



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche
Scientifique



Université Amar Thelidji- Laghouat

FACULTE : TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT : GÉNIE MÉCANIQUE

MEMOIRE DE MASTER

Présenté par : Ahmed Benouar

DOMAINE : Sciences et Technologies

FILIERE : Génie Mécanique

OPTION : Énergétique

Thème

**Caractérisation des performances thermo-hydrauliques
d'un échangeur de chaleur tubulaires à courants croisé**

Jury de soutenance :

Nom et Prénom	Grade	Qualité
Dr. Bouali Belkacem	MCA	Président
Dr. Bensenouci Ahmed	MCA	Examinateur
Dr. Bellahcene Lahcene	MCA	Encadreur

Année Universitaire 2022/2023



REMERCIEMENTS

*En premier lieu, je tiens à remercier Dieu,
notre créateur pour nous avoir donné la force
pour accomplir ce travail.*

*Je tiens à remercier **Dr. Bellahcene
Lahcene** mon encadreur pour son grand
soutien et ses conseils considérables.*

*Je remercie également tous les
professeurs du département génie
mécanique.*

*Il est également très agréable de
remercier tous les agents administratifs du
département.*



Dédicaces

À toutes ma famille, pour leur encouragement tout au long de mon parcours d'études.

À mes amis et tous les étudiants de mécanique

À mes professeurs, pour leur patience, leurs connaissances et leur mentorat précieux. Vos enseignements ont façonné mon parcours académique et m'ont aidé à atteindre mes objectifs.

AHMED BENOUAR

Résumé

Ce mémoire a pour objectif principal de calculer l'échange thermo-hydraulique dans un échangeur de chaleur tubulaire à courants croisés. Dans cette étude, une simulation numérique a été réalisée afin d'analyser l'impact de deux facteurs la variation de l'espace longitudinal S_L et le diamètre du tube sur transfert thermique d'un écoulement turbulent passe à travers un échangeur de chaleur tubulaire à courants croisés. La simulation a été effectuée pour différentes valeurs de $S_L = 30\text{mm}$, 40mm , 50mm et 60mm d'un côté. D'autre côté, le diamètre de tube $D = 10\text{ mm}$, 12mm , et 14mm . La méthodologie de calcul repose sur l'utilisation d'un logiciel commercial COMSOL Multiphysics 5.4 qui se base sur la méthode des éléments finis. Cette méthode permet de résoudre les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Les résultats obtenus ont été présentés en se focalisant sur deux paramètres essentiels qui sont la variation du nombre de Nusselt et les pertes de charge en fonction du nombre de Reynolds.

Mots clés : échangeur de chaleur, espace longitudinal S_L , diamètre de tube, COMSOL Multiphysics 5.4.

Abstract:

The main objective of this dissertation is to calculate the thermo-hydraulic exchange in a cross-flow tubular heat exchanger. In this study, a numerical simulation was conducted to analyze the impact of two factors, namely the variation in longitudinal spacing (S_L) and tube diameter, on the thermal transfer of a turbulent flow passing through a cross-flow tubular heat exchanger. The simulation was performed for different values of $S_L = 30\text{mm}$, 40mm , 50mm , and 60mm , and tube diameters D of 10mm , 12mm , and 14mm . The calculation methodology relied on the use of the commercial software COMSOL Multiphysics 5.4, which is based on the finite element method. This method enables the resolution of the conservation equations for mass, momentum, and energy. The results obtained were presented by focusing on two essential parameters: the variation of the Nusselt number and the pressure drop in relation to the Reynolds number.

Keywords: heat exchanger, longitudinal space S_L , tube diameter, COMSOL Multiphysics 5.4.

ملخص

تهدف هذه الرسالة العلمية بشكل أساسي إلى حساب التبادل الحراري والهيدروليكي في مبادل حراري أنبوبي ذو تدفقات متقاطعة. في هذه الدراسة، تم إجراء محاكاة عددية لتحليل تأثير عاملين، وهما التغير في المسافة الطولية (S_L) وقطر الأنبوب، على نقل الحرارة لتدفق مضطرب يمر عبر مبادل حراري أنبوبي ذو تدفقات متقاطعة. تمت المحاكاة لقيم مختلفة من S_L : 30 ملم و 40 ملم و 50 ملم و 60 ملم من جهة واحدة. ومن الجهة الأخرى، قطر الأنبوب $D = 10$ ملم و 12 ملم و 14 ملم. تعتمد منهجية الحساب على استخدام برنامج تجاري يدعى COMSOL Multiphysics 5.4 والذي يعتمد على طريقة العناصر المحددة. تسمح هذه الطريقة بحل معادلات الحفظ على الكتلة والكمية الحركية والطاقة. تم تقديم النتائج المستندة على محورين أساسيين وهما التغير في عدد نوسلت وانخفاض الضغط بالنسبة لعدد رينولدز.

الكلمات الرئيسية: المبادل الحراري، الفضاء الطولي S_L ، قطر الأنبوب، COMSOL Multiphysics 5.4.

Sommaire

Introduction générale	2
Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur	
I-1.Introduction	4
I-2.Définition l'échangeur de chaleur	5
I-3.Recherche bibliographie	5
I-4.Classification des échangeurs de chaleur	6
I-4.1. Norme TEMA	6
I-4.2. Classification selon leur destination.....	7
I-4.3. Classification selon l'écoulement	8
I-4.4. Classification selon le principe d'action	9
I-4.5. Classification selon la construction	10
I-5. Les éléments échangeur tubes et calandre	15
I-6.Conclusion.....	18
CHAPITRE II : Généralités sur le transfert de chaleur et l'écoulement de fluide	
II-1. Introduction.....	20
II-2. Transfert de chaleur.....	20
II-3.Grandeurs thermiques	20
II-4.Grandeurs physiques.....	22
II-5. Les modes de transfert de chaleur :.....	22
II-5.1. La conduction :	23
II-5.2. La convection :	24
II-5.3 .Rayonnement :	27
II-6. Types d'écoulement :.....	28
II-6.1 Ecoulement laminaire	31
II-6.2 Ecoulement turbulent	31
II-6.3 Ecoulement interne	31
II-6.4 Ecoulement externe.....	37
II-8.Conclusion	39

Chapitre III : Méthodes de Calcul des Échangeurs de Chaleur

III-1.Introduction	41
III-2.Étude d'un échangeur.....	41
III-2.1.Coefficient global de transfert de chaleur	41
III-2.2.Méthodes analytiques	41
III-2.2.1.Méthode DTLM.....	42
III-3 Méthode NUT.....	45
III-4. Conclusion	48

Chapitre IV : Résultat et Discussion

IV-1. Introduction :	50
VI-2. Présentation de logiciel COMSOL Multiphysics :	50
IV-3. Géométrie du modèle :	51
Maillage :	53
IV-4. Résultats et discussions	53
IV-5. Conclusion	60
Conclusion générale	63

Liste des figures

Figure I-1 : Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire plaque à co-courants et contre courants.....	8
Figure I-2 : Courant croisés avec faisceaux tubulaires.....	9
Figure I-3 : Echangeur de chaleur tubulaire(TEMA).....	10
Figure I-4 : Tubes séparés.....	11
Figure I-5 : Tubes rapprochés.....	11
Figure I-6 : Disposition des ailettes.....	12
Figure I-7 : Échangeurs à tube et calandre	13
Figure I-8 : Echangeur de chaleur double tube.....	13
Figure I-9 : La calandre d'un échangeur faisceau et calandre.....	15
Figure I-10 : Plaques tubulaires.....	15
Figure I-11 : Disposition des tubes.....	16
Figure II.1 : les trois modes de transfert de chaleur.....	24
Figure II.2 : transfert de chaleur par conduction d'un corps.....	25
Figure II.3 : transfert de chaleur par convection d'un fluide.....	27
Figure II.4 : Spectre de son d'électromagnétique.....	28
Figure II.5 : écoulement laminaire et turbulent.....	31
FigureII.6 : Arrangements de tubes dans une banque. (a) Aligné, (b) Décalé.....	32
FigureIII.1 : Organigramme de calcul par la méthode.....	45

Figure III.2 : Profil des températures dans un échangeur tubulaire à contre-courant.....	46
Figure III.3 : Organigramme de calcul par la méthode NUT.....	47
Figure IV.1 : la description géométrie de l'échangeur de chaleur de tubes cylindrique étudié.	53
Figure IV.2 : le modèle du maillage de l'échangeur de chaleur utilise dans la simulation numérique.....	55
Figure IV.3 : la variation des paramètres thermo-hydrauliques (champ de vitesse et température) de l'échangeur de chaleur pour R=5mm.....	57
Figure IV.4 : la variation des paramètres thermo-hydrauliques (champ de vitesse et température) de l'échangeur de chaleur pour R=6mm.....	57
Figure IV.5 : la variation des paramètres thermo-hydrauliques (champ de vitesse et température) de l'échangeur de chaleur pour R=7mm.....	58
Figure IV.6 : variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour R=5mm.....	59
Figure IV.7 : variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour R=6mm.....	59
Figure IV.8 : variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour R=7mm.....	60
Figure IV.9 : variation du nombre de coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds pour R=5mm.....	60
Figure IV.10 : variation du nombre de coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds pour R=6mm.....	61
Figure IV.10 : variation du nombre de coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds pour R=7mm.....	61

Liste des Tableaux

Tableau II.1. C_2 facteurs de correction pour $N_L < 10$,	34
Tableau II.2. Constantes de l'équation pour la banque de tubes,	34
Tableau II.3. Constantes C_1 et m pour 10 numéros de rangées et plus dans la banque de tubes,.....	35
Tableau II.4. Facteur de correction C_2 pour $N_L \leq 20$ $Re_D, \geq 10^3$,.....	36
Tableau IV.1 : Propriétés thermo physiques des fluides côté calandre et tube à pression atmosphérique.....	53

Nomenclatures

q	Flux de chaleur [Kcal /h.m ² . °C]
dt	Temps[s]
dT	Temperature [°C]
dl	épaisseur du matériau traversé par le flux de chaleur [m]
ds	Section traversée par le flux de chaleur
h	Coefficient de transfert thermique [w/m ² . °C]
S	la section d'aire traversée par le flux de chaleur [m ²]
Te	Température de l'entourage (fluide) [°C]
T	Température de la surface du corps [°C]
λ	Conductivité thermique du fluide [W/(m.K)]
Nu	Nombre de Nusselt
D _S	Diamètre de calandre [mm]
D _e	Diamètre equivalent [mm]
d _i	Diamètre intérieur [mm]
d _o	Diamètre extérieur [mm]
D _h	Viscosité dynamique du fluide [kg.s ⁻¹ .m ⁻¹]
C _p	Capacité calorifique du fluide [J.kg ⁻¹ Co ⁻¹]
β	Coefficient de dilatation cubique du fluide [°C ⁻¹]
ΔT	Différence de température entre la surface et le fluide [°C]
g	Force de gravitation [m.s ⁻²]
ρ	Densité volumique du fluide [kg.m ⁻³]
L	Hauteur ou diamètre géométrique [m]
v	Vitesse du fluide [m.s ⁻¹]
Q	Flux thermique moyen, [w]
Q _c	Transfert de chaleur dans le fluide froid, [w]
Q _h	Transfert de chaleur dans le fluide chaud, [w]
T	Température du corps [K]
σ	Constante de STEFANBOLTZMANN [w/ (m ² .K ⁴)]
f	facteurs de friction
m _h	le debit de fluid chaud [kg/s]
m _c	le debit de fluid froid [kg/s]
h _{hi}	L'enthalpie du fluide chaud entrée [w/°C m ²]

h_{ho}	L'enthalpie du fluide chaud sortie [$w/^\circ C m^2$]
h_{ci}	L'enthalpie du fluide froid entrée [$w/^\circ C m^2$]
h_{co}	L'enthalpie du fluide froid sortie [$w/^\circ C m^2$]
T_{ho}	Température du fluide chaud sortie [$^\circ C$]
T_{hi}	Température du fluide chaud entrée [$^\circ C$]
T_{ci}	Température du fluide froid entrée [$^\circ C$]
T_{co}	Température du fluide froid sortie [$^\circ C$]
T_{fh}	Température de fluide chaud [$^\circ C$]
T_{fc}	Température de masse du fluide froid [$^\circ C$]
T_{sc}	Température de surface de la paroi du côté fluide froid [$^\circ C$]
T_{sh}	Température de surface de la paroi du côté fluide chaud [$^\circ C$]
C_c	Taux de capacité de fluide froid [$kW/^\circ C$]
C_h	Taux de capacité de fluide chaud [$kW/^\circ C$]
r	L'épaisseur de la paroi du tube[m]
ΔT	Chute de température totale du fluide chaud au fluide froid [$^\circ C$]
Cr	Le rapport de capacité thermique
ε	L'efficacité de l'échangeur de chaleur
N_b	Nombre de chicane
μ	Viscosité dynamique [Pa.s]
u_m	Vitesse de fluide [m/s]
P_i	Pression du Tube
C	La capacité thermique spécifique [$J/ (kg K)$]

Abreviations

NUT	Le nombre d'unités de transfert d'échangeur de chaleur
LMTD	La méthode de la différence de température moyenne logarithmique
min	Minimum
max	Maximum
MEF	La méthode des éléments finis
RANS	Le modèle de Reynolds Navier-Stokes moyennée

Introduction Générale

Introduction générale

Une grande partie de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés, donc les échangeurs de chaleurs sont des dispositifs très utilisés dans la vie industrielle.

En effet, les échangeurs de chaleur sont couramment utilisés dans un large éventail d'applications : ils sont présents dans des secteurs extrêmement divers malgré la même fonction de base qui est de transférer de l'énergie thermique entre deux ou plusieurs fluides à des températures différentes. Ils sont présents aussi bien dans le secteur industriel (chimie, pétrochimie, agroalimentaire, électricité, etc.), le secteur résidentiel (chauffage et climatisation), ainsi que le secteur de transport (automobile, marine, etc.) [1].

L'objectif principal dans le perfectionnement des systèmes thermiques, tel que les échangeurs de chaleur, est de renforcer le transfert de chaleur entre les surfaces chaudes et froides. De tels dispositifs doivent être conçus selon la disponibilité de l'espace. L'une des mesures de l'évolution d'un tel équipement est, donc, la réduction de la taille du volume occupé, accompagné de l'entretien ou de l'amélioration de ces performances. Par conséquent, le problème se compose à identifier une configuration qui fournit le transfert de chaleur maximum avec un espace donné [2].

Notre travail consiste à modéliser un échangeur de chaleur tubulaire à courant croisés.

Avant toute étude, une recherche bibliographique est nécessaire, permettant une étude théorique de ces dispositifs. C'est l'objet du premier chapitre, où nous avons abordé tous les aspects théorique set industriels des échangeurs de chaleur.

Le deuxième chapitre est consacré, à la présentation de toutes les méthodes, analytiques et numériques, permettant le calcul et le dimensionnement de ces dispositifs.

Avant toute modélisation numérique, il est nécessaire de passer par les formulations mathématiques régissant les phénomènes physiques mis en jeu lors du processus de fonctionnement des échangeurs thermiques, présentées dans le chapitre suivant.

Dans le quatrième chapitre, tous les résultats numériques des différentes applications simulées, sont présentés et interprétés.

Enfin, nous terminons par une conclusion générale.

CHAPITRE I

Généralités sur les

échangeurs de chaleur

I-1.Introduction

Un échangeur de chaleur est un dispositif utilisé pour transférer de l'énergie thermique (enthalpie) entre deux ou plusieurs fluides, entre une surface solide et un fluide, ou entre des particules solides et un fluide, à différentes températures et en contact thermique.

Dans les échangeurs de chaleur, il n'y a généralement pas d'interactions externes entre la chaleur et le travail. Les applications typiques impliquent le chauffage ou le refroidissement d'un flux de fluide concerné et l'évaporation ou la condensation de flux de fluide à un ou plusieurs composants. Dans d'autres applications, l'objectif peut être de récupérer ou de rejeter de la chaleur, ou de stériliser, pasteuriser, fractionner, distiller, concentrer, cristalliser ou contrôler un fluide de traitement. Dans quelques échangeurs de chaleur, les fluides échangeant de la chaleur sont en contact indirect. Dans la plupart des échangeurs de chaleur, le transfert de chaleur entre les fluides s'effectue à travers une paroi de séparation ou dans et hors d'une paroi de manière transitoire. Dans de nombreux échangeurs de chaleur, les fluides sont séparés par une surface de transfert de chaleur idéalement, ils ne se mélangent pas et ne fuient pas. De tels échangeurs sont appelés à transfert direct, ou simplement récupérateurs.

En revanche, les échangeurs dans lesquels il y a un échange de chaleur intermittent entre les fluides chaud et froid via le stockage d'énergie thermique et la libération à travers la surface ou la matrice de l'échangeur sont appelés à transfert indirect, ou simplement régénérateurs. De tels échangeurs ont généralement des fuites de fluide d'un flux de fluide à l'autre, en raison des différences de pression et de la rotation de la matrice/commutation des vannes des exemples courants d'échangeurs de chaleur sont les échangeurs à coque et à tube, les radiateurs automobiles, les condenseurs, les évaporateurs, les préchauffeurs d'air et les tours de refroidissement. Si aucun changement de phase ne se produit dans l'un des fluides de l'échangeur, on parle parfois d'échangeur de chaleur sensible. Il pourrait y avoir des sources d'énergie thermique internes dans les échangeurs, comme dans les radiateurs électriques et les éléments combustibles nucléaires. La combustion et la réaction chimique peuvent avoir lieu à l'intérieur de l'échangeur, comme dans les chaudières, les réchauffeurs à feu et les échangeurs à lit fluidisé. Les dispositifs mécaniques peuvent être utilisés dans certains échangeurs tels que les échangeurs à surface raclée, les cuves agitées et les réacteurs à cuve agitée.

Le transfert de chaleur dans la paroi séparatrice d'un récupérateur s'effectue généralement par conduction. Cependant, dans un échangeur de chaleur à caloduc, le caloduc agit non seulement comme une paroi de séparation, mais facilite également le transfert de chaleur par condensation,

évaporation et conduction du fluide de travail à l'intérieur du caloduc. En général, si les fluides ne sont pas miscibles, la paroi de séparation peut être supprimée et l'interface entre les fluides remplace une surface de transfert de chaleur, comme dans un échangeur de chaleur à contact direct [3].

I-2. Définition l'échangeur de chaleur

L'échangeur de chaleur est un appareil qui permet d'échanger de la chaleur entre deux fluides. Le principe mis en œuvre est simple parce qu'il s'agit de mettre en contact un fluide chaud et un fluide froid afin qu'ils se trouvent à la même température. Au cours du processus, un des fluides pourra changer de phase (condensation, évaporation). Il peut être intégré dans des équipements destinés aussi bien au refroidissement qu'au réchauffement [4].

