

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 : Installations Energétiques et Turbomachines

Par :

TAMENDJARI FAOUZI

KHALED RABAH

Thème

Etude et dimensionnement d'un échangeur de chaleur à plaques

Soutenu le 13/07/2022 devant le jury composé de:

Mr. MENDIL.F

Président

Mr. BENSLIMANE.H

Rapporteur

Mr. HAMDIM

Examineur

Année Universitaire 2021-2022



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 : TAMENDJARI
Prénom : Faouzi
Matricule : 1553013705
Spécialité et/ou Option : Energétique
Département : Génie Mécanique
Faculté : Technologie
Année universitaire : 2021/2022

et chargé de préparer un mémoire de *Master*

Intitulé: Etude et dimensionnement d'un échangeur de chaleur à plaques
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

13/07/2022

Signature de l'intéressé

(*) Lu et approuvé



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 : KHALED
Prénom : Rabah
Matricule : 161633019496
Spécialité et/ou Option : Installations Energétiques et Turbomachines
Département : Génie Mécanique
Faculté : Technologie
Année universitaire : 2021/2022

et chargé de préparer un mémoire de *Master*

Intitulé: Etude et dimensionnement d'un échangeur de chaleur à plaques
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

13/07/2022

Signature de l'intéressé

(*) Lu et approuvé

REMERCIEMENTS

Nos premiers remerciements, vont pour le bon dieu, le tout puissant, qui nous a donné la force et la sagesse d'arriver à ce stade dans nos études.

Nous remercions également nos familles respectives, particulièrement nos parents, pour les sacrifices fournis afin que nous puissions terminer nos études.

*Nous remercions aussi notre encadreur Mr : **BESNSLIMANE .A** qui nous a soutenu et aidé à aller au bout de ce sujet.*

Nos remerciements s'adressent également aux membres du jury pour l'intérêt qu'ils porteront à notre travail, qui on espère sera apprécié.

Enfin nous tenons à remercier tous ceux et celles qui de près ou de loin ont contribué à finaliser ce modeste travail.

Faouzi & Rabah.

Dédicace

Je dédie ce modeste travail :

*A ceux qui m'ont tant aimée et encouragée, à ceux
qui m'ont épaulée durant les moments difficiles, à
ceux qui m'ont tracée le chemin vers la réussite, à
ceux qui sont la source de mon inspiration et de
mon courage,*

- ◆ *A ma chère **yémaDaouia.***
- ◆ *A mon défunt père **Mohend-
Chérif***
- ◆ *A toute ma famille, mes frères et
ma soeure.*
- ◆ *A mes cousins et cousines*
- ◆ *A tous ceux que j'aime.*

Faouzi

Dédicace

*Je dédie ce modeste travail
A mes très chers parents
A mes frères et sœurs
A toutes la famille KHALED
A tous mes enseignants
Et a tous mes amis et collègues*

Rabah

Table des matières

Table des matières

CHAPITRE I : GÉNÉRALITÉS SUR LES ÉCHANGEURS DE CHALEUR	2
I. GENERALITÉS SUR LES ÉCHANGEURS DE CHALEUR	2
I.1 Introduction :	2
I.2 Généralités sur les échangeurs:	2
I.2.1 Définition d'un échangeur thermique:	2
I.2.2 Les différentes fonctions d'un échangeur thermique:.....	2
I.2.3 Principe De Fonctionnement D'un Échangeur thermique :	2
I.3 Les différents types des échangeurs :	2
I.3.1 Echangeurs tubulaires	2
I.3.2 Les échangeurs à plaques :	3
I.3.2.1 Échangeurs à surface primaire :	4
I.3.2.2 Échangeurs à surface secondaire :	4
I.3.3 Utilisation des échangeurs à plaques:	4
I.3.4 Principe de circulation:	5
I.3.5 Arrangement de l'écoulement:	6
I.4 Autres types d'échangeurs	7
CHAPITRE II : THÉORIE SUR LES ÉCHANGEURS DE CHALEUR A PLAQUE	8
II. THÉORIE SUR LES ÉCHANGEURS DE CHALEUR A PLAQUE :.....	9
II.1 Introduction:	9
II.2 Etude d'un échangeur de chaleur.....	9
II.2.1.1 Choix de la technologie:	9
II.2.1.2 Dimensionnement thermique:	9
II.2.1.3 Calcul des pertes de charges :	10
II.2.2 Les paramètres nécessaires au dimensionnement d'un échangeur à plaque : .	10

Table des matières

II.3	Principe de calcul des échangeurs	10
II.3.1	Propriétés thermique des fluides utilisés :	11
II.4	Transfert Thermique	11
II.4.1	Définition.....	11
II.4.2	Puissance thermique:	11
II.4.3	Résistance thermique:.....	12
II.4.4	Flux de chaleur transféré entre deux fluides :	12
II.4.5	Distribution des températures le long d'un échangeur :.....	13
II.4.6	Coefficient global de l'échange K :.....	13
II.4.7	Coefficient global dans la réalité :	13
II.4.8	Résistances d'encrassement Re :.....	14
II.4.9	Estimation des coefficients d'échange par convection forcée hc et hf :	15
II.4.10	Efficacité thermique d'un échangeur:	16
II.4.11	Flux de chaleur maximum:.....	16
II.4.12	Méthodes de calcul d'un échangeur de chaleur:.....	18
II.4.12.1	Moyenne logarithmique de la différence des températures DTLM :	18
II.4.12.2	Nombre d'unités de transfert NUT :.....	21
II.4.13	Relation entre NUT et efficacité :	21
III.	DIMENSIONNEMENT D'UN ÉCHANGEUR DE CHALEUR A PLAQUE ...	25
III.1	Introduction	25
III.2	Présentation générale d'un échangeur à plaques	25
III.2.1	Principe	25
III.3	Circuit de l'échangeur	27
III.4	Dimensionnement et caractéristiques de la plaque.....	27
III.5	Organigramme de dimensionnement d'un échangeur de chaleur à plaque :	28
III.6	Méthodes de calcul:	29
III.6.1	Zone de transfert de chaleur.....	29

Table des matières

III.6.2	Écart de canal de flux moyen	30
III.6.3	Diamètre hydraulique du canal:	30
III.6.4	Débit massique par canal:	31
III.6.5	Vitesse massique à travers le canal :	31
III.6.6	Calcul de nombre de Reynolds :	31
III.6.7	Calcul de nombre de Prandtl :	31
III.6.8	Calcul de nombre de Nusselt :	31
III.6.9	Coefficient de transfert de chaleur	32
III.6.10	Coefficient de transfert global:	32
III.6.11	Puissance de l'échangeur:	32
III.6.12	La surface d'échange:	32
III.6.13	Calcul de l'efficacité de l'échangeur :	32
III.6.14	Estimation des pertes de charges	33
III.6.14.1	Chute de pression de canal	33
III.6.14.2	Perte de charge dans l'orifice	33
III.7	Organigramme de calcul:	34
III.8	Données du constructeur et propriétés physiques de chaque fluide:	35
III.9	Présentation de calculs	36
III.10	Conclusion :	40
	Références Bibliographiques :	42

Liste des figures

Figure I.1: Les différents types d'échangeurs tubulaires	3
Figure I.2: Composition d'un échangeur à plaques. [3]	4
Figure I.3: Distribution en U mono passe dans un échangeur à plaque [1].....	6
Figure I.5: Les échangeurs à plaques [3]	6
Figure I.6: Éléments d'un échangeur de chaleur à plaque	6
Figure I.7: Configuration d'écoulements des échangeurs de chaleur [6]	7
II.1: Puissance thermique.....	11
II.2: distributions des températures le long d'un échangeur	13
Figure III.1: Schéma de circulation de fluides à travers l'échangeur à plaque	27
Figure III.2: Paramètres de la plaque.....	27
III.3: Organigramme de dimensionnement.....	28
III.4: Organigramme de calcul.....	34

NOMENCLATURE

Symboles	Définition	Unité
DTLM :	moyenne logarithmique de la différence de température	°C
NUT :	nombre d'unités de transfert	/
e :	Epaisseur de la paroi	m
E :	Efficacité de l'échangeur thermique	
C_{pc} :	Chaleur massique du lait	J/kg.K
C_{pf} :	Chaleur massique de l'eau	J/kg.K
h_{ext} :	Coefficient de transmission superficiel d'une surface intérieure	W/m ² .K
h_{int} :	Coefficient de transmission superficiel d'une surface intérieure	W/m.K
K :	Coefficient d'échange global entre les deux fluides	W/m ² .K
q_{vc} :	Débit volumique d'eau glacée	m ³ /h
q_{mc} :	Débit massique d'eau glacée	Kg/h
q_{mf} :	Débit massique d'eau glycol	Kg/h
S	Surface d'échange	m ²
r	Résistance d'une lame d'air ou de matériaux complexe	
T_{ce}	Température chaude à l'entrée de l'échangeur	°C
T_{cs}	Température chaude à la sortie de l'échangeur	°C
T_{fe}	Température froide à l'entrée de l'échangeur	°C
T_{fs}	Température froide à la sortie de l'échangeur	°C
λ	Coefficient de conduction	W/m ² .K
L_{eff}	Longueur de la plaque	m
L_w	Largeur de la plaque	m
D_h	Diamètre hydraulique	m
t	Epaisseur de la plaque	m
b	Epaisseur entre plaque	m
S	Surface d'échange	m ²

Nomenclatures

A	Section de passage	m^2
Re	Nombre de Reynolds	/
Pr	Nombre de Prandtl	/
Nu	Nombre de Nusselt	/
C_p	Chaleur massique	$kJ/kg. ^\circ C$
h	Coefficient d'échange local	$W/m^2.K$
U	Coefficient d'échange Globale	$W/m^2.K$
T	Température	$^\circ C$
R	Résistance thermique	$m^2. ^\circ C/W$
f	Facteur de friction	/
ΔP	Perte de charges (pressions)	Pa
Δ_{pp}	Pertes de charges dans l'orifice	Pa
Δ_{pc}	Pertes de charges dans le canal	Pa

Introduction Générale

L'échangeur de chaleur est un appareil thermique de grande importance dans les installations thermiques et énergétiques. On estime qu'on rencontre au moins un échangeur de chaleur dans une installation thermique.

L'échangeur consiste essentiellement à transmettre la chaleur d'une source chaude à une autre source de plus faible température. Il est caractérisé par une grande diversité géométrique.

La transmission de chaleur dans ses appareils est réalisée par L'échange de chaleur entre le fluide primaire (le plus chaud) et la paroi séparatrice par convection de chaleur, l'échange de chaleur par conduction thermique dans la paroi et l'échange de chaleur entre la paroi séparatrice et le fluide secondaire par convection de chaleur à la différence des autres appareils thermiques, l'échangeur de chaleur ne contient aucune pièce mécanique mobile.

Dans un échangeur, la chaleur est transmise d'un fluide à un autre. Le même fluide peut conserver son état physique (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases (cas des condenseurs et des évaporateurs).

Les processus de transfert présentent une réciprocity: convection I (entre le fluide chaud et la paroi), conduction (au niveau de la paroi), convection II (entre la paroi et le fluide froid). Le flux de chaleur échangé s'exprime par le produit d'une conductance globale constante ou non le long de l'échangeur, et de la différence entre les températures moyennes T_1 et T_2 des fluides.

L'étude de ce dispositif est complexe, on doit connaître exactement, sa géométrie (surface d'échange et section de passage des fluides), ses caractéristiques thermo physiques, les vitesses d'écoulement des fluides, les températures d'entrées des fluides, etc.

Le domaine des échangeurs de chaleurs peut être considéré comme une synthèse des domaines suivants: transferts thermiques, mécanique des fluides, corrosion, encrassement.

Pour la clarté de ce projet, le premier chapitre est consacré aux généralités sur les différents types des échangeurs de chaleur ainsi que leur domaines d'utilisation. Suivi du deuxième chapitre, où nous abordons une étude sur l'environnement et le fonctionnement d'un échangeur de chaleur à plaque. Enfin, dans le troisième chapitre, nous intéressons par le calcul du dimensionnement de l'échangeur à plaque.

