

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

BADJIMOKHTAR-ANNABAUNIVERSITY
UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA



جامعة باجي مختار- عنابة

Année : 2019/2020

Faculté : Sciences de l'Ingénierat
Département : Génie Mécanique

MEMOIRE

Présenté en vue de l'obtention du diplôme de : MASTER

Intitulé :

*Étude Thermique D'un Échangeur de Chaleur à Faisceau
Tubulaire et Calandre (Eau de mer/Ammoniac)*

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : *Mécanique*

Spécialité : *Energétique*

Par :

BELHADI Nouredine

DEVANT Le JURY

Président : HAOUAM Abdallah

MCA. UBM Annaba

Directeur de mémoire : MZAD Hocine

Prof. UBM Annaba

Examineurs : MECHEGHEL Farid

MCA.UBM Annaba

REMERCIEMENTS

Je remercie « Allah » de nous avoir donné la force et le courage pour réaliser ce modeste travail.

Je remercie mon encadreur Pr. MZAD.H pour son aide, ses orientations, sa disponibilité et tous ses conseils.

Je remercie de manière très vive l'ensemble du personnel de l'unité production de l'ammoniac, et l'ensemble du service technique au siège « Fertiél Annaba » qui m'ont accompagné tout le long de la durée de stage, non sans avoir tout fait pour me transmettre un tant soit peu de leur riche expérience, qu'ils en soient remerciés.

Enfin, j'exprime ma très grande reconnaissance à ma famille pour leur encouragement, pour tous les soucis que je leur ai causés et surtout pour avoir été toujours auprès de moi par leur conseils et leur soutien.

REMERCIEMENTS	
LISTE DES FIGURES	
LISTE DES TABLEAUX	
NOMENCLATURE	
INTRODUCTION GENERALE	1

CHAPITRE I

Généralités sur les échanges thermiques

I.1. Introduction	3
I.2. Transfert de chaleur	3
I.2.1. Modes de transfert de chaleur	3
I.3. Les échangeurs de chaleur	5
I.3.1. Définition	5
I.3.2. Critères de classement des échangeurs	5
I.3.2.1. Classement selon les écoulements	5
I.3.2.2. Classement fonctionnel	5
I.3.2.3. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange	6
I.3.2.4. Classement suivant la compacité de l'échangeur	6
I.3.3 Les échangeurs à tubes	7
I.3.4. Échangeurs à tubes et calandre	8
I.3.5. Échangeurs à plaques	14
I.3.6 Échangeurs avec un fluide changeant de phase	16
I.3.7 Les ailettes	17
I.3.7.1 Échangeurs à tubes ailettes	17
I.3.7.1.1 Ailettes transversales	17
I.3.7.1.2. Ailettes longitudinales	18
I.3.8 Echangeur à spirales	19
I.3.9 Échangeur à bloc	19
I.4. Choix de l'échangeur	20
I.4.1. Avantages et inconvénients des échangeurs	20

I.5 Conclusion	22
----------------	----

CHAPITRE II

Fonctionnement d'un échangeur à faisceau et calandre

II.1 Introduction	24
II.2 Positionnement de l'échangeur de chaleur par rapport à l'unité de l'ammoniac	25
II.3 principe de fonctionnement de l'échangeur	26
II.4 Caractéristiques techniques et performance de l'échangeur (eau de mer / ammoniac)	27
II.4.1 La calandre et les boîtes de distribution	27
II.4.2 Les plaques tubulaires	28
II.4.3 faisceau tubulaire	29
II.4.4 Les chicanes	29
II.4.5 Les tirants et les entretoises	30
II.4.6 La boîte de distribution	30
II.5 Principaux problèmes de l'échangeur de chaleur	31
II.5.1 L'encrassement des tubes de l'échangeur	31
II.5.2 Vibrations dans les échangeurs	32
II.5.3 Corrosion des entres des tubes	32
II.5.4 État de dégradation des échangeurs de chaleur	33
II.5.5 Bouchages des tubes dans la plaque tubulaire	33
II.6 La maintenance de l'échangeur de chaleur	34
II.6.1 Nettoyage en marche	34
II.6.2 Nettoyage pendant les phases d'arrêts	34
II.6.2.1 Nettoyage mécanique	34

II.6.2.2 Nettoyage chimique	35
II.7 Conclusion	36

CHAPITRE III

Calcul thermique d'échangeur de chaleur (eau de mer/ ammoniac)

III.1 : Introduction	38
III.2 : But de calcul	38
III.3.Application	39
III.3.1 : Expression du flux échangé	40
III.3.2 : Différence de température logarithmique moyenne(DTLM)	41
III.3.3 : Coefficient global d'échange pour l'échangeur de chaleur	42
III.3.3.1 : Calcul du coefficient d'échange h_1 coté tube	42
III.3.3.1.A : vitesse massique du coté tube (fluide froid)	42
III.3.3.1.b : Section de passage coté tube	43
III.3.3.1.c : Nombre de Reynolds	43
III.3.3.1.d : Nombre de Prandtl	43
III.3.3.2 : Calcul de coefficient h_2 coté calandre	44
III.3.3.2.a : Vitesse massique coté calandre	44
III.3.3.3 : Calcul de la résistance globale d'encrassement dans l'échangeur	47
III.3.3.3.a : Estimation de la surface d'échange disponible sur l'échangeur	47
III.3.3.3.b : Calcul du coefficient du transfert sale U_s	47
III.3.3.3.c : Calcul du coefficient du transfert propre U_p	47
III.3.4 :Calcul de la surface d'échange A'	48
III.3.5 : Calcul de la surface d'échange disponible sur l'échangeur	48
III.3.6 : Calculs des pertes de charge	48

III.3.6.1 : Pertes de charge à l'intérieur des tubes	49
III.3.6.2 : Pertes de charges à l'extérieur des tubes (coté calandre)	49
III.3.7 : Efficacités de l'échangeur de chaleur	51
III.3.8 : Détermination de l'efficacité avec des tubes bouchés	52
III.3.9 : La quantité de chaleur échangé avec 8,34% en moins	53
III.4 : Interprétation des résultats de calculs	53
CONCLUSION GENERALE	54
BIBLIOGRAPHIE	

Figure I.1 : Transfert thermique par conduction	4
Figure I.2 : Transfert thermique par convection	4
Figure I.3 : Transfert thermique par rayonnement	5
Figure I.4 : Classification d'un échangeur en fonction de sa compacité	6
Figure I.5 : Différents types d'échangeurs tubulaires	7
Figure I.6 : Echangeur à tubes et calandre	8
Figure I.7 : La calandre	9
Figure I.8 : faisceau tubulaire	10
Figure I.9 : Disposition des tubes du faisceau	10
Figure I.10 : Échangeur à tubes et calandre : principales technologies à boîte fixe, boîte flottante et à tubes en U	11
Figure I.11 : Chicane transversales et longitudinales	12
Figure I.12 : Plaque tubulaire	12
Figure I. 13 : Types de chambre de distribution	13
Figure I.14: Plaque de protection du faisceau	13
Figure I.15 : Symbolisme de classement des échangeurs (D'après l'association Américaine)	15
Figure I.16 : Echangeur à plaques et joints	16
Figure I.17 : Evapo-condenseur	17
Figure I.18 : Ailettes continues et ailettes indépendantes pour tubes	18
Figure I.19 : Ailettes annulaires et ailettes spiralées	18
Figure I.20 : Tubes avec différents types d'ailettes longitudinales	18
Figure I.21: Exemple d'un échangeur de chaleur spirale	19
Figure I.22 : Echangeur à Bloc	20
Figure II.1 : Divers constituant d'un échangeur TEMA	24
Figure II.2 : Echangeur de chaleur (eau de mer / ammoniac)	25
Figure II.3 : Plan de réfrigération de l'ammoniac	26

Figure II.4 : Entrée et sortie de l'échangeur	26
Figure II.5 : La calandre et les boites de distribution	27
Figure II.6 : Plaque tubulaire	28
Figure II.7 : Une esquisse détaillée pour les plaques tubulaires	28
Figure II.8 : Emplacement des chicanes par rapport aux tubes et plaques tubulaires	29
Figure II.9 : Emplacement des tirants et entretoises	30
Figure II.10 : Boite de distribution image réelle	30
Figure II.11 : Boite de distribution	31
Figure II.12 : Encrassement des tubes	32
Figure II.13 : Accostage du bouchon biseauté dans le tube	33
Figure II.14: Nettoyage des tubes	34
Figure III.1 :Variations des températures dans l'échangeur (Écoulement à contre-courant)	41
Figure III.2 : Aire de passage transversale entre deux chicanes	44
Figure III.3 : Coefficient de friction en fonction du nombre de Reynolds	50
Figure III.4 : Diagramme des températures pour calcul l'efficacité d'un échangeur de chaleur pour contre-courant	51

Tableau I.1 : Avantages et inconvénients des échangeurs de chaleurs	21
Tableau II.1 : Les dimensions de la calandre	27
Tableau II.2 : Caractéristiques des plaques tubulaire	28
Tableau II.3 : Caractéristiques de faisceau tubulaire	29
Tableau III.1 : Caractéristiques des fluides	38
Tableau III.2 : Caractéristiques de la calandre de l'échangeur de chaleur	39
Tableau III.3 : Caractéristiques des tubes de l'échangeur de chaleur	39
Tableau III.4 : Aire de passage, distance minimal de passage et espacement entre tubes perpendiculairement au courant en fonction du type du pas des tubes	45



Nomenclature

Symbole	Définition	Unité
φ	Quantité de chaleur échangée	w
\dot{M}	Débit massique du fluide froid (eau de mer)	kg/s
\dot{m}	Débit massique du fluide chaud (ammoniac)	kg/s
$Cp1$	Chaleur spécifique du fluide froid	w/ (kg .K)
$Cp2$	Chaleur spécifique du fluide chaud	w/ (kg .K)
$T1$	Température d'entrée du fluide froid	°C
$t1$	Température d'entrée du fluide chaud	°C
$T2$	Température de sortie du fluide froid	°C
$t2$	Température de sortie du fluide chaud	°C
$qc1$	débit calorifique du fluide froid	kcal/ (h. °C)
$qc2$	débit calorifique du fluide froid	kcal/ (h. °C)
A	Surface totale d'échange	m ²
U	Coefficient global du transfert de chaleur	w/ (m ² .k)
ΔT_{ml}	Différence de température moyenne logarithmique	°C
R	résistance thermique global	(m ² .k) /w
F	facteur correctif de la différence de température sans dimension	
R_s	résistance globale d'encrassement	(m ² .k) /w
E	épaisseur des tubes	m
Λ	conductivité thermique de la paroi des tubes	w/ (m .k)
λ_2	Conductivité thermique fluide coté calandre (chaud)	w/ (m .k)
λ_1	Conductivité thermique fluide coté tube (froid)	w/ (m .k)
h_1	coefficient du transfert de thermiques à l'intérieur des tubes	w/ (m ² .k)
h_2	coefficient du transfert de thermiques à l'extérieur des tubes	w/ (m ² .k)
At	section de passage coté tube	m ²
Nt	nombre des tubes	/
Di	diamètre intérieur des tubes	m
D	diamètre extérieur des tubes	m
Gt	vitesse massique du fluide froid (coté tube)	kg/(m ² .s)
$Re1$	nombre de Reynolds coté tube	adimensionnel

Nomenclature

Re2	nombre de Reynolds coté calandre	adimensionnel
Pr1	nombre de Prandtl coté tube	adimensionnel
Pr2	nombre de Prandtl coté calandre	adimensionnel
Nu1	nombre de Nusselt coté tube	adimensionnel
Nu2	nombre de Nusselt coté calandre	adimensionnel
μ1	viscosité dynamique du fluide froid (coté tube)	Kg/ (m .s)
μ2	viscosité dynamique du fluide chaud (coté calandre)	Kg/ (m .s)
Gc	vitesse massique moyenne du fluide chaud (coté calandre)	kg/(m ² .s)
Gct	vitesse massique transversale	kg/(m ² .s)
Slibre	l'aire du segment libre à la section intérieure de la calandre	
Sinterieur	la section intérieure de la calandre	
X	le rapport de l'aire du segment libre à la section intérieure de la calandre	adimensionnel
Up	coefficient du transfert de chaleur propre.	w/ (m ² .k)
Us	coefficient du transfert de chaleur sale.	w/ (m ² .k)
S_{disponible}	la surface d'échange disponible sur l'échangeur	m ²
hie	le coefficient du film interne rapporté à la surface extérieure	w/(m ² .k)
nt	nombre de passe coté tubes	/
nc	nombre de passe coté calandre	/
d	densité du fluide coté tube	adimensionnel
ft	coefficient de friction	adimensionnel
ΔPt	pertes de charge à l'intérieur des tubes	bar
L	longueur des tubes	m
ΔPc	pertes de charges à l'extérieur des tubes (coté calandre)	bar
NUT	méthode du nombre d'unité de transfert	adimensionnel
ε	l'efficacité de l'échangeur de chaleur	%

L'échangeur d'énergie thermique est l'un des instruments clé du thermicien ou de l'énergéticien, que son but soit la fabrication d'un produit dont l'élaboration passe par un ensemble de cycles où varient température et pression ou qu'il s'agisse de production d'énergie mécanique (ou électrique) à partir de l'énergie thermique.

Essentiellement, un fluide chaud circule depuis une entrée de l'échangeur jusqu'à sa sortie en transférant une partie de son enthalpie à un fluide froid qui lui aussi circule entre une entrée et une sortie distincte de celles du fluide chaud.

L'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie, une grande part (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. On les utilise principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.).

Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

Ce travail a été réalisé au sein de l'unité de production de l'ammoniac à l'entreprise Fertial-Annaba au cours duquel j'ai étudié le procédé de production de l'ammoniac et focalisé mon attention sur un échangeur de chaleur (Eau de mer /Ammoniac) du type faisceau tubulaires et calandre qui joue un rôle très important dans la réfrigération de gaz de synthèse (ammoniac).

J'ai effectué un calcul thermique afin de déterminer les quantités de chaleur échangées au cours du refroidissement des gaz de synthèse et déterminé la surface d'échange des tubes.

CHAPITRE I

GENERALITES SUR LES ECHANGES THERMIQUES

I.1. Introduction

Les procédés utilisés dans l'industrie sont basés sur l'échange thermique ; soit parce-que :

- C'est le but recherché (fours, échangeurs, refroidissement, chaudière).
- Ceux-ci interviennent d'une manière inévitable (chocs thermiques, pertes de chaleur, rayonnement).

Des connaissances de base en ce domaine sont donc nécessaires pour l'ingénieur de production ou de développement soit pour :

- Comprendre les phénomènes physiques.
- Maîtriser les procédés et donc la qualité des produits.

Donc, dans ce chapitre, nous présentons des généralités sur le phénomène de transfert thermique tel qu'un certain nombre de définitions et théories à ce phénomène, ainsi que des généralités sur les échangeurs thermiques [1].

I.2. Transfert de chaleur

Lorsqu'un corps plus chaud se trouve en présence d'un corps plus froid l'expérience nous montre qu'il y a transmission de chaleur, c'est à dire qu'une augmentation de température se produit dans le corps le plus froid et une diminution de température se produit dans le corps le plus chaud ; la transmission de chaleur demeure jusqu'à ce que les températures des deux corps soient égales. Ainsi, dans le même corps il y a transmission de chaleur lorsque deux-points ne présentent des températures différentes.

D'après ce que nous venons de dire la transmission de chaleur se produit en cas de différence de températures. En effet c'est l'unique condition car, comme nous le verrons par la suite, il n'est pas nécessaire que les corps soient en contact direct pour qu'il y ait transmission de chaleur [1].

I.2.1. Modes de transfert de chaleur

Il y a trois modes de transfert de chaleur :

- Conduction,
- Convection,
- Rayonnement.

❖ **La conduction** : définie comme étant le mode de transmission de la chaleur provoquée par la différence de température entre deux régions d'un milieu solide, liquide ou gazeux au

repos, ou encore entre deux milieux en contact physique. (les atomes se transmettent la chaleur de proche en proche).

Le transfert de chaleur par conduction caractérise les transferts de chaleur qui s'effectuent dans les parois séparant deux corps à des températures différentes. C'est le cas des surfaces d'échange des échangeurs de chaleur.