I-3. Recherche bibliographie

Les principaux paramètres d'évaluation des performances des échangeurs de chaleur comprennent le nombre de Nusselt, le frottement. Le rapport de pas longitudinal et transversal est également un paramètre de conception important. De nombreux travaux numériques et expérimentaux ont montré que l'augmentation du rapport de pas peut améliorer les performances d'un échangeur de chaleur en raison de la turbulence sous une chute de pression plus élevée et un débit de fluide plus faible. Wang et ses collègues [5] ont étudié l'impact du pas d'ondulation sur le fait que les performances peuvent être améliorées de 2,64 à 16,9 % en présence de nanofluide. Matos et al. [6] testé douze tubes pour des configurations circulaires et elliptiques avec des rapports d'espacement $S/2b = 0,25, 0,5$ et $1,5$. Ils ont découvert qu'un taux de transfert de chaleur supérieur de 20 % pouvait être atteint. L'insertion de générateurs de vortex peut augmenter les performances des échangeurs de chaleur en augmentant de l'intensité turbulente. Sahel et al. [7] ont étudié l'impact des générateurs de vortex complexes et ont rapporté des performances plus élevées des échangeurs de chaleur. De plus, ils ont proposé des corrélations fiables pour le coefficient global de transfert de chaleur. Sudharsan et al. [8] ont présenté une étude sur les échangeurs de chaleur à tubes elliptiques avec générateur de vortex de divers rapports, leurs résultats ont démontré que l'utilisation d'un tube elliptique est préférée dans l'application d'échangeur de chaleur. Récemment, certains chercheurs ont rapporté que les tubes elliptiques sont une technique importante pour les échangeurs de chaleur performante [9]. Katkhaw et al [10] ont illustré l'avantage de l'échangeur de chaleur alvéolée qui a conduit à des performances supérieures de 15,8 % par rapport à l'échangeur de chaleur conventionnelle. Némati et al. [11] ont étudié numériquement un échangeur de chaleur à des tubes elliptiques.

Ils ont proposé des corrélations fiables pour Nu avec un écart maximum de 3,2 %. Zhang et d'autres chercheurs [12] ont examiné un échangeur de chaleur tubulaire avec des ailettes et ont déterminé le taux de masse critique. Dans le même contexte, et dans un autre article, Nemati et al. [13] ont confirmé que l'utilisation d'ailettes de forme annulaire elliptique présente des avantages thermiques. Tang et al. [14] ont étudié expérimentalement les caractéristiques de résistance thermique d'ailettes montées sur tube de forme ovale dans un échangeur de chaleur. Leurs résultats ont indiqué une faible performance thermique avec une diminution de l'angle d'entrée du fluide. De plus, ils ont rapporté que l'angle d'entrée d'air de 45° offre de meilleures performances thermiques tandis que l'angle d'entrée d'air de 90° conduit à une perte de charge plus faible, par rapport aux autres cas étudiés.

I-4. Classification des échangeurs de chaleur

Il existe plusieurs critères de classement, parmi eux on a :

- La nature des matériaux qui le contient (métallique, verre, plastique, graphite).
- La nature des fluides de transfert (liquide, gaz, mélange de plusieurs phases, solides pulvérisant).
- La conception de l'échangeur.
- Classement technologique.

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

- À tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires ;
- À plaques : à surface primaire ou à surface secondaire ;
- Autres types : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé.
- Classement suivant le mode de transfert de chaleur

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection et rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées, etc.) ; il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient [15].

I-4.1. Norme TEMA

Les échangeurs tubulaires existant dans l'industrie sont très variés dans leur technologie bien que le principe reste toujours le même. Ainsi, tous les éléments entrants dans la constitution des échangeurs ont fait l'objet d'une normalisation publiée par TEMA

(Tubular Exchanger Manufacturers Association).

Cette normalisation TEMA est complétée par d'autres codes tels que :

API: American Petroleum Institute.

ASME: American Standard for Mechanical Engineering [16].

I-4.2. Classification selon leur destination

On distingue trois classes d'appareils :

a- Les échangeurs et réfrigérants

Dans les quels la chaleur est cédée par un fluide de procédé à un autre fluide de procédé sans aucun d'entre eux ne subisse de changement dans son état physique. Dans cet appareil par conséquent, l'échange de chaleur pourra s'effectuer d'un liquide à un autre, d'un gaz à un autre ou bien entre un liquide et un gaz.

Les réfrigérants fonctionnent comme les précédents mais qui ont pour but de refroidir le fluide chaud du procédé au moyen d'un fluide réfrigérant, qui peut être indifféremment l'eau ou l'air. Dans ces appareils on ne se produit aucun changement de phase.

b- Les condenseurs

Lorsque le fluide passe, totalement ou partiellement, de la phase vapeur à la phase liquide, le fluide froid peut être soit l'eau de refroidissement, soit l'air. Ils permettent la condensation et le refroidissement des produits de tête de colonne.

c- Les rebouilleurs

Lorsqu'un fluide de procédé se vaporise partiellement, le fluide chaud peut-être de la vapeur d'eau ou bien un fluide chaud quelconque. Ils assurent une vaporisation partielle des produits de fond de colonne grâce à un produit chaud (gasoil de recyclage, vapeur d'eau).

Il existe aussi d'autres appareils tels que les vaporisateurs (transformation complète du fluide de procédé en vapeur) ; et les préchauffeurs (Lorsqu'ils chauffent, au préalable, avec de la vapeur ou un autre fluide de procédé, l'alimentation d'une unité de traitement).

I-4.3. Classification selon l'écoulement

Les échangeurs peuvent être classés en deux classes ; les échangeurs à simple passage et les échangeurs à multi passage.

a)- Les échangeurs de chaleur à simple passe

On peut distinguer plusieurs modes d'écoulement différents.

➤ **Écoulement des deux fluides parallèles et de même sens (Co-courant)**

Il s'agit d'échangeurs dits à Co-courants ou la température de fluide froid ne peut pas être supérieure à la température de sortie de fluide chaud ; les températures des fluides évoluent pendant leur traversée longitudinale de l'échangeur, à moins que l'un des fluides ne subisse un changement de phase.

La figure (I-1) donne l'évolution qualitative de ces températures le long d'un échangeur tubulaire à Co-Courants très simple, la longueur de l'échangeur a été portée en abscisse, les températures sont repérées à l'aide d'indices signifiant entrée et sortie, (A) désignant le fluide chaud et (B) le fluide froid.

➤ **Écoulement des deux fluides parallèles mais de sens contraire (Contre-Courant)**

Il s'agit d'échangeurs à contre courants ou la température de la sortie du fluide froid peut dépasser la température de sortie de fluide chaud. Cette disposition est l'une de plus favorables pour l'échange thermique. De la même façon que précédemment, la longueur de l'échangeur considéré a été portée en abscisse (figure I -1). Les températures sont reparties à l'aide d'indice signifiant entrée et sortie.

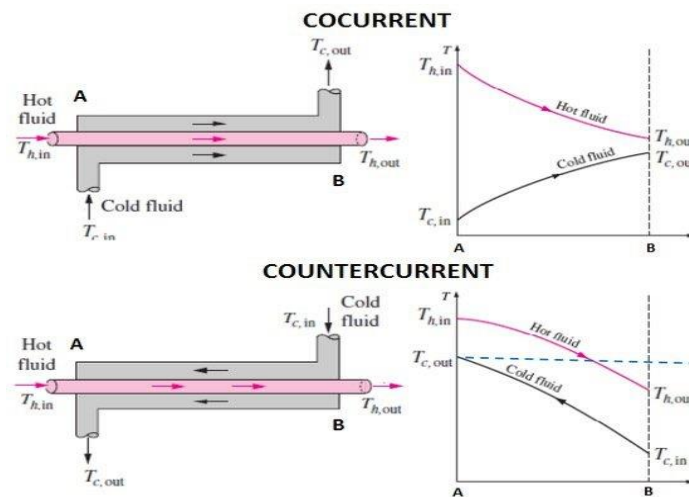


Figure I-1 : Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire plaque à co-courants et contre courants.

➤ **Ecoulement des deux fluides croisés avec ou sans brassage**

Les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre (figure I-2) le fluide non brassé est canalisé : c'est celui dont la veine est divisée entre plusieurs canaux parallèles distincts et de faible section. L'autre fluide circule librement entre les veines et peut être considéré comme partiellement brassé du fait des tourbillons générés par les tubes.

Le brassage a pour effet d'homogénéiser les températures dans les sections droites de la veine fluide. Sans cela, les températures varient non seulement avec la direction de l'écoulement, mais aussi dans la section de veine.

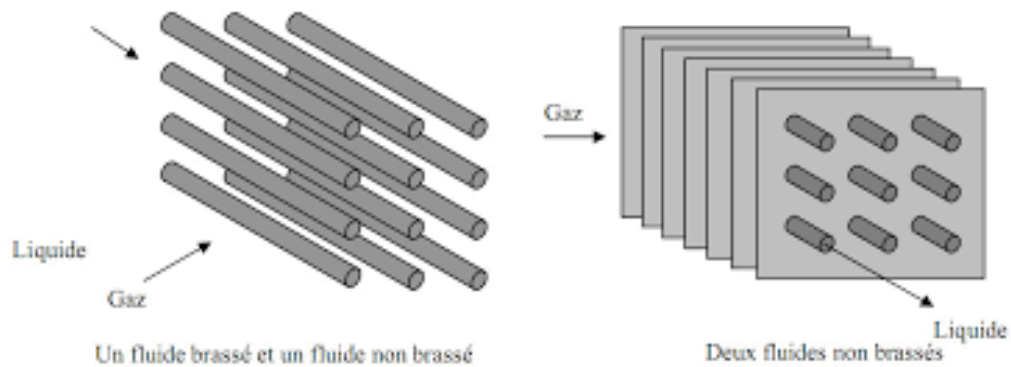


Figure I-2 : Courant croisés avec faisceaux tubulaires.

b)-Les échangeurs de chaleur à multi passage

La passe représente un pas de circulation en aller-retour parallèle dans l'échangeur. L'un des majeurs avantages du multiple passe est l'augmentation de l'efficacité de l'échangeur, mais avec l'augmentation de la pression du côté multi passe [17].

I-4.4. Classification selon le principe d'action

On distingue deux types :

➤ **Les échangeurs de surface**

Ce type d'échangeurs est très répandu, l'échange de chaleur entre les produits se fait à travers les parois (surface d'échange).

➤ **Les échangeurs à mélange**

Aucune paroi ne sépare les deux fluides qui sont alors mélangés, les applications dans

le domaine du raffinage ´en trouvant en conséquence limitées.

Toute fois, lors que les deux fluides peuvent être séparés facilement et que la contamination n'est pas un problème majeur, les échangeurs a mélange peuvent être utilisés ; c'est en particulier le cas de l'échange entre une phase liquide et une phase gazeuse, le transfert de chaleur étant lié au phénomène de transfert de masse entre phases [18].

I-4.5. Classification selon la construction

Les principaux types d'échangeur de chaleur rencontrés sont les suivants :

- Les échangeurs tubulaires.
- Les échangeurs à plaques.

➤ Les échangeurs tubulaires

Ils présentent un certain nombre d'avantages : en cas particulier ils sont faciles à fabriquer, relativement bon marché, de maintenance aisée et surtout ils peuvent être utilisés à pression élevées et à des fortes températures. Leur robustesse et leur fiabilité contre balancent leur encombrement [15].

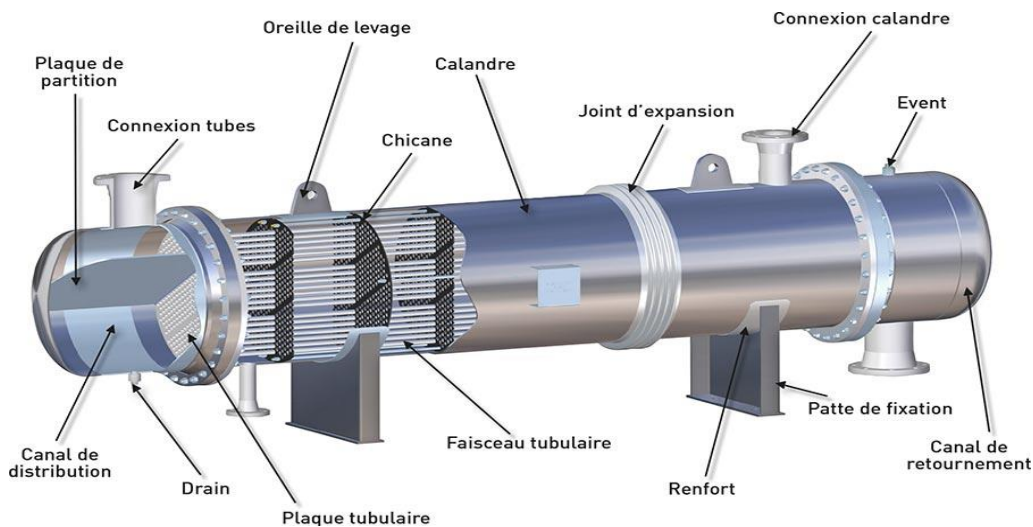


Figure I-3 : Echangeur de chaleur tubulaire(TEMA).

On distingue, le plus souvent, les catégories suivantes :

- Les échangeurs mono tubes pour le quelle tube placé dans un réservoir.
- Les échangeurs coaxiaux pour lesquels les tubes sont le plus souvent cintrés.

- Les échangeurs multi tubulaires qu'existent sous 4 formes :

a) **Les échangeurs à tubes séparés** : à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre maintenus écartés par des entretoises.

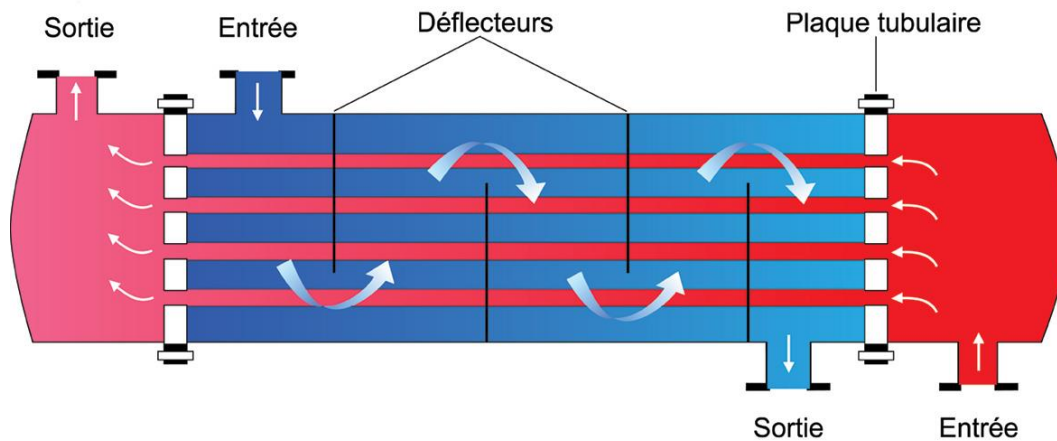


Figure I-4 : Tubes séparés

b) **Les échangeurs à tubes rapprochés** : pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans.

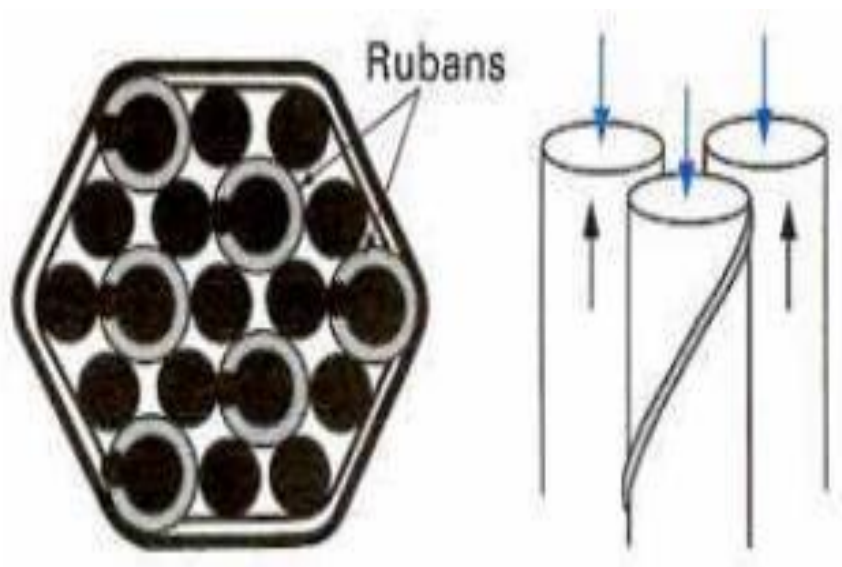


Figure I-5 : Tubes rapprochés

b) **Les échangeurs à tubes ailettes** : ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique ; lorsque l'un des fluides transitant dans l'échangeur d'avère moins bon caloporteur que l'autre, l'utilisation d'ailettes autour des tube ou dans les tube s'impose pour que la résistance thermique globale ne soit pas entièrement due au fluide ayant le plus petit coefficient d'échange thermique. Les ailettes peuvent être disposées de différentes façons :

Les ailettes transversales divisées en deux groupes : les ailettes continues qui sont traversées par plusieurs tubes et qui sont généralement de forme rectangulaires plane ou ondulées, et les ailettes indépendantes qui sont traversées par un seul tube et qui peuvent être annulaire ou hélicoïdales, pleines ou segmentées. Elles peuvent être aussi à fil performé, poinçonné ou en brosse. Les ailettes longitudinales qui sont disposées selon l'axe des tubes et qui peuvent être localement torsadées.

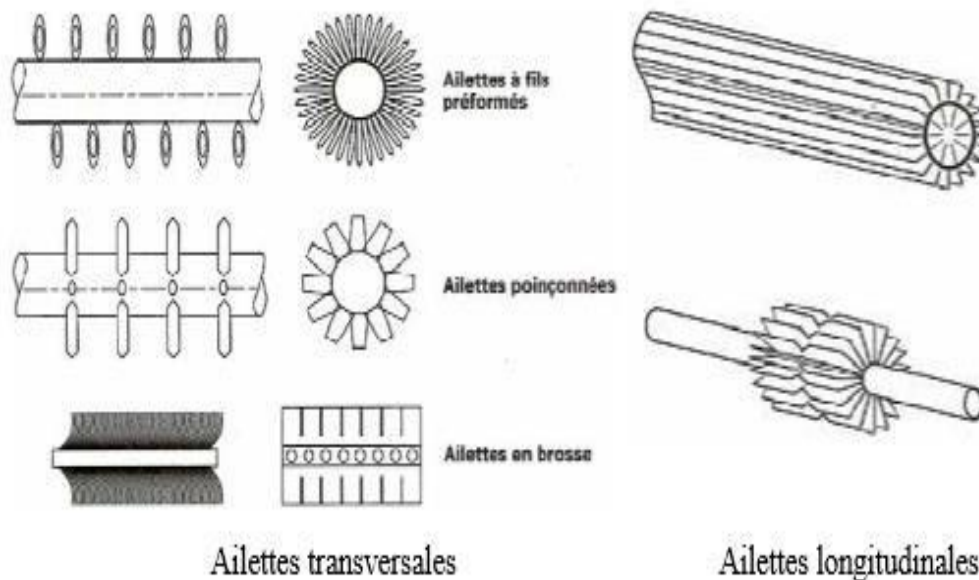


Figure I-6 : Disposition des ailettes

c) **Les échangeurs à tube et calandre** : ou la calandre est une enveloppe métallique cylindrique entourant un faisceau de tubes : ils possèdent une boîte de

distribution c'est-à-dire un dispositif qui distribue ou recueille le fluide aux extrémités des tubes. Ils peuvent être à boîte fixe, à boîte flottante, ou à tube en U avec une boîte à chaque extrémité de l'échangeur.

