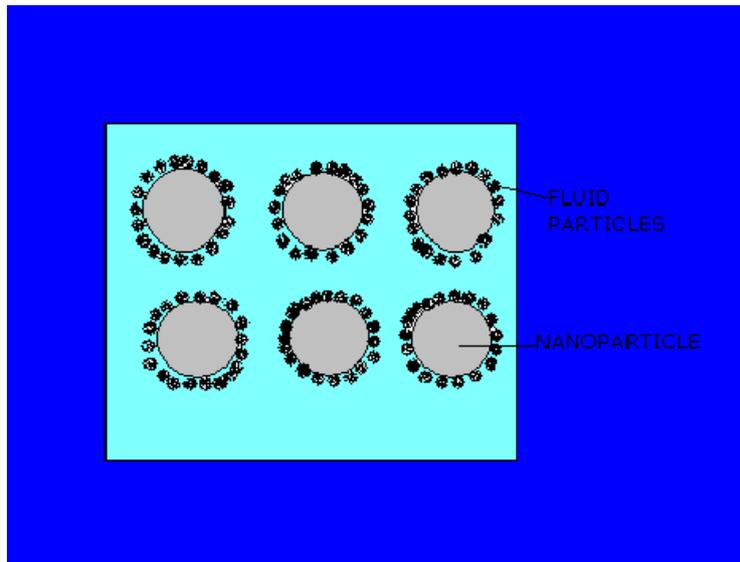


Fig. II.4 : Coupe transversale schématique de la structure des nanofluides composée de nanoparticules, de liquide en vrac et de nanocouches à l'interface solide/liquide.

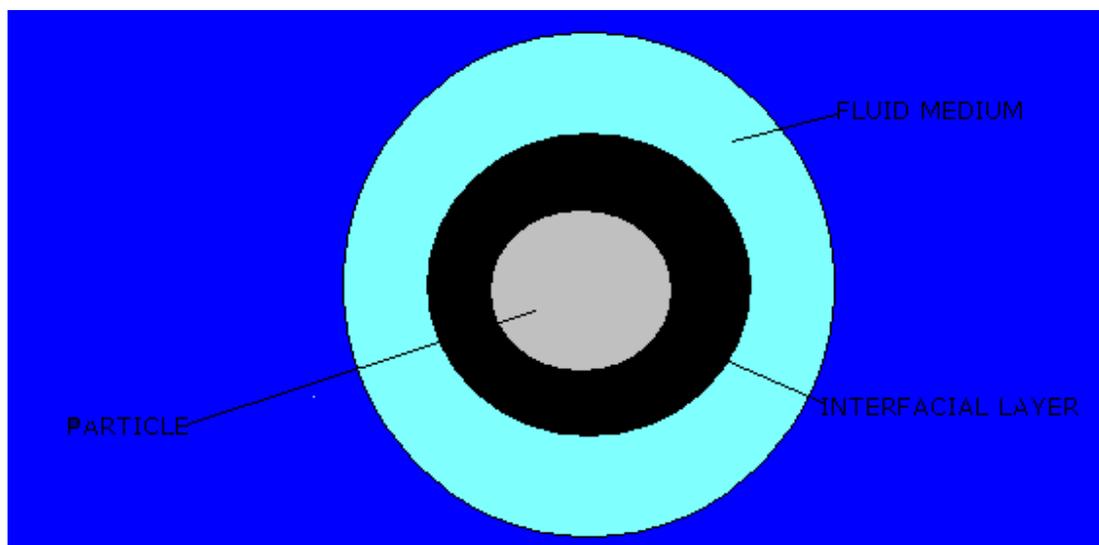


Fig. II.5: Particule sphérique unique avec couche interfaciale dans un milieu fluide.

II.4.3 Fraction de volume

Plusieurs chercheurs ont travaillé sur des particules d' Al_2O_3 en suspension dans l'eau afin de

contrôler l'effet de la concentration volumique des particules sur la conductivité thermique du nanofluide.

Les figures ci-dessous, **Fig. II.6**, montrent l'effet de la concentration volumique sur la conductivité thermique du nanofluide ($\text{Al}_2\text{O}_3/\text{Eau}$) pour différents chercheurs.

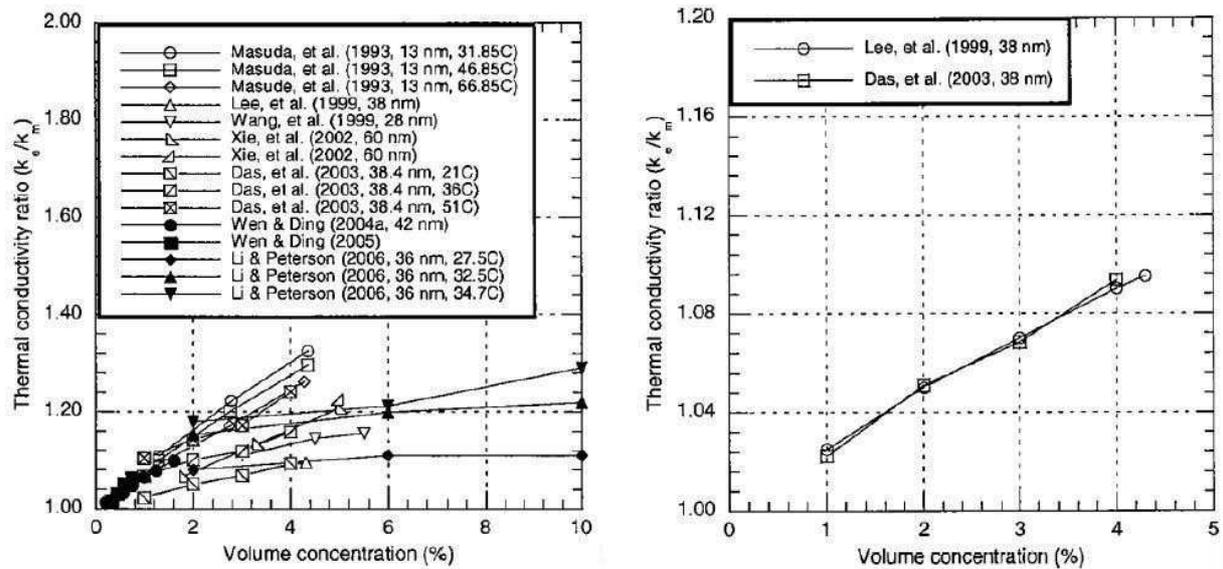


Figure II.6. Effet de la concentration volumique sur la conductivité thermique des nanofluides $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$. [121]

Les graphiques montrent que la conductivité thermique augmente en fonction de la fraction volumique des particules et que les concentrations de particules d'oxyde métallique permettent d'améliorer la conductivité thermique jusqu'à 30 %.

II.4.4 Effet du type de nanoparticules

Les chercheurs ont pris deux types de nanoparticules, l'une est un oxyde métallique et l'autre un métal, toutes deux sont diluées dans l'eau, la température et la forme de la particule étant considérées comme constantes. Ces graphiques, **Fig. II.7**, montrent l'effet des types de particules sur la conductivité thermique des nanofluides.

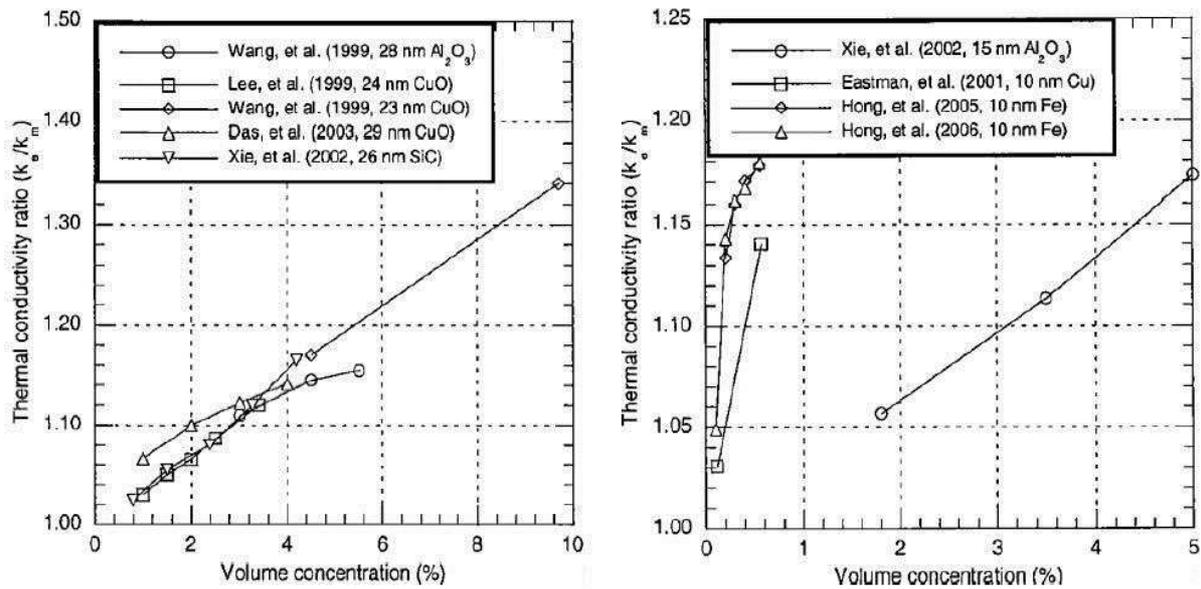


Figure II.7. Effet des types de particules sur la conductivité thermique des nanofluides. [122]

II.4.5 Effet de la température

La conductivité thermique est sensible à la température. Les deux graphiques, **Fig. II.8**, ci-dessous présentent les résultats de deux chercheurs Das SK et al [123] pour une gamme de température allant de 28°C à 51°C en utilisant les nanofluides Al₂O₃ et CuO.

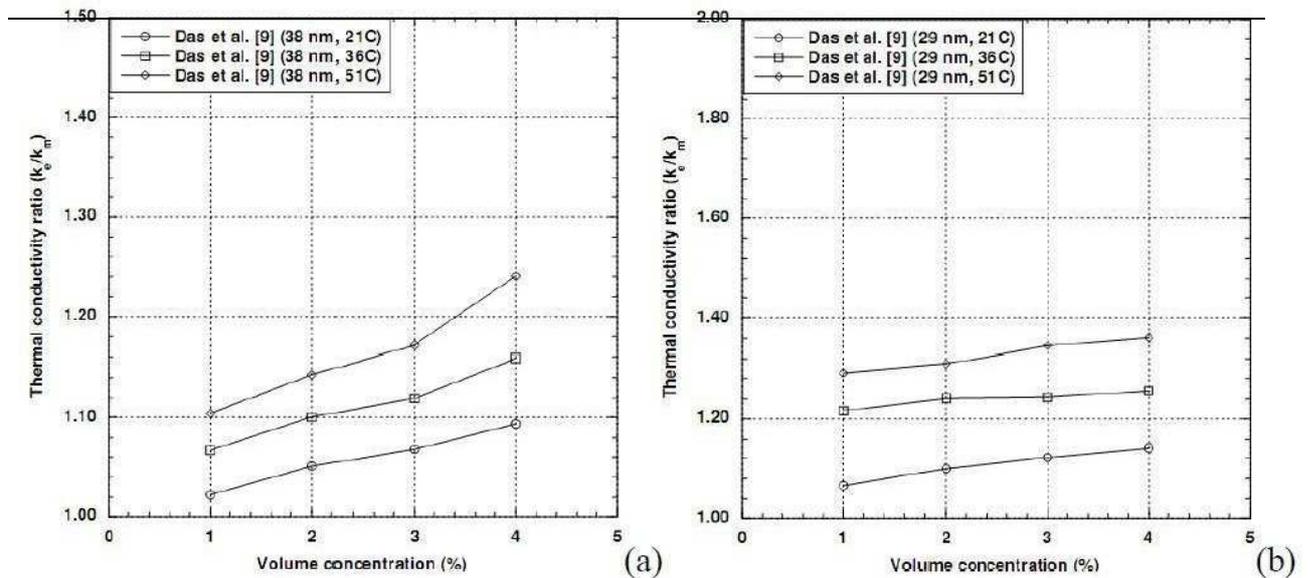


Figure II.8. Effet de la température sur la conductivité thermique des nanofluides. [123]

On observe que la conductivité thermique augmente lorsque la température augmente. Mais elle est plus élevée pour l'oxyde de cuivre que pour l'oxyde d'aluminium.

II.5 Avantages des nanofluides

- Surface spécifique élevée et donc plus grande surface de transfert de chaleur entre les particules et les fluides.
- Grande stabilité de la dispersion avec un mouvement brownien prédominant des particules.
- Puissance de pompage réduite par rapport à un liquide pur pour obtenir une intensification équivalente du transfert de chaleur.
- Réduction du colmatage des particules par rapport aux boues conventionnelles, ce qui favorise la miniaturisation du système.
- Propriétés ajustables, y compris la conductivité thermique et la capacité de mouillage de la surface, en variant les concentrations de particules pour s'adapter à différentes applications.

II.6 Limitations

II.6.1 Chaleur spécifique plus faible

La littérature montre que la chaleur spécifique des nanofluides est inférieure à celle du fluide de base. Plusieurs chercheurs ont rapporté que les nanofluides CuO/éthylène glycol, les nanofluides SiO₂/éthylène glycol et les nanofluides Al₂O₃/éthylène glycol présentent une chaleur spécifique inférieure à celle des fluides de base. Un liquide de refroidissement idéal devrait posséder une valeur de chaleur spécifique plus élevée, ce qui lui permet d'évacuer plus de chaleur.

II.6.2 Coût élevé des nanofluides

Le coût de production plus élevé des nanofluides est l'une des raisons qui peuvent entraver l'application des nanofluides dans l'industrie. Les nanofluides peuvent être produits par des méthodes en une ou deux étapes. Cependant, ces deux méthodes nécessitent des équipements avancés et sophistiqués. Plusieurs chercheurs ont souligné que le coût élevé des nanofluides est l'un des inconvénients des applications des nanofluides.

II.6.3 Difficultés dans le processus de production

Les efforts précédents pour fabriquer des nanofluides ont souvent utilisé soit une étape unique qui fabrique et disperse simultanément les nanoparticules dans les fluides de base, soit une approche en deux étapes qui consiste à générer des nanoparticules et à les disperser ensuite dans un fluide de base. Dans l'une ou l'autre de ces deux approches, les nanoparticules sont intrinsèquement produites à partir de processus impliquant des réactions de réduction ou d'échange d'ions. En outre, les fluides de base contiennent d'autres ions et produits de réaction qu'il est difficile, voire impossible, de séparer des fluides. Une autre difficulté rencontrée dans la fabrication des nanofluides est la tendance des nanoparticules à s'agglomérer en particules plus grosses, ce qui limite les avantages des nanoparticules à surface élevée. Pour contrer cette tendance, des additifs de dispersion des particules sont souvent ajoutés au fluide de base contenant les nanoparticules.

Malheureusement, cette pratique peut modifier les propriétés de surface des particules et les nanofluides ainsi préparés peuvent contenir des niveaux inacceptables d'impuretés. La plupart des études réalisées à ce jour se sont limitées à des échantillons de nanofluides

d'une taille inférieure à quelques centaines de millilitres. Cela pose problème, car des échantillons plus importants sont nécessaires pour tester de nombreuses propriétés des nanofluides et, en particulier, pour évaluer leur potentiel d'utilisation dans de nouvelles applications.

II.7 Application des nanofluides

Cette section explique les applications des nanofluides dans les secteurs industriels, commercial, résidentiel et des transports sur la base de la littérature disponible.

II.7.1 Intensification du transfert de chaleur

Depuis l'apparition du concept de nanofluides il y a une dizaine d'années, le potentiel des nanofluides dans les applications de transfert de chaleur a attiré de plus en plus d'attention. Jusqu'à présent, il existe quelques articles de synthèse qui présentent une vue d'ensemble des différents aspects des nanofluides, notamment la préparation et la caractérisation, les techniques de mesure de la conductivité thermique, la théorie et le modèle, les propriétés thermophysiques, le transfert de chaleur par convection. Dans ce qui suit, nous résumerons les applications des nanofluides dans le transfert de chaleur.

II.7.2 Applications électroniques

En raison de la densité plus élevée des puces, la conception de composants électroniques plus compacts rend la dissipation de la chaleur plus difficile. Les dispositifs électroniques avancés sont confrontés à des défis de gestion thermique en raison du niveau élevé de production de chaleur et de la réduction de la surface disponible pour l'évacuation de la chaleur. Un système de gestion thermique fiable est donc vital pour le bon fonctionnement des dispositifs électroniques avancés. En général, il existe deux approches pour améliorer l'évacuation de la chaleur des équipements électroniques. L'une consiste à trouver une géométrie optimale des dispositifs de refroidissement, l'autre à augmenter la capacité de transfert de chaleur. Des recherches récentes ont montré que les nanofluides pouvaient augmenter le coefficient de transfert de chaleur en augmentant la conductivité thermique d'un liquide de refroidissement. Un nouveau refroidisseur a été conçu récemment combinant un dissipateur thermique à microcanaux et des nanofluides. Des performances de refroidissement plus élevées ont été obtenues par rapport au dispositif utilisant de l'eau pure comme fluide de travail. Les nanofluides réduisent à la fois la résistance thermique et la différence de température entre la paroi chauffée du

microcanal et le liquide de refroidissement. Un dissipateur thermique à microcanaux combiné à des nanofluides pourrait constituer la prochaine génération de dispositifs de refroidissement pour éliminer les flux de chaleur très élevés. Nguyen et al.[124] ont conçu un circuit liquide fermé pour étudier l'amélioration du transfert de chaleur d'un système de refroidissement liquide, en remplaçant le fluide de base (eau distillée) par un nanofluide composé d'eau distillée et de nanoparticules d' Al_2O_3 à différentes concentrations. Les données mesurées ont clairement montré que l'inclusion de nanoparticules dans l'eau distillée a produit une amélioration considérable du coefficient de transfert de chaleur par convection du bloc de refroidissement. Avec une charge de particules de 4,5 %, l'amélioration atteint 23 % par rapport au fluide de base. Il a également été observé qu'une augmentation de la concentration de particules a produit une nette diminution de la température de jonction entre le composant chauffé et le bloc de refroidissement. Les performances d'un dissipateur thermique à microcanaux en silicium utilisant des nanofluides contenant des nanoparticules de Cu ont été analysées. Il a été constaté que les nanofluides pouvaient améliorer les performances par rapport à l'utilisation d'eau pure comme liquide de refroidissement. Cette amélioration est due à l'augmentation de la conductivité thermique du liquide de refroidissement et à l'effet de dispersion thermique des nanoparticules. L'autre avantage est qu'il n'y a pas de chute de pression supplémentaire puisque les nanoparticules sont petites et que la fraction de volume des particules est faible. Les exigences thermiques des ordinateurs personnels deviennent beaucoup plus strictes avec l'augmentation de la dissipation thermique de l'unité centrale. L'une des solutions consiste à utiliser des caloducs. Les nanofluides, utilisés comme fluide de travail pour les caloducs conventionnels, ont montré que les nanoparticules en suspension ont tendance à bombarder la bulle de vapeur pendant la formation de la bulle. Par conséquent, on s'attend à ce que la taille de nucléation des bulles de vapeur soit beaucoup plus petite pour les fluides contenant des nanoparticules en suspension que pour ceux qui n'en contiennent pas. Cela peut être la raison principale de la réduction de la résistance thermique du caloduc. Par exemple, pour une puissance d'entrée de 80,0 W, le nanofluide de diamant peut réduire la différence de température entre l'évaporateur et le condenseur de 40,9 à 24,3°C. Cette étude devrait accélérer le développement d'un dispositif de refroidissement très efficace pour les systèmes électroniques à flux thermique très élevé. L'étude des performances thermiques du caloduc a montré que les nanofluides contenant des nanoparticules d'argent ou de titane pouvaient être utilisés comme fluide de refroidissement efficace pour les appareils à haute

densité énergétique. Pour un nanofluide d'argent, la différence de température a diminué de 0,56-0,65°C par rapport à l'eau à une puissance d'entrée de 30-50 W. Pour le caloduc avec des nanoparticules de titane à une concentration volumique de 0,10 %, l'efficacité thermique est 10,60 % plus élevée que celle avec le fluide de travail à base de titane. Ces résultats positifs encouragent la poursuite de la recherche et du développement de nanofluides pour de telles applications.

