



Université Mohamed Khider - Biskra  
Faculté des Sciences et de la Technologie  
Département de Génie Mécanique

# MÉMOIRE DE MASTER

Domaine : Sciences et de la Technologie  
Filière : Génie Mécanique  
Spécialité : Énergétique

Réf:.....

---

Présenté et soutenu par :

**Islam ZID**

Le Jeudi 17 septembre 2020

## **L'intensification des échanges thermiques dans les échangeurs de chaleur par nano fluides "Application à un échangeur double enveloppes".**

---

**Jury :**

Pr	BENCHABANE Adel	Pr	Université de Biskra	President
Dr	BOULTIF Nora	MCB	Université de Biskra	Rapporteur
Dr	DJEMAI Hocine	MCB	Université de Biskra	Examineur

Année universitaire : 2019 - 2020

سُبْحَانَكَ يَا مَلِكُ

# *Dédicaces*

*À ma très Chère Mère : Hayat*

*À mon guide mon père : Djenaihi*

*À mes frères Ahmed El Sassi et Amir*

*Abdelkader*

*À mes sœurs Aya et Inas*

*À ma nièce, Lola*

*À toute la promotion Génie mécanique  
énergétique.*

## ***Remerciements***

Le remerciement infini avant tout est à **dieu** le plus puissant qui m'a comblé des bienfaits de l'Islam et de la Science.

J'exprime mon profond remerciement à mon encadreur, **Dr. BOULTIF Nora**, j'ai le grand plaisir de travailler sous sa direction et profiter de ses enseignements et ses conseils judicieux et pertinents. Je lui suis très reconnaissant pour la patience dont il a fait preuve le long de ce projet qui a nécessité un travail de longue haleine.

J'exprime ma profonde gratitude au **Pr. BENCHABANE Adel** qui m'a fait l'honneur de présider le jury de ce mémoire. Je lui suis très reconnaissant pour l'attention qu'il a portée à ce travail. Je tiens à remercier également, **Dr. DJEMAI Hocine** d'avoir accepté d'être membre du Jury de soutenance.

J'exprime également ma profonde gratitude à tous les enseignants du département de mécanique,

Je suis aussi très reconnaissant a mon collègue **F. Hassnaoui** pour son aide

J'adresse enfin mes remerciements à ma famille et à mes amis pour leurs encouragements

## *Résumé*

Ce travail s'intéresse à étudier numériquement d'échangeur de chaleur à double tube concentrique, pour le régime de fonctionnement permanent. Les systèmes d'équations qui gouvernent le phénomène à étudier sont résolus par la méthode des différences finies. Un programme de calcul numérique en langage (Matlab) est réalisé pour déterminer les variations de températures pour les deux circulation (co-courant et contre-courant), coefficient d'échange locaux, efficacité. Les calculs sont effectués pour le cas de fluide pur (eau) et le cas des nanofluides pour différentes nanoparticules ( $\text{TiO}_2$ ,  $\text{Al}_2\text{O}_3$  et Cu) avec différentes concentrations (0,1, 0,2 et 0,3). Les résultats obtenus dans le cas du fluide pur (eau) montrent que l'efficacité de l'échangeur de chaleur dans le cas d'une circulation à contre-courant est meilleure que celle du co-courant. Les résultats ont aussi démontré que l'efficacité de l'échangeur de chaleur dans le cas du nanofluide est meilleure que celle du fluide pur (eau). et on a trouvé que le fluide qui permet un meilleur transfert de chaleur est le nanofluide qui contient les nanoparticules de cuivre (Cu) suivies par  $\text{Al}_2\text{O}_3$  et  $\text{TiO}_2$ , et qu'une augmentation de la concentration en cuivre (Cu) intensifie le coefficient d'échange

**Mots clés :** échangeur de chaleur, double tube concentrique, régime permanent, circulation co-courant, circulation contre-courant, nanofluide, différences finies.

## *Abstract*

This work aims to studying numerically the steady state thermal of the behavior of double concentric-tube heat exchanger, by using the finite difference method. A numerical program in (Matlab) language is performed to determine the variations of fluids temperature for tow possible case((co-current), (counter-current)), the local heat transfer coefficients, efficiencies of heat exchanger, the calculations are performed for the case of Pure fluid and the case of nanofluids for different nanoparticles ( $\text{TiO}_2$ ,  $\text{Al}_2\text{O}_3$  and Cu) with different concentrations (0.1, 0.2 and 0.3). The results obtained in the case of the pure fluid (water) show that the efficiency of the heat exchanger in the case of counter-current circulation is significantly better than that of the co-current. The results also showed that the efficiency of the heat exchanger in the case of the nanofluid is improved compared to that of the pure fluid (water). and it was found that the fluid that ensures the best heat transfer is the nanofluid that contains the nanoparticles of copper (Cu) followed by  $\text{Al}_2\text{O}_3$  and  $\text{TiO}_2$  and that increasing the copper (Cu) concentration intensifies the exchange coefficient.

**Keywords:** Heat exchanger; double concentric tube; steady state; co-current circulation; counter-current circulation; Nano fluids; finite differences

## ملخص

يهتم هذا العمل بالدراسة العددية لمبادل حراري ثنائي الأنايب لنظام التشغيل المستقر، تم حل أنظمة المعادلات التي تحكم الظاهرة المدروسة بطريقة الفروق المحدودة. تم إنجاز برنامج رقمي بلغة (Matlab) لإعطاء التغيرات في درجة حرارة الموائع في الحالتين المحتملتين لسريان المائع (متوازي ومتعاكس)، معامل الانتقال الحراري المحلي، وفعالية المبادل الحراري. الحسابات أجريت في حالة المائع النقي (الماء) وحالة النانوفلويد لعدة جزيئات مختلفة (Cu وTiO<sub>2</sub>، Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) وبعده تركيزات مختلفة (0.1، 0.2، 0.3) النتائج المتحصل عليها في حالة المائع النقي (ماء) تظهر أن فعالية المبادل الحراري في حالة نظام سريان متعاكس أفضل من حالة السريان المتوازن، كما أظهرت النتائج أن فعالية المبادل الحراري في حالة النانوفلويد أفضل من حالة المائع النقي (الماء) كما وجدنا أن أحسن مائع هو النانوفلويد المحتوي على جزيئات النحاس Cu متبوع بـ Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> و TiO<sub>2</sub>. وكما وجدنا أن زيادة تركيز جزيئات النحاس تكثف من معامل الانتقال الحراري.

**الكلمات المفتاحية:** مبادل حراري، ثنائي الأنايب، سريان متوازي، سريان متعاكس، نانوفلويد، الفروق المحدودة.

# *Tables des matières*

<b>Dédicaces.....</b>	<b>i</b>
<b>Remerciements .....</b>	<b>ii</b>
<b>Résumé .....</b>	<b>iii</b>
<b>Tables des matières .....</b>	<b>vi</b>
<b>Liste des tableaux .....</b>	<b>x</b>
<b>Liste des figures .....</b>	<b>xi</b>
<b>Nomenclature.....</b>	<b>xiv</b>
<b>Introduction générale.....</b>	<b>1</b>
<b>I. Chapitre I : Intensification des échanges thermiques .....</b>	<b>3</b>
I.1. Introduction.....	3
I.2. Définitions importantes.....	3
I.2.1. Notion l'intensification.....	3
I.2.2. Le facteur de performance thermique .....	3
I.2.3. Le nombre de Nusselt .....	3
I.2.4. Le facteur de friction.....	4
I.2.5. Le nombre de Prandtl.....	4
I.2.6. Le pas .....	4
I.2.7. Le rapport de torsion .....	4
I.3. Méthodes d'intensification.....	5
I.3.1. Méthodes passives .....	5
I.3.1.1 Surfaces traitées .....	5
I.3.1.2 Surfaces rugueuses.....	7
I.3.1.3 L'extension de surface "Ailettes" .....	7
I.3.1.4 Inserts .....	11
I.3.1.5 Rubans torsadés .....	11

I.3.1.6 Fil en rouleau .....	13
I.3.2. Méthodes actives.....	14
I.3.3. Méthodes couplées.....	15
I.4. Généralités sur les nanofluides .....	15
I.4.1. Définition : .....	15
I.4.2. Nanoparticules et les fluides porteurs .....	15
I.4.3. Les propriétés thermophysiques des nanofluides .....	17
I.4.3.1 La fraction volumique.....	17
I.4.3.2 Masses volumiques .....	17
I.4.3.3 Conductivité thermique :.....	18
I.4.3.4 La Viscosité dynamique.....	20
I.4.3.5 La chaleur spécifique .....	21
I.5. Conclusion .....	21
<b>II. Chapitre II : Synthèse bibliographique .....</b>	<b>22</b>
II.1. Introduction .....	22
II.2. Revues bibliographiques.....	22
II.2.1. Intensification par les nanofluides.....	22
II.2.1.1 Etude expérimentale .....	22
II.2.1.2 Étude numérique.....	25
II.2.2. Intensification par autres techniques. ....	27
II.3. Conclusion.....	30
<b>III. Chapitre III : Modélisation et résolution numérique.....</b>	<b>31</b>
III.1. Introduction - Position du problème.....	31
III.2. Formulation mathématique .....	32
III.2.1. Bilan énergétique.....	32
III.2.2. arrangement Co-courant.....	34

III.2.2.1	Fluide chaud .....	34
III.2.2.2	Paroi chaude .....	37
III.2.2.3	Fluide froid .....	41
III.2.2.4	Paroi froide .....	44
III.2.3.	Arrangement contre-courant .....	48
III.2.3.1	Fluide chaude .....	48
III.2.3.2	Paroi chaude .....	48
III.2.3.3	Fluide froid .....	50
III.2.3.4	Paroi froide .....	54
III.2.4.	Conditions aux limites.....	56
III.3.	Ecriture matricielle .....	56
III.3.1.	Fluide chaud .....	57
III.3.2.	Paroi chaude .....	57
III.3.3.	Fluide froid .....	57
III.3.4.	Paroi froide .....	58
III.4.	Calcul de l'échangeur de chaleur .....	58
III.4.1.	Coefficients d'échange par convection .....	58
III.4.2.	Efficacité .....	59
III.5.	Organigramme.....	59
<b>IV.</b>	<b>Chapitre IV : Résultats et discussions .....</b>	<b>62</b>
IV.1.	Introduction.....	62
IV.2.	Cas du fluide sans nanoparticules (pur). .....	62
IV.2.1.	Arrangement à co-courant.....	63
IV.2.2.	Arrangement à contre-courant .....	64
IV.3.	Cas du fluide avec nanoparticules.....	65
IV.3.1.	L'effet de la nature du nanofluide.....	65

IV.3.1.1 Cas du fluide chaud est un nanofluide .....	66
IV.3.1.2 Cas du fluide froid est un nanofluide .....	68
IV.3.2. Les effets de la fraction volumique solide .....	70
IV.3.2.1 Arrangement à co-courant.....	70
IV.3.2.2 Arrangement à contre-courant .....	71
IV.3.3. L'effet de la concentration du nano-fluide sur le coefficient d'échange h .....	73
<b>Conclusion générale .....</b>	<b>74</b>
<b>Références bibliographiques .....</b>	<b>76</b>

## *Liste des tableaux*

Tableau I-1Diverses vues géométriques de la Ruban Torsadé [6].....	12
Tableau I-2Diverses vues géométriques de fil en rouleau [3].....	14
Tableau I-3nanoparticules/fluides de base les plus utilisees .....	16
Tableau I-4Combinaisons nanoparticules/fluides de base [14].....	16
Tableau III-1 les corrélations de Nusselt utilisé.....	58
Tableau IV-1Dimensions de l'échangeur.....	62
Tableau IV-2 Propriétés thermo physiques du fluide pur (eau).....	62
Tableau IV-3 Températures de sortie et l'efficacité -circulation co-courant -cas du fluide pur .....	63
Tableau IV-4Températures de sortie et l'efficacité -circulation contre-courant -cas du fluide pur .....	64
Tableau IV-5Propriétés thermo physiques du fluide pur et des nanoparticules.....	65
Tableau IV-6 Température de sortie et l'efficacité -circulation co-courant -cas du nanofluide en fluide chaud .....	66
Tableau IV-7Température de sortie et l'efficacité -circulation contre-courant -cas du nanofluide fluide chaud .....	67
Tableau IV-8Température de sortie et l'efficacité -circulation co-courant -cas du nanofluide en fluide froid.....	68
Tableau IV-9Température de sortie et l'efficacité -circulation contre-courant -cas du nanofluide fluide froid.....	69
Tableau IV-10Température de sortie et l'efficacité -circulation co-courant – pour différent concentration .....	70
Tableau IV-11Température de sortie et l'efficacité -circulation contre-courant – pour différent concentration .....	71

## *Liste des figures*

Figure I-1 Vue schématique d'un ruban torsadé inséré dans un tube[5] .....	5
Figure I-2 Différents types de rugosité [8].....	7
Figure I-3 Échangeur de chaleur à plaques et ailettes et géométries de surface (b) ailettes plats rectangulaires (c) ailettes triangulaires plats (d) ailettes ondulées (e) Ailettes à bandes décalées (f) Ailettes perforées (g) des ailettes à persiennes[10] .....	9
Figure I-4 Tubes à section circulaire et à ailettes externes circulaires .....	10
Figure I-5 Tubes à section circulaire et à ailettes externes planes continues .....	10
Figure I-6 Tubes à section quasi rectangulaire et à ailettes externes planes .....	11
Figure II-1 débit massique en fonction du taux de transfert de chaleur - échange eau/eau - eau/nano, concentration 0.2 ,0.3 .....	22
Figure II-2a Diagramme schématique et b disposition physique des bandes torsadées testées	24
Figure II-3 Variation du nombre de Nusselt par rapport au nombre de Reynolds pour l'eau et le nanofluide. [28] .....	26
Figure II-4 Effets du nombre de Re et $\phi$ sur le Nombre de Nu du côté annulaire pour $S = 320$ mm et $h = 2$ mm .....	27
Figure II-5 Ailettes triangulaires et incurvées .....	29
Figure II-6 Modèle d'échangeur de chaleur.....	30
Figure III-1 Vue en 3D et en coupe de l'échangeur de chaleur à double tubes concentriques.	31
Figure III-2 Vue en coupe de l'échangeur de chaleur à double tubes concentrique. ....	32
Figure III-3 Le premier nœud du fluide chaud.....	35
Figure III-4 Les nœuds centraux du fluide chaud. ....	36
Figure III-5 Nœud final du fluide chaud. ....	37
Figure III-6 Le premier nœud de la paroi chaude. ....	38
Figure III-7 les nœuds centraux de la paroi chaude .....	39
Figure III-8 Le nœud final de la paroi chaude. ....	40
Figure III-9 premier nœud du fluide froid .....	41

Figure III-10 Nœuds centraux du fluide froid.....	42
Figure III-11 Le nœud final du fluide froid .....	43
Figure III-12 Le premier nœud de la paroi froide.....	45
Figure III-13 Nœuds centraux de la paroi froide.....	46
Figure III-14 Nœud final de la paroi froide.....	47
Figure III-15 Le 1er nœud de la première paroi .....	48
Figure III-16 Le nœud final de la première paroi (arrangement à contre-courant).....	49
Figure III-17 premier Nœud du fluide froid .....	51
Figure III-18 Nœuds centraux du fluide froid.....	52
Figure III-19 Le nœud final du fluide froid.....	53
Figure III-20 premier nœud de la deuxième paroi (arrangement contre courant).....	54
Figure III-21 Nœud final de la paroi froide.....	55
Figure III-22 Organigramme des Propriétés thermophysiques du fluide utilisé.....	60
Figure III-23 Organigramme du programme. ....	61
Figure IV-1 profils des températures des deux fluides en fonction de la longueur de l'échangeur de chaleur en mode co-courant cas du fluide pur(eau).....	63
Figure IV-2 profils des températures en fonction de la longueur de l'échangeur de chaleur en mode contre-courant cas du fluide pur (eau).....	64
Figure IV-3 Profils des températures en fonction de la longueur de l'échangeur de chaleur en mode co-courant cas où fluide chaud est un nanofluide .....	66
Figure IV-4 Profils des températures en fonction de la longueur de l'échangeur de chaleur en mode contre-courant cas où fluide chaud est un nanofluide .....	67
Figure IV-5 Profils des températures en fonction de la longueur de l'échangeur de chaleur en mode co-courant cas où fluide froid est un nanofluide .....	68
Figure IV-6 Profils des températures en fonction de la longueur de l'échangeur de chaleur en mode contre-courant cas où fluide froid est un nanofluide .....	69
Figure IV-7 Profils des températures en fonction de la longueur de l'échangeur de chaleur en mode co-courant différent concentration des nanoparticules de Cu .....	71

Figure IV-8 Profils des températures en fonction de la longueur de l'échangeur de chaleur en mode contre-courant déférent concentration des nanoparticules de Cu.....	72
Figure IV-9 le coefficient d'échange thermique en fonction de nombre de Reynolds pour déférent concentrations de Cu.....	73

# *Nomenclature*

## **Alphabet latin**

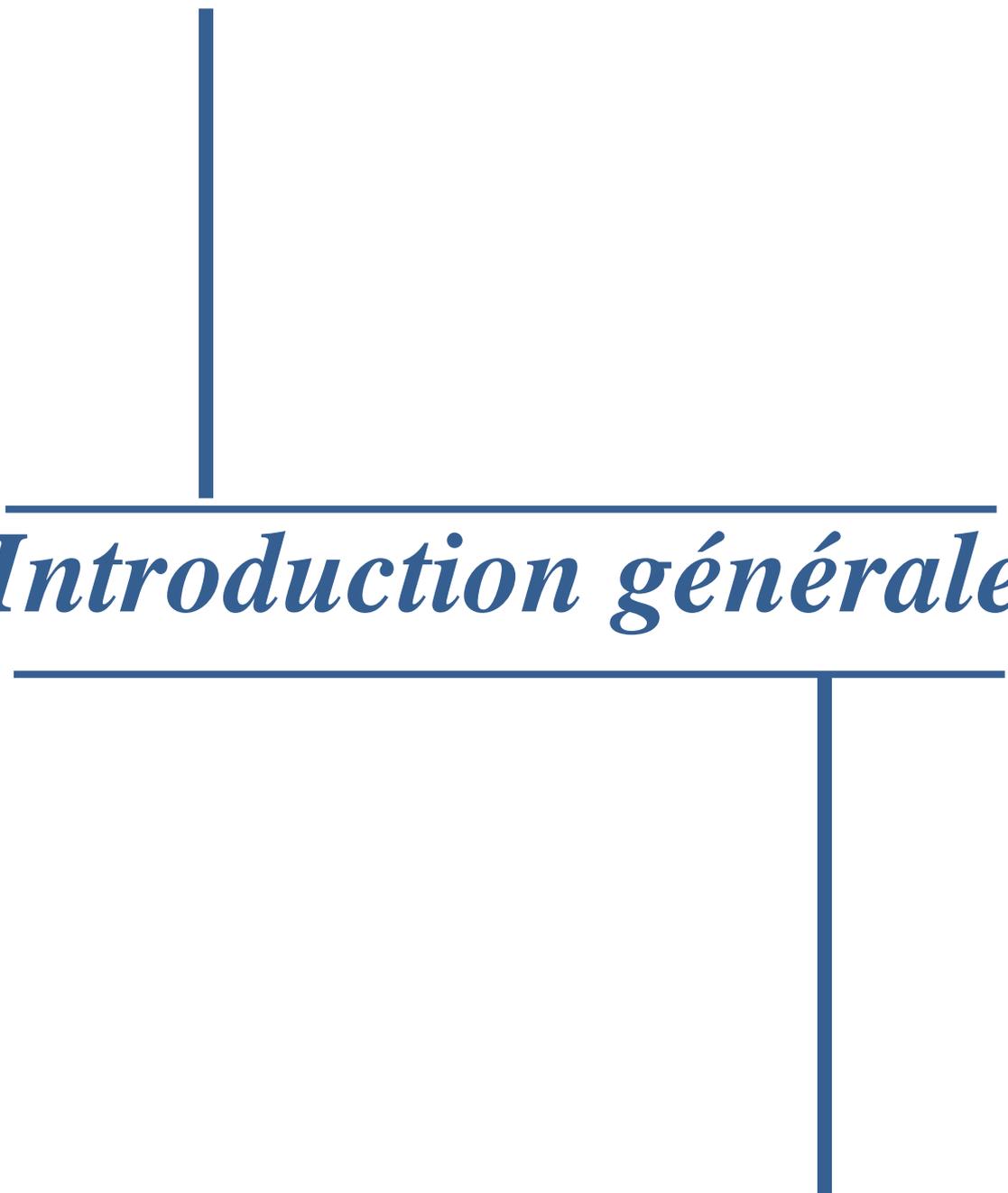
- A : Surface de la région[m<sup>2</sup>]
- B : Variable extensive
- B : Variable spécifique extensive
- C<sub>p</sub> : Capacité calorifique à pression constant [j/Kg K]
- d : Opérateur de différenciation
- D : Diamètre [m]
- E : Énergie [J]
- e : Énergie spécifique [J/Kg]
- h : Coefficient d'échange locale [W/m<sup>2</sup> K]
- L : Longueur [m]
- Nu : Nombre de Nusselt [-]
- Pe : Périmètre [m]
- Pr : Nombre de Prandtl [-]
- Q : Puissance de la chaleur [W]
- q : Vitesse [m/s]
- R : Rayon [m]
- Re : Nombre de Reynolds [-]
- r : Coordonnée
- T : Température [°C]
- V Volume

## Lettres grecques

$\Delta$	: Opérateur de différence
$\eta$	: Efficacité [-]
$\lambda$	: Conductivité thermique [W/m K]
$\mu$	: Viscosité dynamique [Pa s]
$\rho$	: Masse volumique [Kg/m <sup>3</sup> ]
$\tau$	: Constant de temps [s]
$\varphi$	: La fraction volumique des nanoparticule
$\emptyset$	: Flux thermique [W]

## Indice :

Ch	: Chaud
Fr	: Froid
f	: Fluide de base
nf	Nanofluide
s	Particules solide
rel	Relative
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	Oxyde d'aluminium
Cu	Cuivre
TiO <sub>2</sub>	Oxyde de Titanium



*Introduction générale*

## *Introduction générale*

Le chauffage et le refroidissement des fluides jouent un rôle important dans des nombreuses industries, notamment les centrales thermiques, les processus de production, les composants pétrochimiques et électroniques. Pour réaliser ce processus un dispositif appelé "échangeur de chaleur" a été mis au point.

Les échangeurs de chaleur sont des dispositifs qui assurent le flux d'énergie thermique entre deux ou plusieurs fluides à des températures différentes, et sont donc des dispositifs de transfert de chaleur.

Les applications les plus courantes des échangeurs de chaleur se trouvent dans l'industrie automobile, par exemple dans les radiateurs de voiture, dans les appareils ménagers comme les refroidisseurs, les radiateurs, les réfrigérateurs, etc., dans les industries pétrolières et gazières pour le refroidissement, et le préchauffage des fluides, et dans les centrales électriques pour le refroidissement du fluide de la turbine d'échappement, ou le préchauffage du fluide de la chaudière d'entrée afin de réduire les coûts de chauffage. Les autres applications des échangeurs de chaleur qui présentent un intérêt particulier sont les capteurs solaires, les industries électroniques, l'aéronautique, etc. La diversité des domaines d'applications des échangeurs thermiques entraîne un foisonnement de formes géométriques (tubulaires, plaques, à ailettes, etc.). Les échangeurs de chaleur utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus, l'échangeur thermique à double tube concentrique est la forme la plus simple dans cette famille. [1]

Les recherches ont permis au long des années d'améliorer le transfert d'énergie thermique dans les échangeurs de chaleur, Ces améliorations ont été classées selon plusieurs méthodes. La plupart de ces méthodes sont basées sur la modification de la surface de transfert (Surfaces rugueuses, les inserts et les Ailettes), ces techniques d'amélioration ne répondent guère aux besoins toujours croissants en matière de transfert de chaleur et de compacité des dispositifs dans les processus impliquant des puces électroniques, des applications laser, ou des dispositifs à haute énergie. À cet égard, l'amélioration des propriétés thermiques des fluides caloporteurs est devenue l'une des méthodes les plus importantes permettant d'augmenter le transfert de chaleur. Par conséquent, les fluides contenant des particules en suspension de l'ordre du

# *Introduction générale*

nanomètre (nanofluide) devraient avoir de meilleures propriétés thermiques que les fluides classiques.

