الجمهور يةالجزائر يةالديمقراطيةالشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

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



جامعةمحمدخيضر - بسكرة كليـةالعلـوموالتكنـولوجياً قسم :الهندسةالميكـانيكية المرجع:

Thèse Présentée en vue de l'obtention du diplôme de

Doctorat Sciences en Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Contribution à l'étude des systèmes de

réfrigération par l'usage des Nano-fluides.

Présentée par :

LAKROUNE Abdelghani

Soutenue publiquement le dd/mm/yyyy

Devant le jury composé de :

MOUMMI Noureddine	Professeur	Président	Université Mohamed khider Biskra
GUERIRA Belhi	Professeur	Encadreur	Université Mohamed khider Biskra
BELGHAR Nourredine	Professeur	Co-Encadreur	Université Abbes Laghrour Khenchela
BOUZAHER Mohamed Taher	MCA	Examinateur	Centre de recherche Biskra CRSTRA
BELKAID Khmissi	MCA	Examinateur	Centre de recherche Biskra CRSTRA

Remerciements

Je voudrais remercier en remerciant Dieu, ma famille, plus particulièrement mes parents, ma femme et mes enfants, également tous les membres du jury qui ont daigné juger ce modeste travail, notamment Monsieur GUERIRA Belhi et BELGHAR Nourredine, pour leurs soutiens précieux.

Sans oublier mes amis et collègues et toutes personnes qui, de près ou de loin, ont contribué à l'aboutissement de ce travail.

Al'âme de mon père et ma mère,

Je dédie cette réussite comme

le reflet de leur éternel héritage.

Tables des matières

REMERCIEMENT	i
LISTE DE FIGURES	v
LISTE DE TABLEAUX	viii
NOMENCLATURE	x
INTRODUCTION GENERALE	1

Chapitre I : Etude bibliographique.

Introduction	4
I.1. Définition des systèmes de réfrigération	4
I.2. Composants essentiels d'un système de réfrigération	4
I.3. Types de systèmes de réfrigération	5
I.4. Types d'échangeurs de chaleur dans les systèmes de réfrigération	6
I.4. Amélioration du transfert de chaleur	8
I.5. Applications spécifiques dans la réfrigération	9
I.6. Définition du Coefficient de Transfert Thermique par Convection.	11
I.6.1. Corrélations Empiriques pour le coefficient h	11
I.7. Les nanofluides et leurs utilisations	12
I.7.1. Etat de l'art sur les nanofluides	13
I.7.2. Les nanoparticules d'oxyde d'aluminium	14
I.7.2. Les nanoparticules d'oxyde de Cuivre	15
I.7.2. Les nanoparticules d'oxyde de Titane	15
Conclusion	17

Chapitre II : Formulation mathématique.

Introduction	19
II.1 Description physique de la configuration étudiée	19
II.2. Condition aux limites et paramètres choisis	

II.3. Formulations mathématiques du problème
II.4 Hypothèses simplificatrices
II.4.1 Hypothèses sur l'Écoulement
II.4.2 Hypothèses sur le Nanofluide22
II.4.3. Hypothèses sur le Transport Thermique
II.5. Propriétés thermo physiques des nano-fluides24
II.5.1.Viscosité
II.5.2. Capacité calorifique25
II.5.3. Masse volumique
II.5.4. Conductivité thermique
II.6. Nombres adimensionnels26
II.6.1. Nombre de Reynolds (Re)27
II.6.2. Nombre de Prandtl (Pr)
II.6.3 Nombre de Nusselt (Nu)27
II.6.4. Coefficient de frottement (f)
II.6.5. Indice des critères d'évaluation des performances PEC
II.6.6. Le Taux d'Amélioration (Enhancement Ratio)
Conclusion

Chapitre III : Résolution numérique.

Introduction	. 32
III.1. Les étapes de la simulation par fluent	. 32
III.2. Indépendance des résultats du maillage	. 33
III.3. Méthode de résolution numérique	. 34
III.4. Exemple de calcul	. 34
III.4.1. Explication du loiciel gambit	. 34
III.4.2. L'outil Fluent	. 40
Choix de la géométrie :	. 40
Vérification du maillage importé :	. 41
Vérification de l'échelle :	. 42
Choix du solveur :	. 42

Affichage de la grille :	
Choix du modèle de turbulence :	44
Définition des caractéristiques des matériaux :	
Conditions aux limites usuelles :	
Choix de solution :	
Lancement du calcul :	47
Conclusion	

Chapitre IV : Validation et discussion des résultats.

Introduction	50
IV.1. Validation des résultats	50
IV.2. Discussion des résultats	
IV.2.1. Champ de vitesse	52
IV.2.1.1. Evolution de la vitesse axiale à différentes positions x	52
IV.2.1.2. Variation de la vitesse axiale en fonction de Reynolds	53
IV.2.1.3. Evolution de la vitesse axiale dans la section ondulée du canal	54
IV.2.2 Profil de Température	55
IV.2.3. Effet de la concentration du Nanofluide	56
IV.2.3.1. Cas d'un canal lisse	56
IV.2.3.2. Cas du canal ondulé	59
IV.2.4. Effets de l'Espacement (E) sur la Performance du Transfert de Chaleur	
IV.2.4.1. Influence sur le Nombre de Nusselt Moyen	
IV.2.5. Analyse du Ratio d'Amélioration (ER)	66
IV.2.5.1. Effet de l'Espacement sur le Taux d'Amélioration	66
IV.2.5.2. Effet de la Concentration à Espacement Nul	66
IV.2.6. La Résistance Thermique	67
Conclusion	
CONCLUSION GENERALE	70
REFERERENCES	73
RESUME	79

Liste des figures

Figure I.1 : Principe d'un échangeur de chaleur à ailettes
Figure I.2 : Principe d'un échangeur de chaleur à plaques7
Figure I.3 : Schéma d'échangeur canaux ondulés7
Figure II.1 : Modèle physique étudié18
Figure III.1 : Effet de maillage
Figure III.2 : Fenêtre principale de Gambit
Figure III.3 : Détermination du type de solver
Figure III.4 : Menu principale du Gambit
Figure III.5 : Création de la géométrie du canal ondulé sur Gambit
Figure III.6 : Réalisation du maillage
Figure III.7 : Exportation du maillage
Figure III.8 : Ouverture de la version de Fluent40
Figure III.9 : Importation de la géométrie41
Figure III.10 : Vérification du maillage sous Fluent41
Figure III.11 : Vérification des unités42
Figure III.12 : Choix du solveur sous Fluent
Figure III.13 : Affichage de la grille et vérification des conditions43
Figure III.14 : Choix du modèle de turbulence44
Figure III.15 : Définition des équations de l'énergie45

Figure III.16 : Données de <i>nanofluide (AL2O3</i>) dans le logiciel Fluent
Figure III.18 : Introduction des Conditions aux limites46
Figure III.19 : Choix de la solution47
Figure III.20: Allures des résultats d'écoulement47
Figure IV.1.a : Validation des résultats avec ceux de Blasius
Figure IV.1.b : Validation des résultats avec ceux de Dittus-Boelter
Figure IV.2 : Profils de vitesse axiale à différentes positions de la section de test pour Re = 20 000
Figure IV.3 : Variation de la vitesse axiale pour différents nombres de Reynolds53
Figure IV.4 : Profils de vitesse axiale à différentes positions dans la section ondulée du canal
Figure IV.5 : Profils de température à différentes positions dans la section de test
Figure IV.6: Effet de la concentration de nanofluide sur le nombre de Nusselt moyen pour un canal lisse
Figure IV.7 : Effet de la concentration de nanofluide sur le coefficient de frottement pour un canal lisse
Figure IV.8 : Critère d'évaluation de la performance (PEC) pour un canal lisse avec des concentrations de nanofluide variables
Figure IV.9 : Effet de la concentration de nanofluide sur le nombre de Nusselt moyen pour un canal ondulé
Figure IV.10 : Effet de la concentration de nanofluide sur le coefficient de frottement pour un canal ondulé
Figure IV.11 : Critère d'évaluation de la performance (PEC) pour un canal ondulé avec des
concentrations de nanofluide variables

Figure IV.12 : Effet de l'espacement sur le nombre de Nusselt moyen pour une concentration
de nanofluide de 4 %64
Figure IV.13 : Effet de l'espacement sur le coefficient de frottement pour une concentration
de nanofluide de 4 %
Figure IV.14 : Critere d'evaluation de la performance (PEC) pour différents ratios
d'espacement et une concentration de nanofluide de 4 %
Figure IV 15 . Datia d'amélianation avec différente concernante neur une concernante de
Figure IV.15: Ratio d'amenoration avec differents espacements pour une concentration de
nanofluide de 4 %
Figure IV.16 : Effet de la concentration de nanofluide sur le ratio d'amélioration à $(E = 0)$
68
Figure IV.17 : Variation de la résistance thermique en fonction de la température pour
differents nombres de Reynolds

Liste des tableaux

Tableau I.1 : Valeurs des conductivités thermiques des nanoparticules d'oxydes métalliques	
pour diverses valeurs des fractions volumiques de nanoparticules utilises1	.6
Tableau II.1 : Propriétés thermo-physiques du nano-fluide (eau / Al2O3) en fonction de la	
concentration2	27
Tableau IV.1 : Comparaison des résultats avec celles de Blasius	0
Tableau IV.2 : Comparaison des résultats avec celles de Dittus-Bolter	50

Nomenclature

a	Longueur d'ondula	tion,	m
---	-------------------	-------	---

- b Amplitude, m
- Cp Chaleur spécifique, J / kg K
- Dh Diamètre hydraulique, m
- E Espacement, m
- H Hauteur du canal, m
- h Coefficient de transfert de chaleur par convection W/m².K
- hm Coefficient de transfert de chaleur par convection moyen W/m².K
- L Longueur du canal, m
- P Pression, Pa
- Q Flux de chaleur échangée, W
- S Surface d'échange, m²
- T Température, °C
- U Vitesse, m/s
- Um Vitesse moyenne, m/s
- ux Vitesse selon la direction ox, m/s
- uy Vitesse selon la direction oy, m/s
- x, y Relatif aux directions spatiales

Lettres grecques

- α Diffusivité thermique, m²/s
- λ Conductivité thermique, W/m. K

- μ Viscosité dynamique, Pa. s
- v Viscosité cinématique, m²/s
- ρ Masse volumique du fluide, kg/m3
- τ Contrainte visqueuse

Nombres adimensionnels

- ER Taux d'amélioration thermique (Enhancement Ration)
- *f* Coefficient de frottement
- Nu Nombre de Nusselt
- PEC Critère d'évaluation de performance
- Pr Nombre de Prandtl
- Re Nombre de Reynolds

Indices

atm	Atmosphère
f	Fluide
in	Entrée
n	nanoparticule
m	moyen
S	Solide, Référence
t	Turbulent

Introduction générale

Introduction générale

Les systèmes de réfrigération jouent un rôle essentiel dans le contrôle thermique au sein de nombreuses industries, telles que la conservation des aliments et le refroidissement industriel. Grâce aux avancées technologiques, ces systèmes ont considérablement évolué. Ces dernières années, la recherche sur le transfert de chaleur et l'écoulement des fluides dans des canaux à géométrie complexe a connu un essor important, notamment en ce qui concerne l'amélioration du transfert thermique grâce à l'utilisation des nanofluides.

L'intégration des échangeurs de chaleur à parois ondulées et l'utilisation de nanofluides, tels que les nanoparticules d'oxyde d'aluminium, représentent des solutions innovantes pour optimiser le rendement des systèmes de réfrigération. Les canaux ondulés, en créant des turbulences, augmentent la surface d'échange thermique et améliorent ainsi l'efficacité du transfert de chaleur. Quant aux nano-fluides, grâce à leur capacité à accroître la conductivité thermique renforcent et améliorent encore les performances thermiques des systèmes de réfrigération.

En combinant ces deux technologies, on parvient à réduire les pertes énergétiques et à améliorer l'efficacité des systèmes de réfrigération. Ces avancées sont particulièrement bénéfiques dans les applications industrielles complexes, où la gestion thermique et la consommation d'énergie sont des enjeux majeurs.

L'association d'échangeurs à parois ondulées et de nano-fluides ouvre de nouvelles perspectives pour améliorer l'efficacité énergétique. Toutefois, la géométrie ondulée entraîne des pertes de charge plus élevées comparées à celles observées dans les canaux lisses. Il est donc essentiel d'optimiser l'amplitude des ondulations et l'espacement des vagues pour maximiser l'efficacité thermique tout en réduisant les pertes de charge.

Cette étude a pour objectif de combler le manque de connaissances en examinant l'impact combiné de la géométrie des canaux ondulés et des nanofluides Al_2O_3 -eau sur l'efficacité du transfert de chaleur.

Les principaux objectifs de la thèse sont les suivants :

- 1. Analyser l'impact de l'espacement des ondulations sur l'amélioration du transfert thermique et la chute de pression.
- 2. Étudier l'influence de la concentration en nanofluide sur les performances thermiques.
- 3. Évaluer les effets des conditions de fonctionnement (nombre de Reynolds et température) sur l'efficacité du système.
- 4. Optimiser les paramètres géométriques et opérationnels pour maximiser l'amélioration du transfert de chaleur.

Pour cela la thèse est subdivisée en plusieurs chapitres se résumant comme suit :

Le premier chapitre explore l'impact des échangeurs de chaleur à canaux ondulés et des nanofluides dans les systèmes de réfrigération, en mettant l'accent sur les mécanismes de transfert thermique, les avantages pratiques, ainsi que les perspectives d'optimisation des performances thermiques et énergétiques.

Le deuxième chapitre est constitué du modèle physique choisi, comprenant les équations gouvernantes et les conditions aux limites associées avec les conditions simplificatrices nécessaires pour notre cas d'étude.

Le troisième chapitre est réservé pour l'étude du maillage et la présentation du code de calcul "Fluent" en montrant les différentes étapes de la résolution numérique de calcul concernant notre cas d'étude.

Le chapitre quatre porte sur la validation et l'explication détaillée des résultats de simulation obtenus pour un canal horizontal à parois ondulées sinusoïdale. Le calcul numérique a été mené à l'aide du code de calcul "Fluent", qui utilise la méthode des volumes finis.

Une conclusion générale clôture cette thèse et notre travail en proposant quelques perspectives.

