

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة أبو بكر بلقايد - تلمسان

Université Aboubakr Belkaïd – Tlemcen –

Faculté de TECHNOLOGIE



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du **diplôme** de **MASTER**

En : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Par :

BERRABAH Walid & MOUALID Mohamed Abdessamed

Sujet

Simulation de l'effet des nanofluides sur les performances d'un échangeur thermohydraulique avec et sans ailettes

Soutenu publiquement, le 17/06 /2025, devant le jury composé de :

M/ ALIANE Abdennour	MCB	Université de Tlemcen	Président
Mme/ SARI HASSOUN Hind	MAA	Université de Tlemcen	Examinatrice
Mme/ MOSTEFAOUI Amina	MCB	Université de Tlemcen	Encadrant
M/ SAIM Rachid	Pr	Université de Tlemcen	Co-encadrant

Année universitaire : 2024 / 2025

Remerciements

En premier lieu, nous exprimons notre profonde gratitude à Allah, le Tout-Puissant, pour la santé, la persévérance et la patience dont Il nous a comblés tout au long de notre parcours universitaire

Nous tenons à adresser nos remerciements les plus sincères à nos encadreur, Mme MOSTEFAOUI Amina et M. SAIM Rachid, pour la qualité de leur encadrement, leur disponibilité constante, ainsi que pour leurs conseils avisés et leur soutien tout au long de l'élaboration de ce mémoire. Leur accompagnement rigoureux a grandement contribué à la réalisation de ce travail.

Nos vifs remerciements s'adressent également à M. ALIANE Abdennour, qui nous a fait l'honneur d'accepter de présider le jury et d'évaluer notre mémoire. Nous sommes particulièrement reconnaissants de l'attention qu'il a portée à notre travail.

Nous exprimons également notre gratitude à Mme SARI HASSOUN Hind pour avoir accepté, avec bienveillance, de siéger en tant que membre du jury et d'évaluer notre étude. Sa lecture attentive et ses remarques pertinentes nous ont été précieuses.

Nous remercions l'ensemble des membres du jury pour leurs observations constructives et leurs critiques éclairées, qui nous ont permis d'approfondir notre réflexion et de mieux répondre aux exigences académiques.

Nous vous sommes profondément reconnaissants pour l'intérêt porté à notre travail et pour l'engagement que vous manifestez à l'égard de la formation et de la réussite des étudiants.

Veillez recevoir l'expression de notre respectueuse considération.

Dédicace

Le devoir de reconnaissance m'oblige de dédier ce modeste mémoire à tous ceux qui me sont cher, ce sont ceux à qui je dois e mon succès.

A mon cher père Benamar Berrabah, chaque mot semble bien fade pour exprime l'amour profond et la gratitude infinie que j'ai pour toi, pour les innombrables sacrifices que tu as consentis pour mon éducation. Tu as été bien plus qu'un guide, tu as été mon modèle d'honnêteté, de sérieux et de responsabilité. Ta présence incarne pour moi la quintessence de la persévérance, de la créativité et du dévouement sans bornes.

A ma merveilleuse mère Mama Tadjine, aucun mot ne saurait capturer la profondeur de l'amour et de l'affection que je ressens pour toi. Tu es bien plus qu'une mère, tu es mon phare de générosité et mon exemple de dévouement. Ta tendresse infinie est une source inépuisable de réconfort, et je te suis infiniment reconnaissante pour chaque instant où tu as été là pour moi, sans jamais faillir. Merci pour ta présence rassurante et pour tous ces instants ou ton amour inconditionnel a été ma plus grande force.

À mes douces Nawal, Abir et Asmahane, mes lumières et ma douceur, votre présence est un précieux cadeau qui inonde ma vie de joie et de tendresse. Vos sourires étincelants illuminent notre foyer, et votre innocence m'apprend chaque jour la beauté de la simplicité et la pureté de l'amour. Que vous soyez toujours entourées de bonheur et de sérénité, mes bien-aimées, car je vous aime au-delà des mots. Je suis infiniment reconnaissante de vous avoir comme sœurs ; votre amour est un trésor que je chérirai pour l'éternité.

A mon grand frère Omar Farouk, tu es bien plus qu'un frère, tu es mon guide, mon confident et mon modèle. Ta présence dans ma vie est un cadeau précieux que je chéris chaque jour. Merci pour ta force, ton soutien inconditionnel et ton amour sans faille. Je suis infiniment reconnaissant de t'avoir comme frère, et mes chers frères aussi Mohammed, et ou Sidi Mohammed, mon soutien et ma force.

*A mes petites frères et sœurs Wassim, Djoud, Anes, Rawda, Hadjer et Sadja.
A mon binôme Abdessamed, qui me supporte durant ces derniers mois. A mes chers amies Mohamed Bensabri, Mohamed Matallah, Amine Lagha, Saad Bellaradj, Rabie Messoud. Et tous les ingénieurs énergétiques de la promotion 2025.*

Pour toutes les personnes extraordinaires que j'ai croisées tout au long de ma vie.

Walid

Dédicace

Mon cher père mon exemple éternel, mon soutien moral et source de joie et de bonheur, celui qui s'est toujours sacrifié Pour m'avoir réussi, que dieu le garde dans son vaste paradis.

La lumière de mes jours, la source de mes efforts, la flamme de mon cœur, ma vie et mon bonheur ; maman que j'adore.

A mes petites frères et sœurs.

Ma famille élargie, vos encouragements et votre fierté ont été une source de motivation supplémentaire. Votre présence dans ma vie a apporté une richesse et un soutien inestimables.

Mon binôme BERRABAH Walid avec qui j'ai réalisé ce travail.

Et une dédicace très spéciale à Mon amie BEGHDAI Younes pour son soutien moral sans oublier tous les amis.

A tous les ingénieurs énergétiques de la promotion 2025.

Abdessamed

ملخص

هدفت هذه الدراسة إلى تحليل الأداء الحراري والهيدروديناميكي لنانو سائل (أكسيد المغنيسيوم/الإيثيلين غليكول) في مبادل حراري باستخدام محاكاة CFD، عبر برنامج 6.3 fleunt مع مقارنة الأداء بين التصميمين مع وبدون شفرات. ركزت الدراسة على تقييم عدد نوسلت، معامل الاحتكاك، ومعيار الأداء الحراري-الهيدروليكي (PEC) عند تركيز نانوي ثابت (0.3%) وفي نطاق جريان مضطرب ($Re=2500-9500$). أظهرت النتائج أن استخدام الشفرات أدى إلى تحسين كبير في انتقال الحرارة وزيادة في عدد نوسلت، رغم ارتفاع معامل الاحتكاك. كما سجل التصميم المزود بالشفرات قيمة أعلى لمعيار PEC، خاصة عند أعداد رينولد مرتفعة، مما يؤكد فعاليته في تحسين أداء المبادل الحراري. وتشير هذه النتائج إلى إمكانية تعزيز كفاءة أنظمة التبادل الحراري من خلال الدمج بين النانو سوائل والتصاميم الداخلية المهيكلية.

الكلمات المفتاحية: مبادل حراري، نانو سائل، شفرات، انتقال الحرارة، جريان مضطرب.

Abstract

This study aimed to analyze the thermal and hydrodynamic performance of a nanofluid (magnesium oxide/ethylene glycol) in a heat exchanger using CFD simulations conducted with Fluent 6.3 software, comparing two designs - with and without fins. The research focused on evaluating the Nusselt number, friction coefficient, and thermal-hydraulic performance criterion (PEC) at a fixed nanoparticle concentration (0.3%) within a turbulent flow regime ($Re=2500-9500$). The results demonstrated that fins implementation significantly enhanced heat transfer and increased the Nusselt number, despite higher friction coefficients. Furthermore, the fins-equipped design showed superior PEC values, particularly at high Reynolds numbers, confirming its effectiveness in improving heat exchanger performance. These findings suggest that combining nanofluids with structured internal designs could enhance the efficiency of thermal exchange systems.

Keywords: Heat exchanger, Nanofluid, Fins, Heat transfer, Turbulent flow.

Résumé

Cette étude visait à analyser les performances thermiques et hydrodynamiques d'un nanofluide (oxyde de magnésium/glycol éthylénique) dans un échangeur de chaleur à l'aide de simulations CFD réalisées avec le logiciel Fluent 6.3, en comparant deux configurations - avec et sans ailettes. L'étude s'est concentrée sur l'évaluation du nombre de Nusselt, du coefficient de frottement et du critère de performance thermo-hydraulique (PEC) pour une concentration nanoparticulaire fixe (0,3%) dans un régime d'écoulement turbulent ($Re=2500-9500$). Les résultats ont révélé que l'utilisation d'ailettes améliorait considérablement le transfert de chaleur et augmentait le nombre de Nusselt, malgré une élévation du coefficient de frottement. De plus, la configuration avec ailettes a affiché des valeurs PEC plus élevées, particulièrement aux nombres de Reynolds élevés, confirmant ainsi son efficacité pour optimiser les performances de l'échangeur de chaleur. Ces résultats suggèrent que la combinaison de nanofluides avec des conceptions internes structurées pourrait améliorer l'efficacité des systèmes d'échange thermique.

Mots clés : Echangeur de chaleur, Nanofluide, ailettes, transfert de chaleur, écoulement turbulent.

Sommaire

Chapitre 1 :	20
Revue bibliographique	20
1.1 Introduction	21
1.2 Principes des échangeurs thermiques	21
1.2.1 Définition d'un échangeur de chaleur	21
1.2.2 Principe de fonctionnement des échangeurs de chaleur	22
1.2.3 Mécanisme de transfert de chaleur	23
1.2.4 Différents types d'échangeur de chaleur	24
1.3 Fonctionnement des ailettes dans le transfert thermique	29
1.3.1 Différents types des ailettes	30
1.4 Nanofluides	31
1.4.1 Nanoparticules	31
1.4.2 Technique de fabrication des nanofluides	32
1.4.3 Propriétés thermo physiques des nanofluides	34
1.4.4 Domaine d'application de nanofluides	38
1.4.5 Comment un nanofluide peut-il améliorer le transfert thermique ?	41
1.5 Revues bibliographies	42
1.6 Conclusion	52
Chapitre 2 :	53
2.1 Introduction	55
2.2 Modèle physique	55
2.3 Formulation mathématique	58
2.3.1 Hypothèses	58
2.3.2 Équations Gouvernantes	58
2.3.3 Conditions aux limites	61
2.3.4 Paramètres caractéristiques	62
2.4 Partie numérique	64
2.4.1 Présentation de GAMBIT et de FLUNET	64
2.4.2 GAMBIT	65
2.5 Fluent	68
2.5.1 Choisir le type de résolution	68
2.5.2 Importation de la géométrie (*.msh)	69
2.5.3 Vérification du maillage	69

2.5.4	Contrôler la taille :	69
2.5.6	Préciser le solveur de propriétés :	70
2.5.7	Introduire l'équation d'énergie :	70
2.5.8	Définir les propriétés des matériaux :	71
2.5.9	Définir les conditions aux limites :	72
2.5.10	Solution	72
2.6	Test de maillage à $x=1.12$	74
2.7	Conclusion	76
Chapitre 3 :		77
3.1	Introduction	78
3.2	Validation	78
3.3	Résultats et discussions	80
3.3.1	Profil de vitesse	80
3.3.2	Contour de vitesse	82
3.3.3	Iso vitesse	85
3.3.4	Ligne des courants	86
3.3.5	Contour de température	87
3.3.6	Coefficient de transfert de chaleur	89
3.3.7	Nombre de Nusselt	91
3.3.8	Coefficient de frottement	92
3.3.9	Critère d'évaluation des performances thermo-hydrauliques	93
3.4	Conclusion	94

Liste des figures

Figure 1.1: Sens d'écoulement [3]	22
Figure 1.2: Échangeur monotube [4].....	24
Figure 1.3: Échangeur coaxial.....	24
Figure 1.4: Échangeur à tubes séparés [4].....	25
Figure 1.5: Échangeur à tubes rapprochés [4].....	25
Figure 1.6: Échangeur à tubes ailettes.....	26
Figure 1.7: Échangeur à tubes et calandre [4].....	26
Figure 1.8: Échangeur de chaleur à tube spirale [3].....	27
Figure 1.9: Échangeur de chaleur à plaques [4]	28
Figure 1.10: Échangeur à plaque et joint.....	28
Figure 1.11: Échangeur à plaques soudée ou brasée	29
Figure 1.12: Différents types des ailettes (a) ailette droite à section constante, (b) ailette droite à section variable, (c) ailette annulaire, (d) ailette en forme d'aiguille à section variable.	30
Figure 1.13: Fluides de bases les plus utilisés [7]	31
Figure 1.14: Classification des nanoparticules [7]	32
Figure 1.15: Méthodes de préparation des nanofluides.....	33
Figure 1.16: Applications de Nanofluides [25]	39
Figure 1.17: Schéma de l'unité expérimentale [32].....	42
Figure 1.18: Montage expérimental [33].....	43
Figure 1.19: Schéma du dispositif expérimental utilisé dans la présente recherche [34]	44
Figure 1.20: Schéma du dispositif expérimental [37]	46
Figure 1.21: Canal sinusoïdalement ondulé avec un déphasage de $\Phi = 0^\circ$ créé dans l'ANSYS Design Modeler. [38].....	47
Figure 1.22: La variation de h en fonctionne de nombre de Reynolds des trois nano fluides avec une ailette rectangulaire courbée [34]	48
Figure 1.23: Variation de nombre de Nusselt en fonctionne de nombre Reynolds pour des différent fluides (a) fraction volumique 0.05%, (b) fraction volumique 0.2 [35]	49
Figure 1.24: Efficacité des échangeurs de chaleur avec et sans ailettes dans des différent cas des Nombre de Reynolds [36]	50
Figure 1.25: Schéma du Problème [38].....	51
Figure 2.1: Etapes de calcul à l'aide d'un code CFD.....	55
Figure 2.2: Géométrie d'échangeur de chaleur sans ailettes	56
Figure 2.3: Géométrie d'un échangeur de chaleur à ailettes en chevauchement	57
Figure 2.4: Dimensions des ailettes.....	57

Figure 2.5: Interface du Gambit	65
Figure 2.6: Choix du solveur	65
Figure 2.7: Création de la géométrie	66
Figure 2.8: Maillage sans ailettes	66
Figure 2.9: Maillage avec ailettes	66
Figure 2.10: Conditions aux limites des systèmes étudiés	67
Figure 2.11: Exportation du maillage	67
Figure 2.12: Interface de fluent	68
Figure 2.13: Type de résolution	68
Figure 2.14: Affichage du maillage	69
Figure 2.15: Définition du modèle	70
Figure 2.16: Equation d'énergie	70
Figure 2.17: Interface de la liste des fluides	71
Figure 2.18: Propriétés de nanofluide	71
Figure 2.19: Définition des conditions aux limites	72
Figure 2.20: Control de solution	72
Figure 2.21: Initialisation de la vitesse et la température à l'entrée	73
Figure 2.22: Résidus des calculs	73
Figure 2.23: Choix du nombre des itérations	73
Figure 2.24: Fenêtre des itérations	74
Figure 2.25: Test de maillage sans ailettes	75
Figure 2.26: Test de maillage avec ailettes	75
Figure 3.1: Comparaison avec les travaux expérimentaux de H. Arya et al [45] dans un échangeur de chaleur sans ailette pour le coefficient de convection moyen en fonction du nombre de Reynolds	79
Figure 3.2: Profil de vitesse à $x = L/2$ de l'échangeur de chaleur sans ailette pour le nanofluide MgO/éthylène glycol à 0.3%	80
Figure 3.3: Profil de vitesse à $x=1.2$; $x=1.1925$; $x=1.26$; $x=1.3435$ de l'échangeur de chaleur avec ailette pour le nanofluide MgO/éthylène glycol à 0.3%	81
Figure 3.4: Géométrie de l'échangeur de chaleur à ailette pour 4 positions	82
Figure 3.5: Contour de vitesse pour les deux géométries (a) avec ailettes, (b) sans ailettes a $Re=2500$	83
Figure 3.6: Contour de vitesse pour les deux géométries (a) avec ailettes, (b) sans ailettes a $Re=9500$	84
Figure 3.7: Iso vitesses pour les deux géométries (a) avec ailettes, (b) sans ailettes a $Re=2500$	85

Figure 3.8: Lignes de courant pour les deux géométries (a) avec ailettes, (b) sans ailettes a Re=2500	86
Figure 3.9: Contours de température pour les deux géométries (a) avec ailettes, (b) sans ailettes a Re=2500	87
Figure 3.10: Contours de température pour les deux géométries (a) avec ailettes, (b) sans ailettes a Re=9500	88
Figure 3.11: Coefficient de transfert de chaleur en fonction de la position x pour les 2 géométries avec et sans ailettes dans un nombre de Reynolds 2500	89
Figure 3.12: Variation du coefficient de transfert de chaleur moyen pour nanofluide MgO/éthylène glycol à 0.3% et le fluide de base éthylène glycol avec et sans ailettes en fonction du nombre de Reynolds.....	90
Figure 3.13: Variation du Nombre de Nusselt moyen pour nanofluide MgO/éthylène glycol à 0.3% et éthylène glycol pur avec et sans ailettes en fonction du nombre de Reynolds.	91
Figure 3.14: Variation du coefficient de frottement moyen pour nanofluide et éthylène glycol pur avec et sans ailettes en fonction du nombre de Reynolds.	92
Figure 3.15: Variation du l'indice de performance thermo-hydraulique pour nanofluide et éthylène glycol pur avec et sans ailettes en fonction du nombre de Reynolds.	93

Liste des tableaux

Tableau 1: Dimensions géométriques détaillées de l'échangeur de chaleur sans ailettes.....	56
Tableau 2: Dimensions géométriques détaillées de l'échangeur de chaleur avec ailettes.....	57
Tableau 3: Propriétés du fluide de base et de nanoparticule utilisée dans cette recherche [45]....	60
Tableau 4: Conditions aux limites	61

Nomenclature :

Symboles

C_p	Chaleur spécifique	$kJ / (Kg.K)$
D_h	Diamètre hydraulique	mm
f	Facteur de frottement	
h	Coefficient de convection	$W / (m^2.K)$
k	l'énergie cinétique turbulente par unité de masse	
Nu	Nombre de Nusselt	
P	Pression	Pa
Q	Flux de chaleur	W/m^2
R_1	Diamètre de tube externe	m
R_2	Diamètre de tube interne	m
R_3	Rayon de tube interne	m
Re	Nombre de Reynolds	
S	Surface	
T	Température	K
$T(x)$	Température local	K
t	Temps	s
u	Composante axiale de la vitesse	(m/s)
v	Composante radiale de la vitesse	(m/s)
V	Volume	m^3
V_p	Volume des nanoparticules dispersées	m^3
V_T	Volume total	m^3
ΔP	Chute de pression	Pa

Indice

$C_{\varepsilon_1}, C_{\varepsilon_2}$	Coefficients de modèle constants
c	Chaud
eff	Efficace
f	Fluide de basse
fr	Froide
in	Entrée
nf	Nanofluide

np	<i>Particule</i>
p	<i>Périmètre mouillé</i>
w	<i>Wall</i>
s	<i>Solid</i>

Symboles grecs

ε	<i>Dissipation de l'énergie turbulente par unité de masse</i>	
α	<i>Diffusivité thermique</i>	m^2/s
μ	<i>Viscosité dynamique</i>	$Kg/(m.s)$
μ_t	<i>Viscosité turbulente</i>	$Pa.s$
ρ	<i>Densité</i>	Kg/m^3
φ	<i>Fraction volumique</i>	(%)
β	<i>Coefficient d'expansion thermique</i>	K^{-1}
λ	<i>Conductivité thermique</i>	$W/(m.K)$
η	<i>Indice de performance thermo-hydraulique</i>	

Introduction générale

Introduction générale

Les échangeurs de chaleur sont des composants essentiels dans les procédés thermiques industriels, en raison de leur fonction cruciale dans le transfert d'énergie entre deux fluides de nature distincte, généralement sans contact physique direct. Grâce à leur capacité à redistribuer la chaleur de manière contrôlée et ciblée, ces dispositifs sont devenus des éléments incontournables dans des secteurs aussi divers que la production d'énergie, la chimie de transformation, la pétrochimie, l'agroalimentaire, la pharmacie, ainsi que les systèmes CVC (chauffage, ventilation, climatisation). Leur omniprésence dans ces domaines témoigne non seulement de leur utilité pratique, mais également de leur rôle stratégique face aux enjeux contemporains liés à l'efficacité énergétique et à la durabilité des systèmes thermiques.

Le transfert de chaleur dans un échangeur repose essentiellement sur une différence de température entre les fluides circulant de part et d'autre d'une paroi conductrice. Ce gradient thermique génère un flux d'énergie conforme aux lois de la thermodynamique et de la conduction. Cependant, les performances réelles de ces dispositifs s'écartent souvent des rendements théoriques en raison de diverses limitations physiques et techniques. Parmi les facteurs limitants, on peut citer la conductivité thermique relativement faible des fluides conventionnels, la complexité de la géométrie interne des échangeurs, le régime d'écoulement (laminaire ou turbulent), ainsi que les pertes de charge dues aux frottements internes. L'ensemble de ces paramètres constitue des contraintes à l'optimisation du rendement global, ce qui justifie l'intérêt soutenu que la recherche accorde à leur amélioration continue.

Dans cette perspective, deux axes d'innovation majeurs ont émergé au cours des dernières années : l'utilisation de nanofluides, d'une part, et l'ajout d'ailettes sur les surfaces d'échange, d'autre part. Les nanofluides, qui sont des mélanges homogènes de nanoparticules solides dispersées dans des fluides de base classiques, ont suscité un intérêt croissant en raison de leurs propriétés thermiques supérieures. En particulier, l'ajout de particules métalliques, métalloxydes ou carbonées permet d'augmenter de manière significative la conductivité thermique du fluide, ce qui conduit à une amélioration tangible de l'efficacité du transfert de chaleur. Bien que cette innovation soit relativement récente, elle a déjà fait l'objet de nombreux travaux expérimentaux et numériques, mettant en évidence son potentiel dans les configurations thermiques avancées.

Introduction générale

Parallèlement, l'intégration d'ailettes constitue une stratégie de conception éprouvée, largement exploitée pour renforcer les échanges thermiques en augmentant la surface de contact entre les fluides et les parois conductrices. Ces éléments, sous forme de lamelles longitudinales, de plots transversaux ou de microstructures profilées, ont un double effet bénéfique : d'une part, ils maximisent l'aire d'échange et, d'autre part, ils modifient le profil d'écoulement du fluide, favorisant la transition vers un régime turbulent, plus propice au transfert thermique. Ainsi, les ailettes ne se contentent pas de jouer un rôle passif d'extension de surface, mais influencent activement la dynamique interne de l'écoulement, contribuant ainsi à l'optimisation globale du dispositif.

La convergence de ces deux approches, chacune apportant des améliorations substantielles, ouvre de nouvelles perspectives pour la conception de systèmes thermiques de nouvelle génération. En associant la conductivité accrue des nanofluides à la surface d'échange élargie et aux effets dynamiques des ailettes, il devient possible de concevoir des échangeurs plus compacts, plus performants et mieux adaptés aux contraintes d'efficacité énergétique et environnementale qui caractérisent l'ingénierie thermique contemporaine. Cette synergie entre matériaux innovants et géométries optimisées représente aujourd'hui un champ de recherche particulièrement dynamique et riche en applications potentielles.

Dans ce contexte, le présent mémoire s'inscrit dans une démarche de simulation numérique avancée, visant à étudier les effets combinés d'un nanofluide spécifique — le MgO en suspension dans l'éthylène glycol — et de l'ajout d'ailettes sur les performances thermiques d'un échangeur de chaleur. L'étude repose sur le logiciel ANSYS Fluent (version 6.3.26), reconnu pour sa robustesse dans la modélisation thermo-hydraulique, afin de reproduire de manière précise le comportement du système dans différentes configurations géométriques et fluidiques. L'objectif est de générer des données quantitatives fiables permettant d'évaluer l'impact réel de ces innovations sur l'efficacité du transfert de chaleur, en vue de futures applications industrielles.

Le contenu du mémoire se divise en trois chapitres interdépendants. Le premier chapitre propose une revue bibliographique approfondie, posant les bases théoriques du transfert de chaleur, décrivant les différents types d'échangeurs et d'ailettes, présentant les caractéristiques physiques et chimiques des nanofluides, et examinant les contributions récentes sur l'utilisation conjointe de ces techniques d'amélioration thermique. Le deuxième chapitre est consacré à la méthodologie de simulation employée, détaillant la géométrie du modèle étudié, les hypothèses physiques et numériques adoptées, la discrétisation du domaine à travers le maillage, les conditions

Introduction générale

aux limites appliquées, ainsi que les critères de convergence utilisés pour assurer la fiabilité des résultats. Enfin, le troisième chapitre présente les résultats issus des simulations, accompagnés d'une analyse critique et comparative des différents cas étudiés. Ce chapitre examine notamment les distributions de température, les profils d'écoulement, les variations de performance thermique et propose une interprétation des résultats en lien avec les exigences pratiques du génie thermique.

L'ensemble du travail se conclut par une synthèse des principales observations, tirant les enseignements pertinents pour le domaine des échangeurs thermiques, et propose des pistes concrètes pour des travaux futurs, notamment sous forme de validations expérimentales ou de recherches d'optimisation multi-objectif en contexte industriel.

Chapitre 1 :

Revue bibliographique

1.1 Introduction

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande part (90 %) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés. [1]

Les fluides utilisés dans les processus conventionnels présentent une conductivité thermique faible, ce qui restreint l'amélioration de l'efficacité des échangeurs de chaleur. Suite à diverses recherches et études, il a été découvert que l'incorporation de particules minuscules (nanoparticules) dans le fluide peut améliorer la conductivité thermique. Dans ce contexte, l'optimisation des caractéristiques thermiques des fluides caloporteurs est devenue l'une des techniques les plus essentielles pour accroître le transfert de chaleur.

1.2 Principes des échangeurs thermiques

1.2.1 Définition d'un échangeur de chaleur

Un échangeur de chaleur est un dispositif de transfert de chaleur qui échange de l'énergie entre deux ou plusieurs fluides de traitement. Les échangeurs de chaleur ont de nombreuses applications industrielles et domestiques. De nombreux types d'échangeurs de chaleur ont été développés pour être utilisés dans les centrales à vapeur, les usines de traitement chimique, les systèmes de chauffage et de climatisation des bâtiments, les systèmes d'alimentation électrique des transports et les unités de réfrigération. La conception même des échangeurs de chaleur est un problème compliqué. Cela implique plus que la seule analyse de transfert de chaleur. Le coût de fabrication et d'installation, le poids et la taille jouent un rôle important dans la sélection de la conception finale du point de vue du coût total de possession. Dans de nombreux cas, bien que le coût soit une considération importante, la taille et l'encombrement ont souvent tendance à être les facteurs dominants dans le choix d'une conception. [2]

1.2.2 Principe de fonctionnement des échangeurs de chaleur

Un échangeur de chaleur fonctionne en transférant la chaleur d'un fluide (que ce soit un liquide ou un gaz) à un autre sans permettre le mélange entre les deux. Le processus s'appuie sur les fondements de la conduction et de la convection pour transférer l'énergie thermique du fluide le plus chaud vers le fluide le plus froid. Voici une description du fonctionnement d'un échangeur thermique :

1.2.2.1 Sens d'écoulement :

Les deux fluides passent par l'échangeur thermique, soit en flux parallèle, en contre flux ou en flux croisé :

Co-courant : Les deux fluides circulent dans Le même sens.

Contre-courant : Les fluides circulent en sens inverse (la méthode la plus efficace pour le transfert thermique).

Courant croisé : Les fluides se déplacent de manière à croiser les uns avec les autres perpendiculairement.

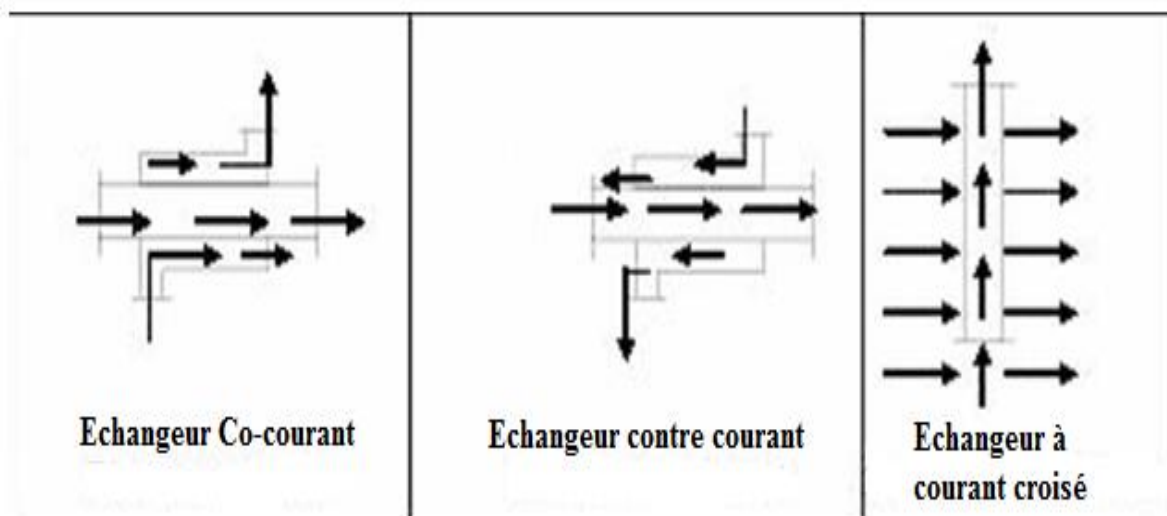


Figure 1.1 : Sens d'écoulement dans les échangeurs de chaleur à tubes coaxiaux[3]

1.2.3 Mécanisme de transfert de chaleur

Le processus de transfert thermique dans un échangeur de chaleur consiste à transférer l'énergie thermique d'un fluide à température élevée vers un fluide à température plus basse sans qu'il y ait de mélange entre les deux fluides. Cette procédure s'appuie sur les principes de conduction et de convection.

- **Conduction** : La transmission de chaleur se fait à travers le matériau solide qui compose les parois de l'échangeur thermique (tubes, plaques ou ailettes). Le fluide chaud cède sa chaleur à la paroi, qui se propage à travers celle-ci jusqu'à l'autre face où elle est absorbée par le fluide plus froid.
 - **Taux de conduction dépend de** : Conductivité thermique du matériau qui compose le mur (par exemple, des métaux tels que le cuivre ou l'aluminium ont une grande capacité de conduction thermique).
 - **Épaisseur du mur** : Des murs plus minces facilitent une conduction thermique plus rapide.
Différence de température à travers le mur.
- **Convection** : Le transfert de chaleur se fait entre le fluide et la surface de l'échangeur thermique. La convection est influencée par :
 - **Vitesse du fluide** : Un mouvement plus rapide du fluide favorise le transfert thermique.
 - **Caractéristiques des fluides** : chaleur spécifique, viscosité et conductivité thermique.
 - **Surface** : L'augmentation de la surface favorise un meilleur transfert thermique.
- **Processus total de transmission de chaleur** :
 - **Étape 1** : La chaleur se transmet du fluide chaud à la face interne du mur par convection.
 - **Étape 2** : La conduction permet le transfert de chaleur à travers le matériau du mur.
 - **Étape 3** : La chaleur est transférée de la surface extérieure du mur au fluide plus froid par convection.

1.2.4 Différents types d'échangeur de chaleur

Il existe plusieurs types d'échangeurs de chaleur :

1.2.4.1 Échangeur tubulaire

En raison de facteur historique et économique, les échangeurs qui intègrent les tubes comme élément majeur de la paroi d'échange sont ceux qui connaissent la plus grande diffusion. On peut identifier trois catégories en fonction du nombre de tubes et de leur disposition, toujours conçues pour garantir l'efficacité optimale pour un usage spécifique.