Donc L'objectif principal de cette étude est l'amélioration des échanges thermiques dans les échangeurs de chaleur, par utilisant des nanofluides qualitativement et quantitativement.

Pour atteindre cet objectif, le présent mémoire est divisé en quatre chapitres :

- Dans le premier chapitre des généralités sur les différentes techniques, et méthodes d'intensification sont citées, et on termine ce chapitre par des généralités sur les nanofluides (définition et calcul des propriétés thermo physiques).
- Deuxième chapitre est consacré à la présentation d'une revue bibliographique des principaux travaux publiés dans domaine de l'intensification des échanges thermiques, les travaux sont classes en deux groupes : intensification par les nanofluides, intensification par autres techniques.
- Troisième Chapitre présente la position du problème, le modèle physique et mathématique portant sur la géométrie étudiée, ainsi la résolution numérique et les étapes suivies dans la programmation et la simulation.
- Le quatrième chapitre interprète les résultats numériques obtenus

Enfin la conclusion où nous dégagerons les points forts ,et les résultats de notre étude et les perspectives qu'elle offre.



# *Chapitre I*

---

## *Intensification des échanges thermiques*

---



## I. Chapitre I : Intensification des échanges thermiques

### I.1. Introduction

Dans ce chapitre, on donne quelques définitions, et termes signifiants, généralement utilisés dans les études d'intensification du transfert de chaleur et les méthodes d'intensification, ainsi que des généralités sur les nanofluides (définition et calcul des propriétés thermo physiques).

### I.2. Définitions importantes

#### I.2.1. Notion l'intensification

La majeure partie de l'effort de recherche naissant dans le transfert de chaleur est consacrée à l'analyse de ce que l'on pourrait appeler la « situation standard ». Cependant, le développement de systèmes thermiques de haute performance a également stimulé l'intérêt pour les méthodes visant à améliorer le transfert de chaleur. L'étude de l'amélioration des performances de transfert de chaleur est appelée amélioration, augmentation ou densification des transferts de chaleur, Ce dernier est divisé en trois méthodes principales : méthodes passives, actives et les méthodes couplées [2]

#### I.2.2. Le facteur de performance thermique

Est généralement utilisés pour évaluer la performance de différents inserts tels que les rubans torsadés, les fils enroulés, etc., il est fonction du coefficient de transfert de chaleur et du facteur de friction. Pour un nombre de Reynolds particulier[3], le facteur de performance thermique d'un dispositif insert est bon si ce dispositif peut atteindre significant augmentation du coefficient de transfert de chaleur avec une augmentation minimale du facteur de friction ce paramètre est exprimé comme suit

$$\eta = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (\text{I.1})$$

Où  $Nu$ ,  $f$ ,  $Nu_0$  et  $f_0$  Sont les nombres de Nusselt et les facteurs de friction pour un tube configuration avec et sans inserts respectivement.[4]

#### I.2.3. Le nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt est un nombre adimensionnel utilisé pour caractériser les transferts thermiques entre un fluide et une paroi, appelé transfert convectif

$$Nu = \frac{hD_h}{\lambda} \quad (I.2)$$

Où  $h$  est le coefficient de transfert de chaleur convectif,  $D_h$  est le diamètre hydraulique du tube et  $\lambda$  est la conductivité thermique.

#### I.2.4. Le facteur de friction

Est une mesure de la puissance de pompage. Le facteur de friction pour le tube avec les tabulateurs peut être calculé à partir

$$f = \frac{\Delta P}{(\rho u^2/2)(L/D_h)} \quad (I.3)$$

Où  $\Delta P$  est la chute de pression à travers la section de test,  $\rho$  est la densité de fluide,  $D_h$  est le diamètre hydraulique du tube,  $u$  est la vitesse de fluide et  $L$  est la longueur du tube.

#### I.2.5. Le nombre de Prandtl

Le nombre de Prandtl compare la rapidité des phénomènes thermiques et des phénomènes hydrodynamiques dans un fluide. C'est le rapport entre la diffusivité de la quantité de mouvement (viscosité cinématique) et celle de la chaleur (diffusivité thermique)

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (I.4)$$

Où  $\nu$  et  $\alpha$  sont respectivement la viscosité cinématique et diffusivité thermique.

#### I.2.6. Le pas

Le pas est défini comme la distance entre deux points qui sont sur le même plan, mesurée parallèlement à l'axe d'un ruban torsadé.

#### I.2.7. Le rapport de torsion

Le rapport de torsion est défini comme le rapport entre le pas et le diamètre intérieur du tube

$$y = \frac{H}{d_i} \quad (I.5)$$

où  $H$  est la longueur du pas de torsion et  $d$  est le diamètre intérieur du tube.[5]

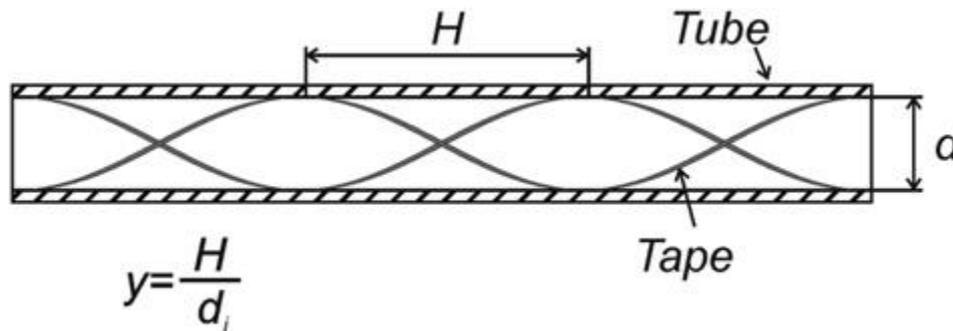


Figure I-1 Vue schématique d'un ruban torsadé inséré dans un tube[5]

### I.3. Méthodes d'intensification

#### I.3.1. Méthodes passives

Les méthodes d'augmentation passive du transfert de chaleur ne nécessitent pas d'apport d'énergie externe. Pour le transfert de chaleur par convection, l'un des moyens d'augmenter le taux de transfert de chaleur consiste à augmenter la surface effective et le temps de passage des fluides caloporteurs. Les méthodes passives sont basées sur ce principe, en employant plusieurs techniques pour générer le tourbillon dans les fluides et perturber la couche limite réelle afin d'augmenter la surface effective, le temps de séjour et par conséquent le coefficient de transfert de chaleur. En général, les méthodes suivantes sont utilisées[6]

##### I.3.1.1 Surfaces traitées

Ils s'appliquent principalement au transfert de chaleur en deux phases et consistent en une variation de surfaces structurées (rugosité ou altérations de surface) et de revêtements. Bien que le traitement donne une rugosité à la surface, il n'est pas assez important pour influencer le transfert de chaleur en monophasé. Voici les différents types des surfaces traitées :

- Surfaces usinées ou rainurées
- Formées ou modifiées, les surfaces à faibles ailettes
- Surfaces multicouches
- Surfaces revêtues

##### I.3.1.1.1 Surface traitée dans l'ébullition

L'ébullition est un processus de transfert de chaleur par convection dans lequel le liquide change de phase en vapeur. Un tel processus se produit lorsque la chaleur est transférée de la surface solide au liquide en contact et que la température de surface est maintenue à une température supérieure à la température de saturation du liquide.

Dans le cas d'une amélioration de l'ébullition, les surfaces traitées offrent un grand nombre de pièges à vapeur stables ou de sites de nucléation en surface pour la formation de bulles. Dans le cas de fluides très mouillants comme les réfrigérants, les liquides organiques, les cryogènes et les métaux liquides alcalins, les cavités normales présentes sur les surfaces chauffées ont tendance à subir une inondation de liquide sous-refroidi. Pour les fluides à haute tension superficielle, les revêtements de matériaux non mouillants (par exemple, le téflon) sur la surface chauffée ou ses cavités et puits se sont avérés efficaces pour l'ébullition nucléée. La surface en acier inoxydable et le téflon peuvent être étalés pour créer des tâches de matériau non mouillant sur la surface chauffée, ce qui donne des coefficients de transfert de chaleur trois à quatre fois plus élevés.[7]

#### **I.3.1.1.2 Surface traitée dans la condensation**

La condensation est un processus au cours duquel la vapeur se transforme en liquide à sa température de saturation correspondant à sa pression de vapeur. Un tel processus se produit lorsque la vapeur entre en contact avec une surface solide qui est à une température inférieure à la température de saturation de la vapeur. Il existe deux principaux types de condensation : la condensation par film et la condensation goutte à goutte.

- **En cas de condensation du film**, le film formé sur la surface offre une résistance thermique au transfert de chaleur. En raison de la faible conductivité thermique du film, le taux de transfert de chaleur de la vapeur à la surface est réduit.
- **En cas de condensation en gouttes**, la vapeur se condense sous forme de gouttelettes qui grossissent et finissent par rouler de la surface sous l'influence de la gravité. Il n'y a donc pas de résistance thermique due au film en cas de condensation en gouttelettes et la vapeur entre directement en contact avec la surface.[8]

Lors de la condensation de la vapeur, les surfaces traitées favorisent la condensation goutte à goutte, ce qui est idéal pour empêcher le mouillage de la surface et pour briser le film de condensat en gouttelettes. Ce processus permet un meilleur drainage et une élimination des vapeurs plus efficace à l'interface froide de transfert de chaleur. Cette technique augmente le transfert de chaleur par un facteur de 10 à 100 dans la condensation par gouttes par rapport à la condensation par film. Un composé inorganique non mouillant, un métal noble ou un polymère organique peuvent être utilisés efficacement pour revêtir les surfaces de transfert de chaleur. Parmi ceux-ci, les revêtements organiques ont été considérablement utilisés dans les systèmes à vapeur.[7]

I.3.1.2 Surfaces rugueuses

Surfaces rugueuses a été l'une des premières techniques à être sérieusement envisagée comme moyen d'améliorer le transfert de chaleur par convection forcée. L'application de surfaces rugueuses est principalement orientée vers l'écoulement monophasique[2], il y a plusieurs utilisations de la surface avec des rugosités dans les échangeurs de chaleur, que la surface d'échange soit une plaque, la paroi intérieure d'un tube, la paroi extérieure d'un tube.

Les rugosités sont regroupées en trois catégories Figure I-2 [8]

- **Les rugosités à trois dimensions** dont l'exemple le plus commun est la paroi passée à la toile émeri
- **Les corrugations à deux dimensions** caractérisées par des obstacles à la paroi répartis régulièrement

Rugosité Géométrie	Rugosité uniforme (à trois dimensions)	Rugosité à deux dimensions type corrugation	Rugosité à deux dimensions type rainurage
Géométrie de base			
Géométries avec différentes valeurs de p / e	 	  	  
Géométries avec différentes formes d'obstacles			

Figure I-2 Différents types de rugosité [8]

- **Les rainures à deux dimensions** réparties régulièrement à la paroi

I.3.1.3 L'extension de surface "Ailettes"

La chaleur conduite à travers les solides, les murs ou les limites doit être continuellement dissipée vers l'environnement ou le milieu pour maintenir le système en conduction en régime permanent. Dans de nombreuses applications techniques, de grandes quantités de chaleur

doivent être dissipées sur de petites surfaces. Le transfert de chaleur par convection entre une surface et l'environnement de fluide peut être augmenté par la fixation à la surface des bandes minces de métaux dites ailettes. Les ailettes augmentent la surface affective de la surface, augmentant ainsi le transfert de chaleur par convection. Les ailettes sont également appelées « surfaces étendues ». Les surfaces étendues (ailettes) sont l'un des dispositifs d'échange de chaleur qui sont largement utilisés pour augmenter les taux de transfert de chaleur. Le taux de transfert de chaleur dépend de la surface de l'ailette. Il augmente la surface de contact, par exemple un dissipateur de chaleur à ailettes.[7]

Les surfaces étendues ont des ailettes fixées à la première surface sur un côté d'un échangeur de chaleur à deux ou plusieurs fluides. Les ailettes peuvent être de différentes géométries - plates, ondulées ou interrompues - et peuvent être fixées à l'intérieur, à l'extérieur ou sur les deux côtés de tubes ou de feuilles de séparation circulaires, plats ou ovales. Les ailerons sont principalement utilisés pour augmenter la surface d'échange et par conséquent pour augmenter le taux total de transfert de chaleur. Les ailettes peuvent également être utilisées du côté du fluide à coefficient de transfert thermique élevé dans un échangeur de chaleur principalement pour des raisons de résistance structurelle (par exemple, pour l'écoulement d'eau à haute pression dans un tube plat) ou pour assurer un mélange complet d'un liquide très visqueux (comme pour l'écoulement laminaire d'huile dans un tube plat ou rond). Les ailettes sont fixées à la surface primaire par brasage, soudage, soudure, collage ou dilatation mécanique (pressé fit) ou sont extrudées ou reliées intégralement aux tubes. Les principales catégories d'échangeurs de chaleur à surface étendue sont les échangeurs à plaques et ailettes et à tubes et ailettes [2]

#### **I.3.1.3.1 Échangeurs à plaques et ailettes**

Pour les échangeurs de chaleur à plaques brasées et à ailettes, différentes géométries d'ailettes sont utilisées Figure I-3 montre six types fondamentaux de géométries de surface améliorées couramment utilisées. Ces surfaces améliorées sont généralement utilisées pour un écoulement laminaire ( $500 < Re_{Dh} < 1500$ ) et elles ne peuvent pas être utilisées pour un écoulement turbulent en raison des limitations de puissance des ventilateurs, et définit les variables géométriques associées à chaque type. En faisant varier les variables géométriques de base pour chaque type de surface, il est possible d'obtenir une grande variété de géométries de surface spécifiques [9, 10]

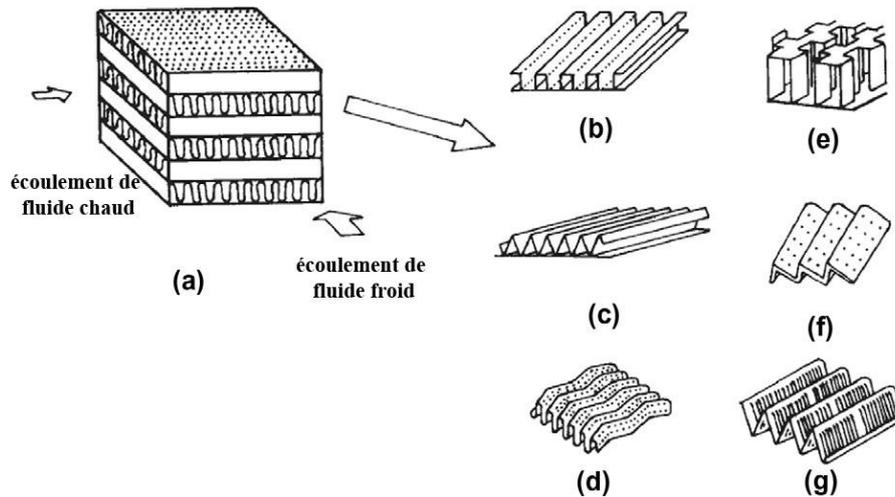


Figure I-3 (a) Échangeur de chaleur à plaques et ailettes et géométries de surface (b) ailettes plats rectangulaires (c) ailettes triangulaires plats (d) ailettes ondulées (e) Ailettes à bandes décalées (f) Ailettes perforées (g) des ailettes à persiennes [10]

### I.3.1.3.2 Échangeurs à tubes et ailettes

Dans le cas des échangeurs à tubes et ailettes, différentes géométries d'ailettes et de tubes équipent les appareils actuels ; par ailleurs, différentes dispositions de tubes peuvent être réalisées : par exemple, tubes en pas carré ou quinconce. La diversité des conceptions de ces échangeurs est telle que l'évaluation de leur performance thermo hydraulique nécessite des essais spécifiques car les données publiées ne couvrent qu'un nombre limité de situations. On distingue couramment les géométries suivantes, avec des ailettes externes :

- Tubes à section circulaire avec ailettes externes circulaires lisses (Figure I-4a)
- Tubes à section circulaire avec ailettes externes circulaires améliorées : ailettes perforées (Figure I-4b et c), ailettes constituées d'un fil métallique (Figure I-4d), ailettes aiguilles (Figure I-4e)

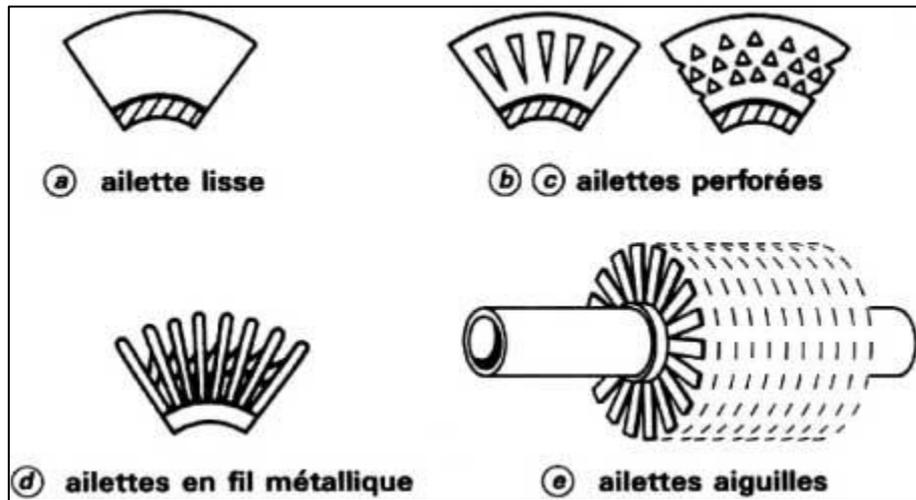


Figure I-4 Tubes à section circulaire et à ailettes externes circulaires[8]

- Tubes à section circulaire et ailettes externes planes lisses (Figure I 5a), ondulées (Figure I 5b) ou à persiennes (Figure I 5c), Ce type de conception est adapté aux batteries de climatiseur, Une augmentation de 30 % et de 50 à 100 % par rapport au coefficient d'échange local sur ailette lisse peut être obtenue grâce respectivement aux ailettes ondulées et à persiennes

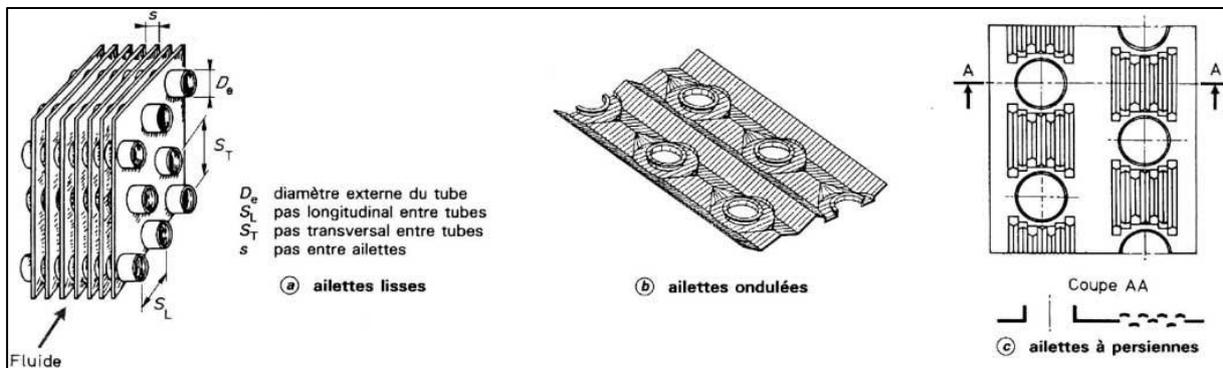


Figure I-5 Tubes à section circulaire et à ailettes externes planes continues[8]

- Tubes à section quasi rectangulaire et ailettes externes planes lisses ou améliorées Figure I-6 ce type de tube est utilisé dans la climatisation automobile.

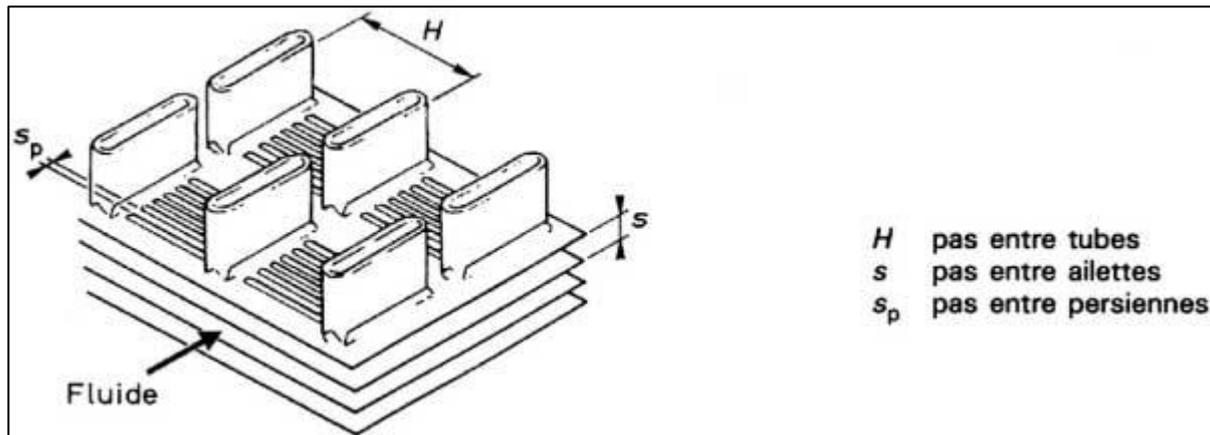


Figure I-6 Tubes à section quasi rectangulaire et à ailettes externes planes [8]

#### I.3.1.4 Inserts

Ce type de mécanisme est inséré dans un tube lisse et contribue à améliorer le transfert de chaleur : certains agissent comme de simples ailettes, d'autres favorisent les écoulements rotatifs, tandis que d'autres constituent des rugosités qui brisent la couche limite près de la paroi. Ces dispositifs présentent certains avantages par rapport aux tubes ou plaques à parois déformées ils peuvent généralement être installés sur un échangeur bien après sa construction. En corollaire, une très large diversité de forme et de géométrie est envisageable avec ces techniques. Les types de ces inserts sont les suivants : Ruban torsadé, Fil en rouleau, Côtes, Déflecteurs, Plaques, Insert de vis hélicoïdale, Insertions de mailles, Convergenents - divergenents anneaux coniques et Anneaux coniques

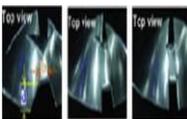
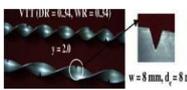
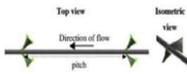
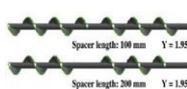
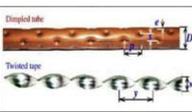
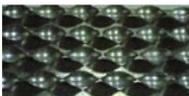
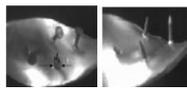
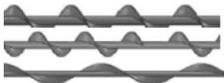
Les dispositifs d'insertion de tubes, y compris les rubans torsadés, les fils enroulés, les surfaces étendues et les grillages métalliques, sont considérés comme les techniques les plus importantes des méthodes passives, dans lesquelles les rubans torsadés et les fils enroulés sont largement utilisés. Par conséquent, nous limiterons l'étude aux encarts suivants : rubans torsadés, fil en rouleau.