Chapitre I Etude bibliographique

Introduction

Les systèmes de réfrigération sont essentiels pour le contrôle thermique dans de nombreuses industries, de la conservation alimentaire au refroidissement industriel. Dans ce chapitre, nous allons explorer l'impact des échangeurs de chaleur à canaux ondulés et des nanofluides dans les systèmes de réfrigération, en mettant l'accent sur les mécanismes de transfert thermique, les avantages pratiques, ainsi que les perspectives d'optimisation des performances thermiques et énergétiques.

I.1. Définition des systèmes de réfrigération

Un système de réfrigération est un système qui permet de retirer de la chaleur à partir d'un endroit ou d'un objet de manière à conserver une température inférieure à celle de l'environnement. Ces systèmes sont utilisés dans un grand nombre d'applications industrielles, commerciales et résidentielles comme le stockage des aliments, le refroidissement des appareils électroniques, et autres activités de conditionnement d'air [1].

I.2. Composants essentiels d'un système de réfrigération

Un système de réfrigération se compose de plusieurs éléments qui travaillent ensemble en cycle fermé. Les principaux composants sont [1,2] :

Le compresseur : Le compresseur est l'élément clé d'un système de réfrigération. Il aspire le fluide réfrigérant sous forme de vapeur et le comprime pour l'envoyer à haute pression vers le condenseur. Ce processus permet d'augmenter la température et la pression du fluide réfrigérant, facilitant ainsi son refroidissement

Le condenseur : C'est un échangeur de chaleur qui permet au fluide réfrigérant, comprimé et chaud, de céder sa chaleur à un fluide extérieur (souvent l'air ou de l'eau). En refroidissant, le fluide réfrigérant passe de l'état gazeux à l'état liquide. Le condenseur est souvent situé à l'extérieur des installations, comme dans les climatiseurs ou les systèmes de réfrigération industriels.

Le détendeur : Le détendeur est une vanne qui permet de réduire la pression du fluide réfrigérant. Cette diminution de pression provoque une baisse de la température du fluide, ce qui est essentiel pour la phase d'absorption de chaleur dans l'évaporateur.

L'évaporateur : Dans l'évaporateur, le fluide réfrigérant, maintenant à basse pression et basse température, absorbe la chaleur de l'environnement ou de l'espace à refroidir. Le fluide passe à l'état gazeux, ce qui permet d'extraire la chaleur de l'objet ou de l'air ambiant.

Le fluide réfrigérant : Le fluide réfrigérant est la substance qui circule dans le système et qui effectue les échanges thermiques. Il est choisi en fonction de ses propriétés thermodynamiques, telles que sa capacité à évaporer et condenser à des températures appropriées.

I.3. Types de systèmes de réfrigération

Il existe plusieurs types de systèmes de réfrigération, chacun étant adapté à des applications spécifiques et aux besoins de performance. Les types les plus courants :

Systèmes de réfrigération à compression de vapeur : Ce type de réfrigération est le plus couramment utilisé, notamment dans les réfrigérateurs domestiques, les climatiseurs et les réfrigérateurs industriels. Le fluide réfrigérant est comprimé, puis condensé pour céder sa chaleur, avant de se détendre dans l'évaporateur où il absorbe la chaleur. Des fluides tels que le R134a ou le R410A sont fréquemment utilisés dans ces systèmes [3].

Systèmes de réfrigération à absorption : La technologie de réfrigération par absorption a été largement utilisée pour les applications de climatisation, en particulier dans les bâtiments à grande échelle. Le principe de fonctionnement d'un cycle d'absorption est similaire à celui d'un cycle de compression vapeur avec deux différences majeures. La première différence est que contrairement aux systèmes à compression de vapeur à entraînement électrique, le cycle d'absorption est un système thermique alimenté par la chaleur avec peu d'apport d'énergie mécanique. La deuxième différence est l'existence d'un fluide secondaire en plus du fluide frigorigène de travail, qui est dit absorbant. La solution absorbante est utilisée pour absorber la vapeur du réfrigérant, permettant à sa pression d'être augmentée de manière économique par une pompe à liquide, plutôt qu'un compresseur de vapeur qui nécessite beaucoup plus de travail mécanique [4].

Réfrigération à air et réfrigération à eau : Ces systèmes peuvent être soit à compression de vapeur, soit à absorption. La principale différence réside dans la manière dont la chaleur est dissipée. Les systèmes à réfrigération par air utilisent des ventilateurs pour dissiper la chaleur du condenseur dans l'air ambiant, tandis que les systèmes à réfrigération par

eau utilisent de l'eau pour dissiper la chaleur [5]. Ces deux types sont utilisés selon l'environnement et les besoins en termes d'efficacité énergétique.

Réfrigération à base de CO₂ (carbone) : Ce système est particulièrement utilisé dans les industries alimentaires, de distribution et de conservation, notamment dans les supermarchés. Le **CO₂** est un fluide réfrigérant naturel avec un faible impact environnemental comparé à d'autres réfrigérants synthétiques. Les systèmes de réfrigération CO₂ sont plus efficaces dans des environnements de températures relativement basses [6].

L'efficacité énergétique d'un système de réfrigération dépend fortement de la performance de son échangeur de chaleur. Un échangeur bien conçu permet de réduire les consommations énergétiques en maximisant le transfert thermique pour une donnée quantité d'énergie fournie par le compresseur. L'optimisation des échangeurs de chaleur peuvent considérablement réduire les émissions des gaz à effet de serre des systèmes de réfrigération [5].

I.4. Types d'échangeurs de chaleur dans les systèmes de réfrigération

Les échangeurs de chaleur utilisés dans les systèmes de réfrigération peuvent être classés selon leur fonction, leur conception et leur application. Les principaux types :

Échangeurs à tube et à ailettes : Ce sont les types les plus courants dans les systèmes de réfrigération domestiques et industriels. Ils se composent de tubes à travers lesquels le fluide réfrigérant s'écoule, et d'ailettes ou de fines lamelles qui augmentent la surface de transfert thermique. Ces échangeurs sont utilisés dans les condensateurs et les évaporateurs des réfrigérateurs et climatiseurs [5].



Figure I.1: Principe d'un échangeur de chaleur à ailettes [5].

Échangeurs à plaques : Ces échangeurs sont formés de plusieurs plaques empilées, Les plaques sont soit lisses, soit ont une forme ondulée, Ce type d'échangeur thermique est fréquemment employé car il est très performant. On le trouve dans les climatisations, les réfrigérateurs ou encore pour les applications de réfrigération industrielle [6].



Figure I.2 : Principe d'un échangeur de chaleur à plaques.

Échangeurs à canaux ondulés : Ces échangeurs de chaleur, utilisés dans des applications qui nécessite une performance thermique où l'espace est limité, utilisent des canaux dont les parois sont ondulées pour améliorer le mélange du fluide et augmenter la surface d'échange thermique. Ce type d'échangeur est couramment utilisé dans des systèmes de réfrigération compacts et dans le refroidissement de composants électroniques [6].



Figure I.3 : Schéma d'échangeur canaux ondulés.

L'utilisation d'échangeurs de chaleur ondulés dans les systèmes de réfrigération compacts présente plusieurs avantages, principalement liés à l'amélioration des performances et de l'efficacité thermiques, les principaux avantages sont [7,8] :

- Amélioration du transfert thermique grâce à la turbulence générée par les ondulations.
- Faible perte de charge malgré l'augmentation de la turbulence.
- Augmentation de la convection en perturbant les couches limites thermiques, ce qui améliore l'efficacité globale du système.
- Réduction de la taille des équipements nécessaires pour un transfert thermique équivalent, permettant la réalisation des systèmes plus compacts.
- Diminution des coûts d'installation et des matériaux grâce à la taille réduite des échangeurs.
- Adaptation idéale aux applications nécessitant efficacité thermique et taille réduite, telles que les réfrigérateurs embarqués ou les refroidisseurs pour l'électronique.

I.4. Amélioration du transfert de chaleur

Les échangeurs de chaleur à parois ondulées sont des dispositifs qui exploitent des canaux dont les parois sont courbées pour améliorer le transfert thermique. L'objectif principal de cette géométrie est d'introduire des turbulences et des vortex dans le fluide, ce qui perturbe l'écoulement laminaire classique. Cette perturbation augmente la surface de contact entre le fluide et la paroi, ce qui permet un meilleur échange thermique. De plus, ces canaux ondulés améliorent le mélange du fluide, augmentant ainsi la convection thermique [9].

(Dharaiya & Kandlikar, 2013) [10] ont effectué un modèle numérique développé à l'aide du logiciel Computational Fluid Dynamics (CFD) (FLUENT) pour simuler l'écoulement des fluides et le transfert de chaleur dans des microcanaux dotés d'éléments de rugosité sinusoïdaux structurés. Ce modèle permet de mieux prévoir les processus de transport en présence de rugosité , les résultats obtenus indique une amélioration remarquable du transfert de chaleur allant jusqu'à 264,8 % par rapport aux canaux lisses dans certaines géométries de rugosité,

Une autre étude numérique de l'amélioration du transfert de chaleur dans un dissipateur thermique bidimensionnel à microcanaux (MCHS) utilisant de l'eau +Al2O3, de l'eau + CuO et de l'eau+TiO2 a été menée par (Fadzin & Lee, 2013) [11] Le résultat montre que les performances de transfert de chaleur de tous les nanofluides utilisés dans cette étude étaient meilleures que celles de l'eau pure.

Parmi les différentes combinaisons testées, les chercheurs ont découvert que l'utilisation d'un mélange d'oxyde d'aluminium (Al2O3) et d'eau comme liquide de refroidissement offrait les meilleures performances de transfert de chaleur. Cette combinaison a surpassé l'eau pure d'environ 21,6 % [11].

(Hung et al., 2012) [12] Ont étudiée numériquement L'amélioration du transfert de chaleur dans un dissipateur thermique à microcanaux 3D (MCHS) utilisant des nanofluides, Les résultats montrent également qu'à mesure que la fraction volumique des particules du nanofluide augmente, la résistance thermique diminue d'abord puis augmente Cela signifie qu'il existe une concentration optimale pour les meilleures performances.

I.5. Applications spécifiques dans la réfrigération

Les échangeurs de chaleur à parois ondulées ont une large gamme d'applications dans le domaine de la réfrigération, en particulier dans des systèmes où l'efficacité thermique et la compacité sont des priorités. Ces échangeurs sont particulièrement adaptés aux systèmes de réfrigération compacts, refroidissement électronique et systèmes CVC (chauffage, ventilation et climatisation) à haute efficacité énergétique. Par exemple, les systèmes de réfrigération à faible consommation d'énergie, qui nécessitent un transfert thermique maximal dans des espaces réduits, bénéficient grandement des canaux ondulés en raison de leur capacité à dissiper la chaleur efficacement tout en réduisant la taille de l'échangeur.

Les canaux ondulés sont également utilisés dans les applications de refroidissement électronique, où la gestion de la chaleur est cruciale pour éviter la surchauffe des composants électroniques. Dans ce cas, des études ont montré que l'utilisation de canaux ondulés permet d'obtenir des performances thermiques améliorées, tout en réduisant la taille des échangeurs de chaleur, ce qui est essentiel dans les systèmes à espace restreint tels que les serveurs ou les équipements électroniques de haute performance [13]

Les échangeurs ondulés sont particulièrement efficaces lorsqu'ils sont combinés avec des nanofluides. L'augmentation de la conductivité thermique des nanofluides améliore encore l'efficacité thermique de ces échangeurs compacts [14].

Bien que les échangeurs à parois ondulées offrent de nombreux avantages, plusieurs défis restent à surmonter pour les rendre plus efficaces dans les applications de réfrigération. Un des principaux défis est le compromis entre le transfert thermique et les pertes de charge. En effet, une augmentation de l'amplitude des ondulations peut améliorer le transfert thermique, mais cela entraîne également une augmentation des pertes de charge, ce qui nécessite une augmentation de la puissance de pompage.

Pour répondre à ce problème, des chercheurs ont exploré des méthodes pour réduire les pertes de charge tout en maintenant un transfert thermique élevé, notamment en optimisant la géométrie des canaux et en utilisant des fluides à faible viscosité [7]. Une autre approche consiste à utiliser des modèles numériques pour simuler les écoulements et le transfert thermique dans ces canaux, afin d'optimiser la conception des échangeurs. Khan et al. (2020) [15] ont réalisé des simulations numériques détaillées pour analyser les comportements thermiques et hydrodynamiques des canaux ondulés et proposer des géométries optimisées pour des applications de réfrigération.

Un autre aspect clé est l'utilisation de nanofluide, qui sont des fluides améliorés par l'ajout de nanoparticules solides (comme l'oxyde d'aluminium, le cuivre ou le dioxyde de silicium). Les nanofluids ont des propriétés thermiques supérieures aux fluides classiques, notamment une conductivité thermique plus élevée, ce qui permet d'améliorer encore le transfert de chaleur dans les canaux ondulés. Des recherches ont montré que l'ajout de nanofluide dans des canaux à parois ondulées permet d'augmenter le transfert de chaleur de manière significative tout en maintenant des pertes de charge raisonnables, ce qui est crucial pour l'efficacité globale des systèmes de réfrigération [11,12].

I.6. Définition du Coefficient de Transfert Thermique par Convection.

Le coefficient de transfert thermique par convection h est défini par la relation suivante :

$$Q = h \cdot A \cdot (Ts - T\infty)$$
 I.1

Avec :

Q : est le taux de transfert de chaleur,

A : est la surface d'échange thermique,

Ts : est la température de la surface,

 $T\infty$: est la température du fluide loin de la surface.

Le coefficient h dépend de plusieurs facteurs, dont les principaux sont :

Les propriétés thermo-physiques du fluide : La conductivité thermique k, la viscosité μ , la capacité calorifique Cp , la densité ρ , et la diffusivité thermique $\alpha = k/\rho cp$.

La vitesse de l'écoulement : Un écoulement plus rapide améliore le transfert de chaleur.

La géométrie de la surface et du flux : La forme de la surface d'échange thermique (plan, cylindrique, etc.) et la configuration du flux (par exemple, écoulement autour d'un cylindre, d'une plaque plane) influencent également *h*.

Le régime d'écoulement : Les écoulements peuvent être laminaire, turbulent ou transitoire. Le régime turbulent, par exemple, est généralement plus efficace pour le transfert thermique que le régime laminaire.