Les tubes peuvent être supportés par des chicanes afin d'augmenter la vitesse massique du fluide dans le but d'améliorer le coefficient d'échange. Pour cela, un compromis doit être trouvé pour avoir simultanément un coefficient d'échange global et des pertes de charge acceptables [15].

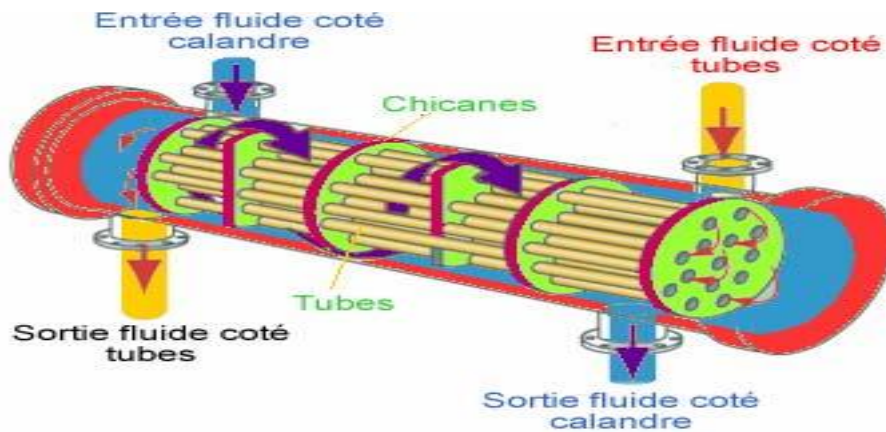


Figure I-7 : Échangeurs à tube et calandre [23]

d) Échangeur double tube : Ces échangeurs sont constitués par des éléments rectilignes de deux tubes concentriques raccordés à leurs extrémités par des coudes. Les divers éléments sont tous assemblés par des raccords à démontage rapide, et le remplacement des tubes est possible.



Figure I-8 : Echangeur de chaleur double tube

Les problèmes de dilatation thermique et d'étanchéité entre le tube intérieur et le tube extérieur sont résolus par l'utilisation de presse étoupe ou de joint torique. Les tubes sont généralement en acier et les longueurs courantes sont de 3,6 - 4.5 m ou 6m. On utilise également des tubes en verre et en graphite dans des applications particulières.

Ces appareils sont intéressants pour les facilités qu'ils offrent pour le démontage et l'entretien. Ils peuvent fonctionner en contre-courant pur, ce qui permet d'obtenir de bons rendements. Par contre, ils présentent les inconvénients suivants :

- ✓ Risque de fuites aux raccords.
- ✓ Flexion du tube intérieur si la longueur est importante.
- ✓ surface d'échange faible pour le volume global de l'appareil par suite de la présence de coudes reliant les longueurs droites des tubes [15].

- **Les échangeurs à plaque :** Les échangeurs à plaques sont constitués de plaques formées dont les alvéoles constituent les chemins empruntés par les fluides. Les plaques sont assemblées de façon que le fluide puisse circuler entre elles. La distribution des fluides entre les plaques est assurée par un jeu de joints de telle sorte que chacun des deux fluides soit envoyé alternativement entre deux espaces inter plaques successifs.

Les fluides peuvent ainsi échanger de la chaleur à travers les plaques, l'avantage principal de

ce type d'échangeur est la compacité. En effet, on voit bien que ce dispositif permet une grande surface d'échange dans un volume limité.

Les échangeurs à plaques sont très utilisés dans l'industrie agroalimentaire (pasteurisation du lait) ou l'industrie nucléaire. Les plaques sont généralement en acier inoxydable en particulier dans l'agroalimentaire pour des raisons évidentes d'hygiène et de santé publique. A noter que l'utilisation de joints en matières organiques réduit la gamme de températures de fonctionnement [19].

I-5. Les éléments échangeur tubes et calandre

➤ La calandre :

C'est l'enveloppe métallique entourant le faisceau tubulaire, et généralement l'acier au carbone est le matériau le plus couramment utilisé pour la construction des calandres. Pour un diamètre nominal inférieur à 24", la calandre est constituée par un tube d'acier, pour des pressions de service inférieures à 20 kg/cm². Au-delà de 24 la calandre est réalisée à partir de plaques d'acier roulées et soudées chaque extrémité sont soudées les brides qui porteront le couvercle et la boîte de distribution. Les tubulures d'entrée et de sortie sont soudées avec plaque de renforcement ou non, selon la pression de service. Enfin la calandre pourra être équipée d'anneaux pour le levage et portera la plaque d'identité de l'appareil [20].

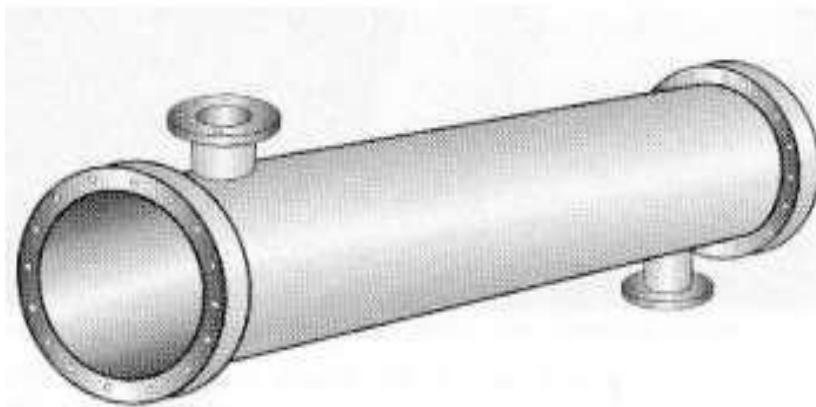


Figure I-9 : La calandre d'un échangeur faisceau et calandre

➤ Les Plaques tubulaires :

Ce sont des plaques percées supportant les tubes à leurs extrémités, leurs épaisseurs variant entre 5 et 10 cm. Les tubes généralement sont fixés par : mandrinage, dudgeon nage, et par soudage dans les applications à haute pression [21].



Figure I-10 : Plaques tubulaires [5].

➤ **Le Faisceau :**

C'est l'ensemble des tubes constituant le faisceau. Les épaisseurs de tubes sont normalisées selon le calibre BWG (Birmingham wire Gage). La perforation des trous dans les plaques tubulaires est normalisée ; elle s'effectue selon une disposition soit au pas carré, soit au pas triangulaire. Le pas est la distance centre à centre de deux tubes voisins.

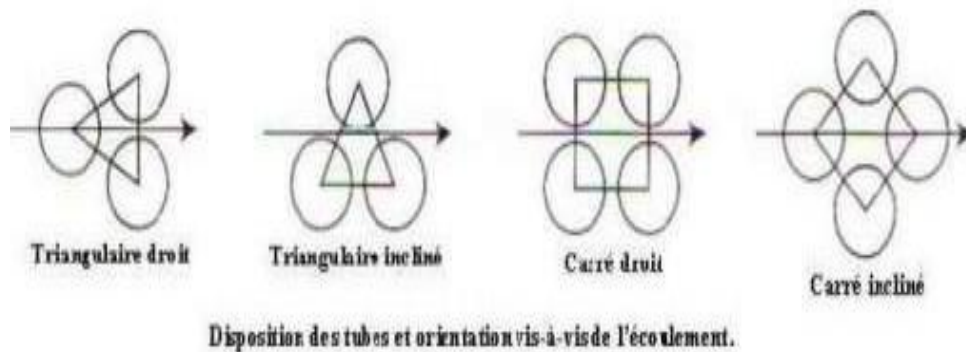


Figure I-11 : Disposition des tubes [21]

Le pas triangulaire permet de placer environ 10% de tubes de plus que le pas carré sur une plaque tubulaire de diamètre donné, mais en contrepartie, la disposition des tubes rend impossible leur nettoyage extérieur par insertion de grattoirs ou de racloirs à travers le faisceau. Pour ces appareils, il faut avoir recours au nettoyage chimique et réserver leur emploi pour des fluides propres [21].

➤ **Les chicanes :**

Les chicanes peuvent avoir deux rôles :

- Augmenter la rigidité du faisceau, pour éviter les phénomènes de vibration

- Augmenter la vitesse du fluide

Il existe deux types de chicanes ;

➤ **Les Chicanes transversales :**

Sont généralement constituées par un disque ayant un diamètre légèrement inférieur à celui de la calandre et comportant un segment libre dont la surface représente 20 à 45% de la section totale. Ces chicanes ont pour but d'allonger le chemin du fluide circulant dans la calandre, et d'améliorer ainsi le transfert à l'extérieur du tube. Dans le cas des échangeurs horizontaux, une échancrure est ménagée à la partie inférieure des chicanes pour faciliter la vidange et le nettoyage et vite l'encrassement par stagnation à la partie inférieure.

Les chicanes transversales assurent la rigidité du faisceau tubulaire, elles sont solidaires à la plaque tubulaire fixe au moyen de tirant et entretoise qui occupent la place de tube les standards (TEMA) imposent un nombre de tirants entre 4 à 10.

Les Chicanes longitudinales : Sont généralement constituées par une simple tôle insérée au milieu du faisceau cette disposition oblige le fluide à effectuer un aller et un retour dans la calandre.

I-6. Conclusion

Les échangeurs de chaleurs sont utilisés principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.). Le choix d'un échangeur de chaleur. Pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné. Bien réalisé et bien utilisée permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

Références

[1] A. Bontemps, A.G arrigue, C. Goubier, J. Huetz, C. Marvillet, P.Mercier, R.Vidil, « Échangeurs de chaleur Description des échangeurs», Technique de l'ingénieur (1995) Réf: [B2341].

[2] **Farouk** Tahrour, « Modélisation et optimisation des échangeurs de chaleur à ailettes indépendantes », thèse de doctorat, option : Physique Energétique, Université ElHadj Lakhder Batna, 2016.

[3] <https://www.britannica.com/science/equation-of-motion>

[4] Slimane ; la remise en services de l'échangeur E1505 comme palliatif à l'arrêt de la colonne de stabilisation DA4501 ; projet de formation d'induction (2015). :

[5] G. Wang, C. Qi, M. Liu, C. Li, Y. Yan, L. Liang, Effect of corrugation pitch on thermo-hydraulic performance of nanofluide in corrugated tubes of heat exchanger system based on exergy efficiency, Energy Convers. Manag. 186 (2019) 51–65.

[6] R.S. Matos, J.V.C. Vargas, T.A. Laursen, A. Bejan, Optimally staggered finned circular and elliptic tubes in forced convection, Int. J. Heat Mass Transf. 47 (2004) 1347–1359. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2003.08.015>.

- [7] D. Sahel, H. Ameer, Y. Kamla, Numerical study of fluid flow and heat transfer over a fin and flat tube heat exchangers with complex vortex generators, *Eur. Phys. J. Appl. Phys.* 78 (2017) 1-9. DOI:10.1051/epjap/2017170066. <https://doi.org/10.1051/epjap/2017170066>.
- [8] M. Sudharsan, M.D. Kathir Kaman, M. Cheralathan, Numerical study on fin and tube heat exchanger by using elliptical tube-vortex generator, *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.* 912 (2020). <https://doi.org/10.1088/1757-899X/912/4/042044>.
- [9] Y.T. Lee, L.H. Chien, J. He, C.Y. Wen, A.S. Yang, Air side performance characterization of wavy Fin-and-tube heat exchangers having elliptic tubes with large waffle heights, *Appl. Therm. Eng.* 217 (2022). <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119220>.
- [10] N. Katkhaw, N. Vorayos, T. Kiatsiriroat, Y. Khunatorn, D. Bunturat, A. Nuntaphan, Heat transfer behavior of flat plate having 45 ellipsoidal dimpled surfaces, *Case Stud. Therm. Eng.* 2 (2014) 67–74. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2013.12.002>.
- [11] H. Nemati, M. Moradaghay, M.A. Moghimi, J.P. Meyer, Natural convection heat transfer over horizontal annular elliptical finned tubes, *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 118 (2020) 104823. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.104823>.
- [12] D. Zhang, S. Li, Q. Chen, Y. Huang, L. Pu, Performance evaluation of fin-and-tube heat exchangers in an outdoor unit considering air flow mal-distribution, *Int. J. Refrig.* 144 (2022) 14–25. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2022.07.016>.
- [13] H. Nemati, M.A. Moghimi, P. Sapin, C.N. Markides, Shape optimisation of air-cooled finned-tube heat exchangers, *Int. J. Therm. Sci.* 150 (2020) 106233. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.106233>.
- [14] L. Tang, X. Du, J. Pan, B. Sundén, Air inlet angle influence on the air-side heat transfer and flow friction characteristics of a finned oval tube heat exchanger, *Int. J. Heat Mass Transf.* 145 (2019) 118702. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118702>.
- [15] M.MOUSSA, J.MARIE PERRIRCORNET. Echangeur de chaleur (Echangeur à surface raclée), JEAN CASTING LASVINOTTES 2002.
- [16] A.BONTENPS. Echangeur de chaleur, des cription des échangeurs, technique de l'ingénieur traitée Génie Énergétique B2341, pp.1-7.
- [17] J.PADET .Echangeur thermique, Masson, Paris Milan Barcelone 1994.

- [18] M.KONDAK, R. KIRAKOVSKI. Thermique générale édition Mir Moscou1969.
- [19] B.THONON, P.MERCIER, M.FEIDT. Flow distribution in plate heat Exchanger and consequence on thermal and hydraulic performances euro-therm seminar, Hamburg 1991.
- [20] W.TECHNID. Raffinage et Génie chimique tome 1 et 2 1965.
- [21] P.Wuithier- Le Raffinage et génie chimique, Tome II- 2emeEdition-Edition TECHIP-Paris –France (1972).
- [22] S. Sall ; Introduction général échangeur de chaleur ; Mémoire de fin d'étude ; université de Tlemcen (2014).
- [23] <https://docplayer.fr/45565450-Les-equipements-les-echangeurs.html>

CHAPITRE II :

Généralités sur le transfert de chaleur et l'écoulement de fluide

II-1. Introduction

Les échangeurs de chaleur tubulaires à courants croisés consistent en une série de tubes de faibles diamètres arrangés à l'intérieur d'une calandre il de plus grand diamètre. Il est facile à construire et fournit un bon taux le transfert de chaleur entre le fluide et la surface d'échange, comparé au vieil échangeur de chaleur à double pipe. La dualité transfert de chaleur-perte de charge domine tout le problème. De ce fait, Un dimensionnement thermique et hydraulique du système s'impose.

La science thermodynamique permette de prévoir la quantité totale d'énergie qu'un système doit échanger avec l'extérieur pour passer d'un état d'équilibre à un autre. La thermique (ou thermocinétique) se propose de décrire quantitativement (dans l'espace et dans le temps) l'évolution des grandeurs caractéristiques du système, en particulier la température, entre l'état d'équilibre initial et l'état d'équilibre final.

II-2. Transfert de chaleur**➤ Définition**

Le transfert de chaleur est l'un des modes les plus connus d'échange énergétique. Il intervient naturellement entre deux systèmes dès qu'il existe entre eux une différence de température et cela quel que soit le milieu qui les sépare. Les principes d'étude du transfert de chaleur se basent sur la quantité de chaleur et la différence de températures définies par la thermodynamique. Toute fois, la thermodynamique permet de prévoir la quantité totale d'énergie qu'un système doit échanger avec l'extérieur pour passer d'un état d'équilibre à un autre. Ainsi, elle s'intéresse aux états d'équilibre et néglige les différents mécanismes qui y conduisent. L'étude de ceux-ci constitue la discipline nommée : Le transfert de chaleur ou le transfert thermique. La thermique (ou thermocinétique) se propose de décrire quantitativement (dans l'espace et dans le temps) l'évolution des grandeurs caractéristiques du système, en particulier la température, entre l'état d'équilibre initial et l'état d'équilibre final [1].

II-3. Grandeurs thermiques

Afin d'expliquer avec succès les phénomènes de transfert de chaleur d'un milieu à autre, et plus généralement de conservation de la chaleur dans les systèmes isolés, il est nécessaire de définir un certain nombre de grandeurs physiques. Pour une quantité de matière donnée, l'apport d'une quantité de chaleur induit un changement de sa température ou un changement d'état de la matière. La température quant à elle est une grandeur physique qui caractérise un niveau d'énergie de la matière. Ces différentes notions seront explicitées ci- après.

➤ **La température**

Le chaud et le froid sont appréciés par des sensations d'où une évaluation irrationnelle de ces grandeurs. La température caractérise le niveau auquel la chaleur se trouve dans un corps permettant ainsi de dire qu'un corps est plus ou moins chaud qu'un autre [2].

➤ **Champ de température**

En tout point de l'espace ou se trouve de la matière, on définit une fonction scalaire de température, $T(x, y, z, t)$ en fonction des coordonnées du point ainsi que du temps. L'ensemble des valeurs instantanées de la température dans tout l'espace est appelé « champ de température » [3].

➤ **Flux de chaleur**

La chaleur s'écoule sous l'influence d'un gradient de température des hautes vers les basses températures. La quantité de chaleur transmise par unité de temps et par unité d'aire de la surface isotherme est appelée densité de flux de chaleur φ [4] :

$$\varphi = \frac{1}{S} \cdot \frac{dQ}{dt} \quad (\text{II.1})$$

On appelle flux de chaleur Φ la quantité de chaleur transmise sur la surface S par unité de temps :

$$\Phi = \frac{dQ}{dt} \quad (\text{II.2})$$

➤ **La chaleur**

La chaleur est une forme d'énergie (énergie de mouvement des molécules) qui va d'un point chaud (température plus élevée) vers un point froid (température moins élevée) [2].

➤ **La chaleur spécifique**

Par définition, la chaleur spécifique C_p correspond à la quantité de chaleur qu'il faut fournir à un matériau de masse donnée pour que sa température s'élève d'un degré. C'est-à-dire la quantité de chaleur échangée entre deux corps respectivement à la température T_1 et T_2 ($T_1 > T_2$) s'exprime par :

$$\Phi = 1/m \cdot dQ/dT \quad (\text{II.3})$$

➤ **Conductivité thermique**

La conductivité thermique est une grandeur physique caractérisant le comportement des

matériaux lors d'un transfert thermique par conduction. Cette constante apparaît dans la loi de Fourier. Elle représente la quantité de chaleur transférée par unité de surface et par une unité de temps sous un gradient de température. La conductivité dépend principalement de :

- La nature du matériau,
- La température.
- D'autres paramètres comme l'humidité et la pression.

