



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

MÉMOIRE DE MASTER

Domaine : Sciences et Techniques

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétiques

Réf. : Entrez la référence du document

Présenté et soutenu par :

Issam Eddine Djebbari - Chaima Kebkoub

Le : mardi 28 juin 2022

Etude numérique des caractéristiques d'un échangeur de chaleur à double tubes équipé de fils enroulés

Jury :

Mr.	A. Moummi	Pr	Université de Biskra	Président
Mme.	N. Boultif	MCB	Université de Biskra	Rapporteur
Mr.	C. Mahboub	MCB	Université de Biskra	Examineur

Dédicace

A ma très Chère Mère : Assia

À mon guide mon père : Samir

À mes frères Oussama et Bassem,

*A toute la promotion Génie
mécanique énergétique.*

Issam Eddine

الإهداء

مرت قاطرة البحث بكثير من العوانق، ومع ذلك حاولت أن أتخطاها بثبات بفضل من الله ومنه.

إلى أمي سليمة وأبي علي إلى أفضل ما في الدنيا بعد والدي هي الأخت الكبرى سامية

وأخوتي محمد ومهدي وأصدقائي، فقد كانوا بمثابة العضد والسند في سبيل استكمال البحث

ولا ينبغي أن أنسى أساتذتي ممن كان لهم الدور الأكبر في مساندي ومدني بالمعلومات القيمة

أهدي لكم بحث تخرجي

داعياً المولى عز وجل أن يطيل في أعماركم ويرزقكم بالخيرات

Remerciements

Remerciements infinis avant tout au Dieu le plus puissant qui nous a comblé des bienfaits de l'islam et de la science.

Nous exprimons nos profonds remerciements à notre encadrante, le **Dr Boultif Noura**, et nous sommes heureux de travailler sous sa direction et de bénéficier de sa sagesse et de sa pertinence.

Enseignements et conseils. Nous lui sommes très reconnaissants pour la patience dont elle a fait preuve tout au long de ce projet qui a nécessité un travail de longue haleine.

Nous exprimons notre profonde gratitude au **Pr MOUMMI Abdelhafid**. Celui qui nous a fait l'honneur de présider le jury de cette thèse, nous lui sommes très reconnaissants de l'intérêt qu'il porte à ce travail. Je tiens également à remercier le **Dr Mahboub Chawki**. Avoir accepté d'être membre de la Commission d'Arbitrage de la Défense.

Nous exprimons également notre profonde gratitude à tous les professeurs du département de mécanique,

Enfin, nous tenons à remercier notre famille et nos amis de nous avoir encouragés.

Résumé

Ce travail porte sur une étude numérique d'un échangeur de chaleur coaxial à deux tubes en régime permanent dans le cas lisse et avec fil enroulé. Les systèmes d'équations qui régissent le phénomène étudié sont résolus par la méthode des différences finies. Un programme numérique (Matlab) a été implémenté pour donner les profils de température des deux fluides pour les deux configurations ainsi que la variation du nombre de Nusselt en fonction de Re . Où les résultats numériques révèlent que l'utilisation du fil enroulé en cuivre conduit à une augmentation significative du coefficient de transfert de chaleur par rapport au tube à paroi lisse $Nu_a/Nu_s = 254\%$ et une efficacité de $\eta_a/\eta_s = 293\%$ pour un pas de 6mm et une épaisseur de fil 2.5mm.

Mots clé : échangeur de chaleur, double tubes concentrique, régime permanent, fil enroulé, différences finies, efficacité

Abstract

This work deals with a numerical study of a coaxial heat exchanger with two tubes in steady state in the case of the smooth tube and with coiled circular wires

The systems of equations which govern the phenomenon under study state are solved by the method of finite differences. A numerical program (MATLAB) was implemented to give the temperature profiles of the two fluids for the two configurations as well as the variation of the Nusselt number as a function of Re. Where the numerical results reveal that the use of the copper wound wire leads to a significant increase in the heat transfer coefficient compared to the smooth-walled tube $Nua / Nus=254\%$ and an efficiency of $\eta_a/\eta_s=293\%$ for a pitch of 6.mm and a wire thickness of 2.5mm.

Keywords: Keywords: heat exchanger, concentric double tubes, steady state, Coiled Circular Wires, finite differences, efficiency

المخلص

يهتم هذا العمل بدراسة رقمية للمبادل الحراري بأنبوبين متمحورين في النظام التشغيل الدائم. تم حل أنظمة المعادلات التي تحكم الظاهرة المدروسة بطريقة الفروق المحدودة لإعطاء تغيرات في درجة الحرارة. تم انجاز برنامج عددي (Matlab) لإعطاء التغيرات في درجات الحرارة (السوائل) لكل من سريان المائع المتوازي والمتعاكس، معامل الانتقال الحراري الكلي، وكفاءة المحول في حالة المبادل بدون سلك ومع وجود السلك الملفوف حيث ابانت النتائج الرقمية ان استخدام الاسلاك الدائرية الملتفة يؤدي الي زيادة كبيرة في معاملات النقل الحراري مقارنة بأنبوب الجدار الاملس $Nua/Nus = 254\%$ وكفاءة $\eta^a/\eta_s = 293\%$ في حالة سلك من النحاس بسمك 2.5مم وخطوة 6مم.

لكلمات المفتاحية: مبادل حراري، أنبوب مزدوج، أسلاك ملفوفة، الفروق المحدودة، الحالة المستقرة الكفاءة.

Sommaire

Dédicace.....	I
Remerciements.....	III
Résumé.....	IV
Sommaire.....	VII
Liste des tableaux	XII
Liste des figures.....	XI
Nomenclature.....	XV
Introduction générale.....	1

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur et Intensification des échanges thermiques

I.1. Introduction	
I.2. Définition d'un échangeur de chaleur.....	3
I.3. Principaux types d'échangeur de chaleur	3
I.3.1. Échangeurs tubulaires	3
I.3.1.1. Échangeurs à double tubes	4
I.3.1.2. Echangeurs à faisceau tubulaires.....	5
I.3.2. Échangeur à plaques.....	6
I.4. Arrangement de l'écoulement.....	7
I.5. Intensification des échanges thermiques.....	8

I.5.1. Les méthodes d'amélioration du transfert de chaleur des échangeurs thermiques....	8
I.5.1.1. Méthodes passive	9
I.5.1.1.1. Surfaces rugueuses	9
I.5.1.1.2. Surfaces étendues	9
I.5.1.1.3. Dispositifs déplacés.....	10
I.5.1.1.4. Promoteurs de turbulence.....	11
I.5.1.1.5. Tubes enroulés	11
I.5.1.2. Méthodes actives	12
I.5.1.2.1. Vibration des surfaces	12
I.5.1.2.2. Vibration de fluide	12
I.5.1.2.3. Champs électrostatiques.....	12
I.5.1.2.4. Jet impactant.....	12
I.5.1.3. Méthodes couplées	13

Chapitre II : Synthèse bibliographique

II.1. Introduction	14
II.2. Revues bibliographiques	14
II.2.1. Etudes expérimentales	14
II.2.2. Études numériques.....	25

Chapitre III : Modélisation mathématique et résolution numérique

III.1 Introduction	27
III.2. Position du problème.....	27
III.3. Formulation mathématique	28
III.3.1. Hypothèses considérées	28
III.3.2. Bilan massique	28
III.3.3. Bilan énergétique.....	29
III.3.3.1. Echangeur contre-courant	30
III.3.3.2. Echangeur co-courant	33
III.4. Résolutions numériques	34
III.4.1. Echangeur à contre -courant :.....	34
III.4.1.1. Discrétisation de l'équation de la chaleur de la paroi froid "4" ..	34
III.4.1.2. Discrétisation de l'équation de la chaleur du fluide froid "3"	35
III.4.1.3. Discrétisation de l'équation de la chaleur de la paroi chaud "2"	36
III-4.1.4. Discrétisation de l'équation de la chaleur du fluide chaud "1"	37
III.4.2. Echangeur co-courant.....	37
III.4.2.1. Discrétisation de l'équation de la chaleur du fluide froid "3"	37
III.4.3. Conditions aux limites.....	38
III.5. Notation indicielle.....	40
III.6. Coefficient d'échange par convection.....	41
III.7. Coefficient d'échange globale.....	42
III.8. Efficacité	43
III.9. Le nombre de Prandtl	43

III.10. Organigramme..... 44

Chapitre IV : Résultats et discussion

IV. 1. Introduction..... 45

IV.2. Cas échangeur lisse 45

 IV.2.1.. L’effet débit massique :..... 45

 IV.2.2.. L’effet de la longueur :..... 47

 IV.2.3. Comparaison entre le coefficient d’échange global des deux et arrangements
co-courant et contre-courant échangeur sans fil 50

IV.3. Cas échangeur de chaleur avec fil 51

 IV.3.1. Etude de l’effet du pas du fil enroulé sur le tube interne (épaisseur du fil e
=1,5 mm) : 51

 IV.3.2. L’effet de l’épaisseur du fil enroulé 52

 IV.3.3. L'effet du matériau du fil enroulé 53

 IV.3.4. Le taux d'amélioration de l'efficacité de l'échangeur de chaleur 53

 IV.3.4. Le taux d'amélioration de l'efficacité de l'échangeur de chaleur 54

Conclusion général..... 55

Bibliographies..... 56

Liste des tableaux

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur et Intensification des échanges thermiques

Tableau I.1. Techniques d'augmentation de transfert thermique 8

Chapitre III : Modélisation mathématique et résolution numérique

Tableau III.1. Quelques corrélations donnant le nombre de Nusselt..... 41

LISTE DES FIGURES

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur et Intensification des échanges thermiques

Figure I.1. Divers types d'échangeurs tubulaires	4
Figure I.2. Echangeur de chaleur à double tube à configuration Co-courant et à contre – courant	5
Figure I.3. Schéma d'un échangeur à faisceau tubulaire	6
Figure I.4. Echangeurs à plaques	7
Figure I.5. Configuration d'écoulements des échangeurs de chaleur	8
Figure I.6. Surface rugueuse	9
Figure I.7. Surfaces étendues, a- Nervure à section transversale rectangulaire b- Nervure à section circulaire	10
Figure I.8. Dispositif déplacé type matrice de fil	10
Figure I.9. Promoteurs de turbulence	11
Figure I.10. Tubes enroulés	12
Figure I.11. Jet impactant et schéma de l'écoulement généré par un jet impactant.....	13

Chapitre II : Synthèse bibliographique

Figure II.1. Schéma d'écoulement des appareils expérimentaux	15
Figure II.2. Les différents types des bobines de fils.....	15
Figure II.3. Installation expérimentale.....	16

Figure II.4. Schéma de la plate-forme leur recherche.....	17
Figure II.5. Différents types d'inserts.....	18
Figure II.6. Section d'essai avec doubles bandes torsadées.....	19
Figure II.7. Les différentes formes de turbulateurs.....	20
Figure II.8. Image du tube à essai.....	21
Figure II.9. Les différents types d'inserts.....	21
Figure II.10. Schéma de l'échangeur de chaleur avec fil.....	23
Figure II.11. a- Diagramme schématique et b-disposition physique des bandes torsadées testées.....	24
Figure II.12. La modification proposée.....	26

Chapitre III : Modélisation mathématique et résolution numérique

Figure III-1. Vue en coupe de l'échangeur de chaleur à double tubes concentrique.....	27
Figure III-2. Bilans énergétiques locaux	29
Figure III-3. Volume de contrôle	30
Figure III-4. Bilan thermique dans la paroi élémentaire du tube extérieur (paroi 4).....	30
Figure III-5. Bilan thermique du fluide 3 (fluide froid)	32
Figure III-6. Bilan thermique dans la paroi élémentaire du tube intérieur (paroi chaud)	32
Figure III-7. Bilan thermique du fluide 1 (fluide chaud)	33
Figure III-8. Bilan thermique du fluide froid (fluide 3) (cas Co-courant)	34
Figure III.12. Organigramme du programme	44

Chapitre IV : Résultats et discussion

Figure IV.1. Variation des températures en fonction de la longueur en mode Co-courant.....	45
Figure IV.2. Variation des températures en fonction de la longueur en mode contre-courant.....	46
Figure IV.3. Variation des températures en fonction de la longueur en mode co-courant.....	48
Figure IV.4. Variation des températures en fonction de la longueur en mode contre-courant.....	49
Figure IV.5. Variation du coefficient d'échange global en fonction du débit pour les deux arrangements co-courant et contre-courant (cas échangeur lisse)	50
Figure IV.6. Variation du nombre de Nusslet en fonction de Reynolds dans un écoulement Contre-courant pour différents pas (l'épaisseur du fil = 1.5 mm)	51
Figure IV.7. Variation du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds en écoulement contre-courant pour différentes épaisseurs de fil.....	52
Figure IV.8. Variation du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds pour différents matériaux du fil de même diamètre circulation contre -courant.....	53
Figure IV.9. Variation du rapport de l'efficacité en fonction du nombre de Reynolds pour différents pas de fil enroulé (contre-courant). (e=2.5mm).....	54
Figure IV.10. Variation du rapport de Nusselt (Avec fil/Sans fil) en fonction du nombre de Reynolds pour différents pas de bobine (contre-courant). (e=2.5mm).....	54

Nomenclature

Alphabet latin

A	Surface de la région (Area) [m^2].
B	Variable intensive
b	Variable spécifique intensive.
C	Capacités thermique (J/K).
\dot{C}	Débits de capacité thermique (J/K. S).
C_p	Capacité thermique massique (J/kg. K).
\dot{C}_p	Puissance calorifique = $\dot{m}C_p$ [W/K].
d	Diamètre (m).
D_h	Diamètre hydraulique (m).
E	Efficacité (-).
h	Coefficient d'échange de chaleur par convection ($W/m^2 K$).
K	Coefficient d'échange global ($W/m^2 K$).
L	Longueur (m).
\dot{m}	Débit massique (kg/s).

Nomenclature

NUT	Nombre d'unité de transfert (-).
G	Vitesse massique en ($\text{Kg/m}^2 \text{ s}$).
Sp	Section de passage en (m^2).
V	Vitesse en (m/s).
λ	Conductivité thermique de la paroi en (W/m.K).
T	Température en K.
Sc	Surface d'échange en (m^2).
S	Surface d'échange en (m^2).
ΔT	écart de température entre la paroi et le fluide en (K où $^{\circ}\text{C}$).
Nu	Nombre de Nusselt [-].
Pr	Nombre de Prandtl [-].
Re	Nombre de Reynolds [-].
\dot{Q}	Puissance de la chaleur [W].
R	Rayon [m].
r	Coordonnée.
V	Volume [m^3].
w	Paroi.
x	Coordonnée.

π	Nombre de pi = 3.14 [-]
P	pas du fil enroulé (m).
E	Énergie [J].
e	Énergie spécifique [J/Kg].
f	Coefficient de frottement de Darcy-Weis Bach [-].

Lettres grecques

Δ	Opérateur de différence.
θ	Température laplacienne [s].
E	Efficacité [-].
Λ	Conductivité thermique [W/m K].
μ	Viscosité dynamique [Pa s].
P	Masse volumique [Kg/m ³].
T	Constant de temps [s].
Φ	Densité de flux thermique [W/ m ²].
Φ	Flux thermique [W].

Indices

1	Fluide chaud.
E	Entrée

2	Fluide froid.
Ext	Externe
Int	Interne
Exp	Expérimentale.
Max	Maximum.
Min	Minimum.
S	Sortie
C_c	Froid.
h_{ch}	Chaud.
MDF	Méthode des différences finies.
Mat	Matrice.
Σ	Opérateur sommation
\int	Opérateur d'intégrale
\vec{n}	Vecteur normal
<i>out</i>	Sortie
Rel	Relative
SC	Surface de contrôle
VC	Volume de contrôle
Ln	Logarithme népérien
Sin	Fonction sinus
∂	Opérateur de dérivée partielle
∇	Opérateur nabla

INTRODUCTION GENERALE

Echangeur de chaleur est un élément clef des systèmes énergétiques, qui permet le transfert de chaleur d'un fluide à un autre sans les mélanger, où le flux thermique traverse la surface d'échange qui sépare les deux fluides.

Les champs d'applications de ces appareils sont considérables (HVAC, procédé industriel, secteur bâtiment, chimie, récupération d'énergie thermique, réfrigération, centrales de production d'électricité, etc...)

Dans des domaines industriels, 90% de l'énergie thermique transite au moins une fois dans un échangeur de chaleur (dans le procédé lui-même et lors de la valorisation de la chaleur du procédé), par ailleurs n'importe quelles machines thermodynamiques fermées comportent au moins 2 échangeurs de chaleur (machines frigorifiques, cycle de Rankine)

Au cours des dernières décennies, des efforts importants ont été déployés pour mettre au point de meilleurs mécanismes de transfert de chaleur afin d'améliorer le rendement global de ces appareils. La demande pour ces technologies est étroitement liée aux prix de l'énergie, et avec les hausses actuelles des prix de l'énergie, le domaine de l'amélioration du transfert de chaleur devrait entrer dans une nouvelle phase de croissance.

Les méthodes d'amélioration du transfert de chaleur sont utilisées pour augmenter la transmission de chaleur sans avoir d'impact significatif sur les performances globales du système, permis ces méthodes :

- Des dispositifs supplémentaires incorporés dans un tube simple (bandes torsadées, bobines de fil).
- Des techniques de tube non lisse telles que la modification de la surface d'un tube lisse (tubes renforcés et tube avec fossette) ou fabrication de géométries de tubes spéciales (tubes à ailettes).

L'objectif principal de cette étude est l'amélioration des échanges thermiques dans les échangeurs de chaleur, "cas d'un échangeur à double tubes coaxiaux en utilisant des fils enroulés."

Le manuscrit de ce mémoire est structuré en quatre chapitres et une conclusion générale :

- Le premier chapitre présente des généralités sur les échangeurs de chaleur tels que : la définition, les critères de classement, les différents types, et les méthodes d'améliorations des échanges thermiques.

- Dans le deuxième chapitre nous présentons une synthèse bibliographique couvrant les études théoriques et expérimentales réalisées sur l'intensification de l'échange de chaleur dans les échangeurs de chaleur.
- Dans le troisième chapitre nous décrivons problème théorique, sa formulation mathématique ainsi que la résolution numérique.
- Le quatrième chapitre est consacré à la discussion des résultats obtenus
- Enfin une conclusion générale sur le problème étudié et sur les perspectives de cette étude.

CHAPITRE I

Généralités sur les
échangeurs de chaleur et
Intensification des échanges
thermiques

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur et Intensification des échanges thermiques

I.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous allons passer en revue plusieurs définitions et termes couramment utilisés dans les échangeurs de chaleur et les méthodes d'intensification des échanges thermiques dans ces appareils.

I.2. Définition d'un échangeur de chaleur

Un échangeur thermique est un dispositif qui permet de transférer de la chaleur entre deux fluides. Il peut être utilisé dans des équipements conçus à la fois pour le refroidissement et le chauffage. [1]

I.3. Principaux types d'échangeur de chaleur

Les échangeurs de chaleur peuvent être divisés en trois grandes familles, qui sont énumérées ci-dessous. [2]

- 1) Les échangeurs par mélange ou à contact direct :
 - Fluide intimement mélangé.
 - Les désurchauffeurs de vapeur
 - Les dégazeurs
 - Les tours de refroidissement à convection naturelle ou forcée.
 - Les ballons de détente de purges.
- 2) Les régénérateurs ou les échangeurs discontinus :
 - La surface d'échange est alternativement mise en contact.
 - Avec le fluide froid et le fluide chaud.
 - Réchauffeurs d'air rotatifs.
- 3) Les échangeurs continus : Les deux fluides circulent de manière continue de part et d'autre de la surface d'échange.

- Échangeurs tubulaires.
- Échangeurs à plaques.
- Échangeurs à ailettes.