CHAPITRE I :
GÉNÉRALITÉS SUR
LES ÉCHANGEURS
DE CHALEUR

I. GENERALITÉS SUR LES ÉCHANGEURS DE CHALEUR

I.1 Introduction :

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel dans toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande partie (90%) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés. Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de plusieurs paramètres : domaine de température et pression des fluides, propriétés physiques et agressivité des fluides, maintenance et encombrement.

Ce chapitre présente des généralités sur les différents types d'échangeur, en donnant leurs propriétés, domaines d'utilisation, ...etc

I.2 Généralités sur les échangeurs:

I.2.1 Définition d'un échangeur thermique:

Les échangeurs thermiques sont des appareils qui permettent d'échanger de la chaleur entre deux fluides. Le principe mis en œuvre est simple parce qu'il s'agit de mettre en contact un fluide chaud et froid afin qu'ils se trouvent à la même température. Au cours du processus, un des fluides pourra changer de phase (condensation, évaporation). Ils peuvent être intégrés dans des équipements destinés aussi bien au refroidissement qu'au réchauffement. Utilisés depuis plus d'un siècle dans l'industrie agro-alimentaire, les échangeurs thermiques ont maintenant de nombreuses applications, majoritairement dans l'industrie, mais également dans l'habitat (notamment le conditionnement d'air, la réfrigération et le chauffage urbain) ou dans les transports (conditionnement d'air, réfrigération et refroidissement des moteurs) [1].

I.2.2 Les différentes fonctions d'un échangeur thermique:

Les échangeurs thermiques permettent des échanges de chaleur entre deux liquides, entre deux gaz ou entre un gaz et un liquide. En cas de transfert de chaleur accompagné de changement de phase, les échangeurs thermiques peuvent assurer une fonction d'évaporation ou de condensation.

I.2.3 Principe De Fonctionnement D'un Échangeur thermique :

Dans un échangeur, l'écoulement des deux fluides peut s'effectuer dans de multiples dispositions relatives : parallèlement, à contre-courant, de manière croisée...

On peut facilement démontrer que, sur le plan thermodynamique, l'échangeur le plus performant est l'échangeur à contre-courant .mais d'autres préoccupations que l'efficacité thermodynamique entre en ligne de compte lorsque l'on conçoit un échangeur : les températures maximales admissibles dans l'un des fluides, ou plus souvent des considérations d'encombrement, de poids ou de prix de revient.

Il en résulte que les configurations des échangeurs que l'on rencontre en pratique sont relativement nombreuses. On peut cependant ramener ces configurations à trois géométries principales :

- les écoulements à contre-courant, dans lequel les fluides circulent parallèlement et en sens contraire ;
- les écoulements co-courant, dans lequel les fluides circulent parallèlement et dans le même sens ;
- les écoulements croisés, dans lesquels les fluides circulent dans des directions perpendiculaires.

I.3 Les différents types des échangeurs :

I.3.1 Echangeurs tubulaires

Les échangeurs tubulaires utilisant des tubes comme constituant principal de la paroi sont largement répandus. On distingue 3 catégories :

- Echangeur monotube, dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir. Il a généralement la forme d'un serpent.
- Echangeur coaxial, dans lequel les tubes sont le plus souvent centrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur.
- Echangeur multitubulaire, existant sous quatre formes :
 - Echangeur à tubes séparés
 - Echangeurs à tubes rapprochés
 - Echangeurs à tubes ailettes
 - Echangeur à calandre

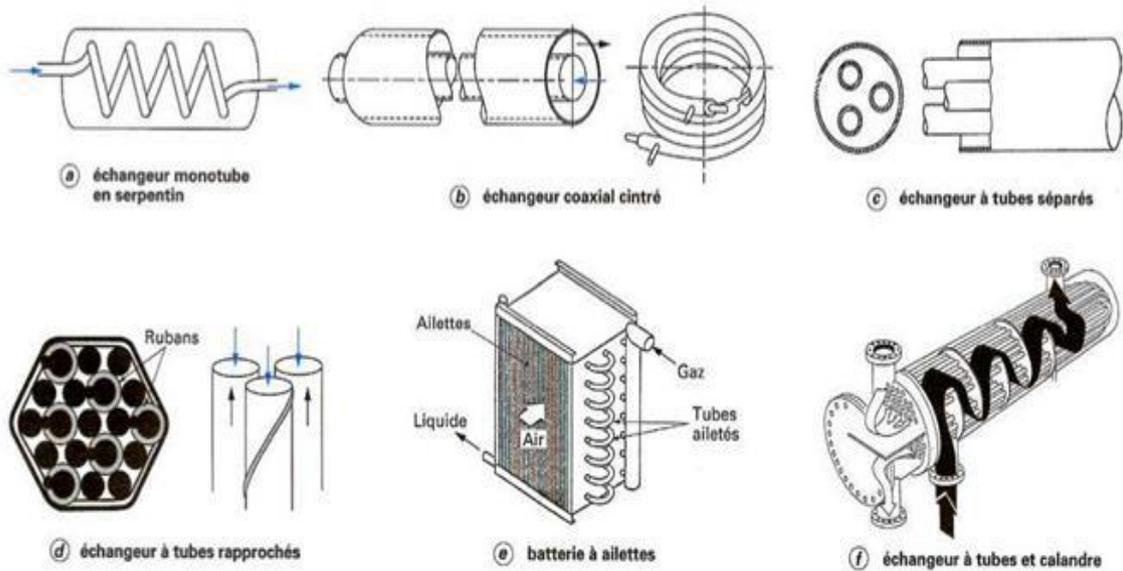


Figure I.1: Les différents types d'échangeurs tubulaires

L'échangeur tubulaire est caractérisé par :

- La résistance aux fortes pressions.
- Un très bon coefficient de transfert.
- Economique.
- L'acceptation des grands écarts de température.
- La difficulté du nettoyage.
- La sensibilité aux vibrations.

I.3.2 Les échangeurs à plaques :

Un échangeur à plaques (Figure I.2) est constitué d'un ensemble de plaques métalliques embouties à travers les quelles s'effectue le transfert de chaleur entre deux fluides. Il est constitué de :

- **Les plaques** : sont serrées entre un bâti fixe et un bâti mobile. Elles sont positionnées et guidées par deux barres support inférieur et supérieur.
- **Les bâtis** : maintiennent les plaques serrées au moyen de tirants. Les deux barres guides sont elles mêmes supportées par un pied support.
- **Un joint** : par plaque assure l'étanchéité de l'échangeur ainsi que la répartition des fluides dans les canaux formés par les deux plaques.

Le raccordement des fluides s'effectue généralement sur le bâti fixe de l'appareil.

L'emboutissage des plaques en chevrons ou en cannelures (industries alimentaires) favorise la turbulence des fluides et assure une bonne tenue à la pression. Les échangeurs à plaques sont très

utilisés dans l'industrie agroalimentaire (pasteurisation du lait) ou l'industrie nucléaire. Les plaques sont généralement en acier inoxydable en particulier dans l'agroalimentaire pour des raisons évidentes d'hygiène et de santé publique. A noter que l'utilisation de joints en matières organiques réduit la gamme de températures de fonctionnement. [2].

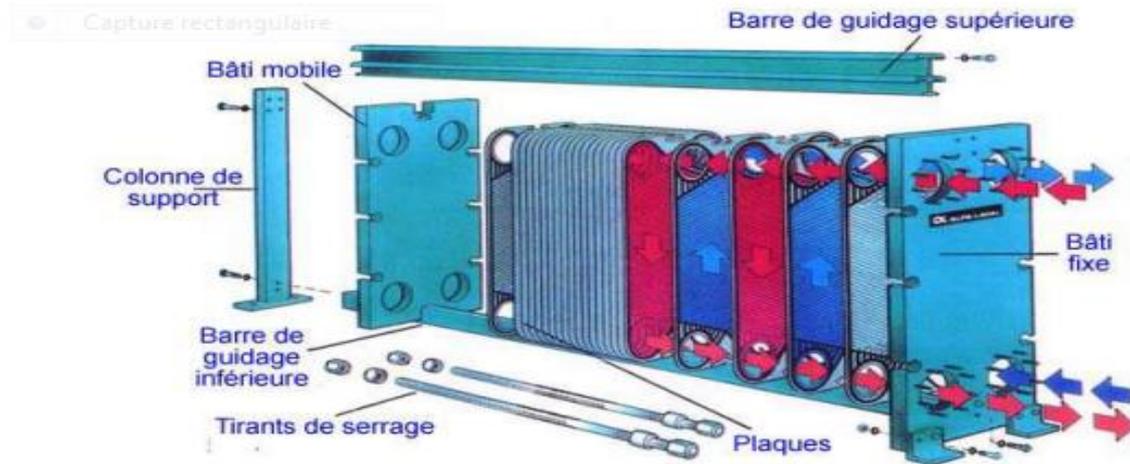


Figure I.2: Composition d'un échangeur à plaques. [3]

Les fluides circulent alternativement entre les plaques. Grâce aux corrugations, l'écoulement est souvent turbulent même à faible vitesse, générant ainsi des coefficients d'échange très élevés.

On distingue, selon la géométrie du canal utilisé, les échangeurs à surface primaire et les échangeurs à surface secondaire.

I.3.2.1 Échangeurs à surface primaire :

- Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques, pouvant être lisses ou corruguées (ondulées ou à cannelures en chevrons), nervurées ou picotées. Le dessin du profil de plaques peut être assez varié mais il a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression.

I.3.2.2 Échangeurs à surface secondaire :

Ces échangeurs sont réalisés en Aluminium ou en Acier inoxydable ; ils sont constitués par un empilage de tôles ondulées formant des ailettes séparées par des tôles planes.

I.3.3 Utilisation des échangeurs à plaques:

Les échangeurs de chaleur à plaque sont très utilisés pour certaines applications liquide-liquide (en particulier dans les industries alimentaires).

Dans le cas des échangeurs gaz-liquide ou gaz-gaz : la faible densité des gaz impose, si l'on veut rester à un niveau acceptable de perte de charge, que l'on réduise la vitesse de passage des gaz relativement à celles pratiquées pour les liquides.

- Réduire la vitesse c'est aussi réduire le coefficient de convection fluide-paroi, ce qui nécessite, à volume égal, une augmentation de la surface d'échange.
- **Pour les échangeurs gaz-gaz** : Les surfaces d'échanges adoptées sont très souvent constituées de plaques planes séparées par des ailettes brassées sur celles-ci, les deux fluides circulant alternativement entre les plaques. Les ailettes permettent d'augmenter la surface d'échange et aussi, par leur disposition en quinconce, de créer des interruptions dans les écoulements favorisant la turbulence et améliorant de ce fait les échanges thermiques.
- **Dans les échangeurs gaz-liquide** : il y a nécessité d'obtenir une surface d'échange ayant des étendues différentes au contact des deux fluides. C'est la raison pour laquelle on utilise des batteries de tubes à ailettes ou des radiateurs dans l'automobile [4].

I.3.4 Principe de circulation:

Ils sont constitués par un empilement de plaques garnies de joints d'étanchéité à leur périphérie.

Quand le paquet de plaque est serré, les trous percés dans les coins des plaques sont alignés, et forment des collecteurs en face de chacune des tubulures. Les fluides entrant dans l'échangeur vont circuler dans ces collecteurs et alimenteront les espaces inter plaques (canaux) sur toute la longueur de l'appareil. De part la succession alternée de plaques à joints, chacun des fluides n'alimentera qu'un canal sur deux (par exemple, le fluide chaud n'alimentera que les canaux à nombre impairs, le fluide froid, que les canaux à nombre pairs). Dans la plupart des cas, les fluides circulent à contre courant (un des fluides circulant de haut en bas, l'autre de bas en haut). Les fluides alors ne sont séparés que par la mince plaque de métal constituant la plaque.

Pendant son passage dans l'échangeur, le fluide chaud cédera une partie de sa chaleur à la paroi de métal qui la transmettra instantanément au fluide froid en contact avec l'autre côté de la plaque. Le fluide chaud voit sa température s'abaisser, le fluide froid voit sa température s'élever. Finalement, les fluides sortent des canaux à l'extrémité des plaques et circulent dans les collecteurs vers les tubulures de sortie de l'échangeur [5].