#### I.3.1.5 Rubans torsadés

Les rubans torsadés sont des bandes métalliques torsadées à l'aide de certaines des techniques appropriées selon la forme et la dimension requises, qui sont insérées dans le flux pour améliorer le transfert de chaleur. Les inserts de ruban torsadé sont les plus appropriés et les plus largement utilisés dans les échangeurs de chaleur pour améliorer le transfert de chaleur.

Le Tableau I-1 représenté diverses vues géométriques de la Ruban Torsadé

Tableau I-1 Diverses vues géométriques de la Ruban Torsadé [6]

Configuration	Le nom	Configuration	Le nom
	Ruban torsadé avec différentes largeurs		Rubans tordus gauche-droite
	Ruban torsadé typique		Ruban torsadé avec différents taux de torsion
	Ruban torsadé gauche et droit avec tige et espace		Rubans torsadés à axes alternés et à ailes triangulaires, rectangulaires et trapézoïdales
	Ruban torsadé dentelé		Insertion de ruban torsadé coupé en V
	Ruban torsadé de courte longueur		Inserts de papillons
	Ruban torsadé coupé en périphérie avec un axe alternatif		Ruban à vis hélicoïdale avec différentes longueurs d'espacement
	Ruban torsadé avec axe alternatif		Tube alvéolé équipé de ruban torsadé
	Ruban torsadé multiple		Ruban torsadé constitué de clous en fil métallique
	Ruban torsadé avec aile centrale		Ruban à vis hélicoïdale avec entretoises variables
	Ruban torsadé à coupe trapézoïdale		Ruban torsadé à dents obliques

Les rubans torsadés augmentent le transfert de chaleur avec un facteur de friction moindre. L'utilisation de rubans torsadés dans un tube donne une technique passive simple pour améliorer le transfert de chaleur par convection en faisant tourbillonner le flux lourd qui perturbe la couche limite à la surface du tube en raison des changements rapides de la géométrie de la surface. Ce qui signifie que ce type de ruban induit une turbulence et un écoulement tourbillonnaire qui se produit à l'intérieur de la couche limite et qui donne de meilleurs résultats

en termes de coefficient de transfert de chaleur et de nombre de Nusselt en raison des changements de géométrie des inserts de ruban torsadé. Simultanément, la chute de pression à l'intérieur du tube augmente lorsque l'on utilise un ruban torsadé comme insert. Pour cela, de nombreux chercheurs ont procédé à des études expérimentales et numériques pour déterminer la conception souhaitée afin d'obtenir de meilleures performances thermiques avec moins de pertes par frottement. L'amélioration du transfert de chaleur des inserts en rubans torsadés dépend du rapport entre le pas et la torsion.[7]

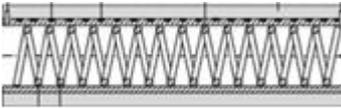
### **I.3.1.6 Fil en rouleau**

Les inserts hélicoïdaux sont une nouvelle addition à la famille des inserts pour l'amélioration du transfert de chaleur. Pour les robinets hélicoïdaux, le tourbillon se déplace dans une direction le long de l'hélicoïde et induit un tourbillon dans l'écoulement, ce qui augmente le temps de rétention de l'écoulement et par conséquent fournit une meilleure performance de transfert de chaleur par rapport aux inserts en bande torsadée. Le transfert de chaleur élevé avec les inserts hélicoïdaux s'accompagne également d'une chute de pression plus importante sur l'écoulement, mais à faible nombre de Reynolds, les rubans hélicoïdaux sont utilisés dans les applications de chauffage solaire de l'eau pour entraîner le transfert de chaleur. Cependant, des inserts de différentes configurations sont utilisés pour répondre aux besoins de taux de dissipation de chaleur plus élevés. Les inserts de fil hélicoïdal sont actuellement utilisés dans les applications telles que les dispositifs de refroidissement de l'huile, les préchauffeurs ou les chaudières. Ils présentent plusieurs avantages par rapport à d'autres techniques d'amélioration :

- Un processus de fabrication simple et peu coûteux.
- Installation et retrait faciles.
- Préservation de la force mécanique du tube lisse d'origine.
- Possibilité d'installation dans un échangeur de chaleur à tubes lisses existant.
- Atténuation de l'encrassement (dans raffineries, industries chimiques et applications marines).

Le Tableau I-2 représenté diverses vues géométriques de fil en rouleau

Tableau I-2 Diverses vues géométriques de fil en rouleau [3]

Configuration	Le nom	Configuration	Le nom
	Fils carrés enroulés		Ruban torsadé et fil de fer enroulé
	Rouleau de fil non uniforme combiné avec du ruban torsadé		Fil enroulé à section triangulaire
	Tabulateurs à fil enroulé		Fil en rouleau dans un tube

### I.3.2. Méthodes actives

Les méthodes passives présentent certaines limites, c'est pourquoi on utilise la méthode active de l'année dernière. Les méthodes actives sont celles qui nécessitent une énergie externe pour maintenir l'amélioration des mécanismes. L'utilisation des méthodes actives est également limitée en raison de la limitation de l'application pratique et de la difficulté de l'alimentation en énergie externe dans de nombreux cas. Les méthodes actives ont été classées en fonction de l'alimentation en énergie externe, comme suit[11]

- **Aide mécanique** : cette méthode utilise le mouvement des surfaces chauffées ou l'agitation du fluide. Par exemple : la rotation des échangeurs de chaleur à tubes
- **Électro hydrodynamique (EHD)** : cette méthode comprend le couplage du champ électrique avec le champ d'écoulement du fluide diélectrique. Par exemple : le liquide de refroidissement de l'avionique d'un avion dans un échangeur de chaleur d'avion utilise la EHD
- **Magnétohydrodynamique (MHD)** : cette méthode utilise le couplage des champs magnétiques avec le flux de ferrofluide (fluide magnétique). Par exemple : ferrofluide dans les tubes d'un échangeur de chaleur en présence d'un champ magnétique
- **Écoulement pulsatoire** : la pulsation est donnée au fluide de transfert de chaleur pour créer une turbulence supplémentaire. Par exemple : jet à impact pulsatoire

### **I.3.3. Méthodes couplées**

La technique composée est une combinaison de deux ou plusieurs des techniques susmentionnées simultanément (active et/ou passive) pour produire une augmentation plus élevée que l'une ou l'autre des techniques utilisées séparément, la méthode composée implique une conception complexe et a donc des applications limitées, Les études préliminaires sur la technique d'augmentation passive composée de ce type sont assez encourageantes. Quelques exemples de techniques composées sont donnés ci-dessous

- Tube rugueux avec ruban torsadé
- Cylindre rugueux avec vibrations acoustiques
- Tube à ailettes internes avec insert de ruban torsadé
- Tubes à ailettes externes soumis à des vibrations [12]

### **I.4. Généralités sur les nanofluides**

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

#### **I.4.1. Définition :**

Le terme "nanofluide" est proposé premièrement par Choi [13] pour désigner la suspension des nanoparticules solides dans un liquide de base , alors Les nanofluides 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.

#### **I.4.2. Nanoparticules et les fluides porteurs**

Une nanoparticule est un assemblage de quelques centaines à quelques milliers d'atomes, conduisant à un objet dont au moins l'une des dimensions est de taille nanométrique (1 à 100 nm). Les nanoparticules se situent à la frontière entre l'échelle microscopique et l'échelle atomique ou moléculaire. Elles ont un intérêt à la fois fondamental et appliqué et sont très étudiées de nos jours. De nombreux physiciens et chimistes les synthétisent, d'autres physiciens

les étudient afin de comprendre la physique de ces objets nanométriques et des biologistes les utilisent comme marqueurs cellulaires [14]

Les nanoparticules/fluides de base les plus utilisées pour obtenir des nano fluides sont présente dans Tableau I-3 et Tableau I-4 regroupe une liste non exhaustive de combinaisons de nanoparticules et de fluides de base préparés par différents groupes de recherche.

*Tableau I-3 nanoparticules/fluides de base les plus utilisees*

<b>Les nanoparticules métalliques</b>				
L'aluminium, Al.	Le cuivre, Cu.	L'or, Au	L'argent, Ag.	La silicone, Si.
<b>Les nanoparticules non métalliques</b>				
Les nanotubes de carbone, CNT.			Le diamant, C.	
<b>Les nanoparticules des oxydes métalliques</b>				
L'oxyde d'aluminium, Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> .	L'oxyde de cuivre, CuO.	L'oxyde de silicium, SiO <sub>2</sub> .	L'oxyde de titanium, TiO <sub>2</sub> .	
<b>Les liquides de base les plus utilisés</b>				
L'eau	Les huiles.	Le Toluène.	Les fluides de réfrigération	L'éthylène-glycol, EG.

*Tableau I-4 Combinaisons nanoparticules/fluides de base [14]*

	Acétone	Eau	Ethylène glycol	Huile	Toluène	Décène	Éthanol
Ag		×		×			
AIN							×
Au		×			×		
Al <sub>70</sub> Cu <sub>30</sub>			×				
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>		×	×	×			
Bi <sub>2</sub> Te <sub>3</sub>							
C (diamant)		×					

C (graphite)	×		×	
C (NTC)	×		×	×
C (fullerène)			×	×
Cu	×	×	×	×
CuO	×		×	
Fe			×	
SiC	×			
SiO <sub>2</sub>	×		×	
TiO <sub>2</sub>	×		×	
WO <sub>3</sub>			×	
ZrO <sub>2</sub>	×			

### I.4.3. Les propriétés thermophysiques des nanofluides

L'incorporation de nanoparticules dans le fluide de base entraîne une modification des propriétés thermophysiques telles que la conductivité thermique, la viscosité et la chaleur spécifique qui affectent le transfert de chaleur par convection. La concentration des nanoparticules, le niveau de pureté, la forme et la taille des nanomatériaux sont quelques-uns des principaux facteurs qui modifient de manière significative les propriétés thermophysiques.

#### I.4.3.1 La fraction volumique

La fraction volumique des nanoparticules, notée  $\varphi$  désigne le rapport du volume des nanoparticules sur le volume total (fluide + solide).

$$\varphi = \frac{V_s}{V_t} = \frac{V_s}{V_f + V_s} \quad (\text{I.6})$$

$V_s$  : Volume de solide (nanoparticules).

$V_f$  : Volume de fluide de base

$V_t$  : Volume totale (nanoparticules+fluide de base).

#### I.4.3.2 Masses volumiques

Nous revenons à la définition de la masse volumique de mélange.

$$\rho_n = \left(\frac{m}{V}\right)_n = \frac{m_f + m_s}{V_f + V_s} = \frac{\rho_f V_f + \rho_s V_s}{V_f + V_s} \quad (I.7)$$

A partir les équations (I.6)et (I.7) On en déduit alors la masse volumique du nanofluide pour une température donnée qui s'écrit :

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi)\rho_f + \varphi\rho_s \quad (I.8)$$

$\rho_{nf}$ : La masse volumique du nanofluide

$\rho_f$ : La masse volumique de fluide de base

$\rho_s$ : La masse volumique des nanoparticules solides

#### I.4.3.3 Conductivité thermique :

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

##### a. Modèle de Maxwell (1873)

Maxwell [15] a été l'un des premiers qui a étudié analytiquement la conduction thermique d'un fluide contenant des particules sphériques en suspension en ignorant les effets d'interaction entre ces particules. L'équation qui en résulte est :

$$k_{nf} = \frac{k_s + 2k_f + 2(k_s - k_f)\varphi}{k_s + 2k_f - (k_s - k_f)\varphi} k_f \quad (I.9)$$

$k_{nf}$ : La conductivité thermique du nano fluide.

$k_f$ : La conductivité thermique du fluide de base.

$k_s$  : La conductivité thermique des particules solides.

b. **Modèle de Hamilton - Crosser (1962)**

Le modèle de Hamilton [16] été établi pour résoudre la limite de modèle de Maxwell. Puisque ce dernier n'a valable que dans le cas des particules sphériques. Le modèle du Hamilton et Crosser a été développé pour rendre plus efficace le calcul de la conductivité thermique du nanofluide quel que soit la forme de la nanoparticule, et ça en introduisant Pour prendre en compte cette diversité de forme, Hamilton introduit un facteur géométrique appelé sphéricité ( $\psi$ ) faisant référence à la géométrie sphérique. Ce coefficient est défini comme étant le rapport de la surface de la sphère ayant le même volume que les nanoparticules sur la surface d'une nanoparticule. La conductivité thermique apparente du milieu est donnée par l'expression suivante :

$$k_{nf} = \frac{k_s + (n-1)k_f - (n-1)(k_f - k_s)\varphi}{k_s + (n-1)k_f + (k_f - k_s)\varphi} k_f \quad (\text{I.10})$$

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

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

Il est bien connu que les formules proposées par Maxwell et Hamilton-Crosser ne constituent qu'une première approximation de la conductivité thermique des nanofluides. Pour cela, il existe plusieurs corrélations semi-empiriques basées sur des résultats expérimentaux utilisées pour calculer la conductivité thermique des différentes nanofluides.

$$k_{nf} = (28.905\varphi^2 + 2.8273\varphi + 1)k_f \quad (\text{I.11})$$

$$k_{nf} = (-13\varphi^2 + 6.3\varphi + 1)k_f \quad (\text{I.12})$$

$$k_{nf} = (11.6\varphi^2 + 9.6\varphi + 1)k_f \quad (\text{I.13})$$

$$k_{nf} = (7146\varphi^2 + 76.6\varphi + 1)k_f \quad (\text{I.14})$$

Les équations(I.11),(I.12) , (I.13)et (I.14) sont des corrélations empiriques utilisées pour estimer la conductivité thermique des nanofluides ( $\text{Al}_2\text{O}_3 + \text{EG}$ ), ( $\text{Al}_2\text{O}_3 + \text{eau}$ ), le nanofluide ( $\text{Cu} + \text{eau}$ ) et le nanofluide (huile + nanotube de carbone) respectivement.

#### I.4.3.4 La Viscosité dynamique

Pour les suspensions constituées de nanoparticules sphériques, on dispose de différent modèle et de formules semi- empiriques variée décrivant l'évolution de la viscosité du nanofluide en fonction de la fraction volumique

##### a. Modèle d'Einstein (1906)

La viscosité dynamique d'un nanofluide donne par Einstein [17] pour un mélange contenant des suspensions diluées de particules fines sphériques et rigides est la suivante :

$$\mu_{nf} = \mu_f(1 + 2.5\varphi) \quad (\text{I.15})$$

La formule d'Einstein a depuis été vérifiée expérimentalement et est considérée satisfaisante pour des suspensions très diluées de particules sphériques, typiquement pour des concentrations volumiques inférieures à 1%. Il est à noter que ce modèle ne tient pas compte des effets de la taille des particules et des interactions inter particules.

##### b. Modèle de Brinkman (1952)

La formule de Brinkman (1952) [18] complète le modèle d'Einstein jusqu'à une concentration volumique inférieure à 4%,

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1 - \varphi)^{2.5}} \quad (\text{I.16})$$

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

##### c. Modèle de Batchelor (1976)

En prenant en compte l'effet de l'interaction hydrodynamique entre deux nanoparticules sphériques Batchelor [19] a montré que la viscosité n'est pas seulement une fonction linéaire de  $\varphi$ , comme l'indique la relation d'Einstein mais une fonction non linéaire de  $\varphi$  avec la présence d'un terme en  $\varphi^2$

$$\mu_{nf} = \mu_f(1 + \eta\varphi + k_H\varphi^2) \quad (\text{I.17})$$

Où  $\eta$  est la viscosité intrinsèque et  $k_H$  est le coefficient de Huggins. La valeur de  $\eta$  et  $k_H$  est de 2.5 et 6.5 respectivement pour des particules sphériques. Cette équation permet le calcul de la viscosité de suspension de nanoparticules avec  $\varphi < 10\%$ .

**d. Modèle Maiga et al. (2005)**

D'autres relations ont été proposées dans la littérature limitées à des applications bien précises. Maiga et al. [20] à partir de résultats de mesures ont proposé la corrélation (I.18)

$$\mu_{nf} = \mu_f (1 + 7.3\varphi + 123\varphi^2) \quad (\text{I.18})$$

En comparant cette corrélation aux modèles d'Einstein et de Brinkman, on trouve que ces deux dernières approches sous-estiment les valeurs expérimentales de la viscosité des nanofluides.

### I.4.3.5 La chaleur spécifique

Pour la détermination de la chaleur spécifique d'un nanofluide, on a retrouvé suivant les auteurs l'une ou l'autre des deux relations suivantes.

**a. Modèle du Pak et Cho**

Pak et Cho (1998) [21] ont utilisé la formule suivante :

$$(Cp)_{nf} = (1 - \varphi)(Cp)_f + \varphi(Cp)_s \quad (\text{I.19})$$

**b. Modèle du Xuan et Roetzel**

Xuan et Roetzel (2000) [22] ont utilisé la formule suivante :

$$(\rho Cp)_{nf} = (1 - \varphi)(\rho Cp)_f + \varphi(\rho Cp)_s \quad (\text{I.20})$$

$(Cp)_{nf}$ ,  $(Cp)_f$ ,  $(Cp)_s$  désignent respectivement les chaleurs spécifiques du nanofluide, du fluide de base et des nanoparticules.

## I.5. Conclusion

Dans ce chapitre plusieurs techniques d'intensification des échanges thermiques appliquées aux échangeurs de chaleur : Surfaces traitées, Surfaces rugueuses, surfaces à ailettes, utilisation des inserts ainsi que l'utilisation des nanoparticules sont exposées



# *Chapitre* **II**

---

*Synthèse bibliographique*

---



## II. Chapitre II : Synthèse bibliographique

### II.1. Introduction

Dans ce chapitre nous présentons une revue bibliographique qui permettra de poser la problématique de notre étude.

### II.2. Revues bibliographiques

#### II.2.1. Intensification par les nanofluides

Ces dernières années, un grand nombre de travaux ont été publiés et ont porté sur divers nanofluides dans des différents domaines

##### II.2.1.1 Etude expérimentale

**Aghayari, et al. (2015)** [23] ont réalisé une étude expérimentale pour le transfert de chaleur d'un fluide contenant des nanoparticules d'oxyde d'aluminium avec une fraction volumique (0,1-0,3) % a été identifiée. Dans des conditions d'écoulement turbulent, le transfert de chaleur du fluide contenant des nanoparticules d'oxyde d'aluminium d'un diamètre de 20 nm a été étudié dans un échangeur de chaleur horizontal à double tube à contre-courant. Les résultats ont montré que le transfert de chaleur du nanofluide est nettement supérieur à 12 % par rapport au transfert de chaleur du fluide de base.

Le graphe du débit massique [g/s] en fonction du taux de transfert de chaleur [W] montre une amélioration du flux de chaleur due à l'ajout de nanoparticules, même à de très faibles concentrations. Comme on peut le voir sur Figure II-1 le nanofluide d'oxyde d'aluminium à des concentrations de 0,2 et 0,3 avait une efficacité thermique élevée par rapport au fluide de

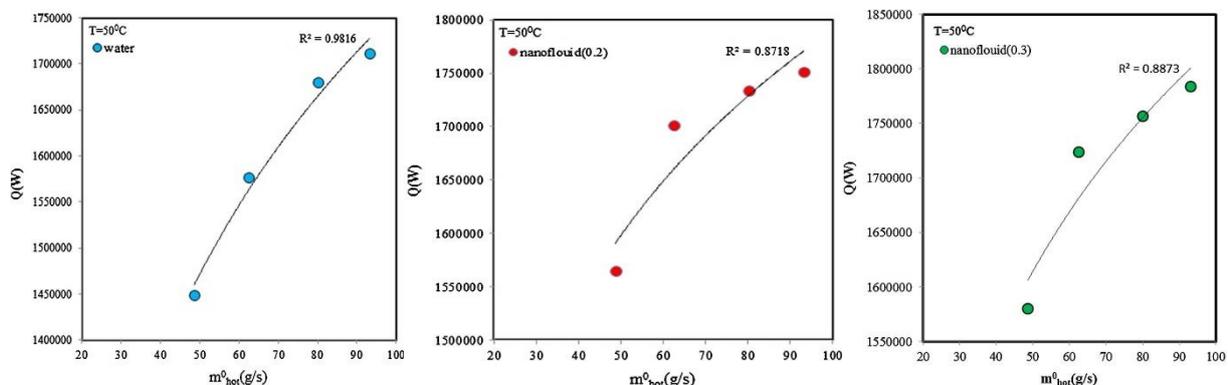


Figure II-1 débit massique en fonction du taux de transfert de chaleur - échange eau/eau - eau/nano, concentration 0.2 ,0.3 .

base. Par exemple, pour un débit massique du nanofluide 50[g/s] et une température de 50 °C dans ce point taux de transfert est 1 450 000W pour l'eau et 1 565 000W, 1 580 000W pour le nanofluide aux concentrations de 0,2 et 0,3 respectivement.

**Rao, et al. (2018)** [24] cette étude expérimentale a porté sur l'estimation du coefficient de transfert de chaleur de  $Al_2O_3$  de diamètre 47 nm dans un échangeur de chaleur à contre-courant où le nanofluide est utilisé comme fluide froid avec différentes concentrations 0.01, 0.02 et 0.03 et différents débits massiques, les résultats ont été comparés avec le fluide de base les auteurs ont tiré les observations suivantes :

- Le coefficient de transfert thermique augmente avec l'augmentation de la concentration de nanofluide par rapport au fluide de base, le coefficient de convection amélioré pour un nanofluide de 0,03 avec le fluide de base par 47,53 %.
- Le coefficient de transfert thermique global augmente avec l'augmentation de la concentration du nanofluide par rapport au fluide de base, l'augmentation du coefficient de transfert thermique pour le nanofluide  $Al_2O_3$ - eau est de 73,94 % pour 1 LPM et de 65,25 % pour 4 LPM en comparant le 0,03 % avec l'eau.
- Le transfert thermique moyen augmente avec l'augmentation de la concentration de nanofluide par rapport au fluide de base.

**Arya, et al. (2019)** [25] Une étude expérimentale a été réalisée pour évaluer l'application plausible du MgO-éthylène glycol comme fluide caloporteur dans un échangeur de chaleur à double tube. Les expériences ont été menées dans la plage de fraction volumique (0,1-0,3) %, le banc d'essai a fourni les conditions pour mesurer le coefficient de transfert de chaleur par convection et la chute de pression. L'influence des différents paramètres de fonctionnement tels que le débit, la concentration massique des nanoparticules et la température d'entrée du nanofluide dans l'échangeur de chaleur sur le coefficient de transfert de chaleur et la chute de pression a été étudiée expérimentalement. Et les conclusions suivantes ont été tirées :

- La présence de nanoparticules de MgO dans l'éthylène glycol augmente la densité, la viscosité et la conductivité thermique du nanofluide, tandis qu'elle diminue la capacité thermique du nanofluide. Dans la plage de température de 25 à 60 °C
- La présence de nanoparticules dans le fluide de base a augmenté la chute de pression à l'intérieur de l'échangeur de chaleur. Cela a été attribué à l'augmentation de la viscosité de l'éthylène glycol due à la présence des nanoparticules.