I.3.1. Échangeurs tubulaires

Pour des raisons historiques et économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus. On peut distinguer trois catégories suivant le nombre des tubes et leurs arrangements, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée. [3]

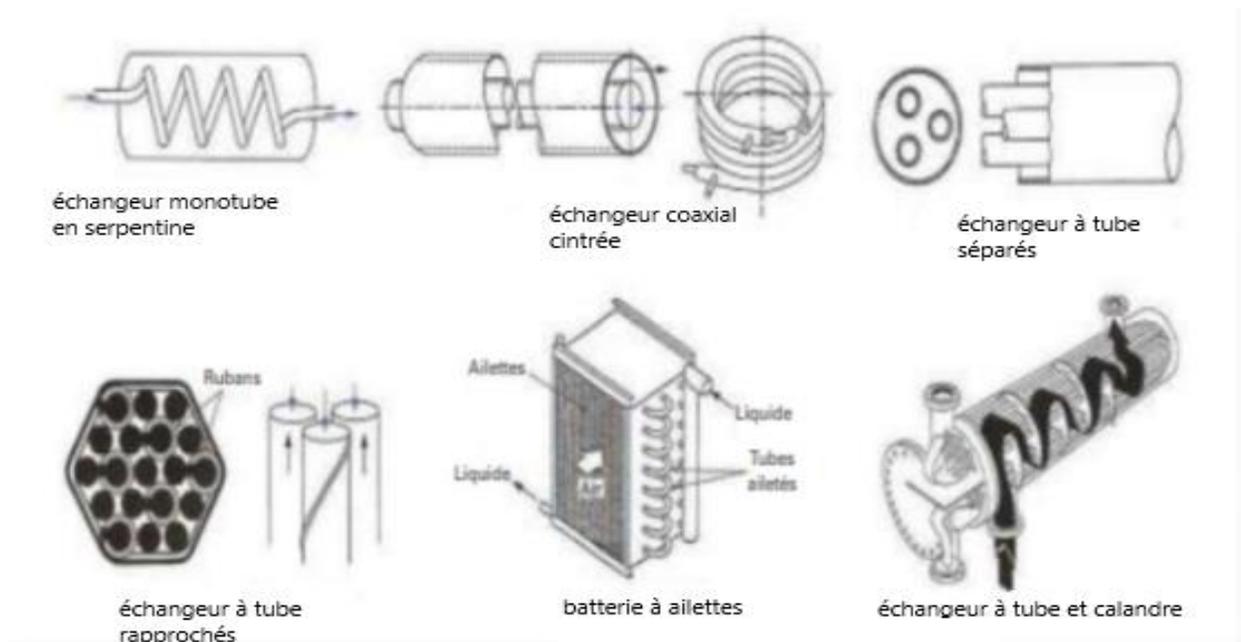


Figure I.1. Divers types d'échangeurs tubulaires. [4]

I.3.1.1. Échangeurs à double tubes

Il est composé de deux tubes cylindriques coaxiaux. Un fluide (généralement chaud) circule dans le tube interne, tandis que l'autre circule dans l'espace entre les deux tubes. Le transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid a lieu à travers la paroi qui compose le tube intérieur.

- Si l'écoulement des deux fluides parallèles est de même sens, il s'agit d'échangeurs dits à Co-courants où la température de fluide froid ne peut pas être supérieure à la température de sortie du fluide chaud.

- Si l'écoulement des deux fluides parallèles est de sens contraire, il s'agit d'échangeurs à contre-courants où la température de sortie du fluide froid peut dépasser la température de sortie du fluide chaud. Cette disposition est l'une des plus favorables pour l'échange thermique.

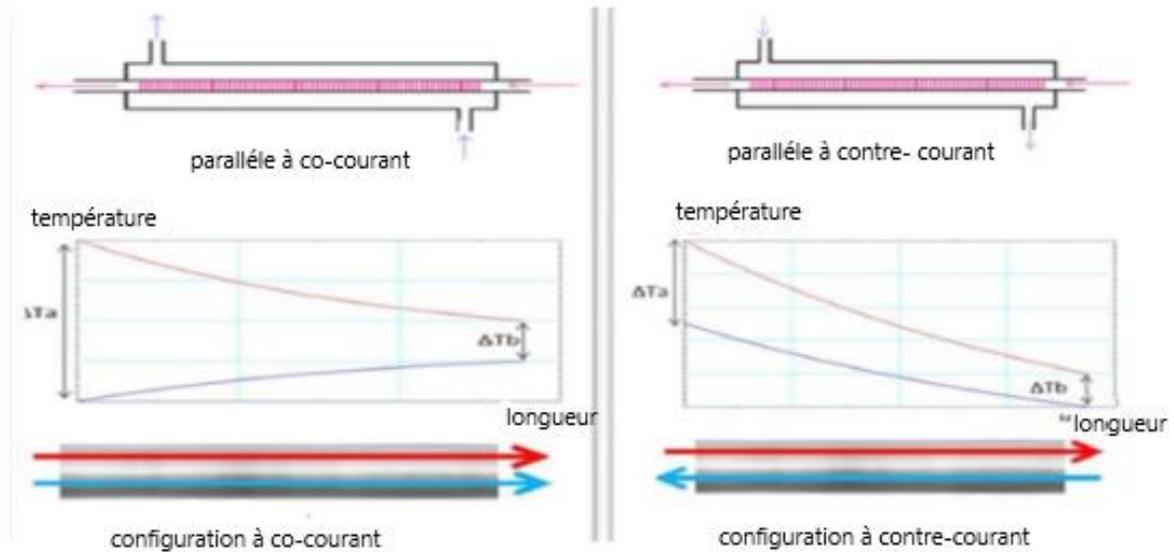


Figure I.2. Echangeur de chaleur à double tube à configuration Co-courant et à contre –courant.

[5]

I.3.1.2. Echangeurs à faisceau tubulaires

Les dispositions les plus populaires pour les échangeurs de chaleur à faisceau tubulaire et à calandre sont le faisceau droit et le faisceau en U, ce dernier étant mieux adapté aux grands gradients de température puisqu'il permet une expansion sans restriction des tubes. L'installation de déflecteurs transversaux permet d'allonger la route du fluide dans la calandre et d'augmenter le flux échangé. Il n'existe pas de lignes directrices universelles pour l'attribution des circuits à chaud et à froid. Au lieu de cela, le fluide chaud sera cyclé par les tubes pour réduire les pertes thermiques ; de même, si le fluide est agressif, la circulation de tube sera conseillée. Les matériaux les plus couramment utilisés pour créer les tubes sont métalliques (acier, laiton). La céramique se forme lorsque les fluides à haute température circulent. Des tubes en plastique

(parfois de diamètre extrêmement petit) sont souvent utilisés, soit en faisceaux, soit comme raidisseurs encastrés dans des plaques minces. [4]

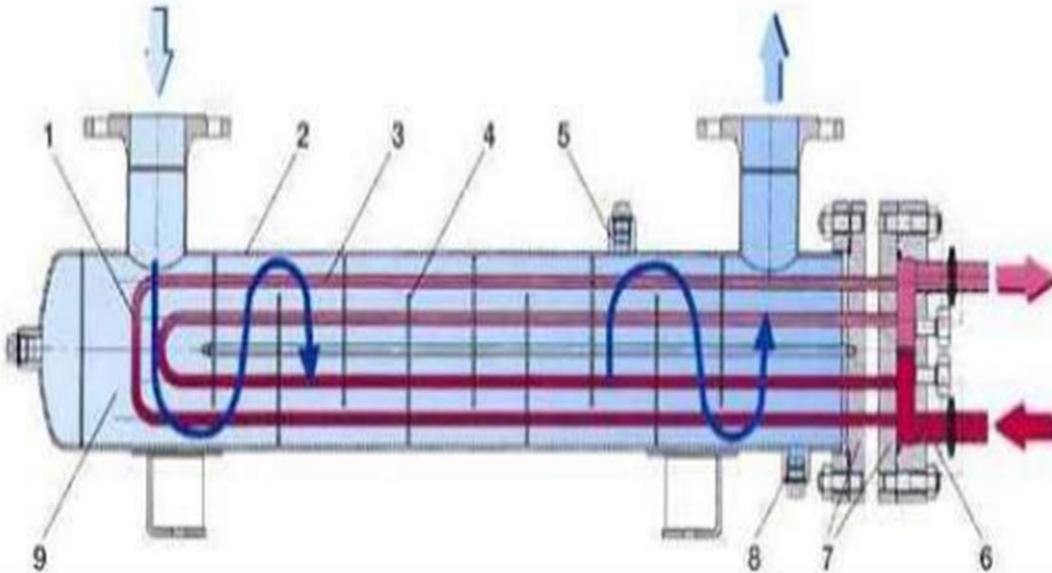


Figure I.3. Schéma d'un échangeur à faisceau tubulaire. [4]

1	Faisceau tubulaire	4	Chicane	7	Plaque tubulaire
2	Enveloppe (calandre)	5	Raccord évent	8	Raccord vidange
3	Intérieur tube	6	Intérieur boîte à eau	9	Intérieur enveloppe

I.3.2. Échangeur à plaques

Les échangeurs avec plaques sont constitués de plaques avec des alvéoles qui représentent les voies fluides. Les plaques sont disposées de manière à ce que le fluide puisse s'écouler entre elles. La distribution du fluide entre les plaques est assurée par un jeu de joints qui envoie chacun des deux fluides en alternance entre deux interstices inter plaques. En conséquence, la chaleur peut être échangée entre les fluides et les plaques. L'avantage principal

de ce type d'échangeur est sa compacité. En fait, il est clair que cet appareil permet une grande surface d'échange dans un peu d'espace, ce qui est particulièrement utile pour les applications qui nécessitent beaucoup de puissance. [4]

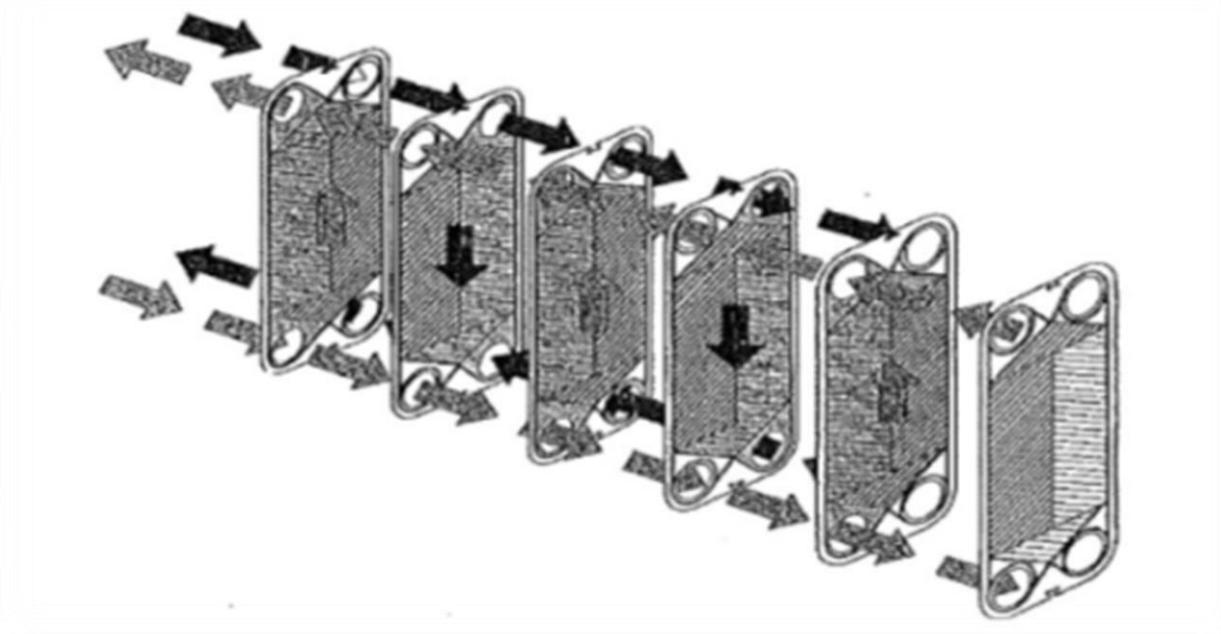


Figure I.4. Echangeurs à plaques. [6]

I.4. Arrangement de l'écoulement

La circulation des agents dans les échangeurs de chaleur peut se produire d'après plusieurs schémas d'écoulement.

- **Co-courant** : (figure I.5 (a)) lorsque les fluides primaire et secondaire entrent par la même extrémité, dans le même sens et sortent par la même extrémité.
- **Contre-courant** : (figure I.5 (b)) lorsque les fluides entrent dans l'échangeur par des extrémités opposées, ayant un sens d'écoulement opposé et sortant de l'appareil par des extrémités opposées.

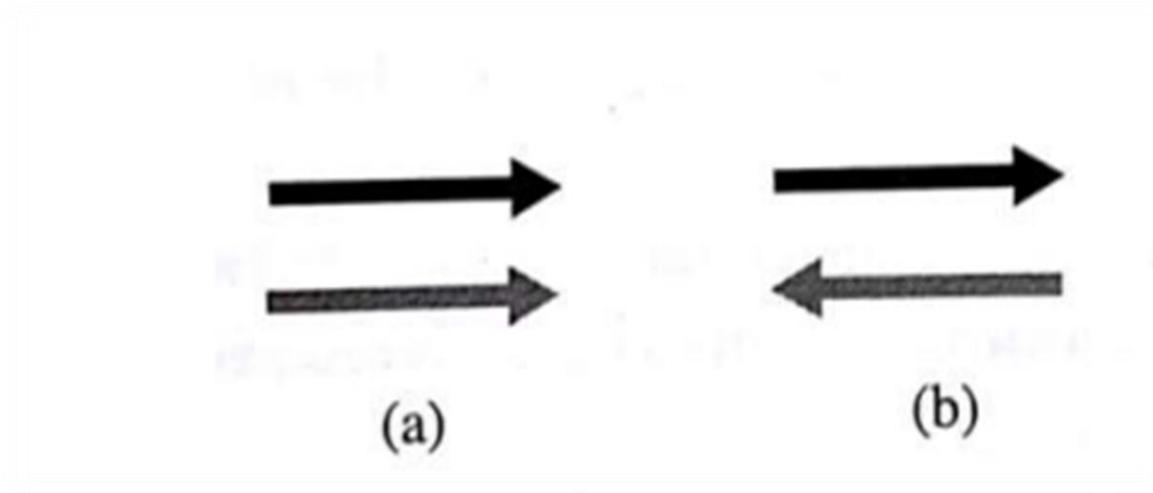


Figure I.5. Configuration d'écoulements des échangeurs de chaleur. [6]

I.5. Intensification des échanges thermiques

L'amélioration du transfert de chaleur est un processus d'augmentation du taux de transfert de chaleur et de performance thermo hydraulique d'un système utilisant diverses méthodes. Il existe trois classifications de méthodes pour améliorer le transfert de chaleur - passif, actif et composé. Les deux méthodes actives et passives peuvent être utilisées ensemble, qui est appelée méthode composée.

I.5.1. Les méthodes d'amélioration du transfert de chaleur des échangeurs thermiques

Tableau I.1.Techniques d'augmentation de transfert thermique. [11]

Méthodes passives	Méthodes actives
Surfaces rugueuses	Vibration des surfaces
Surfaces étendues	Vibration de fluide
Dispositifs déplacés	Champs électrostatiques
Promoteurs de turbulence	Jets impactant
Tubes enroulés	Additifs pour les fluides succions ou injection

I.5.1.1. Méthodes passive

I.5.1.1.1. Surfaces rugueuses

Les surfaces rugueuses sont des modifications de surface qui favorisent la turbulence dans le champ d'écoulement, principalement dans les écoulements monophasés, et n'augmentent pas la surface de transfert de chaleur. Leurs caractéristiques géométriques vont des grains aléatoires de sable aux protubérances de surface tridimensionnelles, en fonction de leurs propriétés géométriques. [8]

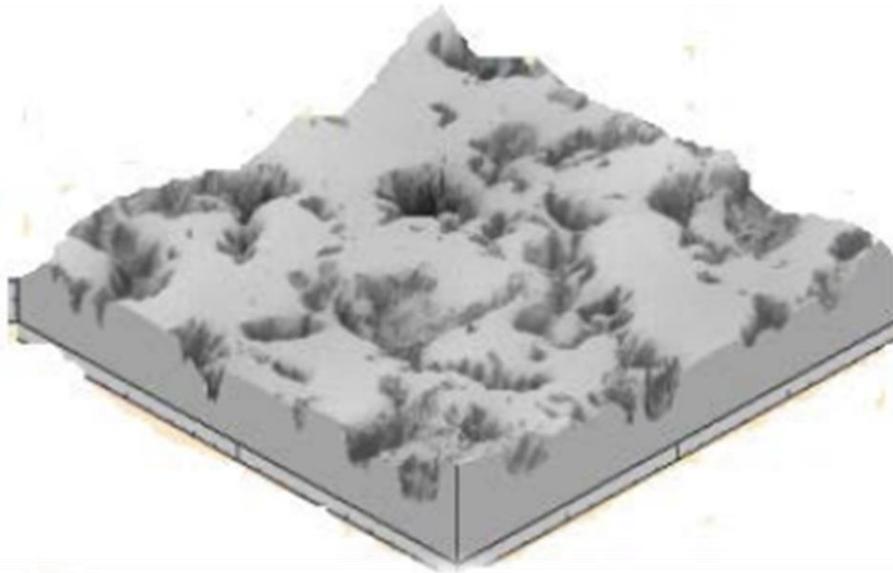


Figure I.6.Surface rugueuse. [7]

I.5.1.1.2. Surfaces étendues

Les nervures peuvent avoir des géométries très variées et, dans la plupart des cas, des sections rectangulaires ou circulaires. Des développements plus récents ont conduit à des surfaces modifiées qui tendent également à améliorer les coefficients de transfert de chaleur.

