

République Algérienne Démocratique et Populaire  
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche  
Scientifique  
جامعة أبو بكر بلقايد- تلمسان  
Université ABOUBEKR BELKAID – TLEMCEN  
Département Génie Mécanique  
Faculté : TECHNOLOGIE



## MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du **diplôme** de **MASTER**

**En** : Génie Mécanique  
**Spécialité** : Energétique  
**Par** : FETTOUHI Lamia Sanaa  
&  
FETTOUHI Mohamed Houssef

### Thème

*Etude de colmatage de l'échangeur X05-E-512 des trains de  
liquéfaction de gaz naturel-complexe GL1Z- SONATRACH*

Soutenu publiquement, le 04 /06/2023, devant le jury composé de :

M/ ALIANE Abdenour	MCB	Université de Tlemcen	Président
M/BENRAMDANE Mohammed	MCA	Université de Tlemcen	Examinateur
M/SAIM Rachid	PROF	Université de Tlemcen	Encadreur
M/FETTOUHI Fethi	ING	Sonatrach	Co-Encadreur

Année universitaire : 2022/2023

## REMERCIEMENTS

*Tout d'abord, nous remercions Dieu le tout puissant qui nous a aidé et guidé pour compléter et terminer ce travail. Nous tenons également à exprimer notre grande gratitude à nos encadreurs, Mc. SAIM Rachid, Professeur à l'université de Tlemcen, Département de Génie Mécanique et Mc FETTOUHI Fethi, cadre Ingénieur à Sonatrach pour leurs aides, leurs patiences et leur suivi continu de ce travail.*

*Un salut sincère à nos professeurs respectés et loyaux qui ont été la raison de notre succès.*

*Nour remercions également Monsieur A.AIANE, professeur à l'université de Tlemcen pour l'honneur qu'il ma fait en acceptant de présider le jury.*

*Nous remercions monsieur M.BENRAMDEN, chef de département génie mécanique, université de Tlemcen qu'il ma acceptant d'examiner ce travail malgré ses nombreuses charges.*

*Sans oublier de remercier toute l'équipe pédagogique : l'administration, le secrétariat et les différents services pour leur disponibilité et leur aide. Nous saisissons cette occasion pour adresser nos profonds remerciements au Personnel du complexe GNL1/Z d'Arzew-Sonatrach.*

*Nous remercions également tous les amis pour leurs conseils.*

*Sans oublier bien sûr nos parents et toute la famille pour leur précieux soutien tout au long de notre mémoire.*

## DÉDICACE

*Merci mon dieu d'avoir donné la force et la volonté pour  
faire ce modeste travail*

*Je tiens à dédier ces efforts à  
Mes parents, mes frères, A tous mes amis et tous mes  
camarades de la promotion Master Energétique 2022.*

*Fettouhi Mohammed Housseem*

## DÉDICACE

*J'ai le grand plaisir de dédier ce modeste travail à :*

*A*

*Ma source de bonheur :*

*Mon père, ma mère pour leur amour, leur bonté, leur sacrifice, leur encouragement perpétuels, et leur soutien*

*Puisse dieu prolonger leur vie dans le bonheur.*

*A mon marie qui ma soutenu durant mes études.*

*A mes beaux parents.*

*A mes sœurs et mes frères.*

*A mes tantes et mes oncles.*

*Je voudrais dédier ce travail à mon frère Fettouhi Mohammed Housseem, je lui souhaite plein succès dans sa carrière.*

*Fettouhi Lamia Sanaa*

## ملخص

تهتم هذه الدراسة بتقييم وتحسين أداء الطاقة الحرارية للمبادل الحراري ذي النواة والقشرة المشفرة X05-E-512، والبقاء عند مستوى مجمع GL1Z في Arzew-Sonatrach. سوائل العمل عبارة عن ماء بحر (سائل بارد) يدور على جانب الأنبوب والسائل الآخر هو MCR (سائل ساخن) يدور على جانب الصدفة. بعد فترة من التشغيل، يخضع هذا المبادل للانسداد والقاذورات مما يؤدي إلى انسداد كامل لحزمة الأنبوب. الهدف من هذه الدراسة هو اقتراح حلول حرارية للطاقة من أجل تحسين الأداء الهيدروليكي الحراري لهذا الجهاز. نعتمد ثلاثة حلول مختلفة، وهي: قياس أبعاد المبادل الحراري بأنابيب ذات زعانف منخفضة متكاملة كحل أول،  $a$  يتم التعبير عن الحل الثاني بطريقة KERN لمبادل تيار موازٍ لتشغيل القطارات على الأقل بنسبة 50% من الإنتاج والحل الأخير هو محلول كيميائي ومحلول ميكانيكي. أظهرت النتائج التي تم الحصول عليها أن التعديلات المقترحة تؤدي إلى تحسين الأداء مثل سطح التبادل، ومعامل نقل الحرارة، ومقاومة القاذورات، وما إلى ذلك.

**الكلمات المفتاحية:** المبادل الحراري، الشعاع والصدفة، طريقة كيرن، معامل التحويل، مقاومة القاذورات، سطح التبادل

## **Abstract**

This study is interested in evaluating and improving the thermo-energetic performance of the heat exchanger with core and shell coded X05-E-512, remaining at the level of the GL1Z complex of Arzew-Sonatrach. The working fluids are seawater (cold fluid) circulating on the tube side and the other fluid is the MCR (hot fluid) circulating on the shell side. After a period of operation, this exchanger undergoes clogging and fouling which leads to total blockage of the tube bundle. The objective of this study is to propose thermo-energetic solutions in order to improve the thermo-hydraulic performances of this device. We adopt three different solutions, namely: dimensioning of a heat exchanger with tubes with integral low fins as the first solution, a second solution articulating on the KERN method for a parallel current exchanger to operate the trains at least at 50% production and a last solution is a chemical solution and mechanical solution. The results obtained showed that the proposed modifications lead to an improvement in performance such as the exchange surface, the heat transfer coefficient, the fouling resistance, etc.

**Keywords:** heat exchanger, beam and shell, KERN method, transfer coefficient, fouling resistance, exchange surface.

## Résumé

Cette étude s'intéresse à évaluer et améliorer les performances thermo-énergétiques de l'échangeur de chaleur à faisceau et calandre codé X05-E-512, demeurant au niveau du complexe GL1Z d'Arzew-Sonatrach. Les fluides de travail sont, l'eau de mer (fluide froid) circulant coté tube et l'autre fluide est le MCR (fluide chaud) circulant coté calandre. Après une durée de fonctionnement, cet échangeur subit un colmatage et encrassement qui ramène au bouchage total du faisceau tubulaire. L'objectif de cette étude est de proposer des solutions thermo-énergétique afin d'améliorer les performances thermo-hydrauliques de cet appareil en adoptons trois solution différentes à savoir : dimensionnement d'un échangeur à tubes à ailettes basses intégrales comme première solution, une seconde solution articulante sur la méthode de KERN pour un échangeur à courant parallèle pour faire fonctionner les trains au moins à 50 % de production et une dernière solution est une solution chimique et solution mécanique . Les résultats obtenus ont montré que les modifications proposées entraînent une amélioration des performances telles que la surface d'échange, le coefficient de transfert de chaleur, la résistance d'encrassement ect.....

**Mots clés :** échangeur de chaleur, faisceau et calandre, méthode de KERN, coefficient de transfert, la résistance d'encrassement, surface d'échange.

# Table des matières

REMERCIEMENTS.....	1
DÉDICACE.....	2
DÉDICACE.....	3
RÉSUMÉ.....	4
TABLE DES MÉTIERS.....	7
LISTE DES FIGURES.....	12
LISTE DES TABLEAUX.....	14
NOMENCLATURE.....	15
INTRODUCTION.....	17

## Chapitre I

### *Généralités sur les échangeurs de chaleur et le phénomène d'encrassement*

I.1. Introduction : .....	4
I.2. Transfert de chaleur : .....	4
I.2.1. Modes de transfert de chaleur : .....	4
• Conduction : .....	4
• Convection : .....	5
• Rayonnement : .....	5
I.3. Echangeurs de chaleur : .....	5
I.3.1. Définition : .....	5
I.3.2. Critères de classification des échangeurs de chaleur : .....	5
I.3.3. Classification selon la technologie : .....	6
I.3.4. Classification selon le mode de transfert de chaleur : .....	6
I.3.5. Classification suivant le procédé de transfert de chaleur : .....	6
I.3.6. Classification fonctionnelle : .....	6
I.3.7. Classification suivant la nature du matériau de la paroi d'échange : .....	7
I.4 Principaux types d'échangeur de chaleur : .....	7
I.4.1.Echangeurs Tubulaires : .....	7
I.4.1.1. Echangeurs double-tubes : .....	8



I.4.1.2. Echangeurs à faisceau tubulaires :	9
I.4.2. Echangeurs à tube et calandre :	10
I.4.2.1. Description :	11
I.4.2.2. Calandre :	12
I.4.2.3. Faisceau :	12
I.4.2.4. Chicanes :	13
I.4.2.5. Passes :	13
I.4.2.6. Plaques tubulaires :	14
I.4.2.7. Boîtes de distribution :	14
I.4.3. Norme Tema :	15
I.4.4. Echangeurs à ailettes :	16
I.4.5. Echangeurs à plaques :	16
I.5. Encrassement :	17
I.5.1. Classification : différents types d'encrassement :	17
I.5.1.1. Encrassement particulaire :	18
I.5.1.2. Entartrage :	18
I.5.1.3. Corrosion :	18
I.5.1.4. Encrassement biologique :	18
I.5.1.5. Encrassement par réaction chimique :	19
I.5.1.6. Encrassement par solidification :	19
I.5.2. Résistance d'encrassement :	19
I.5.3. Effet de l'encrassement sur le fonctionnement des échangeurs :	20
I.5.4. Dimensionnement des échangeurs avec prise en compte de l'encrassement :	20
I.5.5. Apparition et développement de l'encrassement :	21
I.5.6. Causes d'encrassement :	22
I.6. Conclusion :	23

## **Chapitre II**

### **Situation de la zone d'étude**

II.1 Historique:	25
II.2. Situation géographique du complexe GL1/Z :	25
II.3. Généralités sur le gaz naturel :	25
II.4. Usine de liquéfaction de gaz naturel GL1/Z:	26
II.4.1. Fonction de l'usine :	26

II.4.2. Description du complexe GL1Z : .....	26
II.4.3. Zone utilités : .....	26
II.4.4. Zone process : .....	27
II.4.5. Zone Terminal : .....	27
II.5. Différentes sections de liquéfaction dans le complexe GL1Z : .....	28
II.5.1. Section de traitement de gaz : .....	28
II.5.2. Section de fractionnement : .....	28
II.5.3. Section de séparation et de liquéfaction : .....	29
II.5.1. Section de traitement de gaz : .....	29
II.5.1.1. Décarbonatation : .....	30
II.5.1.2. Déshydratation : .....	30
II.5.1.3. Démercurisation : .....	31
II.5.1.4. Pré- refroidissement : .....	31
II.5.1.5. Séparation de la tour de lavage : .....	32
II.5.2. Section De Fractionnement : .....	32
II.5.2.1. Déméthanisation: .....	32
II.5.2.2. Dééthanisation : .....	32
II.5.2.3. Dépropanisation : .....	33
II.5.2.4. Débutanisation : .....	33
II.5.3. Section de séparation et de liquéfaction : .....	33
II.5.3.1. Section de séparation : .....	33
II.5.3.2. Section de liquéfaction : .....	34
II.5.3.3. Section boucle propane : .....	34
II.5.3.4. Section boucle MCR : Système de réfrigération mixte MCR (multiple composant réfrigérant) : .....	35
II.5.4. Stockage et chargement du GNL : .....	36
II.6. Organigramme de complexe : .....	37
II.7. Conclusion : .....	38

## **Chapitre III**

### ***Description technologique de l'échangeur X05-E-512***

III.1. Introduction : .....	39
III.2. Positionnement de l'échangeur de chaleur par rapport à l'unité de l'MCR2 : .....	40
III.3. Principe de fonctionnement de l'échangeur : .....	41

III.4. Caractéristiques technique et performance de l'échangeur (eau de mer / MCR2) : .....	41
III.4.1. Calandre et les boites de distribution : .....	41
III.4.2. Plaques tubulaires : .....	42
III.4.3. Faisceau tubulaire : .....	43
III.4.4. Chicaneaux : .....	43
III.4.5. Tirants et les entretoises : .....	43
III.4.6. Boite de distribution : .....	44
III.5. Historique de l'échangeur E.512 : .....	45
III.6. Principaux problèmes de l'échangeur de chaleur : .....	46
III.6.1. Encrassement des tubes de l'échangeur : .....	46
III.6.2. Vibrations dans les échangeurs : .....	48
III.6.3. Corrosion des entres des tubes : .....	48
III.6.4. État de dégradation des échangeurs de chaleur : .....	48
III.6.5. Bouchages des tubes dans la plaque tubulaire : .....	48
III.7. Conclusion : .....	49

## **Chapitre IV**

### ***Calcul de vérification de l'appareil existant X05-E-512***

IV.1 Introduction : .....	50
IV.2 Présentation de la méthode de KERN pour le calcul d'un échangeur a faisceau et calandre [14] : .....	50
IV. 3 Fiche technique donnée par le constructeur .....	53
IV.4 Calcul Thermique : .....	54
IV.4.1 Bilan Thermique : .....	54
IV.4.1.1. Calcul des enthalpies aux températures T1 et T2 du MCR chaud : [14] .....	55
IV.4.1.2. Calcul De H1, H2 : [14] .....	55
IV.4.2. Calcul De La DTLM : [14] .....	55
IV.4.3. Calcul du facteur de correction (F) : [14] .....	56
IV.4.4. Choix de l'appareil : [14] .....	57
IV.4.5. Calcul des températures caloriques : [14] .....	60
IV.4.6. Calcul de coefficient propre de transfert de chaleur Up : .....	61
IV.5. Calcul Hydraulique : [14] .....	69
IV.5.1. coté tubes ( $\Delta p_t$ ) : .....	69

IV.5.2. coté calandre ( $\Delta p_c$ ) : [14].....	69
--	----

## Chapitre V

### *Solutions de problème de l'échangeur X05-E-512*

V.I.Première Solution proposée(Deux échangeurs en parallèle) : .....	72
V.I.1. Introduction : .....	72
V.I.2. Calcul thermique : [14].....	74
V.I.2.1. Quantité de chaleur échangée : .....	74
V.I.2.2. Calcul de la DTLM : .....	74
V.I.3. Choix de l'appareil:[14].....	74
V.I.4. Calcul de coefficient propre Up de transfert : [14].....	75
V.I.5. Calcul hydraulique : .....	83
V.I.5.1. Calcul de perte de charge coté tubes $\Delta p_t$ : .....	83
V.I.5.2. Calcul de perte de charge coté calandre $\Delta p_c$ : .....	83
V.I.6. Conclusion : .....	84
V.II.Deuxième Solution proposée(Deux échangeurs en parallèle) : .....	85
V.II.1. Introduction : .....	86
V.II.2. Nomenclature : .....	86
V.II.3. Présentation De La méthode De Calcul : .....	86
V.II.4. Calcul Thermique: .....	90
V.II.5. Calcul Hydraulique: .....	97
V. III. Troisième Solution proposée (Solution chimique et solution mécanique) .....	108
V.III.1. Introduction : .....	108
V.III.2. La maintenance de l'échangeur de chaleur : .....	108
V.III.2.1. Nettoyage en marche : .....	108
V.III.2.2. Nettoyage pendant les phases d'arrêts : .....	108
V.III.3. Tableau Récapitulatif : .....	113
V.III.4 Conclusion : .....	114
Conclusion générale:.....	108
Références bibliographiques .....	110
Les annexes.....	111

# LISTE DES FIGURES

Figure I.1 : Echangeur de chaleur à double tube.....	8
Figure I.2 : Échangeur Co/Contre- Courant.....	8
Figure I.3 : Echangeur à faisceau tubulaire.....	9
Figure I.4 : Faisceau tubulaire avec plaque tubulaire fixe.....	10
Figure I.5 : Faisceau tubulaire avec plaque tubulaire flottante.....	10
Figure I.6 : Faisceau tubulaire avec tubes en U.....	10
Figure I.7 : Echangeurs de chaleur à calandre et tube.....	11
Figure I.8 : Circulation du fluide dans les échangeurs à tubes et calandre.....	11
Figure I.9 : Structure d échangeur à tube et calandre.....	12
Figure I.10 : Faisceau tubulaire.....	12
Figure I.11: Installation des chicanes dans l'échangeur.....	13
Figure I.12 : Position des passes du fluide dans l'échangeur.....	14
Figure I.13 : Plaque tubulaire.....	14
Figure I.14 : Types de chambre de distribution.....	15
Figure I.15 : Normes de TEMA.....	15
Figure I.16 : Echangeurs de chaleur de tubes avec ailettes.....	16
Figure I.17 : Echangeur de chaleur à plaques.....	17
Figure I.18 : Dimensionnement d'un échangeur (prise en compte de l'encrassement).....	21
Figure I.19 : Représentation schématique des phases de dépôt et de réentraînement de l'encrassement dans le cas d'un liquide.....	22
Figure II.1 : Principales étapes de liquéfaction de gaz.....	29
Figure II.2 : Organigramme de complexe.....	37
Figure III.1 : Divers constituant d'un échangeur TEMA.....	39
Figure III.2 : Echangeur de chaleur (eau de mer / MCR2).....	40
Figure III.3 : Calandre et les boites de distribution.....	41
Figure III.4 : Plaque tubulaire.....	42
Figure III.5 : Emplacement des chicanes par rapport aux tubes et plaques tubulaires.....	43
Figure III.6 : Emplacement des tirants et entretoises.....	44
Figure III.7 : Boite de distribution.....	44
Figure III.8 : Boite de distribution réelle.....	45
Figure III.9 : Encrassement des tubes.....	47

Figure III.10 : Encrassement des tubes réels.....	47
Figure IV.1 : Détermination de la DTLM.....	56
Figure V.I : Présentation les tubes à ailette.....	90
Figure V.2 : Aire de passage transversal entre deux chicanes.....	94
Figure V.3 : Coefficient de friction en fonction du nombre de Reynolds.....	99
Figure V.4 : Nettoyage des tubes.....	103
Figure V.5 : MAPPING du E-512 du T200.....	104
Figure V.6 : Situation des travaux d'inspection relatifs aux équipements statiques du train 500.....	105

## LISTE DES TABLEAUX

Tableau I.1 : Les valeurs des résistances d'encrassement.....	19
Tableau II.1 : Compositions du GNL.....	27
Tableau II.2 : Condition de stockage du GNL.....	28
Tableau II.3 : Constituants chimiques de l'eau de mer.....	30
Tableau II.4 : Composition molaire du MCR.....	36
Tableau III.1 : Dimensions de la calandre.....	42
Tableau III.2:Caractéristique des plaques tubulaire.....	42
Tableau III.3 : Caractéristique de faisceau tubulaire.....	43
Tableau III.4 : Représente l'historique de l'échangeur E.504 de 1998 jusqu'à 2012.....	46
Tableau IV.1 : Calcul du coefficient de transfert propre $Up$ .....	52
Tableau IV.2 Calcul des pertes de charge.....	52
Tableau IV.3 : Fiche technique donnée par le constructeur.....	53
Tableau IV.4 : Coefficient de transfert sale.....	57
Tableau IV.5 : Caractéristiques de l'eau de mer.....	61
Tableau IV.6 Caractéristiques de MCR à la température $T_c = 62.20\text{ C}^\circ$ .....	65
Tableau V.1 : Caractéristiques de l'eau de mer à la température $T_c = 36.10\text{ C}^\circ$ .....	76
Tableau V.2 : Caractéristiques de MCR à la température $T_c = 62.20\text{ C}^\circ$ .....	80
Tableau V.3 : Caractéristiques des ailettes basses intégrales type N.....	91
Tableau V.4 : Aire de passage, distance minimale de passage et espacement entre tubes perpendiculairement au courant en fonction du type du pas des tubes.....	94

## Nomenclature

<b>Symbole</b>	<b>Signification</b>	<b>Unité</b>
$A_s$	Surface totale sale d'échange	[m <sup>2</sup> ]
$a$	Section de passage	[m <sup>2</sup> ]
$B$	Espacement entre chicanes transversales	[m]
$C$	Chaleur spécifique	[kJ/kg C°]
$d_0, d_i$	Diamètre extérieur et intérieur du tube	[m]
$D_e$	Diamètre équivalent	[m]
$DTLM$	Différence de température logarithmique moyenne	[C°]
$E$	Rendement de l'échangeur	[Sans dimension]
$F$	Facteur correctif de la DTLM	[sans dimension]
$F_c$	Fraction calorique	[sans dimension]
$f$	Coefficient de friction	[Sans dimension]
$G_t$	Vitesse massique	[kg/m <sup>2</sup> s]
$G, g$	Débits massique des deux fluides	[kg/s]
$H, h$	Enthalpies des deux fluides	[kJ/kg]
$h_0, h_i$	Coefficient de film externe et interne	[W/m <sup>2</sup> C°]
$h_{i_o}$	Coefficient de film interne	[W/m <sup>2</sup> C°]
$J_h$	Fonction de transfert pour les liquides et les gaz	[Sans dimension]
$l$	Longueur d'un tube	[m]
$N_c$	Nombre de chicanes transversale	[Sans dimension]
$n_c$	Nombre de passe coté calandre	[Sans dimension]
$N_t$	Nombre de tubes du faisceau	[Sans dimension]
$n_t$	Nombre de passe coté tube	[Sans dimension]
$Nu$	Nombre de Nusselt	[Sans dimension]
$P$	Pas des tubes (distance centre à centre)	[Sans dimension]
$Pr$	Nombre de Prandtl	[Sans dimension]
$\Delta p_t, \Delta p_c$	Perte de charge coté calandre et coté tube	[bar]
$Re$	Nombre de Reynolds	[Sans dimension]
$T, t$	Température des deux fluides	[C°]
$T_c, t_c$	Température caloriques	[C°]
$t_t$	Température du tube	[C°]
$U_p, U_s$	Coefficient globale de transfert propre et sale	[W/m <sup>2</sup> C°]
$w$	Vitesse de circulation d'eau dans les tubes	[m/s]
$X$	Rapport de l'aire de segment libre de la chicane	[Sans dimension]



$\phi$	Correction pour chauffage ou refroidissement	[Sans dimension]
$\mu$	Viscosité dynamique	[kg/hm]
$\rho$	Masse volumique	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\lambda$	Conductivité thermique	[W/mC°]
Q	Charge thermique	[kW]

<b>Indices</b>	<b>Signification</b>
<i>i, o</i>	Intérieur et extérieur
<i>io</i>	Intérieur rapporte à la surface extérieure
<i>e</i>	Equivalent
<i>c</i>	Calandre
<i>t</i>	Tube
<i>fr</i>	Froid
<i>ch</i>	Chaud
<i>p</i>	Propre
<i>s</i>	Sale ou encrassement
<i>T</i>	Transversal
<i>L</i>	Longitudinal
1, 2	Sont réserves pour l'entrée et la sortie
'	Réservé pour le gaz froid (l'eau de mer)

# **INTRODUCTION**

L'industrie pétrolière est l'une des industries les plus importantes et les plus influentes au monde. Elle est responsable de l'extraction, du raffinage et de la distribution de pétrole brut et de ses dérivés tels que l'essence, le diesel et le kérosène. [1]

Les systèmes énergétiques jouent un rôle crucial dans notre vie quotidienne et dans le développement économique. Ils fournissent l'énergie nécessaire pour alimenter nos maisons, nos entreprises et nos transports, tout en contribuant au développement de l'industrie et de l'économie en général. Cependant, la production et l'utilisation de l'énergie ont également un impact sur l'environnement et sur la santé humaine, ce qui rend l'optimisation et la gestion efficace des systèmes énergétiques d'autant plus importante. [1]

L'évolution rapide de la technologie, la croissance démographique et les changements climatiques imposent de nouveaux défis aux systèmes énergétiques. Les gouvernements, les entreprises et les chercheurs du monde entier travaillent donc sans relâche pour trouver des solutions innovantes et durables qui répondent à la demande croissante en énergie tout en minimisant les impacts environnementaux. [1]

Les échangeurs à faisceau et les calandres –comme systèmes énergétique- sont utilisés dans une variété d'applications industrielles, notamment dans les systèmes de climatisation, les réfrigérateurs, les échangeurs de chaleur pour le traitement de l'eau et dans les centrales électriques. Le choix entre un échangeur à faisceau et une calandre dépend des exigences spécifiques de l'application, notamment le débit de fluide, la température de fonctionnement et les coûts associés à la fabrication et à l'installation de l'échangeur de chaleur. [1]

L'intérêt croissant pour le gaz naturel vient du fait que celui-ci est choisi pour sa souplesse d'utilisation, sa propreté et en fin l'abondance relative des ressources.

Cette industrie nécessite l'implantation de diverses unités de traitement avec l'installation d'équipements coûteux. Dans ces conditions, les progrès techniques permettant de réduire ces coûts devraient jouer dans l'avenir un rôle majeur dans le développement du commerce international des combustibles.

Parmi les problèmes vécus au niveau des unités de liquéfaction du gaz naturel (GL1/Z), c'est le problème d'encrassement et de colmatage de l'échangeur codé par **X05-E-512**. L'étude des

échangeurs de chaleur est devenue aujourd'hui inévitable car ils jouent un rôle prépondérant dans diverses applications et installations thermiques. Notre travail consiste à évaluer l'effet de l'encrassement sur les performances thermo-énergétique de l'échangeur X05-E512 existant d'une part et de proposer plusieurs solutions techniques afin de remédier à ce problème.

Ce mémoire de master s'intéresse donc à évaluer et améliorer les performances thermo-énergétiques de l'échangeur de chaleur à faisceau et calandre codé X05-E-512, demeurant au niveau du complexe GL1Z d'Arzew- Sonatrach. Les fluides de travail sont, l'eau de mer (fluide froid) circulant coté tube et l'autre fluide est le MCR (fluide chaud) circulant coté calandre. Après une durée de fonctionnement, cet échangeur subit un colmatage et encrassement qui ramène au bouchage total du faisceau tubulaire. L'objectif de cette étude est de proposer des solutions thermo-énergétique afin d'améliorer les performances thermo-hydrauliques de cet appareil en adoptons trois solution différentes à savoir : dimensionnement d'un échangeur à tubes à ailettes basses intégrales comme première solution, une seconde solution articulant sur la méthode de KERN pour un échangeur à courant parallèle pour faire fonctionner les trains au moins à 50 % de production et une dernière solution est une solution chimique et solution mécanique . Les résultats obtenus ont montré que les modifications proposées entraînent une amélioration des performances telles que la surface d'échange, le coefficient de transfert de chaleur, la résistance d'encrassement.

Le travail est structuré en cinq chapitres. Le premier chapitre introductif est consacré à des généralités sur les échangeurs de chaleur et l'encrassement d'une manière générale. Nous présentons dans le deuxième chapitre la situation de la zone de notre étude. Le pour le troisième chapitre articule sur une description technologique détaillée de l'échangeur existant. Le quatrième chapitre est consacré à les méthodes de calcul de l'échangeur (calcul de vérification de l'appareil existant) X05-E-512 des trains de liquéfaction de gaz naturel. Le cinquième chapitre est réservé aux différentes solutions techniques proposées pour améliorer le fonctionnement de l'échangeur X05-E-512. Nous terminons ce travail par une conclusion générale et les perspectives qui peuvent être dégagés de ce travail.

# *Chapitre I*

*Généralités sur les échangeurs de chaleur  
et le phénomène d'encrassement*

## **I.1 Introduction :**

Les échangeurs de chaleur sont des équipements essentiels dans l'industrie thermique, les échangeurs thermiques ont acquis une importance économique majeure. On estime presque toute l'énergie thermique produite ou recueillie transite au moins une fois par un échangeur de chaleur. Les échangeurs de chaleur sont utilisés dans les domaines de l'énergie, du pétrole, du transport, de la climatisation, de la réfrigération, de la cryogénie, de la récupération de chaleur et d'autres industries. [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. [3].

### ***I.2.1 Modes de transfert de chaleur :***

Il existe- en général- trois modes de transfert de chaleur :

- Conduction.
- Convection.
- Rayonnement.

