



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la Recherche Scientifique

جامعة وهران 2 محمد بن أحمد
Université d'Oran 2 Mohamed Ben Ahmed

معهد الصيانة و الأمان الصناعي
Institut de Maintenance et de Sécurité Industrielle

Département de Maintenance en Electromécanique

Filière : Maintenance en Electromécanique

Spécialités : Maintenance, Fiabilité et Qualité

Mémoire de fin d'études en vue de l'obtention du diplôme de master

Thème

Etude et Modélisation d'un échangeur de chaleur

Présenté par :

BOULERBAG Khalid Abderrahmane

BENMEGDAD Mohamed

Encadré par :

Mr MEGHDIR Abed

Devant le jury composé de :

| Nom et Prénom | Grade | Établissement | Qualité |
|-----------------|-------|-----------------|-------------|
| BOUHAFS Mohamed | MCB | IMSI-Univ Oran2 | Président |
| ACHACHE Habib | MAA | IMSI-Univ Oran2 | Examinateur |
| MEGHDIR Abed | MAA | IMSI-Univ Oran2 | Encadreur |

Année universitaire : 2020/2021



Remerciements

A vant tout, notre remerciements vont à ALLAH le tout puissant, pour le courage qu'il nous a donné et la force pour mener ce travail jusqu'à la fin.

*Nous souhaitons tout d'abord adresser un très grand remerciement et le plein respect de la vertu au personne qui nous a encadré Mr **MEGHDIR Abed** docteur à l'institut de maintenance et sécurité industriel, nous volons la remercier pour son accueil, son aide, sa gentillesse, sa disponibilité tout le long de ce travail et ces précieux conseils constructifs.*

Nos remerciements vont également aux membres du jury qui ont accepté de juger ce travail ainsi qu'à tous nos enseignants et enseignantes.



DÉDICACE

A MA CHERE MERE

Aucune dédicace ne serait exprimer mon respect, mon amour éternel et ma considération pour les sacrifices que vous avez consenti pour mon instruction et mon bien être.

Je vous remercie pour tout le soutien et l'amour que vous me portez depuis mon enfance et j'espère que votre bénédiction m'accompagne toujours. Que ce modeste travail soit l'exaucement de vous vœux, Puisse Dieu, le Très Haut, vous accorder santé, bonheur et longue vie.

A MON CHER PERE

Ce travail est dédié à mon père, décédé trop tôt, qui ma toujours poussé et motivé dans mes études.

J'espère qu'il apprécie cet humble geste comme preuve de reconnaissance de la part d'un fils qui a toujours prie pour le salut de son âme, que dieu garde cette âme dans son vaste paradis.

A MES FRERES

Mes frères qui ont crus-on moi tout au long de mon parcours scolaire. Et à ma petite fille de ma sœur.

A MON CHER AMI LOTFI

Qui aide moi danc cette mémoire beaucoup par leur pc.

A Mes amis de la chambre de la cité

Qui je suis passé des bons sevenirs avec ils.

A TOUS MES PROCHES AMIS

Mahdi, Mohammed, Talal, lotfi, Imad, Moh, Abderrahmane, Aissa, Aymen, Taha, Walid, Ali, Achraf, Habib, Ahmed, Aris.

Nomenclature

| | |
|--|--|
| Re : Le nombre de Reynolds | |
| Nu : Le Nombre de Nusselt | |
| Pr : Nombre de Prandtl | |
| T : La température | [K] |
| t : Le temps | [s] |
| Q : La quantité de chaleur | [J] |
| ϕ : Le flux de chaleur | [W] |
| V : le volume de controle | [m ³] |
| A1 : la surface d'échange | [m ²] |
| L : Dimension caractéristique | [m] |
| D : Le diamètre | [m] |
| ΔT_{LM} : La Différence de température moyenne logarithmique | [K] |
| Qm : Le débit massique | [kg/s] |
| Qv : Le débit volumique | [m ³ /s] |
| u : La vitesse caractéristique | [m. s ⁻¹] |
| ν : Viscosité cinématique | [m ² /s] |
| φ : La densité de flux de chaleur | [W. m ⁻²] |
| Cp : La chaleur massique | [J. kg ⁻¹ . K ⁻¹] |
| h : Coefficient d'échange convectif | [W. m ⁻² . K ⁻¹] |
| K : Le coefficient d'échange thermique global | [W. m ⁻² . K ⁻¹] |
| R : La Résistance thermique | [K. m ² . W ⁻¹] |
| λ : La Conductivité thermique | [W. m ⁻¹ . K ⁻¹] |
| μ : La Viscosité dynamique | [kg. m ⁻¹ . s ⁻¹] |
| σ : La Constante de Stefan | [N * m ⁻² * K] |

Les indices :

e : Entrée

s : Sortie

min : Minimum

max : Maximum

c : Chaud

f : Froid

p : Paroi

ext : Extérieur

h : Hydraulique

m : Massique

Résumé:

Dans les sociétés industrielles l'échangeur de chaleur est un élément essentiel pour la maîtrise de l'énergie, les problèmes relevant de la thermo-hydraulique concernent avant tout le dimensionnement thermique des appareils. Pour cela, dans ce travail on a étudié numériquement le comportement dynamique et thermique d'un écoulement en convection forcée pour deux fluides pour améliorer les performances des échangeurs de chaleur à l'aide de code « FLUENT », dans le cas simple, et le cas avec des ailettes dans la veine d'écoulement des fluides, pour avoir la différence entre ces deux cas, et pour voir la nette amélioration des performances dans l'échangeurs de chaleur.

Mots clés : Echangeur de chaleur, ailette, volume fini, maillage.

Abstract :

In the industrial companies the exchanger of heat is an essential element for the mastery of energy, the problems concerned with thermo-hydraulics concern before all the thermal dimensioning of the apparatuses. For that, in this work goes from there numerically studies the dynamic and thermal behavior of a flow in convection forced for two fluids to improve the performances of the exchangers of heat using "FLUENT" code, in the simple case, and the case with wings in the vein of flow of the fluids, to have the difference between these two cases, and to see the Net improvement of the performances in the exchangers of heat.

Key mounts: Exchanger of heat, wing, finished volume, and grid.

Sommaire :

| | |
|----------------------------|---|
| Introduction Général | 1 |
|----------------------------|---|

CHAPITRE I

| | |
|---|----|
| I. Introduction | 2 |
| I.1 Définition :..... | 2 |
| I.2 Principe de fonctionnement :..... | 3 |
| I.3 Critères de classification des échangeurs de chaleur :..... | 3 |
| I.3.1 Classification selon la technologie : | 3 |
| I.3.2 Classification selon le mode de transfert de chaleur :..... | 3 |
| I.3.3 Classification fonctionnelle : | 4 |
| I.3.4 Classification suivant la nature du matériau de la paroi d'échange :..... | 4 |
| I.4 Principaux types d'échangeur de chaleur :..... | 4 |
| I.4.1 Les échangeurs tubulaires :..... | 5 |
| I.4.1.1 Echangeur coaxial: | 5 |
| I.4.1.2 Echangeur monotube :..... | 6 |
| I.4.2 Echangeur multitubulaire : | 6 |
| I.4.3 Échangeurs à plaques :..... | 7 |
| I.4.4 Les échangeurs à ailettes :..... | 7 |
| I.4.4.1 Construction et fonction :..... | 8 |
| I.4.4.2 Matériaux : | 8 |
| I.5 Problème de fonctionnement :..... | 8 |
| I.5.1 L'encrassement des échangeurs de chaleur : | 8 |
| I.5.2 Classification des différents types d'encrassement : | 9 |
| I.5.2.1 Encrassement particulaire : | 10 |
| I.5.2.2 Entartrage : | 10 |
| I.5.2.3 Corrosion :..... | 11 |
| I.5.2.4 Encrassement biologique : | 12 |
| I.5.2.5 Encrassement par réaction chimique :..... | 12 |
| I.5.2.6 Encrassement par solidification : | 12 |
| I.5.3 Processus encrassement :..... | 13 |
| I.5.4 Conséquences de l'encrassement :..... | 13 |

| | |
|------------------|----|
| I.6 Conclusion : | 13 |
|------------------|----|

CHAPITRE II

| | |
|--|----|
| II. Introduction : | 15 |
| II.1 Ailettes continues: | 15 |
| II.2 Ailettes indépendantes: | 17 |
| II.3 Effet de l'épaisseur des ailettes : | 20 |
| II.4 Effet de l'espacement entre ailettes : | 20 |
| II.5 Effet du range et du nombre de rangés : | 21 |
| II.6 Conclusion : | 22 |

CHAPITRE III

| | |
|---|----|
| III. Introduction : | 23 |
| III.1 Grandeurs thermiques : | 23 |
| III.1.1 La température : | 23 |
| III.1.2 Champ de température : | 23 |
| III.1.3 Flux de chaleur : | 23 |
| III.1.4 La chaleur : | 24 |
| III.1.5 La chaleur spécifique : | 24 |
| III.1.6 Conductivité thermique : | 24 |
| III.1.7 Résistance de contact : | 24 |
| III.2 Grandeurs physiques : | 25 |
| III.2.1 La densité (ρ) ; | 25 |
| III.2.2 La viscosité (μ) : | 25 |
| III.2.3 Le débit : | 25 |
| III.2.4 Le nombre de Reynolds : | 25 |
| III.2.5 Nombre de Nusselt : | 26 |
| III.2.6 Nombre de Prandtl : | 26 |
| III.3 Les modes de transfert de chaleur : | 27 |
| III.3.1 La conduction thermique : | 27 |
| III.3.2 Convection thermique: | 27 |
| III.3.3 Rayonnement: | 28 |
| III.4 Etude d'un échangeur: | 29 |

| | |
|--|----|
| III.4.1 Coefficient global de transfert de chaleur : | 29 |
| III.4.2 Méthodes analytiques: | 30 |
| III.4.2.1 Méthode DTLM:..... | 30 |
| III.4.2.2 Méthode NUT : | 33 |

CHAPITRE IV

| | |
|---|-----------|
| IV. Introduction : | 36 |
| IV.1 Algorithme : | 36 |
| IV.1.2 Création des matrices nulles : | 37 |
| IV.1.3 Calcul des valeurs des matrices : | 37 |
| IV.2 Application : | 40 |
| IV.2.1 Insertion des données : | 40 |
| IV.2.1.1 Propriétés de l'échangeur : | 41 |
| IV.2.1.2 Propriétés des fluides : | 41 |
| IV.2.1.3 Calcul du coefficient d'échange global (K) : | 41 |
| IV.2.1.4 Les valeurs de logiciel : | 42 |
| IV.2.2 Exécution : | 43 |
| IV.2.2.1 Les résultats d'exécution : | 43 |
| IV.2.2.2 Les graphs : | 44 |
| IV.3 Conclusion : | 46 |
| Conclusion Général..... | 47 |

Liste des figures :

Chapitre I

| | |
|---|----|
| Figure I.1 Echangeur de chaleur..... | 2 |
| Figure I.2 Principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur..... | 3 |
| Figure I.3 Echangeur tubulaire..... | 5 |
| Figure I.4 Echangeur coaxial | 5 |
| Figure I.5 Echangeur monotube en serpentins..... | 6 |
| Figure I.6 Echangeur à tube séparés..... | 6 |
| Figure I.7 Echangeur a tube et calandre | 7 |
| Figure I.8 Echangeur a plaques | 7 |
| Figure I.9 Echangeur a ailette | 8 |
| Figure I.10 Echangeur sale et propre | 9 |
| Figure I.11 Dépôt de forte épaisseur dans un tube de surchauffeur de Chaudière MP | 10 |
| Figure I.12 Entartrage d'une chaudière à tubes de fumée (P=15 bar)..... | 11 |
| Figure I.13 Importante corrosion..... | 11 |
| Figure I.14 Dépôt de slime bactérien | 12 |
| Figure I.15 Formation de dépôt..... | 13 |

Chapitre II

| | |
|--|----|
| Figure II.1 schéma des Cinq configuration d'ailettes testée..... | 15 |
| Figure II.2 Schéma des tubes à ailettes | 16 |
| Figure II.3 Un faisceau de tubes elliptiques à ailettes ondulée lisses | 17 |
| Figure II.4 Détails techniques de la cellule unitaire..... | 18 |
| Figure II.5 Formes d'ailettes examinées dans la référence..... | 18 |
| Figure II.6 Différentes géométries et profils d'ailette | 19 |
| Figure II.7 Ailettes circulaire et elliptique | 19 |
| Figure II.8 Effet du range de tubes et du nombre de Re sur le nombre de Nu et P..... | 21 |

Chapitre III

| | |
|--|----|
| Figure III.1 Le sens de fluide dans le régime laminaire..... | 26 |
| Figure III.2 le sens de fluide dans le régime turbulent..... | 26 |
| Figure III.3 Conduction de chaleur à travers une paroi..... | 27 |
| Figure III.4 Phénomène de convection thermique | 28 |
| Figure III.5 Les différentes modes de convection | 28 |
| Figure III.6 Phénomène de rayonnement thermique | 29 |

| | |
|---|----|
| Figure III.7 Organigramme de calcul par la méthode DTLM..... | 32 |
| Figure III.8 Profil des températures dans un échangeur tubulaire à contre-courant | 32 |
| Chapitre IV | |
| Figure IV.1 Insertion des données de l'échangeur et les fluides..... | 36 |
| Figure IV.2 Création des matrices nulles | 37 |
| Figure IV.3 Utilisation de la boucle pour dans logiciel | 39 |
| Figure IV.4 Calcul de la valeur maximale de l'efficacité | 40 |
| Figure IV.5 Exécution des valeurs pour $a=3$ | 43 |
| Figure IV.6 le code sur logiciel pour afficher les graphes | 44 |
| Figure IV.7 T_c , T_F en fonction de L (écoulement co-courant $a=1$) | 44 |
| Figure IV.8 T_c , T_F en fonction de L (écoulement contre courant $a=2$) | 45 |
| Figure IV.9 Le code MATLAB pour avoir l'efficacité E | 45 |
| Figure IV.10 L'efficacité E en fonction de la longueur L | 4 |

Liste des tableaux :

| | |
|--|----|
| Tableau II.1 Les composants des tubes à ailettes | 16 |
| Tableau IV.1 Les résultats d'exécution | 43 |

Liste des figures :

Chapitre I

| | |
|---|----|
| Figure I.1 Echangeur de chaleur..... | 2 |
| Figure I.2 Principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur..... | 3 |
| Figure I.3 Echangeur tubulaire..... | 5 |
| Figure I.4 Echangeur coaxial | 5 |
| Figure I.5 Echangeur monotube en serpentins..... | 6 |
| Figure I.6 Echangeur à tube séparés..... | 6 |
| Figure I.7 Echangeur a tube et calandre | 7 |
| Figure I.8 Echangeur a plaques | 7 |
| Figure I.9 Echangeur a ailette | 8 |
| Figure I.10 Echangeur sale et propre | 9 |
| Figure I.11 Dépôt de forte épaisseur dans un tube de surchauffeur de Chaudière MP | 10 |
| Figure I.12 Entartrage d'une chaudière à tubes de fumée (P=15 bar)..... | 11 |
| Figure I.13 Importante corrosion..... | 11 |
| Figure I.14 Dépôt de slime bactérien | 12 |
| Figure I.15 Formation de dépôt..... | 13 |

Chapitre II

| | |
|--|----|
| Figure II.1 schéma des Cinq configuration d'ailettes testée..... | 15 |
| Figure II.2 Schéma des tubes à ailettes | 16 |
| Figure II.3 Un faisceau de tubes elliptiques à ailettes ondulée lisses | 17 |
| Figure II.4 Détails techniques de la cellule unitaire..... | 18 |
| Figure II.5 Formes d'ailettes examinées dans la référence..... | 18 |
| Figure II.6 Différentes géométries et profils d'ailette | 19 |
| Figure II.7 Ailettes circulaire et elliptique | 19 |
| Figure II.8 Effet du range de tubes et du nombre de Re sur le nombre de Nu et P..... | 21 |

Chapitre III

| | |
|--|----|
| Figure III.1 Le sens de fluide dans le régime laminaire..... | 26 |
| Figure III.2 le sens de fluide dans le régime turbulent..... | 26 |
| Figure III.3 Conduction de chaleur à travers une paroi..... | 27 |
| Figure III.4 Phénomène de convection thermique | 28 |
| Figure III.5 Les différentes modes de convection | 28 |
| Figure III.6 Phénomène de rayonnement thermique | 29 |

| | |
|---|----|
| Figure III.7 Organigramme de calcul par la méthode DTLM..... | 32 |
| Figure III.8 Profil des températures dans un échangeur tubulaire à contre-courant | 32 |
| Chapitre IV | |
| Figure IV.1 Insertion des données de l'échangeur et les fluides..... | 36 |
| Figure IV.2 Création des matrices nulles | 37 |
| Figure IV.3 Utilisation de la boucle pour dans logiciel | 39 |
| Figure IV.4 Calcul de la valeur maximale de l'efficacité | 40 |
| Figure IV.5 Exécution des valeurs pour $a=3$ | 43 |
| Figure IV.6 le code sur logiciel pour afficher les graphes | 44 |
| Figure IV.7 T_c , T_F en fonction de L (écoulement co-courant $a=1$) | 44 |
| Figure IV.8 T_c , T_F en fonction de L (écoulement contre courant $a=2$) | 45 |
| Figure IV.9 Le code MATLAB pour avoir l'efficacité E | 45 |
| Figure IV.10 L'efficacité E en fonction de la longueur L | 4 |

Introduction générale :

Les échanges thermiques interviennent dans de nombreux secteurs d'activités humaines. Dans la plupart de ces activités, le transfert de chaleur doit s'effectuer sans altération des milieux intervenant dans le transfert thermique. L'utilisation d'équipements spécifiques d'échange est alors nécessaire. Ces équipements sont connus sous la dénomination d'échangeurs de chaleur. Ce sont des systèmes thermodynamiques présents dans toutes les unités industrielles dans lesquelles interviennent les processus d'extraction de chaleur. [1].