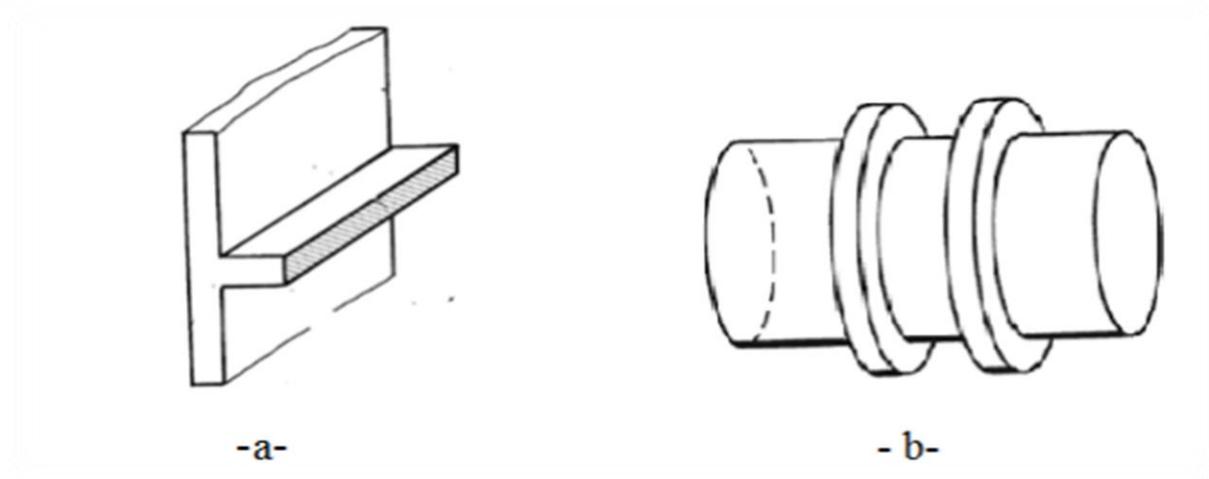


Figure I.7. Surfaces étendues, a- Nervure à section transversale rectangulaire b- Nervure à section circulaire. [7]

I.5.1.1.3. Dispositifs déplacés

Les dispositifs d'amélioration déplacés améliorent le transport de l'énergie vers la surface d'échange de chaleur en déplaçant le fluide du cœur du canal vers sa paroi chauffée ou refroidie. L'un des plus récents à l'heure actuelle est la matrice de fil insérée dans la figure II.8. Une matrice de fil laminé en forme de trèfle est fixée par une tige de noyau. [5]

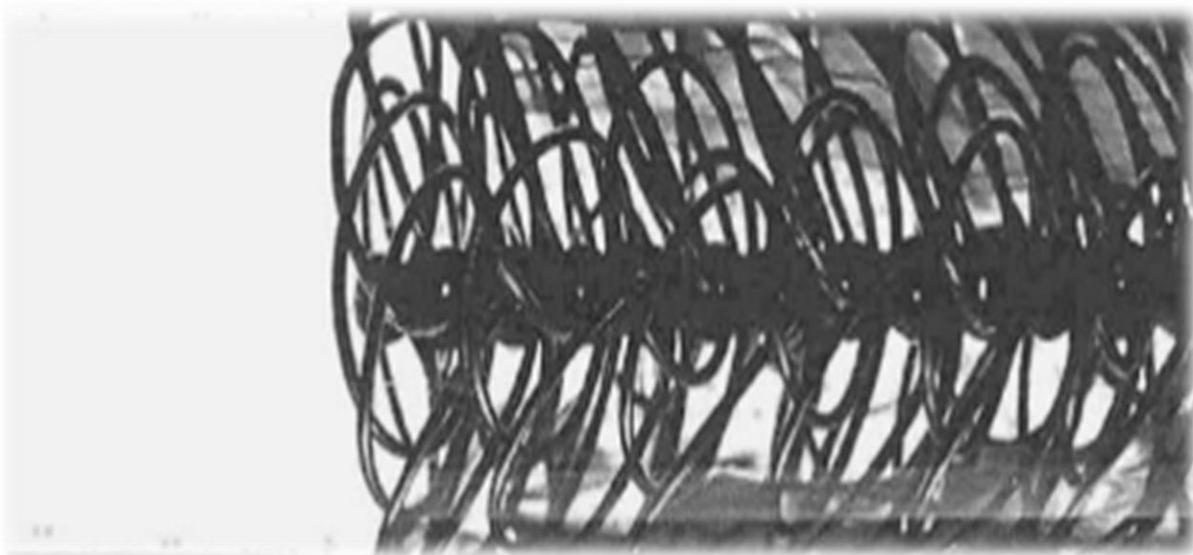
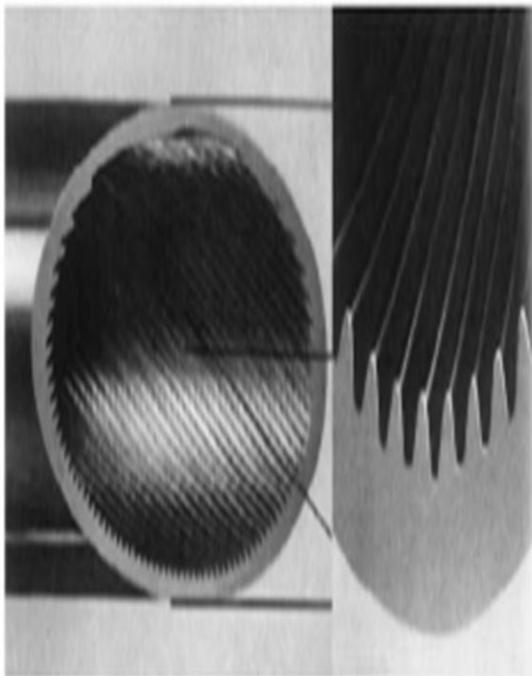


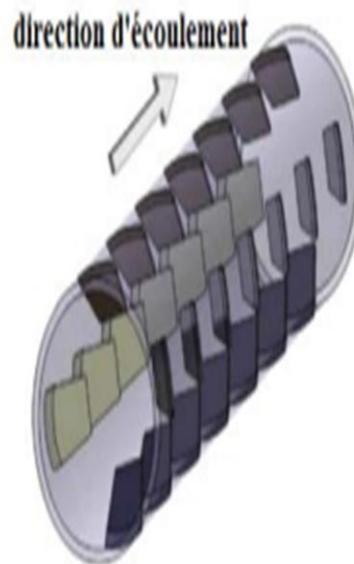
Figure I.8. Dispositif déplacé type matrice de fil. [7]

I.5.1.1.4. Promoteurs de turbulence

La surface d'échange de chaleur est le résultat d'un acteur qui peut agir sur la résistance thermique convective ainsi que sur l'aspect microscopique et macroscopique de l'échange de chaleur. L'aspect microscopique de la surface, consiste à créer une rugosité artificiellement sur la surface de l'objet à l'étude.



a -Obstacle sous forme des rainures



b -Obstacle sous forme des chicanes.

Figure I.9. Promoteurs de turbulence. [9]

I.5.1.1.5. Tubes enroulés

Le changement continu de direction de l'écoulement du vecteur de vitesse sur la surface de démarcation courbe de la gaine, causé par la courbure du tube due à l'enroulement, conduit à l'amélioration des coefficients de transfert de chaleur.

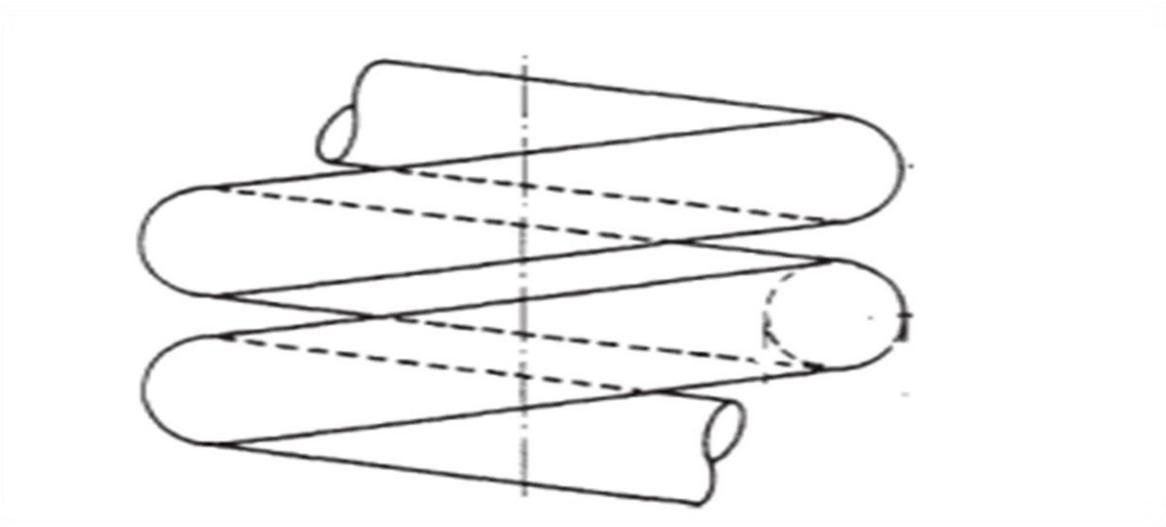


Figure I.10.Tubes enroulés. [8]

I.5.1.2. Méthodes actives

I.5.1.2.1. Vibration des surfaces

Les vibrations de surface étaient surtout utilisées dans les écoulements monophasés à basse ou haute fréquence pour augmenter les coefficients de transfert de chaleur.

I.5.1.2.2. Vibration de fluide

L'échographie, ou pulsation des fluides, est un type de technique d'amélioration des vibrations couramment utilisé dans l'industrie pétrolière et gazière. [7]

I.5.1.2.3. Champs électrostatiques

Les intentions de transfert de chaleur peuvent être faites sous forme de champs - électriques ou magnétiques, ou une combinaison des deux - à partir de sources électriques. Ils peuvent être appliqués dans les systèmes d'échange de chaleur impliquant des fluides isolants et favoriser la convection. [8]

I.5.1.2.4. Jet impactant

Impacter l'échange de chaleur de jet est une solution préférée dans les applications cherchant à apporter un flux de chaleur intense sur une surface. Le champ d'écoulement d'un jet impactant peut-être décomposer en régions, H/D et Z/D mesurés du centre au mur. [10]

- H/D : Rapport entre la hauteur du jet et le diamètre de la buse d'entrée.
- Z/D : Distance adimensionnelle verticale mesurée à partir de la paroi.

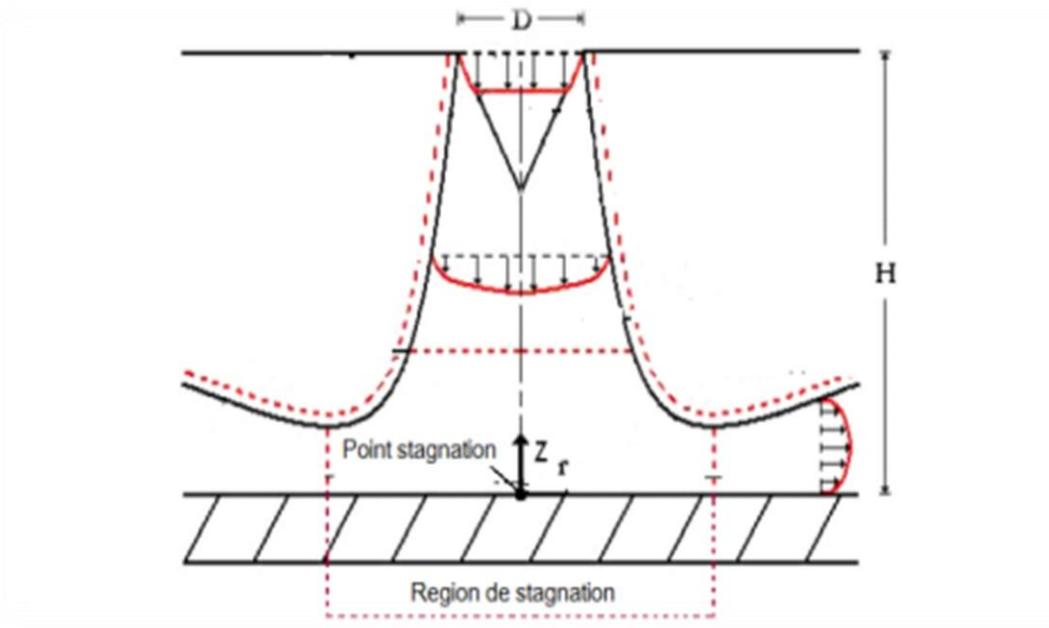


Figure I.11. Jet impactant et schéma de l'écoulement généré par un jet impactant. [10]

I.5.1.3. Méthodes couplées

La technique de composition est une combinaison de deux approches ou plus qui produisent une augmentation plus élevée qu'une ou plusieurs des techniques utilisées séparément. Il exige une conception compliquée et a donc une applicabilité limitée. Les études préliminaires sur ce type de technologie d'augmentation passive sont plutôt 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. [11]

CHAPITRE II

Synthèse bibliographique

Chapitre II : Synthèse bibliographique

II.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous présenterons une revue bibliographique qui nous permettra d'aborder le problème de l'étude.

II.2. Revues bibliographiques

II.2.1. Etudes expérimentales

Shoji, et all. (2003)

Des expériences sont réalisées pour étudier l'amélioration du transfert de chaleur dans un tube rond en utilisant une bobine de fil comme turbulateur. L'étude présente les effets de la longueur et de la segmentation de la bobine de fil. Les expériences sont menées avec trois longueurs de bobines de fil différentes (1000, 500 et 300 mm). Pour mesurer l'effet de la segmentation sont de trois types différents de bobines de fil sont utilisées, mais de la même surface (500 mm × 1, 100 mm × 5 et 50 mm × 10) comme il est montré au tableau ci-dessous. Les bobines de fil sont faites de cuivre de diamètre 1,5 mm Le fluide d'essai est l'eau. Le transfert de chaleur et le facteur de frottement sont mesurés et comparés. Les bobines de fil sont en cuivre de diamètre 1,5 mm ayant $P/d = 10$. Le fluide de travail est de l'eau.

L'étude a montré que :

- Le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de la longueur de la bobine de fil

La corrélation de transfert de chaleur est obtenue par l'équation :

$$Nu_H = 0.227 \cdot \left(\frac{l}{L}\right)^{1.6} \cdot Re_H^m \cdot Pr^{1/3}$$

$$m = 0.64 \cdot \left(\frac{l}{L}\right)^{-0.186}$$

$$1,800 < Re_H < 10^4$$

- L'effet de la longueur et de la segmentation a été à peine reconnu dans la région du nombre de Reynolds inférieur, et la corrélation a été obtenue sous la forme d'une équation :

$$Nu_H = 0.0234 \cdot Re_H^{0.96} \cdot Pr^{1/3}$$

$$80 < Re_H < 600$$

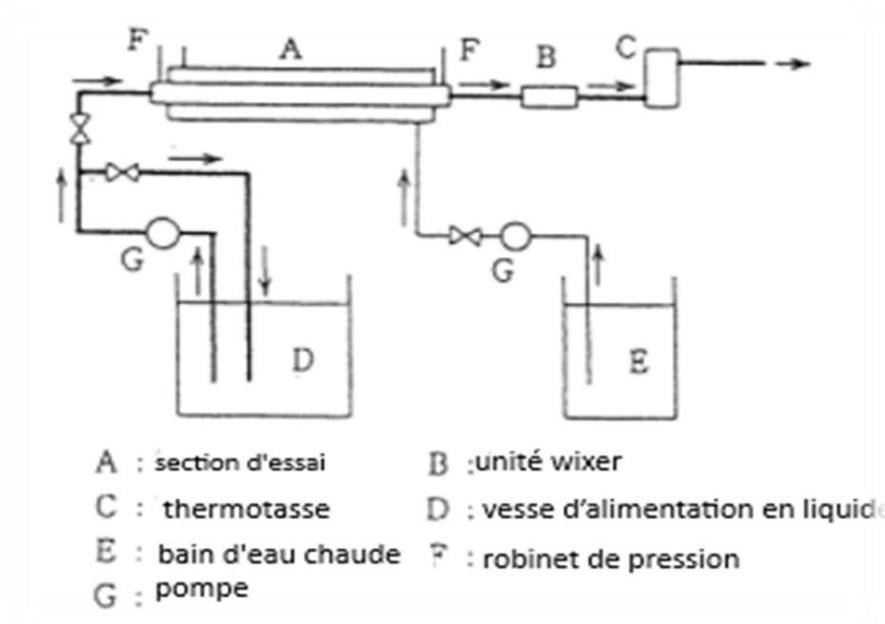


Figure II.1. Schéma d'écoulement des appareils expérimentaux. [12]

Type	l [mm] × N	Turbulators
C 1000 L	1,000 × 1	
C 0500 L	500 × 1	
C 0300 L	300 × 1	
C 3002 S	300 × 2	
C 1005 S	100 × 5	
C 0510 S	50 × 10	

Figure II.2. Les différents types des bobines de fils. [12]

Garcia, et al. (2005)

Le comportement thermo-hydraulique des bobines hélicoïdales à l'intérieur d'un tube circulaire a été étudié expérimentalement en écoulement laminaire, transitoire et turbulent. Des mélanges eau-propylène glycol ont été utilisés à une grande variété de conditions d'écoulement a été couverte à diverses températures : Reynolds compte de 80 à 90000.

Prandtl a une gamme de nombres allant de 2,8 à 150. Six bobines de fil ont été testées dans une gamme géométrique de 1,17 p/d pas hélicoïdal

Les résultats révèlent que les bobines de fil se comportent principalement comme un tube lisse en flux laminaire. Aux faibles concentrations de Reynolds ($Re < 700$), la transition vers un débit turbulent se produit graduellement. En cas d'écoulement turbulent, les bobines de fil créent une augmentation significative de la chute de pression, qui est principalement déterminée par le rapport entre le pas et le diamètre du fil p/e . Celles-ci démontrent des améliorations significatives du transfert de chaleur :

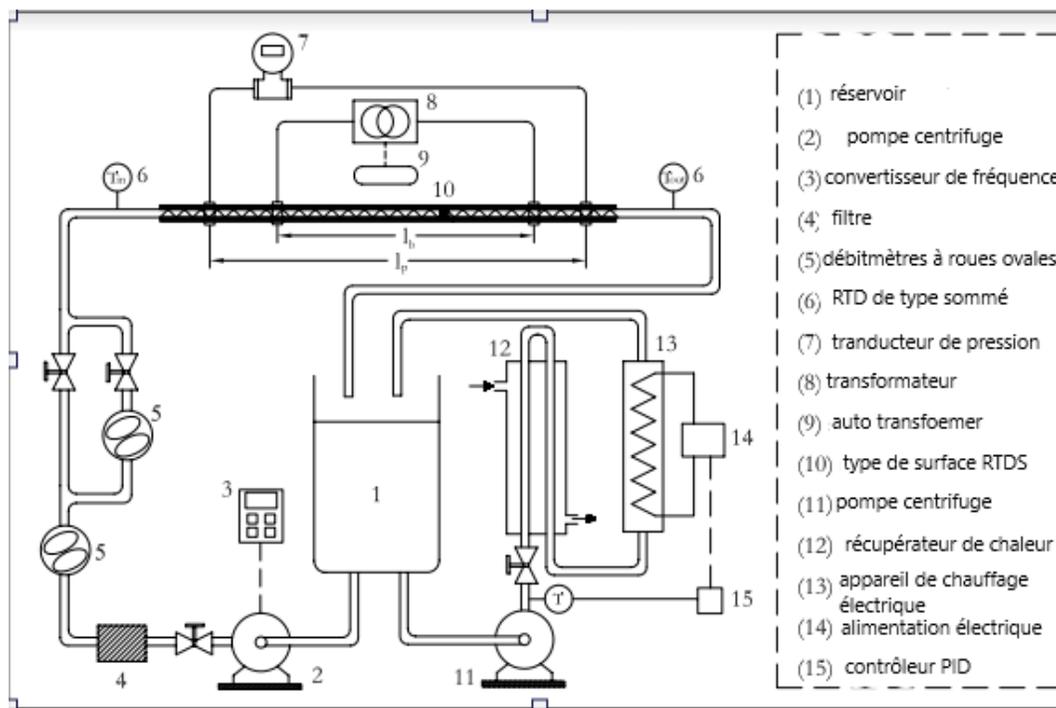


Figure II.3. Installation expérimentale. [13]

Al-kayiem, et all. (2014)

Ont réalisé une étude expérimentale pour la turbulence induite dans le flux annulaire d'un échangeur de chaleur à double tuyau peut améliorer le transfert de chaleur par convection. Les résultats des mesures expérimentales obtenues par l'installation de promoteurs de turbulence avec une configuration en nervure sur la surface intérieure de l'anneau d'écoulement à froid d'un échangeur de chaleur à double conduite à contre-courant sont présentés et discutés dans ce travail. Les promoteurs ont été choisis avec un rapport hauteur-diamètre hydraulique de 0,107 et deux rapports hauteur-pas de 10 et 15 respectivement. Dans la plage de 2000 à 20000, le débit annulaire à froid a été examiné.

Afin d'analyser l'amélioration du rendement de l'échangeur de chaleur à double conduite, nous avons utilisé les données mesurées pour déterminer le facteur de frottement, le nombre de Reynolds et le nombre de Stanton pour chaque exemple.

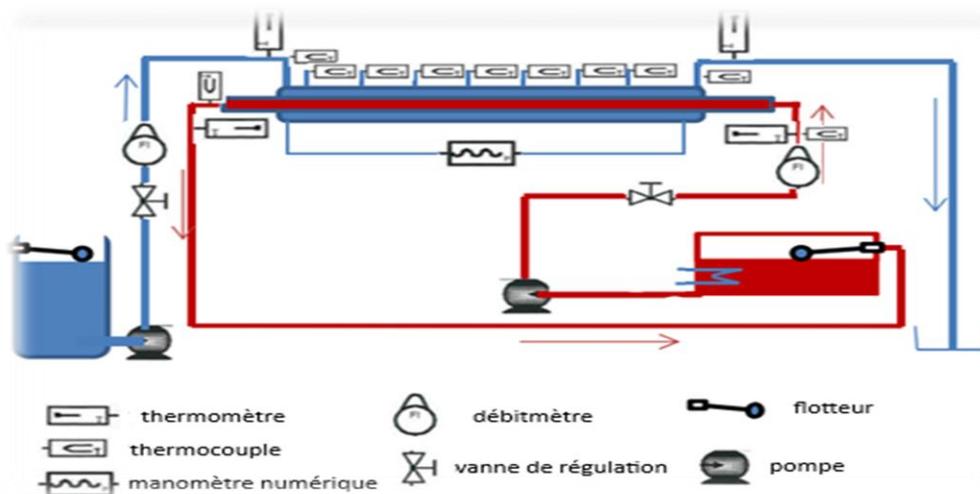


Figure II.4. Schéma de la plate-forme leur recherche. [14]

Les résultats ont révélé qu'une augmentation de la transmission de la chaleur, mesurée par le nombre de Stanton, était accompagnée d'une légère baisse de pression, qui était causée par une augmentation des valeurs du facteur de frottement.