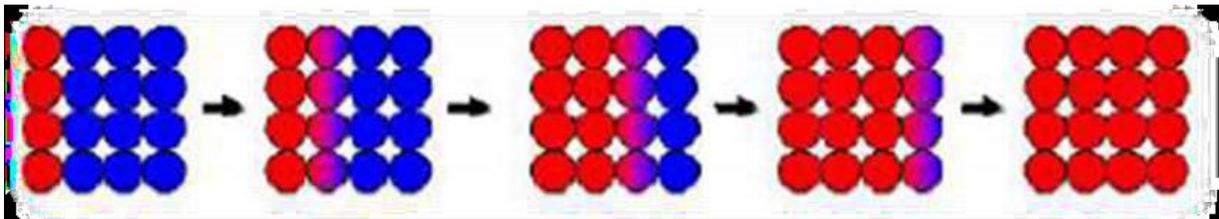


Figure I.1 : Transfert thermique par conduction

❖ **La convection** : consiste en une transmission de chaleur par le mouvement réel des molécules en raison d'une différence de température. C'est un processus caractéristique des liquides et des gaz : les particules proches d'une source de chaleur.

Présentent une température plus élevée et par conséquent, une densité inférieure par rapport aux autres, ces particules s'élèvent à l'intérieur du fluide et sont remplacées par des particules plus froides. Ainsi, une transmission de chaleur se produit par l'intermédiaire du mouvement des différentes particules.

Les applications du transfert de chaleur par convection sont beaucoup trop nombreuses. Elles interviennent chaque fois que l'on chauffe ou que l'on refroidit un liquide ou un gaz. La convection s'applique même si la surface d'échange n'est pas matérialisée par une paroi, ce qui est le cas des condenseurs par mélange ou des réfrigérants atmosphériques.

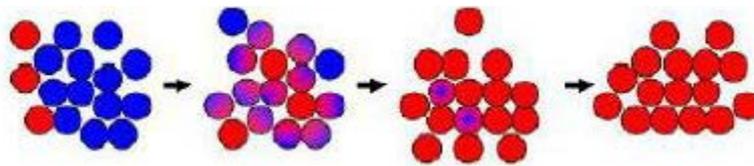


Figure I.2 : Transfert thermique par convection

❖ **Le Rayonnement** : c'est l'écoulement de chaleur par ondes électromagnétique d'un corps haute température vers un corps à température plus basse. Il y a rayonnement lorsque les corps sont séparés par des molécules soit lorsqu'ils se trouvent dans le vide.

Le rayonnement permet le transfert de chaleur sans aucun intermédiaire matériel (comme le soleil qui transmet la chaleur vers les planètes) [2].



Figure I.3 : Transfert thermique par rayonnement

I.3. Les échangeurs de chaleur

I.3.1. Définition

Un échangeur de chaleur comme son nom l'indique, est un appareil servant à transmettre la chaleur d'un fluide à un autre. Dans les échangeurs les plus courants les deux fluides sont séparés par une paroi à travers laquelle les échanges se font par conduction. La transmission de chaleur fluide-paroi relevant essentiellement de la convection. Dans certains appareils, l'échange de chaleur est associé à un changement de phase de l'un des deux fluides, c'est le cas des condenseurs, et des évaporateurs [1].

I.3.2. Critères de classement des échangeurs

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs. On peut citer à titre d'exemple les principaux types :

I.3.2.1. Classement selon les écoulements

Une classification des échangeurs peut être établie d'après le sens relatif des écoulements des fluides. On distingue ainsi notamment :

- Les échangeurs à courants parallèles : les deux fluides s'écoulent parallèlement et dans le même sens
- Les échangeurs à contre-courant : les deux fluides s'écoulent parallèlement et dans un sens contraire.
- Les échangeurs à courants-croisés : les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre [3].

I.3.2.2. Classement fonctionnel

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique.

On rencontre alors les différents cas suivants :

- les deux fluides ont un écoulement monophasique ;
- un seul fluide à un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs ;
- les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapo-condenseurs [3].

I.3.2.3. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

- Les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires.
- Les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc. [1].

I.3.2.4. Classement suivant la compacité de l'échangeur

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur. Un échangeur soit considéré comme compact si sa compacité est supérieure à $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$; cette valeur est susceptible de varier de 500 à $800 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

Une classification en fonction de la compacité est représentée sur la figure I.4.

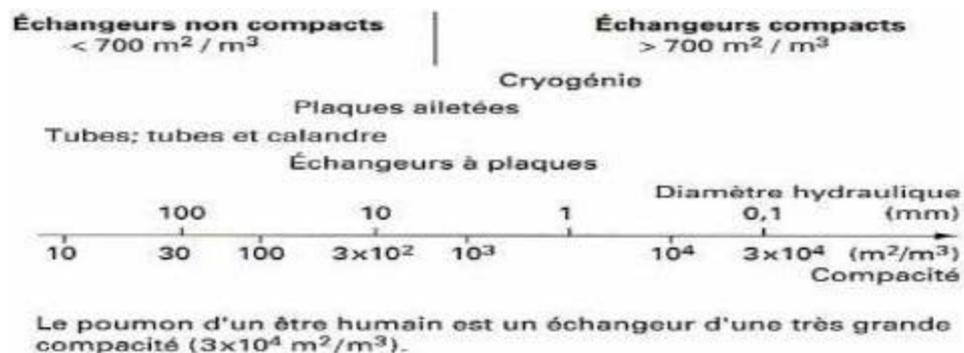


Figure I.4 : Classification d'un échangeur en fonction de sa compacité

Bien évidemment, ces différents paramètres ne sont pas détachés, et sont souvent regroupés dans un seul échangeur. Aussi on choisira de faire une autre classification qui se rapproche plus de la réalité des échangeurs qu'on peut croiser dans les industries.

Tout d'abord nous commencerons par décrire les échangeurs tubulaires et à plaques pour des raisons technologiques, ensuite nous passerons aux évaporateurs et condenseurs pour leurs applications un peu particulières [4].

I.3.3 Les échangeurs à tubes

Ce sont de loin les échangeurs les plus répandus, simple de conception et d'utilisation, ils sont répertoriés comme suit :

a) échangeur monotube (figure I.5.a), dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpent.

b) échangeur coaxial (figure I.5.b), dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur.

c) échangeur multitubulaire, existent sous quatre formes :

- échangeur à tubes séparés (figure I.5.c) : à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100 mm) se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20mm) maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé.
- échangeur à tubes rapprochés (figure I.5.d) : pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans.
- échangeur à tubes ailettes (figure I.5.e) : ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique ; échangeur à tubes et calandre (figure I.5.f) : c'est l'échangeur actuellement le plus répandu, de ce fait nous y reviendrons dans le paragraphe qui suit de façon plus détaillée [1].

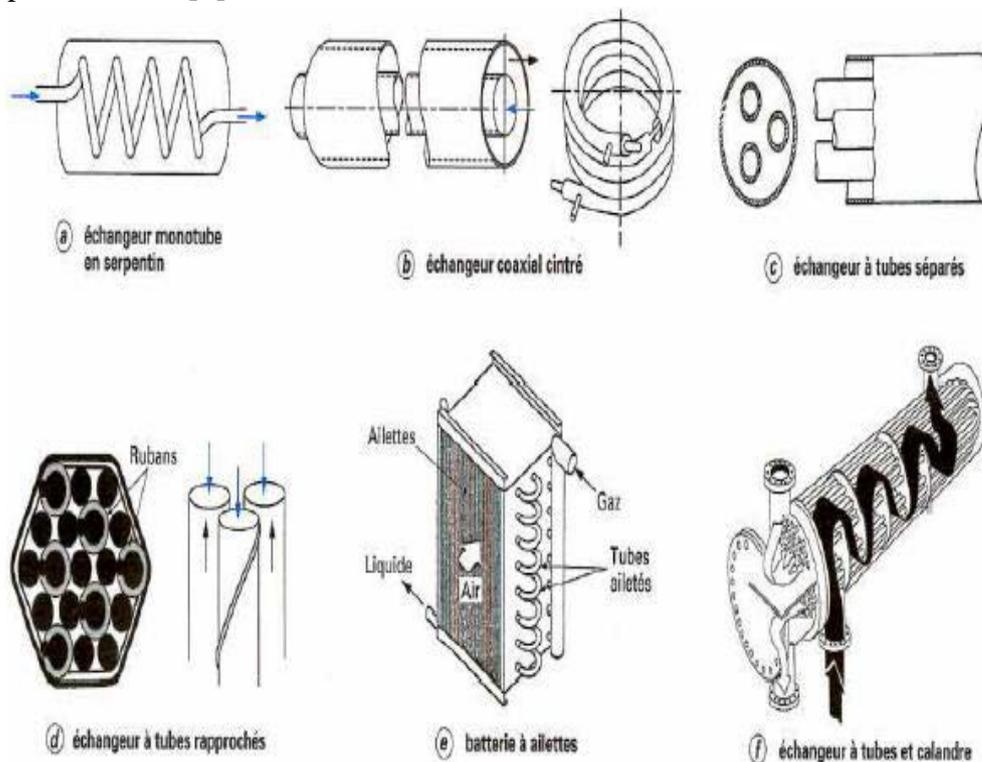


Figure I.5 : Différents types d'échangeurs tubulaires

I.3.4. Échangeurs à tubes et calandre

Ce type d'échangeurs est de loin le plus répandu dans les unités de transformations des industries chimiques et pétrochimiques. Un faisceau de tubes est situé à l'intérieur d'une calandre dans laquelle circule le deuxième fluide. Cette conception se retrouve également dans les condenseurs, les rebouilleurs et les fours multitubulaires.

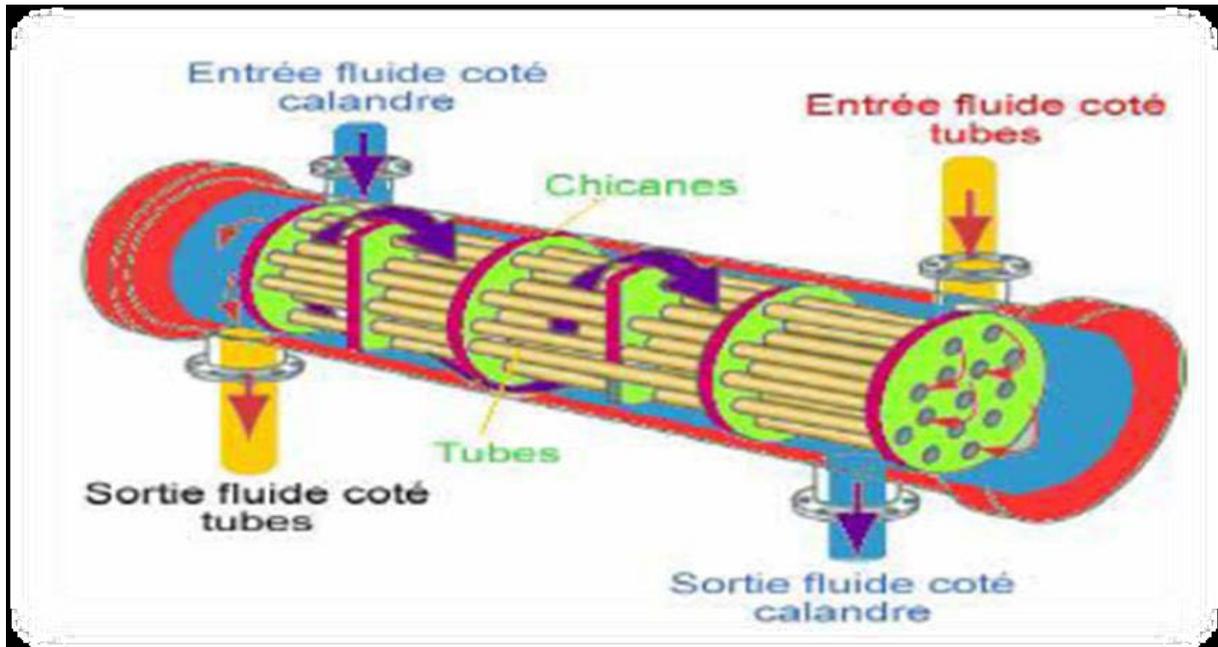


Figure I.6 : Echangeur à tubes et calandre [1]

Le faisceau est monté en deux plaques en communication avec des boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau en plusieurs passes.

Le faisceau muni de chicanes est logé dans une calandre possédant des tubulures d'entrée et de sortie pour le deuxième fluide circulant à l'extérieur des tubes du faisceau selon un chemin imposé par les chicanes comme le montre la figure ci-dessus.

A. La Calandre

C'est l'enveloppe métallique cylindrique entourant le faisceau tubulaire. L'acier en carbone est le matériau le plus couramment utilisé pour la construction des calandres.

Pour un diamètre nominal inférieur à 24'' (0.6096m), la calandre est constituée par un tube acier I.P.S. (Schedule 30 jusqu'à 12'' et 1 cm d'épaisseur entre 12 et 24'') et pour les pressions inférieure à 20kg/cm².

Au-delà de 24'' la calandre est réalisée à partir de tôles d'acier roulées et soudées, à chaque extrémité ; les brides qui porteront le couvercle et la boîte de distribution, les

tubulaires d'entrées et de sorties sont soudées avec plaques de renforcement ou non, selon la pression de service.

Enfin la calandre pourra être équipée d'anneaux pour le levage, et portera la plaque d'identité de l'appareil. [5]

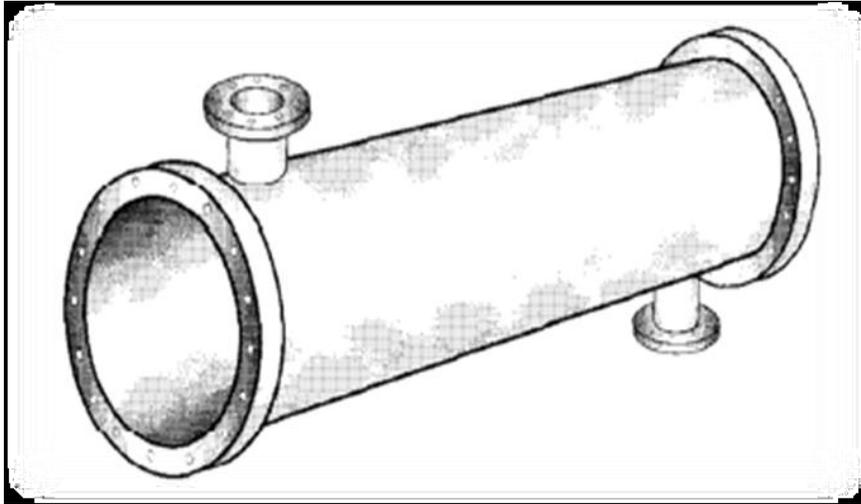


Figure I.7 : La calandre

B. Le faisceau

Les tubes constituant le faisceau forment une classe spéciale répondant aux spécifications. Le diamètre nominal correspond au diamètre extérieur pour lequel les tolérances sont sévères. Les épaisseurs de tubes sont normalisées selon le calibre BWG (Birmingham Wire Gage).

On utilise le plus couramment les tubes 12,14 ou 16 BWG ces tubes sont généralement de longueur standard de 2.24-3.05-3.66-4.88 et 6.096 mètres. Les conditions de fonctionnement imposent le choix suivant du matériau :

- acier au carbone pour usage général.
- laiton amirauté pour les appareils travaillant avec de l'eau de mer.
- acier alliées pour les produits corrosifs et les températures élevées.
- aluminium ou cuivre pour les très basses températures.

Le démontage de faisceau de tube et de plus en plus au fur et à mesure que sa longueur s'accroît (problème de rigidité de faisceau), pour tous les échangeurs démontables, il convient de laisser un espace libre suffisant dans l'axe de l'échangeur pour permettre la sortie du faisceau de tubes.

Deux dispositions de tubes sont possibles : le Pas Carré et le Pas Triangulaire, la disposition en pas carré offre une plus grande facilité de nettoyage (toute la surface extérieure de tubes est accessible par un jet d'eau sous pression ou par un instrument de nettoyage) mais elle est encombrante, par contre la disposition en pas triangulaire est plus compacte, donc plus économique.



Figure I.8 : faisceau tubulaire

Les pas standards les plus courants sont : 0.024, 0.025, 0.030, 0.032, et 0.038 m, le rapport de pas au diamètre extérieure des tubes sera au minimum 1.25 et sera pris supérieur à 1.25 si l'on souhaite limiter les pertes de pressions coté fluide dans la calandre ou pour les bouilleurs dégageant une forte quantité de vapeur.