#### **• 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. [3]

# **Chapitre I      Généralités sur les échangeurs et l'encrassement**

---

- **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. [3]

- **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). [4]

## **I.3. Echangeurs 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 [3].

### ***I.3.2 Critères de classification des échangeurs de chaleur :***

Les échangeurs de chaleur ont de nombreuses applications industrielles et domestiques, de nombreuses type d'échangeurs de chaleur ont été développés pour utilisés dans les centrales à vapeur, les usines de traitement chimique, les systèmes de chauffage et de refroidissement des

## **Chapitre I      Généralités sur les échangeurs et l'encrassement**

bâtiments, même la structure de l'échangeur de chaleur est un problème complexe, la plus des échangeurs de chaleur peuvent être classés parmi plusieurs types de base. [2].

### ***1.3.3 Classification selon la technologie :***

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

- A tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires.
- A plaques : a surface primaire ou à surface secondaire.
- Autres types : contact direct, a caloducs ou à lit fluidise. [5]

### ***1.3.4 Classification selon le mode de transfert de chaleur :***

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont Couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées, etc.), il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient. [5].

### ***1.3.5 Classification suivant le procédé de transfert de chaleur :***

Suivant qu'il y a ou non stockage de chaleur, on définit un fonctionnement en récupérateur ou en régénérateur de chaleur :

- Transfert sans stockage, donc en récupérateur, avec 2 ou n passages et un Écoulement en général continu.
- Transfert avec stockage, donc en régénérateur, avec un seul passage et un Écoulement intermittent, la matrice de stockage étant statique ou dynamique. [5]

### ***1.3.6 Classification fonctionnelle :***

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

- Les deux fluides ont un écoulement monophasique.
- Un seul fluide a un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs. [5]



# **Chapitre I      Généralités sur les échangeurs et l'encrassement**

## ***1.3.7 Classification suivant la nature du matériau de la paroi d'échange :***

On retiendra deux types de parois :

- Echangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux :

Superalliages, métaux ou alliages réfractaires.

- Echangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, ect.

## **I.4 Principaux types d'échangeur de chaleur :**

On peut classer les échangeurs de chaleur en trois grandes familles qui sont énumérer

Ci-dessous :

- Echangeurs par mélange ou à contact direct Fluide intimement mélange :
  - Les désurchauffeurs de vapeur
  - Les dégazeurs
  - Les tours de refroidissement à convection naturelle ou forcée
  - Les ballons de détente de purges
- Régénérateurs ou les échangeurs discontinus :
  - La surface d'échange est alternativement mise en contact Avec le fluide froid et le fluide chaud
  - Réchauffeurs d'air rotatifs
- Echangeurs continus

Les deux fluides circulent de manière continue de part et d'autre de la surface d'échange :

- Echangeurs tubulaires
- Echangeurs à plaques
- Echangeurs à ailettes. [5]

Bien qu'il existe une très importante variété de modèles d'échangeurs, les quatre principales catégories utilisées dans les systèmes énergétiques sont les suivantes :

### ***1.4.1 Les échangeurs Tubulaires :***

Ils représentent la majorité des échangeurs utilisés dans l'industrie chimique et pétrolière, les échangeurs tubulaires représentent plus de 60 % des installations thermiques .Un échangeur tubulaire Simple est constitué de deux tubes cylindriques coaxiaux. Un fluide (généralement le chaud) circule dans le tube intérieur, l'autre dans l'espace compris entre les deux tubes. Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid s'effectue à travers la paroi qui constitue le

# Chapitre I Généralités sur les échangeurs et l'encrassement

tube intérieur. Ils sont constitués de tubes dont la paroi forme la surface d'échange. Ils comportent soit un tube unique (serpentin), soit deux tubes coaxiaux (échangeurs bitubes), soit un faisceau de tubes enferme dans une enveloppe appelée calandre. [5] [6]

## I.4.1.1 Echangeurs double-tubes :

Un échangeur de chaleur simple, facile à construire, est celui dans lequel les fluides sont pompés à travers deux tuyaux, l'un dans l'autre. Cet échangeur à double tube, Les fluides peuvent circuler dans le même sens (co-courant) ou dans des sens opposés (contre-courant). La différence de température transfère la chaleur entre les liquides. Un fluide est chauffé et un fluide est refroidi. Il peut y avoir ou non un changement de phase dans l'un des fluides, Les échangeurs à double tube sont couramment utilisés dans des applications impliquant des débits relativement faibles et des températures ou pressions élevées, pour lesquelles ils sont bien adaptés. Parmi les spécificités, citons le faible coût d'installation, la facilité d'entretien et la flexibilité. [7]

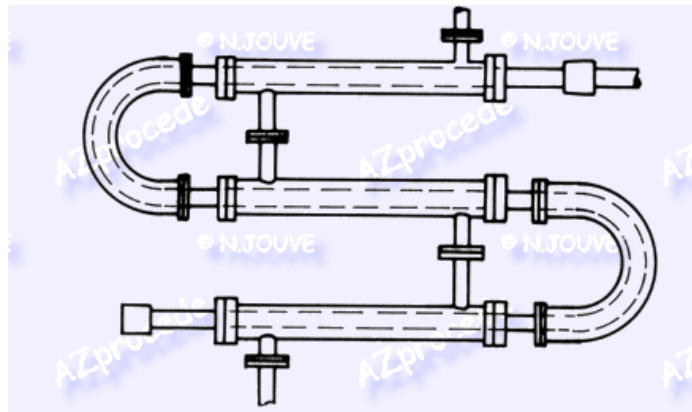


Figure I.1 : Echangeur de chaleur à double tube. [16]

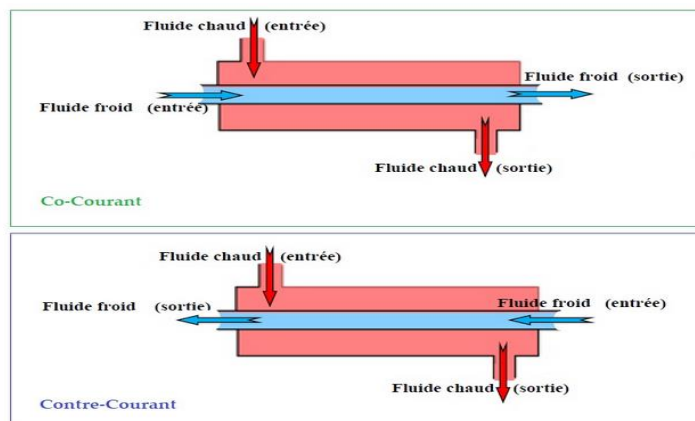


Figure I.2 : Échangeur Co/Contre- Courant. [17]

## Chapitre I Généralités sur les échangeurs et l'encrassement

### I.4.1.2 Echangeurs à faisceau tubulaires :

En ce qui concerne les échangeurs à faisceau de tubes et calandre, on peut citer parmi les dispositions les plus courantes le faisceau rectiligne et le faisceau en U, ce dernier mieux adapté aux forts gradients de température puisqu'il permet une libre dilatation des tubes. L'implantation de chicanes transversales permet d'allonger le trajet du fluide en calandre et d'augmenter le flux échangé. Il n'y a pas de règles générales pour fixer la disposition relative des circuits chaud et froid. On fera plutôt circuler le fluide chaud dans les tubes si on veut limiter les déperditions thermiques, de même la circulation en tubes sera recommandée s'il s'agit d'un fluide agressif. Les matériaux employés pour la réalisation des tubes sont le plus souvent métalliques (acier, laiton). Les céramiques se développent dans la circulation des fluides à haute température. Les tubes en plastique (généralement de très petit diamètre) sont également utilisés, soit en faisceaux, soit intégrés dans des plaques minces qui leur servent de raidisseurs. [5]

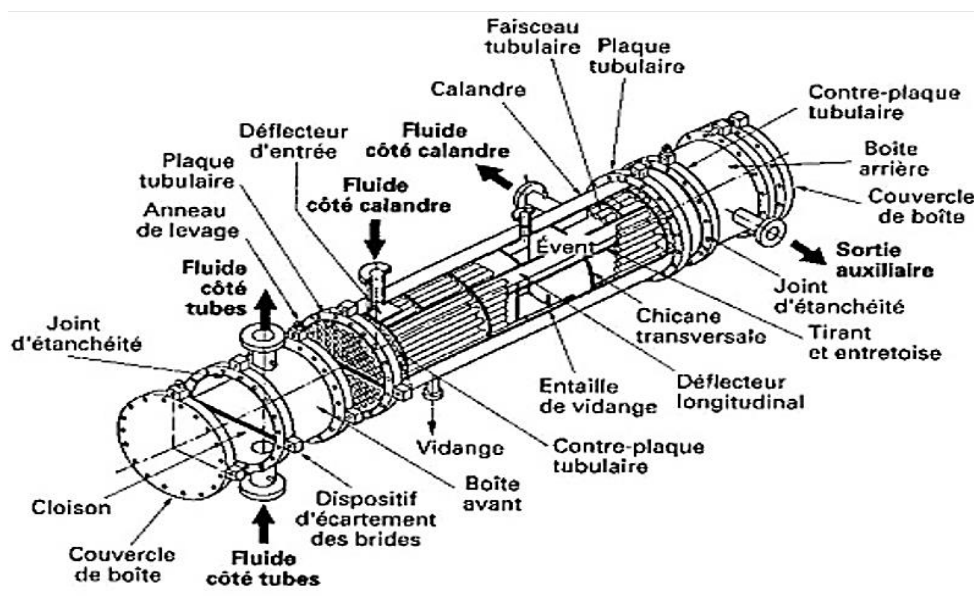


Figure I.3 : Echangeur à faisceau tubulaire. [5]

Les différentes conceptions d'échangeurs à faisceau tubulaire, aussi appelés échangeurs multitubulaires ou échangeurs tubes et calandre, peuvent se regrouper sous 3 grandes familles :

- A plaque tubulaire fixe
- A plaque tubulaire flottante
- Avec en tube en U [5]

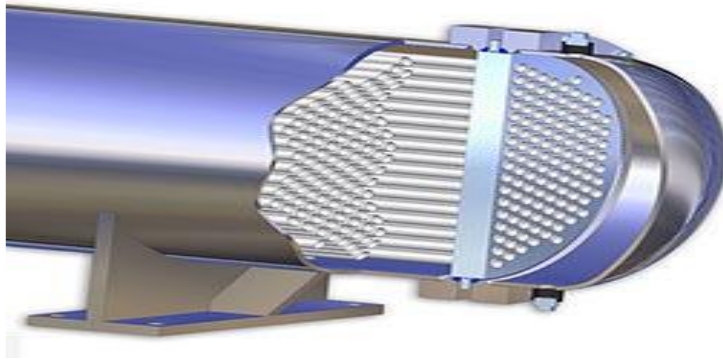


Figure I.4 : Faisceau tubulaire avec plaque tubulaire fixe. [5]

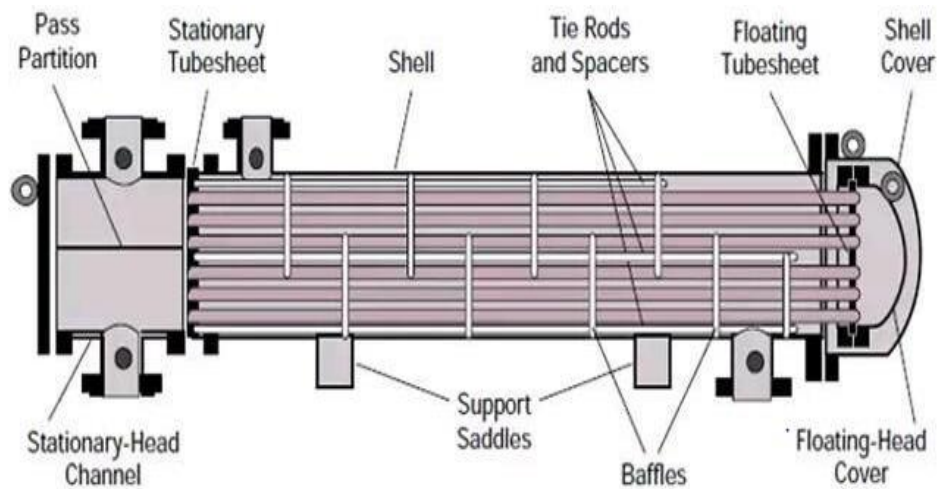


Figure I.5 : Faisceau tubulaire avec plaque tubulaire flottante. [18]



Figure I.6 : Faisceau tubulaire avec tubes en U. [5]

### ***1.4.2. Les échangeurs à tube et calandre :***

Les échangeurs à tubes et calandre sont construits de façon différente, selon l'état des fluides présents. À l'intérieur des tubes le premier fluide peut circuler en plusieurs passes. Le second

## Chapitre I Généralités sur les échangeurs et l'encrassement

fluide du côté de la calandre peut circuler à multi passe du fait de la présence des chicanes. Cela permet d'irriguer mieux tous les tubes, les chicanes peuvent être des plaques trouées de formes : segment, disques, orifices circulaire, troncs circulaire, ect. [8] Les échangeurs à tubes et calandre sont parmi les plus utilisés dans les industries de procédé et particulièrement dans la chimie et le raffinage. [5]

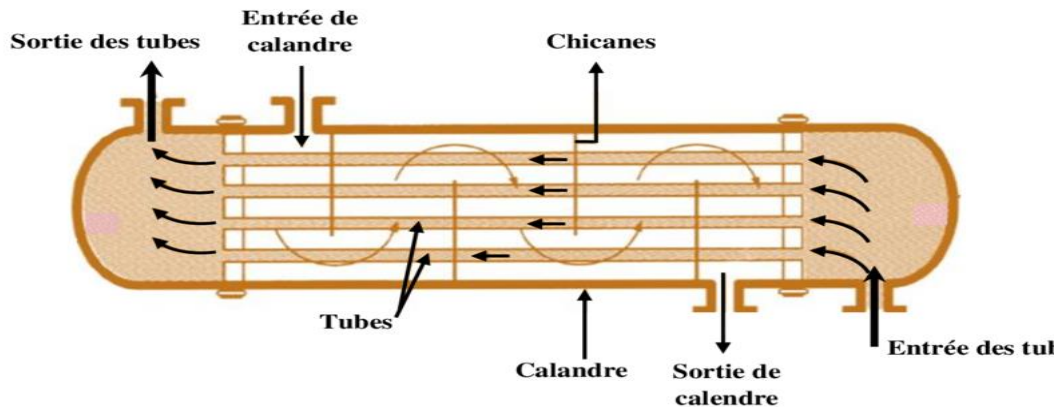


Figure I.7 : Echangeurs de chaleur à calandre et tube. [17]

### I.4.2.1 Description :

Dans les échangeurs à tubes et calandre, l'un des fluides appelé fluide côté tubes circule à l'intérieur d'un ensemble de tubes parallèles appelé faisceau tubulaire. Ces tubes sont enfermés dans une enveloppe appelée calandre. L'autre fluide appelé fluide côté calandre circule à l'intérieur de la calandre mais à l'extérieur des tubes. Les tubes et la calandre sont donc soumis à la pression des fluides et doivent donc être construits pour y résister. [5]

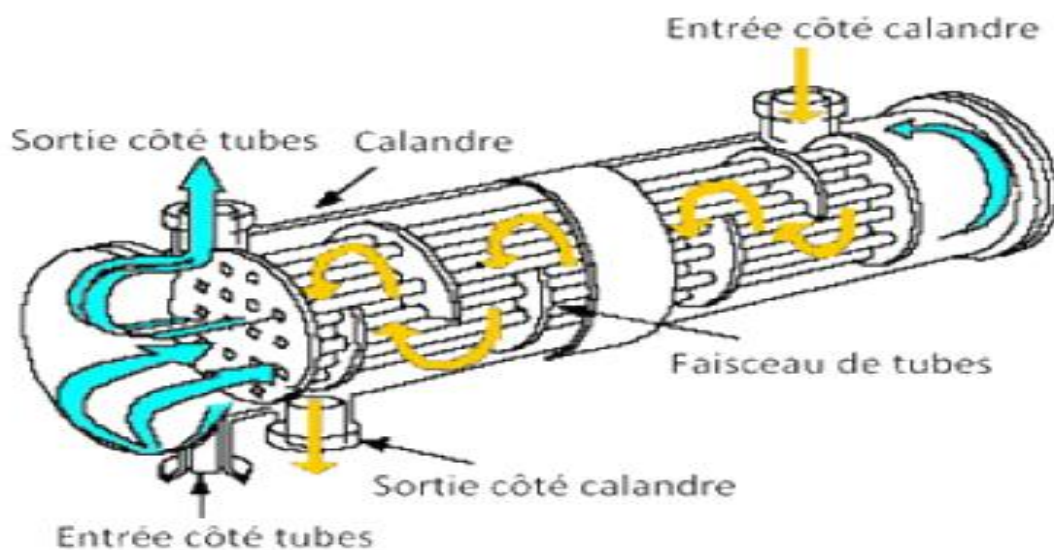
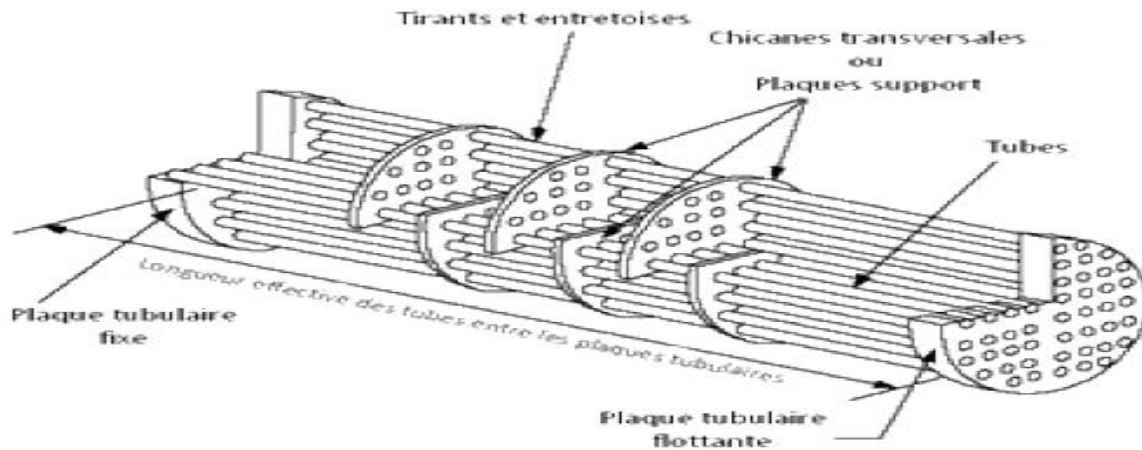


Figure I.8 : La circulation du fluide dans les échangeurs à tubes et calandre. [5]





**Figure I.9 :** La structure d'échangeur à tube et calandre. [5]

### ***I.4.2.2 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. 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 tubulures 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. [3]

### ***I.4.2.3 Faisceau :***

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.



**Figure I.10 :** Faisceau tubulaire. [3]

### I.4.2.4. Chicanes :

Des chicanes sont installées côté calandre pour orienter le cheminement du fluide, et forcer son contact avec la totalité de la surface des tubes. Ces chicanes peuvent être orientées perpendiculairement ou parallèlement à l'axe de l'échangeur. Leur fenêtre de passage peut prendre la forme de secteur de cercle simple ou double, ou encore de disques. La coupure de la chicane peut être disposée horizontalement ou verticalement. Les chicanes contribuent au supportage des tubes, la forme des fenêtres des chicanes fait que certains tubes seront plus supportés que d'autres. Les tubes les moins supportés seront plus sujets aux vibrations que les tubes mieux supportés. Dans certains cas où ce phénomène peut être critique, on peut choisir de ne pas mettre de tube dans les ouvertures de chicanes. L'échangeur sera alors plus volumineux puisqu'une partie de la calandre sera vide. [5]

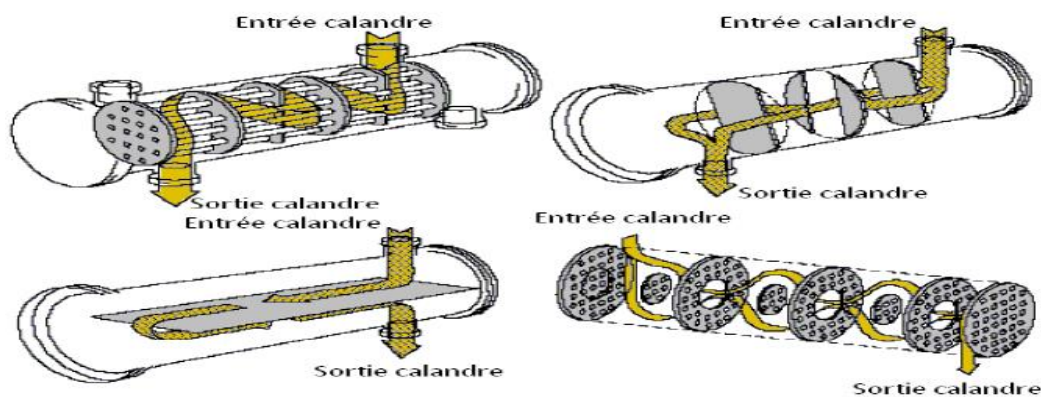


Figure I.11: Installation des chicanes dans l'échangeur. [5]

### I.4.2.5 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.

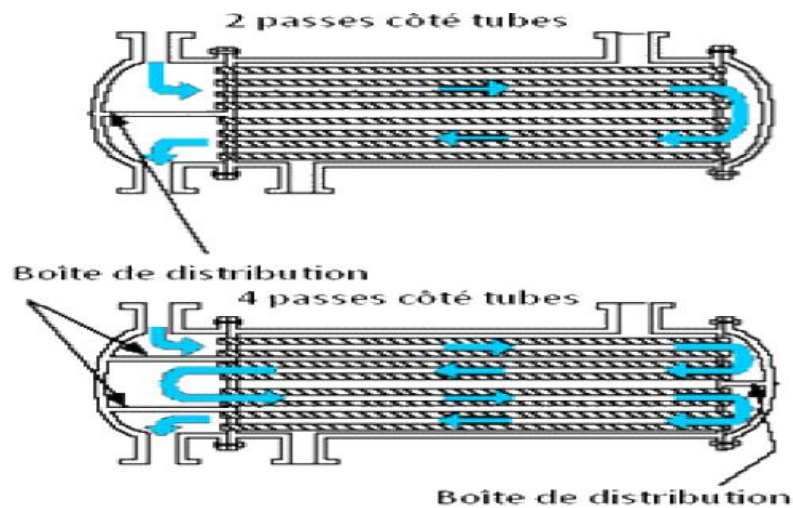


Figure I.12 : La position des passes du fluide dans l'échangeur. [5]

### ***1.4.2.6. 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. [3]

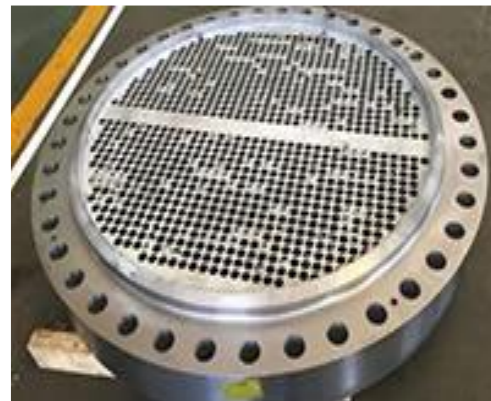


Figure I.13 : Plaque tubulaire. [3]

### ***1.4.2.7 Boîtes de distribution :***

Les boîtes de distribution du fluide côté tubes sont munies de parois étanches pour orienter le fluide vers les tubes appropriés. Les boîtes de tête et de fond ne sont pas identiques. La règle la plus importante est de consacrer un nombre quasiment identique de tubes pour chaque passe. [5]



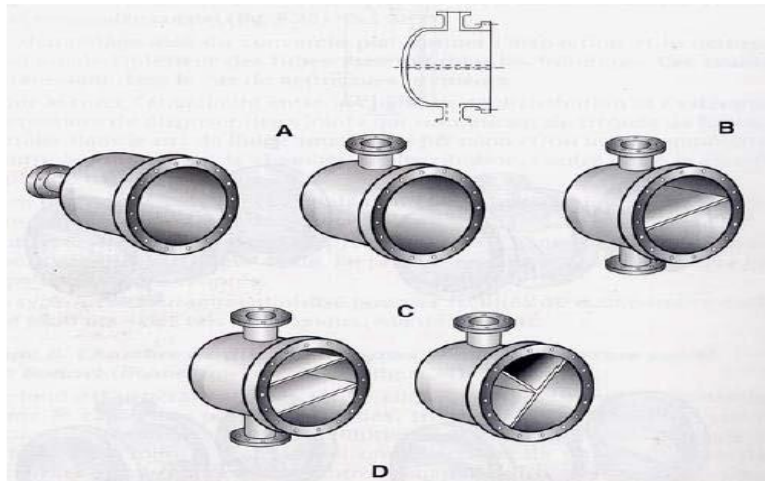


Figure I.14 : Types de chambre de distribution. [3]

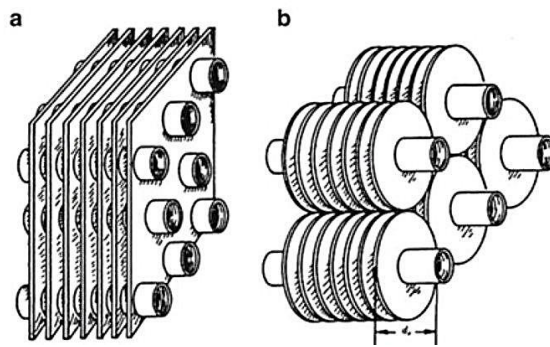
I.4.3 Norme Tema :

	TYPE DE CHAMBRE DE DISTRIBUTION		TYPE DE CALANDRE		TYPE DE TETE FLOTTANTE ET DE FOND DE CALANDRE
A	 CHAMBRE AVEC COUVERCLE DEMONTABLE	E	 UNE PASSE CALANDRE	L	 PLAQUE TUBULAIRE FIXE IDENTIQUE AU TYPE "A" CHAMBRE
B	 CHAMBRE A FOND ET BRIDE MONDBLOC	F	 DEUX PASSES CALANDRE AVEC CRIGANE LONGITUDINALE	M	 PLAQUE TUBULAIRE FIXE IDENTIQUE AU TYPE "B" CHAMBRE
C	 FAISCEAU DEMONTABLE	G	 FLUX DIVISE	N	 PLAQUE TUBULAIRE FIXE IDENTIQUE AU TYPE "C" CHAMBRE
	 PLAQUE TUBULAIRE FIXE	H	 DOUBLE FLUX DIVISE	P	 TETE FLOTTANTE AVEC PRESSE-ETOUPE EXTERIEUR
D	 CHAMBRE MONDBLOC AVEC PLAQUE TUBULAIRE ET COUVERCLE DEMONTABLE	J	 FLUX DIVISE A 2 SORTIES	S	 TETE FLOTTANTE AVEC COURONNE DE FIXATION EN 2 ELEMENTS
	 FERMETURE SPECIALE POUR HP	K	 REBOUILLEUR "TYPE CHAUDIERE"	T	 TETE FLOTTANTE A PASSAGE LIBRE
				U	 FAISCEAU TUBULAIRE AVEC TUBES EN EPINGLES "U"
				W	 TETE FLOTTANTE AVEC JOINTY TYPE "LANTERNE"

Figure I.15 : Norme de TEMA. [5]

### *1.4.4. Echangeurs à ailettes :*

Les échangeurs de chaleur à ailettes sont surtout utilisés pour refroidir et échauffer des liquides au moyen de gaz ou inversement. L'eau, la saumure, la vapeur saturée, l'huile hydraulique, l'huile lubrifiante, l'huile thermique, les agents réfrigérants qui condensent ou s'évaporent etc. conviennent comme agents réfrigérants ou chauffants. La construction en ailettes permet de ranger une grande surface extérieure active dans un volume minime. Les échangeurs de chaleur à ailettes se composent de tubes carottiers avec des ailettes Embouties ou fixées par pression, d'une carcasse et de plusieurs collecteurs ou boîtes défectrices. La conduite des matériaux peut être adaptée individuellement en fonction des caractéristiques de fonctionnement exigées. Des variations de construction spéciales permettent de compenser également sans difficultés des dilatations thermiques importantes des tubes. Pour les applications avec des exigences très strictes vis-à-vis de la corrosion et de hautes pressions de service (jusqu'à 800 bars), on dispose de combinaisons de matériel spéciales tube/ailettes. [5]