L'indice de performance a révélé une augmentation d'environ 1,3 à 1,8 au pas à $p/e = 10$ dans les plages mesurées de e/D_h et Re . Il est suggéré d'étudier d'autres cas de hauteur de nervure et d'installation du côté de l'écoulement du fluide chaud. [14]

Tabatabaeikia, et al. (2014)

Cet article présente un aperçu des premières études sur l'amélioration des performances des systèmes thermiques par l'utilisation de différents types d'inserts. L'insert de bande à persiennes avait une meilleure fonction en écoulement vers l'arrière qu'en écoulement vers l'avant. La modification de la forme des bandes torsadées a permis d'accroître l'efficacité dans la plupart des cas, sauf pour la bande torsadée perforée et la bande tordue entaillée. Combinaison de différents inserts et tube avec rugosité artificielle donné des résultats prometteurs.

Dans le cas de l'utilisation de divers types d'hélices, l'amélioration du transfert de chaleur dépendait d'un nombre plus élevé des hélices et d'un angle de l'hélice et du rapport de pas inférieur.

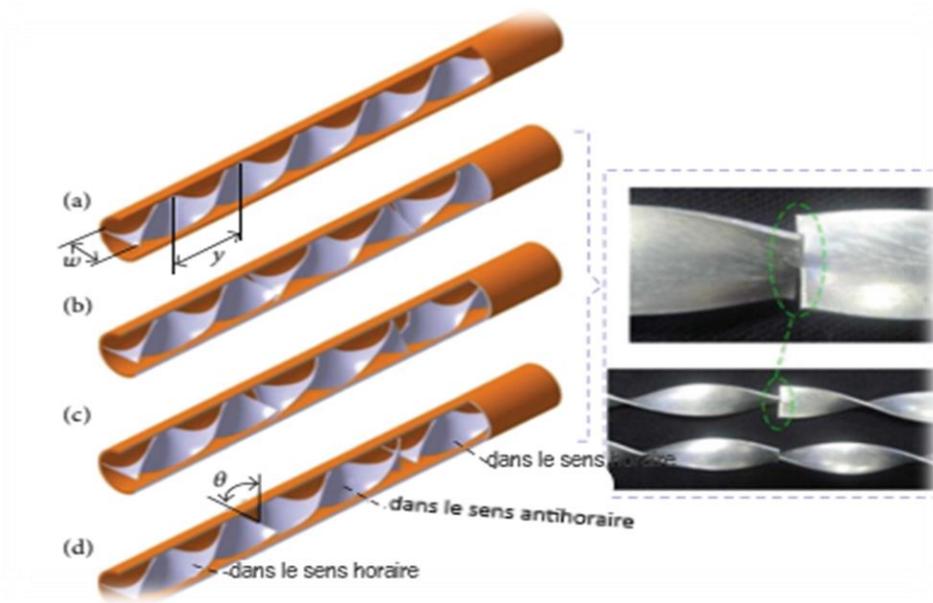


Figure II.5. Différents types d'inserts. [15]

Différents types d'inserts dans diverses conditions et dispositions ont été envisagés.

Les principales conclusions peuvent être tirées brièvement comme suit :

- 1) L'insert de bande à persiennes avait une meilleure fonction en écoulement vers l'arrière qu'en écoulement vers l'avant.
- 2) Augmentation de l'angle d'inclinaison de 10 à 30 peut augmenter la performance de transfert de chaleur de 5 à 11 %.

- 3) Le taux moyen de transfert de chaleur a été augmenté jusqu'à 72,2% avec l'utilisation du ruban dentelé torsadé STT et le ruban tordu découpé en périphérie. [15]

Tamna, et all. (2016)

L'amélioration du transfert de chaleur dans un tube circulaire a été étudiée expérimentalement en insérant des rubans doubles torsadés en commun avec des nervures en forme de V à 30°. Le fluide d'essai était de l'air, qui circulait dans le tube à essai avec un flux thermique de paroi constant de 5300 à 24000 nombres de Reynolds (Re). Des nervures en forme de V ont été insérées dans les bords de rubans doubles co-torsadés avec un rapport de torsion de 4 pour créer les générateurs de vortex combinés (appelés "rubans torsadés à nervures en V"). L'influence des caractéristiques importantes des côtes en V telles que quatre hauteurs de côtes relatives, le ruban torsadé nervuré en V avec $B_R = 0.19$ donne le plus haut facteur de transfert de chaleur et de frottement. Le nombre de Nu maximal est d'environ 1,4 pour le ruban torsadé à nervures en V à $B_R = 0,09$, il d'environ 1.09 pour le ruban torsadé sans nervure. [16]

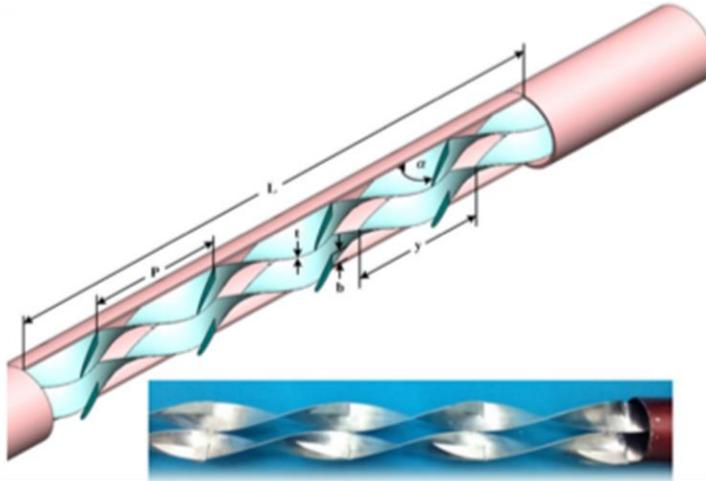


Figure II.6. Section d'essai avec doubles bandes torsadées. [16]

Hashim, et all. (2016)

Les résultats des recherches expérimentales sur l'amélioration du transfert de chaleur par flux turbulent dans un conduit hexagonal horizontal équipé de tabulateurs à bobines couplées et d'un générateur de tourbillons à bande torsadée perforée sont présentés dans ce document. Dans

des conditions de barrière thermique à flux thermique constant, l'eau est utilisée comme fluide de travail pour les nombres de Reynolds allant de 2480 à 9922.

Deux dispositifs d'amélioration par transfert de chaleur sont utilisés dans cette étude. Le premier est un rapport de pas de bobine à deux fils constant/variant périodiquement qui peut être organisé de deux façons :

Coil (configuration du rapport de pas de bobine croissant) et ID-coil (disposition du rapport de pas de bobine croissant/décroissant). La bande torsadée perforée avec un rapport de torsion constant ($Y = 5,3$ et $PR = 4,5$ pour cent) qui est placée au cœur du fil de bobine est l'autre forme d'insert.

Pour confirmer la validité des résultats expérimentaux, les données expérimentales recueillies pour chaque dispositif de mise en valeur sont comparées à celles obtenues à partir du conduit ordinaire ainsi qu'à la documentation accessible. Par rapport aux conduits ordinaires, le processus de transfert de chaleur a été amélioré en utilisant une combinaison de bobines de fil et de bandes torsadées, ou en utilisant chacune seule. L'utilisation de l'antenne ID en conjonction avec le robinet tordu entraîne un facteur de performance thermique maximal d'environ 2,18. [17]

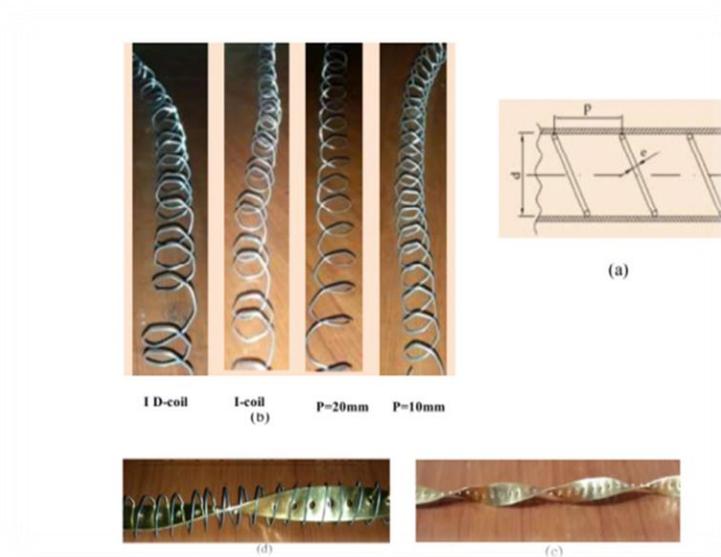


Figure II.7. Les différentes formes de turbulateurs. [17]

Jalil, et all. (2018)

L'effet des différents inserts de tubes avec divers paramètres de géométrie sur l'écoulement turbulent dans l'évaporateur du refroidisseur à Absorption à simple effet a été étudié expérimentalement dans cet article. Les expériences ont été réalisées avec plusieurs inserts de tubes, y compris des bobines de fil (S1, S2, S3), des bobines de fil modifiées (GS1, GS2, GS5), classiques modifiées (TW) et papillon (BT), pour un débit massique variable de (0,167 à 0,583 kg s⁻¹). Dans tous les cas, l'utilisation d'inserts entraîne une augmentation considérable du transfert de chaleur et de la perte de charge sur l'évaporateur sans insert.



Figure II.8. Image du tube à essai. [18]

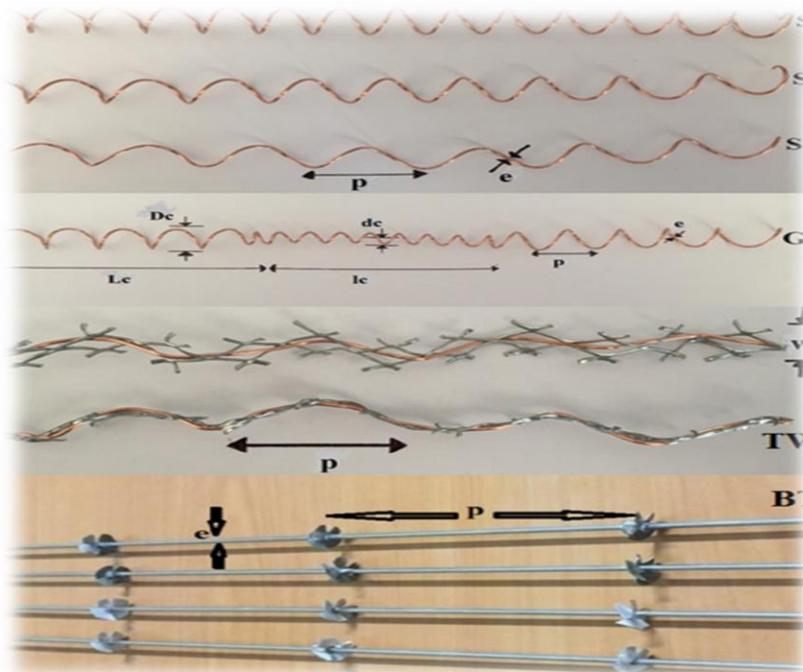


Figure II.9. Les différents types d'inserts.[18]

En utilisant cet insert, une augmentation moyenne de 73 % du nombre de Nusselt et une augmentation moyenne de 1,45 du facteur de performance est observée par rapport au tube ordinaire. [18]

Keklikcioglu, et al. (2018)

Dans cette étude, Il existe deux types d'amélioration du transfert de chaleur : passive et active. Les méthodes actives nécessitent une puissance externe pour démarrer le processus ; les approches passives, d'autre part, ne nécessitent plus d'énergie pour améliorer les performances thermo hydrauliques du système. Lorsqu'on examine l'amélioration du transfert de chaleur et les pertes par frottement pour économiser de l'énergie et de l'argent, les approches passives sont couramment utilisées dans les applications expérimentales et numériques.

Divers composants dans le circuit d'écoulement du fluide, tels que les rubans torsadés, les fils enroulés ou emmêlés, et les turbulateurs de buse, sont parmi les nombreuses approches passives pour améliorer le taux de transfert de chaleur. Le travail actuel est une évaluation exhaustive qui met l'accent sur les méthodes d'amélioration du transfert de chaleur à l'aide de fils enroulés et d'inserts de ruban torsadé, qui sont plus faciles et plus rentables à installer. Les conditions d'écoulement, comme le laminaire ou la turbulence, ont un impact sur les performances thermodynamiques des composants échangeurs de chaleur. Le présent examen porte sur l'utilisation de bandes torsadées et d'inserts de fils enroulés pour améliorer le transfert de chaleur dans les zones d'écoulement laminaire et turbulent. [19]

Ihab (2019)

Dans le cadre de cette recherche, deux tubes concentriques ont été retirés d'un échangeur de chaleur afin d'insérer un fil enroulé autour de la surface extérieure du tube intérieur. Un tube mural lisse et un fil enroulé ont été testés. Avec l'eau comme fluide de travail, trois types de fils enroulés sont utilisés : un fil de cuivre avec une section circulaire de 1,5 mm de diamètre, un fil de cuivre avec une section circulaire de 2,5 mm de diamètre, et un fil isolé avec une section circulaire de 2,5 mm de diamètre, pour les numéros de Reynolds (5166, 11380, 17059) dans les deux cas d'écoulement fluide (co-courant) et dans les deux cas d'écoulement fluide (contre-courant) (contre-courant).

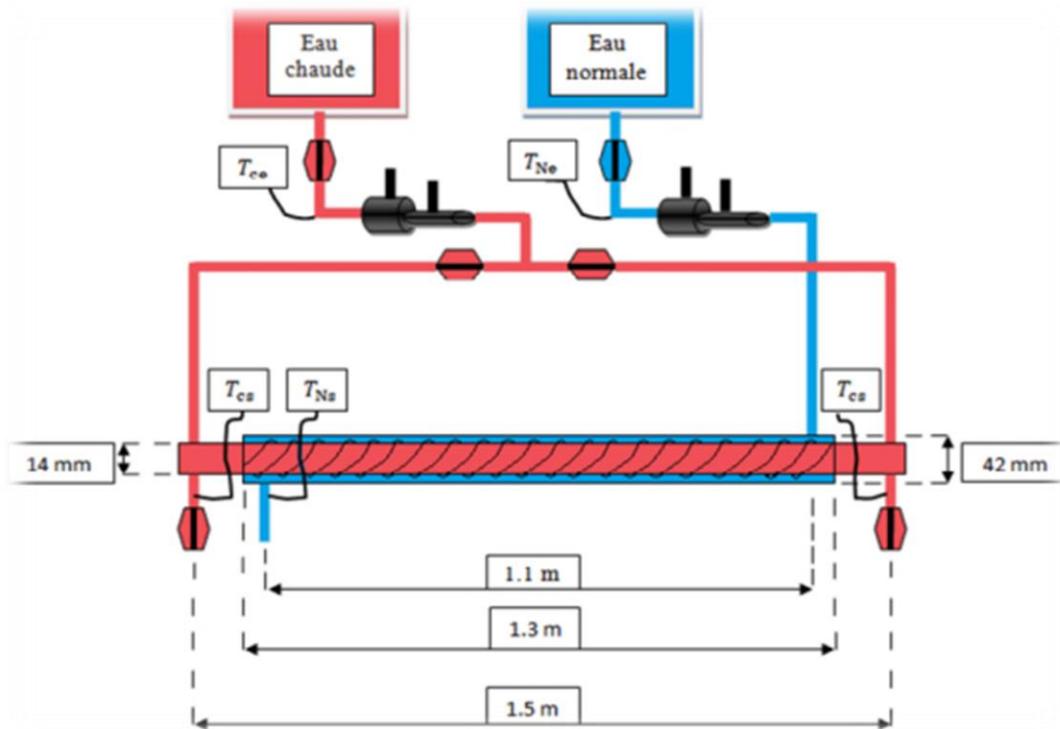


Figure II.10. Schéma de l'échangeur de chaleur avec fil. [20]

L'introduction de fils enroulés entraîne une augmentation significative des coefficients de transfert de chaleur pour les deux schémas par rapport à un tube à paroi lisse. Les augmentations du pas du même fil provoquent une augmentation du coefficient de transfert de chaleur jusqu'à un certain point, après quoi le pas du fil enroulé devient inefficace. Le taux de transfert de chaleur augmente lorsque le diamètre du fil enroulé est augmenté. Comparé au fil isolé, le cuivre améliore le coefficient de transfert de chaleur et l'efficacité. [20]

Aghayari, et al. (2020)

Cette étude représente la performance du nano fluide $\text{Fe}_2\text{O}_3/\text{eau}$ (20 nm) dans un échangeur de chaleur à double tuyau équipé de bandes torsadées pour améliorer le transfert de chaleur. Le nano fluide $\text{Fe}_2\text{O}_3/\text{eau}$ est utilisé parce qu'il a une conductivité thermique plus élevée. Les paramètres pris en considération comprennent le débit massique, le rapport de torsion du ruban, la température et la portion volumétrique des nanoparticules par rapport à l'eau. Les concentrations volumiques des nanoparticules sont de 0,08 % et 0,1 % (v/v), et différentes bandes torsadées avec des rapports de torsion de $2,5 < p/e < 5,2$ sont utilisées. La variation du nombre de Reynolds se situe dans le régime d'écoulement turbulent de $5000 < Re < 28500$. Les

résultats obtenus montrent que l'ajout de nanoparticules et d'inserts en bande torsadée augmente le transfert de chaleur et le nombre de Nusselt. Cependant, les effets des nanoparticules sont plus prononcés dans les débits élevés de Reynolds. En combinant les effets positifs du nano fluide et de la bande torsadée, le nombre de Nusselt est significativement amélioré jusqu'à 103,45% dans le cas de test.

De plus, il n'y a pas de changement majeur dans le facteur de frottement. Un réseau neuronal artificiel (ANN) à perception multicouche avec algorithme d'apprentissage Levenberg–Marquardt (LM) et une fonction de transfert non linéaire sigmoïde tangente est mis en œuvre dans le but de modéliser le nombre de Nusselt. [21]

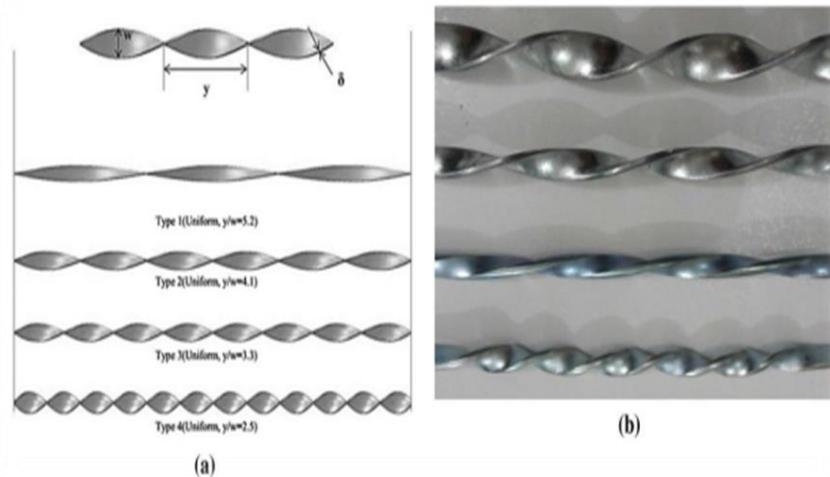


Figure II.11.a- Diagramme schématisé et b-disposition physique des bandes torsadées testées. [21]

Les résultats expérimentaux sont résumés comme suit :

- 1) L'effet du film enroulé sur le transfert de chaleur est plus important que celui de l'utilisation de nanoparticules.
- 2) L'utilisation de nano fluide Fe_2O_3 /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.
- 3) Pour la gamme conçue, le facteur de performance thermique maximal de 3,25 est atteint en appliquant 0,1 % de nano fluide, un taux de torsion de 2,5 et un Re de 5000.