II.7.3 Transports

Les nanofluides ont un grand potentiel pour améliorer les taux de refroidissement des moteurs automobiles et de poids lourds en augmentant l'efficacité, en diminuant le poids et en réduisant la complexité des systèmes de gestion thermique. Les taux de refroidissement améliorés pour les moteurs d'automobiles et de camions peuvent être utilisés pour éliminer plus de chaleur des moteurs plus puissants avec la même taille de système de refroidissement. Il est également possible de concevoir des systèmes de refroidissement plus compacts avec des radiateurs plus petits et plus légers. Cela permet à son tour d'améliorer les performances et de réduire la consommation de carburant des voitures et des camions. Les nanofluides à base d'éthylène glycol ont attiré beaucoup d'attention dans l'application comme liquide de refroidissement du moteur en raison du fonctionnement à basse pression comparé à un mélange 50/50 d'éthylène glycol et d'eau, qui est le liquide de refroidissement automobile presque universellement utilisé. Les nanofluides ont un point d'ébullition élevé et peuvent être utilisés pour augmenter la température normale de fonctionnement du liquide de refroidissement et rejeter plus de chaleur par le biais du système de refroidissement existant. La plateforme expérimentale était la transmission d'un véhicule à quatre roues motrices. Les nanofluides utilisés ont été préparés en dispersant des nanoparticules de Cu et d'Al₂O₃ dans l'huile de transmission du moteur. Les résultats ont montré que ces nanofluides produisaient les températures de transmission les plus basses à la fois à des vitesses de rotation élevées et basses. Du point de vue des performances thermiques, l'utilisation de nanofluides dans la transmission présente un avantage certain. Les chercheurs de l'Argonne National Laboratory ont évalué les applications des nanofluides pour le transport. L'utilisation de nanofluides à haute conductivité thermique dans les radiateurs peut conduire à une réduction de la surface frontale du radiateur jusqu'à 10 %. La réduction de la traînée aérodynamique permet d'économiser jusqu'à 5 % de carburant. Cela ouvre la voie à de nouvelles conceptions

automobiles aérodynamiques qui réduisent les émissions en diminuant la traînée. L'application de nanofluides a également contribué à une réduction des frottements et de l'usure, réduisant les pertes parasites, le fonctionnement de composants tels que les pompes et les compresseurs, et conduisant par la suite à une économie de carburant de plus de 6 %. En fait, les nanofluides n'améliorent pas seulement l'efficacité et la performance économique des moteurs de voiture, mais ils influenceront aussi grandement la conception de la structure des automobiles. Par exemple, le radiateur du moteur refroidi par un nanofluide sera plus petit et plus léger. Il pourra être placé ailleurs dans le véhicule, ce qui permettra de redessiner un châssis beaucoup plus aérodynamique. En réduisant la taille et en changeant l'emplacement du radiateur, une réduction du poids et de la résistance au vent pourrait permettre d'améliorer le rendement énergétique et, par conséquent, de réduire les émissions de gaz d'échappement. Des simulations informatiques réalisées par le bureau de la technologie des véhicules du ministère américain de l'énergie ont montré que les liquides de refroidissement nanofluides pouvaient réduire de 5 % la taille des radiateurs des camions. Il en résulterait une économie de carburant de 2,5 % à vitesse d'autoroute.

II.7.4 Applications de refroidissement industriel

L'application des nanofluides au refroidissement industriel permettra de réaliser d'importantes économies d'énergie et de réduire les émissions. Pour l'industrie américaine, le remplacement de l'eau de refroidissement et de chauffage par des nanofluides pourrait permettre d'économiser 1 000 milliards de Btu d'énergie. Pour l'industrie électrique américaine, l'utilisation de nanofluides dans des cycles de refroidissement en circuit fermé pourrait permettre d'économiser environ 10 à 30 billions de Btu par an (ce qui équivaut à la consommation énergétique annuelle d'environ 50 000 à 150 000 ménages). Les réductions d'émissions associées seraient d'environ 5,6 millions de tonnes métriques de dioxyde de carbone, 8 600 tonnes métriques d'oxydes d'azote et 21 000 tonnes métriques de dioxyde de soufre. Des expériences ont été réalisées à l'aide d'un appareil à boucle d'écoulement afin d'explorer les performances des polyalphaoléfinnanofluides contenant des fibres de nanoparticules de graphite exfolié en matière de refroidissement. Il a été observé que la chaleur spécifique des nanofluides était 50 % plus élevée que celle des polyalphaoléfines et qu'elle augmentait avec la température. La diffusion thermique s'est avérée 4 fois plus élevée pour les nanofluides. Le transfert de chaleur par convection a été amélioré de ~10% avec les nanofluides par rapport à la polyalphaoléfine. Des chercheurs

ont récemment proposé le concept de nanofluide liquide-métal, visant à établir une voie d'ingénierie pour fabriquer le liquide de refroidissement le plus conducteur avec une conductivité thermique plusieurs dizaines de fois supérieure à celle de l'eau. Le métal liquide, dont le point de fusion est bas, devrait être un fluide de base idéal pour la fabrication d'une solution superconductrice qui pourrait conduire à un liquide de refroidissement ultime dans une grande variété de domaines d'amélioration du transfert de chaleur. La conductivité thermique du liquide métallique peut être améliorée par l'ajout de nanoparticules conductrices.

II.7.5 CHAUFFER LES BÂTIMENTS ET RÉDUIRE LA POLLUTION

Les nanofluides peuvent être utilisés dans les systèmes de chauffage des bâtiments. x Leurs performances ont été évaluées pour le chauffage des bâtiments dans les régions froides. Dans ces régions, il est courant d'utiliser de l'éthylène ou du propylène glycol mélangé à de l'eau dans différentes proportions comme fluide de transfert de chaleur. L'éthylène glycol/eau 60:40 (en poids) a donc été choisi comme fluide de base. Les résultats ont montré que l'utilisation de nanofluides dans les échangeurs de chaleur pouvait réduire les débits volumétrique et massique, ce qui se traduit par une économie globale de puissance de pompage. Les nanofluides nécessitent des systèmes de chauffage plus petits, capables de fournir la même quantité d'énergie thermique que des systèmes de chauffage plus grands, mais moins coûteux, ce qui réduit le coût initial de l'équipement sans compter le coût des nanofluides. Cela permet également de réduire les polluants environnementaux, car les unités de chauffage plus petites consomment moins d'énergie, et l'unité de transfert de chaleur a moins de déchets liquides et matériels à éliminer à la fin de son cycle de vie.

II.7.6 REFROIDISSEMENT DES SYSTÈMES NUCLÉAIRES

Le Massachusetts Institute of Technology a créé un centre interdisciplinaire de technologie des nanofluides pour l'industrie de l'énergie nucléaire. Les chercheurs explorent les applications nucléaires des nanofluides, en particulier les trois suivantes : 1) le liquide de refroidissement du réacteur principal pour les réacteurs à eau pressurisée (REP). Il pourrait permettre d'augmenter considérablement la puissance des réacteurs à eau pressurisée actuels et futurs, améliorant ainsi leur performance économique. Plus précisément, l'utilisation de nanofluides ayant un flux thermique critique (CHF) supérieur d'au moins 32

% pourrait permettre d'augmenter la densité de puissance de 20 % dans les centrales actuelles sans modifier la conception de l'assemblage combustible et sans réduire la marge de CHF ; 2) liquide de refroidissement pour les systèmes de refroidissement d'urgence du cœur (ECCS) des réacteurs à eau pressurisée et des réacteurs à eau bouillante. L'utilisation d'un nanofluide dans les accumulateurs ECCS et l'injection de sécurité peut augmenter les marges de température maximale de la gaine (dans le cœur de puissance nominale) ou les maintenir dans les cœurs de puissance supérieure si le nanofluide a un taux de transfert de chaleur post-CHF plus élevé ; 3) liquide de refroidissement pour la rétention en cuve du cœur fondu lors d'accidents graves dans les réacteurs à eau légère à haute densité de puissance. Il peut augmenter de 40 % la marge de rupture de la cuve lors d'accidents graves dans les systèmes à haute densité de puissance tels que l'APR1000 de Westinghouse et l'APR1400 coréen. Bien qu'il existe plusieurs lacunes importantes, notamment en ce qui concerne les performances thermohydrauliques des nanofluides dans des conditions de réacteur prototypiques et la compatibilité de la chimie des nanofluides avec les matériaux du réacteur, de nombreux travaux doivent être menés pour combler ces lacunes. Il reste encore beaucoup à faire pour combler ces lacunes avant que des applications puissent être mises en œuvre dans une centrale nucléaire.

II.7.7 ESPACE ET DÉFENSE

En raison des restrictions d'espace, d'énergie et de poids dans les stations spatiales et les avions, il existe une forte demande pour des systèmes de refroidissement très efficaces et de taille réduite.

La poursuite de la recherche sur les nanofluides conduira au développement de la prochaine génération de dispositifs de refroidissement intégrant des nanofluides pour les systèmes électroniques à flux de chaleur très élevé, offrant la possibilité d'augmenter la puissance des puces dans les composants électroniques ou de simplifier les exigences en matière de refroidissement pour les applications spatiales. Un certain nombre d'appareils et de systèmes militaires nécessitent un refroidissement à flux de chaleur élevé, de l'ordre de dizaines de MW/m². À ce niveau, le refroidissement des appareils et systèmes militaires est vital pour leur fonctionnement fiable. Les nanofluides ayant des flux thermiques critiques élevés ont le potentiel de fournir le refroidissement requis dans ces applications ainsi que dans d'autres systèmes militaires, y compris les véhicules militaires, les sous-marins et les diodes laser de haute puissance. Les nanofluides ont donc de nombreuses applications dans les domaines de l'espace et de la défense, où la densité de

puissance est très élevée et où les composants doivent être plus petits et moins lourds.

II.7.8 Thérapeutique du cancer

Une nouvelle initiative tire parti de plusieurs propriétés de certains nanofluides pour les utiliser dans l'imagerie du cancer et l'administration de médicaments. Cette initiative implique l'utilisation de nanoparticules à base de fer comme vecteurs de médicaments ou de radiations chez les patients atteints de cancer. Des nanofluides magnétiques seront utilisés pour guider les particules dans la circulation sanguine jusqu'à une tumeur à l'aide d'aimants. Les médecins pourront ainsi administrer localement de fortes doses de médicaments ou de radiations sans endommager les tissus sains avoisinants, ce qui constitue un effet secondaire important des méthodes traditionnelles de traitement du cancer. En outre, les nanoparticules magnétiques adhèrent davantage aux cellules tumorales qu'aux cellules non malignes et absorbent beaucoup plus de puissance que les microparticules dans les champs magnétiques à courant alternatif tolérables pour l'homme ; elles constituent donc d'excellents candidats pour la thérapie anticancéreuse.

Les nanoparticules magnétiques sont utilisées car, par rapport à d'autres nanoparticules de type métallique, elles présentent une caractéristique permettant de manipuler le nanofluide par la force magnétique. Cette combinaison d'administration ciblée et de libération contrôlée réduira également la probabilité de toxicité systémique puisque le médicament est encapsulé et biologiquement indisponible pendant son transit dans la circulation systémique. Le nanofluide contenant des nanoparticules magnétiques agit également comme un fluide super-paramagnétique qui, dans un champ électromagnétique alternatif, absorbe l'énergie en produisant une hyperthermie contrôlable. En renforçant l'efficacité de la chimiothérapie, l'hyperthermie est capable de produire un effet de rayonnement préférentiel sur les cellules malignes.

De nombreuses applications biomédicales font appel aux nanofluides, telles que la séparation magnétique des cellules, l'administration de médicaments, l'hyperthermie et l'amélioration du contraste dans l'imagerie par résonance magnétique. En fonction de l'application spécifique, différentes synthèses chimiques ont été développées pour divers types de nanofluides magnétiques qui permettent d'adapter soigneusement leurs propriétés aux différentes exigences des applications. Le revêtement de surface des nanoparticules et la stabilité colloïdale des fluides magnétiques biocompatibles à base d'eau sont les deux facteurs particulièrement importants qui influent sur la réussite de l'application .

Pour la plupart des utilisations biomédicales, les nanoparticules magnétiques doivent avoir une taille inférieure à 15 nm et être dispersées de manière stable dans l'eau. Un nanofluide magnétique potentiel qui pourrait être utilisé pour des applications biomédicales est un nanofluide composé de nanoparticules de FePt. Ce nanofluide FePt possède une stabilité chimique intrinsèque et une magnétisation à saturation plus élevée, ce qui le rend idéal pour les applications biomédicales. Toutefois, avant que les nanofluides magnétiques puissent être utilisés comme systèmes d'administration de médicaments, des recherches supplémentaires doivent être menées sur les nanoparticules contenant les médicaments proprement dits et sur le mécanisme de libération.

II.7.9 Refroidissement des micropuces

La dissipation rapide de la chaleur est l'une des principales limites au développement de puces plus petites. Cependant, les nanofluides peuvent être utilisés pour le refroidissement liquide des processeurs informatiques en raison de leur conductivité thermique élevée. On prévoit que la prochaine génération de puces informatiques produira un flux thermique localisé de plus de 10 MW/m^2 , avec une puissance totale supérieure à 300 W. Combiné à l'évaporation de couches minces, le système de refroidissement par caloducs oscillants (OHP) à base de nanofluides sera capable d'éliminer des flux de chaleur supérieurs à 10 MW/m^2 et servira de dispositif de refroidissement de la prochaine génération, capable de gérer la dissipation de la chaleur provenant des nouvelles technologies.

Afin d'obtenir des données expérimentales tout en maintenant l'intégrité du système OHP, l'imagerie neutronique a été utilisée pour étudier l'écoulement du liquide dans un OHP nanofluide à 12 tours. Grâce au faisceau de neutrons de haute intensité provenant d'un système d'imagerie en silicium amorphe, il a été possible de capturer des images dynamiques au 1/30e de seconde. Le nanofluide utilisé était composé de nanoparticules de diamant en suspension dans l'eau.

Même si les nanofluides et les OHP ne sont pas de nouvelles découvertes, la combinaison de leurs caractéristiques uniques permet aux nanoparticules d'être complètement suspendues dans le liquide de base, ce qui augmente leur capacité de transport de la chaleur. Étant donné que les nanofluides ont une forte conductivité thermique en fonction de la température et qu'ils présentent une relation non linéaire entre la conductivité thermique et la concentration, ce sont des conducteurs très performants avec un CHF accru. L'OHP absorbe la chaleur intense d'un appareil de grande puissance et la convertit en énergie cinétique des fluides sans que les phases liquide et vapeur n'interfèrent l'une

avec l'autre puisqu'elles s'écoulent dans la même direction.

Cependant, lorsque l'apport de chaleur augmente, le mouvement d'oscillation augmente et la différence de température résultante entre l'évaporateur et le condenseur ne continue pas à augmenter après un certain apport de puissance. Ce phénomène empêche la conductivité thermique effective du nanofluide d'augmenter continuellement. Cependant, à son niveau de puissance maximal de 336 W, la différence de température pour l'OHP à nanofluide était toujours inférieure à celle de l'OHP à l'eau pure, Figure II.7. Il a donc été démontré que le nanofluide peut augmenter de manière significative la capacité de transport de chaleur de l'OHP.

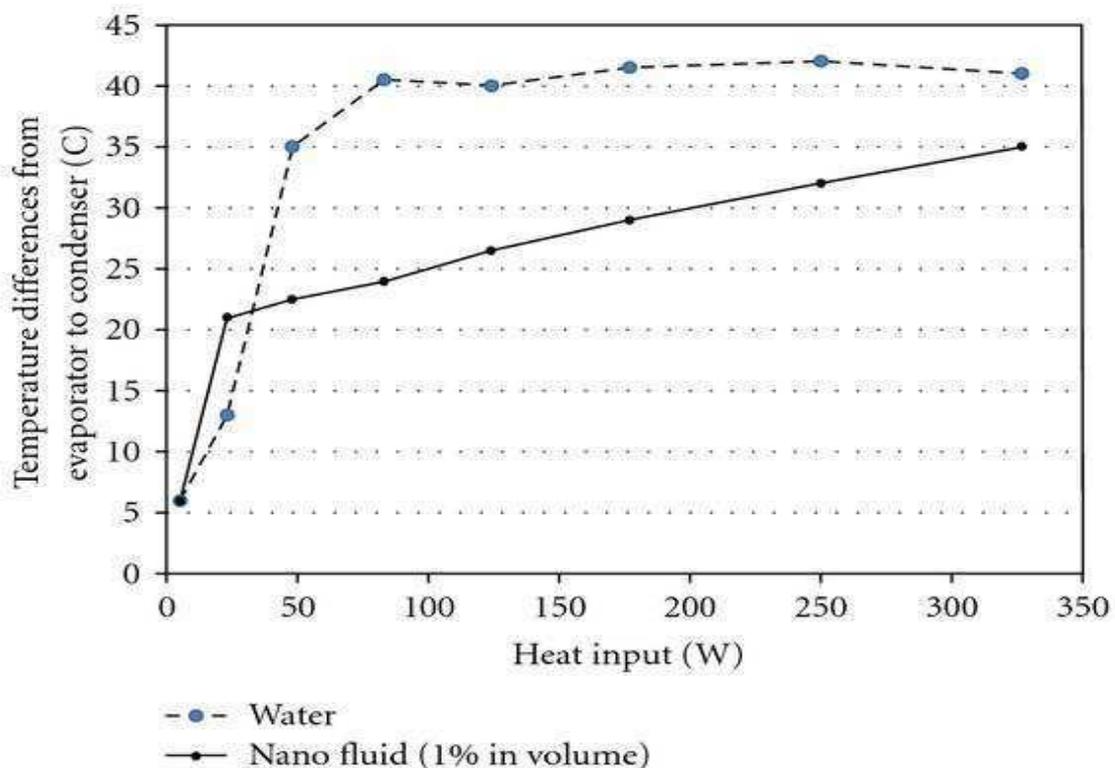


Fig. II.9 Application des nanofluides pour refroidir les puces

Les nanofluides ont été étudiés dans des caloducs pulsés en utilisant des nanoparticules d'argent et des résultats encourageants ont été obtenus. Le nanofluide d'argent a amélioré les caractéristiques de transfert de chaleur des caloducs.

Nguyen et al.[124] ont étudié l'amélioration du transfert de chaleur et le comportement du nanofluide -eau dans l'intention de l'utiliser dans un système de refroidissement fermé conçu pour les microprocesseurs ou d'autres appareils électroniques. Les données expérimentales confirment que l'inclusion de nanoparticules dans l'eau distillée produit une augmentation significative du coefficient de transfert de chaleur convectif de

refroidissement. À une concentration de particules donnée de 6,8 %, le coefficient de transfert de chaleur a augmenté de 40 % par rapport au fluide de base qu'est l'eau. Les nanoparticules plus petites ont également montré des coefficients de transfert de chaleur par convection plus élevés que les plus grandes.

La poursuite de la recherche sur les nanofluides dans les applications de refroidissement électronique conduira au développement de la prochaine génération de dispositifs de refroidissement intégrant des nanofluides pour les systèmes électroniques à flux thermique très élevé.

II.7.10 Applications énergétiques

- Stockage de l'énergie
- Absorption solaire

II.7.11 Applications mécaniques

- Réduction du frottement
- Scellement magnétique
- Nanocryochirurgie

II.7.12 Applications biomédicales

- Activité antibactérienne
- Délivrance de nanomédicaments

II.7.13 Autres applications

- Intensifier les micro-réacteurs
- Les nanofluides comme liquides de frein pour véhicules
- Pile à combustible microbienne à base de nanofluides
- Détergents nanofluides

II.8 Conclusions

La réduction d'échelle, ou miniaturisation, est la principale tendance de la science et de la technologie modernes. Des suspensions stables de nanotubes de carbone, d'oxydes et de nanoparticules métalliques dans des fluides de transfert de chaleur conventionnels peuvent être obtenues en maintenant la taille des particules en dessous d'un certain seuil.

Les études sur les nanofluides révèlent des conductivités thermiques et des coefficients de transfert de chaleur élevés par rapport à ceux des fluides conventionnels.

Les nanofluides sont importants car ils peuvent être utilisés dans de nombreuses applications impliquant le transfert de chaleur et d'autres applications telles que la détergence. Les colloïdes, qui sont également des nanofluides, sont utilisés depuis longtemps dans le domaine biomédical et leur utilisation va continuer à croître. Il a également été démontré que les nanofluides pouvaient être utilisés comme fluides intelligents. Les problèmes d'agglomération des nanoparticules, de décantation et de potentiel d'érosion doivent tous être examinés en détail dans les applications. Les nanofluides utilisés dans la recherche expérimentale doivent être bien caractérisés en ce qui concerne la taille des particules, leur distribution, leur forme et leur regroupement afin de rendre les résultats plus largement applicables. Une fois que la science et l'ingénierie des nanofluides sont bien comprises et que leur potentiel est pleinement exploré, ils peuvent être reproduits à grande échelle et utilisés dans de nombreuses applications. Les colloïdes qui sont également des nanofluides seront de plus en plus utilisés dans l'ingénierie biomédicale et les biosciences.

D'autres recherches doivent encore être menées sur la synthèse et les applications des nanofluides afin qu'ils puissent être utilisés comme prévu. Néanmoins, de nombreuses découvertes et améliorations ont été identifiées concernant les caractéristiques des nanofluides dans les applications étudiées et nous nous rapprochons du développement de systèmes plus efficaces et plus petits, rendant ainsi l'environnement plus propre et plus sain.

CHAPITRE III :

MODÈLE MATHÉMATIQUE ET MÉTHODE NUMÉRIQUE

III.1 Introduction

La convection est l'un des trois modes de transfert de chaleur avec la conduction et le rayonnement. Le terme convection désigne le transfert de chaleur qui se produit entre une surface et un fluide en mouvement lorsque ceux-ci sont à des températures différentes. La convection peut être étudiée soit par des méthodes expérimentales, soit par simulation numérique. De nos jours, la simulation numérique reste la méthode la moins chère et la plus utilisée par rapport aux méthodes expérimentales, où la simulation numérique a permis de comprendre les différents phénomènes de transfert thermique et le couplage entre eux. Pour formaliser la convection forcée et naturelle, il est nécessaire de décrire le couplage des champs de température, de pression et de vitesse à partir des équations de conservation de la quantité de mouvement, de la masse et de l'énergie.