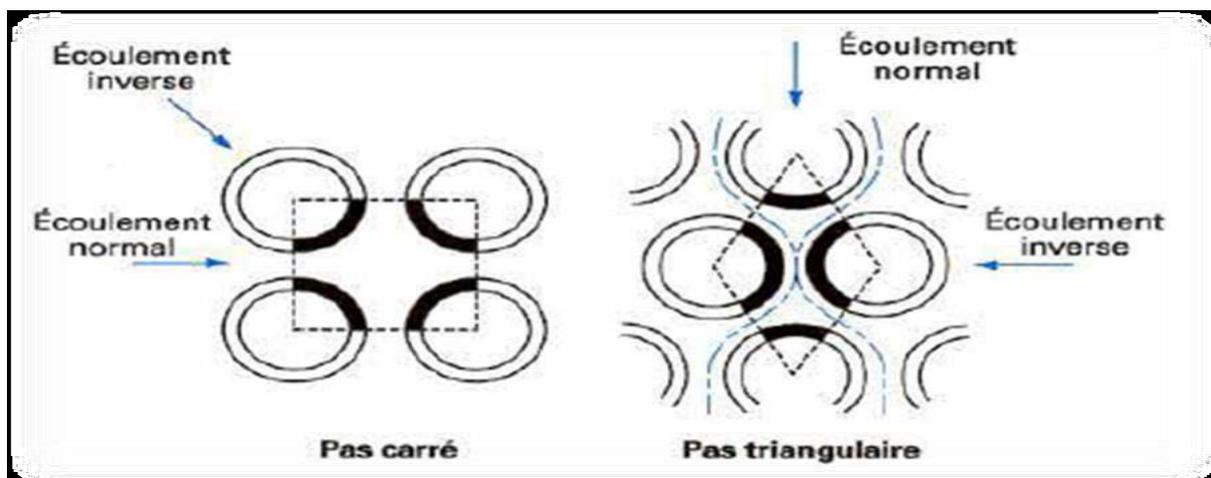


Figure I.9 : Disposition des tubes du faisceau

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

C. Boîte d'échangeur

C'est l'organe qui distribue ou recueille le fluide aux extrémités de l'échangeur (TETE : boîte de distribution et FOND : boîte arrière).

La disposition des boîtes dépend non seulement de type choisi mais aussi du nombre de passes ; la liaison cloison plaque tubulaire est assurée par un joint (figure I.10).

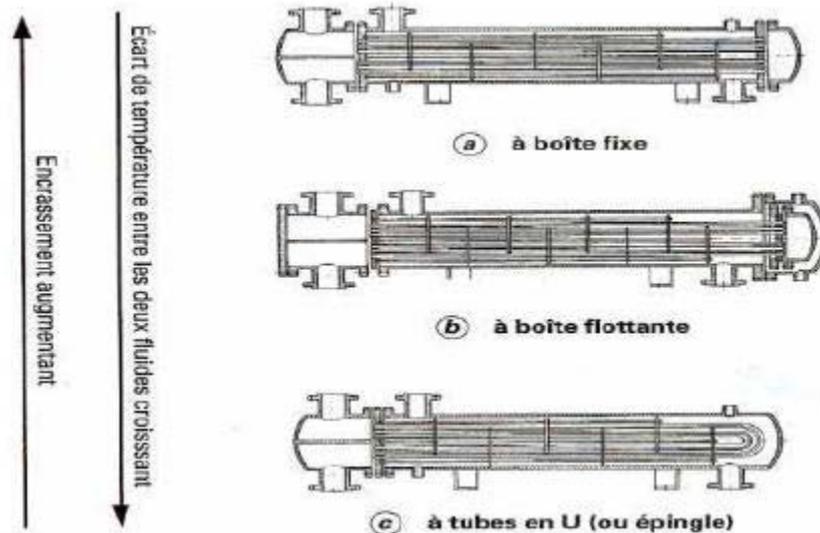


Figure I.10 : Échangeur à tubes et calandre : principales technologies à boîte fixe, boîte flottante et à tubes en U

D. Les chicanes

Elles ont pour rôle d'augmenter la vitesse de fluide dans la calandre et assurer la rigidité du faisceau. Les chicanes supportent les tubes et maintiennent l'écartement entre ceux-ci, diminuant les vibrations dus aux impacts de fluide.

Ils existent deux types de chicanes :

- Chicanes transversales
- Chicanes longitudinales

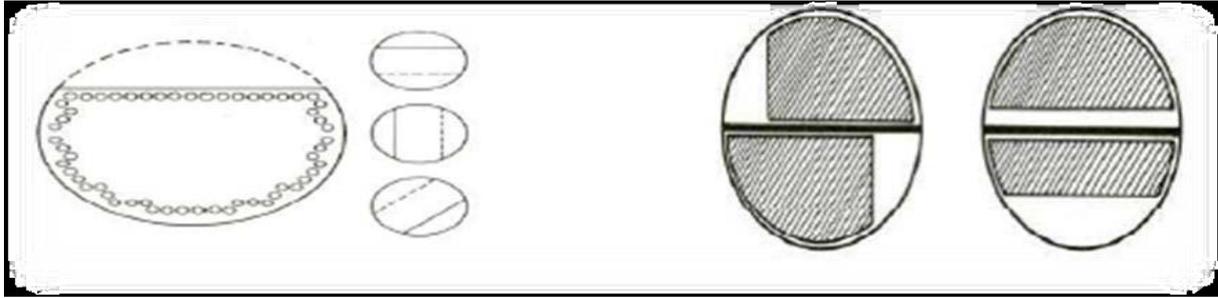


Figure I.11 : Chicanes transversales et longitudinales

E. Les plaques tubulaires

Ce sont des plaques supportant les tubes à leurs extrémités. Ce sont des parties délicates de l'échangeur, les interstices entre tubes et plaques tubulaires ; sont les lieux privilégiés de corrosion vu la stagnation du fluide en ces lieux.



Figure I.12 : Plaque tubulaire

➤ Fixation des tubes sur la plaque tubulaire

Les tubes sont fixés à chacune de leurs extrémités par mandrinage dans deux plaques tubulaires. La performance des trous dans ces plaques est normaliser, elle s'effectue selon une disposition soit au pas carré, soit au pas triangulaire, l'orientation de faisceau par rapport à la direction générale du fluide circulant dans la calandre, on obtient les quartes dispositions de la précédente [7].

F. Boîtes de distribution ou chambres de distribution

La chambre de distribution ou boîtes de distribution (fig. I. 13) permet de distribuer le fluide en vue de réaliser 1, 2, 4,6 ou 8 passes. Le nombre de passe est généralement limité par la perte de charge admissible. Le second facteur limitant est si la différence de température à l'entrée et à la sortie est importante ; pour une différence de 150 °C une seule passe s'impose [8].

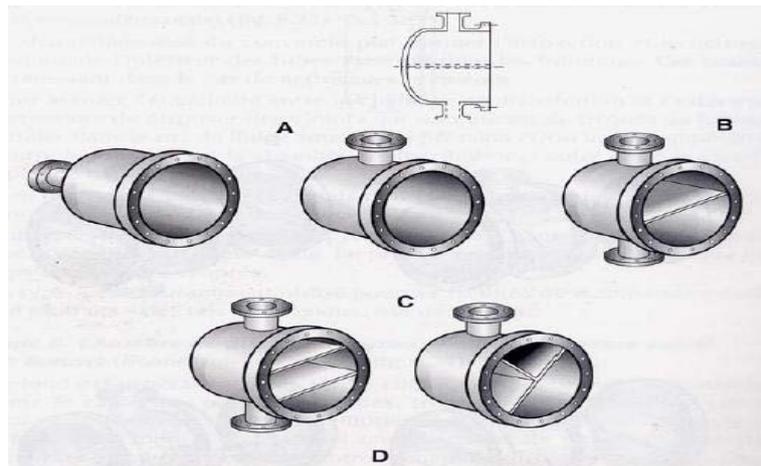


Figure I. 13 : Types de chambre de distribution

G. Déflecteurs ou plaque de protection du faisceau

Pour éviter ou du moins minimiser l'érosion de tube du faisceau, des déflecteurs de protection (fig. I.14) peuvent être installés faces aux tubulures d'entrée du fluide côté calandre, l'obligation de leur mise en place est définie dans les standards (TEMA) en fonction de la nature, de l'état du fluide et du produit ρu^2 (ρ : masse volumique, u vitesse du fluide) Ces déflecteurs, d'une épaisseur de l'ordre de 1/2in, sont circulaires, carrés ou rectangulaires, soudés sur des tirants ou entretoise[8].

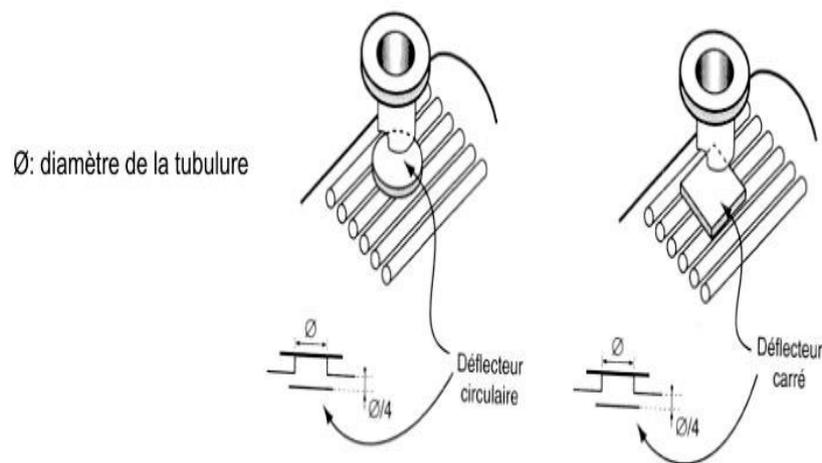


Figure I.14: Plaque de protection du faisceau

H. Les passes

Dans la disposition la plus simple, les fluides côté tubes et côté calandre entrent à une extrémité et sortent à l'autre. On dit alors qu'il n'y a qu'une seule passe (un seul passage) côté

tubes et côté calandre. Les fluides peuvent entrer du même côté, (co-courant) ou aux côtés opposés (contre-courant).

Le transfert thermique est amélioré quand la vitesse et l'agitation du fluide augmentent. Il arrive fréquemment qu'avec une disposition à une seule passe la vitesse des fluides soit trop faible. Pour augmenter cette vitesse tout en conservant le même nombre de tubes (même surface d'échange), on a recours à la multiplication du nombre de passes : côté tubes, on fait parcourir au fluide un cheminement le long de l'échangeur dans un sens dans certains tubes, dans l'autre sens dans d'autres tubes. On construit ainsi des échangeurs ayant 2, 4, 6, 8 passes côté tubes. On obtient cela en installant des boîtes de distribution proprement compartimentées, aux extrémités des faisceaux tubulaires.

Le coefficient d'échange augmente comme vitesse ($\times 0,8$) tandis que la perte de charge augmente comme vitesse ($\times 2$). La perte de charge augmente donc beaucoup plus vite que l'échange thermique et dans la pratique on recommande des vitesses dans les tubes supérieures à 1m/sec., mais inférieure à 3m/sec. Côté calandre, on ajuste la vitesse du fluide dans la calandre en installant en priorités des chicanes transversales qui de plus assureront le supportage des tubes. On peut également établir plusieurs passes en installant des chicanes longitudinales. Cependant cette solution n'est souvent pas retenue car elle rend plus difficile le nettoyage du faisceau entre les tubes. Tous les éléments entrant dans la construction de ces échangeurs ont fait l'objet d'une normalisation, tant par la T.E.M.A. (Tubular Exchangers Manufacturer's Association) que l'A.S.M.E. (American Society of Mechanical Engineers) ou l'A.P.I. (American petroleum institute). Afin de classer les multitudes d'appareils, l'Association américaine des constructeurs d'échangeurs tubulaires a défini un symbolisme suivant lequel chaque type de boîte d'entrée, de calandre et de boîte de retour est caractérisé par une lettre. Ainsi, tout échangeur est défini par trois lettres [9].

I.3.5. Échangeurs à plaques

Cette famille d'échangeurs étant aussi très utilisée (secteur agro-alimentaire), ces échangeurs à plaques sont constitués, comme leur nom l'indique d'un ensemble de plaques qui définissent un ensemble de canaux dans lesquels circulent respectivement chacun des fluides.

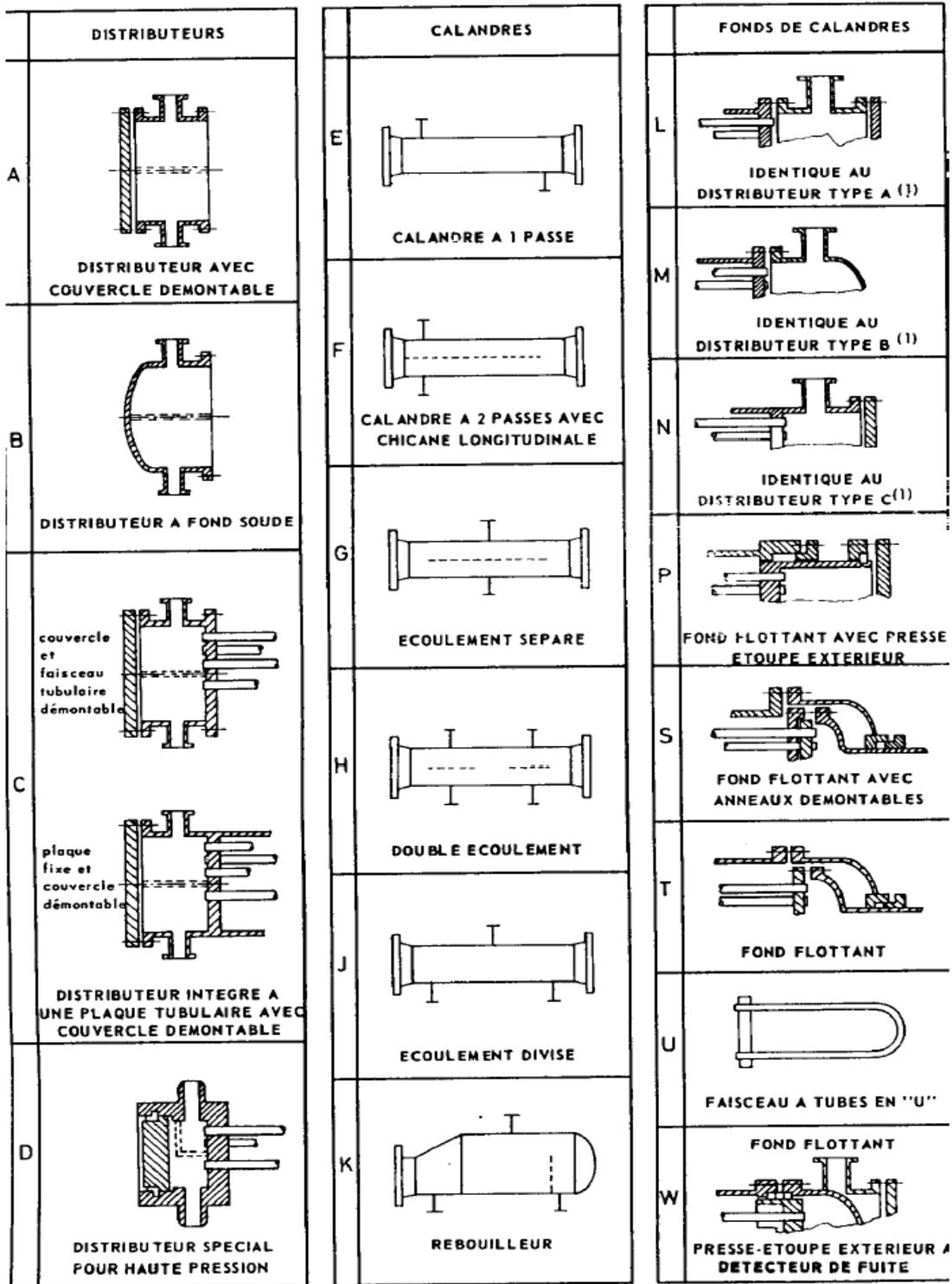


Figure I.15 : Symbolisme de classement des échangeurs
(d'après l'association Américaine)

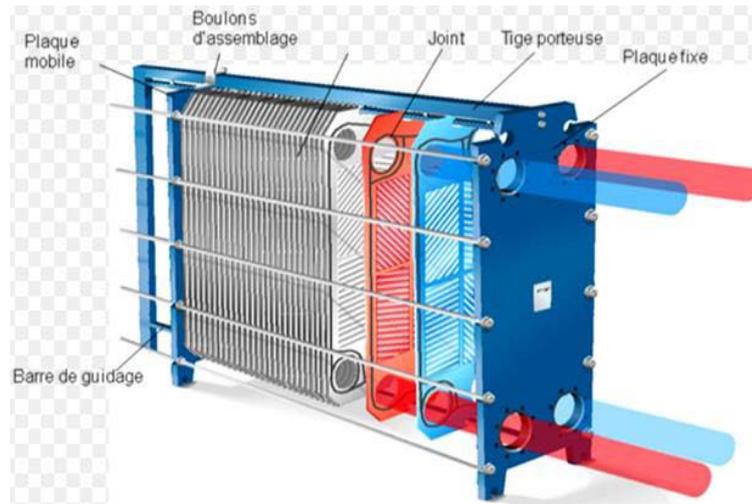


Figure I.16 : Echangeur à plaques et joints

I.3.6 Échangeurs avec un fluide changeant de phase

L'un des deux fluides peut subir un changement de phase à l'intérieur de l'échangeur. C'est le cas des évaporateurs si le fluide froid passe de l'état liquide à l'état gazeux, ou des condenseurs si le fluide chaud se condense de l'état de vapeur à l'état liquide.