1.2.4.2 Échangeur monotube

Dans ce dispositif, le tube est positionné à l'intérieur d'un réservoir et prend souvent la forme d'un serpentín, comme illustré dans la figure ci-dessous.

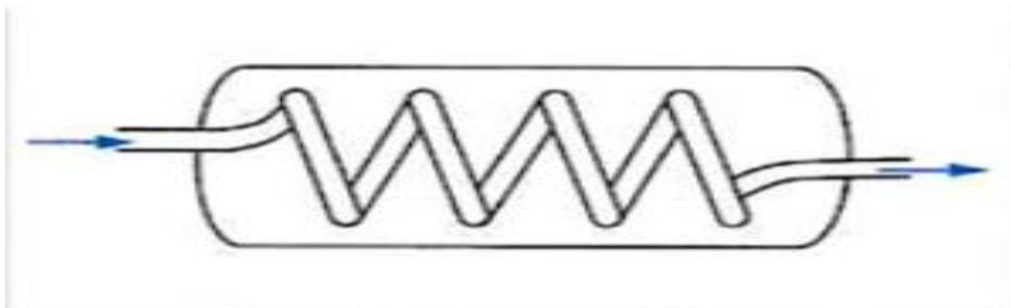


Figure 1.2: Échangeur monotube [4]

1.2.4.3 Échangeur coaxial

Le dispositif d'échange de chaleur coaxial favorise le transfert thermique entre deux fluides en les faisant passer à travers des espaces annulaires concentriques, constitués d'un tube intérieur et d'un tube extérieur.

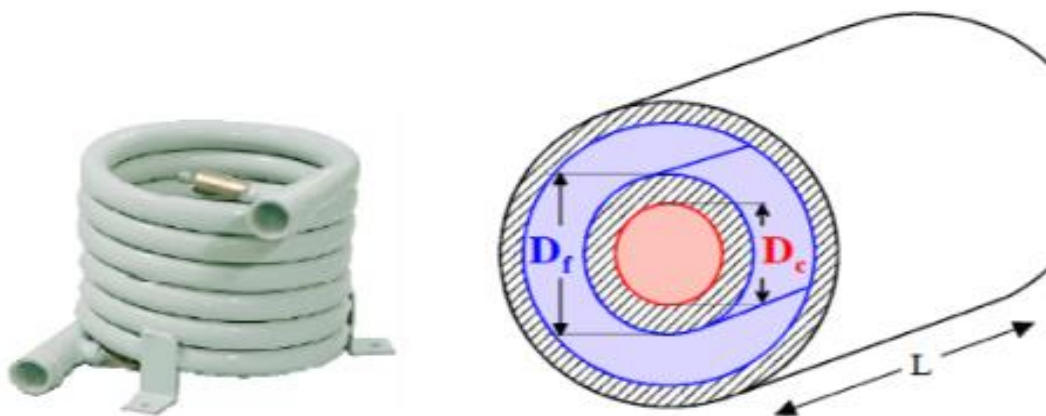


Figure 1.3: Échangeur coaxial

1.2.4.4 Échangeur multitubulaire

Existant sous quatre formes

1.2.4.4.1 Échangeur à tubes séparés

Dans un échangeur de chaleur à tubes séparés, le transfert thermique se produit par l'intermédiaire de tube distinct, ce qui permet ainsi le passage de la chaleur entre les fluides. Il est important de noter que les échangeurs de chaleur à tubes individuels peuvent présenter une surface d'échange thermique inférieure par rapport aux échangeurs multitubulaires, ce qui peut influencer leur performance en fonction de l'application spécifique.

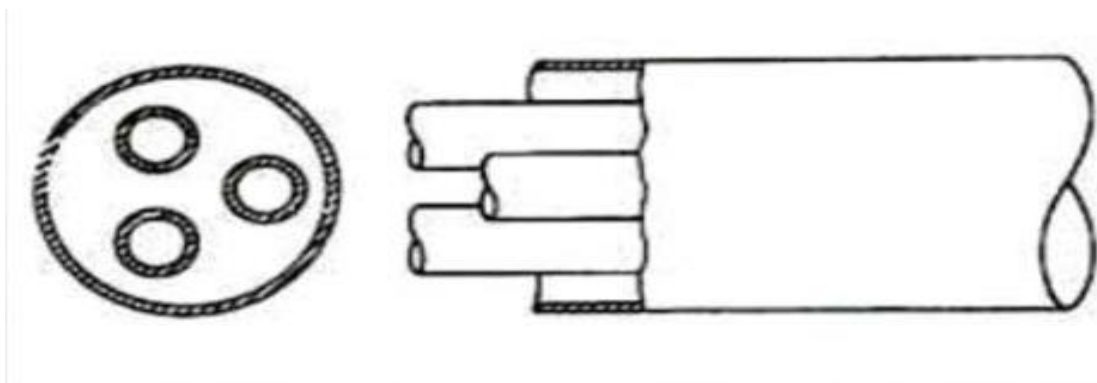


Figure 1.4: Échangeur à tubes séparés [4]

1.2.4.4.2 Échangeur à tubes rapprochés

Un échangeur de chaleur à tubes serrés est un équipement qui emploie une disposition de tubes très près les uns des autres pour maximiser la surface d'échange thermique et optimiser l'efficacité du transfert de chaleur. Toutefois, il est important de souligner qu'ils pourraient être plus sensibles aux problèmes d'encrassement en raison de la proximité serrée entre les tubes.

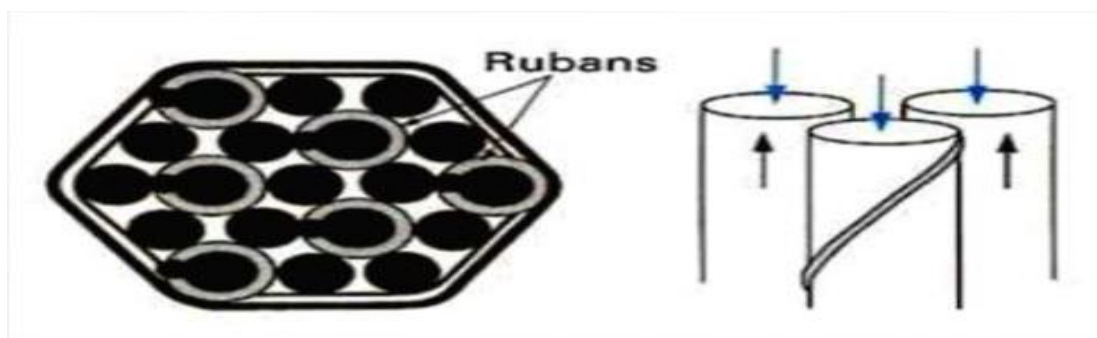


Figure 1.5: Échangeur à tubes rapprochés [4]

1.2.4.4.3 Échangeur à tubes ailettes

Les ailettes sont ajoutées autour ou à l'intérieur des tubes de l'échangeur. Pour augmenter la surface d'échange thermique et pour améliorer l'efficacité du transfert de chaleur.



Figure 1.6: Échangeur à tubes ailettes

1.2.4.4.4 Échangeur à tubes et calandre

Les dispositifs qui exploitent une structure comprenant une calandre externe et des tubes internes pour optimiser le transfert thermique entre deux fluides sont les échangeurs de chaleur à tubes et calandre. Ces échangeurs présentent plusieurs bénéfices, comme une grande performance dans le transfert thermique, une flexibilité face aux fluctuations de débit et de température, et une simplicité d'entretien. Toutefois, il faut préciser qu'ils peuvent être plus compliqués et onéreux à produire que d'autres sortes d'échangeurs. [5]

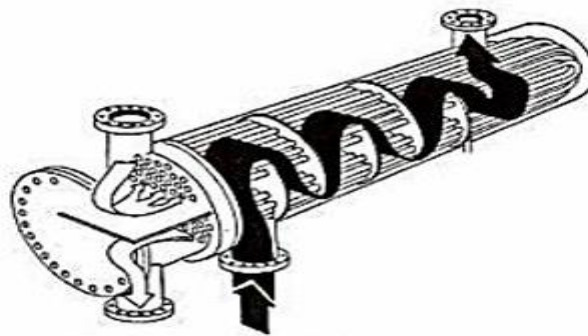


Figure 1.7: Échangeur à tubes et calandre [4]

1.2.4.5 Échangeur à spirale

Il est constitué de deux rubans de tôle gaufrée, enroulés et maintenus parallèles. La distance entre les surfaces d'échange des deux canaux est maintenue constante par des taquets soudés sur les plaques. La circulation des fluides est du type monocanal à courants parallèles ou croisés. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des pressions de l'ordre de 25 Bar et des températures de l'ordre de 300 °C [6].

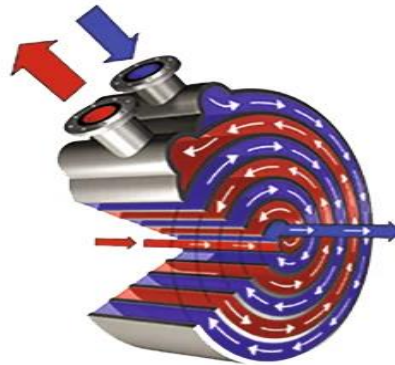


Figure 1.8: Échangeur de chaleur à tube spirale [3]

1.2.4.6 Échangeur à plaques

L'échangeur à plaques, un modèle d'échangeur de chaleur, gagne en popularité dans le secteur industriel et dans le domaine du génie climatique. Il se compose de multiples plaques agencées en strates, séparées par un espace de quelques millimètres qui permet la circulation des fluides. Un joint encercle les plaques et, par compression, prévient les fuites tant entre les deux fluides qu'en direction de l'extérieur.

On distingue trois types d'échangeurs de chaleur à plaque suivant la géométrie de canal utilisée.



Figure 1.9: Échangeur de chaleur à plaques [4]

1.2.4.6.1 Échangeurs à surface primaire

Les échangeurs de chaleur à surface primaire seront formés par des plaques rectifiées, striées ou perforées. Le design du profil des plaques peut être très varié, mais il conserve toujours sa double fonction d'accentuation du transfert thermique et de résistance à la pression grâce à une multiplication des points de contact.

1.2.4.6.2 Échangeur à plaques et joints

La surface d'échange est donc constituée de plaques métalliques, dotées de joints, pressées les unes contre les autres par des tirants situés entre deux flasques, l'un fixe et l'autre mobile.

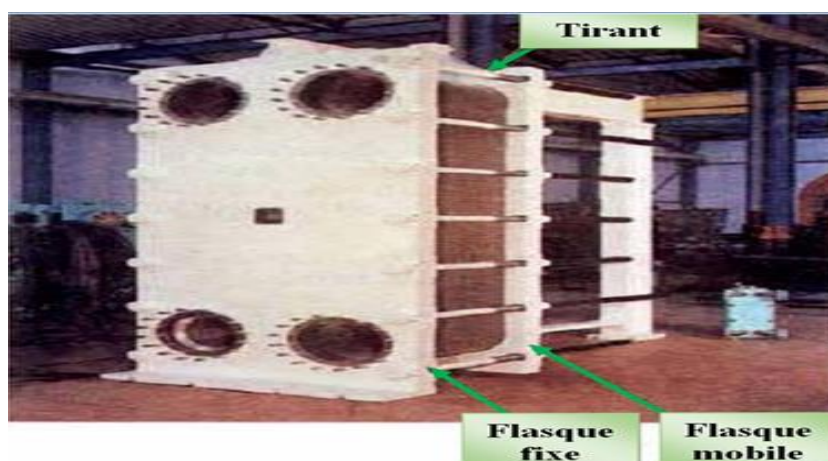


Figure 1.10: Échangeur à plaque et joint

1.2.4.6.3 Échangeur à plaques soudée ou brasée

Ces échangeurs de chaleur à plaques trouvent leur application courante dans différents secteurs industriels comme l'industrie chimique, la pétrochimie, l'agroalimentaire et d'autres domaines connexes.



Figure 1.11: Échangeur à plaques soudée ou brasée

1.3 Fonctionnement des ailettes dans le transfert thermique

Les ailettes, également appelées ailettes de refroidissement, sont des mécanismes conçus pour optimiser l'échange thermique entre une surface et un fluide environnant (qu'il soit gazeux ou liquide). Ils visent principalement à améliorer l'efficacité du chauffage ou du refroidissement en maximisant la surface d'échange de chaleur et en perfectionnant les processus de conduction et de convection. Voici une description détaillée de leur fonction dans le transfert thermique :

Augmentation de la surface d'échange thermique : Les ailettes sont élaborées pour augmenter la zone de contact entre la surface chaude (ou froide) et le fluide qui l'entoure. Une surface d'échange plus grande facilite le transfert de chaleur, même si l'écart thermique entre la surface et le fluide est faible

Optimisation du transfert thermique par convection : Les ailettes facilitent le transfert thermique par convection entre la surface solide et le liquide qui l'entoure. La chaleur est transférée de la surface de l'ailette au fluide (air, eau, etc.) grâce au mouvement du fluide.

Optimisation de la conduction thermique : La chaleur est transmise de la base de l'ailette (qui est en contact avec la surface chaude) vers l'extrémité de l'ailette par le biais de la conduction.

Les ailettes sont généralement fabriquées à partir de matériaux ayant une conductivité thermique élevée, comme l'aluminium ou le cuivre, afin de favoriser ce transfert de chaleur.

1.3.1 Différents types des ailettes

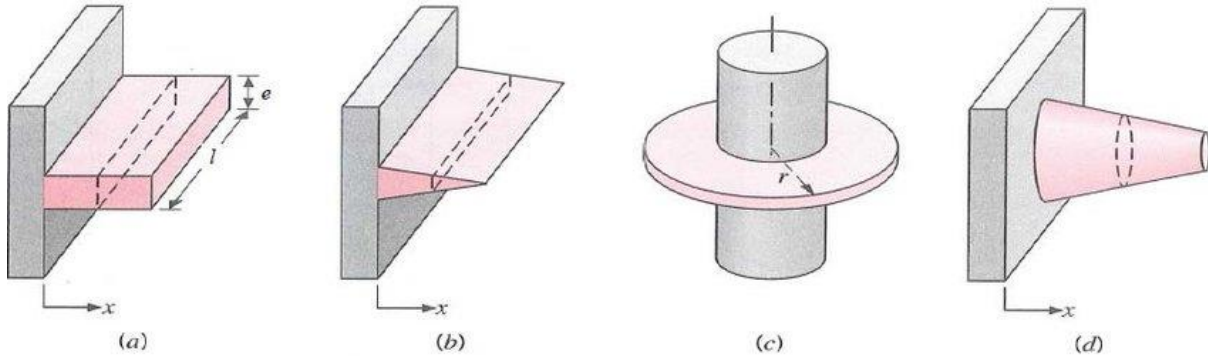


Figure 1.12: Différents types des ailettes (a) ailette droite à section constante, (b) ailette droite à section variable, (c) ailette annulaire, (d) ailette en forme d'aiguille à section variable.

a et b- Ailette droite

Ce sont des ailettes plates et rectilignes à section constante et variable, fixées de manière perpendiculaire et parallèles entre elles à une surface, généralement un tube ou une plaque, afin d'améliorer le transfert thermique.

c- Ailette annulaire

Les ailettes annulaires sont des prolongements circulaires attachés Perpendiculairement à l'axe du tube ou d'un cylindre.

d- Ailette en forme d'aiguille

Les ailettes aiguille, aussi connues sous le nom d'ailettes en épingle, sont des prolongements de surface destinés à optimiser l'échange thermique dans des situations où l'espace est limité et où une large zone de contact est requise. Elles prennent généralement la forme de cylindres ou de cônes, ayant l'apparence d'aiguilles ou d'épingles, ce qui justifie leur appellation.

La détermination de la configuration des ailettes est fréquemment liée aux besoins précis de l'application, comme le type de fluide, les restrictions d'espace, le budget et les rendements thermiques exigés.

1.4 Nanofluides

Le développement de dispositifs de transfert de chaleur économes en énergie repose sur la conductivité thermique des fluides, qu'ils soient employés pour le chauffage ou le refroidissement, qui est une caractéristique indispensable. Effectivement, lors de la conception et du contrôle des systèmes, la conductivité thermique du fluide constitue une des caractéristiques primordiales à considérer dans tout processus impliquant un transfert de chaleur.

Constitués d'un fluide principal et de nanoparticule dont les dimensions oscillent entre 1 et 100 nm. Plusieurs recherches ont démontré que les nanofluides possèdent une conductivité thermique plus élevée comparée à celle des fluides conventionnels. La conductivité thermique s'accroît en fonction de la concentration des nanoparticules, de la température, de la dimension des particules, ainsi que de la distribution et de l'équilibre du mélange. Toutefois, d'autres éléments comme la densité, la viscosité et la capacité thermique spécifique contribuent également de manière significative à l'optimisation du transfert de chaleur par convection des nanofluides.

Le choix des liquides de base est primordial pour la formulation d'un nanofluide. Il permet d'assurer la stabilité de la suspension dans le temps et d'éviter tout phénomène d'agrégation. La sélection d'un tel fluide dépend de la nature des nanoparticules utilisées. Parmi les solvants les plus couramment employés, on retrouve : [4]

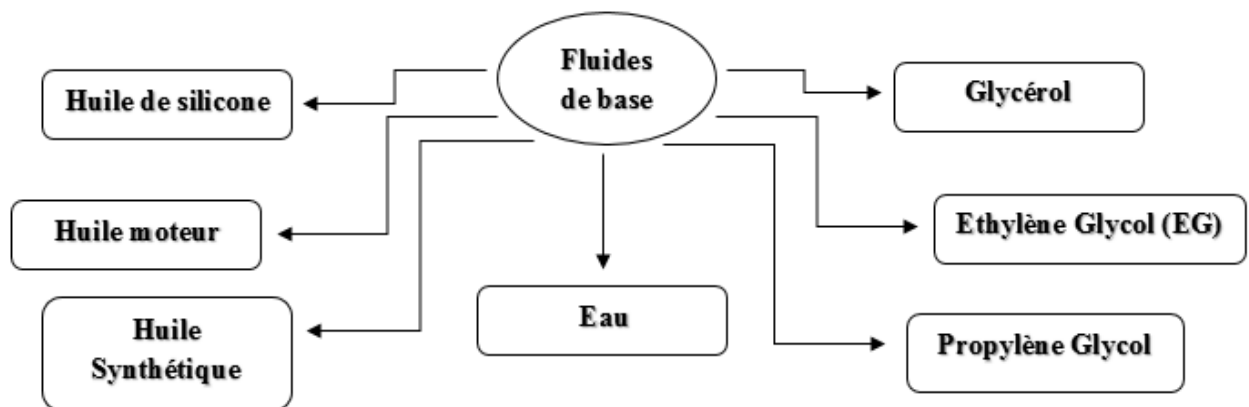


Figure 1.13: Fluides de bases les plus utilisés [7]

1.4.1 Nanoparticules

Une nanoparticule est définie comme une particule dont au moins une de ses dimensions spatiales est inférieure à 100 nm. La particularité des nanoparticules réside dans le fait que la majorité des atomes qui les composent se trouvent en surface.

Ces particules peuvent présenter des formes, des tailles et des structures variées : elles peuvent être sphériques, cylindriques, tubulaires, coniques, à noyau creux, en spirale, plates, ou encore de forme irrégulière. Leur taille varie généralement entre 1 nm et 100 nm. Leur surface peut être uniforme ou présenter des irrégularités, avec des variations de texture ou de morphologie. [8]

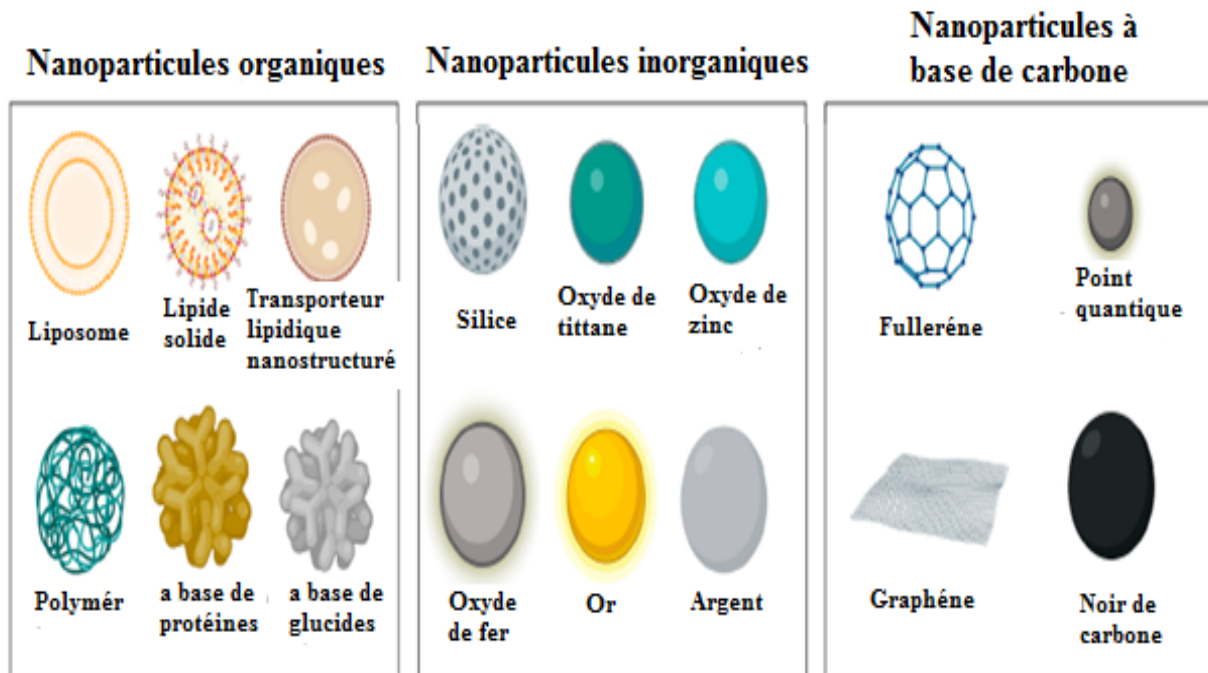


Figure 1.14 : Classification des nanoparticules [7]

1.4.2 Technique de fabrication des nanofluides

L'élaboration de nanofluides représente une étape cruciale pour l'application des nanoparticules visant à optimiser la conductivité thermique des liquides. Dans le processus de fabrication des nanofluides, deux principales techniques sont couramment utilisées : l'une est une approche en une seule étape, et l'autre est une approche en deux étapes :

- **Méthode en une seule étape** : les nanoparticules sont produites dans le fluide de base. Utilisées pour certains nanofluides, évitent l'oxydation et la décantation des particules, est moins industrielle.
- **Méthode en deux étapes** : les nanoparticules sont produites une fois et dispersées dans le fluide de base. Il évite les ajustements en raison des forces attractives entre les molécules et effectue un bon travail mécanique. Pour ajuster le pH, la surface de la particule doit être chargée en utilisant une répulsion électrostatique.

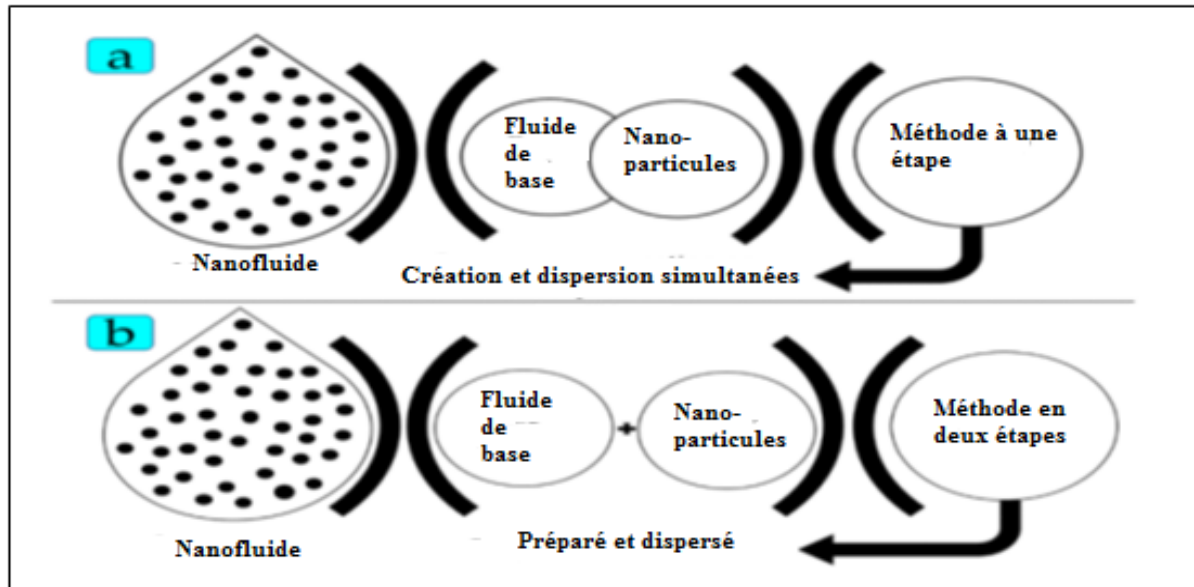


Figure 1.15: Méthodes de préparation des nanofluides

De nombreuses études sont consacrées aux procédés de fabrication afin de réduire les coûts de production, souvent élevés en raison des difficultés liées à leur mise en œuvre, et pour obtenir des particules aux dimensions souhaitées. Chaque technique présente ses propres limites, qu'elles soient physiques ou chimiques. Par ailleurs, certaines méthodes ne permettent pas de produire de grandes quantités de nanoparticules, essentielles pour une production à grande échelle, en raison des contraintes inhérentes aux procédés utilisés.

Les principaux moyens peuvent être :

- Le mécano synthèse (broyage à haute énergie).
- La précipitation chimique (réduction de sels métalliques par exemple).
- Les dépôts chimiques ou physiques en phase vapeur (CVD ou PVD).
- Les dépôts chimiques en phase vapeur assisté par plasma (PECVD).
- La condensation de vapeurs par détente brutale dans des tuyères supersoniques.
- La pulvérisation cathodique radiofréquence.
- La sublimation par ablation laser (vaporisation d'un échantillon par impulsion laser).
- La pyrolyse laser (interaction entre un faisceau laser continu et un flux de réactifs).
- La désintégration d'électrodes submergées par passage d'étincelles. [9]

1.4.3 Propriétés thermo physiques des nanofluides

Les nanofluides possèdent des propriétés physiques remarquables, qui varient en fonction des nanoparticules utilisées et du fluide de base. Leurs principales caractéristiques sont les suivantes :

1.4.3.1 Coefficient d'expansion thermique

Le coefficient de dilatation thermique, également appelé coefficient de dilatabilité, est un paramètre qui décrit la variation de la densité d'un matériau en réponse à un changement de température. Il est défini par la formule suivante :

$$\beta_T = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_{np} \quad (1.1)$$

De nombreux auteurs utilisent l'analogie avec la formule (1.1) pour prédire le coefficient d'expansion thermique, soit :

$$\beta_{nf} = (1 - \phi)\beta_f + \phi\beta_{np} \quad (1.2)$$

En revanche, Kim et al. [10] Ils ont proposé de simplifier la relation (1.2) en supposant que le coefficient de dilatation thermique des nanoparticules est nettement inférieur à celui du fluide de base, c'est-à-dire :

$$\beta_{nf} = (1 - \phi)\beta_f \quad (1.3)$$

Pour la masse volumique, on peut utiliser une variation linéaire en fonction de la température si le domaine opératoire est relativement élevé :

$$\rho_{nf} = \rho_{0nf}(1 - \beta_{nf}(T - T_0)) \quad (1.4)$$

$$\rho_f = \rho_{0f}(1 - \beta_f(T - T_0))$$

$$\rho_{np} = \rho_{0np}(1 - \beta_{np}(T - T_0))$$

En combinant ces relations avec la relation (1.8), on peut écrire :

$$\beta_{nf} = -\frac{\rho_{nf} - \rho_{0nf}}{\rho_{0nf}(T - T_0)} \quad (1.5)$$

Et par suite :

$$\beta_{nf}\rho_{0nf} = (1 - \phi)\beta_f\rho_{0f} + \phi\beta_{np}\rho_{0np} \quad (1.6)$$

D'après Kim et al. Si on néglige la dilatabilité des nanoparticules devant celle de fluide de base, on obtient :

$$\beta_{nf}\rho_{0nf} = (1 - \phi)\beta_f\rho_{0f} \quad (1.7)$$

1.4.3.2 Masse volumique et la capacité thermique

La masse volumique et la capacité thermique de nanofluides sont supposées être des fonctions linéaires de la fraction volumique à une température donnée.

La masse volumique est calculée par la relation classique de Xuan et Roetzel [11] :

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_f + \phi\rho_{np} \quad (1.8)$$

En outre, la chaleur spécifique est définie par deux relations :

- Celle de Roetzel et Xuan [12] relative à la chaleur massique :

$$(\rho C_p)_{nf} = (1 - \phi)(\rho C_p)_f + \phi(\rho C_p)_{np} \quad (1.9)$$

- Celle de Pak et Cho [12] relative à la chaleur spécifique :

$$C_{p_{nf}} = (1 - \phi)C_{p_f} + \phi C_{p_{np}} \quad (1.10)$$

1.4.3.3 Fraction volumique

Dans l'analyse des nanofluides, le paramètre volumique est un élément essentiel. Elle indique le rapport entre le volume que les nanoparticules occupent (V_p) et le volume total du nanofluide (V_T). Ce paramètre a un impact direct sur les caractéristiques thermophysiques du nanofluide, comme la conductivité thermique, la viscosité et la capacité thermique.

$$\phi = \frac{V_p}{V_T} = \frac{\text{Volume du composant}}{\text{Volume totale du mélange}} \quad (1.11)$$

1.4.3.4 Conductivité thermique

La conductivité thermique est une propriété d'une importance majeure, notamment en raison de son rôle crucial dans les transferts thermiques. Elle reflète l'efficacité avec laquelle la chaleur est transférée. Cette propriété se manifeste par des variations de température et des valeurs distinctes de conductivité thermique, attribuées à la fois aux fractures solides et aux nanofluides, en fonction des nanoparticules utilisées. Pour calculer la conductivité thermique, deux méthodes principales sont employées.

1.4.3.4.1 Modèle de Maxwell

Il a supposé que les particules sont séparées d'une distance suffisante conduisant à l'absence d'interaction mutuelle entre elles, pas de contact entre les particules. [13]

$$\lambda_{eff} = \lambda_f \frac{\lambda_{np} + 2\lambda_f - 2\phi(\lambda_f - \lambda_{np})}{\lambda_{np} + 2\lambda_f + \phi(\lambda_f - \lambda_{np})} \quad (1.12)$$

1.4.3.4.2 Modèle de Bruggeman

Un modèle théorique a été proposé pour décrire la conductivité thermique d'un nanofluide contenant des nanoparticules de forme sphérique à une concentration volumique élevée. Ce modèle établit une relation basée sur les conductivités thermiques du fluide de base et des nanoparticules, ainsi que sur la fraction volumique de ces dernières. Il semble mieux correspondre à certains résultats expérimentaux obtenus pour des nanoparticules de forme sphérique. [14]

$$\lambda_{eff} = \frac{1}{4} [(3\phi - 1)\lambda_{np} + (2 - 3\phi)\lambda_f] + \frac{\lambda_f^2}{4} \sqrt{\Delta} \quad (1.13)$$

Où :

$$\Delta = (3\phi - 1)^2 \left(\frac{\lambda_{np}}{\lambda_f}\right)^2 + (2 - 3\phi)^2 + 2(2 + 9\phi - 9\phi^2) \frac{\lambda_{np}}{\lambda_f} \quad (1.14)$$

1.4.3.4.3 Hamilton et Crosser

La formule initialement proposée par Maxwell a été modifiée pour prendre en compte le facteur de forme des nanoparticules. Les auteurs ont introduit le coefficient de sphéricité (ψ), défini comme le rapport entre la surface d'une sphère de volume équivalent à celui des nanoparticules et la surface réelle des nanoparticules. Cette relation est applicable lorsque le rapport entre la conductivité thermique des nanoparticules et celle du fluide porteur excède 100. [15]

$$\lambda_{eff} = \frac{\lambda_{np} + (n-1)\lambda_f - \phi(n-1)(\lambda_f - \lambda_{np})}{\lambda_{np} + (n-1)\lambda_f + \phi(\lambda_f - \lambda_{np})} \lambda_f \quad (1.15)$$

Où :

n est le facteur de forme calculé par la relation empirique : $n = \frac{3}{\psi}$

Soit $n=3$ pour les particules sphériques et $n=6$ pour les particules cylindriques. Ainsi, pour les particules de forme sphérique le modèle de Hamilton coïncide avec celui de Maxwell.