Les objectifs de ce chapitre sont de présenter les équations de modélisation des cas traités dans cette thèse, c'est-à-dire les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, puis d'expliquer les différentes étapes de la méthode numérique utilisée pour résoudre ces équations.

III.2 Equations générales

Les formules mathématiques des phénomènes de convection dépendent d'équations qui relient les différents paramètres, à savoir : la vitesse, la pression et la température. Ces équations sont obtenues comme des cas particuliers à partir des équations générales suivantes (équation de continuité, équation de conservation de la quantité de mouvement et équation de conservation de l'énergie).

III.2.1 Équation de continuité (régime laminaire)

C'est l'équation qui exprime la loi de conservation de la masse pour un volume de matière contrôlé. Elle s'exprime mathématiquement sous la forme suivante :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla}(\rho \cdot \vec{V}) = 0 \quad (\text{III.1})$$

Où ρ est la masse volumique et \vec{V} est le vecteur vitesse.

III.2.2 L'équation de conservation de la quantité de mouvement

La deuxième loi de la dynamique indique que le taux de variation de la quantité de mouvement du fluide contenu dans le volume de contrôle D est égal à la somme de toutes les forces extérieures qui lui sont appliquées. Elle s'écrit sous la forme vectorielle suivante :

$$\frac{D}{Dt} \int_D \rho \vec{V} dV = \int_D \vec{F} dV + \int_S \rho \vec{\sigma} dS \quad (\text{III.2})$$

Où :

D, S et $\vec{\sigma}$ sont respectivement le domaine de contrôle du volume (V), la surface du milieu continu et le vecteur de contrainte.

L'équation ci-dessus peut être réécrite comme suit :

$$\frac{D(\rho \vec{V})}{Dt} = \rho \vec{F} - \nabla P + \frac{1}{3} \nabla \mu (\nabla \cdot \vec{V}) + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (\text{III.3})$$

ou

$$\underbrace{\frac{\partial(\rho \vec{V})}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{V}}_{\text{Term1}} = \rho \vec{F} \underbrace{- \nabla P}_{\text{Term2}} + \underbrace{\frac{1}{3} \nabla \mu (\nabla \cdot \vec{V})}_{\text{Term3}} + \underbrace{\mu \nabla^2 \vec{V}}_{\text{Term4}} \quad (\text{III.4})$$

Où :

Terme 1 : Le taux de variation et de transport de la quantité de mouvement.

Terme 2 : Forces dues à la pression

Terme 3 : terme visqueux de Brinkman.

Terme 4 : Forces de viscosité.

\vec{F} et μ sont respectivement la force par unité de volume et la viscosité dynamique.

III.2.3 Équation de conservation de l'énergie

L'équation de conservation de l'énergie est obtenue à partir du premier principe de la thermodynamique et peut être écrite comme suit :

$$\underbrace{\frac{D(\rho C_p T)}{Dt}}_{Term1} = \underbrace{\Delta(kT)}_{Term2} + q + \underbrace{\beta T \frac{Dp}{DT}}_{Term3} + \underbrace{\mu \Phi}_{Term4} \quad (III.5)$$

Avec :

Terme 1 : La variation totale de l'énergie (par accumulation et convection).

Terme 2 : La variation de l'énergie par conduction.

Terme 3 : La variation d'énergie due à la compressibilité.

Terme 4 : Dissipation irréversible due au frottement visqueux.

q : Densité de puissance dissipée.

Cp, k, β sont respectivement la capacité thermique, la conductivité thermique et le coefficient de dilatation isobare du fluide.

III.3 Approximation de Boussinesq

L'approximation de Boussinesq est utilisée pour obtenir une approximation des équations de Navier-Stokes pour les écoulements incompressibles à surface libre dans lesquels il existe un gradient vertical de densité entraînant l'absence d'équilibre hydrostatique. Cette approximation est attribuée à Boussinesq [110], mais elle a été présentée pour la première fois par Oberbeck [111]. L'approximation de Boussinesq consiste à supposer que toutes les caractéristiques thermophysiques des fluides sont constantes et uniformes, à l'exception de la densité qui est supposée varier linéairement avec la température. La relation peut s'écrire comme suit.

$$\rho(T) = \rho_0(1 - \alpha(T - T_0)) \quad (III.6)$$

Ce développement au premier ordre de ρ en fonction de la température est valable pour de nombreux problèmes de convection naturelle et mixte puisque la différence de température à l'intérieur du fluide reste toujours inférieure à dix degrés, T représente la température du fluide en un point donné du système, T₀ est la température de référence qui correspond généralement à la valeur moyenne de la température du système (température de fonctionnement), α est le coefficient de dilatation thermique du fluide et ρ₀ est la densité du fluide à T₀.

III.4 Modélisation du premier problème (effets des obstacles et de leur localisation à l'intérieur d'une cavité carrée sur les performances thermiques du nanofluide hybride Cu-Al₂O₃ /H₂O)

Le champ de cette étude est une cavité carrée en 2D remplie d'un nanofluide hybride eau/Cu-Al₂O₃ (h_{nf}) de dimensions L et H. Les conditions aux limites sont les mêmes dans les quatre cas simulés. La paroi inférieure de l'enceinte est fixée à une température élevée (T_h), tandis que les deux parois verticales sont maintenues de manière isotherme à des températures plus basses (T_c). La paroi supérieure de la cavité est supposée être adiabatique (voir figure III.1).

Les quatre cas étudiés sont les suivants

- ✓ *Premier cas* : Une cavité remplie d'un nanofluide hybride avec un obstacle de forme carrée à l'intérieur à une distance de 1,75H de la paroi chaude de la cavité (paroi inférieure).
- ✓ *Deuxième cas* : Une cavité remplie d'un nanofluide hybride avec deux obstacles de forme carrée à l'intérieur de la cavité à une distance de 1,75H de la paroi chaude de la cavité (paroi inférieure).
- ✓ *Troisième cas* : Une cavité remplie d'un nanofluide hybride avec trois obstacles de forme carrée à l'intérieur de la cavité à une distance de 1,75H de la paroi chaude de la cavité (paroi inférieure).
- ✓ *Quatrième cas* : Une cavité remplie d'un nanofluide hybride avec quatre obstacles de forme carrée à l'intérieur de la cavité à une distance de 1,75H de la paroi chaude de la cavité (paroi inférieure).

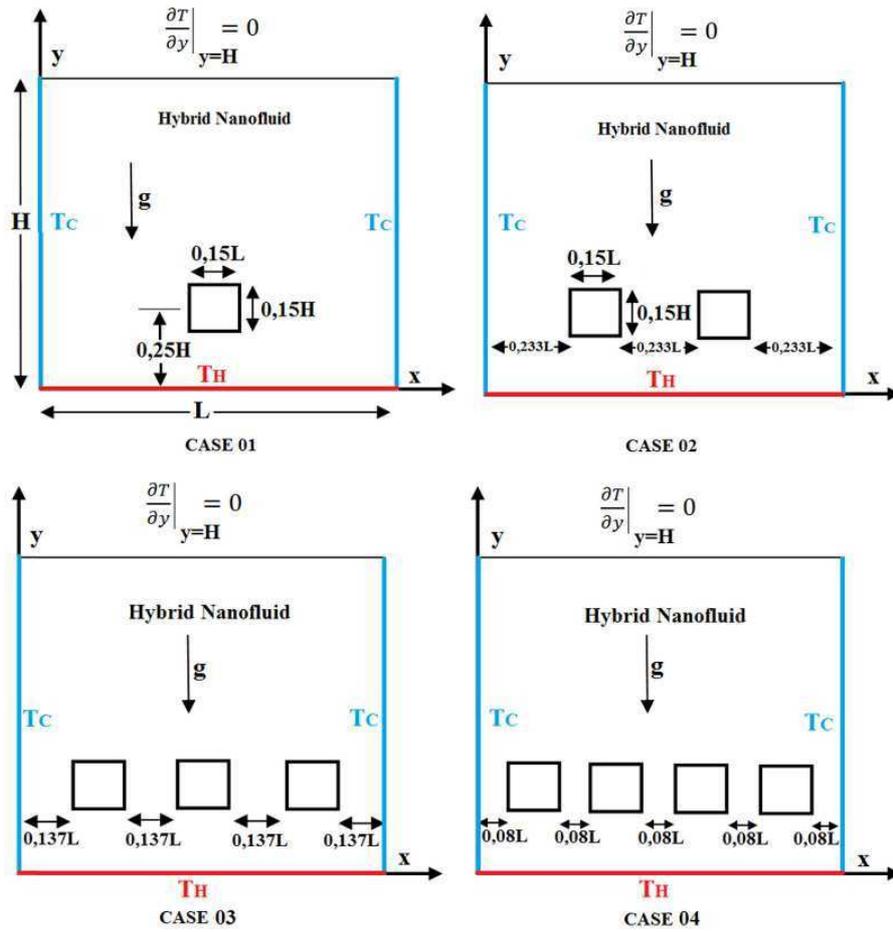


Figure III.1 : Illustration schématique des quatre cas calculés ($L = H$).

Modèle physique et équations régissant la première étude

L'équation de continuité (1), les équations de quantité de mouvement (2) et l'équation d'énergie (3), en deux dimensions, pour la convection naturelle en régime permanent dans une cavité sont données par :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{III.7})$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\rho_{hnf}} \left(-\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_{hnf} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \right) \quad (\text{III.8})$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{1}{\rho_{hnf}} \left(-\frac{\partial p}{\partial y} + \mu_{hnf} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + (\rho\beta)_{hnf} g (T - T_0) \right) \quad (\text{III.9})$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha_{hnf} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{III.10})$$

Les variables suivantes ont été utilisées pour mettre à l'échelle ces équations :

$$X = \frac{x}{L}; \quad (\text{III.11a})$$

$$Y = \frac{y}{L}; \quad (\text{III.11b})$$

$$D = \frac{\alpha_f}{L}; \quad (\text{III.11c})$$

$$U = \frac{u}{D}; \quad (\text{III.11d})$$

$$V = \frac{v}{D}; \quad (\text{III.11e})$$

$$\theta = \frac{T-T_c}{T_H-T_c}; \quad (\text{III.11f})$$

$$P = \frac{p}{D^2 \rho_{hnf}}. \quad (\text{III.11g})$$

Les équations sans dimension ont la forme suivante :

Les équations de continuité et de quantité de mouvement

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

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\mu_{hnf}}{\rho_{hnf} \alpha_f} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{III.13})$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{\mu_{hnf}}{\rho_{hnf} \alpha_f} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + (\rho\beta)_{hnf} \frac{1}{\rho_{hnf} \beta_f} Ra Pr \theta \quad (\text{III.14})$$

L'équation d'énergie :

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

Où :

Ra est le nombre de Rayleigh et est défini par l'équation suivante :

$$Ra = \frac{(\beta)_{hnf} g (T_H - T_c) L^3}{\nu_{hnf} \alpha_{hnf}} \quad (\text{III.16})$$

ρ_{hnf} et $C_{p_{hnf}}$ sont la masse volumique et la chaleur spécifique du nanofluide hybride

et sont calculées à partir des formules :

$$\rho_{hnf} = (1 - \varphi) \rho_f + \varphi \rho_s \quad (\text{III.17})$$

$$(\rho C_p)_{hnf} = (1 - \varphi) (\rho C_p)_f + \varphi (\rho C_p)_s \quad (\text{III.18})$$

φ est la fraction volumique des nanoparticules hybrides.

β_{hnf} est le coefficient de dilatation thermique du nanofluide hybride et est obtenu à partir de la formule :

$$(\rho\beta)_{hnf} = (1 - \varphi)(\rho\beta)_f + \varphi(\rho\beta)_s \quad (\text{III.19})$$

α_{hnf} est la diffusivité thermique du nanofluide hybride et est donnée par :

$$\alpha_{hnf} = \frac{k_{hnf}}{(\rho C_p)_{hnf}} \quad (\text{III.20})$$

μ_{hnf} est la viscosité dynamique effective du nanofluide et est obtenue à partir du modèle de Brinkman pour un mélange biphasé [88] :

$$\mu_{eff} = \frac{\mu_f}{(1-\varphi)^{2.5}} \quad (\text{III.21})$$

k_{hnf} est la conductivité thermique du nanofluide et est déterminée à l'aide du modèle de Maxwell [112]. Pour une suspension de nanoparticules de forme sphérique dans un fluide de base, l'expression est :

$$\frac{k_{hnf}}{k_f} = \frac{(k_s + 2k_f) - 2\varphi(k_f - k_s)}{(k_s + 2k_f) + \varphi(k_f - k_s)} \quad (\text{III.22})$$

Les propriétés thermophysiques ρ , C_p , k , μ et β de l'eau et des nanoparticules sont données dans le tableau III.1.

	(Kg/m ³)	C _p (J/Kg. K)	k(W/mK)	μ(Kg/m.	(1/K)
l'eau	997.1	4179	0.613	0.001003	21x10 ⁻⁵
Nanoparticules de Cu	8933	385	401	-	1.67x10 ⁻⁵
Al ₂ O ₃ nanoparticules	3970	765	40	-	0.85x10 ⁻⁵

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

Une fois les résultats de calcul obtenus, le nombre de Nusselt local et le nombre de Nusselt moyen sont évalués à la paroi inférieure de la cavité à l'aide des formules suivantes :

$$Nu_L = -\frac{k_{hnf}}{k_f} \left(\frac{\partial \theta_{hnf}}{\partial Y} \right), Y = 0 \quad (III.23)$$

$$\overline{Nu}_u = \int_0^1 Nu_L dX \quad (III.24)$$

III.5 Modélisation du deuxième problème (écoulement des fluides et transfert de chaleur autour de trois cylindres circulaires en tandem avec des conditions limites variables dans un milieu semi-confiné)

La configuration de l'écoulement de ce problème est illustrée à la figure III.2. Les trois cylindres circulaires chauffés identiques de même diamètre D sont disposés en tandem. Leurs surfaces sont maintenues à une température fixe T_w . Ils sont placés dans un conduit confiné et sont exposés à un fluide qui entre avec un profil de vitesse entièrement développé à une vitesse moyenne de u_{avg} et une température T_∞ . Deux parois horizontales adiabatiques de longueur finie sont placées à une distance de $H/2$ de part et d'autre du centre des cylindres. La condition limite de sortie du conduit est spécifiée avec une condition de Neumann. Le rapport d'espacement GR est défini comme $GR = S/D$ où S représente l'espacement entre le centre et le centre des cylindres, il a été choisi entre 2 et 5. L'écoulement a été calculé dans un système de coordonnées cartésiennes (x et y). Les distances amont et aval du domaine de calcul sont données respectivement par les valeurs $L_u = 10D$ et $L_d = 48D$. Le taux de blocage du domaine de calcul est donné par : $\beta = D/H = 0.25$. On suppose également que l'écoulement est laminaire instable avec des propriétés thermophysiques constantes.

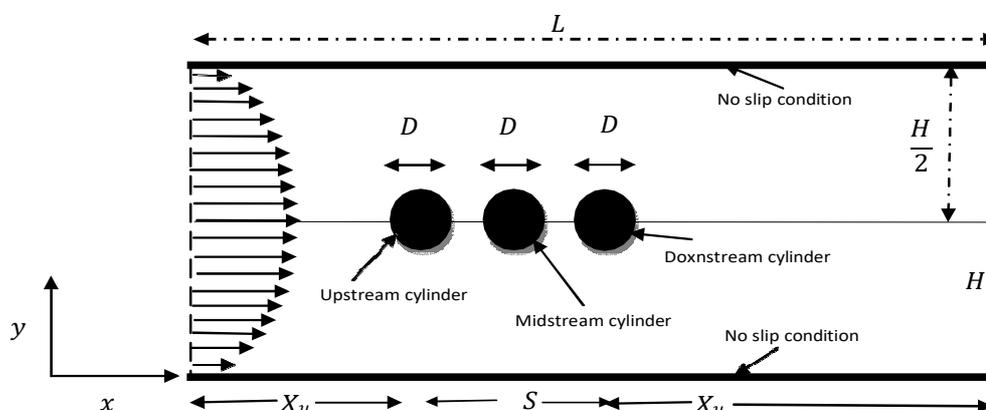


Figure III.2 : Domaine de calcul de la configuration à trois cylindres.

III.5.1 Modèle physique et équations gouvernantes pour la deuxième étude

Les équations régissant l'écoulement laminaire incompressible instable avec des propriétés thermophysiques constantes en coordonnées cartésiennes bidimensionnelles sont exprimées comme suit :

Pour la continuité :

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} = 0 \quad (\text{III.25})$$

Pour les quantités de mouvement :

$$\frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} \right) \quad (\text{III.26})$$

$$\frac{\partial u_y}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_y}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_y}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial y^2} \right) \quad (\text{III.27})$$

et pour l'énergie :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u_x \frac{\partial T}{\partial x} + u_y \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{III.28})$$

Où u_x et u_y sont les composantes de la vitesse le long des x et y d'un système de coordonnées cartésiennes, respectivement, p est la pression, ν est la viscosité cinématique, ρ est la densité, T est la température du fluide, et α est la diffusivité thermique définie comme $k/\rho C_p$ où k est la conductivité thermique et C_p est la chaleur spécifique du fluide.

Le domaine de calcul et la configuration des cylindres circulaires sont illustrés à la figure III.1. Les conditions limites pour l'entrée, la sortie, les parois et la surface des cylindres peuvent être écrites comme suit :

Pour l'entrée : un profil développé de vitesse $2 - D$ (profil parabolique)

$$u_x = 1.5u_{avg} \left(1 - \left(1 - \frac{2Dy}{H} \right)^2 \right) \quad (\text{III.29a})$$

$$u_y = 0, \quad (\text{III.29b})$$

$$T = T_\infty \quad (\text{III.29c})$$

Où $0 \leq y \leq H/D$,

Pour la sortie du domaine de calcul :

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} = \frac{\partial u_y}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (\text{III.30})$$

Pour les parois inférieures et supérieures :

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0, u_x = u_y = 0 \quad (\text{III.31})$$

Pour les parois des cylindres :

$$u_x = u_y = 0, T = T_w \quad (\text{III.32})$$

Où :

u_{avg} , T_∞ sont respectivement la vitesse et la température moyennes du fluide et T_w est la température de la paroi du cylindre.

L'un des paramètres clés de la présente étude est le nombre de Reynolds, défini comme suit :

$$Re = \frac{\rho u_{avg} D}{\mu} \quad (\text{III.33})$$

Cette étude numérique révèle l'influence du nombre de Reynolds et de l'espace entre les cylindres sur le coefficient de traînée (Eq.(III.34)), le coefficient de portance (Eq.(III.35)) et le nombre de Nusselt (Eq.(III.36)), car ces coefficients fournissent des informations importantes sur les caractéristiques de l'écoulement et le transfert de chaleur par convection forcée.

Les coefficients de traînée et de portance moyens globaux sont définis mathématiquement par les expressions suivantes :

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho u_{avg}^2 D} \quad (\text{III.34})$$

$$C_L = \frac{F_L}{\frac{1}{2} \rho u_{avg}^2 D} \quad (\text{III.35})$$

Où : F_D et F_L sont les composantes de la force agissant sur les cylindres dans les directions longitudinale et transversale respectivement.

Dans la présente étude, le nombre de Nusselt local est défini sur la base du diamètre du cylindre D comme échelle de longueur :

$$Nu_\theta = \frac{h_\theta D}{k} \quad (\text{III.36a})$$

Où, h_θ est le coefficient de transfert de chaleur de la surface locale, défini par la formule :

$$-k \left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_w = h_\theta (T_w - T_\infty) \quad (\text{III.36b})$$

Où n est la direction perpendiculaire à la paroi du cylindre.

Le nombre de Nusselt moyen à la paroi du cylindre est calculé en intégrant le nombre de Nusselt local sur la surface du cylindre.

$$\overline{Nu}_u = \frac{1}{2\pi} \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} Nu_\theta d\theta \quad (\text{III.36c})$$

Comme on peut le constater dans les deux études, le modèle mathématique consiste en un système d'équations aux dérivées partielles, complété par des conditions aux limites. Il s'agit d'un système complexe formé d'équations issues de la thermodynamique et de la mécanique des fluides.

Les équations d'équilibre sont donc connues mais :

- La résolution analytique de ces équations d'équilibre n'est pratiquement pas réalisable
- Les non-linéarités visibles dans les équations sont principalement à l'origine des difficultés à obtenir une solution analytique.

Par conséquent, l'utilisation de méthodes numériques est indispensable pour résoudre les équations d'équilibre. Dans notre étude, nous avons utilisé le

logiciel ANSYS- Fluent basé sur la méthode des volumes finis pour résoudre ces équations. Les différentes étapes de ANSYS-Fluent sont exposées dans la section suivante.