Cette mémoire est structurée en 4 chapitres, on va présenter et détailler les étapes nécessaires pour effectuer un dimensionnement thermique d'échangeurs de chaleur. Les principales méthodes qu'elles soient manuelles ou informatisées sont exposées et illustrées par des exemples.

Chapitre I

généralités sur les échangeurs de chaleur

I. Introduction

Dans ce premier chapitre, nous présentons des généralités sur les échangeurs de chaleur et leurs principe de fonctionnement, après nous soulignons les différent critères de classement des échangeurs et nous montrons aussi les principaux types de ce dernier.

I.1 Définition :

Un échangeur de chaleur est un système qui permet d'échanger la chaleur entre deux fluides sans se mélanger. Dans un échangeur thermique, le fluide chaud et le fluide froid sont séparés par une paroi (plane ou tubulaire). La transmission de la chaleur se fait du fluide chaud vers le fluide froid [2].

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.) [3].



Figure I.1 Echangeur de chaleur

I.2 Principe de fonctionnement :

Pour fonctionner, l'échangeur thermique dispose de réseaux parallèles à travers lesquels circulent les fluides à des températures différentes. Ces derniers sont séparés par une paroi aux capacités conductrices optimales. C'est l'écart de température entre les deux fluides qui permet l'échange de chaleur. En effet, le plus chaud va naturellement se diriger vers le plus froid, le réchauffant immédiatement, tout en perdant des calories. Ainsi, lorsqu'il entre chaud dans l'échangeur thermique, le fluide primaire va réchauffer le fluide secondaire qui est froid. Il sort alors refroidi, tandis que le second fluide est réchauffé [4].

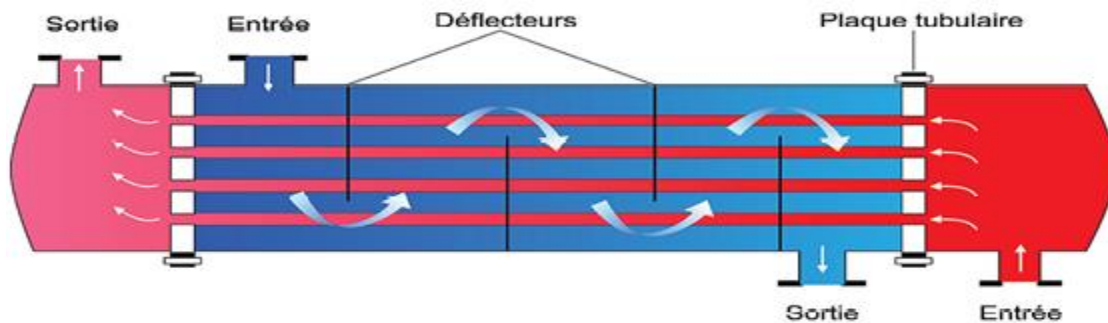


Figure I.2 Principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur

I.3 Critères de classification des échangeurs de chaleur :

Il existe plusieurs critères de classification des échangeurs de chaleur dont les plus importants sont cités ci-dessous :

I.3.1 Classification selon la technologie :

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants [5] :

- A tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires ;
- A plaques : à surface primaire ou à surface secondaire ;
- Autres types : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé.

I.3.2 Classification selon le mode de transfert de chaleur :

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, 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 [5].

I.3.3 Classification fonctionnelle :

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase, suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique. On rencontre alors les différents cas suivants [5] :

- Les deux fluides ont un écoulement monophasique ;
- Un seul fluide a un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs.
- Les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapo-condenseurs.

I.3.4 Classification suivant la nature du matériau de la paroi d'échange :

On retiendra deux types de parois :

- Les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : super alliages, métaux ou alliages réfractaires ;
- Les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc. [5].

I.4 Principaux types d'échangeur de chaleur :

On peut classer les échangeurs de chaleur en trois grandes familles qui sont énumérer ci-dessous [5] :

- Les échangeurs par mélange ou à contact direct :
 - Les réchauffeur de vapeur;
 - Les dégazeurs;
 - Les tours de refroidissement à convection naturelle ou forcée;
 - Les ballons de détente de purges.
- Les régénérateurs ou les échangeurs discontinus :
 - La surface d'échange est alternativement mise en contact ;
 - Avec le fluide froid et le fluide chaud ;
 - Réchauffeurs d'air rotatifs.
- Les échangeurs continues :
 - Echangeurs tubulaires ;
 - Echangeurs à plaques ;

- Echangeurs à ailette.

Mais dans ce qui suit on ne va s'intéresser qu'aux échangeurs continus constitués tubulaires, à plaques ou à ailettes.

I.4.1 Les échangeurs tubulaires :

Les échangeurs tubulaires utilisant des tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont largement répandus. On distingue 3 catégories [6]:



Figure I.3 Echangeur tubulaire

I.4.1.1 Echangeur coaxial:

Deux tubes sont imbriqués l'un dans l'autre. En général, le fluide chaud ou à haute pression s'écoule dans le tube intérieur [6].

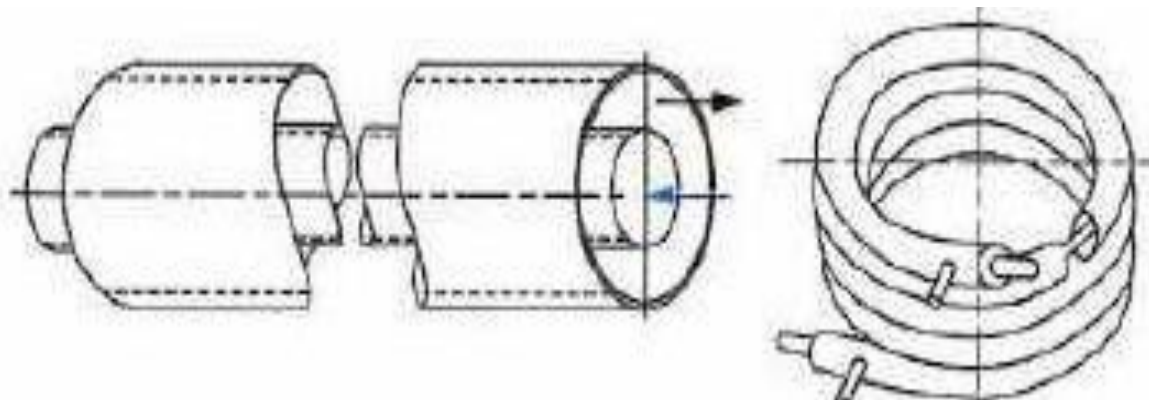


Figure I.4 Echangeur coaxial

I.4.1.2 Echangeur monotube :

Un tube ayant généralement la forme d'un serpentín est placé à l'intérieur d'un réservoir [6].

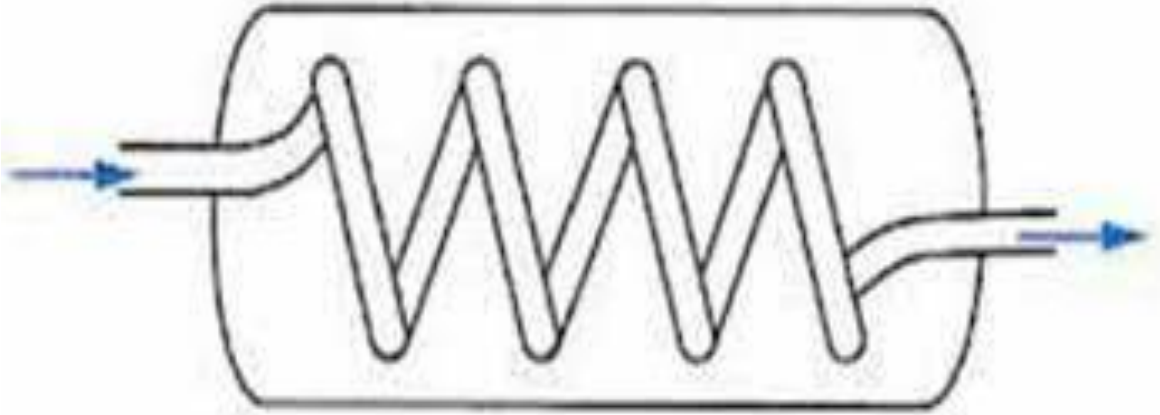


Figure 1.5 Echangeur monotube en serpentín

I.4.2.4 Echangeur multitubulaire :

Qui peut exister sous des formes parmi eux [6] :

1) Echangeur à tubes séparés :

À l'intérieur d'un gros tube sont placés plusieurs petits tubes, maintenus écartés par des entretoises; [6].

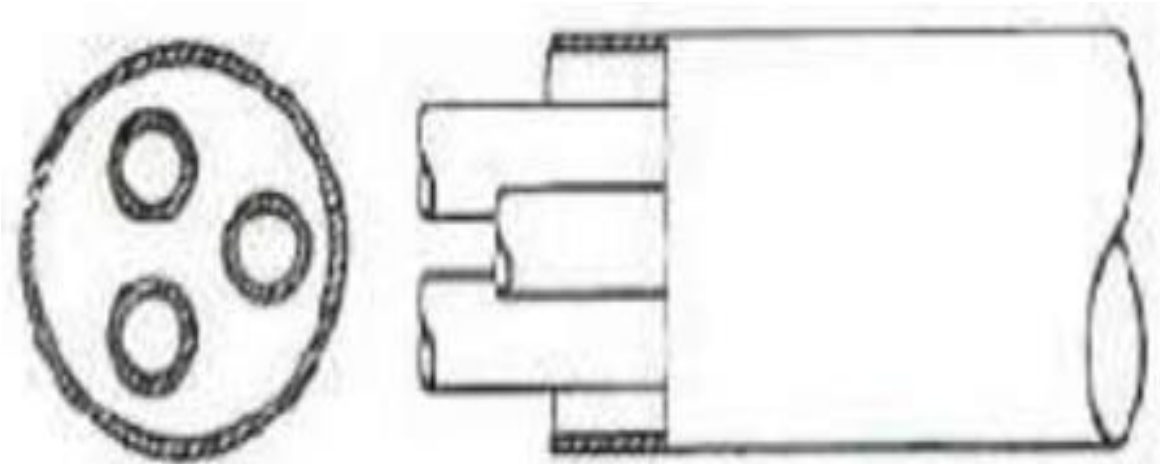


Figure 1.6 Echangeur à tube séparés

2) Echangeurs à tubes et calandre :

Ils sont constitués d'un faisceau de tubes placé dans une enveloppe (calandre). Les tubes sont maintenus par des plaques (perforées) qui servent également de chicanes

pour l'écoulement du fluide circulant côté calandre [6].

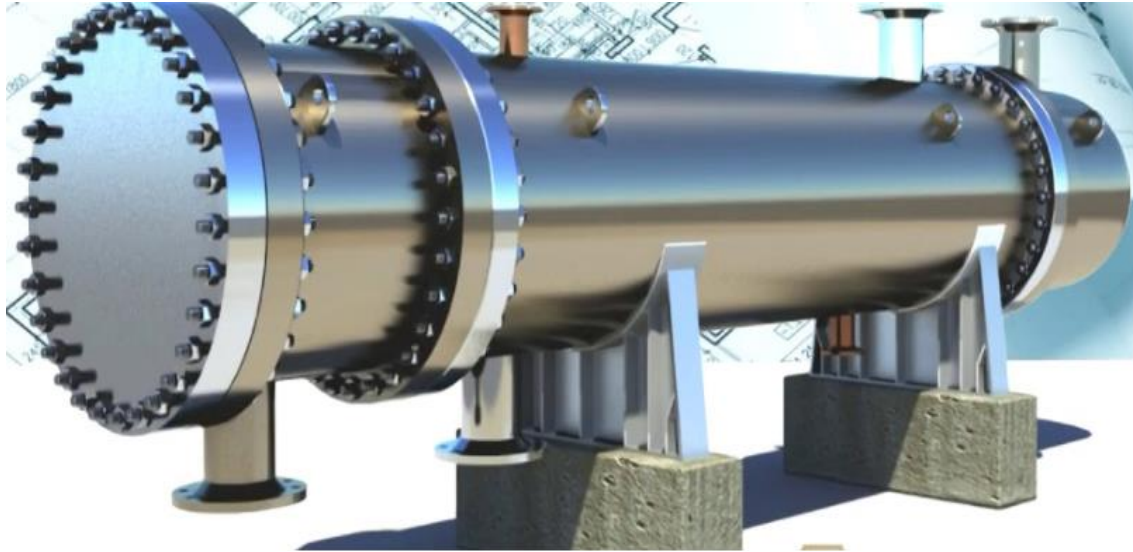


Figure I.7 Echangeur à tube et calandre

I.4.3 Échangeurs à plaques :

Ces échangeurs utilisent à l'origine pour satisfaire les besoins de l'industrie laitière. Ce sont des échangeurs composés d'un nombre variant de plaques disposées les unes à côté des autres, et séparées par un espace. Les fluides chauds et froids circulent en passages alternés, chaque fluide froid est entouré par deux fluides chauds et inversement. Du fait de leur compacité, ces échangeurs permettent une grande surface d'échange dans un volume limité. [7].