Par la suite, **Xuan et Li** [16] se sont basés sur le modèle de Hamilton pour estimer la valeur de la conductivité thermique en faisant varier le coefficient ψ de 0.5 à 1. Les résultats obtenus pour $\psi = 0.7$ sont compatibles avec les résultats expérimentaux. En revanche, Lee et al. ont obtenu des résultats expérimentaux en accord avec $\psi = 0.1$ pour le nano fluide (Alumine/eau Al_2O_3).

Lu et Lin [17] ont proposé une nouvelle formule pour n'importe quelle forme de nanoparticules en introduisant des coefficients a et b dépendant de la nature des nanoparticules dispersées :

$$\lambda_{eff} = [1 + a\phi + b\phi^2]\lambda_f \quad (1.16)$$

$\lambda_{np} = 10$	$a=2.25$	$b=2.27$
$\lambda_{np} > 10$	$a=3.00$	$b=4.51$

Yu et Choi [18] Ils ont proposé une nouvelle équation pour calculer la conductivité thermique d'un nanofluide. Dans leur modèle, les nanofluides sont conceptualisés comme un mélange de liquide de base et de particules solides, séparés par une couche nanométrique agissant comme un conducteur thermique entre le fluide et les nanoparticules. Ils ont également supposé que la conductivité thermique de cette couche nanométrique est supérieure à celle du liquide de base.

$$\lambda_{eff} = \lambda_f \frac{\lambda_{np} + 2\lambda_f - 2\phi(\lambda_f - \lambda_{np})(1+\gamma)^3}{\lambda_{np} + 2\lambda_f + \phi(\lambda_f - \lambda_{np})(1+\gamma)} \quad (1.17)$$

Où γ est le rapport entre l'épaisseur de la couche nanométrique et le rayon initial des particules. L'effet de l'épaisseur de la couche de nanofluides est négligeable et le modèle modifié est réduit au modèle de Maxwell. Cependant, ce modèle a été mis au point uniquement pour les particules sphériques.

1.4.3.5 Viscosité dynamique

La viscosité, qui détermine la capacité d'un fluide à s'écouler, est un paramètre crucial pour les applications pratiques, car elle influence directement la perte de charge lors de la convection forcée. L'ajout de particules solides dans un liquide entraîne une augmentation de la viscosité du mélange obtenu, bien que cette augmentation puisse varier selon les cas. Plusieurs facteurs peuvent expliquer ces variations. Par exemple, pour des nanoparticules identiques (en termes de nature et de taille), la viscosité peut être fortement influencée par la qualité de la dispersion et la température, même si le fluide de base reste le même. Par conséquent, pour favoriser l'utilisation des nanofluides dans des applications pratiques, il est essentiel d'étudier de manière approfondie l'augmentation de la viscosité des nano fluides par rapport à celle des fluides de base non modifiés. Afin de quantifier l'impact des nanoparticules sur la viscosité, plusieurs corrélations ont été proposées.

Einstein [19] a été le premier à étudier la viscosité dynamique d'un mélange contenant des suspensions diluées de particules sphériques et rigides à faible concentration volumique (inférieure à 2 %). La relation est exprimée comme suit :

$$\mu_{eff} = \mu_f(1 + 2.5\phi) \quad (1.18)$$

Brinkman [20] La formule d'Einstein a été étendue pour couvrir une large plage de concentrations volumiques. Cette relation conduit à l'expression dite "relation d'Einstein", valable pour de faibles fractions volumiques.

$$\mu_{eff} = \frac{\mu_f}{(1-\phi)^{2.5}} \quad (1.19)$$

Ces deux premières relations n'intègrent pas les effets de mouvement Brownien ni de la taille des nanoparticules en suspension.

Batchelor [21] A montré que la viscosité n'est pas seulement une fonction linéaire, comme l'indique la relation d'Einstein mais une fonction non linéaire de ϕ .

$$\mu_{eff} = \mu_f(1 + 2.5\phi + 6.2\phi^2) \quad (1.20)$$

D'autres relations ont été proposées dans la littérature, limitées à des applications bien précises comme **Maigaet al.** [22], à partir de résultats de mesures ont proposé la corrélation suivante :

$$\mu_{eff} = \mu_f (123\phi^2 + 7.3\phi + 1) \quad (1.21)$$

Pack and Cho [23] ont proposé, quant à eux une corrélation pour les nanoparticules Al_2O_3 dispersés dans l'eau donnée par :

$$\mu_{eff} = \mu_f (533.9\phi^2 + 39.11\phi + 1) \quad (1.22)$$

Dans le cadre de notre étude, nous avons utilisé le modèle de Brinkman, un modèle largement reconnu et privilégié par la communauté scientifique.

1.4.4 Domaine d'application de nanofluides

Les nanofluides, obtenus par l'association de nanoparticules et de fluides de base, présentent de nombreuses propriétés remarquables. Parmi celles-ci figurent une conductivité thermique élevée, un transfert de masse efficace, une absorption thermique performante, une lubrification optimale, des propriétés magnétiques, des fonctions antibactériennes, des capacités de délivrance de médicaments, ainsi qu'une caractéristique optique ajustable. Grâce à ces propriétés, les nanofluides trouvent des applications dans divers secteurs industriels, tels que : [24].

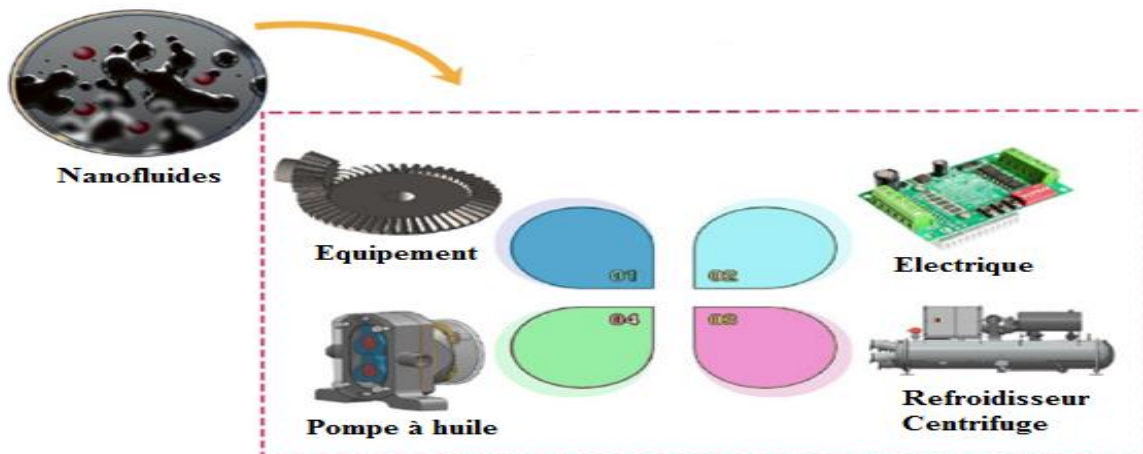


Figure 1.16: Applications de Nanofluides [25]

1.4.4.1 Energie solaire et de dessalement

- Dans les systèmes solaires thermiques, les nanofluides améliorent l'absorption et le transfert de chaleur, augmentant ainsi l'efficacité des capteurs solaires.
- Pour le dessalement, ils optimisent les processus de distillation et d'évaporation, réduisant la consommation d'énergie.

1.4.4.2 Refroidissement

- Les nanofluides sont utilisés dans les systèmes de refroidissement industriels et domestiques pour améliorer le transfert de chaleur et réduire les pertes d'énergie.

1.4.4.3 Compression de vapeur

- Ils améliorent l'efficacité des cycles de compression de vapeur dans les systèmes de réfrigération et de climatisation en augmentant la conductivité thermique des fluides caloporteurs.

1.4.4.4 Puces électroniques et le refroidissement des serveurs

- Les nanofluides sont employés pour dissiper la chaleur générée par les puces électroniques et les serveurs, évitant la surchauffe et améliorant les performances.

1.4.4.5 Refroidissement automobile

- Ils optimisent le refroidissement des moteurs et des radiateurs, augmentant l'efficacité thermique et réduisant la consommation de carburant.

1.4.4.6 L'aérospatiale et le refroidissement de la défense

- Dans l'aérospatiale, les nanofluides sont utilisés pour le refroidissement des systèmes critiques, tels que les moteurs et les équipements électroniques.
- En défense, ils améliorent le refroidissement des systèmes radar et des véhicules militaires.

1.4.4.7 Echangeurs de chaleur

- Les nanofluides augmentent l'efficacité des échangeurs de chaleur dans les industries chimiques, énergétiques et de traitement, réduisant les coûts opérationnels.

1.4.4.8 Biomédicales

- Ils sont utilisés pour la délivrance ciblée de médicaments, l'hyperthermie thérapeutique et le refroidissement des équipements médicaux.

1.4.4.9 L'industrie de l'énergie des procédés mécaniques

- Les nanofluides améliorent l'efficacité des turbines, des compresseurs et d'autres équipements mécaniques en optimisant le transfert de chaleur et en réduisant l'usure.

1.4.4.10 Réduction du frottement

- Grâce à leurs propriétés lubrifiantes, les nanofluides réduisent le frottement dans les moteurs, les machines et les systèmes mécaniques, prolongeant leur durée de vie.

1.4.4.11 Scellage magnétique

- Les nanofluides magnétiques sont utilisés dans les joints d'étanchéité pour empêcher les fuites dans les systèmes sous vide ou sous pression.

1.4.4.12 Détergent

- Les nanofluides sont intégrés dans les formulations de détergents pour améliorer leur efficacité de nettoyage et leurs propriétés antibactériennes.

1.4.4.13 Extraction d'énergie géothermique

- Ils améliorent l'efficacité des systèmes géothermiques en optimisant le transfert de chaleur entre le fluide caloporteur et les roches chaudes.

1.4.5 Comment un nanofluide peut-il améliorer le transfert thermique ?

Pour optimiser les performances, il est crucial de minimiser l'épaisseur de la couche limite et de limiter son développement libre. Pour y parvenir, on augmente la vitesse du fluide (par exemple, en utilisant des zones rétrécies ou des jets d'eau) ou on introduit de petits obstacles (comme des picots ou des aspérités) afin d'intensifier le mélange près de la paroi. L'objectif est de perturber la couche limite autant que possible et de rapprocher le fluide froid de la paroi chaude, maximisant ainsi les échanges thermiques (réduction de l'épaisseur de la couche limite thermique).

Un nanofluide, grâce à sa conductivité thermique supérieure, améliore directement le transfert conductif de l'énergie thermique à travers la couche visqueuse sous-jacente. L'agitation des nanoparticules peut influencer de manière significative le comportement rhéologique du fluide en créant une configuration structurale spécifique dans la couche limite. Selon leur composition et leur structure, les nanoparticules peuvent induire un comportement rhéologique de fluidification (diminution de la viscosité avec l'augmentation de la vitesse de cisaillement), ce qui réduit la viscosité apparente près de la paroi (effet lubrifiant). Cette réduction de viscosité entraîne une diminution de l'épaisseur de la couche limite dynamique, ce qui se traduit également par une réduction de l'épaisseur de la couche limite thermique. En conséquence, le coefficient de transfert thermique à la frontière est directement augmenté. [26]

1.5 Revues bibliographies

Ahmed et al. [27] Ont étudié expérimentalement l'amélioration des performances d'une unité de climatisation à eau glacée en utilisant des nanofluides à base d'alumine (Al_2O_3). Les nanofluides, préparés avec différentes concentrations en poids d'alumine (0,1 %, 0,2 %, 0,3 %, 0,6 % et 1 %), ont été comparés à l'eau pure. Les résultats ont montré que l'ajout de nanoparticules d'alumine réduit le temps nécessaire pour atteindre la température de refroidissement souhaitée, augmente la capacité de refroidissement et diminue la consommation d'énergie. Le coefficient de performance (COP) a été amélioré de 5 % pour une concentration de 0,1 % et de 17 % pour une concentration de 1 %. L'étude conclut que les nanofluides d'alumine améliorent significativement les caractéristiques de transfert de chaleur, offrant ainsi une alternative prometteuse aux fluides de refroidissement conventionnels.

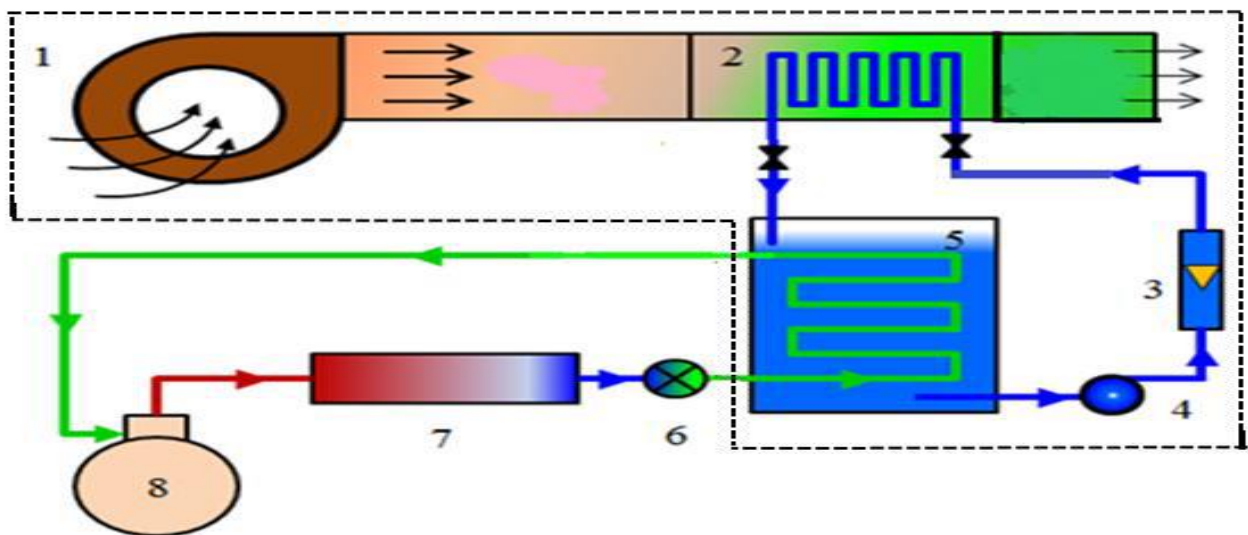


Figure 1.17 : Schéma de l'unité expérimentale [32]

2. ventilateur 2. Batterie froide 3. Rotamètre 4. Pompe à eau 5. Évaporateur (ou réservoir de refroidissement) 6. Détendeur 7. Condenseur 8. Compresseur

Une étude expérimentale par **Rao et al.** [28] a porté sur l'évaluation du coefficient de transfert thermique de nanofluides à base d' Al_2O_3 (47 nm) dans un échangeur de chaleur en contre-courant, où le nanofluide était utilisé comme fluide froid. Les expériences ont été menées avec différentes concentrations de nanofluides (0,01 %, 0,02 % et 0,03 %) et divers débits massiques. Les auteurs ont comparé les résultats obtenus avec ceux du fluide de base (eau) et ont observé les points suivants :

- Le coefficient de transfert thermique augmente avec la concentration du nanofluide. Par rapport au fluide de base, le coefficient de convection a été amélioré de 47,53 % pour une concentration de 0,03 %.
- L'efficacité globale du transfert thermique augmente également avec la concentration du nanofluide. Pour le nanofluide Al_2O_3 -eau, l'efficacité thermique a augmenté de 73,94 % pour un débit de 1 LPM et de 65,25 % pour un débit de 4 LPM, par rapport à l'eau, à une concentration de 0,03 %.
- Une augmentation de la concentration du nanofluide entraîne une amélioration du transfert thermique moyen par rapport au fluide de base.



Figure 1.18 : Montage expérimental [33]

Une étude expérimentale a été réalisée par **Arya et al.** [29] pour évaluer l'application potentielle du MgO -éthylène glycol comme fluide caloporteur dans un échangeur de chaleur à double tube. Les expériences ont été menées avec des fractions volumiques comprises entre 0,1 % et 0,3 %. Le banc d'essai a permis de mesurer le coefficient de transfert de chaleur par convection ainsi que la chute de pression. L'influence de différents paramètres opérationnels, tels que le débit, la concentration massique des nanoparticules et la température d'entrée du nanofluide dans l'échangeur de chaleur, sur le coefficient de transfert de chaleur et la chute de pression a été étudiée expérimentalement. Les résultats suivants ont été obtenus :

- La présence de nanoparticules de MgO dans l'éthylène glycol augmente la densité, la viscosité et la conductivité thermique du nanofluide, tout en réduisant sa capacité thermique. Ces observations ont été faites dans une plage de température de 25 à 60 °C.
- La présence de nanoparticules dans le fluide de base a entraîné une augmentation de la chute de pression à l'intérieur de l'échangeur de chaleur. Cette augmentation a été attribuée à la hausse de la viscosité de l'éthylène glycol due à l'ajout des nanoparticules.
- La température d'entrée a légèrement augmenté le coefficient de transfert de chaleur, avec une amélioration allant jusqu'à 9 % à 60 °C. Cette amélioration a été expliquée par l'augmentation de certaines propriétés thermophysiques, telles que la conductivité thermique du nanofluide.

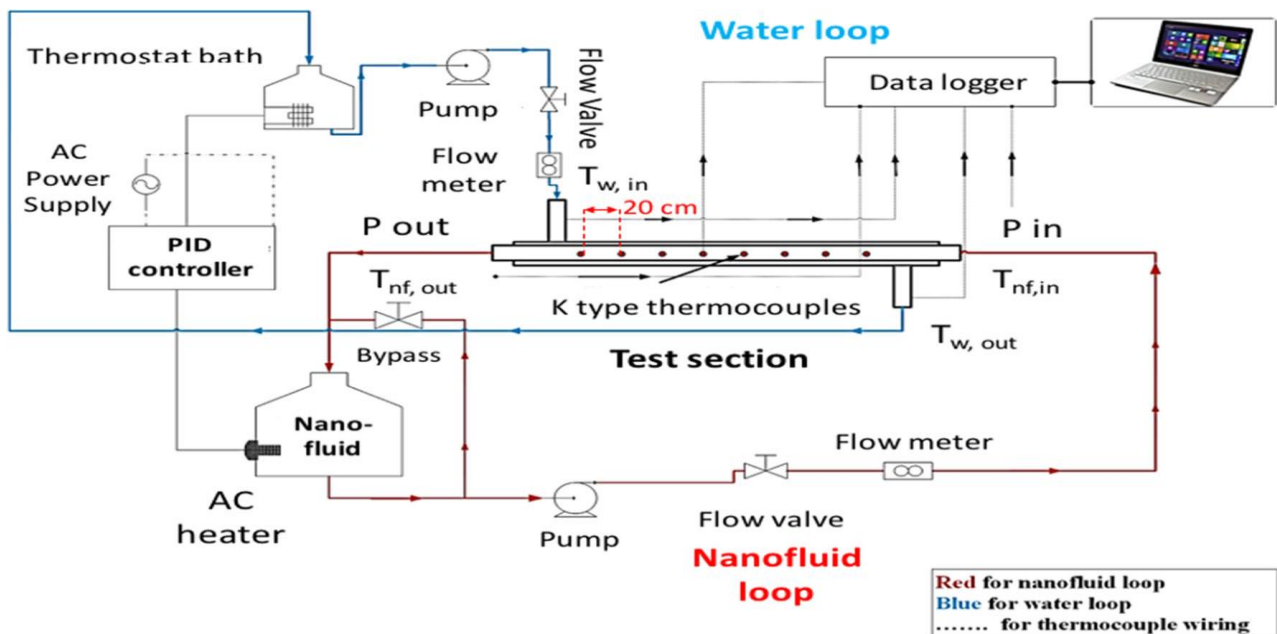


Figure 1.19 : Schéma du dispositif expérimental utilisé dans la présente recherche [34]

Ajeel et al. [30] ont mené une étude expérimentale sur l'écoulement d'un nanofluide à base de dioxyde de silicium (SiO_2 -eau) dans deux types de canaux ondulés (demi-cercle et trapézoïdal) et un canal droit, pour des nombres de Reynolds compris entre 10 000 et 30 000, et pour deux fractions volumiques de SiO_2 (1 % et 2 %). Les résultats expérimentaux montrent que le nanofluide offre de meilleures performances par rapport au fluide de base, avec une amélioration du transfert de chaleur et de la chute de pression à mesure que la fraction volumique de nanoparticules SiO_2 augmente. L'utilisation de canaux ondulés avec un nanofluide SiO_2 -eau à une fraction volumique de 2,0 % entraîne une amélioration du taux de transfert de chaleur d'environ 9,6 à 10,15 % par rapport à l'utilisation des mêmes canaux avec un fluide de base. De plus, l'utilisation de canaux

ondulés améliore le taux de transfert de chaleur jusqu'à 63,59 %, augmente la chute de pression d'un facteur de 1,37 et améliore les performances thermiques jusqu'à 2,22 fois par rapport à un canal droit.

Logesh et al. [31] ont réalisé une simulation numérique pour étudier les possibilités d'amélioration des paramètres de transfert de chaleur et d'écoulement en utilisant des ailettes poreuses dans un échangeur de chaleur à tubes concentriques. Dans cette configuration, le fluide chaud circule dans le tube intérieur, tandis que le fluide froid circule dans l'espace annulaire. Des ailettes poreuses sont fixées à la surface extérieure du tube intérieur pour améliorer le transfert de chaleur du côté du fluide froid. Les résultats de cette étude montrent que :

- L'espacement entre les ailettes joue un rôle crucial dans la modification des paramètres d'écoulement et du taux de transfert de chaleur.
- Lorsque les ailettes sont de grande taille et que leur porosité est faible, l'écoulement est significativement influencé, et des zones de circulation apparaissent.
- La conductivité thermique des ailettes affecte également le taux de transfert de chaleur, car elle modifie directement le profil de température sur toute la longueur de l'ailette.
- L'espacement entre les ailettes augmente le taux de transfert de chaleur jusqu'à 15 %. Cependant, au-delà d'une certaine valeur d'espacement, le taux de transfert de chaleur diminue. Il est donc recommandé de maintenir un espacement optimal pour obtenir un nombre de Nusselt (Nu) maximal.

Aghayari et al. [32] ont étudié les performances d'un nanofluide à base de $\text{Fe}_2\text{O}_3/\text{eau}$ (20 nm) dans un échangeur de chaleur à double tube équipé d'inserts en ruban torsadé pour intensifier le transfert de chaleur. Les paramètres pris en compte incluent le débit massique, le taux de torsion du ruban, la température et la fraction volumique des nanoparticules dans l'eau. Les concentrations volumiques de nanoparticules utilisées étaient de 0,08 % et 0,1 % (V/V), et différents rubans torsadés avec des rapports de torsion (y/w) compris entre 2,5 et 5,2 ont été testés. Les expériences ont été menées dans un régime d'écoulement turbulent, avec un nombre de Reynolds (Re) supérieur à 5000. Les résultats expérimentaux sont résumés comme suit :

- L'effet du ruban torsadé sur le transfert de chaleur est plus significatif que celui de l'utilisation des nanoparticules.

- L'utilisation du nanofluide $\text{Fe}_2\text{O}_3/\text{eau}$ avec des concentrations volumiques de 0,08 % et 0,1 % augmente le transfert de chaleur et le nombre de Nusselt d'environ 18 % et 25 %, respectivement.
- Pour la plage de paramètres étudiée, le facteur de performance thermique maximal de 3,25 est atteint en utilisant une concentration de 0,1 % de nanofluide, un taux de torsion de 2,5 et un nombre de Reynolds de 5000.



Figure 1.20 : Schéma du dispositif expérimental [37]

Tahsin et al. [33] ont mené une étude numérique sur le transfert de chaleur par convection dans un canal ondulé pour un écoulement laminaire en régime pleinement développé. Ils ont utilisé des nanofluides à base d'eau avec des nanoparticules d'oxyde d'aluminium (Al_2O_3) et d'oxyde de cuivre (CuO) pour étudier la relation entre les caractéristiques de transfert de chaleur, la géométrie ondulée et les propriétés des nanofluides. Les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie (modèle monophasique de second ordre) ont été résolues à l'aide du logiciel de dynamique des fluides numérique ANSYS 16. Différentes fractions volumiques (1 % à 5 %) ont été testées avec de l'eau comme fluide de base afin d'améliorer les propriétés thermiques, dans une plage de nombres de Reynolds de 50 à 100, garantissant ainsi un écoulement laminaire à travers la section ondulée. La puissance de pompage, le nombre de Nusselt et le facteur de friction

ont été calculés, et les résultats ont été comparés à ceux de l'eau pure. Les résultats montrent que le nanofluide CuO-eau présente un taux de transfert de chaleur et un nombre de Nusselt supérieurs, avec une augmentation de 12,22 % par rapport à l'eau pure. En revanche, la puissance de pompage requise pour le nanofluide Al₂O₃-eau est 71,78 % plus élevée. Cette étude met en évidence comment les différences dans les propriétés thermofluides des nanofluides influencent les performances globales de transfert de chaleur lorsqu'ils sont utilisés dans une géométrie ondulée sinusoïdale.

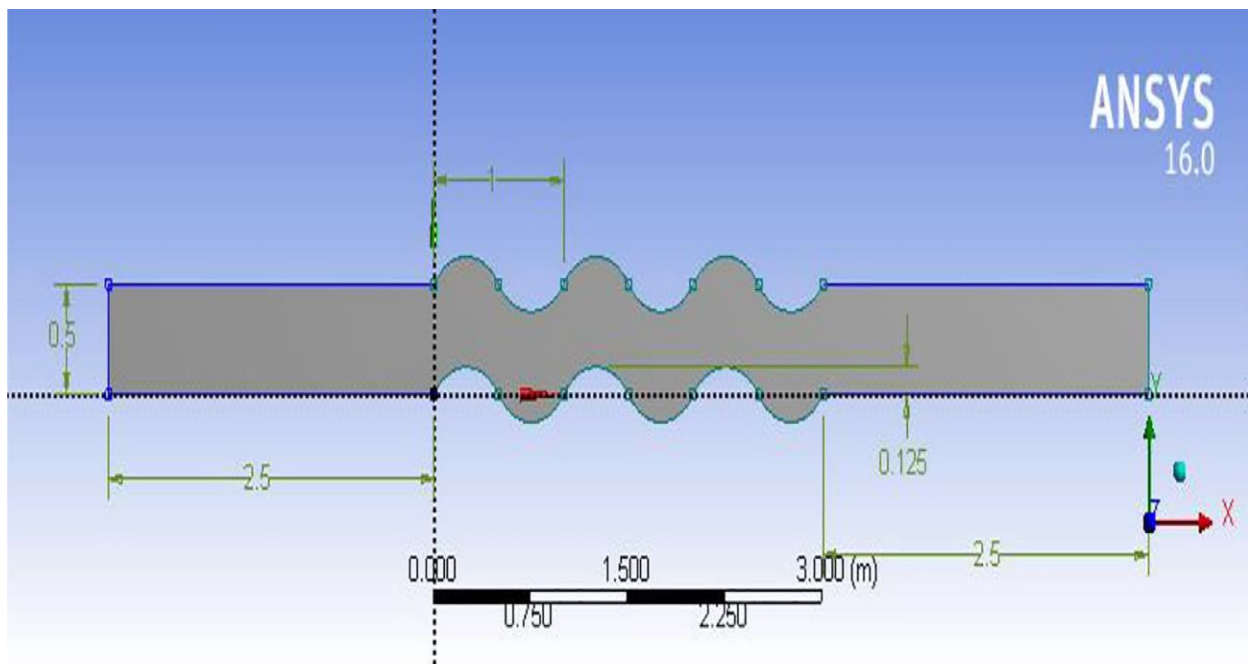


Figure 1.21 : Canal sinusoïdalement ondulé avec un déphasage de $\Phi = 0^\circ$ créé dans l'ANSYS Design Modeler. [38]

Bahram et al [34] ont réalisé une étude sur le transfert de chaleur par convection dans un échangeur de chaleur à double tube en contre-courant, doté de différentes ailettes, au sein d'un flux turbulent. Utilisons un nanofluide eau-alumine et un nanofluide eau-dioxyde de titane à quatre concentrations (0,4 %, 2 %, 4 %, 6 %) comme fluide froid dans le tube intérieur et de l'eau comme fluide chaud dans l'espace annulaire. Le modèle monophasique pour la modélisation des nanofluides et le modèle standard $k \varepsilon$ avec une fonction de paroi évolutive pour simuler l'écoulement turbulent sont utilisés. Pour mieux examiner cette nouvelle géométrie, ses performances sont comparées avec celles des géométries simples et à ailettes rectangulaires.