Donc la conductivité thermique λ caractérise l'aptitude du matériau à transmettre la chaleur [5].

➤ Résistance de contact

Le contact entre deux solides n'est uniforme qu'à une échelle macroscopique. A un niveau plus local, par exemple à l'échelle des rugosités le contact est discontinu. Cette discontinuité de conductivité thermique au niveau de la section, engendre une discontinuité dans le profil de température. On peut modéliser ce phénomène, par l'introduction de la résistance de contact R_c définie par la relation suivante :

$$C_p = \frac{1}{h_c} \quad (\text{II.4})$$

Où h_c est le coefficient d'échange thermique

II-4. Grandeurs physiques

➤ La densité (ρ)

C'est le rapport de la masse d'un matériau par unité de volume. Appelée aussi masse volumique.

➤ La viscosité (μ)

C'est la propriété d'un fluide qui tend à empêcher son écoulement lorsqu'il est soumis à l'application d'une force. Plus le fluide est visqueux (viscosité grande) plus son mouvement est difficile [6].

➤ Le débit

C'est la quantité de fluide qui s'écoule ou qui est fournie par unité de temps. Il existe deux types de débits, le débit massique et le débit volumique. Le débit massique $Q_m [Kg s]$ et le débit volumique $\dot{m} [m^3/s]$ [7].

II-5. Les modes de transfert de chaleur :

Trois processus physiques permettent le transfert de chaleur d'un corps vers un autre dès lors qu'ils ne sont pas en équilibre thermique (à température différente) μ la conduction, la convection et le rayonnement [8] (voir Figure II.1).

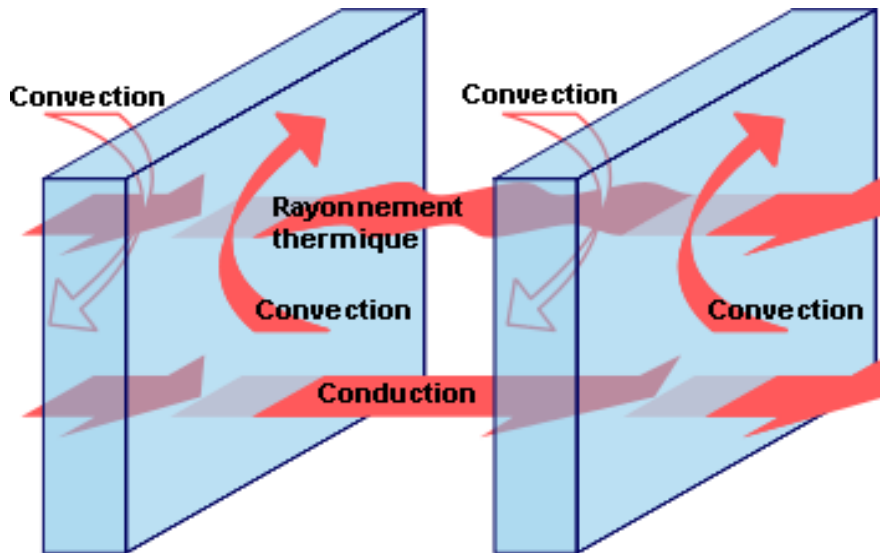


Figure II.1 : les trois modes de transfert de chaleur

II-5.1. La conduction

C'est un processus d'échange de chaleur entre les particules des corps en présence d'un gradient de température (fig2). L'essentiel de ce transfert résulte de la transmission d'une énergie cinétique des particules infimes composant le corps (oscillations des molécules, mouvements des électrons, ... etc.). La conduction thermique à l'état pur ne se manifeste que dans les corps solides et dans les couches minces et immobiles de liquides ou de gaz. Les lois fondamentales du transfert par conduction sont en complète analogie avec celles de la conduction électrique.

Fourier dès 1822, écrit l'expression du flux élémentaire de chaleur q pendant le temps dt sous la forme suivante :

$$q = \frac{dQ}{ds \cdot dt} = -\lambda \frac{dT}{dl} \quad (\text{II.5})$$

Où :

q : flux de chaleur en Kcal /h.m². °C

dQ : quantité de chaleur

dt : temps

dT : température

dl : épaisseur du matériau traversé par le flux de chaleur

ds : section traversée par le flux de chaleur

λ : coefficient de conductivité thermique du matériau

Le signe moins signifie que le flux calorifique va du chaud au froid. Le signe du gradient de température est opposé à celui du flux [9].

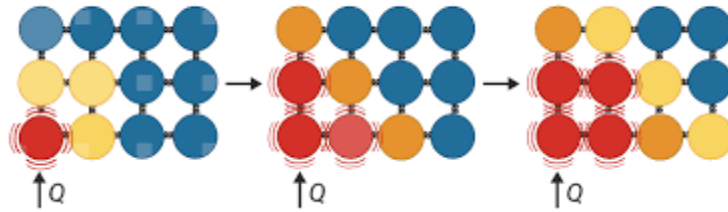


Figure II.2 : transfert de chaleur par conduction d'un corps [1]

II-5.2. La convection

C'est le Transfert de chaleur entre un solide et un fluide, l'énergie étant transmise par déplacement des fluides. Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton On distingue deux types de convection :

Convection naturelle : Dans laquelle le mouvement du fluide est créé par des différences de densité et de température.

- **Convection forcée** : Où le mouvement du fluide est provoqué par des actions mécaniques extérieures (pompe, ventilateur...) [10].

Loi fondamentale de la convection

Le phénomène global de la convection, peut s'exprimer sous la forme suivante :

$$\phi = h \cdot S(T - T_e) \quad (\text{II.6})$$

Où :

h : coefficient de transfert thermique [$\text{w}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$].

S : aire de la section traversée par le flux de chaleur [m^2].

T_e : Température de l'entourage (fluide) [$^\circ\text{C}$].

T : Température de la surface du corps [$^\circ\text{C}$].

Cette équation est appelée loi de Newton. La relation donnant le coefficient d'échange

Par convection est exprimée par :

$$h = \frac{\lambda \cdot \text{Nu}}{D_h} \quad (\text{II.7})$$

Où :

Nu : nombre de Nusselt.

λ : Conductivité thermique du fluide [W.m-1.Co-1].

D_h : Diamètre hydraulique [m] qui est défini par la relation suivante :

$$D_h = \frac{4.S_p}{P_m} \quad (\text{II.8})$$

S_p étant l'aire de la section de passage et P_m le périmètre mouillé.

La valeur du nombre de Nusselt dépend du type de convection naturelle ou forcée.

Convection naturelle.

La forme générale de la corrélation pour la convection naturelle est la suivante :

$$N_u = a(G_r \cdot P_r)^b \quad (\text{II.9})$$

Nombre de Prandtl

$$P_r = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} \quad (\text{II.10})$$

Où :

c_p : Capacité calorifique du fluide [J.kg-1 Co-1],

μ : Viscosité dynamique du fluide [kg.s-1.m-1].

Nombre de Grashof

$$G_r = \frac{\beta \cdot g \cdot \Delta T \rho^2 L^3}{\mu^2} \quad (\text{II.11})$$

Où :

β : Coefficient de dilatation cubique du fluide [°C-1],

g : Force de gravitation [m.s-2],

ΔT : Différence de température entre la surface et le fluide [°C]

L : Hauteur ou diamètre géométrique [m].

➤ **Convection forcée**

La forme générale de la corrélation pour la convection forcée est :

$$N_u = a(R_e)^b \cdot (P_r)^c \quad (\text{II.12})$$

Nombre de Reynolds

$$R_e = \frac{\rho \cdot v \cdot D_h}{\mu} \quad (\text{II.13})$$

Où :

ρ : Densité volumique du fluide [kg.m-3]

v : Vitesse du fluide [m.s-1]

a , b et c sont des coefficients qui dépendent du régime de convection et de la géométrie.

Dans le cas d'une convection forcée, le paramètre permettant de déterminer si l'écoulement est laminaire ou turbulent est le nombre de Reynolds. Pour une géométrie annulaire simple, on

préfère souvent utiliser le nombre de Taylor au lieu du nombre de Reynolds. C'est donc cette modélisation qui est le plus souvent retrouvée pour l'étude des transferts thermiques dans l'entrefer des machines électriques [3].

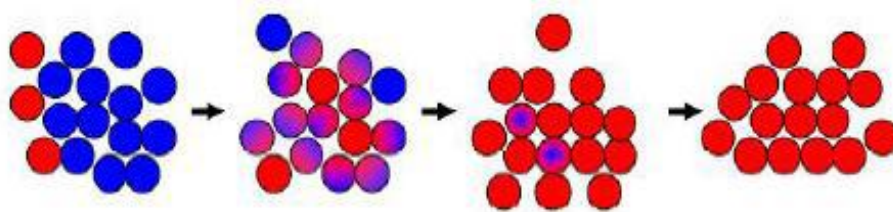


Figure II.3 : transfert de chaleur par convection d'un fluide.

➤ **Nombre de Nusselt**

Le nombre de Nusselt est un paramètre important qui peut contribuer à un meilleur taux d'échange de Chaleur. C'est essentiellement une fonction du nombre de Reynolds et Prandtl, [6]. La corrélation est fournie dans l'équation. (III.17)

Il s'agit de la corrélation dite de type Dittus Boelter.

$$N_u = \phi(R_e, pr) \tag{II.14}$$

$$N_u = \frac{hL}{k} = \frac{q_{convection}}{q_{conduction}} \tag{II.15}$$

- h est le coefficient de transfert thermique convectif du flux
- L est la longueur caractéristique
- k est la conductivité thermique du fluide

➤ **Nombre de Prandtl**

Le nombre de Prandtl joue un rôle important dans le transfert de chaleur. Sa signification physique peut être déduite de sa définition :

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{c_p \mu}{k} \tag{II.16}$$

c : Chaleur spécifique, [J/(kg.K)]
 m^2/s

$v = \mu/\rho$: viscosité cinématique

μ : Viscosité dynamique,

$Pas = N.s/m^2$

$\alpha = K/\rho \cdot C_p$: Diffusivité thermique m^2/s

k : Conductivité thermique, $W/m.K$

Comme vous pouvez le voir, le nombre de Prandtl peut être écrit comme le rapport de la viscosité cinématique ν à la diffusivité thermique du fluide α . Les ellipses sur le côté droit du résultat ci-dessus représentent des groupes sans dimension supplémentaires tels que L/D , qui est le rapport de la longueur du tube à son diamètre. Le coefficient de transfert de chaleur apparaissant dans le nombre de Nusselt est généralement la valeur moyenne sur la surface de transfert de chaleur. Vous devez supposer que c'est le cas, sauf indication contraire explicite, [8].

II-5.3 .Rayonnement

Tout corps matériel émet et absorbe de l'énergie sous forme de rayonnement électromagnétique. Le transfert de chaleur par rayonnement entre deux corps séparés par du vide ou un milieu semi-transparent se produit par l'intermédiaire d'ondes électromagnétiques, donc sans support matériel. Le phénomène d'émission d'un corps correspond à la conversion d'énergie matérielle (agitation des électrons constituant la matière dont l'intensité dépend de la température) en énergie radiative. Le phénomène d'absorption est la conversion inverse.

On trouvera représenté de différents types d'ondes électromagnétiques et leurs longueurs d'ondes correspondantes Figure (2.5). On retiendra que le rayonnement thermique émis par le corps se situe entre 0.1 et 100um. On notera par ailleurs que le rayonnement est perçu par l'homme [8] :

- par l'œil : pour $0.31\mu m > \lambda < 0.79\mu m$ Rayonnement visible.
- par la peau : pour $0.79\mu m < \lambda < 314\mu m$ Rayonnement IR.

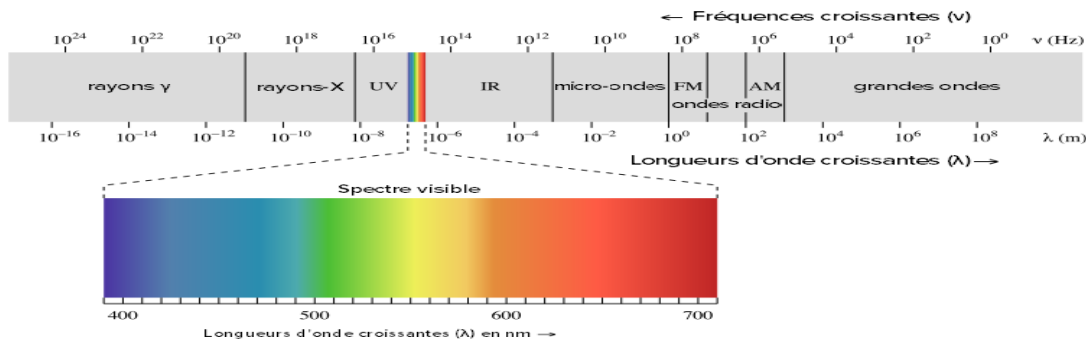


Figure II.4 : Spectre des ondes électromagnétique.

- **Corps noir** : désigne un objet idéal qui absorbe parfaitement toute l'énergie électromagnétique (toute la lumière quelle que soit sa longueur d'onde) qu'il reçoit. Cette absorption se traduit par une agitation thermique qui provoque l'émission d'un rayonnement thermique, dit rayonnement du corps noir.
- **Corps gris** : Un corps gris est un objet théorique dont l'absorptivité, c'est-à-dire la fraction absorbée du rayonnement électromagnétique reçu, serait indépendante de la longueur d'onde. Un corps gris éclairé par de la lumière blanche refléterait de la même manière les différentes longueurs d'onde qui constituent la lumière blanche. Il ne prendrait donc pas de couleur. Un corps gris dont l'absorptivité serait proche de 1 se comporterait quasiment comme un corps noir. Un corps gris dont l'absorptivité est proche de 0 est parfois qualifié de « corps blanc ».
- **Loi de Stefan-Boltzmann** : établit que la puissance totale rayonnée par unité de surface dans le demi-espace libre du corps noir (exitance énergétique du corps noir) s'exprime par la formule :

$$M = \sigma T^4 \quad (\text{II.3})$$

Où σ est la constante de Stefan-Boltzmann (aussi appelée constante de Stefan) qui

Vaut environ $5,67 \times 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-4}$.

La loi de Stefan se déduit de la loi de Planck, qui permet de déterminer la luminance énergétique totale :

$$L = L \int_0^{\infty} L \lambda d\lambda \quad (\text{II.4})$$

La luminance dans une direction donnée étant par ailleurs pondérée par le cosinus de l'angle par rapport à la normale à la surface émettrice

(Loi de Lambert), l'existence énergétique du corps noir est ainsi égale à :

$$M = \pi L . \quad (\text{II.5})$$

II-6. Types d'écoulement

- **Définition d'un fluide** : Les fluides sont des corps dont les molécules sont très mobiles les unes par rapport aux autres.
 - Un fluide prend automatiquement la forme du récipient qui le contient.

- On peut classer les fluides en deux groupes : des liquides et des gaz.
- Les liquides ont un volume propre tant que les gaz occupent tout le volume qui leur est offert.
- **Compressibilité des fluides** : On appelle un fluide incompressible lorsque ρ est indépendante de p et

T. Les liquides sont très peu compressibles.

Pratiquement : on considère que les liquides sont incompressibles et les gaz sont compressibles.

- **Viscosité** : Les forces de cohésion intermoléculaire ont tendance à freiner l'écoulement d'un fluide. Cette propriété est appelée viscosité : c'est la capacité d'écoulement d'un fluide. (viscosité \neq fluidité)
- **Coefficient de viscosité dynamique « μ »** : exprimé en Poiseuille (Pl) ou en Pascal seconde (Pa.s).
- **Coefficient de viscosité cinématique « ν »** : exprimé en mètre carré par seconde (m^2/s)

Influence de température sur la viscosité :

- **Pour les liquides** : Si la T° augmente la ν viscosité diminue.
- **Pour les gaz** : Si la T° augmente la viscosité ν augmente aussi.
- **Fluide parfait – fluide réel** :

Un fluide parfait est un fluide dont les molécules se déplacent sans aucun frottement les uns par rapport aux autres ; donc sans viscosité $\mu = 0$. (C'est théorique).

Un fluide réel lorsque $\mu \neq 0$

En écoulement de fluide réel, on distingue deux grands types de comportement.

Chacun de ces comportements caractérise un régime d'écoulement particulier : le régime laminaire et le régime turbulent (Figure 2.6).

Pour différencier les régimes d'écoulement entre eux, Reynolds a développé un nombre adimensionnel qui est le nombre de Reynolds [9].

$$Re = \frac{\nu D h}{\nu} \quad (\text{II.6})$$

II-6.1 Ecoulement laminaire : ($Re < 2000$) : L'écoulement d'un fluide est dit laminaire lorsqu'il est strictement permanent ou lorsque le champ de vitesse évolue de façon continue et ordonnée en fonction du temps et de l'espace. Pour un tel écoulement d'un fluide réel, la vitesse peut avoir une intensité variable dans une section droite à cause de la viscosité. La vitesse est nulle pour les particules au contact de toute surface matérielle immobile et maximale pour les

points les plus éloignés. Dans ce type d'écoulement, en régime permanent, les trajectoires (qui sont alors confondues avec les lignes de courant) ne se coupent jamais au cours de l'écoulement.

II-6.2 Ecoulement turbulent : ($Re > 2000$) : Pour les écoulements turbulents le régime permanent n'existe pas. On ne peut constater, dans certains cas, qu'un régime permanent en moyenne, encore appelé : pseudo-permanent dans lequel les trajectoires s'enchevêtrent. En effet, l'observation d'un tel écoulement montre que si, dans l'ensemble ou en moyenne, les particules fluides s'écoulent bien dans une direction donnée, en tout point, quel que soit le temps « macroscopique », la vitesse observée à cette échelle n'est en fait qu'une vitesse moyenne. L'observation à une échelle de temps plus réduite fait apparaître un mouvement désordonné des particules de fluide. À partir de ce constat [10].

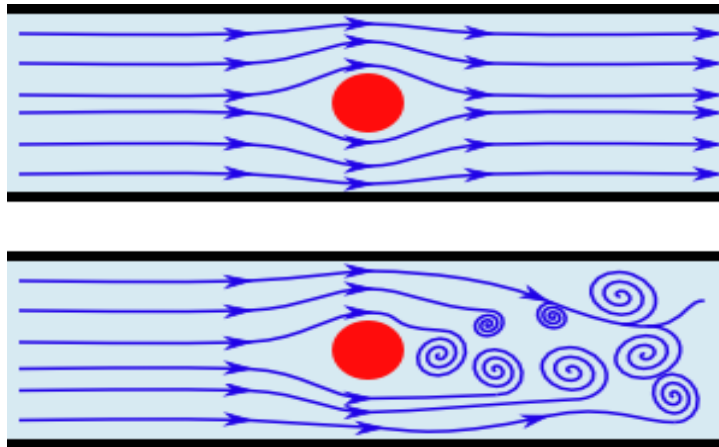


Figure II.5 : écoulement laminaire et turbulent.