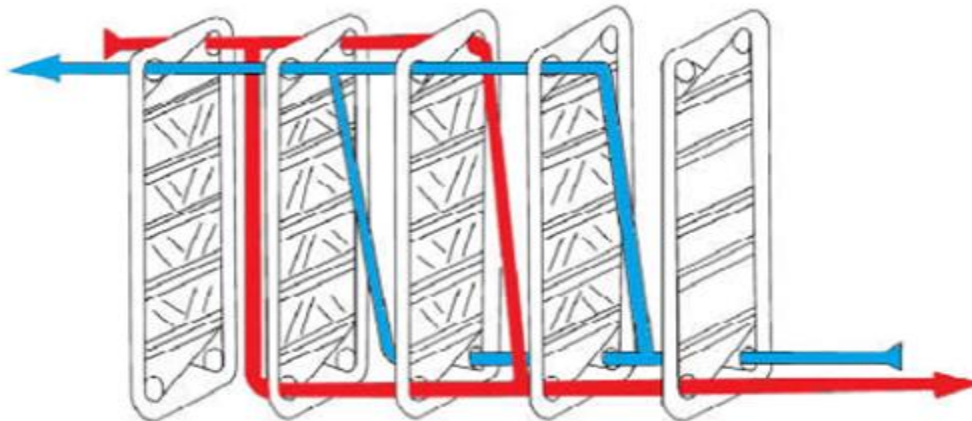


Figure I.8 Echangeur à plaques

I.4.4 Les échangeurs à ailettes :

Les échangeurs de chaleur à ailettes sont surtout utilisés pour refroidir et échauffer des liquides au moyen de gaz ou inversement. L'eau, la saumure, la vapeur saturée,

l'huile hydraulique, l'huile lubrifiante, l'huile thermique, les agents réfrigérants qui condensent ou s'évaporent etc. conviennent comme agents réfrigérants ou chauffants.

La construction en ailettes permet de ranger une grande surface extérieure active dans un volume minime [8].



Figure I.9 Echangeur à ailette

I.4.4.1 Construction et fonction :

Pour l'essentiel, les échangeurs de chaleur à ailettes se composent de tubes carottiers avec des ailettes embouties ou fixées par pression, d'une carcasse et de plusieurs collecteurs ou boîtes déflectrices. La conduite des matériaux peut être adaptée individuellement en fonction des caractéristiques de fonctionnement exigées. Des variations de construction spéciales permettent de compenser également sans difficultés des dilatations thermiques importantes des tubes. Pour les applications avec des exigences très strictes vis-à-vis de la corrosion et de hautes pressions de service (jusqu'à 800 bars), on dispose de combinaisons de matériel spéciales tube/ailettes [8].

I.4.4.2 Matériaux :

Les combinaisons de matériel suivantes sont possibles (matériaux spéciaux sur demande) [8]:

- Tubes: cuivre, cupronickel, acier, acier inoxydable;
- Ailettes: aluminium, cuivre, acier inoxydable;
- Carcasse: aluminium, acier, acier galvanisé, acier inoxydable.

I.5 Problème de fonctionnement :

I .5.1 L'encrassement des échangeurs de chaleur :

L'accumulation des dépôts indésirables sur les surfaces des échangeurs de chaleur est

habituellement appelée l'encrassement. Ces dépôts engendrent une résistance au transfert de chaleur et réduit donc l'efficacité de l'échangeur de chaleur. L'encrassement peut être, une matière cristalline, des produits de réactions chimiques y compris la corrosion, ou de particules. La nature du dépôt dépend du fluide (liquide ou gaz) passant à travers l'échangeur de chaleur. Il peut être la masse de fluide lui-même qui provoque le problème de la formation de dépôts, par exemple, la décomposition d'un liquide organique, dans les conditions de température dans l'échangeur de chaleur. Le problème d'encrassement est produit par une certaine forme de contaminant dans le fluide, souvent à très faible concentration, par exemple, des particules solides ou des micro-organismes [9].

I.5.2 Classification des différents types d'encrassement :

Il est possible de classer l'encrassement selon le mécanisme qui contrôle la vitesse de dépôt, selon les conditions d'utilisations de l'échangeur ou selon le mécanisme dominant, même s'il ne contrôle pas la vitesse de dépôt : pour cela on distingue [9]:

- Encrassement particulaire;
- Entartrage;
- Corrosion;
- Encrassement biologique;
- Encrassement par réaction chimique;
- Encrassement par solidification.

Mais la plupart des dépôts réels sont le résultat de la combinaison d'au moins deux des types cités (Figure I.11), un type peut prédominer et accélérer à la contribution des autres. Plusieurs recherches ont été faites pour prévoir des méthodes performantes qui mettent en évidence des différents moyens pour minimiser l'encrassement ; la plupart des travaux se sont basés seulement sur le type d'encrassement particulaire (phénomène de déposition et de réentraînement) [9].



Figure I.10 Echangeur sale et propre

I.5.2.1 Encrassement particulaire :

La plupart des écoulements, de fluides industriels (liquides ou gazeux) transportent des particules en suspension dont la taille varie d'une fraction de μm à quelques dizaines de μm ; le dépôt est inévitable d'une partie de ces particules sur la surface d'échange (Figure I.12) [9] :

- L'eau de chaudière contenant des produits de corrosion
- L'eau de tours de refroidissement.
- Les écoulements gazeux pouvant être fortement chargés de particules de poussières.
- Les fumées industrielles de résidus solides de combustion.



Figure I.11 Dépôt de forte épaisseur dans un tube de surchauffeur de Chaudière MP

I.5.2.2 Entartrage :

Il est généralement associé à la production d'un solide cristallin à partir d'une solution liquide (Figure I.14). Il dépend donc fortement de la composition des eaux industrielles [9].

L'entartrage se matérialise par une formation d'incrustations adhérentes et dures sur les surfaces d'échanges généralement métalliques. Pour qu'il y ait entartrage, deux conditions doivent être réunies :

1. La limite de solubilité doit être dépassée (saturation): c'est l'aspect thermodynamique .

2. La vitesse de déposition doit être suffisamment rapide: c'est l'aspect cinétique.



Figure I.12 Entartrage d'une chaudière à tubes de fumée (P=15 bar)

I.5.2.3 Corrosion :

C'est le résultat d'une réaction chimique ou électrochimique entre la surface de transfert de chaleur et le fluide en écoulement (Figure I.14), on distingue [9] :

- La corrosion uniforme caractérisée par une perte d'épaisseur régulière mais dont la vitesse n'est pas forcément proportionnelle au temps ;
- La corrosion par piqûres ou l'attaque est limitée à des zones de très petites surfaces ($\approx 1\text{mm}^2$) ;
- La corrosion fissurant à l'échelle microscopique inter granulaire ou trans granulaire.
- La corrosion sélective ou seul un élément d'un alliage subit une attaque sélective.



Figure I.13 Importante corrosion

I.5.2.4 Encrassement biologique :

Il est dû au développement de micro-organismes qui créent un film au contact de la surface d'échange (Figure I.15), il peut être causé par trois grands types de microorganismes :

- Les bactéries, les algues et les champignons [9] ;
- Le développement bactérien est dû à un apport nutritif (hydrocarbures, ammoniacs) ;
- Le développement des algues est dû à la présence d'énergie solaire avec photosynthèse ;
- Les champignons se développent avec l'apport de nutriments mais surtout dû aux changements de conditions physiques ambiantes (pH, humidité, température).



Figure I.14 Dépôt de slime bactérien, hydrocarbures et oxydes métalliques dans un échangeur de chaleur eau hydrocarbures (Raffinerie de pétrole)

I.5.2.5 Encrassement par réaction chimique :

Il est dû à une réaction chimique qui se produit près d'une surface d'échange de chaleur et que les produits solides de la réaction s'y déposent, cette réaction est souvent une polymérisation et il en résulte la formation d'un dépôt de substance de hauts poids moléculaires [9].

I.5.2.6 Encrassement par solidification :

Il s'agit de solidification d'un liquide pur au contact d'une surface d'échange sous refroidie, c'est un sujet de plusieurs études sur les pipes soit théorique ou expérimental [9].

I.5.3 Processus encrassement :

L'ensemble du processus d'encrassement est généralement considéré comme le résultat net de deux sous-processus simultanés ; un processus de dépôt et un processus de suppression (Figure I.16). Tous les sous-processus peuvent être résumés comme suit [9]:

- Formation de matériaux d'encrassement dans la masse du fluide ;
- Transport de matières d'encrassement à l'interface dépôt-fluide ;
- Réaction Attachement / formation à l'interface dépôt-fluide ;
- Suppression du dépôt d'encrassement ;
- Transport à partir de l'interface liquide-dépôt à la masse du fluide.

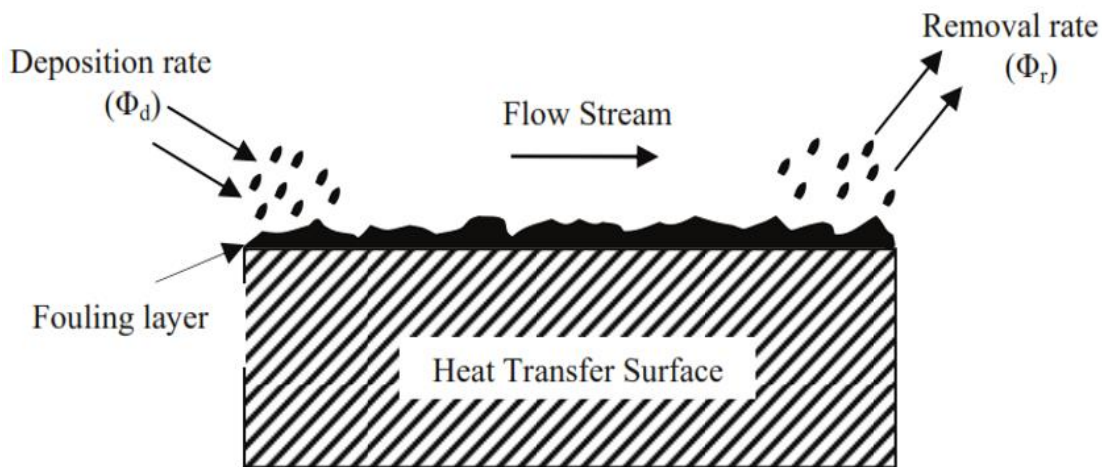


Figure I.15 Formation de dépôt

I.5.4 Conséquences de l'encrassement :

Comme il a été déjà signalé, les conséquences de l'encrassement sont [9] :

- Une dépense d'énergie supplémentaire ;
- Le remplacement des appareils corrodés.
- Les coûts d'arrêt des installations pour démontage et nettoyage.
- Un sur dimensionnement des appareils dans les bureaux d'étude.

I.6 Conclusion :

Vu, l'existence d'une grande diversité d'échangeurs de chaleur, utilisés dans de

nombreuses applications et différents domaines industriels et à cause de leur importance dans les unités de production. Il est nécessaire et important d'assurer une bonne rentabilité de ces unités et d'améliorer le rendement, qui dépend souvent, de l'état de surface des échangeurs ainsi que de leur fonctionnement. L'étude de ces dispositifs peut être analytique ou numérique.

Chapitre II

Recherche bibliographie

II. Introduction :

Le meilleur moyen de transmettre la chaleur entre deux ou plusieurs fluides sans risque de dégradation de leurs propriétés par mélange est l'utilisation d'échangeurs de chaleur.

Les échangeurs de chaleur font l'objet depuis plusieurs années de multiples travaux de recherche dont le but principal est lié à l'amélioration de leurs performances.

L'une des techniques efficaces d'amélioration du rendement d'un échangeur de chaleur est de construire une bonne forme géométrique des ailettes.

L'objectif de ce chapitre est, de faire une étude bibliographique sur l'effet de la géométrie d'ailette.

II.1 Ailettes continues:

Une étude a été effectuée par :

Lozza et al: afin d'améliorer les caractéristiques de transfert de chaleur des condenseurs refroidis par air et par un liquide. Les résultats présentés ici concernent 15 prototypes de batteries avec la même géométrie de tubes et d'ailettes, mais avec différentes géométries d'ailette (plate, ondulée, à persiennes ou à petites inserts). Ils ont déterminé les différents paramètres de transfert de chaleur et de la dynamique du fluide dans tous les cas examinés. Les résultats de cette étude montrent que la configuration de l'ailette a une influence remarquable sur le fonctionnement d'un échangeur de chaleur. En général, les ailettes à persiennes ont donné les meilleures performances thermo-hydrauliques [10].

Tang et al : ont effectué une simulation numérique tridimensionnelle pour analyser le problème de transfert thermique coté d'air et déterminer la chute de pression à travers un échangeur de six rangées de tubes à ailettes lisses et gaufrées. L'étude montre que, à la même puissance du ventilateur, les ailettes hybrides, c'est-à-dire lisses à la rangée frontale et gaufrées à la rangée arrière, étaient plus efficaces pour intensifier le transfert de chaleur que des ailettes entièrement gaufrées [11].

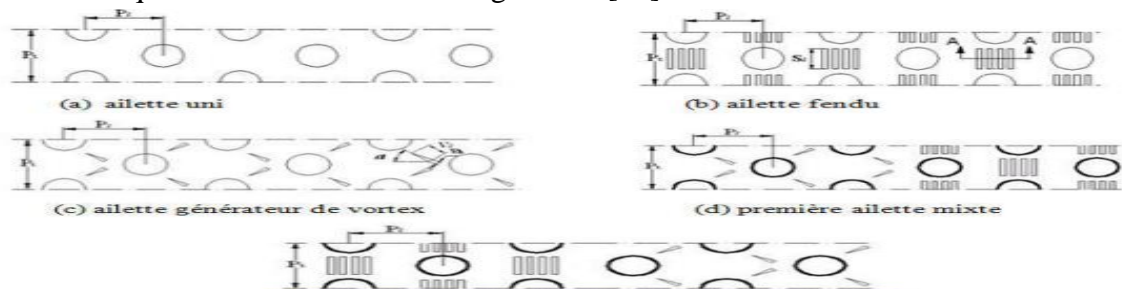


Figure II.1 schéma des Cinque configuration d'ailettes testée

Kumar et al : ont utilisé le code de calcul open FOAM-2.2 pour comparer les caractéristiques thermo-hydraulique des ailettes annulaire de forme (circulaire, ailette spirale, ailette dentelée) et des ailettes continue de forme (plaque plane, ondulée et ailette avec un pair des inserts delta). Avec un nombre de Re fixe, les résultats de ce travail de recherche montrent que l’efficacité d’ailette est variée dans l’intervalle 77-83% pour les ailettes annulaires et de 55-66 % pour les ailettes continues. (Voire la figure II.2) [12].