- La température d'entrée a légèrement augmenté le coefficient de transfert de chaleur jusqu'à 9 % à 60 °C. La raison de l'amélioration a été attribuée à l'augmentation de certaines propriétés thermo physiques telles que la conductivité thermique de nanofluide.

**Aghayari, et al. (2020)** [26] Dans cette nouvelle étude, les auteurs représentent les performances du nanofluide Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/eau (20 nm) dans un échangeur de chaleur à double tube équipé d'inserts en ruban torsadé pour intensifier le transfert de chaleur.

Les paramètres pris en considération sont le débit massique, le taux de torsion du ruban, la température et la fraction volumétrique des nanoparticules par rapport à l'eau. Les concentrations volumétriques de nanoparticules sont de 0,08% et 0,1% (v/v), et différents rubans torsadés avec des rapports de torsion de  $2.5 \leq y/w \leq 5.2$  sont utilisés. La variation du nombre de Reynolds se situe dans le régime d'écoulement turbulent de  $5000 < Re < 28\ 500$ .

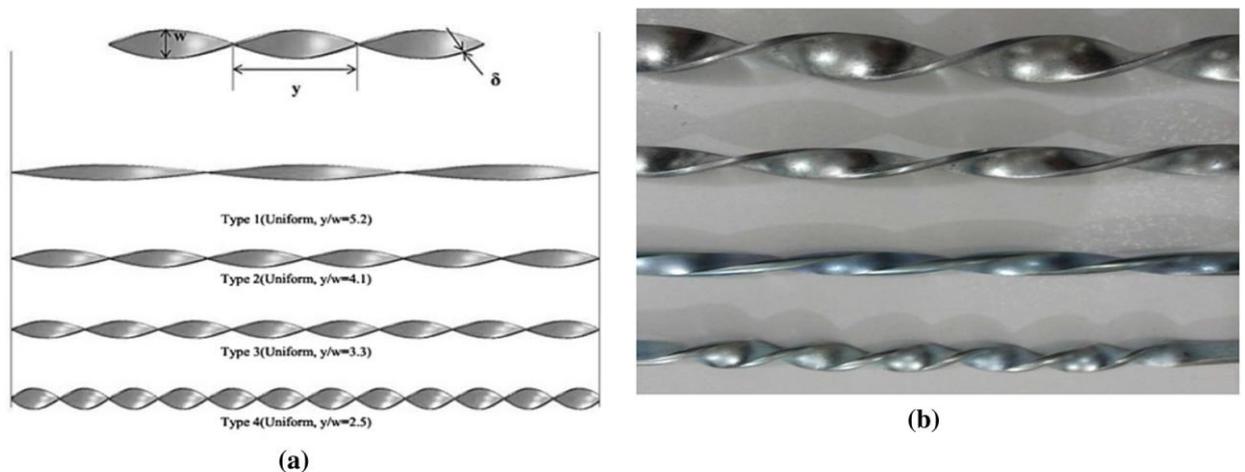


Figure II-2a Diagramme schématique et b) disposition physique des bandes torsadées testées

Les résultats expérimentaux sont résumés comme suit.

- L'effet du film enroulé sur le transfert de chaleur est plus important que celui de l'utilisation de nanoparticules.
- L'utilisation de nanofluide Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/eau avec une concentration volumique de 0,08% et 0,1% augmente le transfert de chaleur et le nombre de Nusselt d'environ 18% et 25%, respectivement.
- Pour la gamme conçue, le facteur de performance thermique maximal de 3,25 est atteint en appliquant 0,1 % de nanofluide, un taux de torsion de 2,5 et un Re de 5000.

- Le développement du transfert de chaleur lié à l'utilisation combinée de nanofluide et de film torsadé est clairement supérieur à celui fourni par chaque technique individuelle.

### II.2.1.2 Étude numérique

**Demir, et al. (2011)** [27] dans cette étude, les flux de convection forcée de nanofluide constitués d'eau avec des nanoparticules de  $\text{TiO}_2$  et d' $\text{Al}_2\text{O}_3$  dans un tube horizontal à température de paroi constante sont étudiés numériquement. La section d'essai horizontale est modélisée et résolue à l'aide d'un logiciel commercial fluent utilisé dans l'étude numérique. Il utilise la technique du volume de contrôle pour convertir les équations directrices en équations algébriques afin qu'elles puissent être résolues numériquement. L'étude numérique est réalisée pour une taille de particule constante de  $\text{Al}_2\text{O}_3$  comme étude de cas après la validation de son modèle au moyen des données expérimentales de **Duangthongsuk and Wongwises (2010)** [28] avec des nanoparticules de  $\text{TiO}_2$

- Les résultats numériques ont clairement montré que l'utilisation de nanofluide peut considérablement augmenter les capacités de transfert de chaleur des nanofluides, même pour des fractions de volume de particules relativement petites.
- Les nanofluides à plus forte concentration volumique ont une chaleur plus élevée et ont également une plus grande chute de pression. Par conséquent, une décision judicieuse doit être prise lors de la sélection d'un nanofluide qui équilibrera l'amélioration du transfert de chaleur et la pénalité de la chute de pression.

**Onyiriuka, et al.** [29] ont modélisé numériquement les caractéristiques de transfert de chaleur d'une nouvelle classe de nanofluides fabriqué à partir d'écorce de mangue et étudié pendant un écoulement turbulent dans un échangeur de chaleur à double tube, un modèle axisymétrique bidimensionnel (2D) a été utilisé une gamme de fractions volumiques a été envisagée pour une taille de particules de 100 nm. Un écoulement à deux phases a été envisagé en utilisant le modèle de mélange. Le modèle de mélange régissant les équations de continuité, de quantité de mouvement, d'énergie et de fraction volumique a été résolu en utilisant la méthode des volumes finis. Les résultats sont résumés comme suit.

- Une augmentation du nombre de Nusselt de 68 % pour un nombre de Reynolds de 5 000 et de 45 % pour un nombre de Reynolds de 13 000, et le coefficient de transfert thermique du nanofluide était environ deux fois supérieure à celui du fluide de base.

- L'efficacité augmente avec la fraction volumique, soit une augmentation globale de 0,019 de l'efficacité sur une plage de 0 à 6 % de la fraction volumique, et ce en raison de l'augmentation de la conductivité thermique avec la fraction volumique qui entraîne une augmentation de la conduction thermique avec la fraction volumique.
- À mesure que le nombre de Reynolds augmente, le nombre de Nusselt augmente également à mesure que le nombre de Reynolds augmente, l'effet des nanoparticules est réduit

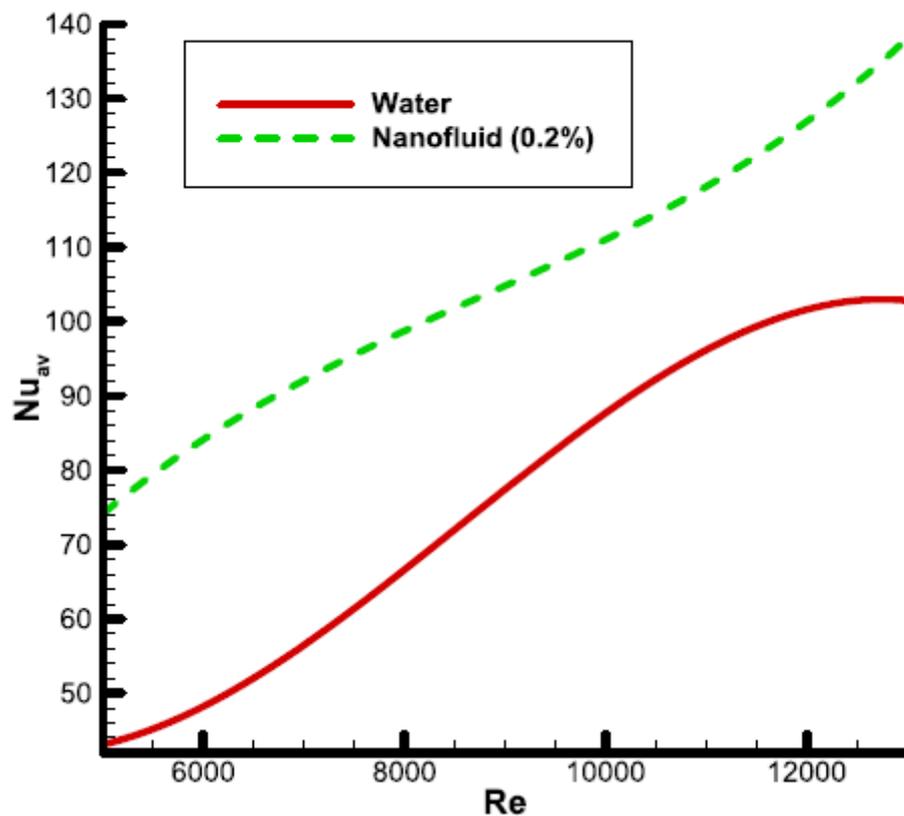


Figure II-3 Variation du nombre de Nusselt par rapport au nombre de Reynolds pour l'eau et le nanofluide. [29]

**Mozafarie, et al. (2020)** [30] Dans cette étude, les caractéristiques thermiques et d'écoulement d'un nanofluide ont été évalué numériquement dans un échangeur de chaleur à double tube à ailettes circulaires. Un modèle CFD 3D a été utilisé pour étudier les effets des propriétés du nanofluide et de la configuration des ailettes sur le coefficient de friction, le nombre de Nu et la performance thermique. Les effets des nanoparticules d' $\text{Al}_2\text{O}_3$  à une concentration volumique de 1 à 2 %. Une analyse numérique est effectuée pour différentes valeurs du nombre de

Reynolds de 5 000 à 100 000, de hauteurs d'ailettes (1, 2 et 3 mm) et de pas d'ailettes (80, 160 et 320 mm). Les résultats ont montré que

- L'utilisation d'ailettes circulaires augmente le transfert de chaleur de 36% et 30% pour les nanofluides newtoniens et non newtoniens, respectivement.
- Le nombre de Nu a été augmenté en augmentant la concentration volumique de  $\text{Al}_2\text{O}_3$  et le nombre de Re.
- Une étude des performances thermiques a été réalisée pour étudier le conflit entre le transfert de chaleur et la chute de pression. Bien que l'utilisation simultanée des ailettes et des nanoparticules améliore le comportement thermique du fluide newtonien, mais diminue la performance thermique pour le fluide non newtonien

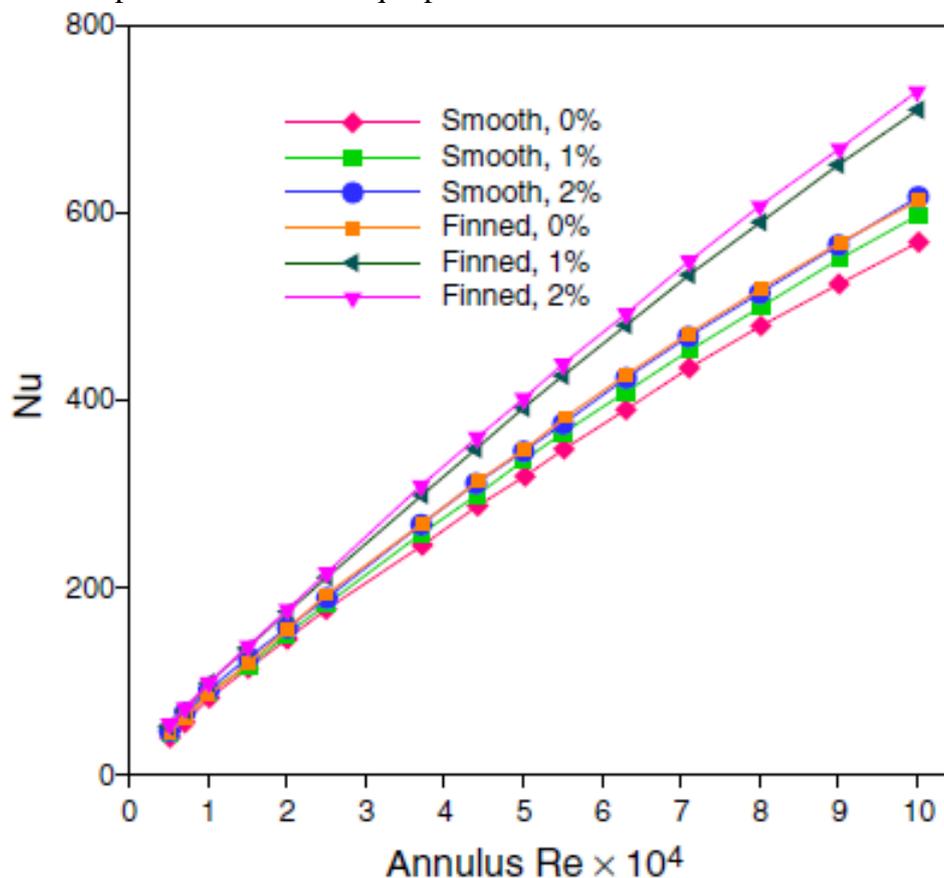


Figure II-4 Effets du nombre de Re et  $\phi$  sur le Nombre de Nu du côté annulaire pour  $S = 320$  mm et  $h = 2$  mm

### II.2.2. Intensification par autres techniques.

**Setareh, et al. (2019)** [31] une étude expérimentale et numérique a été menée pour améliorer le transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur à double tube en présence de vibrations ultrasoniques. Un nouveau banc d'essai composé de deux tubes concentriques a été construit et un transducteur ultrasonore Langevin boulonné et collé au tube intérieur a été utilisé pour

appliquer des vibrations ultrasonores. En outre, l'étude numérique a été réalisée par le logiciel OpenFOAM pour trouver la raison de l'amélioration du transfert de chaleur en présence de vibrations ultrasonores.

- Les résultats ont montré qu'avec l'augmentation de la puissance acoustique aux le flux de chaleur du fluide froid et chaud spécifié, la température de sortie du fluide froid augmente, tandis que la température de sortie du fluide chaud diminue.
- Le facteur d'amplification augmente avec la puissance acoustique à flux de chaleur du fluide froid et chaud constants.
- On a constaté que le facteur d'amplification augmente avec la diminution du débit du fluide à une puissance acoustique constante, car les ondes ultrasonores se propagent plus facilement dans un fluide à faible débit.
- Le transfert de chaleur global augmente à mesure que la puissance acoustique augmente pour un flux de chaleur du fluide froid et chaud spécifié. En outre, en l'absence de vibrations ultrasoniques, le transfert global de chaleur augmente en fonction de l'augmentation du flux de chaleur du fluide froid ou du fluide chaud.
- Le débit doit être faible pour obtenir l'impact maximal des vibrations ultrasoniques sur les performances de l'échangeur de chaleur à double tube
- Le transfert de chaleur augmente d'environ 60% pour des débits de fluide froid et chaud de 0,5 L/min, tandis que l'amélioration du transfert de chaleur est égale à 20% pour des débits de fluide froid et chaud de 1 et 1,5 L/min, respectivement, à la puissance acoustique transmise de 120 W.

**Chaturvedi and Prakash (2019)** [32] ont réalisé numériquement un échangeur de chaleur à double tube concentrique à contre-courant est pris sur lequel des générateurs de tourbillons (ailettes) sont placés afin d'améliorer les caractéristiques de transfert de chaleur. Le matériau choisi pour l'échangeur de chaleur est l'aluminium avec de l'eau comme fluide de travail. Deux nouvelles conceptions ont été mises en œuvre, l'une comprenant des ailettes triangulaires ou delta et autres d'ailettes en arc de cercle ou courbes (avec et sans trous) Figure II-5.

- On observe une augmentation de 35% du taux du transfert de chaleur lorsque des ailettes rectangulaires longitudinales sont disposées sur la surface extérieure du tube intérieur de l'échangeur de chaleur.

- Ailettes courbes sans trou perforé et avec un angle d'attaque de  $20^\circ$  a montré le taux de transfert de chaleur le plus élevé de 1398,43 W, ce qui est presque 55 % plus élevé que l'échangeur de chaleur ordinaire.
- On remarque également qu'il n'y a pas de changements significatifs dans le transfert de chaleur dans le cas d'ailettes courbes avec des trous perforés et d'ailettes triangulaires, même si elles ont donné de meilleurs résultats par rapport à l'échangeur de chaleur ordinaire

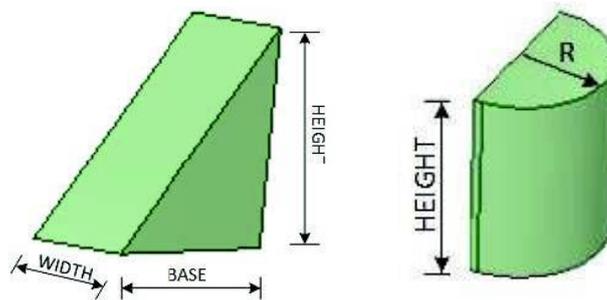


Figure II-5 Ailettes triangulaires et incurvées

**Logesh, et al. (2020) [33]** La présente recherche est une simulation numérique des possibilités d'amélioration du transfert de chaleur et des paramètres d'écoulement en utilisant des ailettes poreuses dans un échangeur de chaleur à tubes concentriques ; Figure II-6 montre l'échangeur de chaleur à tubes concentriques, dans lequel le fluide chaud circule dans le cylindre intérieur et le fluide froid dans l'espace annulaire. Les ailettes poreuses sont fixées sur la surface extérieure du tube intérieur pour faciliter le transfert de chaleur dans le flux de fluide du côté froid

- Le résultat montre que l'espacement des ailettes joue un rôle essentiel dans la modification des paramètres d'écoulement et le taux de transfert de chaleur.
- L'écoulement est nettement affecté lorsque l'ailette est grande et la porosité est petite ; il y a également formation de régions de circulation. L'espacement des ailettes augmente le taux de transfert de chaleur jusqu'à 15, au-delà duquel il y a une réduction du taux de transfert de chaleur, il est donc conseillé de maintenir l'espacement optimal pour un  $Nu$  maximal.
- La conductivité thermique des ailettes affecte également le taux de transfert de chaleur puisque  $\lambda$  modifie directement le profil de température sur la longueur de l'ailette.

- Le résultat de la recherche est qu'en dehors du paramètre de l'aileron, la porosité m décide également de l'augmentation du transfert de chaleur. L'étude conclut que la même augmentation du transfert de chaleur est possible avec des ailettes de faible densité.

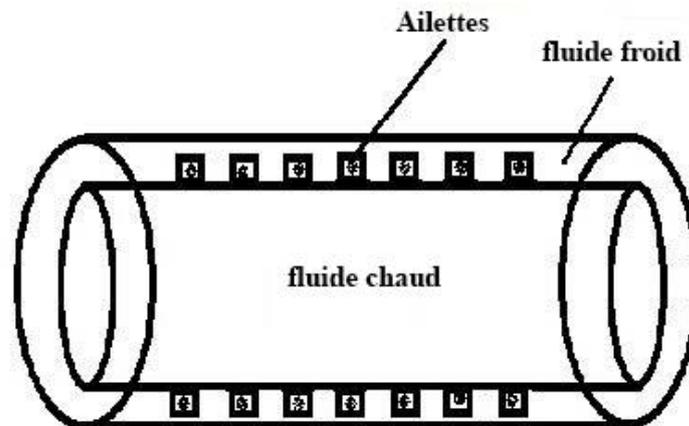


Figure II-6 Modèle d'échangeur de chaleur

### II.3. Conclusion

Dans ce chapitre, plusieurs chercheurs ont mené des études analytiques, numériques et expérimentales sur l'intensification des échanges thermiques dans les échangeurs de chaleur dans le but d'améliorer le transfert de chaleur et d'augmenter l'efficacité de l'échangeur thermique.

Dans ces recherches plusieurs techniques d'améliorations d'échange de chaleur sont appliquées : surfaces étendus (ailettes), vibrations ultrasoniques, les nanofluides.

C'est dans ce contexte, qu'on va mener cette étude en simulant l'échange thermique dans un échangeur de chaleur à deux tubes concentriques en utilisant les nanofluides comme fluide caloporteur dans le but d'améliorer le transfert thermique.



*Chapitre* **III**

---

*Modélisation et  
résolution numérique*

---



### III. Chapitre III : Modélisation et résolution numérique

#### III.1. Introduction - Position du problème

L'échangeur de chaleur proposé à étudier est un échangeur à double tubes concentriques Figure III-1, le fluide chaud passe dans le tube central et le fluide froid passe dans l'espace annulaire ces deux fluides sont séparés par une paroi chaude (1). La paroi froide (2) sert à séparer le fluide froid du milieu extérieur.

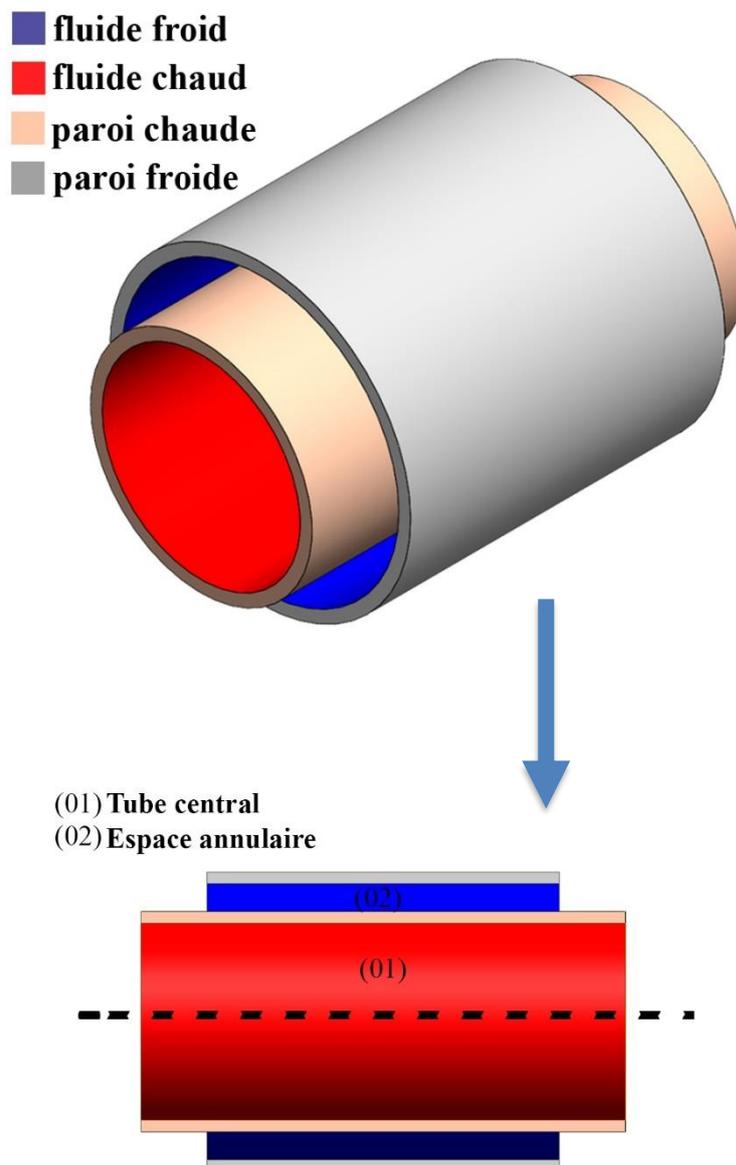


Figure III-1 Vue en 3D et en coupe de l'échangeur de chaleur à double tubes concentriques.