II-6.3 Ecoulement interne

Le transfert de chaleur vers ou depuis une banque (ou un faisceau) de tubes en flux croisés est pertinent pour de nombreuses applications industrielles, telles que la génération de vapeur dans une chaudière ou le refroidissement de l'air dans le serpentin d'un climatiseur. L'arrangement géométrique est représenté schématiquement en typiquement, un fluide se déplace sur les tubes, tandis qu'un second fluide à une température différente passe à travers les tubes. Dans cette section, nous nous intéressons particulièrement au transfert de chaleur par convection associé à l'écoulement transversal sur les tubes.

Les rangées de tubes d'un banc peuvent être soit alignées (en ligne), soit décalées dans le sens de la vitesse du fluide V . La configuration est caractérisée par le diamètre du tube D et par le pas transversal

S_T et pas longitudinal S_L mesurés entre les centres des tubes. Les conditions d'écoulement à l'intérieur de la berge sont dominées par les effets de séparation de la couche limite et par les interactions de sillage, qui à leur tour influencent le transfert de chaleur par convection [11].

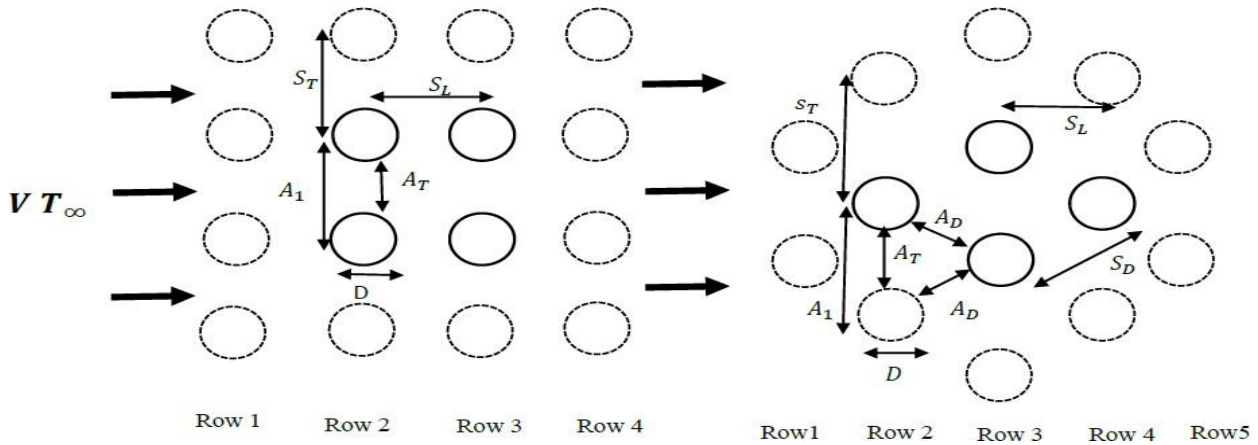


Figure II.6 : Arrangements de tubes dans une banque. (a) Aligné, (b) Décalé

$$A_1 = S_T L$$

$$A_D = (S_D - D)L$$

$$A_T = (S_T - D)L$$

L'écoulement autour des tubes dans la première rangée d'un banc de tubes est similaire à celui d'un seul cylindre (isolé) en écoulement transversal. De manière correspondante, le coefficient de transfert de chaleur pour un tube de la première rangée est approximativement égal à celui d'un tube unique en écoulement transversal. Pour les rangées en aval, les conditions d'écoulement dépendent fortement de la disposition du banc de tubes. Les tubes alignés au-delà de la première rangée résident dans le sillage des tubes en amont et, pour des valeurs modérées de S_L , les coefficients de convection associés aux rangées en aval sont améliorés par le mélange ou la turbulence de l'écoulement. Typiquement, le coefficient de convection d'une rangée augmente avec l'augmentation du nombre de rangées jusqu'à environ la cinquième rangée, après quoi il y a peu de changement dans les conditions d'écoulement et donc dans le coefficient de convection. Pour les grands S_L , l'influence des rangées en amont diminue et le transfert de chaleur dans les rangées en aval n'est pas amélioré. Pour cette raison, le fonctionnement de bancs de tubes alignés avec $S_T/S_L < 0,7$ n'est pas souhaitable. Pour le réseau de tubes en quinconce, le trajet de l'écoulement principal est plus tortueux et le mélange du fluide à écoulement transversal est augmenté par rapport à l'agencement de tubes alignés. En général, l'amélioration du transfert de chaleur est favorisée par l'écoulement plus tortueux d'un

agencement échelonné, en particulier pour les petits nombres de Reynolds $Re_D \leq 100$

En règle générale, nous souhaitons connaître le coefficient de transfert de chaleur moyen pour l'ensemble du banc de tubes. Grimson a proposé l'équation suivante pour le flux d'air croisé sur un faisceau de 10 rangées ou plus, [12].

$(N_L \geq 10)$.

$$Nu_D = \frac{\pi D}{K} = C_1 Re_{Dmax}^m \tag{II.7}$$

$N_L \geq 10$

$pr = 0.7$

$2000 < Re_D, < 40000$

Les coefficients C_1 et mon été donné dans le tableau 3 pour différences dispositions géométriques et d'écoulement. Ce résultat peut être généralisé pour les autres fluides multipliant avec. $1,13 (pr)^{\frac{1}{3}}$ Enfin, ce qui suit relations sont obtenues : [11]

$$Nu_D = 1,13 C_1 Re_{Dmax}^m (pr)^{\frac{1}{3}} \tag{II.8}$$

$N_L \geq 10$

$Pr \geq 0.7$

$2000 < Re_{Dmax} < 40000$

Les propriétés dans les équations ci-dessus doivent être prises en compte à la température moyenne du film. Si $N_L < 10$, le facteur de correction C_2 est utilisé dans l'équation précédente. C_2 valeurs sont données dans le tableau ci-dessous, [11].

$$Nu_D [N_L < 10 = C_2 Nu_D] Nu_L \geq 10 \tag{II.9}$$

Bon pour $500 > pr > 0,7$ et $3,2 > \frac{Pr}{Pr_s} > 1$ où C_2 dépend du nombre de rows N_L rows comme :

Tableau II.1. C_2 facteurs de correction pour $N_L < 10$,

N_{rows}	1	2	3	4	5	6	7	8	9
------------	---	---	---	---	---	---	---	---	---

In line	0.64	0.80	0.87	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	1
Staggered	0.68	0.78	0.83	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	1

a proposé une autre corrélation comme ci-dessous ;

$$Nu_D = C_1 C_2 Re_{Dmax}^n Pr^m \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0,25} \quad (II.10)$$

$$N_L \geq 20$$

$$500 \geq Pr \geq 0.7$$

$$2 * 10^6 \geq Re \geq 1000$$

Avec $n = 0$ pour les gaz et $1/4$ pour les liquides.

Où N_L est le nombre de rangées de tubes, toutes les propriétés sauf Pr_s (Prandtl Number at the surface temperature) sont évaluées à la moyenne arithmétique des températures d'entrée ($T_i = T_\infty$) et de sortie (T_o) du fluide, et les constantes C_1 et m sont répertoriés dans le tableau ci-dessous. La nécessité d'évaluer les propriétés du fluide à la moyenne arithmétique des températures d'entrée et de sortie est dictée par le fait que la température du fluide diminuera ou augmentera, respectivement, en raison du transfert de chaleur vers ou depuis les tubes. Si

Le changement de la température moyenne du fluide, $|T_i - T_o|$, est important, une erreur significative pourrait résulter de l'évaluation des propriétés à la température d'entrée.

Corrélations du nombre de Nusselt pour l'écoulement transversal sur les bancs de tubes pour $N > 16$ et $500 > pr > 0,7$ comme :

Tableau II.2. Constantes de l'équation pour la banque de tubes,

Type de banquet	Re_D gamme	C_2	n	m
En ligne	$0 < Re < 10^2$	0.9	0.4	0.36
En ligne	$10^2 < Re < 10^3$	0.52	0.5	0.36
En ligne	$10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$	0.27	0.63	0.36
En ligne	$2 \cdot 10^5 < Re < 2 \cdot 10^6$	0.033	0.8	0.4
Décalé	$0 < Re < 5 \cdot 10^2$	1.04	0.4	0.36

Décalé	$5 \cdot 10^2 < Re < 10^3$	0.71	0.5	0.36
Décalé	$10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$	$0.35 \left(\frac{S_T}{S_L}\right)^{0.2}$	0.6	0.36
Décalé	$2 \cdot 10^5 < Re < 2 \cdot 10^6$	$0.031 \left(\frac{S_T}{S_L}\right)^{0.2}$	0.8	0.36

Pour $\frac{S_T}{S_L} < 0,7$ le transfert de chaleur est inefficace et les tubes alignés ne doivent pas être utilisés.

Et C_1, m dépend de la disposition et du régime d'écoulement comme :

Tableau II.3. Constantes C_1 et m pour 10 numéros de rangées et plus dans la banque de tubes,

		S_T/D							
		1.25		1.5		2.0		3.0	
		S_L/D	C_1	m	C_1	m	C_1	m	C_1
aligné	1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
	1.5	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
	2.0	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
	3.0	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
décalé	0.6	*	*	*	*	*	*	0.213	0.636
	0.9	*	*	*	*	0.446	0.571	0.401	0.581
	1.0	*	*	0.497	0.558	*	*	*	*
	1.125	*	*	*	*	0.478	0.565	0.518	0.560
	1.250	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562

S'il y a 20 rangées de tubes ou moins, $N_L \leq 20$, le coefficient de transfert de chaleur moyen est généralement réduit et un facteur de correction peut être appliqué tel que :

$$Nu|Nu_L < 20C_2Nu_D|Nu_L \tag{II.11}$$

Où C_2 est donné dans le tableau :

Tableau II.4. Facteur de correction C_2 pour $N_L \leq 20 \text{ Re}_D, \geq 10^3$,

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13	16
aligné	0.70	0.80	0.86	0.90	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99
décalé	0.64	0.76	0.84	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

Le nombre de Reynolds $Re_{D,max}$ pour la corrélation précédente est basé sur la vitesse maximale du fluide se produisant dans le banc de tubes, [12].

$$Re_{D,max} = \frac{\rho V_{max} D}{\mu} = \frac{V_{max} D}{\nu} \quad (\text{II.12})$$

Pour la disposition alignée, V_{max} se produit au plan transversal A_1 , et à partir de l'exigence de conservation de masse pour un fluide incompressible.

$$\rho V A_1 = \rho V_{max} A_T \quad (\text{II.13})$$

La vitesse maximale devient alors :

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} V \quad (\text{II.14})$$

Pour la configuration en quinconce, la vitesse maximale peut se produire soit dans le plan transversal

A_1 ou le plan diagonal A_2 . Cela se produira à A_2 si les lignes sont espacées de telle sorte que,

$$2(S_D - D) < (S_T - D) \quad (\text{II.15})$$

Le facteur 2 résulte de la bifurcation subie par le fluide se déplaçant du A_1 au A_2 avions. Donc V_{max} se produit en A_2 si

$$S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right] < \frac{S_T + D}{2} \quad (\text{II.16})$$

Auquel cas il est donné par :

$$V_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - S_D)} V \quad (\text{II.17})$$

Si V_{max} se produit en A_1 pour la configuration décalée, elle peut à nouveau être calculée à partir de la méthode donnée pour la disposition alignée.

Étant donné que le fluide peut subir un grand changement de température lorsqu'il se déplace dans le banc de tubes, le taux de transfert de chaleur pourrait être considérablement surestimé en utilisant $\Delta T = T_s - T_\infty$ comme différence de température dans la loi de refroidissement de Newton. que le fluide se déplace à travers la banque, son

la température approche T_s et $|\Delta T|$ diminue. La forme appropriée de ΔT se révèle être une différence de température log-moyenne [12].

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_s - T_i) - (T_s - T_o)}{\ln \left(\frac{T_s - T_i}{T_s - T_o} \right)} \quad (\text{II.18})$$

II-7.2 Ecoulement externe

Lorsqu'il s'agit d'écoulements internes, il est important de connaître l'étendue de la région d'entrée, qui dépend si l'écoulement est laminaire ou turbulent. le nombre de Reynolds pour l'écoulement dans un tube circulaire est défini comme :

$$Re = \frac{DV\rho}{\mu} = \frac{DV}{\nu} \quad (\text{II.19})$$

Ici, D est le diamètre intérieur du tube (ou tuyau), V est la vitesse moyenne du fluide, ρ est la densité du fluide et μ

est sa viscosité dynamique. Il est courant d'utiliser la viscosité cinématique $\nu = \mu/\rho$ dans la définition du nombre de Reynolds. Une autre forme courante consiste à utiliser le débit massique \dot{m} au lieu de la vitesse moyenne. Le débit massique est lié au débit volumétrique Q via $\dot{m} = \rho Q$ et nous pouvons écrire.

$$Q = \frac{\pi}{4} D^2 V \quad (\text{II.20})$$

Lorsque le nombre de Reynolds est un rapport entre $2\,300 < Re < 4\,000$. Une corrélation pour le nombre de Nusselt pour le transfert de chaleur par flux laminaire a été fournie par Seder et Tate :

$$Nu = 1,86 Re^{\frac{1}{3}} pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{D}{L}\right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (\text{II.21})$$

II-7.2.1. La vitesse moyenne

Comme la vitesse varie sur la section transversale et qu'il n'y a pas de flux libre bien défini, il est nécessaire de travailler avec une vitesse moyenne u_m lorsqu'il s'agit d'écoulements internes. Cette vitesse est définie de telle sorte que, lorsqu'elle est multipliée par la densité du fluide et la section transversale du tube A_c , elle fournit le débit massique à travers le tube. Ainsi.

$$m = \rho u_m A_c \quad (\text{II.22})$$

Pour un écoulement constant et incompressible dans un tube de section transversale uniforme, et u_m sont des constantes indépendantes de x . Pour un écoulement dans un tube circulaire en $A_c = \pi D^2/4$, le nombre de Reynolds se réduit à.

$$Re_D = \frac{4Q}{\pi D v} = \frac{4m}{\pi D \mu} \quad (\text{II.23})$$

II.7.2.2. Facteur de frottement pour flux laminaire

L'ingénieur s'intéresse souvent à la chute de pression nécessaire pour maintenir un débit interne car ce paramètre détermine les besoins en puissance de la pompe ou du ventilateur. Pour un flux laminaire pleinement développé :

$$f = \frac{64}{Re_d} \quad (\text{II.24})$$

Pour un écoulement turbulent pleinement développé, l'analyse est beaucoup plus compliquée, et nous devons finalement nous fier aux résultats expérimentaux. En plus de dépendre du nombre de Reynolds, le facteur de frottement est fonction de l'état de surface du tube et augmente avec la rugosité de la surface, c'est-à-dire que les facteurs de frottement mesurés couvrant une large gamme de conditions ont été corrélés par Colebrook et sont décrits par l'expression transcendante :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2,0 \log \left[\frac{e}{3,7} + \frac{2,51}{Re_D \sqrt{f}} \right] \quad (\text{II.25})$$

Une corrélation pour l'état de surface lisse qui englobe une large gamme de nombres de Reynolds a été développée par Petoukhov et est de la forme :

$$f = (0,790 \ln Re_D - 1,64)^{-2} \quad (\text{II.26})$$

$3000 \leq Re_D \leq 5 * 10^6$ Une autre corrélation donnant d'excellents résultats sur des surfaces lisses est fournie ci-dessous :

$$f = 0,316 Re_D^{-\frac{1}{4}} \quad (\text{II.27})$$

$$Re_D \leq 2.104$$

$$f = 0,184 Re_D^{-\frac{1}{5}} \quad (\text{II.28})$$

$$Re_D \geq 2,104$$

Une corrélation pour le nombre de Nusselt sous écoulement turbulent dans des tubes circulaires, valable pour des tubes lisses sur une large gamme de nombres de Reynolds incluant la région de transition, est fournie par Gnielinski : [13]

$$Nu = \frac{\left(\frac{f_c}{8}\right)(Re-1000)pr}{1+12,7\left(\frac{f_c}{8}\right)^{\frac{1}{2}}\left(pr^{\frac{2}{3}}-1\right)} \quad (\text{II.29})$$

La corrélation est valable pour $0,5 \leq Pr \leq 2000$ et $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$. En utilisant cette équation, qui s'applique à la fois au flux de chaleur de surface uniforme et à la température, les propriétés doivent être évaluées à la température moyenne T_m .

II-8. Conclusion

A travers de ce chapitre, nous avons présenté les différents mécanismes de transfert de chaleur, les différents types d'écoulement de fluide. Nous avons basé notre étude sur des corrélations pour calculer les paramètres essentiels du transfert convectif.

Références

- [1] Ould Amer.N & Ouadah.S, thèse master « Simulation numérique d'un écoulement avec transfert de chaleur d'un nanofluide dans un dissipateur de chaleur » en Faculté de technologie, Département de génie mécanique, option : énergétique, Université de M'sila, 2017/2018.
- [2] « Techniques de froid technique général », Cfmn Log YSH04054, 30 juin 1998. l'ingénieur, traité mécanique et chaleur [B2342].
- [3] Yves Jannot, « transfert thermique », p7/p161, 2012.
- [4] « transfer de chaleur » CESIRE, université de Joseph Fourier, Grenoble.
- [5] M. S. Mon and U. Gross, « Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers », International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 47, pp. 1953-1964, 2004.
- [6] Deziri nadjem eddine, simulation d'une conception d'un échangeur de chaleur à faisceau et calandre, mémoire de Master, université badji Mokhtar Annaba, 2017.
- [7] Mr.A.MENIDJEL, Formation IAP industrie échangeur de chaleur à faisceaux et calandre 2009
- [8] Mme BADACHE Souad, Contribution à la modélisation thermique d'une machine à reluctance variable à double saillance (MRV6/4) par éléments finis en 2D et 3D These de Doctorat réaliser ,Université Technologie d'Oran 2016
- [9] <https://studylibfr.com/doc/2569498/chapitre-i---g%C3%A9n%C3%A9ralit%C3%A9s-sur-les-%C3%A9coulements-des-fluide-ss>
- [10] Jacques PADET échangeurs thermiques methods globales de calcul avec problems résolus seconde édition

[11] Butterworth, D. (1978) the development of a model for three-dimensional flow in tube bundles,

Int. J. Heat Mass Trans.