I.6.1. Corrélations Empiriques pour le coefficient h

Il existe des relations empiriques qui relient le coefficient de transfert thermique (h) aux nombres adimensionnels tels que le nombre de Nusselt (Nu), le nombre de Reynolds (Re) et le nombre de Prandtl (Pr), selon la configuration de l'écoulement et la géométrie.

La corrélation générale pour les échangeurs à surfaces ondulées est donnée par l'équation I.2.

$$Nu = C. Re^m. Pr^n I.2$$

Elle est valable pour les régimes d'écoulement laminaire et turbulent, et peut être utilisée pour prédire à la fois le transfert de chaleur et la perte de charge dans des canaux avec des surfaces ondulées [16].

Avec :

C, m, et n des constantes ajustées empiriquement pour les géométries ondulées spécifiques.

Nu : est le nombre de Nusselt,

Re : est le nombre de Reynolds basé sur la géométrie du canal (diamètre hydraulique),

Pr : est le nombre de Prandtl.

Pour les échangeurs de chaleur à surfaces ondulées en écoulement turbulent la corrélation couramment utilisée donne une expression pour le nombre de Nusselt (Nu) en fonction du nombre de Reynolds (Re) et du nombre de Prandtl (Pr), Cette corrélation a été développée spécifiquement pour des échangeurs de chaleur avec des surfaces ondulées [17].

$$Nu = 0.023. Re^{0.8}. Pr^{0.3}. 1 + 0.03. (d/L)^{1.1}$$
 I.3

Re : est le nombre de Reynolds basé sur le diamètre hydraulique d du canal,

Pr : est le nombre de Prandtl,

d : est le diamètre du canal,

L : est la longueur de la surface ondulée.

Cette corrélation montre l'effet de la géométrie de l'ondulation (par le terme $((d/L)^{1.1})$ sur le transfert thermique.

Pour des configurations spécifiques d'échangeurs à surfaces ondulées, la relation I.4 peut être utilisée pour estimer la performance thermohydraulique [18] :

$$Nu = 0.027. Re^{0.8}. Pr^{0.3}. (1 + 0.03. \left(\frac{h}{d}\right)^{0.5}$$
 I.4

h : est la hauteur des ondulations,

d : est le diamètre du tube.

I.7. Les nanofluides et leurs utilisations.

Les nano-fluides sont des dispersions de particules de taille nanométrique (dont le diamètre est typiquement inférieur à 100 nm), appelées nanoparticules, dans un fluide de base afin d'en améliorer certaines propriétés. Ce type de solution suscite un grand intérêt depuis la découverte de leurs propriétés thermiques particulières. Dans le cas des fluides caloporteurs, un des premiers paramètres à prendre en compte afin d'évaluer le potentiel d'échange de chaleur est la conductivité thermique. En effet, les fluides de base souvent utilisés dans les applications de refroidissement ou de chauffage ont des conductivités thermiques très faibles qui limitent leur capacité de transfert de chaleur. L'idée est alors d'insérer au sein des liquides de base des nanoparticules de conductivité très élevée, afin d'augmenter la conductivité thermique effective du mélange et ainsi améliorer ces performances thermiques [19].

Les nanoparticules sont des fines particules nanométriques : leur diamètre est de quelques nanomètres (<50nm).

Les nanoparticules les plus utilisées pour obtenir des nanofluides sont :

- l'oxyde d'aluminium, Al₂O₃.- l'aluminium, Al.- le cuivre, Cu.- l'oxyde de cuivre, CuO.l'or, Au.- l'argent, Ag.- les nanotubes de carbone.- le silicone, Si.- le dioxyde de titane, TiO₂.

Les liquides de base les plus utilises sont :

- l'eau. - l'ethylene-glycol, les huiles..

Dans ce travail, la nanoparticule utilisée est : L'Oxyde d'aluminium Al₂O₃.

I.7.1. Etat de l'art sur les nanofluides

Le terme "nanofluide" a été introduit par Choi pour désigner les suspensions de nanoparticules solides dans un liquide de base. Il a observé que la conductivité thermique effective du mélange eau-Al₂O₃ augmentait de 20% pour une concentration en volume d'Al₂O₃ variant de 1% à 5%. Par ailleurs, l'ajout de certaines nanoparticules dans un liquide, même à faible concentration (1% en volume), peut considérablement augmenter sa conductivité thermique : de 150% dans le cas des nanotubes de carbone. [20], de 40% pour les nanoparticules d'oxyde de cuivre [21], et de plus de 20% pour les oxydes d'aluminium [20-21].

Depuis 2001, de nombreuses recherches ont été menées sur cette nouvelle classe de nanofluides, dans le but de mieux comprendre les mécanismes impliqués et de développer des fluides caloporteurs plus performants. La conductivité thermique élevée des nanofluides les rend prometteurs pour remplacer les fluides caloporteurs classiques dans les échangeurs thermiques, dans le but d'améliorer leur efficacité [22].

Cependant, certaines limitations, susceptibles de nuire aux performances des nanofluides par rapport aux fluides caloporteurs classiques, ont été identifiées. L'ajout de nanoparticules dans un fluide augmente généralement sa viscosité, ce qui entraîne une augmentation des pertes de charge dans les échangeurs [23]. De plus, la stabilité des nanofluides dans le temps peut être un problème, car certaines suspensions de nanoparticules peuvent subir une agglomération, modifiant ainsi leurs propriétés thermiques. Toutefois, à ce jour, ces effets sont moins prononcés dans les nanofluides que dans les suspensions de microparticules classiques [24].

En plus de leurs applications industrielles, les nanofluides suscitent également un intérêt scientifique pour mieux comprendre les phénomènes physiques à l'échelle nanométrique. Les propriétés thermiques des nanofluides ne correspondent en effet pas toujours aux prédictions des théories classiques sur les suspensions de particules solides dans un liquide. Malgré le grand

nombre d'études récentes sur le sujet, aucune théorie n'a encore été capable de décrire de manière satisfaisante les résultats expérimentaux obtenus pour les nanofluides [25].

Les nanoparticules les plus utilisées dans la fabrication des nanofluides sont à base d'oxyde métallique, nous allons voir dans ce qui suit un aperçu sur les recherches de ces nanoparticules et leurs impacts sur l'amélioration du transfert thermique.

I.7.2. Les nanoparticules d'oxyde d'aluminium (d'Al₂O₃).

Les recherches sur les nanofluides se sont principalement concentrées sur la mesure de leur conductivité thermique en fonction de divers paramètres des nanoparticules (tels que leur taille, leur fraction massique) ainsi que de la température du fluide.

Le premier travail significatif sur l'amélioration de la conductivité thermique à l'aide d'oxyde d'aluminium a été réalisé par **Massuda et al**. En 1993 [26]. Ils ont observé une amélioration de 30% de la conductivité thermique en dispersant des nanoparticules d'Al₂O₃ de 13 nm de diamètre dans de l'eau, pour une fraction volumique φ de 4,3%. Cette étude a été suivie par celle **d'Eastman et al**. [27], qui ont constaté une amélioration similaire de 30% de la conductivité thermique en utilisant des nanoparticules d'Al₂O₃ de 33 nm de diamètre, en suspension dans l'eau, à une fraction volumique de 5%.

Les travaux de Wang et al. [28] ont examiné numériquement la convection naturelle dans une cavité bidimensionnelle pour divers nombres de Grashof et différentes concentrations en volume. Ils ont obtenu une amélioration de la conductivité thermique de 40% pour une suspension d'Al₂O₃ dans l'éthylène glycol, à une fraction volumique de 8%, et de 14% pour l'eau et Al₂O₃ à une fraction volumique de 4,5%.

Lee et al. [29] ont mesuré la conductivité thermique de nanofluides composés d'oxyde de cuivre (CuO) et d'oxyde d'aluminium (Al₂O₃) en utilisant l'eau et l'éthylène glycol comme fluides de base. Ils ont trouvé une amélioration de 10% de la conductivité thermique pour une suspension (eau + Al₂O₃) avec une fraction volumique de 4,3%, et de 20% pour le nanofluide (Al₂O₃) dans l'éthylène glycol à $\varphi = 5\%$.

En 2003, **Das et al**. [30] ont été les premiers à étudier l'impact de la température sur l'augmentation de la conductivité thermique des nanofluides. Ils ont observé une augmentation linéaire de la conductivité thermique avec l'élévation de la température, entre 21°C et 51°C, pour les nanofluides (Al₂O₃ + eau) et (CuO + eau). Les nanoparticules avaient des diamètres de 38,4 nm pour l'Al₂O₃ et 28,6 nm pour le CuO. Ces résultats ont montré que la conductivité

thermique est influencée par la température et dépend également de la fraction volumique des nanoparticules dans le fluide.

En 2006, **Pracher et al**. [31] ont mesuré la conductivité thermique d'un nanofluide à base d'eau et de particules d'Al₂O₃ de 10 nm de diamètre, avec une fraction volumique de 0,5%, à une température de 85°C. Ils ont constaté que la conductivité thermique du nanofluide était deux fois plus élevée que celle de l'eau pure à cette température.

Li et Peterson [32] ont utilisé des nanoparticules d'Al₂O₃ de 36 nm de diamètre avec une fraction volumique de 10% dans de l'eau pure à une température de 34,7°C. Ils ont observé une amélioration de 30% de la conductivité thermique du nanofluide ainsi préparé.

I.7.3. Les nanoparticules d'oxyde de cuivre (CuO)

Eastman et al. [27], ont testés des nanoparticules de CuO, de diamètre 36nm avec une fraction volumique de 5% dans de l'eau, et ont obtenu une amélioration de la conductivité thermique de 60%, deux fois supérieure à la conductivité thermique obtenue dans les mêmes conditions avec des nanoparticules d'Al2O3.

Des études faites par Lee et al. [29], Das et al. [30] ont mesuré la conductivité thermique de nanofluides utilisant des nanoparticules de CuO de diamètre 18,6 nm dans de l'eau ou dans l'éthylène glycol. Ils ont constaté que la conductivité thermique du nanofluide utilisé augmente linéairement en fonction de la fraction volumique et la température des nanoparticules.

Li et Peterson [32], ont testés expérimentalement des nanoparticules CuO de diamètre 29nm dans l'eau pure avec une fraction volumique de 10 % à une température de 34,7°C, les résultats obtenus montrent une amélioration de 52% de conductivité thermique du nanofluide.

I.7.4. Nanoparticules de dioxyde de Titane (TiO2)

Les nanoparticules d'Al₂O₃ et de CuO, plus faciles à trouver dans le commerce, ont été les nanoparticules les plus étudiées au début des travaux de recherche sur les nanofluides.

Les études faites sur les nanoparticules d'oxyde de titane (TiO2) ont révélé une amélioration de 10,7 % de la conductivité thermique de l'eau en introduisant des particules de 27 nm avec une masse volumique de 4,35%. Cette valeur est beaucoup plus faible que les 32% obtenus pour le nanofluide (eau + Al2O3) avec la même concentration de nanoparticules.

Des études ont montré que la forme sphérique et cylindrique des nanoparticules influence directement la conductivité thermique des nanoparticules de TiO2. Les nanofluides contenant des nanoparticules sphériques de 15nm conduisent à une faible amélioration de la conductivité thermique tandis que, pour des nanoparticules cylindriques de 40nm, ils obtiennent une amélioration allant jusqu'à 33% pour une fraction volumique de 5% [33].

Le tableau (II.1) présente les résultats expérimentaux concernant la conductivité thermique des nanofluides avec des nanoparticules d'oxydes métalliques de tailles variées dispersées dans différents liquides de base (comme l'eau, l'éthylène glycol (EG) et l'huile), et pour diverses valeurs des fractions volumiques de nanoparticules.

Les Nanofluides	Taille des nanoparticules (nm)	Fraction volumique (φ) %	Amélioration de la conductivité k %
$Al_2O_3 + eau$	13	4,3	30
$Al_2O_3 + eau$	28	4.5	14
$Al_2O_3 + eau$	38	4	25
$Al_2O_3 + eau$	60	5	20
$Al_2O_3 + eau$	10	0.5	100
CuO +eau	36	5	60
CuO + eau	28.6	4	36
CuO + eau	18.6	4.3	10
CuO + eau	23	10	35
Al ₂ O ₃ +EG	28	8	40
Al ₂ O ₃ +EG	24.4	5	20
Al ₂ O ₃ +EG	60	5	30
CuO + EG	25	5	22.4
CuO + EG	23	15	55
Al ₂ O ₃ +huile	28	7	20
$Al_2O_3 + huile$	60	5	40
$Al_2O_3 + huile$	28	7.5	30
$TiO_2 + eau$	27	4.35	10.7
TiO ₂ + eau	15	5	33

Tableau I.1 : Valeurs des conductivités thermiques des nanoparticules d'oxydes métalliquespour diverses valeurs des fractions volumiques de nanoparticules utilises.[33]

Conclusion

En conclusion, les systèmes de réfrigération modernes ont connu des évolutions technologiques majeures, notamment dans les domaines du transfert thermique et des échangeurs de chaleur. L'optimisation de ces systèmes repose sur l'utilisation de technologies avancées telles que les échangeurs à parois ondulées et les nanofluides. Ces dernières, en particulier les nanoparticules d'oxyde d'aluminium, ouvrent de nouvelles perspectives pour améliorer l'efficacité énergétique et la performance des systèmes de réfrigération.

Chapitre II

Formulation mathématique

Introduction

Dans ce chapitre, nous allons présenter, le modèle physique choisis qui est un canal horizontal à parois ondulées, les équations gouvernantes ainsi que les conditions aux limites associées avec les conditions simplificatrices nécessaires.

II.1 Description physique de la configuration étudiée

Notre étude se concentre sur l'analyse numérique du transfert de chaleur et du comportement des fluides dans un canal horizontal à parois ondulées.

La géométrie représentée sur la **Figure II.1** est le domaine d'étude de cette recherche numérique, elle est considérée comme un canal horizontal à parois ondulées avec un diamètre intérieur D = 10 mm et une longueur totale $L_T = 340$ mm ou s'écoule le nanofluide avec la condition de flux thermique constant appliqué à la paroi supérieure.



Figure II.1 : Modèle physique étudié.

