

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**

**MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR**

**ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

**UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA**

**FACULTE DE TECHNOLOGIE**

**DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE**

**MEMOIRE**

Présenté pour l'obtention du diplôme de

**MASTER**

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Par :

**KHEBBACHE Ghilas**

## **Thème**

---

**Etude et amélioration d'un échangeur de chaleur à plaques destiné  
pour le refroidissement de l'eau minérale avant la carbonatation**

**- IFRI -**

---

Soutenu le 14 Juin 2023 devant le jury composé de :

Mr. HAMDI Messaoud	Président
Mr. SAHI Adel	Rapporteur
Mr. HAMICI Nadjib	Examineur

**Année Universitaire 2022-2023**



## **Déclaration sur l'honneur**

### **Engagement pour respecter les règles d'authenticité scientifique dans l'élaboration d'un travail de recherche**

Arrêté ministériel n° 1082 du 27 Décembre 2020(\*)  
fixant les règles relatives à la prévention et la lutte contre le plagiat

Je soussigné,

Nom : KHEBBACHE  
Prénom : Ghilas  
Matricule : 171733012595  
Spécialité et/ou Option : Energétique  
Département : Génie mécanique  
Faculté : Technologie  
Année universitaire : 2022/2023

et chargé de préparer un mémoire de (*Licence, Master, Autres à préciser*) : Master


Intitulé: Etude et amélioration d'un échangeur de chaleur destiné pour le refroidissement de l'eau minérale avant la carbonatation.

déclare sur l'honneur, m'engager à respecter les règles scientifiques, méthodologiques, et les normes de déontologie professionnelle et de l'authenticité académique requises dans l'élaboration du projet de fin de cycle cité ci-dessus.

Fait à Béjaïa le

08/06/2023

Signature de l'intéressé

 Lu et approuvé

.....

## Remerciements

*Je remercie Dieu le Tout Puissant de nous avoir donné la patience et le courage pour réaliser cette étude.*

*Je tiens à remercier mon enseignant Mr SAHI Adel, pour ses conseils précieux, sa disponibilité et son encadrement.*

*Mes remerciements à tous mes profs de département génie mécanique.*

*Mes remerciements à tout le personnel de SARL IFRI, et particulièrement Mr BOUMEDJAOUD Boussad et Mr RABHI Tahar, de m'avoir accueilli et aidé.*

*Enfin je tiens à remercier les membres du jury d'avoir accepté d'évaluer ce mémoire.*

*KHEBBACHE Ghilas*

## Dédicaces

*Avec l'aide de Dieu le tout puissant, j'ai pu achever ce modeste travail que je dédie à :*

*Mes chers parents qui m'ont soutenu durant toutes mes études.*

*Mes chers frères Mahmoud et Nabil Pour notre fraternité qui m'est toujours très chère et qui restera toujours solide à jamais.*

*A tous les gens qui ont cru en moi et qui me donnent le courage d'avancer, je vous remercie tous, votre soutien me donne la force de continuer.*

*Et tout simplement, à tous les gens qui m'aiment*

*KHEBBACHE Ghilas*

# Sommaire

<b>Remerciements .....</b>	<b>i</b>
<b>Dédicaces .....</b>	<b>ii</b>
<b>Sommaire .....</b>	<b>iii</b>
<b>Liste des figures .....</b>	<b>vi</b>
<b>Liste des tableaux .....</b>	<b>vii</b>
<b>NOMENCLATURE .....</b>	<b>viii</b>
<b>Introduction Générale.....</b>	<b>1</b>
<b>Généralités sur les échangeurs de chaleur .....</b>	<b>2</b>
I.1. Introduction .....	2
I.2. Principal but et fonctions d'un échangeur de chaleur .....	2
I.3. Construction d'un échangeur de chaleur .....	2
I.4. Classification des échangeurs de chaleur .....	3
I.4.1 Type d'écoulement .....	3
a. Courant parallèles.....	3
b. Contre-courant.....	3
c. Courant croisé .....	4
I.4.2 Nature des fluides .....	4
a. Condenseurs .....	4
b. Evaporateurs.....	5
I.4.3 Classification selon le processus de transfert .....	6
a. Fluide en contact indirect .....	6
b. Fluide en contact direct .....	7
I.4.4 Géométrie de la surface .....	8

a.	Echangeur de chaleur tubulaire .....	8
i.	Echangeur tubulaires coaxiaux.....	8
ii.	Echangeur à tubes et calandre .....	8
iii.	Echangeur à tube spiralé .....	10
b.	Echangeur de chaleur à plaques .....	10
i.	Echangeur jointé.....	11
ii.	Echangeur soudé .....	11
c.	Echangeur à ailettes.....	12
I.5.	Encrassement.....	12
I.5.1	Types d'encrassement .....	13
a.	Encrassement particulaire.....	13
b.	Encrassement biologique.....	13
c.	Encrassement par solidification.....	13
d.	Encrassement par réaction chimique.....	13
e.	Corrosion.....	13
f.	Entartrage .....	14
I.5.2	Paramètres influençant l'encrassement .....	14
I.6.	Conclusion.....	15
<b>Théorie sur les échangeurs de chaleur à plaques .....</b>		<b>17</b>
II.1	Introduction .....	17
II.2	Etude d'un échangeur de chaleur .....	17
II.3	Bilan énergétique de base et équations de conception .....	17
II.3.1	Coefficient d'échange global .....	18
II.4	Méthodes de conception thermique.....	19
II.4.1	Méthode des différences de température logarithmiques moyennes .....	19
II.4.2	Méthode de nombre d'unité de transfert .....	21
II.4.3	Efficacité de l'échangeur $\epsilon$ .....	21
II.5	Estimation du coefficient par convection.....	23
II.6	Pertes de charges .....	24
II.7	Conclusion.....	24
<b>Dimensionnement d'un échangeur de chaleur à plaques .....</b>		<b>25</b>
III.1	Introduction .....	25
III.2	Description de l'échangeur étudié.....	25

---

III.3	Caractéristiques de la plaque .....	26
III.4	Méthodes de calcul .....	27
III.4.1	Nombres adimensionnels .....	28
III.4.2	Coefficient de transfert de chaleur .....	28
III.4.3	Coefficient de transfert d'échange global .....	29
III.4.4	Pertes de charges dans le canal .....	29
III.4.5	Pertes de charges dans l'orifice .....	29
III.5	Organigramme de calcul .....	29
III.6	Données du constructeur et propriétés physiques de chaque fluide.....	31
III.7	Présentation de calculs .....	31
III.8	Conclusion.....	37
<b>Conclusion Générale .....</b>		<b>39</b>

## **Références Bibliographiques**

## **Résumé**

## **Abstract**

## Liste des figures

Figure I. 1: Echangeur coaxial a) courant parallèle b) contre-courant.....	3
Figure I. 2: Echangeur a courant croisé.....	4
Figure I. 3: Condenseur : échangeur tubes et calandre .....	5
Figure I. 4: Echangeur évaporateur .....	6
Figure I. 5: Echangeur rotatif (matrice mobile) .....	7
Figure I. 6: Echangeur à contact direct.....	7
Figure I. 7: Echangeur double tubes.....	8
Figure I. 8: Echangeur tubes et calandre .....	9
Figure I. 9: Echangeur 1-2.....	9
Figure I. 10 : Exemple de chicanes et leurs emplacements.....	9
Figure I. 11: Echangeur à spiralé .....	10
Figure I. 12: Echangeur à plaques .....	11
Figure I. 13: Exemple de joint placé entre les plaques.....	11
Figure I. 14: Ailettes montées sur un tube .....	12
Figure I. 15: Exemple d'encrassement .....	14
Figure II. 1: Eléments de la résistance thermique globale d'un échangeur à plaques .....	18
Figure II. 2: Distribution de température a) co courant b) contre-courant.....	20
Figure II. 3: Distribution de température a) évaporateur, b) condenseur.....	21
Figure III. 1: Echangeur de chaleur a plaque. ....	25
Figure III. 2 : Caractéristiques de la plaque .....	26
Figure III. 3: Organigramme de calcul.....	30
Figure III. 4: Variation de la surface en fonction de $N_{cp}$ .....	32
Figure III. 5: Variation de la surface en fonction de $b$ .....	33
Figure III. 6: Variation de la surface en fonction de $\phi$ .....	33



## Liste des tableaux

Tableau I.1: Résistance d'encrassement pour quelques fluides les plus utilisés.....	15
Tableau II.1 : Expression de $\varepsilon$ -NUT .....	23
Tableau III.1 : Propriétés physiques de chaque fluide.....	31
Tableau III.2 : Mesures de plaque.....	31

# NOMENCLATURE

Symboles	Définition	Unité (SI)
b	: pas de la plaque	m
C	: Débit de capacité calorifique	$\text{kJ/h}\cdot^{\circ}\text{C}$
C <sub>p</sub>	: Chaleur massique	$\text{kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$
D <sub>h</sub>	: Diamètre hydraulique	m
DTLM	: Moyennes logarithmique de la différence de Température	$^{\circ}\text{C}$
e	: épaisseur de la plaque	m
f	: Facteur de friction	-
G <sub>c</sub>	: Vitesse massique	$\text{kg/m}^2\text{s}$
h	: Coefficient de transfert par convection	$\text{W/m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$
K <sub>p</sub>	: Constant	-
L <sub>eff</sub>	: Longueur effective de la plaque	m
L <sub>w</sub>	: Largeur de la plaque	m
m	: Débit massique total	$\text{kg/h}$
m <sub>c</sub>	: Débit massique par canal	$\text{kg/h}$
N <sub>cp</sub>	: Nombre de canaux par passage	-
N <sub>p</sub>	: Nombre de passage	-
Nu	: Nombre de Nusselt	-
NUT	: Nombre d'unité de transfert	-
N <sub>t</sub>	: Nombre totale de plaques	-
Pr	: Nombre de Prandtl	-
Q	: Puissance thermique	W
Re	: Nombre de Reynolds	-
S	: Surface d'échange	$\text{m}^2$
U	: Coefficient d'échange global	$\text{W/m}^2\text{K}$
$\Delta P_c$	: Perte de charge dans le canal	Pa
$\Delta P_p$	: Perte de charge dans l'orifice	Pa
$\Delta P_t$	: Perte de charge totale	Pa

$\varepsilon$  : Efficacité de l'échangeur %

### Symboles grecs

$\alpha$	: Diffusivité thermique	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
$\rho$	: Masse volumique	$\text{kg}/\text{m}^3$
$\mu$	: Viscosité dynamique	$\text{kg}/\text{m s}$
$\Phi$	: Facteur de projection	-
$\lambda$	: Conductivité thermique	$\text{W}/\text{m K}$

### Indices

c,f : Chaud, froid

# **Introduction Générale**

# Introduction Générale

Dans l'industrie, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique visant à maîtriser l'énergie et, par conséquent, à protéger l'environnement. Une grande partie de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels passe au moins une fois par un échangeur de chaleur, que ce soit dans les procédés eux-mêmes ou dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique provenant de ces procédés. Ils sont principalement utilisés dans divers secteurs industriels tels que la chimie, la pétrochimie, la sidérurgie, l'agro-alimentaire, la production d'énergie, ainsi que dans les secteurs du transport (automobile, aéronautique) et du résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.). Ils constituent donc l'un des dispositifs clés pour les professionnels du domaine thermique et sont un composant pratiquement incontournable pour la maîtrise de l'énergie.

L'échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid sans contact directe entre les deux. Le même fluide peut conserver son état physique liquide ou gazeux, ou se présenter successivement sous les deux phases c'est le cas des condenseurs, évaporateurs, bouilleurs, ou de tours de refroidissement.

Les principaux types des échangeurs de chaleur rencontrés sont les échangeurs tubulaires et les échangeurs à plaques. Le concept de ces dernières dates du début du siècle, ils ont été étudiés à l'origine pour répondre aux besoins de l'industrie laitière, puis utilisés ensuite dans divers branches de l'industrie [1].

Le principal objectif de ce projet est d'étudier et de dimensionner un échangeur de chaleur à plaques pour le refroidissement de l'eau minérale. Cette étude a été réalisée à la SARL IFRI.

Ce mémoire est composé de trois chapitres. Le premier chapitre présente les notions générales sur les échangeurs de chaleur. Le deuxième chapitre aborde la théorie des échangeurs de chaleur ainsi que les méthodes de dimensionnement. Le dernier chapitre concerne le dimensionnement de l'échangeur et présente les résultats des calculs.