[12] From Zukauskas, Ref. 16, 1985). PFE-Heat-Exchangers

[13] Kays, W.M., and London, A. 1., Basic Heat Transfer and Flow Friction Design Data for Gas Flow Normal to Banks of Staggered T

Chapitre III :

Méthodes de Calcul des Échangeurs de Chaleur

III-1.Introduction

Les échangeurs de chaleur sont des équipements, permettant le transfert de la chaleur d'un fluide vers un autre, ce transfert s'effectue par un rayonnement, convection et conduction. Ils jouent un rôle très important dans les installations industrielles et permettent d'augmenter le rendement. Pour cela, il faut établir de bonnes procédures de calcul et de dimensionnement de ce dispositif. Ce calcul nécessite l'utilisation de corrélations pour les calculs thermiques et hydrauliques. Dans ce chapitre, nous allons présenter les différentes méthodes technico-économiques de dimensionnement et de calcul d'un échangeur de chaleur.

III-2.Étude d'un échangeur

Dans l'étude d'un échangeur, on cherche toujours à obtenir une puissance d'échange donnée, avec la plus faible surface d'échange et le moins de pertes de charge possible, autrement dit meilleur coût d'investissement et d'exploitation. Des contraintes d'encombrement, de poids, de corrosion, de normalisation, interviennent, ce qui fait que les paramètres dont on dispose sont généralement bien plus nombreux que les équations, certains impératifs étant de nature essentiellement technologique ou économique. L'étude complète d'un échangeur fait donc appel à différentes disciplines (thermique, mécanique des fluides, technologie, etc...).

Dans notre cas, nous n'avons abordé que l'aspect thermique, autrement dit l'évaluation des performances thermiques des échangeurs de chaleur.

III-2.1.Coefficient global de transfert de chaleur

Le Coefficient de transfert de chaleur représente la "force " avec laquelle la puissance est transmise entre la paroi et le fluide, ce coefficient peut être petit ce que signifie que la chaleur est transmise d'une façon non performante. De même, ce coefficient peut prendre des valeurs importantes ce qui conduit à un transfert très efficace.

Ce coefficient est directement affecté par les propriétés physiques des fluides [1], [2].

$$\Phi = h \cdot s(T_c - T_f) \quad (\text{III-1})$$

Les méthodes destinées pour le dimensionnement et le calcul des échangeurs sont analytiques ou numériques.

III-2.2.Méthodes analytiques

Il existe deux méthodes de calcul :

- Méthode de la différence de température logarithmique moyenne, appelée méthode

DTLM.

➤ Méthode du nombre d'unités de transfert, dite méthode NUT, également utilisée en génie chimique pour le transfert de masse [3].

III-2.2.1.Méthode DTLM

Cette méthode permet de déterminer la surface d'échange S connaissant la puissance échangée et les températures d'entrée et de sortie des deux fluides chaud et froid [4].

Considérons un échangeur tubulaire simple est constitué de deux tubes cylindriques coaxiaux. Un fluide (généralement le fluide chaud) circule dans le tube intérieur, et l'autre dans l'espace annulaire compris entre les deux tubes. Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid s'effectue à travers la paroi qui constitue le tube intérieur. Le fluide chaud

entre dans l'échangeur à la température T_c^1 et en sort à T_c^2 . Le fluide froid entre à T_f^1 et sort à T_f^2 . Le flux de chaleur peut être évalué de différentes manières :

- Pour toute la longueur de l'échangeur :

$$\Phi = h \cdot s(T_c - T_f) \quad \text{(III.2)}$$

- Le transfert de chaleur dans une portion d'échangeur de longueur dx et une section dA

$$d\Phi = h \cdot (T_c - T_f) \cdot ds \quad \text{(III.3)}$$

- Perte de chaleur par le fluide chaud : m_c

$$d\Phi = -\dot{m}_c \cdot C_{pc} \cdot dT_c \quad \text{(III.4)}$$

- Gain de chaleur par le fluide froid :

$$d\Phi = \dot{m}_f \cdot C_{pf} \cdot dT_{cf} \quad \text{(III.5)}$$

D'après les dernières équations, on peut écrire :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -h \left[\frac{1}{\dot{m}_c \cdot C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f \cdot C_{pf}} \right] \quad \text{(III.6)}$$

Par intégration, nous obtenons :

$$\log \left(\frac{T_c^2 - T_f^2}{T_c^1 - T_f^1} \right) = -h \cdot \left[\frac{1}{\dot{m}_c \cdot C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f \cdot C_{pf}} \right] \cdot s \quad \text{(III.7)}$$

Alors :

$$\Phi = h \cdot s \cdot (\Delta T)_{lm} \quad \text{(III.8)}$$

Avec :

$$(\Delta T)_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\log \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad \text{(III.9)}$$

ΔT_1 et ΔT_2 : Différences de températures des fluides à chaque extrémité.

$(\Delta T)_{lm}$: C'est la différence de température logarithmique moyenne entre les deux fluides sur tout l'échangeur. La surface peut être alors calculée :

$$S = \int \frac{d\phi}{h \cdot (T_1 - T_2)} \tag{III.10}$$

T_1 et T_2 sont les températures des fluides de part et d'autre de la paroi.

Globalement, la surface d'échange ne peut être calculée qu'en admettant les hypothèses suivantes :

- ✓ On définit une température moyenne caractéristique.
- ✓ On suppose constant le coefficient d'échange global h déterminé à la température caractéristique d'échange.

La surface s'obtient par la relation :

$$S = \frac{\phi}{h \cdot F \cdot (\Delta T)_{lm}} \tag{III.11}$$

Dans la pratique, on préfère exprimer la DTLM à partir de la différence moyenne logarithmique d'un échangeur à contre-courant calculée avec les mêmes températures d'entrée et de sortie des fluides, multipliée par un facteur correctif F [4, 5].

Ce facteur correctif F vaut 1 dans le cas d'un échangeur à contre-courant. Le déroulement des calculs peut se faire comme suit (III.2) :

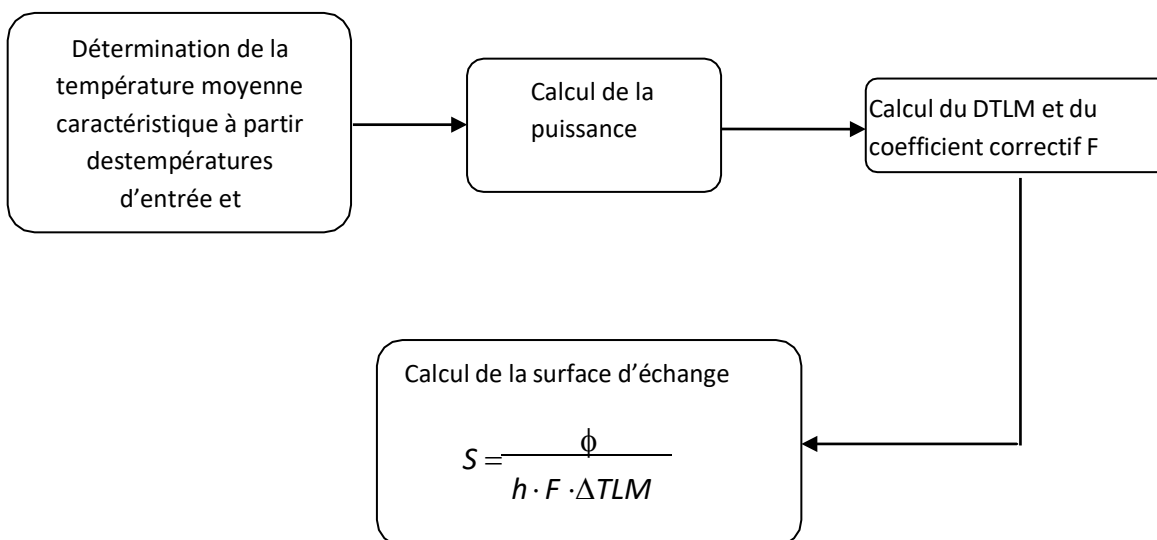


Figure III.1 : Organigramme de calcul par la méthode DTLM [4]

• Efficacité d'un échangeur

On définit l'efficacité d'un échangeur comme 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.

$$\eta = \frac{\phi}{\phi_{max}} \tag{III.12}$$

La distribution des températures dans un échangeur à contre-courant présente l'un des allures suivantes (Figure III.3) :

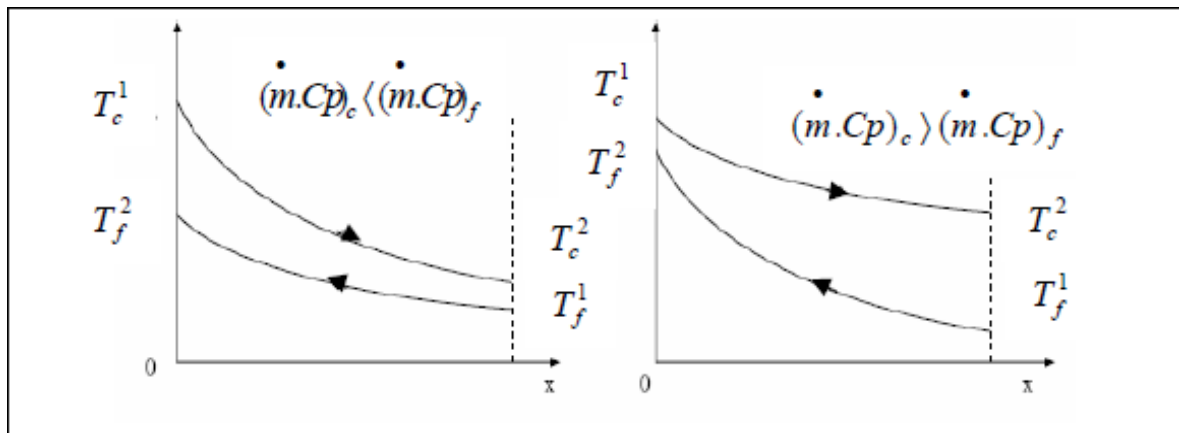


Figure III.2 : Profil des températures dans un échangeur tubulaire à contre-courant [6]

Le flux de chaleur maximal est calculé par l'équation suivante :

$$\phi = (\dot{m} \cdot C_p)_{min} \cdot (T_c^1 - T_f^1) \tag{III.13}$$

Si :

$$(\dot{m} \cdot C_p)_{min} = (\dot{m} \cdot C_p)_c \tag{III.14}$$

$$\phi_{max} = (\dot{m} \cdot C_p)_c \cdot (T_c^1 - T_f^1) \tag{III.15}$$

$$\phi = (\dot{m} \cdot C_p)_c \cdot (T_c^1 - T_c^2) \tag{III.16}$$

Alors l'efficacité est définie par :

$$\eta = \frac{T_c^1 - T_c^2}{T_c^1 - T_f^1} \tag{III.17}$$

Si :

$$(\dot{m} \cdot C_P)_{min} = (\dot{m} \cdot C_P)_f \quad (\text{III.18})$$

$$\phi_{max} = (\dot{m} \cdot C_P)_f \cdot (T_c^1 - T_f^1) \quad (\text{III.19})$$

$$\phi = (\dot{m} \cdot C_P)_f \cdot (T_f^2 - T_f^1) \quad (\text{III.20})$$

L'efficacité s'écrit :

$$\eta = \frac{T_c^1 - T_c^2}{T_c^1 - T_f^1} \quad (\text{III.21})$$

III-3. Méthode NUT

La méthode NUT permet d'apporter une réponse élégante et rapide à la plupart des problèmes qui se posent dans les études d'ingénierie relatives aux échangeurs. Ceux-ci se répartissent en deux grandes classes :

➤ Des problèmes de conception dans lesquels les températures d'entrée et une température de sortie sont imposées, les débits étant connus. La question est : sélectionner le modèle d'échangeur le plus approprié, et chercher sa taille, c'est-à-dire la surface d'échange nécessaire pour obtenir la température de sortie désirée.

La méthode à employer consiste à la détermination du NUT puis l'efficacité pour calculer finalement la surface d'échange nécessaire. Le déroulement du calcul peut être schématisé comme suit (Figure III.3) :

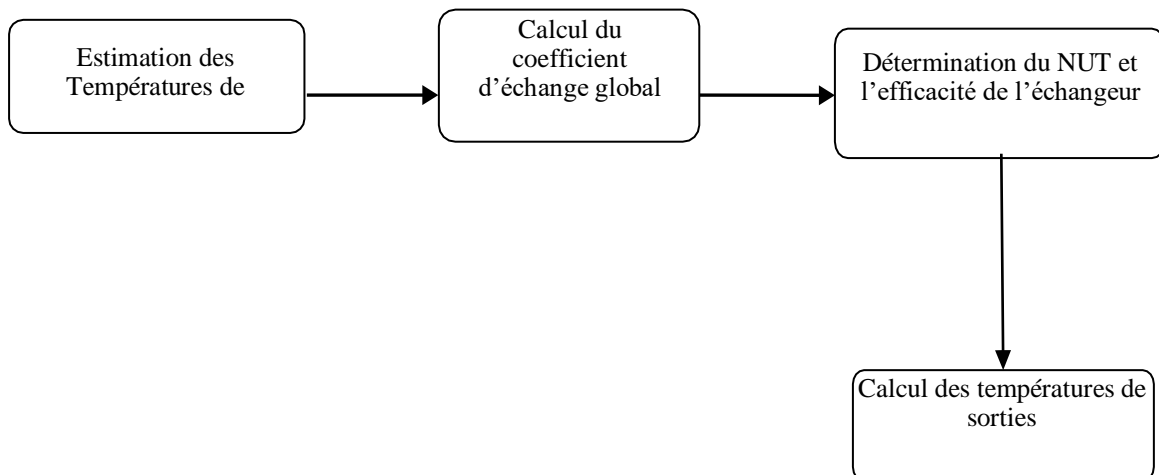


Figure III.3 : Organigramme de calcul par la méthode NUT [7]

➤ Des problèmes de performance où les données sont le modèle et la taille de l'échangeur, les débits et les températures d'entrée. Il s'agit alors de déterminer la puissance et les températures

de sortie. La méthode permet de calculer NUT à partir des données initiales, d'où l'en déduit la valeur de l'efficacité et les deux températures de sorties [8].

Le Rapport de déséquilibre : c'est le rapport des débits thermiques :

$$R = \frac{(\dot{m}.C_p)_f}{(\dot{m}.C_p)_c} \quad (\text{III.22})$$

- Nombre d'unités de transfert

On appelle nombre d'unités de transfert, le nombre sans dimension donné par :

$$NUT = \frac{h.s}{\dot{m}.C_p} \quad (\text{III.23})$$

Le nombre d'unités de transfert du coté chaud :

$$NUT_c = \frac{h.s}{(\dot{m}_c.C_{p_c})} \quad (\text{III.24})$$

Le nombre d'unités de transfert du côté froid :

$$NUT_c = \frac{h.s}{(\dot{m}_f.C_{p_f})} \quad (\text{III.25})$$

Dans la pratique, seul le NUT correspondant au débit thermique minimum est utile. On le notera NUT sans préciser d'indice :

$$NUT = \frac{h.s}{(\dot{m}.C_p)_{min}} \quad (\text{III.26})$$

L'idée de la méthode du NUT consiste à exprimer l'efficacité η de l'échangeur en fonction des deux paramètres R et NUT pour chaque configuration d'échangeur.

On dispose alors d'une fonction générale indépendante des conditions particulières de température ou de débit qui permet de calculer rapidement les flux mis en jeu sans connaître les températures de sortie.

Dans ce cas, il suffit de calculer R puis le NUT puisqu'on connaît les caractéristiques de l'échangeur et les débits ce qui permet de calculer η à partir de l'équation :

$$\eta = \frac{1 - \exp(-NUT(1-R))}{1-R} \quad (\text{III.27})$$

Il ne reste plus qu'à calculer le flux par l'équation :

$$\phi = \eta \cdot \phi_{max} \quad (\text{III.28})$$

Les températures de sortie seront déduites :

$$\phi_c = \dot{m}.C_p(T_c^2 - T_c^1) \quad (\text{III.29})$$

$$\phi_f = \dot{m}.C_{p_f}(T_f^2 - T_f^1) \quad (\text{III.30})$$

Le nombre d'unité de transfert NUT pour un problème posé où l'on connaît les différentes températures aux bornes de l'échangeur caractérise le service thermique demandé.

Pour une circulation à simple passe, ce nombre est défini par :

$$NUT = \frac{h.s}{(\dot{m}.C_p)_{min}} \quad (\text{III.31})$$

Dans le cas où le un nombre d'unité de transfert est trop petit ($NUT < 1$), l'échangeur est peu efficace, quel que soit le sens de circulation. Dans le cas contraire, si le nombre d'unité de transfert est assez grand ($NUT =$ de 5 à 10), l'échangeur de chaleur est très efficace [9-10].

- **Relation entre l'efficacité et NUT**

La relation entre l'efficacité et le nombre d'unités de transferts NUT est donnée par l'équation :

$$NUT = -\ln(1 - \eta) \quad (\text{III.32})$$

III-4. Conclusion

Pour le dimensionnement d'un échangeur suivant son utilisation, plusieurs critères sont à considérer. La puissance thermique est toujours la principale préoccupation, mais le choix définitif de l'échangeur peut dépendre d'autres paramètres tels que les pertes de pression, l'encombrement, la masse l'encrassement, la température de paroi à ne pas dépasser, les matériaux utilisés...etc.

Concernant le dimensionnement des échangeurs, nous pouvons conclure que les deux méthodes aboutissent aux mêmes résultats. Cependant, la méthode NUT est utilisée pour le dimensionnement des installations frigorifiques ou les températures de sortie ne sont pas connues.

Pour cela, les études les plus intéressantes ont recours à la modélisation numérique, qui permet de prévoir les dysfonctionnements de ces dispositifs et d'étudier leurs performances.

Le chapitre suivant présentera les modèles mathématiques qui permettent de simuler les échangeurs de chaleur et d'étudier numériquement tous les phénomènes mis en jeu.

Références

- [1] Boulahlib.M.S, « contribution à l'étude des échangeurs de chaleur à ailettes intégrales », thèse de magister, Université de Constantine ,1998.
- [2] Boulahlib.M.S, « installation thermique industrielle », cours TEC628.
- [3] J.F. Saccadura, « Initiation aux transferts thermiques », paris 4 ème tirage 1993.
- [4] Pascal Tobaly, « Echangeurs de Chaleur » ,2002.
- [5] P. Cormault, « Cours de Thermique théorique et pratique », Ecole spéciale de mécanique et d'électricité. Deuxième édition, 1999.
- [6] Yves Jannot, « Transfert Thermique », Ecole des Mines de Nancy , 2003
- [7] A. Bontemps, A. Gareigue, et al. « Dimensionnement Thermique », technique de l'ingénieur [B 2342].
- [8] Jaque Padet, « Echangeurs thermiques, méthodes globales de calculs », paris : Masson 1994.
- [9] R. Vidil, « les échangeurs à plaques et joints, des cription, éléments de dimensionnement », paris, Lavoisier, février 1982.