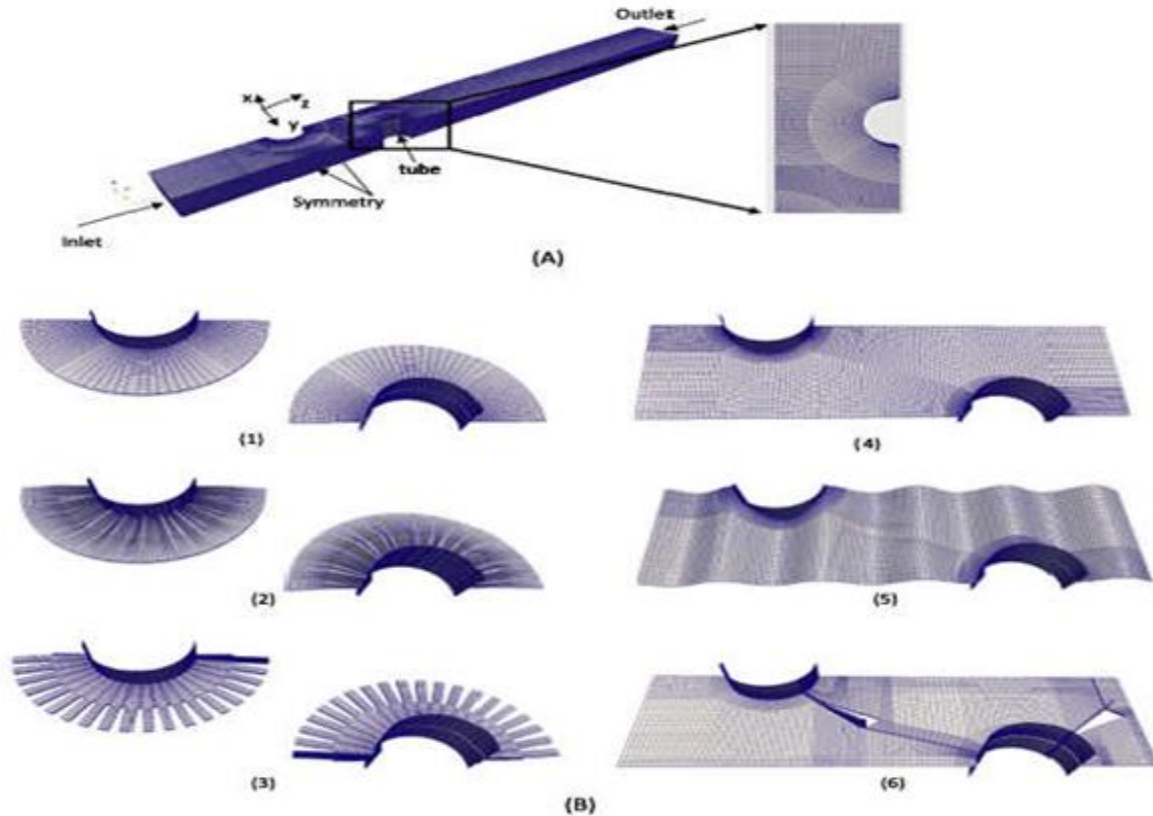


Figure II.2 Schéma des tubes à ailettes

| | |
|---|-----------------------------------|
| A | domaine de calcul |
| B | Génération de maillage |
| 1 | ailette circulaire |
| 2 | ailette spirale serti |
| 3 | ailette dentelée |
| 4 | ailette plaque plane |
| 5 | ailette ondulée |
| 6 | ailette avec un pair insert delta |

Tableau II.1 Les composants des tubes à ailettes

Une analyse numérique en 3D a été réalisée par :

Lotfi et Wang : afin d'étudier les caractéristiques de transfert de chaleur et de perte de charge dans un échangeur de chaleur tubes elliptiques à ailettes ondulés lisses et quatre nouveaux générateurs de vortex (ailettes trapézoïdal rectangulaire, ailette rectangulaire à angle, ailette rectangulaire à angle incurvé et ailette triangulaire). Les résultats numériques montrent que les générateurs de vortex peuvent apporter une amélioration supplémentaire de l'intensité de transfert thermique grâce à un réglage attentif de la position et de l'angle d'attaque des générateurs de vortex. Une étude paramétrique sur l'ailette avec les générateurs de vortex a indiqué que pour des petits angles d'attaque, les générateurs de vortex donnent de meilleures performances thermo hydrauliques [13].

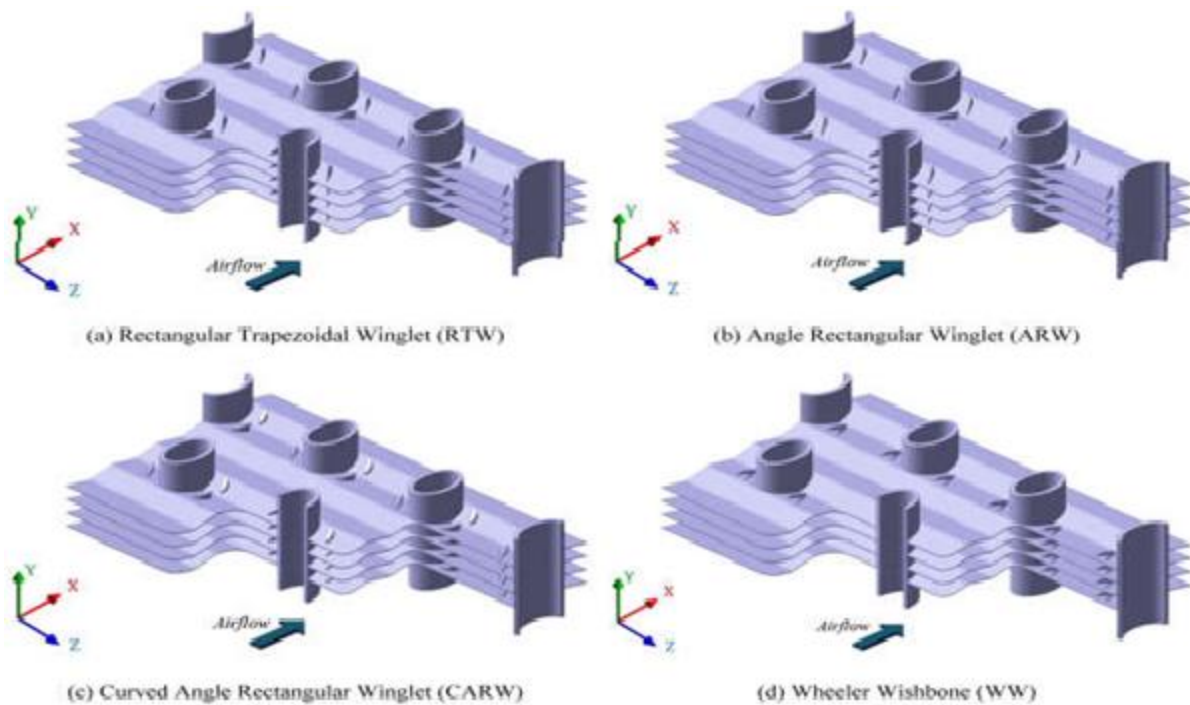


Figure II.3 Un faisceau de tubes elliptiques à ailettes ondulée lisses avec différents générateurs de vortex montées

II.2 Ailettes indépendantes:

Dans un faisceau de trois rangées de tubes :

Lemouedda et al : (2011) ont effectué une étude numérique comparative des performances thermiques pour deux types d'ailettes dentelées. Le nombre de Re est varié dans l'intervalle (600 à 2600). La première partie d'étude compare la performance thermique des tubes à ailettes avec et sans dentelures. La deuxième partie concerne l'effet

du vrillage de la partie extérieure d'ailette, d'un angle de 0 jusqu'à 25°, sur la performance des tubes à ailettes dentelées. Les investigations numériques effectuées dans cette étude montrent l'avantage des ailettes dentelées en améliorant la performance d'un tube ailettés [14].

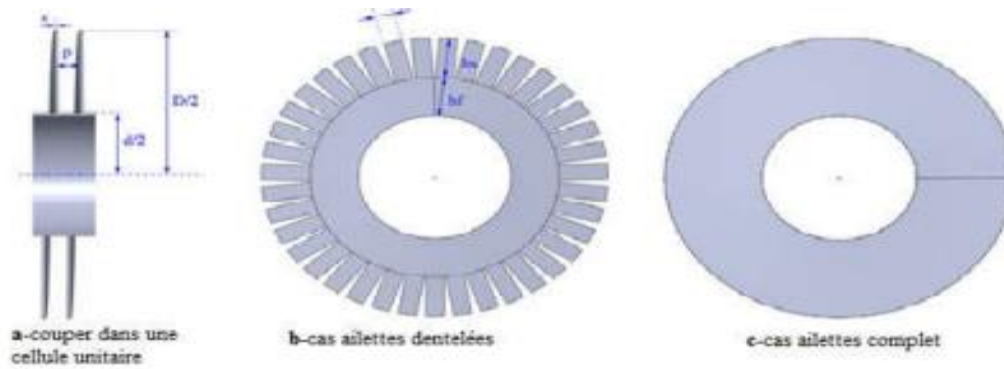


Figure II.4 Détails techniques de la cellule unitaire

La technique de pliage d'ailettes et des tubes ovales à ailettes incomplètes ont été proposé par :

Pis'mennyi : afin d'augmenter la performance des ailettes annulaires. L'analyse expérimentale faite ici montre que le perfectionnement marqué du transfert de chaleur, sans croissance excessive de la traînée aérodynamique, peut être atteint en améliorant le parcours du fluide entrant dans le faisceau. L'étude montre également qu'un faisceau de tubes ovales à ailettes incomplets ne réduit pas le flux thermique malgré qu'il ya une diminution de la surface d'échange [15].

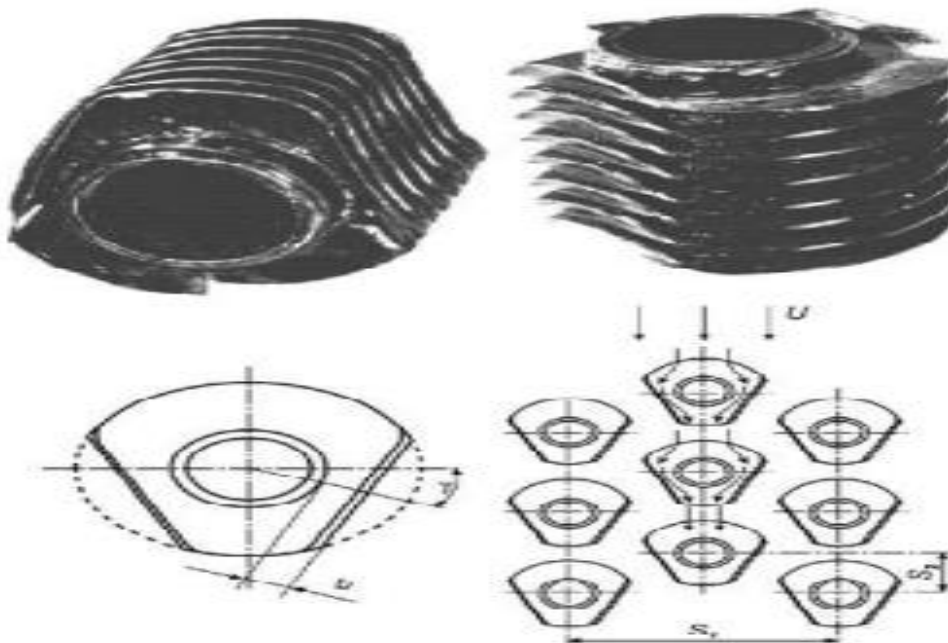


Figure II.5 Formes d'ailettes examinées dans la référence

Dans cette tendance, **Kundu** : (2007) ont résolu l'équation gouvernant la conduction de la chaleur à travers des ailettes annulaires circulaires et elliptiques, en considérant un coefficient d'échange convectif uniforme le long de la surface d'ailette. L'étude montre que, pour une restriction d'un côté de l'ailette, la chaleur dissipée par les ailettes elliptiques est très inférieure à celle cédée avec l'ailette excentrique. Cependant, pour une restriction de l'espace des deux côtés, l'ailette elliptique a un très bon taux de transfert thermique par rapport à celui de l'ailette circulaire. L'avantage de choisir une ailette elliptique au lieu d'une ailette circulaire est la performance élevée avec un volume particulier du premier type [16].

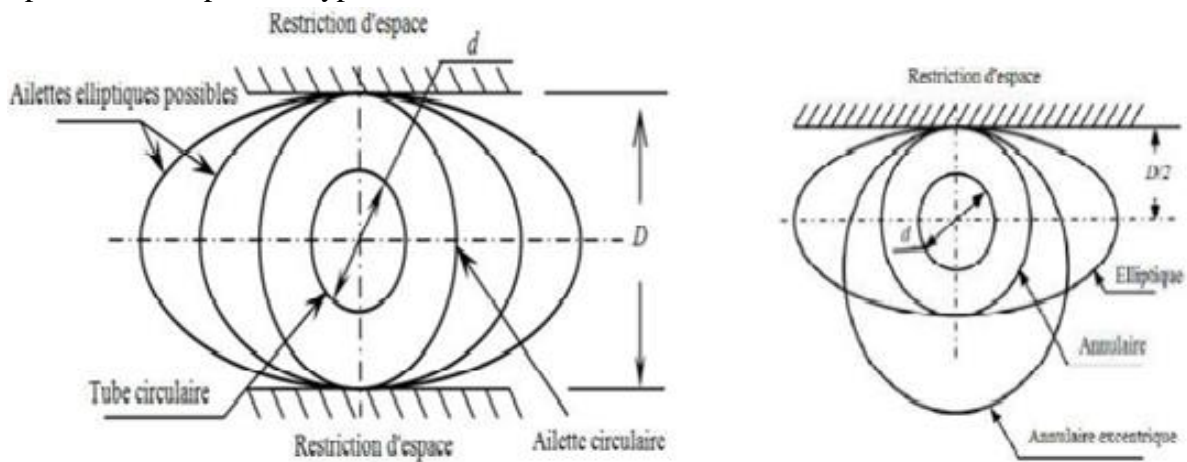


Figure II.6 Différentes géométries et profils d'ailette pour une et deux restriction d'espace

Une étude expérimentale a été effectuée par **Nagargoj et Patil** : pour comparer les coefficients de transfert thermique entre une ailette circulaire et une ailette elliptique. La comparaison a été réalisée pour un intervalle du nombre de Re : ($9600 \leq Re \leq 20300$). Les résultats trouvés par les chercheurs indiquent que le coefficient de transfert convectif au niveau de l'ailette elliptique est supérieur de 60% comparativement avec celle de l'ailette circulaire [17].



Figure II.7 Ailettes circulaire et elliptique

II.3 Effet de l'épaisseur des ailettes :

Pour la connaissance de l'effet de l'épaisseur des ailettes de nombreux travaux de recherche ont été menés par les chercheurs afin de voir l'effet de ce paramètre sur les caractéristiques des échangeurs de chaleur.

Chi chuan wang et al : (1996) montrent que l'influence de l'épaisseur des ailettes sur le facteur de Colburn J , le facteur de frottement f et le nombre de Reynolds Re est négligeable [18].

M.Abu Madi et al : (1998) trouvent que l'épaisseur de ailette a un effet faible sur le facteur de frottement. Cependant l'effet du nombre de rangées sur le transfert de chaleur est fortement influencé par la géométrie des tubes et des ailettes et du nombre de Reynolds [19].

Wongwises et Chokeman : (2004) ont étudié l'effet d'épaisseur de l'ailette sur les caractéristiques thermodynamiques de l'échangeur de chaleur. Si le nombre de rangées N égale à quatre le facteur de Colburn augmente avec l'épaisseur de l'ailette. Si $N \geq 4$, le facteur de Colburn diminue avec l'épaisseur d'ailette. Cependant, le facteur de frottement diminue avec l'augmentation de l'épaisseur des ailettes [20].

II.4 Effet de l'espacement entre ailettes :

Pour avoir l'effet de l'espacement entre les ailettes sur l'efficacité des échangeurs thermiques les chercheurs ont réalisé plusieurs travaux de recherches.

En 1996, des expériences ont été menées par :

Chi Chuan Wang : sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de la chute de pression d'échangeur de chaleur. Les résultats présentés dans cette étude indiquent que l'espacement inter-ailettes a un effet négligeable sur l'intensité de transfert thermique [21].

Les résultats expérimentaux trouvés par :

Yan et Sheen : montrent que l'effet de l'espacement inter-ailettes sur les propriétés thermo-hydraulique d'un échangeur de chaleur est très dépendant de la valeur du nombre de Reynolds [22].

En 2004, **Mon et Goss** : déterminent les caractéristiques thermique et dynamique d'un échangeur de tubes à ailettes circulaires. Les auteurs indiquent que l'espacement

entre les ailettes à une influence remarquable sur le développement des couches limites thermique et dynamique [23].

Chen et Hsu : (en 2007) affirment que pour le cas de la convection naturelle, l'efficacité des ailettes diminue avec l'augmentation de l'espacement inter-ailettes [24].

II.5 Effet du range et du nombre de rangés :

Jang et al : (en 1995) prouvent par une étude numérique en 3D, que le transfert thermique est indépendant du nombre de rangées de tubes, mais seulement si ce dernier est supérieur à quatre. Cependant, le coefficient de transfert thermique et le facteur de frottement pour l'arrangement quinconce sont respectivement (15-27%) et (20-25%) plus supérieur à celui de l'arrangement en ligne [25].