# **Chapitre I**

## **Généralités sur les échangeurs de chaleur**

# Généralités sur les échangeurs de chaleur

## I.1. Introduction

Un échangeur de chaleur est un dispositif de transfert de chaleur utilisé pour le transfert d'énergie thermique interne entre deux fluides ou plus disponibles à des températures différentes. Dans la plupart des échangeurs de chaleur, les fluides sont séparés par une surface de transfert de chaleur, et idéalement ils ne se mélangent pas. Les échangeurs de chaleur sont utilisés dans le processus, l'énergie, le pétrole, le transport, la climatisation, la réfrigération, la cryogénie, la récupération de chaleur, et d'autres industries [2]. L'objectif de ce chapitre est de présenter les aspects théoriques des échangeurs de chaleur.

## I.2. Principal but et fonctions d'un échangeur de chaleur

La fonction principale de l'échangeur thermique est de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre à des niveaux de températures distincts. Les fonctionnalités des échangeurs thermiques sont extrêmement diverses et variées : les principales en sont les suivantes [3].

- Préchauffeur ou refroidisseur d'un liquide ou d'un gaz.
- Récupérateur thermique qui permet d'introduire la récente notion de valorisation de l'énergie thermique d'un procédé. La fonction de cet échangeur est de récupérer de la chaleur.
- Réfrigérants qui assure la dissipation de l'énergie thermique non valorisable d'un procédé vers le milieu extérieur.
- Des humidificateurs ou condenseurs partiels qui assurent la condensation d'une vapeur en mélange avec un gaz incondensable pour obtenir en fin d'opération, un gaz appauvri en vapeur.
- Evaporateurs qui assurent l'évaporation complète ou partielle d'un liquide dans différents procédés.

## I.3. Construction d'un échangeur de chaleur

Un échangeur de chaleur se compose d'éléments d'échange de chaleur tels qu'un noyau ou une matrice contenant des surfaces de transfert de chaleur, et des éléments de distribution de fluide tels que des collecteurs ou des réservoirs, des buses ou des entrées et sorties de tuyaux, etc. Il existe des exceptions telles que les régénérateurs rotatifs, qui font tourner le

moule à une vitesse de conception, et les échangeurs de chaleur à surface raclée, qui sont un élément rotatif avec des racleurs qui tournent en continu dans les tubes de l'échangeur de chaleur. Les surfaces de transfert de chaleur sont en contact direct avec un fluide qui transfère la chaleur par conduction. La partie de la surface qui sépare les fluides est appelée surface de contact primaire ou direct. Pour augmenter la surface de transfert de chaleur, des surfaces secondaires appelées ailettes peuvent être ajoutées à la surface primaire [2].

## I.4. Classification des échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés selon les critères suivants : Type d'écoulement, nature des fluides, surface d'échange, géométrie de la surface.

### I.4.1 Type d'écoulement

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés en fonction du chemin d'écoulement du fluide à travers l'échangeur de chaleur [4]. On distingue trois types :

#### a. Courant parallèles

Dans un échangeur à flux parallèle (également appelé co-courant ou flux parallèle co-courant), les flux de fluide entrent ensemble à une extrémité, les flux parallèles les uns aux autres dans le même sens, et partent ensemble à l'autre extrémité [5].

#### b. Contre-courant

Dans un échangeur à contre-courant, les deux fluides s'écoulent parallèlement l'un à l'autre mais dans des directions opposées à l'intérieur du noyau [5]. Cela conduit à une efficacité thermique meilleure.

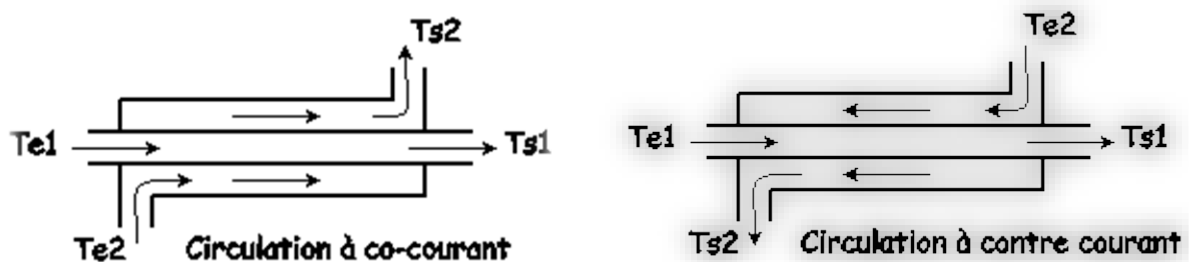
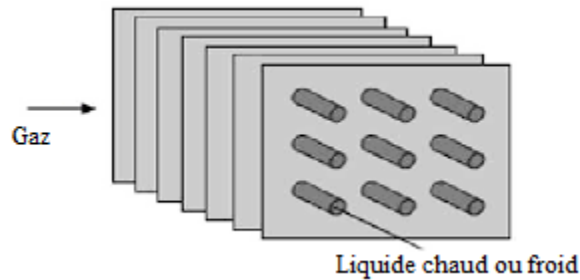


Figure I. 1: Echangeur coaxial a) courant parallèle b) contre-courant



### c. Courant croisé

Dans ce type d'échangeur, les deux fluides s'écoulent dans des directions orthogonales ou perpendiculaires (normale) les unes aux autres. L'efficacité d'une telle configuration se situe entre celles des dispositions à co-courant et à contre-courant [5].



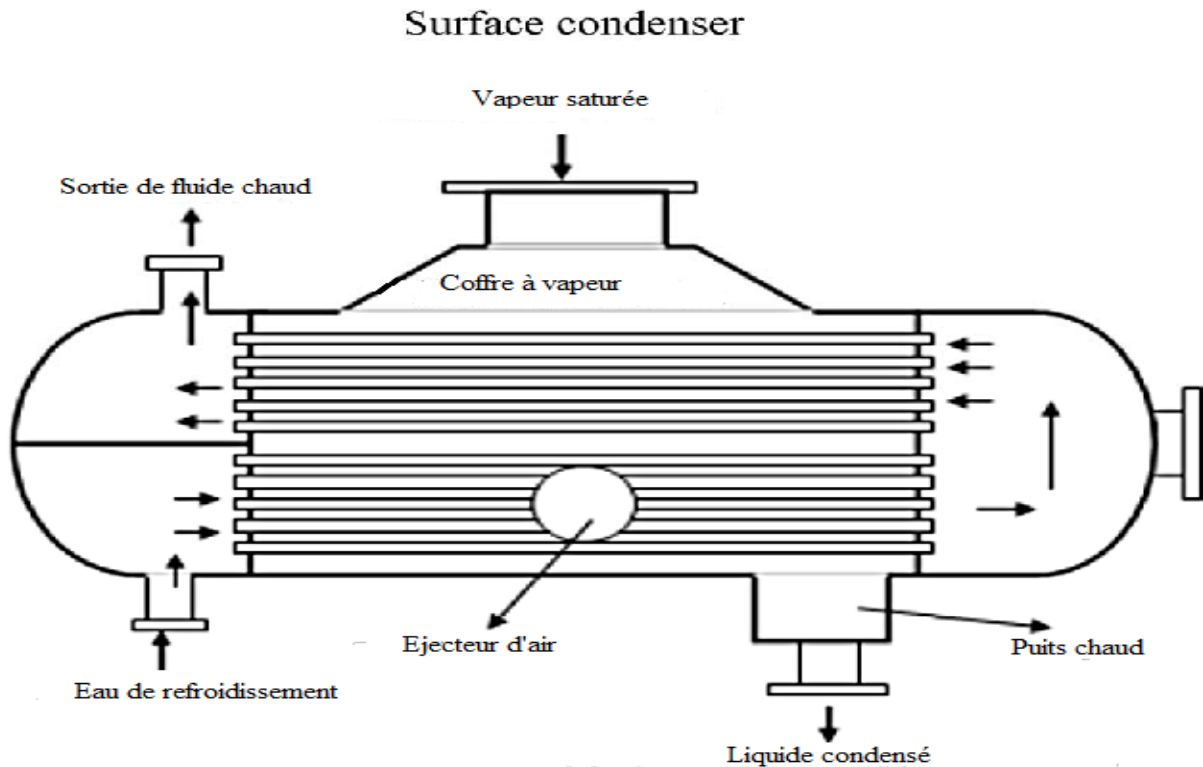
**Figure I. 2:** Echangeur a courant croisé

### I.4.2 Nature des fluides

Les fluides mis en jeu peuvent être soit des gaz, soit des liquides ou bien les deux. La circulation des deux fluides dans l'échangeur provoque de la chaleur sensible (pas de changement de phase : écoulement monophasique) ou alors de la chaleur latente due au changement de phase (écoulement diphasique). Dans ce dernier cas on peut citer les évaporateurs et les condenseurs.

#### a. Condenseurs

Les condenseurs peuvent être refroidis par liquide (eau) ou gaz (air). La chaleur du flux condensé peut être utilisée pour chauffer le fluide [1]. On le rencontre généralement dans les pompes à chaleur et les installations de conditionnement d'air. Il utilise la condensation (changement de phase à température constante) pour le transfert de chaleur.



### b. Evaporateurs

Evaporateur est un échangeur thermique fonctionnant à l'aide d'un fluide dont les conditions de pression et de température lui permettent de passer de l'état liquide à l'état gazeux [6]. On le rencontre également dans les tours de refroidissement de centrales électriques, les installations de conditionnement d'air etc... Il utilise l'évaporation (changement de phase à température constante) pour le transfert de chaleur.

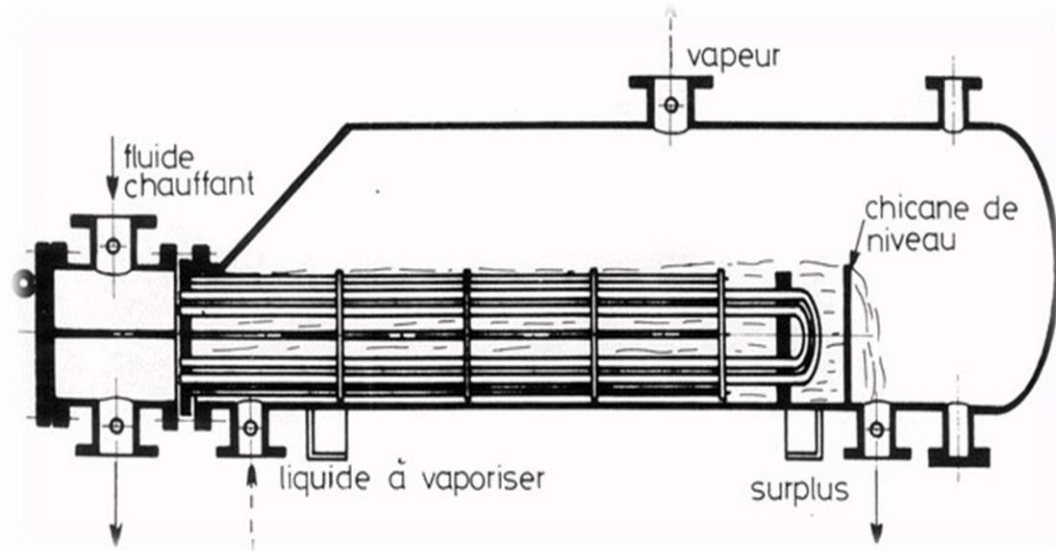


Figure I. 4: Echangeur évaporateur

### I.4.3 Classification selon le processus de transfert

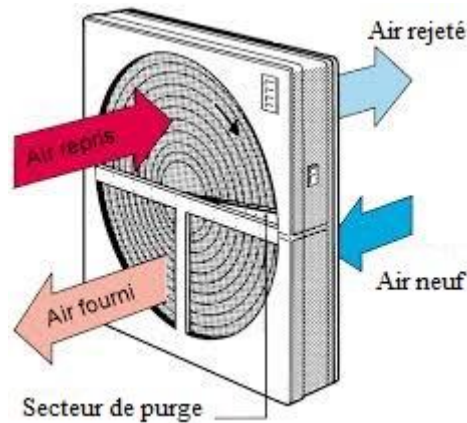
Les échangeurs de chaleur sont classés selon les processus de transfert en contact direct et indirect [5].