La configuration du canal est divisée en trois sections principales :

- La région d'entrée (L3 = 32 mm) c'est une section droite conçue pour le développement de l'écoulement, maintenant une hauteur constante, *H*.
- La section du test (L1 = 200 mm), qui constitue la zone centrale pour l'analyse du transfert de chaleur, présente un profil de paroi sinusoïdal périodique visant à induire des perturbations de l'écoulement pour améliorer le mélange.
- Enfin, la région de sortie (L2 = 108 mm) comprenant une section droite qui facilite la récupération de l'écoulement, en rétablissant la hauteur à une valeur constante *H*.

Chapitre II

La formule sinusoïdale utilisée pour dessiner la forme ondulée de la paroi s'écrit comme suit : $y = a \sin (2\pi x/b)$, la section test L1 est caractérisé par trois paramètres clés :

- L'amplitude (a), qui représente le déplacement vertical par rapport à la position moyenne du canal,
- La longueur d'onde (*b*), définie comme la distance entre deux sommets successifs de la vague.
- L'espacement (E) qui représente la distance entre la première et la seconde ondulation.

Cette configuration sinusoïdale assure des profils d'écoulement réguliers, minimisant les variations brusques de vitesse tout en favorisant un meilleur transfert de chaleur grâce à une surface de contact accrue.

II.2. Condition aux limites et paramètres choisis

Dans notre travail, les conditions aux limites hydrodynamique et thermique se basent sur le travail numérique de Vanaki et Mohammed [34].

À l'entrée du canal, on suppose que l'écoulement est complètement développé, avec la température d'entrée, *Tin* et la vitesse, *Uin*, tous les deux spécifiés. La paroi supérieure du canal est soumise à un flux thermique uniforme, *Q*["], comme le montre la **figure II.1**

Paramètres choisis :

Plusieurs paramètres clés ont été pris en compte dans la simulation pour évaluer la performance du nanofluide.

- Le nombre de Reynolds varie dans une plage de 5 000 à 20 000 afin de voir les effets des régimes d'écoulement laminaire et turbulent.
- La concentration du nanofluide, notée φ, a été testée à quatre concentration différentes: 1 %, 2 %, 4 % et 6 %.
- L'entrée du canal est soumise à une vitesse *Uin* basée sur le nombre de Reynolds dans la plage entre 5.000 et 20.000, tandis que la sortie du canal est soumise à la pression atmosphérique.
- Nous avons supposé que l'écoulement entrant est à une température Tin = 300 K.

- Différents rapports d'espacement (E), allant de 0 à 1, ont été examinés pour déterminer comment l'espacement entre les vagues dans le canal ondulé influence le transfert de chaleur global et le comportement d'écoulement.
- Un flux de chaleur uniforme (Q" = 10⁴ W/m²) est imposé sur la paroi du canal de la section d'essai.
- Deux configurations de canal, lisses et ondulées, ont été comparées pour évaluer l'impact de la géométrie sur la performance du transfert de chaleur.

II.3. Formulations mathématiques du problème

Les équations gouvernantes pour modéliser l'écoulement d'un nanofluid dans un canal sinusoïdal sont basées sur les lois fondamentales de la mécanique des fluides et du transfert de chaleur. Ces équations sont dérivées à partir des principes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement (ou de la mécanique des fluides) et de l'énergie.

• Equation de conservation de la masse (équation de continuité).

$$\nabla \rho. u = 0$$
 II.1

• Equation de conversation de la quantité de mouvement.

$$o.\left(\frac{\partial \vec{U}}{\partial t} + \vec{U}.\nabla \vec{U}\right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{U} + F \qquad \text{II.2}$$

• Equation de conversation d'énergie.

$$\rho_{\cdot}C_{P}\left(\frac{\partial T}{\partial t} + u.\nabla T\right) = \nabla_{\cdot}\left(k\nabla T\right) + Q \qquad \text{II.3}$$

Avec :

 ρ : est la densité du fluide (pour un nanofluide, cela dépend de la densité du fluide de base et des nanoparticules),

- \vec{U} : le vecteur vitesse $\vec{U} = (Ux, Uy)$,
- P: est la pression,
- μ : est la viscosité du fluide
- F : est la force externe (comme la gravité).
- T(x,t): la température du fluide,

 C_p : est la capacité calorifique à pression constante du fluide (également fonction de la composition du nanofluide),

k : la conductivité thermique du nanofluide,

Q: est une source de chaleur (par exemple, la dissipation thermique ou à des effets thermiques internes liés aux nanoparticules).

II.4 Hypothèses simplificatrices.

Pour résoudre un problème de conservation de l'énergie dans un canal sinusoïdal avec un écoulement de nanofluide, il est souvent nécessaire d'introduire certaines hypothèses simplificatrices afin de rendre le modèle mathématique plus adéquat, en facilitant les calculs analytiques ou numériques. Ces simplifications permettent de réduire la complexité du problème tout en conservant les principales caractéristiques du phénomène étudié.

Les hypothèses couramment utilisées pour ce type de problème sont classées comme suit :

II.4.1 Hypothèses sur l'Écoulement.

a) Écoulement stationnaire.

On suppose que l'écoulement du fluide est stationnaire, ce qui implique que les variables de l'écoulement, y compris la température, ne varient pas avec le temps.

$$\partial T/\partial t = 0$$
; et $\partial u /\partial t = 0$

Cela permet de simplifier l'équation de quantité de mouvement et de conservation de l'énergie, qui devient alors une équation stationnaire.

b) Écoulement incompressible.

Le nanofluide est considéré comme incompressible, ce qui permet de négliger les variations de la densité du fluide due à la température ou aux nanoparticules. Cette hypothèse est souvent valide pour des nanofluides à faible température et pression [35].

$$\nabla . u = 0$$
 II.4

II.4.2 Hypothèses sur le Nanofluide.

a) Propriétés thermiques moyennées

Les propriétés thermiques du nanofluide sont moyennées, ce qui signifie qu'elles peuvent être exprimées par des expressions de moyenne pondérée basées sur les propriétés du fluide de base et des nanoparticules. Ces hypothèses simplifient les calculs en évitant de modéliser chaque nanoparticule individuellement [36].

b) Propriétés homogènes des nanoparticules

Chapitre II

On suppose souvent que les nanoparticules sont bien dispersées et homogènes dans le fluide, sans effet d'agglomération. Cela permet de modéliser les interactions thermiques comme étant uniformes dans le fluide [37].

II.4.3. Hypothèses sur le Transport Thermique.

a) Conduction et convection.

Les processus thermiques sont souvent modélisés par une combinaison de convection et de conduction, en négligeant la radiation thermique sauf dans des conditions spécifiques (comme des températures très élevées) [38].

b) Aucune génération thermique externe.

Le modèle suppose qu'il n'y a pas d'autres sources de chaleur internes significatives, sauf pour celles dues aux dissipations thermiques, ce qui est courant dans les études sur les nanofluides. [39].

Les hypothèses précédentes sont récapitulées comme suit :

- Ecoulement est permanent (stationnaire) $\frac{\partial}{\partial t} = 0$ et incompressible ($\rho = cst$)
- Les Propriétés thermo-physiques de fluide (ρ, Cp, μ, k)qui sont respectivement la masse volumique, la chaleur spécifique, la viscosité dynamique et la conductivité thermique sont considérées constantes et évaluées à la température du fluide à l'entrée du canal.
- Le fluide pénètre dans l'échangeur avec une température uniforme et un profil de vitesse constante.
- Le transfert de chaleur par radiation négligeable.

En combinant les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie avec les propriétés des nanofluides et la géométrie sinusoïdale du canal, et en prenant en considération les hypothèses précédentes on obtient le système suivant d'équations gouvernantes [40] :

• Équation de Continuité (Conservation de la Masse) : pour le cas stationnaire et incompressible.

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} = 0$$
 II.5
Équation de Navier-Stokes (Conservation de la Quantité de Mouvement) L'équation de Navier-Stokes pour un fluide incompressible dans le cas d'un nanofluide s'écrit :

$$\rho_{nf} \cdot \left(\frac{\partial \vec{U}}{\partial t} + \vec{U} \cdot \nabla \vec{U}\right) = -\nabla p + \mu_{nf} \nabla^2 \vec{U} + F \qquad \text{II.6}$$

Suivant (ox) :

$$\rho_{nf}\left(u_x\frac{\partial u_x}{\partial x} + u_x\frac{\partial u_x}{\partial y}\right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_{nf}\left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2}\right)$$
 II.7

Suivant (oy)

$$\rho_{nf}\left(u_y\frac{\partial u_y}{\partial x} + u_x\frac{\partial u_y}{\partial y}\right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_{nf}\left(\frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial y^2}\right)$$
 II.8

• Équation de Conservation de l'Énergie (Transfert de Chaleur) :

$$\rho_{nf}C_{Pnf}\left(\frac{\partial T}{\partial t} + u.\nabla T\right) = \nabla.\left(k_{nf}\nabla T\right) + Q \qquad \text{II.9}$$

En coordonnée (x,y) l'équation devient :

$$\rho_{nf}C_{Pnf}\left(u_x\frac{\partial T}{\partial x} + u_y\frac{\partial T}{\partial y}\right) = \frac{\partial}{\partial x}\left(k_{nf}\frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(k_{nf}\frac{\partial T}{\partial y}\right) + Q \qquad \text{II.10}$$

Avec :

 ρ_{nf} : la densité du nanofluide,

 C_{pnf} : est la capacité calorifique à pression constante du nanofluide,

 k_{nf} : est la conductivité thermique du nanofluide,

 μ_{nf} : est la viscosité dynamique du nanofluide,

II.5. Propriétés thermo physiques des nano-fluides.

Les propriétés physiques du nanofluide, telles que la viscosité, la conductivité thermique et la densité, sont modifiées par la présence de nanoparticules [41].

II.5.1 Viscosité.

La viscosité caractérise l'aptitude d'un fluide à s'écouler. Sa connaissance est fondamentale pour toutes les applications impliquant le transport de fluides. L'ajout des nanoparticules permet d'augmenter et d'améliorer la conductivité thermique du nano-fluide mais cela peut aussi conduire à une augmentation défavorable de la viscosité. Ainsi, ces deux propriétés sont étroitement corrélées.

Pour la viscosité du nano fluide nous avons repris la relation donnée par [42].

$$\mu_{nf} = \mu_f (1 + 2.5\varphi)$$
 II.11

Le modèle de Brinkman pour la viscosité des nanofluides est donné par [43] :

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{1 - \varphi^{2.5}} \qquad \qquad \text{II.12}$$

Ce modèle tient compte des interactions plus complexes entre les particules et le fluide de base, et est plus précis pour des fractions volumétriques plus élevées de nanoparticules.

II.6.2 Capacité calorifique.

La capacité calorifique volumique du nano fluide est donnée par [42] :

$$C_{P,nf} = C_{p,f}(1-\varphi) + \varphi C_{P,np}$$
 II.13

Où $C_{P,f}$ et $C_{P,np}$ sont respectivement les capacités calorifiques du fluide de base et des nanoparticules solide.

II.6.3 Masse volumique.

La masse volumique d'un nano-fluide pour une température de référence donnée est calculé par [42] :

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi)\rho_f + \varphi\rho_p \qquad \qquad \text{II.14}$$

Avec :

 ρ_{nf} : est la masse volumique du nanofluide,

- ρ_f : est la masse volumique du fluide de base,
- ρ_p : est la masse volumique des nanoparticules,
- φ : est la fraction volumétrique des nanoparticules dans le nanofluide.

II.6.4 Conductivité thermique.

La conductivité thermique, notée k(W/m.K), est la capacité d'un matériau de conduire ou de transmettre de la chaleur. C'est une propriété très importante pour l'amélioration des performances thermiques d'un fluide caloporteur [42].

$$k_{nf} = k_f \left(1 + \varphi \frac{kp - kf}{kp - 2kf} \right)$$
 II.15

Avec :

knf: Conductivité thermique du nanofluide ..

kf : Conductivité du fluide de base.

kp : Conductivité des particules.

 φ : Fraction volumique des particules.

Le (Tableau II.1) présente les propriétés thermo-physiques du nano-fluide (eau / AL2O3) en fonction de sa concentration.

Tableau (II.1) : Propriétés thermo-physiques du nano-fluide (eau / Al2O3) en fonction de la
concentration [42].

Type de	¢	ρ	μ	Ср	k	Pr
fluide	(%)	(kg/m^3)	(m.Pa.s)	(J/kg.K)	(W/m.K)	
Eau pure	0	997.7	0.949	4178.9	0.6	6.60
	1	1027.4	1.02	4046.96	0.617	6.7
$\Delta l_2 \Omega_2 / e_{211}$	2	1057.2	1.13	3922.46	0.635	7
Al ₂ O ₃ , cau	4	1116.6	1.41	3693.36	0.671	7.8
	6	1176	1.78	3487.42	0.709	8.8

II.7. Nombres adimensionnels.

Les équations adimensionnelles sont utilisées afin de simplifier et trouver les solutions générales aux problèmes physiques [44].

II.7.1. Nombre de Reynolds (Re)

Le nombre de Reynolds est un nombre adimensionnel qui décrit le type d'écoulement d'un fluide (laminaire ou turbulent) [45]. Il est défini comme :

$$Re = \frac{\rho ULc}{\mu}$$
 II.16

Avec :

 ρ : est la densité du fluide,

U: est la vitesse caractéristique de l'écoulement,

Lc : est la dimension caractéristique (par exemple, le diamètre d'un tuyau),

 μ : est la viscosité dynamique.

Dans le cas d'un écoulement intérieur dans un canal on utilise à la place de la dimension caractéristique *Lc* le diamètre hydraulique *Dh* qui est le rapport de la surface mouillé A (Section droite du liquide) sur le périmètre mouillé P (Périmètre de la conduite en contact avec liquide).

$$Dh = \frac{4.Section \ de \ passage}{P\acute{e}rim\acute{e}tre \ mouill\acute{e}}$$
II.17

II.7.2. Nombre de Prandtl (Pr).

Le nombre de Prandtl est un nombre adimensionnel qui caractérise la relation entre la diffusion de la quantité de mouvement et la diffusion thermique) [46]. Il est défini comme :

$$Pr = \frac{\vartheta}{\alpha}$$
 II.18

Avec :

 ϑ : est la viscosité cinématique,

 α : est la diffusivité thermique (liée à la conductivité thermique et à la capacité calorifique).

II.7.3 Nombre de Nusselt (Nu).