On distingue :

a) Les évaporateurs

Ces appareils sont généralement utilisés pour concentrer une solution, refroidir un fluide, ou produire de la vapeur. Le fluide chauffant peut-être une phase liquide qui transmet sa chaleur sensible ou de la vapeur cédant sa chaleur latente de condensation sur la paroi.

b) Les condenseurs

Le but de ces échangeurs est de condenser une vapeur à l'aide d'un fluide réfrigérant. Ils concernent des secteurs d'activité très variés comme la production d'énergie (centrale thermique), les industries chimiques (colonnes à distillation), les industries du génie climatique, de l'agro-alimentaire, du séchage, etc. Le fluide à condenser est rarement un corps pur, mais le plus souvent une vapeur en présence d'autres gaz incondensables.

La condensation de la vapeur saturée est obtenue par échange thermique avec un fluide froid appelé réfrigérant. Un condenseur nécessite un liquide de refroidissement abondant et bon marché et, pour cela, on utilise principalement l'eau et parfois l'air [10].

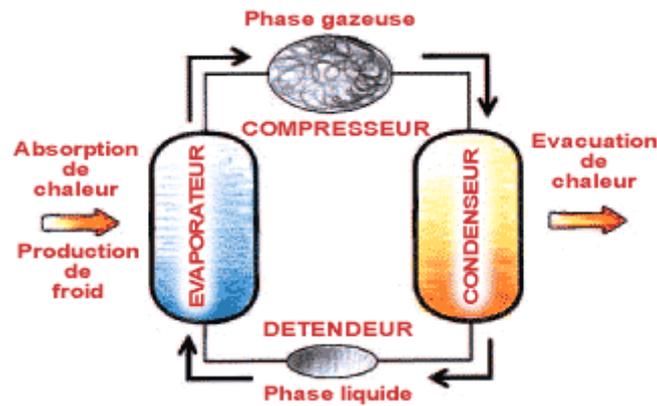


Figure I.17 : Evapo-condenseur

I.3.7 Les ailettes

Le domaine de l'intensification des échangeurs de chaleur a depuis de nombreuses années dépassé le stade du laboratoire et a été largement pris en compte dans les applications industrielles. Nombre d'échangeurs dans des procédés très divers sont équipés de surfaces d'échange (tubes ou plaques ailettes) spécialement conçues pour présenter des coefficients d'échange de chaleur élevés et notamment supérieurs à ceux des surfaces d'échange lisses.

I.3.7.1 Échangeurs à tubes ailettes

Lorsque l'un des fluides transitant dans l'échangeur s'avère nettement moins bon calo vecteur que l'autre, l'utilisation d'ailettes s'impose autour des tubes ou quelquefois dans les tubes afin que la résistance thermique globale ne soit pas principalement due au fluide ayant le plus petit coefficient d'échange thermique. Les ailettes peuvent être disposées de différentes façons :

I.3.7.1.1 Ailettes transversales

On ne considère que les ailettes extérieures aux tubes ; elles peuvent être continues ou indépendantes (figure I.18).

Les ailettes continues sont traversées par plusieurs tubes. De forme généralement rectangulaire, elles sont souvent fabriquées par emboutissage puis fixées par dilatation des tubes. Un collet fixe l'écartement entre les ailettes. Elles peuvent être planes ou ondulées ; l'ondulation provoque une perturbation de l'écoulement qui améliore l'échange thermique.

Les ailettes indépendantes sont traversées par un seul tube. Elles peuvent être pleines ou segmentées. Les ailettes indépendantes peuvent être de différentes sortes :

- ailettes annulaires, en principe des ailettes pleines (figure I.19.a) ;
- ailette hélicoïdale (spiralée) (figure I.19.b), pleine ou segmentée, bien adaptée aux grandes longueurs de tubes. Elle est généralement obtenue par enroulement d'un ruban serti

ou soudé sur le tube. Si la hauteur de l'ailette est grande devant le rayon du tube, l'ailette est segmentée.

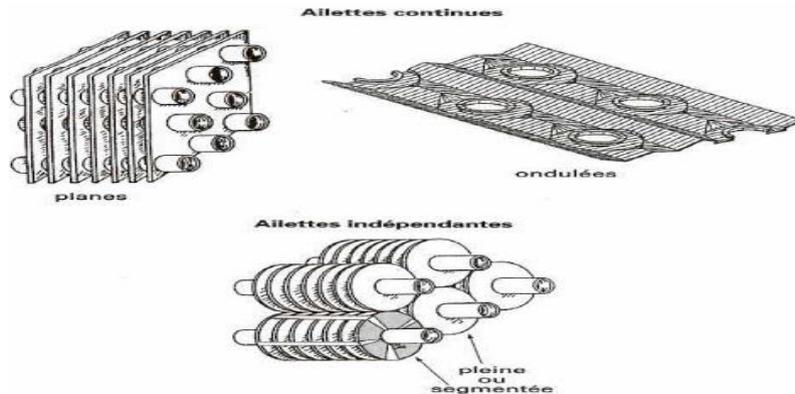


Figure I.18 : Ailettes continues et ailettes indépendantes pour tubes

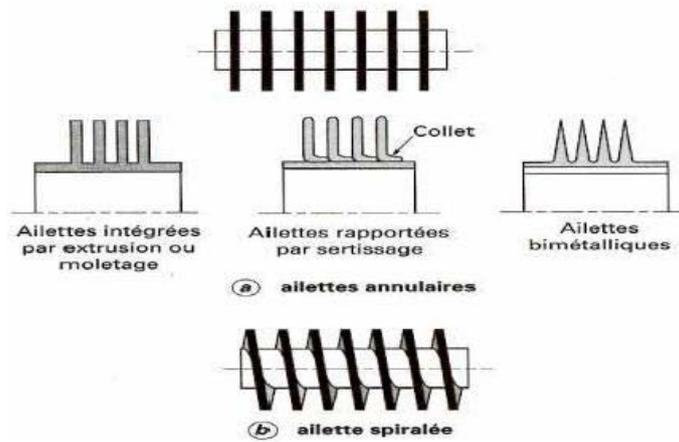


Figure I.19 : Ailettes annulaires et ailettes spiralées

I.3.7.1.2. Ailettes longitudinales

Les ailettes sont disposées suivant l'axe des tubes (figure I.20) ; elles peuvent être situées à l'intérieur ou à l'extérieur des tubes [11].

Pour améliorer le transfert de chaleur, elles sont quelquefois localement torsadées.

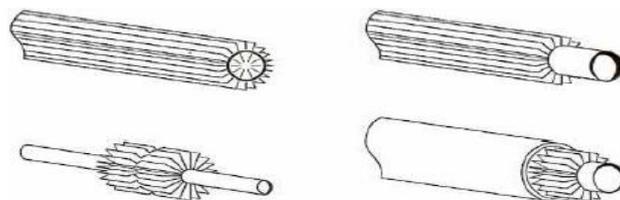


Figure I.20 : Tubes avec différents types d'ailettes longitudinales

I.3.8 Echangeur à spirales

Un échangeur à spirales (figure I.21) consiste en 2 plaques de métal enroulées de manière hélicoïdale pour former une paire de canaux en spirale. Le diamètre de l'échangeur est relativement grand, avec une surface d'échange maximale d'environ 450 m² pour un diamètre de 3 m², ce qui le place dans la catégorie des échangeurs non-compacts. L'échange de chaleur n'est pas aussi bon que celui de l'échangeur à plaques, car la surface d'échange ne possède pas en règle générale de profil, mais pour une même capacité d'échange, un échangeur spiral nécessite 20 % de moins de surface d'échange qu'un échangeur à faisceau tubulaire. Il est utilisable pour les liquides visqueux ou pour les mélanges liquide-solide et possède une capacité autonettoyante garantissant un encrassement réduit par rapport à l'échangeur à faisceau tubulaire. Il ne peut travailler qu'avec des différences de températures et de pression limitées.

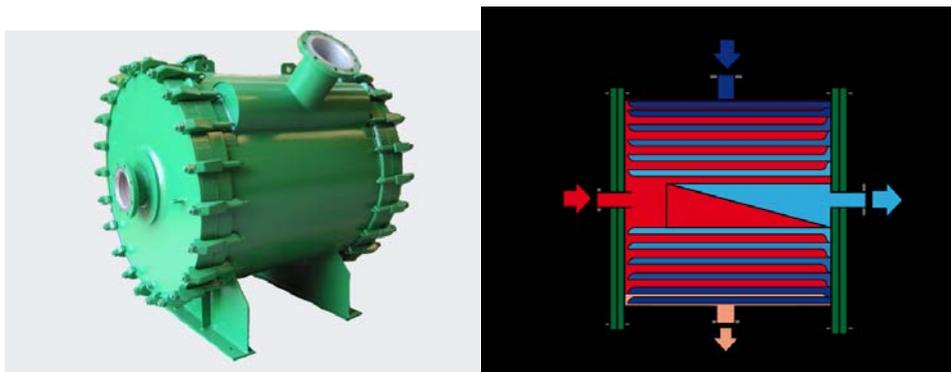


Figure I.21: Exemple d'un échangeur de chaleur spirale

I.3.9 Échangeur à bloc

L'échangeur à bloc (figure I.22) est un type d'échangeur de chaleur réservé à des applications particulières. Il consiste en un bloc d'une matière thermiquement conductrice percé de multiples canaux dans lesquels circulent les 2 fluides. Le bloc est le plus souvent composé de graphite additionné parfois de polymères pour améliorer les propriétés mécaniques de l'échangeur. Le bloc est placé dans une structure qui assure la distribution des liquides dans les canaux.

Le bloc peut avoir différentes formes : cylindrique ou cubique. Il peut encore être composé d'un seul bloc ou de plusieurs parties empilées de manière à permettre les fluides de passer d'une partie à l'autre.

L'intérêt de ce type d'échangeur de chaleur est principalement sa résistance chimique aux liquides corrosifs ainsi que sa capacité modulaire : le bloc peut facilement être remplacé en cas de fuites. Le fait que le rapport volume libre pour passage des fluides/volume du bloc est très petit crée une grande inertie dans les cas de changements de température : le bloc agit comme un réservoir et peut lisser les différences de température.

Les blocs sont cependant fragiles tant aux chocs qu'aux grands écarts de température (problème de dilatation non-uniforme pouvant conduire à des fissurations du bloc). Le prix est relativement élevé par rapport aux autres types d'échangeurs et le transfert de chaleur est en général moyen : l'épaisseur de la paroi d'échange est plus grande que pour une surface d'échange en métal pour cause de fragilité, ce qui augmente la résistance au transfert [12].



Figure I. 22: Echangeur à Bloc

I.4. Choix de l'échangeur

Le choix d'un échangeur de chaleur pour une application donnée dépend de nombreux paramètres : les propriétés physiques des fluides, leur agressivité, les températures, ainsi que les pressions de service. Les contraintes d'encombrement et de maintenance doivent aussi être prises en compte, ainsi que les considérations économiques.

Tout d'abord, les échangeurs à faisceau tubulaire sont choisis pour des raisons technologiques qui résistent aux fortes pressions et ces derniers sont économiques.

I.4.1. Avantages et inconvénients des échangeurs

Les avantages et les inconvénients des échangeurs cités au précédemment sont classés dans le tableau suivant :

Types d'échangeurs	Avantages	Inconvénients
Echangeurs tubulaires	<ul style="list-style-type: none"> • Résiste aux fortes pressions. • Economique. • Accepte de grand écart de température. 	<ul style="list-style-type: none"> • Encombrent. • Difficulté de nettoyage. • Sensible aux vibrations.
Echangeurs à plaques	<ul style="list-style-type: none"> • Compact. • Modulable. • Prix compétitifs. • Peu de perte thermique. • Très bon coefficients de transferts. 	<ul style="list-style-type: none"> • Faible écart de température envisageable. • Perte de charge importante. • Pression de travail limitée.
Aéroréfrigérants à air induit	<ul style="list-style-type: none"> • bonne distribution de l'air. • Le niveau de bruit au sol et plus faible. • bonne protection du faisceau. moins de risques de recirculation d'air (vitesse de sortie de l'air plus grande) 	<ul style="list-style-type: none"> • exposition totale des tubes au soleil et à la pluie.
Aéroréfrigérants à air forcé	<ul style="list-style-type: none"> • puissance consommée plus faible. bonne accessibilité du faisceau. • moins de vibrations. • maintenance plus facile. 	<ul style="list-style-type: none"> • distribution pauvre d'air au dessus de la section. • le niveau de bruit au sol est plus grand, • nettoyage des faisceaux difficile et se fait sous démontage.

Tableau I.1 : Avantages et inconvénients des échangeurs de chaleurs

Après cette comparaison notre choix s'est porté sur un échangeur à faisceau tubulaire, ce choix a été basé sur des points vue tels que, l'exploitation et l'encombrement, ainsi que la facilité de nettoyage.

I.5 Conclusion

Les échangeurs de chaleurs sont utilisés principalement dans les secteurs de l'industrie (Chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.). Le choix d'un échangeur de chaleur pour une application donnée, dépend des nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé, permet un gain de rendement et d'énergie des procédés [13].

CHAPITRE II

Fonctionnement D'un Echangeur A Faisceau Et Calandre

II.1 Introduction

Les processus les plus couramment rencontrés dans l'industrie pétrochimique font intervenir l'échange de chaleur entre deux fluides. Le système utilisé dans cette situation est un échangeur de chaleur :

C'est un appareil destiné à transférer un flux de chaleur d'un fluide à un autre. En général, les deux fluides sont séparés par une paroi (simple ou composée) constituant ainsi une résistance thermique. Dans certains équipements, le transfert thermique se fait par contact direct entre les fluides. C'est le cas des condenseurs et évaporateurs, ou l'un des fluides subit un changement de phase.

Nous nous intéresserons aux échangeurs à fluides séparés, précisément aux échangeurs multitubulaires du fait de leur emploi quasi fréquent.

Ce type d'échangeurs est le plus répandu dans les unités de transformations des industries chimiques et pétrochimiques. Un faisceau de tubes est situé à l'intérieur d'une calandre dans laquelle circule le deuxième fluide. Cette conception se retrouve également dans les condenseurs, les rebouilleurs et les fours multitubulaires.

Tous les éléments entrant dans la construction de ces échangeurs ont fait l'objet d'une normalisation par la T.E.M.A. (Tubular Exchangers Manufacturer's Association) que l'A.S.M.E. (American Society of Mechanical Engineers) ou l'A.P.I. (American Petroleum Institute). [14]

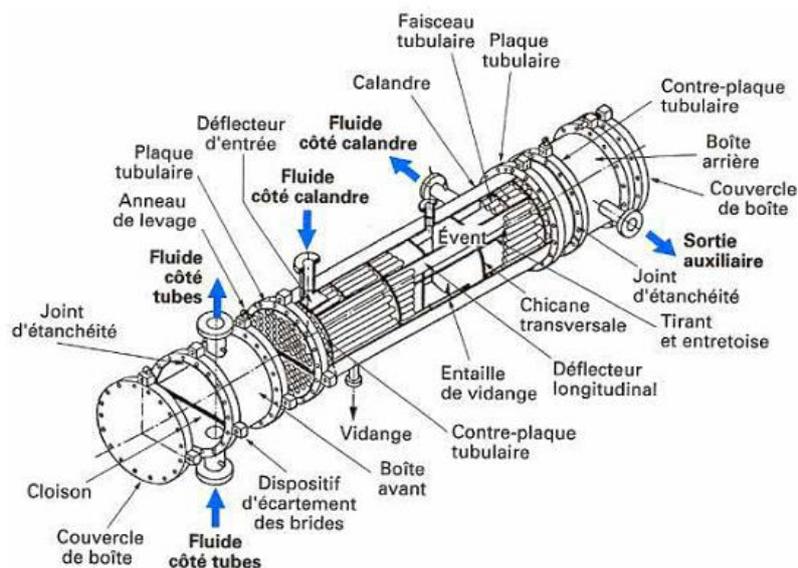


Figure II.1 : Divers constituant d'un échangeur TEMA

L'équipement qu'on étudie est un échangeur de chaleur à contact indirect (eau de mer / ammoniac) de type faisceaux et calandre à plaques tubulaires fixes. Les tubes sont montés sur les plaques tubulaires fixes qui sont soudées entre la calandre et les boîtes de distribution, l'échangeur repose sur deux supports, les tubes peuvent être disposés sur la plaque tubulaire en pas carré ou triangulaire comme le cas de notre échangeur (le pas est triangulaire).