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

II.2.2. Études numériques

Timothy, et all. (2006)

Une équipe de chercheurs a utilisé la conception assistée par ordinateur (CAO) pour simuler un échangeur de chaleur à double tube hélicoïdal afin d'étudier les propriétés du transfert de chaleur à partir d'un flux laminaire.

Ils ont remarqué que le coefficient de transfert de chaleur global augmente avec l'accroissement du nombre de Dean interne.

La résistance thermique totale est dominée par l'espace annulaire, ce qui implique que dans la conception de cette forme d'échangeur de chaleur, l'espace annulaire est la zone à laquelle la plus grande attention devrait être accordée pour optimiser l'efficacité du transfert de chaleur.

Une nouvelle corrélation du nombre de Nusselt pour l'espace annulaire est donnée, cette corrélation est de forme linéaire en fonction du nombre de Dean (De). [22]

$$Nu = 0.075D_e + 5.36 \quad (\text{II.1})$$

Avec :

$$De = \frac{U D_h \rho}{\mu} \sqrt{\frac{D_h}{2R}}; \text{ (Cette corrélation est valable pour un rayon de courbure : } R \approx 1)$$

Ranjith, et all. (2015)

Dans ce travail, d'analyser la performance d'un échangeur de chaleur à double conduit modifié avec un flux tourbillonnant induit par une bande torsadée des deux côtés. L'analyse numérique a été effectuée dans des conditions d'écoulement turbulent avec un rapport de torsion de 5 et 3 inserts en bande torsadée. Les résultats obtenus sont validés à l'aide de corrélations établies disponibles dans la littérature. L'effet de bande torsadée fine est également discuté Les principales conclusions de l'étude sont les suivantes :

L'inertie de la bande torsadée a amélioré le coefficient de transfert de chaleur sur les côtés du tube et de l'anneau d'un échangeur de chaleur. Les écoulements secondaires induits par la bande

torsadée, le mélange croisé amélioré des fluides, l'augmentation de la longueur d'écoulements effectifs et l'effet aileron ont été les raisons de l'amélioration des performances. [23]

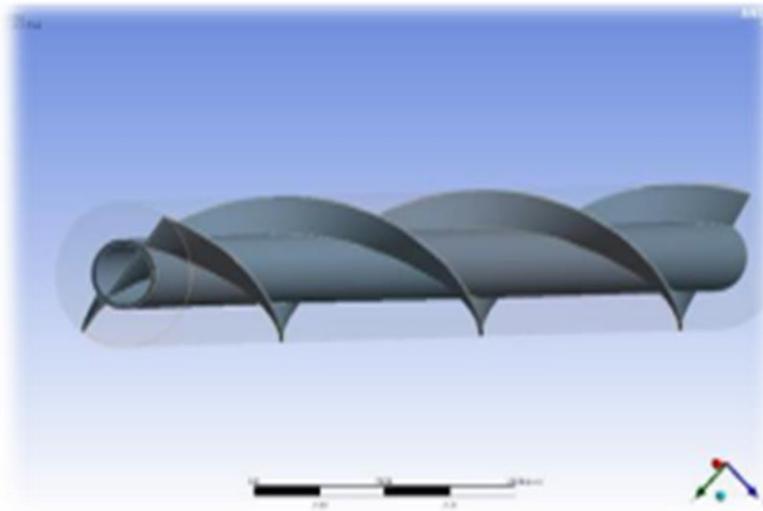


Figure II.12. La modification proposée. [23]

Bensenouci, et all. (2018)

Une simulation numérique a été utilisée pour étudier le transport de chaleur par convection forcée dans un tuyau muni de chicanes. L'utilisation d'ailettes et de déflecteurs dans le canal d'écoulement des échangeurs de chaleur pour induire des turbulences et allonger le flux des fluides, augmente l'échange de chaleur convectif, les résultats montrent que les parties les plus proches des déflecteurs sont mieux chauffées que celles plus éloignées. En ce qui concerne la dispersion des champs de température dans les canaux, cette conclusion n'a pas encore été validée. [24]

CHAPITRE III

Modélisation mathématique
et résolution numérique

Chapitre III : Modélisation mathématique et résolution numérique

III.1 Introduction

Ce chapitre est consacré à la transformation du modèle physique en modèle mathématique (système d'équations algébriques) et à l'insertion de ce système dans le logiciel Matlab en utilisant l'organigramme (III.9)

III.2. Position du problème

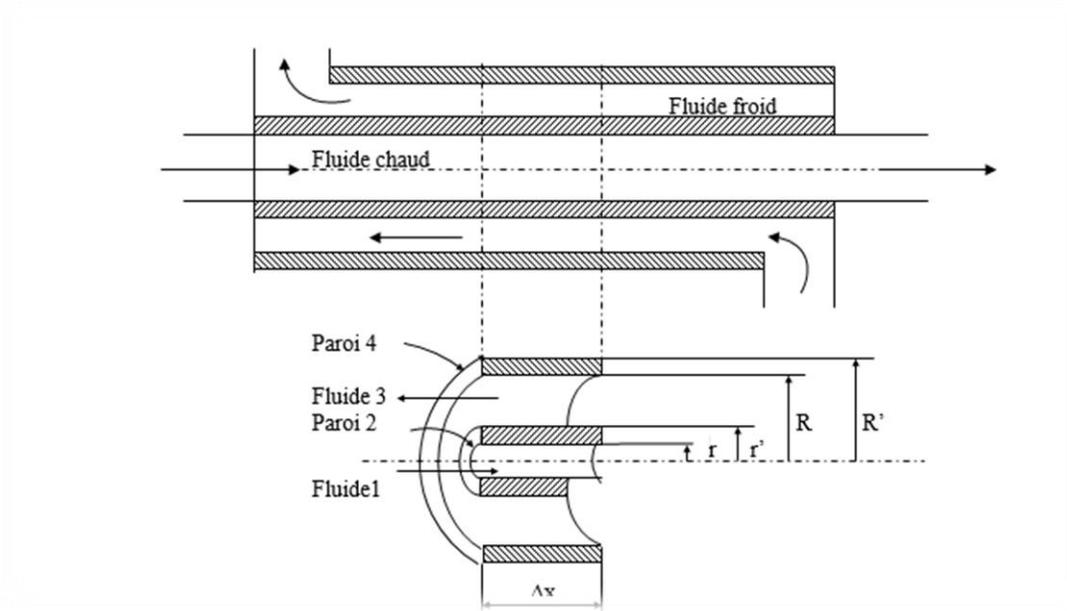


Figure III-1. Vue en coupe de l'échangeur de chaleur à double tubes concentriques.[25]

- Le modèle de l'échangeur proposé à étudier est constitué de deux tubes coaxiaux.
- Le premier fluide noté « 1 » passe dans le tube central de rayons extérieur et intérieur r' et r respectivement et le deuxième fluide noté « 3 » passe dans l'espace annulaire de rayons extérieur et intérieur R' et R respectivement.
- Les deux fluides pouvant circuler dans le même sens (co-courant) ou en sens contraire (contre-courant).

- Ces deux fluides sont séparés par une paroi métallique notée « 2 » (tube central) à travers laquelle les échanges de chaleur se font par conduction. La transmission de chaleur entre les fluides et les parois relève de la convection thermique.
- La paroi du tube extérieur noté « 4 » sert à séparer le fluide « 3 » du milieu extérieur comme le montre la figure (III-1).
- On se pose comme but dans cette présente étude de simuler les champs thermiques, pour les deux fluide et les deux parois, ainsi que les pertes de charge pour les deux fluides.

III.3. Formulation mathématique

III.3.1. Hypothèses considérées

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

- Les composantes radiale et tangentielle de la vitesse sont nulles.
- Le fluide est newtonien.
- L'écoulement est axisymétrique.
- Pas de transfert de chaleur par rayonnement.
- Les propriétés thermo-physique du matériau solide est constantes.
- L'échangeur est parfaitement isolé.
- Aucun changement de phase au cours du travail de l'échangeur.
- Régime de fonctionnement stationnaire.
- Sections de passage constantes.

III.3.2. Bilan massique

Pour un écoulement unidimensionnel stable, l'équation de continuité se réduit à :

$$\rho_e v_e S_{pe} = \rho_s v_s S_{ps} = Cste \quad (\text{III-1})$$

Si :

$$S_{pe} = S_{ps} \quad (\text{III-2})$$

On a donc :

$$\rho v = G \quad (\text{III-3})$$

Avec :

G : vitesse massique en ($\text{Kg}/\text{m}^2 \text{ s}$)

S_p : section de passage en (m^2)

V : vitesse en (m/s)

III.3.3. Bilan énergétique

Les bilans énergétiques effectués sur chaque fluide et chaque paroi sont à la base de notre recherche. L'échangeur de chaleur est divisé en volumes de longueur Δx , et les caractéristiques du fluide ou du solide dans chacun de ces volumes sont considérées comme étant constantes à un moment donné, comme le montre la figure (III-2).

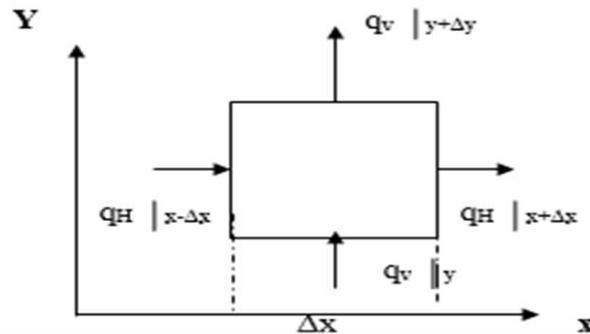


Figure III-2. Bilans énergétiques locaux. [25]

Par convention on considère les énergies entrantes positives et les énergies sortantes négatives.

Le bilan d'énergie s'écrira donc comme suit :

$$q_H|_{x-\Delta x/2} - q_H|_{x+\Delta x/2} + q_v|_y - q_v|_{y+\Delta y} = 0 \quad (\text{III-4})$$

Cette équation est appliquée pour les deux types d'écoulement contre-courant et co-courant.

La figure (III-3) illustre les quatre parties de l'échangeur :

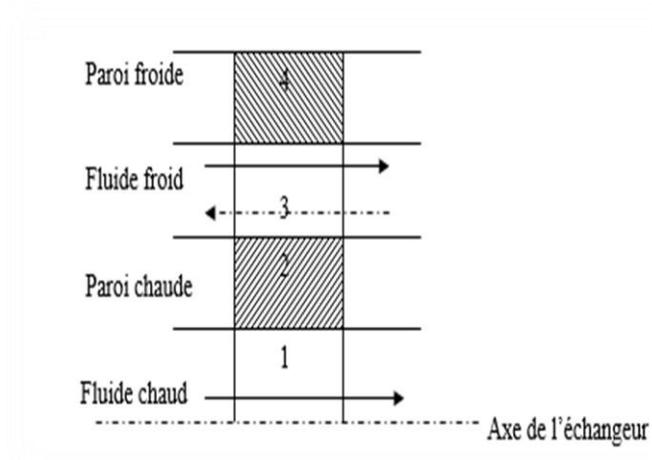


Figure III-3. Volume de contrôle.[25]

L'arrangement en contre-courant est représenté par le sens dans un trait pointillé. Malgré le fait que la caractéristique continue de représenter l'arrangement co-courant.

III-3-3-1. Echangeur contre-courant

Dans le cas d'un écoulement à contre-courant, on vous donne dans ce qui suit les bilans thermiques pour chaque partie du volume de contrôle (maille).

Paroi 4 (paroi froide)

En appliquant le bilan énergétique pour cet élément (figure III-4) l'équation de la chaleur s'écrira :

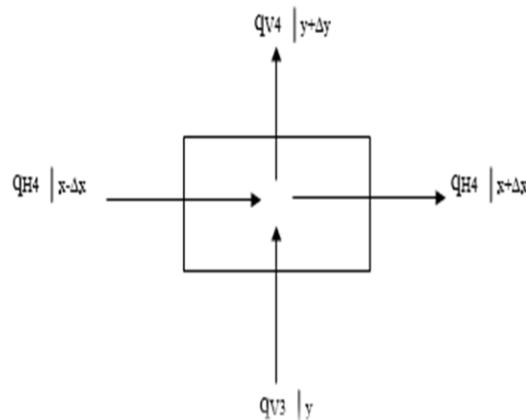


Figure III-4. Bilan thermique dans la paroi élémentaire du tube extérieur (paroi 4).[25]

$$q_{H4}|_{x-\Delta x/2} - q_{H4}|_{x+\Delta x/2} + q_{v3}|_y - q_{v4}|_{y+\Delta y} = 0 \quad (\text{III-5})$$

D'après la loi de Fourier :

$$q_H = -\lambda S_c \text{grad}T = -\lambda S_c \frac{\partial T}{\partial x} \quad (\text{III.6})$$

Avec :

λ : conductivité thermique de la paroi en (W/m.K).

T : température en K.

S_c : surface d'échange en (m²).

$$q_V = hS\Delta T \quad (\text{III.7})$$

Avec :

h : coefficient d'échange de chaleur par convection en (W/m²K).

S : surface d'échange en (m²)

ΔT : écart de température entre la paroi et le fluide en (K où °C)

$$q_{v4}|_{y+\Delta y} = 0 \quad (\text{Système isolé}) \quad (\text{III.8})$$

L'équation (III-5) s'écrira :

$$-\lambda S_{c4} \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x+\Delta x/2} + \lambda S_{c4} \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x-\Delta x/2} + h_3 S_3 \Delta T_3 = 0 \quad (\text{III.9})$$

Fluide 3 (fluide froid):

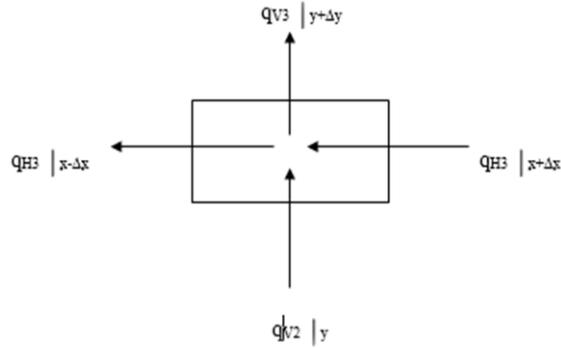


Figure III-5. Bilan thermique du fluide 3 (fluide froid).[25]

L'équation du bilan énergétique du fluide 3 s'écrira :

$$q_{H3}|_{x+\Delta x/2} - q_{H3}|_{x-\Delta x/2} + q_{v2}|_y - q_{v3}|_{x+\Delta y} = 0 \quad (\text{III.10})$$

$$q_{H3} = \dot{m}H \quad (\text{III.11})$$

Avec :

\dot{m} : Débit massique du fluide en (Kg/s).

H : Enthalpie du fluide en (J/Kg).

L'équation (II-10) deviendra :

$$\dot{m}H|_{x+\Delta x/2} - \dot{m}H|_{x-\Delta x/2} + h_2S_2\Delta T_2 - h_3S_3\Delta T_3 = 0 \quad (\text{III.12})$$

Paroi chaude (paroi 2) :

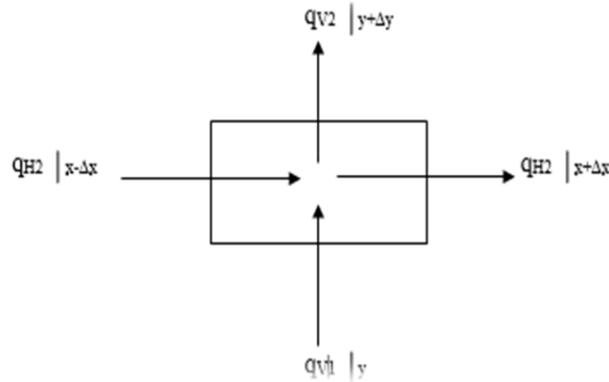


Figure III-6. Bilan thermique dans la paroi élémentaire du tube intérieur (paroi chaude).[25]

$$q_{H2}|_{x-\Delta x/2} - q_{H2}|_{x+\Delta x/2} + q_{v1}|_y - q_{v2}|_{y+\Delta y} = 0 \quad (\text{III.13})$$

On remplace les quantités de chaleurs par leurs expressions, l'équation (III-13) prendra la forme suivante :

$$-\lambda S_{c2} \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x-\Delta x/2} + \lambda S_{c2} \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x+\Delta x/2} + h_1 S_1 \Delta T_1 - h_2 S_2 \Delta T_2 = 0 \quad (\text{III.14})$$

Fluide chaud (fluide 1):

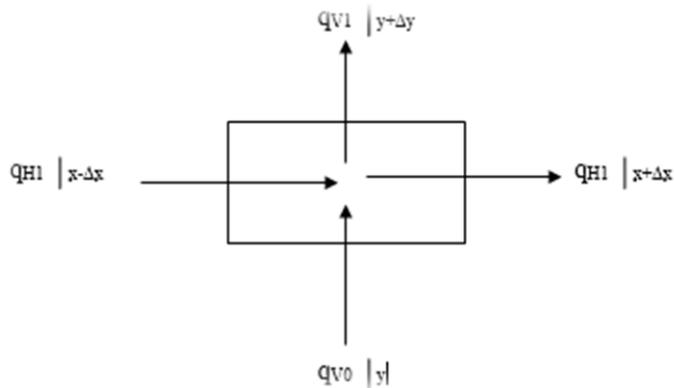


Figure III-7. Bilan thermique du fluide 1 (fluide chaud).[25]

Avec :

$$q_{v0}|_y = 0 \quad (\text{III.15})$$

Donc l'équation du fluide chaud se résume :

$$q_{H1} \Big|_{x-\Delta x/2} - q_{H1} \Big|_{x+\Delta x/2} - q_{v1} \Big|_{y+\Delta y} = 0 \quad (\text{III.16})$$

L'équation (III-16) deviendra (après substitution des flux de chaleur par leurs expressions) :

$$\dot{m}H \Big|_{x-\Delta x/2} - \dot{m}H \Big|_{x+\Delta x/2} - h_1 S_1 \Delta T_1 = 0 \quad (\text{III.17})$$

III.3.3.2. Echangeur co-courant

Les bilans énergétiques s'écrivent de la même manière que précédemment (échangeur contre-courant) la seule équation qui prend une nouvelle forme est celle de la fluide froide équation (III.10)

Fluide froid (fluide 3):

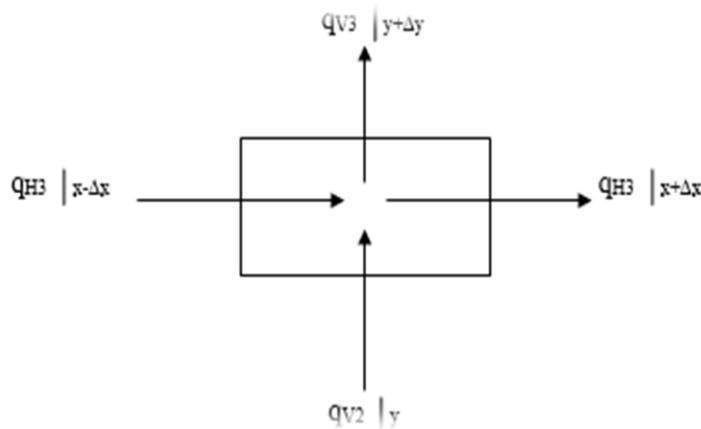


Figure III-8. Bilan thermique du fluide froid (fluide 3) (cas co-courant). [25]

$$q_{H3} \Big|_{x-\Delta x/2} - q_{H3} \Big|_{x+\Delta x/2} + q_{v2} \Big|_y - q_{v3} \Big|_{y+\Delta y} = 0 \quad (\text{III.18})$$

$$\dot{m}H \Big|_{x-\Delta x/2} - \dot{m}H \Big|_{x+\Delta x/2} + h_2 S_2 \Delta T_2 - h_3 S_3 \Delta T_3 = 0 \quad (\text{III.19})$$

III.4. Résolutions numériques

III.4.1. Echangeur à contre -courant

III-4.1.1. Discrétisation de l'équation de la chaleur de la paroi froid "4"

L'équation de la paroi 4 noté (III-9) est discrétisée en remplaçant les dérivées partielles par les différences finies, on trouve :

$$+\lambda_4 \frac{S_{c4}}{\Delta x} (T_{x-\Delta x} - T_x) - \lambda_4 \frac{S_{c4}}{\Delta x} (T_x - T_{x+\Delta x}) + h_3 S_3 (T_3 - T_x) = 0 \quad (\text{III.20})$$

On a :

$$V_4 = S_{c4} \Delta x = \pi(R'^2 - R^2) \Delta x$$

$$S_3 = 2\pi R \Delta x$$

En divisant l'équation (III-20) par le volume V_4 , on trouve

$$\frac{\lambda_4}{\Delta x^2} (T_{x-\Delta x} - 2T_x + T_{x+\Delta x}) + h_3 \left(\frac{2R}{R'^2 - R^2} \right) (T_3 - T_x) = 0 \quad (\text{III.21})$$

Avec cet arrangement certains groupes adimensionnels sont apparus :

$$A_4 = \frac{\lambda_4}{\Delta x^2}$$

$$B_4 = h_3 \left(\frac{2R}{R'^2 - R^2} \right)$$

L'équation (III-21) devient :

$$A_4 (T_{x-\Delta x} - 2T_x + T_{x+\Delta x}) + B_4 (T_3 - T_x) = 0 \quad (\text{III.22})$$

III-4.1.2. Discrétisation de l'équation de la chaleur du fluide froid "3"

L'équation de la chaleur du fluide 3 notée (III-12) est discrétisée en remplaçant les enthalpies par les températures.