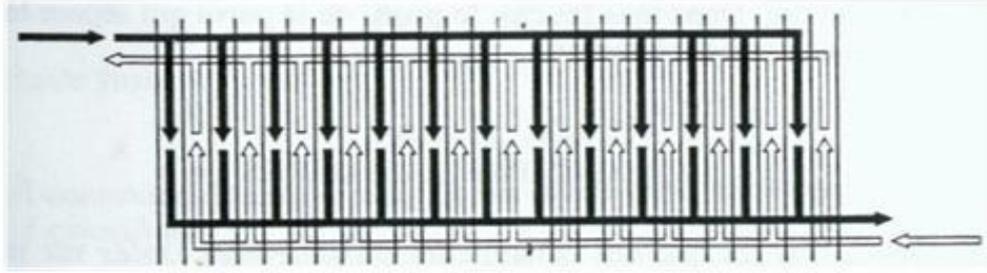


Figure I.3: Distribution en U mono passe dans un échangeur à plaque [1].

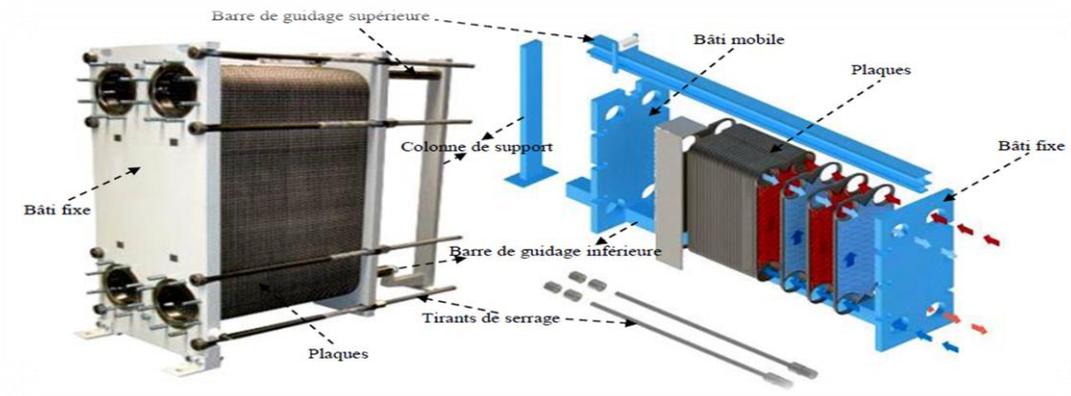


Figure I.4: Les échangeurs à plaques [3]

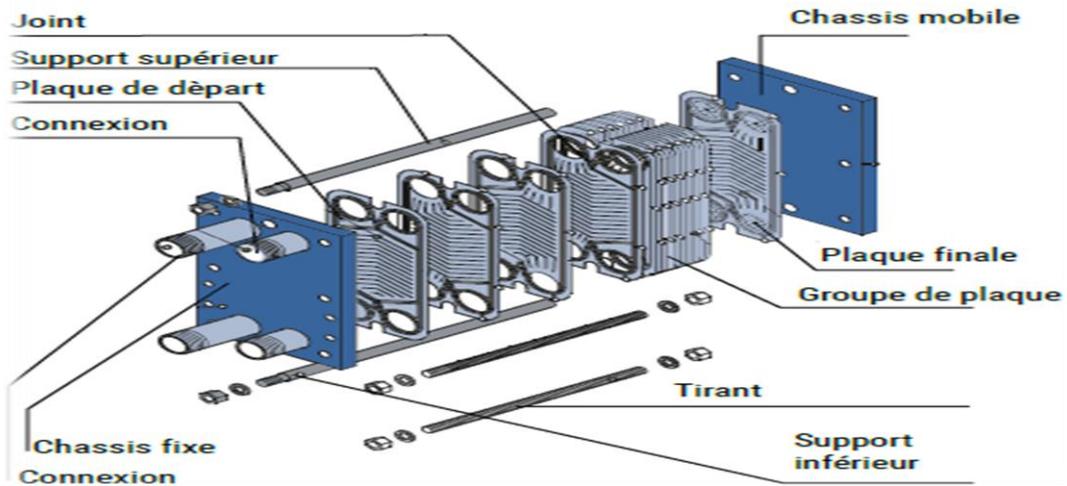


Figure I.5: Éléments d'un échangeur de chaleur à plaque

I.3.5 Arrangement de l'écoulement:

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

- **Co-courant** : (figure I. 6(a)) lorsque les fluides primaire et secondaire entrent par la même extrémité, dans le même sens et sortent par la même extrémité.

- **Contre-courant** : (figure I.6 (b)) lorsque les fluides entrent dans l'échangeur par des extrémités opposées, ayant un sens d'écoulement opposé et sortant de l'appareil par des extrémités opposées. Courant croisé (figure I.6 (c)) lorsque les directions d'écoulement des deux fluides sont perpendiculaires l'une à l'autre.
- **Courant mixte** : (figures I.6 (d), I.6 (e) et I.6 (f)) lorsqu'un des fluides change plusieurs fois la direction ou le sens d'écoulement face à l'autre. Ce type de circulation représente en fait une combinaison des trois autres [6].

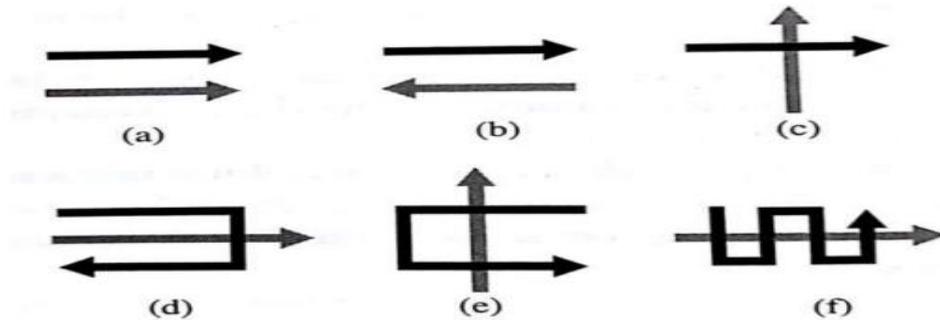


Figure I.6: Configuration d'écoulements des échangeurs de chaleur [6]

I.4 Autres types d'échangeurs

Parmi les échangeurs thermiques, il convient également de citer les échangeurs où l'un des deux fluides change de phase. Il s'agit du cas particulier des évaporateurs tubulaires ou à plaques (où le fluide froid passe de l'état liquide à l'état gazeux), et des condenseurs tubulaires ou à plaques (où le fluide chaud passe de l'état gazeux à l'état liquide). Ils sont généralement utilisés pour concentrer une solution, refroidir un fluide ou produire de la vapeur. La technologie de ces types porte surtout sur le matériau de construction ainsi que sur les conditions d'amenée des fluides. Les matériaux les plus utilisés dans les échangeurs sont les aciers inoxydables et le titane, mais d'autres matériaux sont également employés, notamment pour limiter l'effet des phénomènes de corrosion, comme le graphite, la céramique, le verre et les plastiques. L'objectif est d'améliorer la résistance des échangeurs afin de les rendre plus faibles lorsqu'ils sont utilisés dans des cycles thermiques. [7]

CHAPITRE II :
THÉORIE SUR
LES ÉCHANGEURS
DE CHALEUR
A PLAQUE

II. THÉORIE SUR LES ÉCHANGEURS DE CHALEUR A PLAQUE :

II.1 Introduction:

Le dimensionnement d'un échangeur de chaleur quel que soit son type et sa technologie est déterminé par un certain nombre de propriétés thermodynamiques, la procédure de calcul thermique pour ces échangeurs nécessite l'utilisation de corrélations.

Dans ce chapitre, nous allons présenter les différentes méthodes et formules de calculs utilisés pour le dimensionnement d'un échangeur de chaleur.

II.2 Etude d'un échangeur de chaleur

Dans l'étude d'un échangeur de chaleur le but est d'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, c'est-à-dire souvent qualitatifs, sinon arbitraire, parfois même contradictoires, ce qui nécessite des compromis. [8]

Les dimensions des échangeurs de chaleur dépendant du phénomène de la convection entre les surfaces d'échange et le fluide et se fait globalement en trois étapes :

II.2.1.1 Choix de la technologie:

La sélection de la meilleure technologie de l'échangeur est liée à plusieurs paramètres, notamment des conditions du fonctionnement de l'appareil (températures, pressions,...), de la nature des fluides utilisés, ainsi que des contraintes d'encombrement et de maintenance.

II.2.1.2 Dimensionnement thermique:

Le calcul de la puissance thermique, ou flux de chaleur, de l'échangeur nécessite la connaissance des données de conception (températures voulues, rendement,...) qui seront fournies par le client. Une fois ces données validées, on peut calculer la puissance de l'échangeur, ainsi que la surface d'échange nécessaire, en utilisant les méthodes adéquates.

II.2.1.3 Calcul des pertes de charges :

Le fluide en mouvement subit une perte d'énergie, exprimée en différence de pression ΔP , dues au frottement sur les parois. Cette énergie doit être compensée afin de favoriser l'écoulement du fluide dans le système.

Dans ce projet, nous nous intéresserons exclusivement à l'étude thermique de l'échangeur. Celle-ci implique le calcul de la surface d'échange S , le flux de chaleur ϕ , et éventuellement l'efficacité de l'échangeur.

Le calcul thermique d'un échangeur de chaleur a pour but, de fournir une puissance donnée, avec la plus faible surface d'échange, et le moins de pertes possibles.

II.2.2 Les paramètres nécessaires au dimensionnement d'un échangeur à plaque :

- La surface d'échange (surfaces des plaques): S en m^2 .
- Les caractéristiques de l'appareil (épaisseur des plaques, conductivité thermique) et du fluide (régime turbulent ou laminaire, épaisseurs des couches limites, viscosité...) qui détermine le coefficient global d'échange thermique (k en $W/(m^2.K)$).
- L'écart de température de part et d'autre de la surface d'échange, on utilise la moyenne logarithmique des écarts de température entre les extrémités de l'échangeur, notée ΔT_{lm} .

II.3 Principe de calcul des échangeurs

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

Deux méthodes de calcul thermique seront utilisées pour la caractérisation de l'échangeur :

- la détermination de la surface d'échange S connaissant la puissance échangée et les températures d'entrée et de sortie des deux fluides (Méthodes DTLM).
- la détermination des températures de sortie des fluides, connaissant leurs températures d'entrée et la surface d'échange (Méthode d'efficacité « de NUT »).

II.3.1 Propriétés thermique des fluides utilisés :

Les fluides utilisés qui traversent notre échangeur à plaque et joints, sont de natures différentes :

- La margarine est considérée comme fluide produit (fluide froid)
- L'eau est considérée comme étant le fluide de réchauffement appelé aussi fluide caloporteur (fluide chaud).

II.4 Transfert Thermique

II.4.1 Définition

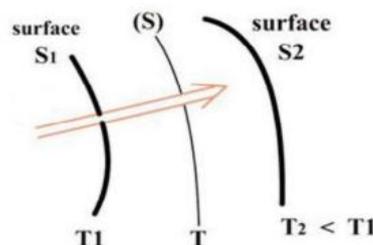
On appelle transfert thermique, le processus par lequel de l'énergie est échangée sous forme de chaleur entre des corps ou des milieux à des températures différentes T_1 et T_2 , ce processus complexe est réalisé par la superposition des trois modes : conduction, convection et rayonnement. Dans le cas où l'un de ces trois modes est déterminant, les effets des autres sont peu importants ; aussi ils peuvent être négligés, simplifiant considérablement l'analyse du cas concerné. [9]

II.4.2 Puissance thermique:

Pour tous les modes de transfert de chaleur, on définit la puissance thermique ou flux de chaleur Φ (en W), comme la quantité de chaleur Q (en J) traversant une surface isotherme S (en m^2) pendant le temps Δt (en s).