III.6 Différentes étapes à suivre pour la modélisation numérique

Les principales étapes à suivre pour travailler sur un logiciel de simulation numérique (Fluent) nécessitent la connaissance de quelques notions théoriques de base. Ces notions concernent notamment les définitions des principales équations régissant l'écoulement. L'organigramme présenté dans la Figure (III.3) résume la méthodologie et la méthode de simulation qui commencent par la conception des modèles géométriques, la réalisation d'un générateur de maillage, la résolution des équations et se terminent par l'analyse et la visualisation.

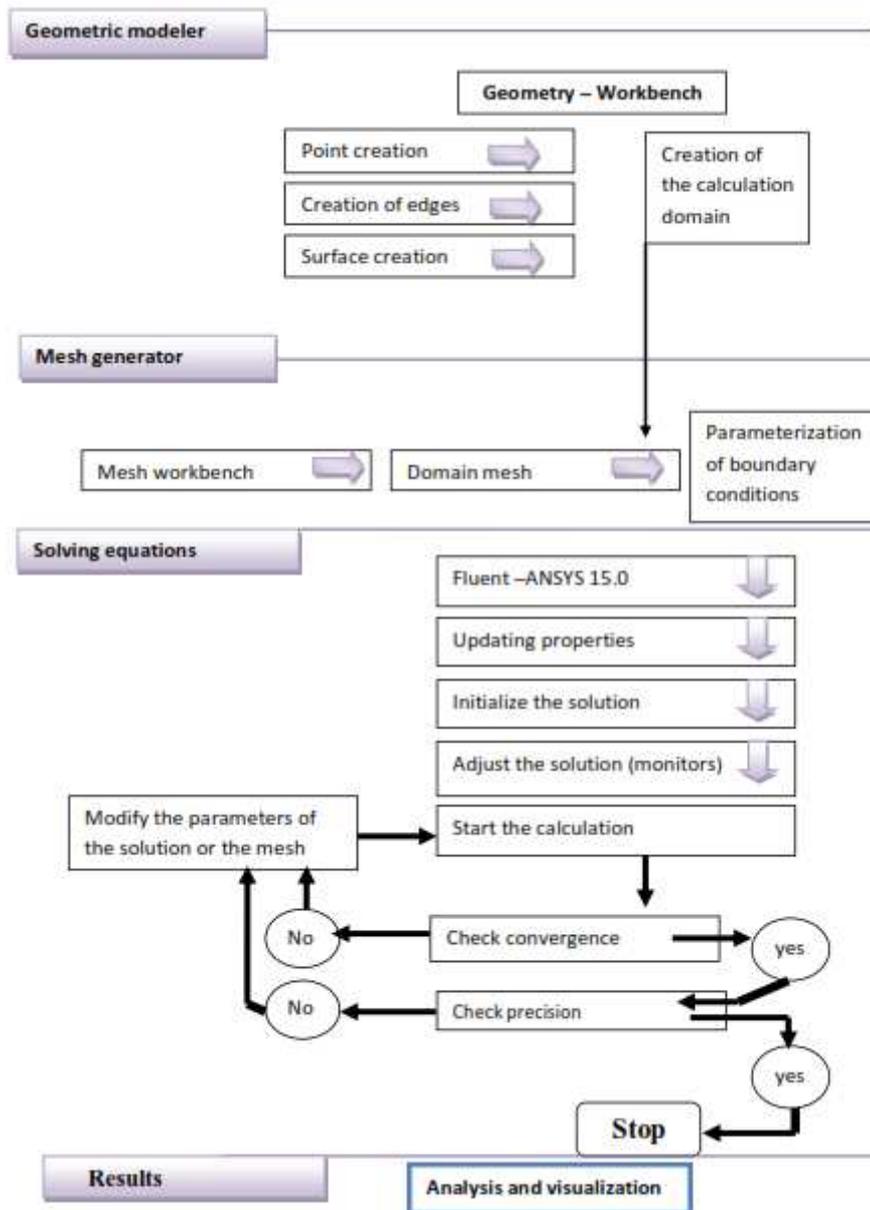


Figure III.3 : Organigramme de calcul.

Dans la section suivante, nous présentons en détail les étapes de la simulation à l'aide du logiciel de simulation ANSYS FLUENT.

III.7 Etapes d'une simulation CFD avec Fluent [113, 114,115]

III.7.1 Maillage

La génération du maillage (2D ou 3D) est une phase très importante dans une analyse CFD, étant donné son influence sur la solution calculée. Un

maillage de très bonne qualité est essentiel pour obtenir un résultat de calcul précis, robuste et significatif. La bonne qualité du maillage repose sur la minimisation des éléments présentant une asymétrie et sur une bonne "résolution" dans les régions à fort gradient. En fait, la qualité du maillage a un effet important sur la convergence, la précision de la solution et surtout sur le temps de calcul.

III.7.1.1 Choix du type de maille

Nous définissons des maillages structurés et non structurés (voir figure (III.4))

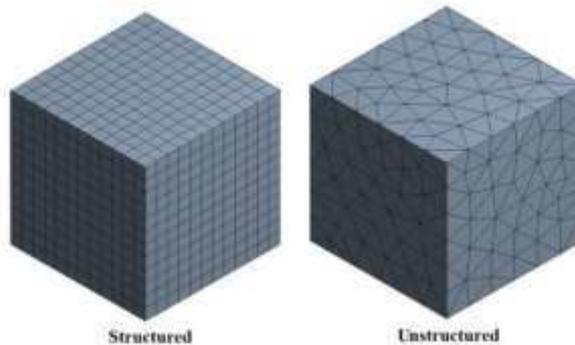


Figure III.4 : Maillages structurés et non structurés (3D).

➤ *Maille structurée*

Il présente les avantages suivants :

- Rapide à résoudre
- Lorsque le flux moyen est aligné sur le maillage, un maillage structuré réduit le risque d'erreurs numériques.
- Économique en termes de nombre d'éléments, il comporte un nombre inférieur de volumes de contrôle par rapport à un maillage non structuré équivalent.

Ses inconvénients :

- Difficulté d'obtenir une bonne qualité de maillage pour certaines géométries complexes.

- Difficile à générer dans le cas d'une géométrie complexe.

➤ *Maille non structurée*

Les éléments de ce type de maillage sont générés arbitrairement sans aucune contrainte quant à leur disposition. Ses avantages :

- Géométries complexes plus faciles à mailler

- Les algorithmes permettant de générer ce type de maillage sont largement automatisés.

Ses inconvénients :

- Plus lent à résoudre

- Générer des erreurs numériques qui peuvent être plus importantes si on les compare avec le maillage structuré.

➤ *Maille hybride*

Maillage généré par un mélange d'éléments de différents types, triangulaires ou quadrilatéraux en 2D, tétraédriques, prismatiques ou pyramidaux en 3D. Il combine les avantages des maillages structurés et non structurés.

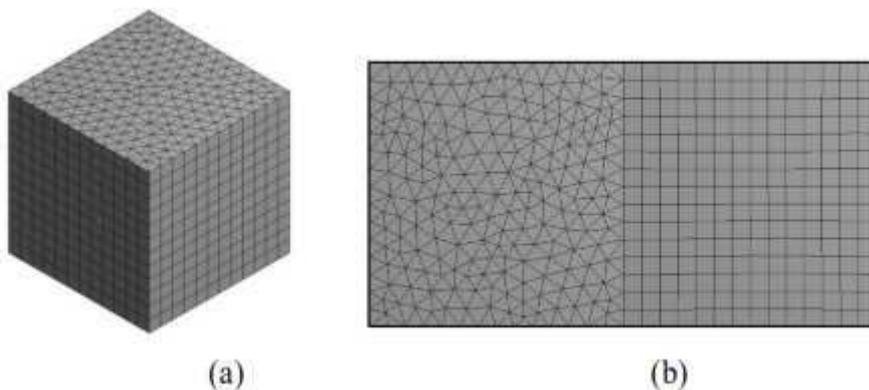


Figure III.5 : Maillage hybride (a) en 3D (b) en 2D.

III.7.1.2 Maillage général

En pratique, il n'existe pas de règle précise pour la création d'un maillage valide. Cependant, il existe différentes approches qui permettent d'obtenir une grille acceptable.

Nous pouvons résumer ces règles comme suit :

- Maintenir une bonne qualité des éléments,
- Assurer une bonne résolution dans les régions à fort gradient,
- Assurer un bon lissage dans les zones de transition entre les parties à mailles fines et les parties à mailles grossières,
- Minimiser le nombre total d'éléments (temps de calcul raisonnable).

➤ Distorsion

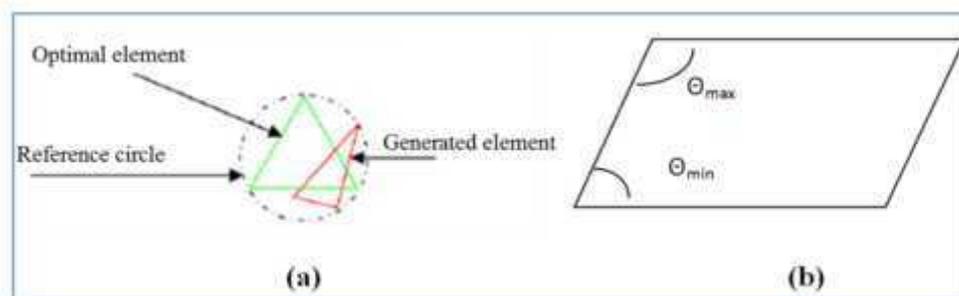


Figure III.6 : Définition de l'asymétrie basée sur (a) le volume équilatéral
(b) la déviation angulaire.

Le facteur d'asymétrie F_d peut être défini de deux manières différentes. Pour les éléments tétraédriques ou triangulaires, le calcul est basé sur le volume équilatéral (voir figure (III.6)) :

$$F_d = (size_{optimal\ element} - size_{generated\ element}) / size_{optimal\ element} \quad \text{III.37a)}$$

$$F_d = \max \left\{ \frac{\theta_{max} - 90}{90}, \frac{90 - \theta_{min}}{90} \right\} \quad \text{(III.37b)}$$

Les grandes valeurs du facteur de distorsion induisent des erreurs de calcul et ralentissent considérablement le processus de convergence. Certaines distorsions peuvent être tolérées si elles sont situées dans des régions à faible gradient.

Note : Le facteur de distorsion est nul pour les éléments parfaits (carrés, triangles équilatéraux).

Le tableau III.2 illustre la variation de la qualité des mailles en fonction de la valeur du coefficient de distorsion F_d :

F_d	0-0.25	0.25-0.50	0.50-0.80	0.80-0.95	0.95-0.99	0.99-1.00
Qualité	Excellent	Bon	Acceptable	Mauvais	Très	inacceptable

Tableau III.2 Variation de la qualité des mailles en fonction de la valeur du coefficient de distorsion F_d

➤ *Résolution*

La résolution est particulièrement liée aux régions qui présentent de forts gradients. Une bonne résolution contribue à de bons résultats et permet de mieux décrire les phénomènes physiques qui existent dans ces zones ou ceux liés aux limites de couches. Souvent utilisé pour les écoulements turbulents.

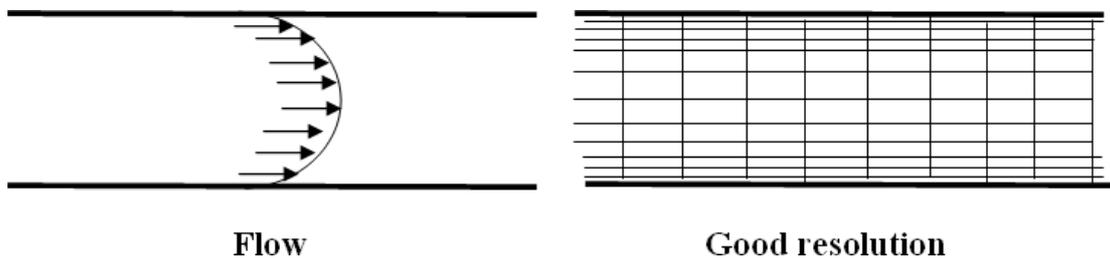


Figure III.7 : Raffinement du maillage dans les régions à fort gradient.

➤ *Lissage*

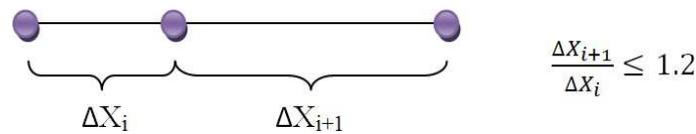


Figure III.8 : Evolution de la taille des éléments.

La variation de la taille des éléments du maillage d'une zone maillée à l'autre doit être progressive, la variation de la taille des éléments de deux zones adjacentes ne doit pas dépasser 20 %.

➤ *Nombre total d'éléments*

La précision des calculs dépend de la qualité du réseau et du nombre de ses éléments. Lorsque ce dernier augmente, la précision des calculs et des résultats s'améliore, mais d'une autre manière, cela pénalise les ressources en termes de mémoire, alourdit l'ordinateur et augmente le temps de simulation. Un compromis est donc nécessaire entre la précision et le temps de calcul. Des techniques existent pour économiser un certain nombre d'éléments :

- Utilisation de la fonction d'adaptation du maillage pour affiner uniquement sur des zones très spécifiques.
- Utilisation de maillages non uniformes, en concentrant la bonne qualité du maillage uniquement dans les zones où cela est nécessaire.

➤ *Convergence du maillage*

Après convergence, la solution doit être indépendante de la densité du maillage pour être sûr du réalisme de la solution (figure (III.9)). On doit effectuer un test de convergence en maille, en reportant l'évolution d'une variable, par exemple les valeurs de température (variable) en fonction de la taille de la maille que l'on affine successivement.

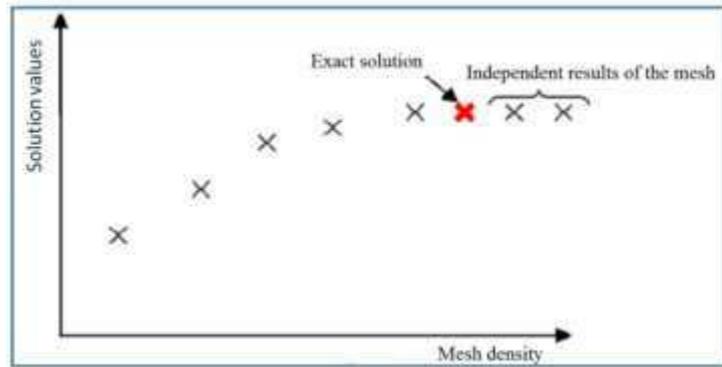


Figure III.9 : Test de convergence du maillage.

III.7.2 Simulation

Les principales étapes nécessaires pour simuler avec succès un problème de mécanique des fluides à l'aide du logiciel Fluent sont les suivantes :

1. Choix du solveur
2. Choix du modèle
3. Définition des caractéristiques du fluide
4. Conditions de fonctionnement
5. Conditions limites
6. Choix des critères de convergence
7. Initialisation des calculs
8. Sauvegardes
9. Démarrage de la simulation

III.7.2.1 Choix du solveur

Nous pouvons étudier le problème en passant en revue les points suivants :

- Nature stationnaire ou instable ;

- La dimension du problème, bidimensionnelle et tridimensionnelle ou axisymétrique;
- La nature incompressible ou compressible de l'écoulement ;
- La nécessité ou non de prendre en compte le bilan énergétique ;
- La prise en compte des forces extérieures (gravité, force d'inertie liée à la rotation.) ;
- La modélisation possible de la turbulence ;
- La présence de plusieurs phases.

III.7.2.2 Définition des caractéristiques des fluides

Le logiciel Fluent dispose d'une bibliothèque des fluides les plus courants.

III.7.2.3. Conditions d'exploitation

La sélection incorrecte de la valeur de la pression de référence rend les résultats de la simulation irréalistes et erronés. Pour éviter les erreurs numériques lors du calcul, il convient de déterminer la valeur de la pression de référence en fonction du manomètre indiqué dans la relation suivante La valeur de la pression de référence doit être déterminée en fonction du manomètre indiqué dans cette relation :

$$P_{abs} = P_{op} + P_{gauge} \quad (III.38)$$

Par défaut, il s'agit de la valeur de la pression atmosphérique en tant que pression de fonctionnement.

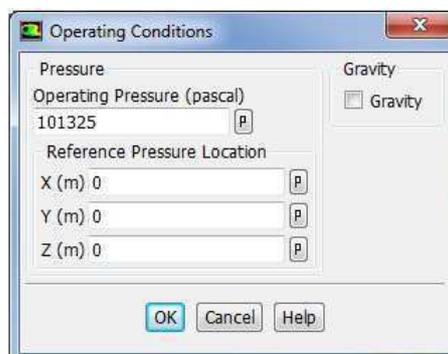


Figure III.10 : Choix de la pression de référence.

III.7.2.4 Conditions aux limites

Il existe un certain nombre de conditions, notamment

- Entrée de vitesse : utilisée pour les écoulements incompressibles ou modérément compressibles, lorsque la vitesse d'entrée est connue.
- Pression d'entrée : utilisée pour les flux incompressibles. Nous fixons ensuite la pression totale à l'entrée. La pression totale dans un écoulement incompressible est donnée par la relation suivante :

$$P_t = p + \frac{1}{2}\rho V^2 \quad (\text{III.39})$$

- Pression de sortie : Spécifie la pression statique de sortie.

L'utilisation de la pression de sortie permet de définir la pression statique à la sortie. L'utilisation de la condition " Pressure Outlet " au lieu de Outflow permet souvent d'obtenir une meilleure convergence.

Note : Problèmes de flux de retour (Back Flow). Ce phénomène apparaît lorsque la pression statique dans une maille proche de la maille frontière est inférieure à la pression imposée dans les conditions limites.

- Outflow : est utilisé pour modéliser les sorties de fluide dont on ne connaît pas a priori les détails de la vitesse et de la pression à la sortie.

Il n'est pas adapté aux cas suivants :

- Si vous modélisez des écoulements instables avec variation de la densité.
- Si le problème concerne les limites d'entrée de la pression.
- Si vous modélisez un écoulement compressible.

III.7.2.5 Choix des critères de convergence

Un solveur itératif cherche à équilibrer les équations de conservation

de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Partant d'une solution initiale, le solveur la fait évoluer vers une solution finale (les calculs de la simulation sont arrêtés) après un certain nombre d'itérations. Les résidus sont calculés à partir des valeurs des variables (température, pression, vitesse) du problème entre l'itération courante et l'itération précédente et doivent être aussi faibles que possible (par exemple 10^{-6}).

CHAPITRE IV :

RÉSULTATS ET DISCUSSION

IV.1 Première étude : Effets des obstacles et de leur localisation dans une cavité carrée sur les performances thermiques du nanofluide hybride Cu- $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{H}_2\text{O}$.

Introduction

Le modèle mathématique, la méthode numérique, la géométrie et le maillage pour ce premier cas étudié ont été donnés dans le chapitre III. Dans la section IV.2, nous présentons les résultats des tests d'indépendance du maillage. La validation du code informatique à l'aide de données tirées de la littérature est présentée dans la section IV.3. La section IV.4 contient les résultats sous forme de graphiques et leur discussion. Le chapitre se termine par une conclusion regroupant les différentes observations.

IV.1.1. Effet du maillage sur la solution numérique

La figure IV.1 montre la variation de la température adimensionnelle pour le premier cas le long de la ligne $Y = 0,25H$ en fonction du nombre de cellules qui constituent le maillage tandis que la figure IV.2 montre la variation du nombre de Nusselt de la paroi inférieure pour différents nombres de nœuds afin de vérifier la stabilité des nœuds qui seront utilisés dans l'étude. Les deux figures indiquent qu'un maillage de 10500 nœuds (1600 cellules) donne des suffisamment résultats indépendants de la grille.

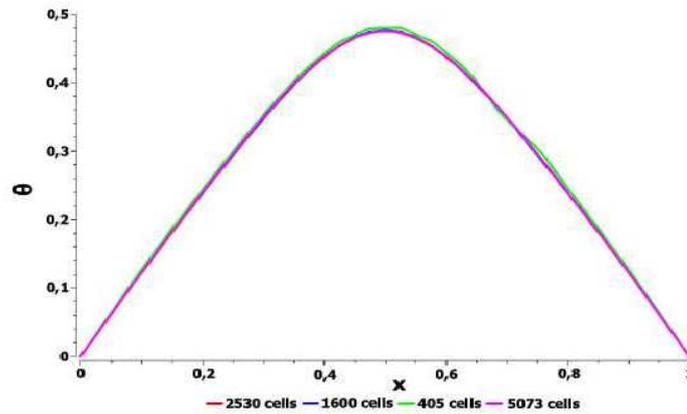


Figure IV.1 : Effet du nombre de cellules du maillage pour le cas 01 et $Ra = 10$ sur la température le long du plan $Y = 0,25H$ de la cavité.