Sachant que :

$$H = Cp \Delta t$$

$$\dot{m} = \rho v S_p = G S_p$$

Donc l'équation (III-12) devient :

$$S_{p3} (G C p)_3 (T_{x+\Delta x} - T_x) + h_3 S_2 (T_2 - T_x) - h_3 S_3 (T_x - T_4) = 0 \quad (\text{III.23})$$

Sachant que :

$$V_3 = S_{p3} \Delta x = \pi(R^2 - r'^2) \Delta x$$

$$S_3 = 2\pi R \Delta x$$

$$S_2 = 2\pi r' \Delta x$$

Divisons cette équation (III.23) par le volume V_3 on trouve :

$$\frac{(GCp)_3}{\Delta x} (T_{x+\Delta x} - T_x) + h_3 \left(\frac{2r'}{R^2 - r'^2} \right) (T_2 - T_x) - h_3 \left(\frac{2R}{R^2 - r'^2} \right) (T_x - T_4) = 0 \quad (\text{III.24})$$

Cette équation peut s'écrire comme suit :

$$C_3(T_{x+\Delta x} - T_x) + B_3(T_2 - T_x) - B'_3(T_x - T_4) = 0 \quad (\text{III.25})$$

Avec :

$$C_3 = \frac{(GCp)_3}{\Delta x}$$

$$B_3 = h_3 \left(\frac{2r'}{R^2 - r'^2} \right)$$

$$B'_3 = h_3 \left(\frac{2R}{R^2 - r'^2} \right)$$

III-4.1.3. Discrétisation de l'équation de la chaleur de la paroi chaud "2"

En remplaçant les dérivées partielles de l'équation (III-14) par les différences finies on trouve :

$$\lambda_2 \frac{S_{c2}}{\Delta x} (T_{x-\Delta x} - T_x) - \lambda_2 \frac{S_{c2}}{\Delta x} (T_x - T_{x+\Delta x}) + h_1 S_1 (T_1 - T_x) - h_3 S_2 (T_x - T_3) = 0 \quad (\text{III.26})$$

Sachant que :

$$V_2 = S_{c2} \Delta x = \pi(r'^2 - r^2) \Delta x$$

$$S_2 = 2\pi r' \Delta x$$

$$S_1 = 2\pi r \Delta x$$

En divisant l'équation (III-26) par le volume V_2 , on trouve :

$$\frac{\lambda_2}{\Delta x^2} (T_{x-\Delta x} - 2T_x + T_{x+\Delta x}) + h_1 \left(\frac{2r}{r'^2 - r^2} \right) (T_1 - T_x) - h_3 \frac{2r'}{r'^2 - r^2} (T_x - T_3) = 0$$

(III.27)

Avec cet arrangement certains groupes adimensionnels sont apparus :

$$A_2 = \frac{\lambda_2}{\Delta x^2}$$

$$B_2 = h_1 \left(\frac{2r}{r'^2 - r^2} \right)$$

$$B'_2 = h_3 \left(\frac{2r'}{r'^2 - r^2} \right)$$

L'équation (III-27) prend la forme suivante :

$$A_2(T_{x-\Delta x} - 2T_x + T_{x+\Delta x}) + B_2(T_1 - T_x) - B'_2(T_x - T_3) = 0 \quad (III.28)$$

III-4.1.4. Discrétisation de l'équation de la chaleur du fluide chaud "1"

L'équation de la chaleur du fluide chaud notée (III-17) est discrétisée en utilisant un schéma (up Wind) pour remplacer les enthalpies par les températures on trouve :

$$S_{p1}(GCp)_1(T_{x-\Delta x} - T_x) - h_1 S_1(T_x - T_2) = 0 \quad (III.29)$$

Sachant que :

$$V_1 = S_{p1} \Delta x = \pi r^2 \Delta x$$

$$S_1 = 2\pi r \Delta x$$

En divisons cette équation par le volume V_1 On trouve :

$$\frac{(GCp)_1}{\Delta x} (T_{x-\Delta x} - T_x) - h_1 \left(\frac{2}{r} \right) (T_x - T_2) = 0 \quad (III.30)$$

En posant :

$$C_1 = \frac{(GCp)_1}{\Delta x}$$

$$B'_1 = h_1 \left(\frac{2}{r} \right)$$

Cette équation peut s'écrire comme suit :

$$C_1(T_{x-\Delta x} - T_x) - B'_1(T_x - T_2) = 0 \quad (\text{III.31})$$

III.4.2. Echangeur co-courant

III.4.2.1. Discrétisation de l'équation de la chaleur du fluide froid "3"

L'équation du fluide '3' (Co- courant) notée (III-25) est discrétisée en remplaçant les enthalpies par les températures l'équation devient :

$$S_{p3}(GCp)_3[T_{x-\Delta x} - T_x] + h_3S_2[T_2 - T_x] - h_3S_3[T_x - T_4] = 0 \quad (\text{III.32})$$

Sachant que :

$$V_3 = S_{p3}\Delta x = \pi(R^2 - r'^2)\Delta x$$

$$S_3 = 2\pi R\Delta x$$

$$S_2 = 2\pi r'\Delta x$$

Divisons cette équation par le volume V_3 on trouve :

$$\frac{(GCp)_3}{\Delta x} (T_{x-\Delta x} - T_x) + h_2 \left(\frac{2r'}{R^2 - r'^2} \right) (T_2 - T_x) - h_3 \left(\frac{2R}{R^2 - r'^2} \right) = 0 \quad (\text{III.33})$$

Cette équation peut s'écrire comme suit :

$$C_3(T_{x-\Delta x} - T_x) + B_3(T_2 - T_x) - B'_3(T_x - T_4) = 0 \quad (\text{III.34})$$

Avec :

$$C_3 = \frac{(GCp)_3}{\Delta x}$$

$$B_3 = h_3 \left(\frac{2r'}{R^2 - r'^2} \right)$$

$$B'_3 = h_3 \left(\frac{2R}{R^2 - r'^2} \right)$$

III.4.3. Conditions aux limites**➤ Paroi froide 4**

Condition à la limite gauche :

$$\frac{\partial T_4}{\partial x}(0) = 0$$

En utilisant les différences à gauche on aura :

$$\frac{T_{4(1)} - T_{4(0)}}{\Delta x} = 0 \Rightarrow T_{4(0)} = T_{4(1)} \quad (\text{III.35})$$

Condition à la limite droite :

$$\frac{\partial T_4}{\partial x}(L) = 0$$

En utilisant les différences à droite on trouve :

$$\frac{T_{4(N)} - T_{4(N+1)}}{\Delta x} = 0 \Rightarrow T_{4(N)} = T_{4(N+1)} \quad (\text{III.36})$$

➤ Fluide froid 3

Condition à la limite droite :

$$T_{3(L)} = T_{\text{imposé}} T_{3(N)} = T_{f, \text{entrée}} \quad (\text{III.37})$$

➤ Paroi froide2

Condition à la limite gauche :

$$\frac{\partial T_2}{\partial x}(0) = 0$$

En utilisant les différences à gauche on aura :

$$\frac{T_{2(1)} - T_{2(0)}}{\Delta x} = 0 \Rightarrow T_{2(0)} = T_{2(1)} \quad (\text{III.38})$$

Condition à la limite droite :

$$\frac{\partial T_2}{\partial x}(L) = 0$$

En utilisant les différences à droite on trouve :

$$\frac{T_{2(N)} - T_{2(N+1)}}{\Delta x} = 0 \Rightarrow T_{2(N)} = T_{2(N+1)} \quad (\text{III.39})$$

➤ **Fluide chaud 1**

Condition à la limite gauche :

$$T_{1(0)} = T_{\text{imposé}} T_{1(0)} = T_{c,\text{entrée}} \quad (\text{III.40})$$

III.5. Notation indicielle

➤ **Paroi 4**

$$A_4(T_{i-1} - 2T_i + T_{i+1}) + B_{4(i)}(T_{3(i)} - T_{4i}) = 0 \quad (\text{III.41})$$

$$A_4 = \frac{\lambda_4}{\Delta x^2} \quad (\text{III.42})$$

$$B_{4(i)} = h_{3(i)} \left(\frac{2R}{R'^2 - R^2} \right) \quad (\text{III.43})$$

➤ **Fluide froid 3**

$$C_{3(i)}(T_{3(i+1)} - T_{3(i)}) + B_{3(i)}(T_{2(i)} - T_{3(i)}) - B'_{3(i)}(T_{3(i)} - T_{4(i)}) = 0 \quad (\text{III.44})$$

$$C_{3(i)} = \frac{G_{3(i)} C_{p3(i)}}{\Delta x} \quad (\text{III.45})$$

$$B_{3(i)} = h_{3(i)} \left(\frac{2r'}{R^2 - r'^2} \right) \quad (\text{III.46})$$

$$B'_{3(i)} = h_{3(i)} \left(\frac{2R}{R^2 - r'^2} \right) \quad (\text{III.47})$$

➤ **Paroi chaude 2**

$$A_2(T_{2(i-1)} - 2T_i + T_{i+1}) + B_{2(i)}(T_{1(i)} - T_{2(i)}) - B'_{2(i)}(T_{x2} - T_{3(i)}) = 0 \quad (\text{III.48})$$

$$A_2 = \frac{\lambda_2}{\Delta x^2} \quad (\text{III.49})$$

$$B_{2(i)} = h_{1(i)} \left(\frac{2r}{r'^2 - r^2} \right) \quad (\text{III.50})$$

$$B'_{2(i)} = h_{3(i)} \left(\frac{2r'}{r'^2 - r^2} \right) \quad (\text{III.51})$$

➤ **Fluide chaud 1**

$$C_{1(i)}(T_{1(i-1)} - T_{1(i)}) - B'_{1(i)}(T_{1(i)} - T_{2(i)}) = 0 \quad (\text{III.52})$$

$$C_{1(i)} = \frac{G_{1(i)} Cp_{1(i)}}{\Delta x} \quad (\text{III.53})$$

$$B'_{1(i)} = h_{1(i)} \left(\frac{2}{r} \right) \quad (\text{III.54})$$

➤ **Fluide froid 3 (circulation à Co-courant).**

$$C_{3(i)}(T_{3(i-1)} - T_{3(i)}) + B_{3(i)}(T_{2(i)} - T_{3(i)}) - B'_{3(i)}(T_{3(i)} - T_{4(i)}) = 0 \quad (\text{III.55})$$

$$C_{3(i)} = \frac{G_{3(i)} Cp_{3(i)}}{\Delta x} \quad (\text{III.56})$$

$$B_{3(i)} = h_{3(i)} \left(\frac{2r'}{R^2 - r'^2} \right) \quad (\text{III.57})$$

$$B'_{3(i)} = h_{3(i)} \left(\frac{2R}{R^2 - r'^2} \right) \quad (\text{III.58})$$

III.6. Coefficient d'échange par convection

Le coefficient d'échange par convection est le rapport entre le nombre de Nusselt multiplié par la conductivité thermique du fluide sur la longueur caractéristique [26]

$$h = \frac{\lambda Nu}{L} \quad (\text{III.59})$$

Tableau I.2. Quelques corrélations donnant le nombre de Nusselt

Nombre de Reynolds	Corrélation utilisée	Formule mathématique
Re ≤ 2300	Sieder et Tate (1936) pour le régime laminaire [27]	$Nu = 1.86 \left(\frac{Re Pr D}{L} \right) \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)$

$2300 < Re \leq 3 \cdot 10^3$	Dittus et Boelter (1930) [28]	$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^n$ <p>Où : $n=0.4$ (chauffage) $n=0.3$ (refroidissement)</p>
$3 \cdot 10^3 < Re \leq 5 \cdot 10^3$	Gnielinski (1976) [29]	$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}$
$10 \cdot 10^3 < Re < 300 \cdot 10^3$	P. KUMAR and R. L. JUDD (1970) [30]	$Nu = 0.175(Re)^{0.7}(Pr)^{\frac{1}{3}}\left(\frac{P_{wire}}{e_{wire}}\right)^{-0.36}$ <p>(Avec fil)</p>
$Re > 10^5$	Petoukhovo (1970) [31]	$Nu = \frac{(f/8)RePr}{1.07 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}$

- Re : Nombre de Reynolds.
- Pr : Nombre de Prandtl.
- μ_b : Viscosité dynamique pour $(T = (T_{fl} + T_w) / 2)$.
- Viscosité dynamique pour $(T = T_w)$.
- f : coefficient de frottement de Darcy-Weis Bach.

III.7. Coefficient d'échange globale

Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid dans un échangeur de chaleur se fait par :

- Convection thermique (h_1) entre le fluide chaud et la paroi du tube.
- Conduction thermique à travers la paroi séparatrice.
- Convection thermique (h_2) entre le fluide froid et la paroi du tube.

On remarque que la surface d'échange n'a pas toujours la même étendue au contact des deux fluides, donc il faut rapporter le coefficient global d'échange de chaleur 'K' à la surface

d'échange de chaleur du côté du fluide froid ou du côté du fluide chaud. Par convention dans ce travail, on rapporte le coefficient global d'échange 'K' à la surface extérieure du tube, donc [32]:

$$K = \left[\frac{1}{h_2} + \frac{D1_{ext}}{2\lambda} \ln \left(\frac{D1_{ext}}{D1_{int}} \right) + \frac{D1_{ext}}{D1_{int}} \frac{1}{h_1} \right]^{-1} \quad (III.60)$$

III.8. 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 dans les mêmes conditions de températures d'entrée des deux fluides dans un échangeur tubulaire de longueur infinie fonctionnant à contre-courant. [33]

$$\eta = \frac{\phi}{\phi_{max}} \quad (III.61)$$

Avec :

$$\phi_{max} = (\dot{m}c_p)_{min} (T_{e_{ch}} - T_{e_{fr}}) \quad (III.62)$$

Et :

$$\phi_{max} = \dot{m}_{ch} c_{p_{ch}} (T_{e_{ch}} - T_{s_{ch}}) = \phi_{max} = \dot{m}_{fr} c_{p_{fr}} (T_{s_{fr}} - T_{e_{fr}}) \quad (III.63)$$

III.9. Le nombre de Prandtl

Le nombre de Prandtl compare la vitesse avec laquelle les phénomènes thermiques et hydrodynamiques se produisent dans un fluide. C'est la relation entre la diffusivité du mouvement (viscosité cinématographique) et la diffusivité de la chaleur (diffusivité thermique).

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda} \quad (III.65)$$

Où ν et α sont respectivement la viscosité cinématique et diffusivité thermique.

III.10. Organigramme

Un programme en MATLAB est réalisé pour les résolutions des équations données dans ce chapitre. Les différentes étapes de ce programme sont présentées sur l'organigramme suivant.

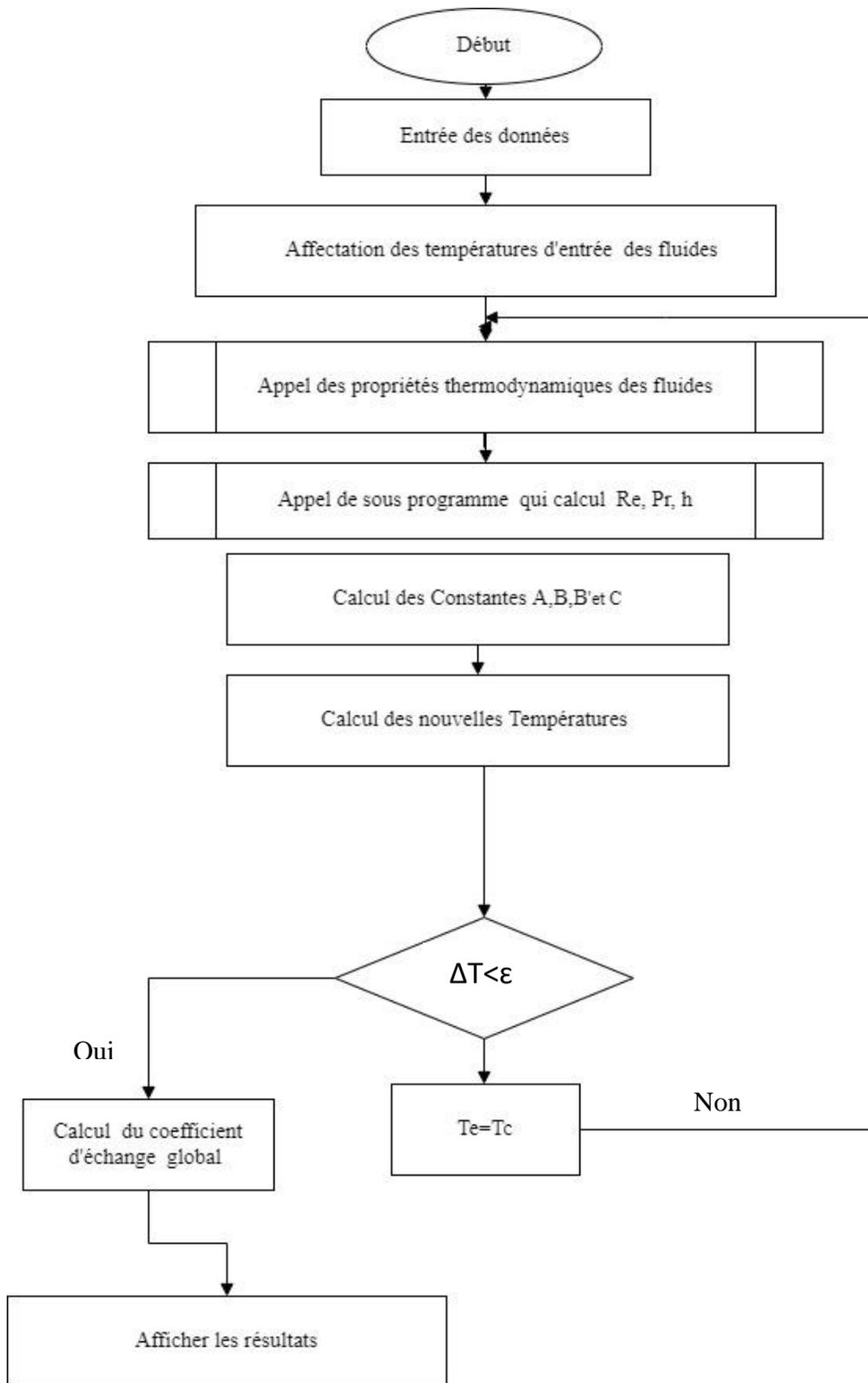


Figure III.9. Organigramme du programme

CHAPITRE IV

Résultats et discussions

Chapitre IV : Résultats et discussions

IV. 1. Introduction

Un programme informatique en langage Matlab est réalisé pour simuler numériquement un échangeur de chaleur à double tubes concentriques à surface lisse et avec fil enroulé.