Le but de cet échangeur est le refroidissement de gaz d'ammoniac est la diminution de sa température au maximum pour réaliser une meilleure réfrigération de l'ammoniac



Figure II.2 : Echangeur de chaleur (eau de mer / ammoniac)

II.2 Positionnement de l'échangeur de chaleur par rapport à l'unité de l'ammoniac :

L'échangeur de chaleur que j'ai choisi est installé dans la section de synthèse exactement dans la section de réfrigération de l'ammoniac, entre le compresseur de réfrigération et le ballon de détente de l'ammoniac

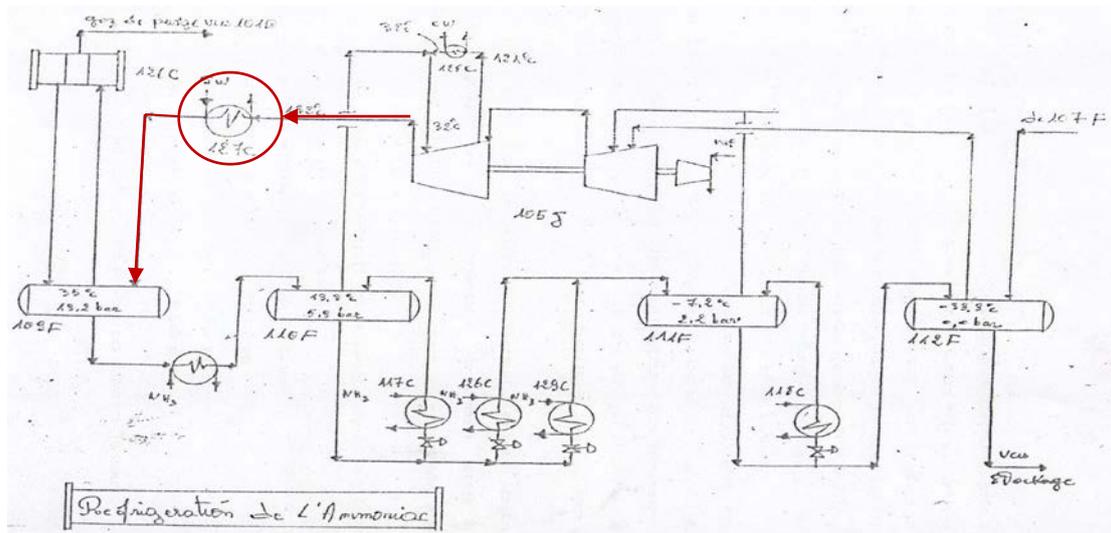


Figure II.3: Plan de réfrigération de l'ammoniac [15]

II.3 le principe de fonctionnement de l'échangeur :

L'échangeur de chaleur est un équipement statique où l'échange thermique dans cette appareil (eau de mer /ammoniac). Se fait entre l'eau de mer « coté tube » provenant de station de pompage au niveau de port et le gaz de synthèse l'ammoniac « coté calandre » provenant de refoulement de compresseur de réfrigération. Le passage des deux fluides dans l'échangeur s'effectue à contre-courant sans changement de phase.



Figure II.4 : Entré et sortie de l'échangeur

II.4 Caractéristiques technique et performance de l'échangeur (eau de mer / ammoniac) :

La Norme TEMA définit les principaux types d'échangeurs. Suivant cette norme, la forme de cet échangeur est caractérisée par 3 lettres **AEL**, sur la figure **I.15** sont représentés les différents types d'échangeurs sur la norme TEMA : [16]

- * 1ère lettre : **A** pour la boîte de distribution démontable.
- * 2ème lettre : **E** pour la calandre a une passe.
- * 3ème lettre : **L** pour la plaque tubulaire fixe.

II.4.1 la calandre et les boites de distribution :

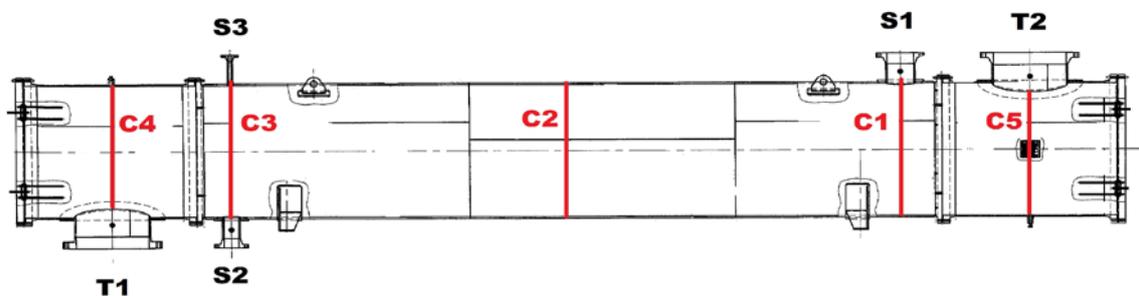


Figure II.5 : la calandre et les boites de distribution [17]

La calandre prend la forme d'un cylindre construit de trois viroles et comprend une entrée de gaz de l'ammoniac (S1) et une sortie de gaz plus ammoniac liquide (S2) et aussi un évent (S3) situé au sommet de la calandre pour faciliter le remplissage total de l'échangeur coté Ammoniac. De l'autre côté les boites de distribution comprennent une entrée d'eau de mer (T1) Une sortie (T2)

	Longueur total (mm)	Diamètre intérieur (mm)	Epaisseur (mm)	Diamètre extérieur (mm)	Sur épaisseur de corrosion (mm)	Fluide circule
Calandre	6830±3	1270	15	1300	0	NH3
Boite de distribution	1631±6	1270	15	1300	3	Eau de Mer

Tableau II.1 : Les dimensions de la calandre.

II.4.2 Les plaques tubulaires :

On les retrouve aux extrémités de la calandre. Les deux plaques ont une épaisseur de 70(+1,6 -0) mm qui sont en communication avec des boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau tubulaire.

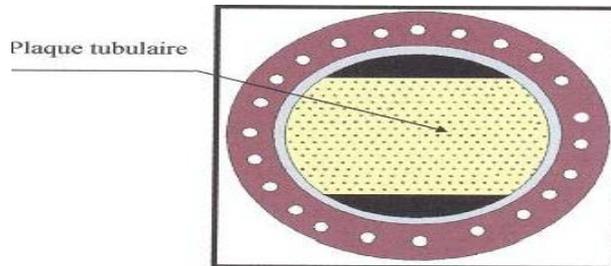


Figure II.6 : Plaque tubulaire.

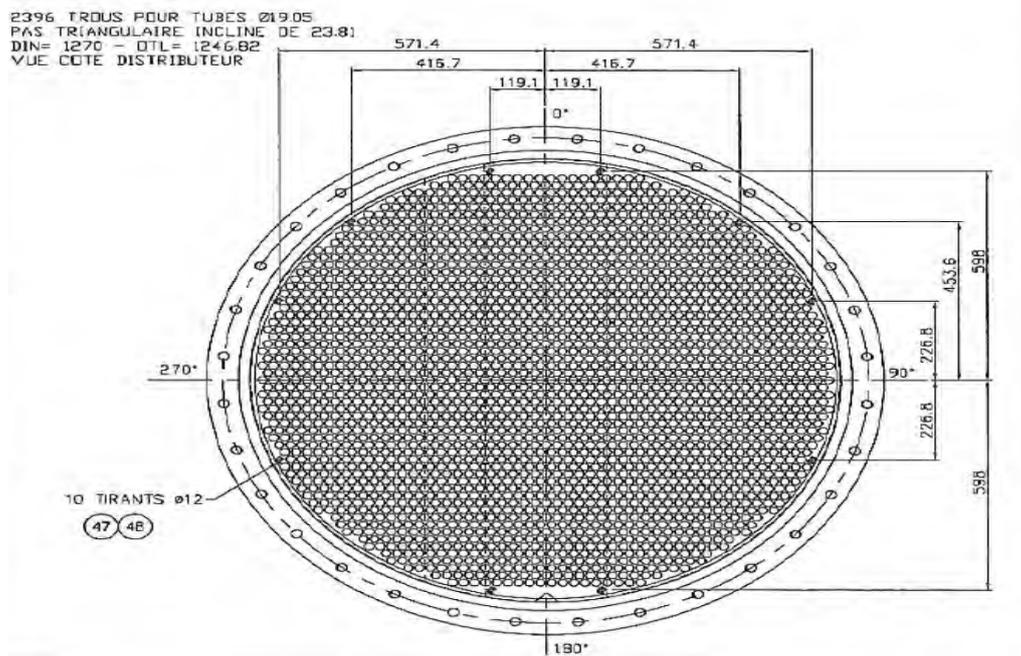


Figure II.7 : Une esquisse détaillée pour les plaques tubulaires [17]

Epaisseur (mm)	70
DIN (mm)	1270
OTL (mm)	1246,82
Type des pas (mm)	Triangulaire incline de 23,81

Tableau II.2 : Caractéristique des plaques tubulaire

II.4.3 faisceau tubulaire :

Les échangeurs tubulaires utilisent des tubes comme constituant principal de la paroi d'échange. Les matériaux utilisés dépendent des fluides choisis ; les plus courants sont les aciers ordinaires, les aciers inoxydables, le cuivre ou le laiton... etc.

L'échangeur (eau de mer /ammoniac) contient 2396 tubes droits rectilignes de 7010 mm de long, d'un diamètre de 19,25 mm et une épaisseur de 2,1mm

Nombre des tubes	2396
Longueurs des tubes (mm)	7010
Diamètre des tubes(mm)	19,05
Epaisseur des tubes(mm)	2,1
Nombre de passe	Une

Tableau II.3 : Caractéristique de faisceau tubulaire

II.4.4 Les chicanes :

Ce sont des tôles en forme de segment de 7mm d'épaisseur et de diamètre inférieur au diamètre de la calandre et la plaque tubulaire. Les chicanes sont dotées des trous de diamètres légèrement supérieurs aux diamètres extérieurs du tube du faisceau pour faciliter le passage de ces derniers lors de leurs montages. Entre les deux plaques tubulaires on trouve un ensemble de 12 chicanes. La première chicane est positionnée à 520 mm de la première plaque tubulaire. Les chicanes sont séparées eux d'un espace de 485mm. Le rôle de chicane est de maintenir les tubes droits et éviter leur fléchissement vibration et frottement.

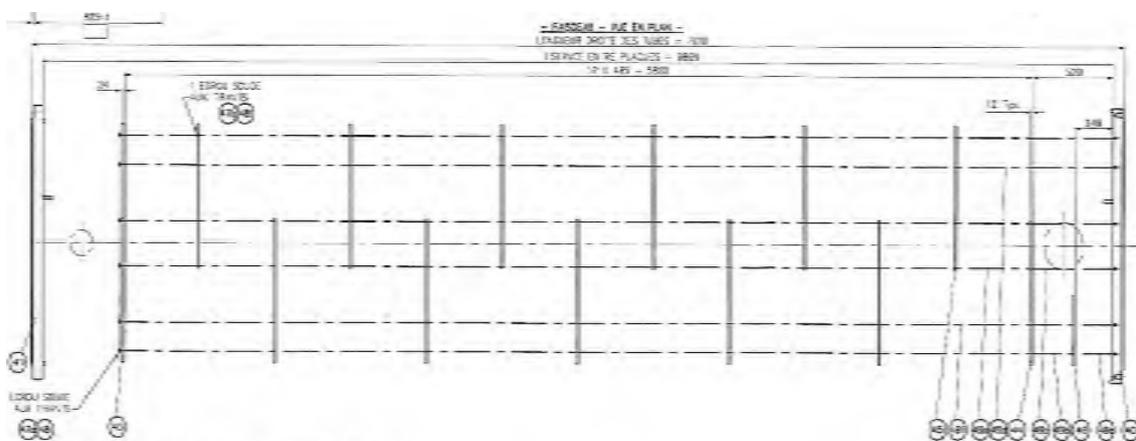


Figure II.8 : Emplacement des chicanes par rapport aux tubes et plaques tubulaires [17]

II.4.5 Les tirants et les entretoises :

Ce sont des dispositifs ou équivalents assurant la liaison du système de chicanes, qui ont pour objet de maintenir les chicanes et les plaques supports solidement en place, comme elles jouent un rôle d'amortisseur de vibration des tubes. Les tirants et entretoises doivent être du même matériau que la calandre.

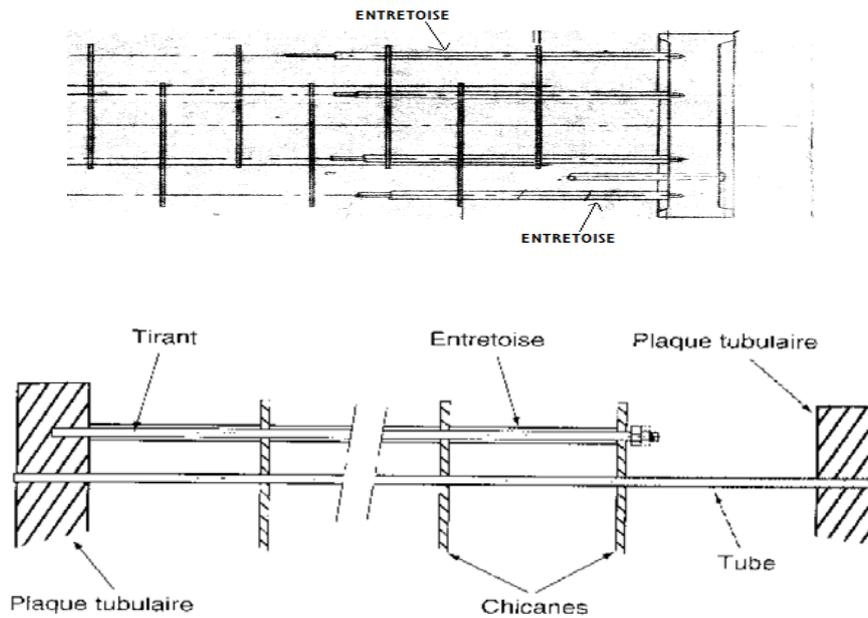


Figure II.9: emplacement des tirants et entretoises [18]

II.4.6 La boîte de distribution :

C'est l'organe qui distribue ou recueille le fluide aux extrémités des tubes c.-à-d. que la circulation dans le faisceau est assurée par l'adjonction d'une boîte de distribution, portant les brides d'entrée et de sortie.

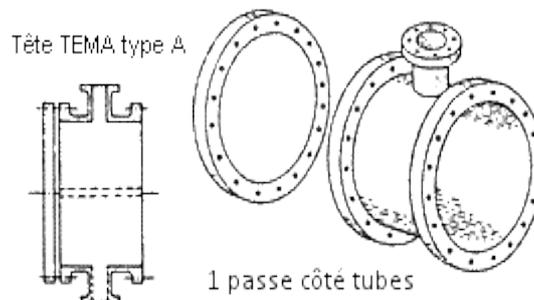


Figure II.10 : Boîte de distribution



Figure II.11 : Boite de distribution image réelle

II.5 Principaux problèmes de l'échangeur de chaleur :

La mise en service et exploitation des échangeurs de chaleur dépendent de plusieurs facteurs, comme les matériaux de construction, les fluides en circulation, les températures d'échange, les pressions et vitesses des fluides dans les différentes parties de l'échangeur, le changement de phase, les états de la surface des tubes, les interventions des opérateurs. Ainsi que les industriels sont les plus souvent confrontés aux phénomènes liés à l'encrassement, la corrosion et les vibrations.

Ceci provoque les dégradations des appareils et perturbe l'évolution de processus. Le mode de dégradation des appareils doit être connu du personnel exploitant et de maintenance afin de prévoir la défaillance et d'éviter des situations de panique général, et les problèmes existants dans notre cas (L'échangeur de chaleur eau de mer /ammoniac) sont :

II.5.1 L'encrassement des tubes de l'échangeur :

L'encrassement des équipements de transfert thermique peut être défini comme le dépôt de matériau ou de substance désirée sur les surfaces d'échange. Ce dépôt qui évalué dans le temps, peut constituer des cristaux, des sédiments, des résidus biologiques, des produits d'une réaction chimique ou bien encore de la combinaison de plusieurs de ces éléments (l'eau de mer) provenant des puits est un mélange de plusieurs substances. L'encrassement peut se produire à l'intérieur des tubes mais de moins dégréé.