**Figure I.16 :** Echangeurs de chaleur de tubes avec ailettes. [7]

### *1.4.5. Echangeurs à plaques :*

Les échangeurs à plaques sont constitués par un empilement de plaques écartées les unes des autres par des entretoises pour former un ensemble de conduits plats. Un fluide circule dans les conduits pairs, l'autre dans les conduits impairs. L'avantage principal de ce type d'échangeur est la compacité. En effet, on voit bien que ce dispositif permet une grande surface d'échange dans un volume limité, ce qui est particulièrement utile lors des utilisations nécessitant des puissances importantes. [5][6]

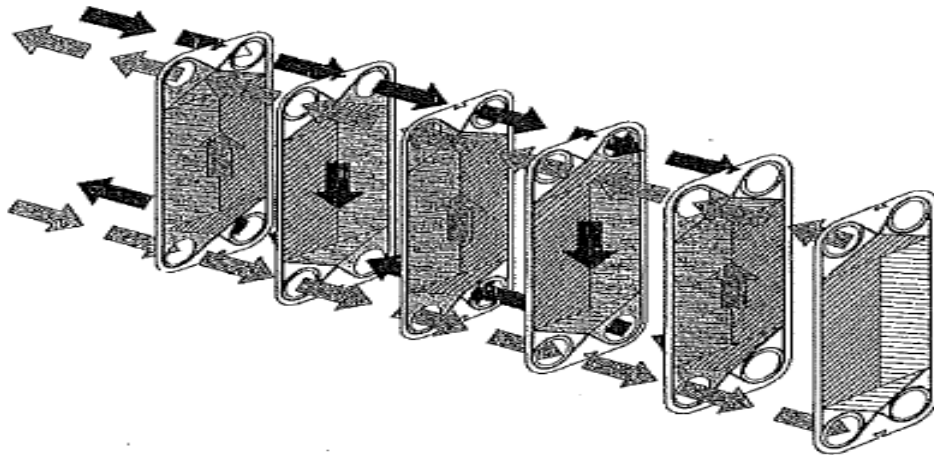


Figure I.17 : Echangeur de chaleur à plaques. [6]

### I.5. Encrassement :

Un échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid sans contact direct entre les deux fluides. Après sa mise en service, l'échangeur subit le phénomène de corrosion et d'encrassement après un usage à long terme. [12]

L'encrassement est défini comme l'accumulation d'éléments solides indésirables sur une interface d'échange. L'encrassement des équipements de transfert thermique peut être défini comme le dépôt de matériaux ou de substances non désirées sur les surfaces d'échange, ce dépôt qui évolue dans le temps, peut être constitué de cristaux, de sédiments, de résidus biologiques, des produits d'une réaction chimique ou bien encore être la combinaison de plusieurs de ces éléments. L'encrassement, qui sous sa forme la plus générale peut être défini comme l'accumulation d'éléments solides indésirables sur une interface, affecte une grande variété d'opérations industrielles. Dans le cas des échangeurs, la présence d'un fort gradient thermique près de la surface peut perturber les mécanismes d'encrassement. [9]

#### *1.5.1. Classification : différents types d'encrassement :*

La classification que nous avons adoptée prend en compte le mécanisme dominant de l'encrassement et conduit à distinguer les six types suivants :

- Encrassement particulaire.
- Entartrage.
- Corrosion.
- Encrassement biologique.
- Encrassement par réaction chimique.
- Encrassement par solidification. [9]

## **Chapitre I      Généralités sur les échangeurs et l'encrassement**

---

### ***1.5.1.1. Encrassement particulaire :***

Il s'agit du dépôt de particules transportées par l'écoulement des fluides industriels de provenance diverses :

- L'eau des chaudières contenant des produits corrosifs (oxydes et hydroxydes de fer).
- Eaux de tours de refroidissement.
- Particules transportées par l'air.
- Ecoulements gazeux pouvant être fortement chargés de particules de poussière.
- Fumées industrielles de résidus solides de combustion. [6]

### ***1.5.1.2. Entartrage :***

Partir d'une solution liquide. Il dépend donc de la composition de l'eau industrielle. Il reflète le déplacement de l'équilibre calco-carbonique de l'eau dans le sens de production de tartre en raison de la dureté de l'eau et de l'augmentation de température. L'entartrage peut se produire dans les échangeurs refroidis à l'eau, dans les chaudières, dans les échangeurs de l'industrie agroalimentaire, dans les systèmes géothermiques. Il existe différentes méthodes de prévention de l'entartrage. [6]

### ***1.5.1.3. Corrosion :***

L'encrassement par corrosion est le résultat d'une réaction chimique ou électrochimique entre la surface de transfert de chaleur et le fluide en écoulement permettant de produire des particules (oxydes), Les produits de la réaction qui se forment et restent sur la surface d'échange créent l'encrassement. Il. [6]

### ***1.5.1.4. Encrassement biologique :***

Il est dû au développement de micro-organismes (bactéries, algues, ou champignons) qui créent un film au contact de la surface d'échange :il peut même , à l'échelle macroscopique, être caractérisé par le développement de coquillages.les actions de prévention consistent soit à éliminer les micro-organismes ,soit à empêcher leur développement Les traitements correspondants utilisent des biocides et il est essentiel de maintenir la concentration du produit pendant le temps de réaction. Le biocide le plus utilisé est le chlore qui est toxique pour la plupart des micro-organismes et a une action rapide. Le choix final du traitement à adopter est en général un compromis entre les problèmes de toxicité, de pollution, de coût et de maintenance. La tendance à l'encrassement biologique est naturelle puisque les bactéries

## Chapitre I Généralités sur les échangeurs et l'encrassement

sont omniprésentes dans l'eau ; en outre, les conditions physico-chimiques rencontrées dans les échangeurs sont le plus souvent favorables à son développement. [6]

### ***1.5.1.5. Encrassement par réaction chimique :***

On rencontre ce type d'encrassement quand une réaction chimique se produit près d'une surface d'échange et que les solides produits par la réaction s'y déposent. Ce type d'encrassement est souvent lié aux réactions de polymérisation produisant la formation d'un dépôt les domaines concernés sont essentiellement l'industrie pétrochimique, l'industrie-trie agroalimentaire et les circuits de chauffage utilisant des fluides organiques. [6]

### ***1.5.1.6. Encrassement par solidification :***

Il s'agit de la solidification d'un liquide pur au contact d'une surface d'échange sous-refroidie (formation d'une couche de glace à l'intérieur des conduites forcées ou de givre) ou du dépôt d'un constituant à haut température de fusion d'un liquide au contact d'une surface de transfert de chaleur froide (dépôt d'hydrocarbures paraffinés). Une vapeur peut également se déposer sous une forme solide sans passer par l'état liquide (formation du givre). [6]

### ***1.5.2. Résistance d'encrassement :***

Lors de la conception d'un échangeur de chaleur, il est nécessaire de connaître les valeurs des résistances d'encrassement dans les conditions d'utilisation. La mauvaise connaissance de ces résistances conduit à un surdimensionnement des surfaces d'échange de l'échangeur par rapport à celui effectué en conditions propres. [12].

**Tableau I.1.** Résistances d'encrassement associées aux différents fluides. [12]

Fluides et conditions	Résistance d'encrassement ( $m^2.K.W^{-1}$ )
Eau de mer ( $T < 50^\circ C$ )	$1 \times 10^{-4}$
Eau de mer ( $T > 50^\circ C$ )	$2 \times 10^{-4}$
Eau de ville ( $T < 50^\circ C$ )	$2 \times 10^{-4}$
Eau de ville ( $T > 50^\circ C$ )	$3.5 \times 10^{-4}$
Eau d'alimentation traitée pour chaudière	$1 \times 10^{-4}$
Eau de refroidissement moteur	1 à $2 \times 10^{-4}$
Air industriel	$4 \times 10^{-4}$
Liquides réfrigérants	$2 \times 10^{-4}$
Fluides hydrauliques	$2 \times 10^{-4}$
Huiles de lubrification de moteurs	$2 \times 10^{-4}$
Fumées de combustibles gazeux (propre)	2 à $5 \times 10^{-4}$
Fumées de combustibles lourds (fortement encrassant)	5 à $40 \times 10^{-4}$

### *1.5.3. Effet de l'encrassement sur le fonctionnement des échangeurs :*

L'encrassement des échangeurs thermiques induit un certain nombre d'effets indésirables ayant un coût économique ou environnemental non négligeable, ainsi :

- L'encrassement affaiblit le coefficient de transfert thermique, par conséquent, le coût dépensé pour obtenir le coefficient de transfert thermique voulu augmente.
- L'encrassement peut provoquer un écart de température supérieur à la normale et augmenter ainsi la consommation énergétique.
- Les coûts d'entretien sont plus élevés afin de supprimer les dépôts d'encrassement avec des produits chimiques.
- Des pertes de production liées aux arrêts d'entretien planifiés ou non causés par l'encrassement entraînent une augmentation des coûts d'exploitation. [6]

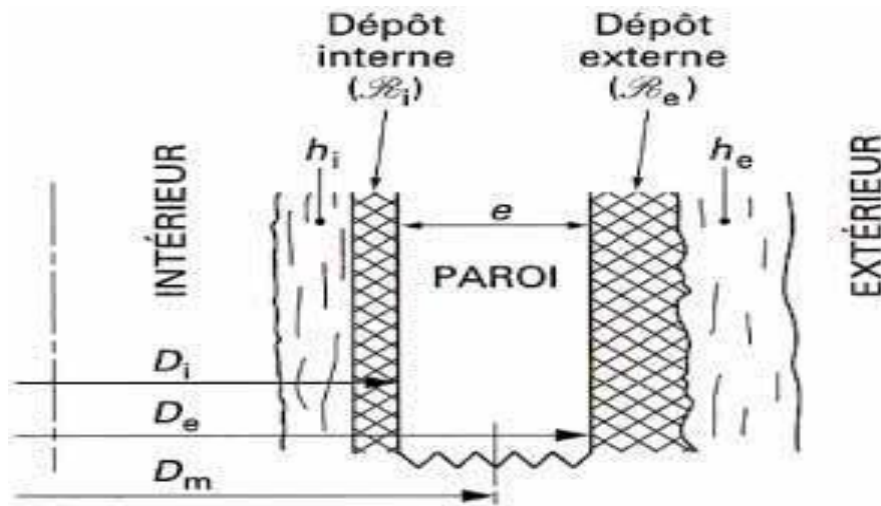
### *1.5.4 Dimensionnement des échangeurs avec prise en compte de l'encrassement :*

Pour un service thermique donné, le choix entre les différents types d'échangeurs dépend de très nombreux paramètres tels que le coût, l'encombrement, le poids, les niveaux de pression ou de température, etc. Dans certains cas, l'encrassement peut être considéré comme le paramètre dimensionnant et on peut être amené à choisir un type d'échangeur parce qu'il se comporte mieux vis-à-vis des problèmes d'encrassement que les autres types ou parce qu'il est plus facile à nettoyer comme le résume le tableau suivant pour les principaux types d'échangeur. D'une façon générale, la (ou les) couche(s) de dépôt localisée(s) sur la surface d'échange crée(nt) une (ou des) résistance(s) thermique(s) supplémentaire(s) qui s'oppose(nt) au flux de chaleur transfère Le coefficient d'échange global  $K$  (rapporté à la surface extérieure) est donné par : [5]

$$\frac{1}{K} = R = \left[ \frac{1}{h_e} + \frac{D_e}{D_i} \times \frac{1}{h_i} + \frac{e}{\lambda} \times \frac{D_e}{D_m} \right] + R_e + \frac{D_e}{D_i} \times R_i \quad 1.5.1$$

Avec  $\lambda$  conductivité thermique de la paroi.





**Figure I.18** : Dimensionnement d'un échangeur (prise en compte de l'encrassement). [5]

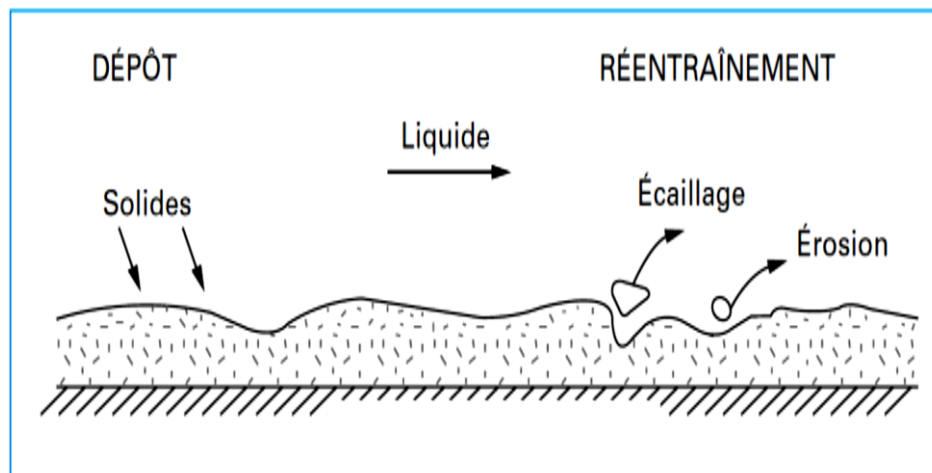
### ***1.5.5 Apparition et développement de l'encrassement :***

L'apparition et le développement de l'encrassement. Peuvent chronologiquement se décomposer comme suit :

- Initiation, cette phase est associée au temps nécessaire avant de pouvoir observer la formation d'un dépôt encrassant sur une surface propre.
- Transfert des particules à la paroi. Il peut être contrôlé par la diffusion turbulente, l'impaction inertielle ou un champ de forces extérieures (thermiques, électriques, etc.) ; ces mécanismes peuvent coexister.
- Adhésion des particules. Les particules transférées à la paroi peuvent s'y maintenir grâce aux forces d'adhésion dues à l'attraction moléculaire (forces de Van Der Waal), aux forces électriques ou capillaires. Réentraînement des particules déposées. Il est classique de supposer que le mécanisme de réentraînement est lié aux forces de cisaillement s'exerçant sur le dépôt. Lorsque la force aérodynamique est supérieure aux forces d'adhésion d'une particule, le réentraînement se produit par érosion lorsqu'il concerne des agglomérats de particules, il correspond à un phénomène d'écaillage.
- Vieillessement du dépôt : Il s'agit d'un changement de texture du dépôt d'origine chimique ou cristalline. On peut alors observer soit sa consolidation, soit son écaillage. Quel que soit le phénomène d'encrassement considéré, il est plus ou moins critique selon la nature des fluides employés et la conception des échangeurs. Plusieurs étapes permettent de lutter contre l'encrassement d'un échangeur :
  - lors du dimensionnement, en jouant sur la forme de l'échangeur, les matériaux utilisés,
  - Les traitements de surface.

## Chapitre I Généralités sur les échangeurs et l'encrassement

- pendant le fonctionnement, en ayant un meilleur contrôle des paramètres influant L'encrassement (vitesse d'écoulement, qualité de l'eau...) pour agir de manière préventive.
- lors du nettoyage, pour déterminer à quel moment il est préférable d'agir et quelle Technique utiliser (nettoyage mécanique ou chimique, avec quel produit).[5]



**Figure I.19 :** Représentation schématique des phases de dépôt et de réentraînement de l'encrassement dans le cas d'un liquide. [5]

### ***1.5.6. Causes d'encrassement :***

Les causes d'encrassement sont diverses selon les origines, on peut distinguer essentiellement :

- encrassement due aux matières de suspension sous forme insolubles, sableuses ou argileuses apporté par l'eau avant l'introduction dans le circuit ,elles peuvent être déposer partout ou la vitesse de circulation est réduite.
- Encrassement due aux organismes : surtout dans le circuit de refroidissement à recyclage, les conditions (aération, lumière, température,...) sont très favorables aux développements des organismes vivants (algues, champignons)
- Encrassement due à la précipitation des sels minéraux, déposés sur les parois des échangeurs
- Encrassement due aux dépôts des solides cristallins. [4]



### **I.6. Conclusion :**

Dans ce chapitre l'objectif était de définir un échangeur de chaleur, de quoi il se forme et de déterminer son mécanisme de fonctionnement. Il existe différents classements des échangeurs de chaleur suivant le critère utilisé. Le classement peut être envisagé en fonction: de la nature des deux fluides du mode de circulation des fluides ,du mode de transfert de chaleur ,du mode de construction et l'application concernée ,A la fin on a dicté les principaux problèmes de fonctionnement rencontrés par les utilisateurs d'échangeur de chaleur à cause du phénomène d'encrassement.

# *Chapitre II*

*Situation de la zone d'étude*

**II.1 Historique :**

Le complexe GL1/Z est parmi les plus importantes réalisations industrielles de la chaîne de transformation des hydrocarbures exploités par la société SONATRACH en Algérie. Il a été conçu pour permettre le transport sous forme liquide le gaz naturel (GNL) par méthaniers. La liquéfaction du gaz naturel est une industrie induite par l'émergence du marché mondial du gaz. [8], La liquéfaction du gaz naturel est une industrie induite par l'émergence du marché mondial du gaz, cette branche d'activité est composée de trois complexes dénommés par codification: GL1/Z, GL2/Z et GL4/Z, leurs implantations font partie du pôle industriel pétrochimique et gazier de la région, une des plus importantes concentrations industrielles du pays. Comme toute création industrielle d'envergure, le complexe GL1/Z a franchi des étapes qui sont autant d'événements marquants de son histoire récente. Le 16 juin 1973, le défunt président Houari BOUMEDIENE pose la première pierre pour la construction de l'usine. En charge du projet, et pour le compte de SONATRACH, la société américaine BECHTEL, engage les travaux de réalisation le 20 février 1978. Cinq années après, le complexe entre en production et les premières livraisons de GNL sont effectuées à destination des Etats-Unis. Janvier 1993, les travaux du projet de rénovation du complexe sont lancés, avec comme objectif :

- La fiabilité, la sécurité et l'augmentation à 110% de la capacité de production de l'unité. [11]

**II.2 Situation géographique du complexe GL1/Z :**

Il est implanté entre le complexe GL2/Z à l'est, à l'ouest à 8Km de la ville d'Arzew, au Sud à 2 km de la ville de Bethioua et la mer au Nord, situé dans le Nord-Ouest du pays longeant la côte méditerranéenne à 40 Km de la ville d'Oran. Le complexe s'étale sur une superficie de 72 hectares dont 56 sont occupés par les installations. [12]

**II.3 Généralité sur le gaz naturel :**

Le gaz naturel est un mélange d'hydrocarbures légers comprenant du méthane (CH<sub>4</sub>) en grande proportion, ainsi que d'autre hydrocarbures gazeux tel que : l'éthane propane, butane, pentane en proportion ect...., Le gaz naturel est la source d'énergie fossile qui a connu la plus forte progression depuis les années soixante-dix. En raison de ses avantages économiques et écologiques, le gaz naturel devient chaque jour plus attractif pour beaucoup de pays. Les

propriétés de ce produit, comme par exemple le faible intervalle de combustion qui le caractérise, en font l'une des sources d'énergie les plus fiables connues à ce jour.

Il représente la deuxième source d'énergie la plus utilisée après le pétrole. Il est considéré comme le combustible fossile du siècle, comme le pétrole l'était lors du siècle précédent et le charbon il y a 2 siècles. Elle représente un quart de la consommation énergétique mondiale. Le G.N joue un rôle énergétique essentiel dans le monde, l'importance de ses réserves et les avantages qu'il présente sur le plan environnemental favorisent son utilisation. [10]. [11]. [4]

## **II.4 L'usine de liquéfaction de gaz naturel GL1/Z:**

### ***II.4.1 fonction de l'usine :***

Le complexe GL1Z a été conçu pour permettre d'assurer le transport sous forme liquide du gaz naturel provenant de HASSI R'MEL. Ce gaz est acheminé par des pipes-lines vers l'usine où il y est traité liquéfié et stocké. Le gaz naturel liquéfié est ensuite chargé au bord de navires-méthaniers prévus spécialement pour le transport cryogénique et il est livré à l'étranger [4].

### ***II.4.2 Description du complexe GL1Z :***

Le complexe GL1/Z dispose d'une capacité de production de 7,8 millions de tonnes par an de GNL et se compose de 6 trains de liquéfaction identiques conçus chacun pour un fonctionnement autonome. Le complexe GL1/Z est composé de trois zones distinctes :

### ***II.4.3 Zone utilités :***

Les utilités constituent une zone importante au sein du complexe GL1/Z. Elles permettent d'assurer la fourniture de tous les besoins pendant le démarrage et la marche normale des trains de liquéfaction, dont :

- La source d'énergie : la vapeur d'eau est la source d'énergie choisie pour le complexe (trois chaudières haute pression 62 bars et une chaudière basse pression 4,5 bars)
- La source de refroidissement : l'eau est la source de refroidissement véhiculée par un ensemble de six (06) pompes de grande puissance de 175 000 m<sup>3</sup>/h chacune.
- La production d'électricité : la production d'électricité est assurée par trois (03) alternateurs entraînés par des turbines à vapeur et fournissent 36 MW par générateur.

- L'unité de dessalement : elle permet de produire l'eau distillée nécessaire à l'alimentation des chaudières.
- Production d'air comprimé : une grande partie de l'instrumentation du complexe est de type pneumatique. La production de l'air comprimé est assurée par un Ensemble de quatre (04) compresseurs et d'un compresseur d'air de secours. [11]

### **II.4.4 Zone process :**

Le complexe GL1/Z comprend six trains de liquéfaction identiques d'une production en Parallèle. Chaque train de liquéfaction est composé de huit sections à savoir :

- La section de décarbonatation.
- La section de déshydratation.
- La section de Démercurisation.
- Le pré-refroidissement.
- La section séparation et tour de lavage (Phase lourde / phase légère).
- La section de fractionnement.
- Le circuit de réfrigérant mixte
- La section de liquéfaction.

Avant d'entamer la description du procédé de liquéfaction il est utile de connaître la Composition du gaz naturel. [11]

### **II.4.5 Zone Terminal :**

C'est la zone de stockage et de chargement ; elle est constituée de :Trois (03) réservoirs de GNL d'une capacité de 100 000 m<sup>3</sup> stockés sous une pression De 1,03 bar et à une température de -162°C et deux réservoirs de gazoline d'une Capacité de 14 500 m<sup>3</sup>.Une station de pompage de GNL d'une capacité de 10 000 m<sup>3</sup>/heureux (02) quais d'expédition avec dix (10) bras de chargement pour méthaniers de50.000 m<sup>3</sup> à 125.000 m<sup>3</sup>.Le tableau 1 et 2 représentent les compositions chimiques et les conditions de stockage du gaz naturel respectivement. [11]

**Tableau II.1 : Compositions du GNL. [11]**

COMPOSANTS	% MOLAIRES MOYEN	
	Minimum	Maximum
N <sub>2</sub>	0,6	1,4
CH <sub>4</sub>	84	92,5
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	6	8,5

C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	2,2	3
iC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,3	0,5
nC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,3	0,7
iC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0	0,02

**Tableau II.2 :** Condition de stockage du GNL. [11]

Masse molaire	18,2 g/mole
Pression	1,03 bars absolus
Temperature	-162°C

**II.5. Différentes sections de liquéfaction dans le complexe GL1Z :**

Le gaz naturel(GN) doit passer par plusieurs étapes avant d'être liquéfié .ce procédé à été composé par des étapes primaires appelées des sections. Le gaz naturel arrivant à l'usine est distribué à chacun des six(06) trains par un raiseau de canalisation. Ce procédé présenté dans la figure.

- Le gaz d'alimentation passe par trois (03) différentes étapes de traitement.

**II.5.1/ Section de traitement de gaz :**

Elle comprend les sous- sections suivant :

- Décarbonatation : élimination du CO<sub>2</sub>.
- Déshydratation : élimination de l'eau.
- Démercurisation : élimination de mercure.
- Pré-refroidissement.
- Séparation de la tour de lavage.

**II.5.2 / Section de fractionnement :**

Comprend quatre sous- sections :

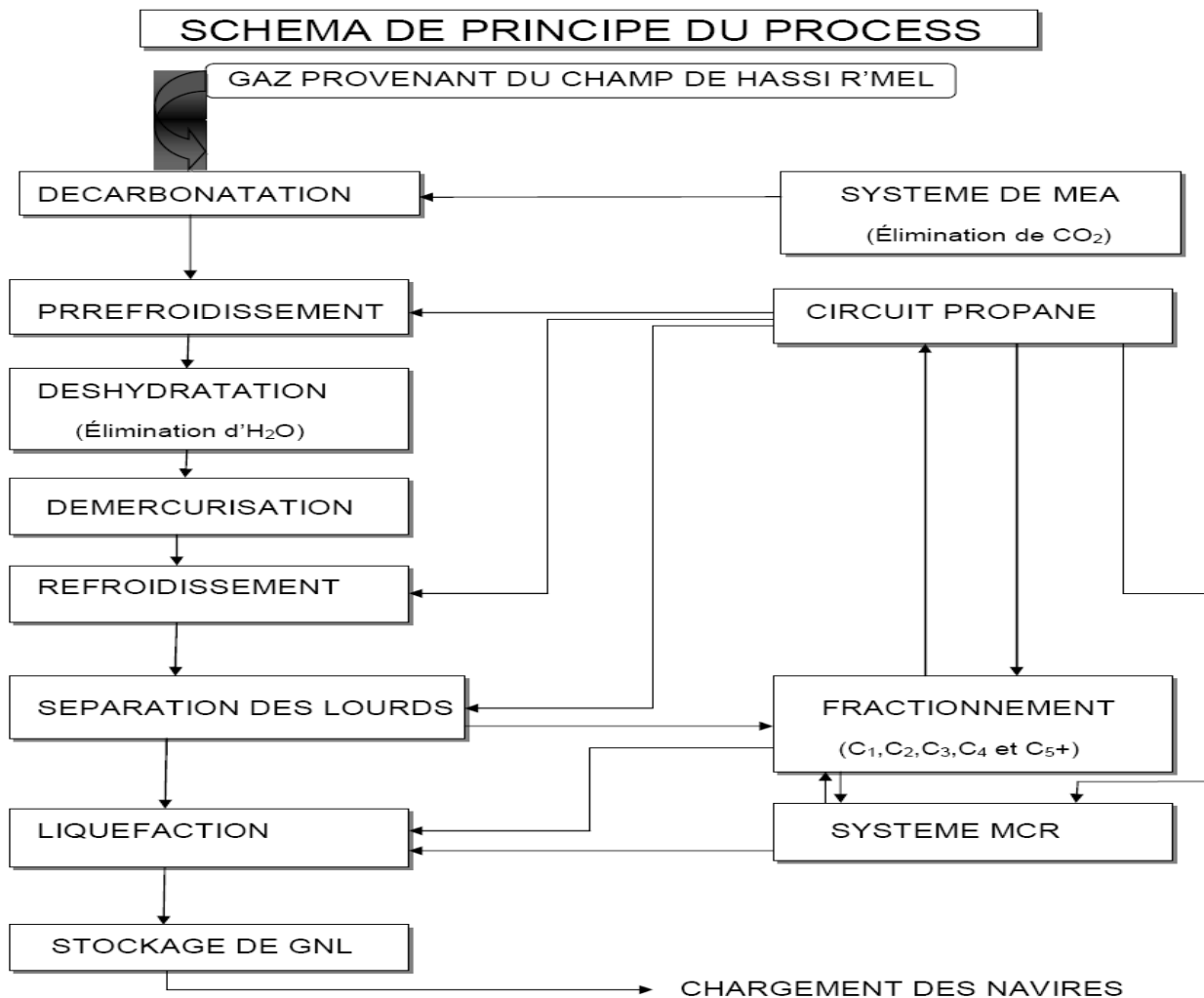
- Déméthanisation : récupération du méthane.
- Dééthanisation : récupération du l'éthane.
- Dépropanisation : récupération du propane.

- Débutanisation : récupération du butane.

### II.5.3 / Section de séparation et de liquéfaction :

Elle comprend deux sous- sections

- Séparation des hydrocarbures lourds.
- Liquéfaction du gaz naturel.
- Section boucle propane.
- Section boucle MCR.