Le nombre de Nusselt est un nombre adimensionnel qui exprime l'augmentation du transfert de chaleur par rapport à la conduction dans un fluide en mouvement, on distingue [47] :

• Nombre de Nusselt local

Le nombre de Nusselt local Nu (x) représente le transfert de chaleur en un point (x) spécifique le long de la paroi, est donné par :

$$Nu(x) = h(x) \cdot \frac{L}{k}$$
 II.19

Avec :

h (x) : le coefficient de transfert convectif local à la position (x),

L : la longueur caractéristique (ex. : diamètre pour un tube, longueur pour une plaque plane)

k : est la conductivité thermique du fluide.

• Nombre de Nusselt moyen Nu(moy)

Le nombre de Nusselt moyen Nu(moy) est une moyenne du Nu(x) sur toute la longueur du canal nottée L. Il donne une idée générale de l'efficacité du transfert thermique sur l'ensemble du parcours du fluide.

$$Nu(moy) = \frac{1}{L} \int_0^L Nu(x) \, dx \qquad \text{II.20}$$

Nu(moy): Le nombre de Nusselt moyen sur la longueur L du canal.

L : longueur du canal.

II.7.4. Coefficient de frottement (*f*).

C'est le rapport entre les forces de pression exerce le fluide sur les parois et l'énergie cinétique du fluide le long de la paroi. Le coefficient de frottement est donné par [48] :

$$f = \frac{2\Delta PDh}{\rho U^2 4L}$$
 II.21

TT 00

Le flux de chaleur Q :

$$Q = qm Cp (Tf-Ti)$$
 II.22

Avec :

qm: Débit massique du fluide [kg/s].

Cp: Chaleur spécifique [kJ/kg K].

Tf: Température finale de fluide.

Ti: Température initiale de fluide.

II.7.5. Indice des critères d'évaluation des performances PEC.

L'indice des critères d'évaluation de la performance (PEC) permet de comparer les performances thermiques et dynamiques des canaux avec des ondulations de forme différente et d'évaluer l'amélioration du transfert de chaleur. Il est calculé en utilisant les nombres de Nusselt et le facteur de frottement comme suit [48] :

$$PEC = \frac{\frac{Nu}{Nu_s}}{\left(\frac{f}{f_s}\right)^{\frac{1}{3}}}$$
II.23

Avec :

 Nu_s, f_s : Nombre de Nusselt et coefficient de frottement de référence respectivement.

Nu : Nombre de Nusselt calculé pour la forme ondulée ;

f : Coefficient de frottement calculé ;

II.7.6. Le Taux d'Amélioration (Enhancement Ratio).

Le taux d'amélioration (ou Enhancement Ratio) est un facteur qui compare l'efficacité d'un échangeur de chaleur avec une géométrie particulière par rapport à un échangeur de chaleur de référence, généralement un échangeur à canaux lisses ou à géométrie simple. Ce taux est souvent utilisé pour évaluer l'impact des modifications de conception sur la performance thermique d'un échangeur de chaleur, comme l'impact de l'espacement des ondulations sur le transfert de chaleur et la perte de charge [49].

Cela permet de quantifier l'amélioration du transfert thermique par rapport à l'augmentation de la résistance au frottement.

Le taux d'amélioration (ER) est défini comme :

$$ER = \frac{\frac{Nu_{ondulé}}{Nu_{lisse}}}{f_{ondulé}}$$
II.24

Où :

 $Nu_{ondulé}$ et Nu_{lisse} sont les nombres de Nusselt pour les échangeurs à canaux ondulés et lisses, respectivement.

 $f_{ondulé}$ et f_{lisse} sont les facteurs de friction (ou pertes de charge) pour les échangeurs à canaux ondulés et lisses, respectivement.

II.6.7 Corrélation de Dittus -Bolter [42]

$$N_u = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$
 II.25

II.6.8. Corrélations de Blasius.

$$f_s = 0.316.Re^{-0.25}$$
 pour $3000 \le Re \le 20000.$ II.26

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté le modèle physique étudié ainsi que les équations qui régissent l'écoulement des nanofluides au sein des canaux ondulées. À partir de ces éléments, nous avons formulé le modèle mathématique, qui consiste en un système d'équations encadré par des conditions aux limites. Il s'agit d'un système complexe, comprenant des équations issues à la fois de la thermodynamique et de la mécanique des fluides. Bien que les équations de bilan soient bien établies, leur résolution analytique est pratiquement impossible en raison de la complexité de ce système d'équations.

Résolution Numérique

Introduction

Il existe plusieurs approches pour étudier les écoulements de fluides. La méthode la plus directe et la plus traditionnelle est l'expérimentale, qui repose sur la mesure et l'observation des écoulements. Pendant longtemps, cette méthode a été la seule à permettre l'analyse de la mécanique des fluides dans des situations complexes. L'approche analytique, malgré sont efficacité pour étudier des cas simples, présente des limites dans des configurations plus complexes, une nouvelle méthode d'étude de la mécanique des fluides a émergé : la simulation numérique. Cette technique consiste à discrétiser les équations régissant le mouvement des fluides.

III.1. Les étapes de la simulation par fluent

Le calcul numérique a été mené à l'aide du code de calcul "Fluent" qui utilise la méthode des volumes finis et un maillage non uniforme. Cette méthode a été adoptée pour accomplir la discrétisation des équations aux dérivées partielles dans le but d'obtenir un système d'équations algébriques dont la résolution nous permet de déterminer les champs de toutes les variables du problème considéré.

Dans un premier temps, pour réaliser des simulations numériques, il est important de choisir un logiciel ou une plateforme adaptée, tels qu'ANSYS Fluent ou COMSOL Multiphysics. Ces outils permettent de résoudre les équations de Navier-Stokes, qui décrivent le mouvement des fluides, ainsi que les équations de conservation de l'énergie pour modéliser le transfert thermique. Il est essentiel de paramétrer correctement le modèle, en précisant les propriétés physiques des nanofluides, telles que la viscosité, la conductivité thermique et la densité, car ces paramètres influencent directement le comportement de l'écoulement [39].

Une fois le modèle configuré, la prochaine étape consiste à définir les conditions aux limites. Par exemple, pour simuler un canal à parois ondulées, il est important d'établir des conditions spécifiques sur les parois, comme un flux thermique uniforme sur la paroi supérieure et des conditions thermiques particulières sur la paroi inférieure. Ces conditions sont nécessaires pour garantir une modélisation précise du transfert de chaleur entre le fluide et les parois du canal.

Afin de valider les résultats, il est essentiel de comparer les résultats des simulations avec des corrélations empiriques disponibles.

Ces étapes de validation présentée dans le chapitre suivant (voir chapitre IV) sont cruciales, car elles permettent de garantir la fiabilité des simulations et d'identifier d'éventuelles erreurs ou incohérences dans le modèle. En ajustant les paramètres ou en affinant la géométrie du canal, il est possible d'améliorer la précision des résultats.

III.2. Indépendance des résultats du maillage

Plusieurs tailles de maillage sont testées pour garantir l'indépendance de la grille des résultats, et la précision des calculs. Dans notre Cinq nombres noeuds 7475, 9670,12830,19777,35833, sont testés afin de vérifier l'indépendance des résultats aux maillages

On remarque que les valeurs des vitesses pour les nombres des nœuds 19777, 35833 convergent et deviennent presque identiques (Figure III.1), ce qui nous a permis d'opter pour cette étude le quatrième cas comme choix du maillage.



Figure III.1 : Effet de maillage

III.3. Méthode de résolution numérique.

La méthode des volumes finis qui a été choisi dans cette étude consiste à convertir les dérivées partielles (masse, quantité de mouvement et énergie) en expressions algébriques faciles à résoudre sur un volume de contrôle. Ces volumes de contrôle sont généralement rectangulaires délimités par des lignes parallèles aux axes des coordonnées. L'un des principaux avantages de cette méthode est d'assurer une conservation intégrale exacte des grandeurs quelle que soit la taille du maillage et c'est pour cette raison qu'elle est très largement utilisée pour la résolution des phénomènes régis par des équations aux dérivées partielles [39].

Quatre étapes fondamentales procèdent à la résolution par cette méthode :

a) Effectuer un maillage du domaine d'étude ceci se fait en mettant un certain nombre de noeuds dans ce domaine et en créant un volume de contrôle autour de chaque noeud.

b) Intégrer l'équation aux dérivées partielles sur chaque volume de contrôle.

c) Choisir un profil de variation de la quantité à trouver (par exemple : température, vitesse, pression, etc...) entre deux noeuds consécutifs pour pouvoir évaluer les dérivées à l'interface.

d) Résoudre le système d'équations obtenu par l'une des méthodes de résolution des équations algébriques linéaires [39].

III.4. Exemple de calcul

Pour éclairer le déroulement de la résolution numérique nous présentons un exemple de calcul bien détaillé, on commence par effectuer dans le logiciel GAMBIT le maillage pour la géométrie étudiée et introduire les conditions aux limites imposées, puis sur le logiciel FLUENT nous avons les différentes étapes de calcul numérique.

III.4.1. Explication du logiciel gambit

Ce logiciel est utilisé pour définir et créer le modèle d'étude (surface ou volume) et de le mailler. Les différentes étapes d'utilisation de GAMBIT sont définies dans la notice suivante : - aperçue sur GAMBIT :



Figure III.2 : Fenêtre principale de Gambit.

La première chose à faire quand on entre sur Gambit est de nommer le système qu'on va construire.

L'utilisation de Gambit est simple : principalement il faut prendre les menus en haut à droite et effectuer les tâches en partant du menu de gauche pour aller jusqu'à celui de droite.

Avant même de créer la géométrie il faut choisir le type de solver ; c'est-à-dire le type de logiciel (ici fluent)



Figure III.3 : Détermination du type de solver

- Création de la géométrie :



Figure III.4 : Menu principale du Gambit.

- Définition de la géométrie :

Notre géométrie est construite sur Gambit en 2D, nous avons deux domaines de calcul :

- 1 : Domaine de calcul du fluide.
- 2 : Domaine de calcul du matériau de remplissage qui est le canal ondulé.

File	Edit	Solver	<u>H</u> elp	Operation
				Compter
			Ţ,	
	×			
¥				
لحج ا	ĸ			Giobal Control
		Transcript Description		i 🚰 🔶 🔣 🗖 😓
Trava Trava	il ext.msh il ext.trr	a 1.msh A GRAPHICS WINDOW- UPPER LEFT		
Command:		1/) 🚔 🛄 🖳 🔛



Figure III.5 : Création de la géométrie du canal ondulé sur Gambit.

Réalisation du maillage



Figure III.6 : Réalisation du maillage.

Définition les paramètres des zones de calcul :

a. Conditions aux limites :

Face 1 : type entrée du fluide (vitesse)----- velocity_inlet

Face 2 : type sortie du fluide (pression)----- pressure_outlet

Façades 3 et 4 : sont de type wall.

b. Définition des domaines :

Le domaine de calcul est un échangeur de chaleur sous forme ondulé sinusoïdale (fig III.6)

- Exportation du maillage de gambit

Une fois que la géométrie a été créée, et les conditions aux limites ont été définies, il faut exporter le maillage, en point (.msh) pour que Fluent soit capable de le lire et de l'utiliser.



Figure III.7 : Exportation du maillage

III.4.2. L'outil Fluent

La simulation en Mécanique des Fluides Numérique (Computational Fluid Dynamics : CFD), est utilisée pour la modélisation, la visualisation et l'analyse des écoulements fluides et transferts thermiques. Elle permet aux utilisateurs d'optimiser les performances des nouveaux concepts, tout en réduisant le cycle de commercialisation, les risques associés et les coûts.

- Choix de la géométrie:

La dimension de la géométrie est en 2D, pour cela le choix du 2D semble le plus approprié à notre simulation, il est donc choisi comme suit :

FLUENT Version
Versions
2d
2ddp
3d
3ddp
Selection
2d
Mode Full Simulation 👻
Run Exit

Figure III.8 : Ouverture de la version de Fluent

Importation de la géométrie :

Pour commencer la simulation il faut importer le fichier (*.msh) généré sous Gambit.

File----- Read----- Case.



Figure III.9 : Importation de la géométrie.

Vérification du maillage importé :

Grid----- Check

Ceci permet de vérifier si le maillage importé ne contient pas d'erreurs.

```
Grid Check
Domain Extents:
    x-coordinate: min (m) = 0.0000000+000, max (m) = 3.4000000+000
    y-coordinate: min (m) = -3.0000000+000, max (m) = 1.3000000+001
Volume statistics:
    minimum volume (m3): 9.462264e-004
    maximum volume (m3): 1.803167e-002
        total volume (m3): 3.297252e+003
Face area statistics:
    minimum face area (m2): 1.906707e-002
    maximum face area (m2): 2.011011e-001
Checking number of nodes per cell.
Checking number of faces per cell.
Checking thread pointers.
Checking face cells.
Checking face cells.
Checking face cells.
Checking face handedness.
Checking face handedness.
Checking face handedness.
Checking face pairs.
Checking face pairs.
Checking periodic boundaries.
Checking nosolve cell count.
Checking nosolve cell count.
Checking nosolve cell count.
Checking face children.
Checking cell children.
Checking face children.
Checking cell children.
Checking storage.
Done.
```

Figure III.10 : Vérification du maillage sous Fluent.

Vérification de l'échelle :

Grid-----Scale

Il faut toujours vérifier que les dimensions affichées correspondent aux dimensions physiques du problème.

Scale Grid	×
Scale Factors	Unit Conversion
× 0.001	Grid Was Created In mm 🗨
Y 0.001	Change Length Units
Domain Extents	
Xmin (m) 🔋	Xmax (m) 9.34
Ymin (m) -0.003	3 Ymax (m) 9.013
Scale	Unscale Close Help

Figure III.11 : Vérification des unités

Choix du solveur :

Define ----- Models-----Solver...

Le choix du solveur dépend du type d'écoulement, de la disponibilité des modèles dans Fluent, des performances souhaitées et de la taille du maillage.

Le solveur **pressure-based**, il est le plus approprié pour les écoulements incompressibles, et peut être utilisé en version séquentielle (segregated) ou couplée, il est recommandé pour : Fluides incompressibles, Écoulements laminaires ou turbulents.

Le solveur **density-based**, résout les équations de façon couplée, « coupled implicit » et « coupled explicit », adapté aux écoulements compressibles à grande vitesse, écoulements supersoniques...etc.