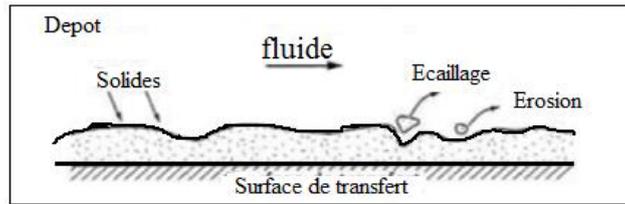


Figure II.12 : Encrassement des tubes

Le problème de l'encrassement de l'échangeur est surtout économique, du fait de coût élevé de l'énergie du matériau. Les dépôts ont généralement une faible conductivité thermique.

L'encrassement des échangeurs de chaleur se réduit par :

- Une réduction de l'efficacité des appareils.
- Une diminution de leurs performances.

En dimensionnant l'appareil, il faut spécifier une surface d'échange suffisante pour réaliser l'échange donné en utilisant :

- Une certaine valeur de résistance d'encrassement R_s .
- Une certaine vitesse de circulation du fluide élevée

A l'intérieur des tubes :

- Des surfaces raclées.
- La température de paroi des produits thermosensibles.
- Limitation de degré de sous refroidissement des fluides cristallisants.

II.5.2 Vibrations dans les échangeurs :

L'échangeur de chaleur (eau de mer /ammoniac) de mon cas a une longueur très importante qui provoque un problème de vibration des tubes. Le problème de vibration peut être limité par :

- L'utilisation des vitesses des fluides raisonnables.
- L'utilisation d'un déflecteur à l'entrée de la tubulure.
- La réduction de la longueur des tubes non supportés par les chicanes.

II.5.3 Corrosion des entres des tubes :

Les fluides corrosifs circulant côté tube peuvent engendrer des problèmes de corrosion importants surtout au niveau d'entre du tube. La corrosion d'échangeur de chaleur sera limitée en utilisant un matériau résistant :

- Acier inoxydable.
- Graphite pour les solutions aqueuses des acides minéraux.
- Matière plastique pour les températures inférieures à 100°C.

II.5.4 État de dégradation des échangeurs de chaleur :

- La présence de dépôts de sédiments et d'oxyde de fer dans les boîtes de distribution, plaques tubulaires et sur l'intérieur et l'extérieur des tubes ;
- Attaque de corrosion et piqûres sur les boîtes de distribution, plaques tubulaires et parois des calandres ;
- Percage des tubes ;
- De forts encrassements intérieurs et extérieurs des faisceaux par un dépôt de consistance très dure ;
- Dégradation des vannes de l'échangeur ;
- Fuites au niveau du dégonnage des tubes ;
- Corrosion dans les sections des cordons de soudure des tubes.

II.5.5 Bouchages des tubes dans la plaque tubulaire :

Après ma recherche sur l'échangeur que j'ai choisi le bouchage des tubes sur les plaques tubulaires :

- Il sera uniquement dans un des tubes percés.
- Le nombre des bouchons des tubes, il ne doit pas dépasser le 10% du nombre total de la plaque tubulaire pour le fonctionnement de l'échangeur ne change pas.

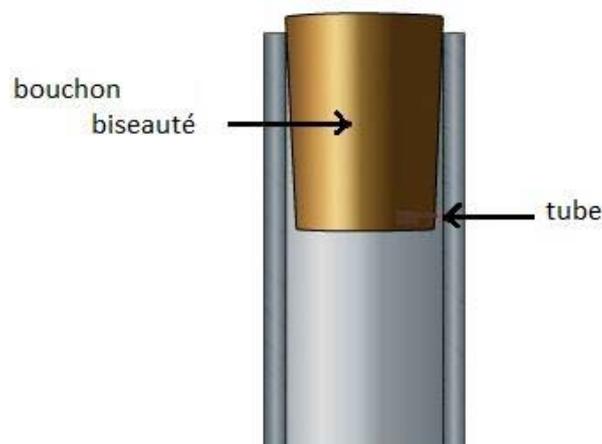


Figure II.13 : accostage du bouchon biseauté dans le tube

II.6 La maintenance de l'échangeur de chaleur :

L'application de la maintenance préventive et curative dans les échangeurs :

Lorsque la qualité de l'échange diminue, il faut procéder au nettoyage de l'appareil qui peut s'effectuer de deux façons, soit en marche à l'aide de produits chimiques, soit mécaniquement après démontage de certains éléments.

II.6.1 Nettoyage en marche :

Le traitement de l'eau de mer à l'entrée du l'échangeur en marche se fait par la station de coloration on amant au niveau de station de pompage pour éliminer et empêcher la ré pousse des collages et les algues.

II.6.2 Nettoyage pendant les phases d'arrêts :

Dans de nombreux cas, que les techniques de traitement des fluides et de nettoyage en continu soient ou non utilisées, il est nécessaire de procéder à un nettoyage complet de l'appareil. Cette opération s'effectue pendant les phases d'arrêts de l'installation et deux méthodes peuvent être utilisées (soit en semble, soit séparément) :

- Nettoyage mécanique,
- Nettoyage chimique



Figure II.14: nettoyage des tubes.

II.6.2.1 Nettoyage mécanique :

Le nettoyage mécanique pendant les phases d'arrêts peut être effectué sur l'échangeur en place lorsque l'espace disponible le permet ou sur une aire de nettoyage (échangeur démonté), plusieurs techniques peuvent être mise en œuvre :

- **Nettoyage à l'eau sous pression**

Elle est efficace pour enlever les dépôts à l'intérieur ou à l'extérieur des tubes d'échangeur ou pour d'autres types de géométrie, de façon occasionnelle, du sable peut être injecté avec l'eau pour arracher les dépôts durs mais dans ce cas, il Ya risque d'érosion de la surface et surtout de destruction du film protecteur anticorrosion.

▪ Nettoyage à l'aide d'outils

Cette technique est utilisée pour enlever les dépôts mêmes très durs à l'intérieur des tubes rectilignes de chaudières, de condenseurs, ou de tous autres échangeurs de chaleur. Ces outils peuvent être :

- A moteur d'entraînement électrique ou pneumatique entraînant une transmission flexible en rotation à l'extrémité de laquelle sont montés des outils tels que : des outils à molettes travaillant par frappe élastique, des outils à lames ou à éléments expansibles travaillant par grattage, des écouvillons(ou brosses),
- A moteur d'entraînement pneumatique pénétrant dans les tubes, montés à l'extrémité d'un tuyau d'alimentation en air, les outils utilisés :
 - ✓ Outils à molettes
 - ✓ Outils à lames
 - ✓ Tarières sur joint de cadran pour casser les dépôts durs
- A moteur d'entraînement pneumatique ou électrique à percussion entraînant des tubes épais rabotant entre eux et à l'extrémité desquels sont montés les outils de nettoyage :
 - ✓ Taillant pour enlèvement de dépôts très durs et épais,
 - ✓ Trépans pour enlèvement de tous dépôts,
 - ✓ Traceurs pour enlèvement de certains dépôts mous ou pâteux,
 - ✓ Ecouvillons
 - ✓ Mèches hélicoïdales pour enlèvement de dépôts collants
- Pistolet hydraulique (pression d'utilisation : 6 à 15 bars) propulsant des écouvillons spéciaux dans les tubes : ils permettent d'enlever des dépôts de boues ou d'algues dans des tubes de petit diamètre. [19]

II.6.2.2 Nettoyage chimique

Il présente de nombreux avantages :

- Opération rapide et efficace,
 - Les surfaces d'échange ne subissent pas de dégâts mécaniques importants,
 - Les solutions chimiques pénètrent jusqu'aux zones, inaccessibles de l'échangeur et le traitement de toute la surface d'échange est réalisé,
 - Il nécessite moins de main d'œuvre et peut se réaliser sans démontage de l'appareil.
- [19]

II.7 Conclusion :

Les échangeurs de chaleur sont des équipements très importants dans le processus de fabrication et de réfrigération de l'ammoniac.

Ils sont fabriqués sur commande en tenant compte des températures et pression tel qu'ils les prennent supérieur à celle du processus.

L'intérêt de prévoir un programme de maintenance est un acte qui permettra de diminuer le temps d'indisponibilité de l'équipement ainsi qu'augmenter la fiabilité et maintenir la cadence de la production.

Le bon fonctionnement de l'échangeur de chaleur (eau de mer/ammoniac) demande des interventions complexes et de la main d'œuvre qualifié afin de garantir un produit final (ammoniac) sans présence d'eau de mer.

Un bon entretien conduit toujours à un bon fonctionnement d'un équipement et à une réduction des temps d'arrêtes.

CHAPITRE III

**Calculs Thermiques de l'Echangeur
De chaleur (Eau de mer /Ammoniac)**

III.1. Introduction

Difficile d'être exhaustif sur la description technologique des échangeurs tant la diversité de ces appareils et de leurs variantes en fonction des constructeurs est importante.

Les échangeurs de chaleur à faisceau et calandre sont l'un des types les plus largement utilisés dans les industries de transformation et sont souvent utilisés dans les raffineries de pétrole, les centrales nucléaires et d'autres procédés chimiques à grande échelle. De plus, ils peuvent être trouvés dans de nombreux moteurs et sont utilisés pour refroidir un fluide.

Dans ce chapitre on va vérifier les performances de notre échangeur (eau de mer / ammoniac) de type faisceau-calandre d'une configuration méthodique. Avec une passe coté tube et une passe coté calandre.

La configuration dite méthodique est celle où les fluides circulent à contre-courants.

On l'appelle méthodique car c'est cette configuration qui permet d'obtenir les meilleures performances d'échangeurs.

III.2. Données du calcul de l'échangeur (Eau de mer /Ammoniac)

Propriétés	Fluide coté calandre (Chaud)	Fluide coté tube (froid)
Fluide	Ammoniac NH ₃ (gaz)	Eau de mer
Température d'entrée (°C)	$t_1 = 132^\circ\text{c}$	$T_1 = 24^\circ\text{c}$
Température de sortie (°C)	$t_2 = 35^\circ\text{c}$	$T_2 = 27^\circ\text{c}$
Débit massique (Kg/s)	$\dot{m} = 604,55$	$\dot{M} = 1034,97$
Masse volumique (Kg/ m ³)	$\rho_2 = 520$	$\rho_1 = 1025$
Conductivité thermique W/ (m .K)	$\lambda_2 = 0,4627$	$\lambda_1 = 0,5139$
Viscosité dynamique Kg/ (m .s)	$\mu_2 = 0,00020$	$\mu_1 = 0,00085$
Chaleur spécifique W/ (Kg .K)	$C_{p2} = 1,4853$	$C_{p1} = 0,2805$
Quantité de chaleur échangée (Design) (Kcal/h)	21575000	19600000
Pression absolue (bar)	13,2	03
Densité(m ² h K/Kcal)	0,59	0,25

Tableau III.1. Caractéristiques des fluides

Coté calandre	Ammoniac
Diamètre intérieur (mm)	$D_c = 1270$
Espacement des chicanes (mm)	$B=485$
Nombre de passes	$N_c = 1$
Epaisseur des chicanes (mm)	$e_c = 7$
Perte de charge admissible (bar)	$\Delta P_{admi} = 1,47$
Diamètre du segment occupé par le faisceau tubulaire (OLT) (mm)	1246,82
Résistance d'encrassement ($m^2 \cdot K/w$)	$r_c = 0,000172$

Tableau III.2. Caractéristiques de la calandre de l'échangeur de chaleur [17]

Coté tube	Eau de mer
Nombre des tubes	$N_t = 2396$
Conductivité thermique $W/(m \cdot K)$	$\lambda_p = 47,120$
Longueur des tubes (mm)	$L=7010$
Pas triangle de cote (mm)	$P=23,81$
Diamètre des tubes (mm)	$D=19,05$
Diamètre intérieure des tubes (mm)	$D_i = 14,85$
Epaisseur des tubes (mm)	$e_t = 2,1$
Nombre de passes Une	$N_p = 1$
Perte de charge admissible (bar)	$\Delta P_{admi} = 1,57$
Résistance d'encrassement ($m^2 \cdot K/W$)	$r_t = 0,0002$

Tableau III.3. Caractéristiques des tubes de l'échangeur de chaleur [17]

III.3. Application

Dans cette partie, nous allons déterminer la quantité d'énergie échangée entre les fluides chauds et froids qui nous permettra d'effectuer les différents calculs de l'échangeur (eau de mer /ammoniac) et les comparer aux donnés du design. La méthode de calcul est prise du livre P.Whuithier « Raffinage et génie chimique, tome I et II » [20, 21].

III.3.1. Expression du flux échangé

Quel que soit le type d'appareil utilisé, si l'on prend en considération que les conditions d'entrée et de sortie des deux fluides, il est possible d'établir le bilan thermique global de l'appareil en écrivant que la quantité de chaleur Φ perdue par le fluide chaud est égale à celle prise par le fluide froid, si l'on néglige les pertes thermiques.

$$\Phi = \dot{M}Cp_1 \cdot (T_2 - T_1) = \dot{m} \cdot Cp_2 (t_1 - t_2) \quad (1)$$

Où :

\dot{M} est le débit massique du fluide froid (eau de mer).

\dot{m} est le débit massique du fluide chaud (ammoniac).

Cp_1 Est la chaleur spécifique du fluide froid.

Cp_2 Est la chaleur spécifique du fluide chaud.

T_1 Et T_2 sont les températures d'entrée et de sortie de l'eau de mer respectivement Coté tube.

t_1 et t_2 sont les températures d'entrée et de sortie de l'ammoniac NH_3 respectivement coté calandre.

Les débits $q_{c1} = \dot{M} \cdot Cp_1$ et $q_{c2} = \dot{m} \cdot Cp_2$ sont appelés les débits calorifiques des deux fluides en ($W/^\circ C$). [10]

Le flux de chaleur peut donc finalement s'écrire :

$$\Phi = q_{c1}(T_2 - T_1) = q_{c2}(t_1 - t_2) \quad (2)$$

D'après l'équation (1)

$$\Phi = \dot{M}Cp_1 \cdot (T_2 - T_1)$$

$$\Phi = 1034,97 \cdot 0,2805 \cdot (27 - 24)$$

$$\Phi = 3135,5 \text{ KW}$$

par ailleurs, on peut appliquer l'équation de Fourier a l'ensemble de l'appareil :

$$\Phi = A \frac{\Delta T_{lm}}{R} = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (3)$$

Où :

A : est la surface totale d'échange offerte par l'appareil.

U : le coefficient du transfert de chaleur global.

ΔT_{lm} : la différence de température moyenne logarithmique entre les deux fluides.

R : résistance thermique global.

Remarque : Pour un appareil donné dont la surface A est une caractéristique géométrique calculable, les valeurs des termes U et ΔT_{lm} sont en fonction de la disposition interne des tubes, du nombre de passe et des caractéristiques de l'écoulement des tubes.

La géométrie des échangeurs réels fait que leur fonctionnement s'écarte de celui d'un échangeur parfait à contre-courant. Leur efficacité s'en trouve réduite, et ceci est représenté dans le calcul par un facteur correctif de la différence de température moyenne. L'équation prédisant l'intensité du transfert thermique devient donc :

$$\Phi = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{lm} \quad (4)$$

Avec :

ϕ : quantité de chaleur échangée (Watts)

F : facteur correctif de la différence de température (sans dimension)

U : coefficient de transfert thermique global (W/ (m² .k)

A : surface de transfert thermique (m²)

ΔT_{lm} : différence de température logarithmique moyenne entre le fluide chauffant e le fluide chauffé (°C).

Ce facteur correctif dépend de la géométrie de l'échangeur mais aussi du profil de température. Celui-ci est représenté par deux facteurs généralement nommés R et P (dans la littérature anglo-saxonne), dont les définitions sont les suivantes :

* R correspond au rapport des débits de capacité calorifiques des fluides.

* P correspond au rendement de chauffage ; si le fluide côté tubes sort de l'échangeur à la température d'entrée du fluide côté calandre (chauffage maximum possible), P=1.

Dans notre cas où on a une passe coté tube et une passe coté calandre F=1.