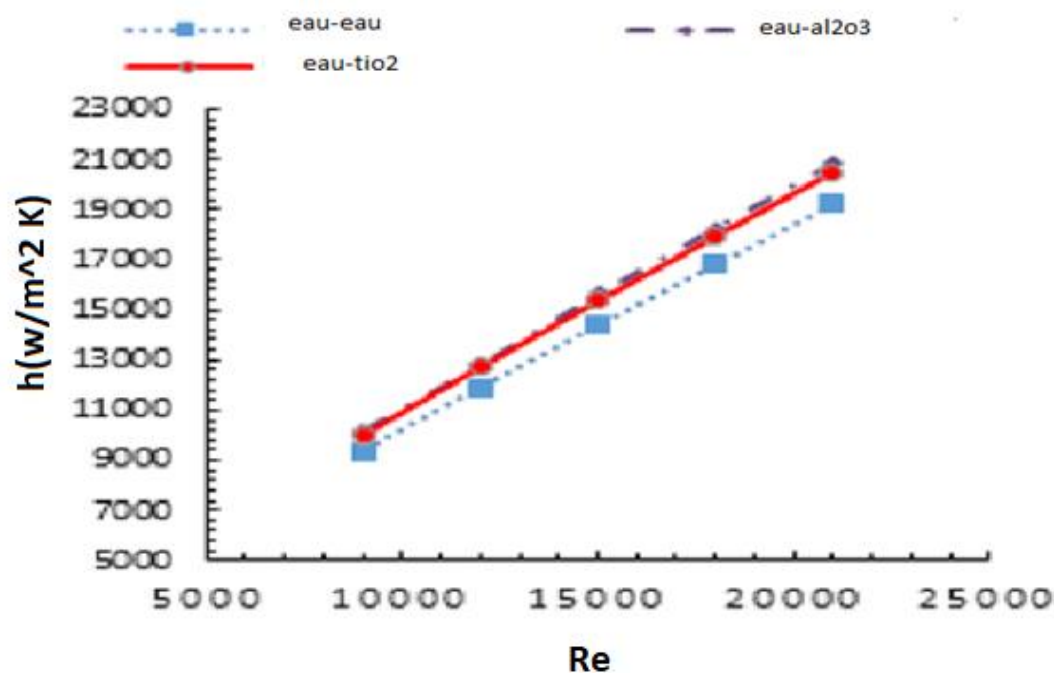


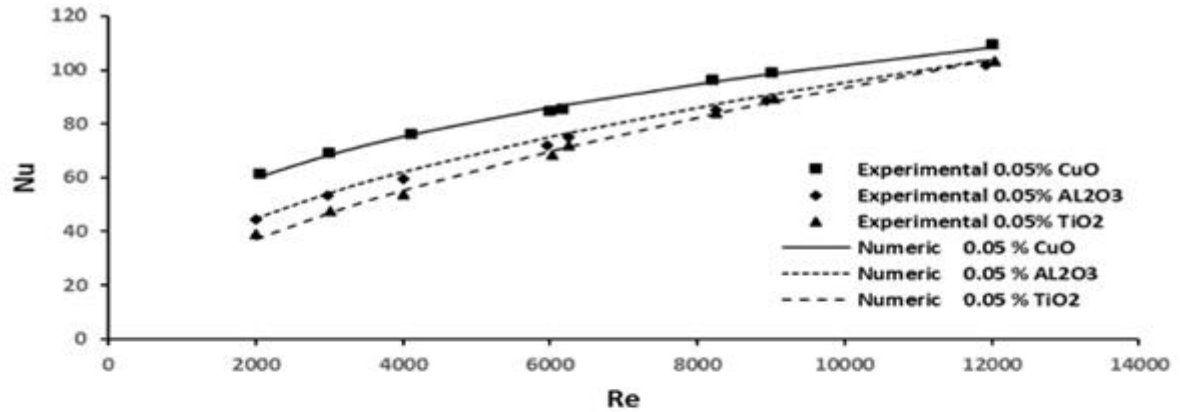
Figure 1.22: Variation de h en fonction de nombre de Reynolds des trois nano fluides avec une ailette rectangulaire courbée [34]

Les résultats montrent que le nano fluide à base d'eau et d'oxyde d'aluminium a un meilleur coefficient de transfert de chaleur par convection que l'eau et le dioxyde de titane. Augmenter la concentration du nano fluide de 0,4 % à 6 % augmente le coefficient de transfert de chaleur par convection de 12 %. Les échangeurs de chaleur avec une aile rectangulaire et une aile courbée ont une efficacité supérieure de 81 % et 85 % respectivement par rapport à l'échangeur de chaleur sans aile. La nouvelle géométrie provoque une chute de pression plus faible malgré son coefficient de transfert de chaleur par convection plus élevé. De plus, il est montré qu'avec l'augmentation du nombre de Reynolds et de la concentration du nano fluide, la chute de pression augmente.

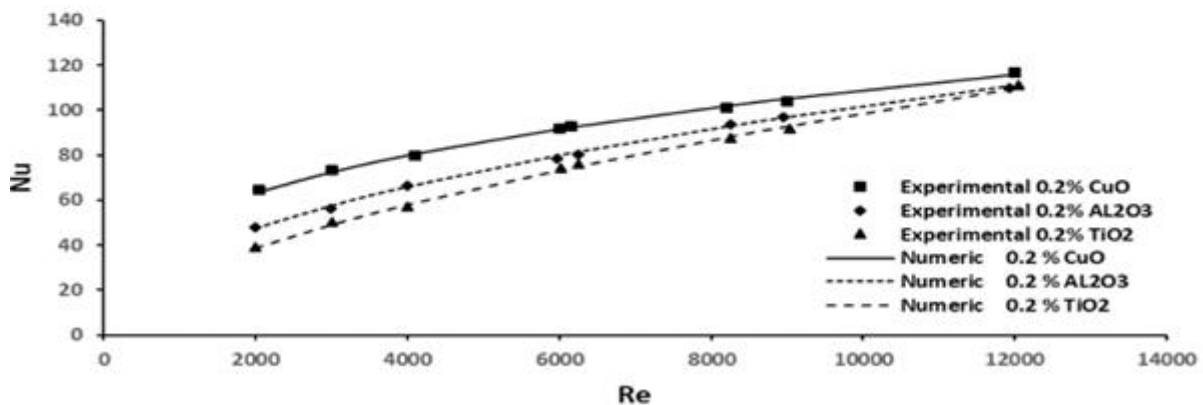
Les échangeurs de chaleur jouent un rôle crucial dans les systèmes de récupération de chaleur résiduelle en permettant le transfert de chaleur des flux de déchets à haute température vers d'autres fluides, améliorant ainsi l'efficacité énergétique globale et réduisant les émissions.

Tareq et al [35] ont réalisé une étude expérimentale et numérique pour l'amélioration du transfert de chaleur et le facteur de friction à l'intérieur d'un échangeur de chaleur à tube concentrique en contre-courant en utilisant différentes fractions volumiques de nano-fluides de CuO, Al₂O₃ et TiO₂. L'utilisation de nano-fluides augmente la conductivité thermique et les coefficients de transfert de chaleur conductifs par rapport aux fluides de base. L'augmentation des coefficients de transfert de chaleur réduit la longueur de tube requis. Les nano-fluides ont une grande surface spécifique, et par conséquent, une plus grande surface de transfert de chaleur entre

les particules et les fluides est disponible. Un modèle de turbulence standard k-ε basé sur deux équations a été utilisé dans cette investigation pour résoudre les équations de moment et d'énergie des nano-fluides.



(a)



(b)

Figure 1.23 :Variation de nombre de Nusselt en fonctionne de nombre Reynolds pour des différent fluides (a) fraction volumique 0.05%, (b) fraction volumique 0.2 [35]

Les résultats ont été présentés pour une plage de nombres de Reynolds comprise entre 2000 et 12 000 et deux fractions volumiques différentes de 0,05 et 0,2 %, respectivement. Les résultats numériques ont montré que tous les nanofluides testés présentaient de meilleurs coefficients de transfert de chaleur par rapport à l'eau pure. Particulièrement, le nanofluide de CuO a montré l'indice de performance le plus élevé pour les deux concentrations. L'indice de performance variait de 4,25, 3 et 2,5 à 1,5 pour les nanofluides CuO, Al₂O₃ et TiO₂, respectivement, sur toute la plage des nombres de Reynolds. Les résultats de cette enquête peuvent être utilisés dans la conception

de nanofluides basés sur des échangeurs de chaleur qui peuvent être utilisés dans de nombreuses applications énergétiques.

Sajjad et al [36] a réalisé une analyse approfondie sur application des nano-fluides dans l'échangeur de chaleur, la première section de l'article aborde en détail L'utilisation de divers types de nanofluides dans les échangeurs de chaleur accompagnée d'une explication des directives qui régissent la recherche. Dans la deuxième partie, les méthodes de préparation des nanofluides sont mentionnées.

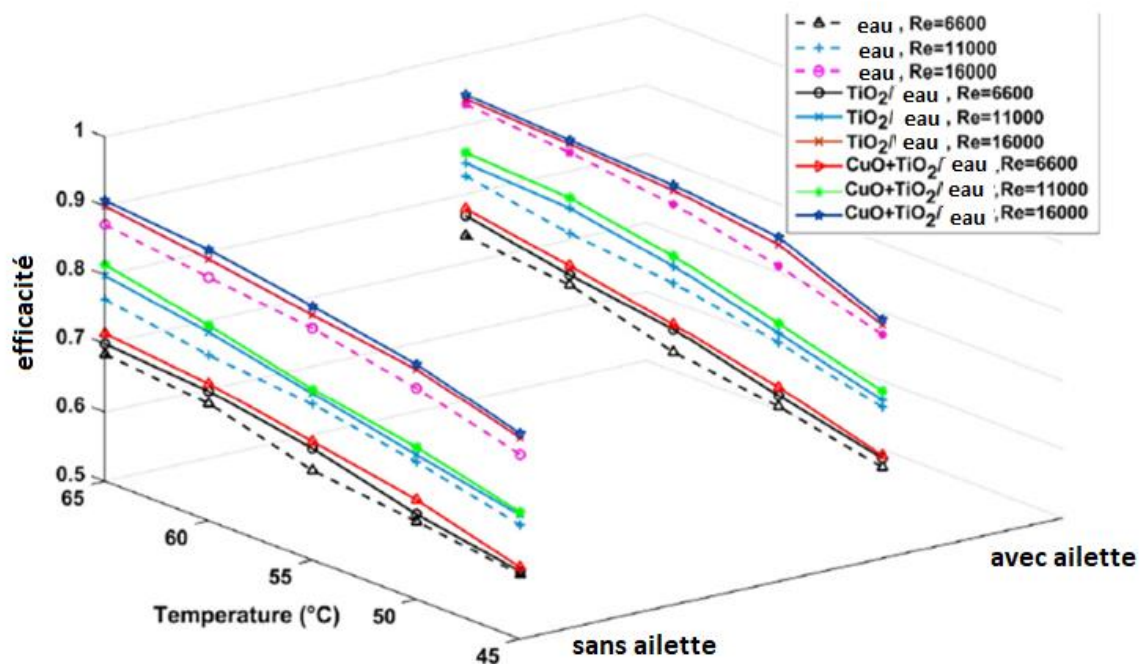


Figure 1.24 : Efficacité des échangeurs de chaleur avec et sans ailettes dans des différents cas des Nombre de Reynolds [36]

Les résultats des recherches ont démontré que la température, le nombre de particules, le type de fluide de base et l'écoulement du nanofluide à travers l'échangeur de chaleur sont les principaux facteurs pour améliorer les caractéristiques thermiques du nanofluide ; de nombreux chercheurs se sont concentrés sur l'approche en deux étapes. Enfin, les nanofluides ont été utilisés dans différents échangeurs de chaleur et les résultats ont été résumés.

Abdulaziz S. Alhulaif [37] a réalisé une étude présente un modèle numérique des configurations en contre-courant d'un échangeur de chaleur à double tube concentrique fonctionnant en régime laminaire. Un modèle numérique a été créé en utilisant les équations régissant la conservation de la continuité, de la quantité de mouvement et de l'énergie sous des

hypothèses plausibles. Le modèle numérique a été résolu en utilisant le code de dynamique des fluides computationnelle (CFD) ANSYS Fluent®, et les résultats ont été confirmés par rapport aux données numériques et expérimentales publiées disponibles.

Les résultats ont révélé que l'augmentation du nombre de Reynolds interne avait un impact direct sur l'obtention d'un nombre de Nusselt nanofluide plus élevé. Cependant, l'augmentation du nombre de Reynolds de l'eau chaude annulaire n'a eu aucun impact significatif sur le nombre de Nusselt du nanofluide. Non seulement l'augmentation du nombre de Reynolds interne peut améliorer le nombre de Nusselt du nanofluide, mais elle peut également réduire la conductivité thermique des nanoparticules. En comparaison avec d'autres nanofluides, les nanofluides de moindre densité, tels que Ash/H₂O, présentaient une plus grande chute de pression et une puissance de pompage plus élevée. Le théorème de Buckingham Pi a été utilisé pour effectuer une analyse de non-dimensionnalisation. Une solution généralisée pour estimer le nombre de Nusselt sous un régime d'écoulement laminaire pour une large gamme d'applications de nanofluides est proposée. Les conclusions de l'équation empirique ont été vérifiées par rapport aux données disponibles, et les résultats sont extrêmement cohérents, vérifiant la validité de la fonction Lambda.

Ayoub et al [38] a réalisé une analyse de sensibilité pour révéler l'effet de la fraction volumique des nanoparticules (ϕ), de la vitesse de rotation des bandes et du nombre de Reynolds sur le nombre de Nusselt, la puissance de pompage et le facteur de mérite (FOM). Le flux de chaleur de 5000 Wm² a été appliqué à la surface du mur, et la méthode du mélange biphasique a été utilisée pour la simulation. La performance de l'échangeur de chaleur est étudiée dans les cas de bandes torsadées fixes et rotatives avec trois vitesses de rotation différentes.

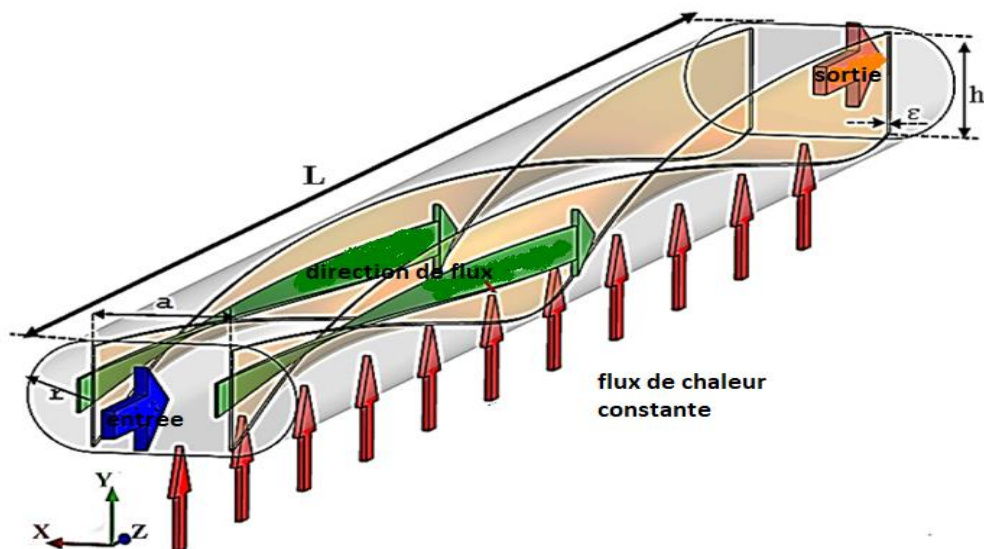


Figure 1.25 : Schéma du Problème [38]

Les résultats montrent que l'augmentation du nombre de Reynolds, de ϕ et de la vitesse de rotation des pales augmenterait le nombre de Nusselt et la puissance de pompage dans tous les cas. L'augmentation de ϕ améliore le nombre de Nu de 6,1 % à 19,4 % et la puissance de pompage de 59,2 % à 280 %. Le changement du nombre de Nu en augmentant ϕ est plus faible à faibles nombres de Re et devient plus élevé à des nombres de Re élevés. L'effet de l'augmentation de ϕ sur le transfert de chaleur augmente mais se produit avec un taux d'inclinaison plus élevé dans les bandes rotatives plutôt que dans les bandes stationnaires et les tubes simples. Dans les cas de mode de bande torsadée rotative, la valeur du FOM est toujours supérieure à un et est inférieure à 0,9 pour le mode stationnaire. Résultats significatifs : La valeur la plus élevée du FOM est de 1,57, ce qui correspond aux vitesses de rotation les plus élevées, au nombre de Reynolds le plus bas, et à $\phi = 1$ %. Augmenter le nombre de Reynolds réduit le FOM tandis qu'augmenter ϕ l'améliore. Signification pratique et domaine d'application potentiel : Le besoin croissant d'un transfert de chaleur efficace dans les dispositifs d'échangeurs de chaleur a nécessité l'application de techniques d'augmentation du transfert de chaleur. Les effets des bandes torsadées, de leur rotation et de l'application des nanofluides (NF) dans les échangeurs de chaleur en tant que méthodes actives et passives d'augmentation du transfert de chaleur sont étudiés numériquement.

1.6 Conclusion

L'intégration des nanofluides dans les échangeurs de chaleur à ailettes constitue une avancée significative en matière d'amélioration des performances thermiques des systèmes de gestion de la chaleur. Les ailettes permettent d'augmenter la surface de transfert thermique, favorisant ainsi une dissipation plus efficace de la chaleur. Parallèlement, les nanofluides - suspensions colloïdales stables de nanoparticules dans un fluide de base - offrent des propriétés thermophysiques supérieures, telles qu'une conductivité thermique accrue et une meilleure capacité de transfert de chaleur. La combinaison de ces deux éléments crée une synergie particulièrement efficace, se traduisant par une amélioration notable de l'efficacité énergétique et un contrôle thermique plus précis par rapport aux systèmes classiques à fluide caloporteur seul.

Les perspectives d'application de cette technologie sont nombreuses et couvrent une large gamme de secteurs industriels, notamment les systèmes de refroidissement industriels, les unités de conditionnement d'air, la gestion thermique des dispositifs électroniques à haute densité de puissance, ainsi que le refroidissement des moteurs automobiles. Dans chacun de ces domaines, l'approche couplée ailettes–nanofluides pourrait permettre des gains substantiels en termes de compacité, de performance énergétique et de fiabilité des systèmes.

Cependant, malgré les avantages théoriques et expérimentaux démontrés, le déploiement à grande échelle de cette technologie innovante demeure conditionné par la résolution de plusieurs défis techniques et économiques. Il est notamment nécessaire de mener des recherches approfondies sur : (i) la quantification rigoureuse des gains énergétiques obtenus en conditions réelles d'exploitation, (ii) la stabilité physico-chimique à long terme des nanofluides, (iii) l'analyse des coûts globaux, incluant les aspects liés à la production, à la maintenance et à l'élimination éventuelle des nanofluides, ainsi que (iv) l'optimisation des paramètres d'implémentation dans des environnements industriels variés.

Ces investigations s'avèrent essentielles pour garantir la fiabilité, la durabilité et la viabilité économique de cette solution technologique, et ainsi favoriser sa transition vers des applications industrielles à grande échelle.

Chapitre 2 :

Modélisation Mathématique

2.1 Introduction

Le transfert de chaleur par convection constitue un mode de transfert d'énergie qui permet l'échange thermique entre une surface solide et un fluide, qu'il s'agisse d'un liquide ou d'un gaz. Ce processus joue un rôle essentiel dans de nombreux domaines, tels que l'hydrodynamique, l'énergie solaire, les systèmes d'isolation thermique et la conception d'échangeurs de chaleur. Les phénomènes d'écoulement des fluides et de transfert thermique sont régis par les lois physiques de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie [44].

Dans ce chapitre, nous aborderons la modélisation mathématique d'un échangeur de chaleur avec et sans ailettes à l'aide des outils de simulation Gambit et Fluent.

L'organigramme présenté sur la figure 2.1 nous explique les étapes d'un calcul CFD.

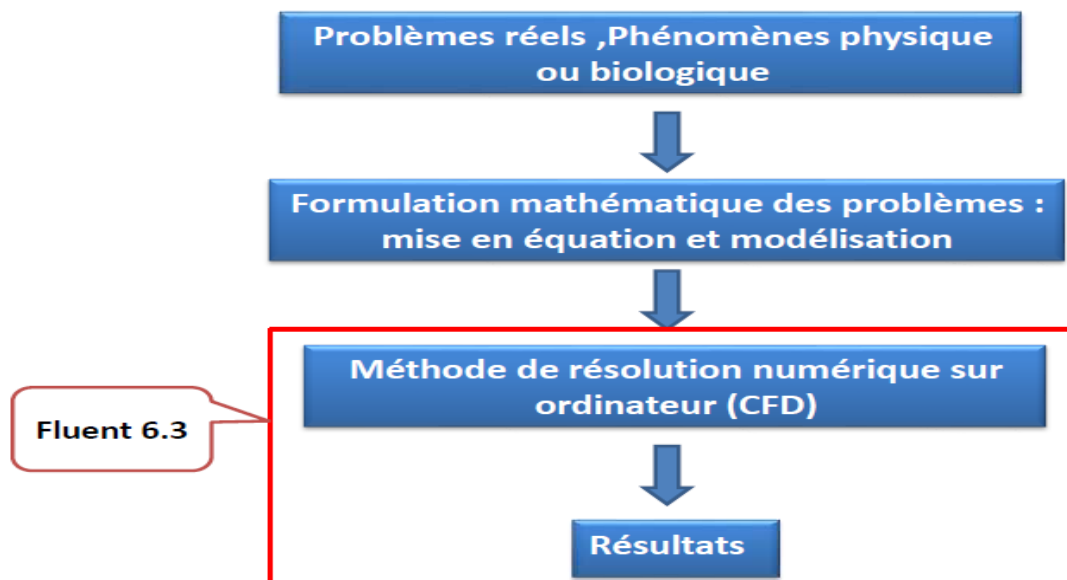


Figure 2.1: Etapes de calcul à l'aide d'un code CFD.

2.2 Modèle physique

La figure 2.2 montre un échangeur de chaleur à tubes concentriques en contre-courant. L'eau (fluide froid) circule dans le tube extérieur, tandis que le glycol éthylène (fluide chaud) s'écoule à vitesse constante dans le tube intérieur. Cette configuration permet une étude préliminaire avec un écoulement simple, sans ailettes ni nanofluide.

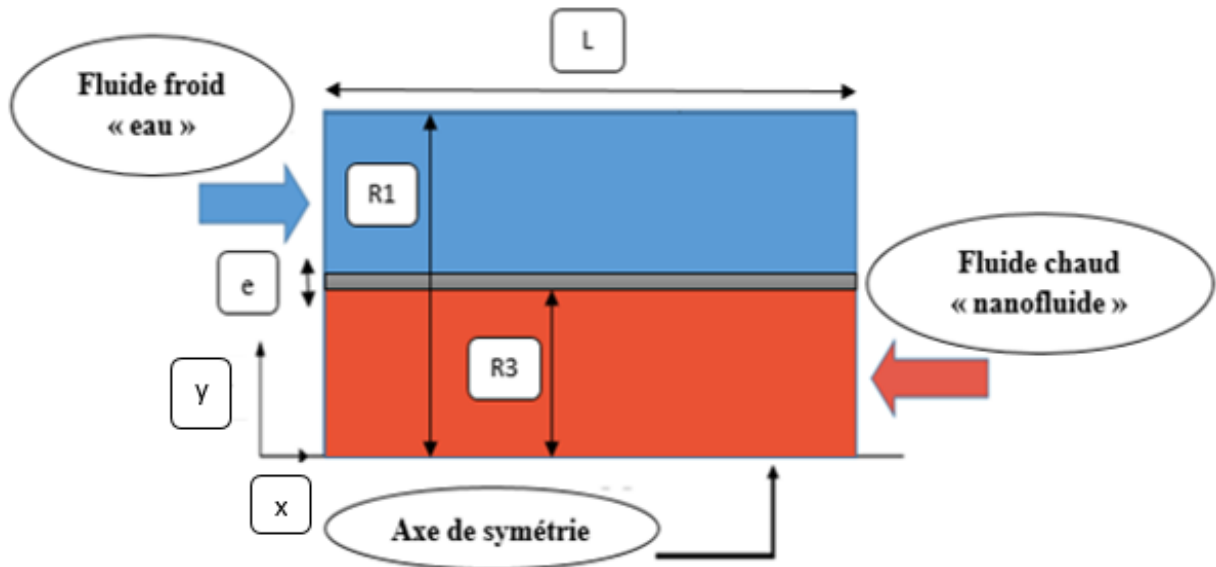


Figure 2.2 : Géométrie d'échangeur de chaleur sans ailettes

Le tableau 1 présente les détails géométriques du problème étudié concernant l'échangeur de chaleur sans ailettes.

Les fluides utilisés sont Eau et éthylène glycol, et le nombre de Reynolds considérés varient de 2500 à 10000.

Tableau 1 Dimensions géométriques détaillées de l'échangeur de chaleur sans ailettes [45]

Dimension	L (mm)	R ₁ (mm)	R ₃ (mm)
Valeur	2300	6.35	3.175

Ensuite, nous allons intégrer des ailettes dans la géométrie précédente tout en conservant les mêmes dimensions par rapport à la géométrie sans ailettes.

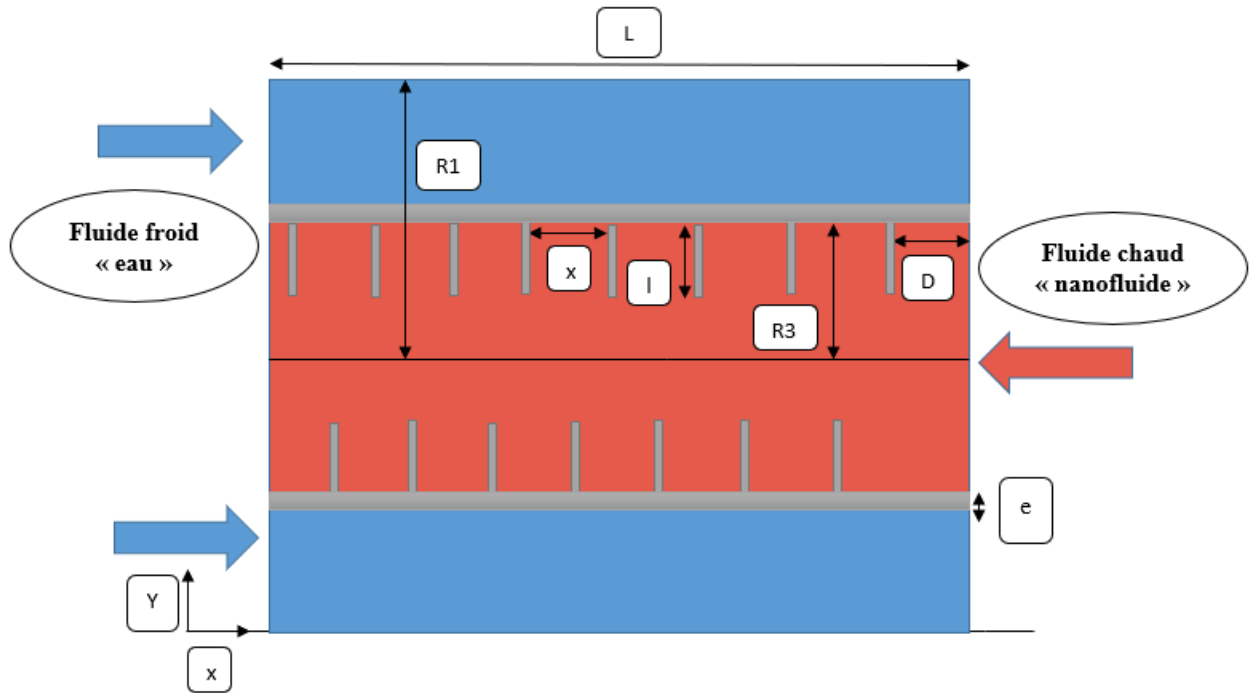


Figure 2.3 : Géométrie d'un échangeur de chaleur à ailettes en chevauchement

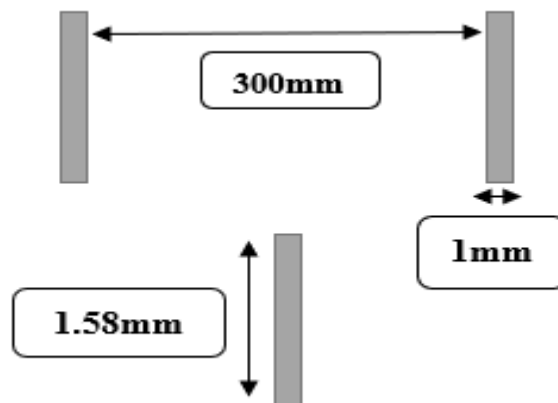


Figure 2.4 : Dimensions des ailettes

Le tableau 2 présente les détails géométriques de l'échangeur de chaleur avec ailettes. Les fluides utilisés sont l'eau et l'éthylène glycol, et le nombre de Reynolds considérés varie de 2500 à 10000.

Tableau 2 Dimensions géométriques détaillées de l'échangeur de chaleur avec ailettes.

Dimension	L (mm)	R ₁ (mm)	R ₃ (mm)	D (mm)	l (mm)	x (mm)	e (mm)
Valeur	2300	6.35	3.175	50	1.58	300	1

2.3 Formulation mathématique

2.3.1 Hypothèses

Les hypothèses simplificatrices suivantes ont été considérées lors de l'intégration des équations décrivant les caractéristiques du transfert de chaleur et de l'écoulement à l'intérieur du tube :

- L'écoulement est supposé turbulent
- L'écoulement est permanent et bidimensionnel.
- Les deux fluides sont supposés incompressibles.
- Le fluide froid : l'eau circule dans le tube extérieur.
- Le fluide chaud : nanofluide circule dans le tube intérieur.
- Les propriétés thermo physiques des fluides (chaud et froid) sont supposées constantes.

2.3.2 Équations Gouvernantes

Les équations de continuité, de mouvement (Navier-Stokes) et d'énergie permettent de modéliser mathématiquement les phénomènes de convection forcée laminaire. La modélisation de la turbulence, quant à elle, est un domaine de la mécanique des fluides qui se concentre sur la description des effets de la turbulence sur le mouvement des fluides, notamment dans le cadre de simulations numériques d'écoulements turbulents.

- **Pour le fluide froid**

2.3.2.1 Équation de continuité

Cette équation exprime la conservation de la masse sur une période donnée dans un volume de contrôle élémentaire. Elle est également appelée équation de conservation de masse et s'écrit sous la forme suivante :

$$\frac{\partial u_{eau}}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial (rv_{eau})}{\partial r} = 0 \quad (2.1)$$

2.3.2.2 Équation de quantité de mouvement

L'équation de quantité de mouvement, également appelée équation de Navier-Stokes, découle de l'application du principe fondamental de la dynamique à un élément de fluide. Dans le cas bidimensionnel, elle s'exprime sous la forme suivante :

Suivant l'axe x :

$$u_{eau} \frac{\partial u_{eau}}{\partial x} + v_{eau} \frac{\partial u_{eau}}{\partial r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p_{eau}}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u_{eau}}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \left(r \frac{\partial^2 u_{eau}}{\partial r} \right) \right) \quad (2.2)$$

Suivant l'axe r :

$$v_{eau} \frac{\partial v_{eau}}{\partial x} + v_{eau} \frac{\partial v_{eau}}{\partial r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p_{eau}}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v_{eau}}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \left(r \frac{\partial^2 v_{eau}}{\partial r} \right) \right) \quad (2.3)$$

2.3.2.3 Équation de conservation de l'énergie

L'équation de l'énergie c'est une expression local du premier principe de la thermodynamique Elle s'écrit :

$$u_{eau} \frac{\partial T_{eau}}{\partial x} + v_{eau} \frac{\partial T_{eau}}{\partial r} = \alpha_{eau} \left(\frac{\partial^2 T_{eau}}{\partial x^2} + \frac{1}{r} r \frac{\partial^2 T_{eau}}{\partial r} \right) \quad (2.4)$$

- Pour le fluide chaud

2.3.2.4 Équation de continuité

$$\frac{\partial u_{nf}}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial (rv_{nf})}{\partial r} = 0 \quad (2.5)$$

2.3.2.5 Équation de quantité de mouvement

Suivant l'axe x :

$$u_{nf} \frac{\partial u_{nf}}{\partial x} + v_{nf} \frac{\partial u_{nf}}{\partial r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p_{nf}}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u_{nf}}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \left(r \frac{\partial^2 u_{nf}}{\partial r} \right) \right) \quad (2.6)$$

Suivant l'axe r :

$$v_{nf} \frac{\partial v_{nf}}{\partial x} + v_{nf} \frac{\partial v_{nf}}{\partial r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p_{nf}}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v_{nf}}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \left(r \frac{\partial^2 v_{nf}}{\partial r} \right) \right) \quad (2.7)$$

2.3.2.6 Équation de conservation de l'énergie

$$u_{nf} \frac{\partial T_{nf}}{\partial x} + v_{nf} \frac{\partial T_{nf}}{\partial r} = \alpha_{nf} \left(\frac{\partial^2 T_{nf}}{\partial x^2} + \frac{1}{r} r \frac{\partial^2 T_{nf}}{\partial r} \right) \quad (2.8)$$

2.3.2.7 Équations de turbulence

Il s'agit d'un modèle semi-empirique de l'équation de transport, fondé sur l'énergie cinétique turbulente k et le taux de dissipation ϵ . L'équation de transport pour k est dérivée directement de l'équation exacte, tandis que celle pour ϵ est construite à partir d'arguments physiques empiriques et s'écarte significativement de sa contrepartie mathématiquement exacte.