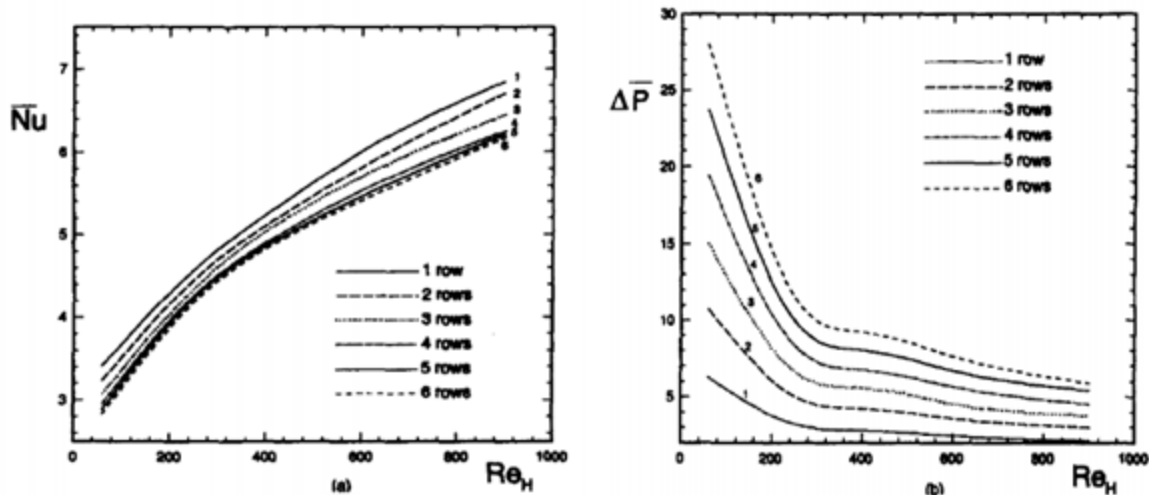


Figure II.8 Effet du range de tubes et du nombre de Re sur le nombre de Nu et P

Pour un pas d'ailettes faible et sous un nombre de Reynolds aussi faible ($Re \leq 3000$), **Wang et al** : (en 1996) indiquent que le coefficient d'échange thermique est diminué avec l'augmentation du nombre de rangées. Cependant, cet effet devient négligeable pour des pas d'ailettes utiles [18].

Wongwises et Chokeman : (en 2004) affirment que le flux thermique échangé et la chute de pression augmentent avec le nombre de rangées [26].

Dans l'étude de **Yonghan Kim et YongChen kim** : (en 2005), 22 échangeurs de chaleur ont été testé expérimentalement afin de voir l'effet de l'espacement inter-ailettes, nombre de rangées et le type d'arrangement des tubes. Pour tous les espacements inter-ailettes, le coefficient de transfert thermique diminue si le nombre de rangés augmente de 1 jusqu'à 4 [27].

Gongnan xie et al : (en 2009) ont effectué une analyse pour déterminer l'effet de du nombre de Reynolds et le nombre de rangés. Ils ont observés que le nombre Nusselt et le facteur de frottement diminuent avec l'augmentation du nombre de rangés. D'une autre parte, ils constatent que le transfert de chaleur et l'écoulement de fluide approchent des conditions pleinement développées lorsque le nombre de rangées de tubes est supérieur à six [28].

II.6 Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons faire une recherche bibliographie sur la géométrie des ailettes, nous avons vus que la géométrie des ailettes joue un grand rôle dans l'amélioration des performances des échangeurs de chaleurs.

Dans le chapitre suivant nous parlerons sur les méthodes de calcul d'un échangeur de chaleur.

Chapitre III

Méthodes de calcul d'un échangeur de chaleur

III. 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 ou 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.1 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.

III.1.1 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 [29].

III.1.2 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 » [30].

III.1.3 Flux de chaleur :

La chaleur s'écoule sous l'influence d'un gradient de température des hauts 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 [31] :

$$\phi = \frac{1}{s} * \frac{dQ}{dT} \quad (\text{III.1})$$

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

$$\phi = \frac{dQ}{dT} \quad (\text{III.2})$$

III.1.4 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) [29].

III.1.5 La chaleur spécifique :

Par définition, la chaleur spécifique Cp 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 $T1$ et $T2$ ($T1 > T2$) s'exprime par :

$$Cp = \frac{1}{m} * \frac{dQ}{dT} \quad (\text{III.3})$$

III.1.6 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 [32].

III.1.7 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 RC définie par la relation suivante :

$$Rc = \frac{1}{hc} \quad (\text{III.4})$$

Où hc est le coefficient d'échange thermique.

III.2 Grandeurs physiques :

III.2.1 La densité (ρ) ;

C'est le rapport de la masse d'un matériau par unité de volume. Appelée aussi masse volumique [33].

III.2.2 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 [33].

III.2.3 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 Qm (Kg/s) et le débit volumique \dot{m} (m^3/s).

III.2.4. Le nombre de Reynolds :

Le nombre de REYNOLDS est le rapport des forces d'inertie aux forces de viscosité donné par la formule suivante :

$$Re = \frac{UL}{\nu} = \frac{\rho UL}{\mu} \quad (\text{III.5})$$

Il caractérise le régime d'écoulement des fluides.

L'expérience de REYNOLDS relative à un écoulement dans une conduite cylindrique a mis en évidence deux régimes d'écoulement caractérisés par un paramètre (nombre de REYNOLDS).

Pour les faibles débits d'écoulement, le régime est dit laminaire (Figure III.1). Dans le cas contraire, il est turbulent (Figure III.2).

- 1) **Régime laminaire** : Les filets fluides sont parallèles, les échanges s'effectuent entre les couches qui sont d'origine moléculaire (conduction).

L'écoulement reste laminaire tant que le nombre de REYNOLDS reste inférieur à 2300.

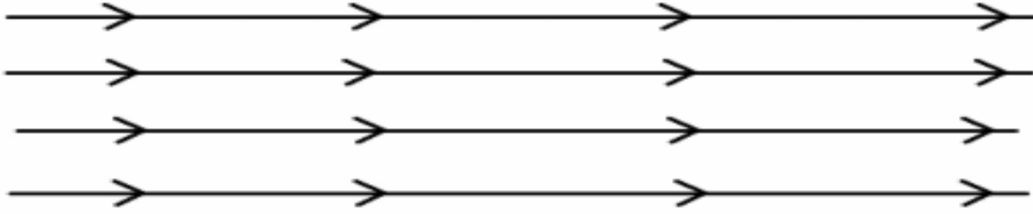


Figure III.1 Le sens de fluide dans le régime laminaire

2) **Régime turbulent** : L'écoulement est perturbé, le mouvement des particules fluides est aléatoire et tridimensionnel. Le régime d'écoulement est considéré comme turbulent si le nombre de REYNOLDS atteint ou dépasse 10000. Le régime correspondant au nombre de REYNOLDS compris entre 2300 et 10000 est dit transitoire [34].

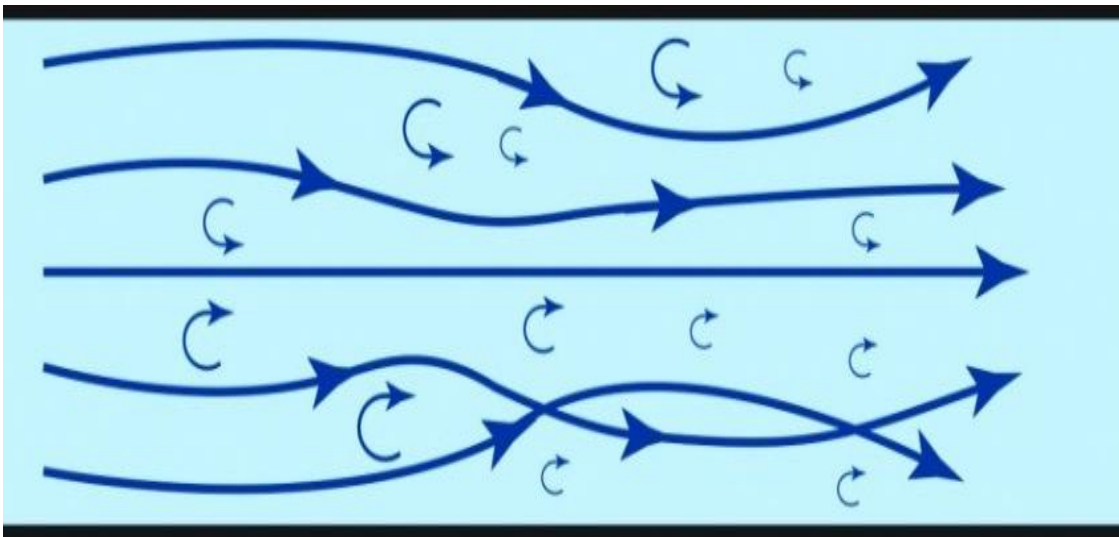


Figure III.2 le sens de fluide dans le régime turbulent

III.2.5 Nombre de Nusselt :

Ce nombre sans dimension précise l'importance relative du flux de chaleur réellement transmis par convection vis-à-vis d'un flux de chaleur conductif de référence pour le problème.

$$Nu = \frac{h \cdot L}{\lambda_f} = \frac{\phi_{cond}}{\phi_{conv}} \quad \text{(III.6)}$$

III.2.6 Nombre de Prandtl :

Il caractérise l'influence de la nature du fluide sur le transfert de chaleur par convection :

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda} \quad (\text{III.7})$$

III.3 Les modes de transfert de chaleur :

III.3.1 La conduction thermique :

La conduction (Figure III.3) est principalement le transfert de chaleur des parties chaudes vers les parties froides, d'un même corps ou deux corps en contact sans mouvement apparent de la matière. Ce mode peut s'effectuer dans les solides et les fluides. Le phénomène de conduction est régi par la loi de Fourier :

$$\phi = -\lambda * \overrightarrow{\text{grad}T} \quad (\text{III.8})$$

Alors si un corps à température T_1 est raccordé à un corps à la température T_2 par l'intermédiaire d'un corps thermique de section S et d'épaisseur e . Le flux de chaleur qui s'écoule entre les deux corps est donné par la relation :

$$\phi = \lambda * S * \frac{(T_1 - T_2)}{e} \quad (\text{III.9})$$

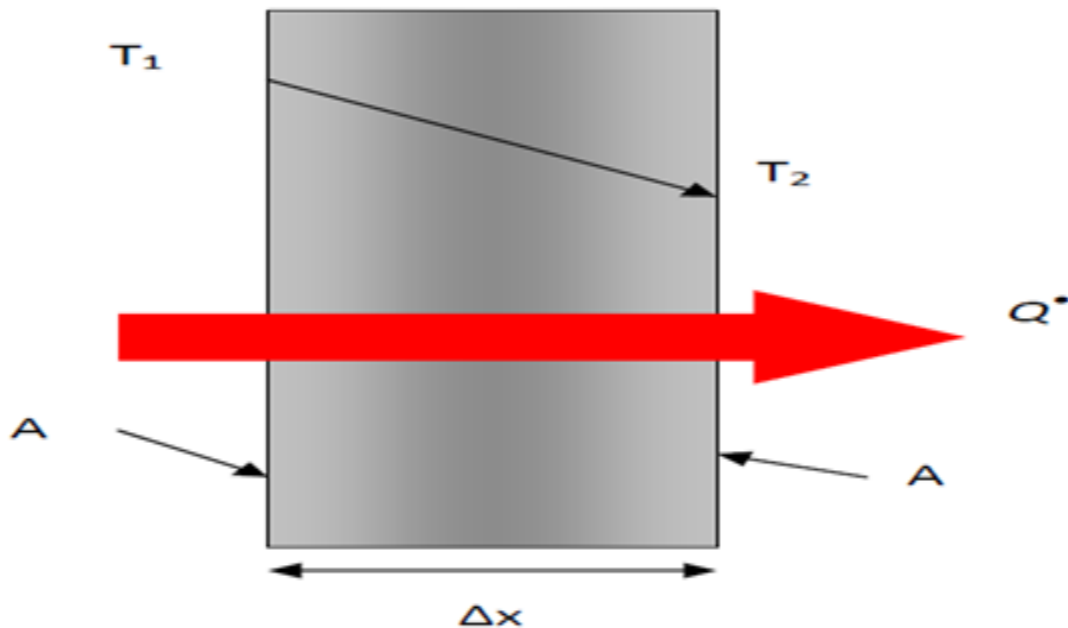


Figure III.3 Conduction de chaleur à travers une paroi

III.3.2 Convection thermique:

Le terme de convection (Figure III.4) est utilisé pour d'écrire le transfert d'énergie entre une surface solide et un fluide en mouvement par rapport à cette surface. Pour ce transfert, le transport d'énergie par conduction a toujours lieu, néanmoins le mode dominant est celui due au mouvement de particules fluides [35].

$$\phi = h * s * (T1 - T2) \quad (\text{III.10})$$

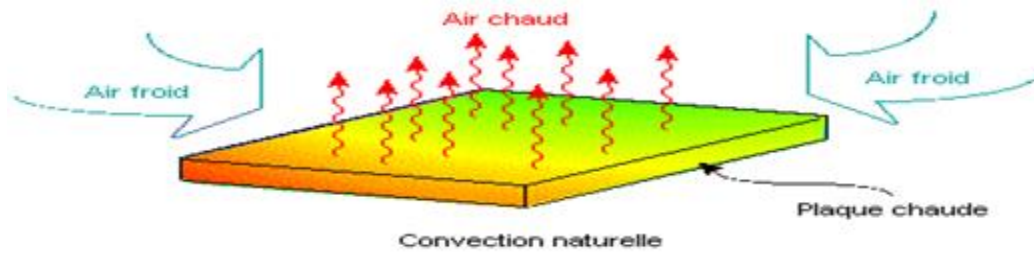


Figure III.4 Phénomène de convection thermique

- **Convection naturelle :**

Appelée aussi convection libre, est provoquée par les forces massiques dans le fluide dues aux différences de température et donc de masse volumique du fluide voire (Figure III.5).

- **Convection forcé :**

Quand le mouvement du fluide est créé par une différence de pression (pompe, soufflerie) ou une vitesse appliquée.