#### a. Fluide en contact indirect

Dans un échangeur de chaleur à contact indirect, les courants de fluide restent séparés et la chaleur est transférée en continu à travers une paroi de séparation imperméable ou dans et hors d'une paroi de manière transitoire. Ainsi, idéalement, il n'y a pas de contact direct entre les interactions thermiques fluides [5]. On distingue deux catégories des échangeurs continus

-Direct : le transfert de chaleur est continu et nécessite la circulation simultanée d'au moins deux fluides. Ce type d'échangeur de chaleur est appelé récupérateur. Les récupérateurs forment la majeure partie de l'échangeur [5].

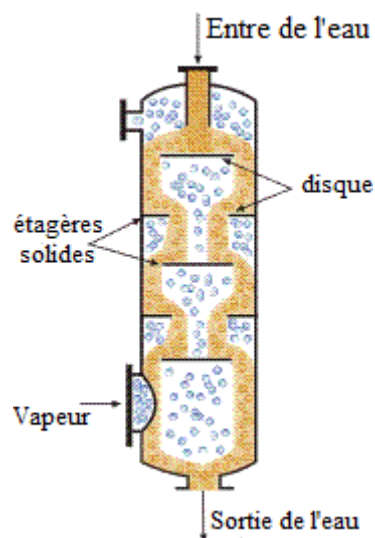
- Indirect ou transfert avec stockage : deux fluides circulent alternativement dans le même canal, la surface du canal stocke l'énergie thermique du fluide chaud et la restitue au fluide froid, le transfert de chaleur est donc intermittent. Ce types d'échangeurs sont appelés des régénérateurs [7].



**Figure I. 5:** Echangeur rotatif (matrice mobile)

### b. Fluide en contact direct

Dans un échangeur à contact direct, deux flux de fluides entrent en contact direct, échangent de la chaleur, puis se séparent. Les applications courantes d'un échangeur à contact direct impliquent transfert en plus du transfert de chaleur, comme dans le refroidissement par évaporation et la rectification ; les applications impliquant uniquement un transfert de chaleur sensible sont rares. L'enthalpie de changement de phase dans un tel échangeur représente généralement une part importante du transfert d'énergie totale. Le changement de phase améliore généralement le taux de transfert de chaleur [5].



**Figure I. 6:** Echangeur à contact direct

### I.4.4 Géométrie de la surface

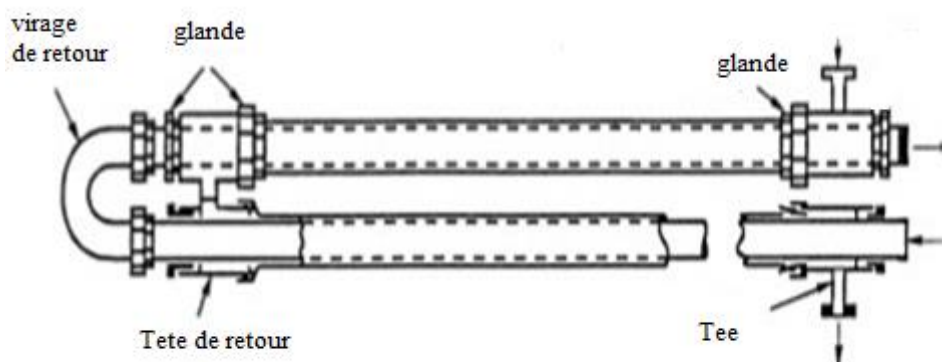
Dans ce cas on citera les échangeurs de chaleur selon leurs géométries de la surface d'échange.

#### a. Echangeur de chaleur tubulaire

Ces échangeurs sont généralement des tubes circulaires, elliptiques ou rectangulaires. Leur design est relativement très flexible dû à la grande variabilité des paramètres primaires de ces échangeurs, soit le diamètre et l'épaisseur des tubes, leur longueur et leur configuration [8]. On les regroupe en trois principales catégories échangeur tubulaire coaxiaux, échangeur tubes et calandre, échangeur a tubes spiralé.

##### i. Echangeur tubulaires coaxiaux

Un échangeur de chaleur à double tube comporte deux tubes concentriques, généralement sous la forme d'un coude en U. La disposition des flux est contre-courant pur. Plusieurs échangeurs de chaleur à double tube peuvent être connectés en série ou en parallèle le cas échéant [9]. Un fluide s'écoule dans le tube intérieur et l'autre fluide s'écoule dans l'espace annulaire entre les tubes dans une direction à contre-courant pour la meilleure performance idéale pour la surface donnée [5].



**Figure I. 7:** Echangeur double tubes

##### ii. Echangeur à tubes et calandre

Les échangeurs de chaleur à tube et calandre<sup>14</sup> consistent en une quantité de tubes insérés dans un réservoir de plus grande dimension nommé enveloppe (« shell »). Un fluide circule dans l'enveloppe tandis que l'autre dans les tubes [6]. Ces échangeurs sont normalisés suivant le nombre de passage d'un fluide dans la calandre ( $n$ ) et le nombre de passage de l'autre fluide dans le faisceau tubulaire ( $N$ ) :  $n$ - $N$

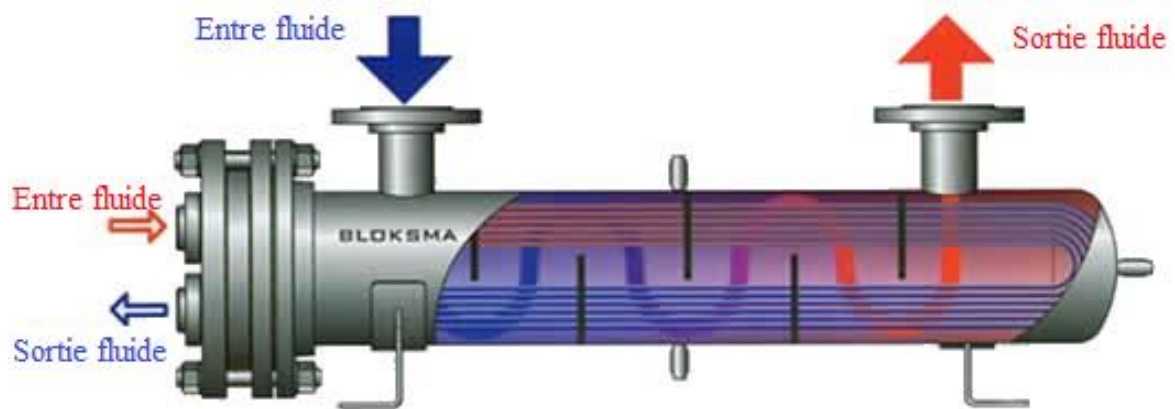


Figure I. 8: Echangeur tubes et calandre

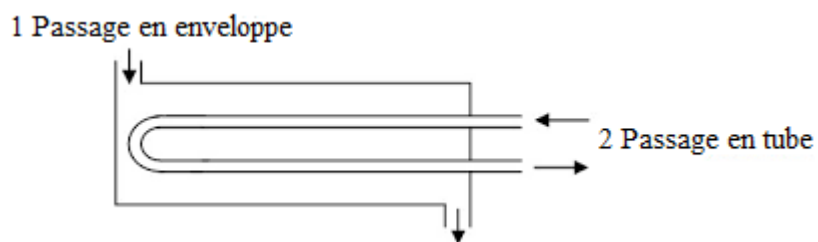


Figure I. 9: Echangeur 1-2

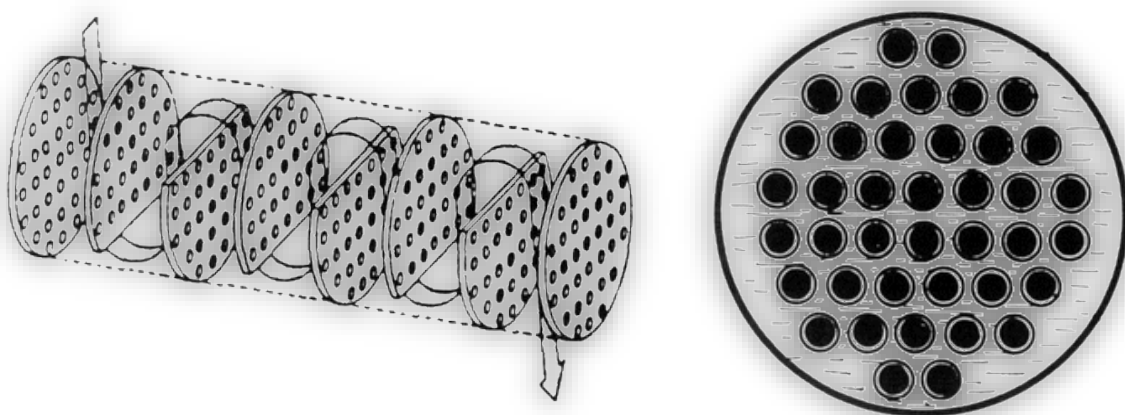


Figure I. 10 : Exemple de chicanes et leurs emplacements

### iii. Echangeur à tube spiralé

Ceux-ci consistent en une ou plusieurs bobines enroulées en spirale montées dans une coque. Le taux de transfert de chaleur associé à un tube en spirale est supérieur à celui pour un tube droit. De plus, une quantité considérable de surface peut être logée dans un espace donné par spirale. La dilatation thermique n'est pas un problème, mais le nettoyage est presque impossible [6]. Ces échangeurs de chaleur sont adaptés aux produits visqueux et aux produits contenant des particules solides susceptibles de causer un encrassement ou une corrosion [10].

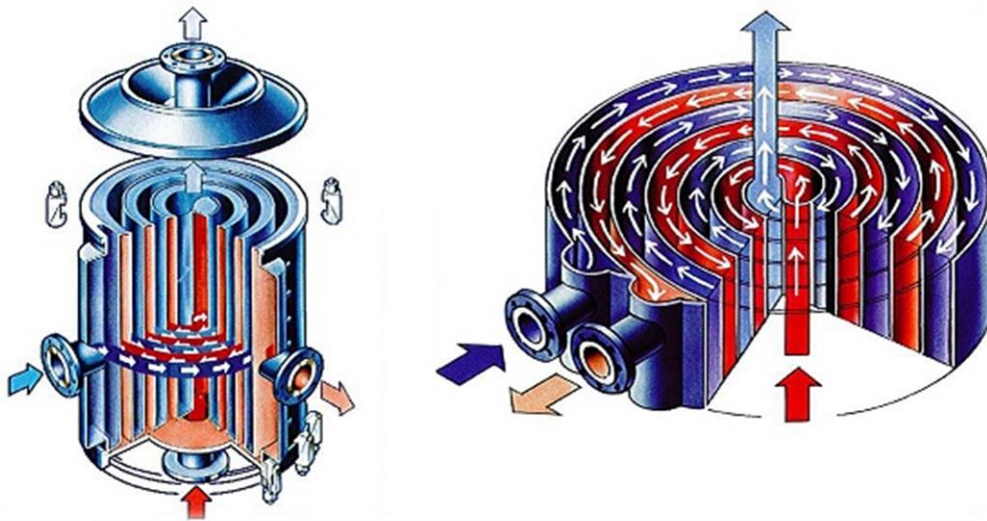
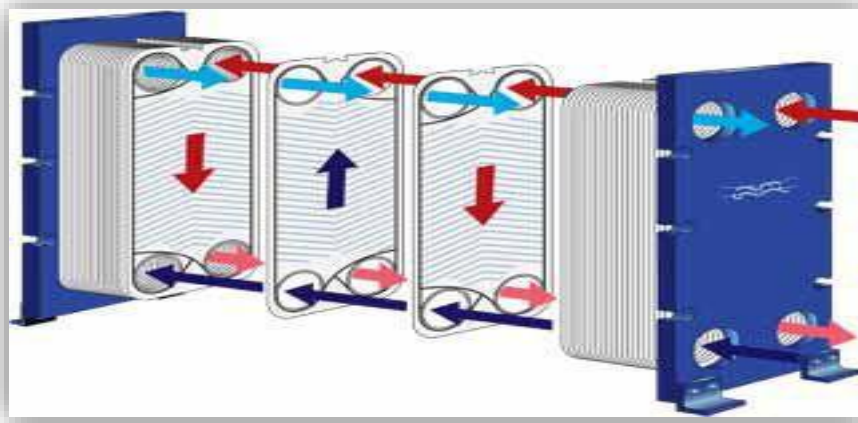


Figure I. 11: Echangeur à spirale

### b. Echangeur de chaleur à plaques

Les échangeurs de chaleur à plaques sont généralement constitués de plaques minces (toutes à surface primaire). Les plaques sont lisses ou présentent une forme d'ondulation, et elles sont soit plates, soit enroulées dans un échangeur. Généralement, ces échangeurs ne peuvent pas supporter des pressions, des températures ou des écarts de pression et de température très élevés. Les échangeurs de chaleur à plaques peuvent être classés comme jointés, soudés [5].