### III.2. Formulation mathématique

Pour formuler le problème à étudier, on doit avant tout poser les hypothèses suivantes

- Échangeur parfaitement isolé.
- Le fluide est newtonien.
- Sections de passage constantes.
- Aucun changement de phase au cours du travail de l'échangeur.
- L'écoulement est axisymétrique.

#### III.2.1. Bilan énergétique

L'échangeur de chaleur a été divisé en quatre volumes de contrôle (4VC) comme le montre la Figure III-2, l'équation d'énergie (III.5) a été appliquée à chaque nœud, et la discrétisation a été effectuée par la méthode des différences finies pour obtenir la forme linéaire pour chaque équation.

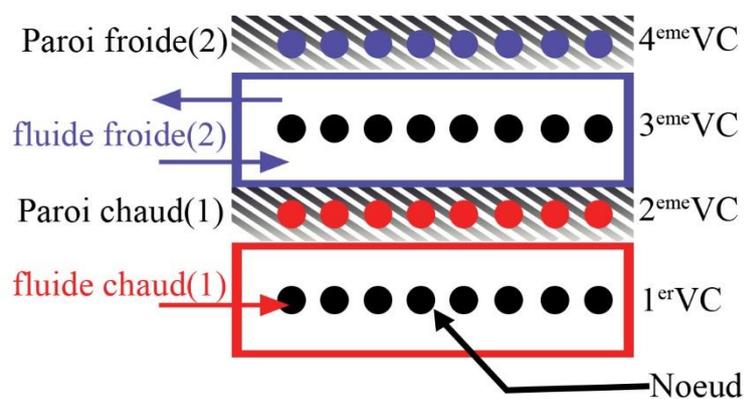


Figure III-2 Vue en coupe de l'échangeur de chaleur à double tubes concentrique.

- **Equation d'énergie**

Dans cette partie, on va démontrer l'équation d'énergie utilisée dans ce travail

Le théorème de transport de Reynolds est :

$$\frac{dB_{sys}}{dt} = \frac{d}{dt} \iiint_{VC} \rho b dV + \iint_{SC} \rho b (\vec{q}_{rel} \cdot \vec{n}) dA \quad (III.1)$$

Où

B : Variable extensive (Masse, volume, énergie...)

b : le rapport de B sur m.

VC : Volume de contrôle.

SC : Surface de contrôle.

V: Volume.

q: Vitesse.

En remplaçant B par E (énergie) donc :

$$\frac{dE_{sys}}{dt} = \frac{d}{dt} \iiint_{vc} \rho e dV + \iint_{SC} \rho e (\vec{q}_{rel} \cdot \vec{n}) dA \quad (III.2)$$

Dans ce travail, le régime est stationnaire, donc

$$\frac{d}{dt} \iiint_{VC} \rho e dV = 0$$

e: Énergie spécifique (Dans ce travail est égale à l'enthalpie spécifique h), donc

$$\iint_{SC} \rho e (\vec{q}_{rel} \cdot \vec{n}) dA = \iint_{SC} \rho C_p T (\vec{q}_{rel} \cdot \vec{n}) dA$$

Utilisant le théorème de Green-Ostrogradski

$$\iint_{SC} \rho e (\vec{q}_{rel} \cdot \vec{n}) dA = \rho C_p \iiint_{VC} \vec{\nabla} \cdot (T \vec{q}_{rel}) dV$$

On suppose que la vitesse est égale u (vitesse axiale) et fixe le long de tube de l'échangeur [34], donc

$$\iint_{SC} \rho e (\vec{q}_{rel} \cdot \vec{n}) dA = \rho u A C_p \int \frac{\partial T}{\partial x} dx \quad (III.3)$$

Selon le premier principe de la thermodynamique :

$$\frac{dE_{sys}}{dt} = \dot{Q} + \dot{W}$$

Le travail est nul, donc

$$\frac{dE_{sys}}{dt} = \dot{Q} = \sum \int hPe\Delta T dx \quad (\text{III.4})$$

Remplaçant(III.3) et(III.4) dans(III.2)

$$\begin{aligned} \sum \int hPe\Delta T dx &= \rho u ACp \int \frac{\partial T}{\partial x} dx \\ \int [\sum hPe\Delta T] dx &= \int \rho u ACp \frac{\partial T}{\partial x} dx \end{aligned}$$

Donc l'équation d'énergie est

$$\sum hPe\Delta T = \rho u ACp \frac{\partial T}{\partial x} \quad (\text{III.5})$$

### III.2.2. arrangement Co-courant

#### III.2.2.1 Fluide chaud

En appliquant L'équation d'énergie (III.5) sur le fluide chaud, premier VC l'équation s'écrit :

$$\dot{m}_{ch} C_{p_{ch}} \frac{\partial T_{ch}}{\partial x} = -h_{ch} P_{e1} (T_{ch} - T_{w1}) \quad (\text{III.6})$$

L'équation du fluide chaud notée (III.6) est discrétisée en remplaçant les dérivées partielles par les différences finies, on trouve :

❖ Pour le premier nœud :

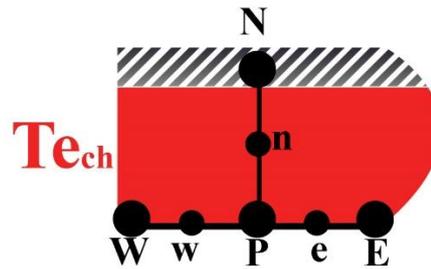


Figure III-3 Le premier nœud du fluide chaud.

$$\frac{\partial T_{ch}}{\partial x} = \frac{T_E - T_{e_{ch}}}{2\Delta x}$$

$$T_{ch} = T_p$$

$$T_{w1} = T_N$$

L'équation (III.6) s'écrira :

$$\dot{m}_{ch} C_{p_{ch}} \frac{T_E - T_{e_{ch}}}{2\Delta x} + h_{ch} P_{e1} (T_p - T_N) = 0 \quad (III.7)$$

L'équation(III.7) s'écrit sous la forme linéaire :

$$a_e = \frac{\dot{m}_{ch} C_{p_{ch}}}{2\Delta x}$$

$$a_w = -a_e$$

$$a_n = -h_{ch} P_{e1}$$

$$a_p = -a_e - a_w - a_n$$

$$b = -a_w T_{e_{ch}}$$

## ❖ Pour les Nœuds centraux

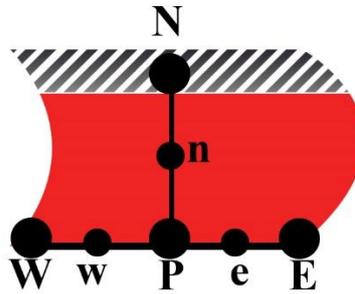


Figure III-4 Les nœuds centraux du fluide chaud.

$$\frac{\partial T_{ch}}{\partial x} = \frac{T_E - T_W}{2\Delta x}$$

$$T_{ch} = T_P$$

$$T_{w1} = T_N$$

L'équation (III.6) s'écrira :

$$\dot{m}_{ch} C_{p_{ch}} \frac{T_E - T_W}{2\Delta x} + h_{ch} P_{e1} (T_P - T_N) = 0 \quad (\text{III.8})$$

L'équation (III.8) s'écrit sous la forme linéaire :

$$a_e = \frac{\dot{m}_{ch} C_{p_{ch}}}{2\Delta x}$$

$$a_w = -a_e$$

$$a_n = -h_{ch} P_{e1}$$

$$a_p = -a_e - a_w - a_n$$

$$b = 0$$

❖ Pour Nœud final

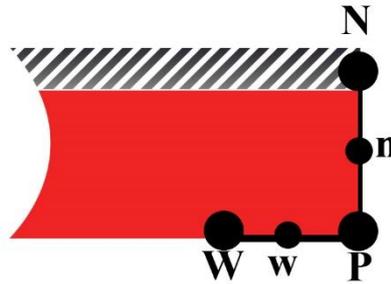


Figure III-5 Nœud final du fluide chaud.

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{T_P - T_W}{\Delta x}$$

$$T_{ch} = T_P$$

$$T_{W1} = T_N$$

L'équation (III.6) s'écrira :

$$\dot{m}_{ch} C p_{ch} \frac{T_P - T_W}{\Delta x} + h_{ch} P e_1 (T_P - T_N) = 0 \quad (\text{III.9})$$

L'équation(III.9) s'écrit sous la forme linéaire, Donc

$$a_w = -\frac{\dot{m}_{ch} C p_{ch}}{\Delta x}$$

$$a_n = -h_{ch} P e_1$$

$$a_p = a_w - a_n$$

$$b = 0$$

### III.2.2.2 Paroi chaude

En appliquant L'équation d'énergie(III.5) sur la paroi chaude, deuxième VC, l'équation s'écrit :

$$\lambda_{w1} A_{w1} \frac{\partial^2 T_{w1}}{\partial x^2} = h_1 P e_1 (T_1 - T_{w1}) + h_2 P e_2 (T_2 - T_{w1}) \quad (\text{III.10})$$

L'équation de la paroi chaude notée(III.10) est discrétisée en remplaçant les dérivées partielles par les différences finies, on trouve :

❖ Pour le premier nœud

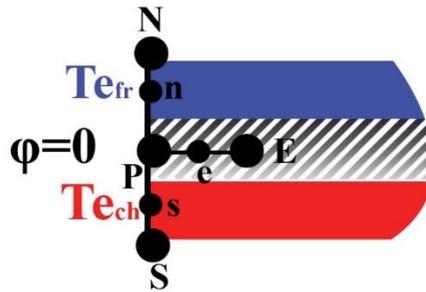


Figure III-6 Le premier nœud de la paroi chaude.

$$\frac{\partial^2 T_{w1}}{\partial x^2} = \frac{\left. \frac{\partial T_{w1}}{\partial x} \right|_e - \left. \frac{\partial T_{w1}}{\partial x} \right|_P}{\frac{\Delta x}{2}} = \frac{\frac{T_E - T_P}{\Delta x} - 0}{\frac{\Delta x}{2}} = \frac{T_E - T_P}{\frac{\Delta x^2}{2}}$$

$$T_1 = T_{e_{ch}}$$

$$T_2 = T_{e_{fr}}$$

$$T_{w1} = T_P$$

L'équation(III.10) s'écrira :

$$\lambda_{w1} A_{w1} \frac{T_E - T_P}{\Delta x^2 / 2} + h_1 P e_1 (T_P - T_{e_{ch}}) + h_2 P e_2 (T_P - T_{e_{fr}}) = 0 \quad (\text{III.11})$$

L'équation(III.11) s'écrit sous la forme linéaire, Donc

$$a_e = \frac{\lambda_{w1} A_{w1}}{\Delta x^2 / 2}$$

$$a_n = -h_2 P e_2$$

$$a_s = -h_1 P e_1$$

$$a_p = -a_e - a_n - a_s$$

$$b = -a_n T_{e_{fr}} - a_s T_{e_{ch}}$$

❖ Pour les Nœuds centraux

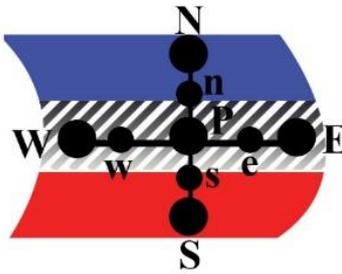


Figure III-7 les noeuds centraux de la paroi chaude

$$\frac{\partial^2 T_{w1}}{\partial x^2} = \frac{T_E - 2T_P + T_W}{\Delta x^2}$$

$$T_1 = T_S$$

$$T_2 = T_N$$

$$T_{w1} = T_P$$

L'équation(III.10) s'écrira :

$$\lambda_{w1} A_{w1} \frac{T_E - 2T_P + T_W}{\Delta x^2} + h_1 P e_1 (T_P - T_S) + h_2 P e_2 (T_P - T_N) = 0 \quad (\text{III.12})$$

Donc la forme linéaire de l'équation (III.12) s'écrit sous la forme

$$a_e = \frac{\lambda_{w1} A_{w1}}{\Delta x^2}$$

$$a_w = a_e$$

$$a_n = -h_2 P e_2$$

$$a_s = -h_1 P e_1$$

$$a_p = -a_e - a_w - a_n - a_s$$

$$b = 0$$

❖ Pour Nœud final

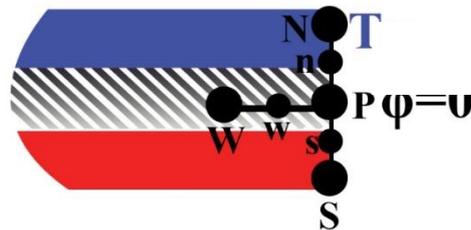


Figure III-8 Le nœud final de la paroi chaude.

$$\frac{\partial^2 T_{w1}}{\partial x^2} = \frac{\frac{\partial T_{w1}}{\partial x} \Big|_P - \frac{\partial T_{w1}}{\partial x} \Big|_W}{\frac{\Delta x}{2}} = \frac{0 - \frac{T_P - T_W}{\Delta x}}{\frac{\Delta x}{2}} = \frac{T_W - T_P}{\frac{\Delta x^2}{2}}$$

$$T_1 = T_S$$

$$T_2 = T_N$$

$$T_{w1} = T_P$$

L'équation(III.10) s'écrira :

$$\lambda_{w1} A_{w1} \frac{T_w - T_p}{\Delta x^2 / 2} + h_1 P e_1 (T_p - T_s) + h_2 P e_2 (T_p - T_N) = 0 \quad (\text{III.13})$$

Donc la forme linéaire de l'équation(III.13) s'écrit sous la forme

$$a_w = \frac{\lambda_{w1} A_{w1}}{\Delta x^2 / 2}$$

$$a_n = -h_2 P e_2$$

$$a_s = -h_1 P e_1$$

$$a_p = -a_w - a_n - a_s$$

$$b = 0$$

### III.2.2.3 Fluide froid

En appliquant L'équation d'énergie(III.5) sur fluide froid, troisième VC l'équation s'écrit :

$$\dot{m}_{fr} C_{pfr} \frac{\partial T_{fr}}{\partial x} = -h_{fr} P e_2 (T_{fr} - T_{w1}) - h_{fr} P e_3 (T_{fr} - T_{w2}) \quad (\text{III.14})$$

L'équation du fluide froid notée ( III.14 ) est discrétisée en remplaçant les dérivées partielles par les différences finies, on trouve :

❖ Pour le premier nœud

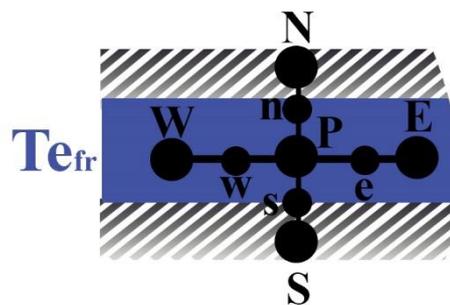


Figure III-9 premier nœud du fluide froid .

$$\frac{\partial T_{fr}}{\partial x} = \frac{T_E - T_{e_{fr}}}{2\Delta x}$$

$$T_{fr} = T_P$$

$$T_{w1} = T_S$$

$$T_{w2} = T_N$$

L'équation ( III.14) s'écrira :

$$\dot{m}_{fr} C_{p_{fr}} \frac{T_E - T_{e_{fr}}}{2\Delta x} + h_{fr} P e_2 (T_P - T_S) + h_{fr} P e_3 (T_P - T_N) = 0 \quad (\text{III.15})$$

Donc la forme linéaire de l'équation (III.15) s'écrit sous la forme

$$a_e = \frac{\dot{m}_{fr} C_{p_{fr}}}{2\Delta x}$$

$$a_w = -a_e$$

$$a_n = -h_{fr} P e_3$$

$$a_s = -h_{fr} P e_2$$

$$a_p = -a_e - a_w - a_n - a_s$$

$$b = -a_w T_{e_{fr}}$$

❖ Pour les Nœuds centraux

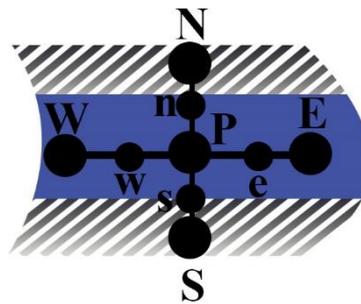


Figure III-10 Nœuds centraux du fluide froid.

$$\frac{\partial T_{fr}}{\partial x} = \frac{T_E - T_P}{2\Delta x}$$

$$T_{fr} = T_P$$

$$T_{w1} = T_S$$

$$T_{w2} = T_N$$

L'équation ( III.14) s'écrira :

$$\dot{m}_{fr} C p_{fr} \frac{T_E - T_W}{2\Delta x} + h_{fr} P e_2 (T_P - T_S) + h_{fr} P e_3 (T_P - T_N) = 0 \quad (\text{III.16})$$

Donc la forme linéaire de l'équation (III.16) s'écrit sous la forme

$$a_e = \frac{\dot{m}_{fr} C p_{fr}}{2\Delta x}$$

$$a_w = -a_e$$

$$a_n = -h_{fr} P e_3$$

$$a_s = -h_{fr} P e_2$$

$$a_p = -a_e - a_w - a_n - a_s$$

$$b = 0$$

❖ Pour Nœud final

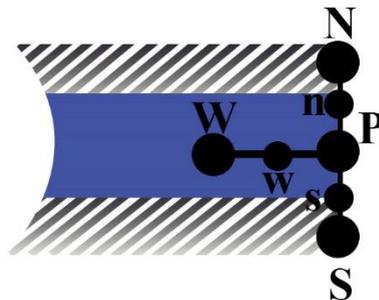


Figure III-11 Le nœud final du fluide froid .

$$\frac{\partial T_{fr}}{\partial x} = \frac{T_P - T_W}{\Delta x}$$

$$T_{fr} = T_P$$

$$T_{w1} = T_S$$

$$T_{w2} = T_N$$

L'équation ( III.14) s'écrira :

$$\dot{m}_{fr} C p_{fr} \frac{T_P - T_W}{\Delta x} + h_{fr} P e_2 (T_P - T_S) + h_{fr} P e_3 (T_P - T_N) = 0 \quad (\text{III.17})$$

Donc la forme linéaire de l'équation (III.17) s'écrit sous la forme

$$a_w = -\frac{\dot{m}_{fr} C p_{fr}}{\Delta x}$$

$$a_n = -h_{fr} P e_3$$

$$a_s = -h_{fr} P e_2$$

$$a_p = -a_w - a_n - a_s$$

$$b = 0$$

#### III.2.2.4 Paroi froide

En appliquant L'équation d'énergie (III.5) sur Paroi froide, quatrième VC l'équation s'écrit :

$$\lambda_{w2} A_{w2} \frac{\partial^2 T_{w2}}{\partial x^2} = h_2 P e_3 (T_2 - T_{w2}) \quad (\text{III.18})$$

L'équation du fluide froide notée (III.18) est discrétisée en remplaçant les dérivées partielles par les différences finies, on trouve :

❖ **Pour le premier nœud**

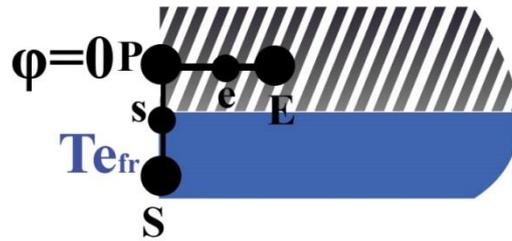


Figure III-12 Le premier nœud de la paroi froide.

$$\frac{\partial^2 T_{w2}}{\partial x^2} = \frac{\frac{\partial T_{w2}}{\partial x} \Big|_e - \frac{\partial T_{w2}}{\partial x} \Big|_P}{\frac{\Delta x}{2}} = \frac{\frac{T_E - T_P}{\Delta x} - 0}{\frac{\Delta x}{2}} = \frac{T_E - T_P}{\frac{\Delta x^2}{2}}$$

$$T_2 = T_{e_{fr}}$$

L'équation (III.18) s'écrira :

$$\lambda_{w2} A_{w2} \frac{T_E - T_P}{\Delta x^2 / 2} + h_2 P e_3 (T_P - T_{e_{fr}}) = 0 \quad (\text{III.19})$$

Donc la forme linéaire de l'équation (III.19) s'écrit sous la forme

$$a_e = \frac{\lambda_{w2} A_{w2}}{\Delta x^2 / 2}$$

$$a_s = -h_2 P e_3$$

$$a_P = -a_e - a_s$$

$$b = -a_s T_{e_{fr}}$$

❖ Pour les Nœuds centraux

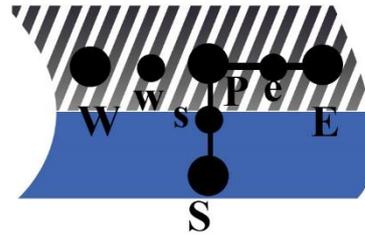


Figure III-13 Nœuds centraux de la paroi froide

$$\frac{\partial^2 T_{w2}}{\partial x^2} = \frac{T_E - 2T_P + T_W}{\Delta x^2}$$

$$T_2 = T_S$$

L'équation (III.18) s'écrira

$$\lambda_{w2} A_{w2} \frac{T_E - 2T_P + T_W}{\Delta x^2} + h_2 P e_3 (T_P - T_S) = 0 \quad (\text{III.20})$$

Donc la forme linéaire de l'équation (III.20) s'écrit sous la forme

$$a_e = \frac{\lambda_{w2} A_{w2}}{\Delta x^2}$$

$$a_w = a_e$$

$$a_s = h_2 P e_3$$

$$a_p = -a_e - a_w - a_s$$

$$b = 0$$

❖ Pour Nœud final

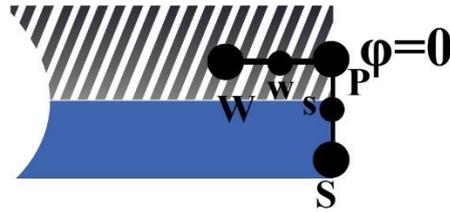


Figure III-14 Nœud final de la paroi froide.

$$\frac{\partial^2 T_{w2}}{\partial x^2} = \frac{\frac{\partial T_{w2}}{\partial x} \Big|_P - \frac{\partial T_{w2}}{\partial x} \Big|_W}{\frac{\Delta x}{2}} = \frac{0 - \frac{T_P - T_W}{\Delta x}}{\frac{\Delta x}{2}} = \frac{T_W - T_P}{\frac{\Delta x^2}{2}}$$

$$T_2 = T_S$$

L'équation (III.18) s'écrira

$$\lambda_{w2} A_{w2} \frac{T_W - T_P}{\Delta x^2 / 2} + h_2 P e_3 (T_P - T_S) = 0 \quad (\text{III.21})$$

Donc la forme linéaire de l'équation (III.21) s'écrit sous la forme

$$a_w = \frac{\lambda_{w2} A_{w2}}{\Delta x^2 / 2}$$

$$a_s = -h_2 P e_3$$

$$a_p = -a_w - a_s$$

$$b = 0$$

### III.2.3. Arrangement contre-courant

#### III.2.3.1 Fluide chaude

Les bilans énergétiques dans cette section s'écrivent de la même façon que le fluide chaud à co-courant (III.2.2.1)

#### III.2.3.2 Paroi chaude

L'équation de la paroi chaude notée(III.10) est discrétisée en remplaçant les dérivées partielles par les différences finies, on trouve :

❖ Pour le premier nœud

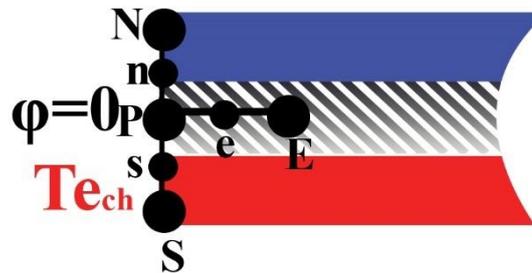


Figure III-15 Le 1er nœud de la première chaud.