Le transfert de chaleur dans un échangeur à plaques s'effectue essentiellement par convection, suivant la loi de NEWTON :

$$\Phi = \frac{dQ}{\Delta t} = K.S.(\theta_c - \theta_f) \quad (\text{II.1})$$



II.1: Puissance thermique

Remarque :

Les transferts thermiques se font toujours du corps chaud vers le corps moins chaud. La puissance thermique s'écoulera toujours des régions les plus chaudes vers les régions les moins chaudes.

II.4.3 Résistance thermique:

Par analogie avec l'électricité, On peut introduire un coefficient entre la puissance thermique et la différence de la température.

$$\Phi = \frac{T1-T2}{R}$$

Le terme « R » est la résistance thermique qu'occupe la matière comprise entre les régions T1 et T2 à l'égalisation des deux températures, cette résistance thermique s'exprime en $K.W^{-1}$.

II.4.4 Flux de chaleur transféré entre deux fluides :

Le flux de chaleur transféré entre deux fluides peut être déterminé par l'expression suivante :

$$\text{Fluide chaud : } \Phi_c = m_c.C_{pc}.(T_{c,e} - T_{c,s})$$

$$\text{Fluide froid : } \Phi_f = m_f.C_{pf}.(T_{f,s} - T_{f,e})$$

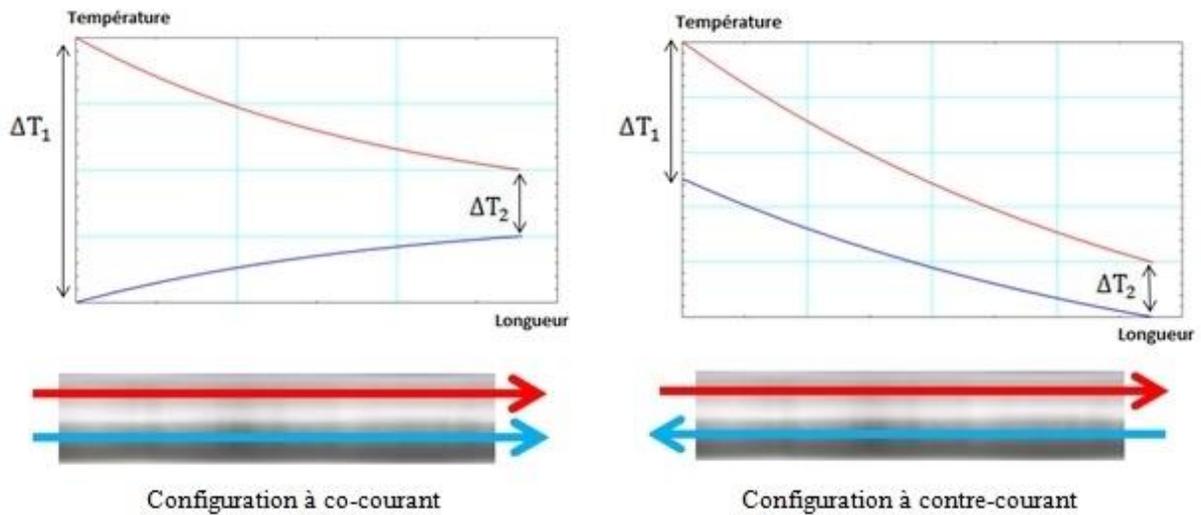
Avec m et C_p respectivement le débit massique et la capacité calorifique du fluide.

Le terme « s » désigne la sortie de notre échangeur, et le terme « e » pour l'entrée.

L'égalité entre les deux expressions, permet de calculer la température de sortie du fluide froid :

$$T_{f,s} = \frac{\Phi}{m_f.C_{pf}} + T_{f,e}$$

II.4.5 Distribution des températures le long d'un échangeur :



II.2: distributions des températures le long d'un échangeur

Avec :

ΔT_1 : Différence de températures des fluides à l'entrée

ΔT_2 : Différence de températures des fluides à la sortie

II.4.6 Coefficient global de l'échange K :

Le coefficient global de l'échange K constitue l'un des aspects incertains de l'échangeur de chaleur, cela provient de la dégradation continue de l'appareil.

Le coefficient global de l'échange est donné par :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}} \quad (\text{II.2})$$

Où K en $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$, et il dépend de :

- La nature de fluide.
- Du régime d'écoulement du fluide décrit par le nombre de Reynolds.
- De la forme et de la rugosité de la surface de la conduite.

II.4.7 Coefficient global dans la réalité :

Dans la relation précédente, nous avons considéré que les faces interne et externe de la paroi solide constituent la même surface S . En pratique, cette surface diffère parfois au contact des fluides chaud et froid, d'où la nécessité de définir les surfaces d'échange S_c et S_f .

La surface d'échange sera formée alors, soit de la face interne, soit externe de la paroi, et le calcul des coefficients de l'échange k_c et k_f sera en référence à cette surface.

Notons également que l'utilisation à long terme d'un échangeur de chaleur provoque l'encrassement de la surface d'échange, en effet, celle-ci se retrouve recouverte d'un film de tartre et de salissure ayant des résistances thermiques R_{ec} et R_{ef} et qui s'oppose au transfert.

En définitive, la puissance thermique d'un échangeur sera calculée en utilisant l'un des deux coefficients globaux de l'échange suivant :

$$k_c = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + R_{ec} + \frac{e}{\lambda} \frac{S_c}{S_m} + \left(R_{ef} + \frac{1}{h_f} \right) \frac{S_c}{S_f}} \quad (\text{II.3})$$

$$k_f = \frac{1}{\frac{1}{h_f} + R_{ef} + \frac{e}{\lambda} \frac{S_f}{S_m} + \left(R_{ec} + \frac{1}{h_c} \right) \frac{S_f}{S_c}} \quad (\text{II.4})$$

S_c est l'aire de la surface d'échange au contact du fluide chaud (m^2).

S_f est l'aire de la surface d'échange au contact du fluide froid (m^2).

S_m est l'aire de la surface d'échange moyenne (m^2).

R_{ec} et R_{ef} sont les résistances thermiques, par unité de surface, des films d'encrassement sur les surfaces S_c et S_f respectivement ($\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$).

k_c et k_f sont exprimés en $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

II.4.8 Résistances d'encrassement R_e :

Le phénomène d'encrassement dans les échangeurs thermiques est aujourd'hui un sujet important, car il s'agit d'un problème à la fois énergétique et économique. L'encrassement est défini comme étant un dépôt solide qui se forme sur les surfaces d'échange. Les valeurs des résistances d'encrassement sont très variables, et dépendent essentiellement du type d'échangeur utilisé, de la nature des fluides et de la structure des écoulements.

Des mesures comparatives du fonctionnement des systèmes au cours du temps, ont permis de déduire l'ordre de grandeur des résistances d'encrassement.

Eau de mer à $T < 50^{\circ}\text{C}$	$Re = 10^{-4} \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$
Eau de mer à $T > 50^{\circ}\text{C}$	$Re = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$
Eau de ville à $T < 50^{\circ}\text{C}$	$Re = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$
Eau de ville à $T > 50^{\circ}\text{C}$	$Re = 3.5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$
Eau de rivière	$Re = 3.5 \text{ à } 7 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$
Vapeur d'eau non grasse	$Re = 10^{-4} \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$
Vapeur d'eau grasse	$Re = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$
Liquides réfrigérants	$Re = 1.8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$
Fioul	$Re = 4 \text{ à } 9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$
Essence, kérosène	$Re = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$
Huile de lubrification	$Re = 1.8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$
Air non dépoussiéré	$Re = 3.5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$
Produits de combustion gazeux	$Re = 20 \text{ à } 70 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$

II.4.9 Estimation des coefficients d'échange par convection forcée h_c et h_f :

Le phénomène de convection implique un transfert de matière : en effet, des mouvements du fluide sont engendrés par les différences de pressions et/ou de températures. Selon le mécanisme qui régit le mouvement du fluide, on en distingue deux cas : la convection naturelle, qui est due à une différence de masse volumique dans certaines zones du fluide, contrairement au cas de la convection forcée, dans le quel l'écoulement est dû à la présence de forces extérieures (pompe, ventilateur,...) ce qui a pour but d'améliorer le transfert.

Il faut également tenir compte du régime de l'écoulement du fluide, en effet, l'écoulement turbulent est plus favorable aux échanges convectifs. La détermination du coefficient h par expérience est difficile à cause du très grand nombre d'expériences nécessaires. L'analyse dimensionnelle fait apparaître des nombres sans dimensions, qui sont très utilisés en mécanique des fluides et en thermiques, parmi ces nombres on peut citer :

- Le nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (\text{II.5})$$

- Le nombre de Nusselt.

$$Nu = \frac{h D}{\lambda} \quad (\text{II.6})$$

- Le nombre de Prandtl

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

La connaissance des nombres de Reynolds et de Prandtl permet de calculer, pour un écoulement donné, le nombre de Nusselt, en utilisant des corrélations expérimentales.

Chaque corrélation n'est applicable que pour des géométries d'échangeurs, et des conditions des fluides données.

$$Nu = f(Re, Pr)$$

Une fois le nombre de Nusselt calculé, nous déduisons le coefficient d'échange convectif h , à partir de la relation :

$$h = \frac{\lambda Nu}{D}$$

Les coefficients d'échange par convection h_c et h_f du côté des fluides chaud et froid respectivement, sont calculés en utilisant les relations suivantes :

$$h_c = \frac{\lambda_c Nu}{D_i} \quad (\text{II.8})$$

$$h_f = \frac{\lambda_f Nu}{D_e} \quad (\text{II.9})$$

Où : λ_c et λ_f sont les conductivités thermiques respectives des fluides chaud et froid ($W/m^2 \cdot ^\circ K$).

D_i et D_e sont les diamètres des tubes intérieur et extérieur, où circulent les fluides chaud et froid respectivement (m).

II.4.10 Efficacité thermique d'un échangeur:

On définit l'efficacité d'un échangeur de chaleur comme étant le rapport du flux de chaleur réellement échangé au flux de chaleur maximal théoriquement possible dans les mêmes conditions de températures d'entrée et de sortie des deux fluides.

$$\varepsilon = \frac{\phi_{réel}}{\phi_{max}} \quad (\text{II.10})$$

II.4.11 Flux de chaleur maximum:

Lorsque le fluide avec le débit thermique le plus faible sort à la température d'entrée de l'autre, il subit une variation de température égale au gradient de température maximum pouvant exister dans l'échangeur. On dit que ce fluide commande le transfert.

On distingue alors deux cas :

- Le fluide chaud commande le transfert : $C_c < C_f$

pour $L \rightarrow \infty$, on aura $\phi_{\max} = C_c(T_{c_e} - T_{f_e})$

On défini alors une efficacité de refroidissement

$$\varepsilon_r = \frac{T_{c_e} - T_{c_s}}{T_{c_e} - T_{f_e}}$$

- Le fluide froid commande le transfert : $C_c > C_f$

pour $L \rightarrow \infty$, on aura $\phi_{\max} = C_f(T_{c_e} - T_{f_e})$

On défini alors une efficacité de chauffage

$$\varepsilon_c = \frac{T_{f_s} - T_{f_e}}{T_{c_e} - T_{f_e}}$$

II.4.12 Méthodes de calcul d'un échangeur de chaleur:

Le fluide chaud est caractérisé par l'indice **c**, et le fluide froid par l'indice **f**, en outre, les fluides à l'entrée de l'échangeur sont caractérisés par l'indice **e**, et les fluides en sortie par l'indice **s**.

II.4.12.1 Moyenne logarithmique de la différence des températures DTLM :

- Cas d'un échangeur à courant parallèle :

Tenant compte de l'hypothèse d'un échangeur thermiquement isolé, et pour un fonctionnement en courant parallèle, nous pouvons écrire :

$$d\phi = -\dot{m}_c c_{pc} dT_c = \dot{m}_f c_{pf} dT_f \quad (1)$$

On note : $C_c = \dot{m}_c c_{pc}$ et $C_f = \dot{m}_f c_{pf}$ où C_c et C_f sont les débits calorifiques (thermiques) des fluides chaud et froid respectivement (J/s. °C).