**Figure II.1** : Principales étapes de liquéfaction de gaz. [11]

### II.5.1/ Section de traitement de gaz :

Les composants du gaz naturel tels que le gaz carbonique, la vapeur d'eau et les Hydrocarbures lourds tendraient à se condenser et à se solidifier aux basses températures bien

avant la température de liquéfaction du gaz naturel (-162°C), provoquant ainsi l'obstruction des tuyauteries et des équipements froids. C'est pour cette raison que l'on doit éliminer ces composants gênants. [11]

### ***II.5.1.1 Décarbonatation :*** (Élimination de CO<sub>2</sub>)

Le gaz carbonique est extrait du gaz naturel par lavage de celui-ci à contre-courant dans une colonne par une solution aqueuse à 15% de Mono Ethanol Amine (MEA).

Cette section comporte :

- Une section de lavage en continue du (GN).
- Une colonne de régénération de l'amine en continue.
- Des équipements annexes pour la purification et la préparation de la solution d'amine.

À la température ambiante et une pression de 40 bars, la MEA et le CO<sub>2</sub> forment un Mélange instable correspondant au second membre de la réaction, tandis qu'à chaud et sous une basse pression, le mélange se détruit en libérant le CO<sub>2</sub> et régénérant ainsi la solution aqueuse de MEA agit comme un agent d'absorption dans le système de décarbonatation et réduit la teneur du CO<sub>2</sub> présent dans le GN de 1400 ppm à 90 ppm. [11][4]

### ***II.5.1.2 Déshydratation :*** (Élimination de l'eau)

Le système de déshydratation sert à éliminer les vapeurs d'eau par adsorption par l'intermédiaire des sécheurs pour éviter la formation de bouchons de glace qui causeraient des bouchages des équipements de liquéfaction. Le gaz naturel venant de l'absorbeur de CO<sub>2</sub> pénètre dans les tubes du pré-refroidissement où il sera refroidi à l'aide de propane liquide, ce qui provoque la condensation d'une partie de la vapeur d'eau contenue dans le gaz naturel et passe ensuite dans le ballon séparateur où l'eau de condensation est retenue et purgée. Le gaz pénètre ensuite dans un des deux sécheurs (le second étant en régénération) et traverse les tamis moléculaires en perdant progressivement son humidité.

À la sortie de chaque sécheur, le gaz passe à travers des filtres afin de retenir les particules en suspension.

Le gaz naturel décarbonaté et saturé passe à la section de déshydratation cette section comprend :

- Trois sécheurs, dont lesquels sont disposés en partie supérieure les lits d'alumine, en partie inférieure les tamis moléculaires.



- En amont des sécheurs, un refroidisseur de gaz. [11]. [4]

Le tableau suivant représente les constituants chimiques de l'eau de mer :

**Tableau II.3 :** Constituants chimiques de l'eau de mer.

Anions	ppm	Cations	ppm
Chlorure (Cl <sup>-</sup> )	18980	Sodium (Na <sup>+</sup> )	10556,1
Sulfate (SO <sub>4</sub> <sup>2-</sup> )	2646	Magnesium (Mg <sup>2+</sup> )	1272
Bicarbonate (HCO <sub>3</sub> <sup>-</sup> )	13970	Calcium (Ca <sup>2+</sup> )	400,1
Fluorure (F <sup>-</sup> )	64,8	Potassium (K <sup>+</sup> )	380
Bromure (Br <sup>-</sup> )	1,3	Strontium (Sr <sup>+</sup> )	13,3
°F			
Dureté totale (TH)	650	Alcalinité libre	0
Dureté carbonaté	15	Titre alcalimétrique (TA)	0
Dureté permanente	635	Titre alcalimétrique complet (TAC)	15
Dureté calcique (TCA)	110	salinité totale	3100
Dureté magnésienne	540		

### **II.5.1.3 Démercurisation :** (Élimination de mercure)

Après séchage, le gaz passe dans un démercuriseur utilisant du charbon actif imprégné de soufre afin d'éliminer le mercure jusqu'à une teneur de 0,001 g/Nm<sup>3</sup>. Lors du réchauffage des installations, le mercure a un comportement particulier en matière de corrosion. Il devient très agressif vis-à-vis de l'aluminium matériau utilisé pour la plupart des équipements

Cryogéniques. [11]

### **II.5.1.4 Pré- refroidissement :**

Avant d'introduire le gaz naturel dans la section de séparation de la tour de lavage, il subit un pré - refroidissement pour que sa température soit portée à (-34°C). Dans les deux échangeurs E522 puis le E524 Ce pré – refroidissement s'opère dans des échangeurs cryogéniques appelés communément Schiller. Ces équipements sont des échangeurs classiques sauf que leur l'isolation thermique compte énormément afin d'éviter les pertes frigorifiques. Le pré refroidissement s'effectue {l'aide du propane comprimé {partir d'un turbocompresseur K01.10.puis entre dans la tour de lavage après avoir été mixé avec du gaz moins froid a une température de -26°C par la TV442. [13]

### ***II.5.1.5 Séparation de la tour de lavage :***

La séparation est une étape importante dans le cycle de liquéfaction du gaz naturel. Après pré-refroidissement, le gaz est acheminé dans une tour de séparation F711. A ce stade la séparation est une distillation classique qui sépare le produit en deux phases bien distinctes : produits lourds et produits légers. Le gaz entre dans la tour de lavage au niveau du 9ème plateau où il aura une séparation entre phase légère et phase lourde par le reflux. La phase lourde sera acheminée vers la section de fractionnement et la phase légère (gaz) et suivra son chemin vers la section de liquéfaction. [13]

### **II.5.2. Section De Fractionnement :**

L'usine de fractionnement est alimentée par les produits du fond de la tour de lavage. Cette unité est conçue pour séparer les composants des produits suivants :

- Méthane d'appoint pour le réfrigérant mixte MCR et le GNL.
- Ethane d'appoint pour le réfrigérant mixte MCR et le GNL.
- Propane d'appoint pour le système propane, le MCR et le GNL.
- Butane d'appoint du GN d'alimentation de l'échangeur principal.
- Gazoline comme produit commercialisable.
- Gaz combustible de procédé des chaudières.

La section fractionnement est constituée essentiellement de quatre (04) colonnes de distillation en cascade qui sont :

- La colonne de déméthanisation.
- La colonne de déethanisation.
- La colonne de dépropanisation.
- La colonne de débutanisation.

#### ***II.5.2.1. Déméthanisation :***

Les composés légers méthane en majorité sont séparés des hydrocarbures lourds et passent vers de la colonne à contre-courant par rapport à un débit de reflux continu cascasant le long des plateaux du DEMETHANISEUR. Les vapeurs de tête sont partiellement condensées dans un condenseur sous l'effet de réfrigérant puis séparées dans le ballon de reflux. Les vapeurs non condensées fournissent une source d'appoint en méthane alternative au système de compression de MCR (MULTI COMPOSANT REFRIGIRANT). [13]

#### ***II.5.2.2 Déethanisation :***

Le débit d'hydrocarbure lourd venant de la colonne de déméthanisation est à son tour fractionné dans le DEETHANISEUR afin de produire essentiellement de l'éthane comme

produit de tête .L'éthane obtenue sert d'appoint réfrigérant (MCR) et a la tour de lavage, surtout pour le contrôle qualité du GNL particulièrement en vue d'amélioration de son pouvoir calorifique PCS. (Pouvoir Calorifique Supérieur) : Quantité de chaleur que peut dégager un produit en combustion avec une enthalpie de H<sub>2</sub>O.[13]

### ***II.5.2.3 Dépropanisation :***

La colonne de DEPROPANISATION est alimentée par un courant continu d'hydrocarbure venant de la colonne d'ETHANISATION. La section DEPROPANISATION a pour but de produire du propane pour les appoints PCS et un appoint pour le circuit de réfrigération de propane. [13]

### ***II.5.2.4 Débutanisation :***

Les fractions lourdes de la colonne de DEPROPANISATION constituent une alimentation pour la dernière colonne de distillation de la section de fractionnement. Le produit DEBUTANISE du fond est refroidi puis envoyé vers le stockage de gazoline dans une sphère compose en essence les C 5 + . [13]

## **II.5.3 / Section de séparation et de liquéfaction :**

### ***II.5.3.1 Section de séparation :***

La section de séparation est conçue pour séparer les hydrocarbures lourds du gaz naturel d'alimentation, afin de pouvoir le liquéfier et par la suite de le stocker, les hydrocarbures lourds ainsi extraits sont envoyés vers la section de fractionnement.

Le gaz d'alimentation venant de la section de traitement du gaz est refroidi à -26°C par deux échangeurs à propane. Il est ensuite injecté au milieu de la tour de lavage où les produits lourds sont condensés et séparés du méthane sous l'action d'un courant de reflux et de deux rebouilleurs l'un au propane et l'autre à vapeur, puis sont recueillis sous forme liquide au bas de la colonne et dirigés vers la section de fractionnement.

La phase vapeur quittant la colonne est associée à un débit de recyclage de propane provenant de la section de fractionnement permettant ainsi de retenir les dernières traces de pentane et de maintenir un débit de reflux acceptable dans la colonne pour l'envoi à la section liquéfaction.

Cette section a pour rôle l'extraction des hydrocarbures qui sont :

- L'éthane.
- Le propane
- Le butane en mélange de pentane et d'hexane.

Cette opération permet d'une part d'ajuster les caractéristique de (GN), d'autre part d'assurer la production du butane et du propane commercial, ainsi que la production du propane pur et d'éthane pour appoint au M.C.R. Cette section comprend :

- Un échangeur.
- Tour de lavage.
- Rebouilleurs.
- Ballon de reflux. [4][11]

### ***II.5.3.2 Section de liquéfaction :***

L'échangeur principal liquéfie le gaz naturel traité (GNT) en utilisant le MCR (Multi composants réfrigérant) comme réfrigérant. Le GNT pénètre en bas de l'échangeur principal et progresse vers le haut où il traverse les douches de MCR, et quitte l'échangeur sous forme liquide à une pression de 28,3 bars et une température de -148°C.

La liquéfaction du GN se fait en deux temps :

Tout d'abord, le GN pénètre dans le faisceau central de l'échangeur principal où il est réfrigéré à -110°C par échange thermique avec les faisceaux du MCR liquide et du MCR vapeur; puis le gaz partiellement condensé est liquéfié complètement dans le faisceau froid de l'échangeur principal par échange thermique avec le MCR vapeur condensé et se dirige vers l'échangeur à -148°C et sous une pression de 24 bars, en se combinant à la sortie avec un courant de propane et d'éthane en provenance du fractionnement, refroidi dans l'échangeur de rejet. Ensuite, ce mélange liquide/gaz est détendu dans une vanne jusqu'à 1,5 bars et sa température est abaissée à -158°C puis subit une deuxième détente jusqu'à 1 bar dans le ballon dé-azoteur pour éliminer l'azote dissous dans la phase liquide du gaz naturel liquéfié.

Les composants légers, essentiellement l'azote, sont extraits par vaporisation et montent-le long de la colonne. La phase liquide GNL débarrassée de l'azote est récupérée au fond du déazoteur d'où elle est acheminée vers le stockage à l'aide des pompes GNL. Cette unité utilise comme fluide réfrigérant le MCR (réfrigérant à composition mixte), qui cède ces frigories au gaz venant de la section de séparation avec une température de (-63°C), le cycle MCR présente des avantages plus particuliers par rapport au cycle classique.

Le (GN) liquéfié sort de cette section avec une température de (-148°C). [11][4]

### ***II.5.3.3 Section boucle propane :***

Le compresseur de propane est une machine unique à trois étages de compression, le propane gazeux sous Basse Pression provenant du ballon d'aspiration premier-étage le (G785) est

comprimé de (0,23Bars, -37°C) à (12Bars, 68°C) par le compresseur (K110). A l'admission du deuxième étage, il est rejoint par le propane gazeux Moyenne Pression (3,2Bars, -4°C) et l'admission du troisième étage par le propane gazeux Haute Pression (6,9Bars, 18°C). La vapeur de refoulement du (K110) est d'abord refroidie dans le désurchauffeur (E513) par l'eau de mer jusqu'à (43°C), ensuite condensée dans le condenseur (E514A/B) par l'eau de mer contre-courant jusqu'à (37°C). Le propane liquide est recueilli dans l'accumulateur (G786) d'où il est envoyé dans le ballon d'aspiration troisième étage (G791) pour y être détendu (6,9Bars, 18°C), la vapeur du (G791) est renvoyée à l'admission du troisième étage du (K110) et le liquide est envoyé dans le ballon d'aspiration deuxième étage (G790) avant d'être détendu (3,2Bars, -4°C), la vapeur du (G790) est renvoyée à l'admission du deuxième étage du (K110) et le liquide est envoyé dans le ballon d'aspiration premier-étage (G785) avant d'être détendu (0,23Bars, 37°C), seule la vapeur du (G785) est renvoyée à l'admission premier-étage du (K110).

#### ***II.5.3.4 Section boucle MCR : Système de réfrigération mixte MCR (multiple composant réfrigérant) :***

Le MCR est un mélange d'azote, de méthane, d'éthane et de propane. Ce mélange frigorigène circule dans une boucle fermée comprenant deux compresseurs où il sert à liquéfier le GN dans l'échangeur principal et le réfrigérant du condenseur de tête de la tour de lavage.

Le MCR Basse Pression (1,7Bars, -34°C) provenant du ballon d'aspiration premier-étage le (G788) est comprimé à (11Bars, 68°C) par le compresseur MCR premier-étage le (K120), refroidi jusqu'à (32°C), dans le refroidisseur intermédiaire (E511), recueilli dans le ballon d'aspiration du deuxième étage le (G789), comprimé une seconde fois (44Bars, 133°C) par le compresseur MCR deuxième étage le (K121), refroidi à (32°C) dans le refroidisseur secondaire le (E512) par l'eau de mer. Le MCR est refroidi à (42Bars, 0°C) dans le (E525A/B) par du propane Moyenne Pression, ensuite à (40Bars, -33°C) dans le (E526A/B) par du propane Basse Pression. Les vapeurs du MCR sont séparées des composants lourds du MCR qui sont condensés dans le séparateur (G780), les vapeurs et les liquides traversent l'échangeur principal (E520) dans des serpentins distincts. A l'extrémité chaude les liquides sont sous-refroidis et détendus jusqu'à (28Bars, -128°C) à travers la vanne (FV615) et réinjectés dans la partie calandre du (E520) pour assurer le refroidissement de son extrémité chaude. Les vapeurs sont liquéfiées dans l'extrémité froide du (E520), détendues jusqu'à (26Bars, -154°C) à travers la vanne (CRV506) et réinjectées dans la partie calandre pour assurer le refroidissement de l'extrémité froide. Le MCR s'écoule vers le fond du (E520) en

formant ces vapeurs au fur et { mesure qu'il s'échauffe où il est renvoyé {l'état vapeur au ballon (G788) à (1,7Bars, -34°C) pour achever le cycle. Les composants d'appoint (méthane, éthane, propane et azote) provenant de l'unité de fractionnement et de l'installation de production d'azote sont introduits dans le circuit au niveau du (G788). [11]. [13]

**Tableau II.4 :** Composition molaire du MCR. [11]

<b>Composition</b>	<b>Pourcentage molaire</b>
Azote (N2) 5*	5
Méthane (C1) 45	45
Ethane (C2) 39	39
Propane (C3) 11	11
Total 100	100

#### **II.5.4. Stockage et chargement du GNL :**

Trois réservoirs de GNL assurent le stockage de la totalité de production de GNL des six (06) trains. Les réservoirs d'une capacité unitaire 100.000 m<sup>3</sup> permettent de stocker le GNL à la pression atmosphérique, ils sont dotés de doubles parois .Lors du remplissage des réservoirs, une certaine quantité de produit se vaporise du fait des pertes de chaleur. La vapeur du réservoir est recueillie dans un collecteur qui l'envoie au compresseur de gaz combustible de chaque train .Le GNL peut être transféré d'un réservoir à un autre lorsqu'il n'y a pas chargement, en utilisant la pompe de transfert. Le chargement du GNL est précédé par le refroidissement de la canalisation de la zone de chargement. La pompe de refroidissement aspire une petite quantité de GNL du réservoir de stockage et envoie ce dernier dans la canalisation chaude de la zone du chargement. Le GNL vaporisé est repris par la soufflante des gaz résiduels puis envoyé dans le collecteur de revus. Le chargement s'effectue au moyen de cinq (05) pompes de chargement du GN L fonctionnant en parallèle et transférant le GNL du réservoir de stockage au navire en passant par les bras de chargement. Les vapeurs résiduelles du navire sont renvoyées au collecteur des vapeurs par la soufflante pour les envoyées au réseau fuel gaz. [11][4]

II.6 Organigramme de complexe :

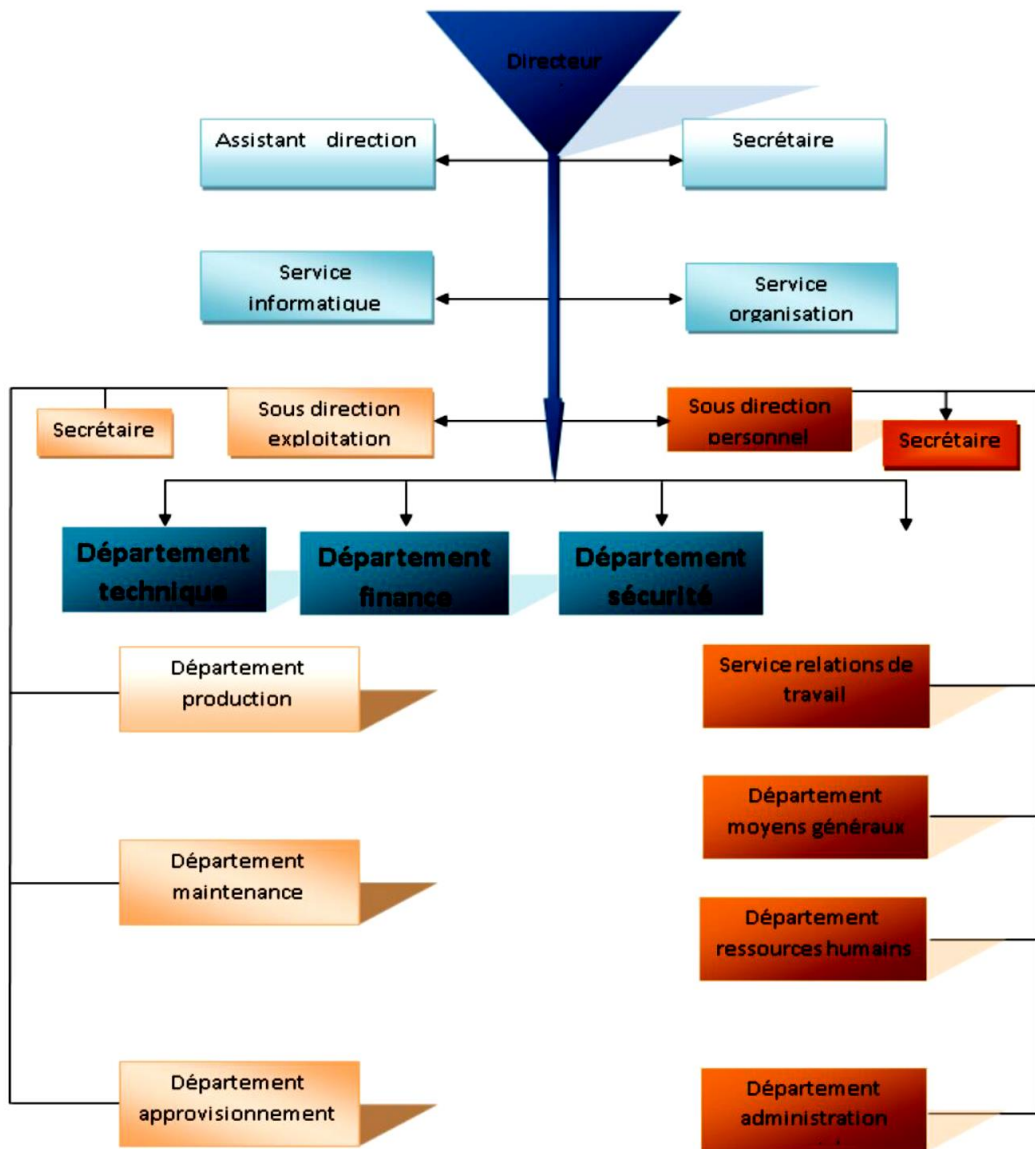


Figure II.2 : Organigramme de complexe. [17]

### **II.7 Conclusion :**

Le complexe GL1/Z est parmi l'un des plus grandes et des plus anciennes usines de liquéfaction du gaz naturel, constitué de plusieurs zones et de plusieurs services pour assurer la production et la commercialisation du produit fini sur l'échelle internationale. Il est l'un des complexes majeurs de l'industrie d'hydrocarbures et la base de l'économie du pays avec son apport de devise et d'un grand nombre de personnel mis au travail. [1]



# *Chapitre III*

*Description technologique de  
l'échangeur existant (X05-E-512)*

### III.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). [10]

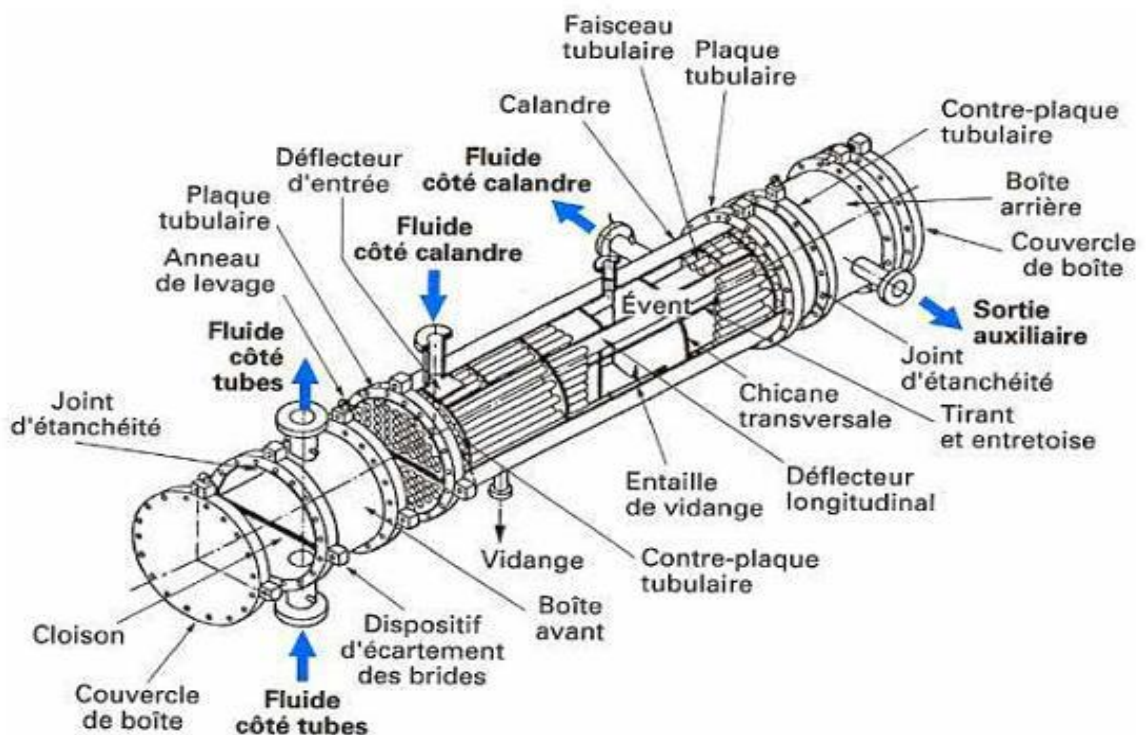


Figure III.1 : Divers constituant d'un échangeur TEMA. [3]

## Chapitre III Description technologique de l'échangeur X05-E-512

L'équipement qu'on a étudié est un échangeur de chaleur à contact indirect (eau de mer / MCR2) de type faisceaux et calandre à plaques tubulaires fixes l'échangeur est à contre-courant. 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 carré). Le but de cet échangeur est le refroidissement de gaz MCR est la diminution de sa température au maximum pour réaliser une meilleure réfrigération de MCR2.



Figure III.2 : Echangeur de chaleur (eau de mer / MCR2).

### III.2 Position de l'échangeur de chaleur par rapport à l'unité de l'MCR2 :

L'échangeur de chaleur que j'ai choisi est installé dans la section de synthèse exactement dans la section de réfrigération de MCR2, entre le compresseur de réfrigération et le ballon de détente de MCR2

### III.3 Le principe de fonctionnement de l'échangeur :

L'échangeur de chaleur est un équipement statique où l'échange thermique dans cet appareil (eau de mer / MCR2). Se fait entre l'eau de mer « coté tube » provenant de station de pompage au niveau de port et le gaz de synthèse l'MCR2 « 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.

### III.4 Caractéristiques technique et performance de l'échangeur (eau de mer / MCR2) :

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 :

- 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. [3]

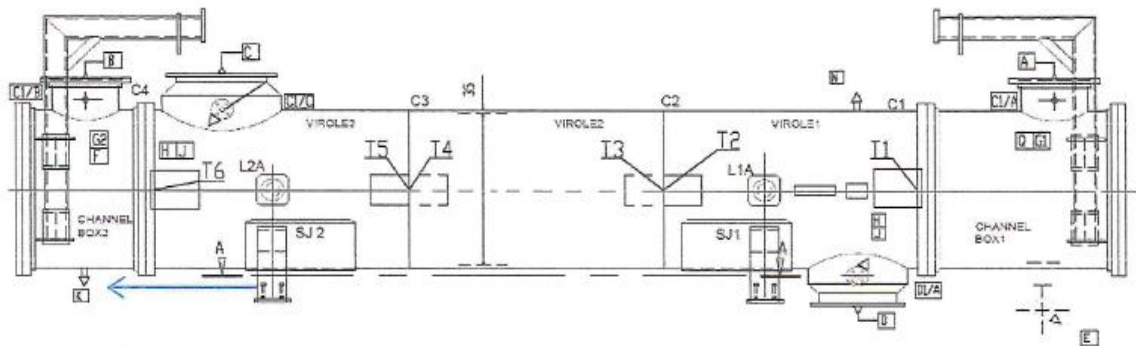


Figure III.3 : la calandre et les boites de distribution.

#### III.4.1 La calandre et les boites de distribution :

La calandre prend la forme d'un cylindre construit de trois viroles et comprend une entrée de gaz MCR2 (S1) et une sortie de gaz plus MCR2 liquide (S2) et aussi un évent (S3) situé au sommet de la calandre pour faciliter le remplissage total de l'échangeur coté MCR2 la calandre constituée d'une seule passe (nombre de passe =1). De l'autre côté les boîtes de distribution comprennent une entrée d'eau de mer (T1) Une sortie (T2)



## Chapitre III Description technologique de l'échangeur X05-E-512

Tableau III.1 : Les dimensions de la calandre.

	Diamètre intérieur (mm)	Epaisseur (mm)	Diamètre extérieur (mm)	Sur épaisseur de corrosion (mm)	Fluide circule
Calandre	1549	38.5	1620	3	MCR2
Boite de distribution	1549	12.7	1620	0	Eau de Mer

### III.4.2 Plaques tubulaires :

On les retrouve aux extrémités de la calandre .Les deux plaques ont longueur de 7312 entre les plaques tubulaires qui sont en communication avec des boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau tubulaire.

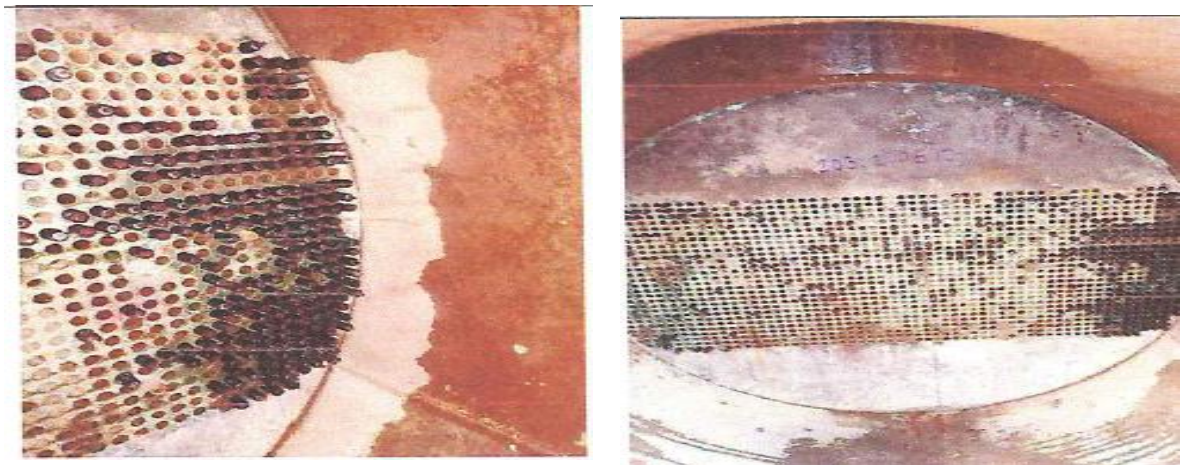


Figure III.4 : Plaque tubulaire de l'échangeur Existant.