CHAPITRE IV :

Résultats Et Discussion

IV-1. Introduction

COMSOL Multiphysics 5.4 qui est basé sur la méthode d'éléments finis, est le code numérique employé pour simuler et caractériser le phénomène d'écoulement turbulent et le transfert thermique dans un échangeur de chaleur de tubes à calandre. Le modèle couplé d'écoulement non isotherme prédéfini Multi-physique configuré avec le modèle de Reynolds-Moyenne Navier-Stokes (RANS) qui contient le modèle de turbulence κ - ε standard est le modèle utilisé dans cette étude. En général, les résultats représentés dans cette section obtenue par les simulations numériques effectuées, montrent la fiabilité de notre modèle de turbulence RANS κ - ε proposée pour cette étude, dorénavant ce modèle sera utilisé pour tous les simulations.

VI-2. Présentation de logiciel COMSOL Multiphysics

Notre logiciel est un environnement interactif puissant utilisé pour modéliser et résoudre toutes sortes de problèmes scientifiques et techniques afin de trouver des solutions approchées aux problèmes des valeurs-limites pour les équations différentielles à l'aide de la méthode des éléments finis (MEF).

Le logiciel a été l'idée des étudiants de Germund Dahlquist, au Institut royal de technologie à Stockholm en Suède, La première version publiée en 1998 s'appelait FEMLAB, après 2005, le nom de logiciel est devenu COMSOL Multiphysics. Les problèmes que nous voulons résoudre dans la vie réelle sont toujours basés sur des phénomènes multi physiques. Ainsi, il est nécessaire de prendre en compte l'interaction entre deux domaines de physique ou plus à la fois, avec COMSOL nous pouvons facilement étendre les modèles conventionnels pour un seul type de physique dans le modèle multi physique qui résolvent les phénomènes de physiques couplés.

Le programme offre un environnement de bureau intégré puissant avec un Model Builder qui nous donne un aperçu complet du modèle et l'accès à toutes les fonctionnalités et fournit également une large gamme d'outils pour l'analyse rapide et efficace. COMSOL Multiphysics 5.4 vous permet de minimiser les besoins en prototypes physiques, de diminuer les délais de développement des produits et de réaliser des économies substantielles dans le processus de développement.

L'utilisation de COMSOL est facile et il doit passer par diverses entrées. En commençant par sélectionner le multi-physique type désiré, il peut être à la fois uniques et différents multi physiques. Ensuite, il s'agit de définir les paramètres souhaités, de dessiner des structures, puis de définir les conditions du sous-domaine et des limites en donnant des valeurs appropriées ou en sélectionnant des lois pour le projet. Après avoir rempli toutes les conditions requises, nous devons initialiser le maillage en fonction de ces exigences, puis exécuter la simulation pour obtenir les résultats [1].

IV-3. Géométrie du modèle

La figure (IV.1) illustre la géométrie de l'échangeur de chaleur à tubes cylindrique examiné, où $D=10\text{mm}$, 12mm , et 14mm , l'espacement longitudinal ($S_L= 30\text{mm}$, 40mm , 50mm et 60mm), l'espacement transversal ($S_T=25\text{mm}$). La géométrie du système étudié a été créée en employant le code CFD COMSOL Multiphysics.

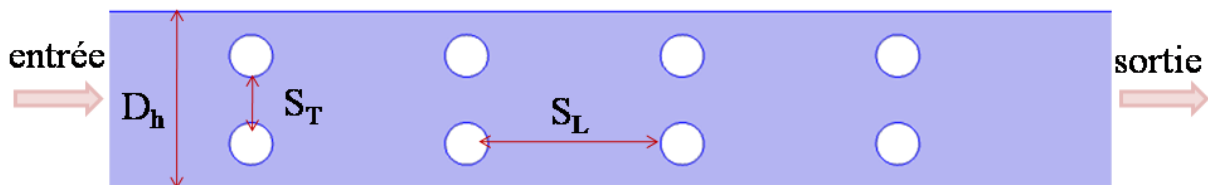


Figure IV.1 : la description géométrie de l'échangeur de chaleur de tubes cylindrique étudié.

Dans cette étude, air a été utilisé comme fluide pour étudier le coefficient de transfert de chaleur et la chute de pression dans un échangeur de chaleur tubulaires à courants croisés. Les propriétés thermo physiques du fluide sont données dans le tableau (IV.2).

Tableau IV.1 : Propriétés thermo physiques des fluides côté calandre et tube à pression atmosphérique.

Propriétés thermo physiques	Air	Unités
Viscosité dynamique	0.00001754	Pa*s
Rapport de chaleur spécifique	1.4	1
La capacité thermique spécifique	1006	J/(kg K)
Densité	1.269	kg/m ³
Conductive thermique	0.02401	W/ (m K)

➤ Formulation mathématique

COMSOL Multiphysics a été utilisé pour la résolution numérique des équations régissant le transfert de chaleur et la perte de charge. Après avoir spécifié le type de fluide et d'échangeur de chaleur, les équations régissant l'analyse du transfert de chaleur et de la chute de pression dans l'échangeur de chaleur ont été sélectionnées, puis des conditions aux limites ont été appliquées au logiciel [2]. Il est

bien connu que la solution du modèle numérique dans COMSOL est basée sur la méthode des éléments finis [3, 4].

Écoulement à convection forcée d'un fluide newtonien incompressible en régime laminaire, avec des propriétés physiques thermiques constantes de l'air en tant que fluide de refroidissement. Un modèle bidimensionnel est considéré en négligeant le mode de transfert de chaleur par rayonnement. A l'entrée l'air est à vitesse $U=U_{in}$ et à température constante $T_{in}= 293K$. Une température de $T_w = 350 K$ est considérée sur la paroi du tube. A la sortie l'échangeur de chaleur, la condition aux limites de Neumann est appliquée.

Pour ces considérations, le modèle s'énonce comme suit :

Equation de continuité

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (IV.1)$$

Equation de la conservation de masse :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{\partial p}{\partial x_j} \quad (IV.2)$$

Equation de l'énergie :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (IV.3)$$

Les paramètres directeurs utilisés pour évaluer les performances de l'échangeur de chaleur sont :

$$Re = \rho U_m D_h / \mu \quad (IV.4)$$

$$Q = m_f c_p (T_{out} - T_{in}) \quad (IV.5)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{((T_{wall}-T_{in})-(T_{wall}-T_{out}))}{\ln((T_{wall}-T_{in})/(T_{wall}-T_{out}))} \quad (IV.6)$$

$$h = Q / (A \Delta T_{lm}) \quad (IV.7)$$

$$Nu = h D_h / k \quad (IV.8)$$

$$\Delta p = p_{in} - p_{out} \quad (IV.9)$$

$$f = \Delta p / (0.5 \rho U_m^2) \quad (IV.10)$$

Le modèle d'écoulement turbulent $k - \varepsilon$ a été utilisé pour résoudre ce problème. Le code du calcul COMSOL Multiphysics utilise les équations de Navier – Stokes comme équations de base pour résoudre les modèles d'écoulement de fluide [3] comme suit :

$$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)\mathbf{u} = \nabla \cdot \left[-p\mathbf{I} + (\mu + \mu_T)(\nabla\mathbf{u} + (\nabla\mathbf{u})^T) - \frac{2}{3}(\mu + \mu_T)(\nabla \cdot \mathbf{u})\mathbf{I} - \frac{2}{3}\rho\mathbf{kI} \right] + \mathbf{F},$$

$$\nabla \cdot (\rho\mathbf{u}) = 0$$

Pour l'énergie cinétique turbulente, nous pouvons écrire comme suit :

$$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)\mathbf{k} = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \nabla\mathbf{k} \right] + P_k - \rho\varepsilon$$

Pour la dissipation,

$$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)\varepsilon = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla\varepsilon \right] + C_{e1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{e2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad \varepsilon = \mathbf{e}p$$

Pour une viscosité turbulente,

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Les constantes empiriques pour le modèle standard de $k-\varepsilon$ sont assignés les valeurs suivantes :

$$C_{e1} = 1.44, \quad C_{e2} = 1.92, \quad C_\mu = 0.09, \quad \sigma_k = 1, \quad \sigma_\varepsilon = 1.3$$

➤ **Maillage**

La géométrie du système étudié a été créée en employant le code CFD COMSOL Multiphysics, version 5.4 Figure (4.2). Comme il est bien adapté aux géométries complexes, les éléments tétraédriques qui opèrent sous les éléments tétraédriques libres ont été utilisé pour mailler le domaine de calcul, cet algorithme fournit un maillage non structuré avec une taille d'élément variable, ce qui nous permet d'effectuer un maillage plus dense autour des tubes et des chicanes (figure (4.2)).

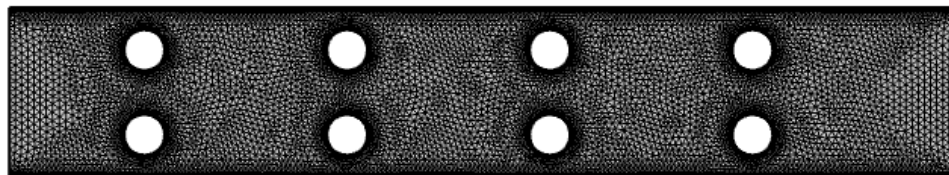
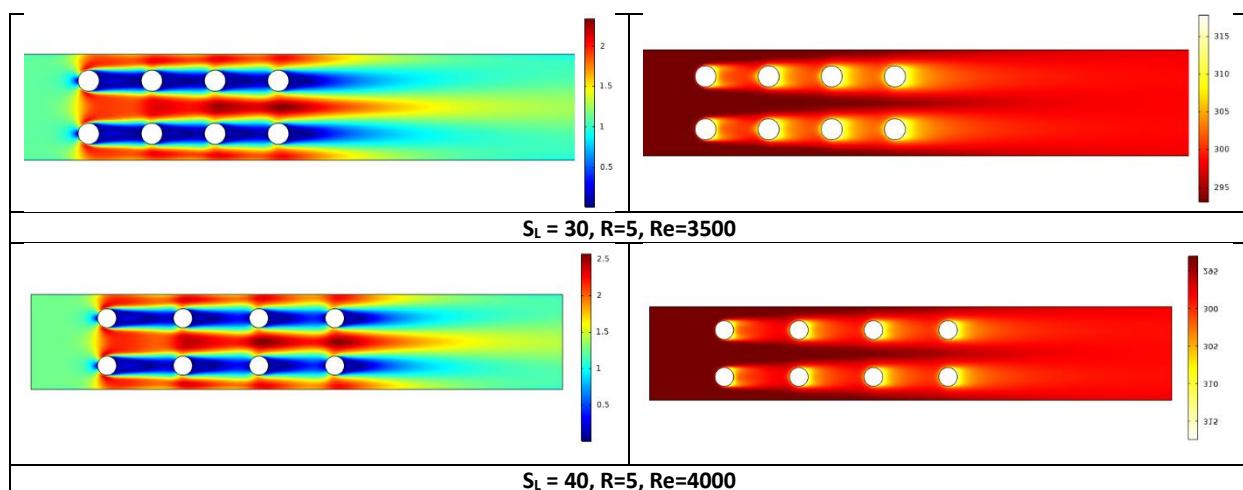


Figure IV.2 : le modèle du maillage de l'échangeur de chaleur utilise dans la simulation numérique.

IV-4. Résultats et discussions

➤ Écoulement et champ thermique

Pour une meilleure compréhension des effets d'espacement longitudinal S_L et le diamètre des tubes cylindriques, sur les performances dynamiques et thermiques dans les échangeurs de chaleur, nous avons présenté les contours de champ de la température et de la vitesse comme le montrent les figures 3,4 et 5 pour des différents nombres de Reynolds. Les contours de vitesse (à gauche) et de température (à droite) sont représentés pour $S_L=30, 40, 50$ et 60 . Le flux de fluide à travers les tubes cylindriques crée deux zones primordiales en raison de sa séparation dans les extrémités supérieure et inférieure des tubes ; le premier apparaît en couleur rouge qui est présent dans la région de rattachement à grande vitesse. La deuxième zone à des valeurs de vitesse inférieures qui illustre les zones de recirculation derrière les tubes. Une zone à haute température est formée autour du tube cylindrique et une zone à basse température est représentée entre les deux rangées du tube cylindrique. De plus, les caractéristiques thermiques pour les différents $S_L = 30, 40, 50$ et 60 sont évidemment présentées pour $R=5,6$ et 7mm . Par conséquent, l'augmentation du S_L peut développer les performances dynamiques et thermiques des échangeurs de chaleur. La figure 3 présente également l'effet de l'écoulement du fluide et du champ thermique sur les performances thermiques de l'échangeur de chaleur. Dans cette figure, il n'y a pas une grande différence entre les différentes configurations, où les phénomènes d'écoulement de fluide et de distribution de température sont presque les mêmes. Mais, l'effet du S_L et le nombre de Reynolds sont évidents dans cette figure, où l'incrément de ces paramètres permet de développer les zones de rattachement et de réduire la formation des zones de recirculation derrière les tubes. Ainsi, le paramètre S_L est crucial pour la conception d'échangeurs de chaleur performants. L'effet de diamètre des tubes cylindriques sur les performances thermiques de l'échangeur de chaleur est aussi présenté dans les figures suivantes. Dans cette figure, il y a une grande différence entre les trois figures, où les phénomènes d'écoulement de fluide et de distribution de température ne sont pas les mêmes.



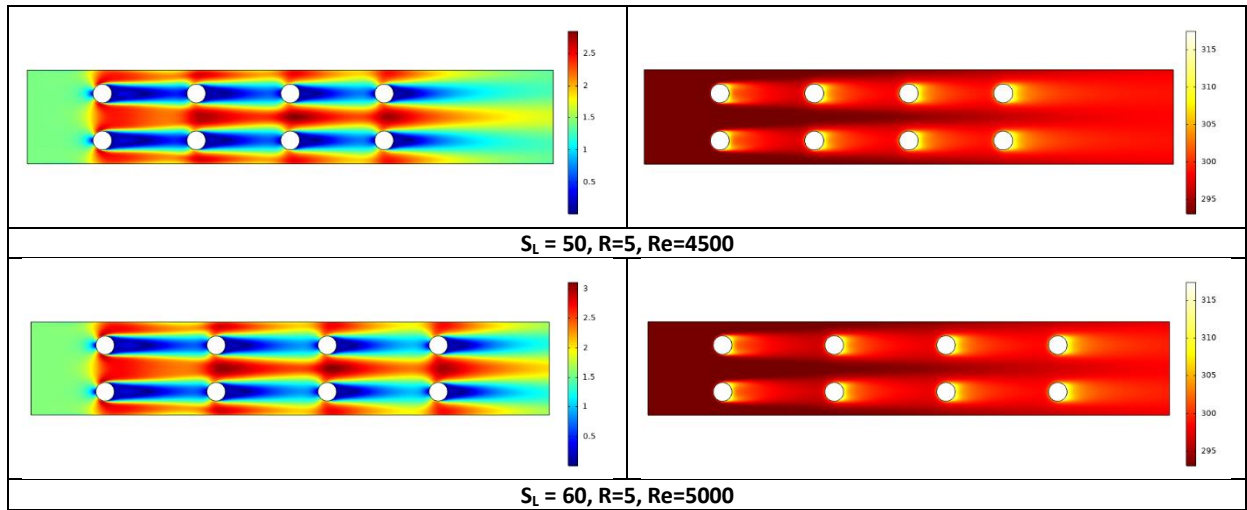


Figure IV.3 : la variation des paramètres thermo-hydrauliques (champ de vitesse et température) de l'échangeur de chaleur pour R=5mm.

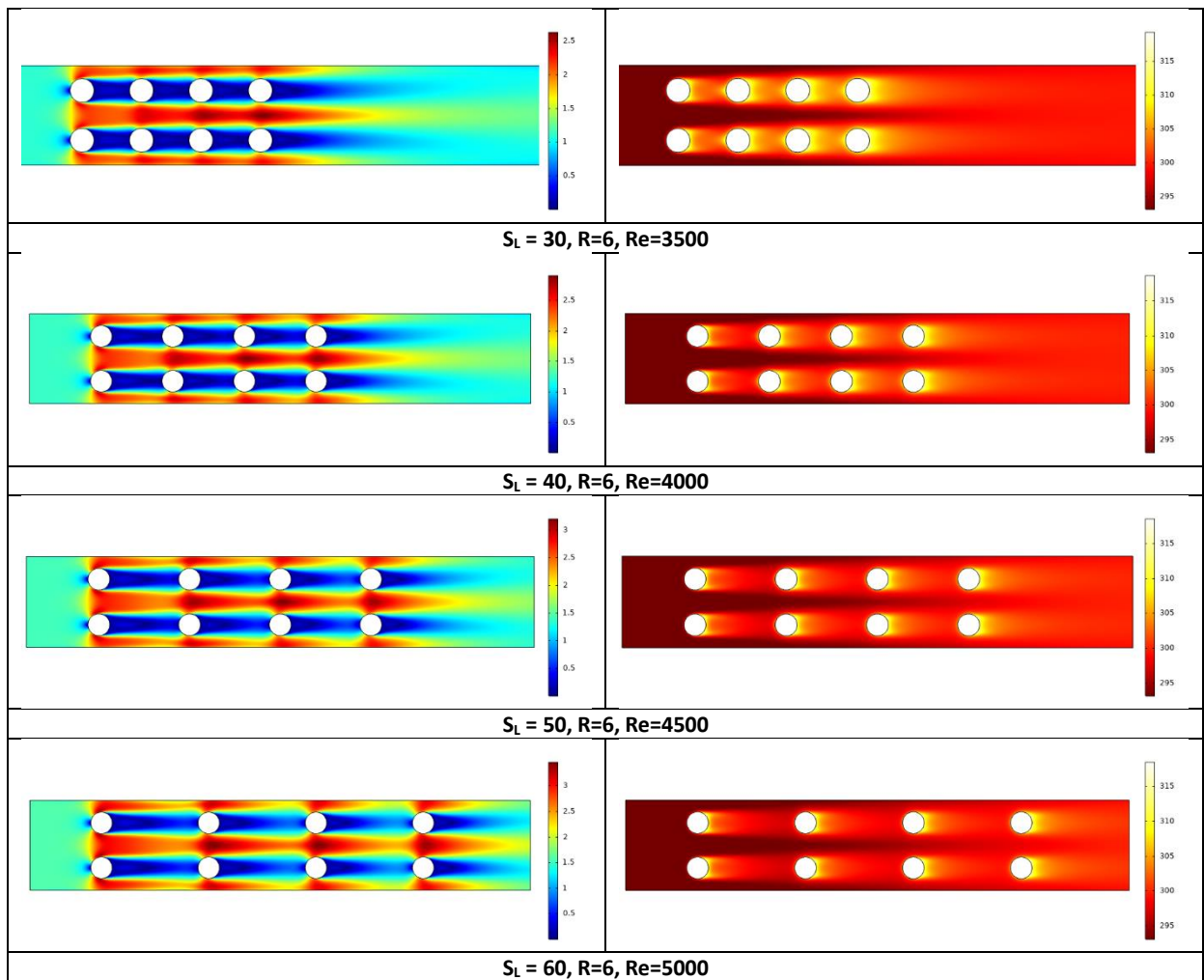


Figure IV.4 : la variation des paramètres thermo-hydrauliques (champ de vitesse et température) de l'échangeur de chaleur pour R=6mm.