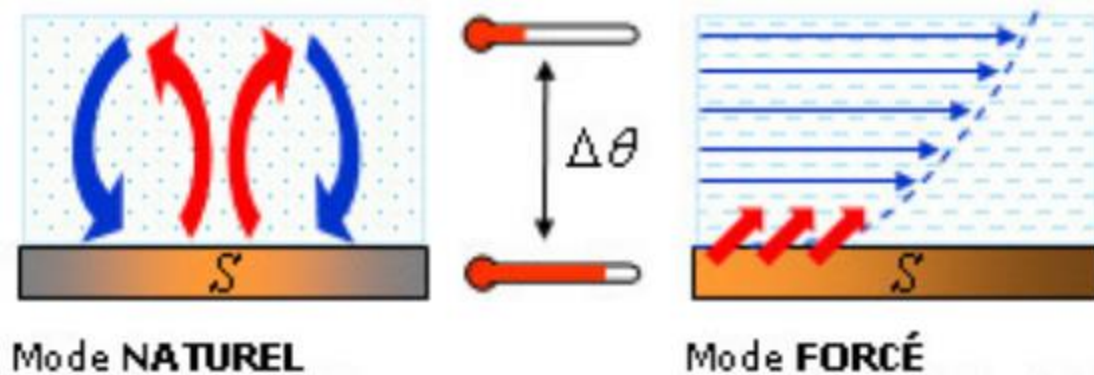


Figure III.5 Les différentes modes de convection

III.3.3 Rayonnement:

Avec la conduction et la convection, le rayonnement thermique est le troisième mode de transfert de la chaleur. Tout corps dont, la température est supérieure à 0 K, émet un rayonnement thermique. Contrairement à la conduction et la convection pour lesquels le transport de l'énergie se fait grâce à la présence de matière (sous forme fluide ou solide), le transfert de chaleur par rayonnement se fait sous forme d'ondes électromagnétiques et peut s'observer entre deux corps placés dans le vide (Figure III.4), il est caractérisé par la loi de Stephan-Boltzmann [31] :

$$\phi = \sigma * S * T^4 \quad (\text{III.11})$$

$\sigma = 5.67 * 10^{-8} [N * m^{-2} * K]$: Constante de Stephan Boltzmann

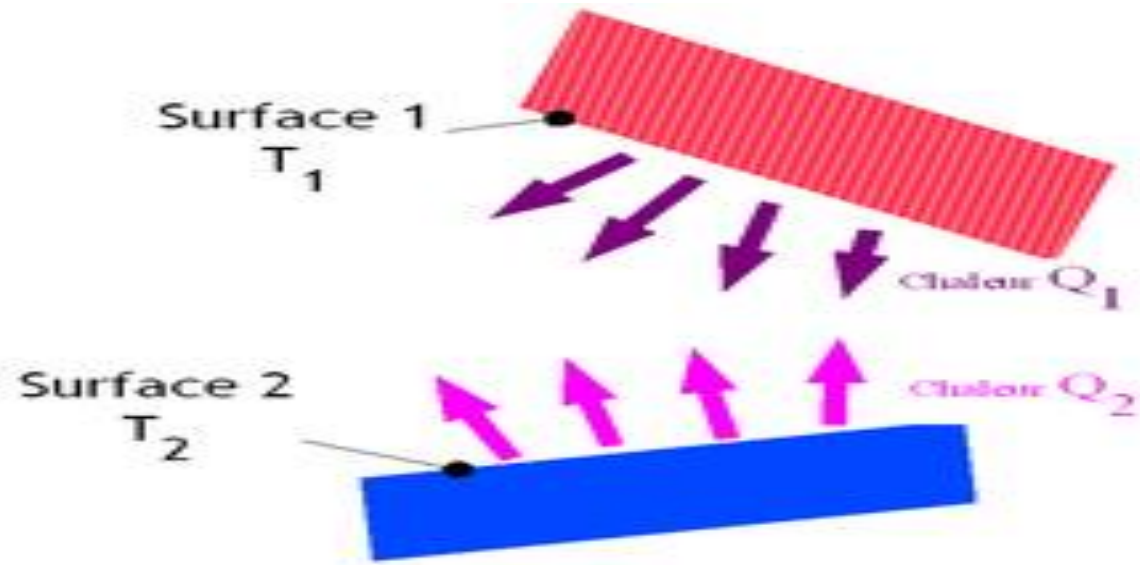


Figure III.6 Phénomène de rayonnement thermique

III.4 Etude 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.4.1 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 [36], [37].

$$\phi = h * s * (T_c - T_f) \quad \text{(III.12)}$$

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

III.4.2 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 [37].

III.4.2.1 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 [37].

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 :

$$\Phi = h * s * (T_c - T_f)$$

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

$$d\Phi = h * (T_c - T_f) * ds \quad \text{(III.13)}$$

- Perte de chaleur par le fluide chaud :

$$d\Phi = -\dot{m}_c * Cp_c * dT_c \quad \text{(III.14)}$$

- Gain de chaleur par le fluide froid :

$$d\Phi = \dot{m}_f * Cp_f * dT_f \quad \text{(III.15)}$$

D'après les dernières équations, on peut écrire :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -h * \left[\frac{1}{\dot{m}_c * Cp_c} + \frac{1}{\dot{m}_f * Cp_f} \right] \quad \text{(III.16)}$$

Par intégration, nous obtenons :

$$\log \frac{(T_c^2 - T_f^2)}{(T_c^1 - T_f^1)} = -h * \left[\frac{1}{\dot{m}_c * Cp_c} + \frac{1}{\dot{m}_f * Cp_f} \right] * S \quad (\text{III.17})$$

Alors :

$$\phi = h * S * (\Delta T)_{1m}$$

Avec :

$$(\Delta T)_{1m} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\log \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)}$$

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

$(\Delta T)_{1m}$: C'est la différence de température logarithmique moyenne entre les deux fluides sur tout l'échangeur. La surface peut être alors calculée :

$$S = \int \frac{d\phi}{h * (T_1 - T_2)} \quad (\text{III.18})$$

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 :

$$S = \frac{\phi}{h * F * (\Delta T)_{1m}} \quad (\text{III.19})$$

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 [37].

Ce facteur correctif F vaut 1 dans le cas d'un échangeur à contre-courant. Le déroulement des calculs peut se faire comme suit (Figure III.5) :

1. Détermination de la température moyenne caractéristique à partir des températures d'entrée et de sortie.
2. Calcul de la puissance d'échange.

3. Calcul de DTLM et de coefficient correctif F.
4. Calcul de la surface d'échange.

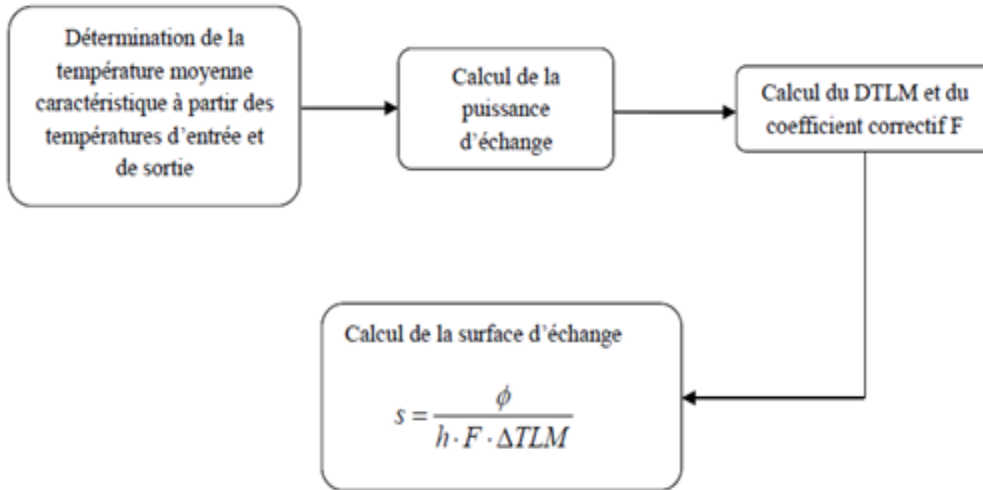


Figure III.7 Organigramme de calcul par la méthode DTLM

❖ 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 [37].

$$\eta = \frac{\phi}{\phi_{max}} \tag{III.20}$$

❖ Calcul du flux de chaleur maximal ϕ_{max} :

La distribution des températures dans un échangeur à contre- courant présente l'une des allures suivantes (Figure III.6) :

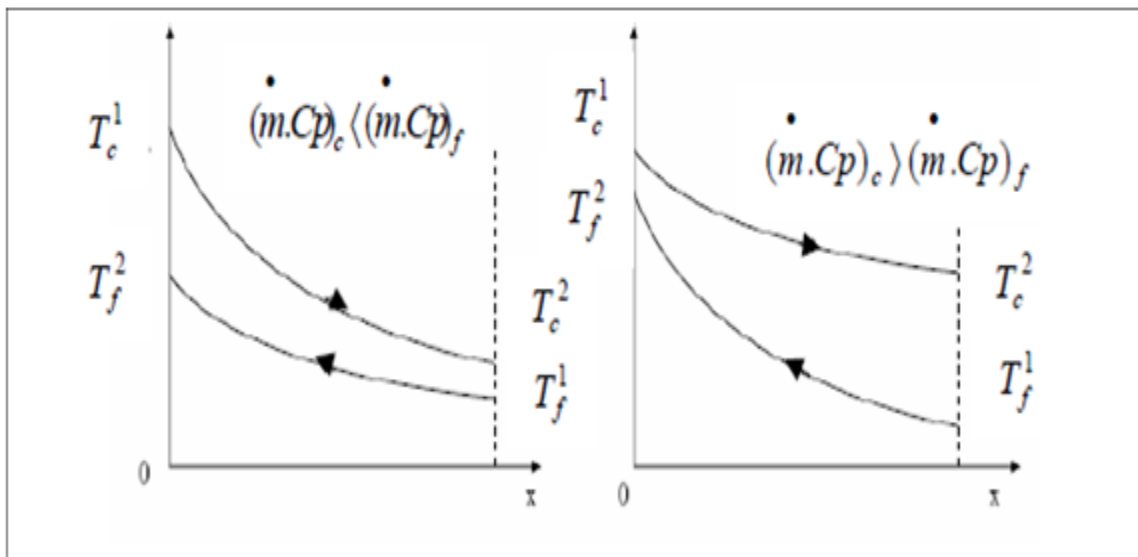


Figure III.8 Profil des températures dans un échangeur tubulaire à contre-courant

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

$$\phi_{max} = (\dot{m} * Cp)_{min} * (T_c^1 - T_f^1) \quad (\text{III.21})$$

Si :

$$(\dot{m} * Cp)_{min} = (\dot{m} * Cp)_c$$

$$\phi_{max} = (\dot{m} * Cp)_c * (T_c^1 - T_f^1)$$

$$\phi = (\dot{m} * Cp)_c * (T_c^1 - T_c^2)$$

Alors l'efficacité est définie par :

$$\eta = \frac{T_c^1 - T_c^2}{T_c^1 - T_f^1} \quad (\text{III.22})$$

Si :

$$(\dot{m} * Cp)_{min} = (\dot{m} * Cp)_f$$

$$\phi_{max} = (\dot{m} * Cp)_f * (T_c^1 - T_f^1)$$

$$\phi = (\dot{m} * Cp)_f * (T_f^2 - T_f^1)$$

L'efficacité s'écrit :

$$\eta = \frac{T_f^2 - T_f^1}{T_c^1 - T_f^1} \quad (\text{III.23})$$

III.4.2.2 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.8) :

1. Estimation des températures de sorties.
2. Calcul du coefficient d'échange global.

3. Détermination du NUT et l'efficacité de l'échangeur.
4. Calcul des températures de sorties.

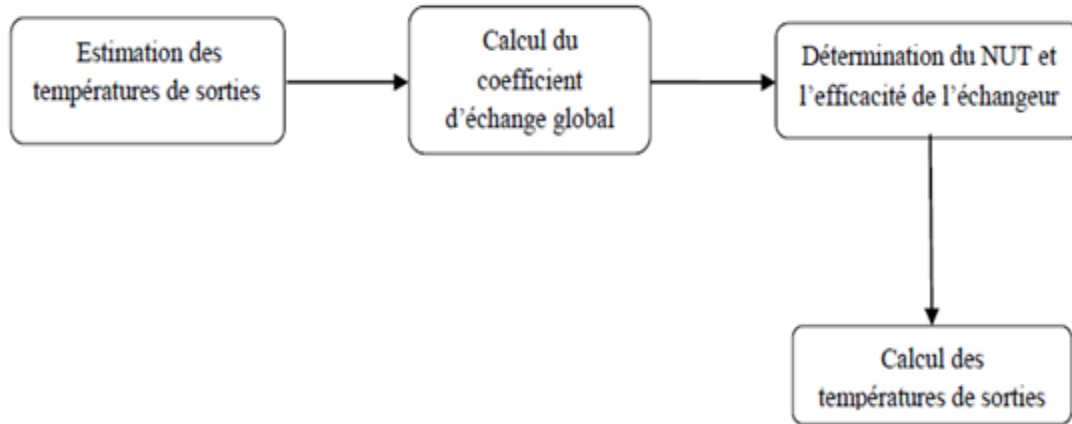


Figure III.9 Organigramme de calcul par la méthode NUT

- 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 [37].

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

$$R = \frac{(\dot{m} \cdot Cp)_f}{(\dot{m} \cdot Cp)_c} \quad (III.24)$$

❖ **Nombre d'unités de transfert :**

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

$$NUT = \frac{h \cdot s}{\dot{m} \cdot Cp} \quad (III.25)$$

Le nombre d'unités de transfert du coté chaude :

$$NUT_c = \frac{h \cdot s}{(\dot{m}_c \cdot Cp_c)} \quad (III.26)$$

Le nombre d'unités de transfert du côté froid :

$$NUT_f = \frac{h \cdot s}{(\dot{m}_f \cdot Cp_f)} \quad (III.27)$$

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

$$NUT = \frac{h*s}{(\dot{m}*Cp)_{min}} \quad (\text{III.28})$$

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 :

$$\eta = \frac{1 - \exp(-NUT(1-R))}{1-R} \quad (\text{III.29})$$

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

$$\phi = \eta * \phi_{max} \quad (\text{III.30})$$

Les températures de sortie seront déduites :

$$\phi_c = \dot{m}_c * Cp_c * (T_c^2 - T_c^1) \quad (\text{III.31})$$

$$\phi_f = \dot{m}_f * Cp_f * (T_f^2 - T_f^1) \quad (\text{III.32})$$

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

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

$$NUT = \frac{h * s}{(\dot{m} * Cp)_{min}}$$

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 [37].

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

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

$$NUT = -\ln(1 - \eta) \quad (\text{III.33})$$

Chapitre IV

Simulation numérique

sous logiciel MATLAB

Nt : le nombre de tubes de l'échangeur.

• **Informations des fluides :**

Tce, Tcs : les températures d'entrée et de sortie du fluide chaud [K].

Tfe : la température d'entrée du fluide froid [K].

z : nombre des points dans l'échangeur.

Dmc, Dmf : les débits massiques des fluides (chaud, froid) [kg.s⁻¹].

Cpc, Cpf : les chaleurs massiques du deux fluides (chaud, froid) [J.kg⁻¹ .K⁻¹].

IV.1.2 Création des matrices nulles :

Dans cette partie on a créé des matrices nulles avec z lignes et une colonne, pour chaque ligne on va calculer :

```

20 -   rh=Dh/2
21 -   R=(Dmc*Cpc)/(Dmf*Cpf)
22 -   Tf=zeros(z+1,1)
23 -   Tc=zeros(z+1,1)
24 -   Q=zeros(z+1,1)
25 -   DTLM=zeros(z,1)
26 -   dQ=zeros(z,1)
27 -   Al=zeros(z,1)
28 -   L=zeros(z,1)
29 -   E=zeros(z,1)

```

Figure IV.2 Création des matrices nulles

Dh : Diamètre de la surface d'échange.

R : rapport des chaleurs massiques.

Tf : température de fluide froid dans la section 'z' [K].

Tc : température de fluide chaud dans la section 'z' [K].

Q : puissance thermique [W].

dQ : densité de flux thermique [W.m⁻²].

L : longueur de la surface d'échange (largeur = π .dh) [m].

Al : surface d'échange [m²].

E : efficacité de l'échangeur pour longueur 'L'.