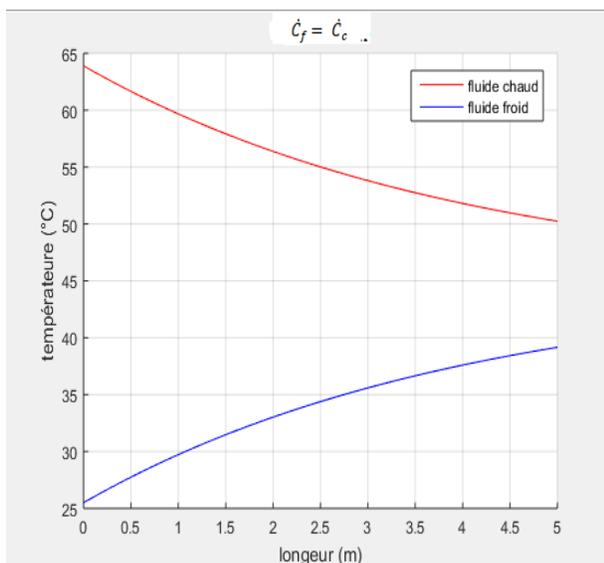
Ce programme détermine les profils des températures le long de l'échangeur de chaleur pour les deux circulations (co-courant et contre-courant) et le coefficient d'échange global, les résultats sous formes de courbes sont donnés pour le régime de fonctionnement Permanent pour les deux cas avec fils et sans fil enroulé.

IV.2. Cas échangeur lisse :

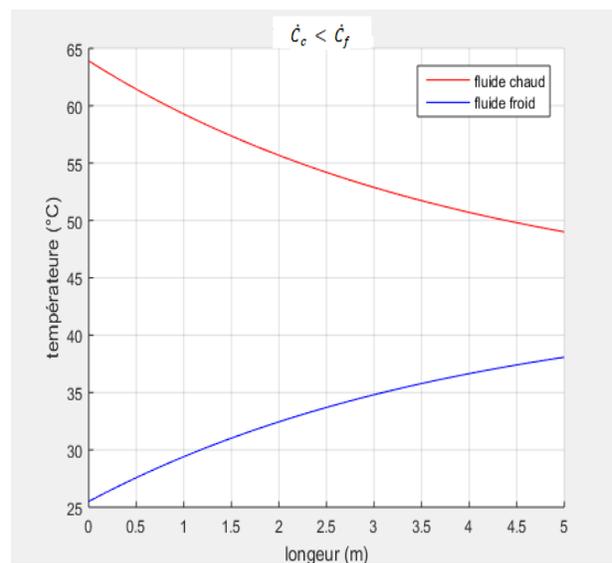
IV.2.1. L'effet débit massique :

Circulation (Co-Courant) :

Les profils de températures des deux fluides à l'intérieur de l'échangeur de chaleur pour l'arrangement co-courant pour les cas : $\dot{C}_C = \dot{C}_f$, $\dot{C}_C < \dot{C}_f$ et $\dot{C}_C > \dot{C}_f$ sont présentés respectivement sur les figures (IV-1) a, b et c on remarque que l'échange est commandé par le fluide qui à le \dot{C} le plus petit.



(a)



(b)

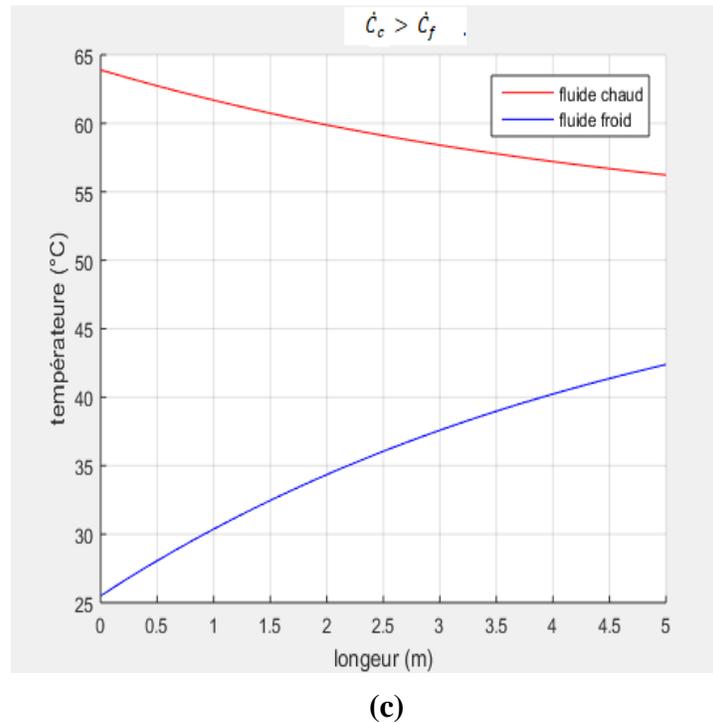


Figure IV.1. Variation des températures en fonction de la longueur en mode co-courant.

a) $C_c = C_f$, b) $C_c < C_f$ et c) $C_c > C_f$

Circulation (Contre-Courant) :

Les figures (IV-2) (a, b et c) représentent la variation des températures des deux fluides pour l'échangeur à circulation à contre-courant les mêmes remarques citées précédemment.

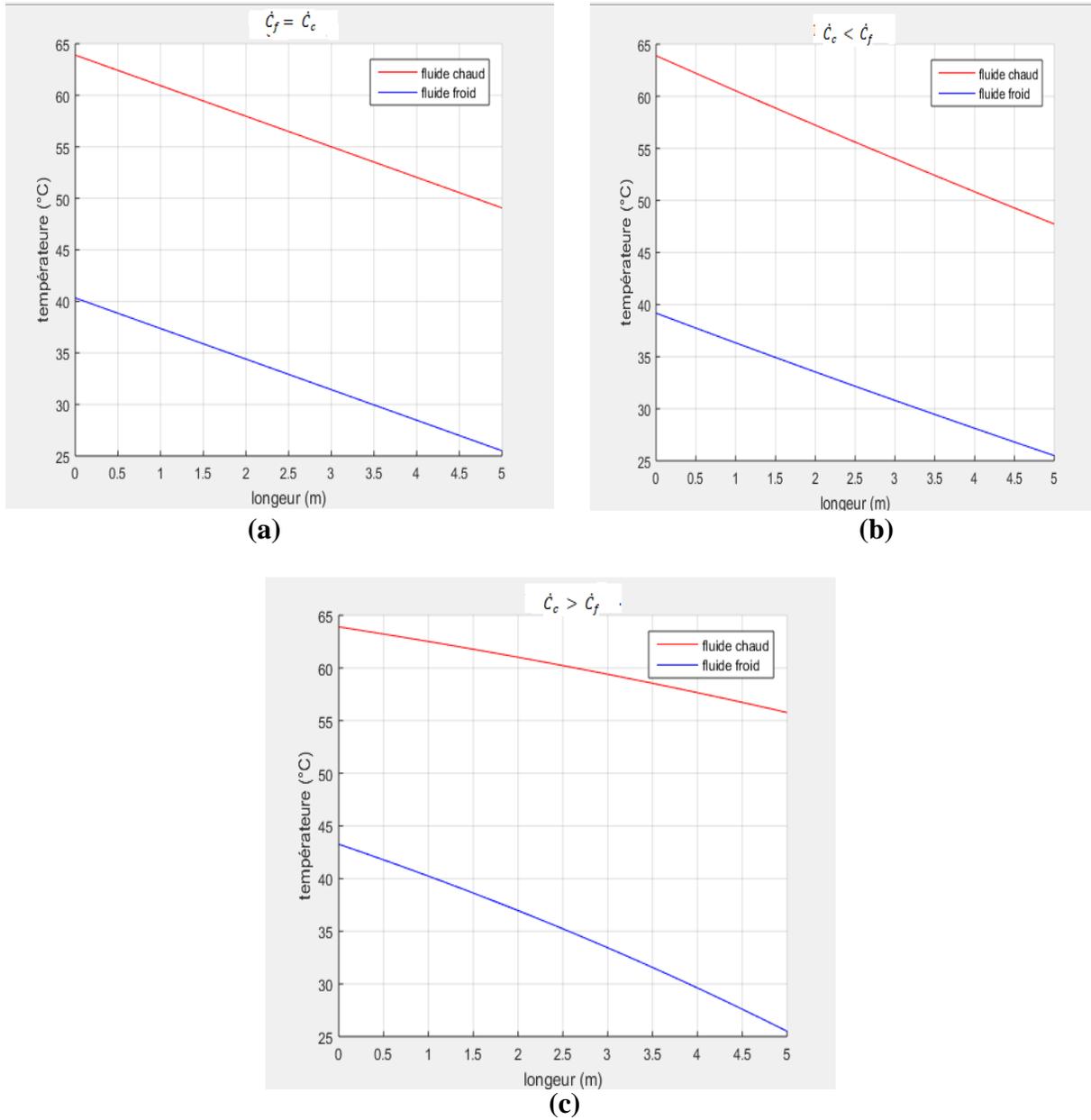


Figure IV.2. Variation des températures en fonction de la longueur en mode contre-courant.

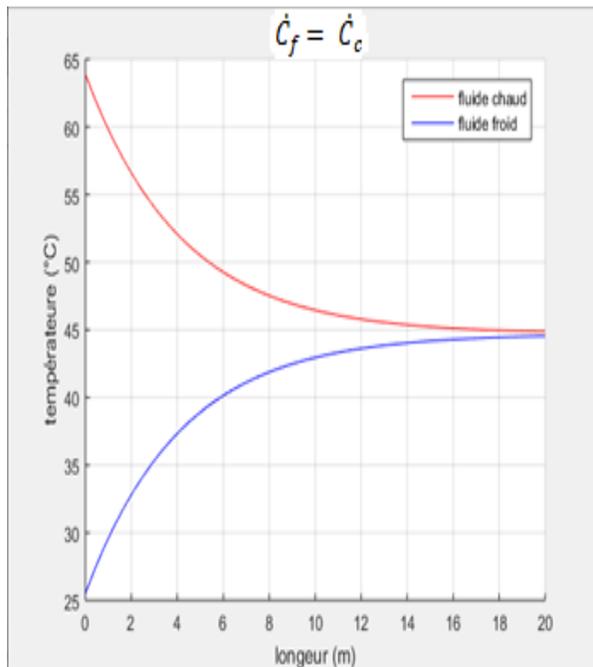
$$a) \dot{C}_c = \dot{C}_f, \quad b) \dot{C}_c < \dot{C}_f \quad \text{et} \quad c) \dot{C}_c > \dot{C}_f$$

IV.2.2. L'effet de la longueur :

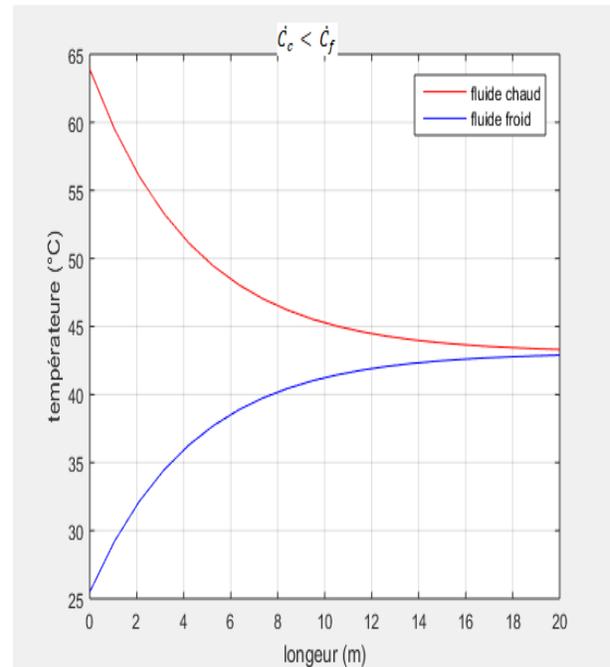
Les figures (IV.3), (IV.4) montrent la distribution des températures des deux fluides pour les deux circulations à co-courant et à contre-courant d'un échangeur de longueur infinie, pour les trois différents cas de \dot{C} :

- La configuration à co-courant : on remarque que la température de sortie du fluide froid ne peut être supérieure à la température de sortie du fluide chaud en aucun cas, elle atteint la température de sortie du fluide chaud pour une surface infinie
- En mode contre-courant : la température de sortie du fluide froid peut être supérieure à celle du fluide chaud. Si la longueur de l'échangeur est infinie, la température du fluide froid en sortie peut atteindre la température du fluide chaud en entrée.

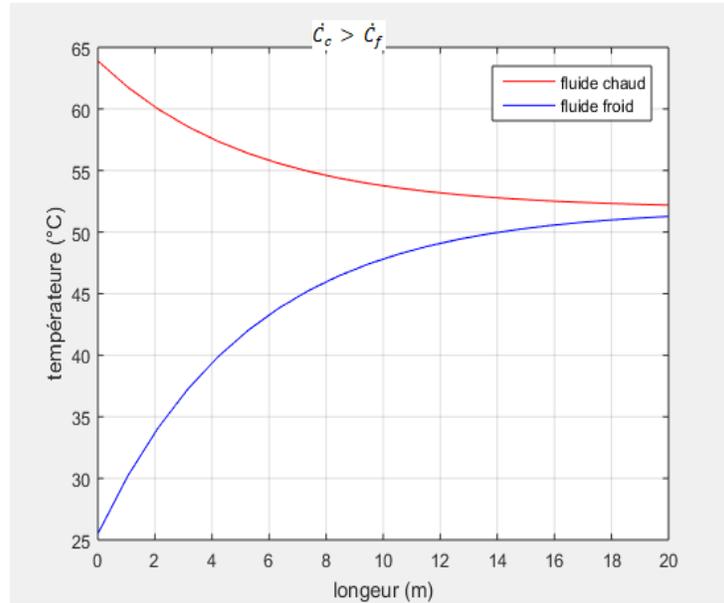
Circulation (Co-Courant) :



(a)



(b)

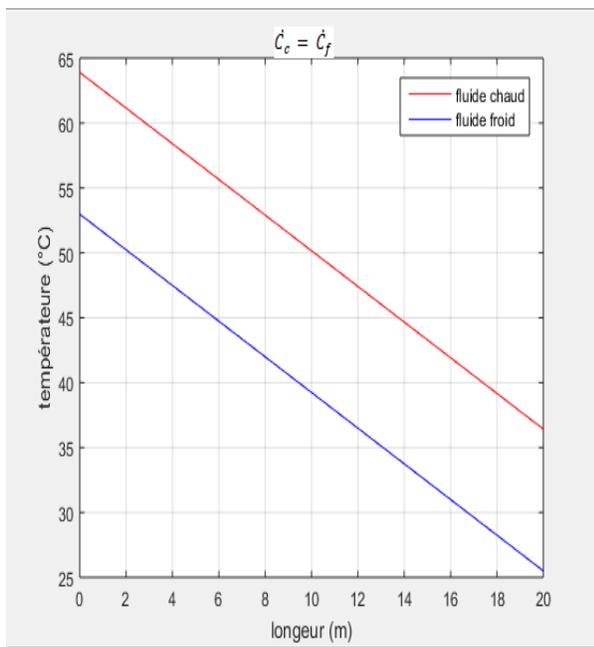


(c)

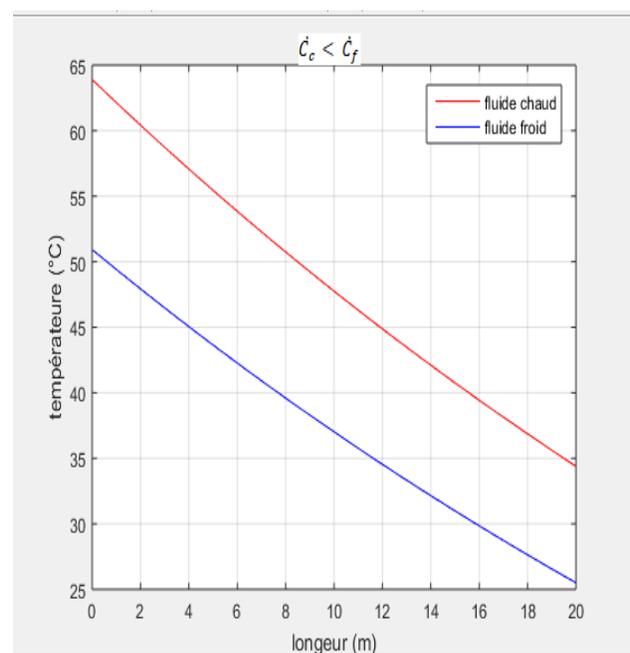
Figure IV.3. Variation des températures en fonction de la longueur en mode co-courant.

a) $\dot{C}_c = \dot{C}_f$, b) $\dot{C}_c < \dot{C}_f$ et c) $\dot{C}_c > \dot{C}_f$

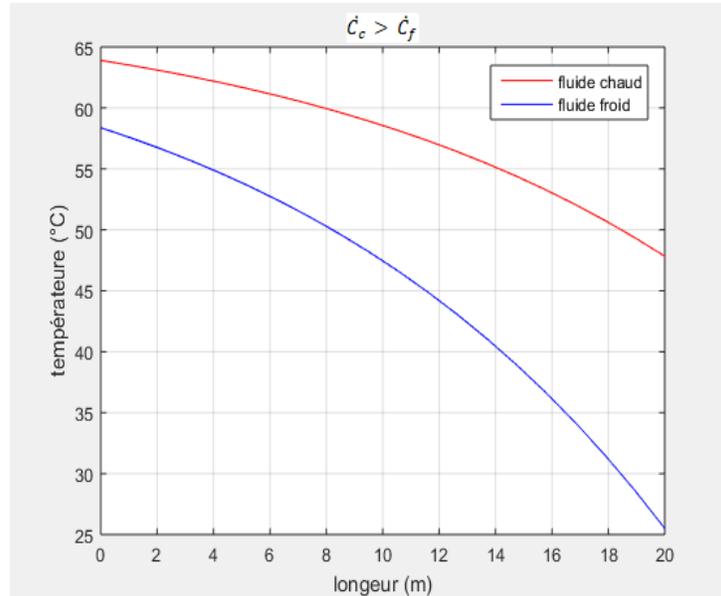
Circulation (Contre-Courant) :



(a)



(b)



(c)

Figure IV.4. Variation des températures en fonction de la longueur en mode contre-courant.

$$a) \dot{C}_c = \dot{C}_f, \quad b) \dot{C}_c < \dot{C}_f \quad \text{et} \quad c) \dot{C}_c > \dot{C}_f$$

IV.2.3. Comparaison entre le coefficient d'échange global des deux arrangements co-courant et contre-courant échangeur sans fil :

La figure IV.5. Représente la variation du coefficient d'échanges global en fonction du débit pour l'arrangement co-courant et contre-courant, Il est à noter que le coefficient d'échange global croît avec l'accroissement du débit pour les deux circulations. Nous notons également que le coefficient d'échanges global de l'arrangement contre-courant est supérieur à celui de l'arrangement co-courant

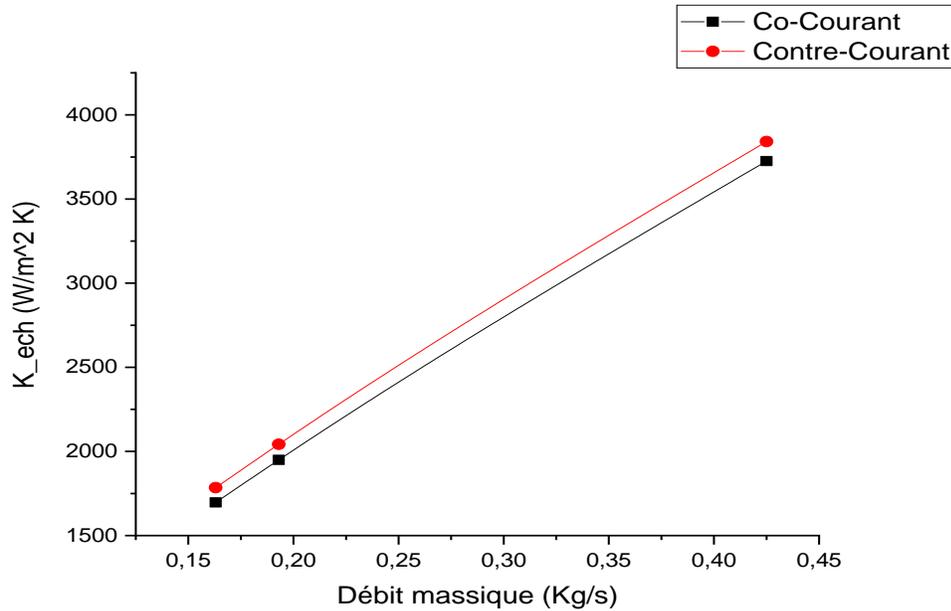


Figure IV.5. Variation du coefficient d'échange global en fonction du débit pour les deux arrangements co-courant et contre-courant (cas échangeur lisse)

IV.3. Cas échangeur de chaleur avec fil :

Dans ce qui suit on donne les résultats d'un échangeur à Circulation (Contre-Courant).