**Figure I. 12:** Echangeur à plaques

### i. Echangeur jointé

Ils sont constitués d'un grand nombre de fines plaques métalliques spécialement conçues pour transférer la chaleur d'un liquide à un autre. Ces fines plaques métalliques sont séparées et scellées par un ensemble de joints en caoutchouc qui assurent une répartition idéale du liquide sur le jeu de plaques. Le jeu de plaques est monté dans un châssis qui assure la connexion fluide et la bonne compression des plaques, cela se fait par un jeu de tirants [10].



**Figure I. 13:** Exemple de joint placé entre les plaques

### ii. Echangeur soudé

Les plaques métalliques sont soudées pour surmonter la limitation de pression et de température observée pour les échangeurs jointés. L'utilisation d'un fluide corrosif compatible avec le matériau des plaques est possible. L'inconvénient d'un tel système est qu'il n'est pas démontable [5].



### c. Echangeur à ailettes

Dans les échangeurs de chaleur à tubes et ailettes, les tubes ronds et rectangulaires sont les plus courants, mais des tubes ovales sont également utilisés. Les ailettes sont généralement utilisées à l'extérieur, mais peuvent également être utilisées à l'intérieur du tube dans certaines applications. Ils sont fixés au tube par ajustement serré mécanique, enroulement sous tension, collés, soudés, brasés, soudés ou extrudés. Ces échangeurs de chaleur peuvent être classés en échangeurs de chaleur à tubes-aillettes conventionnels et spéciaux. Dans un échangeur de chaleur à tubes et ailettes traditionnel, le transfert de chaleur entre les deux fluides se produit par conduction à travers les parois du tube. Cependant, dans un échangeur à caloduc (un type spécialisé d'échangeur à tubes et ailettes), les tubes aux deux extrémités fermées agissent comme une paroi de séparation, et le transfert de chaleur entre les deux fluides s'effectue à travers cette " paroi de séparation " (caloduc) par conduction, évaporation et condensation du fluide caloduc [5].



**Figure I. 14:** Ailettes montées sur un tube

## I.5. Encrassement

L'encrassement est défini comme la formation sur les surfaces de l'échangeur de chaleur de dépôts indésirables qui entravent le transfert de chaleur et augmentent la résistance à l'écoulement du fluide, entraînant une chute de pression plus élevée. La croissance de ces dépôts entraîne une diminution des performances thermo hydrauliques de l'échangeur de chaleur avec le temps. L'encrassement affecte la consommation d'énergie des processus industriels et détermine également la quantité de matériau supplémentaire nécessaire pour fournir une surface de transfert de chaleur supplémentaire afin de compenser les effets de l'encrassement [9].

## **I.5.1 Types d'encrassement**

### **a. Encrassement particulaire**

Il s'agit du dépôt de particules transportées par l'écoulement des fluides industriels de provenance divers [10] :

- L'eau des chaudières contenant des produits corrosifs.
- Eaux des tours de refroidissement.
- Particules transportées par l'air.
- Ecoulement gazeux pouvant être fortement chargé de particules de poussière.

### **b. Encrassement biologique**

Le dépôt ou la croissance d'un matériau d'origine biologique sur une surface de transfert de chaleur entraîne un encrassement biologique. Ces matières peuvent comprendre des micro-organismes (par exemple des bactéries, des algues et des champignons) et des micro-organismes (par exemple des algues, des plantes aquatiques et des bernaches). L'encrassement biologique est fréquemment rencontré lorsque l'eau de refroidissement est utilisée dans un état extrait d'une rivière, d'un lac, de la mer, des eaux côtières [11].

### **c. Encrassement par solidification**

Lorsque la température de surface est inférieure à la température de solidification ou de congélation d'un ou plusieurs constituants présents dans le fluide, ces constituants se solidifient en surface conduisant à un encrassement de solidification. Un exemple est le dépôt de cire du pétrole brut dans les pipelines et les échangeurs de chaleur [11].

### **d. Encrassement par réaction chimique**

On rencontre ce type d'encrassement quand une réaction chimique se produit près d'une surface d'échange et que les solides produits par la réaction s'y déposent. Ce type d'encrassement est souvent lié aux réactions de polymérisation produisant la formation d'un dépôt. Les domaines concernés sont essentiellement l'industrie pétrochimique (craquage thermique des hydrocarbures lourds), l'industrie agroalimentaire (pasteurisation de lait) et les circuits de chauffage utilisant des fluides organiques [10].

### **e. Corrosion**

L'encrassement par corrosion est le résultat d'une réaction chimique ou électrochimique entre la surface de transfert de chaleur et le fluide en écoulement permettant de produire des particules (oxyde) provoquant l'encrassement particulaire [10].

**f. Entartrage**

Il est généralement associé à la production d'un solide cristallin à partir d'une solution liquide. Il dépend donc de la composition de l'eau industrielle. Il reflète le déplacement de l'équilibre calco-carbonique de l'eau dans le sens de production de tartre en raison de la dureté de l'eau et de l'augmentation de température. L'entartrage peut se produire dans les échangeurs refroidis à l'eau, dans les unités de dessalement d'eau de mer, dans les chaudières, dans les échangeurs de l'industrie agroalimentaire, dans les systèmes géothermique [10].



**Figure I. 15:** Exemple d'encrassement

**I.5.2 Paramètres influençant l'encrassement**

- La vitesse d'écoulement du fluide d'alimentation.
- La concentration de la matière encrassante.
- La température de la surface d'échange.
- Etat de surface rugosité ; Corrosion.

Quelques grandeurs de résistances d'encrassement sont données à titre d'exemple dans le tableau suivant [12]:

<b>Fluides</b>	<b>Valeurs moyennes de <math>Re</math> (<math>m^2 K / W</math>)</b>
Eau de mer $T < 50$ °C	$10^{-4}$
Eau de mer $T > 50$ °C	$2.10^{-4}$
Eau de rivière << Sale>>	10 à $20.10^{-4}$
Eau industrielle	$2.10^{-4}$
Vapeurs non grasses	$10^{-4}$
Air industriel	$4.10^{-4}$
Liquide réfrigérant	4 à $6.10^{-4}$
Gas-oil	$2.10^{-4}$

**Tableau I.1:** Résistance d'encrassement pour quelques fluides les plus utilisés [12].

## I.6. Conclusion

L'existence, et l'utilisation des échangeurs de chaleur dans nombreuses applications et différents domaines industriels, est à cause de leurs importances dans les unités de production. Il est nécessaire d'assurer une bonne amélioration du rendement. La présentation de l'échangeur de chaleur à plaques et les méthodes de calculs feront l'objet du chapitre suivant.

# **Chapitre II**

## **Théorie des échangeurs à plaques**

# Théorie sur les échangeurs de chaleur à plaques

## II.1 Introduction

Le dimensionnement d'un échangeur de chaleur, quelle que soit sa nature ou sa technologie, repose sur une série de propriétés thermodynamiques clés. Ces propriétés jouent un rôle crucial dans la conception et la performance des échangeurs de chaleur. Ce chapitre a pour objectif de présenter les différentes formules utilisées pour le dimensionnement des échangeurs de chaleur. Nous examinerons en détail les principaux paramètres qui influencent le dimensionnement.

## II.2 Etude d'un échangeur de chaleur

Dans l'étude d'un échangeur de chaleur, l'objectif est d'obtenir une puissance d'échange spécifique en minimisant à la fois la surface d'échange et les pertes de charge. En d'autres termes, il s'agit de trouver le meilleur compromis entre le coût d'investissement et d'exploitation. Cependant, certaines contraintes telles que l'encombrement, le poids, la corrosion et la normalisation viennent complexifier le problème. Ainsi, les paramètres disponibles sont souvent plus nombreux que les équations disponibles pour résoudre le problème. De plus, certains impératifs sont essentiellement technologiques ou économiques, ce qui signifie qu'ils sont souvent qualitatifs, voire arbitraires, et parfois même contradictoires. Cette situation nécessite donc de trouver des compromis adéquats.

## II.3 Bilan énergétique de base et équations de conception

Dans tous les échangeurs de chaleur à plaques, les trois dispositions d'écoulement primaires pour les courants de fluide chaud et froid sont généralement rencontrées : (1) disposition à écoulement parallèle avec deux courants de fluide s'écoulant dans la même direction; (2) arrangement à contre-courant avec deux flux de fluide circulant dans des directions opposées; et (3) les fluides circulent selon des directions orthogonales sur la longueur d'écoulement.

L'application de la première loi de la thermodynamique sur le volume de contrôle de tout échangeur de chaleur à deux fluides fournit le bilan énergétique global suivant [11] :

$$Q = C_c (T_{ce} - T_{cs}) \quad (\text{II.1})$$

$$Q = C_f (T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{II.2})$$

où  $C$  est le débit de capacité calorifique qui peut être calculé en multipliant le débit massique du fluide ( $\dot{m}$ ) par sa capacité calorifique spécifique  $C_p$ .

Le flux de chaleur total est donné par :

$$\Phi = U S \Delta TLM \quad (\text{II.3})$$

Où  $U$  est le coefficient de transfert de chaleur global. Et  $S$  est la surface d'échange totale.

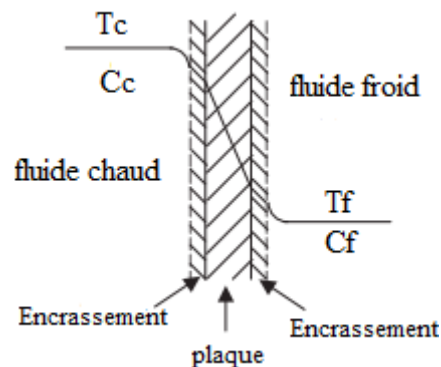
### II.3.1 Coefficient d'échange global

Le coefficient global de transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur à plaques dépend des coefficients de transfert de chaleur par convection ou des résistances qui en découlent dans les deux flux de fluides, ainsi que des résistances à l'encrassement et de la résistance thermique due à la conduction à travers l'épaisseur de la plaque. Ceci est schématiquement illustré à la Figure II.1. Il convient de noter que la superficie de l'échangeur reste inchangée [11].

Le coefficient d'échange global est donné sous la formule suivante :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_f} + \frac{e}{\lambda} + R_{ec} + R_{ef} \quad (\text{II.4})$$

$h_c$  Et  $h_f$  sont les coefficients de transfert de chaleur du fluide chaud et froid respectivement,  $e$  est l'épaisseur de la plaque,  $\lambda$  est la conductivité thermique du matériau de la plaque, et  $R_{ec}$ ,  $R_{ef}$  sont les résistances à l'encrassement sur les surfaces de la plaque sur les côtés chaud et froid du flux de fluide, respectivement.



**Figure II. 1:** Eléments de la résistance thermique globale d'un échangeur à plaques

## II.4 Méthodes de conception thermique

Pour effectuer une analyse thermique ou de transfert de chaleur de tout échangeur de chaleur, certaines des principales techniques incluent les méthodes DTLM,  $\varepsilon$ -NTU. Ces méthodes sont largement appliquées dans la pratique. Ces méthodes de conception sont intrinsèquement basées sur les simplifications et idéalizations [11] :

- Toutes les propriétés physiques sont constantes dans l'échangeur.
- La perte de chaleur vers l'environnement extérieur à l'échangeur est négligée.
- Pas de changement de phase au cours de transfert (condensation ou évaporation).
- Distribution uniforme de la température et du débit de fluide à chaque passage du L'échangeur.
- Flux radiatif négligé, les transferts se font par conduction et convection.