Ce modèle repose sur deux équations de transport distinctes : l'une décrivant l'énergie cinétique turbulente, et l'autre modélisant le taux de dissipation de cette énergie, déterminé à partir de considérations physiques.

Equation d'énergie cinétique k :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [\rho k u_{i1}] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon \quad (2.9)$$

Equation de la dissipation pour ϵ :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [\rho \epsilon u_{i1}] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \left(\frac{\epsilon}{k} \right) G_k + C_{2\epsilon} \rho \left(\frac{\epsilon^2}{k} \right) \quad (2.10)$$

La viscosité turbulente est donnée par :

$$\mu_t = \frac{(\rho_c - (\rho k^2))}{\epsilon} \quad (2.11)$$

Les propriétés thermo physiques du fluide de base (éthylène) et des nanoparticules solides MgO utilisées dans la présente étude sont spécifiées dans le tableau 3. [45]

Tableau 3 propriétés du fluide de base et de nanoparticule utilisée dans cette recherche [45]

Matériaux	Conductivité thermique (W/mK)	Masse volumique (kg/m ³)	Chaleur spécifique (J/kg.K)	Viscosité (kg/m.s)
eau	0.6	998.2	4182	0.001003
Ethylène-glycol	0.252	1111.4	2415	0.0157
MgO	0.422	1115.4	2468.5	0.01735

2.3.3 Conditions aux limites

Pour résoudre le système d'équations précédemment obtenu. Pour chaque variable dépendante, il faut combiner les conditions aux limites, ces conditions sont les suivantes :

Tableau 4 : Conditions aux limites

	Limite	Conditions
Fluide chaud (nanofluide)	Entrée du fluide chaud	
	$x=2.3m ;$ $-R_3 < r < R_3$	$T_{in_{nf}} = 333K$ $U_{in_{nf}} = \frac{Re\mu_{nf}}{\rho_{nf}D_{h_{nf}}}$ $D_{h_{nf}} = 2R_3$
	Sortie du fluide chaud	
	$x=0 ;$ $-R_3 < r < R_3$	$P_{nf} = P_{atm}$ $\frac{\partial \phi}{\partial r} = 0 ;$ $\phi = (u, v, T, k, \varepsilon)$
Fluide froid (eau)	Entrée du fluide froid	
	$x=0 ;$ $-(R_1 - R_3) < r < (R_1 - R_3)$	$T_{in_{eau}} = 293K$ $U_{in_{nf}} = \frac{Re\mu_f}{\rho_f D_{h_f}}$
	Sortie du fluide froid	
	$x=2.3m ;$ $-(R_1 - R_3) < r < (R_1 - R_3)$	$P_{eau} = P_{atm}$ $\frac{\partial \phi}{\partial r} = 0 ;$ $\phi = (u, v, T, k, \varepsilon)$

Interface fluide froid -paroi interne : $r=\pm R_1$ $T_{eau} = T_s$ et $\lambda_{eau} \frac{\partial T_{nf}}{\partial r} = \lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial r}$

Interface fluide chaud – paroi supérieur et inférieur : $r=R_2$ $T_{nf} = T_s$ et $\lambda_{nf} \frac{\partial T_{nf}}{\partial r} = \lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial r}$

Paroi adiabatique : $r=\pm R_1$: $\frac{\partial T_s}{\partial r} = 0$

- Conduction dans les ailettes (zone solide)

$$\nabla \cdot (k_s \nabla T_s) = 0$$

2.3.3.1 Conditions à l'interface fluide-solide (continu de température et de flux) :

À l'interface entre le fluide et l'ailette (paroi de contact). Deux conditions physiques importantes doivent être respectées :

2.3.3.1.1 Condition de la température :

$$T_f = T_s \text{ (à l'interface)}$$

Cela signifie que la température du fluide et celle de la surface de l'ailette sont égales au point de contact.

2.3.3.1.2 Continuité du flux de chaleur :

$$-k_f \frac{\partial T_f}{\partial n} = -k_s \frac{\partial T_s}{\partial nx}$$

C'est-à-dire que le flux thermique entrant dans la plaquette depuis le fluide est égal au flux thermique sortant du fluide.

2.3.4 Paramètres caractéristiques

On utilise des équations adimensionnelles pour simplifier et trouver des solutions générales aux problèmes physiques.

2.3.4.1 Nombre de Reynolds (Re)

C'est un nombre sans unité employé en mécanique des fluides qui caractérise un écoulement, spécifiquement le type de son régime, comme dans notre exemple turbulent. Le nombre de Reynolds est associé à la viscosité, à la densité et à une longueur de référence, il est formulé comme suit :

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu} \quad (2.13)$$

u : La vitesse moyenne à l'entrée du canal a été calculée à partir du nombre de Reynolds.

Le diamètre hydraulique D_h est défini par la relation :

$$D_h = \frac{4S_p}{p} \quad (2.14)$$

2.3.4.2 Coefficient de frottement f

Le coefficient de frottement moyen est donné par :

$$f = \frac{\left(\frac{\Delta p}{L}\right)D_h}{\frac{1}{2}\rho u^2} \quad (2.15)$$

Δp représente la chute de pression entre l'entrée et la sortie du canal ondulé.

$$\Delta p = p_{moy,e} - p_{moy,s} \quad (2.16)$$

Le coefficient de transfert de chaleur local $h(x)$ est calculé à partir de la relation :

$$h(x) = \frac{Q_w(x)}{T_w(x) - T_b(x)} \quad (2.17)$$

Q_w est la densité du flux thermique pour chaque position, $T_w(x)$ et $T_b(x)$ représentent respectivement les températures moyennes de la paroi et du fluide calculées sur une section d'abscisse x .

Le coefficient de transfert thermique moyen sur une longueur L du canal est calculé par :

$$h_{moyenne} = \frac{1}{L} \int_0^L h(x) dx \quad (2.18)$$

2.3.4.3 Nombre de Nusselt (Nu)

Le nombre de Nusselt local et moyen est donné par les relations :

$$Nu(x) = \frac{x}{\lambda} h(x) \quad (2.19)$$

$$Nu_{moyenne} = \frac{1}{L} \int_0^L Nu(x) dx \quad (2.20)$$

2.3.4.4 Indice de performance thermo hydraulique

Le facteur de performance thermo hydraulique est donné par la relation :

$$\eta = \frac{Nu/Nu_0}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{1/3}} \quad (2.21)$$

Avec Nu_0 et f_0 sont des grandeurs relatives à un écoulement d'eau pure.

2.4 Partie numérique

2.4.1 Présentation de GAMBIT et de FLUNET :

Il y a une multitude de logiciels spécialisés pour la prédiction du mouvement des fluides (FLUENT, CFX, PHOENICS, STARCD, TRIO, FEMLAB, CFD ACE, FLOTRAN, N3S, CFDS-FLOW3D...), reconnus pour leurs performances exceptionnelles. Le Groupe FLUENT propose à la vente son logiciel « FLUENT ». Le groupe représente actuellement l'un des pôles d'expertise majeurs dans le secteur de la dynamique des fluides numériques. Elle conçoit et vend des solutions intégrales sous forme de logiciels CFD (Computational Fluid Dynamics) généralistes capables de simuler tous les types d'écoulements de fluides, qu'ils soient compressibles ou incompressibles, en mettant en scène des phénomènes physiques.

Turbulence et autres phénomènes complexes relatifs au transfert de chaleur, aux réactions chimiques, à l'écoulement multiphasique dans tous les secteurs industriels.

Les produits et services proposés par le groupe « FLUENT » assistent les ingénieurs dans le développement de leurs produits, l'optimisation de leurs conceptions et la minimisation de leurs risques. Ce code est couramment employé dans les secteurs de la mécanique, de l'aéronautique et de l'automobile pour offrir une interface sophistiquée tout en restant facile à utiliser. FLUENT utilise la méthode des volumes finis pour modéliser une grande variété d'écoulements dans diverses configurations, allant de simples à complexes. Tout logiciel de ce type, y compris le CFD, comprend trois composants principaux : le préprocesseur, le solveur et le post-processeur. Nous allons expliciter ces trois aspects ci-après.

2.4.2 GAMBIT

GAMBIT est un outil de prétraitement intégré destiné à l'analyse en dynamique des fluides numérique (CFD). Il a la capacité de créer un maillage structuré ou non structuré en utilisant des coordonnées cartésiennes, polaires, cylindriques ou axisymétriques. Il offre également la possibilité de créer des géométries en 2D ou 3D et d'établir le maillage. Les options de génération de Gambit proposent une flexibilité dans les choix. Il est possible de diviser la géométrie en différentes sections afin de produire un maillage structuré.

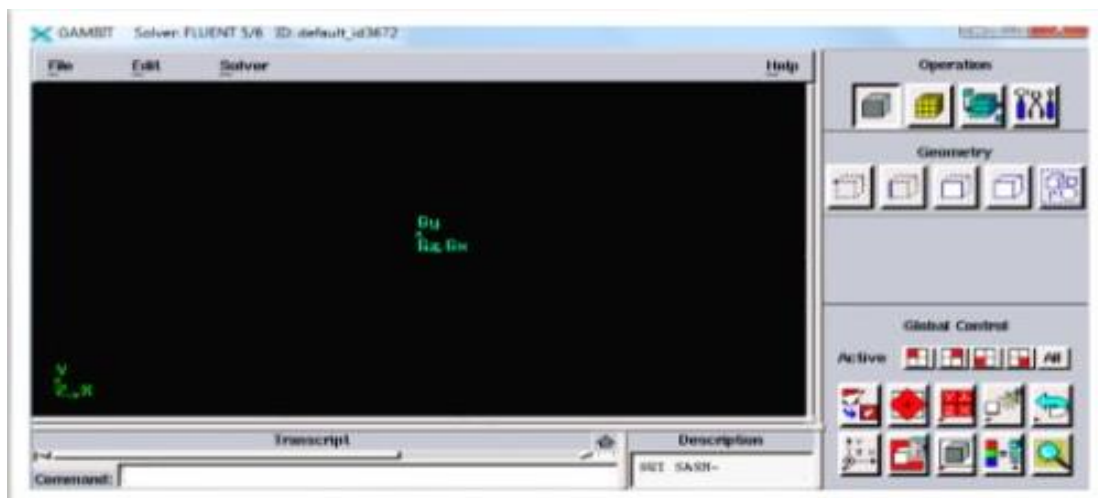


Figure 2.5: Interface du Gambit

2.4.2.1 Choix du solveur

Le maillage à être créé est destiné à être utilisé avec FLUENT 6.3 :

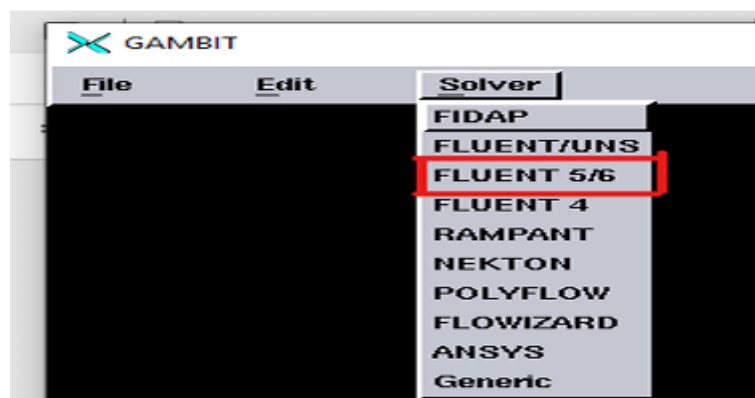


Figure 2.6 : Choix du solveur.

2.4.2.2 Création de la géométrie

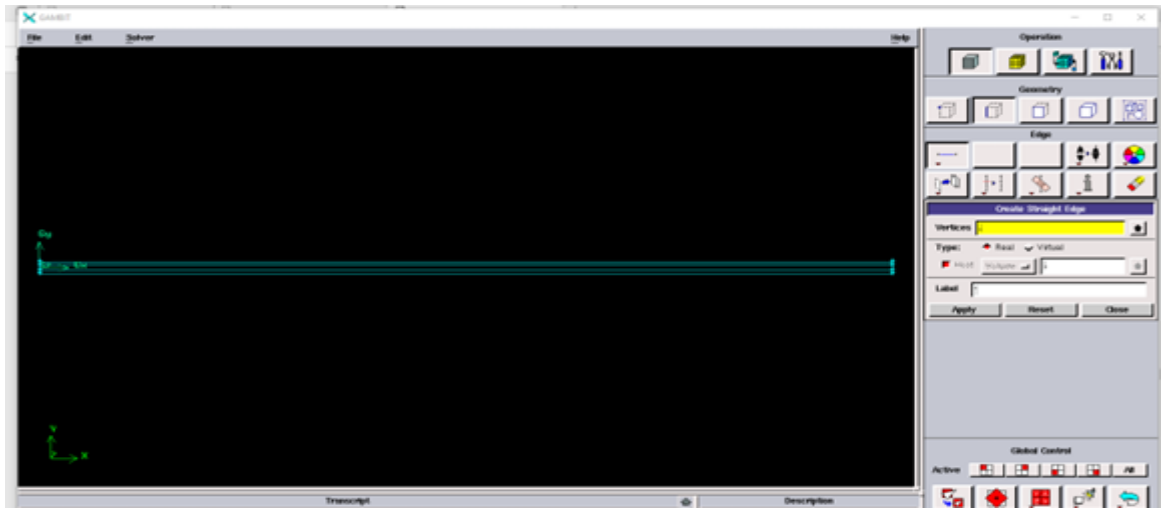


Figure 2.7 : Création de la géométrie

2.4.2.3 Maillage de la géométrie

Cette géométrie possède deux maillages distincts.

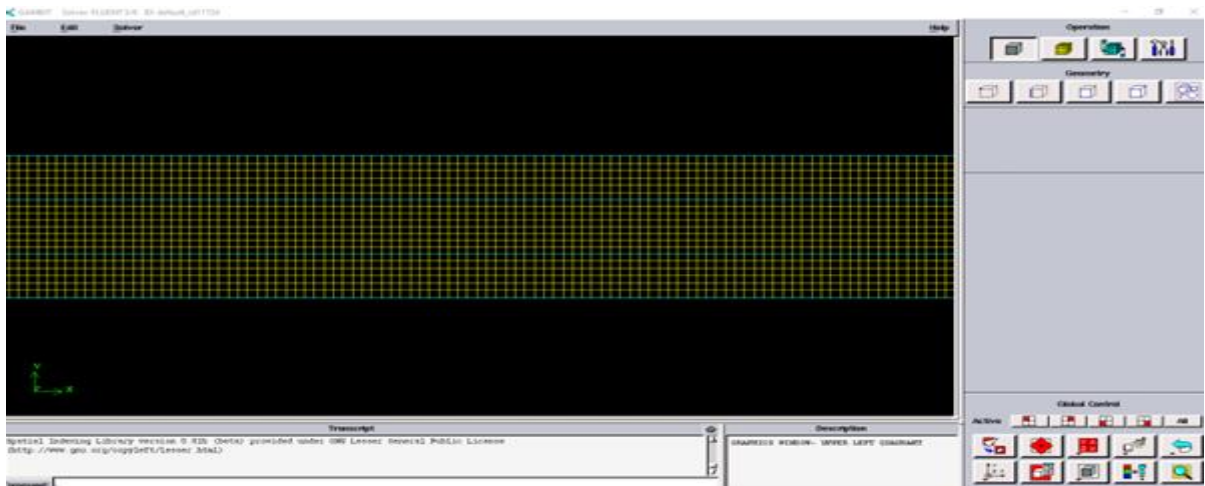


Figure 2.8 : Maillage sans ailettes

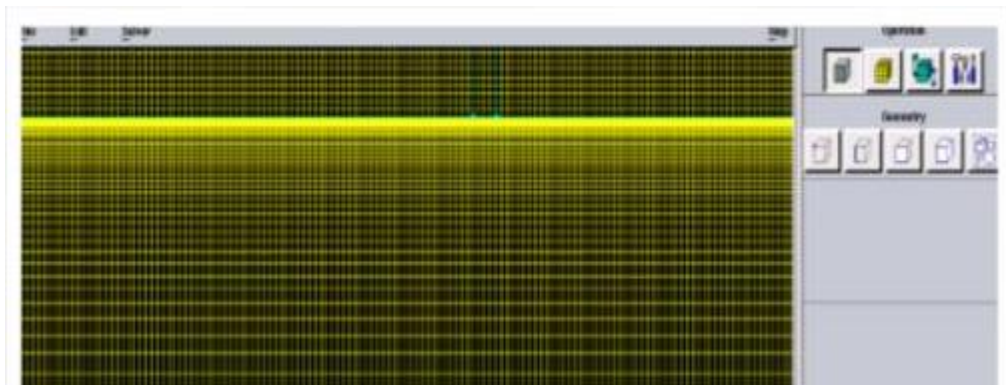


Figure 2.9: Maillage avec ailettes

2.4.2.4 Conditions aux limites

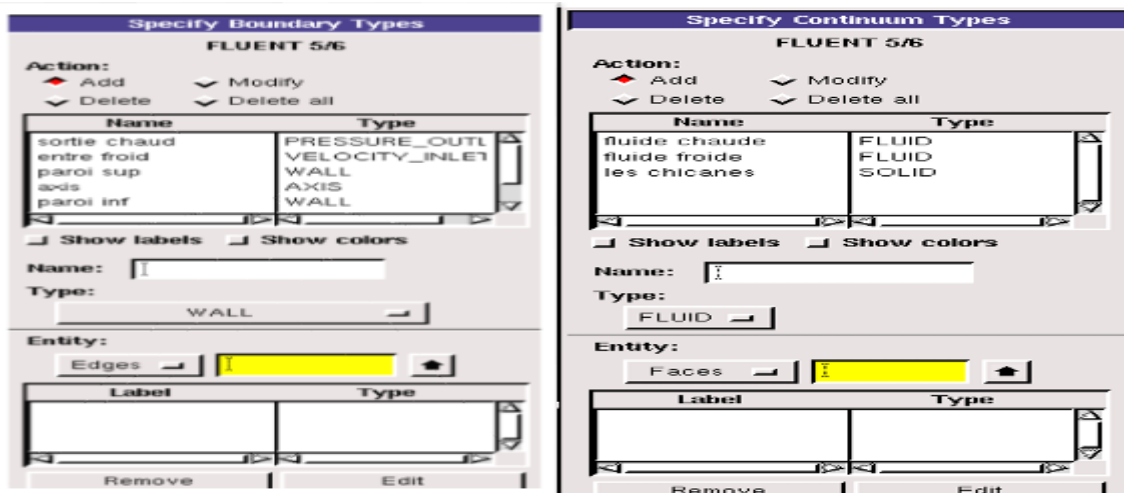


Figure 2.10 : Conditions aux limites des systèmes étudiés

2.4.2.5 Enregistrement du fichier (.mesh)

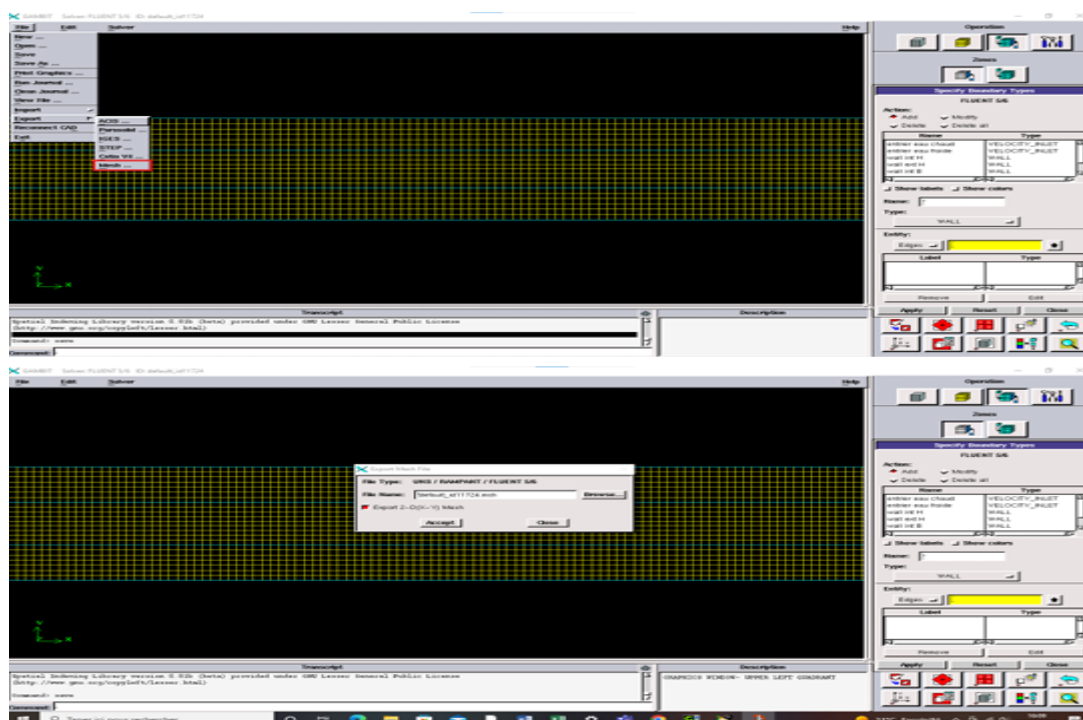


Figure 2.11 : Exportation du maillage.

2.5 Fluent

Fluent est une application largement employée dans le secteur industriel, conçue pour traiter les écoulements de fluides et les transferts thermiques pour une variété de problématiques. Il permet d'afficher les divers résultats sur l'écran (zones de vitesse, zones de température, ligne de courant, etc.).

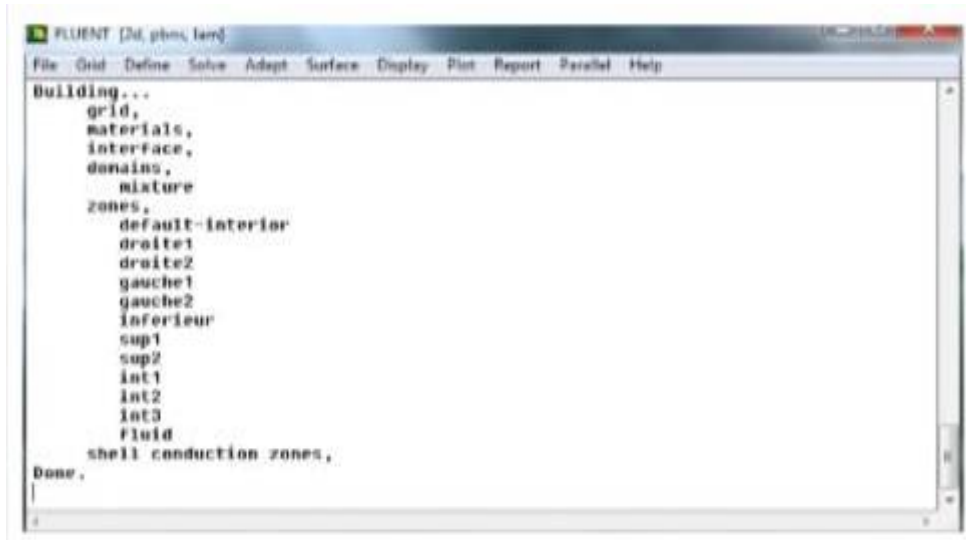


Figure 2.12 : Interface de fluent

2.5.1 Choisir le type de résolution

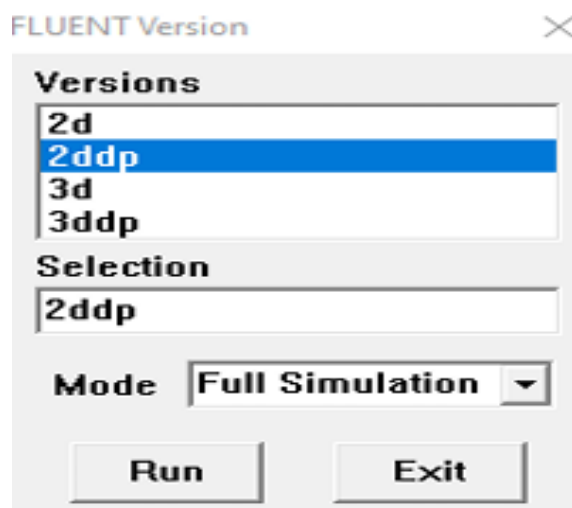


Figure 2.13: Type de résolution

2.5.2 Importation de la géométrie (*.msh) :

File → Read → Case...

2.5.3 Vérification du maillage :

Grid → Check

2.5.4 Contrôler la taille :

Grid → Info → Size

2.5.5 Afficher le maillage :

Display → Grid

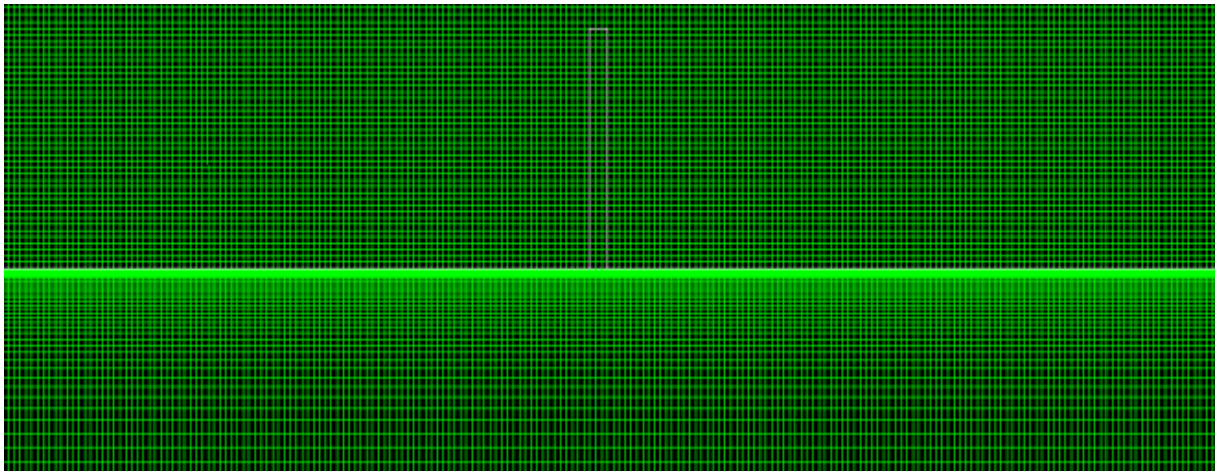


Figure 2.14: Affichage du maillage.

2.5.6 Préciser le solveur de propriétés :

Define→Models→Solver

Pour notre cas, c'est un solveur découplé avec une formulation implicite pour un cas 2D.

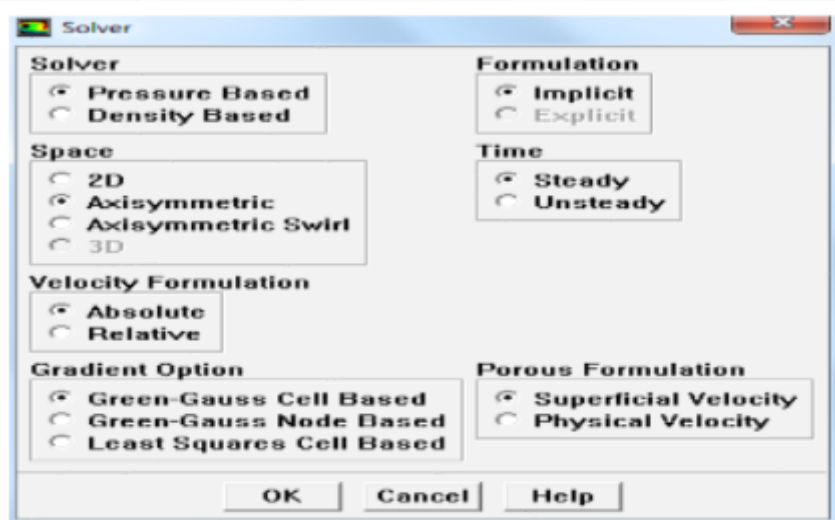


Figure 2.15 : Définition du modèle.

2.5.7 Introduire l'équation d'énergie :

Define→Models → Energy

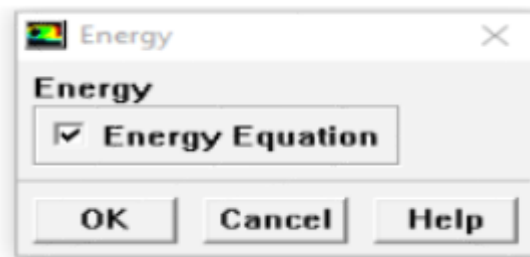


Figure 2.16 : Equation d'énergie

2.5.8 Définir les propriétés des matériaux :

Pour l'eau.

Definè→Materials

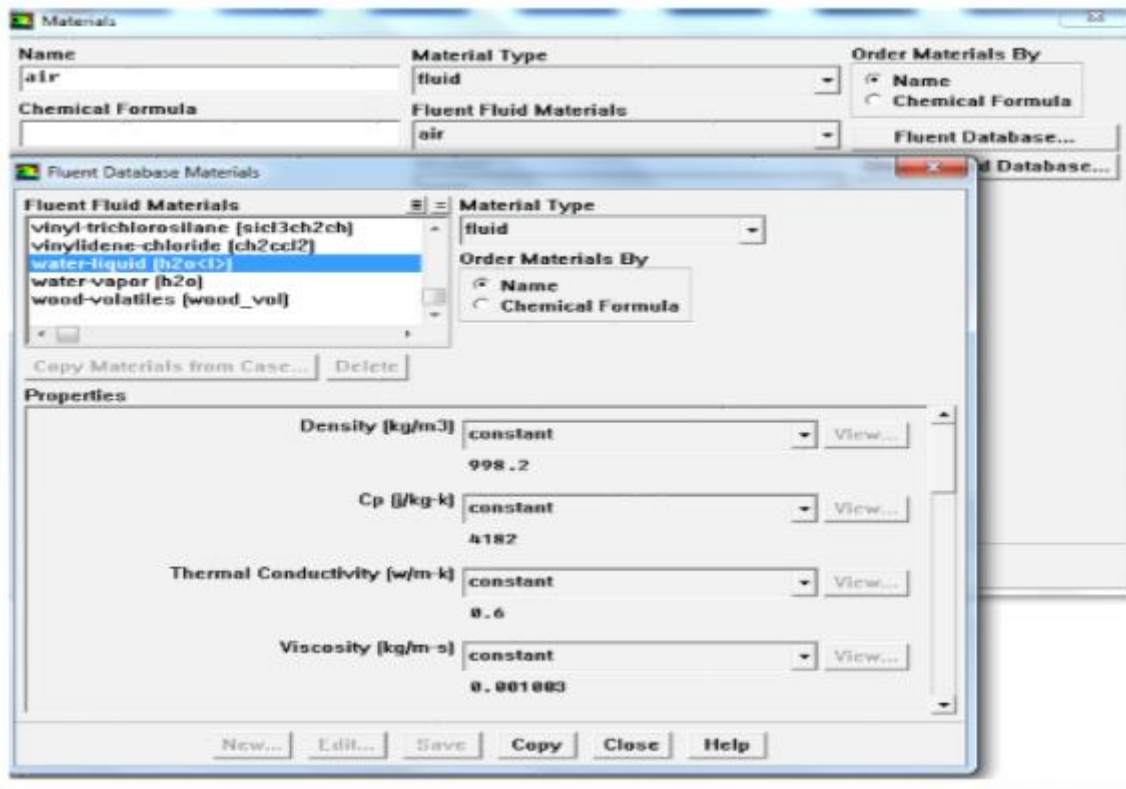


Figure 2.17 : Interface de la liste des fluides.