\dot{m}_c et \dot{m}_f sont les débits massiques respectifs des fluides chaud et froid (kg/s).

c_{pc} et c_{pf} sont les chaleurs massiques à pression constante (J/kg. °C).

$$dT_c = -\frac{d\phi}{\dot{m}_c c_{pc}}$$

$$dT_f = \frac{d\phi}{\dot{m}_f c_{pf}}$$

Nous pouvons alors exprimer la différence :

$$dT_c - dT_f = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{pf}}\right) d\phi$$

Or: $d\phi = k(T_c - T_f)dS$

$$\Rightarrow dT_c - dT_f = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{pf}}\right) k(T_c - T_f)dS$$

$$\frac{dT_c - dT_f}{T_c - T_f} = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{pf}}\right) k dS$$

En supposant le coefficient global k est constant le long de l'échangeur, nous pouvons intégrer cette équation sur la surface d'échange S (les bornes $S=0$ et $S=S$).

$$\int_0^S \frac{dT_c - dT_f}{T_c - T_f} = \int_0^S - \left(\frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{pf}} \right) k \, dS$$

$$\Rightarrow [\ln(T_c - T_f)]_0^S = - \left(\frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{pf}} \right) k S$$

Conditions aux limites :

Entrée de l'échangeur : $x = 0 \Rightarrow T_c - T_f = T_{ce} - T_{fe}$

Sortie de l'échangeur : $x = L \Rightarrow T_c - T_f = T_{cs} - T_{fs}$

$$\Rightarrow \ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = - \left(\frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{pf}} \right) k S$$

Le bilan enthalpique global pour les fluides chaud et froid, s'écrit :

$$\phi = \dot{m}_c c_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f c_{pf} (T_{fs} - T_{fe})$$

Alors

$$\dot{m}_c c_{pc} = \frac{\phi}{T_{ce} - T_{cs}} \Rightarrow \frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}} = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{\phi}$$

Et

$$\dot{m}_f c_{pf} = \frac{\phi}{T_{fs} - T_{fe}} \Rightarrow \frac{1}{\dot{m}_f c_{pf}} = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{\phi}$$

$$\Rightarrow \ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = - \left(\frac{(T_{ce} - T_{cs})}{\phi} + \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{\phi} \right) k S$$

$$\Rightarrow \ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = [(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})] \frac{k S}{\phi}$$

On tire finalement l'expression de la puissance thermique totale échangée :

$$\phi = k \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}} S \quad (\text{II.12})$$

- **Cas d'un échangeur à contre courant**

En reportant le calcul précédant pour le cas d'un échangeur en contre courant, l'équation (1) devient :

$$d\phi = \dot{m}_c c_{pc} dT_c = \dot{m}_f c_{pf} dT_f \quad (\text{II.13})$$

La puissance thermique totale s'écrit alors :

$$\phi = k \frac{(T_{c_e} - T_{f_s}) - (T_{c_s} - T_{f_e})}{\ln \frac{T_{c_e} - T_{f_s}}{T_{c_s} - T_{f_e}}} S \quad (\text{II.14})$$

Généralisation :

En introduisant la grandeur $\Delta T = T_c - T_f$, où ΔT désigne la différence des températures entre le fluide chaud et le fluide froid, à une section donnée de l'échangeur, les formules (II.12) et (II.14) peuvent s'écrire :

$$\phi = k \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} S \quad (\text{II.15})$$

Pour un échangeur en courant parallèle :

$$\Delta T_1 = T_{c_e} - T_{f_e}$$

$$\Delta T_2 = T_{c_s} - T_{f_s}$$

Pour un échangeur en contre courant :

$$\Delta T_1 = T_{c_e} - T_{f_s}$$

$$\Delta T_2 = T_{c_s} - T_{f_e}$$

D'une manière générale, la puissance thermique d'un échangeur est donnée par la formule suivante :

$$\phi = k S \Delta T_{LM}$$

$$\text{avec } \Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

ΔT_{LM} est la moyenne logarithmique de la différence des températures des fluides.

La méthode DTLM requière la connaissance des quatre températures T_{ce} , T_{fe} , T_{cs} et T_{fs} , or il se peut que seules les températures d'entrée des fluides soient connues, dans ce cas, un calcul itératif s'impose. Cette méthode présente également une limite d'utilisation lorsqu'il s'agit d'évaluer la puissance thermique pour un échangeur de surface d'échange connue.

L'utilisation de la méthode NUT est un moyen de contourner ces difficultés, cette méthode introduit la notion d'efficacité d'un échangeur.

II.4.12.2 Nombre d'unités de transfert NUT :

On appelle nombre d'unités de transfert, noté NUT, le rapport adimensionnel

$$NUT = \frac{kS}{C_{\min}}$$

La méthode du nombre d'unités de transfert consiste à exprimer l'efficacité de l'échangeur ε en fonction des paramètres NUT et du rapport des débits thermiques C et de la configuration de l'échangeur.

$$\text{Où : } C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$

Avec :

$$C_{\min} = \text{Min}(C_c, C_f), C_{\max} = \text{Max}(C_c, C_f)$$

II.4.13 Relation entre NUT et efficacité :

On a :

$$\phi_{\max} = C_{\min} \Delta T_{\max} = C_c (T_{ce} - T_{fe}) \text{ et } \varepsilon = \varepsilon_r = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}}$$

Le nombre sans dimensions NUT s'écrit :

$$NUT = \frac{kS}{C_{\min}} = \frac{kS}{C_c}$$

La puissance thermique ϕ s'écrit :

$$\phi = kS \Delta T_{LM} \Rightarrow kS = \frac{\phi}{\Delta T_{LM}}$$

$$\phi = C_c (T_{ce} - T_{cs}) \Rightarrow C_c = \frac{\phi}{T_{ce} - T_{cs}}$$

$$\Rightarrow NUT = \frac{T_{c_e} - T_{c_s}}{\Delta T_{LM}} = \frac{T_{c_e} - T_{c_s}}{\Delta T_2 - \Delta T_1} \ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)$$

On pose : $\Delta T_{max} = T_{c_e} - T_{f_e}$

Exprimons ΔT_1 et ΔT_2 en fonctions de ΔT_{max} et de l'efficacité ε :

$$\Delta T_1 = T_{c_e} - T_{f_s} = T_{c_e} - T_{f_e} + T_{f_e} - T_{f_s}$$

On sait que :

$$\phi = C_c(T_{c_e} - T_{c_s}) = C_f(T_{f_s} - T_{f_e})$$

Alors :

$$C = \frac{C_c}{C_f} = \frac{T_{f_s} - T_{f_e}}{T_{c_e} - T_{c_s}} \Rightarrow T_{f_e} - T_{f_s} = -C(T_{c_e} - T_{c_s})$$

Et :

$$\varepsilon = \frac{T_{c_e} - T_{c_s}}{T_{c_e} - T_{f_e}} \Rightarrow T_{c_e} - T_{c_s} = \varepsilon(T_{c_e} - T_{f_e}) = \varepsilon \Delta T_{max}$$

Ce qui donne :

$$T_{f_e} - T_{f_s} = -C \varepsilon \Delta T_{max}$$

$$\Rightarrow \Delta T_1 = \Delta T_{max} - C \varepsilon \Delta T_{max} = (1 - C \varepsilon) \Delta T_{max}$$

$$\Delta T_2 = T_{c_s} - T_{f_e} = T_{c_s} - T_{c_e} + T_{c_e} - T_{f_e}$$

Nous avons vu que :

$$T_{c_s} - T_{c_e} = -\varepsilon \Delta T_{max}$$

$$\Rightarrow \Delta T_2 = -\varepsilon \Delta T_{max} + \Delta T_{max} = (1 - \varepsilon) \Delta T_{max}$$

Ce qui donne :

$$NUT = \frac{\varepsilon \Delta T_{max}}{(1 - \varepsilon) \Delta T_{max} - (1 - C \varepsilon) \Delta T_{max}} \ln \left(\frac{(1 - \varepsilon) \Delta T_{max}}{(1 - C \varepsilon) \Delta T_{max}} \right)$$

$$\Rightarrow NUT = \frac{1}{C-1} \ln \left(\frac{1-\varepsilon}{1-C\varepsilon} \right) \quad (\text{II.16})$$

En reprenant ce calcul pour le cas où le fluide froid commande le transfert, puis pour un fonctionnement en courant parallèle, nous avons obtenu les relations générales suivantes :

<u>Co-courant</u>	<u>Contre-courant</u>
$NUT_{max} = \frac{-\ln[1-(1+z)\eta]}{1+z}$	$NUT_{max} = \frac{1}{z-1} \ln \left(\frac{\eta-1}{z\eta-1} \right)$
$\eta = \frac{1-\exp[-NUT_{max}(1+z)]}{1+z}$	$\eta = \frac{1-\exp[-NUT_{max}(1-z)]}{1-z \exp[-NUT_{max}(1-z)]}$

Ces relations ont permis d'établir les abaques donnant l'efficacité en fonction du NUT, pour différentes configurations d'échangeurs.

CHAPITRE III :
DIMENSIONNEMENT D'UN
ÉCHANGEUR DE CHALEUR
A PLAQUE

III. DIMENSIONNEMENT D'UN ÉCHANGEUR DE CHALEUR A PLAQUE

III.1 Introduction

Dans ce chapitre nous abordons le calcul des différents paramètres thermique et hydrauliques caractérisant notre échangeur étudié. Les données exploitées pour le calcul sont données dans la fiche technique du constructeur tel que le débit d'entrée, les températures d'entrée et de sortie, les propriétés physiques ainsi que les dimensions physiques de l'échangeur dans notre cas se fait pour un échangeur à plaque fonctionnement à contre-courant.

Le dimensionnement d'un échangeur consiste à calculer la surface d'échange nécessaire pour obtenir les performances désirées (puissance, température de sortie). Il faudra par la suite déterminer les pertes de charge (pertes de pression) que va engendrer la circulation des fluides (par la friction contre les parois du fait de la viscosité) afin de vérifier la concordance avec le cahier des charges qui impose, souvent une limite haute en terme de valeur d'une perte de charge. [10]

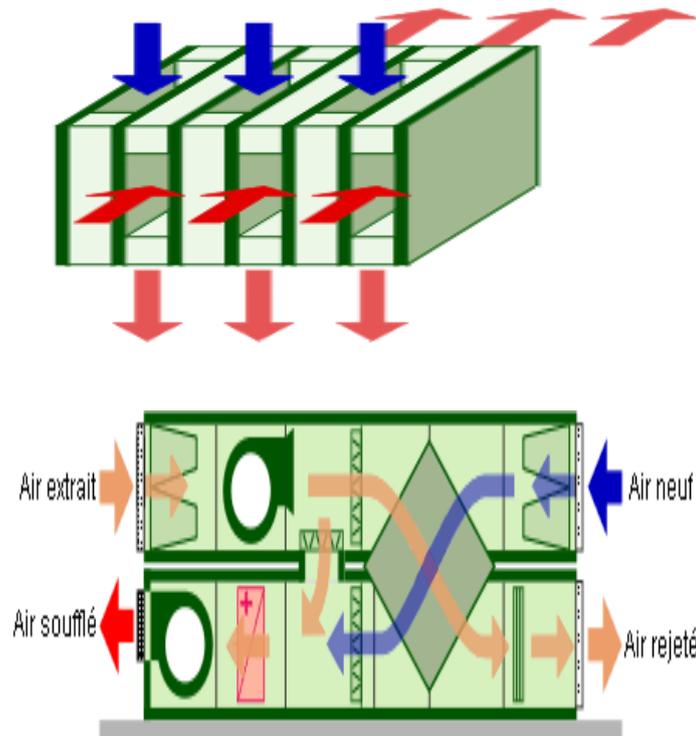
Cette valeur haute correspondant, la plupart du temps, à une capacité de pompage existante et donc à ne pas dépasser.