C'est là aussi qu'on choisit le régime d'écoulement ; permanent ou instationnaire

Solver	Formulation
 Pressure Based Density Based 	C Explicit
Space	Time
• 2D • Axisymmetric	SteadyUnsteady
C 3D	
Velocity Formulation Absolute Relative	
Gradient Option	Porous Formulation
 Green-Gauss Cell Based Green-Gauss Node Based Least Squares Cell Based 	 ⑦ Superficial Velocity ○ Physical Velocity

Figure III.12 : Choix du solveur sous Fluent

- Affichage de la grille :

,

Display----- Grid

Vous pouvez afficher le maillage et il est très judicieux de vérifier les conditions aux limites définies au préalable dans Gambit.

💶 Grid Display		×
Options Options Nodes Edges Faces Partitions Shrink Factor 0 2	Edge Type All Feature Outline eature Angle 0	Surfaces default-interior e inf inf1 s sup sup1
Surface Name F	Pattern Match	Surface Types == axis clip-surf exhaust-fan fan Outline Interior
Display	Colors	Close Help

Figure III.13. Affichage de la grille et vérification des conditions.

- Choix du modèle de turbulence :

Define----- Models----- Viscous

Fluent propose différentes modélisations de l'écoulement turbulent. Parmi lesquels les écoulements non visqueux, laminaires, turbulents ... etc.

Model	Model Constants
 □ Inviscid □ Laminar □ Spalart-Allmaras (1 eqn) ○ k-epsilon (2 eqn) ○ k-omega (2 eqn) ○ Reynolds Stress (5 eqn) k-epsilon Model • Standard □ RNG □ Realizable Near-Wall Treatment • Standard Wall Functions □ Non-Equilibrium Wall Functions □ Enhanced Wall Treatment • User-Defined Wall Functions Options ✓ Viscous Heating ✓ Full Buoyancy Effects 	Cmu 0.09 C1-Epsilon 1.44 C2-Epsilon 1.92 TKE Prandtl Number 1 User-Defined Functions Turbulent Viscosity none Prandtl Numbers TKE Prandtl Number none TDR Prandtl Number none v
ОК Са	ncel Help

Figure III.14: Choix du modèle de turbulence.

- Équations de l'énergie :

Define-----Models---- energy

Energy		×
Energy		
🗹 Ener	gy Equation	
ОК	Cancel	Help

Figure III.15 : Définition des équations de l'énergie.

Définition des caractéristiques des matériaux :

Define----- Materials

Les caractéristiques du fluide sont chargées à partir de la bibliothèque de données de Fluent.

fluid	▼ ○ Name
, Fluent Fluid Materials	Chemical Formula
al2o3 (nanofluid)	▼ Fluent Database
Mixture	User-Defined Database
none	-
·	
constant 🗾 Edit	
1027.4	
constant – Edit	
4046. 96	
constant – Edit	
0.617	
constant 👻 Edit	
1.02	-
	fluid Fluent Fluid Materials al2o3 (nanofluid) Mixture none constant Edit 1027.4 constant Edit 4046.96 constant Edit 6.617 constant Edit 1.02

Figure III.16 : Données de nanofluide (AL2O3) dans le logiciel Fluent.

Conditions aux limites :

Define----- Boundary----- Conditions :

Les valeurs des conditions aux limites sont fixées de la manière suivante :



Figure III.17 : Introduction des Conditions aux limites.

Choix de solution :

Solve----- controls----- solution

Solution Controls		×	
Equations 📃	Under-Relaxation Factors		
Flow Turbulence	Pressure	0.3	
Energy	Density	1	
	Body Forces	1	
	Momentum	0.7	
Pressure-Velocity Coupling	Discretization		
SIMPLE -	Pressure	Standard 👻 📥	
	Momentum	Second Order Upwind 🗸	
	Turbulent Kinetic Energy	Second Order Upwind 🗸	
	Turbulent Dissipation Rate	Second Order Upwind	
OK Default Cancel Help			

Figure III.18 : Choix de la solution.

Lancement du calcul :

Solve----- Iterate...



Figure III.19. Allures des résultats d'écoulement.

Conclusion

L'utilisation de simulations numériques pour étudier le comportement des nanofluides dans des canaux à parois ondulées représente une approche puissante. En suivant méthodiquement ces étapes, il est possible d'obtenir des résultats fiables et informatifs, contribuant ainsi à une meilleure compréhension des mécanismes de transfert de chaleur et d'écoulement dans ces systèmes complexes.

Chapitre IV

Validation et discussion des résultats

Introduction

Notre recherche consiste à faire une simulation numérique approfondie sur l'amélioration du transfert de chaleur dans des canaux à parois ondulées utilisant des nanofluides à base d'oxyde d'aluminium et d'eau.

Avant tout nous allons valider les résultats obtenus, pour cela on va les comparer avec les corrélations empiriques disponibles.

On va aborder après l'impact de plusieurs paramètres clés, notamment les aspects géométriques (rapport de l'espacement des ondulations : 0-1), les conditions opérationnelles (nombre de Reynolds : 5 000 à 20 000), et les concentrations variables de nanofluide (1 à 6 % en volume)

IV.1. Validation des résultats

Dans notre étude on a utilisé une simulation numérique pour modéliser les caractéristiques d'écoulement des fluides et de transfert de chaleur des nanofluides dans un canal à parois ondulées. Ce modèle est validé par rapport à des corrélations empiriques bien établies, notamment l'équation de **Dittus-Boelter** pour les calculs du nombre de Nusselt ,et la formule de **Blasius** pour les estimations du coefficient de frottement. Ces points de référence permettent de garantir l'exactitude des résultats de simulation pour divers régimes d'écoulement.

La comparaison a été basée sur la variation du nombre de Nusselt (Nu) et du coefficient de frottement (f) en fonction du Reynolds (Re)

Les résultats obtenus par notre simulation sont présentés dans les tableaux IV.1 et IV.2

Tableau IV.1 : Comparaison des résultatsavec celles de Blasius

Nombre Re	Notre simulation	Corrélation Blasius
5000	0.0387	0.0375
10000	0.0333	0.0316
15000	0.0297	0.0286
20000	0.0278	0.0266

Tableau IV.2 : Comparaison des résulta	ats
avec celles de Dittus-Bolter	

Nombre Re	Notre simulation	Corrélation Dittus-Bolter
5000	44.5	44.6
10000	75.5	77.6
15000	105	108
20000	133	135

Les figures IV.1a et IV.1b montrent la comparaison de notre travail avec les corrélations de Dittus-Boelter et Blasius [42].



Figure IV.1.a : Validation des résultats avec ceux de Blasius.



Figure IV.1.b : Validation des résultats avec ceux de Dittus-Boelter.

Les résultats montrent que notre simulation numérique est en bon accord avec les études précédents. Erreur moyenne inférieure à 4%.

IV.2. Discussion des résultats

IV.2.1. Champ de vitesse

L'analyse des profils de vitesse axiale a été réalisée à différents emplacements au sein de la section de test afin de comprendre comment la géométrie ondulée affecte l'écoulement du fluide. Les résultats, présentés dans les **Figures IV.2 à IV.4**, montrent comment la distribution de la vitesse évolue le long du canal selon différentes conditions, en mettant particulièrement l'accent sur les variations du nombre de Reynolds et l'effet de la configuration ondulée sur le comportement de l'écoulement du fluide.

IV.2.1.1. Evolution de la vitesse axiale à différentes positions x.

La Figure IV.2 présente les profils de vitesse axiale à différentes positions dans la section de test pour un nombre de Reynolds de Re=20 000.



Figure IV.2 : Profils de vitesse axiale à différentes positions de la section de test pour

$$Re = 20\ 000.$$

Au fur et à mesure que l'écoulement progresse le long du canal, le profil de vitesse adopte une forme typiquement parabolique, avec des vitesses maximales dépassant 5 m/s au centre du canal. Cette nature parabolique est caractéristique d'un écoulement laminaire ou turbulent

entièrement développé dans un canal confiné, où le fluide près des parois subit des contraintes de cisaillement significatives en raison de la condition de non-glissement.

La vitesse diminue progressivement pour atteindre presque zéro à l'interface fluide-paroi, illustrant les effets visqueux qui ralentissent l'écoulement près des frontières. Cette distribution de la vitesse montre clairement comment les conditions aux limites influencent le comportement du fluide, en particulier dans un contexte de canal à parois ondulées où les variations géométriques peuvent également modifier ces profils de vitesse.

IV.2.1.2. Variation de la vitesse axiale en fonction de Reynolds

Dans la **Figure IV.3**, l'influence des variations du nombre de Reynolds sur la vitesse axiale est explorée. Au fur et à mesure que le nombre de Reynolds augmente, le gradient de vitesse s'accentue, indiquant un changement plus prononcé de la vitesse à travers la hauteur du canal. Cet effet est dû à l'augmentation des forces d'inertie à des nombres de Reynolds plus élevés, qui dominent sur les forces visqueuses, entraînant un mouvement plus rapide du fluide dans la région centrale du canal.



Figure IV.3 : Variation de la vitesse axiale pour différents nombres de Reynolds.

De plus, à mesure que *Re* augmente, l'écoulement passe du laminaire à turbulent, intensifiant encore les gradients de vitesse près des parois. Cela se traduit par un taux de cisaillement plus

élevé et une dissipation d'énergie accrue. Ces observations soulignent l'importance du nombre de Reynolds dans le comportement dynamique du fluide, affectant à la fois le transfert de chaleur et les performances globales du système. Cette analyse est essentielle pour optimiser la conception des canaux et améliorer l'efficacité des systèmes de transfert thermique.

IV.2.1.3. Evolution de la vitesse axiale dans la section ondulée du canal

La figure IV.4 Montre la variation du profil de la vitesse axial pour différentes positions dans le canal ondulé



Figure IV.4 : Profils de vitesse axiale à différentes positions dans la section ondulée du canal.

On remarque que la présence de parois ondulées modifie de manière significative la distribution de la vitesse par rapport aux canaux lisses.

La géométrie ondulée induit des accélérations et décélérations périodiques de l'écoulement, en particulier près des sommets et des creux de la paroi sinusoïdale. Cette variation locale de la vitesse favorise le mélange des fluides, ce qui est un facteur critique pour améliorer l'efficacité du transfert de chaleur.

Près des creux, l'écoulement subit une décélération, ce qui peut entraîner une séparation de la couche limite et la formation de zones de recirculation. Ces phénomènes contribuent à un mélange supplémentaire et améliorent le transfert de chaleur convectif global dans le canal.

Cette analyse souligne l'importance de la géométrie ondulée dans l'optimisation des performances thermiques des systèmes de transfert de chaleur.

Dans l'ensemble, la géométrie ondulée favorise un meilleur mélange des fluides et crée une structure d'écoulement plus complexe, ce qui est bénéfique pour les applications nécessitant un transfert de chaleur accru. L'augmentation de la surface de contact due aux parois ondulées, associée aux perturbations locales de l'écoulement, améliore la performance thermique du canal par rapport aux configurations à parois lisses.

IV.2.2 Profil de Température

L'analyse de la distribution de la température à travers la section de test a révélé plusieurs caractéristiques clés, comme l'illustre la **Figure IV.5**, qui présente les profils de température à différentes positions dans le canal à parois ondulées.



Figure IV.5 : Profils de température à différentes positions dans la section de test.

Les résultats montrent que les profils de température conservent une distribution relativement uniforme à travers les mêmes sections transversales du canal. Cette uniformité indique un processus de transfert de chaleur bien réparti au sein de chaque section, avec une variation minimale de la température du fluide. Cependant, une analyse plus détaillée révèle des gradients de température significatifs près des parois, en particulier dans les sections ondulées du canal. Ces gradients sont principalement dus à l'augmentation de la surface de contact des parois ondulées, ce qui améliore le transfert de chaleur convectif.

De plus, la **Figure IV.5** montre un transfert de chaleur amélioré dans les régions adjacentes aux parois, où la différence de température entre la paroi et le fluide est maximale. Cette amélioration est attribuée au mélange important induit par la géométrie ondulée, qui perturbe la couche limite et permet un transfert de chaleur plus efficace de la paroi vers le fluide.

Une remarque importante à signaler est la relation inverse entre la vitesse axiale et la température, comme le montrent les profils.

À mesure que la vitesse du fluide augmente, le temps de résidence du fluide près des parois chauffées diminue, ce qui limite l'étendue du transfert de chaleur. En conséquence, les zones à plus haute vitesse présentent des élévations de température inférieures par rapport aux régions à écoulement plus lent. Ce phénomène est particulièrement marqué près des sommets des parois ondulées, où l'accélération du flux se produit, réduisant encore l'élévation de température dans ces zones.

IV.2.3. Effet de la concentration du Nanofluide

Dans cette partie on analyse l'influence de la concentration de nanofluide sur les caractéristiques de transfert de chaleur et le comportement d'écoulement au sein du canal. L'étude se concentre à la fois sur les canaux lisses et ondulés, en mettant en évidence les différences de performance dues aux variations de concentration du nanofluide. Les indicateurs de performance étudiés incluent le nombre de Nusselt, le coefficient de frottement et les critères d'évaluation de la performance nommé (PEC).

IV.2.3.1. Cas d'un canal lisse

Pour la configuration du canal lisse, les effets des variations de concentration de nanofluide sont présentés dans les **Figures IV.6**, **IV.7 et IV.8**.

a. Effet de la concentration de nanofluide sur le nombre de Nusselt moyen

Les résultats montrent qu'à mesure que la concentration de nanofluide augmente, le nombre de Nusselt (*Numoy*) augmente également, indiquant une amélioration du transfert de chaleur grâce à la conductivité thermique élevée des nanoparticules, comme montre la **Figure IV6**. Cette amélioration est observée dans toutes les plages de nombres de Reynolds, mais elle est

particulièrement marquée à des nombres de Reynolds plus élevés, où le transfert de chaleur convectif est prédominant.



Figure IV.6: Effet de la concentration de nanofluide sur le nombre de Nusselt moyen pour un canal lisse.

b. Effet de la concentration de nanofluide sur le coefficient de frottement

Dans la **Figure IV.7**, le coefficient de frottement (f) montre une relation inverse avec le nombre de Reynolds, diminuant au fur et à mesure que ce dernier augmente. L'effet maximal du frottement est enregistré à un nombre de Reynolds de 5 000. Cependant, lorsque la concentration de nanofluide augmente, le coefficient de frottement tend légèrement à augmenter en raison de la viscosité élevée du fluide, ce qui entraîne une résistance supplémentaire à l'écoulement.