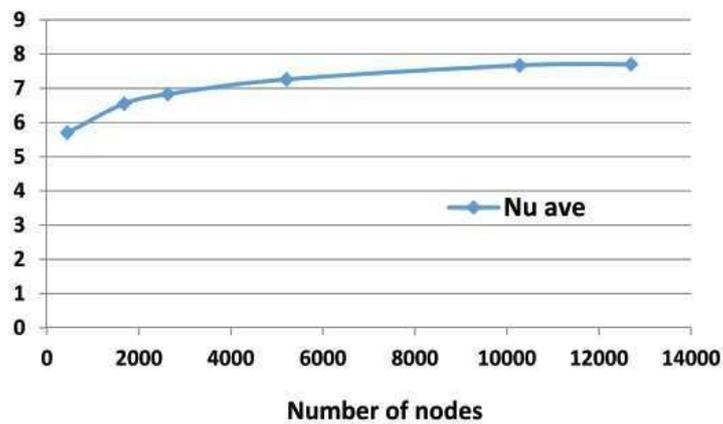


Figure IV.2 : Impact du maillage sur Nu_{ave} de la paroi chaude de l'enceinte pour $Ra=10$ et le cas 1.

IV.1.2 Validation des résultats

La figure IV.3 compare les résultats numériques de Ragul et al. [116] à nos résultats numériques pour les isothermes dans la cavité avec un placement d'obstruction centrale pour $Ra = 10^6$. Il y a un excellent accord entre les résultats, confirmant la véracité de nos résultats numériques.

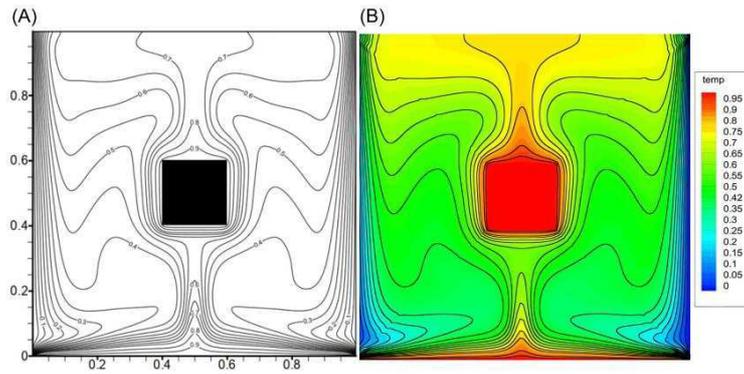


Figure IV.3 :(A) Isothermes dans le travail de Ragui et al. [116] et (B) isothermes dans notre travail à Ra de 10^6 , et $Pr = 7$.

IV.1.3 Résultats et discussions

Cette section présente tous les résultats pour les quatre cas considérés sous forme d'isothermes, de lignes de courant et de variations de Nu .

IV.1.3.1 Lignes de courant et champ de température pour $Ra = 10^4 - 10^6$

Pour les quatre cas et différentes valeurs de Ra , les lignes de courant et les isothermes de profil sont présentées dans les figures IV.4 (A-C) et IV.5 (A-C). La valeur de la ligne de courant est pratiquement nulle pour une valeur de Ra de 10^4 (figure IV.3 (A)), elle est de l'ordre de 10^{-4} et 10^{-5} pour tous les cas.

Par ailleurs, pour une valeur de Ra égale à 10^6 (voir figure IV.4 (C)), nous constatons que les valeurs de la ligne de courant sont de 10^{-2} et 10^{-3} . Lorsque le nombre de Rayleigh est augmenté, nous constatons également que le nombre d'obstacles dans chaque cas a un impact significatif sur la structure des lignes d'écoulement et des isothermes. Nous constatons que la valeur maximale de la ligne de courant dans le deuxième cas est supérieure aux valeurs des autres cas, ce qui nous permet de conclure que le nombre d'obstacles carrés dans le deuxième cas favorise l'écoulement du fluide et lui confère des vitesses maximales à l'intérieur de la cavité. Les champs de température (Figure IV.5 (A-C)) sont des isothermes qui ont également une forme symétrique en comptant le nombre de Rayleigh égal à 10^4 , d'autre part, nous les trouvons dans des lignes de formes différentes et complexes en augmentant Ra et en augmentant les obstacles carrés et ce qui augmente la convection à l'intérieur de la cavité.

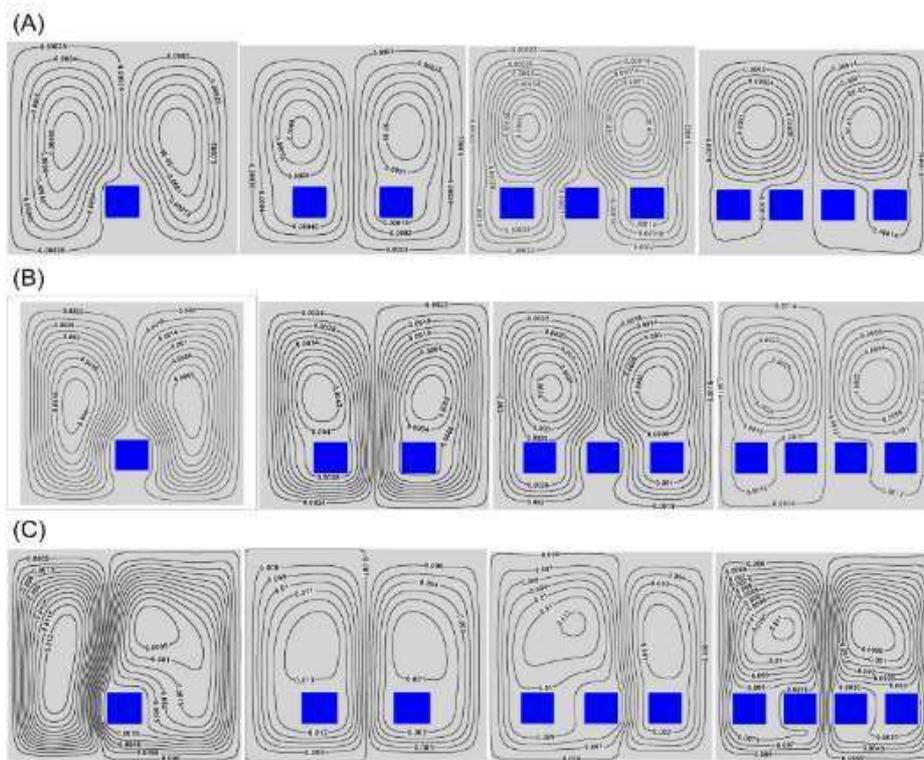


Figure IV.4 : (A) Les lignes de courant pour les quatre cas et pour $Ra = 10^4$. (B) Les lignes de courant pour les quatre cas et pour $Ra = 10^5$. (C) Les lignes de courant pour tous les cas et pour $Ra = 10^6$.

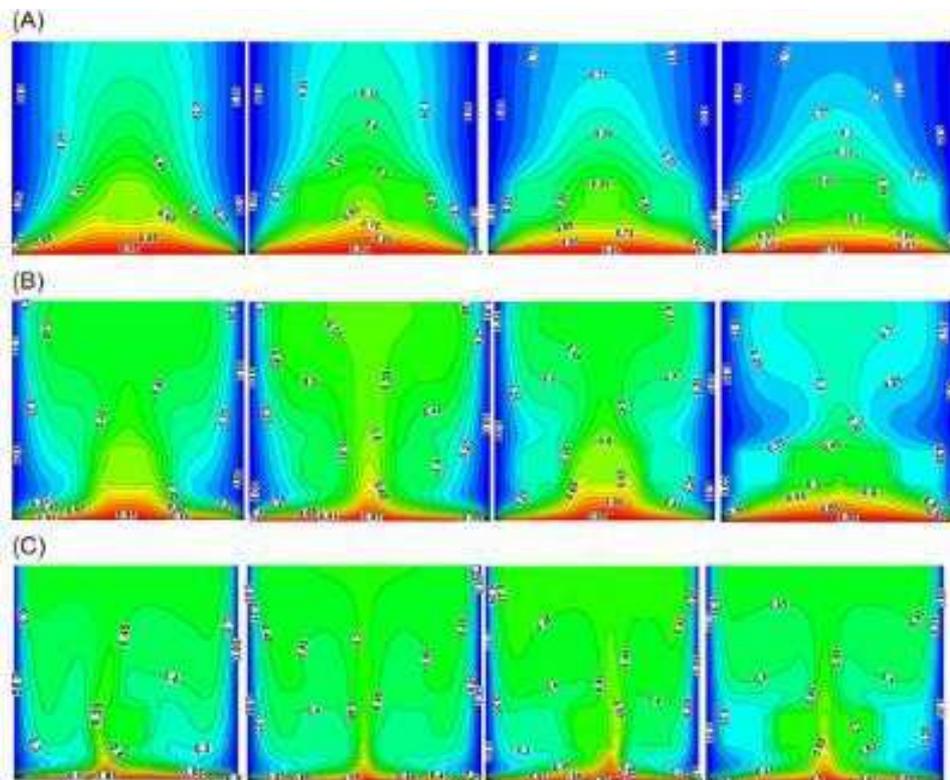


Figure IV.5 : (A) Champ de température pour tous les cas et pour $Ra = 10^4$. (B) Champ de température pour tous les cas et pour $Ra = 10^5$. (C) Champ de température pour tous les cas et pour $Ra = 10^6$.

Elles se rapprochent l'une de l'autre dans la zone proche de la paroi inférieure chauffée. Cela est dû à la faible concentration de nanoparticules solides dans le liquide primaire (eau). Lorsque les concentrations de nanoparticules augmentent dans le liquide, l'échange de chaleur entre la paroi chaude de la cavité et le nanofluide hybride augmente, où la distribution de la température est plus variable.

IV.1.3.2 Profil de la vitesse le long du plan $Y = 0,5H$ et $Y = 0,125H$

La figure IV.6 illustre le profil de vitesse sans dimension le long du plan $Y = 0,5H$ dans tous les cas et la valeur de $Ra = 10^5$. D'après les résultats que nous avons obtenus. Nous remarquons que la vitesse adimensionnelle sur les deux côtés du plan prend des valeurs réduites (c'est-à-dire dans les deuxième, troisième et quatrième cas), contrairement au premier cas, dans lequel nous remarquons que les valeurs de la vitesse adimensionnelle sont significatives sur les côtés du plan et au milieu du plan $Y = 0,50H$, c'est-à-dire que $X = 0,5$ prend de petites valeurs par rapport aux autres cas, ce qui est dû à l'obstacle au milieu du plan $Y = 0,25H$, qui fait augmenter la vitesse sur les deux côtés du plan. Nous constatons également que dans le quatrième cas, qui comporte quatre obstacles carrés, les valeurs de la vitesse adimensionnelle sont faibles par rapport aux autres cas. En outre, nous remarquons que les valeurs de vitesse sans dimension augmentent et diminuent le long du plan $Y = 0,50H$, et dans tous les cas, cela est dû à la nature de l'écoulement à l'intérieur de la cavité. Comme la vitesse de l'écoulement contrôle la nature de l'écoulement, cette dernière est contrôlée par le nombre d'obstructions, le nombre de Ra et la position de l'obstruction à l'intérieur de la cavité. On constate que dans le premier cas, le long du plan $Y = 0,50H$, il y a une vitesse maximale de part et d'autre du plan. Par contre, dans les deuxième, troisième et quatrième cas, la valeur maximale de la vitesse adimensionnelle se situe dans chaque cas au milieu du plan, c'est-à-dire au milieu de la cavité. Mais c'est dans le deuxième cas que l'on trouve la valeur la plus importante.

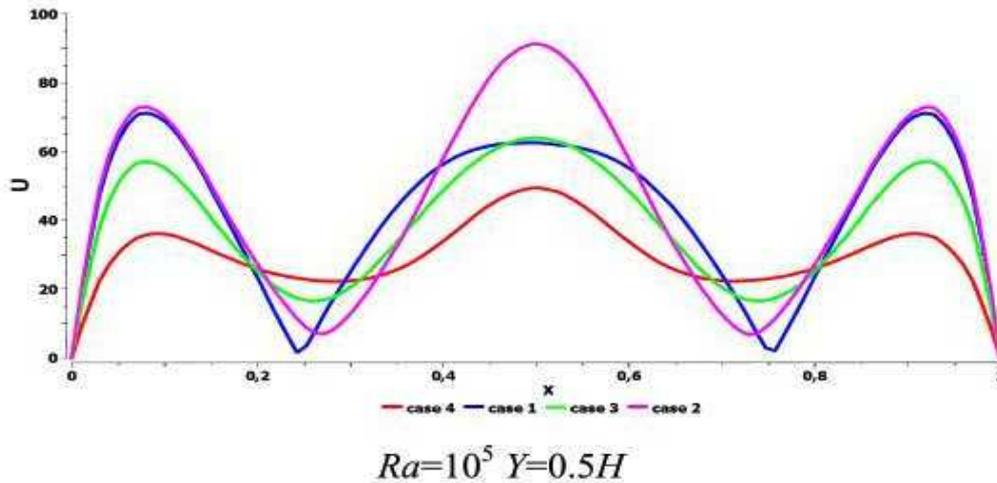


Figure IV.6 : Profil de la vitesse le long du plan $Y = 0,5H$ dans tous les cas.

La figure IV.7 montre la vitesse adimensionnelle le long du plan $Y = 0,125H$ (près de la paroi de fond de la cavité) dans tous les cas et pour une valeur de Ra égale à 10^5 . D'après les résultats obtenus. Nous constatons que lorsque le nombre d'obstacles augmente, les valeurs de vitesse adimensionnelle dans le plan $Y = 0,125H$ diminuent, et nous constatons également que le deuxième cas a une vitesse adimensionnelle élevée par rapport aux autres cas, en particulier au milieu du niveau $Y = 0,125H$, c'est-à-dire $X = 0,5L$. Cette augmentation conduit à l'accélération de la transition des nanoparticules hybrides au niveau de $(X = 0,5L, Y = 0,125H)$ et augmente ainsi le mouvement brownien des particules, ce qui permet de réduire la température au niveau de la paroi du fond de la cavité.

Contrairement aux cas du troisième, dans lesquels le mouvement du nanofluide est instable et n'atteint pas les valeurs maximales en raison de la position des obstacles, il fait que les lignes d'écoulement ne forment pas de tourbillons qui contribuent à augmenter la vitesse d'écoulement du liquide.

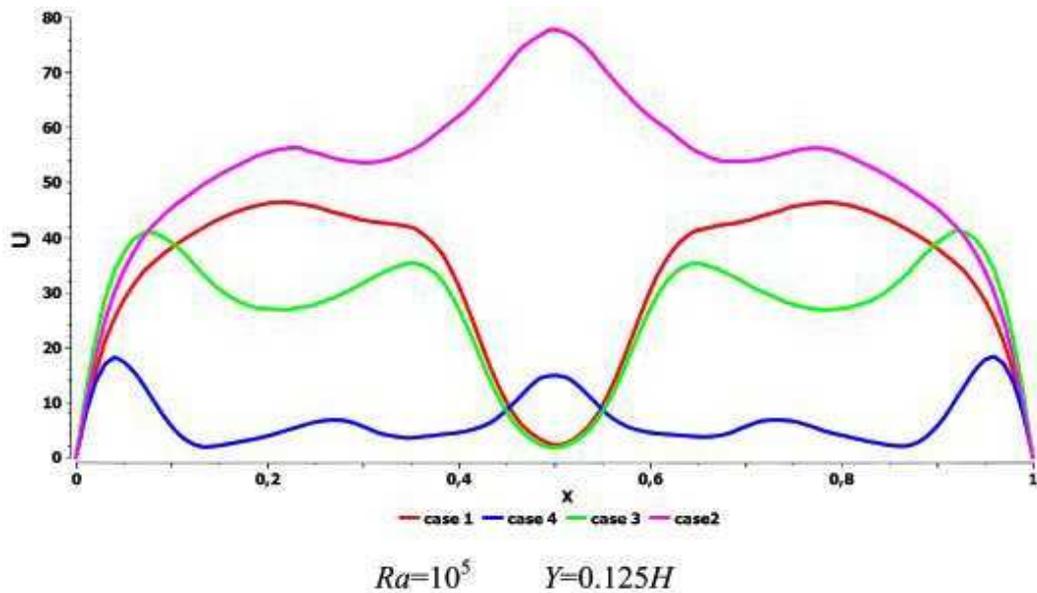


Figure IV.7 : Distribution de la vitesse sans dimension le long du plan $Y=0,125H$ dans tous les cas.

IV.1.3.3 La distribution de la température le long de la ligne $Y = 0,125H$

La figure IV.8 montre la distribution de la température adimensionnelle le long du plan $Y = 0,125H$ dans tous les cas et pour une valeur de $Ra = 10^5$. D'après les résultats que nous avons obtenus. Nous notons que les valeurs de la température adimensionnelle dans le plan $Y = 0,125H$ dans le cas 2 sont meilleures que dans les autres cas.

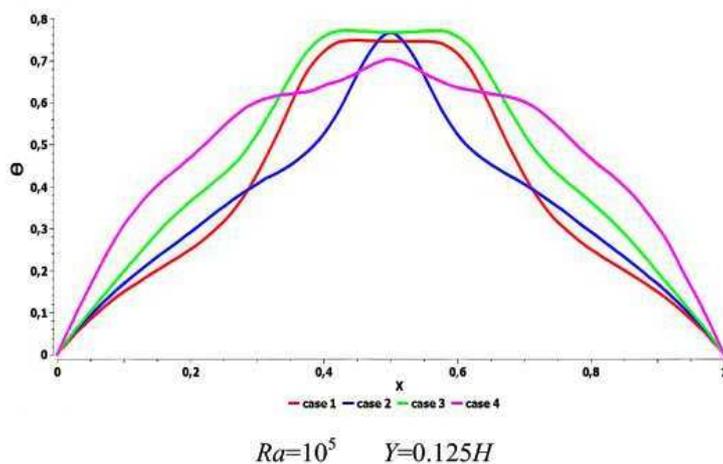


Figure IV.8 : Distribution de la température le long des plans $Y = 0,125H$.

IV.1.3.4 Lignes de courant et isothermes pour différentes positions des obstacles

La figure IV.9 (A,B) montre les isothermes de la ligne de courant et du profil pour le cas de la troisième cavité et différentes positions d'obstacles pour une valeur de $Ra = 10^5$. Nous voyons que les valeurs de la ligne de courant commencent à augmenter, et de grands tourbillons apparaissent en augmentant la distance entre le niveau des obstacles carrés et la paroi chauffée du fond de la cavité. Nous constatons qu'au plan $Y = 0,75H$, l'écoulement se produit dans de grands tourbillons et prend des valeurs élevées de la ligne de courant par rapport aux positions $Y = 0,25H$ et $Y = 0,50H$, ce qui conduit à une augmentation du transfert de chaleur au plan $Y = 0,75H$. Nous constatons également que les isothermes sont affectées par l'emplacement des obstacles, et nous pouvons trouver une différence dans la forme des lignes, où les résultats montrent que lorsque le plan de l'obstacle est égal à $Y = 0,25H$ de la paroi chaude, c'est-à-dire près de la source de chaleur, l'échange de chaleur est lent, contrairement à lorsque le plan de l'obstacle est égal à $Y = 0,75H$ de la paroi du fond de la cavité où nous constatons une amélioration de l'échange de chaleur.

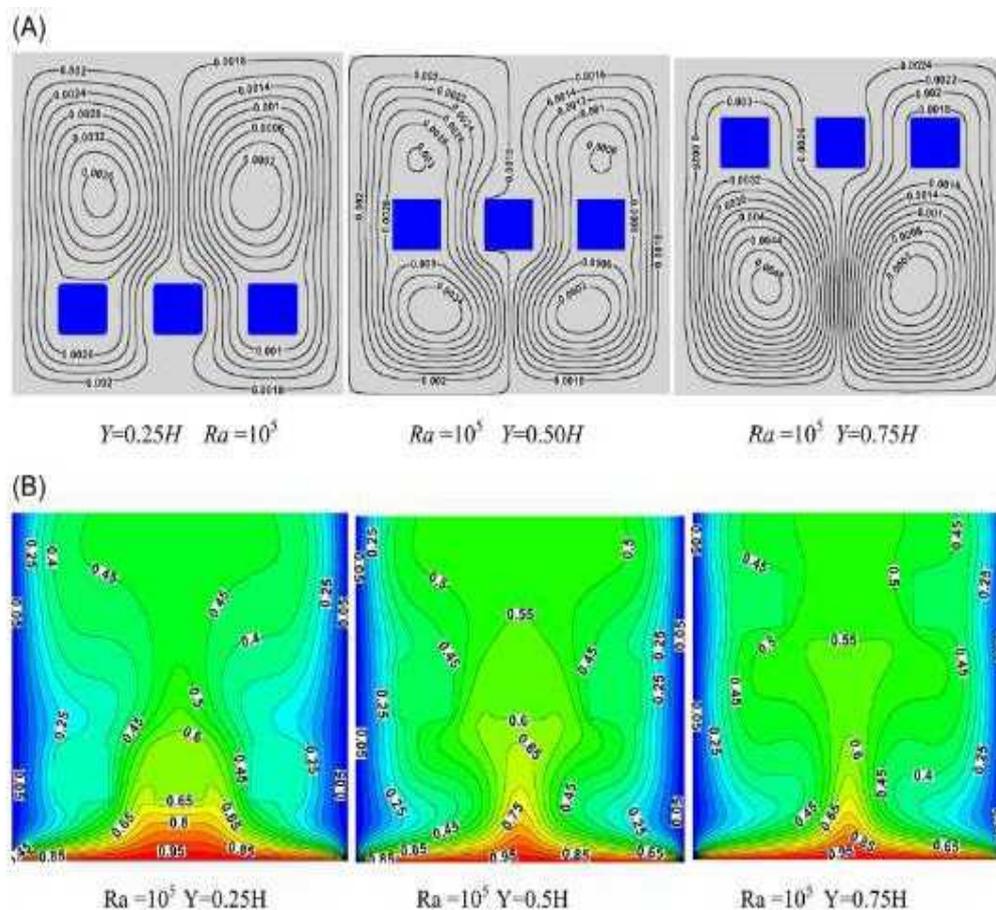


Figure IV.9 : Lignes de courant et isothermes pour différentes positions d'obstacles et $Ra=10^5$.