Pour connaître la surface d'échange de l'échangeur, il faut dans un premier temps connaître les grandeurs dimensionnées telles que la puissance, les températures, les débits (voir plus haut la détermination de ces grandeurs par les bilans thermiques). Ensuite, il faut calculer, et ce quelle que soit la méthode de dimensionnement utilisée, les coefficients d'échanges thermiques partiels et le coefficient d'échange thermique global.

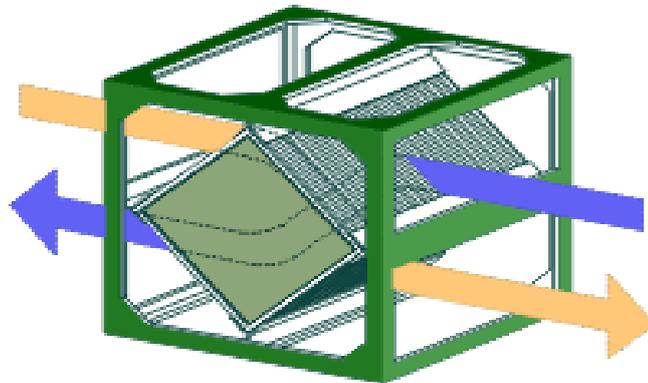
III.2 Présentation générale d'un échangeur à plaques

III.2.1 Principe

L'échangeur de chaleur est constitué de plaques de faible épaisseur. Le matériau utilisé pour la fabrication des plaques est variable, il peut être du verre (il est insensible à la corrosion mais est lourd et cassant) ou bien de l'aluminium, de l'acier inoxydable ou un matériau synthétique



Les plaques sont assemblées entre elles par collage ou soudage et placées dans un châssis rigide. L'épaisseur d'une plaque oscille généralement entre 0,1 et 0,8 mm, la distance entre les plaques est très faible, entre 5 et 10 mm, et les courants sont généralement croisés. Afin de maximiser l'échange convectif, les plaques peuvent être gaufrées et créer de la sorte une turbulence.



III.3 Circuit de l'échangeur

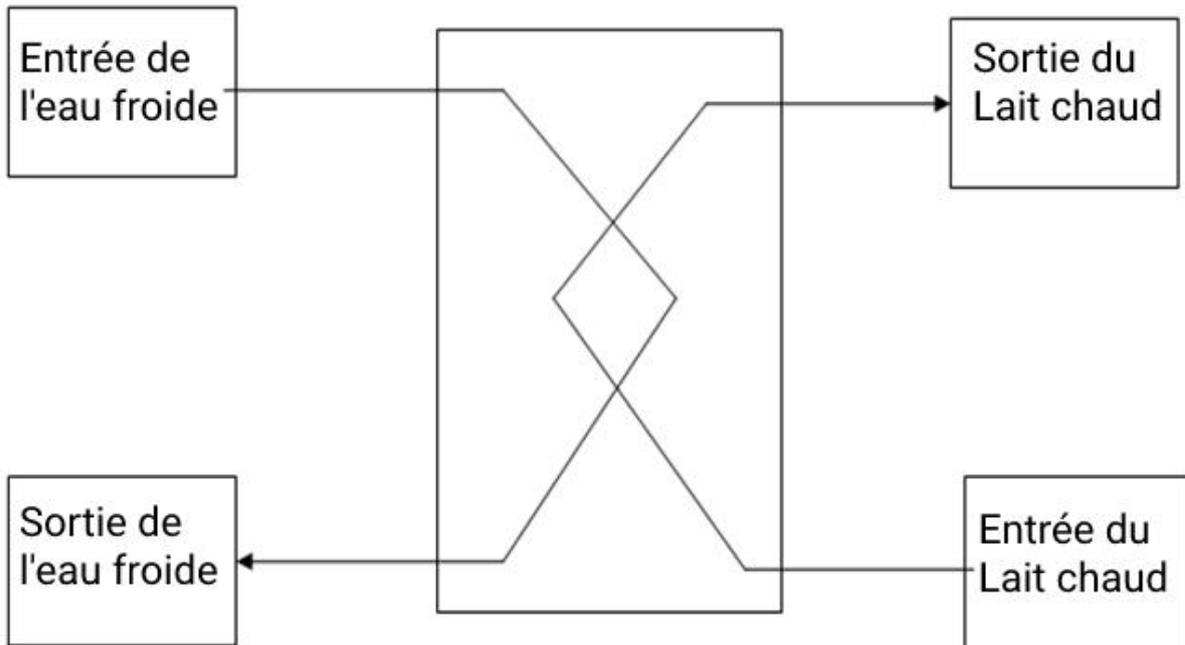


Figure III.1: Schéma de circulation de fluides à travers l'échangeur à plaque

III.4 Dimensionnement et caractéristiques de la plaque

Il existe plus de 60 types de plaques, la plus populaire configuration des plaques est celle de type chevron (**Fig.III.2**); les ondulations sont symétriques par rapport à l'axe central de la plaque. Ils permettent d'augmenter la turbulence et ménager des points d'appuis pour résister à la pression.

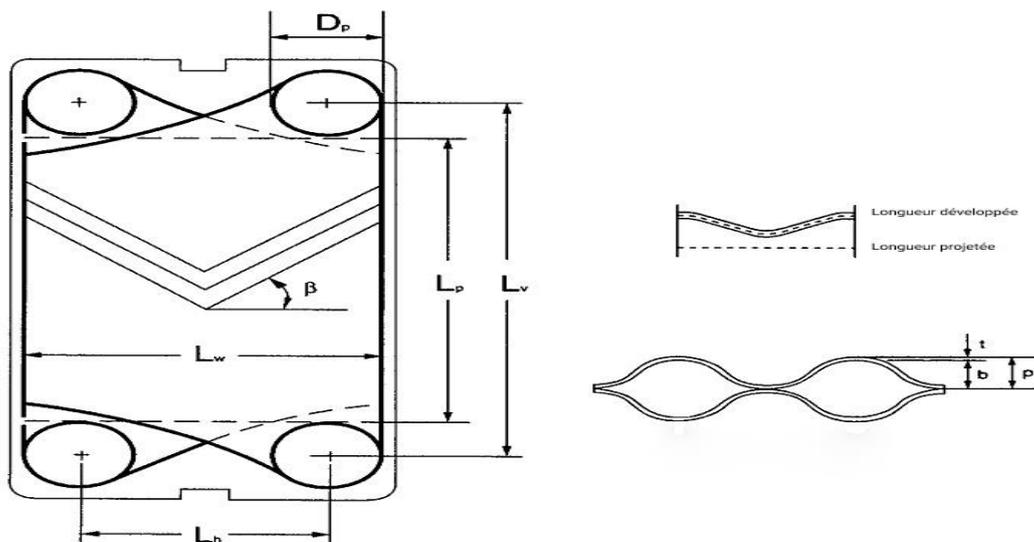


Figure III.2: Paramètres de la plaque

Avec :

D_p = le diamètre des quatre orifices de la plaque

L_v = la distance verticale entre les axes des orifices

L_p = l'hauteur de la zone ondulée de la plaque

L_w = la largeur de la zone ondulée de la plaque

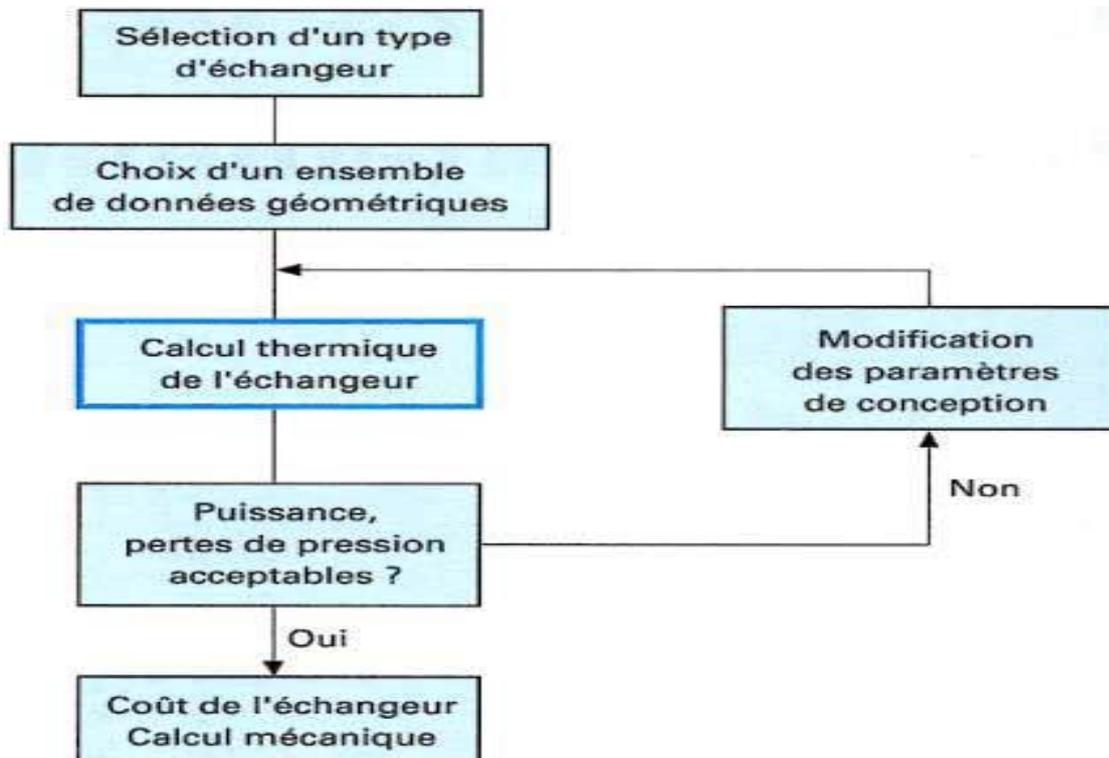
L_h = distance horizontale entre les axes des orifices

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

III.5 Organigramme de dimensionnement d'un échangeur de chaleur à plaque :

La phase de dimensionnement thermique est destinée à fixer par le calcul la surface d'échange nécessaire au transfert de puissance sur les fluides considérés.

Cette phase de calcul est le plus souvent itérative et permet d'approcher par des essais successifs la solution qui semble la meilleure, à la fois du point de vue thermique et du point de vue hydraulique. L'aspect hydraulique concerne les pertes de pression (charge) sur chaque circuit, et apparaît comme une contrainte au problème d'optimisation thermique.[10]



III.3: Organigramme de dimensionnement

Cette phase de dimensionnement thermique peut être manuelle ou effectuée à l'aide d'un outil informatique ; dans les deux cas, l'enchaînement itératif conduisant à répéter le calcul thermique après modification de certains paramètres géométriques est identique.

La phase de dimensionnement thermique de l'échangeur n'est qu'une des étapes permettant d'arriver au dessin final, avec la phase de dimensionnement mécanique.

Suite au calcul thermique, certains logiciels proposent une phase d'estimation du coût de l'appareil ; cette estimation de coût de fabrication peut être chiffrée à partir des coûts unitaires (prix des composants, temps d'usinage, etc.), ou plus approximativement à partir du poids de l'appareil ou de sa surface d'échange.

Au centre de la phase de dimensionnement thermique se trouve le calcul thermique proprement dit.

III.6 Méthodes de calcul:

Plusieurs critères sont à considérer pour le dimensionnement d'un échangeur suivant son utilisation. La puissance thermique est toujours la principale préoccupation, mais le choix définitif de l'échangeur peut dépendre d'autres paramètres tels que :

- les pertes de pression
- l'encombrement
- La masse.
- L'encrassement
- Une température de paroi à ne pas dépasser.
- Les matériaux utilisés.
- Etc

- Deux types de calcul thermique sont envisageables pour la caractérisation de l'échangeur :
- la détermination de la surface d'échange S connaissant la puissance échangée et les températures d'entrée et de sortie des deux fluides .
 - la détermination des températures de sortie des fluides, connaissant leurs températures d'entrée et la surface d'échange.