Figure IV.7 : Effet de la concentration de nanofluide sur le coefficient de frottement pour un canal lisse.

c. Effet de la concentration de nanofluide sur le (PEC).

Enfin, le critère d'évaluation de la performance (PEC) est présenté dans la **Figure IV.8**, qui combine les effets de l'amélioration du transfert de chaleur et les pertes par frottement. Les résultats montrent que des concentrations plus élevées de nanofluide entraînent une amélioration du PEC, donc l'amélioration du transfert de chaleur dépasse les pertes de frottement associées ce qui signifie que le transfert de chaleur prend l'avantage sur l'augmentation associée à la résistance au frottement.



Figure IV.8 : Critère d'évaluation de la performance (PEC) pour un canal lisse avec des concentrations de nanofluide variables.

IV.2.3.2. Cas du canal ondulé

Dans le cas du canal ondulé, les **Figures IV.9, 10 et 11** illustrent les effets correspondants de la concentration de nanofluide.

a. Effet de la concentration de nanofluide sur le nombre de Nusselt moyen

Par rapport au canal lisse, la géométrie ondulée entraîne une amélioration du transfert de chaleur, comme le montre la **Figure IV.9**, où le nombre de Nusselt augmente de manière plus significative avec le nombre de Reynolds et la concentration de nanofluide. La structure ondulée favorise un meilleur mélange et perturbe la couche limite thermique, ce qui conduit à une performance thermique améliorée.


Figure IV.9 : Effet de la concentration de nanofluide sur le nombre de Nusselt moyen pour un canal ondulé.

b. Effet de la concentration de nanofluide sur le coefficient de frottement

La **Figure IV.10** montre que le coefficient de frottement pour le canal ondulé est légèrement supérieur à celui du canal lisse, en raison de l'augmentation de la surface de contact et des perturbations de l'écoulement causées par les parois ondulées. Malgré cela, l'augmentation du frottement n'est pas suffisamment significative pour annuler les avantages liés à l'amélioration du transfert de chaleur.



Figure IV.10 : Effet de la concentration de nanofluide sur le coefficient de frottement pour un canal ondulé.

c. Variation du (PEC) pour un canal ondulé en fonction des concentrations de nanofluide

Les valeurs du PEC pour le canal ondulé, comme le montre la **Figure IV.11**, sont légèrement réduites par rapport à celles du canal lisse en raison des pertes de frottement élevées. Toutefois, la performance thermique globale reste supérieure, notamment à des concentrations de nanofluide et des nombres de Reynolds plus élevés.



Figure IV.11 : Critère d'évaluation de la performance (PEC) pour un canal ondulé avec des concentrations de nanofluide variables.

En résumé, la concentration de nanofluide a un impact significatif sur les canaux lisses et ondulés, des concentrations plus élevées entraînent une amélioration des performances de transfert de chaleur, comme l'indiquent les augmentations du nombre de Nusselt. La configuration du canal ondulé, en particulier, présente des caractéristiques de transfert de chaleur supérieures grâce à un meilleur mélange et une surface de contact plus élévée. Cependant, cet avantage s'accompagne d'une augmentation des pertes par frottement, surtout dans le canal ondulé, ce qui réduit le PEC global. Néanmoins, l'utilisation de nanofluides dans des canaux ondulés demeure une stratégie efficace pour optimiser le transfert de chaleur dans les applications où la surface de contact et le mélange sont des facteurs cruciaux.

IV.2.4. Effets de l'Espacement (E) sur la Performance du Transfert de Chaleur

IV.2.4.1. Influence sur le Nombre de Nusselt Moyen

L'influence de l'espacement des ondulations (E) sur les caractéristiques de transfert de chaleur a été étudiée pour une concentration de nanofluide de 4 %. La **Figure IV.12** montre que le nombre de Nusselt moyen augmente systématiquement avec le nombre de Reynolds pour tous les ratios d'espacement. Cependant, l'ampleur de cette amélioration varie considérablement en fonction de la configuration de l'espacement. Le cas d'espacement nul (E = 0) présente des performances de transfert de chaleur supérieures par rapport aux autres ratios d'espacement (E = 0,25, 0,5 et 1,0), avec des nombres de Nusselt environ 15 à 20 % plus élevés dans la plage de nombres de Reynolds étudiée.



Figure IV.12 : Effet de l'espacement sur le nombre de Nusselt moyen pour une concentration de nanofluide de 4 %.

a. Influence sur le coefficient de frottement

Comme le montre la **Figure IV.13**, le coefficient de frottement présente une tendance à la baisse avec l'augmentation du nombre de Reynolds pour toutes les configurations d'espacement.



Figure IV.13 : Effet de l'espacement sur le coefficient de frottement pour une concentration de nanofluide de 4 %.

On remarque les principales observations suivantes :

- L'espacement nul (E = 0) génère le coefficient de frottement le plus élevé.
- L'augmentation du ratio d'espacement réduit progressivement la résistance à l'écoulement.
- L'augmentation du frottement est particulièrement significative à de faibles nombres de Reynolds.
- La différence de coefficients de frottement entre les ratios d'espacement diminue à des nombres de Reynolds plus élevés.

b. Critère d'évaluation des performances (PEC)

La **Figure IV.14** présente le critère d'évaluation de la performance PEC, qui offre une évaluation globale de l'amélioration du transfert de chaleur par rapport à la perte de pression.



Figure IV.14 : Critère d'évaluation de la performance (PEC) pour différents ratios d'espacement et une concentration de nanofluide de 4 %.

L'analyse révèle :

- Les valeurs du PEC diminuent généralement avec l'augmentation du nombre de Reynolds.
- La configuration avec espacement nul E=0 conserve le PEC le plus élevé malgré l'augmentation du frottement.
- La performance optimale est atteinte dans la plage de nombres de Reynolds de 5000 à 10000.
- Le gain d'amélioration diminue plus rapidement à des nombres de Reynolds plus élevés pour des ratios d'espacement plus importants.

IV.2.5. Analyse du Ratio d'Amélioration (ER)

IV.2.5.1. Effet de l'Espacement sur le Taux d'Amélioration

Le ratio d'amélioration, comme illustré dans la **Figure IV.15**, montre l'amélioration relative des performances de transfert de chaleur par rapport à un canal lisse.



Figure IV.15 : Ratio d'amélioration avec différents espacements pour une concentration de nanofluide de 4 %.

Les résultats notables sont les suivants :

- L'amélioration maximale est atteinte avec la configuration à espacement nul.
- Les ratios d'amélioration diminuent avec l'augmentation du nombre de Reynolds.
- L'effet de l'espacement sur le ratio d'amélioration est plus marqué à de faibles nombres de Reynolds.
- Les ratios d'espacement plus grands présentent un potentiel d'amélioration réduit.

IV.2.5.2. Effet de la Concentration à Espacement Nul

La **Figure IV.16** révèle l'impact de la concentration de nanofluide sur le ratio d'amélioration à un espacement optimal (E = 0) :



Figure IV.16 : Effet de la concentration de nanofluide sur le ratio d'amélioration à (E = 0).

On remarque

- Des concentrations de nanoparticules plus élevées entraînent des ratios d'amélioration supérieurs.
- L'effet d'amélioration est plus marqué à de faibles nombres de Reynolds.
- Une amélioration maximale d'environ 2,5 fois est atteinte avec une concentration de 4 %.
- Des rendements plus bas sont observés à des concentrations plus élevées.

IV.2.6. La Résistance Thermique

Cette section examine les caractéristiques de la résistance thermique dans les canaux à parois ondulées, en mettant l'accent sur les facteurs influençant le transfert de chaleur. tels que la concentration de nanofluide, l'espacement des ondulations et le nombre de Reynolds.

L'analyse de la résistance thermique est présentée dans la Figure IV.17,



Figure IV.17 : Variation de la résistance thermique en fonction de la température pour différents nombres de Reynolds.

On remarque que :

- La résistance thermique diminue avec l'augmentation de la température d'entrée.
- Des nombres de Reynolds plus élevés entraînent une augmentation de la résistance thermique.
- L'effet du nombre de Reynolds sur la résistance thermique est plus marqué à des températures plus faibles.
- Une performance thermique optimale est atteinte à des températures plus élevées et à des nombres de Reynolds plus bas.

Conclusion

Cette étude numérique nous a fourni des informations précieuses sur l'amélioration du transfert de chaleur grâce à l'utilisation de nanofluides dans des canaux à parois ondulées.

En conclusion, la géométrie ondulée du canal a un impact significatif sur la distribution de la température en favorisant un transfert de chaleur plus efficace grâce à un meilleur mélange du fluide permettant ainsi d'obtenir un meilleur transfert thermique.

Conclusion générale

Conclusion générale

Notre recherche porte sur une analyse numérique approfondie sur l'amélioration du transfert de chaleur dans des canaux à parois ondulées utilisant des nanofluides à base d'oxyde d'aluminium et d'eau. L'étude examine l'impact de plusieurs paramètres clés, notamment les aspects géométriques (rapport de l'espacement des ondulations : 0-1), les conditions opérationnelles (nombre de Reynolds : 5 000 à 20 000), et les concentrations variables de nanofluide (1 à 6 % en volume).

Les principales conclusions sont regroupées ainsi :

Amélioration des performances thermiques :

- Un espacement nul entre les ondes (E = 0) combiné à une concentration de nanofluides de 4 % permet d'atteindre des performances optimales en matière de transfert de chaleur, avec une amélioration allant jusqu'à 2,5 fois par rapport aux canaux conventionnels.
- L'efficacité du transfert de chaleur augmente avec la concentration de nanofluides, mais les gains deviennent marginaux au-delà de 4 %.
- La géométrie ondulée améliore considérablement le mélange et les performances thermiques, en particulier à des nombres de Reynolds faibles.

Caractéristiques de l'écoulement :

- La configuration ondulée du canal crée des motifs d'écoulement complexes qui intensifient le transfert de chaleur en favorisant un meilleur mélange.
- Les coefficients de friction augmentent avec la réduction de l'espacement entre les ondes et l'augmentation de la concentration en nanofluides.
- La perte de charge est particulièrement significative pour les faibles nombres de Reynolds et elle diminue lorsque les débits augmentent.

Paramètres d'optimisation :

- Les performances thermiques optimales sont atteintes à des températures élevées et à des nombres de Reynolds faibles.
- Le Critère d'Évaluation de la Performance (PEC) indique les meilleures performances globales dans la plage de nombres de Reynolds de 5 000 à 10 000.

 L'espacement des ondes influence fortement le transfert de chaleur et la perte de charge, un espacement nul offre les meilleures performances thermiques malgré des pénalités de friction plus élevées.

Implications pour la conception :

- Les concepteurs des échangeurs doivent trouver un équilibre attentif entre l'amélioration du transfert de chaleur et les besoins en puissance de pompage pour compenser les pertes de pressions.
- Les conditions de fonctionnement doivent être choisies en fonction des exigences spécifiques de l'application et des objectifs d'efficacité.
- L'approche combinée de la modification géométrique et de l'utilisation de nanofluides offre un potentiel considérable pour l'optimisation des échangeurs de chaleur.

Les résultats montrent que la combinaison d'une configuration à espacement nul E=0 avec une concentration modérée de nanofluide (4 %) offre le meilleur équilibre entre l'amélioration du transfert de chaleur et la perte de pression.

Les données indiquent également que les conditions de fonctionnement doivent être soigneusement choisies en fonction des exigences spécifiques de l'application, en tenant compte des compromis entre la performance thermique et la puissance de pompage.

En conclusion, la géométrie ondulée du canal a un impact significatif sur la distribution de la température en favorisant un transfert de chaleur plus efficace grâce à un meilleur mélange des fluides et à une surface de contact augmentée. les profils de température démontrent clairement les gains de performance en matière de transfert de chaleur que l'on peut réaliser avec des canaux à parois ondulées dans les applications d'échange thermique.

Axes de future recherche :

Les recherches à venir devraient se concentrer sur :

- La Stabilité à long terme et durabilité économique des applications nanofluides
- Les Techniques d'optimisation avancées pour la géométrie des vagues
- Extension à d'autres matériaux et fluides de base nanoparticules
- Développement de corrélations pour des applications pratiques de conception.

Références

Références :

[1] W. C. Whitman, W. M. Johnson, J. A. Tomczyk, and E. Silberstein, *Refrigeration and Air Conditioning Technology*. 1987.

[2] B. Whitman, W. C. Whitman, W. M. Johnson, B. Johnson, E. Silberstein, and J. Tomczyk, *Refrigeration & Air Conditioning Technology*, 2012.

[3] Barbosa Jr, J. R., Ribeiro, G. B., & de Oliveira, P. A. (2012). A state-of-the-art review of compact vapor compression refrigeration systems and their applications. *Heat Transfer Engineering*, *33*(4-5), 356-374.

[4] Herold, K. E., Radermacher, R., & Klein, S. A. (2016). *Absorption chillers and heat pumps*. CRC press.

[5] Wang, S. K., & Wang, S. K. (2000). Handbook of air conditioning and refrigeration.

[6] Zhang, J., Zhu, X., Mondejar, M. E., & Haglind, F. (2019). A review of heat transfer enhancement techniques in plate heat exchangers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *101*, 305-328.

[7] Goodarzi, M., Amiri, A., Goodarzi, M. S., Safaei, M. R., Karimipour, A., Languri, E. M., & Dahari, M. (2015). Investigation of heat transfer and pressure drop of a counter flow corrugated plate heat exchanger using MWCNT based nanofluids. *International communications in heat and mass transfer*, *66*, 172-179.

[8] Rostami, J., Abbassi, A., & Saffar-Avval, M. (2015). Optimization of conjugate heat transfer in wavy walls microchannels. *Applied Thermal Engineering*, *82*, 318-328.

[8] Dellil, A. Z., Azzi, A., & Jubran, B. A. (2004). Turbulent flow and convective heat transfer in a wavy wall channel. *Heat and Mass Transfer*, *40*, 793-799.

[9] Asadi, M., & Khoshkhoo, R. H. (2013). Effects of wavelength on the thermal performance of a plate heat exchanger. *Therm Eng*, *60*, 16603-8.

[10] Dharaiya, V. V., & Kandlikar, S. G. (2013). A numerical study on the effects of 2d structured sinusoidal elements on fluid flow and heat transfer at microscale. *International journal of heat and mass transfer*, 57(1), 190-201

[11] Fadzin, K. A., & Lee, A. (2014). Heat transfer enhancement in microchannel using nanofluids. *Applied Mechanics and Materials*, 465, 536-540.