Tableau III.2:Caractéristiques des plaques tubulaire

Matériel	SA-266 Gr.4+90/10 CuNi Clad
OTL (mm)	7312
Type des pas (mm)	Pas carré normale de 24

## Chapitre III Description technologique de l'échangeur X05-E-512

### III.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 /MCR2) contient 1592 tubes droits rectilignes de 7300 mm de long, d'un diamètre de 19,05 mm et une épaisseur de 1,25mm est de pas carré de 25.4mm.

Tableau III.3 : Caractéristique de faisceau tubulaire.

Nombre des tubes	1592
Longueurs des tubes (mm)	7300
Diamètre des tubes (mm)	19,05
Epaisseur des tubes (mm)	1,25
Nombre de passe	deux

### III.4.4 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 4 chicanes .Les chicanes sont séparées eux d'un espace de 1290mm. Et de diamètre de 27mm. Le rôle de chicane est de maintenir les tubes droits et éviter leur fléchissement vibration et frottement. [4]



Figure III.5 : Emplacement des chicanes par rapport aux tubes et plaques tubulaires.

### III.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. [3]

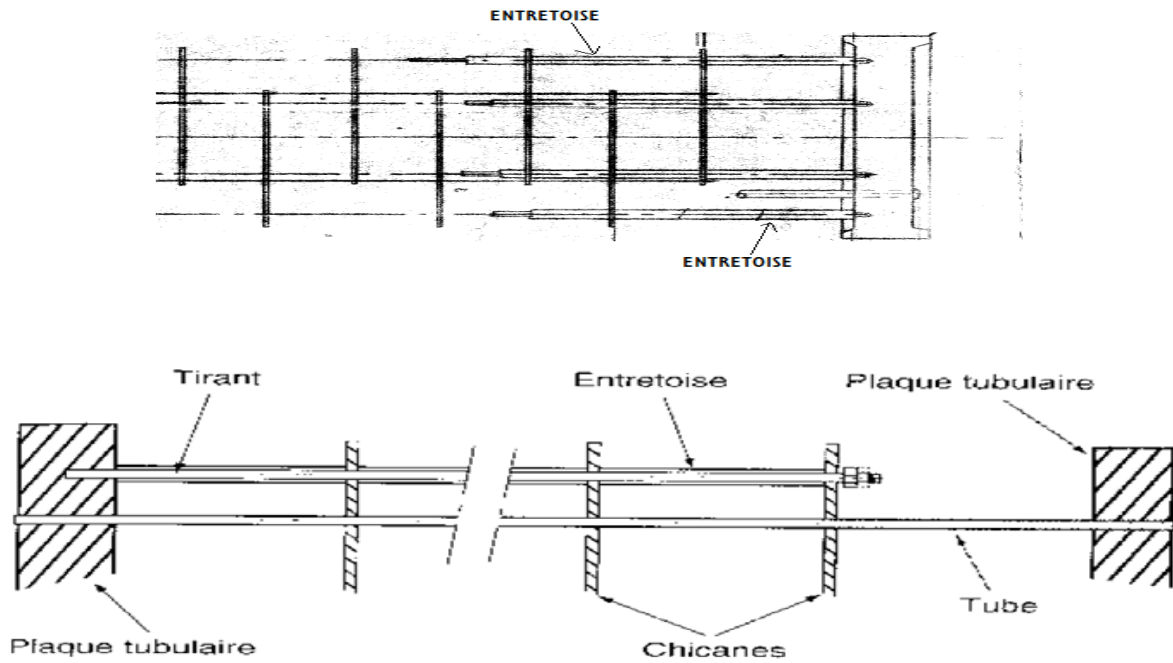


Figure III.6 : emplacement des tirants et entretoises. [6]

### III.4.6. Boite 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 boite de distribution, portant les brides d'entrée et de sortie. [3]

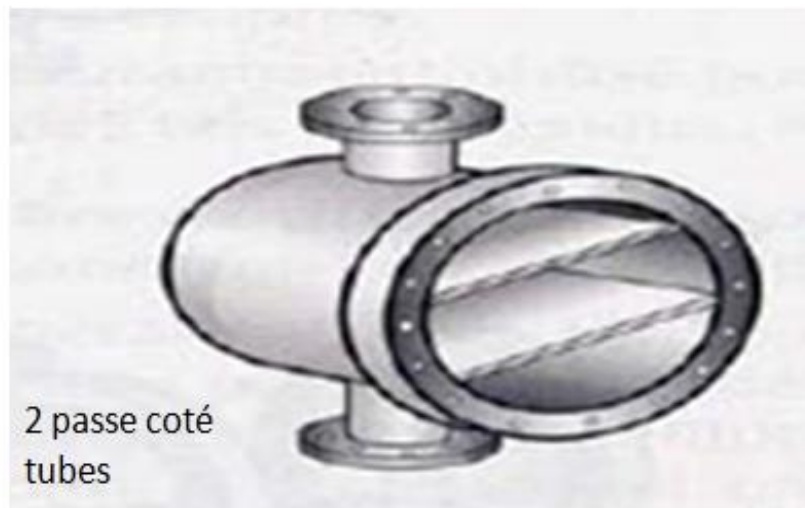


Figure III.7 : Boite de distribution. [3]

## Chapitre III Description technologique de l'échangeur X05-E-512

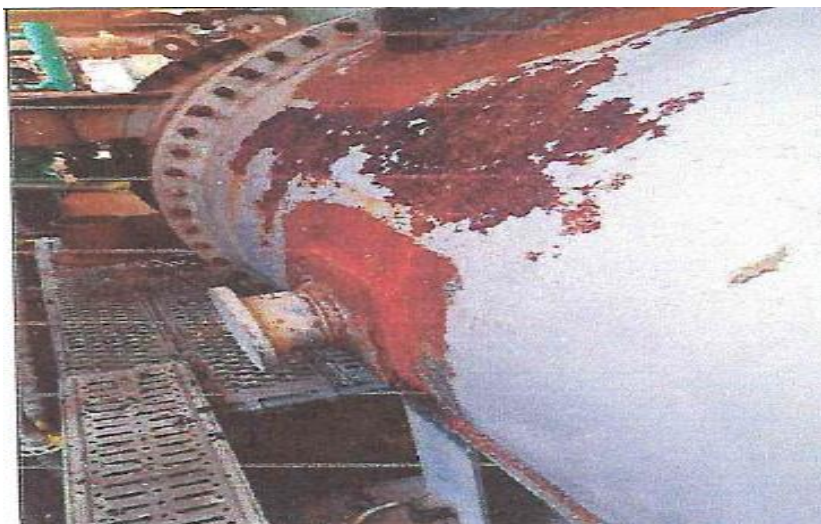


Figure III.8 : Boite de distribution réelle.

### III.5 Historique de l'échangeur E.512 :

Le Tableau III.5 représente l'historique de l'échangeur E.504 de 1998 jusqu'à 2012.

DATE	ANOMALIE
24/08/97	ATESTER APRES TX DE NETTOYAGE
30/03/98	INSPECTION INTERNE ET TEST
06/04/98	ARRET DU TRAIN 600
26/09/98	TEST DE LA FUIITE DE L'ECHANGEUR E-05-12 (MCRII) DU TRAIN 100.
06/03/99	FUIITE DE TUBE AU NIVEAU DU REFROIDISSEUR.
16/01/99	FUIITE EDM SUR BOITE ENTREE/SORTIE ET TEST DE FUIITE DE TUBE
14/06/99	ARRET GENERAL DU TRAIN 600.
19/05/99	FUIITE DE GAZ AU NIVEAU DE L'ECHANGEUR.
09/05/99	FUIITE DE TUBE
31/10/00	BOUCHAGE DU FAISCEAUX
11/03/00	FUIITE D'EAU SUR SPOOL SORTIE EDM
15/07/00	INSPECTER LES TUBES DU E512
07/08/00	FUIITE EAU DE MER
25/01/01	NETTOYAGE ET TEST
13/08/01	BRIDE FISSURE DE LA LIGNE EN GRE 24" WCR-X0057
31/07/01	ARRET DU TRAIN 600
28/01/02	TUBES FUYARDS
27/07/02	INSPECTION DE L'EQUIPEMENT
13/10/02	SIGNE DE BOUCHAGE DES TUBES DU E.512.T.200.
20/12/03	INSPECTER LES TUBES DU E512



## Chapitre III Description technologique de l'échangeur X05-E-512

27/11/04	DETACHEMENT DU BETON DE LA POUTRE ENTRE PILIER A13 ET B13 AU NIVEAU DU E512
08/02/06	FUITE SUR LA LIGNE D'ENTREE EAU DE MER (24"WC-X00211R1993).
09/04/07	FUITE IMPORTANTE EDM SUR BOITE SUD
27/01/10	FUITE EDM AU NIVEAU DE LA LIGNE DE PIEGE A MOULE JUSTE A L'ENTREE DE LA LIGNE SORTIE EDM DU E512
17/01/11	INSPECTER L'E512 DU T500
01/02/12	CORROSION SOUS CALORIFUGE.

### III.6. 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 :

#### III.6.1 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.

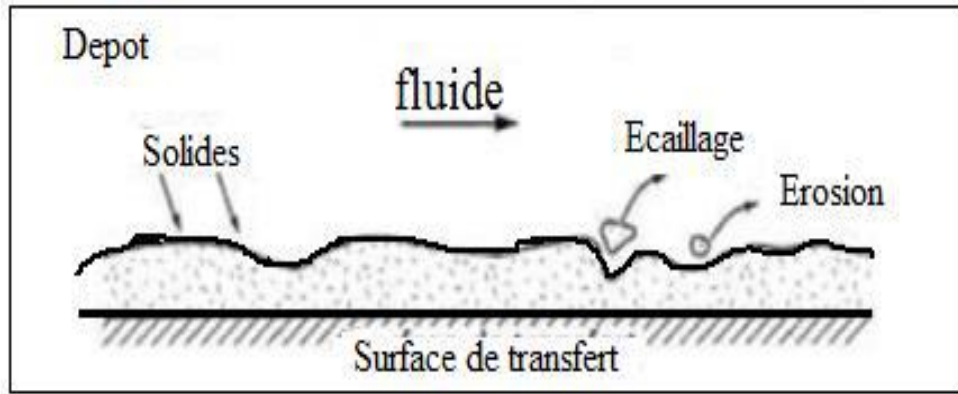


Figure III.9 : Encrassement des tubes. [6]



Figure III.10 : Encrassement des tubes réels.

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.

## **Chapitre III Description technologique de l'échangeur X05-E-512**

### ***III.6.2 Vibrations dans les échangeurs :***

L'échangeur de chaleur (eau de mer /MCR2) 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.

### ***III.6.3 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.

### ***III.6.4 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.
- Perçage 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 dudgeonnage des tubes.
- Corrosion dans les sections des cordons de soudure des tubes.

### ***III.6.5 Bouchages des tubes dans la plaque tubulaire :***

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

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

### **III.7 Conclusion :**

Les échangeurs de chaleur sont des équipements très importants dans le processus de fabrication et de réfrigération de MCR2. 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/MCR2) demande des interventions complexes et de la main d'œuvre qualifié afin de garantir un produit final (MCR2) 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. [3]

# *Chapitre IV*

*Calcul de vérification de l'échangeur  
existant X05-E-512*

**IV.1 Introduction :**

Ce calcul est basé sur la méthode la plus couramment utilisée pour le dimensionnement des échangeurs à faisceau tubulaire et calandre « méthode de KERN ». Ce calcul a pour but de vérifier les données du constructeur pour l'échangeur de chaleur X05-E-512 de MCR refroidie par l'eau de mer, existant au complexe GL1Z d'ARZEW, du côté thermique ainsi que hydraulique.

**IV.2 Présentation de la méthode de KERN pour le calcul d'un échangeur a faisceau et calandre [14] :**

**1. Bilan thermique :**

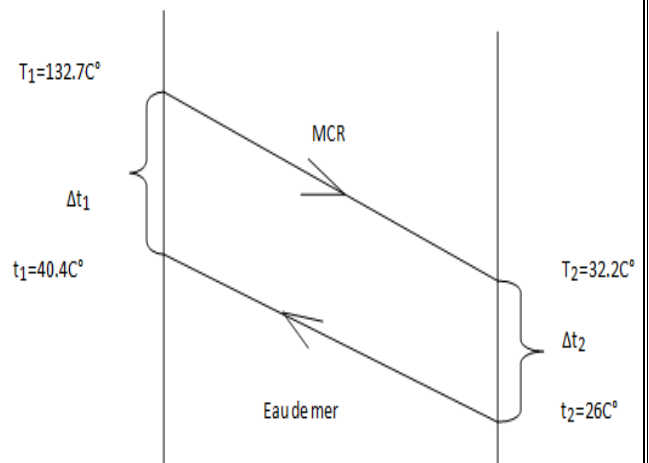
$$Q = G (H_1 - H_2) = g (h_2 - h_1). \quad (4.1)$$

Avec  $Q$  : charge thermique [kw].

$G, g$  : débits massiques des deux fluides [kg/s].

$H, h$  : l'enthalpie des deux fluides [kj/kg].

$1,2$  : sont réservés pour l'entrée et la sortie.



**2. Calcul de la DTLM :**

$$\Delta t_1 = (T_1 - t_2) \quad (4.2)$$

$$\Delta t_2 = (T_2 - t_1) \quad (4.3)$$

$$DTLM = \frac{(\Delta t_1 - \Delta t_2)}{2.3 \log \left( \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} \right)} \quad (4.4)$$

**3. Nombre de passe  $n_c$  :**

$$E = \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)} \quad R = \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)} \quad (4.5)$$

$$F = f(E, R) \quad (4.6)$$

**4. Choix de l'appareil :**

- Estimation du coefficient de transfert sal  $U'_s$
- Estimation de la surface.

$$A'_s = \frac{Q}{(U'_s F - DTLM)} \quad (4.7)$$

- Choix de longueur L, du diamètre  $d_0$ , des pas P et B et de la disposition des tubes.
- Surface d'échange d'un tube :  $a = \pi \times d_0 \times L$ .
- Estimation de nombre de tubes par calandre :

$$N'_t = \frac{A'_s}{(a \times n_c)} \quad (4.8)$$

- Choix de nombre de tubes (code TEMA)

**5. Choix des fluides à l'intérieur du faisceau est dans la calandre :**

**6. Détermination de l' $U_s$  de l'appareil :**

$$U_s = U'_s \times \left( \frac{N'_t}{N_t} \right) \quad (4.9)$$

**7. Températures caloriques :**

$$F_c = (DTLM) - \frac{\Delta t_2}{(\Delta t_1 - \Delta t_2)} \quad (4.10)$$

$$T_c = T_2 + F_c (T_1 - T_2) \quad (4.11)$$

$$t_c = t_1 + F_c (t_2 - t_1) \quad (4.12)$$

**8. Calcul du coefficient de transfert propre  $U_p$  : [14]**

**Tableau IV.1 :** Calcul du coefficient de transfert propre  $U_p$ . [14]

Faisceau	Calandre
Section par passe $a_t = \frac{N_t}{n_t} \times \frac{\pi \times d_i^2}{4} \quad (4.13)$	Section par calandre $a_{ct} = \frac{\left(\frac{D_c}{P}\right)}{(P-d_0) \times B} \quad (4.20)$
Vitesse massique $G_t = \frac{(n_t \times g \times 4)}{(N_t \times \pi \times d_i^2)} \quad (4.15)$	Vitesse massique $G_{ct} = \frac{G}{2 \times a_{ct}} \quad (4.21)$
Nombre de Reynolds $R_e = \frac{(d_i \times G_t)}{\mu_c} \quad (4.16)$	Nombre de Reynolds $R_e = \frac{(d_e \times G_{ct})}{\mu_c} \quad (4.22)$
Module de Colburn $J_h = 0.023(Re)^{0.8} \quad (4.17)$	Module de Colburn $J_h = 0.36(Re_{ct})^{0.55} \quad (4.23)$
$\frac{h_i}{\Phi_t} = J_h \times \left(\frac{\lambda_c'}{d_i}\right) \times \left(\frac{Cc' \times \mu_c'}{\lambda_c'}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (4.18)$	$\frac{h_0}{\Phi_c} = J_h \times \left(\frac{\lambda_c}{d_e}\right) \times \left(\frac{Cc \times \mu_c}{\lambda_c}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (4.24)$
$\frac{h_{i0}}{\Phi_t} = \left(\frac{h_i}{\Phi_t}\right) \times \left(\frac{d_i}{d_0}\right) \quad (4.19)$	$h_{i0} = \left(\frac{h_{i0}}{\Phi_t}\right) \times \Phi_t \quad (4.25)$

9. Température de tube : [14]

$$t_t = T_c - \frac{\left(\frac{h_{i0}}{\Phi_t}\right)}{\left(\left(\frac{h_0}{\Phi_c}\right) + \left(\frac{h_{i0}}{\Phi_t}\right)\right)} \times (T_c - t_c) \quad (4.26)$$

1. Calcul de la résistance d'encrassement Rs : [14]

$$R_s = \frac{1}{U_s} - \frac{1}{U_p} \quad (4.27)$$

- Calcul de coefficient propre Up de transfert : [14]



$$\frac{1}{U_p} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{io}} \tag{4.28}$$

**10. Calcul des pertes de charge : [14]**

**Tableau IV.2 :** Calcul des pertes de charge. [14]

<b>Faisceau</b>	<b>Calandre</b>
Coef de friction $f$ $f = 0.0028 + 0.25 \times Re^{-0.32}$ (4.29)	Coef de friction $f_{ct}$ $f_{ct} = 1.5 \times \left( \frac{d_o}{(p - d_o) \times Re_{ct}} \right)^{0.2}$ (4.31)
Perte de charge $\Delta p_t = \left( \frac{n_t \times G_t^2}{\rho} \right) \times \left( \frac{f \times l}{d_i \times \Phi_t} + 2 \right)$ (4.30)	Perte de charge $\Delta p_c = \frac{(f_{ct} \times G_{ct}^2 (N_c + 1) \times D_c)}{\rho \times d_e \times \phi_c}$ (4.32)

**IV. 3 Fiche technique donnée par le constructeur  
(Voir la Figure IV.3):**

Le tableau suivant représente la fiche technique donnée par le constructeur (coté tube et coté calandre)

**Tableau IV.3 :** Fiche technique des données du constructeur (**X05-E-512**).

<b>Propriétés</b>	<b>Fluide coté calandre (chaud)</b>	<b>Fluide coté tube (froid)</b>
Fluide	MCR (gaz)	Eau de mer
Température de l'entrée (°C)	T <sub>1</sub> =132.7°C	t <sub>1</sub> =26°C.
Température de sortie (°C)	T <sub>2</sub> =32.2°C	t <sub>2</sub> =40.4°C
Débit massique (Kg/s)	G=139.3 kg/s.	g =613.8 kg/s
Masse volumique à l'entrée (Kg/ m3)	ρ <sub>1</sub> =38.44 kg/m3.	ρ <sub>1</sub> '=1025kg/m3
Masse volumique à la sortie (Kg/ m3)	ρ <sub>2</sub> =61.76 kg/m3	ρ <sub>2</sub> '=1019kg/m3
Conductivité thermique à l'entrée (W/ mK)	λ <sub>1</sub> =0.045 w/m°C.	λ <sub>1</sub> '=0.598w/m°C
Conductivité thermique à la sortie (W/ mK)	λ <sub>2</sub> =0.032w/m°C.	λ <sub>2</sub> '=0.624w/m°C

mK)		
Viscosité dynamique à l'entrée Kg/ (m .s)	$\mu_1=0.014$ kg/mh.	$\mu_1'=1$ kg/mh
Viscosité dynamique à la sortie Kg/ (m .s)	$\mu_2=0.02$ kg/mh.	$\mu_2'=0.73$ kg/mh
Chaleur spécifique à l'entrée W/ (Kg .K)	$C_1=2.47$ kj/kg. °C	$C_1'=3.98$ kj/kg. °C
Chaleur spécifique à la sortie W/ (Kg .K)	$C_2=2.56$ kj/kg. °C.	$C_2'=3.99$ kj/kg. °C.
Perte de charge admissible (bar)	$0.25 \leq \Delta p_c \leq 0.4$ b.	$0.36 \leq \Delta p_t' \leq 0.7$ b.
Pression de service	(49.7-74.55) bar	(5.2 / F.V-7.8) bar.
Epaisseur de Corrosion permise cote calandre	(3mm)	(0mm).
Diamètre extérieur	1620mm	19.05mm
Matériaux de construction	SA 516 Gr 70.	CuNi-SB111-C71500
Résistance d'encrassement admissible		$R_s=0.0001$ m <sup>2</sup> °C/ w

**IV.4 Calcul Thermique :**

Ce calcul est basé sur la méthode de **KERN** préalablement citée. C'est un calcul de vérification de l'échangeur de chaleur de MCR existant à **SONARTACH** codé par X05-E-512.refroidi par l'eau de mer.

**IV.4.1 Bilan Thermique :**

Le bilan thermique de l'échangeur répond au premier principe de la thermodynamique « conservation de l'énergie ».

Quantité de chaleur cédée par le MCR=Quantité de chaleur reçue par l'eau de mer
---

- Les lettres en magiscule sont réservées pour le fluide chaud
- Les lettres en minuscule sont réservées pour le fluide froid
- L'indice 1 indique l'entrée des deux fluides.
- L'indice 2 indique la sortie des deux fluides.

- Calcul de  $Q_1 = Q_{MCR}$

$$Q_1 = G(H_1 - H_2) \quad (4.33)$$

G : débit massique de MCR [kg/s].

H<sub>1</sub>, H<sub>2</sub> : les enthalpies à l'entrée et à la sortie de MCR.

$$Q_1 = ?$$

- Calcul de  $Q_2 = Q \text{ eau de mer.}$

$$Q_2 = g*(h_2 - h_1) \quad (4.34)$$

g : débit massique de l'eau de mer [kg/s].

h<sub>1</sub>, h<sub>2</sub> : les enthalpies à l'entrée et à la sortie de l'eau de mer.

$$Q_2 = ?$$

#### IV.4.1.1 Calcul des enthalpies aux températures T1 et T2 du MCR chaud : [14]

$$\Delta H = \int_0^T C \times dt = C \times T \quad (4.35)$$

Ou C= la chaleur spécifique du fluide à pression constante.

#### IV.4.1.2 Calcul De H1, H2 : [14]

$$H_1 = C_1 \times T_1 = 132.7 \times 2.47 \longrightarrow H_1 = 327.769 \text{ kj/kg.}$$

$$H_2 = C_2 \times T_2 = 32.2 \times 2.56 \longrightarrow H_2 = 82.432 \text{ kj / kg .}$$

$$\text{Donc : } Q_1 = 139.3 \times (327.769 - 82.432) \quad Q_1 = 34175.4441 \text{ kW}$$

#### IV.4.1.3 Calcul De h1, h2 : [14]

$$h_1 = C_1' \times t_1 = 3.98 \times 26 \longrightarrow h_1 = 103.48 \text{ kj / kg}$$

$$h_2 = C_2' \times t_2 = 3.99 \times 40.4 \longrightarrow h_2 = 161.196 \text{ kj / kg}$$

$$\text{Donc : } Q_2 = 613.8(161.196 - 103.48) \quad Q_2 = 35426.0808 \text{ kW}$$

#### IV.4.2 Calcul De La DTLM : [14]

La différence de la température logarithmique moyenne DTLM pour un échangeur à faisceau et calandre est défini comme suit :

$$DTLM = \frac{(\Delta t_1 - \Delta t_2)}{2.3 \log \left( \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} \right)} \quad (4.36)$$

Avec :  $\Delta t_1 = T_1 - t_2 = 132.7 - 40.4 \longrightarrow \Delta t_1 = 92.3 \text{ C}^\circ$

$\Delta t_2 = T_2 - t_1 = 32.2 - 26 \longrightarrow \Delta t_2 = 6.2 \text{ C}^\circ$

$DTLM = 31.91 \text{ C}^\circ$

#### IV.4.3 Calcul du facteur de correction (F) : [14]

On a

$$E = \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)} \quad (4.37)$$

$$R = \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)} \quad (4.38)$$

$E = \frac{(40.4 - 26)}{(132.7 - 26)} \longrightarrow E = 0.134$

$R = \frac{(132.7 - 32.2)}{(40.4 - 26)} \longrightarrow R = 6.979$

Le facteur de forme  $F = 0.95$

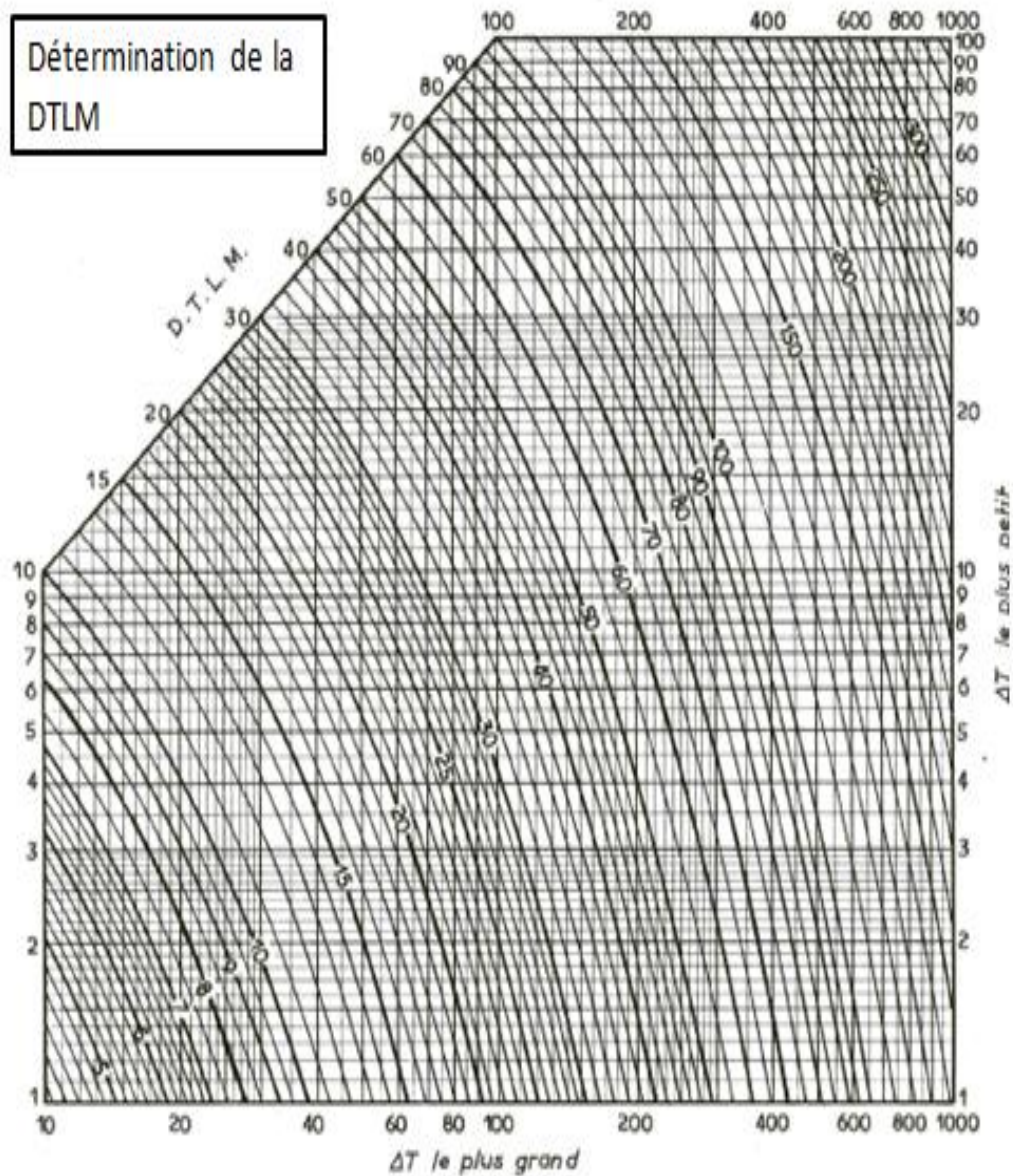


Figure IV.1 : Détermination graphique de la DTLM. [14]

**IV.4.4 Choix de l'appareil : [14]**

D'après la référence [14] pour les hydrocarbures légers (MCR) refroidis par l'eau de mer : ( $\mu < 0.5 \text{ cp}^\circ$ ), le coefficient de transfert sale :

$$U'_s \in [370 - 730] \text{ kcal} / \text{h m}^2 \text{ C}^\circ \text{ c à d } U'_s \in [430 - 850] \text{ w} / \text{m}^2 \text{ C}^\circ$$

Tableau IV.4 : coefficient de transfert sale. [14]

Réfrigérants		$U'_s$
Hydrocarbures légers	eau	[370-730]
Hydrocarbures moyens	eau	[250-610]
Hydrocarbures lourds	eau	[25-730]

- Estimation de la surface d'échange salle  $A'_s$  : [14]

On a

$$Q = A'_s \times U'_s \times F \times DTLM \tag{4.39}$$

Tel que :

$F \times DTLM$  : La  $DTLM$  corrigé.