### II.4.1 Méthode des différences de température logarithmiques moyennes

Le taux de transfert de chaleur à travers un élément de surface différentielle  $dS$  le long de la longueur de l'échangeur peut être exprimé comme :

$$d\Phi = U dS \Delta T = U dS (T_c - T_f) \quad (\text{II.5})$$

Cette équation différentielle peut alors être intégrée sur toute la surface de transfert de chaleur  $S$  sur la longueur de l'échangeur. On peut noter ici que le coefficient de transfert thermique global  $U$  est considéré comme constant [11]. De plus, un bilan énergétique sur une surface différentielle  $dS$  donne :

$$d\Phi = -C_c dT_c = \pm C_f dT_f \quad (\text{II.6})$$

Où  $C_c$  et  $C_f$  sont les débits thermiques respectifs des flux de fluide chaud et froid. Ainsi, pour une disposition à contre-courant, on obtient :

$$d(T_c - T_f) = dT_c - dT_f = \left( \frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_c} \right) d\Phi \quad (\text{II.7})$$

La substitution de l'équation (II.5) dans l'équation (II.7) donne :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = U \left( \frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_c} \right) dS \quad (\text{II.8})$$

Qui peut être intégré sur toute la longueur du l'échangeur pour donner :

$$\log \frac{T_{Cs} - T_{fe}}{T_{Ce} - T_{fs}} = U S \left( \frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_c} \right) \quad (\text{II.9})$$



Or

$$T_{Cs} - T_{fe} = (T_{ce} - T_{fs}) \exp\left(US \left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_c}\right)\right) \quad (\text{II.10})$$

De même pour la disposition à flux parallèle, l'expression suivante est obtenue :

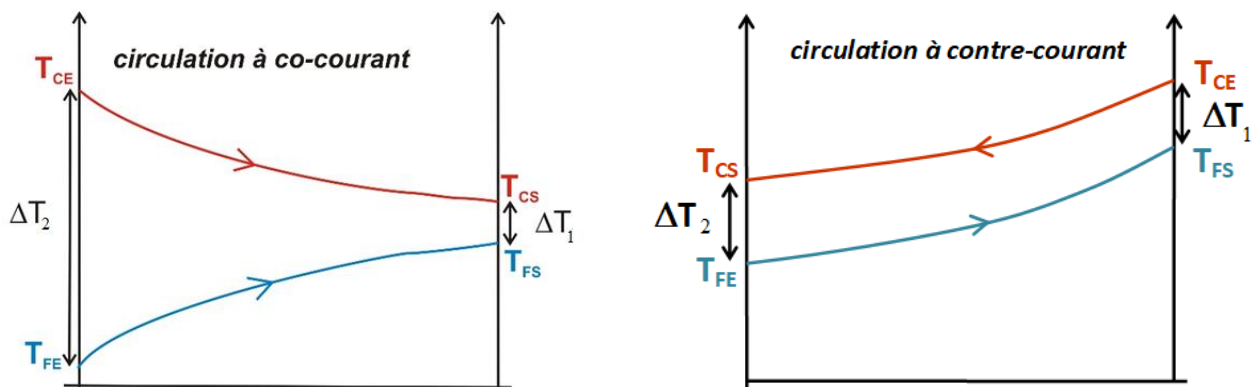
$$T_{Cs} - T_{fs} = (T_{ce} - T_{fe}) \exp\left(US \left(\frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_c}\right)\right) \quad (\text{II.11})$$

En notant que  $Q = C_c (T_{ce} - T_{Cs}) = C_f (T_{fs} - T_{fe})$ , la charge thermique totale Q de l'échangeur peut être calculée comme :

$$\Phi = US \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{Cs} - T_{fe})}{\log \frac{(T_{ce} - T_{fs})}{(T_{Cs} - T_{fe})}} = US \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\log \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (\text{II.12})$$

Où  $\Delta T_1$  est la différence de température entre les flux de fluide chaud et froid à une extrémité, et  $\Delta T_2$  la différence de température à l'autre extrémité, comme indiqué sur la figure (II.2) et la comparaison de l'équation (II.12) avec l'équation (II.3) suggère clairement que la différence de température moyenne appropriée entre les flux de fluide chaud et froid sur toute la longueur de l'échangeur de chaleur peut être exprimée par :

$$\Delta TLM = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (\text{II.13})$$

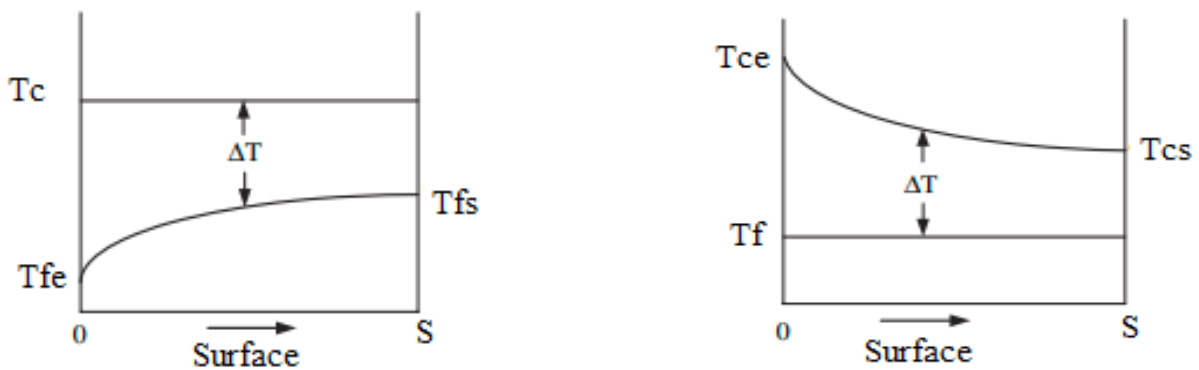


**Figure II. 2:** Distribution de température a) co courant b) contre-courant

- **Cas particuliers** (Echangeurs avec changement de phase a température constante).

Les échangeurs avec changement de phase à température constante sont caractérisés par un rapport des débits calorifiques  $C^* = 0$ . Ils sont deux types :

- Condenseurs :  $(mC_p)_{\min} \rightarrow \infty$   $c^* = (mC_p)_{\min} / (mC_p)_{\max} = 0$
- Evaporateurs :  $(mC_p)_f \rightarrow \infty$   $c^* = (mC_p)_{\min} / (mC_p)_{\max} = 0$



**Figure II. 3:** Distribution de température a) évaporateur, b) condenseur.

#### II.4.2 Méthode de nombre d'unité de transfert

Une méthode plus simple à utiliser, et surtout plus générale, est la méthode du NUT, ou Nombre d'Unités de Transfert, développée par Kays et London. Par définition, NUT est défini comme le rapport entre le produit ( $U.S$ ) de l'échangeur et le débit de capacité thermique minimal.

$$NUT = \frac{U S}{C_{\min}} \quad (\text{II.14})$$

#### II.4.3 Efficacité de l'échangeur $\epsilon$

L'efficacité de l'échangeur de chaleur  $\epsilon$  est définie comme le rapport du flux réel de transfert de chaleur dans un échangeur au flux maximale qui serait transférer dans un échangeur de chaleur.

- Taux de capacité [4] :

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (\text{II.15})$$

- Efficacité de l'échangeur [4] :

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} \quad (\text{II.16})$$

$$\text{Le flux réel : } Q = (mC_p)_c (T_{ce} - T_{cs}) = (mC_p)_f (T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{II.17})$$

$$\text{Le flux max : } Q_{\max} = (mC_p)_{\min} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{II.18})$$

Les expressions  $\varepsilon$ -NUT ont été développées pour les échangeurs de chaleur ayant une configuration contre-courant, et courant parallèle [4]. Les résultats représentatifs sont résumés dans le tableau (II.1) :

Soit :

$$c^* = \frac{(mC_p)_{\min}}{(mC_p)_{\max}} \quad : \text{ Le rapport des capacités thermiques.}$$

-Pour une configuration contre-courant :

- Si  $c^* < 1$  :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - c^*)]}{1 - c^* \exp[-NUT(1 - c^*)]} \quad (\text{II.19})$$

- Si  $c^* = 0$  :

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT) \quad (\text{II.20})$$

-Pour une configuration co courant :

- Si  $c^* < 1$  :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1+c^*)]}{1+c^*} \quad (\text{II.21})$$

Type d'échangeur de chaleur	$\varepsilon$ (NUT, C*)	NUT ( $\varepsilon$ , C*)	C*=0
Contre-courant	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1-c^*)]}{1-c^* \exp[-NUT(1-c^*)]}$	$NUT = \frac{1}{1-c^*} \ln \frac{1-\varepsilon c^*}{1-\varepsilon}$	$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT)$
Co courant	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1+c^*)]}{1+c^*}$	$NUT = -\frac{1}{1+c^*} \ln(1 + \varepsilon(1+c^*))$	$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT)$

**Tableau II.1** : Expression de  $\varepsilon$ -NUT

## II.5 Estimation du coefficient par convection

Le problème de la convection est en fait de déterminer en fonction des conditions d'écoulement du fluide, des caractéristiques géométriques des parois et des éventuels changements d'état du fluide [13].

En raison du grand nombre d'expériences nécessaires, il est difficile de déterminer le coefficient h pour chaque expérience. L'analyse dimensionnelle simplifie grandement ce problème. On définit donc trois nombres sans dimension :

- Nombre de Reynolds :  $Re = Ul/\nu = \rho Ul/\mu$
- Nombre de Prandtl :  $Pr = \nu/\alpha = \mu C_p/\lambda$
- Nombre de Nusselt :  $Nu = hl/\lambda$

## II.6 Pertes de charges

La perte de charge totale qui apparaît lors de l'écoulement d'un fluide à travers un échangeur à plaques et joints se décompose en deux parties : pertes de charge dans les plaques et pertes de charge dans les tubulures d'alimentation. En général on considère que les dimensions des tubulures sont suffisamment importantes pour que les pertes de charges y soient négligeables devant celles des plaques.

En considérant le diamètre hydraulique moyen ( $D_h$ ) comme dimension caractéristique du canal et ( $L$ ) la longueur de la plaque, la perte de pression peut s'écrire comme suit [14]:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{Collecteur}} + 4 \cdot f \frac{\rho L U^2}{D_h} \frac{1}{2} \quad (\text{II.22})$$

Cette relation a été vérifiée expérimentalement dans des nombreuses configurations. Le coefficient de frottement ( $f$ ) s'exprime d'une manière générale comme suite :

$$f = \frac{k}{R_e^m} \quad (\text{II.23})$$

$K$  et  $m$  dépend de régime d'écoulement.

## II.7 Conclusion

Ce chapitre a été consacré à l'exploration des diverses méthodes et formules de calcul utilisées pour dimensionner les échangeurs de chaleur. Ces éléments constituent l'essence même du chapitre suivant. Cependant, pour enrichir davantage notre compréhension des échangeurs de chaleur, nous aborderons également d'autres aspects tels que les modèles de simulation, les critères de performance et les considérations pratiques. Ces éléments complémentaires nous permettront d'avoir une vision plus globale du dimensionnement des échangeurs de chaleur et de leur rôle crucial dans de nombreux domaines de l'ingénierie.

# **Chapitre III**

## **Dimensionnement d'un échangeur à plaques**

# Dimensionnement d'un échangeur de chaleur à plaques

## III.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous allons présenter l'échangeur à plaques, en fournissant une description détaillée, ainsi qu'une présentation approfondie des méthodes de dimensionnement utilisée pour calculer les différents paramètres de l'échangeur étudié. Le dimensionnement de notre échangeur consiste à calculer la surface d'échange nécessaire pour obtenir les performances désirées (Puissance, nombre de plaques). Il faudra par la suite déterminer les pertes de charges, afin de vérifier la concordance avec la fiche technique.

## III.2 Description de l'échangeur étudié

Un échangeur à plaques est constitué d'un ensemble de plaques métallique embouties au travers desquelles s'effectue le transfert de chaleur entre deux fluides.

Les plaques positionnées dans un bâti comprenant une partie fixe et un plateau de serrage mobile sont comprimées aux moyens tirants latéraux.

Un joint par plaque assure l'étanchéité de l'échangeur ainsi que la répartition des fluides dans les canaux formés par deux plaques.

1. Plaque de cadre.
2. Barre de transport.
3. Paquet de plaques.
4. Plaque de pression.
5. Barre de guidage.
6. Colonne de soutien.
7. Boulons de serrage.
8. Raccordements sanitaires.