$$\frac{\partial^2 T_{w1}}{\partial x^2} = \frac{\frac{\partial T_{w1}}{\partial x} \Big|_e - \frac{\partial T_{w1}}{\partial x} \Big|_P}{\frac{\Delta x}{2}} = \frac{\frac{T_E - T_P}{\Delta x} - 0}{\frac{\Delta x}{2}} = \frac{T_E - T_P}{\frac{\Delta x^2}{2}}$$

$$T_1 = T_{ch}$$

$$T_2 = T_N$$

$$T_{w1} = T_P$$

L'équation(III.10) s'écrira :

$$\lambda_{w1} A_{w1} \frac{T_E - T_P}{\Delta x^2 / 2} + h_1 P e_1 (T_p - T_{e_{ch}}) + h_2 P e_2 (T_P - T_N) = 0 \quad (\text{III.22})$$

Donc la forme linéaire de l'équation (III.22) s'écrit :

$$a_e = \frac{\lambda_{w1} A_{w1}}{\Delta x^2 / 2}$$

$$a_n = -h_2 P e_2$$

$$a_s = -h_1 P e_1$$

$$a_p = -a_e - a_n - a_s$$

$$b = -a_s T_{e_{ch}}$$

❖ Pour les Nœuds centraux

Cette partie du bilan énergétique est le même que l'arrangement co-courant

❖ Pour le Nœud final

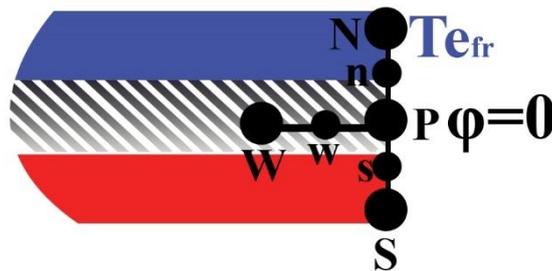


Figure III-16 Le nœud final de la première paroi (arrangement à contre-courant).

$$\frac{\partial^2 T_{w1}}{\partial x^2} = \frac{\frac{\partial T_{w1}}{\partial x} \Big|_P - \frac{\partial T_{w1}}{\partial x} \Big|_W}{\frac{\Delta x}{2}} = \frac{0 - \frac{T_P - T_W}{\Delta x}}{\frac{\Delta x}{2}} = \frac{T_W - T_P}{\frac{\Delta x^2}{2}}$$

$$T_1 = T_S$$

$$T_2 = T_{efr}$$

$$T_{w1} = T_P$$

L'équation(III.10) s'écrira :

$$\lambda_{w1} A_{w1} \frac{T_W - T_P}{\Delta x^2 / 2} + h_1 P e_1 (T_P - T_s) + h_2 P e_2 (T_P - T_{efr}) = 0 \quad (\text{III.23})$$

Donc la forme linéaire de l'équation(III.23) s'écrit :

$$a_w = \frac{\lambda_{w1} A_{w1}}{\Delta x^2 / 2}$$

$$a_n = -h_2 P e_2$$

$$a_s = -h_1 P e_1$$

$$a_p = -a_w - a_n - a_s$$

$$b = -a_n T_{efr}$$

### III.2.3.3 Fluide froid

En appliquant L'équation d'énergie sur fluide froid, l'équation s'écrit :

$$-\dot{m}_{fr} C p_{fr} \frac{\partial T_{fr}}{\partial x} = -h_{fr} P e_2 (T_{fr} - T_{w1}) - h_{fr} P e_3 (T_{fr} - T_{w2}) \quad (\text{III.24})$$

L'équation du fluide froid notée (III.24) est discrétisée en remplaçant les dérivées partielles par les différences finies, on trouve :

❖ **Pour le premier nœud**

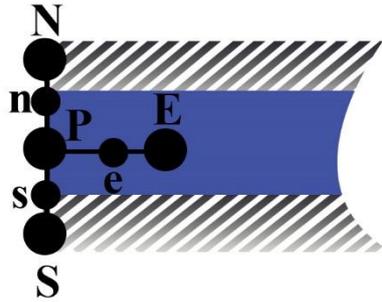


Figure III-17 Premier Nœud du fluide froid .

$$\frac{\partial T_{fr}}{\partial x} = \frac{T_E - T_P}{2\Delta x}$$

$$T_{fr} = T_P$$

$$T_{w1} = T_S$$

$$T_{w2} = T_N$$

L'équation (III.24) s'écrira :

$$-\dot{m}_{fr} C p_{fr} \frac{T_E - T_P}{\Delta x} + h_{fr} P e_2 (T_P - T_S) + h_{fr} P e_3 (T_P - T_N) = 0 \quad (\text{III.25})$$

Donc la forme linéaire de l'équation(III.25) s'écrit :

$$a_e = \frac{\dot{m}_{fr} C p_{fr}}{\Delta x}$$

$$a_n = -h_{fr} P e_3$$

$$a_s = -h_{fr} P e_2$$

$$a_p = -a_w - a_n - a_s$$

$$b = 0$$

## ❖ Pour les Nœuds centraux

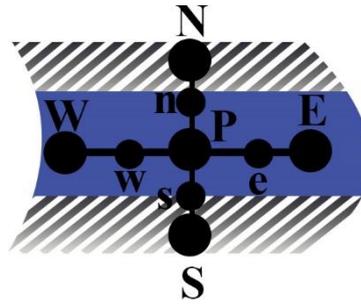


Figure III-18 Nœuds centraux du fluide froid.

$$\frac{\partial T_{fr}}{\partial x} = \frac{T_E - T_P}{2\Delta x}$$

$$T_{fr} = T_P$$

$$T_{w1} = T_S$$

$$T_{w2} = T_N$$

L'équation( III.24) s'écrira :

$$-\dot{m}_{fr} C p_{fr} \frac{T_E - T_W}{2\Delta x} + h_{fr} P e_2 (T_P - T_S) + h_{fr} P e_3 (T_P - T_N) = 0 \quad (\text{III.26})$$

Donc la forme linéaire de l'équation (III.26) est :

$$a_e = -\frac{\dot{m}_{fr} C p_{fr}}{2\Delta x}$$

$$a_w = -a_e$$

$$a_n = -h_{fr} P e_3$$

$$a_s = -h_{fr} P e_2$$

$$a_p = -a_e - a_w - a_n - a_s$$

$$b = 0$$

## ❖ Pour Nœud final

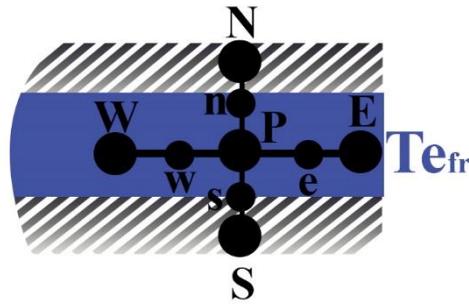


Figure III-19 Le nœud final du fluide froid

$$\frac{\partial T_{fr}}{\partial x} = \frac{T_{e_{fr}} - T_W}{2\Delta x}$$

$$T_{fr} = T_P$$

$$T_{w1} = T_S$$

$$T_{w2} = T_N$$

L'équation( III.24) s'écrira :

$$-\dot{m}_{fr}Cp_{fr} \frac{T_{e_{fr}} - T_W}{2\Delta x} + h_{fr}Pe_2(T_P - T_S) + h_{fr}Pe_3(T_P - T_N) = 0 \quad (III.27)$$

Donc la forme linéaire de l'équation(III.27) s'écrit sous la forme

$$a_e = -\frac{\dot{m}_{fr}Cp_{fr}}{2\Delta x}$$

$$a_w = -a_e$$

$$a_n = -h_{fr}Pe_3$$

$$a_s = -h_{fr}Pe_2$$

$$a_p = -a_e - a_w - a_n - a_s$$

$$b = -a_e T_{e_{fr}}$$

## III.2.3.4 Paroi froide

L'équation de la Paroi froide notée(III.18) est discrétisée en remplaçant les dérivées partielles par les différences finies, on trouve :

❖ Pour le premier nœud

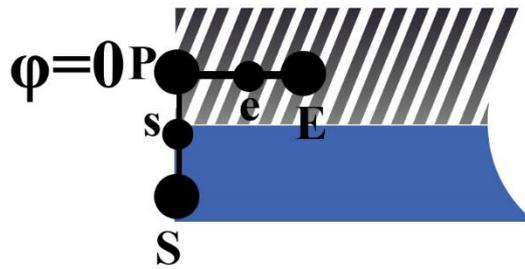


Figure III-20 Premier nœud de la deuxième paroi (arrangement contre courant).

$$\frac{\partial^2 T_{w2}}{\partial x^2} = \frac{\left. \frac{\partial T_{w2}}{\partial x} \right|_e - \left. \frac{\partial T_{w2}}{\partial x} \right|_P}{\frac{\Delta x}{2}} = \frac{\frac{T_E - T_P}{\Delta x} - 0}{\frac{\Delta x}{2}} = \frac{T_E - T_P}{\frac{\Delta x^2}{2}}$$

$$T_2 = T_S$$

L'équation (III.18) s'écrira

$$\lambda_{w2} A_{w2} \frac{T_E - T_P}{\Delta x^2 / 2} + h_2 P e_3 (T_P - T_S) = 0 \quad (\text{III.28})$$

Donc la forme linéaire de l'équation(III.28) est :

$$a_e = \frac{\lambda_{w2} A_{w2}}{\Delta x^2 / 2}$$

$$a_s = -h_2 P e_3$$

$$a_P = -a_e - a_s$$

$$b = 0$$

❖ Pour les Nœuds centraux

Cette partie de discrétisation est la même que celle de la circulation à co-courant

❖ Pour Nœud final

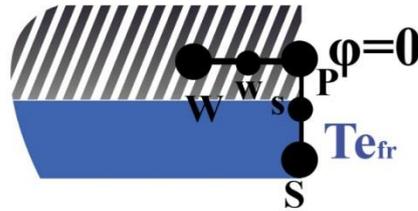


Figure III-21 Nœud final de la paroi froide

$$\frac{\partial^2 T_{w2}}{\partial x^2} = \frac{\frac{\partial T_{w2}}{\partial x} \Big|_P - \frac{\partial T_{w2}}{\partial x} \Big|_W}{\frac{\Delta x}{2}} = \frac{0 - \frac{T_P - T_W}{\Delta x}}{\frac{\Delta x}{2}} = \frac{T_W - T_P}{\frac{\Delta x^2}{2}}$$

$$T_2 = T_{efr}$$

L'équation (III.18) s'écrira

$$\lambda_{w2} A_{w2} \frac{T_W - T_P}{\Delta x^2 / 2} + h_2 P e_3 (T_P - T_{efr}) = 0 \quad (\text{III.29})$$

Donc la forme linéaire de l'équation (III.29) s'écrit sous la forme

$$a_w = \frac{\lambda_{w2} A_{w2}}{\Delta x^2 / 2}$$

$$a_s = -h_2 P e_3$$

$$a_p = -a_w - a_s$$

$$b = -a_s T e_{fr}$$

### III.2.4. Conditions aux limites

$$\frac{\partial T}{\partial r} = 0 \text{ En tout point de l'échangeur}$$

- **Fluide chaud**

$$T_{(x=0)} = T e_{ch}$$

- **Paroi 1**

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} = 0$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=L} = 0$$

- **Fluide froide**
- **Co-courant**

$$T_{(x=0)} = T e_{fr}$$

- **Contre-courant**

$$T_{(x=L)} = T e_{fr}$$

- **Paroi 2**

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} = 0$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=L} = 0$$

### III.3. Ecriture matricielle

Une fois les équations (chaque nœud donne une équation) Figure III-2, condition initiale et conditions aux limites discrétisées sont bien posées (section III.2.4. ), Finalement le système  $AT=B$  est déterminé par les 4 matrices comme illustré.

III.3.1. Fluide chaud

$$\begin{bmatrix} a_p & a_e & 0 & \dots & a_n & 0 & \dots & \dots & \dots & 0 \\ a_w & a_p & a_e & 0 & \dots & a_n & 0 & \dots & \dots & 0 \\ 0 & a_w & a_p & a_e & 0 & \dots & a_n & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & & & & \ddots & \ddots & \ddots & & & \vdots \\ \vdots & & & & & & & & & \vdots \\ 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & a_w & a_p & 0 & \dots & a_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ T_{e_2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b(1) \\ b(2) \\ b(3) \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ b(e_1) \end{bmatrix}$$

III.3.2. Paroi chaude

$$\begin{bmatrix} 0 & \dots & 0 & a_p & a_e & 0 & \dots & (a_n)_{\text{contre courant}} & 0 & \dots & \dots & \dots & 0 \\ a_s & 0 & \dots & a_w & a_p & a_e & 0 & \dots & a_n & 0 & \dots & \dots & 0 \\ 0 & a_s & 0 & \dots & a_w & a_p & a_e & 0 & \dots & a_n & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & & & & & & & \ddots & \ddots & \ddots & & & \vdots \\ \vdots & & & & & & & & & & & & \vdots \\ 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & a_s & \dots & a_w & a_p & 0 & \dots & (a_n)_{\text{co-courant}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ T_{e_3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b(e_1 + 1) \\ b(e_1 + 2) \\ b(e_1 + 3) \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ b(e_2) \end{bmatrix}$$

III.3.3. Fluide froid

$$\begin{bmatrix} a_s & 0 & \dots & a_w & a_p & a_e & 0 & \dots & a_n & 0 & \dots & \dots & 0 \\ 0 & a_s & 0 & \dots & a_w & a_p & a_e & 0 & \dots & a_n & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & & & & & & & \ddots & \ddots & \ddots & & & \vdots \\ \vdots & & & & & & & & & & & & \vdots \\ \vdots & & & & & & & & & & & & \vdots \\ 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & a_s & 0 & \dots & a_w & a_p & 0 & \dots & a_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{e_1+1} \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ T_{e_4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b(e_2 + 1) \\ b(e_2 + 2) \\ b(e_2 + 3) \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ b(e_3) \end{bmatrix}$$

III.3.4. Paroi froide

$$\begin{bmatrix} 0 & \dots & (a_s)_{\text{contre courant}} & 0 & \dots & a_w & a_p & 0 & \dots & \dots & \dots & 0 \\ 0 & \dots & \dots & a_s & 0 & \dots & a_w & a_p & a_e & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & & & & & & \ddots & \ddots & & & & \vdots \\ \vdots & & & & & & \ddots & \ddots & & & & \vdots \\ 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & (a_s)_{\text{contre courant}} & 0 & \dots & a_w & a_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{e2+1} \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ T_{e4} \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} b(e3 + 1) \\ b(e3 + 2) \\ b(e3 + 3) \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ b(e4) \end{bmatrix}$$

III.4. Calcul de l'échangeur de chaleur

III.4.1. Coefficients d'échange par convection

Pour la détermination des coefficients d'échange par convection h1, h2 on procède comme suit

- On évalue le nombre de Prandtl de chaque écoulement.
- On calcule par la suite le nombre de Reynolds :
- On détermine le nombre de Nusselt (Nu) d'après les corrélations appropriées

Tableau III-1 les corrélations de Nusselt utilisé

Nombre de Reynolds	Corrélation utilisée	Formule mathématique
$Re \leq 2300$	Sieder et Tate (1936)[35]	$Nu = 1.86 \left( \frac{RePrD}{L} \right) \left( \frac{\mu_b}{\mu_s} \right)$
		$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n$
$2300 \leq Re \leq 3.10^3$	Dittus et Boelter (1930)[36]	Où : n = 0.4 (chauffage) n = 0.3 (refroidissement)

$$3.10^3 < Re \leq 10^5$$

Gnielinski (1976)[37]

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{0.5} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}$$

$$Re > 10^5$$

Petukhov (1970)[38]

$$Nu = \frac{(f/8)Re Pr}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}$$

- Re : Nombre de Reynolds.
- Pr : Nombre de Prandtl.
- $\mu_b$  : Viscosité dynamique pour  $(T = (T_{fl} + T_w)/2)$ .
- $\mu_s$  : Viscosité dynamique pour  $(T = T_w)$ .
- $f$  : coefficient de frottement de Darcy-Weisbach.
- On calcule les Coefficients d'échange par convection à partir du nombre de Nusselt

### III.4.2. Efficacité

L'efficacité d'un échangeur est le rapport du flux de chaleur effectivement transféré dans l'échangeur au flux de chaleur maximal qui serait transféré[1]

$$\eta = \frac{\phi}{\phi_{max}}$$

Avec

$$\phi_{max} = (\dot{m}Cp)_{min}(T_{ech} - T_{efr})$$

Et

$$\phi = \dot{m}_{ch}Cp_{ch}(T_{ech} - T_{sch}) = \dot{m}_{fr}Cp_{fr}(T_{sfr} - T_{efr})$$

### III.5. Organigramme

Un programme en langage Matlab a été réalisé pour la résolution numérique des systèmes d'équations obtenus.

Les différentes étapes sont présentées dans l'organigramme (Figure III-23).

Organigramme pour le calcul des Propriétés thermophysiques (Figure III-22).

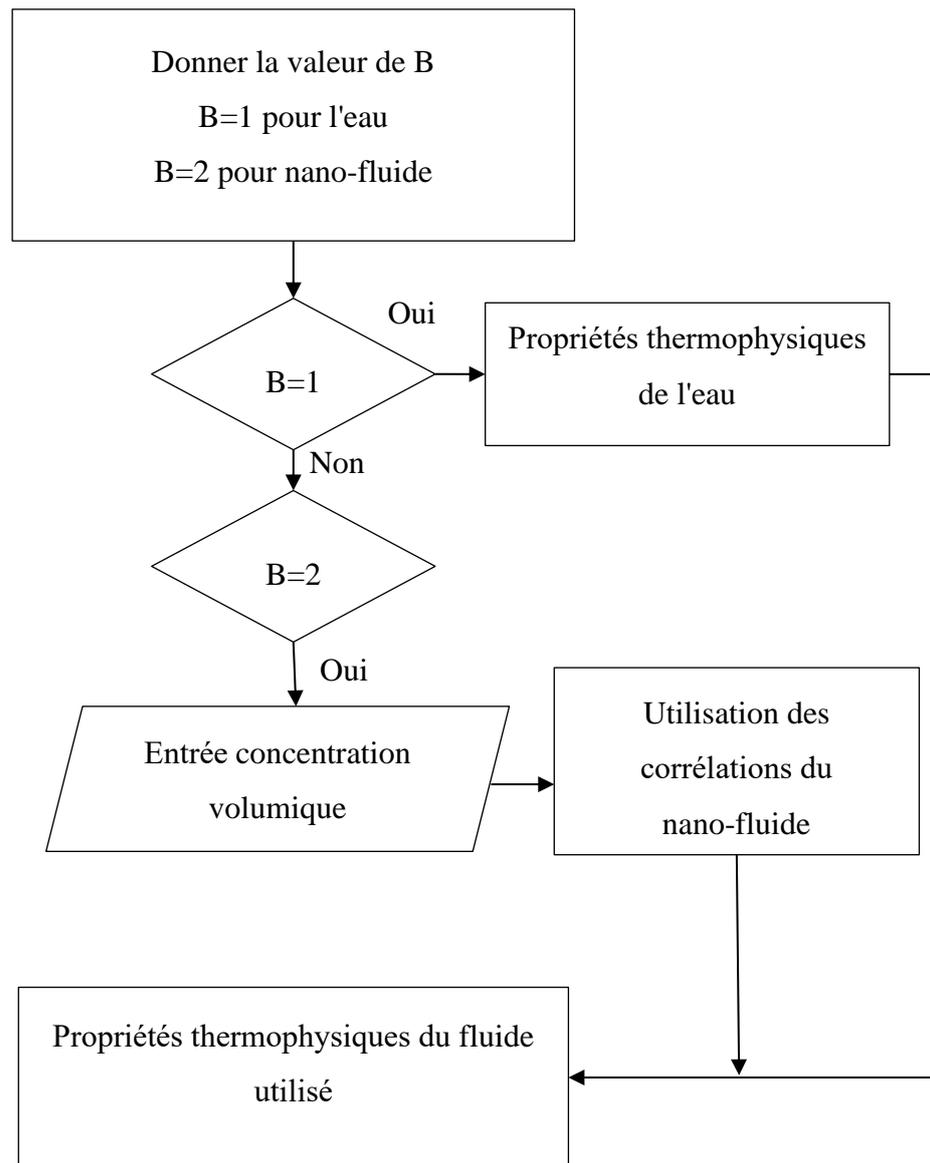


Figure III-22 Organigramme des Propriétés thermophysiques du fluide utilisé

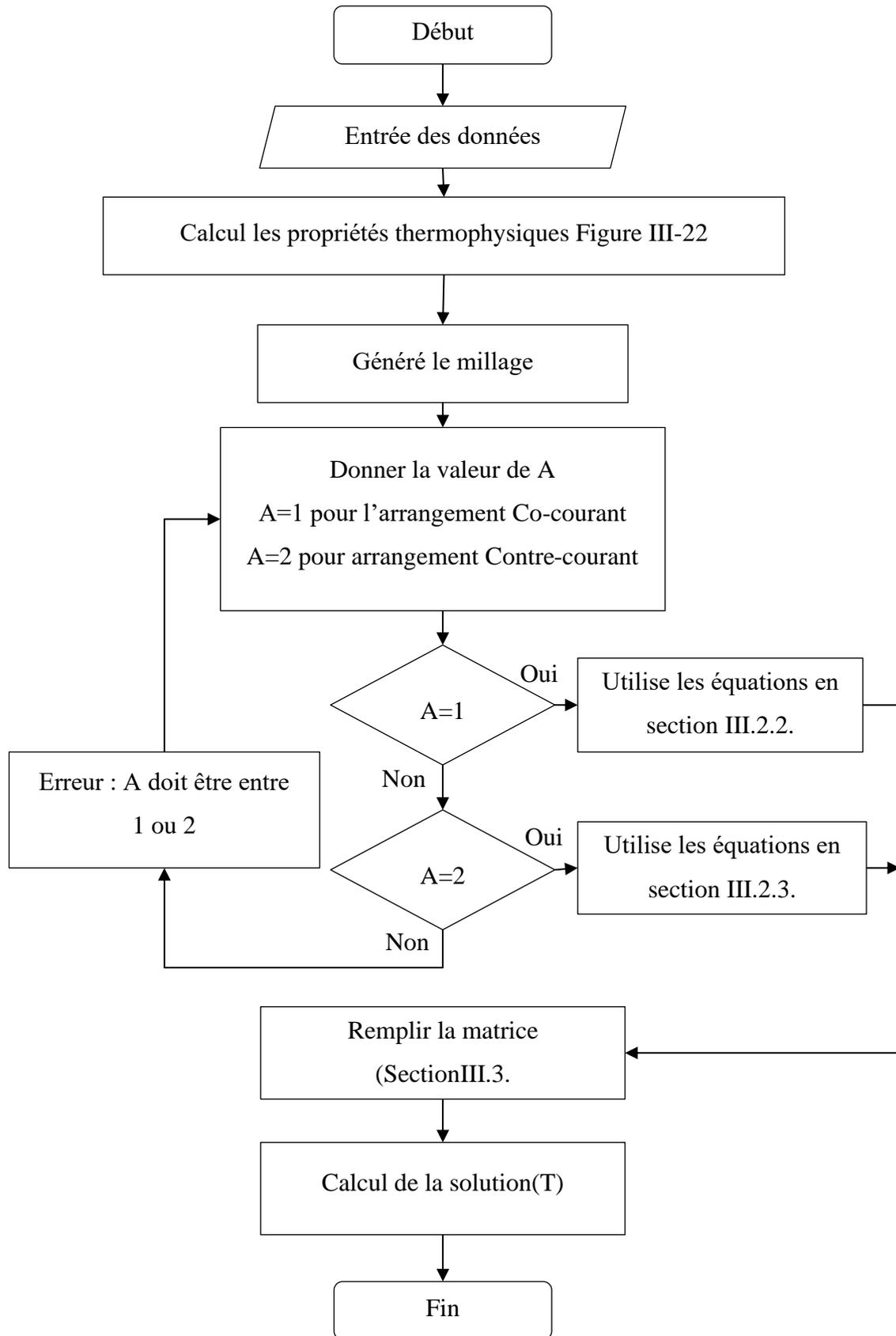


Figure III-23 Organigramme du programme.