III.6.1 Zone de transfert de chaleur

L'ondulation augmente la surface de la plaque par rapport à la surface plane d'origine, pour exprimer l'augmentation de la longueur développée par rapport à la longueur projetée, un facteur d'agrandissement de surface est alors défini comme suit :

$$\Phi = \frac{\text{Longueur développée}}{\text{Longueur projetée}} \quad (\text{III.1})$$

ϕ Est le rapport de la zone effective réelle spécifiée par (A_1) à la zone de la plaque projetée (A_{1p}) :

$$\phi = \frac{A_1}{A_{1p}}$$

Où (A_{1p}) peut être calculé par :

$$A_{1p} = L_p \cdot L_w$$

Et L_p et L_w peuvent être estimés à partir de la distance de port (L_v) et (L_h) et du diamètre du port (D_p)

$$L_p = L_v - D_p$$

$$L_w = L_h - D_p$$

La valeur de ϕ est utilisée pour calculer le chemin d'écoulement effectif.

III.6.2 Écart de canal de flux moyen

Le canal d'écoulement est le conduit formé par deux plaques adjacentes entre les joints. La section transversale d'une surface ondulée étant très complexe, l'espacement moyen des canaux (b) est défini comme indiqué :

$$b = p - t \quad (\text{III.2})$$

Où :

p est le pas de la plaque ou la profondeur extérieure de la plaque ondulée,

t : l'épaisseur de la plaque

b : l'épaisseur du joint complètement comprimé lorsque l'ondulation de la plaque est dans le contact métallique.

$$p = \frac{L_c}{N_t}$$

N_t : Nombre totale de plaques.

III.6.3 Diamètre hydraulique du canal:

Le diamètre hydraulique est défini comme suit :

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

$$D_h = \frac{4 \cdot b \cdot L_w}{2 \cdot (b + \varnothing \cdot L_w)} = \frac{2b}{\varnothing} \quad (\text{III.3})$$

Avec approximation de $b \ll L_w$

III.6.4 Débit massique par canal:

$$m_c = \frac{m}{N_{cp}} \quad (\text{III.4})$$

m : Le débit massique.

N_{cp} : Le nombre de canal par passe, On peut le calculer par la formule suivante :

$$N_{cp} = \frac{N_t - 1}{2N_p} \quad (\text{III.5})$$

N_p : Nombre de passes.

III.6.5 Vitesse massique à travers le canal :

$$G_c = \frac{m_c}{N_p \cdot b \cdot L_w} \quad (\text{III.6})$$

III.6.6 Calcul de nombre de Reynolds :

Le nombre de Reynolds est donné par la formule suivante :

$$Re = \frac{G_c \cdot D_h}{\mu}$$

III.6.7 Calcul de nombre de Prandtl :

Il est donné par la formule suivante :

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda}$$

Avec :

c_p : La chaleur massique

μ : la viscosité dynamique.

λ : la conductivité thermique.

III.6.8 Calcul de nombre de Nusselt :

Il est donné par la formule suivante :

$$Nu = 0,3.Re^{0.663}Pr^{1/3}$$

III.6.9 Coefficient de transfert de chaleur

Déduit à partir de la formule de NUT :

$$Nu = \frac{h.D_h}{\lambda}$$

Alors :

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

III.6.10 Coefficient de transfert global:

Le coefficient de transfert global pour une surface propre est donné par la formule suivante :

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

En prenant en compte les résistances d'encrassement, la formule devient alors :

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}} + \frac{1}{R_{e1} + R_{e2}}$$

Pour un échangeur de chaleur à plaque la somme des résistances d'encrassement est de : $0.610^{-4} \text{ m}^2.k/w$.

III.6.11 Puissance de l'échangeur:

$$P = m.C_p.\Delta T \quad (\text{III.9})$$

III.6.12 La surface d'échange:

La puissance de l'échangeur peut être obtenue par une autre formule :

$$P = U_f.S.\Delta T_{LM}$$

D'où on déduit la surface d'échange S :

$$S = \frac{P}{U_f.\Delta T_{LM}}$$

III.6.13 Calcul de l'efficacité de l'échangeur :

L'efficacité est donnée par la formule suivante :

$$E = \frac{1 - \exp[-NUT(1-C_r)]}{1 - C_r \exp[-NUT(1-C_r)]}$$

Avec :

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

$$NU = \frac{U_f \cdot S}{C_{min}} \quad (\text{III.10})$$

III.6.14 Estimation des pertes de charges

La perte de charge totale est composée de la perte de charge de canal de friction et de la perte de charge de l'orifice.

III.6.14.1 Chute de pression de canal

Donnée par la formule suivante :

$$\Delta p_c = 4 \cdot f \cdot \frac{L_{eff} \cdot N_p}{D_h} \cdot \frac{G_c^2}{2\rho} \quad (\text{III.11})$$

Avec :

L_{eff} : la longueur effective de l'écoulement fluide $L_{eff} = L_v$

f : est le facteur de friction donné par :

$$f = \frac{k \cdot \rho}{Re^m}$$

III.6.14.2 Perte de charge dans l'orifice

La chute de pression dans les conduites d'orifice peut être estimée en tant que tête dynamique. Elle est donnée par la formule suivante :

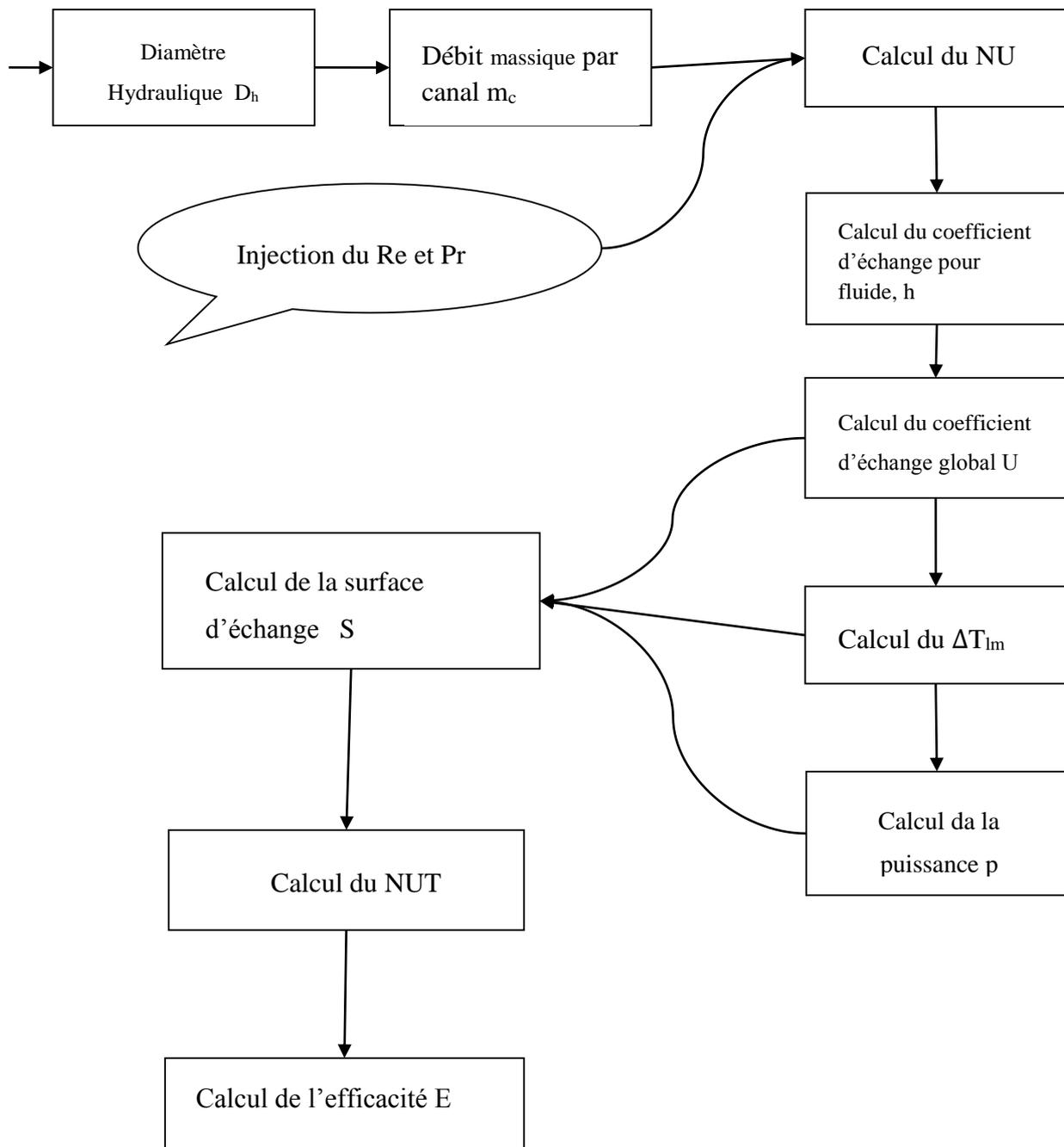
$$\Delta p_p = 1,4 \cdot N_p \cdot \frac{G_p^2}{2 \cdot \rho} \quad (\text{III.12})$$

Avec :

$$G_p = \frac{4m}{\pi \cdot D_p}$$

D'où

$$\Delta p_t = \Delta p_c + \Delta p_p$$

III.7 Organigramme de calcul:

III.4: Organigramme de calcul

III.8 Données du constructeur et propriétés physiques de chaque fluide:

	Fluide 1 (Eau)	Fluide 2 (Lait)
Température d'entrée °C	3	22
Température de sortie °C	5	11
Débit volumique l/h	42.10^3	50.10^3
Chaleur massique J/K.kg.	$4,19.10^3$	$3,97.10^3$
Conductivité thermique W/m.K	0,6	0,385
Viscosité dynamique Pa.s	0,001567	0,0020

Les données mesurées à partir d'une plaque de l'échangeur étudié:

Nombre totales des plaques	86
Epaisseur de la plaque t (m)	0,0007
Epaisseur du canal b (m)	0,0023
Longueur de la plaque L_p (m)	0,875
Largeur de la plaque L_w (m)	0,26
Diamètre de l'orifice D_p (m)	0,05
Angle du cheveron β°	Fluide chaud : 45°
	Fluide froid : 60°

III.9 Présentation de calculs

- Puissance de l'échangeur:

$$P = m \cdot C_p \cdot \Delta T = 1,0187 \cdot 3,97 \cdot 11 \cdot 10^3 = 44450,9223 \text{ W}$$

- Différence de température logarithmique moyenne:

$$\Delta T_1 = T_{c_e} - T_{f_s} = 22 - 11 = 11 \text{ °C}$$

$$\Delta T_2 = T_{c_s} - T_{f_e} = 5 - 3 = 2 \text{ °C}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{11 - 2}{\ln \frac{11}{2}} = 5,27 \text{ °C}$$