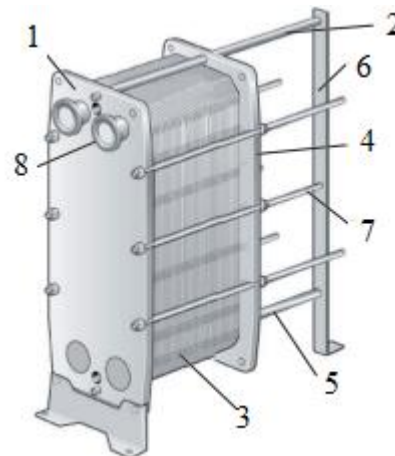


Figure III. 1: Echangeur de chaleur à plaques.

### III.3 Caractéristiques de la plaque

Il existe plus de 60 types de plaques différents pour les échangeurs à plaques. La configuration la plus populaire est celle de type chevron, dans laquelle les ondulations sont symétriques par rapport à l'axe central de la plaque. Cette conception particulière des plaques présente plusieurs avantages significatifs. Tout d'abord, les ondulations chevron permettent d'augmenter la turbulence à l'intérieur de l'échangeur à plaques. Cela favorise un meilleur mélange des fluides en circulation, ce qui entraîne une efficacité accrue du transfert de chaleur. La turbulence générée par les ondulations contribue également à éviter l'accumulation de dépôts et de contaminants sur les surfaces des plaques, ce qui permet de maintenir des performances optimales sur une plus longue durée. De plus, la configuration en chevron des plaques offre une résistance accrue à la pression. Les ondulations fournissent des points d'appui supplémentaires entre les plaques, ce qui renforce leur intégrité structurelle. Cela permet à l'échangeur à plaques de fonctionner efficacement même sous des pressions élevées, offrant ainsi une grande fiabilité et une sécurité accrue dans diverses applications industrielles [11].

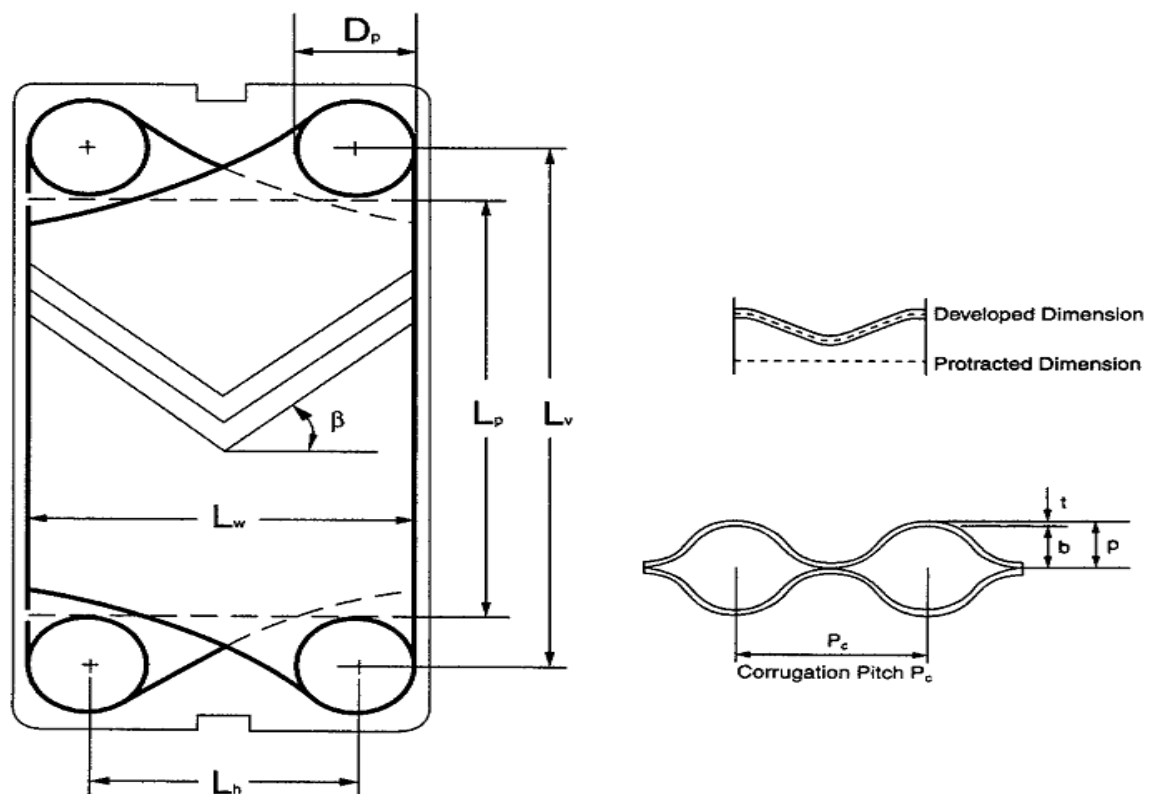


Figure III.2 : Caractéristiques de la plaque



$D_p$  = diamètre des quatre orifices de la plaque.

$L_v$  = distance verticale entre les axes des orifices.

$L_p$  = hauteur de la zone ondulée de la plaque.

$L_w$  = largeur de la zone ondulée de la plaque.

$L_h$  = distance horizontale entre les axes des orifices.

$\beta$  = l'angle du chevron entre les sillons des ondulations et la direction horizontale.

### III.4 Méthodes de calcul

Le but d'un échangeur de chaleur est de faciliter le transfert de chaleur entre deux fluides. Par conséquent, il est essentiel de déterminer à la fois le flux de chaleur à transférer et la surface requise pour accomplir cet échange. Deux approches sont possibles dans ce contexte. La première approche consiste à connaître le flux de chaleur à transférer. Dans ce cas, l'objectif est de déterminer la surface d'échange nécessaire pour satisfaire cette exigence. En utilisant des formules et des équations appropriées, nous pouvons calculer la surface d'échange requise en fonction du flux de chaleur spécifié. Ce processus permet de concevoir l'échangeur de chaleur de manière à répondre aux besoins thermiques préalablement définis. La seconde approche consiste à supposer que la surface d'échange est connue, et l'objectif est alors de déterminer la quantité de chaleur pouvant être transférée. Cependant, dans notre cas, nous adopterons la première approche, qui consiste à connaître le flux de chaleur à transférer et à calculer la surface d'échange nécessaire en conséquence.

- **Diamètre hydraulique**

Le diamètre hydraulique du canal,  $D_h$ , est défini comme [4] :

$$D_h = \frac{4 \times \text{section d'écoulement}}{\text{périmètre mouillé}}$$

$$D_h = \frac{4 \cdot b \cdot L_w}{2 \cdot (b + \phi \cdot L_w)} = \frac{2b}{\phi} \quad (\text{III.1})$$

Avec l'approximation que  $b \ll L_w$  et  $\phi$  est le facteur de projection.

- **Débit massique par canal**

Le débit massique par canal est donné par :

$$m_c = \frac{m}{N_{CP}} \quad (\text{III.2})$$

- **Vitesse massique par canal**

La vitesse de masse du canal est donnée par [4] :

$$G_c = \frac{m_c}{N_p \cdot b \cdot L_w} \quad (\text{III.3})$$

Avec  $N_p$  : nombre de passage.

### III.4.1 Nombres adimensionnels

Les nombres sans dimension nous indiquent la condition des modalités de réalisation des études qui ont l'avantage d'être indépendantes du système choisi, des dimensions et des propriétés thermo physiques utilisées.

Ci-dessous nous allons présenter les expressions physiques de certains groupements adimensionnels qui seront utilisé le long de ce travail.

- **Nombre de Reynolds**

Le nombre de Reynolds,  $Re$ , basé sur la vitesse de masse du canal et le diamètre hydraulique,  $D_h$ , du canal [5]

$$Re = \frac{G_c \cdot D_h}{\mu} \quad (\text{III.4})$$

- **Nombre de Prandtl**

Il est donné par la formule suivante :

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{\lambda} \quad (\text{III.5})$$

- **Nombre de Nusselt**

Est donné par la corrélation suivante [11] :

$$N_U = 0,195 \cdot \phi^{0,308} Re^{0,692} \cdot Pr^{1/3} \quad (\text{III.6})$$

Le facteur de friction est [11] :  $f = 0,81 \cdot \phi^{1,1405} \cdot Re^{-0,1405}$

### III.4.2 Coefficient de transfert de chaleur

Le coefficient par convection est déduit par la formule de Nusselt :

$$N_U = \frac{h D_h}{\lambda}$$

D'où

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

### III.4.3 Coefficient de transfert d'échange global

Le coefficient global de transfert de chaleur pour une surface propre est [4]:

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}} \quad (\text{III.8})$$

Et dans des conditions d'encrassement (encrassement ou coefficient de transfert de chaleur global en service) est :

$$\frac{1}{U_f} = \frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f} + R_{ef} + R_{ec} \quad (\text{III.9})$$

### III.4.4 Pertes de charges dans le canal

La perte de charge totale est composée de la perte de charge du canal de friction,  $\Delta P_C$ , et de la perte de charge de l'orifice,  $\Delta P_p$ . Le facteur de frottement,  $f$ , est défini par l'équation suivante pour la chute de pression de frottement  $\Delta P_C$  [4] :

$$\Delta P_C = 4 \cdot f \cdot \frac{L_{eff} \cdot N_p}{D_h} \cdot \frac{G_C^2}{2\rho} \left( \frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{-0,17} \quad (\text{III.10})$$

### III.4.5 Pertes de charges dans l'orifice

La chute de pression dans les conduits d'orifice,  $\Delta P_p$ , peut être estimée approximativement à 1,4 tête de vitesse [4] :

$$\Delta P_p = 1,4 \cdot N_p \cdot \frac{G_p^2}{2\rho} \quad (\text{III.11})$$

$$\text{Avec } G_p = \frac{4m}{\pi D_p^2} \quad (\text{III.12})$$

Où  $m$  est le débit total dans l'ouverture de l'orifice et  $D_p$  est le diamètre de l'orifice. La perte de charge totale est alors :  $\Delta P_t = \Delta P_C + \Delta P_p$

## III.5 Organigramme de calcul

Cet organigramme permet de définir les étapes de calcul pour l'échangeur étudié :

- Forme compacte (puissance thermique échangée et pertes de charge) ou forme plus détaillée (valeurs locales des coefficients d'échange, nombres sans dimension, caractéristiques, etc.).

-La phase thermique proprement dite, comprenant des calculs géométriques (sections de canaux de fluide, diamètres hydrauliques, etc.), suivi de calculs de transfert de chaleur et de pertes de charge, tous deux utilisant des corrélations suffisantes.