$U'_s$  : coefficient de transfert salle [ $w / m^2 C^\circ$ ].

$A'_s$  : La surface salle [ $m^2$ ].

$Q$  : La charge thermique totale [ $w$ ].

- D'après le tableau IV.3 le MCR c'est un hydrocarbure léger refroidis par l'eau de mer le coefficient de transfert sale on  $U'_s = 430 w / m^2 C^\circ$
- Les donnés du constructeur On a :  $d_0=19.05$  mm diamètre extérieure du tube,  $L=7.3$ m la longueur de tube.

$$A'_s = \frac{Q}{U'_s F - DTLM} \tag{4.40}$$

$$A'_s = \frac{35426.0808 \times 10^3}{(430 \times 0.95 \times 31.91)}$$

$$A'_s = 2717.71 m^2$$

- Surface d'échange du tube:[14]

$$a = \pi \times d_0 \times L$$

$$a = \pi \times 19.03 \times 10^{-3} \times 7.3 \longrightarrow a = 0.436 m^2$$

- Pour Nombre de tube = 1592 tubes la surface d'échange

$$a = 0.436 \times 1592 \longrightarrow a = 694.112 m^2$$

- **Estimation du Nombre de tubes : [14]**

$$A'_s = N'_t \times a \times n_c \tag{4.41}$$

$n_c$  : Nombre de passes coté calandre =1

$a$  : Surface d'échange d'un seul tube

$N'_t$  : Nombre de tube estimé.

$$N'_t = \frac{A'_s}{(a \times n_c)} \tag{4.42}$$

$$N'_t = \frac{2717.71}{(0.436 \times 1)} \longrightarrow N'_t = 6233 \text{ Tubes}$$

D'après le code TEMA, pour les échangeurs à faisceau tubulaire et calandre type L ou M, le nombre de tubes le plus proche de  $N'_t = 6233$  estimé est  $N_t = 4236$ .

- **Détermination de nouveau coefficient sale de transfert : [14]**

On a la formule :

$$Q = U'_s \times N'_t \times a_s \times F \times DTLM \tag{4.43}$$

$$Q = U_s \times N_t \times a_s \times F \times DTLM \tag{4.44}$$

On fait le rapport entre (a) et (b)

$$\frac{(U'_s * N'_t)}{(U_s * N_t)} = 1 \tag{4.45}$$

$$U_s = \frac{U'_s \times N'_t}{N_t}$$

$$U_s = \frac{(430 \times 6233)}{(4236)} \longrightarrow U_s = 632.71 w / m^2 C^\circ$$

Donc  $U_s \in [430 - 850]$

Donc cette estimation convient pour notre calcul.

**- Calcul de la nouvelle surface d'échange  $A_s$  : [14]**

De l'équation (5) :

$$A_s = \frac{Q}{(U_s \times F \times DTLM)} \tag{4.46}$$

$$A_s = \frac{35426.0808}{(632.71 \times 0.95 \times 31.91)} \longrightarrow A_s = 1899.14 m^2$$

On peut donc adopter pour notre calcul une surface globale d'échange :

$$A_s = 1899.14 \text{ m}^2$$

**IV.4.5 Calcul des températures caloriques : [14]**

Les températures caloriques  $T_c$ ,  $t_c$  des deux fluides (chaud et froid) respectivement, sont des températures moyennes pour lesquelles le coefficient global propre de transfert de chaleur  $U_p$  peut être considéré comme un coefficient moyen associable à la DTLM.

$$T_c = T_2 + F_c(T_1 - T_2), \quad t_c = t_2 + F_c(t_2 - t_1) \tag{4.47}$$

Tel que :

$T_c$  : Température calorique de MCR (chaud).

$t_c$  : Température calorique de l'eau de mer (froid).

$F_c$  : Fraction calorique définit comme suit

$$F_c = \frac{(DTLM - \Delta t_{fr})}{(\Delta t_{ch} - \Delta t_{fr})} \tag{4.48}$$

Tel que :

$DTLM$  : La différence de température logarithmique moyenne.

$$\Delta t_{fr} = \Delta t_2 = T_2 - t_1 \longrightarrow \Delta t_2 = 6.2C^\circ \text{ (extrémité froide).}$$

$$\Delta t_{ch} = \Delta t_1 = T_1 - t_2 \longrightarrow \Delta t_1 = 92.3C^\circ \text{ (extrémité chaude).}$$



$$F_c = \frac{(31.91 - 6.2)}{(92.3 - 6.2)} \longrightarrow F_c = 0.2986$$

$$T_c = 32.2 + 0.2986 (132.7 - 32.2) \longrightarrow T_c = 62.20\text{C}^\circ$$

$$t_c = 40.4 + 0.2686 (26 - 40.4) \longrightarrow t_c = 36.10\text{C}^\circ$$

#### IV.4.6 Calcul de coefficient propre de transfert de chaleur $U_p$ :

##### A. Faisceau tubulaire :

##### A.1 Calcul de la vitesse massique d'eau de mer : [14]

$$G_t = \frac{g}{a_t} = \rho \times w \quad (4.49)$$

Tel que :

$G_t$  : vitesse massique de l'eau de mer.

$g$  : Le débit massique de l'eau de mer.

$a_t$  : Section de passage d'eau de mer.

$\rho$  : la masse volumique à la température  $T_c$ .

$$G_t = \frac{g}{a_t} \longrightarrow G_t = \frac{(n_t \times g \times 4)}{(N_t \times \pi \times d_i^2)} \quad (4.50)$$

Tel que :

$n_t$  : Nombre de passe coté tube =2

$N_t$  : Nombre de tubes.

$d_i$  : Diamètre intérieur du tube [m]

- calcul de  $d_i$  :

Épaisseur de tube est :  $e = 1.245\text{mm}$  et  $d_i = d_o - 2 \times e$

Donc  $d_i = 19.03 - 2 \times 1.245 \longrightarrow d_i = 16.57\text{mm}$

Alors:  $G_t = \frac{(4 \times 306.9 \times 2)}{\pi \times 4236 \times (16.57 \times 10^{-3})^2} \longrightarrow G_t = 671.94\text{kg} / \text{m}^2\text{s}$

**A.2 Caractéristiques de l'eau de mer à la température  $t_c=36.10^\circ\text{C}$  :**

Les caractéristiques de l'eau de mer à  $t_c$  données par interpolation entre les caractéristiques d'entrée et de sortie de l'eau de mer. Le tableau suivant représente les caractéristiques de l'eau de mer.

**Tableau IV.5** les caractéristiques de l'eau de mer.

Caractéristiques de l'eau de mer à $t_c=36.1^\circ\text{C}$	valeurs
Chaleur spécifique $C_{c'}$	$C_{c'} = 4.7166\text{ kJ} / \text{kgC}^\circ$
Masse volumique $\rho_{c'}$	$\rho_{c'} = 1209.64\text{ kg} / \text{m}^3$
Conductivité thermique $\lambda_{c'}$	$\lambda_{c'} = 0.7229\text{ w} / \text{mC}^\circ$
Viscosité dynamique $\mu_{c'}$	$\mu_{c'} = 3.7147\text{ kg} / \text{mh}$

**A.3 calcul de la vitesse d'eau de mer dans les tubes :**

De l'équation (6) on a :  $w = \frac{G_t}{\rho}$  ,  $w = \frac{671.94}{1209.64} \longrightarrow w = 0.55\text{ m} / \text{s}$

**A.4 Calcul de nombre de Reynolds :**

$$R_e = \frac{(d_i \times G_t)}{\mu_c} \tag{4.51}$$

$$R_e = \frac{(16.57 \times 10^{-3} \times 671.94 \times 3600)}{(3.7147)}$$

$R_e = 10790 > 10000$  Donc le régime est turbulent.

Tel que :

$d_i$ : Diamètre intérieur de tube [ m ].

$G_t$ : vitesse massique de l'eau de mer à tc [ kg / m<sup>2</sup>s ].

$\mu_c$ : viscosité dynamique de l'eau de mer [ kg / mh ].

**A.5 Calcul de module de COLBURN  $J_h$  : [14]**

Pour un régime turbulent (Re>10.000), le module COLBURN d'après la référence [14] est défini comme suit :

$$J_h = 0.023(Re)^{0.8} \tag{4.52}$$

$$J_h = 0.023(10790)^{0.8} \longrightarrow J_h = 38.73$$

**A.6 Calcul du coefficient de film interne  $h_i$  : [14]**

Le coefficient de film interne  $h_i$  est donné par la formule suivante :

$$\frac{h_i}{\Phi_t} = J_h \times \left(\frac{\lambda_c}{d_i}\right) \times \left(\frac{Cc' \times \mu_c}{\lambda_c}\right)^{\frac{1}{3}} \tag{4.53}$$

Tel que :

$h_i$  : Coefficient de film interne [ w / m<sup>2</sup>C° ]

$\Phi_t$ : Coefficient correctif coté tube qui tient compte des effets de chauffage et de refroidissement sur la distribution de vitesse dans une section de tube.

$$\frac{h_i}{\Phi_t} = 38.73 \times \left(\frac{0.7229}{16.57 \times 10^{-3}}\right) \times \left(\frac{(4.7166 \times 3.7147)}{0.7229}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$\frac{h_i}{\Phi_t} = 4889.84 w / m^2 C^\circ$$

- le coefficient du film interne rapporté à la surface extérieure est donnée par [  $h_i$  : corrigé ]

$$\frac{h_{i0}}{\Phi_t} = \left(\frac{h_i}{\Phi_t}\right) \times \left(\frac{d_i}{d_0}\right) \tag{4.54}$$

$$\frac{h_{i0}}{\Phi_t} = (4889.84) \times \frac{(16.57 \times 10^{-3})}{(19.03 \times 10^{-3})} \longrightarrow \frac{h_{i0}}{\Phi_t} = 4257.73 w / m^2 C^\circ$$

- vérification graphique : on peut vérifier la valeur de  $h_i$  à l'aide de la figure IV.1

$h_i = f$  (vitesse massique, température de l'eau  $t_c$ ).

$$\text{On a } \left. \begin{array}{l} w = 0.55 \text{ m/s} \\ t_c = 36.1 \text{ C}^\circ \end{array} \right\} \longrightarrow h_i = 2200 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$$

$$\text{C à d } h_i = 2554.44w / m^2\text{C}^\circ$$

**B.La calandre :**

- B: espacement entre chicanes (donné par le constructeur) : B=1.2m.
- Diamètre de la calandre  $D_c=1.55\text{m}$ .
- Pas carré normale P=24mm.

**B.1 Section par calandre  $a_{ct}$  : [14]**

La section par calandre, pour un pas carré est donné par : tableau IV.3

$$a_{ct} = \frac{\left(\frac{D_c}{P}\right)}{(P - d_0) \times B} \tag{4.55}$$

Tel que :

$a_{ct}$  : Section par calandre [ $m^2$ ].

$D_c$  : Diamètre de la calandre [ $m$ ].

$P$  : Le pas carré normale [ $mm$ ].

$d_0$  : Diamètre extérieur du tube [ $m$ ].

$B$  : Espacement entre chicanes [ $m$ ].

$$a_{ct} = \frac{\left(\frac{1.55}{24 * 10^{-3}}\right)}{\left(24 * 10^{-3} - 19.03 * 10^{-3}\right) * 1.2} \longrightarrow a_{ct} = 0.385 m^2$$

**B.2 Calcul de la vitesse massique  $G_{ct}$  : [14]**

Notre échangeur de chaleur comprend deux entrées c à d que : le débit G de MCR se devise on deux débits partielles identiques : on a donc :

$$G_{ct} = \frac{G}{2 * a_{ct}} \tag{4.56}$$

$$G_{ct} = \frac{139.3}{2 \times 0.385} \longrightarrow G_{ct} = 180.90 \text{ kg} / \text{sm}^2$$

Tel que :

$G_{ct}$  : Débit massique de MCR [ $\text{kg} / \text{s}$ ].

$a_{ct}$  : Section par calandre [ $\text{m}^2$ ].

**B.3 Calcul de diamètre équivalent : [14]**

Quel que soit la géométrie de l'enceinte autour des tubes, la difficulté réside dans le fait qu'il faut déterminer un débit massique moyen ainsi qu'un terme se substituant au diamètre appelé : diamètre équivalent  $d_e$ , il est défini comme suit :

$$d_e = \frac{\left[ 4 \times \pi \times \left( \frac{d^2}{4} \right) \right]}{(\pi \times d)} = \frac{(4 \times \text{surface moyenne})}{(\text{périmètre du tube})} \tag{4.57}$$

Pour un échangeur de chaleur à faisceau et calandre et pour un pas carré normale le diamètre équivalent  $d_e$  est donnée par l'équation :

$$d_e = \frac{(4 \times P^2)}{(\pi \times d_0)} - d_0 \tag{4.58}$$

$$d_e = \frac{(4 \times (24 \times 10^{-3})^2)}{(\pi \times 19.03 \times 10^{-3})} - (19.03 \times 10^{-3}) \longrightarrow d_e = 0.0195 \text{m.}$$

**B.4 Caractéristiques de MCR à la température  $T_c = 62.20 \text{ C}^\circ$  : [14]**

Les caractéristiques de MCR à  $T_c$  données par interpolation entre les caractéristiques d'entrée et de sortie de MCR. Le tableau suivant représente les caractéristiques de MCR,

**Tableau IV.6 :** Caractéristiques de MCR à la température  $T_c = 62.20 \text{ C}^\circ$ . [14]

Caractéristiques de MCR à $T_c = 62.20 \text{ C}^\circ$	valeurs
Chaleur spécifique $C_c$	$C_c = 2.3451 \text{ kJ} / \text{kgC}^\circ$
Masse volumique $\rho_c$	$\rho_c = 31 \text{ kg} / \text{m}^3$
Conductivité thermique $\lambda_c$	$\lambda_c = 0.0253 \text{ w} / \text{mC}^\circ$

Viscosité dynamique  $\mu_c$ 

$$\mu_c = 0.0393 \text{ kg / mh}$$

**B.5 Calcul nombre de Reynolds : [14]**

$$R_e = \frac{(d_e \times G_{ct})}{\mu_c} \quad (4.59)$$

$$R_e = \frac{(0.0195 \times 180.9 \times 3600)}{(0.0393)}$$

$R_e = 323134.3511 > 10.000$  Donc le régime est turbulent.

**B.6 Détermination du module de COLBURN  $J_h$  : [14]**

Pour la calandre et pour un régime turbulent, la fonction de transfert  $J_h$  est donnée par l'équation suivante :

$$J_h = 0.36 (Re_{ct})^{0.55} \quad (4.60)$$

$$J_h = 0.36 (323134.35)^{0.55} \longrightarrow J_h = 385.88 \text{ (sans dimension)}$$

**B.7 Calcul de coefficient de film externe  $h_0$  :**

Pour un échangeur à faisceau et calandre, le coefficient de transfert externe  $h_0$  est donné par l'équation :

$$\frac{h_0}{\Phi_c} = J_h \times \left(\frac{\lambda_c}{d_e}\right) \times \left(\frac{Cc \times \mu_c}{\lambda_c}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (4.61)$$

Tel que :

$h_0$  : Coefficient de film externe [  $w / m^2 C^\circ$  ].

$\Phi_c$  : Facteur correctif pour chauffage ou refroidissement cote calandre.

$\lambda_c$  : Conductivité thermique de MCR [  $w / m C^\circ$  ].

$d_e$  : Diamètre équivalent [  $m$  ].

$Cc$  : Chaleur spécifique du fluide chaud [  $kJ / kg C^\circ$  ].

$\mu_c$  : viscosité dynamique [ kg / mh ].

$$\frac{h_0}{\Phi_c} = 385.88 \times \left( \frac{0.0253}{0.0195} \right) \times \left( \frac{(2.3451 \times 10^3 \times 0.0393)}{0.0253 \times 3600} \right)^{\frac{1}{3}}$$

### B.8 Calcul de la température du tube $t_t$ : [14]

D'après la référence [14] : on a :

$$\frac{Q}{A} = (h_c / \Phi_c) \times (T_c - t_t) = \left( \frac{h_{io}}{\Phi_t} \right) \times (t_t - t_c) \quad (4.62)$$

On a Donc

$$t_t = T_c - \frac{\left( \frac{h_{io}}{\Phi_t} \right)}{\left( \left( \frac{h_0}{\Phi_c} \right) + \left( \frac{h_{io}}{\Phi_t} \right) \right)} \times (T_c - t_c) \quad (4.63)$$

$$t_t = 62.2 - \frac{(4257.73)}{(502.63) + (4257.73)} \times (62.2 - 36.1)$$

$$t_t = 38.85^\circ$$

### B.9 Détermination de $\mu_t$ à $t_t$ et $\Phi_c$ : [14]

$$\left( \frac{T_1 - T_2}{\mu_1 - \mu_2} \right) = \left( \frac{T_2 - t_t}{\mu_2 - \mu_t} \right)$$

$$\mu_t = \frac{((T_2 - t_t) \times (\mu_1 - \mu_2))}{(T_1 - T_2) + \mu_2} \quad (4.64)$$

$$\mu_t = \frac{((32.2 - 38.85) \times (0.014 - 0.02))}{(132.7 - 32.2) + 0.02} \longrightarrow \mu_t = 0.0201 \text{ kg / mh}$$

$$\Phi_c = \left( \frac{\mu_c}{\mu_t} \right)^{0.14} \quad (4.65)$$

$$\Phi_c = \left( \frac{\mu_c}{\mu_t} \right)^{0.14} \longrightarrow \Phi_c = 1.098$$

**B.10 Détermination de  $\mu_r$  à  $t_t$  et  $\Phi_c$  : [14]**

$$\left( \frac{\mu_1 - \mu_r}{t_1 - t_t} \right) = \left( \frac{\mu_1 - \mu_2}{t_1 - t_2} \right)$$

$$\mu_r = - \frac{((\mu_1 - \mu_2) \times (t_1 - t_t))}{(t_1 - t_2)} + \mu_1 \quad (4.66)$$

$$\mu_r = - \frac{((1-0.73) \times (26-38.85))}{(26-40.4)} + 1 \longrightarrow \mu_r = 0.759 \text{ kg / mh}$$

$$\Phi_t = \left( \frac{\mu_c}{\mu_r} \right)^{0.14} \quad (4.67)$$

$$\Phi_t = \left( \frac{3.7147}{0.759} \right)^{0.14} \longrightarrow \Phi_t = 1.248$$

**B.11 Calcul de  $h_{io}$ ,  $h_o$  : [14]**

$$h_{io} = \left( \frac{h_{io}}{\Phi_t} \right) \times \Phi_t \quad (4.67)$$

$$h_{io} = 4257.73 \times 1.248 \longrightarrow h_{io} = 5313.64 \text{ w / m}^2 \text{ C}^\circ$$

$$h_o = \left( \frac{h_o}{\Phi_c} \right) \times \Phi_c \quad (4.68)$$

$$h_o = 502.63 \times 1.098 \longrightarrow h_o = 551.88 \text{ w / m}^2 \text{ C}^\circ$$

**B.12 Calcul de coefficient propre  $U_p$  de transfert : [14]**

$$\frac{1}{U_p} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{io}} \quad (4.69)$$

$$\frac{1}{U_p} = \frac{1}{551.88} + \frac{1}{5313.64} \longrightarrow U_p = 500 \text{ w / m}^2 \text{ C}^\circ$$

**B.13 Détermination de la résistance d'encrassement  $R_s$  : [14]**

La résistance d'encrassement calculée  $R_s$  doit être dans les normes données par le constructeur.

$$R_s = \frac{1}{U_s} - \frac{1}{U_p} \quad (4.70)$$



$$R_s = \frac{1}{500} - \frac{1}{632.71} \longrightarrow R_s = 4.19 \times 10^{-4} m^2 C^\circ / w$$

$$R_s = 3 \times R_c$$

Donc la résistance d'encrassement calculé est plus grand 3 fois que la résistance d'encrassement de constructeur parce que

**IV.5 Calcul Hydraulique : [14]**

Cette partie à calculer les pertes de charges dans la calandre et dans le faisceau tubulaire.

**IV.5 .1 coté tubes ( $\Delta p_t$ ):**

- **Calcul du coefficient de friction coté tubes : [14]**

$$f = 0.0028 + 0.25 \times Re^{-0.32} \tag{4.71}$$

$$f = 0.01551$$

Les deux fluides traversent l'appareil s'écoulent sous l'effet d'un potentiel mesuré par le différentielle de pression  $\Delta p$  entre l'entrée et la sortie et que l'on appelle perte de charge :

D'après **WHITIER T.2** :

$$\Delta p_t = \left( \frac{n_t \times G_t^2}{\rho} \right) \times \left( \frac{f \times l}{di \times \Phi_t} + 2 \right) \tag{4.72}$$

Tel que :

$\Delta p_t$  : Perte de charge entre l'entrée et de sortie coté tube.

$G_t$  : vitesse massique de l'eau de mer.

$f$  : coef.de friction.

$\rho$  : Masse volumique moyenne de l'eau de mer à la température  $t_c$  .

$$\Delta p_t = \left( 2 \times \left( \frac{671.94^2}{1209.64} \right) \right) \times \left( \frac{0.01551}{16.57 \times 10^{-3} \times 1.248} + 2 \right)$$

$$\Delta p_t = 5580.27 \text{ pa} \quad \Delta p_t = 0.55 \text{ bar}$$

Donc  $\Delta p_t < 0.75 \text{ b}$

**IV.5 .2 coté calandre ( $\Delta p_c$ ): [14]**

D'après **KERN** les pertes de charge coté calandre sont données par la formule suivante :

$$\Delta p_c = \frac{(f_{ct} \times G_{ct}^2 (N_c + 1) \times D_c)}{\rho \times d_e \times \phi_c} \quad (4.73)$$

Tel que :

$G_{ct}$  : vitesse massique dans la calandre [  $kg / m^2 s$  ]

$N_c$  : Nombre de chicanes transversales.

$d_e$  : Diamètre équivalent.

$\rho$  : Masse volumique moyenne de MCR à la température  $T_c$ .

$N_c + 1$  : Distance parcourue par le MC.

$f_{ct}$  : Coefficient de friction tiré par la formule.

$$f_{ct} = 1.5 \times \left( \frac{d_0}{(p - d_0) \times Re_{ct}} \right)^{0.2} \quad (4.74)$$

$$f_{ct} = 0.1551.$$

$$\Delta p_c = \frac{(0.1551 \times (180.9^2) \times (2 + 1) \times 1.55)}{1.098 \times 31 \times 0.0195}$$

$$\Delta p_c = 3558.48 \text{ pa}$$

$$\Delta p_c = 0.35b$$

Donc  $\Delta p_c \leq 0.4 b$

Alors on peut conclure que les pertes de charge coté calandre  $\Delta p_c$  sont dans les normes données par le constructeur.

# *Chapitre V*

*Première Solution proposée*

**(Deux échangeurs en parallèle)**

**V.I Solution N°1 : Calcul de deux échangeurs en parallèle :****V.I.1 Introduction :**

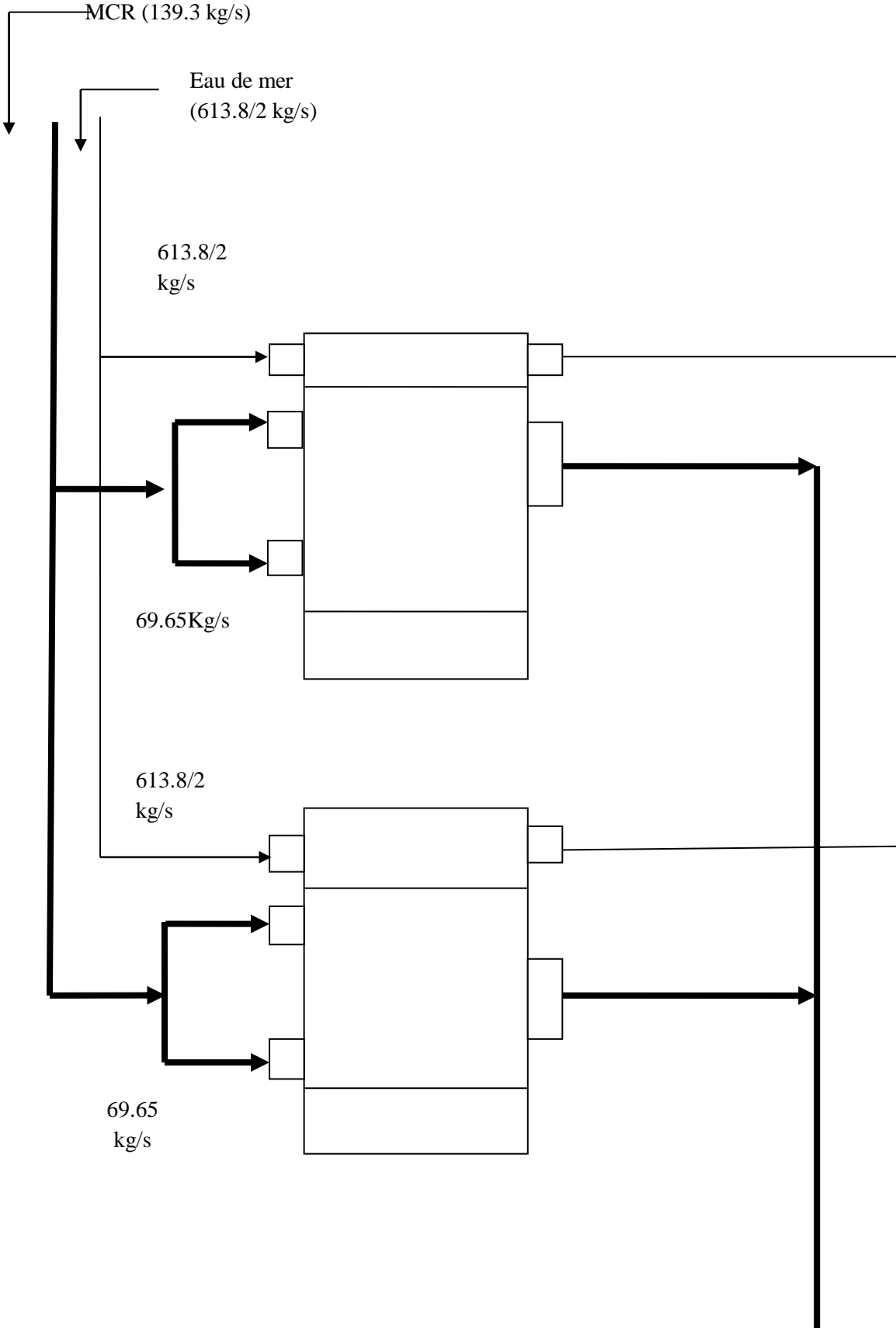
Le but principal de cette partie est d'étudier le remplacement de l'échangeur du MCR refroidi par l'eau de mer. Codée « X05-E-512 » existant à SONATRACH par deux échangeurs travaillant, en parallèle en raisons des problèmes rencontrés préalablement cités. Pour faciliter la réalisation, l'entretien et la réparation, on propose de considérer deux échangeurs identiques.