III.3.2. Différence de température logarithmique moyenne (DTLM)

L'échange s'effectue à contre-courant :

$$T_1 = 24 \text{ °C}, T_2 = 27 \text{ °C}$$

$$t_1 = 132 \text{ °C}, t_2 = 35 \text{ °C}$$

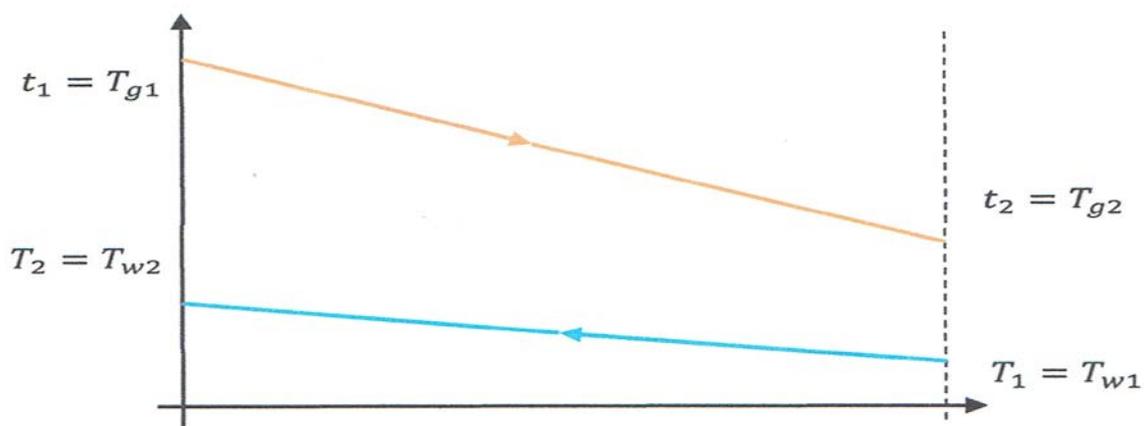


Figure III.1. Variations des températures dans l'échangeur
(Écoulement à contre-courant)

$$\Delta T_{LM} = \frac{(t_1 - T_2) - (t_2 - T_1)}{\ln \frac{(t_1 - T_2)}{(t_2 - T_1)}} \quad (5)$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{(132 - 27) - (35 - 24)}{\ln \frac{(132 - 27)}{(35 - 24)}}$$

$$\Delta T_{LM} = 41,66 \text{ }^\circ\text{C}$$

III.3.3. Coefficient global d'échange pour l'échangeur de chaleur

Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid est la résultante de trois phénomènes successifs :

- Convection entre le fluide chaud et la face externe de la paroi solide.
- Conduction à travers cette paroi solide.
- Convection entre la face interne de la paroi solide et le fluide froid.

Le coefficient d'échange d'un échangeur U est donné par la formule suivante :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + R_s + \frac{1}{h_2} + \frac{e}{\lambda}} \quad (6)$$

h_1 Et h_2 : coefficients d'échange correctifs locaux, calculés sur la base de corrélations et de nombres adimensionnels de *Reynolds* (Re), *Prandtl*(Pr) et le *Nusselt* (Nu).

e : épaisseur de la paroi en m

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

R_s : résistance due à l'encrassement de la paroi

L'obtention de la valeur U permet le calcul de la surface et les dimensions de l'échangeur.

III.3.3.1. Calcul du coefficient d'échange h_1 coté tube

On a:

$$Nu_1 = \frac{h_1 \cdot D_i}{\lambda_1} \quad (7)$$

Donc :

$$h_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{D_i}$$

III.3.3.1.a. vitesse massique du coté tube (fluide froid)

$$Gt = \frac{\dot{M}}{A_t \cdot N_t} \quad (8)$$

Où :

A_t : Section de passage du tube.

N_t : Nombre des tubes.

III.3.3.1.b. Section de passage coté tube

$$A_t = \frac{\pi}{4} (D_i)^2 \quad (9)$$

$$A_t = \frac{3,14}{4} (14,85 \cdot 10^{-3})^2$$

$$A_t = 1,73 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Donc :

$$G_t = \frac{1034,97}{1,73 \cdot 10^{-4} \cdot 2396}$$

$$G_t = 2496,86 \text{ Kg/ (m}^2 \cdot \text{s)}$$

III.3.3.1.c. Nombre de Reynolds

$$Re_1 = \frac{G_t \cdot D_i}{\mu_1}$$

$$Re_1 = \frac{2496,86 \cdot 14,85 \cdot 10^{-3}}{0,00085}$$

$$Re_1 = 43621,61$$

Re = 43621,61 > 10000 donc le régime est turbulent

Donc :

$$Nu_1 = 0,018 Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,3} \quad (10)$$

III.3.3.1.d. Nombre de Prandtl

$$Pr_1 = \frac{C_{p1} \cdot \mu_1}{\lambda_1} \quad (11)$$

$$Pr_1 = \frac{0,2805 \cdot 0,00085}{0,5139}$$

$$Pr_1 = 4,64 \cdot 10^{-4}$$

$$Nu_1 = 0,018 Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,3}$$

$$Nu_1 = 0,018 \cdot (43621,61)^{0,8} \cdot (4,64 \cdot 10^{-4})^{0,3}$$

$$Nu_1 = 9,26$$

Donc :

$$h_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{D_i}$$

$$h_1 = \frac{9,26 \cdot 0,5139}{14,85 \cdot 10^{-3}}$$

$$h_1 = 320,45 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

III.3.3.2. Calcul de coefficient h_2 coté calandre

Méthode de Donohue :

Donohue prend en considération l'espacement entre chicanes pour définir la valeur de la vitesse massique transversale G_{ct} et la hauteur sous chicane pour calculer une vitesse massique longitudinale G_{cl} , [21].

Ensuite, il définit une vitesse massique moyenne G_c , telle que :

$$G_c = \sqrt{G_{ct} \cdot G_{cl}} \quad (12)$$

$$Nu_2 = \frac{h_2 \cdot D}{\lambda_2} = 0,22 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,3} \quad (13)$$

$$Nu_2 = 0,22 \left(\frac{D \cdot G_c}{\mu_2} \right)^{0,8} \cdot \left(\frac{Cp_2 \cdot \mu_2}{\lambda_2} \right)^{0,3} \quad (14)$$

D : diamètre extérieur des tubes du faisceau.

III.3.3.2.a. Vitesse massique coté calandre

Vitesse massique transversale G_{ct}

La vitesse massique transversale est calculée pour l'aire de passage maximale, c'est à-dire dans la section équatoriale de l'échangeur :

$$G_{ct} = \frac{\dot{m}}{a_{cT}} \quad (15)$$

Soit B, l'espacement des chicanes, P le pas des tubes et D_c , le diamètre intérieur de la calandre. L'aire de passage a_{cT} entre deux chicanes varie selon l'arrangement des tubes selon la figure (Fig. III.2).

Le tableau III.4 donne les valeurs de a_{cT} , relatives à diverses dispositions.

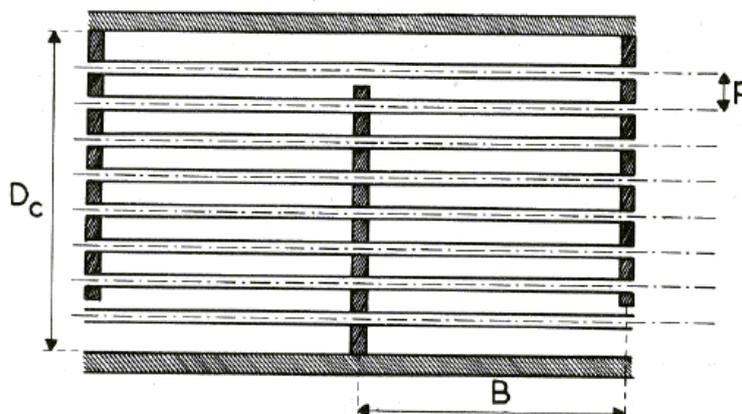


Figure III.2. Aire de passage transversale entre deux chicanes

	PAS NORMAL CARRÉ OU TRIANGULAIRE	PAS TRIANGULAIRE RENVERSE	PAS CARRÉ RENVERSE
Espacement entre tubes perpendiculairement au courant	P	$P\sqrt{3}$	$P\sqrt{2}$
Distance minimale de passage	$P - d_o$	$2(P - d_o)$	$2(P - d_o)$
Aire de passage : $a_{cT} = \alpha B D_c \frac{P - d_o}{P}$	$\frac{D_c}{P} (P - d_o) B$	$\frac{2}{\sqrt{3}} \frac{D_c}{P} (P - d_o) B$	$\sqrt{2} \frac{D_c}{P} (P - d_o) B$

Tableau III.4. Aire de passage, distance minimale de passage et espacement entre tubes perpendiculairement au courant en fonction du type du pas des tubes

Donc :

$$a_{cT} = \frac{D_c}{P} (P - D) \cdot B \tag{16}$$

$$a_{cT} = \frac{1270 \cdot 10^{-3}}{23,81 \cdot 10^{-3}} (23,81 \cdot 10^{-3} - 19,05 \cdot 10^{-3}) \cdot 485 \cdot 10^{-3}$$

$$a_{cT} = 0,1228 \text{ m}^2$$

D'après :

$$G_{ct} = \frac{\dot{m}}{a_{cT}}$$

$$G_{ct} = \frac{6,045}{0,1228}$$

$$G_{ct} = 49,23 \text{ Kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$$

Vitesse massique longitudinale G_{cL}

L'évaluation de l'aire de passage a_{cL} sous la chicane, pour $G_{cL} = \frac{\dot{m}}{a_{cL}}$ s'effectue en prenant une valeur proportionnelle à la différence :

(Section intérieure de la calandre – section des tubes).

$$a_{cL} = \frac{\pi}{4} (D_c^2 - N_t \cdot D^2) \cdot X \tag{17}$$

N_t : c'est le nombre total de tubes du faisceau

X : le rapport de l'aire du segment libre à la section intérieure de la calandre.

D'où :

$$G_{cL} = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot (D_c^2 - N_t D^2) \cdot X} \tag{18}$$

Donc :

La section intérieure de la calandre $S_{interieur}$

$$S_{interieur} = \frac{\pi \cdot D_c^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (1270 \cdot 10^{-3})^2}{4} \quad (19)$$

$$S_{interieur} = 1,266 \text{ m}^2$$

L'aire du segment libre à la section intérieure de la calandre

$$S_{libre} = S_{interieur} - \frac{\pi(OLT)^2}{4} \quad (20)$$

$$S_{libre} = 1,266 - \frac{3,14 \cdot (1246,82 \cdot 10^{-3})^2}{4}$$

$$S_{libre} = 1,61 - 1,22$$

$$S_{libre} = 0,046 \text{ m}^2$$

Donc :

$$X = \frac{S_{libre}}{S_{interieur}} = \frac{0,046}{0,266} \quad (21)$$

$$X=0,036$$

$$G_{cL} = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot (D_c^2 - N_t D^2) \cdot X}$$

$$G_{cL} = \frac{4 \cdot 6,045}{3,14((1270 \cdot 10^{-3})^2 - 2396 \cdot (19,05 \cdot 10^{-3})^2) \cdot 0,036}$$

$$G_{cL} = \frac{24,18}{0,084}$$

$$G_{cL} = 287,86 \text{ Kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$$

Donc :

$$G_c = \sqrt{G_{cT} \cdot G_{cL}}$$

$$G_c = \sqrt{49,23 \cdot 287,86}$$

$$G_c = 119,04 \text{ Kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$$

On remplace G_c par sa valeur dans l'équation :

$$\frac{h_2 \cdot D}{\lambda_2} = 0,22 \left(\frac{D \cdot G_c}{\mu_2} \right)^{0,8} \cdot \left(\frac{Cp_2 \cdot \mu_2}{\lambda_2} \right)^{0,3}$$

$$h_2 = \frac{\lambda_2}{D} \cdot 0,22 \left(\frac{D \cdot G_c}{\mu_2} \right)^{0,8} \cdot \left(\frac{Cp_2 \cdot \mu_2}{\lambda_2} \right)^{0,3}$$

$$h_2 = \frac{0,4627}{19,05 \cdot 10^{-3}} \cdot 0,22 \left(\frac{19,05 \cdot 10^{-3} \cdot 119,04}{0,00020} \right)^{0,8} \cdot \left(\frac{1,4853 \cdot 0,00020}{0,4627} \right)^{0,3}$$

$$h_2 = 1032,13 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

III.3.3.3. Calcul de la résistance globale d'encrassement dans l'échangeur

$$R_s = \frac{U_p - U_s}{U_p \cdot U_s} \quad (22)$$

U_p : Coefficient du transfert de chaleur propre.

U_s : Coefficient du transfert de chaleur sale.

III.3.3.3.a. Estimation de la surface d'échange disponible sur l'échangeur

$$S_{\text{disponible}} = Nt \cdot \pi \cdot d \cdot L \quad (23)$$

$$S_{\text{disponible}} = 2396 \cdot 3,14 \cdot 19,05 \cdot 10^{-3} \cdot 7010 \cdot 10^{-3}$$

$$S_{\text{disponible}} = \mathbf{1004,68 \text{ m}^2}$$

III.3.3.3.b. Calcul du coefficient du transfert sale U_s

$$U_s = \frac{\varphi}{S_{\text{disponible}} \cdot \Delta T_{lm}} \quad (24)$$

$$U_s = \frac{870,93}{1004,68 \cdot 41,66}$$

$$U_s = \mathbf{0,0208 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})}$$

III.3.3.3.c. Calcul du coefficient du transfert propre U_p

$$U_p = \frac{h_2 \cdot h_{ie}}{h_2 + h_{ie}} \quad (25)$$

Où h_{ie} est le coefficient du film interne rapporté à la surface extérieure.

$$h_{ie} = h_1 \cdot \frac{D_i}{D} \quad (26)$$

$$h_{ie} = 320,45 \cdot \frac{14,85 \cdot 10^{-3}}{19,05 \cdot 10^{-3}}$$

$$h_{ie} = \mathbf{249,8 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})}$$

$$U_p = \frac{1032,13 \cdot 249,8}{1032,13 + 249,8}$$

$$U_p = \mathbf{201,12 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})}$$

On Remplace :

$$R_s = \frac{U_p - U_s}{U_p \cdot U_s}$$

$$R_s = \frac{201,12 - 0,0208}{201,12 \cdot 0,0208}$$

$$R_s = \mathbf{48,07 (\text{m}^2 \text{K})/\text{W}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + R_s + \frac{1}{h_2} + \frac{e}{\lambda}}$$

$$U = \frac{1}{48,07 + \frac{1}{320,45} + \frac{1}{41092,33} + \frac{2,1 \cdot 10^{-3}}{47,120}}$$

$$U = 48,073 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

III.3.4. Calcul de la surface d'échange A'

D'après l'équation (3)

$$\varphi = U \cdot A' \cdot \Delta T_{lm}$$

$$A' = \frac{\varphi}{U \cdot \Delta T_{lm}}$$

$$A' = \frac{870,93}{48,073 \cdot 41,66}$$

$$A' = 1000,53 \text{ m}^2$$

III.3.5. Calcul de la surface d'échange disponible sur l'échangeur

$$A = N_t \times L_t \times D_t \times 3,14$$

$$A = 2396 \times 7010 \cdot 10^{-3} \times 19,05 \cdot 10^{-3} \times 3,14 = 1004,68$$

$$A = 1004,68 \text{ m}^2$$

Remarque : la différence de la surface disponible dans l'échangeur et la surface d'échange calculée est due au :

- Nombre et a la surface des chicanes
- Nombre et a la surface des tirants
- Nombre et a la surface des supports des tubes

La surface d'échange disponible est de 1004,68m² et celle calculée est 1000,53m², la différence est de 4,15m² environ de 0,41% de surface disponible.

La différence entre la surface disponible dans l'échangeur et la surface d'échange calculée est due aux nombre et surface des chicanes et les plaques support des tubes qui n'ont pas pris en compte au cours des calculs.

III.3.6. Calcul des pertes de charge

Les deux fluides qui traversent l'appareil s'écoulent sous l'effet d'un potentiel mesuré par la différentielle de pression DP entre l'entrée et la sortie et que l'on appelle la perte de charge.

La valeur de cette perte de charge est fonction de la vitesse de circulation du fluide et de leurs caractéristiques physiques : densité et viscosité, ainsi que de la géométrie de l'appareil.

III.3.6.1. Pertes de charge à l'intérieur des tubes

L'étude fondamentale de l'écoulement des fluides a permis d'établir la formule connue sous le nom d'équation de Fanning, valable en régime isotherme pour une longueur droite L de tuyauterie, de diamètre uniforme d_i :

$$\Delta P_t = \frac{n_c \cdot n_t \cdot G_t^2}{1,271 \cdot 10^{15} \cdot \rho_1} \left[\frac{f_t \cdot L}{D_i} + 2 \right] \text{ en kg/cm}^2 \quad (27)$$

Avec :

n_c : Nombre de passe coté calandre.

n_t : Nombre de passe coté tube.

G_t : Vitesse massique.

ρ : Densité du fluide.

f_t : Coefficient de friction, sans dimensions, fonction du nombre de Reynolds.

ΔP_t : Pertes de charge coté tube.