[12] Hung, T. C., Yan, W. M., Wang, X. D., & Chang, C. Y. (2012). Heat transfer enhancement in microchannel heat sinks using nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55(9-10), 2559-2570.

[13] Osman, O. S., El-Zoheiry, R. M., Elsharnoby, M., & Nada, S. A. (2021). Performance enhancement and comprehensive experimental comparative study of cold plate cooling of electronic servers using different configurations of mini-channels flow. *Alexandria Engineering Journal*, 60(5), 4451-4459.

[14] Kakaç, S., Liu, H., & Pramuanjaroenkij, A. (2002). *Heat exchangers: selection, rating, and thermal design*. CRC press.

[15] Khan, Z., et al. (2020). "Numerical analysis of heat transfer and fluid flow in wavy-walled channels for refrigeration systems." Applied Thermal Engineering, 162, 114303.

[16] Xu, X., Zhang, Y., & Chen, X. (2010). "Heat transfer and pressure drop characteristics of undulated surface heat exchangers." *Applied Thermal Engineering*, 30(14-15), 2012-2020.

[17] Jiang, Y., Wang, L., & Li, X. (2003). "Experimental study on heat transfer and friction characteristics of undulated tube heat exchangers." *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(24), 4647-4654.

[18] Zhang, Y., Cheng, H., & Chen, L. (2003). "Heat transfer and pressure drop in undulated heat exchangers." *Journal of Heat Transfer*, 125(5), 835-843.

[19] S.U.S. Choi. Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles, Developments and applications of Non-Newtonian Flows. *D.A. Siginer and H.P. Wang (Eds.)*, FED-vol. 231/MD-vol. 66, *ASME*, New York, 99-105, 1995.

[20] Choi, S. U. S., Zhang, Z. G., Yu, W., Lockwood, F. E., & Grulke, E. A. (2001). Anomalous thermal conductivity enhancement in nanotube suspensions. *Applied physics letters*, 79(14), 2252-2254.

[21] Eastman, J. A., Choi, S. U. S., Li, S., Yu, W., & Thompson, L. J. (2001). Anomalously increased effective thermal conductivities of ethylene glycol-based nanofluids containing copper nanoparticles. *Applied physics letters*, 78(6), 718-720.

[22] Keblinski, P., Eastman, J. A., & Cahill, D. G. (2005). Nanofluids for thermal transport. *Materials today*, 8(6), 36-44.

[23] Yang, Y., Zhang, Z. G., Grulke, E. A., Anderson, W. B., & Wu, G. (2005). Heat transfer properties of nanoparticle-in-fluid dispersions (nanofluids) in laminar flow. *International journal of heat and mass transfer*, 48(6), 1107-1116.

[24] Daungthongsuk, W., & Wongwises, S. (2007). A critical review of convective heat transfer of nanofluids. *Renewable and sustainable energy reviews*, *11*(5), 797-817.

[25] P. Vadasz. Heat conduction in nanofluids suspension. *Journal of Heat Transfer*, 128, 465, 2006.

[26] H. Masuda, A. Ebata, K. Teramae, and N. Hishinuma. Alteration of Thermal conductivity and viscosity of liquid by dispersing Ultra-fine Particles (dispersion of Al2O3, SiO2, and TiO2 Ultra-fine particles). *Netsu Bussei* (Japan), 7(4): 227-233, 1993.

[27] J.A. Eastman, S.U.S. Choi, S. Li, L.J. Thomson, and S. Lee. Enhanced thermal conductivity through the development of nanofluids. *Materials Research Society Symposium Proceedings*, vol. 457, Materials Research Society, Pittsburgh, PA, 3-11, 1997.

[28] X.W. Wang, X.F. Xu, and S.U.S. Choi. Thermal conductivity of nanoparticle-fluid mixture. Journal of Thermophysic and Heat Transfer, 13(4): 474-480, 1999.

[29] S. Lee, S.U.S. Choi, S. Li, and J.A. Eastman. Measuring thermal conductivity of fluids containing oxide nanoparticles. *ASME J. Heat Transfer*, 121, 280-289, 1999.

[30] S.K. Das, N. Putra, P. Thiesen, and W. Roetzel. Temperature depended of thermal conductivity enhancement for nanofluids. *Journal of Heat transfer transaction of the*

ASME, 125(4): 567-574, 2003.

[31] R. Prasher, P.E. phelan, and P. Bhattacharya. Effect of aggregation kinetics on the thermal conductivity of nanoscale colloidal solutions (nanofluid). *Nano Letters*, 6(7): 1529-1534, 2006.

[32] C.H. Li and G.P. Peterson. Experimental investigation of temperature and volume fraction variations on the effective thermal conductivity of nanoparticle suspensions (nanofluids). *Journal of Applied Physics*, 99(8), 084314, 2006.

[33] Gladés B. Thèse doctorat en science **Titre:** *Contribution à l'étude de la convection naturelle dans les nanofluides en configuration de Rayleigh-Bénard ; L'Université Toulouse III- Paul Sabatier,Octobre 2010*

[34] Vanaki, S. M., & Mohammed, H. A. (2015). Numerical study of nanofluid forced convection flow in channels using different shaped transverse ribs. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 67, 176-188.

[35] Mahbubul, I. M. (2018). *Preparation, characterization, properties, and application of nanofluid*. William Andrew.

[36] Das, Sarit K., et al. Nanofluids: science and technology. John Wiley & Sons, 2007.

[37] Xuan, Yimin, and Qiang Li. "Heat transfer enhancement of nanofluids." *International Journal of heat and fluid flow* 21.1 (2000): 58-64.

[38] Wang, Xiang-Qi, and Arun S. Mujumdar. "Heat transfer characteristics of nanofluids: a review." *International journal of thermal sciences* 46.1 (2007): 1-19.

[39] Buongiorno, J. (2006). "Convective transport in nanofluids." Journal of Heat Transfer, 128(3), 240-250.

[40] O.Cherifi, S.Berrabah. Analyse numérique de l'écoulement et du transfert de chaleur d'un fluide dans une conduite à double étages en présence d'obstacles. Mémoire de Master : Département de Génie Mécanique .Génie Thermique et Energies Renouvelables. 24/06: Université Abou Bekr Belkaid-TLEMCEN, 2013, pp.11-13.

[41] Doche, Olivier, et al. "Une nouvelle technologie pour les échangeurs thermiques: Le Nanofluide." *18 ème Congrès Français de Mécanique* (2007).

[42] B.Glades, R.Sawli, Ch.Fakih, Abd.Mojtabi. Etude du transfert de chaleur en convection naturelle dans les nano fluides. Université Libanaise, Beyrouth, Liban. pp.3, 4.

[43] Ding, Y., Alias, H., Wen, D., & Williams, R. A. (2006). Heat transfer of aqueous suspensions of carbon nanotubes (CNT nanofluids). *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *49*(1-2), 240-250.

[44] Faras Abderraouf, Z. E. M. M. O. U. R. I., & Abderrahmane, K. E. R. R. O. U. C. H. E. (2023). *Etude numérique de l'effet du profile d'écoulement sur les performances d'échangeur de chaleur* (Doctoral dissertation, university center of Abdalhafid boussouf-MILA).

[45] White, F. M., & Xue, H. (2003). Fluid mechanics (Vol. 3). New York: McGraw-hill.

[46] Armaly, B. F., Chen, T. S., & Ramachandran, N. (1987). Correlations for laminar mixed convection on vertical, inclined and horizontal flat plates with uniform surface heat flux.

[47] Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (1996). Fundamentals of heat and mass transfer (Vol. 6, p. 116). New York: Wiley.

[48] Sundar, L. S., & Sharma, K. V. (2008). Numerical analysis of heat transfer and friction factor in a circular tube with Al2O3 nanofluid. *International Journal of Dynamics of Fluids*, 4(2), 121-129.

[49] Mohammed, H. A., Bhaskaran, G., Shuaib, N. H., & Saidur, R. (2011). Heat transfer and fluid flow characteristics in microchannels heat exchanger using nanofluids: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *15*(3), 1502-1512.

ABSTRACT:

This research conducts an extensive numerical investigation into the enhancement of heat transfer in wavy-walled channels using aluminum oxide-water nanofluids. The study examines the impact of key parameters, including geometric aspects (wave spacing ratio: 0-1), operational conditions (Reynolds number: 5,000-20,000), and varying nanofluid concentrations (1-6% by volume). The results indicate that zero wave spacing combined with a nanofluid concentration of 4% provides the most favorable thermal performance, resulting in a heat transfer enhancement of up to 2.5 times when compared to conventional smooth channels. While the wavy channel geometries significantly improve heat transfer, they also impose additional pressure drops, revealing a critical trade-off between enhanced thermal performance and the increased pumping power required. The study highlights the balance necessary between maximizing heat transfer and maintaining operational efficiency, particularly in systems where space is limited. These findings contribute valuable insights to the design of heat exchange systems that demand both high thermal efficiency and compact dimensions, such as those used in electronics cooling or energy-efficient HVAC systems. Additionally, the study explores the influence of the Reynolds number on both thermal and hydrodynamic behavior within the wavy channels, providing a thorough performance evaluation across different operational ranges. The conclusions drawn from this investigation offer practical guidance for optimizing heat exchanger designs, taking into account both thermal resistance and overall system performance under varying conditions.

KEYWORDS: Heat transfer enhancement; Wavy-walled channel; Nanofluid; Numerical simulation; Thermal resistance; Reynolds number.

RESUME :

Notre recherche mène une investigation numérique approfondie sur l'amélioration du transfert de chaleur dans des canaux à parois ondulées utilisant des nanofluides à base d'oxyde d'aluminium et d'eau. L'étude examine l'impact de plusieurs paramètres clés, notamment les aspects géométriques (rapport de l'espacement des ondulations : 0-1), les conditions opérationnelles (nombre de Reynolds : 5 000 à 20 000), et les concentrations variables de nanofluide (1 à 6 % en volume). Les résultats montrent qu'un espacement des ondulations nul, combiné à une concentration de nanofluides de 4 %, offre les meilleures performances thermiques, entraînant une amélioration du transfert de chaleur jusqu'à 2,5 fois par rapport aux canaux lisses conventionnels. Bien que les géométries des canaux ondulés améliorent de manière significative le transfert de chaleur, elles induisent également des pertes de charge supplémentaires, ce qui révèle un compromis essentiel entre l'amélioration de la performance thermique et l'augmentation de la puissance de pompage nécessaire. L'étude met en évidence l'importance de l'équilibre à maintenir entre l'optimisation du transfert de chaleur et le maintien de l'efficacité opérationnelle, notamment dans les systèmes où l'espace est limité.

Ces résultats apportent des perspectives précieuses pour la conception de systèmes d'échange thermique nécessitant à la fois une haute efficacité thermique et des dimensions compactes, tels que ceux utilisés dans le refroidissement électronique ou les systèmes CVC (chauffage, ventilation et climatisation) à faible consommation d'énergie. De plus, l'étude explore l'influence du nombre de Reynolds sur le comportement thermique et hydrodynamique au sein des canaux ondulés, fournissant ainsi une évaluation approfondie des performances à travers différentes plages opérationnelles. Les conclusions tirées de cette étude offrent des orientations pratiques pour l'optimisation de la conception des échangeurs thermiques, en prenant en compte à la fois la résistance thermique et la performance globale du système dans des conditions variables.

MOTS-CLÉS : Amélioration du transfert de chaleur ; Canal à parois ondulées ; Nanofluide ; Simulation numérique ; Résistance thermique ; Nombre de Reynolds.

الملخص:

تجري هذه الدراسة بحقًا رقميًا موسعًا حول تحسين انتقال الحرارة في القنوات ذات الجدران المتموجة باستخدام نانو سوائل من أكسيد الألمنيوم والماء. تتناول الدراسة تأثير المعلمات الرئيسية، بما في ذلك الجوانب الهندسية (نسبة تباعد الموجات: 0-1)، وظروف التشغيل (عدد رينولدز: 20,000-5,000)، وتركيزات النانو سوائل المتغيرة (من 1% إلى 6% بالحجم). تشير النتائج إلى أن تباعد الموجات صفرًا مع تركيز نانو سائل بنسبة 4% يوفر أفضل أداء حراري، مما يؤدي إلى تحسين انتقال الحرارة بمقدار يصل إلى 2.5 مرة مقارنة بالقنوات التقليدية الملساء. في حين أن أشكال القنوات المتموجة تحسن بشكل وزيادة الطاقة المطلوبة للضبخ. تسلط الدر اسة الضوء على التوازن الضروري بين تعظيم انتقال الحرارة والحفاظ على الكفاء وزيادة الطاقة المطلوبة للضبخ. تسلط الدر اسة الضوء على التوازن الضروري بين تعظيم انتقال الحرارة والحفاظ على الكفاء وزيادة الطاقة المطلوبة للضبخ. تسلط الدر اسة الضوء على التوازن الضروري بين تعظيم انتقال الحرارة والحفاظ على الكفاءة وزيادة الطاقة المطلوبة للضبخ. تسلط الدر اسة الضوء على التوازن الضروري بين تعظيم انتقال الحرارة والحفاظ على الكفاءة وزيادة الطاقة المطلوبة للضبخ. تسلط الدر اسة الضوء على التوازن الضروري بين تعظيم انتقال الحرارة والحفاظ على الكفاءة التشغيلية، لا سيما في الأنظمة التي تكون فيها المساحة محدودة. تساهم هذه النتائج في تقديم رؤى قيمة لتصميم أنظمة تبادل واليدروديناميكي داخل القاقة. بالإضافة إلى ذلك، تستكشف الدراسة تأثير عدد رينولدز على السلوك الحراري والهيدروديناميكي داخل القنوات المتموجة، مما يوفر تقييمًا شاملاً للأداء عبر نطاقات تشغيلية مختلفة. تقدم الاستنتاجات المستخلصة من هذه الدراسة إرشادات عملية لتحسين تصميمات المبادلات الحرارية، مع الأخذ في الاستنتاجات

الكلمات المفتاحية :تحسين انتقال الحرارة ؛ قناة ذات جدران متموجة ؛ نانو سائل ؛ محاكاة رقمية ؛ مقاومة حرارية ؛ عدد رينولدز