IV.1.3 Calcul des valeurs des matrices :

Dans cette partie on utilise la boucle pour (for) voire (Figure IV.2) et on met les équations suivantes :

$$Qc = Qf$$

$$\dot{m}_c * Cp_c * (T_{c_e} - T_c) = \dot{m}_f * Cp_f * (T_f - T_{f_e})$$

$$T_f = \frac{\dot{m}_c * Cp_c * (T_{c_e} - T_c) + T_{f_e} = r * (T_{c_e} - T_c) + T_{f_e}}{\dot{m}_f * Cp_f}$$

Si :

- L'écoulement dans l'échangeur est co-courant (a=1) :

$$DTLM = \frac{(T_{c_e} - T_{f_e}) - (T_c - T_f)}{\ln\left(\frac{T_{c_e} - T_{f_e}}{T_c - T_f}\right)}$$

- L'écoulement dans l'échangeur est contre courant (a=2) :

$$DTLM = \frac{(T_{c_e} - T_f) - (T_c - T_{f_e})}{\ln\left(\frac{T_{c_e} - T_f}{T_c - T_{f_e}}\right)}$$

- L'écoulement est une autre configuration (a=3) :

$$DTLM = F * \left[\frac{(T_{c_e} - T_f) - (T_c - T_{f_e})}{\ln\left(\frac{T_{c_e} - T_f}{T_c - T_{f_e}}\right)} \right]$$

$$dQ = K * DTLM$$

$$Al = \frac{dQ}{\varphi} = \frac{\dot{m}_c * Cp_c * (T_{c_e} - T_c)}{K * DTLM}$$

$$L = \frac{Al}{D * \pi}$$

Si :

- $r > 1$: $Cp_{min} = \dot{m}_f * Cp_f$

$$E = \frac{T_f - T_{f_e}}{T_{c_e} - T_{f_e}}$$

- $r = 1$: $\dot{m}_f * Cp_f = \dot{m}_c * Cp_c$

$$E = \frac{T_f - T_{f_e}}{T_{c_e} - T_{f_e}} = \frac{T_{c_e} - T_c}{T_{c_e} - T_{f_e}}$$

- $r < 1$: $Cp_{min} = \dot{m}_c * Cp_c$

$$E = \frac{T_{c_e} - T_c}{T_{c_e} - T_{f_e}}$$

Le code de la boucle for est comme suit :

```

30 - for i=1:z+1
31 -     Tc(i) = Tce - ((i-1) * dT)
32 -     Tf(i) = (R * (i-1) * dT) + Tfe
33 -     Q(i) = Dmc * Cpc * (i-1) * dT
34 -
35 -     if (a==1)
36 -         DTLM(i) = (Tce - Tfe - Tc(i) + Tf(i)) / (log((Tce - Tfe) / (Tc(i) - Tf(i))))
37 -     end
38 -     if (a==2)
39 -         DTLM(i) = ((i-1) * dT * (1-R)) / (log((Tce - Tf(i)) / (Tc(i) - Tfe)))
40 -     end
41 -     if (a==3)
42 -         DTLM(i) = F * ((i-1) * dT * (1-R)) / (log((Tce - Tf(i)) / (Tc(i) - Tfe)))
43 -     end
44 -     dQ(i) = K * DTLM(i)
45 -     Al(i) = Q(i) / dQ(i)
46 -     if (a==3)
47 -         L(i) = Al(i) / (6.28 * rh * Nt)
48 -     else
49 -         L(i) = Al(i) / (6.28 * rh)
50 -     end
51 -     if (R > 1)
52 -         E(i) = (Tf(i) - Tfe) / (Tce - Tfe)
53 -     else
54 -         E(i) = (Tce - Tc(i)) / (Tce - Tfe)
55 -     end
56 - end

```

Figure IV.3 Utilisation de la boucle pour dans logiciel

Pour calculer la valeur maximale possible de l'efficacité, on doit d'abord trouver la température de sortie du fluide chaud (T_{csmin}) et le maximum de la température de sortie de du fluide froid.

$$Q_c = Q_f$$

$$Dm_c * Cp_c * (T_{ce} - T_{csmin}) = Dm_f * Cp_f * (T_{fsmax} - T_{fe})$$

On a :

$$T_{fsmax} = T_{csmin} = T_{ce} - (w - 1) * dT$$

w= Le nombre maximale de sections possible.

$$Dm_c * Cp_c * dT * (w - 1) = Dm_f * Cp_f * (T_{ce} - (w - 1) * dT - T_{fe})$$

$$w = \frac{T_{ce} - T_{fe}}{(R + 1) * dT} + 1$$

Si :

- $R < 1$ on a :

$$E_{max} = \frac{T_{ce} - T_{csmin}}{T_{ce} - T_{fe}}$$

Si non :

$$E_{max} = \frac{T_{csmin} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}}$$

```

58 -     w = ((Tce-Tfe) / (dT*(R+1))) + 1
59 -     Tcsmin = Tce - (w-1) * dT
60 -     Tfsmax = Tfe + R * dT * (w-1)
61 -     if (a==1)
62 -         DTLMmax = (Tce-Tfe-Tcsmin+Tfsmax) / (log((Tce-Tfe) / (Tcsmin-Tfsmax)))
63 -     end
64 -     if (a==2)
65 -         DTLMmax = ((w-1) * dT * (1-R)) / (log((Tce-Tfsmax) / (Tcsmin-Tfe)))
66 -     end
67 -     if (a==3)
68 -         DTLMmax = F * ((w-1) * dT * (1-R)) / (log((Tce-Tfsmax) / (Tcsmin-Tfe)))
69 -     end
70 -     Lmax = (K * DTLMmax) / Dmc * Cpc * (w-1) * dT
71 -     if (R > 1)
72 -         Emax = (Tfsmin - Tfe) / (Tce - Tfe)
73 -     else
74 -         Emax = (Tce - Tcsmin) / (Tce - Tfe)
75 -     end

```

Figure IV.4 Calcul de la valeur maximale de l'efficacité

IV.2 Application :

Dans cette partie on prend un exemple d'un échangeur et on applique le sur MATLAB.

IV.2.1 Insertion des données :

On insère les données qui sont dans l'exemple et on fait des calculs sans logiciel puis on insère les résultats de calcul sur logiciel.

IV.2.1.1 Propriétés de l'échangeur :

Echangeur à tubes et calandre constitué d'un faisceau de 66 tubes en acier doux de conductivité $\lambda_p = 50 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, de diamètres intérieur/extérieur de 20/24 mm, au pas triangulaire normal $p = 30 \text{ mm}$. Les tubes sont assemblés en deux passes. La calandre a un diamètre $D = 337 \text{ mm}$ et possède des chicanes d'épaisseur $e = 5 \text{ mm}$ espacées d'une distance $b = 100 \text{ mm}$. La hauteur laissée libre à chaque chicane est de 25 % du diamètre intérieur de la calandre.

IV.2.1.2 Propriétés des fluides :

On l'utilise pour refroidir un débit $\dot{V}_c = 15 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ de dodécane de $T_{ce} = 393,15 \text{ K}$ à $T_{cs} = 333,15 \text{ K}$ avec de l'eau industrielle circulant dans les tubes avec un débit de $\dot{V}_f = 36,5 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ à contre-courant dont la température varie de $T_{fe} = 293,15 \text{ K}$ à $T_{fs} = 303,15 \text{ K}$. Les propriétés physiques du dodécane à une température moyenne de 363,15 K sont les suivantes :

$\rho_c = 750 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, $C_{pc} = 2260 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, $\lambda_c = 0,151 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ et $\mu_c = 7,5 \times 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$.

Les propriétés physiques de l'eau industrielle à une température moyenne de 298,15 K sont les suivantes : $\rho_f = 1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, $C_{pf} = 4180 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, $\lambda_f = 0,607 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, $\mu_f = 8,9 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$.

IV.2.1.3 Calcul du coefficient d'échange global (K) :

La vitesse dans les tubes est :

$$\mu_f = \frac{\dot{m}_f}{\rho_f \cdot N_t \cdot A_f} = 0,978 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$N_t = \frac{66}{2} = 33 \text{ tubes pour une passe}$$

Af section intérieur des tubes

Le nombre de Reynolds :

$$Re_f = \frac{\rho_f \cdot \mu_f \cdot d_f}{\mu_f} = 2,2 \cdot 10^4$$

$$\mu_f = 8,9 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$d_f = 20 \text{ mm}$$

En utilisant la corrélation de Colburn, le coefficient d'échange est :

$$h_f = \frac{\lambda_f}{d_f} \cdot 0.023 Re_f^{0.8} \cdot Pr_f^{\frac{1}{3}} = 3805 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Avec :

$$\lambda_f = 0.607 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$Pr_f = 6.13$$

La section de passage entre les chicanes :

$$A_c = (p - d_c) * (b - e) = 5.7 * 10^{-4} \text{ m}^2$$

La vitesse entre la calandre est :

$$u_c = \frac{\dot{m}_c}{\rho_c \cdot D \cdot A_c} = 0.65 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Le nombre de Nusselt :

$$Nu_c = 0.36 \cdot Re_c^{0.55} \cdot Pr_c^{\frac{1}{3}} = 163.2$$

Avec :

$$Pr_c = 11.23$$

Le coefficient d'échange à coté de la calandre :

$$h_c = \frac{\lambda_c \cdot Nu_c}{d_c} = 1027 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Le coefficient d'échange global :

En tenant compte de la résistance de la paroi :

$$K^{-1} = \frac{1}{h_c \cdot \left(\frac{d_c}{d_f}\right)} + \frac{1}{h_f} + \frac{d_f}{2\lambda_p} \cdot \ln\left(\frac{d_c}{d_f}\right) = 1.11 \cdot 10^{-3} \text{ K} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{W}^{-1}$$

$$K = 900 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Le coefficient de correction est :

$$F = 0.97$$

IV.2.1.4 Les valeurs de logiciel :

$$K = 900 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$a=3$$

$$Dh = 20 \text{ mm}$$

$$Nt=66$$

$$T_{c_e} = 393.15 \text{ K}$$

$$z=5$$

$$T_{f_e} = 298.15 \text{ K}$$

$$b=2$$

$$T_{c_s} = 333.15 \text{ K}$$

$$F=0.97$$

$$Dm_c = 3.125 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Dm_f = 10.14 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Cp_c = 2260 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$Cp_f = 4180 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

IV.2.2 Exécution :

On a exécuté les valeurs pour $a=3$ qui correspond au cas de courant croisé :

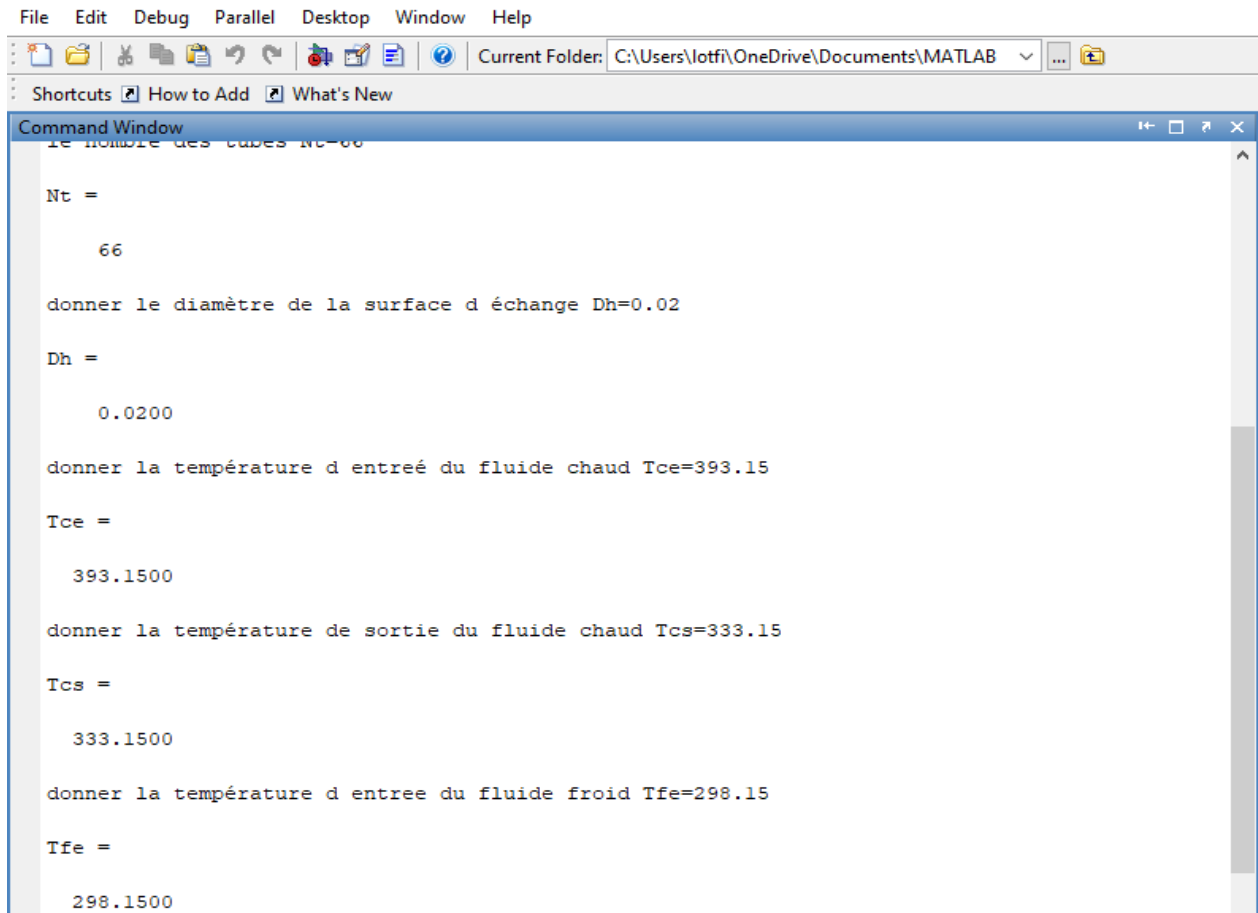


Figure IV.5 Exécution des valeurs pour $a=3$

IV.2.2.1 Les résultats d'exécution :

| $T_c [K]$ | $T_f [K]$ | $Q [W]$ | $dQ [W.m^{-1}]$ | $DTLM [K]$ | $Al [m^2]$ | $L [m]$ | E | i |
|-----------|-----------|---------|-----------------|------------|------------|---------|-------|-----|
| 393.15 | 298.15 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 |
| 381.15 | 300.149 | 84750 | 81111 | 90.123 | 1.104 | 0.266 | 0.126 | 2 |
| 369.15 | 302.149 | 16950 | 74739 | 83.043 | 2.409 | 0.581 | 0.252 | 3 |
| 357.15 | 304.148 | 254250 | 68131 | 75.700 | 3.990 | 0.962 | 0.378 | 4 |
| 345.15 | 306.148 | 393000 | 61205 | 68.005 | 5.977 | 1.442 | 0.505 | 5 |
| 333.15 | 308.147 | 423750 | 53828 | 59.808 | 8.613 | 2.078 | 0.631 | 6 |

Tableau IV.1 Les résultats d'exécution

IV.2.2.1 Les graphs :

Dans cette partie on a utilisé l'instruction (plot) pour afficher les graphs des températures et de l'efficacité :

```

76 - plot(L,Tf,'b')
77 - xlabel('la longueur [m]');ylabel('La température[K]');
78 - hold on ;plot(L,Tc,'r')
79 - xlabel('la longueur [m]');ylabel('La température[K]');
80
81 - legend('Eau industrielle','Dodécane')
82 - title('Les températures en fonction de la longueur d échangeur ')

```

Figure IV.6 Le code sur logiciel pour afficher les graphs

On utilise $z=50$ et on affiche le graph des températures en fonction de longueur (cas de co-courant) :

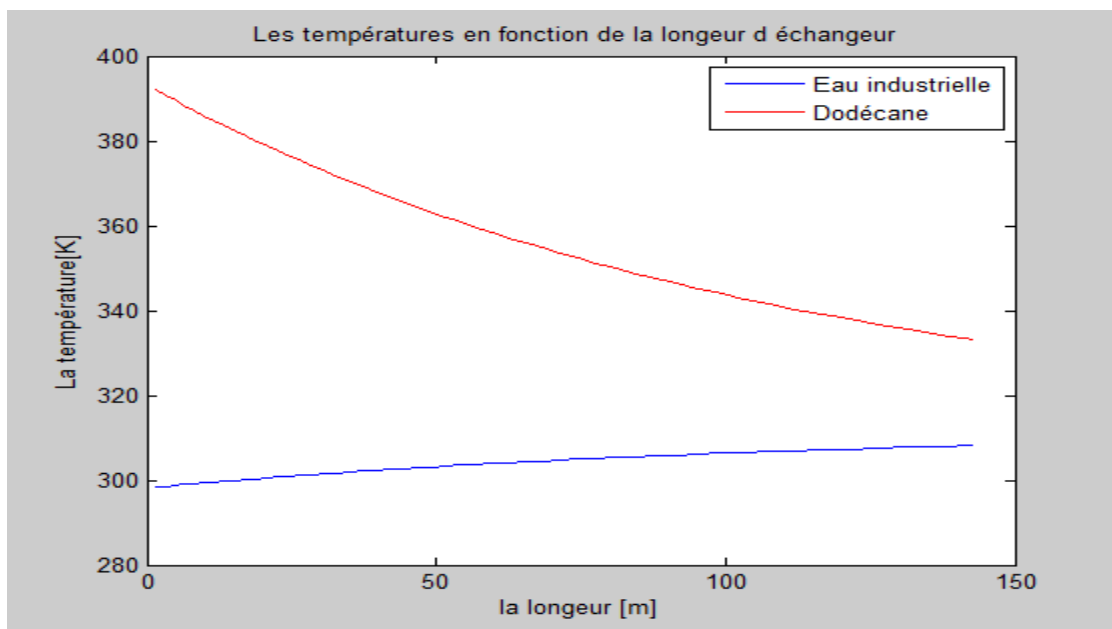


Figure IV.7 T_c , T_f en fonction de L . (écoulement co-courant $a=1$)

On remarque que la température du fluide chaud diminue de 390 K jusqu'à 383 K, et la température du fluide froid augmente de 298 K jusqu'à 310 K, donc on observe qu'il y a un échange de température entre les deux fluides c'est-à-dire un réchauffement de l'eau industrielle par le fluide (dodécane).