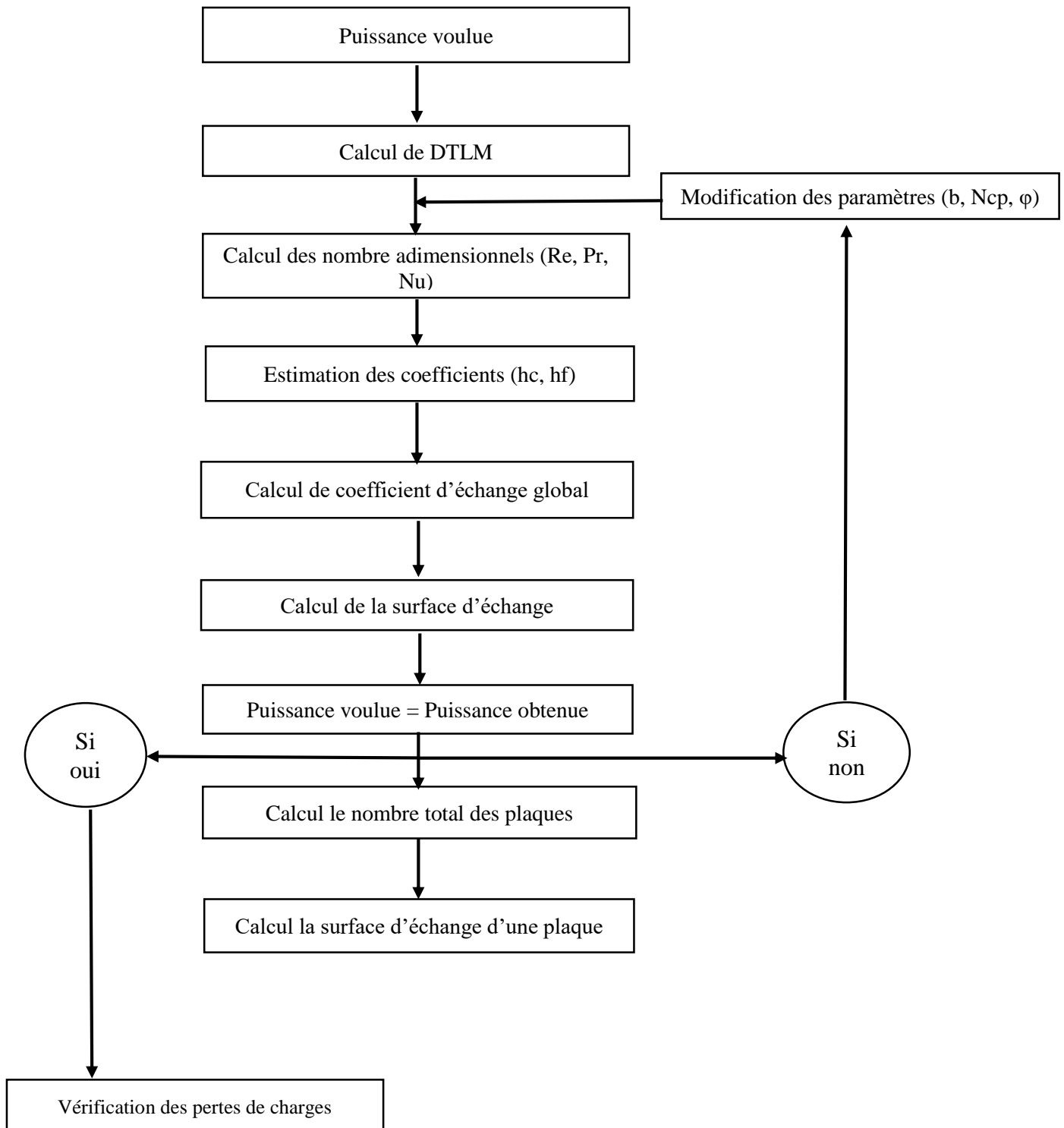


Figure III. 3: Organigramme de calcul

### III.6 Données du constructeur et propriétés physiques de chaque fluide

Les propriétés physiques de chaque fluide à des températures moyennes sont données dans le tableau III.1 :

Fluides	Températures d'entrée	Températures de sortie	Débits	Chaleur spécifique	Conductivité thermique	Viscosité dynamique
Eau chaud	32 C°	7C°	10000 kg/h	4181 J/kg.k	0,6 W/m.k	0,00101 kg/m.s
Eau froid	5C°	13,3C°	30000 kg/h	4192 J/kg.k	0,58 W/m.k	0,00132 kg/m.s

**Tableau III. 1 :** Propriétés physiques de chaque fluide

#### Données de la plaque

Les données mesurées de la plaque de l'échangeur étudié sont mentionnés dans le tableau suivant :

e	Lv	Lp	Lw	Lc	$\lambda$
0,0005	0,64	0,59	0,32	0,147	17

**Tableau III. 2 :** Mesures de plaque

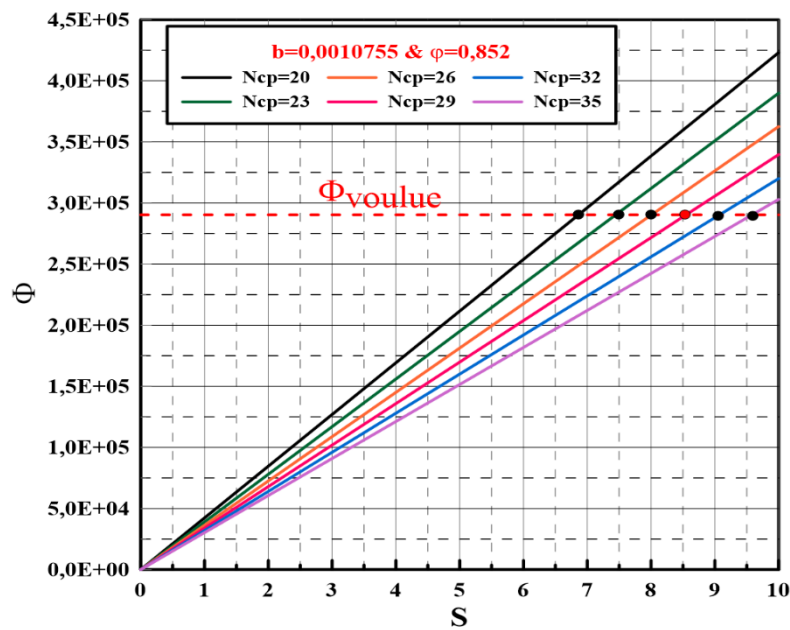
### III.7 Présentation de calculs

D'après les résultats numériques (Figure III.4, III.5, III.6), nous remarquons que les résultats obtenus correspondent aux besoins en termes de puissance souhaitée. Cependant, nous constatons une variation de la surface.

- Dans la Figure III.4, en maintenant le pas de la plaque et le facteur de projection ( $b, \varphi$ ) constants, nous pouvons voir que les résultats obtenus pour la puissance souhaitée sont identiques, tandis que la surface varie en fonction du nombre de canaux par passage ( $N_{cp}$ ).
- Dans la Figure III.5, nous avons effectué le même travail, mais cette fois-ci en maintenant le nombre de canaux par passage et le facteur de projection constants. Nous obtenons les mêmes résultats de puissance, mais nous observons une variation de la surface en fonction du pas de la plaque ( $b$ ).

- Dans la troisième figure, en maintenant le nombre de canaux par passage et le pas de la plaque constants ( $N_{cp}$ ,  $b$ ), nous obtenons des résultats identiques en termes de puissance, mais nous observons une variation de la surface en fonction du facteur de projection ( $\phi$ ).

L'objectif est de trouver un point qui nous donne une surface d'échange équivalente à celle de la fiche technique, afin de satisfaire la condition mentionné dans l'organigramme de calcul (Puissance voulue = Puissance obtenus). Selon les trois figures, nous constatons que les points ( $N_{cp}=29$ ,  $b=0,0010755$ ,  $\phi=0,852$ ) correspondent à une surface d'échange identique à celle de la fiche technique. Dans la suite, nous présenterons les résultats de calcul de cet échangeur en utilisant ces paramètres.



**Figure III.4:** Variation de la surface en fonction de  $N_{cp}$

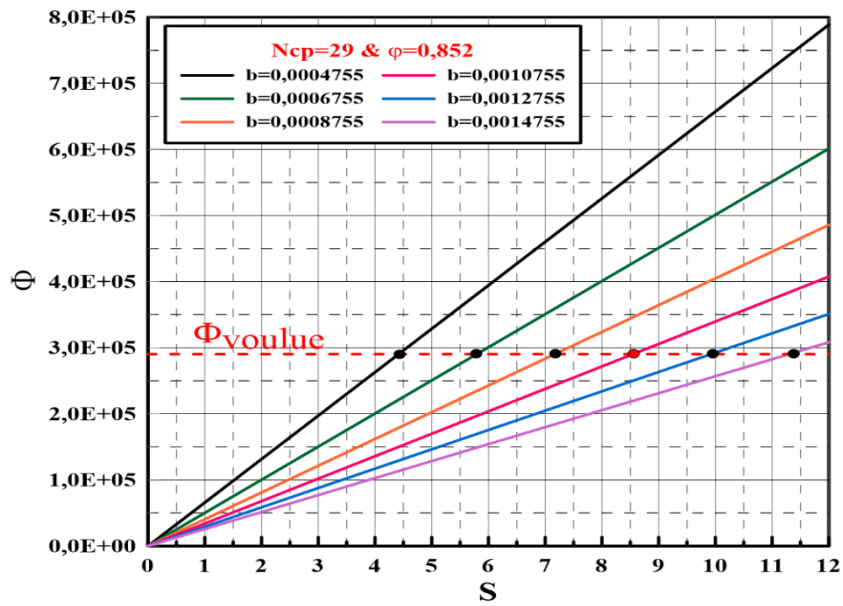


Figure III. 5: Variation de la surface en fonction de b

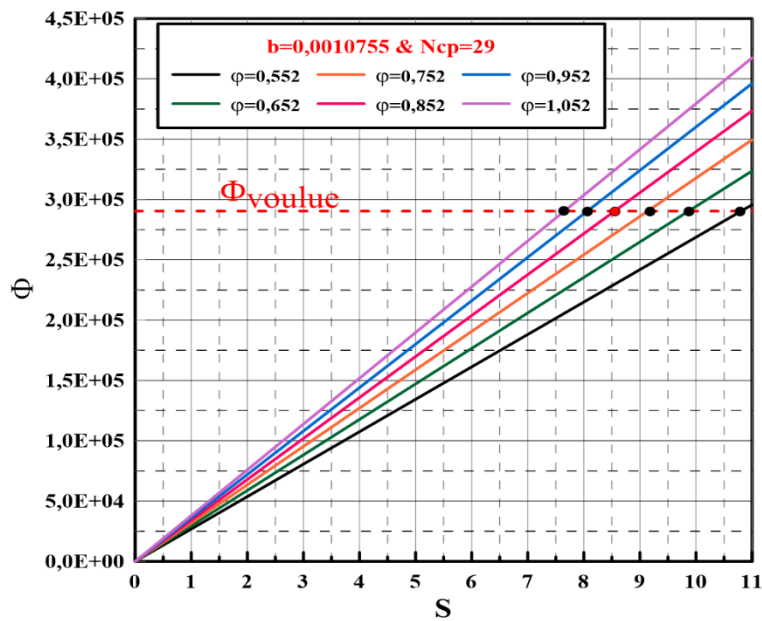


Figure III. 6: Variation de la surface en fonction de phi

**1-Calcul de la puissance**

$$\Phi = m_c C_{pc} (T_{Ce} - T_{Cs}) = 2,7777.4181.(32 - 7) \Rightarrow \Phi_c = 290,339 \text{ kw}$$

$$\Phi_f = m_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) = 8,3333.4192.(13,3 - 5) \Rightarrow \Phi_f = 289,945 \text{ kw}$$

**2-Différence de température logarithmique**

$$\Delta TLM = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\log \frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}} = \frac{(T_{Cs} - T_{fe}) - (T_{Ce} - T_{fs})}{\log \frac{(T_{Cs} - T_{fe})}{(T_{Ce} - T_{fs})}} = \frac{(7-5) - (32-13,3)}{\log \frac{(7-5)}{(32-13,3)}}$$

$$\Rightarrow \Delta TLM = 7,47C^o$$

**3-Diametre hydraulique**

$$D_h = \frac{2b}{\phi} = \frac{2.0,0010755}{0,852} = 0,001253465 m$$

**4-Débit massique par canal**

$$\text{Fluide chaud : } m_c = \frac{m}{N_{CP}} = \frac{2,7777}{29} = 0,0958 \text{ kg/s}$$

$$\text{Fluide froid : } m_f = \frac{m}{N_{CP}} = \frac{8,3333}{29} = 0,2873 \text{ kg/s}$$

**5-Vitesse massique**

$$\text{Fluide chaud : } G_c = \frac{m_c}{N_p \cdot b \cdot L_w} = \frac{0,0958}{0,0010755 \cdot 0,32} = 278,308806 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$\text{Fluide froid : } G_c = \frac{m_f}{N_p \cdot b \cdot L_w} = \frac{0,2873}{0,0010755 \cdot 0,320} = 834,946456 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

**6-Nombre de Reynolds**

$$\text{Fluide chaud : } R_{ec} = \frac{G_c \cdot D_h}{\mu} = \frac{278,308806 \cdot 0,00252465}{0,00101} = 695,675$$

$$\text{Fluide froid : } R_{ef} = \frac{G_c \cdot D_h}{\mu} = \frac{834,946456 \cdot 0,00252465}{0,00132} = 1596,929$$

**7-Nombre de Prandtl**

$$\text{Fluide chaud : } Pr_c = \frac{C_p \cdot \mu}{\lambda} = \frac{4181 \cdot 0,00101}{0,6} = 7,04$$

$$\text{Fluide froid : } Pr_f = \frac{C_p \cdot \mu}{\lambda} = \frac{4192 \cdot 0,00132}{0,58} = 9,54$$