# *Chapitre* **IV**

---

*Résultats et  
discussions*

---



## IV. Chapitre IV : Résultats et discussions

### IV.1. Introduction

Un programme en langage Matlab est réalisé pour simuler numériquement un échangeur de chaleur à double tubes concentriques ce programme détermine les profils des températures le long de l'échangeur de chaleur pour les deux circulations (co-courant et contre-courant) et le coefficient d'échange par convection  $h$ , les résultats sont donnés sous formes de courbes et tableaux.

### IV.2. Cas du fluide sans nanoparticules (pur).

Les courbes représentés dans le cas de fluide pur ont été calculées pour les données indiquées dans les Tableau IV-1 et Tableau IV-2.

Tableau IV-1 Dimensions de l'échangeur

Dimensions et propriétés	Tube intérieur	Tube extérieur
$R_{int} [m]$	0.0238	0.0301
$R_{ext} [m]$	0.0254	0.04
$L [m]$	12	
Matériaux	Cuivre	

Tableau IV-2 Propriétés thermo physiques du fluide pur (eau)

	$C_p \left( \frac{J}{kg \cdot k} \right)$	$\rho \left( \frac{Kg}{m^3} \right)$	$\lambda \left( \frac{W}{m \cdot k} \right)$	$\mu \left( \frac{Kg}{m \cdot s} \right)$
Eau	4179	997.1	0.613	0.001002

IV.2.1. Arrangement à co-courant

Tableau IV-3 Températures de sortie et l'efficacité -circulation co-courant -cas du fluide pur

	Fluide chaud	Fluide froid
$T_e$ [°C]	60	20
$T_s$ [°C]	45.16	34.83
$\eta$ [-]	0.37	

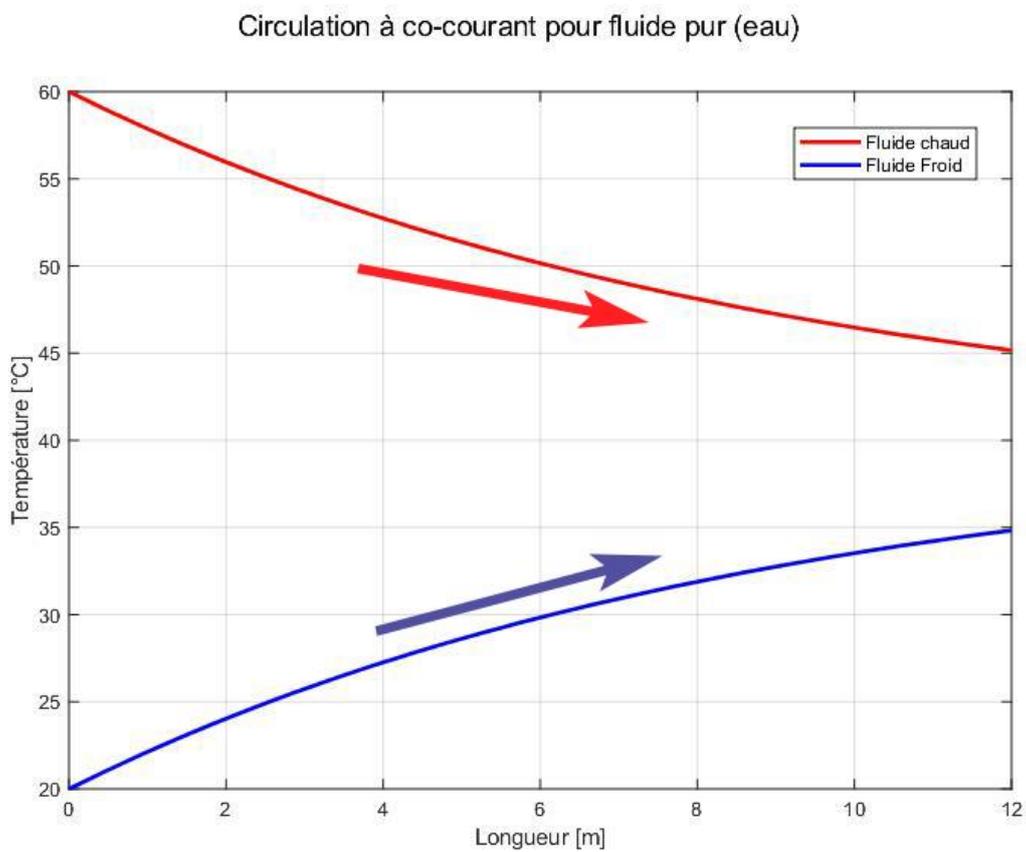


Figure IV-1 profils des températures des deux fluides en fonction de la longueur de l'échangeur de chaleur en mode co-courant cas du fluide pur(eau).

IV.2.2. Arrangement à contre-courant

Tableau IV-4 Températures de sortie et l'efficacité -circulation contre-courant -cas du fluide pur

	Fluide chaud	Fluide froid
$T_e$ [°C]	60	20
$T_s$ [°C]	43.84	36.15
$\eta$ [-]	0.40	

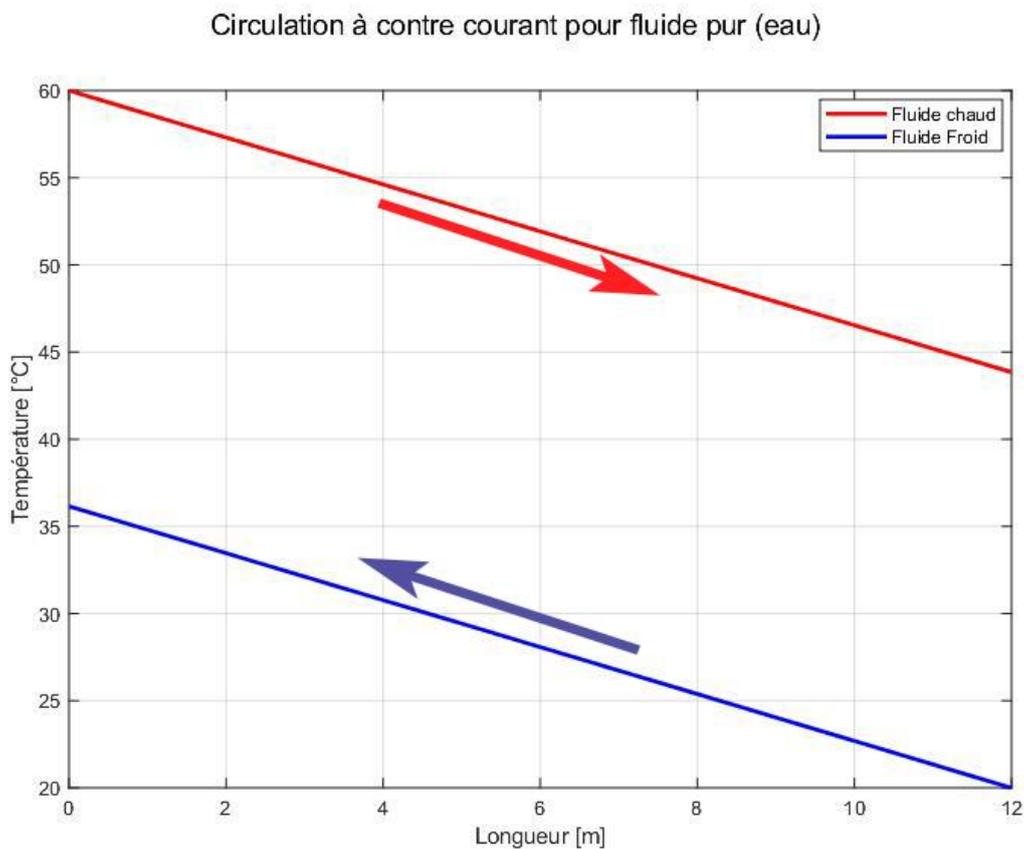


Figure IV-2 profils des températures en fonction de la longueur de l'échangeur de chaleur en mode contre-courant cas du fluide pur (eau)

(Figure IV-1 et Figure IV-2 ) représentent la variation des températures en fonction de la longueur de l'échangeur dans le cas du fluide pur (sans l'ajout des nanoparticules) pour les deux arrangements co-courant et contre-courant respectivement. On retrouve les profils habituels rencontrés dans la théorie des échangeurs de chaleur. On remarque que l'efficacité dans le cas

de la circulation à contre-courant est meilleure que celle de l'échangeur à co-courant. Donc arrangement à contre-courant est plus efficace que l'arrangement co-courant.

### IV.3. Cas du fluide avec nanoparticules

Dans nos calculs nous avons utilisé le nanofluide avec trois différents types de nanoparticules (Cu, TiO<sub>2</sub> et Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>), les propriétés thermo- physiques sont déterminées à partir des modèles suivants :

- La conductivité thermique : Modèle de Maxwell.(I.9)
- La viscosité thermique : Modèle d'Einstein (I.15) , et modèle de Brinkman (I.16)
- La masse volumique (I.8)
- La chaleur massique : Modèle de Xuan et Roetzel (I.20)
- Les propriétés physiques du fluide pur (eau) et celles des nanoparticules (Cu, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> et TiO<sub>2</sub>) sont données dans le Tableau IV-5 [39]

Tableau IV-5 Propriétés thermo physiques du fluide pur et des nanoparticules

	$C_p \left( \frac{J}{kg \cdot k} \right)$	$\rho \left( \frac{Kg}{m^3} \right)$	$\lambda \left( \frac{W}{m \cdot k} \right)$	$\mu \left( \frac{Kg}{m \cdot s} \right)$
Eau	4179	997.1	0.613	0.001002
Cu	385	8933	400	–
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	765	3970	40	–
TiO <sub>2</sub>	686.2	4250	8.9538	–

#### IV.3.1. L'effet de la nature du nanofluide

Dans ce cas on va étudier l'effet de la nature du nanofluide pour cela on a choisi 4 fluides différents (eau), (eau/Cu) (eau/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) et (eau/TiO<sub>2</sub>) pour des concentrations égales et des débits égaux. Pour les deux arrangements co-courant et contre-courant.

IV.3.1.1 Cas du fluide chaud est un nanofluide.

- Arrangement à co-courant

Tableau IV-6 Température de sortie et l'efficacité -circulation co-courant -cas du nanofluide en fluide chaud

	Eau	Eau-Cu	Eau- Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	Eau- TiO <sub>2</sub>
$T_{ch_s}$ [°C]	45.16	39.00	42.16	42.06
$T_{fr_s}$ [°C]	34.83	31.48	33.36	33.11
$\eta$ [-]	0.37	0.52	0.44	0.44

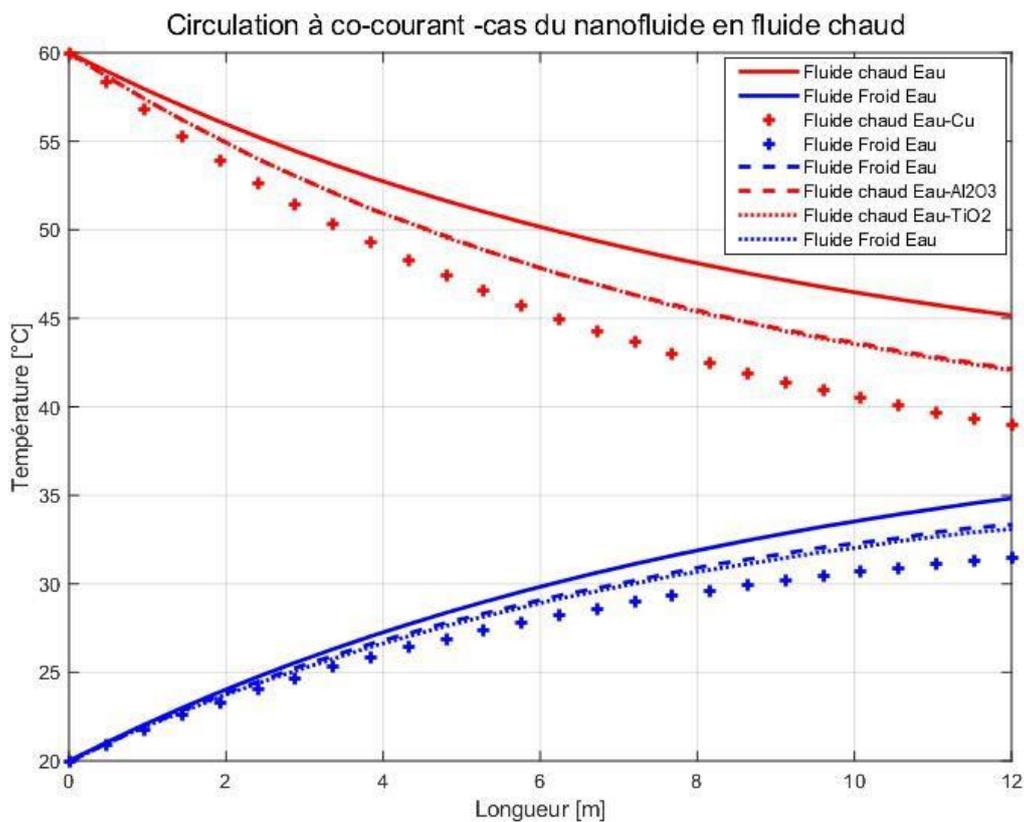


Figure IV-3 Profils des températures en fonction de la longueur de l'échangeur de chaleur en mode co-courant cas où fluide chaud est un nanofluide

- Arrangement contre-courant

Tableau IV-7 Température de sortie et l'efficacité -circulation contre-courant -cas du nanofluide fluide chaud

	Eau	Eau-Cu	Eau- Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	Eau- TiO <sub>2</sub>
$T_{ch_s}$ [°C]	43.84	36.69	40.32	40.25
$T_{fr_s}$ [°C]	36.15	32.75	34.74	34.44
$\eta$ [-]	0.40	0.58	0.49	0.49

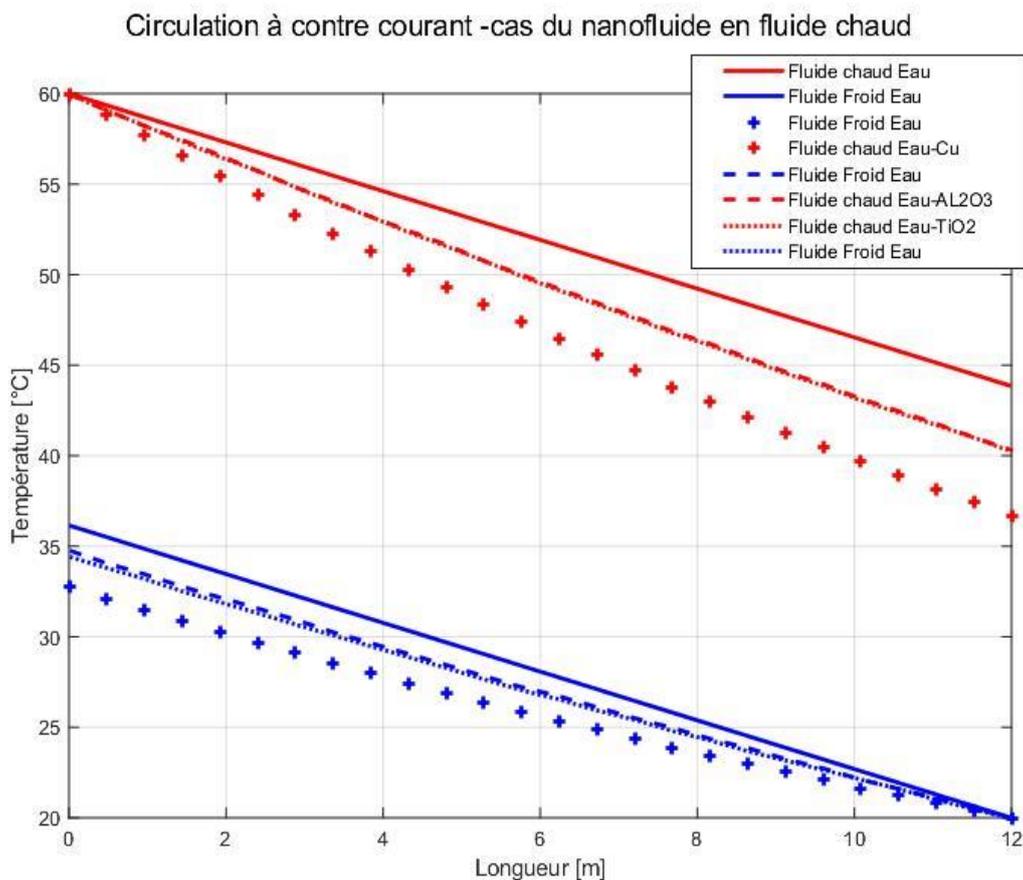


Figure IV-4 Profils des températures en fonction de la longueur de l'échangeur de chaleur en mode contre-courant cas où fluide chaud est un nanofluide

Les ( Figure IV-3 et Figure IV-4 )représentent les profils des températures du fluide froid (pur) et fluide chaud (nanofluide) pour différentes natures des nanoparticules, et pour les deux arrangements on constate que le nanofluide (eau/Cu) représente le meilleur nanofluide avec une efficacité de 0.52 en co-courant et 0.58en contre-courant. Voir. ( Tableau IV-6 et Tableau IV-7)

**IV.3.1.2 Cas du fluide froid est un nanofluide**

- Arrangement co-courant

Tableau IV-8 Température de sortie et l'efficacité -circulation co-courant -cas du nanofluide en fluide froid

	Eau	Eau-Cu	Eau- Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	Eau- TiO <sub>2</sub>
$T_{ch_s}$ [°C]	45.16	48.12	46.47	46.62
$T_{fr_s}$ [°C]	34.83	41.70	38.05	38.28
$\eta$ [-]	0.37	0.54	0.45	0.45

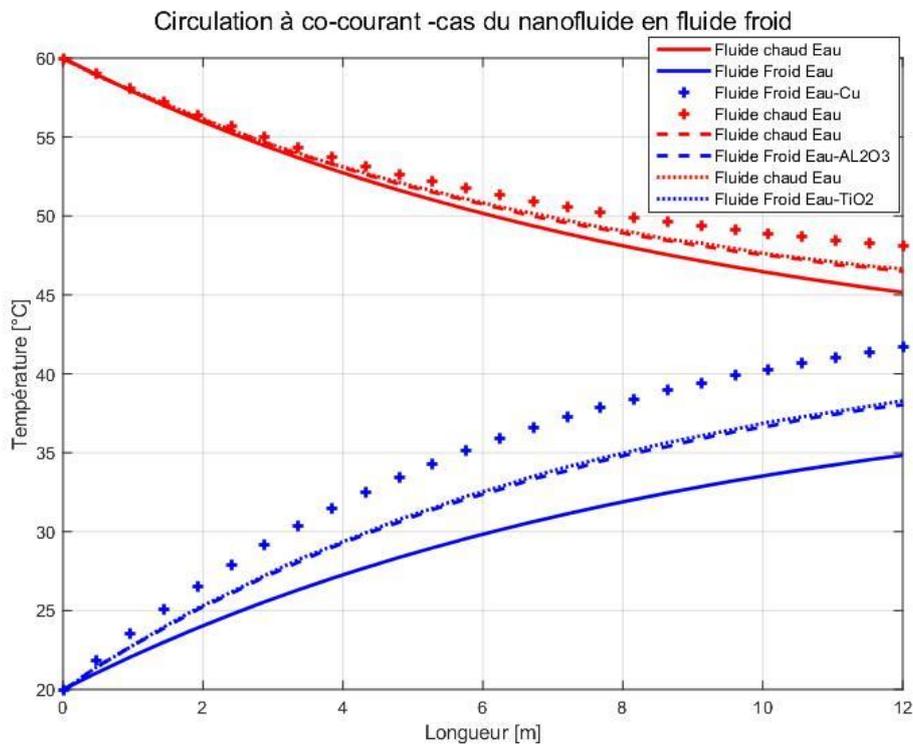


Figure IV-5 Profils des températures en fonction de la longueur de l'échangeur de chaleur en mode co-courant cas où fluide froid est un nanofluide

• Arrangement contre-courant

Tableau IV-9 Température de sortie et l'efficacité -circulation contre-courant -cas du nanofluide fluide froid

	Eau	Eau-Cu	Eau- Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	Eau- TiO <sub>2</sub>
$T_{ch_s}$ [°C]	43.84	46.63	45.01	45.18
$T_{fr_s}$ [°C]	36.15	44.41	39.99	40.25
$\eta$ [-]	0.40	0.61	0.50	0.50

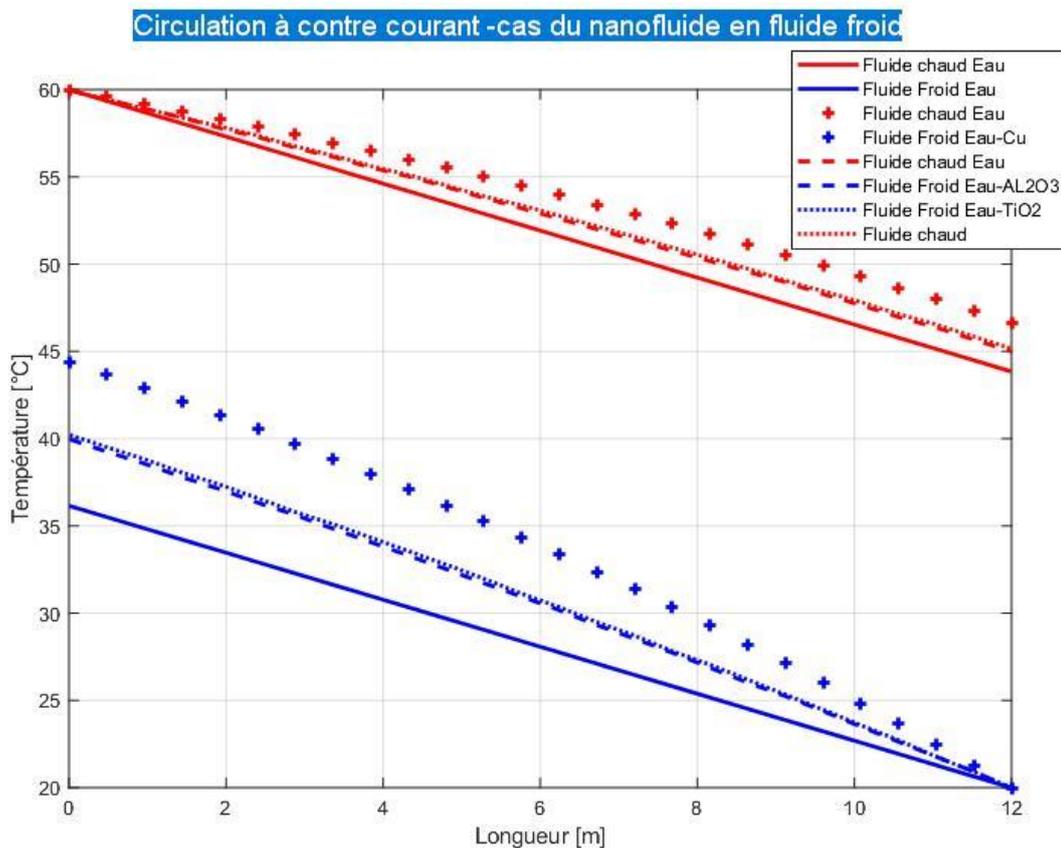


Figure IV-6 Profils des températures en fonction de la longueur de l'échangeur de chaleur en mode contre-courant cas où fluide froid est un nanofluide

Les ( Figure IV-5 et Figure IV-6 ) illustrent les variations des températures des fluides chaud et froid lorsque le fluide froid est un nanofluide pour différentes types de nanofluides dans le cas des débits constants et des concentrations des nanofluides égales on constate que le fluide avec

nanoparticules de cuivre à une meilleure efficacité pour les deux circulations  $\eta = 0.61$  en contre-courant et  $\eta = 0.54$  en co-courant voir Tableau IV-8 et Tableau IV-9 )

On comparant les deux cas : le fluide froid (nanofluide) et le fluide chaud (nanofluide) on constate que le premier cas est plus efficace ( $\eta = 0.61$  en contre-courant) que le deuxième cas ( $\eta = 0.58$ ).