IV.3.1. Etude de l'effet du pas du fil enroulé sur le tube interne (épaisseur du fil $e = 1,5$ mm) :

La figure (IV.6) représente la variation du nombre de Nusselt par rapport au nombre de Reynolds pour l'agencement à contre-courant, pour différents pas de fil d'épaisseur 1.5mm. L'échangeur avec fil bobiné offre une amélioration significative du transfert de chaleur par rapport à l'échangeur à tubes lisses (sans fil). Le nombre de Nusselt accroît avec l'accroissement le nombre de Reynolds, il prend ces valeurs maximales pour le pas 6mm.

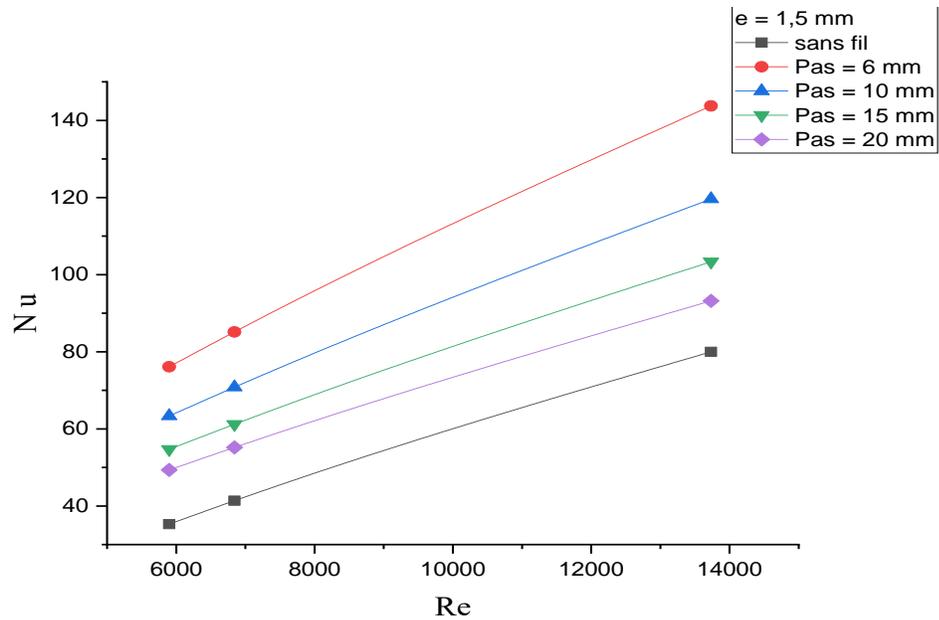


Figure IV.6. Variation du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds dans un écoulement Contre-courant pour différents pas ($e = 1.5$ mm).

IV.3.2. L'effet de l'épaisseur du fil enroulé :

Figure (IV.7) La variation du nombre de Nusselt est représentée en fonction du nombre de Reynolds de l'arrangement à contre-courant, pour deux épaisseurs différentes de fil (1,5 et 2,5 mm) et de deux pas de fil différents (06 et 10 mm). On voit que dans les deux cas, l'augmentation du diamètre du fil améliore le nombre de Nusselt et donc le transfert de chaleur.

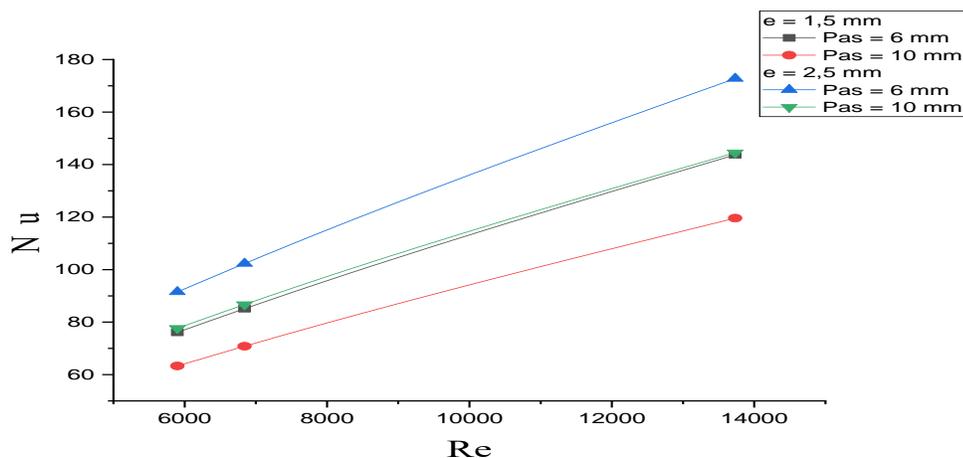


Figure IV.7. Variation du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds en écoulement contre-courant pour différentes épaisseurs de fil.

IV.3.3. L'effet du matériau du fil enroulé :

La figure IV.8. Représente la variation du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds pour différents matériaux du fil (cuivre, aluminium et isolant) de même épaisseur 2.5 mm et pour deux pas 6mm et 10mm. On remarque que la nature du matériau du fil joue un rôle important dans l'échange thermique car le cuivre permet un meilleur échange par rapport aux deux autres matériaux et par conséquent, le nombre de Nusselt est bien meilleur pour le premier cas.

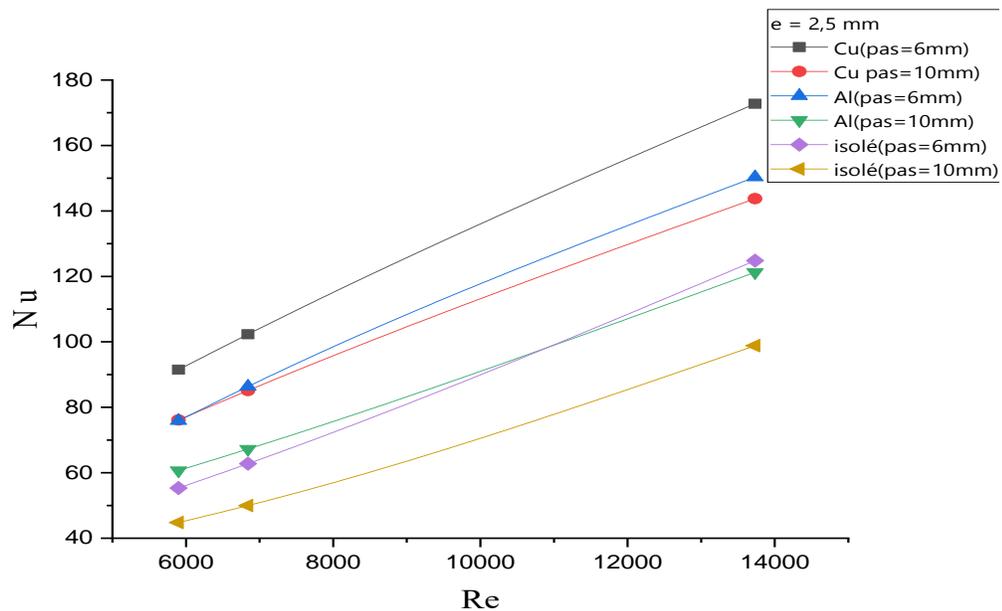


Figure IV.8. Variation du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds pour différents matériaux du fil de même diamètre circulation contre -courant.

IV.3.4. Le taux d'amélioration de l'efficacité de l'échangeur de chaleur :

Pour différents pas d'enroulement de fil ($e = 2,5$ mm), la Fig. IV.9. Représente la variation du taux d'efficacité (avec fil/sans fil) est représentée en fonction du nombre de Reynolds.

Les résultats montrent qu'une amélioration qui peut aller (jusqu'à 293%) de l'efficacité a été obtenues pour un échangeur à contre-courant.

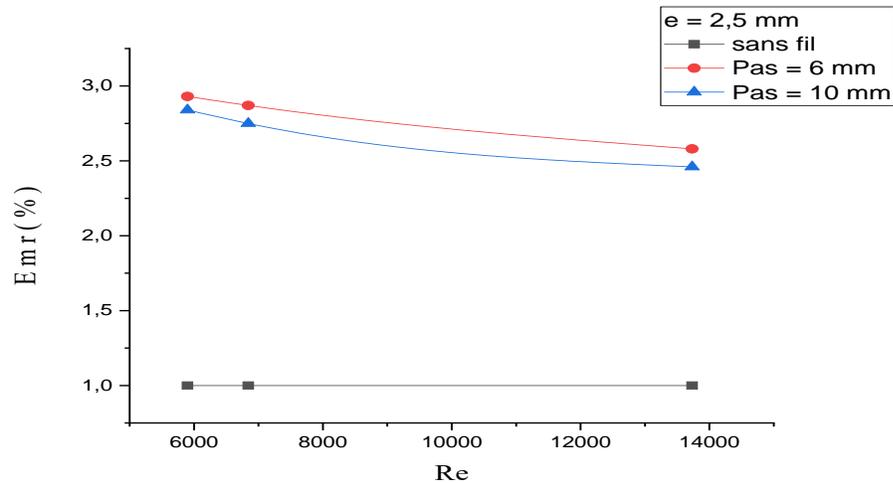


Figure IV.9. Variation du rapport de l'efficacité en fonction du nombre de Reynolds pour différents pas de fil enroulé (contre-courant). ($e=2.5$ mm).

IV.2.5. Le taux d'amélioration d'échange de chaleur (Nu) :

La figure (IV.10) affiche le rapport de Nusselt (avec fil/sans fil) en fonction du nombre de Reynolds Pour différents pas de bobine ($e = 2,5$ mm), on a remarqué que l'utilisation du fil améliore le transfert de chaleur pour les deux pas, l'amélioration peut atteindre 254% pour le cas d'un échangeur de chaleur à contre-courant avec fils enroulé en cuivre de pas 6mm.

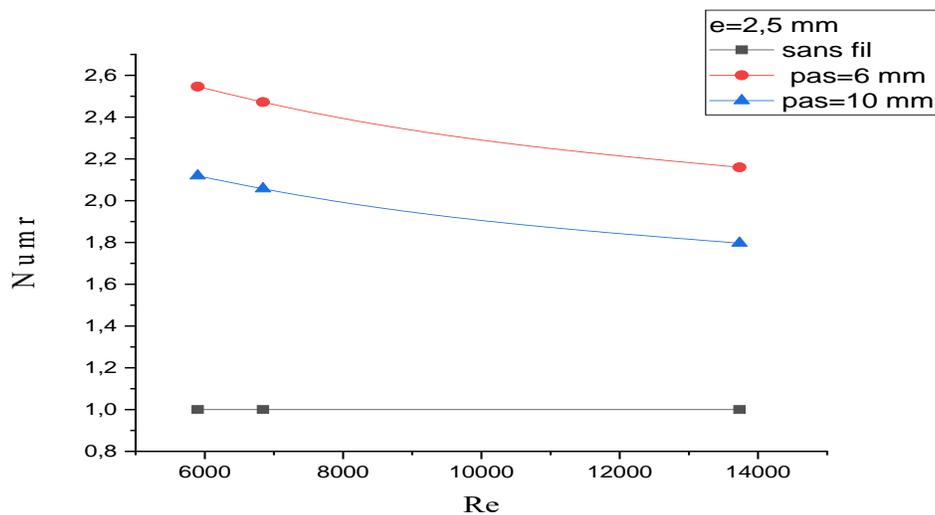


Figure IV.10. Variation du rapport de Nusselt (Avec fil/Sans fil) en fonction du nombre de Reynolds pour différents pas de bobine (contre-courant). ($e=2.5$ mm).

Conclusion générale

Le présent mémoire s'est centré sur l'étude numérique des caractéristiques d'un échangeur de chaleur à double tubes équipé de fils enroulés. L'objectif principal de cette étude est l'amélioration des échanges thermiques dans les échangeurs de chaleur, cas d'un échangeur à double tubes coaxiaux en utilisant des fils enroulés.

Un programme en langage Matlab est élaboré pour étudier l'effet de l'utilisation d'un fil circulaire enroulé sur les performances de l'échangeur de chaleur à double enveloppe en régime turbulent. Cette étude est réalisée pour les deux cas tube lisse et tube avec fil de pas ($P=06\text{mm}$, 10mm et 15mm et 20mm), différents diamètres de fil (1.5mm et 2.5mm) et différents matériaux (cuivre, aluminium, isolant) les conclusions suivantes ont été tirées :

Échangeur lisse : Les résultats trouvés sont conformes à ceux de la littérature des échangeurs thermiques et ce qui donne la valeur à notre programme.

Échangeur avec fil enroulé :

- Le rapport de Nusselt (Avec fil/Sans fil) augmente pour toutes les valeurs de pas à fil enroulé, avec l'amélioration la plus élevée d'environ 254 % pour le contre-courant.
- La nature du matériau de fil joue un rôle important dans l'échange thermique car le cuivre permet un meilleur échange par rapport aux deux autres matériaux (isolant et aluminium).
- Les résultats ont montré qu'une amélioration qui peut aller (jusqu'à 293%) de l'efficacité a été obtenue pour un échangeur avec fil enroulé d'épaisseur 2.5mm et de pas 6mm en cuivre à contre-courant.

- [1] Mehemmai, M. (2013). *Analyse des caractéristiques de l'écoulement et des transferts thermiques des échangeurs de chaleur à tubes à* (Doctoral dissertation, Université de Batna 2-Mustafa Ben Boulaid).
- [2] AMROUNE, A. (2021). *Etude numérique des performances thermique et hydrodynamique d'un écoulement dans un tube d'échangeur de chaleur équipé d'un ruban torsadé* (Doctoral dissertation, university of M'sila).
- [3] Agoudjil, A. E. (2019). Optimisation d'un échangeur de chaleur avec agitateur par les méthodes de Taguci et Algorithmes Génétiques.
- [4] Anxionnaz-Minvielle, Z., Caney, N., Clément, P., Bandelier, P., Marty, P., Gruss, J. A., & Roussel, C. (2014). *Échangeurs de chaleur-Description*.
- [5] C. Weber, A. Manificat. Article :055 (2014). *Encyclopédie de l'énergie Les échangeurs de chaleur*.
- [6] Bianchi, A. M., Fautrelle, Y., & Etay, J. (2004). *Transferts thermiques*. PPUR presses polytechniques.
- [7] Thulukkanam, K. (2000). *Heat exchanger design handbook*. CRC press.
- [8] Shah, R. K., & Sekulic, D. P. (2003). *Fundamentals of heat exchanger design*. John Wiley & Sons.
- [9] Ghanem, A., Habchi, C., Lemenand, T., Della Valle, D., & Peerhossaini, H. (2013). Energy efficiency in process industry—High-efficiency vortex (HEV) multifunctional heat exchanger. *Renewable Energy*, 56, 96-104.
- [10] Angioletti, M., Di Tommaso, R. M., Nino, E., & Ruocco, G. (2003). Simultaneous visualization of flow field and evaluation of local heat transfer by transitional impinging jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(10), 1703-1713.
- [11] Aharwar, S. K., Singh, A., & Verma, A. (2018). A Review on Various Enhancement Techniques of Heat Transfer by Using Tube in Tube Heat Exchanger with Twisted Tape Insert.
- [14] Al-Kayiem, H. H., & Al-Habeeb, L. N. (2014). Ribbed double pipe heat exchanger: experimental analysis. *WIT Transactions on Engineering Sciences*, 83, 3-13.

- [15] Tabatabaeikia, S., Mohammed, H. A., Nik-Ghazali, N., & Shahizare, B. (2014). Heat transfer enhancement by using different types of inserts. *Advances in Mechanical Engineering*, 6, 250354.
- [16] Tamna, S., Kaewkohkiat, Y., Skullong, S., & Promvonge, P. (2016). Heat transfer enhancement in tubular heat exchanger with double V-ribbed twisted-tapes. *Case studies in thermal engineering*, 7, 14-24.
- [17] Falih, A. H. (2016). Thermal and hydraulic response of turbulent flow inside hexagonal duct fitted with various inserts. *Wasit Journal of Engineering Science*, 4, 147-162.
- [19] Keklikcioglu, O., & Ozceyhan, V. (2018). A review of heat transfer enhancement methods using coiled wire and twisted tape inserts. *Heat Transfer: Models, Methods And Applications*, 199-217.
- [18] Jalil, E., & Goudarzi, K. (2018). Experimental study of heat transfer enhancement in the evaporator of single-effect absorption chiller using new different tube insert. *Applied Thermal Engineering*, 128, 1-9.
- [20] Ayaydeh, I. (2019). Realisation D'un Echangeur Thermique Bi-Tube Coaxiaux Renforce De Fils Circulaires Bobines.
- [21] Aghayari, R., Maddah, H., Pourkiaei, S. M., Ahmadi, M. H., Chen, L., & Ghazvini, M. (2020). Theoretical and experimental studies of heat transfer in a double-pipe heat exchanger equipped with twisted tape and nanofluid. *The European Physical Journal Plus*, 135(2), 1-26.
- [13] Garcia, A., Vicente, P. G., & Viedma, A. (2005). Experimental study of heat transfer enhancement with wire coil inserts in laminar-transition-turbulent regimes at different Prandtl numbers. *International journal of heat and mass transfer*, 48(21-22), 4640-4651.
- [12] Shoji, Y., Sato, K., & Oliver, D. R. (2003). Heat transfer enhancement in round tube using wire coil: influence of length and segmentation. *Heat Transfer—Asian Research: Co-sponsored by the Society of Chemical Engineers of Japan and the Heat Transfer Division of ASME*, 32(2), 99-107.
- [22] Rennie, T. J., & Raghavan, V. G. (2006). Numerical studies of a double-pipe helical heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 26(11-12), 1266-1273.

- [23] Shaji, K. (2016). Numerical analysis on a double pipe heat exchanger with twisted tape induced swirl flow on both sides. *Procedait Technology*, 24, 436-443.
- [24] LITOUICHE, B. (2018). Effets des Instabilités Convectives Sur le Fonctionnement des Echangeurs de Chaleur (Doctoral dissertation, Université de Batna 2).
- [25] Boultif, N., Bougriou, C., & El Wakil, N. (2009). Comportements des échangeurs de chaleur à tubes coaxiaux face aux perturbations. *Journal of Renewable Energies*, 12(4), 607-615.
- [26] Marty, P. (2001). Transferts thermiques convectifs. *Cours IUP GSI, INPG*, 5.
- [27] Evangelista, F. (2007). Dynamics Of Double Pipe Heat Exchangers: Explicit Time Domain Solutions.
- [28] Dittus, F. W., & Boelter, L. M. K. (1930). Publications on engineering. *University of California, Berkeley*, 2(13), 443-461.
- [29] Gnielinski, V. (1976). New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *Int. Chem. Eng.*, 16(2), 359-368.
- [30] Kumar, P., & Judd, R. L. (1970). Heat transfer with coiled wire turbulence promoters. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 48(4), 378-383.
- [31] Petukhov, B. S. (1970). Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties. In *Advances in heat transfer* (Vol. 6, pp. 503-564). Elsevier.
- [32] BOULTIF, N. (2017). *Etude d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique en régime permanent et transitoire* (Doctoral dissertation, Université Mohamed Khider-Biskra).
- [33] Jannot, Y., & Moyne, C. (2016). *Transferts thermiques: cours et 55 exercices corrigés*.