- Nombre de plaques effectif:

$$N_e = N_t - 2 = 86 - 2 = 84$$

- La largeur effectif:

$$L_{eff} = L_v = 0,875 \text{ m}$$

- pas de la plaque, p:

$$p = \frac{L_w}{N_t} = \frac{0,258}{86} = 0,003 \text{ m.}$$

- Écart de canal de flux moyen, b:

$$b = p - t = 0,003 - 0,0007 = 0,0023 \text{ m.}$$

- La surface d'un canal d'écoulement:

$$A_c = b \cdot L_w = 0,003 \cdot 0,258 = 0,000604 \text{ m}^2$$

- La surface d'échange d'une plaque:

$$A_1 = \frac{S}{N_e} = \frac{20,6}{84} = 0,245 \text{ m}^2$$

- La projection de surface d'une plaque:

$$A_{1p} = L_p \cdot L_w = 0,857 \cdot 0,258 = 0,227 \text{ m}^2$$

- Le facteur de projection:

$$\phi = \frac{A_1}{A_{1p}} = \frac{0,245}{0,227} = 1,077$$

- Le diamètre Hydraulique:

$$D_h = \frac{2b}{\phi} = \frac{2 \cdot 0,0023}{1,077} = 0,004310 \text{ m}$$

- Le nombre de canal d'écoulement par passe:

$$N_{cp} = \frac{N_t - 1}{2N_p} = \frac{86 - 1}{2,1} = 42,5$$

- Le débit massique par canal:
 - Fluide chaud: $m_c = \frac{m}{N_{cp}} = \frac{1,0178}{42,5} = 0,02394 \text{ kg/s}$
 - Fluide froid: $m_f = \frac{m}{N_{cp}} = \frac{1,1729}{43,5} = 0,02759 \text{ kg/s}$
- La vitesse massique à travers le canal:
 - Fluide chaud: $G_c = \frac{m_c}{N_p \cdot b \cdot L_w} = \frac{0,02394}{1,0,0023 \cdot 0,26} = 39,6495 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s}$
 - Fluide froid: $G_c = \frac{m_f}{N_p \cdot b \cdot L_w} = \frac{0,02759}{1,0,0023 \cdot 0,26} = 45,6895 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s}$
- Le nombre de Reynolds:
 - Fluide chaud: $Re_c = \frac{G_c \cdot D_h}{\mu_c} = \frac{34,6495 \cdot 0,00431}{0,002} = 85,0532$
 - Fluide froid: $Re_f = \frac{G_f \cdot D_h}{\mu_f} = \frac{45,6895 \cdot 0,00431}{0,001567} = 125,6806$
- Le nombre de Prandtl:
 - Fluide chaud: $Pr_c = \frac{C_{p,c} \cdot \mu_c}{\lambda_c} = \frac{3,97 \cdot 0,002}{0,385} = 20,6233766$
 - Fluide froid : $Pr_f = \frac{C_{p,f} \cdot \mu_f}{\lambda_f} = \frac{4,19 \cdot 0,001567}{0,6} = 10,9428833$
- Le nombre de Nusselt:
 - Fluide chaud: $Nu_c = 0,3 \cdot Re_c^{0,663} \cdot Pr_c^{1/3} = 15,7028$
 - Fluide froid: $Nu_f = 0,3 \cdot Re_f^{0,663} \cdot Pr_f^{1/3} = 16,4177$
- Le coefficient de transfert de chaleur:
 - Fluide chaud: $h_c = \frac{Nu_c \cdot \lambda_c}{D_h} = 1402,5475 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
 - Fluide froid: $h_f = \frac{Nu_f \cdot \lambda_f}{D_h} = 2285,3053 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
- Le coefficient d'échange global:

$$U_f = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}} + \frac{1}{Re_1 + Re_2} = 815,5602 \text{ kW}$$

Avec:

$$\frac{e}{\lambda} = \frac{0,0006}{16,3} \quad \text{et } Re_1 + Re_2 = 0,00006$$

- La surface d'échange:

$$S = \frac{P}{U_f \cdot \Delta T_{LM}} = \frac{44450,92}{815,5602 \cdot 5,27} = 10,32 \text{ m}^2$$

- L'efficacité de l'échangeur:

$$E = \frac{1 - \exp[-NUT(1-C_r)]}{1 - C_r \exp[-NUT(1-C_r)]} = 0,58$$

Avec:

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{4914,6235}{4040,9929} = 1,2161 \quad \text{Avec :} \quad \begin{aligned} C_{min} &= m_f \cdot C_{pf} = 1,1729 \cdot 4,19 \cdot 1000 = 4914,6235 \text{ W.K} \\ C_{max} &= m_c \cdot C_{pc} = 1,1729 \cdot 3,97 \cdot 1000 = 4040,9929 \text{ W.K} \end{aligned}$$

$$NUT = \frac{U_f \cdot S}{C_{min}} = \frac{815,5602 \cdot 10,32}{4914,6235} = 1,7132$$

- Le facteur de friction:

- Fluide chaud: $f = \frac{k_p}{Re_c^m} = \frac{1,442}{85,4532^{0,206}} = 0,58$

- Fluide froid: $f = \frac{k_p}{Re_f^m} = \frac{1,442}{125,6806^{0,206}} = 8,86$

- Pertes de charge dans l'orifice:

- Fluide chaud: $\Delta p_p = 1,4 \cdot N_p \cdot \frac{G_p^2}{2 \cdot \rho} = 1,4 \cdot \frac{518,4032^2}{2 \cdot 1030} = 182,6401 \text{ kPa}$

- Fluide froid: $\Delta p_p = 1,4 \cdot N_p \cdot \frac{G_p^2}{2 \cdot \rho} = 1,4 \cdot \frac{597,3703^2}{2 \cdot 997} = 250,506 \text{ kPa}$

Avec:

- Fluide chaud: $G_p = \frac{m}{\pi \cdot D_p^2 / 4} = \frac{1,0178}{3,14 \cdot 0,05^2 / 4} = 518,4032 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$

- Fluide froid: $G_p = \frac{m}{\pi \cdot D_p^2 / 4} = \frac{1,1729}{3,14 \cdot 0,05^2 / 4} = 597,3703 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$

- Pertes de charges dans le canal:

- Fluide chaud: $\Delta p_c = 4 \cdot f \cdot \frac{L_{eff} \cdot N_p}{D_h} \cdot \frac{G_c^2}{2 \cdot \rho} = 4 \cdot 0,5887 \cdot \frac{0,875 \cdot 1}{0,004310} \cdot \frac{476,54023^2}{2 \cdot 1030} = 357,4258 \text{ kPa}$

- Fluide froid: $\Delta p_c = 4 \cdot f \cdot \frac{L_{eff} \cdot N_p}{D_h} \cdot \frac{G_c^2}{2 \cdot \rho} = 4 \cdot 0,2663 \cdot \frac{2,219 \cdot 1}{0,0125} \cdot \frac{549,13386^2}{2 \cdot 997} = 7537,3413 \text{ kPa}$

- Pertes de charges totale
 - Fluide chaud: $\Delta p_t = \Delta p_p + \Delta p_c = 540,066 \text{ kPa}$
 - Fluide froid: $\Delta p_t = \Delta p_p + \Delta p_c = 7787,89206 \text{ kPa}$

	Viscosité Pa.s	Masse volumique kg/m ³	Chaleur massique J.K ⁻¹ .kg ⁻¹	Conductivité thermique W.m ⁻¹ K ⁻¹	Débit volumique m ³ /s	Débit massique kg/s	Epaisseur b (m)
Fluide chaud (Lait)	0,002	1030	3,97	0,385	42000	1,0178	0,0023
Fluide froid (eau)	0,001567	997	4,19	0,6	50000	1,1729	

Diamètre hydraulique D _h (m)	Coefficient d'élargissement	Nombre de passage	Longueur de la plaque (m)	Largeur de la plaque (m)	m _c (kg/s)	Vitesse massique G _c (kg.m ⁻² .s ⁻¹)	Re
0,00431	1,0779	42,5	0,875	0,26	0,02395	39,6495	85,4532
					0,02759	45,6895	125,6806

Pr	Nu	h W/m ² .K	U _f (KW)	Température d'entrée	Température de sortie
20,6233	15,7028	1402,5475	815,5602	3	5
10,4928	16,4177	2285,3053	815,5602	22	11

ΔT_{lm} (K°)	P (W)	S (m ²)	C _{min}	C _{max}	NUT	C _r	E
5,27	44450,92	10,32	4914,6235	4040,9929	1,7132	1,2161	0,58

f	ΔP_c kPas	G _p Kg/m ² .s	ΔP_p	ΔP_t
0,5887	357,4258	518,4032	182,6401	540,066
8,86	7537,3413	597,3703	250,506	7787,8926

Nombre de plaque de l'échangeur

$N = \text{La Surface d'échange} / \text{la surface d'une plaque.}$

$$N = \frac{10,32}{0,2452} = 42$$

Le nombre total des plaques: $N_t = 42 + 2 = 44.$

III.10 Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons procédé au dimensionnement de l'échangeur de chaleur à plaques Tetra Pack, Alpha Laval AB Sweden. Pour le dimensionnement de notre échangeur étudié on a utilisé une série de corrélations expérimentalement vérifiées, pour aboutir au calcul de nouvelle surface d'échange nécessaire et le nombre de plaques.

Au cours de cette étude, on a pu constater que d'une part :

- L'échangeur à plaques utilisé par la société est sous-dimensionné puisqu'il fonctionne avec un grand nombre de plaques.
- L'étude du transfert thermique d'un échangeur de chaleur est d'une grande importance vu qu'elle permet de prédire avec précision le coefficient d'échange global de l'échangeur.
- L'avantage principal de l'échangeur à plaques est la compacité. Ce dispositif permet une grande surface d'échange dans un volume limité, ce qui est particulièrement utile pour des installations avec des puissances importantes.
- Les plaques sont généralement en acier inoxydable pour des raisons évidentes d'hygiène et de santé publique.
- Un isolant thermique adéquat pour des conduites d'une installation frigorifique présente une double fonction : avoir une bonne production et réaliser des économies durables d'énergie.

D'après nos calculs, le nouveau nombre de plaque pour notre échangeur étudié sera 44 plaques, avec une efficacité de 58%, ce qui fait 42 plaques de moins, ce qui est un gain économique important à considérer.

Conclusion Générale

L'industrie agroalimentaire est, sans aucun doute, le secteur industriel le plus grand utilisation de froid, notamment qui a pour fonction la conservation des propriétés organiques et des qualités sanitaires des produits alimentaires, qui supposent une phase initiale de refroidissement ou de congélation après abattage.

Dans ce cadre, on s'est proposé de réaliser ce projet qui consiste en l'étude et redimensionnement d'un échangeur de chaleur à plaque, initialement conçue pour refroidir le lait produit avec des température élevés, pour garantir une meilleure qualité.

Les resultants obtenues lors de cette etude la méthodologie de conception et efficace et peut être utiisé come guide à des fins d'otimisations au future

Ainsi, ce projet nous a permis d'acquérir une grande connaissance dans le domain de l'installation et de dimensionnement ddes échangeurs de chaleur et les étapes nécessaire à suivre pour guarantor un bon fonctionnement avec le moinde coût.

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] : B.THONON, P.MERCIER, M.FEIDT. Flow distribution in plate heat exchanger and consequence on thermal and hydraulic performances euro-therm seminar, Hamburg 1991.

[3] Alpha-Laval, (1987) ; Les cahiers Alpha-Laval, Spécial thermique, N° 17, Documentation technique fabricants (Mueller, Superchanger, Alpha Laval).

[4] J.F. Saccadura. "Initiation aux transferts thermiques", 4^{ème} tirage paris, 1993.

[5] Plate heatexchangers, manuel des échangeurs de chaleur, « document CEVITAL ».

[6] Ana Maria Bianchi, Yves Fautrelle ,et AL. " Transferts Thermiques ", Agence Universitaire de la Francophonie, presses polytechniques et Universitaires Romandes, 2004.

[7]: H.JOHN LINHARD IV, H.JOHN LINHARD V. Heat transfert text book 3rd edition version 1.23 dated January 2005.

[8] : JEAN FRANCOIS « initiation aux transferts de chaleur » Lavoisier 1982.

[9] : transferts thermiques (ANA-MARIA BIANCHI, YVES FAUTRELLE, JACQUELINE ETAY)

[10] : « Initiation à la pratique des échangeurs de chaleur », centre technique des industries aérauliques et thermique – Villeurbanne : Cetiati, 1984.

Résumé :

Cette étude rentre dans le cadre d'accroissement de l'efficacité énergétique d'installation thermique industrielle. Elle est effectuée sur la base de réalité expérimentale pour adopter la fonctionnalité des échangeurs de chaleur à grande échelle.

L'objet de cette étude consiste à choisir un échangeur qui répond aux besoins thermiques nécessaires, ce qui nous a permis de faire à partir d'une analyse thermique, le dimensionnement et le choix d'un échangeur.

Mots clés : échangeur de chaleur à plaques, Optimisation, dimensionnement, efficacité d'un échangeur.

Abstract :

This study falls within the scope of increasing the energy efficiency on industrial thermal installation. It is carried out on the basis of experimental reality to adopt the functionality of exchangers on a large scale

The objectif of this study is to make the right choice for an exchanger that meets the necessary thermal needs. This allowed us to make from a thermal analysis the sizing, desing and selection of an exchanger

Keywords: Plate heat exchanger, Optimisation, sizing, heat exchanger efficiency.