Ceux-ci diminueront aussi le cout d'investissement et les frais d'exploitation. Ce choix permet le fonctionnement à 50% au moins du débit total en cas d'arrêt de l'un des deux appareils.

En conséquence, le calcul sera fait une seule fois et il comportera deux parties.

- Calcul thermique.
- Calcul hydraulique.

**SCHEMAS DE LA PREMIERE MODIFICATION  
(Deux échangeurs en parallèle)**



**V.I.2 Calcul thermique : [14]**

On considère pour ce calcul que :

Le débit de MCR se divise en deux débits partiels identiques, même chose pour le débit d'eau de mer.

**V.I.2.1 Quantité de chaleur échangée :**

$$Q = \frac{G}{2}(H_1 - H_2) = \frac{g}{2}(h_2 - h_1) \quad (5.1)$$

$$Q = 17087.72 \text{ kw}$$

**V.I.2.2 Calcul de la DTLM :**

$$\begin{aligned} \Delta t_{ch} = \Delta t_1 = T_1 - t_2 &= 6.2 \text{C}^\circ \\ \Delta t_{fr} = \Delta t_2 = T_2 - t_1 &= 92.3 \text{C}^\circ \end{aligned} \quad (5.2)$$

$$DTLM = 31.91 \text{C}^\circ$$

Le facteur de forme  $F = 0.95$  (voir le chapitre IV)

**V.I.3 Choix de l'appareil:[14]****- Estimation de coefficient de transfert sale  $U_s'$  :**

Pour une première estimation :  $U_s' = 430 \text{ w} / \text{ m}^2 \text{C}^\circ$ .

$$A_s' = \frac{Q}{U_s' F - DTLM}$$

$$A_s' = \frac{17087 \times 10^3}{(430 \times 0.95 - 31.91)} \quad (5.3)$$

$$A_s' = 1310.83 \text{ m}^2$$

Surface d'échange d'un tube :

$$a = \pi \times d_0 \times l \quad (5.4)$$

$$a = \pi \times 19.03 \times 10^{-3} \times 7.3$$

$$a = 0.436 \text{ m}^2$$

**- Estimation de nombre de tube  $N_t$  :**

$$N_t' = \frac{A_s'}{a} \quad (5.5)$$

$$N_t' = \frac{1310.83}{0.436} \longrightarrow N_t' = 3006 \text{ Tubes}$$

D'après le code TEMA, pour les échangeurs à faisceau tubulaire et calandre type L ou M, le nombre de tubes le plus proche de  $N_t' = 3006$  est  $N_t = 3002$  tubes.

$$U_s = \frac{U_s' \times N_t'}{N_t} \quad (5.6)$$

$$U_s = \frac{3006 \times 430}{3002} \longrightarrow U_s = 430.57 \text{ w/m}^2\text{C}^\circ$$

$$U_s = 430.57 \text{ w/m}^2\text{C}^\circ \in [430 - 850] \text{ w/m}^2\text{C}^\circ$$

Donc Estimation convient pour notre dimensionnement

- **Détermination de la nouvelle surface d'échange  $A_s$  :**

$$A_s = \frac{Q}{U_s \times F \times DTLM} \quad (5.7)$$

$$A_s = \frac{17087.72 \times 10^3}{430.57 \times 0.95 \times 31.91} \longrightarrow A_s = 1309.15 \text{ m}^2$$

- **Calcul de température caloriques :**

$$T_c = 62.20 \text{ C}^\circ$$

$$t_c = 36.10 \text{ C}^\circ$$

**V.I.4 Calcul de coefficient propre  $U_p$  de transfert : [14]**

**A. Faisceau tubulaire :**

**A.1 Calcul de la vitesse massique d'eau de mer : [14]**

$$G_t = ?$$

$$\text{On a } G_t = \frac{g}{a_t} \quad (5.8)$$

$$a_t = \frac{N_t}{n_t} \times \frac{\pi d_i^2}{4} \quad (5.9)$$

$$a_t = \frac{3002}{2} \times \frac{\pi(16.57 \times 10^{-3})^2}{4} \longrightarrow a_t = 0.32 m^2$$

$$N_t = 3002$$

$$n_t = 2, \quad g = \frac{613.8}{2} \text{ kg / s}$$

$$d_i = 16.57 \text{ mm}$$

$$G_t = \frac{613.8}{0.32} \longrightarrow G_t = 959.06 \text{ kg / sm}^2$$

**A.2 Caractéristiques de l'eau de mer à  $t_c = 36.1^\circ\text{C}$**

**Tableau V.1 :** Caractéristiques de l'eau de mer à la température  $T_c = 36.10^\circ\text{C}$ . [14]

Caractéristiques de l'eau de mer à $t_c=36.1^\circ\text{C}$	valeurs
Chaleur spécifique $C_c'$	$C_c' = 4.7166 \text{ kJ / kgC}^\circ$
Masse volumique $\rho_c'$	$\rho_c' = 1209.64 \text{ kg / m}^3$
Conductivité thermique $\lambda_c'$	$\lambda_c' = 0.7229 \text{ w / mC}^\circ$
Viscosité dynamique $\mu_c'$	$\mu_c' = 3.7147 \text{ kg / mh}$

**A.3 calcul de la vitesse d'eau de mer dans les tubes : [14]**

$$\text{De l'équation (6) on a : } w = \frac{G_t}{\rho}, w = \frac{959.06}{1209.64} \longrightarrow w = 0.79 \text{ m / s} \quad (5.10)$$

**A.4 Calcul de nombre de Reynolds : [14]**



$$Re = \frac{(d_i \times G_t)}{\mu_c} \quad (5.11)$$

$$Re = \frac{(16.57 \times 10^{-3} \times 959.06 \times 3600)}{(3.7147)}$$

$Re = 15400 > 10000$  Donc le régime est turbulent.

Tel que :

$d_i$  : Diamètre intérieur de tube [ m ].

$G_t$  : vitesse massique de l'eau de mer à tc [ kg / m<sup>2</sup>s ].

$\mu_c$  : viscosité dynamique de l'eau de mer [ kg / mh ].

### A.5 Calcul de module de COLBURN $J_h$ : [14]

Pour un régime turbulent ( $Re > 10.000$ ), le module COLBURN d'après la référence [14] est défini comme suit :

$$J_h = 0.023(Re)^{0.8} \quad (5.12)$$

$$J_h = 0.023(15400)^{0.8} \longrightarrow J_h = 51.49$$

### A.6 Calcul du coefficient de film interne $h_i$ : [14]

Le coefficient de film interne  $h_i$  est donné par la formule suivante :

$$\frac{h_i}{\Phi_t} = J_h \times \left( \frac{\lambda_c}{d_i} \right) \times \left( \frac{Cc' \times \mu_c}{\lambda_c} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (5.13)$$

Tel que :

$h_i$  : Coefficient de film interne [ w / m<sup>2</sup>C° ]

$\Phi_t$  : Coefficient correctif coté tube qui tient compte des effets de chauffage et de refroidissement sur la distribution de vitesse dans une section de tube.

$$\frac{h_i}{\Phi_t} = 51.49 \times \left( \frac{0.7229}{16.57 \times 10^{-3}} \right) \times \left( \frac{(4.7166 \times 3.7147)}{0.7229} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (5.14)$$

$$\frac{h_i}{\Phi_t} = 6500.84 w / m^2 C^\circ$$

- le coefficient du film interne rapporté à la surface extérieure est donnée par [ $h_i$  : corrigé]

$$\frac{h_{i0}}{\Phi_t} = \left(\frac{h_i}{\Phi_t}\right) \times \left(\frac{d_i}{d_0}\right) \tag{5.15}$$

$$\frac{h_{i0}}{\Phi_t} = (6500.84) \times \frac{(16.57 \times 10^{-3})}{(19.03 \times 10^{-3})} \longrightarrow \frac{h_{i0}}{\Phi_t} = 5660.47 w / m^2 C^\circ$$

- vérification graphique : on peut vérifier la valeur de  $h_i$  à l'aide de la figure IV.1

$h_i = f$  (vitesse massique, température de l'eau  $t_c$ ).

$$\left. \begin{array}{l} \text{On a } w = 0.79 \text{ m/s} \\ t_c = 36.1 C^\circ \end{array} \right\} \longrightarrow h_i = 3200 \text{ kcal/hm}^2 C^\circ$$

C à d  $h_i = 4266.66 w / m^2 C^\circ$

**B. Calandre :**

- B: espacement entre chicanes (donné par le constructeur) : B=1.2m.
- Diamètre de la calandre  $D_c=1.55m$ .
- Pas carré normale P=24mm.

**B.1 Section par calandre  $a_{ct}$  : [14]**

La section par calandre, pour un pas carré est donné par : tableau IV.3

$$a_{ct} = \frac{\left(\frac{D_c}{P}\right)}{(P - d_0) \times B} \tag{5.16}$$

Tel que :

$a_{ct}$  : Section par calandre [ $m^2$ ].

$D_c$  : Diamètre de la calandre [ $m$ ].

$P$  : Le pas carré normale [ $mm$ ].

$d_0$  : Diamètre extérieur du tube [  $m$  ].

$B$  : Espacement entre chicanes [  $m$  ].

$$a_{ct} = \frac{\left( \frac{1.55}{24 \times 10^{-3}} \right)}{(24 \times 10^{-3} - 19.03 \times 10^{-3}) \times 1.2} \longrightarrow a_{ct} = 0.385 m^2$$

### B.2 Calcul de la vitesse massique $G_{ct}$ : [14]

Notre échangeur de chaleur comprend deux entrées c à d que : le débit  $G$  de MCR se divise en deux débits partiels identiques : on a donc :

$$G_{ct} = \frac{G}{2 \times a_{ct}} \quad (5.17)$$

$$G_{ct} = \frac{139.3}{2 \times 0.385} \longrightarrow G_{ct} = 90.45 \text{ kg / sm}^2$$

Tel que :

$G_{ct}$  : Débit massique de MCR [  $kg / s$  ].

$a_{ct}$  : Section par calandre [  $m^2$  ].

### B.3 Calcul de diamètre équivalent : [14]

Quelque soit la géométrie de l'enceinte autour des tubes, la difficulté réside dans le fait qu'il faut déterminer un débit massique moyen ainsi qu'un terme se substituant au diamètre appelé : diamètre équivalent  $d_e$ , il est défini comme suit :

$$d_e = \frac{\left[ 4 \times \pi \times \left( \frac{d^2}{4} \right) \right]}{(\pi \times d)} = \frac{(4 \times \text{surface moyenne})}{(\text{périmètre du tube})} \quad (5.18)$$

Pour un échangeur de chaleur à faisceau et calandre et pour un pas carré normale le diamètre équivalent  $d_e$  est donnée par l'équation :

$$d_e = \frac{(4 \times P^2)}{(\pi \times d_0)} - d_0 \quad (5.19)$$

$$d_e = \frac{(4 \times (24 \times 10^{-3})^2)}{(\pi \times 19.03 \times 10^{-3})} - (19.03 \times 10^{-3}) \longrightarrow d_e = 0.0195m.$$

**B.4 Caractéristiques de MCR à la température T<sub>c</sub> = 62.20 C° : [14]**

Les caractéristiques de MCR à T<sub>c</sub> données par interpolation entre les caractéristiques d’entrée et de sortie de MCR. Le tableau suivant représente les caractéristiques de MCR,

**Tableau V.2 : Caractéristiques de MCR à la température T<sub>c</sub> = 62.20 C° . [14]**

Caractéristiques de MCR à T <sub>c</sub> =62.20C°	valeurs
Chaleur spécifique C <sub>c</sub>	C <sub>c</sub> = 2.3451kj / kgC°
Masse volumique ρ <sub>c</sub>	ρ <sub>c</sub> = 31kg / m <sup>3</sup>
Conductivité thermique λ <sub>c</sub>	λ <sub>c</sub> = 0.0253w / mC°
Viscosité dynamique μ <sub>c</sub>	μ <sub>c</sub> = 0.0393kg / mh

**B.5 Calcul nombre de Reynolds : [14]**

$$R_e = \frac{(d_e \times G_{ct})}{\mu_c} \tag{5.20}$$

$$R_e = \frac{(0.0195 \times 90.45 \times 3600)}{(0.0393)}$$

R<sub>e</sub> = 161567.14 > 10.000 Donc le régime est turbulent.

**B.6 Détermination du module de COLBURN J<sub>h</sub> : [14]**

Pour la calandre et pour un régime turbulent, la fonction de transfert J<sub>h</sub> est donnée par l’équation suivante :

$$J_h = 0.36 (Re_{ct})^{0.55} \tag{5.21}$$

$$J_h = 0.36 (161567.14)^{0.55} \longrightarrow J_h = 263.57 \text{ (sans dimension)}$$

**B.7 Calcul de coefficient de film externe  $h_0$  :**

Pour un échangeur à faisceau et calandre, le coefficient de transfert externe  $h_0$  est donné par l'équation :

$$\frac{h_0}{\Phi_c} = J_h \times \left(\frac{\lambda_c}{d_e}\right) \times \left(\frac{Cc \times \mu_c}{\lambda_c}\right)^{\frac{1}{3}} \tag{5.22}$$

Tel que :

$h_0$  : Coefficient de film externe [  $w / m^2C^\circ$  ].

$\Phi_c$  : Facteur correctif pour chauffage ou refroidissement cote calandre.

$\lambda_c$  : Conductivité thermique de MCR [  $w / mC^\circ$  ].

$d_e$  : Diamètre équivalent [  $m$  ].

$Cc$  : Chaleur spécifique du fluide chaud [  $kj / kgC^\circ$  ].

$\mu_c$  : viscosité dynamique [  $kg / mh$  ].

$$\frac{h_0}{\Phi_c} = 263.57 \times \left(\frac{0.0253}{0.0195}\right) \times \left(\frac{(2.3451 \times 10^3 \times 0.0393)}{0.0253 \times 3600}\right)^{\frac{1}{3}} \tag{5.23}$$

$$\frac{h_0}{\Phi_c} = 343.31 w / m^2C^\circ$$

**B.8. Calcul de la température du tube  $t_t$ : [14]**

D'après la référence [14] : on a :

$$\frac{Q}{A} = (h_c / \Phi_c) \times (T_c - t_t) = \left(\frac{h_{io}}{\Phi_t}\right) \times (t_t - t_c) \tag{5.24}$$

On a Donc

$$t_t = T_c - \frac{\left(\frac{h_{io}}{\Phi_t}\right)}{\left(\left(\frac{h_0}{\Phi_c}\right) + \left(\frac{h_{io}}{\Phi_t}\right)\right)} \times (T_c - t_c) \tag{5.25}$$

$$t_t = 62.2 - \frac{(5660.47)}{(343.31) + (5660.47)} \times (62.2 - 36.1)$$

$$t_t = 37.6C^\circ$$

**B.9. Détermination de  $\mu_t$  à  $t_t$  et  $\Phi_c$  : [14]**

$$\left(\frac{T_1 - T_2}{\mu_1 - \mu_2}\right) = \left(\frac{T_2 - t_t}{\mu_2 - \mu_t}\right) \quad (5.26)$$

$$\mu_t = \frac{((T_2 - t_t) \times (\mu_1 - \mu_2))}{(T_1 - T_2) + \mu_2} \quad (5.27)$$

$$\mu_t = \frac{((32.2 - 37.6) \times (0.014 - 0.02))}{(132.7 - 32.2) + 0.02} \longrightarrow \mu_t = 0.0202 \text{ kg / mh}$$

$$\Phi_c = \left(\frac{\mu_c}{\mu_t}\right)^{0.14} \quad (5.28)$$

$$\Phi_c = \left(\frac{\mu_c}{\mu_t}\right)^{0.14} \longrightarrow \Phi_c = 1.075$$

**B.10. Détermination de  $\mu_t$  à  $t_t$  et  $\Phi_c$  : [14]**

$$\left(\frac{\mu_1 - \mu_t}{t_1 - t_t}\right) = \left(\frac{\mu_1 - \mu_2}{t_1 - t_2}\right) \quad (5.29)$$

$$\mu_t = - \frac{((\mu_1 - \mu_2) \times (t_1 - t_t))}{(t_1 - t_2)} + \mu_1 \quad (5.30)$$

$$\mu_t = - \frac{((1 - 0.73) \times (26 - 37.6))}{(26 - 40.4)} + 1 \longrightarrow \mu_t = 0.782 \text{ kg / mh}$$

$$\Phi_t = \left(\frac{\mu_c}{\mu_t}\right)^{0.14} \quad (5.31)$$

$$\Phi_t = \left(\frac{3.7147}{0.782}\right)^{0.14}$$

$$\Phi_t = 1.243$$

**B.11 Calcul de  $h_{io}$ ,  $h_0$  : [14]**

$$h_{io} = \left(\frac{h_{io}}{\Phi_t}\right) \times \Phi_t \tag{5.32}$$

$$h_{io} = 5660.47 \times 1.243$$

$$h_{io} = 7035.96 \text{ w} / \text{ m}^2 \text{ C}^\circ$$

$$h_0 = 343.31 \times 1.075 \longrightarrow h_0 = 369.05 \text{ w} / \text{ m}^2 \text{ C}^\circ \quad h_0 = \left(\frac{h_0}{\Phi_c}\right) \times \Phi_c \tag{5.33}$$

**B.12 Calcul de coefficient propre  $U_p$  de transfert: [14]**

$$\frac{1}{U_p} = \frac{1}{369.05} + \frac{1}{7035.96} \longrightarrow U_p = 350.87 \text{ w} / \text{ m}^2 \text{ C}^\circ$$

**B.13 Détermination de la résistance d'encrassement  $R_s$  : [14]**

$$R_s = \frac{1}{U_s} - \frac{1}{U_p} \longrightarrow R_s = \frac{1}{350.87} - \frac{1}{430.57} \longrightarrow \boxed{R_s = 5.2 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ C}^\circ / \text{ w}}$$

**V.I.5 Calcul hydraulique :**

**V.I.5.1 Calcul de perte de charge coté tubes  $\Delta p_t$  :**

Pour  $Re_t = 15400 \dots > f_t = 0.0028 + 0.25(Re)^{-0.32} \longrightarrow f_t = 0.0142$

$$\Delta p_t = \frac{2 \times (959.06)^2}{1209.64} \times \left(\frac{0.0142 \times 7.3}{16.57 \times 10^{-3} \times 1.243} + 2\right)$$

$$\Delta p_t = 10695.45 \text{ pa} \longrightarrow \Delta p_t = 0.10 \text{ b}$$

$$\Delta p_t = 0.10 \text{ b} < 0.7 \text{ b}$$

**V.I.5.2 Calcul de perte de charge coté calandre  $\Delta p_c$  :**

Pour  $Re_{ct} = 161567.14 \dots f_t = 1.5 \times \left(\frac{19.03}{(24 - 19.03) \times 161567.14}\right)^{0.2} \longrightarrow f_t = 0.1782$

$$\Delta p_c = \frac{0.1782 \times (2 + 1) \times (90.45)^2 \times 1.55}{1.075 \times 0.0195 \times 31}$$

$$\Delta p_c = 10432 \text{ pa} \longrightarrow \Delta p_c = 0.10b$$

$$\Delta p_c = 0.10b < 0.4b$$

**V.I.6 Conclusion :**

La première modification (deux échangeur en parallèle) permettra éventuellement le fonctionnement continue des différents trains de l'unité ; car la production de MCR sera assuré d'au moins de 50% de la production totale.



# *Chapitre V*

*Deuxième Solution proposée*

**(Echangeur à ailettes basses intégrales)**

**V.II.1 Introduction :**

Cette deuxième solution consiste à dimensionner un échangeur de MCR à faisceau tubulaire à ailettes et calandre qui conditionne le fonctionnement de l’installation au niveau du complexe.

- La méthode agréée pour notre calcul est retirée de la réf [14]

**V.II.2 Nomenclature :**

<b>Symbole</b>	<b>Signification</b>	<b>Unité</b>
$A_t$	Surface extérieure du tube entre deux ailettes	$m^2$
$A_a$	Surface d’une ailette	$m^2$
$A_i$	Surface interne du tube	$m^2$
$a_t, a_l$	Section de passage transversal et longitudinal dans la calandre	$m^2$
$d_a$	Diamètre de l’ailette	$mm$
$e_a$	Epaisseur de l’ailette	$mm$
$e$	Efficacité de l’ailette	Sans Dim.
$G_m$	Vitesse massique pondéré	$kg / sm^2$
$h_e$	Coefficient de film globale du convection par les tubes à ailettes	$w / m^2C^{\circ}$
$n_a$	Nombre d’ailettes par unité de longueur	Sans Dim.
$t_a$	Température de l’ailette	$C^{\circ}$
$t_t$	Température de tube	$C^{\circ}$

**V.II.3 Présentation De La méthode De Calcul :**

Dans notre deuxième modification (échangeur de tube à ailettes basses intégrales) on utilise des valeurs normalisées tirées du catalogue **TPS TECHNITUBE** (page 14).

Les ailettes choisis sont des ailettes à basses intégrale. **TECHNIFIN TYPE « N »**

Voir le tableau **V.3** [15] —————> 19 ailettes / inch.

Pas des ailettes  $M=1.33$  inch,  $n_a \in [630-750]$  ailettes par mètre [basse intégrale]

Dans notre cas  $n_a=19$  ailettes /inch c.-à-d. 750 ailettes /m.

La quantité de chaleur totale transférée est donnée par : [14]

$$Q = Q_a + Q_i \tag{5.34}$$

Tel que :

$Q_a$  : Quantité de chaleur transférée à travers la surface des ailettes.

$Q_t$  : Quantité de chaleur transférée à travers la surface entre ailettes  $A_t$  .

$$Q_a = h_0 \times A_a (T_c - t_a) \quad (5.35)$$

$$Q_t = h_0 \times A_t (T_c - t_t) \quad (5.36)$$

Tel que :

$h_0$  : Coef de convection à l'extérieur du tube lisse.

$T_c$  : Température moyenne du MCR dans la calandre.

$t_a$  : Température de l'ailette

$t_t$  : Température du tube.

On définit l'efficacité de l'ailette par :

$$e = \frac{T_c - t_a}{T_c - t_t} \quad (5.37)$$

$$Q = Q_a + Q_t = (h_0 \cdot A_t + h_0 \cdot e \cdot A_a)(T_c - t_t) \quad (5.38)$$

Et donc on peut définir un coefficient équivalent de transfert de chaleur tel que :

$$Q = h_e \cdot A (T_c - t_t) \quad (5.39)$$

Avec

$$h_e = h_0 \cdot \frac{A_t + e \cdot A_a}{A} \quad (5.40)$$

Le coefficient d'encrassement à prendre en considération pour la surface total s'écrit :

$$R_{se} = R_{si} \times \frac{A}{A_t + e \cdot A_e} \quad (5.41)$$

La normalisation actuelle des ailettes basses intégrales conduit aux rapports approximatifs suivant entre les surfaces :

$$\left. \begin{aligned} A_t &= 0.2A \\ A_a &= 0.8A \end{aligned} \right\} \quad (5.42)$$

D'où en première approximation, on pourra prendre :

$$h_e = 0.2h_0(1 + 4 \cdot e) \quad (5.43)$$

$$R_{se} = \frac{5 \times R_{so}}{1 + 4.e} \quad (5.44)$$

Donc le Coef. De transferts globaux des échangeurs de tubes à ailettes :

$$\frac{1}{U_p} = \frac{A}{h_i \times A_i} + \frac{1}{h_e} \quad (5.45)$$

Le Coef. De film externe  $h_0$  est défini pour des tubes à ailettes.

$$\frac{h_0 \times d_e}{\lambda'} = C \left( \frac{d_e \times G_m}{\lambda'} \right)^{0.6} \left( \frac{C\mu}{\lambda'} \right) \times \phi_c \quad (5.46)$$

Tel que :

C : Coef. Numérique qui dépend du pas des tubes.

$d_e$  : Diamètre équivalent.

$G_m$  : La moyenne géométrique des vitesses massiques longitudinales et transversales.

La valeur de C pour un pas triangulaire :

$$P / d_e = 1.25 \quad C = 0.155$$

La vitesse massique pondéré est défini par :

$$G_m = \frac{G}{\sqrt{a_T \times a_L}} \quad (5.47)$$

Tel que :

$a_T$  : Section de passage transversal.

$a_L$  : Section de passage longitudinal.

$$a_T = B \times D_c \left( \frac{P - d_e}{P} \right) \quad (5.48)$$

$$a_L = \frac{\pi}{4} \times (D_c^2 - N_t \times d_a^2) \times X \quad (5.49)$$

$D_c$  : Diamètre de la calandre. [ m ]

$N_t$  : Nombre de tubes.

$d_a$  : Diamètre d'ailette.

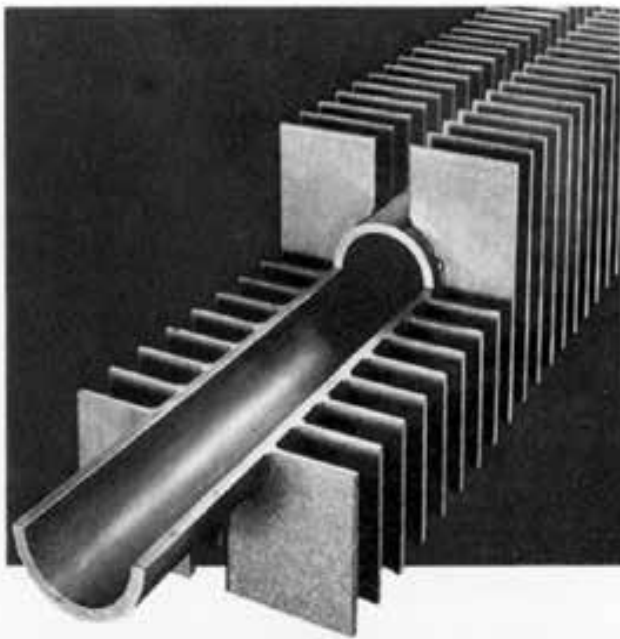


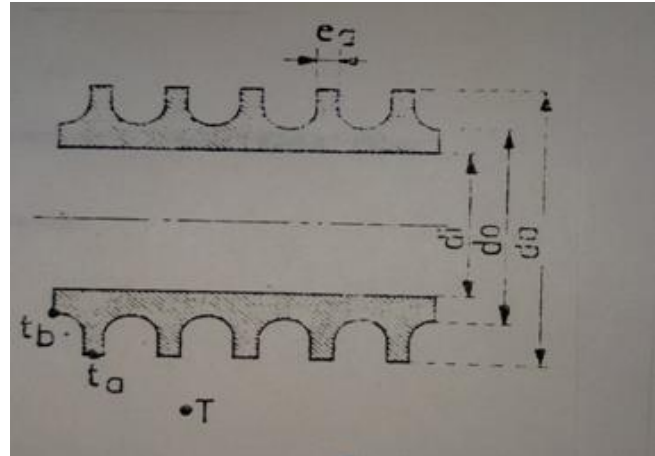
Figure V.I : présentation les tubes à ailette. [20]

## V.II.4 Calcul Thermique:

NB: les dimensions des ailettes sont normalisées selon le code : N° **TECHNIFIN type N** 19.3/4.2 TPS TECHNITUBE (page15), La méthode de calcul est prise de la référence [14]

$n_a$  : nombre d'ailettes par unité de longueur.

$$\left\{ \begin{array}{l} e_a = 0.3mm \\ n_a = 19 \text{ ailettes / inch} \\ n_a = 750 \text{ ailettes / m} \\ d_a = 18.8mm \\ d_o = 15.8mm \\ A = 0.15m^2 \\ \frac{A}{A_i} = 3.5 \end{array} \right.$$



Voir Le tableau V.3 qui représente les caractéristiques des ailettes basses intégrales type N :

**Tableau V.3 : Caractéristiques des ailettes basses intégrales type N. [15]**

### 19 FINS / INCH FIN PITCH M = 1.33

Code No. TECHNIFIN® "N"	Plain section				Finned section							
	External Ø		Int.	Wall-thickn.	Root dia. Ø		Ext. Ø	Wall-thickn.		Ext. surface	Radio outs. to ins.	Weight
	Inch	d1 mm	d2 mm	S1 mm	Int. d3 mm	Ext. d4 mm	d5 mm	BWG	S2 mm	Aa m²/m	Aa/Ai	G Cu ca. kg/m
19.1/2.21 19.1/2.20 19.1/2.19 19.1/2.18	1/2"	12,70	10,30 10,10 9,90 9,50	1,20 1,30 1,40 1,60	7,90 7,70 7,50 7,00	9,50	12,50	21 20 19 18	0,80 0,90 1,00 1,25	0,10	4,0 4,1 4,2 4,5	0,32 0,34 0,38 0,42
19.5/8.21 19.5/8.20 19.5/8.19 19.5/8.18 19.5/8.17 19.5/8.16	5/8"	15,90	13,40 13,20 13,00 12,60 11,90 11,60	1,25 1,35 1,45 1,65 2,00 2,15	11,10 10,90 10,70 10,20 9,70 9,40	12,70	15,70	21 20 19 18 17 16	0,80 0,90 1,00 1,25 1,50 1,65	0,12	3,6 3,7 3,8 4,0 4,2 4,3	0,44 0,47 0,51 0,58 0,69 0,74
19.3/4.20 19.3/4.19 19.3/4.18 19.3/4.17 19.3/4.16 19.3/4.14	3/4"	19,00	16,30 16,10 15,70 15,00 14,80 14,10	1,35 1,45 1,65 2,00 2,10 2,45	14,00 13,80 13,30 12,80 12,50 11,60	15,80	18,80	20 19 18 17 16 14	0,90 1,00 1,25 1,50 1,65 2,10	0,15	3,5 3,6 3,7 3,8 3,9 4,2	0,61 0,63 0,72 0,83 0,88 1,03
19.7/8.19 19.7/8.18 19.7/8.17 19.7/8.16 19.7/8.14	7/8"	22,20	19,30 18,90 18,20 18,00 17,30	1,45 1,65 2,00 2,10 2,45	17,00 16,50 16,00 15,70 14,80	19,00	22,00	19 18 17 16 14	1,00 1,25 1,50 1,65 2,10	0,18	3,4 3,5 3,6 3,7 3,9	0,80 0,89 1,00 1,07 1,26
19.1.18 19.1.17 19.1.16 19.1.14	1"	25,40	22,10 21,40 21,10 20,50	1,65 2,00 2,15 2,45	19,70 19,20 18,90 18,00	22,20	25,20	18 17 16 14	1,25 1,50 1,65 2,10	0,21	3,4 3,5 3,6 3,7	1,05 1,19 1,27 1,50

$X$  : Rapport de l'aire du segment libre de la chicane à la section de la calandre généralement  $X \in [20\%,45\%]$ . D'après KERN, la valeur de  $X = 25\%$

B : espacement entre chicanes transversales.