IV.1.3.5 Variation de Nu_{ave} en fonction de Ra

Pour les quatre cas et l'eau-Cu- Al_2O_3 - $_{hnf}$ avec une concentration volumique de 0,03, la figure IV.10 montre l'évolution de Nu_{ave} en fonction de Ra . Dans les quatre cas, selon les résultats de la simulation, Nu_{ave} croît avec Ra , cependant, les valeurs pour le deuxième scénario de cavité sont plus significatives que celles des trois autres cas. Ceci est une conséquence de l'ajout de déflecteurs carrés et de l'amélioration de l'efficacité de l'échange thermique dans le deuxième exemple. En outre, le premier cas - qui fait face à un seul obstacle carré - est plus performant que les exemples trois et quatre, qui font respectivement face à trois et quatre obstacles carrés.

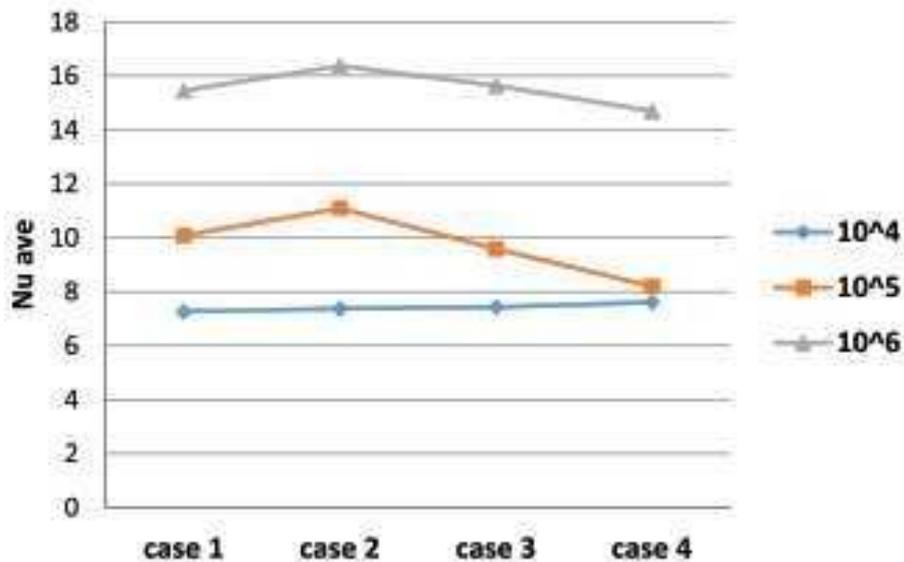


Figure IV.10 : Nu_{ave} en fonction de Ra pour tous les cas étudiés.

IV.1.3.6 Variation de Nu_{ave} en fonction de la position de l'obstacle dans la cavité

La figure IV.11 présente l'évolution de Nu_{ave} en fonction de la localisation de l'obstacle pour les quatre cas et l'eau-Cu- Al_2O_3 - $_{hnf}$ avec une concentration volumique $\phi = 0.03$. Dans les quatre cas, Nu_{ave} pour le deuxième cas augmente à un plan $Y = 0,25H$ de la hauteur de la cavité, et nous remarquons également que le premier cas prend des valeurs élevées de Nu_{ave} à un plan $Y = 0,75H$ et $Y = 0,50H$. Alors que dans le troisième cas, la valeur du nombre de Nusselt est élevée au plan $Y = 0,75H$. Ceci est dû à l'effet de l'emplacement des obstacles et du nombre d'obstacles sur la

dynamique du nanofluide hybride, qui rend l'échange de chaleur dans des proportions variables et différentes dans les quatre cas.

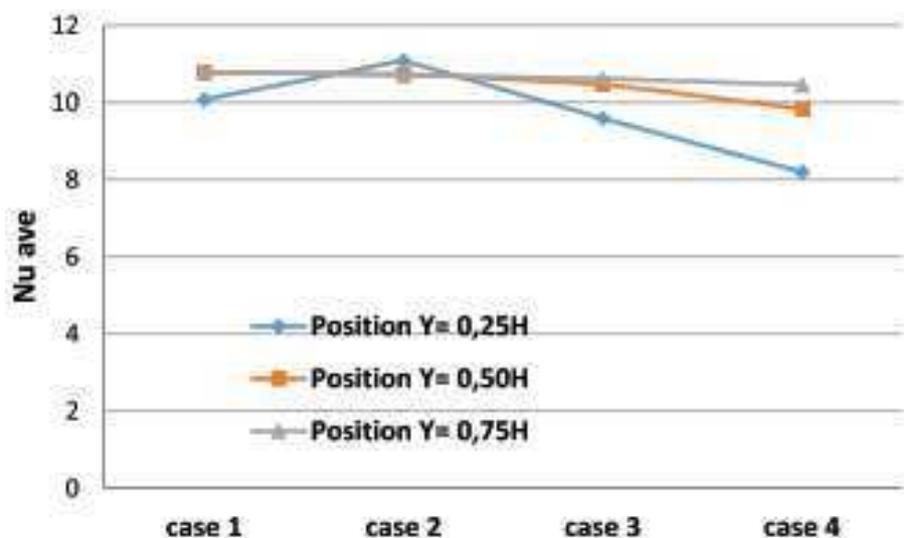


Figure IV.11 : Nu_{ave} en fonction de la position de l'obstacle dans la cavité pour les quatre cas étudiés.

IV.1.3.7 Conclusions

Cette recherche utilise un nanofluide hybride Cu- Al_2O_3 -eau avec un pourcentage volumique de 0,03 pour effectuer une analyse numérique de l'influence des barrières et de leur position dans la cavité carrée sur l'échange de chaleur. Les résultats obtenus sont présentés sous forme de profils de lignes de courant, d'isothermes et de nombres de Nusselt pour les différentes instances de la cavité dans la plage des nombres de Rayleigh $10^4 - 10^6$.

D'après les résultats de la simulation, la cavité carrée contenant deux obstacles carrés (deuxième cas) contribue à un transfert de chaleur plus important que la cavité contenant un obstacle carré (premier cas), trois obstacles carrés (troisième cas) et quatre obstacles carrés (quatrième cas).

La position de l'obstacle à $Y = 0,25H$ dans la cavité contenant deux obstacles permet d'augmenter le transfert de chaleur du nanofluide hybride. D'autre part, nous trouvons la cavité contenant trois et quatre obstacles carrés pour laquelle la position à $Y = 0,75H$ est la plus appropriée pour augmenter l'échange de chaleur. De plus, dans la cavité qui contient un obstacle carré, la position appropriée pour augmenter le transfert de chaleur du nanofluide est à $Y = 0,75H$ et $Y = 0,50H$.

La différence d'échange de chaleur entre les cas étudiés apparaît lorsque le

nombre de Rayleigh est augmenté, par exemple, nous constatons que lorsque le nombre de Rayleigh est augmenté de $Ra = 10^4$ à $Ra = 10^5$, le pourcentage d'augmentation de l'échange de chaleur dans le cas 1, le cas 2, le cas 3 et le cas 4 est de 38,84%, 50,47%, 29,07%, et 7,75%, respectivement. En revanche, lorsque $Ra = 10^6$, les taux d'échange de chaleur par rapport au quatrième cas sont les suivants: 5,17% dans le cas 1, 11,44% dans le cas 2 et 6,46% dans le cas 3.

IV.2 Deuxième étude: Ecoulement des fluides et transfert de chaleur autour de trois cylindres circulaires en tandem avec des conditions aux limites variables dans un milieu semi-confiné.

Cette section contient les résultats d'une étude numérique du transfert de chaleur par convection laminaire instable de trois cylindres isothermes disposés en tandem dans un canal horizontal à travers lequel l'air circule avec un profil de vitesse parabolique. Le modèle mathématique, la méthode numérique, la géométrie et le maillage pour ce premier cas étudié ont été donnés dans le chapitre III. Dans la section IV.2, nous présentons les résultats des tests d'indépendance du maillage. La validation du code informatique à l'aide de données tirées de la littérature est présentée dans la section IV.3. La section IV.4 contient les résultats sous forme de graphiques et leur discussion. Le chapitre se termine par une conclusion regroupant les différentes observations.

IV.2.1 Test d'indépendance de la grille

Dans les calculs actuels, nous avons divisé le domaine en un maillage structuré avec des distributions de grappes fines à proximité de la surface des cylindres, des parois supérieures et inférieures afin de contrôler les gradients de vitesse, de température et de pression près des surfaces des cylindres et des parois et, bien sûr, ces écarts ne devraient pas être excessivement intensifs en termes de calcul. La figure IV.12 présente le maillage de calcul utilisé pour l'ensemble du domaine de calcul. Le test d'indépendance de la grille a été effectué en utilisant le rapport d'écart $GR = 4$ pour $Re = 100$ et trois grilles quadrilatérales qui se différencient par le nombre de points sur la surface des cylindres (N_i), la valeur de (δ/D) près de la surface des cylindres, sont résumées dans le tableau IV.1. L'analyse de ces résultats permet d'observer qu'après la maille 3, le coefficient de traînée

moyen et le nombre de Nusselt ne changent plus, ce qui implique que la maille 3 avec $N_i = 200$ et ($\delta/D = 0.005$) est suffisante pour effectuer les simulations numériques restantes prévues dans ce travail et qui correspondent aux conditions suivantes :

Nombre de Reynolds, $Re = 100$.

Ratio d'écart, $GR = 2, 3, 4, 5$

CV sur chaque cylindre	C_{D1}	C_{D2}	C_{D3}	Nu_1	Nu_2	Nu_3
180	2.935	2.819	3.456	6.353	5.567	6.091
200	2.933	2.826	3.459	6.355	5.566	6.093
260	2.932	2.824	3.457	6.355	5.566	6.092

Tableau IV.1 : Test d'indépendance de la grille pour $GR = 4$ à $Re = 100$.

IV.2.2 Pas de temps et critères de convergence

Dans la présente étude, l'écoulement et le transfert de chaleur sont instables et les résultats des simulations dépendent donc également du pas de temps. Un pas de temps sans dimension de 0,01 a été adopté dans tous les calculs. Les critères de convergence sont fixés à 10^{-8} pour les équations de continuité et de quantité de mouvement et 10^{-12} pour l'équation de l'énergie.

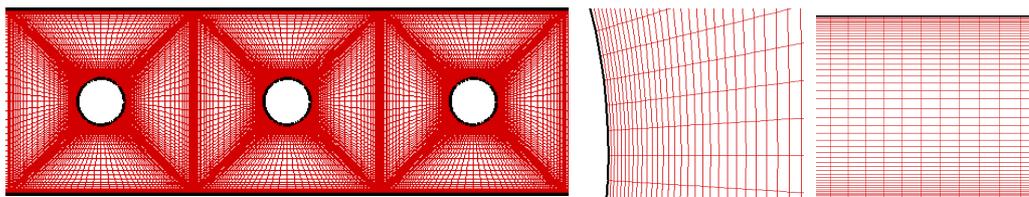


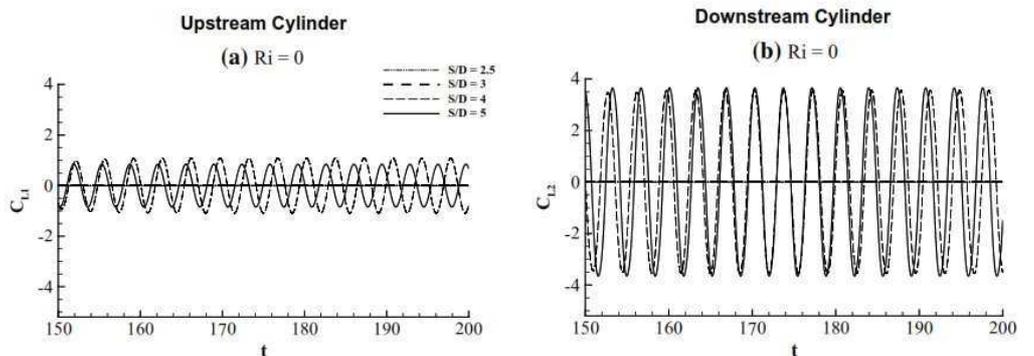
Figure IV.12 : Vue agrandie de la structure de la grille autour des trois cylindres tandem ($GR = 4$).

IV.2.3 Résultats et discussion

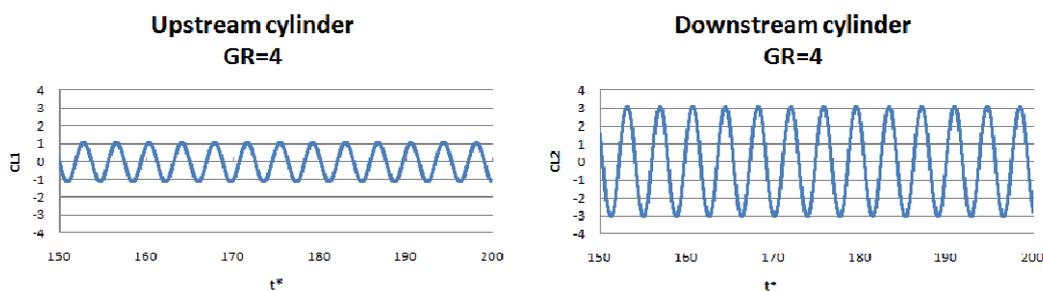
Cette section commence par la présentation et la discussion de l'étude de validation, avant d'analyser les résultats obtenus par cette simulation numérique sous la forme de contours de lignes de courant, de vorticités et d'isothermes, ainsi que de coefficient de traînée, de coefficient de portance et de nombre de Nusselt (moyenne locale et de surface).

IV.2.3.1 Étude de validation

Une validation est effectuée avant de résoudre le présent problème afin de démontrer et de confirmer la précision des résultats présentés dans cette étude. À cette fin, la figure IV.13 et le tableau IV.2 comparent les résultats numériques d'Ajay Raj Dwivedi et Amit Kumar Dhiman [55] à nos résultats numériques pour deux cylindres circulaires identiques dans le cas d'une vitesse d'entrée parabolique avec un rapport d'espacement $GR=4$ pour $Re=100$ et $Pr=0,7$. La comparaison des résultats comprend les valeurs des coefficients de traînée et de portance moyens et les nombres de Nusselt moyens pour les cylindres en amont et en aval. La figure IV.13 et le tableau IV.2 montrent une excellente concordance entre les résultats, ce qui confirme la véracité de nos résultats numériques.



Ajay Raj Dwivedi et Amit Kumar Dhiman [55]



Étude actuelle

Figure IV.13 : Comparaison entre les valeurs actuelles et les valeurs de la littérature de l'historique des coefficients de portance et pour deux cylindres tandem confinés à

$$Re = 100 \text{ GR}=4 \text{ et } Pr = 0.7$$

	Étude actuelle	Ajay Raj Dwivedi et Amit Kumar Dhiman [55]
C_{D1}	2.9684	≈ 2.97
C_{D2}	2.4832	≈ 2.49
Nu_1	6.368	≈ 6.38
Nu_2	5.260	≈ 5.53

Tableau IV.2 : Comparaison entre les valeurs actuelles et celles de la littérature des coefficients de traînée moyens et du nombre de Nusselt moyen pour deux cylindres tandem confinés à $Re = 100$ GR=4 et $Pr = 0.7$

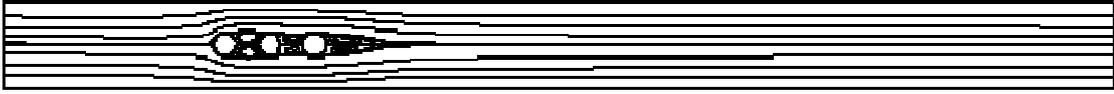
IV.2.3.2 Lignes de courant, contours de vorticité et d'isothermes

Les contours de la ligne de courant et de la vorticité sont l'une des clés de la compréhension des régimes d'écoulement. Ceux-ci peuvent être divisés en trois régimes en fonction du rapport d'écart $GR(a)$ le régime à corps étendu ($G < 1.2 - 1.8$): dans cette plage, les couches de cisaillement libres séparées du cylindre en amont dépassent le cylindre en aval. (b) le régime de rattachement ($1.2 - 1.8 < G < 3.4 - 3.8$) : dans cette plage, les couches de cisaillement se rattachent au cylindre aval, et (c) le régime de co-shedding ($G > 4$) dans lequel les couches de cisaillement s'enroulent alternativement, formant un sillage de tourbillons dans l'espace entre et derrière les cylindres, comme l'a rapport  Zdravkovich (1977).

Les figures IV.14, IV.15 et IV.16 montrent respectivement les lignes de courant, la vorticité et les isothermes dans le domaine de calcul ; les trois figures révèlent que le rapport d'espacement entre les cylindres a un impact important sur la structure de l'écoulement et l'évolution des modèles thermiques autour des cylindres circulaires en tandem.

La dépendance des lignes de courant instantanées près des cylindres pour différents rapports d'espacement à $Re=100$ obtenues au temps sans dimension $t^*=225$ est montr e dans la figure IV.14. On peut évaluer que l'écoulement se comporte de manière stable pour $GR < 4$ et que le champ d'écoulement obtenu est symétrique par rapport au plan médian avec formation de tourbillons jumeaux. Pour $GR=3$, l'écoulement reste stable, mais les centres des zones de recirculation symétriques dans la région de l'espace se déplacent légèrement vers l'intérieur en raison de l'augmentation de l'effet d'entraînement de l'écoulement libre. Avec l'augmentation du rapport d'écartement ($GR \geq 4$), la couche de cisaillement provenant du cylindre avant se déplace vers l'intérieur. La couche de cisaillement du cylindre avant se rattache au cylindre arrière à un moment donné. Après l'impact sur le cylindre arrière, cette couche de cisaillement est divisée en deux parties et transportée et se détache des parties inférieure et supérieure du cylindre arrière. La couche détachée frappe à nouveau la partie inférieure du cylindre arrière. Les schémas de flux dans l'espace et autour des cylindres dépendent fortement de l'espacement des cylindres, ce qui est confirmé par la figure IV.15.

$$GR = 2$$



$$GR = 3$$



$$GR = 4$$



$$GR = 5$$



Figure IV.14 : Lignes de courant autour de trois cylindres en tandem pour différents rapports d'espacement à $Re = 100$ avec $t^* = 225$.

Les contours instantanés de vorticité autour des trois cylindres en tandem sont illustrés à la figure IV.15, ces contours sont tracés pour différents rapports d'espacement à $Re=100$ et au temps adimensionnel $t^*=225$. Comme on peut le voir sur cette figure, les contours de vorticité deviennent plus complexes avec l'augmentation de l'espacement. La structure du sillage derrière les cylindres dépend fortement du rapport d'espacement. Il n'y a pas de détachement de tourbillons à partir des cylindres pour $GR=2$ et $GR=3$. ≥ 4 , les tourbillons générés sont plus évidents. Pour un faible rapport d'écartement ($GR < 4$), l'écoulement est régulier et les couches de cisaillement détachées du premier et du deuxième cylindre ne forment pas de tourbillons en amont du deuxième et du troisième cylindre respectivement. Des

tourbillons se forment entre les cylindres et derrière le troisième cylindre, et la formation de tourbillons pour les deux cylindres ne se produit qu'après $GR \geq 4$. Nous pouvons observer que l'écoulement reste stable jusqu'à $GR < 4$, mais à $GR \geq 4$, l'écoulement devient instable et à ce rapport d'écartement, le fluide se sépare du premier, du deuxième et du troisième cylindre, et l'on constate que dans cette instabilité, un couple de tourbillons se développe, et est éjecté alternativement dans la direction aval avec une vallée de tourbillons à deux rangées. Ces résultats signifient qu'à des rapports d'écart élevés ($G \geq 4$), la couche de cisaillement de la surface supérieure du premier cylindre se rattache à la surface du deuxième cylindre et se divise en deux parties, de même que la couche de cisaillement de la surface supérieure du deuxième cylindre se rattache à la surface du troisième cylindre et se divise en deux parties, où l'une se déplaçant à travers l'écart entre les cylindres et l'autre au-dessus du troisième cylindre.

Dans l'ensemble, le flux est caractérisé par la formation d'un sillage de tourbillons de Karman derrière le troisième cylindre.