Pour le nanofluide

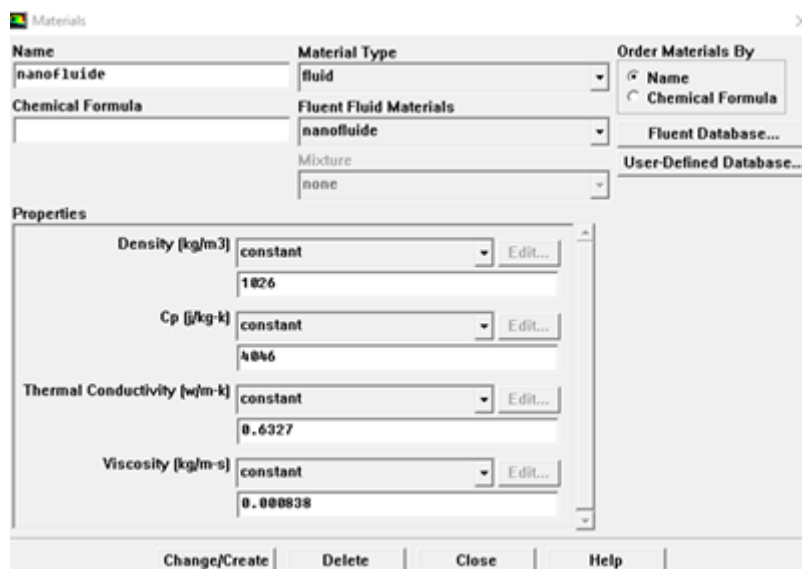


Figure 2.18 : Propriétés de nanofluide.

2.5.9 Définir les conditions aux limites :

Define → Boundary Conditions

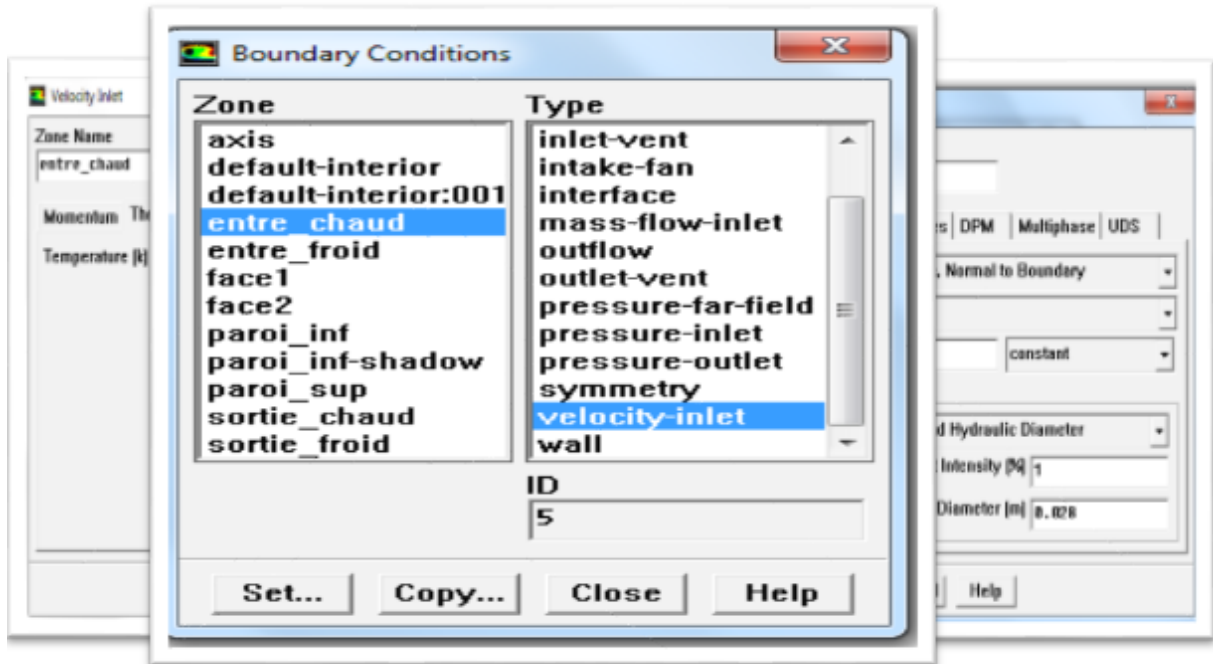


Figure 2.19 : Définition des conditions aux limites

2.5.10 Solution

Solve → Controls → Solution.

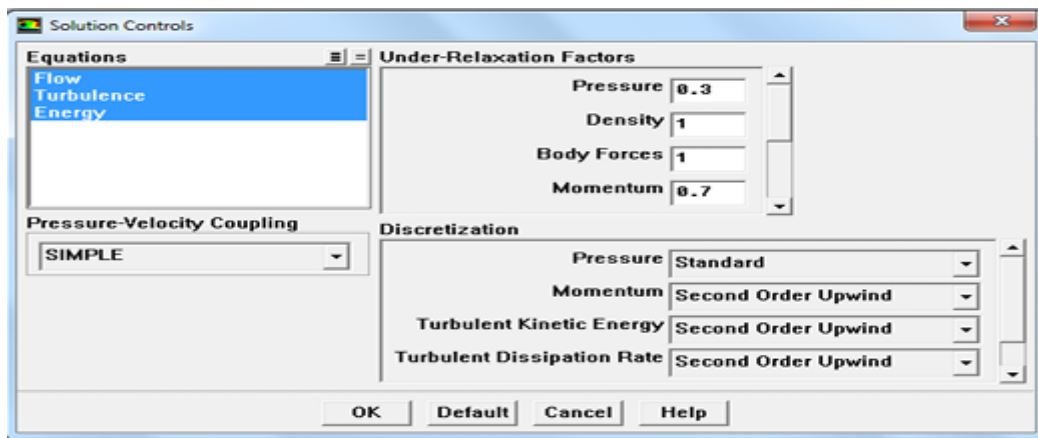


Figure 2.20 : Control de solution

Solve → Initialize → Initialize.

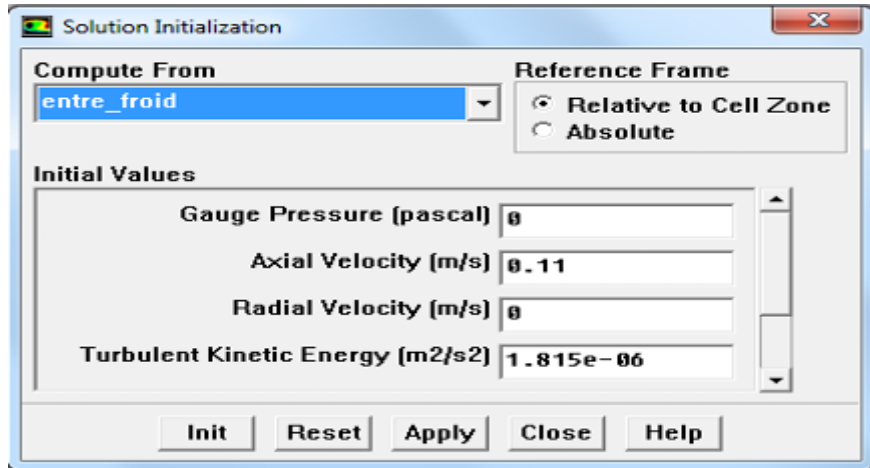


Figure 2.21 : Initialisation de la vitesse et la température à l'entrée

Solve → Monitors → Residual.

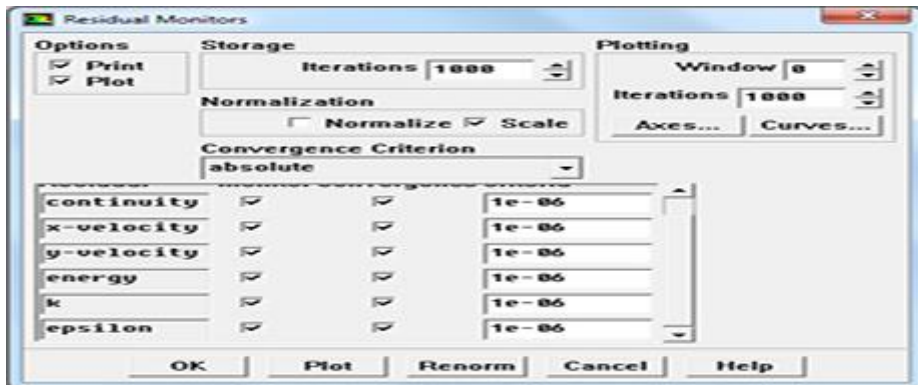


Figure 2.22 : Résidus des calculs.

Solve → Iterate

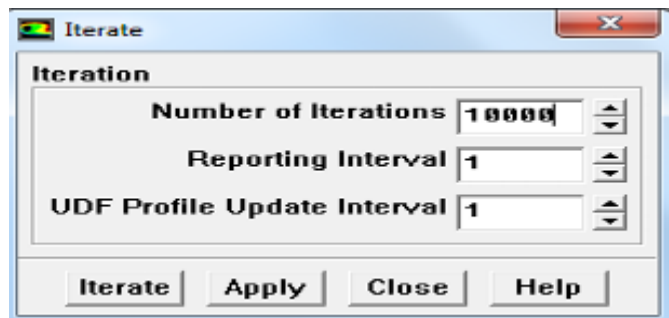


Figure 2.23 : Choix du nombre des itérations.

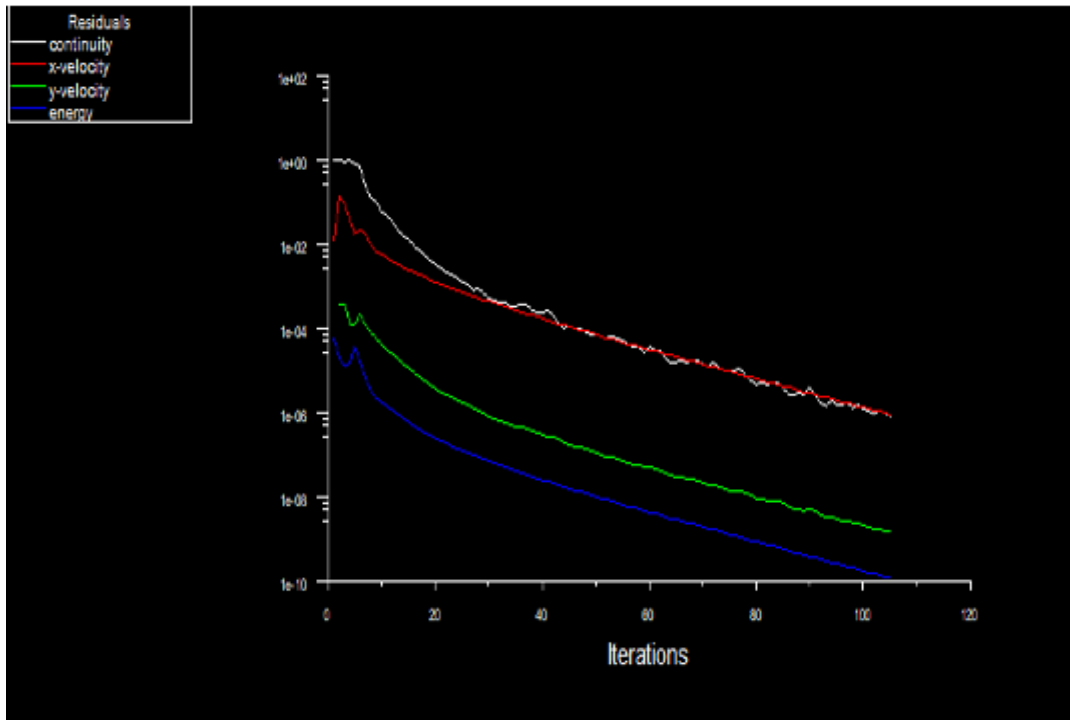


Figure 2.24 : Fenêtre des itérations.

2.6 Test de maillage à $x=1.12$

Dans cette étude, nous disposons de deux géométries : un maillage structuré est mis en œuvre pour examiner l'indépendance de la solution dans les deux cas. Dans le premier cas (géométrie sans ailettes), trois grilles ont été sélectionnées : 42040, 63040, 84040.

Le profil radial de vitesse est illustré par les résultats présentés dans la figure 2.24. Nous parvenons à la conclusion que l'usage d'une grille comportant 63040 cellules constitue une solution satisfaisante.

Dans le deuxième cas (géométrie avec ailettes), trois grilles ont été sélectionnées : 249774, 460000 et 1319068.

La figure 2.24 présente les résultats qui démontrent le profil radial de vitesse. On arrive à la conclusion que l'emploi d'une grille de 460 000 cellules offre une réponse satisfaisante.

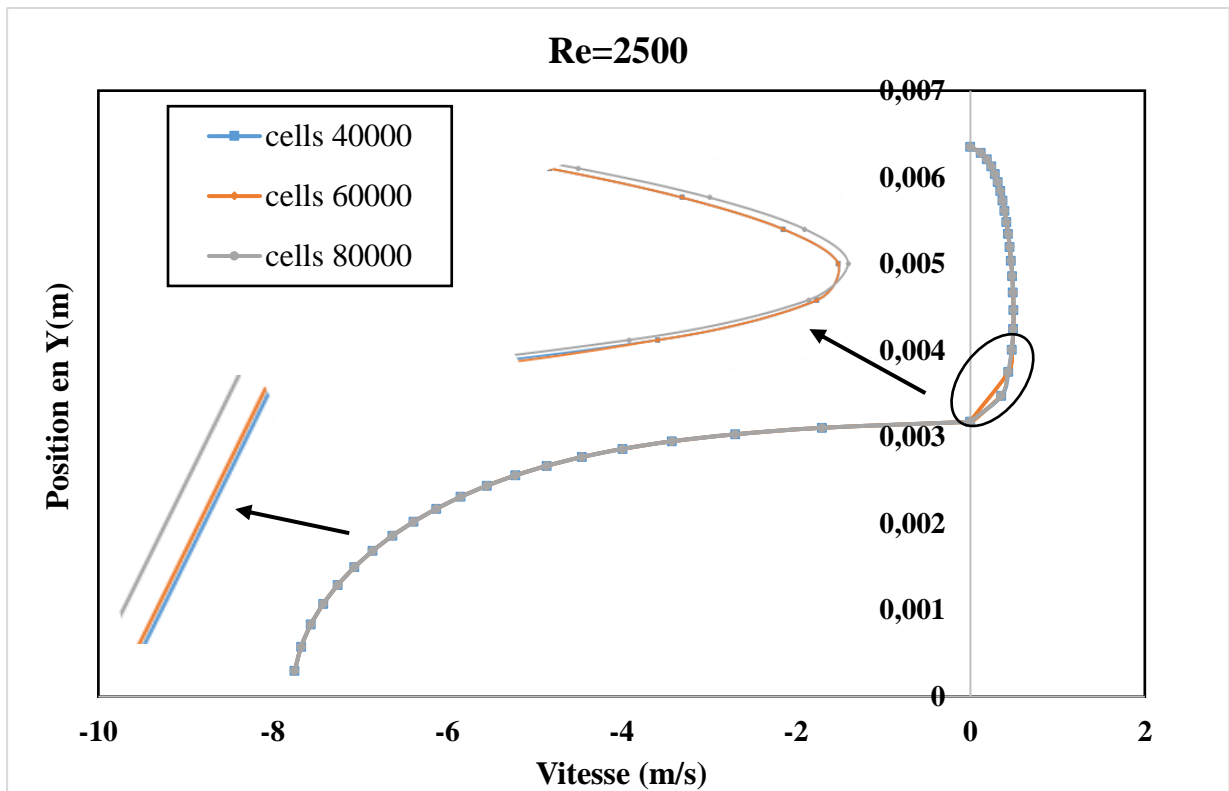


Figure 2.25 : Test de maillage sans ailettes.

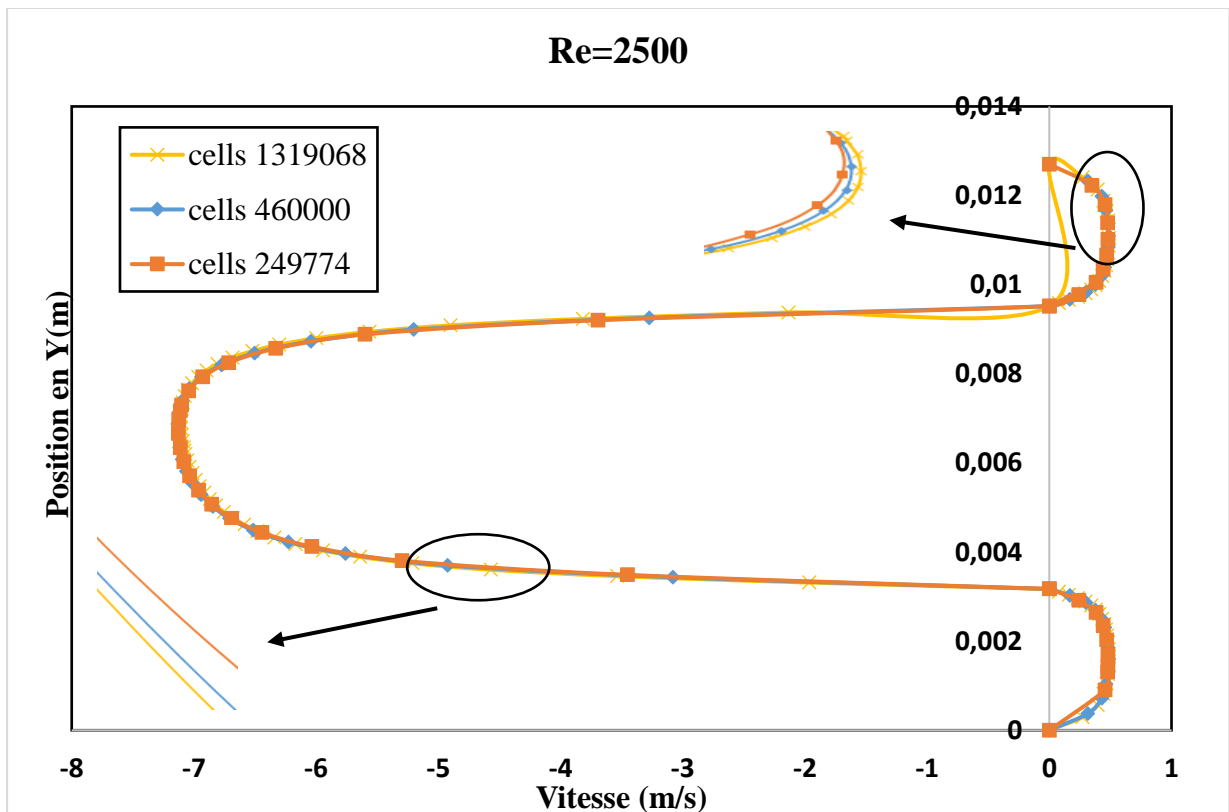


Figure 2.26 : Test de maillage avec ailettes

2.7 Conclusion

Ce chapitre présente les équations fondamentales gouvernant le transport de masse, de quantité de mouvement et de chaleur, dans le cadre de l'étude couplée thermo-hydrodynamique d'un écoulement de nanofluide à l'intérieur d'un échangeur de chaleur, en configurations avec et sans ailettes. Les approches numériques employées pour la modélisation et la simulation sont brièvement exposées.

L'écoulement est modélisé à l'aide des équations de Navier-Stokes, associées aux lois de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Les principaux paramètres d'évaluation, tels que le coefficient de transfert de chaleur par convection et le facteur de frottement, sont analysés afin d'estimer les performances thermiques et les pertes de charge du système.

Chapitre 3 :

Résultats et discussions

3.1 Introduction

Dans ce chapitre, on a présenté les résultats de la simulation numérique d'un écoulement de nanofluide à travers un échangeur de chaleur coaxial muni des ailettes. La cohérence de nos résultats a été vérifiée par confrontation avec les mesures expérimentales publiées par H. Arya et al [45].

Notre étude a analysé de manière approfondie les paramètres influençant les performances thermiques du système. Nous avons particulièrement examiné l'impact de la vitesse d'écoulement du nanofluide à une concentration volumique *de 0,3%*. Parallèlement, une attention particulière a été portée sur l'effet des ailettes et leur contribution à l'amélioration du transfert thermique global. Cette analyse bidimensionnelle nous a permis d'évaluer les interactions entre ces différents facteurs et leur influence combinée sur l'efficacité énergétique du système.

Les résultats de cette recherche feront l'objet d'une interprétation détaillée basée sur quatre paramètres fondamentaux : le coefficient de transfert de chaleur, le nombre de Nusselt (caractérisant le transfert de chaleur), le facteur de frottement (décrivant les propriétés de l'écoulement) et l'indice de performance thermo-hydraulique (fournissant une évaluation globale du système). L'analyse croisée de ces différents indicateurs permettra une compréhension complète des phénomènes en jeu.

3.2 Validation

La validation des résultats numériques constitue une étape fondamentale dans toute étude de simulation. Pour garantir la fiabilité de nos calculs, nous avons confronté nos résultats numériques à des données expérimentales de H. Arya et al. [45] portant sur le coefficient de convection moyen pour un écoulement de nanofluide MgO/éthylène glycol dans un échangeur de chaleur, sans ailettes, dans une gamme de nombres de Reynolds variant entre 2500 et 10000.

Comme le montre la Figure 3.1, l'accord entre nos résultats numériques et les données expérimentales est particulièrement satisfaisant. Cette bonne corrélation valide non seulement notre méthodologie de calcul, mais aussi les hypothèses de modélisation retenues pour décrire le comportement thermo-hydraulique du nanofluide dans la géométrie étudiée.

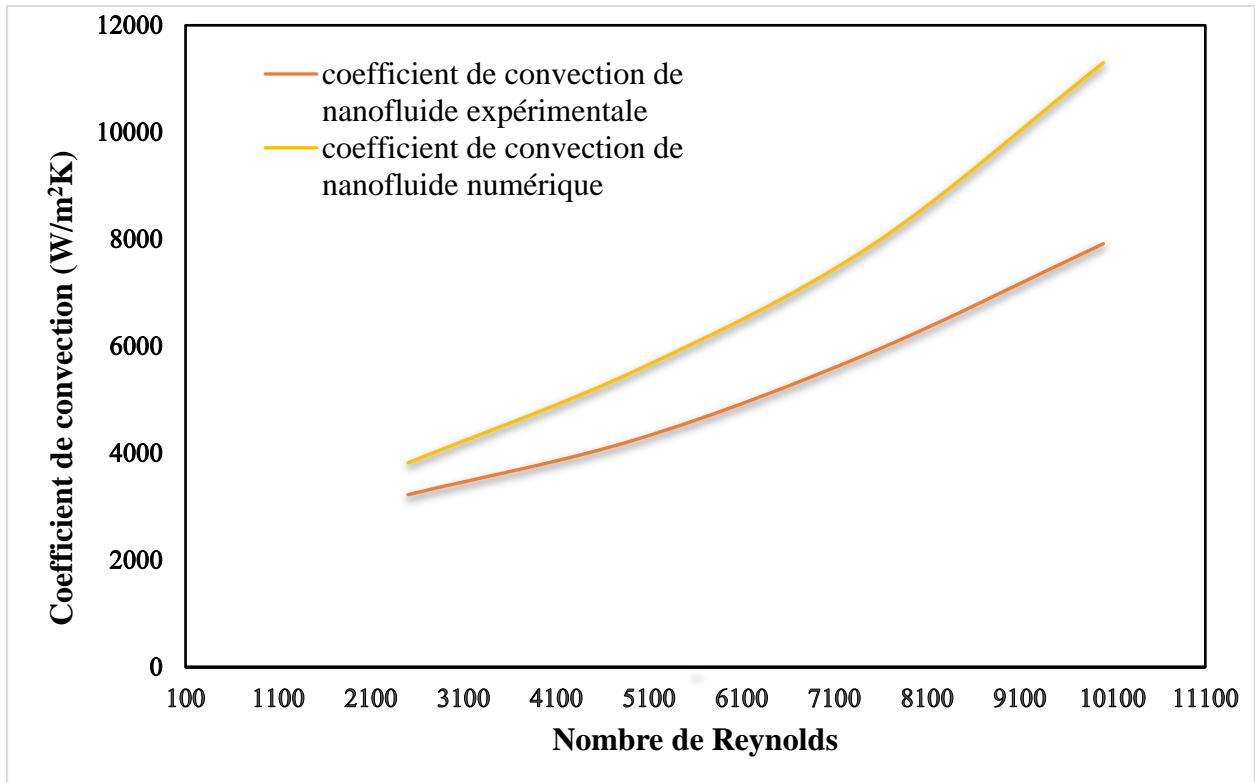


Figure 3.1 : Comparaison avec les travaux expérimentaux de H. Arya et al [45] dans un échangeur de chaleur sans ailette pour le coefficient de convection moyen en fonction du nombre de Reynolds

3.3 Résultats et discussions

3.3.1 Profil de vitesse

La figure 3.2 illustre le profil de vitesses à travers l'échangeur de chaleur sans ailettes pour le nanofluide MgO/éthylène glycol à une concentration volumique de 0.3 %, correspondant à un nombre de Reynolds de 2500.

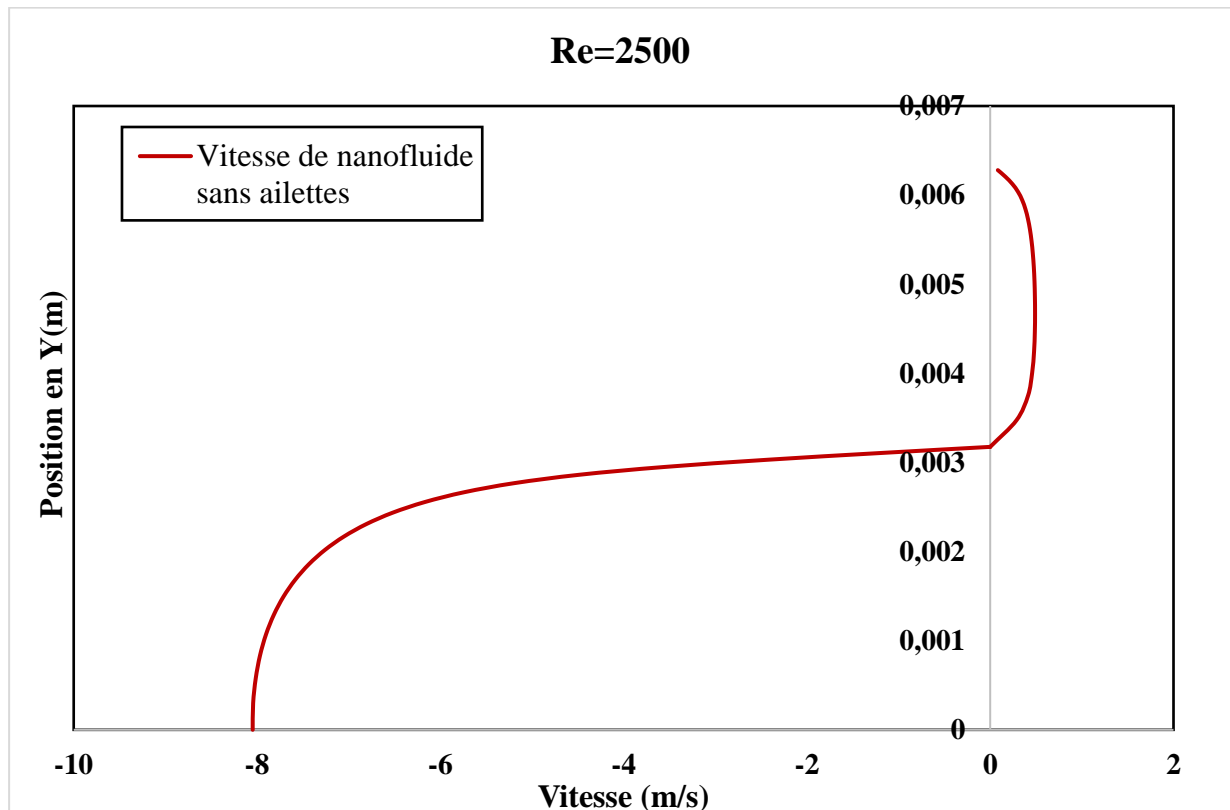


Figure 3.2 : Profil de vitesse à $x = L/2$ de l'échangeur de chaleur sans ailette pour le nanofluide MgO/éthylène glycol à 0.3%.

La figure 3.3 illustre le profil de vitesses à travers l'échangeur de chaleur avec ailettes pour le nanofluide MgO/éthylène glycol à une concentration volumique de 0.3 % pour 4 positions $x=1,12$; $1,1925$; $1,26$ et $1,3435$, correspondant à un nombre de Reynolds de 2500.

Nous remarquons que la vitesse est supérieure dans les tubes intérieurs par rapport aux tubes extérieurs.

Pour les 4 positions, les vitesses dans le tube extérieur sont les mêmes.

Pour le profil de vitesse mesuré à $x = 1,12$, on remarque que le pic de ce profil de vitesse arrive à 7 m/s à la position de $y = 0,007$, et c'est parce que ce profil est mesuré directement après l'ailette situées en bas du tube intérieur.

Pour le profil de vitesse mesuré à $x = 1,26$, on remarque que le pic de ce profil de vitesse arrive à 7 m/s mes a une autre position de $y = 0,005$, et c'est parce que ce profil est mesuré directement après les ailettes situées en haut du tube intérieur.

Pour le profil de vitesse mesuré à $x = 1,1925$, on remarque que la vitesse à la position de $y = 0,00317$ jusqu'à $0,00476$ est égale à 0 à cause de l'ailette qui est située en bas du tube intérieur ; Après, on remarque que la vitesse arrive à une valeur maximale de 9 m/s entre la paroi supérieure du tube et l'extrémité des ailettes, parce que la section de passage est diminuée. Donc les ailettes diminuent la section de passage et augmentent la surface d'échange.

Pour le profil de vitesse mesuré à $x = 1,3545$; on remarque que la vitesse arrive à une valeur maximale de 9 m/s entre la paroi inférieure du tube et l'extrémité de l'ailette, parce que la section de passage est diminuée ; après, on remarque que la vitesse à la position de $y = 0,00793$ jusqu'à $0,00952$ est égale à 0 à cause de l'ailette qui est située en haut du tube intérieur.