Puis on exécute le code pour le cas du contre courant :

Alors le graph du cas de contre courant est comme suit :

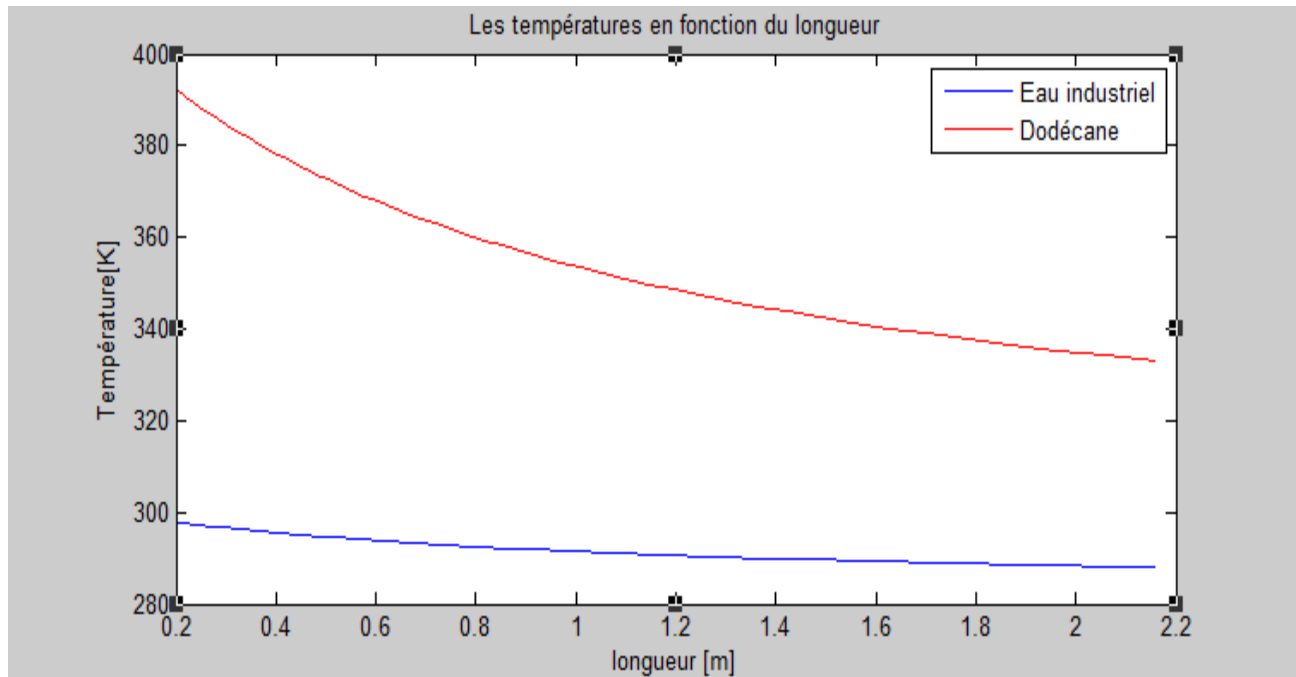


Figure IV.8 Tc, TF en fonction de L (écoulement contre courant a=2)

Dans ce cas (contre courant et celle pour le cas du courant croisé) en remarque que la température du fluide chaud diminue de 393 K jusqu'à 333 K et aussi la température d'entrée du fluide froid augmente de 290 K jusqu'à 298 K, donc on observe qu'il y a un réchauffement de l'eau industrielle par le fluide (dodécane).

Après ça en exécuter le code suivant pour avoir le graphe de l'efficacité :

```

83     plot(E, 'b')
84     xlabel('la longueur [m]'); ylabel('Efficacité')
85     legend('Efficacité')
86     title('l efficacité en fonction de la longueur d échangeur ')

```

Figure IV.9 Le code MATLAB pour avoir l'efficacité E

Alors le graphe de l'efficacité pour le cas du contre courant et le courant croisé est comme suit :

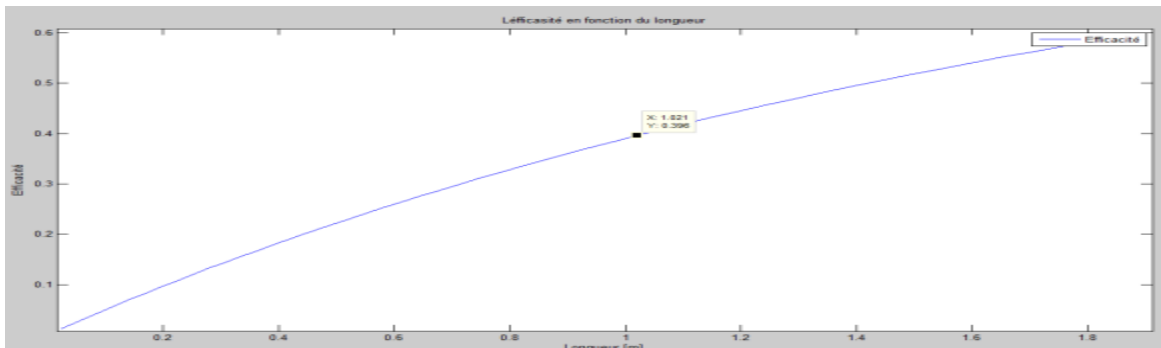


Figure IV.10 L'efficacité E en fonction de la longueur L

Alors on remarque que lorsque la longueur d'échange augmente l'efficacité E augmente sous une fonction logarithmique.

IV.3 Conclusion :

Le but dans ce chapitre était de réaliser une simulation en utilisant un programme MATLAB qui calcul et exécute les graphes des paramètres suivants : température, flux de chaleur, densité de flux, longueur, surface d'échange d'un échangeur tubulaire (coaxial, tube et calandre), co-courant, contre-courant où autres cas de configurations en utilisant la méthode ΔTLM .

Après ça nous concluons que si nous voulons un mieux échange de chaleur entre les fluides nous utilisons un échangeur de chaleur a contre courant car il y'a un grand rendement par rapport à l'échangeur de chaleur à co-courant.

Enfin on a calculé l'efficacité maximum possible et les valeurs qui ont une influence sur ce gain.

Conclusion générale :

Un échangeur de chaleur est un dispositif permettant de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre, sans les mélanger. Le flux thermique traverse la surface d'échange qui sépare les fluides une paroi qui est le plus souvent métallique ce qui favorise les échange de chaleur.

Le fluide chaud se refroidit au contact du fluide froid et le fluide froid se réchauffe au contact du fluide chaud jusqu'à l'équilibre thermique entre les deux milieux soit obtenue, c'est le principe zéro de la thermodynamique sur lequel le mode opératoire des échangeurs de chaleur est principalement basé, la conception des échangeurs impose en général des compromis pour répondre au mieux à toutes ces contraintes et il convient de toujours terminer la démarche de conception par un calcul de validation.

Pour calculer les différents paramètres d'un échangeur on a plusieurs méthodes et parmi ces méthodes il y'a les méthodes analytiques comme la ΔTML et NUT où numériques comme volume finie, dans notre cas on a utilisé la méthode de ΔTLM dans le but de déterminer la température de sortie de chaque fluides, le flux thermique échangé, la surface d'échange et l'efficacité de n'importe quel échangeur tubulaire par l'utilisation d'un logiciel de programmation Matlab.

D'après les graphes, on constate une liaison proportionnelle entre l'efficacité et la longueur de l'échangeur, c'est-à-dire si la longueur augmente l'efficacité augmente, d'autre part une liaison proportionnelle inverse entre les températures du deux fluides chaud et froid (dodécane, l'eau industrielle) selon la longueur d'échangeur.

Alors on peut obtenir une efficacité maximale quand la température du deux fluides chaud et froid ont la même valeur.

Bibliographie

- [1] : Université Abou Bakr Belkaid-TLEMCEM Mémoire de Master en Génie Energétique, Etude du comportement dynamique et thermique de deux écoulement de fluide dans un échangeur de chaleur.
- [2] : A. BENIAICHE « distribution surfacique du condensat sur une ailette d'échangeur à tubes à ailette plane contenues : comparaison avec es résultats de simulation numérique», UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA,BOUMERDES, juin 2009.
- [3] : M. BOUSAÏD, « Cours sur les échangeurs » UNIVERSITE M'HAMMED BOUGUERRA, BOUMERDES, 2005.
- [4]: Site WEB: <https://www.totalenergies.fr/particuliers/parlons-energie/dossiers-energie/chauffage-et-climatisation/echangeur-thermique-fonctionnement-types-et-efficacite>
- [5]:SiteWEB:http://dSPACE.univ-tlemcen.dz/bitstream/112/5218/4/Chapitre_I_.pdf.
- [6]: <http://www.recuperation-chaleur.fr/echangeurs-tubulaires>
- [7]: Université Akli Mohand Oulhadj (Bouira) Faculté des Sciences et des Sciences Appliquées Département de Génie Mécanique, projet de fin d'étude : Études expérimentales d'encrassement des préchauffeurs de l'unité de traitement du brut sud
- [8]: Site Web: <https://www.ets.ch/fr/index.php/produits/echangeurs-de-chaleur-a-aiettes>
- [9] : Université Mohamed Seddik BEN YAHIA- Jijel Faculté de Sciences et de la Technologie Département d'Électrotechnique Mémoire de fin d'études : Modélisation des Échangeurs de Chaleur.
- [10] M. s. Radhouani, Transferts Thermiques: Centre de Publication Universitaire, 2001.
- [11] N. Mechta and I. Abdelattif, "Etude de la convection forcée autour d'un faisceau de tubes à ailettes plaques planes," in Mémoire de Master , Département de physique: Université Mohamed Boudiaf- M'sila, 2019/2020, pp. 50.
- [12] F. Tahrou, "Modélisation et optimisation des échangeurs de chaleur à ailettes indépendantes," in Thèse de doctorat, Physique Energétique, Uuiversité El hadj Lakhder-Batna. Batna: Université El Hadj Lakhder -Batna, 2016, pp. 152.
- [13] A. Rezzig, "Etude énergétique comparative d'un échangeur de chaleur de tubes à ailettes annulaires," in Mémoire de Master , Département de physique: Université Mohamed Boudiaf- M'sila, 25 /06 /2018, pp. 47.

- [14] K. Baadache, "Étude des Performances des Échangeurs de Chaleur à Doubles Tubes Concentriques et Calandre," in Thèse de doctorat, Département de mécanique: UNIVERSITÉ DE BATNA, 2015, pp. 143.
- [15] S. Delrot, "Détection d'encrassement dans les échangeurs thermiques par observateurs de type Takagi-Sugeno," in Thèse de doctorat, Spécialité Automatique: Université de Valenciennes et Du Haunout - cambresis, 2012, pp. 121.
- [16] N. Ben Mansour, "Conversion Photothermique.," 2021.
- [17] E. Ammari, "Échangeurs de chaleur liés au système de refroidissement solaire à adsorption Dimensionnement d'un aérorefrigérant," in Mémoire de Master, Département de Génie Mécanique: Université de Biskra, 2013, pp. 93.
- [18] L. Giovanni and M. Umberto, "An experimental investigation of heat transfer and friction losses of interrupted and wavy fins for fin-and-tube heat exchangers," *International journal of Refrigeration*, vol. 24, pp. 409-416, 2001.
- [19] L.-H. Tang, G.-N. Xie, M. Zeng, M. Lin, and W. Wang, "Numerical simulation of fin patterns on air-side-heat transfer and flow friction characteristics of fin-and-tube heat exchanger," presented at 1st Asian symposium on computational heat transfer and fluid flow, china, October 18-21, 2007.
- [20] A. Kumar, J. B. Joshi, and A. k. Nayak, "A comparison of thermal -hydraulic performance of various fin patterns using 3D CFD simulations," *International journal of heat and mass transfer*, vol. 109, pp. 336-356, 2017.
- [21] L. Babak, Z. Min, S. Bengt, and Q. wang, "3D numerical investigation of flow and heat transfer characteristics in smooth wavy fin -and- elliptical tube heat exchanger using new type vortex generators," *Energy*, vol. 73, pp. 233-257, 2014.
- [22] A. Lemouedda, A. Schamid, E. Franz, M. Breuer, and A. Delgado, "Numerical investigations for the optimization of serrated finned-tube heat exchangers," *Applied thermal engineering*, vol. 31, pp. 1393-1401, 2011.
- [23] N. Pis'menny, "Heat transfer enhancement at tubular transversely finned heating surfaces," *International journal of heat and mass transfer*, vol. 70, pp. 1050-1063, 2014.
- [24] B. kundu and P.-K. Das, "Performance analysis and optimization of elliptic fins circumscribing a circular tube," *International journal of heat and mass transfer*, vol. 50, pp. 173-180, 2007.

- [25] K. Nagargoje and A. M. Patil, "Experimental investigation of heat transfer from annular fins of circular and elliptical cross section," *International journal of engineering sciences & research technology*, vol. 5(3), pp. 512-516, 2016.
- [26] C.-C. Wang, Y.-C. Hsieh, and Y.-T. Lin, "Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins," *International Journal Of Refrigeration*, vol. 19, pp. 223-230, 1996.
- [27] M. Abu Madi, R. A. Johnus, and M. R. Heikal, "Performance characteristics correlation for round tube and plate finned heat exchangers," *International Journal Refrigeration*, vol. 21, pp. 507-517, 1998.
- [28] S. Wongwises and Y. Chokeman, "Effect of fin thickness on air-side performance of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers," *Heat Mass Transfer*, vol. 41, pp. 147–154, 2004.
- [29] « Techniques de froid technique général », CfmmLog YSH04054,30 juin 1998.
- [30] Leconte.J, « Echangeur de chaleur dimensionnement thermique », techniques de l'ingénieur, traité mécanique et chaleur [B2342].
- [31] Yves Jannot, « transferts thermiques », p7/p161, 2012.
- [32] « transfer de chaleur » CESIRE, université de Joseph Fourier ,Grenoble.
- [33] 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.
- [34] Collection Microsoft encarta, 2003.
- [35] M. Nacer-Bey, S. Russeil, and B. Boudoin, « Experimental study of the effect of flow velocity and fin spacing on the horseshoe vortex structure upstream of a one unit single-rowplate- finned tube », presented at Proceeding of Eurotherm 71 on Visualization, Imaging and Data, Analysis in Convective Heat and Mass Transfer, Reims, France, 2002.
- [36] M. Nacer-Bey, S. Russeil, and B. Boudoin, « Effet de l'espacement inter ailettes sur la structure fer à cheval en amont d'un tube muni de deux ailettes », présenté au16ème Congrès Français de Mécanique, Nice, France, 2003.
- [37] H. Bilirgen, S. Dunbar, and E. K. Levy, « Numerical modeling of finned heat exchangers », *Applied Thermal Engineering*, vol 61, pp 278-288, 2013.