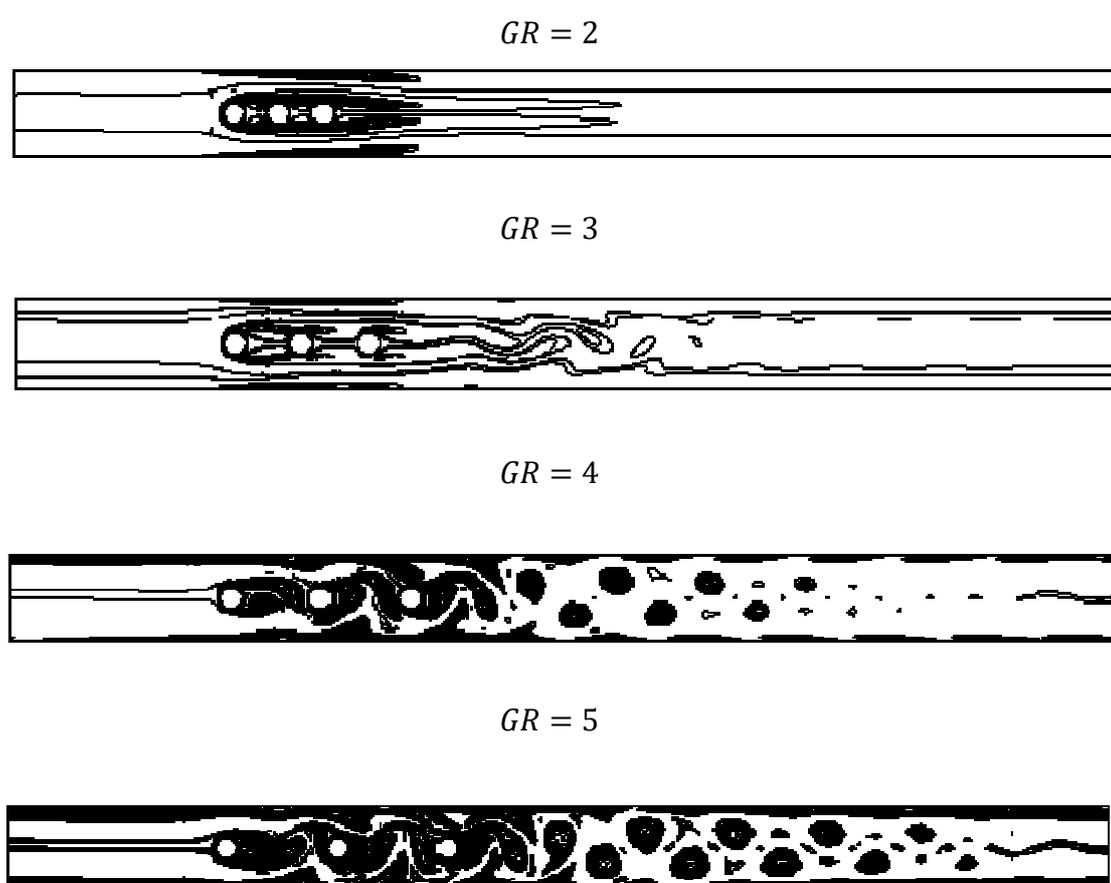


Figure IV.15 : Vorticité autour de trois cylindres en tandem pour différents rapports d'espacement à $Re = 100$ et $t^* = 225$.

La figure IV.16 montre les contours de la température en fonction du rapport d'espacement. Les caractéristiques de transport de vorticité sont indicatives du transport thermique. En conséquence, on voit sur la figure IV.15 que la caractéristique des isothermes est similaire à l'évolution des vorticites. La plupart des isothermes sont regroupées autour des deux surfaces des cylindres, ce qui entraîne un transfert de chaleur maximal au point de stagnation avant pour le premier, le deuxième et le troisième cylindre. L'emplacement du transfert de chaleur maximal se trouve aux deux points où l'épaisseur de la couche limite thermique et hydrodynamique devient mince pour $GR=2, 3$ et pour $GR>3$ (après rattachement), le transfert de chaleur maximal (groupe d'isothermes) pour le premier cylindre se déplace également vers son point de stagnation avant. Il y a un champ de température uniforme entre les cylindres pour un faible espacement. Cependant, lorsque l'espacement augmente, un modèle de température instable est observé entre les cylindres.

$GR = 2$



$GR = 3$



$GR = 4$



$GR = 5$



Figure IV.16 : Isothermes autour de trois cylindres en tandem pour différents rapports d'espacement à $Re = 100$ avec $t^* = 225$.

IV.2.3.3 Variation des coefficients de portance et de traînée en fonction du rapport d'écartement

Les figures IV.17 et IV.18 montrent les résultats de l'évolution temporelle des coefficients de portance et de traînée des trois cylindres circulaires dans la plage de $GR= 2$ à 5 à $Re = 100$ respectivement. Les amplitudes de l'évolution temporelle de C_L et C_D à $GR=2$ sont assez faibles parce que la vallée tourbillonnaire derrière les cylindres n'est pas formée comme on le voit dans la figure IV.15.

L'amplitude C_L et C_D du premier cylindre est faible par rapport à celle des deuxième et troisième cylindres. Aucun tourbillon ne se détache des premier et deuxième cylindres, et la fluctuation C_L des premier et deuxième cylindres est induite par le mouvement des couches de cisaillement des premier et deuxième cylindres. La fluctuation du C_L des deuxième et troisième cylindres est causée par le rattachement alternatif des couches de cisaillement du premier cylindre, ainsi que par le détachement des tourbillons des premier et deuxième cylindres.

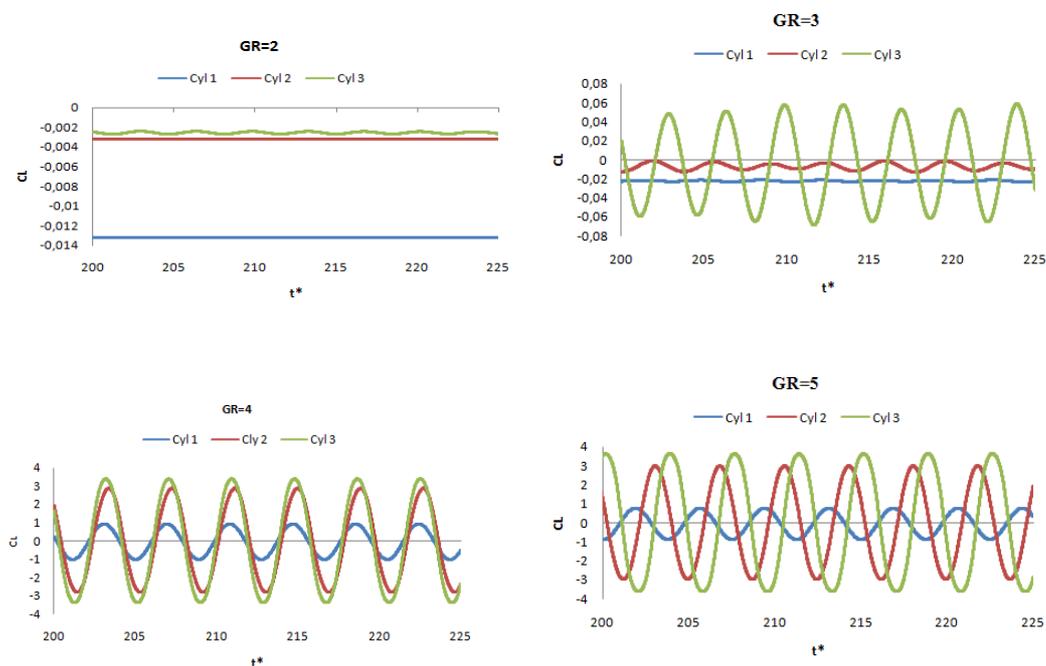


Figure IV.17 : Histoires temporelles de la portance pour les premier, deuxième et troisième cylindres à différents rapports d'écartement.

Cependant, dans la plage de $GR > 3$, on observe que les forces de fluide du troisième cylindre qui est situé dans le sillage du premier et du deuxième cylindre sont beaucoup plus importantes que celles du cylindre au vent parce que le délestage tourbillonnaire derrière deux cylindres a une forte influence sur les amplitudes de C_D et de C_L . Il est possible d'observer clairement le phénomène selon lequel les schémas de flux derrière le cylindre au vent et les forces fluides de trois cylindres circulaires changent soudainement à un rapport d'espacement d'environ $GR=4$, qui est bien connu comme le rapport d'espacement critique.

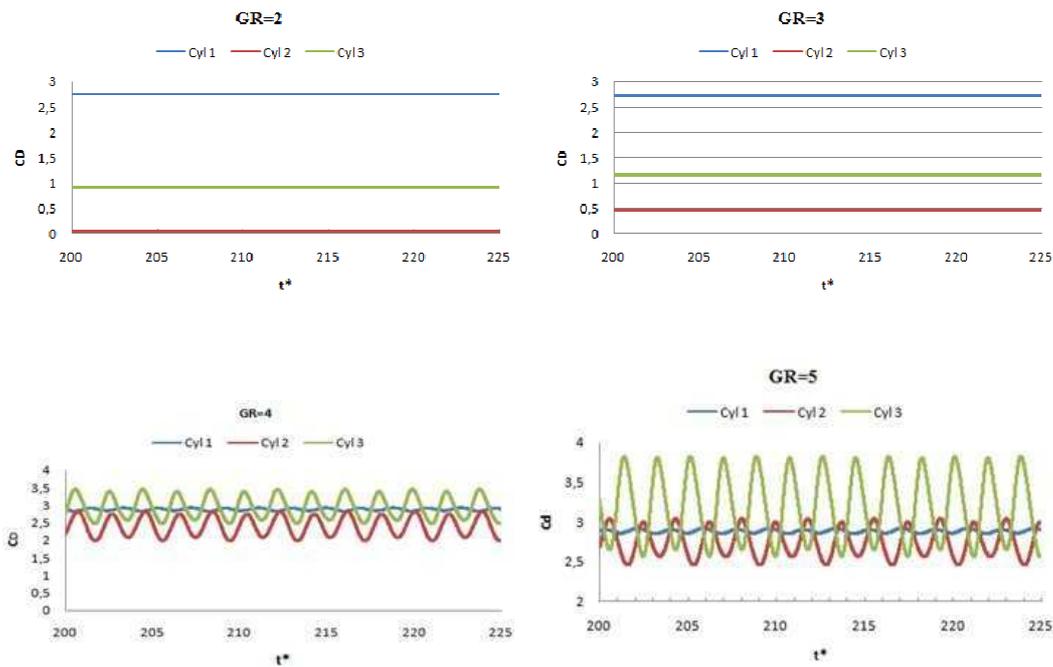
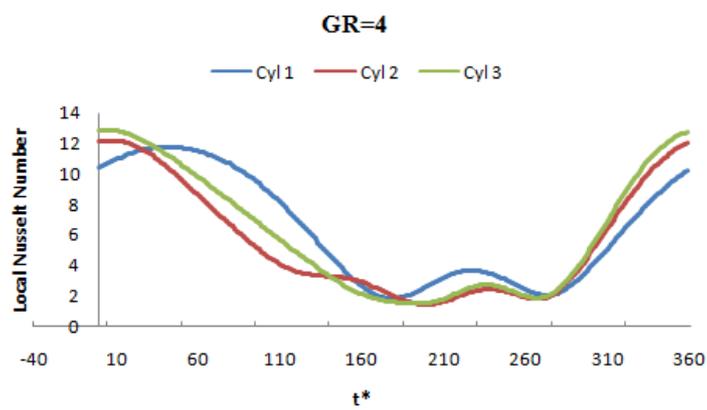
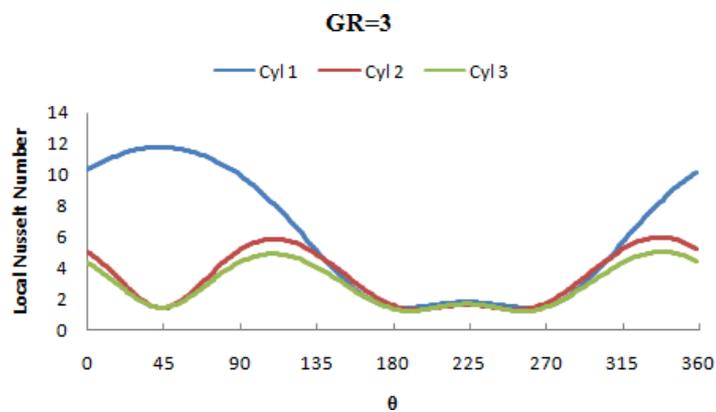
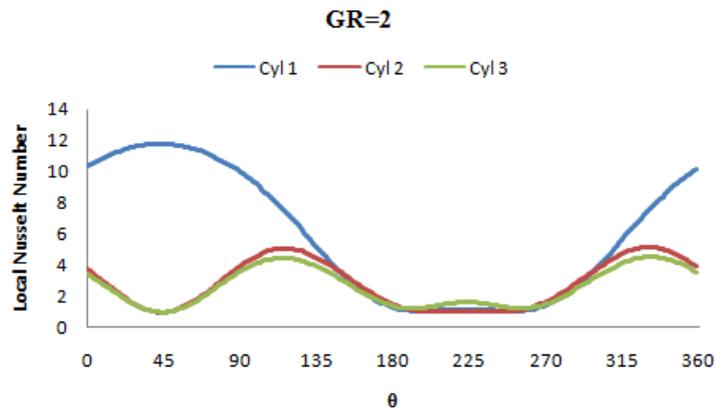


Figure IV.18 : Histoires temporelles de la force de traînée agissant sur les cylindres pour différents rapports d'écartement à $Re=100$.

IV.2.3.4 Variations locales du nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt local sur la surface des premier, deuxième et troisième cylindres est tracé en fonction de la direction circumférentielle δ pour différents rapports, comme le montre la figure IV.19. On peut déduire de cette figure que le nombre de Nusselt local est le plus élevé dans les parties avant des cylindres. Le taux de transfert de chaleur étant étroitement lié à la structure de l'écoulement, les minima des taux de transfert de chaleur locaux apparaissent dans les points de stagnation avant et arrière des deuxième et troisième cylindres où les amplitudes de vitesse sont relativement faibles pour $GR=2$ et 3. La distribution locale du nombre de

Nusselt des deuxième et troisième cylindres ressemble à celle du premier cylindre typifié pour $GR=4$ et 5 . Le transfert de chaleur maximal du premier cylindre se produit à $\theta=45$ et 360 de la paroi du cylindre pour toutes les valeurs des rapports d'espacement. Le transfert de chaleur maximal des deuxième et troisième cylindres se présente sous la forme d'une double bosse se produisant à $\theta=115$ et 240 de la paroi du cylindre pour $GR=2$ et 3 , où les couches limites thermiques et hydrodynamiques deviennent les plus fines.



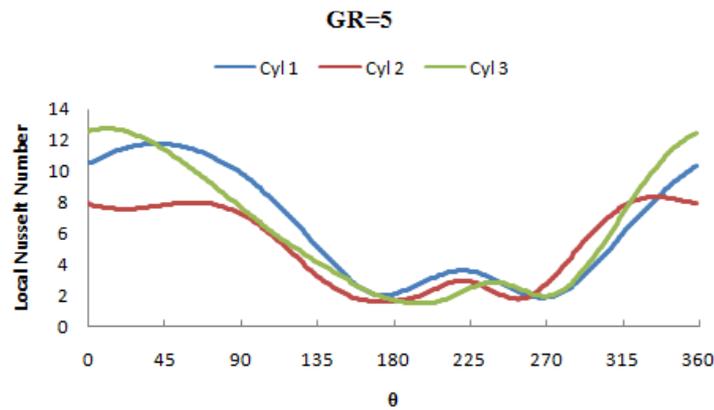


Figure IV.19 : Distribution locale du nombre de Nusselt sur le premier, le deuxième et le troisième cylindre à $Re = 100$ et $t^* = 225$.

IV.2.3.5 Nombres de Nusselt moyens

La figure IV.20 montre la variation du nombre de Nusselt moyen des trois cylindres entiers avec le rapport d'espacement à $Re=100$. On peut déduire de cette figure que le niveau du nombre de Nusselt pour le premier cylindre est plus élevé que la valeur correspondante pour les deuxième et troisième cylindres. Le transfert de chaleur des deuxième et troisième cylindres augmente avec l'augmentation du rapport d'écartement pour 2 à 3 et il diminue pour $GR > 3$. En général, le transport global des quantités de chaleur a des valeurs plus importantes pour le premier cylindre par rapport aux deuxième et troisième cylindres, et à un faible espacement des cylindres, la différence est plus importante ; cependant, à un espacement plus important, cet écart est considérablement réduit.

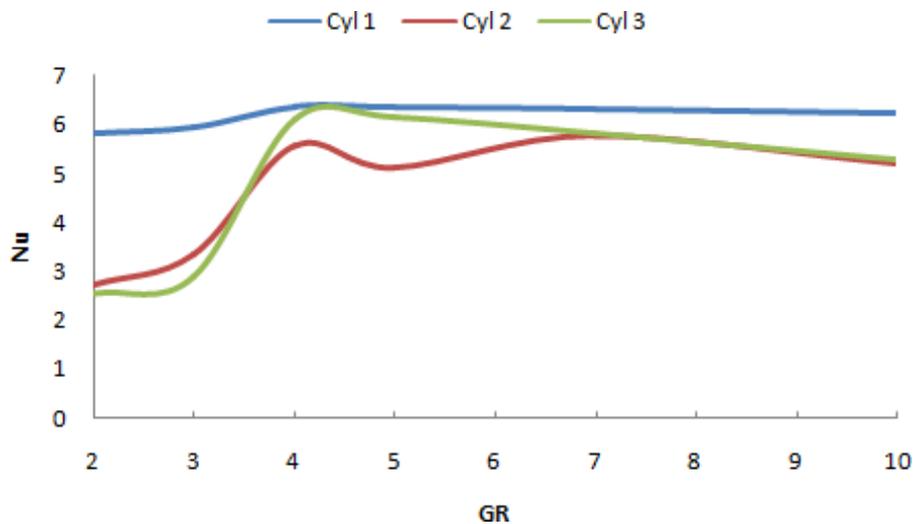


Figure IV.20 : Nombre de Nusselt moyen du premier, du deuxième et du troisième cylindre pour différents rapports d'écartement.

IV.2.3.6 Conclusions

Une étude numérique bidimensionnelle traite de l'écoulement laminaire et du transfert de chaleur autour de trois cylindres circulaires disposés en tandem avec des conditions limites variables dans des milieux semi-confinés. Les trois cylindres circulaires identiques chauffés de diamètre égal D sont disposés en tandem. Leurs surfaces sont à une température fixe T_w . Ils sont placés dans un conduit confiné et exposés à un profil de vitesse entièrement développé avec une vitesse moyenne de u_{avg} et une température T_∞ à un nombre de Reynolds égal à 100. Le conduit est formé par deux parois horizontales adiabatiques de longueur finie qui sont placées à une distance de $H/2$ de part et d'autre du centre des cylindres. La sortie du conduit est spécifiée avec la condition limite de Neumann. Le rapport d'espacement GR a été choisi entre 2 et 5. L'un des objectifs est de comprendre le rapport d'écart critique auquel le flux instable et les champs thermiques se transforment en un modèle stable. Les résultats de la simulation montrent qu'au-delà du rapport d'écart critique (GR_{cr}), il y a une stabilisation du flux et des champs thermiques. Les principales conclusions sont résumées ci-dessous :

- L'écart entre les cylindres a un impact crucial sur les schémas d'écoulement. Lorsque les cylindres sont très proches les uns des autres, le régime d'écoulement est stable dans la zone d'écart et il n'y a pas d'effet d'entraînement des tourbillons. Après l'espace critique ($GR=4$), un tourbillon se forme dans l'espace tandis que des vallées de tourbillons en double rangée sont observées derrière le troisième cylindre au fur et à mesure que l'espace augmente.
- La vorticité et les isothermes ont été obtenues pour comprendre et interpréter l'écoulement et le transport de chaleur. Pour $GR \geq 4$, les tourbillons et les isothermes ont un comportement instable, quel que

soit l'espacement des interstices.

- On observe que les forces hydrauliques du troisième cylindre, situé dans le sillage du deuxième cylindre, sont beaucoup plus importantes que celles du premier cylindre.
- Le nombre de Nusselt local est le plus élevé dans les parties avant des cylindres. Le transfert de chaleur à partir des deuxième et troisième cylindres augmente pour $GR < 4$ et diminue pour $GR \geq 4$. Le taux de transfert de chaleur des deuxième et troisième cylindres est respectivement d'environ 80 % et 90 % de celui du premier cylindre.

CONCLUSIONS ET RECOMMANDATIONS

Cette thèse présente les résultats de deux études : la première concerne les effets des obstacles et leur localisation à l'intérieur d'une cavité carrée sur les performances thermiques du nanofluide hybride Cu- $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{H}_2\text{O}$ tandis que la seconde concerne l'écoulement convectif forcé et le transfert de chaleur autour de trois cylindres circulaires dans un arrangement en tandem avec des conditions aux limites variables en milieu semi-confiné.