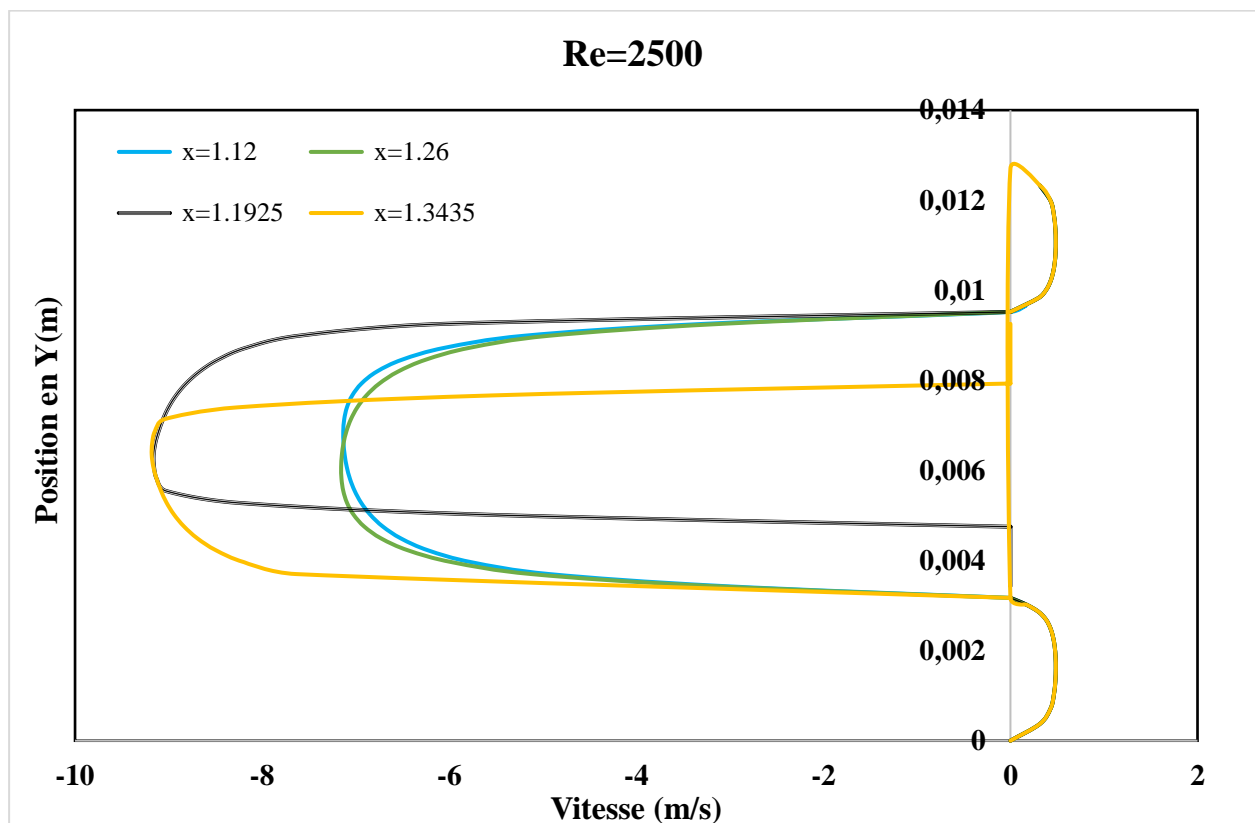
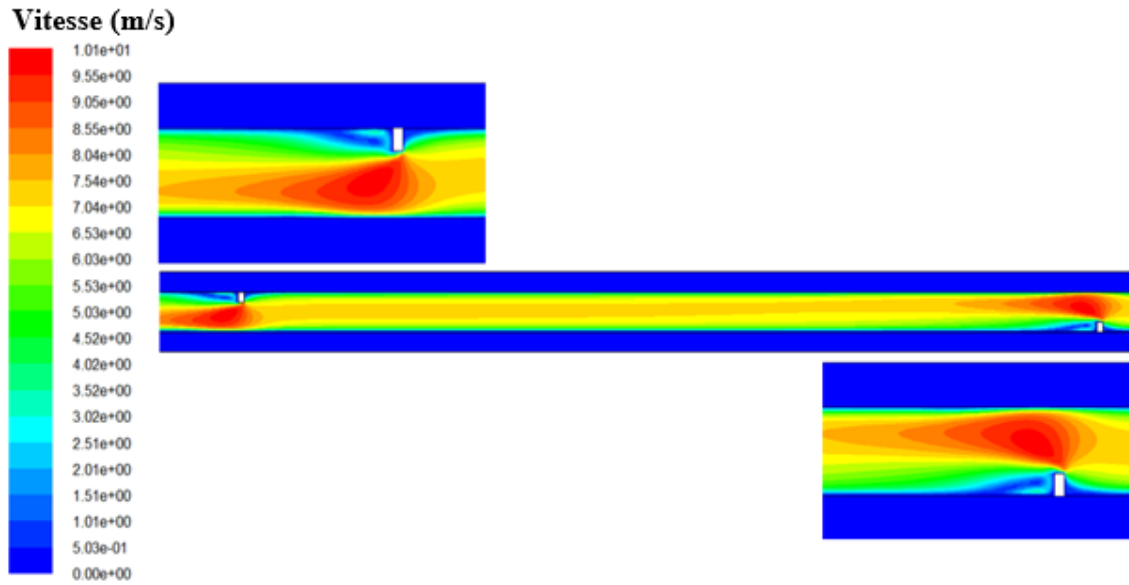
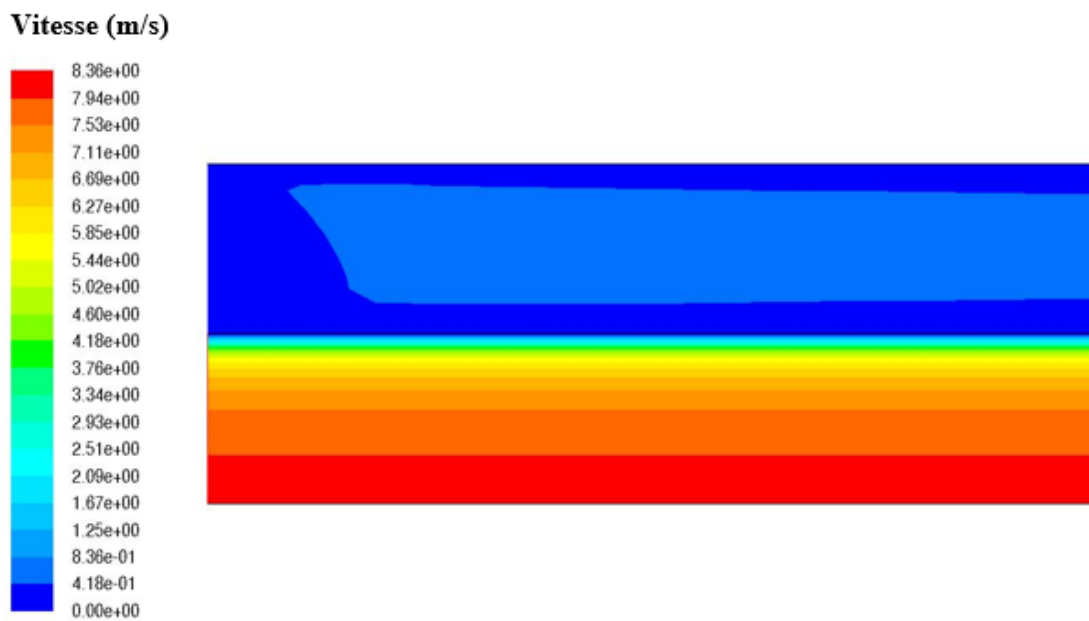


Figure 3.3 : Profil de vitesse à $x=1.2$; $x=1.1925$; $x=1.26$; $x=1.3435$ de l'échangeur de chaleur avec ailette pour le nanofluide MgO/éthylène glycol à 0.3%.

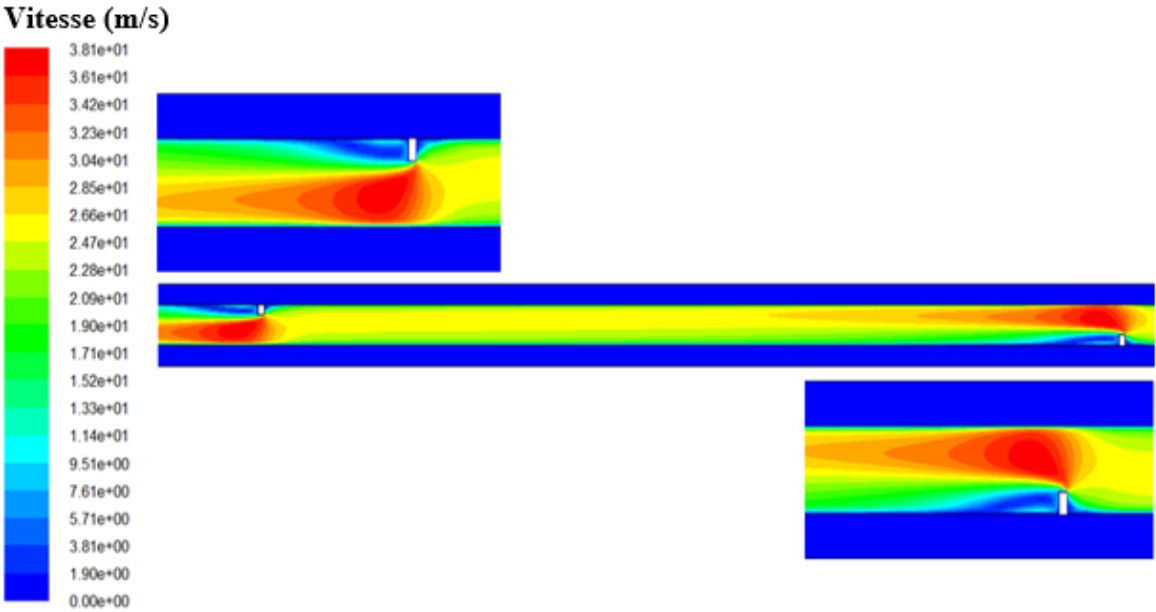


(a)

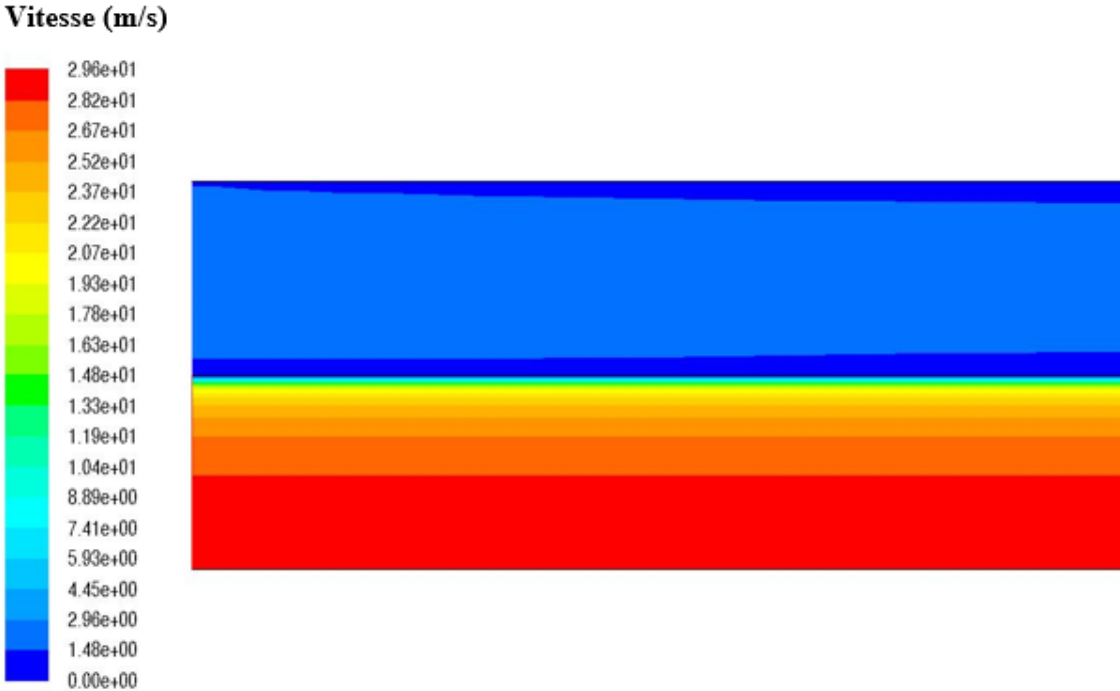


(b)

Figure 3.5 : Contour de vitesse pour les deux géométries (a) avec ailettes, (b) sans ailettes a $Re=2500$



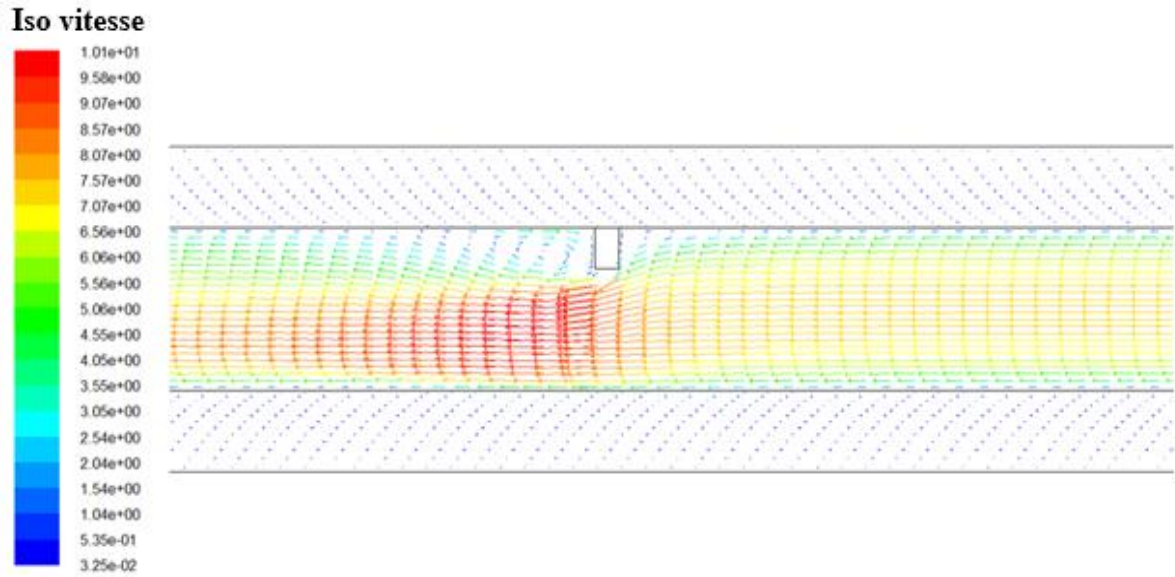
(a)



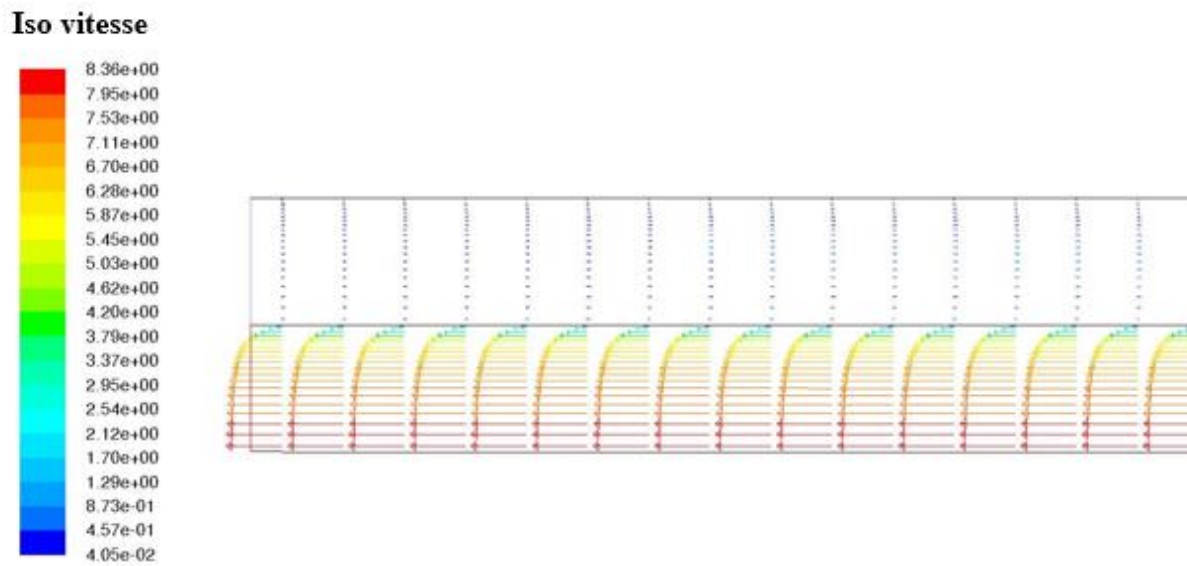
(b)

Figure 3.6 : Contour de vitesse pour les deux géométries (a) avec ailettes, (b) sans ailettes a $Re=9500$

3.3.3 Iso vitesse



(a)



(b)

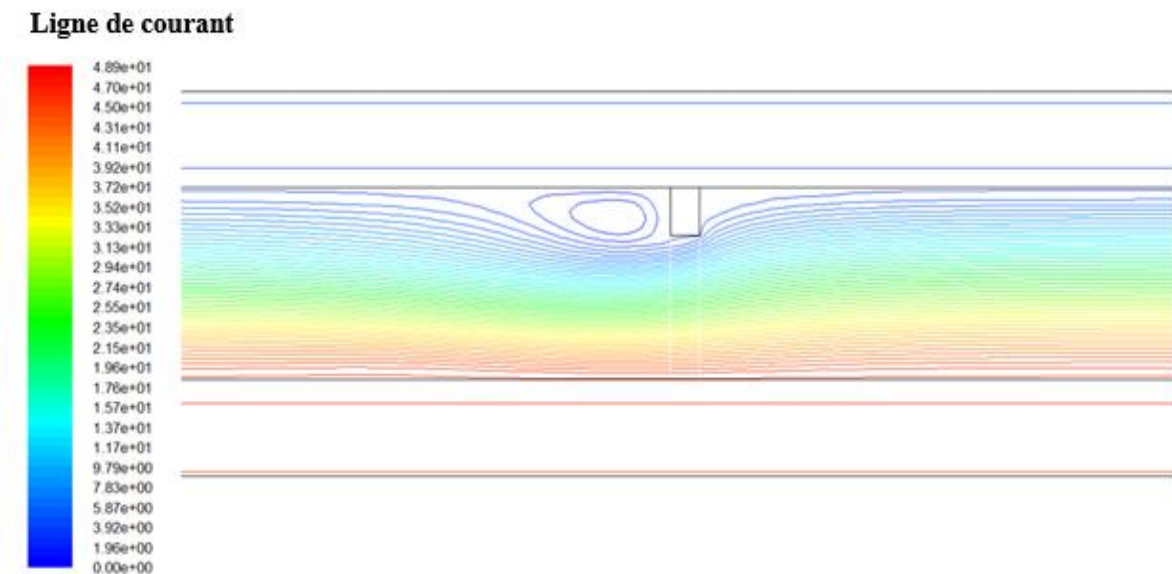
Figure 3.7: Iso vitesses pour les deux géométries (a) avec ailettes, (b) sans ailettes a $Re=2500$

3.3.4 Ligne des courants

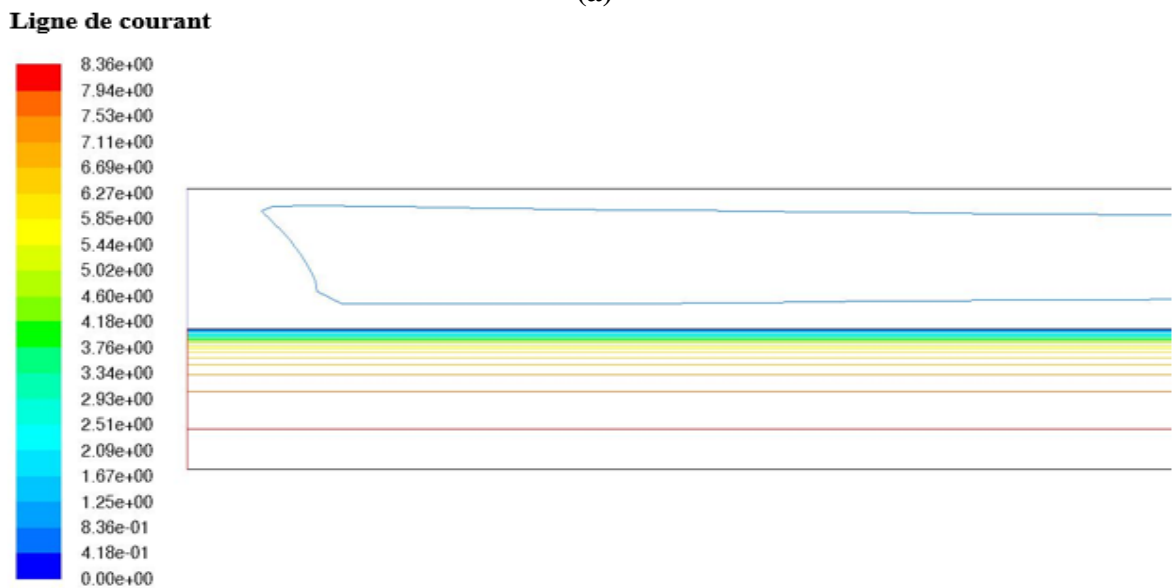
La figure 3.8 représente L'intensité des lignes de courants pour l'écoulement du fluide froid (eau) au tube externe et le fluide chaud (MgO/éthylène glycol) pour le tube interne à travers un échangeur de chaleur avec et sans ailettes pour une concentration volumique 0,3 %

Pour la géométrie sans ailettes, on remarque que la vitesse est plus élevée au milieu du tube intérieur.

Pour la géométrie avec ailettes, les ailettes jouent le rôle d'un obstacle et donc elles créent des zones de turbulence.



(a)



(b)

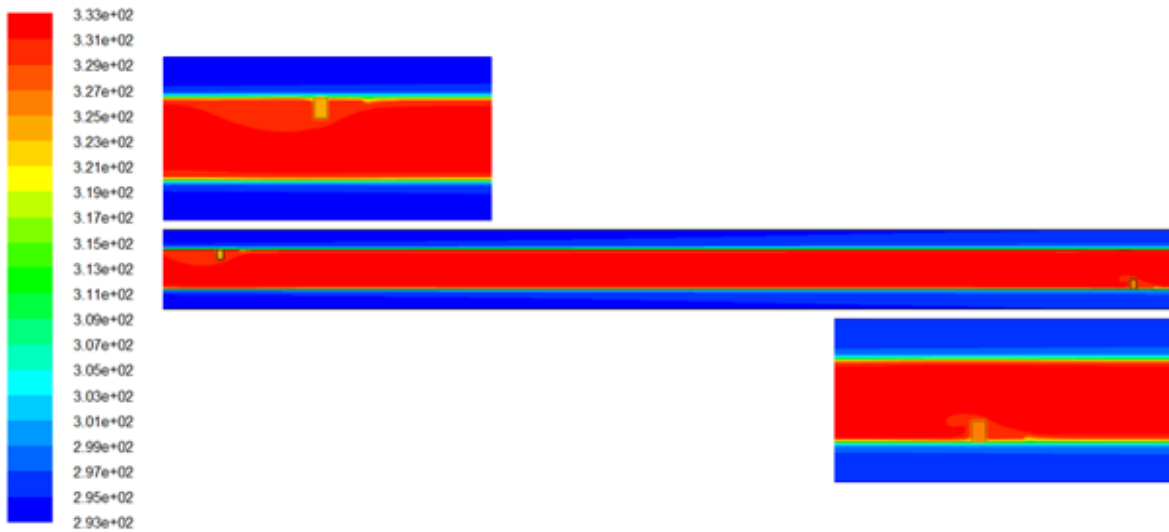
Figure 3.8: Lignes de courant pour les deux géométries (a) avec ailettes, (b) sans ailettes a $Re=2500$

3.3.5 Contour de température

La figure 3.9 et 3.10 illustrent la distribution de la température dans la configuration de l'échangeur de chaleur, avec ou sans ailette, pour le nanofluide MgO/éthylène glycol à une concentration volumique de 0,3%, pour deux valeurs du nombre de Reynolds 2500 et 9500.

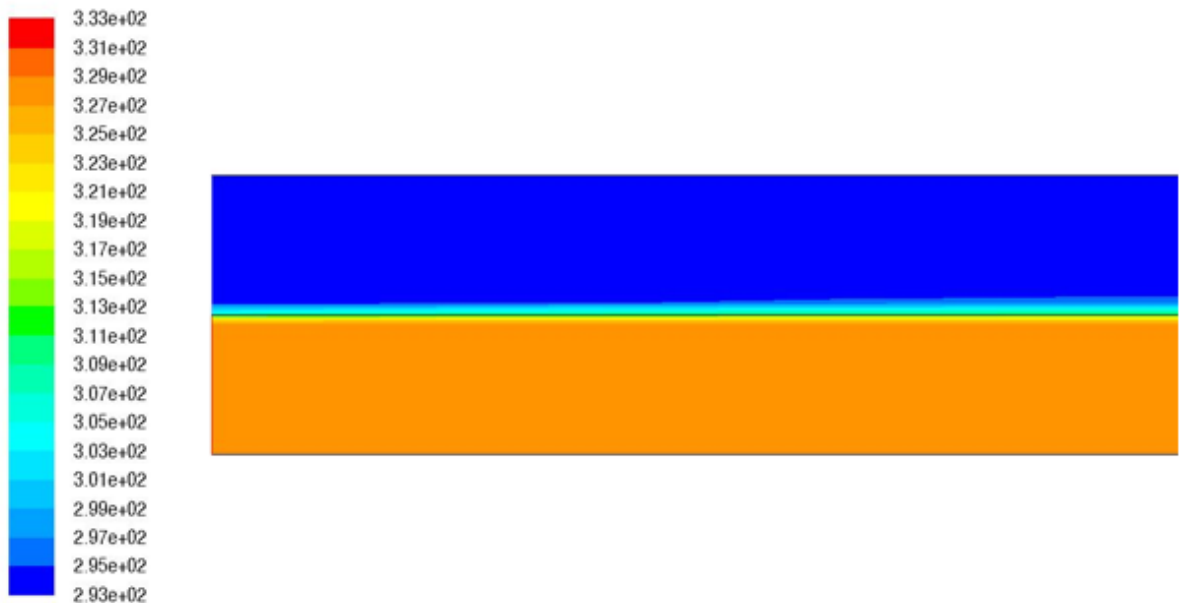
Quand on augmente le nombre de Reynolds, on peut voir, pour les deux géométries, une petite variation de température des fluides chauds et froids.

Température (K)



(a)

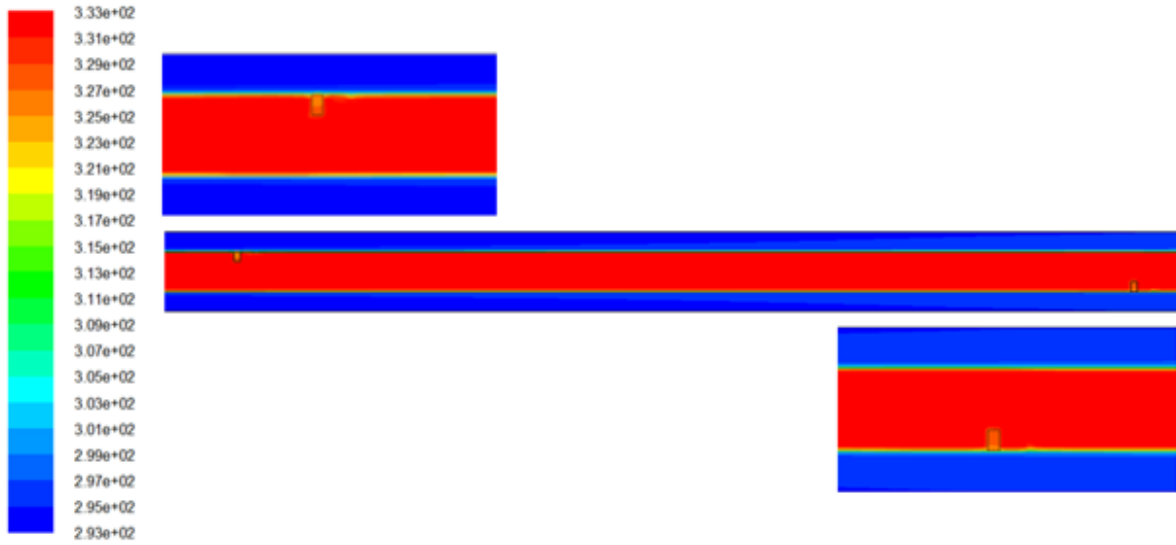
Température (K)



(b)

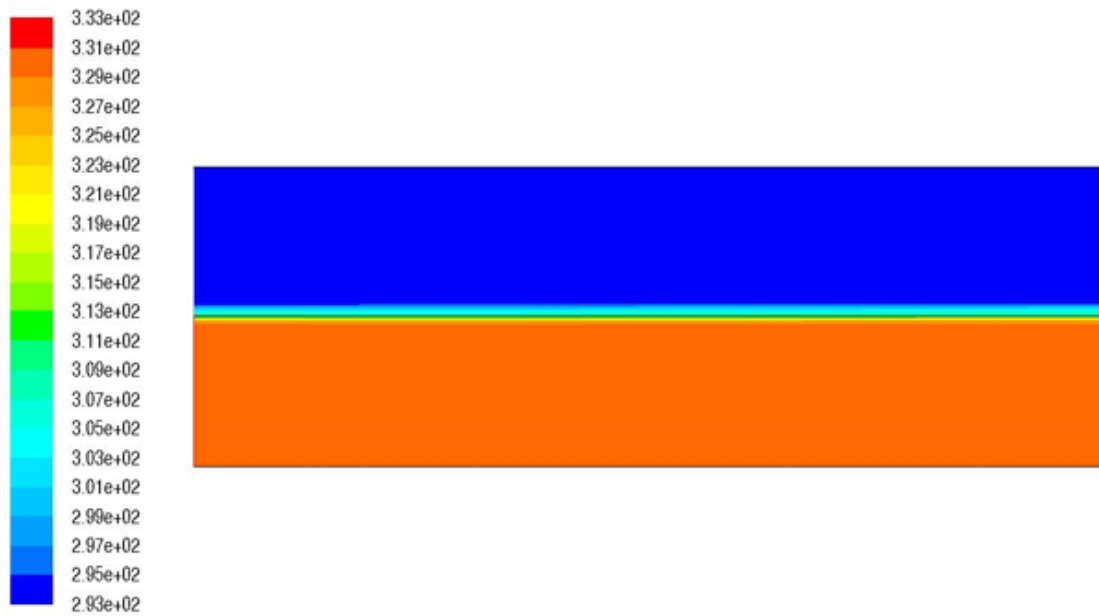
Figure 3.9 : Contours de température pour les deux géométries (a) avec ailettes, (b) sans ailettes a Re=2500

Température (K)



(a)

Température (K)



(b)

Figure 3.10 : Contours de température pour les deux géométries (a) avec ailettes, (b) sans ailettes a $Re=9500$

3.3.6 Coefficient de transfert de chaleur

La figure 3.11 représente le coefficient convectif dans les 2 géométries avec et sans ailettes pour le nanofluide MgO/éthylène glycol à une concentration volumique de 0.3 %

On a remarqué que le coefficient convectif augmente en fonction de la position pour les 2 géométries.

Pour la géométrie avec ailettes, on remarque qu'il y a des perturbations. Ces perturbations sont à cause des ailettes, donc le coefficient convectif augmente dans les ailettes, car ces dernières augmentent la surface de contact avec le fluide et donc augmentent le transfert de chaleur.