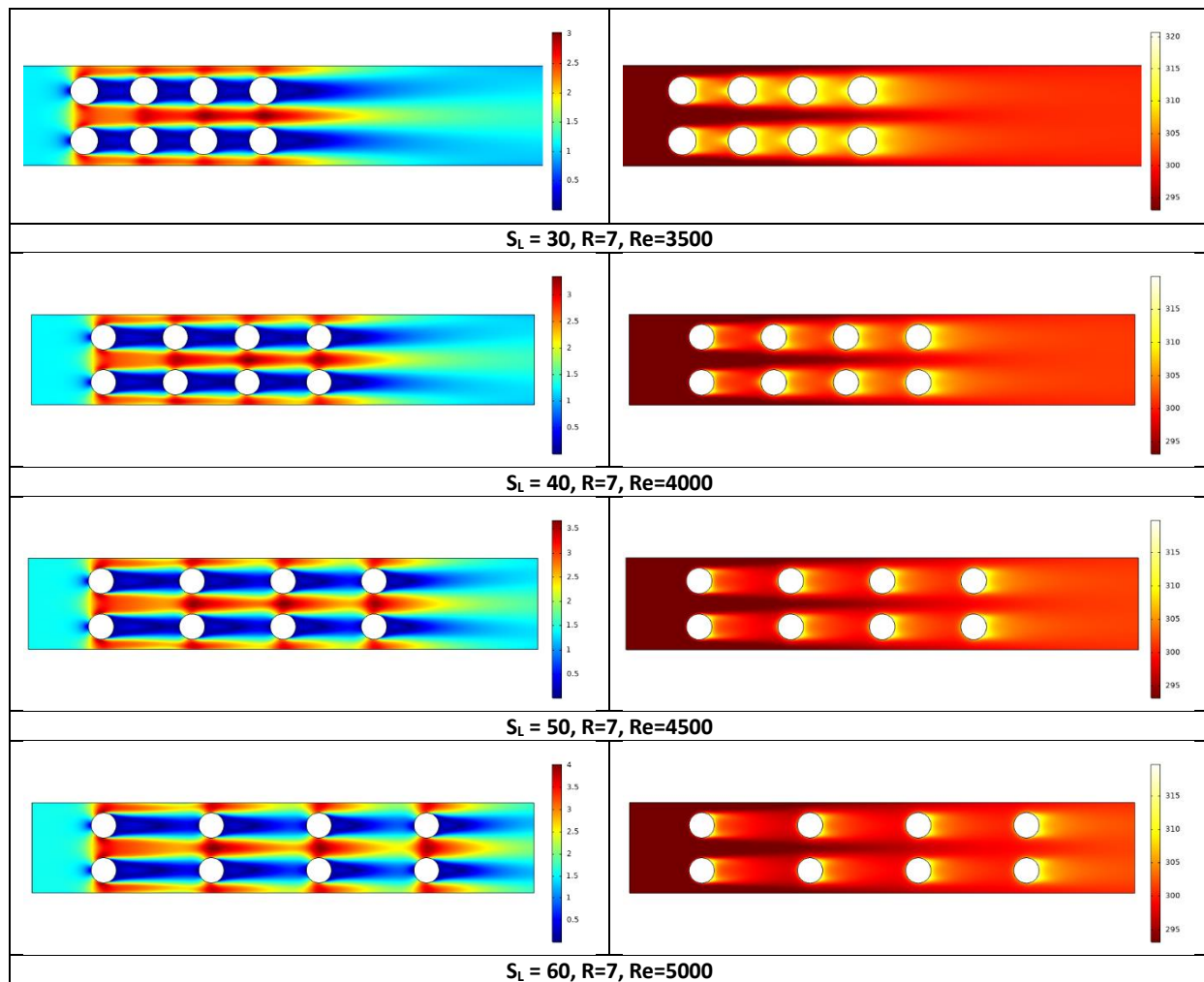


Figure IV.5 : la variation des paramètres thermo-hydrauliques (champ de vitesse et température) de l'échangeur de chaleur pour $R=7\text{mm}$.

➤ Nombre de Nusselt

Nu en fonction de nombre de Reynolds est illustré dans les Figs. 6,7 et 8 pour S_L variant de 30, 40, 50 et 60. Comme indiqué sur ces figures, le nombre de Nusselt augmente en fonction de Nombres de Reynolds et S_L pour toutes les configurations étudiées. Pour $R=5\text{mm}$ (fig. 6), le nombre de Nusselt augmente proportionnellement avec l'augmentation du rapport S_L . Généralement, les valeurs de Nu sont plus élevées pour la configuration de $R=7\text{mm}$. Il est donc évident que le nombre de Nusselt est plus élevé dans le cas du décalé pour $S_L=50$ par rapport aux autres cas. D'autre part, l'incrémention de S_L permet de développer la structure de l'écoulement fluide entre les tubes, notamment en présence dans le cas où $S_L = 60$ l'arrangement des tubes qui peut créer des zones tourbillonnaires et modifier le sens d'écoulement. En conséquence, cela contribue à améliorer les performances thermiques de l'échangeur de chaleur.

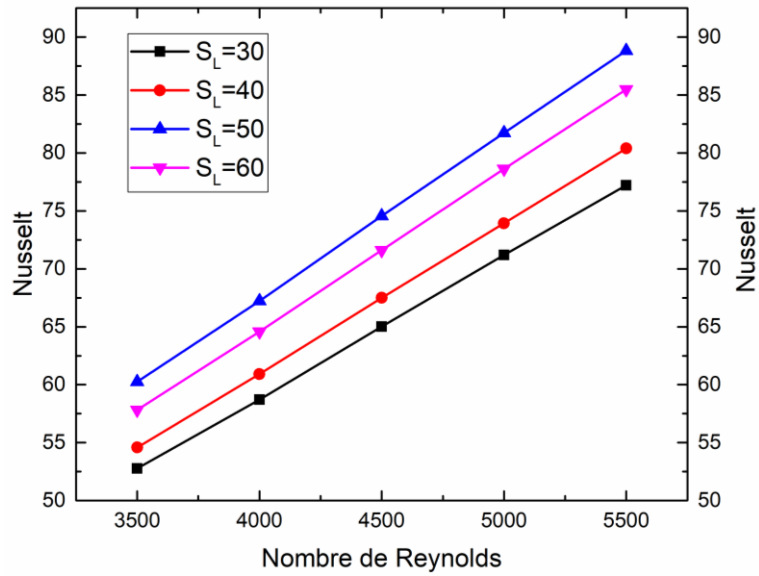


Figure IV.6 : variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour R=5mm.

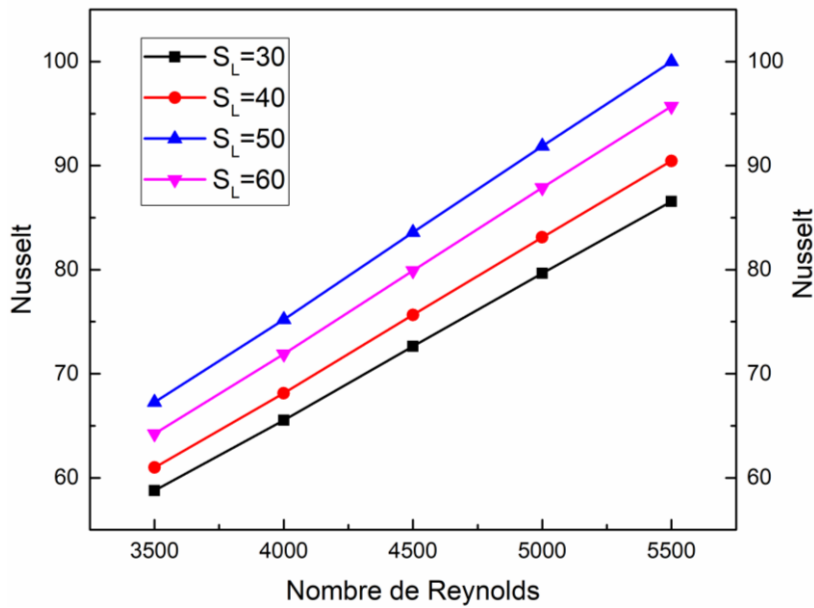


Figure IV.7 : variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour R=6mm.

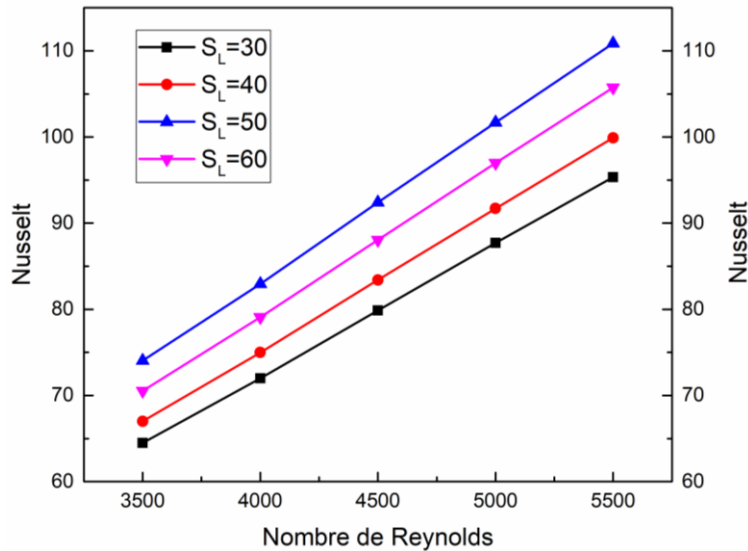


Figure IV.8 : variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour R=7mm.

➤ Coefficient de frottement

Les résultats du coefficient de frottement pour différents nombres de Reynolds sont présentés dans les figures 9, 10 et 11. Pour S_L variant de 30, 40, 50 et 60. Comme indiqué sur ces figures, pour les trois configurations, le coefficient de frottement est analysé en considérant le rapport R (varié de 5,6 et 7mm). Cela est dû à la forte force de cisaillement et au léger changement dans la direction d'écoulement du fluide. De plus, les valeurs du coefficient de frottement sont généralement plus élevées pour R=7mm. Les résultats démontrent que le coefficient de frottement diminue à mesure que Re augmente, et qu'il diminue avec l'augmentation de S_L , tandis que l'augmentation de S_L entraîne des valeurs de frottement plus élevées.

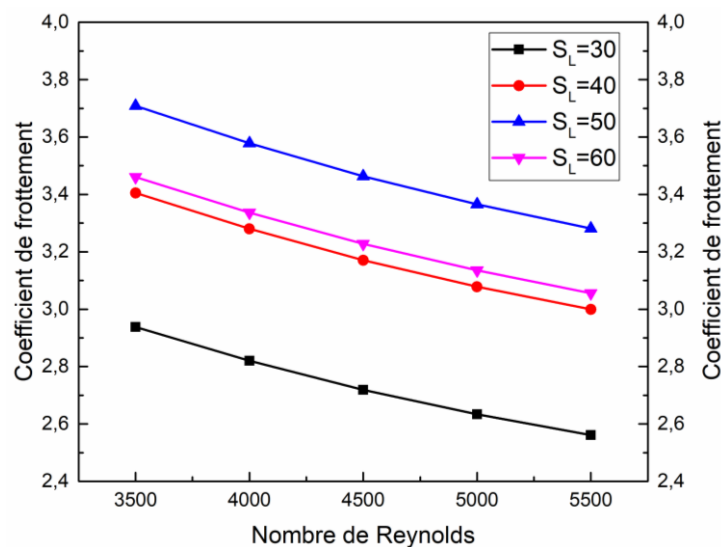


Figure IV.9 : variation du nombre de coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds pour R=5mm.

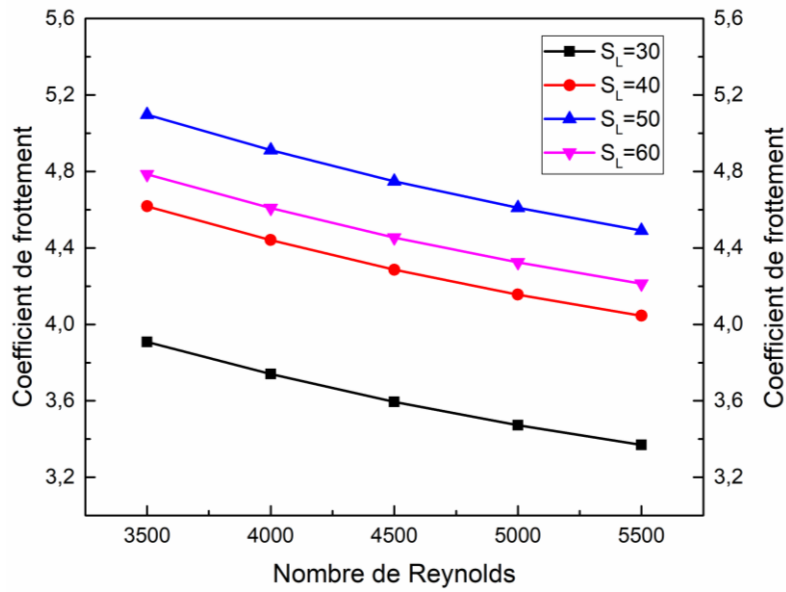


Figure IV.10 : variation du nombre de coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds pour R=6mm.

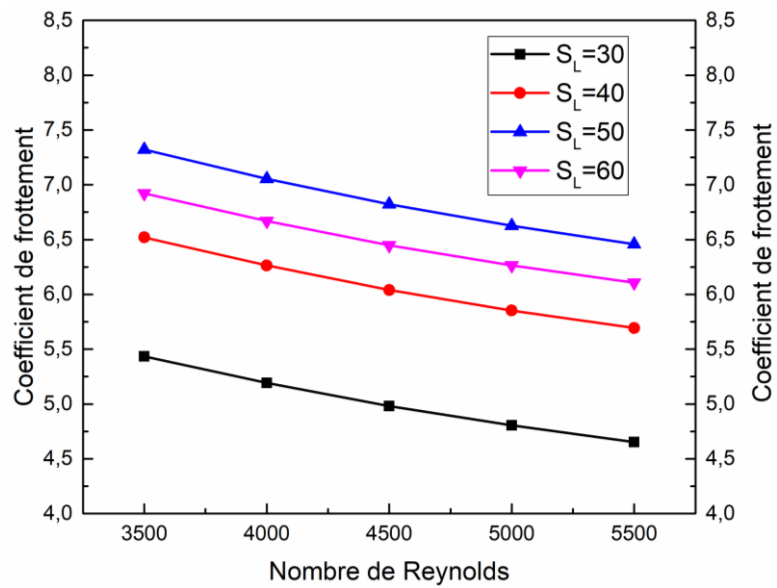


Figure IV.10 : variation du nombre de coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds pour R=7mm.

IV-5. Conclusion

Dans ce chapitre, un modèle de simulation numérique pour un échangeur de chaleur de tubes à calandre est étudié en utilisant le code commercial COMSOL Multiphysics 5.4. Les résultats numériques obtenus montrent l'effet de la variation de la vitesse pour les deux fluides (air-eau) sur le transfert thermique et hydraulique pour un régime d'écoulement turbulent.

Une étude paramétrique est présentée pour analyser les caractéristiques thermiques d'un échangeur de chaleur à courant croisé. En considérant les différentes configurations de tubes cylindriques sont simulés aux espacements longitudinal $S_L = 30, 40, 50$ et 60 mm pour des rayons des tubes cylindriques $R=5, 6$ et 7 mm, le régime d'écoulement est turbulent ($Re=3500, 4000, 4500, 5000$ et 5500). Les conclusions de l'étude sont résumées comme suit :

- 1) Pour toutes les configurations étudiés, le nombre de Nusselt augmente linéairement en fonction de Re, S_L .
- 2) Les performances dynamiques et thermiques des tubes pour $S_L=50$ mm sont plus élevées que les autres cas étudiés.
- 3) Les performances dynamiques et thermiques des tubes de $R=7$ mm sont plus élevées que les autres cas étudiés.
- 4) Le coefficient de frottement diminue proportionnellement avec l'augmentation de nombre de Nusselt.

Pour une étude plus approfondie, les chercheurs pourraient considérer l'effet de la configuration de l'échangeur de chaleur pour différentes formes, tailles, positions et orientations.

Conclusion générale

Ce mémoire présente une étude paramétrique visant à analyser les caractéristiques thermo-hydrauliques d'un échangeur de chaleur tubulaire à courants croisés. L'objectif est de mettre en évidence l'effet du diamètre du tube (D) et de l'espacement longitudinal (S_L) en considérant 12 configurations étudiées ($S_L = 30\text{mm}, 40\text{mm}, 50\text{mm}$ et 60mm et $D=10\text{mm}, 12\text{mm}$ et 14mm). La simulation numérique a été réalisée à l'aide du logiciel de calcul COMSOL 5.4 Multiphysics. Ce logiciel est basé sur la discrétisation des équations de Navier-Stokes par la méthode des éléments finis, ce qui nous a permis d'étudier et de comparer les principaux paramètres nombre de Nusselt (Nu) et le coefficient de frottement (f) dans un échangeur de chaleur tubulaire à courants croisés. Les conclusions de cette étude se résument comme suit:

- ✓ En termes de coefficient de transfert de chaleur, la configuration de l'échangeur de chaleur pour $S_L = 50\text{mm}$ présente la meilleure configuration.
- ✓ le nombre de Nusselt augmente linéairement avec l'augmentation de nombre de Reynolds Re et l'espacement S_L .
- ✓ Les performances thermo-hydrauliques de l'échangeur de chaleur pour un diamètre du tube $D=14\text{mm}$ sont plus élevées pour $S_L=50\text{mm}$ que les autres cas étudiés.
- ✓ Le nombre de Nusselt augmente proportionnellement avec l'augmentation de l'espacement S_L .

Références

[1] MELLAL Mustapha, Caractérisation de l'écoulement de fluide et de transfert thermique dans un échangeur à faisceaux tubulaires, thèse de doctorat, université d'Oran, 2018.

[2] Multiphysics, C.: Comsol Multiphysics user guide (version 4.3 a). COMSOL, AB, 39-40 (2012)

[3] Oberg, E.: Machinery's Handbook 29th Edition-Full Book. Industrial Press, New York (2012).

[4] Pepper, D.W., Heinrich, J.C.: The Finite Element Method: Basic Concepts and Applications. Taylor & Francis, Abingdon (2005).