**8-Nombre de Nusselt**

Fluide chaud :

$$N_{Uc} = 0,195 \cdot \phi^{0,308} \cdot Re_c^{0,692} \cdot Pr_c^{1/3} = 0,195 \cdot 0,852^{0,308} \cdot 695,975^{0,692} \cdot 7,04^{1/3} = 34,1050878$$



Fluide froid :

$$N_{Uf} = 0,195 \cdot \phi^{0,308} \text{Re}_f^{0,692} \cdot \text{Pr}_f^{1/3} = 0,195 \cdot 0,852^{0,308} \cdot 1596,929^{0,692} \cdot 9,538^{1/3} = 64,8293169$$

### 9-Les coefficients de transfert de chaleur

$$\text{Fluide chaud : } h_c = \frac{N_{Uc} \cdot \lambda_c}{D_h} = \frac{34,1050878 \cdot 0,6}{0,00252465} = 8105,30957 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$\text{Fluide froid : } h_f = \frac{N_{Uf} \cdot \lambda_f}{D_h} = \frac{64,8293169 \cdot 0,58}{0,00252465} = 14893,5636 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

### 10-Coefficient d'échange global

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}} = \frac{1}{\frac{1}{8105,30957} + \frac{0,0005}{17} + \frac{1}{14893,5636}} = 4546,88517 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

### 11-Surface d'échange totale

$$S = \frac{\Phi}{U \Delta TLM} = \frac{290339}{4546,88517 \cdot 7,47} = 8,548126 \text{ m}^2$$

### 12-Le coefficient global de transfert de chaleur encrassé

$$\frac{1}{U_f} = \frac{1}{U_c} + 0,00006$$

$$U_f = 3572,31272 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Le facteur de propreté correspondant est :

$$CF = \frac{U_f}{U_c} = \frac{3572,31272}{4546,88517} = 0,7856$$

Les puissances thermiques réelles pour les surfaces propres et encrassées sont :

$$Q_c = U_c \cdot S \cdot \Delta TLM = 4546,88517 \cdot 8,548126 \cdot 7,47 = 290,339 \text{ kw}$$

$$Q_f = U_f \cdot S \cdot \Delta TLM = 3572,31272 \cdot 8,548126 \cdot 7,47 = 228,108 \text{ kw}$$

### 13. Pertes de charges dans le canal

Le facteur de friction est donné sous la formule suivante :

$$f = 0,81 \cdot \phi^{1,1405} \cdot \text{Re}^{-0,1405}$$

$$\text{Fluide chaud : } f_c = 0,81 \cdot 0,852^{1,1405} \cdot 695,675^{-0,1405} = 0,269$$

$$\text{Fluide froid : } f_f = 0,81 \cdot 0,852^{1,1405} \cdot 1596,929^{-0,1405} = 0,239$$

$$\text{Fluide chaud : } \Delta P_C = 4.f_c \frac{L_{eff}.N_p}{D_h} \frac{G_C^2}{2\rho} = 4.0,269 \cdot \frac{0,64}{0,00252465} \frac{278,308806^2}{2.998,3} = 10581,66 \text{ Pa}$$

$$\text{Fluide froid : } \Delta P_C = 4.f_f \frac{L_{eff}.N_p}{D_h} \frac{G_C^2}{2\rho} = 4.0,239 \cdot \frac{0,64}{0,00252465} \frac{834,946456^2}{2.999,7} = 84499,52 \text{ Pa}$$

#### 14. Pertes de charges dans l'orifice

La vitesse massique est donnée par la formule suivante :

$$G_p = \frac{4.m}{\pi.D_p^2}$$

$$\text{Fluide chaud : } G_p = \frac{4.m}{\pi.D_p^2} = \frac{4.2,7777}{3,14.0,05^2} = 1415,388 \text{ kg/m}^2.S$$

$$\text{Fluide froid : } G_p = \frac{4.m}{\pi.D_p^2} = \frac{4.8,3333}{3,14.0,05^2} = 4246,2675 \text{ kg/m}^2.S$$

$$\text{Fluide chaud : } \Delta P_p = 1,4.N_p \cdot \frac{G_p^2}{2\rho} = 1,4 \cdot \frac{1415,388^2}{2.998,3} = 1404,6 \text{ Pa}$$

$$\text{Fluide froid : } \Delta P_p = 1,4.N_p \cdot \frac{G_p^2}{2\rho} = 1,4 \cdot \frac{4246,2675^2}{2.999,7} = 12625,33 \text{ Pa}$$

#### 15. Pertes de charges totales

$$\text{Fluide chaud : } \Delta P_t = \Delta P_C + \Delta P_p = 10581,66 + 1404,6 = 11986,26 \text{ Pa} \rightarrow 11,986 \text{ kPa}$$

$$\text{Fluide froid : } \Delta P_t = \Delta P_C + \Delta P_p = 84499,52 + 12625,33 = 97124,85 \text{ Pa} \rightarrow 97,125 \text{ kPa}$$

#### 16. Calcul le nombre total de plaques

$$N_{CP} = \frac{N_t - 1}{2.N_p} \Rightarrow N_t = (N_{CP} \cdot 2.N_p) + 1 \Rightarrow N_t = (29 \cdot 2) + 1 = 59 \text{ Plaques}$$

#### 17. Efficacité de l'échangeur

$$\varepsilon = \frac{\Phi}{\Phi_{\max}} = \frac{T_{Ce} - T_{Cs}}{T_{Ce} - T_{fe}} = \frac{32 - 7}{32 - 5} = 0,926 \rightarrow 92,6\%$$

#### 18. Discussion des résultats

Après nos calculs on remarque que les résultats obtenus sont similaires à la fiche technique de l'échangeur. Dans ce cas on peut dire que cet échangeur a des bonnes performances vu son efficacité, et sa puissance thermique d'échange avec une faible surface d'échange et le moins de pertes de charges. Parmi ces avantages on citera :

- Coefficient de transfert de chaleur élevé et faible consommation de métal, rendant le transfert de chaleur efficace (85% à plus de 90%).

- Le facteur d'encrassement est faible. En raison de la perturbation importante du débit.

-Structure compacte, peu encombrante : dans une machine entière, l'espace dans deux plaques est très petit.

- L'étude thermique d'un échangeur de chaleur est d'une grande importance car elle permet de prédire avec précision le coefficient d'échange global de l'échangeur.

Parmi ces inconvénients on peut citer que sa pression d'utilisation est limitée, la température de fonctionnement est limitée par la résistance à la température du matériau du joint.

### **III.8 Conclusion**

Au cours de ce chapitre, nous avons effectué le dimensionnement de l'échangeur de chaleur à plaques M6-BASE d'ALFA LAVAL. Pour ce faire, nous avons utilisé une série de corrélations expérimentalement validées afin d'obtenir des résultats similaires à ceux mentionnés dans la fiche technique de l'échangeur.

Le dimensionnement de l'échangeur de chaleur revêt une importance cruciale pour garantir son bon fonctionnement et ses performances optimales. En utilisant les corrélations appropriées, nous avons pu déterminer les différents paramètres de l'échangeur, tels que le coefficient d'échange global, la surface d'échange, nombre de plaques et les pertes de charges. Ces paramètres jouent un rôle essentiel dans la conception et l'optimisation de l'échangeur de chaleur afin de répondre aux exigences spécifiques de l'application.

Il convient de souligner que les corrélations utilisées ont été validées dans la littérature, ce qui garantit leur précision et leur fiabilité. En se basant sur ces corrélations, nous avons pu obtenir des résultats cohérents et comparables à ceux fournis dans la fiche technique de l'échangeur

# **Conclusion Générale**

## Conclusion Générale

Le travail réalisé dans ce mémoire a permis de déterminer les différents paramètres thermiques d'un échangeur de chaleur à plaques en utilisant les données réelles de l'installation. L'étude menée dans ce travail repose sur une méthodologie de dimensionnement d'échangeurs de chaleur à plaque spécifiquement adaptée aux industries agroalimentaires. L'étude comprend une méthodologie de dimensionnement spécifique pour les échangeurs de chaleur à plaques. Nous avons examiné les besoins thermiques de l'installation, les propriétés des fluides en circulation et les spécifications techniques requises.

L'échangeur de chaleur étudié est installé dans une chaîne de production de boissons. Cette étude nous a permis de nous plonger dans le domaine industriel en abordant un sujet concret, qui consiste à calculer la surface d'échange nécessaire pour atteindre les performances souhaitées. Nous avons également pris en compte et analysé les exigences spécifiques de l'industrie en matière d'échangeurs de chaleur.

Les calculs de vérification thermique ont permis d'évaluer la surface requise et le coefficient global de transfert de chaleur, ainsi que les pertes de charge de l'échangeur. Les résultats obtenus sont encourageants car la surface calculée et les pertes de charge correspondent aux valeurs indiquées dans la fiche technique de l'échangeur réel.

Grâce à cette étude, nous avons pu fournir des données précises pour calculer la surface d'échange nécessaire dans le cadre de la production de boissons. Ces résultats peuvent être utilisés comme base pour l'optimisation des échangeurs de chaleur, contribuant ainsi à l'amélioration des performances de la chaîne de production et à l'efficacité globale de l'industrie des boissons.

# **Références Bibliographiques**

## Références Bibliographiques

- [1]. A. BONTEMPS, A. GAREIGUE, CH. GOUBIER, J. HUETZ, CH. MARVILLET et R. VIDIL « Description des échangeurs de chaleur », technique de l'ingénieur [B 2 341].
- [2]. Kuppan Thulukkanam, Heat Exchanger Design Handbook, 2th édition. CRC Press.
- [3]. WEBER Christophe, MAGNIFICAT André « les échangeurs de chaleur », article (055).
- [4]. Sadik Kakaç, Hongtan Liu, Anchasa Pramuanjaroenkij, Heat exangers selection, rating, and thermal design, 3th édition. Sadik & Kakaç. Heat exchangers. Sélection, rating, and thermal design. CRC Press.
- [5]. Shah, Ramesh K, et Dusan P Sekulic. 2003. Fundamentals of heat exchanger design. John Wiley & Sons, 976 p.
- [6]. [fr.Quiri.com/échangeurs de chaleur, évaporateur](http://fr.Quiri.com/échangeurs%20de%20chaleur,%20évaporateur).
- [7]. Rafati Nasr, Mohammad, Melanie Fauchoux, Robert W. Besant et Carey J. Simonson. 2014.. Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 30, p. 538-554.
- [8]. Jean-Sébastien SAVARD, «ÉTUDE ET CONCEPTION D'UN ÉCHANGEUR THERMIQUE POUR UN SYSTÈME HYBRIDE DE TYPE ÉOLIEN-DIESEL-STOCKAGE D'AIR », université CQuébec, 2008.
- [9]. Kuppan Thulukkanam, Heat Exanger Design Handbook .MARCEL DEKKER, INC. NEW YORK.
- [10]. BENNAJAH Mounir. Echangeurs de chaleur. Technologie, calcul et design. Editions TECHNIP.2014.
- [11]. Wang, L., Sundén, B. and Manglik, R.M. (2007) Plate Heat Exchangers: Design, Applications and Performance.
- [12]. I. GAHBICHE, les échangeurs de chaleur.
- [13]. FRANCK KREITH, « Transmission de chaleur et thermodynamique », 1967
- [14]. R. VIDIL, les échangeurs à plaques et joints, « Description, éléments de dimensionnement » -paris : Lavoisier, février 1982.







## Résumé

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel pour la maîtrise de l'énergie. Dans ce travail, nous avons étudié numériquement le comportement dynamique et thermique d'un échangeur de chaleur à plaques à contre-courant utilisé pour le refroidissement de l'eau minérale. Les résultats de nos calculs montrent que l'efficacité de l'échangeur est satisfaisante, ce qui témoigne d'une conception bien réalisée par les fabricants.

**Mots clés :** Echangeur de chaleur à plaques, efficacité, contre-courant, pertes de charges.

---

## Abstract

In industrial societies, the heat exchanger is a crucial component for energy management. In this study, we numerically investigated the dynamic and thermal behavior of a counter-flow plate heat exchanger used for mineral water cooling. Our calculation results demonstrate that the efficiency of the exchanger is satisfactory, indicating a well-executed design by the manufacturers.

**Keywords:** Plate heat exchanger, efficiency, counter-current, pressure losses.