L : Longueur des tubes

La valeur du coefficient de friction f en fonction du nombre de Reynolds est donnée

par les expressions suivantes:

Régime laminaire ($Re < 2100$)

$$f = \frac{32}{Re_1} \quad (28)$$

Régime turbulent ($Re > 2100$)

$$* \text{ Tubes lisses d'échangeurs : } f = 0,0028 + 0,250 Re_1^{-0,32} \quad (29)$$

$$* \text{ Tubes rigides d'échangeurs : } f = 0,0070 + 0,528 Re_1^{-0,42}$$

Donc :

$$f = 0,0028 + 0,250 \cdot 43338,22^{-0,32}$$

$$f = 1,1006 \cdot 10^{-2}$$

$$\Delta P_t = \frac{1 \cdot 1 \cdot (8988668,49)^2 \cdot 10^{-3}}{1,271 \cdot 10^{15} \cdot 1025} \left[\frac{1,1006 \cdot 10^{-2} \cdot 7010 \cdot 10^{-3}}{14,85 \cdot 10^{-3}} + 2 \right]$$

$$\Delta P_t = 4,46 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/cm}^2$$

$$\Delta P_t = 4,37 \cdot 10^{-3} \text{ bar}$$

III.3.6.2. Pertes de charges à l'extérieur des tubes (coté calandre)

Les facteurs caractérisant l'écoulement dans la calandre sont très nombreux ; le courant principal du fluide s'écoule tantôt perpendiculairement au faisceau, tantôt parallèlement au travers d'une section de passage constamment variable.

Les tolérances de construction introduisent, en outre, des courants secondaires de fuite qui ont d'autant plus d'importance que le diamètre de la calandre est petit.

A l'usage, ces courants secondaires peuvent se développer ou se réduire selon qu'il y a érosion ou colmatage des jeux entre les divers éléments.

$$\Delta P_c = \frac{f \cdot G_{ct}^2 \cdot (N + 1) \cdot D_c}{1,271 \cdot 10^{15} \cdot D_e \cdot \rho_2} \tag{30}$$

Le coefficient de friction f est donné en fonction de Re à la figure III.3 et la distance parcourue par les fluides est égale à $(N + 1) \cdot D_c$.

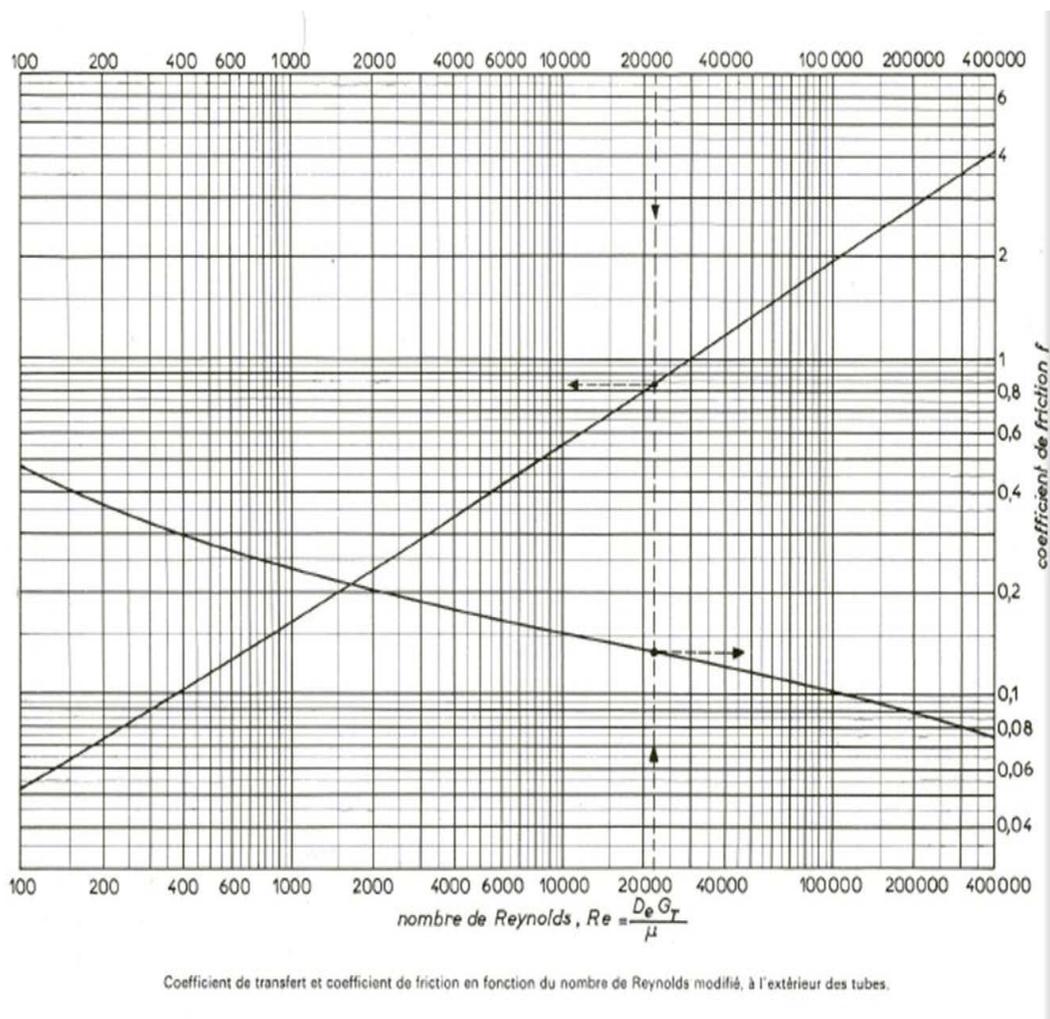


Figure III.3. Coefficient de friction en fonction du nombre de *Reynolds* [21]

$$D_e = \frac{3,464 \cdot P^2}{\pi \cdot D} - D \quad (31)$$

$$D_e = \frac{3,464 \cdot (23,81 \cdot 10^{-3})^2}{3,14 \cdot 19,05 \cdot 10^{-3}} - 19,05 \cdot 10^{-3}$$

$$D_e = 13,78 \cdot 10^{-3} m^2$$

D'après le graphe : $f = 0,12$

$$\Delta P_c = \frac{0,12 \cdot (177229,07)^2 \cdot (12 + 1) \cdot 1270 \cdot 10^{-3}}{1,271 \cdot 10^{15} \cdot 13,78 \cdot 10^{-3} \cdot 520}$$

$$\Delta P_c = 6,83 \cdot 10^{-6} \text{ kg/cm}^2$$

$$\Delta P_c = 6,69 \cdot 10^{-6} \text{ bar}$$

III.3.7. Efficacités de l'échangeur de chaleur

$$\varepsilon = \frac{\varphi}{\varphi_{\max}} \quad (32)$$

φ : est la quantité de chaleur échanger entre les deux fluides et φ_{\max} est la quantité de chaleur théorique échangé entre eux.

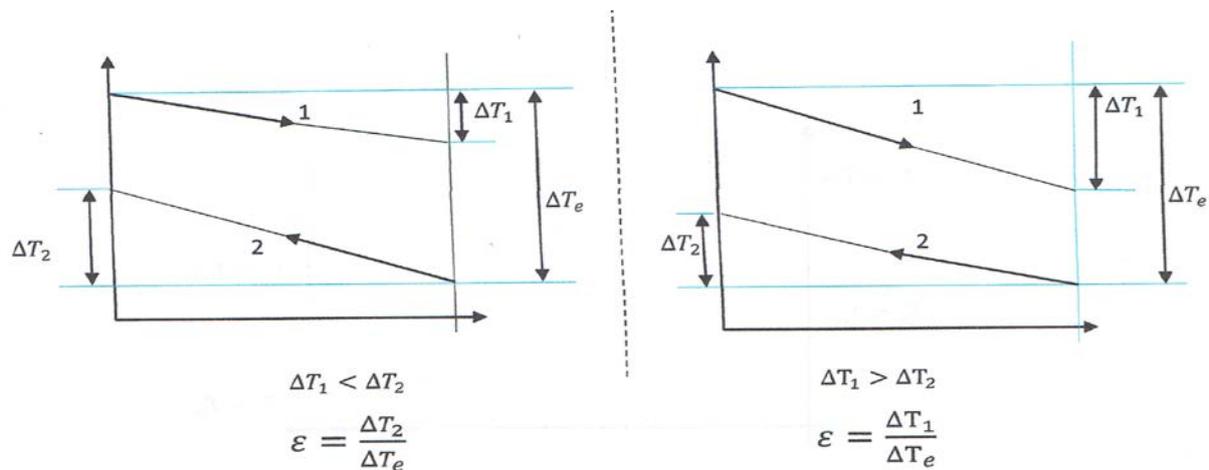


Figure III.4. Diagramme des températures pour le calcul de l'efficacité d'un échangeur de chaleur, à contre-courant

D'après les graphes de la figure III.4 on peut calculer l'efficacité de l'échangeur de chaleur

- cas où le fluide froid commande $\Delta T_2 < \Delta T_1$

- cas où le fluide chaud commande $\Delta T_2 > \Delta T_1$

$$\Delta T_2 = (T_2 - T_1) \quad \text{et} \quad \Delta T_1 = (t_1 - t_2)$$

$$\Delta T_2 = 27 - 24 = 3$$

$$\Delta T_1 = 132 - 35 = 97$$

Donc : $\Delta T_2 < \Delta T_1$ le fluide froid commande

$$\varepsilon = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_e} = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - T_1} = \frac{132 - 35}{132 - 24} \quad (33)$$

$$\varepsilon = 0,9$$

III.3.8. Détermination de l'efficacité avec des tubes bouchés

Dans le chapitre précédent on a parlé du bouchage des tubes fuyards si leur nombre ne dépassent pas les 10% on procède au bouchage.

Donc avec moins de tubes la surface d'échange va diminuer ce qu'il me ramène à refaire le calcul de l'efficacité de notre échangeur lorsqu'il est privé de ce pourcentage des tubes bouchés.

D'après l'inspection de notre échangeur (Eau de mer /Ammoniac) et après détection du bouchage des tubes, l'échangeur est remis en marche avec 200 des tubes bouchés.

$$N_t = 2396 \text{ tubes}$$

$$N_{tb} = 200 \text{ tubes}$$

Donc le pourcentage est à peu près de 8,34%

La surface équivalente à 8,34% des tubes au moins est :

$$A_{tb} = (N_t - N_{tb}) \cdot L_t \cdot D_t \cdot 3,14 \quad (34)$$

$$A_{tb} = (2396 - 200) \cdot 7010 \cdot 10^{-3} \cdot 19,05 \cdot 10^{-3} \cdot 3,14$$

$$A_{tb} = 920,82 \text{ m}^2$$

Donc l'efficacité avec 8,34% au moins :

$$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NUT^{0,22}}{R} [\exp(-R \cdot NUT^{0,78}) - 1] \right\} \quad (35)$$

Avec :

$$NUT = \frac{U \cdot A_{tb}}{C_{\min}} \quad (36)$$

$$R = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{\dot{m} \cdot C_{p2}}{\dot{M} \cdot C_{p1}} \quad (37)$$

Donc :

$$R = \frac{6,045 \cdot 1,4853}{1034,97 \cdot 0,2805}$$

$$R = 0,03$$

$$NUT = \frac{48,073 \cdot 920,82}{604,55 \cdot 1,4853}$$

$$NUT = 4,93$$

$$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{49,29^{0,22}}{3,09} [\exp(-0,03 \cdot 4,93^{0,78}) - 1] \right\}$$

$$\varepsilon = 0,87$$

Remarque : Diminution de l'efficacité pour un pourcentage de 41,1%.

III.3.9. La quantité de chaleur échangée avec 8,34% en moins

$$\varphi_{tb} = U \cdot A_{tb} \cdot F \cdot \Delta T_{lm} \quad (38)$$

$$\varphi_{tb} = 48,073 \cdot 920,82 \cdot 1 \cdot 41,66$$

$$\varphi_{tb} = 2885,65 \text{ KW}$$

φ_{tb} : Quantité de chaleur échangée avec le pourcentage des tubes bouchés

Donc, La perte de charge échangée est égale :

$$\dot{\varphi} = \varphi - \varphi_{tb} \quad (39)$$

$$\dot{\varphi} = 3135,5 - 2885,65$$

$$\dot{\varphi} = 249,85 \text{ KW}$$

III.4. Interprétation des résultats de calcul

On remarque que la surface calculée est proche de celle de l'échangeur et les pertes de charge qu'on a calculée sont inférieures aux pertes de charge admissibles.

Donc notre équipement fonctionne correctement ce qui prouve ou confirme le calcul de l'efficacité qui a atteint les 90%.

Par ailleurs, le bouchage de 8,34 % de tubes a causé une perte de chaleur correspondante à une diminution de l'efficacité de notre échangeur avec un pourcentage de 3,33%.

le bouchage des tubes fuyards donne lieu à une perte de flux échangé entre les deux fluides à une valeur de 249,85 KW

Notre étude durant le stage a été sur l'échangeur de chaleur faisceau tubulaire à calandre (Eau de mer /Ammoniac), on a pu comprendre son fonctionnement, son rôle important dans l'installation de stabilisation et voir les différents éléments qui le constituent.

L'un des problèmes existant dans notre échangeur est l'encrassement, si on ne prend pas en compte le phénomène d'encrassement, il y'aura une augmentation des pertes énergétiques et des frais de nettoyage élevé. Mais s'il est pris à temps, peut être nettoyé à moindre coût.

En effet, l'une des méthodes classiques utilisées le plus couramment pour détecter l'encrassement repose sur la mesure de la variation de l'efficacité de l'échangeur à travers le coefficient de transfert de chaleur.

Les calculs de vérification thermique nous ont permis d'évaluer la surface et le coefficient de transfert global d'échange thermique, ainsi que les pertes de charge. Les résultats obtenus sont positifs étant donné que la surface est très proche de la surface réelle de l'échangeur, et les pertes de charge sont inférieures des pertes de charge admissibles données par le constructeur.

Toutefois le bouchage des tubes fuyards donne lieu à une perte de flux échangé entre les deux fluides.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] A. OUGANA ; Etude et dimensionnement d'un système de refroidissement Tchou-lait, Candia, Universités de Bejaia ; 2019 ; 3p.
- [2] M. MEKCEM ; Dimensionnement d'une changeur a tube et calandre de l'unité décarbonatation du complexe GL1 Skikda, Universités de Annaba ;(2016/2017).
- [3] F. TAOURIT ; Etude comportement dynamique et thermique de deux écoulements du fluide dans un échangeur de chaleur ; Université Tlemcen (2012/2013).
- [4] N.DEZIRI ; Simulation d'une conception d'un échangeur de chaleur à faisceau et calandre, Université Annaba ; 2017 ; 6p.
- [5] P. Wuithier- Le Raffinage et génie chimique, Tome II- 2emeEdition-Edition TECHIP-Paris –France (1972).
- [6] L. KHADIR ; Calcul et dimensionnement d'un condenseur a faisceau et calandre, Université Tlemcen ; 2006/2007.
- [7] S. Sall ; Introduction général échangeur de chaleur ; Mémoire de fin d'étude ; Université de Tlemcen (2014).
- [8] S. Sall ; Introduction général échangeur de chaleur ; Mémoire de fin d'étude ; Université Tlemcen ; 2014 ; pp. 1-2.
- [9] S. Sall ; Dimensionnement de l'échangeur à faisceau et calandre ; Mémoire de fin d'étude ; Université Tlemcen ; 2014 ; 54 p.
- [10] A. BONTEMPS, A. GARRIGUE, C. GOUBIER, J. HEUTZ, C. MARVILLET, P. MERCIER, R. VIDIL, « Description des échangeurs », Techniques de L'ingénieur (B 2341).
- [11] B. Cherif ; Calcul et technologie des échangeurs de chaleur, Office des publications universitaires ; 2012.
- [12] NE. DEZIRI ; Simulation d'une conception d'un échangeur de chaleur à faisceau et calandre, Universités Annaba ; 2017 ; 9-10p.
-

- [13] M. Zemri ; Energies Renouvelables ; Cours Master 1 Energies Renouvelables ; 2016/2017, 67 p.
- [14] Amirouche et Oualid ; Etude thermique d'un échangeur de chaleur a faisceau et calandre E102A/B, Universités de Boumerdes ; 2014 ; 12-13p.
- [15] Kellogg Job N°5142-ANNABA Description du procédé.
- [16] Technologie et documents à l'usage des dessinateurs de bureaux d'études « Pétrole et Pétrochimie ». Charles Antonelli, Fernand Ranchoux, 3ème édition, 1976.
- [17] Isométrie des lignes (conduites des effluents) et Inspection technique d'unité d'Ammoniac Fétil-Annaba.
- [18] FOURE LAGADEC, 2 rue de la vallée, 76600 LE HAVRE - FRANCE, PLAN N° : PL 95151-01, Rev 2.
- [19] Amirouche et Oualid ; Etude thermique d'un échangeur de chaleur a faisceau et calandre E102A/B, Universités de Boumerdes ; 2014 ; 24-25p.
- [20] P. whuithier, Raffinage et génie chimique, tome I, 1972.
- [21] P. whuithier, Raffinage et génie chimique, tome II, 1972.
-
- 