### IV.3.2. Les effets de la fraction volumique solide

Selon les résultats précédents on a montré que le nanofluide (eau/ Cu) représente le meilleur nanofluides parmi les quatre fluides choisis.

Dans ce qui suit nous allons étudier l'effet de la concentration des particules solides (cuivre) dans le liquide de base (eau). Pour cela on a choisi quatre concentrations (0, 0.1, 0.2 et 0.3.)

Les résultats sont montrés sous formes de tableaux et courbes pour les deux arrangements.

#### IV.3.2.1 Arrangement à co-courant

Tableau IV-10 Température de sortie et l'efficacité -circulation co-courant – pour différent concentration

	0	0.1	0.2	0.3
$T_{ch_s}$ [°C]	45.16	48.12	50.23	51.79
$T_{fr_s}$ [°C]	34.83	41.70	46.22	49.34
$\eta$ [–]	0.37	0.54	0.65	0.73

le effet de la fraction volumique -cas de circulation a co-courant

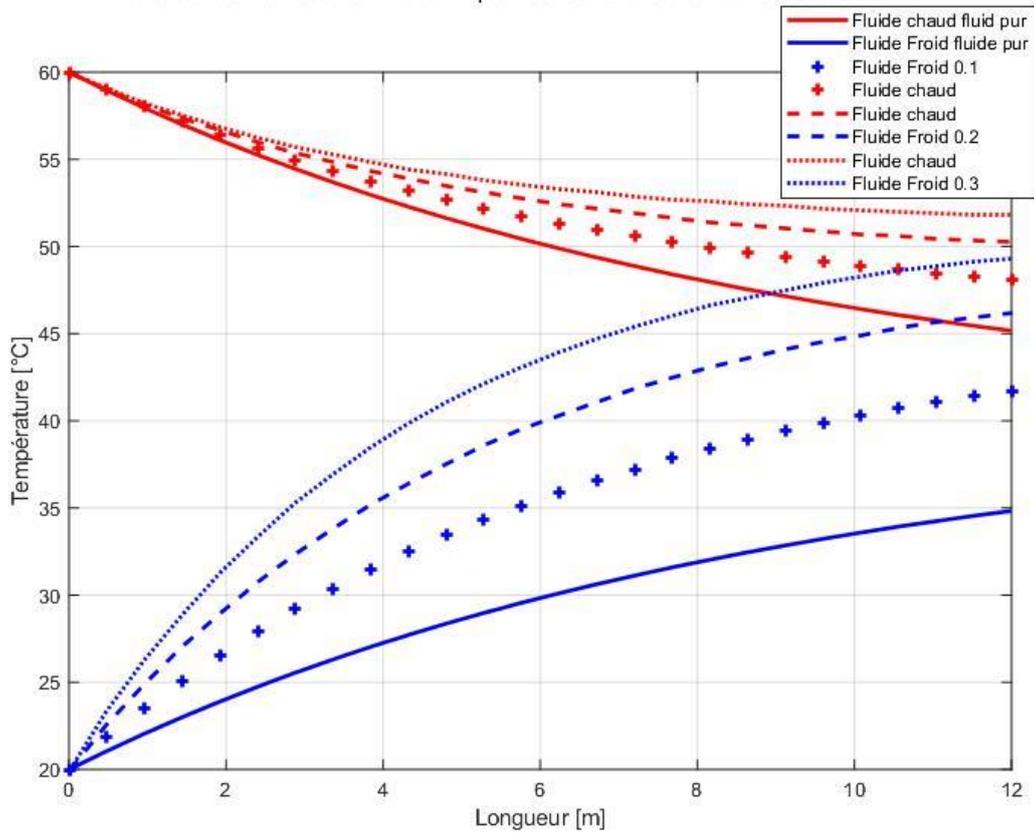


Figure IV-7 Profils des températures en fonction de la longueur de l'échangeur de chaleur en mode co-courant déférent concentration des nanoparticules de Cu

IV.3.2.2 Arrangement à contre-courant

Tableau IV-11 Température de sortie et l'efficacité -circulation contre-courant – pour différent concentration

	0	0.1	0.2	0.3
$T_{ch_s}$ [°C]	43.84	46.63	48.84	50.56
$T_{fr_s}$ [°C]	36.15	44.41	49.93	53.66
$\eta$ [-]	0.40	0.61	0.74	0.84

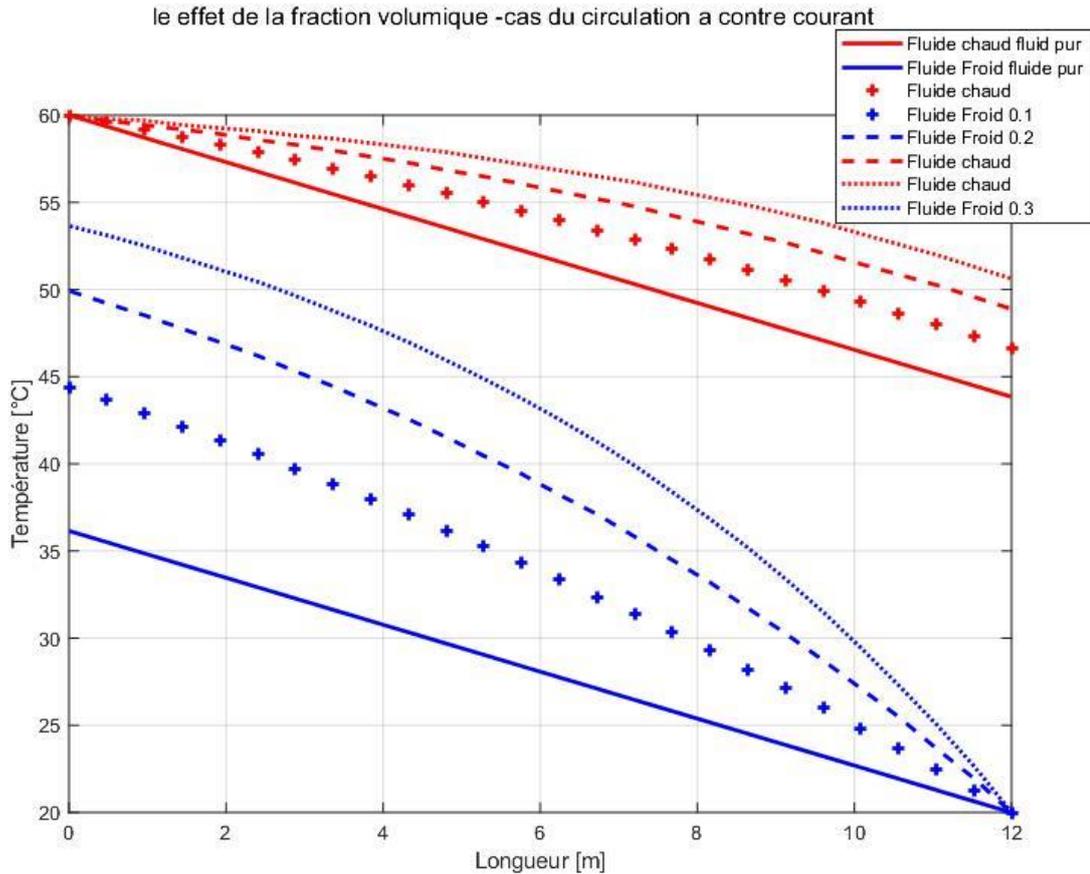


Figure IV-8 Profils des températures en fonction de la longueur de l'échangeur de chaleur en mode contre-courant déferent concentration des nanoparticules de Cu

A partir des ( Figure IV-7 et Figure IV-8 )qui représentent les profils des températures en fonction de la longueur de l'échangeur de chaleur pour différentes concentrations des particules cuivre, nous avons constaté que plus la concentration augmente l'efficacité de l'échangeur de chaleur augmente. Pour la concentration 0.3 l'efficacité  $\eta = 0.73$  pour la circulation co-courant cette efficacité peu atteindre  $\eta = 0.84$  pour la circulation à contre-courant.

## IV.3.3. L'effet de la concentration du nanofluide sur le coefficient d'échange h

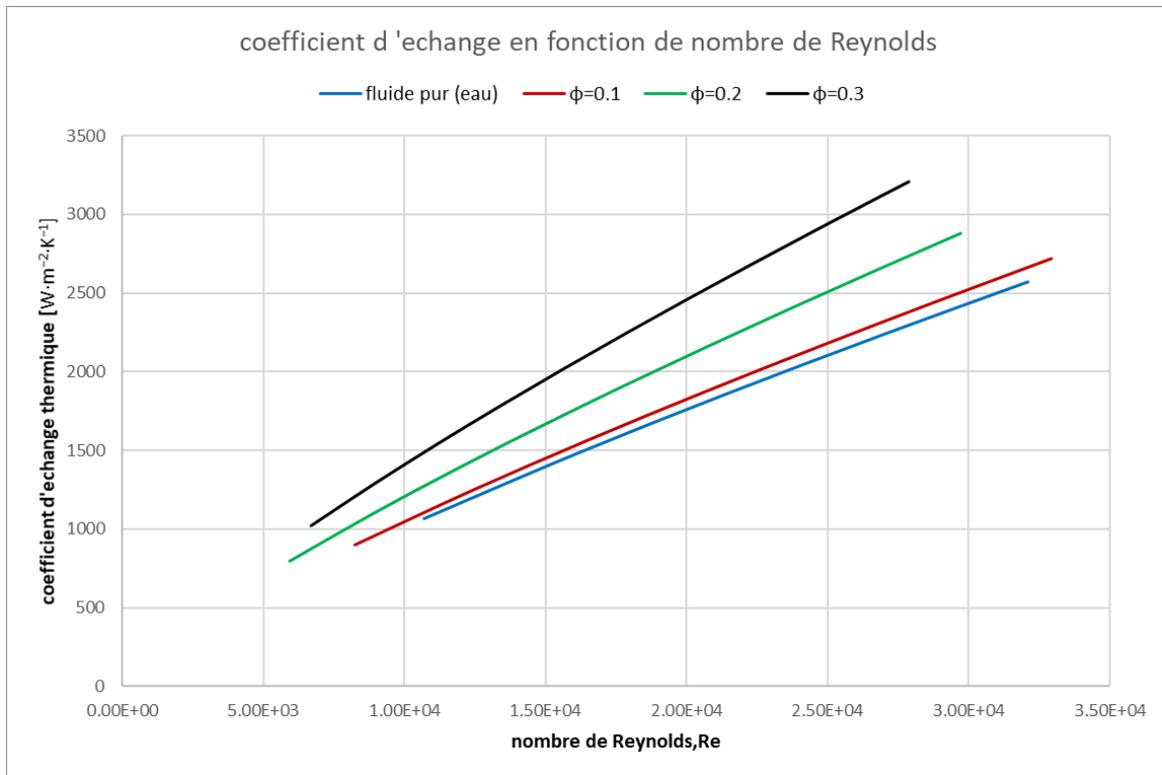


Figure IV-9 Le coefficient d'échange thermique en fonction de nombre de Reynolds pour différents concentrations de Cu

La figure IV-9 représente la variation du coefficient d'échange  $h$  en fonction du nombre de Reynolds, pour le nanofluide (eau/Cu) pour l'arrangement contre-courant, de l'analyse des résultats on peut observer clairement que la présence des nanoparticules dans le fluide (eau) augmente le coefficient de transfert de chaleur  $h$  il est plus importante pour une concentration de 0.3 à cause de l'augmentation de la conductivité thermique dans le nanofluide

## Conclusion générale

Le présent mémoire s'est centré sur l'étude d'un échangeur de chaleur à doubles tubes concentriques. L'objectif consistait d'élaborer un programme de simulation numérique pour étudier l'effet de nanofluide sur l'échangeur de chaleur qualitativement et quantitativement.

Les systèmes des équations gouvernants le problème ont été résolus numériquement par une méthode des différences finies. Nos simulations numériques ont été effectuées pour les deux modes de circulations (co-courant et contre-courant) pour les quatre cas possibles (fluide pur(eau) dans les deux tubes, le fluide chaud est nanofluide, le fluide froid est un nanofluide. Nous avons choisi trois différentes nanoparticules (oxyde d'Aluminium ( $Al_2O_3$ ), oxyde de Titanium ( $TiO_2$ ) et le cuivre (Cu)) dans un fluide de base (l'eau) avec différentes concentrations (0,1, 0,2 et 0,3)

Après l'exécution du programme les résultats sont représentés sous formes de courbes pour les champs de température en fonction de longueur et la variation du coefficient  $h$  en fonction de  $Re$ , et sous forme des tableaux pour les températures des sorties des fluides et l'efficacité.

Dans la première partie, nous avons étudié le cas du fluide pur dans les deux tubes pour les deux circulations (co-courant et contre-courant), Les résultats obtenus montrent que

- ❖ Les profils des températures sont similaires à ceux habituels rencontrés dans la théorie des échangeurs de chaleur
- ❖ L'efficacité en circulation à contre-courant  $\eta = 40\%$  et plus performant que l'écoulement à co-courant  $\eta = 37\%$ ,. Donc arrangement à contre-courant est plus efficace que l'arrangement co-courant.

Dans une seconde partie, nous avons étudié l'effet de la nature des nanoparticules sur l'efficacité de l'échangeur pour une concentration et débits constants dans les deux cas de circulations les principales constatations déduites de cette partie sont énumérées ci-dessous :

- ❖ L'efficacité dans le cas où le fluide froid est un nanofluide  $\eta = 0.61$  est plus élevée que dans le cas où le fluide chaud est un nanofluide ( $\eta = 0.58$ ).
- ❖ Le fluide qui permet un meilleur transfert de chaleur est le nanofluide qui contient les nanoparticules de cuivre (Cu)  $\eta = 0.61$  suivie par  $Al_2O_3$  et  $TiO_2$  ( $\eta = 0.50$ )

## *Conclusion générale*

Et dans la dernière partie, on va étudier l'effet de concentration sur le coefficient d'échange et l'efficacité. Les résultats obtenus montrent que :

- ❖ Avec l'augmentation de la concentration de Cu dans le nanofluide, l'efficacité s'améliore. L'efficacité pour les trois concentrations (0,1, 0,2 et 0,3) est (0.61, 0.74, 0.84) respectivement
- ❖ Le coefficient d'échange est augmenté avec le nombre de Reynolds
- ❖ Lorsque la valeur de concentration augmente, le coefficient d'échange thermique augmente.

### **Perspectives**

- Intensification de la recherche sur les nanofluides pour les aspects numériques et expérimentaux
- Développement de la corrélation des propriétés thermophysiques des nanofluides

## Références bibliographiques

- [1] N. BOULTIF, "Etude d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique en régime permanent et transitoire," Université Mohamed Khider-Biskra, 2017.
- [2] W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, and Y. I. Cho, *Handbook of heat transfer*. McGraw-Hill New York, 1998.
- [3] S. Liu and M. Sakr, "A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers," *Renewable and sustainable energy reviews*, vol. 19, pp. 64-81, 2013.
- [4] M. Sheikholeslami, M. Gorji-Bandpy, and D. D. Ganji, "Review of heat transfer enhancement methods: Focus on passive methods using swirl flow devices," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 49, pp. 444-469, 2015.
- [5] T. S. Mogaji, F. T. Kanizawa, E. P. Bandarra Filho, and G. Ribatski, "Experimental study of the effect of twisted-tape inserts on flow boiling heat transfer enhancement and pressure drop penalty," *International journal of refrigeration*, vol. 36, no. 2, pp. 504-515, 2013.
- [6] R. M. Ghogare, V. G. Gore, and A. Shaikh, "A REVIEW OF PASSIVE TECHNIQUE USED FOR HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN HEAT EXCHANGER," 2018.
- [7] T. Sonawane, P. Patil, A. Chavhan, and B. Dusane, "A review on heat transfer enhancement by passive methods," *International Research Journal of Engineering and Technology*, vol. 3, no. 9, pp. 1567-1574, 2016.
- [8] P. Bandelier, N. Caney, and Z. Anxionnaz-Minvielle, "Echangeurs de chaleur-Intensification des échanges thermiques," ed, 2014.
- [9] S. Kakaç, R. K. Shah, and W. Aung, "Handbook of single-phase convective heat transfer," 1987.
- [10] S. K. Saha, H. Ranjan, M. S. Emani, and A. K. Bharti, *Heat Transfer Enhancement in Plate and Fin Extended Surfaces*. Springer, 2020.
- [11] T. Alam and M.-H. Kim, "A comprehensive review on single phase heat transfer enhancement techniques in heat exchanger applications," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 81, pp. 813-839, 2018.
- [12] S. K. Aharwar, A. Singh, and A. Verma, "A Review on Various Enhancement Techniques of Heat Transfer by Using Tube in Tube Heat Exchanger with Twisted Tape Insert," 2018.
- [13] S. U. Choi and J. A. Eastman, "Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles," Argonne National Lab., IL (United States)1995.
- [14] J.-P. Ribeiro and J.-A. Gruss, *Nanofluides pour les applications thermiques*. Ed. Techniques Ingénieur, 2009.
- [15] J. C. Maxwell, *A treatise on electricity and magnetism*. Clarendon press, 1881.
- [16] R. L. Hamilton and O. Crosser, "Thermal conductivity of heterogeneous two-component systems," *Industrial & Engineering chemistry fundamentals*, vol. 1, no. 3, pp. 187-191, 1962.

- [17] A. Einstein, "Eine neue Bestimmung der Moleküldimensionen," *Ann. Phys. Leipzig*, vol. 19, pp. 289-306, 1906.
- [18] H. Brinkman, "The viscosity of concentrated suspensions and solutions," *The Journal of Chemical Physics*, vol. 20, no. 4, pp. 571-571, 1952.
- [19] G. Batchelor, "Brownian diffusion of particles with hydrodynamic interaction," *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 74, no. 1, pp. 1-29, 1976.
- [20] S. E. B. Maiga, S. J. Palm, C. T. Nguyen, G. Roy, and N. Galanis, "Heat transfer enhancement by using nanofluids in forced convection flows," *International journal of heat and fluid flow*, vol. 26, no. 4, pp. 530-546, 2005.
- [21] B. C. Pak and Y. I. Cho, "Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles," *Experimental Heat Transfer an International Journal*, vol. 11, no. 2, pp. 151-170, 1998.
- [22] Y. Xuan and W. Roetzel, "Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids," *International Journal of heat and Mass transfer*, vol. 43, no. 19, pp. 3701-3707, 2000.
- [23] R. Aghayari, H. Maddah, F. Ashori, A. Hakiminejad, and M. Aghili, "Effect of nanoparticles on heat transfer in mini double-pipe heat exchangers in turbulent flow," ed: Springer, 2015.
- [24] M. B. P. Rao, M. V. N. Rao, S. R. M. Naidu, and M. T. Veeraiah, "Heat Transfer Enhancement in Double Pipe Heat Exchanger by Alumina–Water Nanofluid," *Heat Transfer*, vol. 5, no. 03, 2018.
- [25] H. Arya, M. Sarafraz, O. Pourmehran, and M. Arjomandi, "Heat transfer and pressure drop characteristics of MgO nanofluid in a double pipe heat exchanger," *Heat and Mass Transfer*, vol. 55, no. 6, pp. 1769-1781, 2019.
- [26] R. Aghayari, H. Maddah, S. M. Pourkiaei, M. H. Ahmadi, L. Chen, and M. Ghazvini, "Theoretical and experimental studies of heat transfer in a double-pipe heat exchanger equipped with twisted tape and nanofluid," *The European Physical Journal Plus*, vol. 135, no. 2, pp. 1-26, 2020.
- [27] H. Demir, A. Dalkilic, N. Kürekci, W. Duangthongsuk, and S. Wongwises, "Numerical investigation on the single phase forced convection heat transfer characteristics of TiO<sub>2</sub> nanofluids in a double-tube counter flow heat exchanger," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 38, no. 2, pp. 218-228, 2011.
- [28] W. Duangthongsuk and S. Wongwises, "Comparison of the effects of measured and computed thermophysical properties of nanofluids on heat transfer performance," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 34, no. 5, pp. 616-624, 2010.
- [29] E. Onyiriuka, O. Ighodaro, A. Adelaja, D. Ewim, and S. Bhattacharyya, "A numerical investigation of the heat transfer characteristics of water-based mango bark nanofluid flowing in a double-pipe heat exchanger," *Heliyon*, vol. 5, no. 9, p. e02416, 2019.
- [30] S. S. Mozafarie, K. Javaherdeh, and O. Ghanbari, "Numerical simulation of nanofluid turbulent flow in a double-pipe heat exchanger equipped with circular fins," *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, pp. 1-13, 2020.
- [31] M. Setareh, M. Saffar-Avval, and A. Abdullah, "Experimental and numerical study on heat transfer enhancement using ultrasonic vibration in a double-pipe heat exchanger," *Applied Thermal Engineering*, vol. 159, p. 113867, 2019.

- [32] S. Chaturvedi and S. B. Prakash, "Heat transfer enhancement using delta and circular winglets on a double pipe heat exchanger," *AIP Conference Proceedings*, vol. 2200, no. 1, p. 020064, 2019.
- [33] K. Logesh, R. Arunraj, S. Govindan, M. Thangaraj, and G. Yuvashree, "Numerical investigation on possibility of heat transfer enhancement using reduced weight fin configuration," *International Journal of Ambient Energy*, vol. 41, no. 2, pp. 142-145, 2020.
- [34] Y. A. Cengel, *Fluid mechanics*. Tata McGraw-Hill Education, 2010.
- [35] E. N. Sieder, G. E. J. I. Tate, and E. Chemistry, "Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes," vol. 28, no. 12, pp. 1429-1435, 1936.
- [36] F. Dittus and L. J. U. o. C. p. i. E. Boelter, "University of California publications on engineering," vol. 2, p. 371, 1930.
- [37] V. J. I. C. E. Gnielinski, "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow," vol. 16, no. 2, pp. 359-368, 1976.
- [38] B. J. A. i. h. t. Petukhov, "Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties," vol. 6, no. 503, p. i565, 1970.
- [39] N. S. Chemloul and M. J. R. d. é. r. Belmiloud, "Effet des nanoparticules sur l'amélioration du transfert thermique dans une cavité carrée," vol. 19, no. 3, pp. 397-408, 2016.