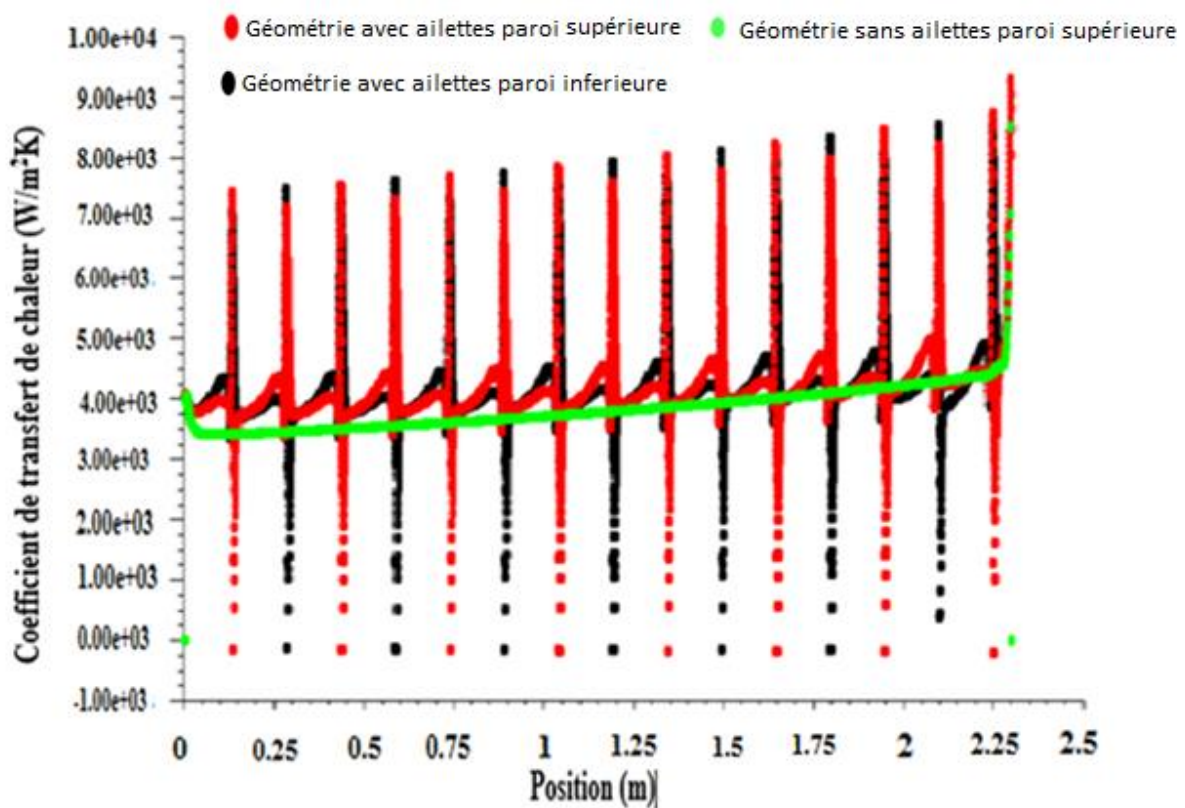


Figure 3.11 : coefficient de transfert de chaleur en fonction de la position x pour les 2 géométries avec et sans ailettes dans un nombre de Reynolds 2500

3.3.6.1 Coefficient de transfert de chaleur en fonction du nombre de Reynolds

On remarque que le coefficient de transfert de chaleur le plus faible est dans le cas simple de l'éthylène glycol.

La figure 3.12 représente la Variation du coefficient de transfert thermique par convection pour nanofluide a concentration de 0.3% et éthylène glycol pur avec et sans ailettes en fonction du nombre de Reynolds.

D'après la figure 3.12, on voit que le coefficient de transfert thermique par convection augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

L'ajout d'ailettes en éthylène glycol améliore considérablement les coefficients de transfert de chaleur, en particulier à des nombres de Reynolds élevés. Cela démontre clairement l'importance de la surface d'échange pour le transfert de chaleur.

L'ajout de nanofluide MgO/éthylène glycol à une concentration volumique de 0,3 % donne presque le même résultat avec l'ajout des ailettes au glycol éthylène en termes de coefficient de transfert de chaleur.

La combinaison ailettes + nanofluide MgO/éthylène glycol à une concentration volumique de 0,3 % donne le meilleur coefficient de transfert de chaleur.

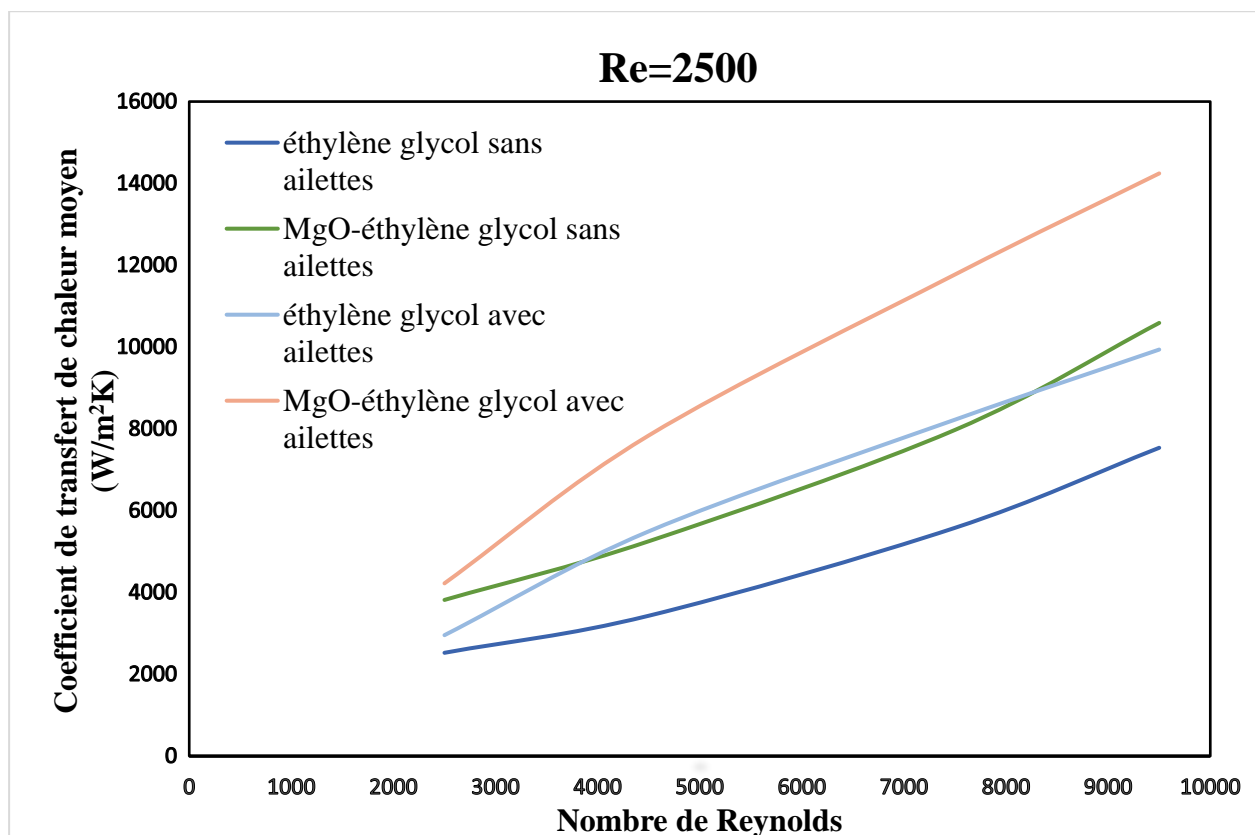


Figure 3.12 : Variation du coefficient de transfert de chaleur moyen pour nanofluide MgO/éthylène glycol à 0.3% et le fluide de base éthylène glycol avec et sans ailettes en fonction du nombre de Reynolds.

3.3.7 Nombre de Nusselt

D'après la figure 3.13, on voit que le Nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds et avec l'ajout des ailettes et de nanofluides. On constate que :

- L'éthylène glycol sans modification atteint des valeurs maximales de Nusselt autour de 79, servant de référence.
- Le nanofluide améliore les performances d'environ 40%.
- On remarque que l'utilisation du nanofluide MgO/éthylène glycol à une concentration volumique de 0,3 % seul donne un effet légèrement supérieur à l'ajout d'ailettes en éthylène glycol.
- L'utilisation des ailettes augmente le Nombre de Nusselt considérablement.
- La combinaison ailettes + nanofluide MgO/éthylène glycol à une concentration volumique de 0,3 % donne les meilleurs résultats.

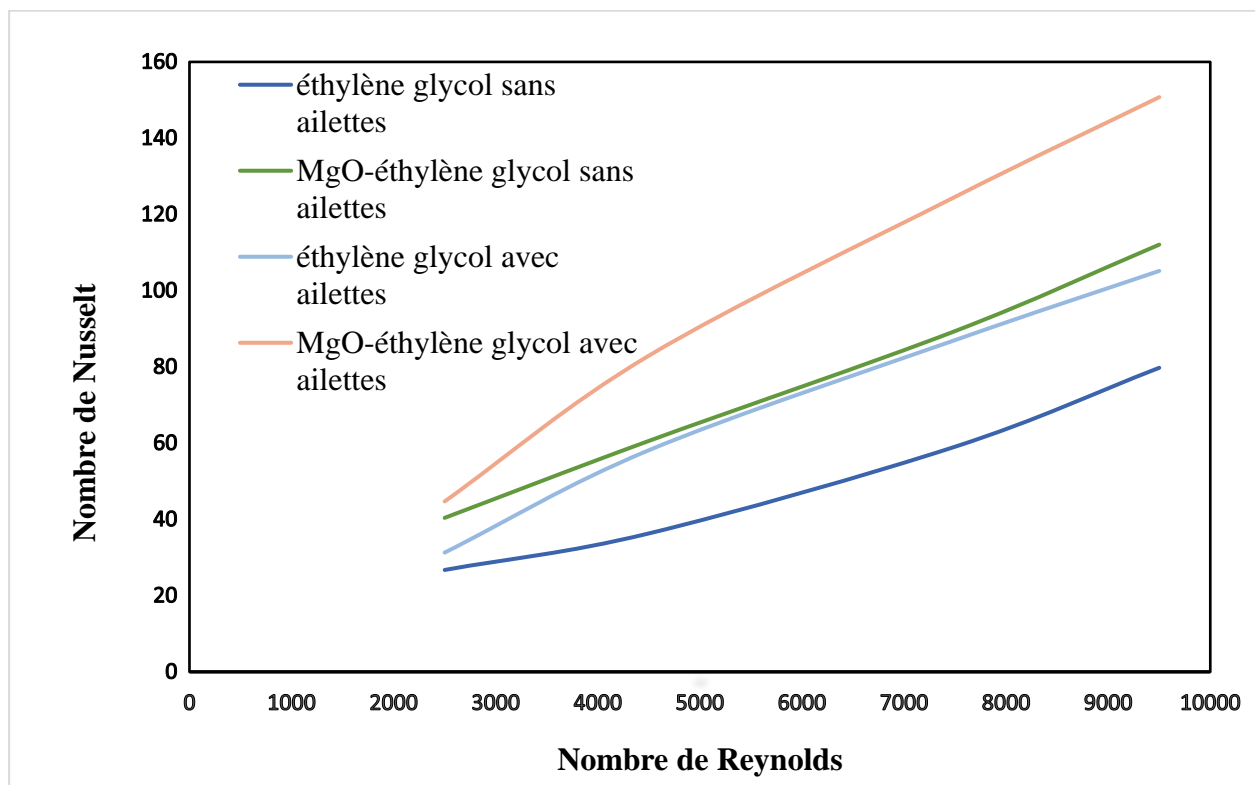


Figure 3.13 : Variation du Nombre de Nusselt moyen pour nanofluide MgO/éthylène glycol à 0.3% et éthylène glycol pur avec et sans ailettes en fonction du nombre de Reynolds.

3.3.8 Coefficient de frottement

La figure 3.14 compare l'évolution du coefficient de frottement pour quatre configurations différentes en fonction du nombre de Reynolds. On constate que :

- Toutes les courbes montrent une décroissance du coefficient de frottement quand le nombre de Reynolds augmente.
- Les systèmes sans ailettes présentent un coefficient de frottement plus élevé que leurs équivalents avec ailettes.

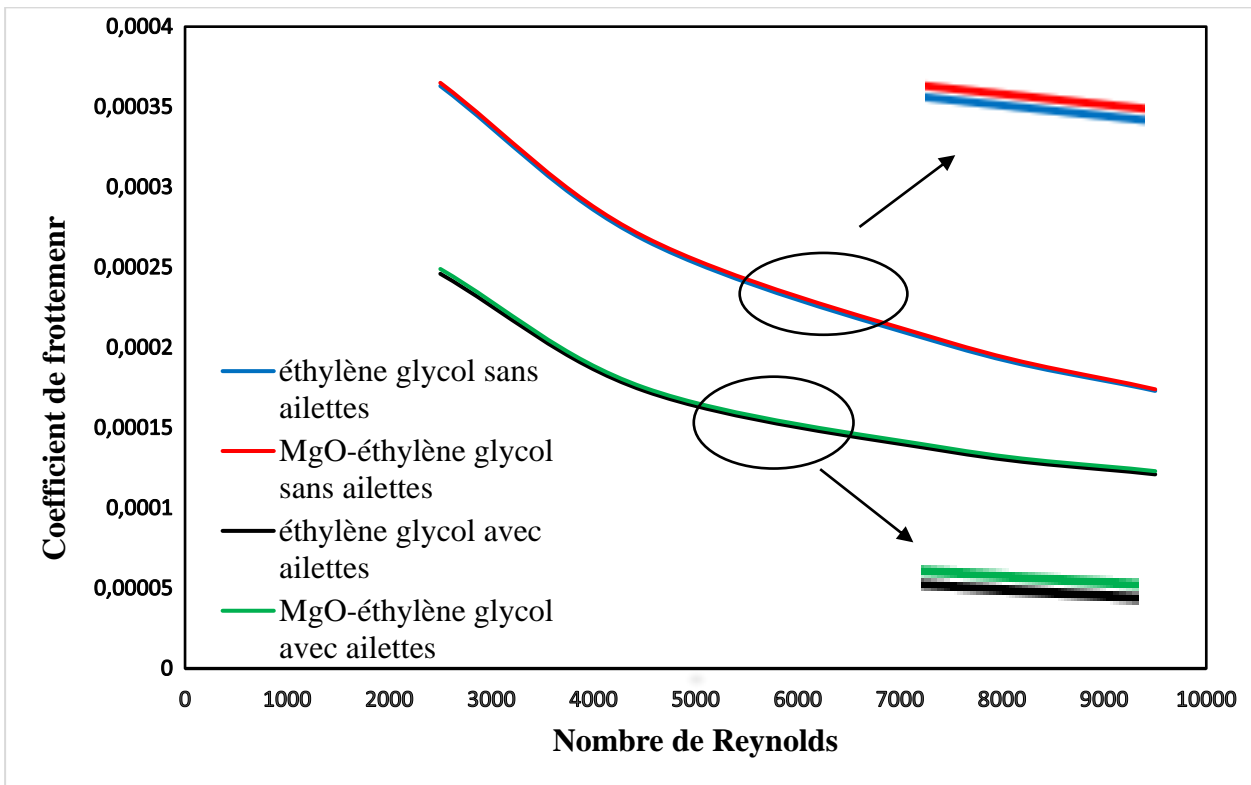


Figure 3.14 : Variation du coefficient de frottement moyen pour nanofluide et éthylène glycol pur avec et sans ailettes en fonction du nombre de Reynolds.

3.3.9 Critère d'évaluation des performances thermo-hydrauliques

La figure 3.15 présente l'évolution comparative de l'indice PEC pour quatre configurations distinctes en fonction du nombre de Reynolds. L'analyse révèle plusieurs tendances claires :

- Les configurations avec ailettes devraient présenter un PEC plus élevé que celles sans ailettes à des nombres de Reynolds élevés, car les ailettes améliorent le transfert thermique grâce à l'augmentation de la surface d'échange.
- Le MgO/éthylène glycol devrait également augmenter le PEC par rapport à l'éthylène seul.
- L'effet des ailettes domine aux fort Reynolds.

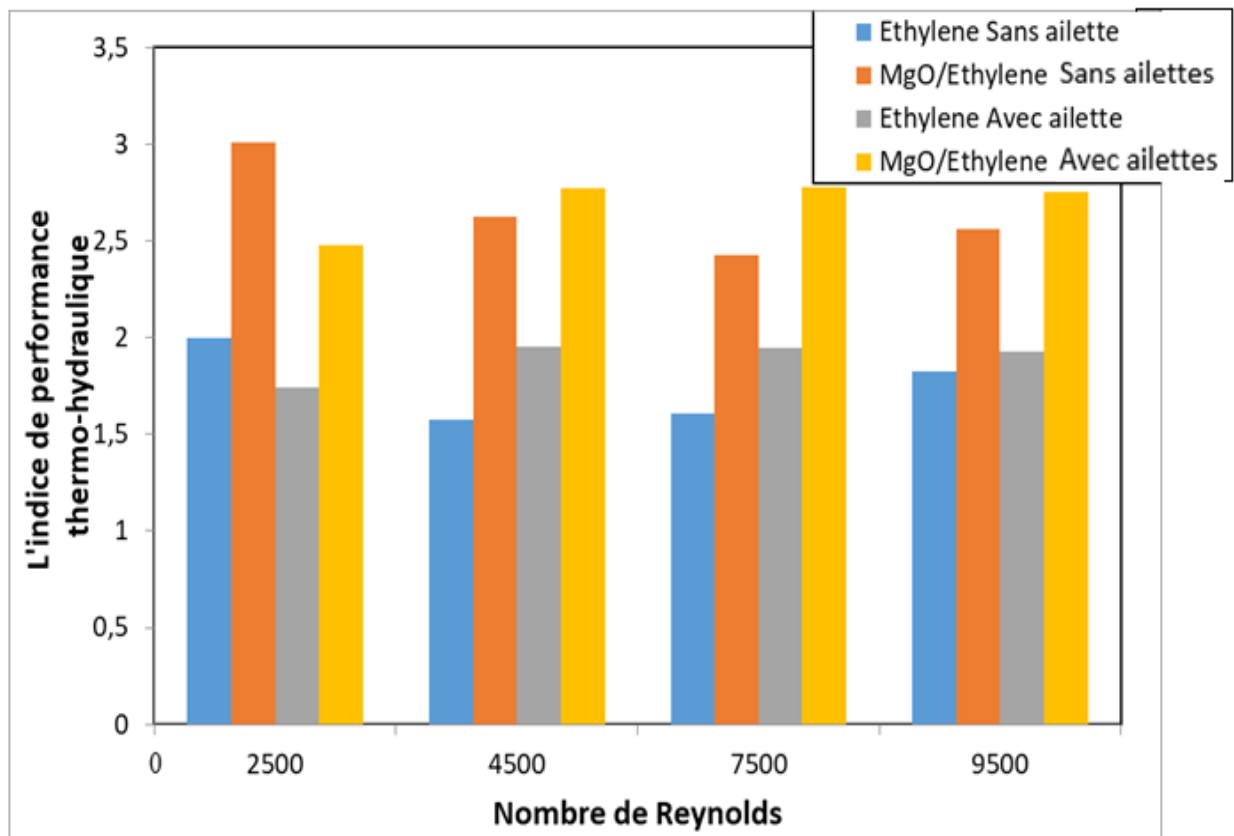


Figure 3.15 : Variation du l'indice de performance thermo-hydraulique pour nanofluide et éthylène glycol pur avec et sans ailettes en fonction du nombre de Reynolds.

3.4 Conclusion

L'utilisation du nanofluide MgO-éthylène glycol améliore les indicateurs thermiques de l'échangeur de chaleur, tels que le Coefficient de transfert de chaleur, le Nombre de Nusselt, l'efficacité et la quantité de chaleur échangée entre les deux fluides (chaud et froid), par rapport au fluide de base.

De plus, l'ajout d'ailettes dans le tube interne augmente considérablement le transfert de chaleur et la performance de l'échangeur de chaleur par rapport aux tubes sans ailettes.

En conclusion, on peut dire que l'utilisation du nanofluide MgO-éthylène glycol à 0,3%, combinée à l'ajout d'ailettes, donne les meilleurs résultats en termes de transfert de chaleur et de performance de l'échangeur de chaleur par rapport aux cas simples.

Conclusion

Générale

Conclusion Générale

Dans le cadre de la présente étude, une analyse numérique approfondie a été menée afin d'évaluer le comportement thermique et hydraulique de deux configurations d'échangeurs de chaleur tubulaires : l'une équipée d'ailettes, l'autre dépourvue de tout dispositif d'amélioration du transfert thermique. Le fluide caloporteur utilisé dans les deux configurations est un nanofluide constitué d'oxyde de magnésium (MgO) dispersé dans de l'éthylène glycol, à une concentration volumique de 0,3 %. L'objectif principal de cette investigation consiste à évaluer l'impact combiné de l'utilisation d'un nanofluide et d'une géométrie à ailettes sur les performances thermiques, sous différents régimes d'écoulement, caractérisés par une large plage de nombres de Reynolds.

Le modèle géométrique a été élaboré à l'aide du logiciel GAMBIT, avec une attention particulière portée à la qualité du maillage afin de satisfaire les exigences de précision inhérentes aux simulations numériques. Les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie ont été résolues dans l'environnement ANSYS Fluent, en s'appuyant sur la méthode des volumes finis. Les paramètres étudiés comprennent le coefficient de convection thermique (h), le nombre de Nusselt, le facteur de frottement ainsi que le critère d'efficacité thermo-hydraulique.

Les résultats numériques ont mis en évidence des tendances claires et significatives. Notamment, une augmentation du nombre de Reynolds entraîne une amélioration progressive du coefficient de transfert de chaleur et du nombre de Nusselt, traduisant un renforcement de la convection forcée. Par ailleurs, l'introduction du nanofluide MgO/éthylène glycol s'est traduite par une amélioration notable des performances thermiques, mettant en évidence le potentiel des nanofluides dans les systèmes de transfert thermique à haute performance.

Cette amélioration est accentuée par la présence d'ailettes sur les parois du tube, en particulier aux régimes d'écoulement élevés. Les ailettes, en agissant comme des surfaces d'échange supplémentaires, favorisent une dissipation thermique plus efficace en réduisant les zones stagnantes et en augmentant la surface de contact entre le fluide et la paroi. L'analyse comparative a démontré que la configuration intégrant à la fois un nanofluide et une géométrie à ailettes offre les meilleures performances globales en matière de transfert de chaleur, tout en maintenant des pertes de charge dans des limites acceptables.

Au vu des résultats prometteurs obtenus, plusieurs perspectives de recherche peuvent être envisagées pour optimiser davantage ces configurations. Une première piste consiste à étudier l'influence de la longueur des ailettes sur l'efficacité thermique, en lien avec l'augmentation de la surface d'échange effective. De même, l'exploration de géométries d'ailettes à section variable pourrait offrir une meilleure adaptation aux gradients thermiques locaux. Par ailleurs, la modification de l'espacement entre les ailettes, influant sur leur densité, permettrait d'optimiser le compromis entre performance thermique et perte de charge.

Enfin, une approche novatrice consisterait à diversifier la nature du nanofluide, soit en variant les matériaux constitutifs des nanoparticules, soit en injectant le nanofluide également dans le tube annulaire externe de l'échangeur. Cette configuration à double effet pourrait conduire à une synergie en matière de transfert thermique, ouvrant la voie à des applications industrielles exigeant une gestion thermique optimisée. L'ensemble de ces perspectives, s'inscrivant dans une démarche de recherche appliquée, vise à développer des systèmes de transfert thermique plus compacts, plus efficaces énergétiquement et économiquement viables.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

[1] site web : <https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/archives-th12/archives-thermique-industrielle-tiabec/archive-1/echangeurs-de-chaleur-b2341/> .date de consultation : 02/2025

[2] Zohuri, B. (2017). Compact heat exchangers. Springer.

[3] Bontemps, A. (s.d.). Échangeur de chaleur. Université Joseph Fourier, Institut universitaire de Technologie, Département Génie thermique et Énergie (Grenoble).

[4] Yahla, M. A. (2022). Étude numérique d'un échangeur de chaleur à tubes concentriques fonctionnant avec un nanofluide.

[5] Bontemps, A., Garrigue, A., Goubier, C., Huetz, J., Marvillet, C., Mercier, P., & Vidil, R. (s.d.). Description des échangeurs. Technique de l'ingénieur, B 2 341.

[6] Bennajah, M., & Chaouni, N. (2009). Échangeur de chaleur : technologie, calcul et design.

[7] École nationale supérieure des mines de Paris. (2015). Échangeurs de chaleur. Consulté en 2015.

[8] Mebarek-Oudina, F. (2014). Cours échangeur de chaleur. Éditions Al-Djazair.

[9] Eker, F., Duman, H., Akdasci, E., Bolat, E., Sarita, S., Karav, S., & Witkowska, A. M. (2024). A comprehensive review of nanoparticles : From classification to application and toxicity.

[10] Yahla, M. A., & Mokhtari, Y. (2022). Étude numérique d'un échangeur de chaleur à tubes concentriques fonctionnant avec un nanofluide (p. 18).

[11] Ealia, S. A. M., & Saravanakumar, M. P. (2017). A review on the classification, characterisation, synthesis of nanoparticles and their application. IOP Conference Series : Materials Science and Engineering, 263, 03,2019.

[12] Mahlangu, O. T., Mudau, F. H., Motsa, M. M., & Mamba, B. B. (s.d.). Influence of polyethersulfone polymer-metal oxide nanoparticle affinity interaction in preventing nanoparticle leaching during membrane cleaning with harsh chemical agents.

[13] Danquigny, C. (2003). Étude expérimentale du transfert de masse en milieu poreux hétérogène [Thèse de doctorat, Université Louis Pasteur de Strasbourg].

Références bibliographiques

- [14] Sekkal, K. N. E. H. (s.d.). Elaboration de nanoparticules mésoporeuses et application environnementale et catalytique [Thèse de doctorat, Université Mohamed Boudiaf des Sciences et de la Technologie].
- [15] Kim, J., Kang, Y. T., & Choi, C. K. (2004). Analysis of convective instability and heat transfer characteristics of nanofluids. *Physics of Fluids*, 16(7), 2395-2401.
- [16] Xuan, Y., & Roetzel, W. (2000). Conception for heat transfer correlation of nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43(19), 3701-3707.
- [17] Pak, B. C., & Cho, Y. I. (1998). Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles. *Experimental Heat Transfer*, 11(2), 151-170.
- [18] Maxwell, J. C. (1891). *A treatise on electricity and magnetism* (2nd ed.). Clarendon Press.
- [19] Bruggeman, D. A. G. (1935). Berechnung verschiedener physikalischer konstanten von heterogenen substanzen. *Annalen der Physik*, 24, 636-679.
- [20] Hamilton, R. L., & Crosser, O. K. (1962). Thermal conductivity of heterogeneous two component systems. *I&EC Fundamentals*, 3, 187-191.
- [21] Wasp, F. J. (1977). Solid-liquid slurry pipeline transportation. *Transactions on Techniques*.
- [22] Lu, S., & Lin, H. (1996). Effective conductivity of composites containing aligned spherical inclusions of finite conductivity. *Journal of Applied Physics*, 79(9), 6761-6769.
- [23] Yu, W., & Choi, S. U. S. (2003). The role of interfacial layers in the enhanced thermal conductivity of nanofluids : A renovated Maxwell model. *Journal of Nanoparticle Research*, 5(1-2), 67-71.
- [24] Einstein, A. (1906). Eine neue bestimmung der molekul dimensionen. *Annalen der Physik*, 19, 289-306.
- [25] Brinkman, H. C. (1952). The viscosity of concentrated suspensions and solution. *Journal of Chemical Physics*, 20, 571-581.
- [26] Batchelor, G. K. (1976). Brownian diffusion of particles with hydrodynamic interaction. *Journal of Fluid Mechanics*, 74(1), 1-29.

Références bibliographiques

- [27] Maïga, S. E. B., Palm, S. J., Nguyen, C. T., Roy, G., & Galanis, N. (2005). Heat transfer enhancement by using nanofluids in forced convection flows. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 26(4), 530-546.
- [28] Pak, B. C., & Cho, Y. I. (1998). Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles. *Experimental Heat Transfer*, 11(2), 151-170.
- [29] Li, D., & Kaner, R. B. (2005). Processable stabilizer-free polyaniline nanofiber aqueous colloids. *Chemical Communications*, 26, 3286-3288.
- [30] Hemmat Esfe, M., Toghraie, D., Esfandeh, S., & Motallebi, S. M. (2024). Simulation and accurate prediction of thermal efficiency of functionalized COOH-MWCNT/water nanofluids by artificial neural network using experimental data.
- [31] David, D. (2008). Nanofluides : L'efficacité à la hausse. <http://www.cooling-masters.com>
- [32] Ahmed, M. S., Abdel Hady, M. R., & Abdallah, G. (2018). Experimental investigation on the performance of chilled-water air conditioning unit using alumina nanofluids. *Thermal Science and Engineering Progress*, 5, 589-596.
- [33] Rao, B. P., Rao, V. N., Naidu, S. C. V. R. M., & Veeraiah, T. (2018). Heat transfer enhancement in double pipe heat exchanger by alumina-water nanofluid. *Heat Transfer*, 5(3).
- [34] Arya, H., Sarafraz, M. M., Pourmehran, O., & Arjomandi, M. (2019). Heat transfer and pressure drop characteristics of MgO nanofluid in a double pipe heat exchanger. *Heat and Mass Transfer*, 55(6), 1769-1781.
- [35] Ajeel, R. K., Salim, W. S. I. W., & Hasnan, K. (2019). An experimental investigation of thermal-hydraulic performance of silica nanofluid in corrugated channels. *Advanced Powder Technology*, 30(10), 2262-2275.
- [36] Logesh, K., Arunraj, R., Govindan, S., Thangaraj, M., & Yuvashree, G. K. (2020). Numerical investigation on possibility of heat transfer enhancement using reduced weight fin configuration. *International Journal of Ambient Energy*, 41(2), 142-145.

Références bibliographiques

- [37] Aghayari, R., Maddah, H., Pourkiaei, S. M., Ahmadi, M. H., Chen, L., & Ghazvini, M. (2020). Theoretical and experimental studies of heat transfer in a double-pipe heat exchanger equipped with twisted tape and nanofluid. *The European Physical Journal Plus*, 135(2), 1-26.
- [38] Aroni, L. T., Siddiqui Kunja, J. M., & Islam, A. K. M. S. (2021). Study of laminar convective heat transfer through a sinusoidal corrugated channel with a zero-degree phase shift using different nanofluids. *Materials Today : Proceedings*, 44(19).
- [39] Jalili, B., Aghaee, N., Jalili, P., & Ganji, D. D. (2022). Novel usage of the curved rectangular fin on the heat transfer of a double-pipe heat exchanger with a nanofluid. *Case Studies in Thermal Engineering*, 35.
- [40] Salameh, T., Alkasrawi, M., Olabi, A. G., Makky, A. A., & Abdelkareem, M. A. (2023). Experimental and numerical analysis of heat transfer enhancement inside concentric counter flow tube heat exchanger using different nanofluids. *International Journal of Thermofluids*, 20.
- [41] Porgar, S., Huminic, G., Huminic, A., Najibolashraf, R., & Salehfehr, S. (2024). Application of nanofluids in heat exchangers - A state-of-the-art review. *International Journal of Thermofluids*, 24.
- [42] Alhulaif, A. S. (2025). Numerical characterization of the performance of counter-flow double-pipe heat exchanger using nanofluids for laminar flow regime. *Results in Engineering*, 25.
- [43] Ayoob, H. W., Omar, I., Ghanim, W. K., Fares, M. N., Fazilati, M. A., Salahshour, S., & Esmaeili, S. (2025). The thermal-flow performance of water- Al_2O_3 nanofluid flow in an elliptical duct heat exchanger equipped with two rotating twisted tapes. *Case Studies in Chemical and Environmental Engineering*, 11.
- [44] Gupta, A., Gupta, B., Bhalavi, J., Baredar, P., Parmar, H., & Senthil, R. (2021). CFD study on heat transfer and pressure drop of nanofluids ($\text{SiO}_2/\text{H}_2\text{O}$, $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{CNTs}/\text{H}_2\text{O}$) in a concentric tube heat exchanger. *International Journal of Ambient Energy*.
- [45] Arya, H., Sarafraz, M. M., Pourmehran, O., & Arjomandi, M. (2019). Heat transfer and pressure drop characteristics of MgO nanofluid in a double pipe heat exchanger. *Heat and Mass Transfer*, 55(6), 1769-1781.