Dans la première étude, l'écoulement et le transfert de chaleur par convection naturelle dans une cavité remplie d'un nanofluide hybride ont été étudiés numériquement. Les paramètres étudiés sont le nombre d'obstacles, leur position et le nombre de Rayleigh. Les résultats obtenus nous ont permis de tirer les conclusions suivantes :

- La cavité carrée contenant le plus grand nombre d'obstacles carrés contribue à un plus grand transfert de chaleur par rapport à la cavité contenant un seul obstacle carré.
- La meilleure position de l'obstacle qui contribue à augmenter le transfert thermique du nanofluide hybride est à $Y = 0,25H$ dans le cas de la cavité contenant deux obstacles.
- La meilleure position de l'obstacle qui contribue à augmenter le transfert thermique du nanofluide hybride est à $Y = 0,75H$ dans le cas de la cavité contenant trois ou quatre obstacles carrés
- Les meilleures positions de l'obstacle qui contribuent à augmenter le transfert thermique du nanofluide hybride sont à $Y = 0,50H$ et $Y = 0,75H$ dans le cas de la cavité ne contenant qu'un seul obstacle carré.
- Dans tous les cas, une augmentation du nombre de Rayleigh Ra contribue à augmenter le transfert de chaleur.

Les résultats disponibles dans la littérature indiquent que l'étude du transfert de chaleur à l'aide de nanofluides hybrides est très complexe et qu'il existe de nombreux autres facteurs pouvant affecter leurs performances thermiques. Tous les facteurs qui agissent négativement sur cette performance ont été considérés comme négligeables dans cette étude.

Dans la deuxième étude, nous avons étudié numériquement un modèle bidimensionnel de transfert de chaleur et d'écoulement de fluide dû à la convection forcée dans un milieu semi-confiné contenant trois cylindres circulaires disposés en tandem. L'effet de l'espace entre les cylindres a été étudié. Le nombre de Nusselt et les forces de portance et de traînée qui caractérisent l'échangeur thermique et la structure d'écoulement sont déterminés pour différentes valeurs de l'espace entre les cylindres. Les résultats obtenus nous ont permis de tirer les conclusions suivantes :

- Le rapport d'écartement entre les cylindres a un impact crucial sur les structures d'écoulement.
- Pour des rapports d'espacement supérieurs à la valeur critique, les vortex et les isothermes ont un comportement instable, quel que soit la valeur de ces rapports.
- Le transfert de chaleur du deuxième et du troisième cylindre augmente pour des rapports d'écartement inférieurs à la valeur critique et diminue pour des rapports d'écartement supérieurs à la valeur critique.

Enfin, et comme recommandation aux futurs doctorants, ce serait un apport scientifique significatif de pouvoir coupler la recherche numérique et la recherche expérimentale. Cela peut se faire dans le cadre de projets de recherche financés par la DGRST comme les projets PNR ou dans le cadre de projets de recherche financés directement par l'État comme les projets TASSILI. Le budget des équipements alloué pourra ensuite être utilisé pour fabriquer un banc expérimental en plexiglas permettant d'effectuer des mesures de température et de vitesse avec des thermocouples et une anémométrie à fil chaud ou anémométrie Laser-Doppler, actuellement disponibles dans certaines universités algériennes.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Choi, S. U. S., Eastman, J. A., Proceedings, ASME Int. Mech. Eng. Cong. & Expo., San Francisco, Cal., USA, 1995.
- [2] R.E. Simons, V.W. Antonnetti, W. Nakayawa, S. Oktay, R. Tummala, et al. (Eds.), Microelectronics Pack. Hand., 2nd ed, Chapman and Hall, N. Y., 1997, pp. 315–403.
- [3] A.Bar-Cohen, A.A. Watwe, R.S. Prasher, in: A. Bejan, A.D. Kraus (Eds.), Heat Tr. Handbook, J. Wiley, N. Y., 2003.
- [4] Saleh MS, Mekroussi S, Kherris S, , Heat Transfer. 2023;52:7-27.
- [5] Chand R, Rana G. J Appl Fluid Mech. 2015;8(2):265-272.
- [6] Hussain SH, Hussein AK, Kadim KA. Heat Transfer-Asian Res. 2014;43(6):542-560.
- [7] Hussein AK, Ashorynejad HR, Sivasankaran S, Kolsi L, Shikhole slami M, Adegun IK.. Alex Eng J. 2016;55(1):203-214.
- [8]Hussein AK, Bakier MAY, Hamida MBB, Sivasankaran S., Alex Eng J. 2016;55(3):2157-2169.
- [9] Li Z, Hussein AK, Younis O, Rostami S, He W.. Int Commun Heat Mass Transfer. 2020;112:104497.
- [10] Ali MM, Akhter R, Alim MA.. SN Appl Sci. 2021;3(2):250.
- [11] Ahmed SE, Mansour MA, Hussein AK, Mallikarjuna B, Almeshaal MA, Kolsi L.. J Therm Anal Calorim. 2019;138(2):1443-1460.
- [12] Sharma B, Bora MK, Alam Md F, Barman RN.. J Nano-Electr Phys. 2021;13:03008.
- [13] Aghaei A, Dezfulizadeh A, Goldanlou AS, Rostami S, Sharifpur M, et al. Eng Appl Computat Fluid Mech. 2021;15(1):1034-1056.
- [14] Khan ZH, Hamid M, Khan WA, Sun L, Liu H.. Int Commun Heat Mass Transfer. 2021, 126:105460.
- [15] Armaghani T, Sadeghi MS, Rashad AM, et al.. Alex Eng J. 2021;60(3):2947-2962.

- [16] Ghachem K, Hussein AK, Kolsi L, Younis O.. Eur Phys J Plus. 2021;136(4):377.
- [17] Nouni M, Bendaraa A, Ouhroum M, Charafi MM, Hasnaoui A. AIP Conference Proceedings. AIP Publishing LLC; 2021.
- [18] Boulahia Z, Wakif A, Sehaqui R.. Int J Comput Appl. 2016;143(6):37-45.
- [19] Sharma B, Kumar B, Barman R.. Int J Heat Technol. 2018;36(2):714-722. <http://iieta.org/Journals/IJHT>.
- [20] Bora M, Alam M, Sharma B, Barman R. Int J Heat Technol. 2019;37(3):831-838.
- [21] Muhammad N, Nadeem S, Issakhov A.. Phys A: Stat Mech Appl. 2020, 537:122738.
- [22] Hussain S, Jamal M, Geridonmez BP. Int J Therm Sci. 2021, 161:106707.
- [23] Karim A, Billah M, Newton M, Rahman M.. Energies. 2017, 10(12):2167.
- [24] Garoosi F, Jahanshaloo L, Rashidi MM, Badakhsh A, Ali ME.. Appl Math Computat. 2015, 254:183-203.
- [25] Hemmat Esfe M, Akbari M, Karimipour A.. J Appl Mech Tech Phys. 2015;56(3):443-453.
- [26] Chatterjee D, Gupta SK, Mondal B.. Int Commun Heat Mass Transfer. 2014, 56:71-78.
- [27] Bouaine A, Loukili M.. AIP Conference Proceedings. AIP Publishing LLC, 2021.
- [28] Biswal U, Chakraverty S, Ojha BK, Hussein AK. J Computat Sci. 2022;63:101759.
- [29] Ghoben ZK, Hussein AK. Diagnostyka. 2022, 23:1-13.
- [30] Rashid FL, Hussein AK, Malekshah EH, Abderrahmane A, Guedri K, Younis O.. Nanomaterials. 2022, 12(14):2481.
- [31] Ashraf MZ, Rehman SU, Farid S, et al.. Mathematics. 2022, 10(15):2592.
- [32] M. A. Mansour , Rama Subba Reddy Gorla , Sadia Siddiq , A. M. Rashad and T. Salah, International Journal of Nonlinear Sciences and Numerical Simulation, 24(1), 2023, pp37-55
- [33] Fatih Selimefendigil and Hakan Fehmi Öztop , Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers, Vol 56, 2015, pp42-56
- [34] Igarashi, T. (1981). Bulletin of JSME 24(188), 323–331.
- [35] Igarashi, T. (1984). Bulletin of JSME 27(233), 23802387.

- [36] Zdravkovich, M. (1987). *Journal of fluids and structures* 1(2), 239-261.
- [37] Van Dyke, M., (1982). *An album of fluid motion* (Vol. 176). Stanford: Parabolic Press.
- [38] Taneda, S. (1980). In *Flow visualisation II*.
- [39] Talbi, K., Bedjehit, H. & Gaci, F. (2010). ICM'2010-23-24 Constantine, Algérie.
- [40] BENAMOR Ahmed. Thesis Doctor, 2023.
- [41] Goujon-Durand, S., Jenffer, P, & Wesfreid, J. E. (1994). *Physical Review E*, 50(1), 308.
- [42] R. Deepak Selvakumar, S. Dhinakaran, (2016). *Journal of Molecular Liquids*. doi: 10.1016/j.molliq.2016.08.047.
- [43] D. Sumner, *Journal of Fluids and Structures*, vol. 26, no. 6, pp. 849–899, 2010.
- [44] Jiang, R.J., Lin, J.Z.: *J. Hydrodyn.* 24, 1–10 (2012)
- [45] A. Sohankar and A. Etminan, *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, vol. 60, no. 7, pp. 733–751, 2009.
- [46] Lin, J., Jiang, R., Chen, Z., Ku, X.: *J. Fluid Struct.* 40, 70–85(2013)
- [47] J. L. Rosales, A. Ortega, and J. A. C. Humphrey, *Numer. Heat Transfer A*, vol. 38, pp. 443–465, 2000.
- [48] J. L. Rosales, A. Ortega, and J. A. C. Humphrey, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 44, pp. 587–603, 2001.
- [49] N. Mahir, Z. Altac, *Int. J. Heat Fluid Flow* 29 (2008) 1309-1318.
- [50] Ding, H., Shu, C., Yeo, Y.O., Xu, D., 2007. *Int. J. Numer. Meth. Fluids* 53, 305–332.
- [51] A. Dhiman and M. Hasan, *AsiaPacific Journal of Chemical Engineering*, vol. 8, no. 3, pp. 433–446, 2013.
- [52] Y. J. Chung and S.-H. Kang, *Physics of Fluids*, vol. 12, no. 5, pp. 1251–1254, 2000.
- [53] A. Harichandan, and A. Roy, *Journal of Fluids and Structures*, vol. 33, pp. 19–43, 2012. doi: 10.1016/j.jfluidstructs.2012.04.006.
- [54] R.J. Jiang, and J.Z. Lin, *Journal of Hydrodynamics*, vol. 24, pp. 1-10, 2012. doi: 10.1016/s1001-6058(11)60212-6.

- [55] Ajay Raj Dwivedi and Amit Kumar Dhiman. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* (2019) 41:487.
- [56] Arif MENTEŞE , Seyfettin BAYRAKTAR.. *Seatific* 2021;1:1:15–25.
- [57] Wei Zhang et al. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 130 (2019) 1053–1069.
- [58] Stéphane Fohanno, Cong Tam Nguyen, Guillaume Polidori. *HANDBOOK OF NANOPHYSICS. Nanoparticles and Quantum Dots*. Edited by Klaus D. Sattler. CRC Press. Taylor and Francis Group.
- [59] Eastman, J. A., Choi, S. U. S., Li, S., Yu, W., and Thompson, L. J., 2001, *Appl. Phys. Lett.*, 78(6), pp. 718-720.
- [60] MEBROUK ridha. *Doctorate Thesis*, 2017.
- [61] K. A. Jehhef, R. H. Khanjar and M. A. Siba, *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, Vol.518, 2019.
- [62] W. Chamsa-ard, S. Brundavanam, C.C. Fung, D. Fawcett and G. Poinern, *Nanomaterials*, 2017.
- [63] Z. Han, *Phd Thesis, Departement of Mechanical Engineering*”, University of Maryland at College Park, College Park, Maryland, 2008.
- [64] Y. Wang, Z. Iqbal, S. Mitra. *Rapid, Carbon*, Vol. 44, pp.2804-2808, 2006.
- [65] S. Berber, Y. K. Kwon, D. Tomanek, Vol. 84, pp. 4613-4616, 2000.
- [66] Yu, W., France, D. M., Routbort, J. L., and Choi, S. U. S., 2008, *Heat Transfer Eng.*, 29(5), pp. 432-460.
- [67] Zenghu Han.. *Thesis Doctor of Philosophy*, 2008.
- [68] Eastman, J. A., Choi, S. U. S., Li, S., Yu, W., and Thompson, L. J., 2001, *Appl. Phys. Lett.*, 78(6), pp. 718-720.
- [69] Bin Shen . *Thesis Doctor of Philosophy (Mechanical Engineering) in The University Of Michigan* 2008
- [70] B. C. Pak and Y. I. Cho, *Experimental Heat Transfer*, Vol. 11, pp. 151–170, 1998.
- [71] Y. Xuan and W. Roetzel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 3701-3707, 2000.
- [72] Y. Xuan and W. Roetzel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 3701-3707, 2000.

- [73] R. Shukla, V. Dhir. 2005.. DOI:10.1115/IMECE2005-80281
- [74] Chon SUS, Kihm Chan Hee, Lee Kenneth D, Choi Shin Pyo.. Applied Physics Letters 2005;87 (153107-153107).
- [75] R.L. Hamilton and O.K. Crosser, , Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals, Vol. 1, pp. 187- 191, 1962.
- [76] Choi, S. U. S., Eastman, J. A., Proceed-ings, ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition, San Francisco, Cal., USA, 1995.
- [77] Wang, C.C., Chi, K.Y., Chang, C.J., 1999, Int. J. of Heat and Mass Transfer, 43(15), pp. 2693-2700.
- [78] Eastman, J. A., Choi, S. U. S., Li, S., Yu, W., and Thompson, L. J., 2001, Appl. Phys. Lett., 78(6), pp. 718-720.
- [79] Eastman, J. A., Choi, S. U. S., Li, S., Yu, W., and Thompson, L. J., 2001, Appl. Phys. Lett., 78(6), pp. 718-720.
- [80] P. Keblinski, S.R. Phillpot, S.U.S Choi, J.A. Eastman, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 45, pp. 855-863, 2002.
- [81] Evans W., Prasher R., Fish J., Meakin P., Phelan P. and Keblinski P., International Journal of Heat and Mass Transfer 51 (2008) 1431-1438.
- [82] Hashin Z, Shtrikman S (1962) J Appl Phys 33:3125–3131.
- [83] Wang X.Q. and Mujumdar A.S., , International Journal of Thermal Sciences 46 (2007) 1-19.
- [84] Prasher R., Phelan P. And Bhattacharya P, Nano letters, Vol. 6, N°7, 1529-1534 (2006).
- [85] Nandy Putra, Wilfried Roetzel, Sarit K. Das. 2003, Heat and Mass Transfer volume 39, pages 775–784.
- [86] Webb, R.L. and Gray, D.L., 1986, Proceedings of 8th Heat transfer Conference, pp. 2745-2750.
- [87] A. Einstein, Ann. Phys. Leipzig, Vol. 19, pp. 289–306, 1906.
- [88] H.C. Brinkman, J. Chemical Physics, Vol. 20, pp. 571, 1952.
- [89] Y. Xuan and W. Roetzel, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 43, pp. 3701-3707, 2000.
- [90] Khalil Khanafer, Kambiz Vafai, Marilyn Lightstone, International Journal of Heat and Mass Transfer 46 (2003) 3639–3653.

- [91] Louis Gosselin, Alexandre K. da Silva, 2004, *Appl. Phys. Lett.* 85, 4160–4162
- [92] S.E.B. Maïga et al. Superlattices and Microstructures (2004).
- [93] S. Maiga, S.J. Palm, C.T. Nguyen, G. Roy, N. Galanis, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 26, pp.530–546, 2005.
- [94] H. E. Patel, T. Sundararajan, S. K. Das, *J. Nanopart. Res*, Vol. 12, pp.1015–1031, 2010.
- [95] C.H. Chon, K.D. Kihm, S.P. Lee, S.U.S. Choi, , *Appl. Phys. Lett*, Vol. 87, 153107, 2005.
- [96] G. Paul, T. Pal, I. Manna, *J. Colloid Interface Sci*, Vol. 349, pp.434–437, 2010.
- [97] S. Simpson, A. Schelfhout, C. Golden and S. Vafaei, *Applied Sciences* , Vol. 9, 87, 2019.
- [98] F.M. Ali, W.M.M. Yunus, M.M. Moxsin, Z.A. Talib, *Rev. Sci. Instrum*, Vol. 81, 074901, 2010.
- [99] S. Choi, Z. Zhang, W. Yu, F. Lockwood, E. Grulke, *Appl. Phys. Lett*, Vol. 79, pp. 2252–2245, 2001.
- [100] M. E. Hemmat, A. Naderi, M. Akbari, M. Afrand, A. Karimipou, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, Vol. 121, pp. 1273–1278, 2015.
- [101] SH. Kim, SR. Choi, D. Kim, *J. Heat Transfer*, Vol. 129, pp. 298–307, 2007.
- [102] H. Xie, J. Wang, T. Xi, Y. Liu, *Int J Thermophys*, Vol. 23, pp. 571–580, 2002.
- [103] H. Xie, J. Wang, T. Xi, Y. Liu, F. Ai, Q. Wu, *J. Appl Phys*, Vol. 91, pp. 4568–4572, 2002.
- [104] X. Wang, X. Xu, S. Choi, *J. Thermophys. Heat Transf*, Vol. 13, pp. 474–480, 1999.
- [105] R. Agarwal, K. Verma, NK. Agrawal, RK. Duchaniya, R. Singh, *Appl Therm Eng* , Vol. 102, pp. 1024–1036, 2016.
- [106] M. Chopkar, S. Sudarshan, PK. Das , I. Manna, *Metall Mater Trans A* ,Vol. 39, pp. 1535–1542, 2008.
- [107] A. H.A. Al-Waeli, M. T. Chaichan, K. Sopian, A.K. Hussein , *Case Studies in Thermal Engineering*, Vol. 13, 100340, 2019.
- [108] S. K. Vandrangi, S. Hassan , K.V. Sharma , S. Akilu ,S. Emani ,N. Nabipour , *Mathematical methods in the applied sciences*, 2020.

- [109] P.B. Maheshwary, C.C. Handa, K.R. Nemade, *Appl. Therm. Eng* , Vol. 119, pp. 79–88, 2017.
- [110] J. Boussinesq, “*Theorie analytique de la chaleur*”, Gauthier-Villars, Paris, Vol.2, 1903.
- [111] A. Oberbeck, *Annalen der physic und Chemie*, Vol. 243(6), pp. 271–292, 1879.
- [112] J.C. Maxwell, “*A Treatise on Electricity and Magnetism*”, Clarendon Press, U.K, 1873.
- [113] H. Nouri, F. Ravelet, “*Tutoriel introductif à la simulation numérique des écoulements*”, Web site.
- [114] F. Bakir, D. Fedala, S. Khelladi, “*Simulation numérique des écoulements internes dans les turbomachines*”, Web site.
- [115] CHADI Kamel. Thesis Doctor, 2021.
- [116] Ragui K, Benkahala YK, Labsi N, Abdelkader B. 21th Congrès Français de Mécanique Bordeaux, France; 2013.
- [117] Bilgen, E., *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 48, pp. 3493–3505, 2005.
- [118] Bilgen, E., *Renewable Energy*, vol. 26, pp. 257– 70, 2002.
- [119] Giwa, S.O., Sharifpur, M., Ahmadi, M.H., Meyer, J.P. (2020). *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 145: 2581-2623. <https://doi.org/10.1007/s10973-020-09832-3>
- [120] Rashad, A.M., Rashidi, M.M., Lorenzini, G., Ahmed, S.E., Aly, A.M. (2017). *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 104: 878-889.
- [121] L. C.H, G.P Peterson, , *J. Appl. Phys*, 99 (2006) 084314.
- [122] MAOUASSI AMMAR "Intensification of heat exchanges through the use of nanofluids", *Mémoire Magister, Université M’hamed Bougara Boumerdes, Faculty of Hydrocarbons and Chemistry*, 2012.
- [123] Das SK, Choi SUS, Patel HE (2006) *Heat Transfer Eng* 27:3–19.
- [124] C. T. Nguyen, G. Roy, C. Gauthier, N. Galanis, *Appl. Therm. Eng*, 27 (2006), 1501-1506.

ANNEXE:
PUBLICATIONS RÉALISÉES DANS LE CADRE DE CETTE
RECHERCHE

Les résultats obtenus au cours de la présente recherche ont fait l'objet de deux publications internationales : la première dans une revue internationale de classe B indexée dans **SCOPUS** et la seconde dans les actes d'une conférence internationale.

Première (1ère) Publication issue de ces travaux

La première publication internationale de ces travaux a été publiée dans la revue internationale « HEAT TRANSFER » WILEY, Year 2023, Vol. 52, n° 4, p. 3411-3430 (Auteurs: Farid Hachichi, Nourredine Belghar, Chadi Kamel, Momen S.M. Saleh, Mahfoud Kadja, Mohammed Lachi, Ali J. Chamkha)

Le titre de l'article est :

Obstacle's effects and their location inside the square cavity on the thermal performance of Cu– Al₂O₃/H₂O hybrid nanofluid

Deuxième (2ème) Publication issue de ces travaux

La deuxième publication internationale issue de ces travaux a été publiée dans les Actes de l'Ingénierie et de la Technologie –PET-ISSN : 1737-9334, du 10 au 12 juillet 2023, Soussa, Tunisie. (Auteurs : Farid HACHICHI, Nourredine BELGHAR, Mahfoud KADJA, Ridha MEBROUK, Issam REZAIGUIA, Mohammed LACHI)

Le titre de l'article est :

Fluid flow and heat transfer around three circulars cylinders in tandem arrangements with variable boundary condition in semi confined media.