- La normalisation actuelle des ailettes basses intégrale conduit aux rapports approximatifs suivant entre les surfaces :

$$A_t = 0.2A \quad , \quad A_a = 0.8A$$

$$\text{d'où} \quad h_e = 0.2h_0(1+4 \times e)$$

$$R_{se} = \frac{5 \times R_{so}}{1+4 \times e}$$

$$A_a = 0.8 \times A = 0.8 \times 0.15 = 0.12m^2 \quad (5.50)$$

$$A_t = 0.2 \times A = 0.2 \times 0.15 = 0.03m^2 \quad (5.51)$$

- La surface totale pour la longer du tube est :

$$A_a = 0.12 \times 4.8768 = 0.5852m^2 / tube.$$

$$A_t = 0.03 \times 4.8768 = 0.1463m^2 / tube.$$

Pour un seul tube, la surface totale d'un tube :

$$a = 0.15 \times l \quad (5.53)$$

On choisi une longueur de tube normalisée de 16ft.

$$16ft = 4.8768m$$

$$a = 0.15 \times 4.8768 = 0.7315m^2 / tube.$$

$$\text{Donc : } 1 \text{ tube} \longrightarrow 0.7315m^2$$

$$Nt \longrightarrow 1899.14m^2$$

$$N_t' = \frac{1899.14}{0.7315} \longrightarrow N_t' = 2596.22tubes \quad (5.54)$$

On se réfère à la normalisation international des échangeurs « code TEMA » voir le tableau V.4

Le nombre de tubes le plus proche à  $N_t' = 2596.22tubes$  est :

$$\left\{ \begin{array}{l} N_t = 2804tubes. \\ nt = 2. \\ Dc = 1.55m \\ p = 24mm \end{array} \right.$$

- Calcul du nouveau coefficient sale de transfert : [14]

$$U_s = \frac{U_s \times N_t'}{N_t} \longrightarrow U_s = \frac{632.71 \times 2596.22}{2804} \longrightarrow U_s = 585.82 \text{ w / m}^2 \text{ C}^\circ \quad (5.55)$$

$$U_s = 585.82 \text{ w / m}^2 \text{ C}^\circ .$$

- Calcul de la nouvelle surface d'échange :

$$A_s = \frac{Q}{U_s \times F \times DTLM} \longrightarrow A_s = \frac{35426.0808 \times 10^3}{585.82 \times 0.95 \times 31.91} \longrightarrow A_s = 1994.84 \text{ m}^2 \quad (5.56)$$

On peut adopter pour notre calcul une surface d'échange = 1990.2m<sup>2</sup>

• **Calcul de diamètre équivalent d<sub>e</sub> :**

Nous considérons un par carré normale pour notre dimensionnement :

$$P=24\text{mm}$$

$$\text{D'après la référence [14] on a } P / d_e = 1.25 \longrightarrow d_e = \frac{P}{1.25}$$

$$d_e = \frac{24}{1.25} \longrightarrow d_e = 19.20 \text{ mm} \quad (5.57)$$

• **Calcul de la vitesse massique de l'eau de mer dans les tubes :**

$$G_t = \frac{g}{a_t} = \frac{g \times n_t \times 4}{N_t \times \pi \times (d_t^2)}$$

Tel que :

g : Débit massique de l'eau de mer [ kg / s ].

a<sub>t</sub> : Section de passage cote tube [ m<sup>2</sup> ].

ρ : Masse volumique de l'eau de mer à la température t<sub>c</sub> [ kg / m<sup>3</sup> ]

$$G_t = \frac{2 \times 4 \times 613.8}{\pi \times 2804 \times (14 \times 10^{-3})^2} \longrightarrow G_t = 2844.02 \text{ ks / sm}^2 \quad (5.58)$$

Caractéristique de l'eau de mer a t<sub>c</sub> = 36.1C°.

• Les caractéristiques pour cette modification restent les mêmes comme pour le cas existant.



$$w = \frac{G_t}{\rho} \longrightarrow w = \frac{2844.02}{1209.64} \longrightarrow w = 2.351 \text{ m/s}$$

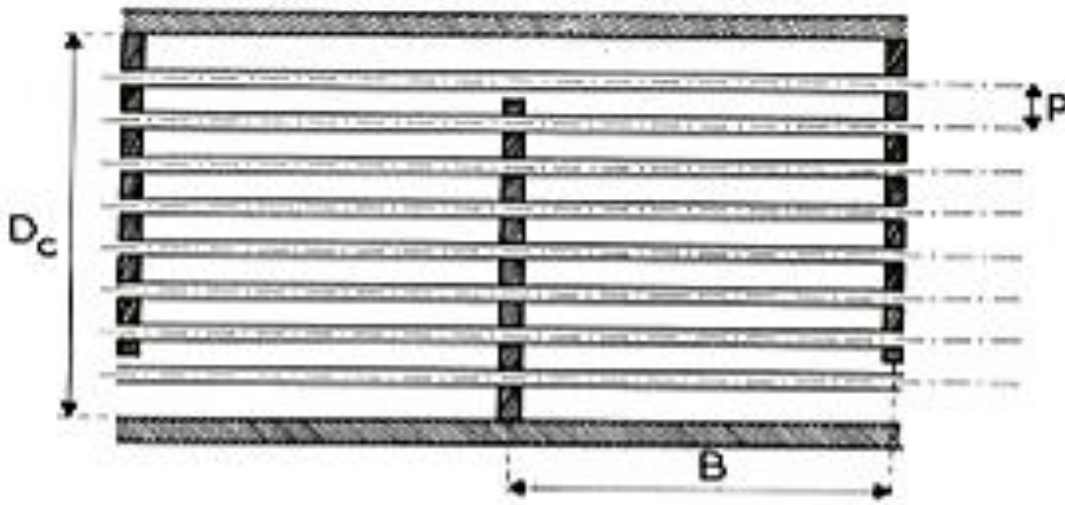


Figure V.2 : Aire de passage transversal entre deux chicanes. [14]

Tableau V.4 : Aire de passage, distance minimale de passage et espacement entre tubes perpendiculairement au courant en fonction du type du pas des tubes. [3]

	Pas normal carré ou triangulaire	Pas triangulaire reversé	Pas carré reversé
-Espacement entre tubes perpendiculairement au courant.	P	$P\sqrt{3}$	$p\sqrt{2}$
-Distance minimale de passage.	$P - d_0$	$2(p - d_0)$	$2(p - d_0)$
-Aire de passage.	$\frac{D_c}{p}(p - d_0)B$	$\left(\frac{2}{\sqrt{3}}\right)\frac{D_c}{p}(P - d_0)B$	$\frac{\sqrt{2} D_c}{P}(P - d_0)B$

- Calcul du coefficient de film interne  $h_i$  :
- calcul le nombre de Reynolds coté tube :

$$G_t = 2844.02 \text{ ks} / \text{sm}^2$$

$$\text{On a } Re = \frac{d_i \times G_t}{\mu_e} \longrightarrow Re = \frac{14 \times 10^{-3} \times 2844.02 \times 3600}{3.7147} \quad (5.59)$$

$$Re = 38586.85 > 10.000 \longrightarrow \text{le régime est turbulent.}$$

On

$$Nu_u = 0.023(Re)^{0.8} \times (Pr)^{\frac{1}{3}} \quad (5.60)$$

Tel que :

$Nu_u$  : Nombre de Nusselt [sans dimension], il caractérise l'intensité de transfert de chaleur.

Pr : Nombre de Prandtl

$$Pr = \mu \times \left(\frac{C}{\lambda}\right).$$

$$Pr = 3.7147 \times \left(\frac{4.7166 \times 10^3}{0.7229 \times 3600}\right) \longrightarrow Pr = 6.7 \quad (5.61)$$

$$Nu_u = 0.023(38586.85)^{0.8} \times (6.7)^{\frac{1}{3}} \longrightarrow Nu_u = 202.41\phi_t \quad (5.62)$$

$$Nu_u = \frac{h_i \times d_i}{\phi_t \times \lambda} \longrightarrow \frac{h_i}{\phi_t} = \frac{Nu_u \times \lambda}{d_i} \quad (5.63)$$

$$\frac{h_i}{\phi_t} = \frac{202.41 \times 0.7229}{14 \times 10^{-3}} \longrightarrow \frac{h_i}{\phi_t} = 10451.58 w / m^2 C^\circ \quad (5.64)$$

$$\frac{h_{io}}{\phi_t} = \frac{h_i}{\phi_t} \times \frac{A_i}{A_o} \longrightarrow \frac{h_{io}}{\phi_t} = \frac{10451.58}{3.5} \longrightarrow \frac{h_{io}}{\phi_t} = 2986.16 w / m^2 C^\circ \quad (5.65)$$

Vérification graphique voir graphe

$$\text{Pour } \left\{ \begin{array}{l} w=2.351 \text{ m/s.} \\ t_c=36.1 C^\circ \end{array} \right. \longrightarrow h_i=7500 \text{ kcal} / \text{hm}^2 C^\circ$$

On utilisant équation de la référence [14] :

$$Nu_c = \frac{h_o \times d_e}{\lambda'_c} = 0.155 \times \left(\frac{d_e \times G_m}{\mu'_c}\right)^{0.6} \times \left(\frac{C_c \times \mu_c}{\lambda_c}\right)^{\frac{1}{3}} \phi_c. \quad (5.66)$$

$$\text{Ou } Nu_c = 0.155 \times (Re_{ct})^{0.6} \times (Pr)^{\frac{1}{3}} \phi_c.$$

On peut choisir un espacement entre chicanes :

B=1.2 pour « 4chicanes »

$$a_{ct} = 1.55 \times 1.2 \times \left( \frac{24 - 19.2}{24} \right). \quad (5.67)$$

$$a_{ct} = 0.372 m^2.$$

$$a_l = \frac{1}{4} \left( \frac{\pi}{4} (1.55)^2 - 2804 (18.8 \times 10^{-3})^2 \right). \quad (5.68)$$

$$a_l = 0.2239 m^2.$$

$$G_m = \frac{69.65}{\sqrt{0.2239 \times 0.853}}. \quad (5.69)$$

$$G_m = 159.37 kg / m^2 s.$$

**2. Calcul de nombre  $Re_{ct}$  :**

$$Re_{ct} = \frac{d_e \times G_m}{\mu'_c} = \frac{19.20 \times 10^{-3} \times 159.37 \times 3600}{0.0393}. \quad (5.70)$$

$$Re = 280296.54$$

**3. Calcul le nombre de Prandtl  $Pr$  :**

$$Pr = \frac{\mu'_c \times C'_c}{\lambda'_c}$$

$$(5.71)$$

$$Pr = \frac{0.0393 \times 2.3451 \times 10^3}{0.0253 \times 3600}.$$

$$Pr = 1.0118.$$

$$Nu_c = 0.155 \times (Re_{ct})^{0.6} \times (Pr)^{\frac{1}{3}} \phi_c. \quad (5.72)$$

$$Nu_c = 0.155 \times (280296.54)^{0.6} \times (1.0118)^{\frac{1}{3}} \phi_c.$$

$$Nu_c = 288.8 \phi_c.$$

$$\frac{h_0}{\phi_c} = \frac{Nu \times \lambda'_c}{d_e} = \frac{288.8 \times 0.0253}{19.20 \times 10^{-3}}. \quad (5.73)$$

$$\frac{h_0}{\phi_c} = 380.55 \text{ w} / \text{ m}^2 \text{ C}^\circ .$$

**4. Calcul de coefficient de transfert équivalent  $h_e$  :**

$$Q = h_e \times A(T_c - t_t) = A \times h_{io}(t_t - t_c) . \quad (5.74)$$

**5. Calcul de la température du tube :**

$$t_t = T_c - \frac{\frac{h_{io}}{\phi_t}}{\frac{h_0}{\phi_c} + \frac{h_{io}}{\phi_t}} (T_c - t_c) . \quad (5.75)$$

$$t_t = 62.2 - \frac{2986.16}{(380.55 + 2986.16)} (62.2 - 36.1) .$$

$$t_t = 39.05 \text{ C}^\circ .$$

**- Calcul de coefficient de transfert équivalent  $h_e$  :**

$$h_e = \frac{Q}{A(T_c - t_t)} . \quad (5.74)$$

$$h_e = \frac{35426.0808 \times 10^3}{1990.2(62.2 - 39.05)} .$$

$$h_e = 768.90 \text{ w} / \text{ m}^2 \text{ C}^\circ .$$

**- Détermination des coefficient correctif  $\phi_c, \phi_t$  à la température  $t_t = 39.1 \text{ C}^\circ$  :**

$$\phi_c = \left( \frac{\mu'_c}{\mu'_t} \right) = 1.089 . \quad (5.75)$$

$$\phi_t = \left( \frac{\mu_c}{\mu_t} \right) = 1.259 .$$

**- Calcul de  $h_0$  et  $h_{io}$  :**

$$h_0 = \left( \frac{h_0}{\phi_c} \right) \times \phi_c = 380.55 \times 1.089 = 414.41 \text{ w} / \text{ m}^2 \text{ C}^\circ . \quad (5.76)$$

$$h_{io} = \left( \frac{h_{io}}{\phi_t} \right) \phi_t = 2986.16 \times 1.259 = 3759.57 \text{ w} / \text{ m}^2 \text{ C}^\circ .$$

- Calcul de coefficient de transfert MCR Up :

$$\frac{1}{Up} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_e} \quad (5.77)$$

$$\frac{1}{Up} = \frac{1}{3759.57} + \frac{1}{768.90} = 1.56 \times 10^{-3}$$

$$Up = 641.02 \text{ w} / \text{ m}^2 \text{ C}^\circ$$

- Calcul de la Résistance d'encrassement Rs :

$$Rs = \frac{1}{Us} - \frac{1}{Up} \quad (5.78)$$

$$Rs = \frac{1}{585.82} - \frac{1}{641.66}$$

$$Rs = 1.48 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ C}^\circ \text{ w}$$

**V.II.5 Calcul Hydraulique:**

- Calcul des pertes de charge cote tube :

$$G_t = 2844.02 \text{ kg} / \text{ sm}^2$$

$$n_t = 2$$

$$Re = 38586.85$$

$$\rho = 1209.64 \text{ kg} / \text{ m}^3$$

$$d_i = 14 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\Delta p_t = \frac{n_t \times G_t^2}{\rho} \left[ \frac{f_t \times l}{d_i \times \phi_t} + 2 \right]$$

$$\phi_t = 0.996, f_t = 0.0028 + 0.255 \text{ Re}^{-0.32}$$

$$f_t = 0.0028 + 0.25(38586.85)^{-0.32} \longrightarrow f_t = 0.0110$$

$$\Delta p_t = \frac{2 \times (2844.02)^2}{1209.64} \left[ \frac{0.0110 \times 4.8769}{14 \times 10^{-3} \times 1.259} + 2 \right]$$

$$\Delta p_t = 67449.21 \text{ pa}$$

$$\Delta p_t = 0.67 \text{ bar} \leq 0.7 \text{ bar} \leq 1 \text{ bar}$$

Les pertes de charge coté tubes sont dans les normes.

- **Calcul des pertes de charge coté calandre :**

$$\Delta p_c = \frac{(f_{ct} \times G_m^2 (N_c + 1) \times D_c)}{\rho \times d_e \times \phi_c}.$$

$$f_{ct} = 1.5 \left[ \frac{15.8 \times 10^{-3}}{(24 - 15.8) \times 10^{-3} \times 848909.67} \right]^{0.2}$$

$$f_{ct} = 0.139.$$

$$\Delta p_c = \frac{(0.139 \times 159.37^2 (3 + 1) \times 1.55)}{31 \times 19.20 \times 10^{-3} \times 1.089}.$$

$$\Delta p_c = 33769.8 \text{ pa}.$$

$$\Delta p_c = 0.33b \leq 0.4b$$

La perte de charge coté calandre est dans les normes.

**Calcul de l'efficacité des ailettes e :**

$$h_e = 0.2 \times h_0 \times (1 + 4e) \rightarrow e = \frac{1}{4} \left( \frac{h_e}{0.2 \times h_0} - 1 \right). \quad (5.79)$$

$$e = 0.78$$

- **Calcul de la température de l'ailette à la base :**

$$e = \frac{t_c - t_a}{t_c - t_i} \longrightarrow t_a = t_c - e(t_c - t_i). \quad (5.80)$$

$$t_a = 36.1 - 0.78(36.1 - 39.05) \longrightarrow t_a = 38.4C^\circ$$

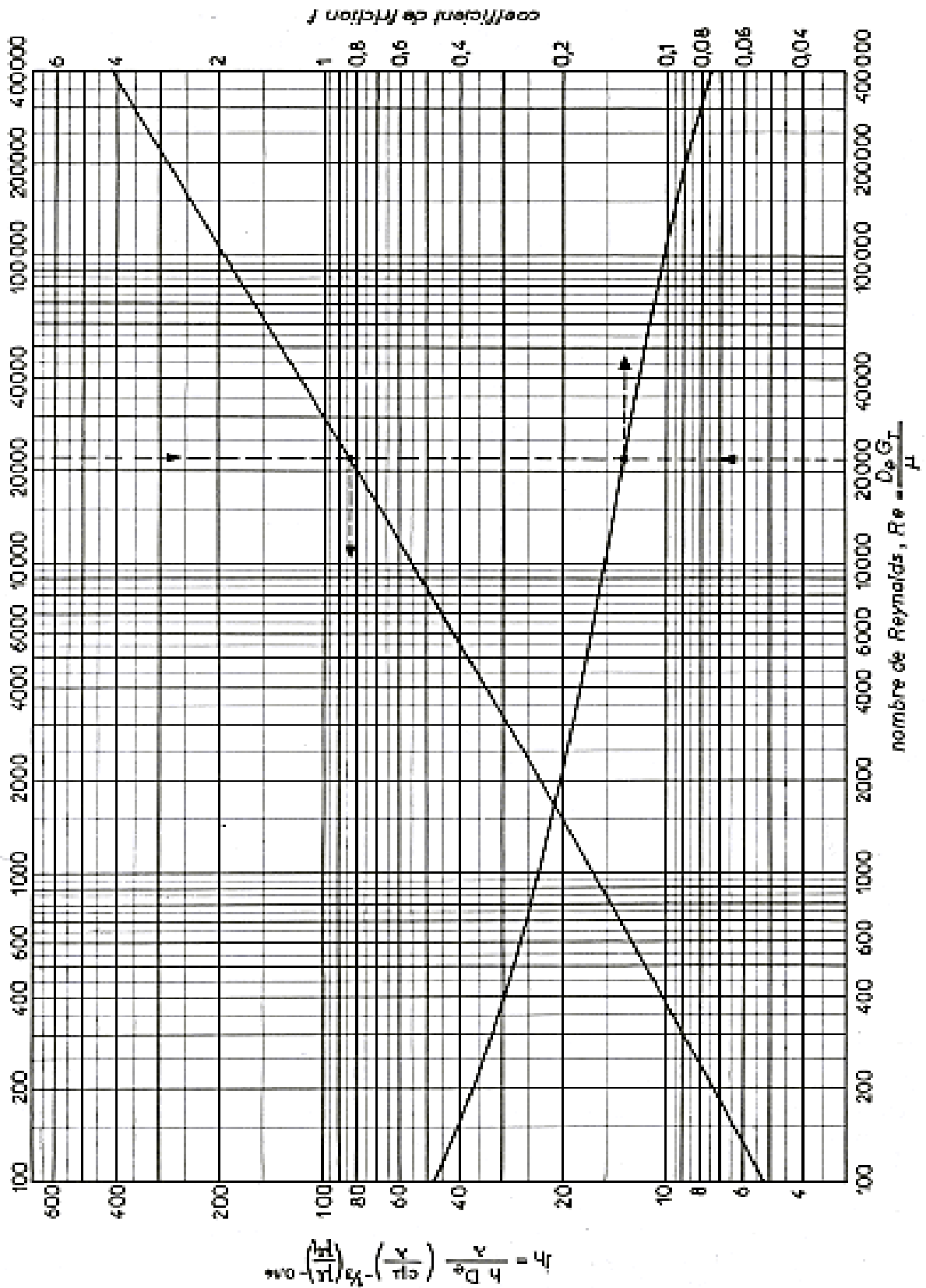


Figure V.3 : Coefficient de friction en fonction du nombre de Reynolds. [3]

# *Chapitre V*

*Troisième solution proposée*

**(Solution mécanique Et Solution chimique)**



**V. III. Troisième Solution proposée (Solution chimique et solution mécanique)****V.III.1 Introduction :**

Dans l'étude qui nous a été proposé, 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. [3]

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 leré pousse des collages et les algues. [3]

**V.III.2 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.

***V.III.2.1 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 le ré pousse des collages et les algues.

***V.III.2.2 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
- lessivage chimique



Figure V.4 : Nettoyage des tubes. [3]

### ***A. 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 :

#### ***A.1 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 y a risque d'érosion de la surface et surtout de destruction du film protecteur anticorrosion.

#### ***A.2 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 déperit diamètres. [3]

### A.3 Nettoyage mécanique des équipements E512 :

Le test mécanique suite à l'inspection réalisé le 07/10/2022 : Après le repérage nous avons constaté **775** tubes bouchés par dépôt du tartre (peut affecter l'échange thermique et provoquer l'augmentation de la température). Voir le MAPING. Sur ce nous recommandons de réaliser un nettoyage mécanique à l'aide d'un foret spécial jusqu'au le débouchage total des tubes repérés, Prévoir le test d'étanchéité des tubes.



Nombre des tubes bouchés par dépôt du tartre est **775**  
 Nombre des tubes obturés par bouchon est **54**  
 Taux des tubes bouchés= $(54+775)*100/1592=52\%$

Figure V.5 : MAPING du E-512 du T200.

- la situation des travaux d'inspection relatifs aux équipements statiques du train 500, arrêtée à la date du 08/06/22.

### E512



-Nettoyage mécanique) n'a pas été réalisée.

Après le repérage des tubes obturés par dépôt du tartre nous avons constaté ce qui suit :

- nombre des tubes obturés par le tartre est 124.
- nombre des tubes obturés par bouchons est 115.
- nombre total des tubes obturés est 239.
- nombre total des tubes est 1592.

-taux des tubes obturés est  $\left(\frac{239}{1592}\right) \times 100 = 15\%$ , et ce peut affecter l'échange thermique.



-  Nombre des tubes obturés par le tartre.
-  Nombre des tubes obturés bouchons.

**Figure V.6 :** la situation des travaux d'inspection relatifs aux équipements statiques du train

500

### ***B. 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. [3]

***B.1 Matériels, Produits Chimiques Et Personnel Nécessaires :******1. Produits chimique :***

- Acide sulfamique inhibé : 535 kg.
- Soude caustique : 250 kg

***2. Matériels pour la réalisation du lessivage chimique :***

- Un (01) Skid de lessivage chimique.
- Un (01) flexible approprié pour le remplissage de l'échangeur X05-E-512 avec de l'eau chaude (condensat ou l'eau distillée).
- Deux (02) flexibles de diamètre « 2 » pour le raccordement des entrée / sortie d'eau de mer disposées sur l'échangeur X05-E-512 vers le refoulement de la motopompe et la citerne di Skid de lessivage.
- Deux (02) paires de lunettes et deux (02) paires de gants anti- acide.
- Une (01) échelle pour une accessibilité aux vannes de l'échangeur X05-E-512.
- Un fut métallique et /ou en plastique vide / et sans couvercle de capacité de 200 litres

***3. Personnel pour le suivi et la réalisation :***

- Ingénieur process pour la conduite de la procédure.
- Un laborantin pour les prises des échantillons et analyses.
- Un opérateur de la production.
- Un ingénieur de traitement des eaux.
- Un inspecteur équipement statique.
- Un inspecteur IP. Un ingénieur HSE. Deux mans œuvres. Un chaudronnier.



V.III.3 Tableau Récapitulatif des résultats :

Caractéristiques		Cas existant X05-E-512	Echangeur à ailette	Deux échangeur en parallèle)
01	Charge thermique : Q [kW]	35426.0808	35426.0808	17087
02	Débit massique de MCR : G [kg/s]	139.3	139.3	69.65
03	Débit massique de l'eau de mer : g [kg/s]	613.8	613.8	306.9
04	Différence de température moyenne DTLM [C°]	31.91	31.91	31.91
05	Diamètre extérieure de tube : d <sub>o</sub> [mm]	19.03	15.8	19.03
06	Diamètre intérieur du tube : d <sub>i</sub> [mm]	16.57	14	16.57
07	Nombre de tubes N <sub>t</sub> : [sans dimension]	4236	2804	3002
08	Coefficient sale de transfert de chaleur : U <sub>s</sub> [w/m <sup>2</sup> C°]	632.71	585.82	430.57
09	Surface sale de transfert : A <sub>s</sub> [m <sup>2</sup> ]	1899.14	1990.2	1309.15
10	Vitesse massique d'eau de mer : G <sub>t</sub> [kg/m <sup>2</sup> s]	671.94	2844.02	959.06
11	Nombre de Reynolds cote tube : Re [sans dimension]	10790	38586.85	15400
12	Vitesse d'eau dans les tubes : w [m/s]	0.55	2.351	0.79
13	Diamètre de la calandre : D <sub>c</sub> [m]	1.55	1.55	1.55
14	Vitesse massique coté calandre : G <sub>ct</sub> [kg/m <sup>2</sup> s]	180.90	159.37	90.45
15	Espacement entre chicanes : B [m]	1.2	1.2	1.2
16	Longueur du tube : l[m]	7.3	4.8768	7.3
17	Pas des tubes (carré normal) : P [mm]	24	24	24
18	Nombre de Reynolds coté calandre : Re [sans dimension]	323134.351	280296.54	161567.14
19	Température du tube : t <sub>t</sub> [C°]	38.85	39.1	37.6
20	Coefficient de film interne corrigée : h <sub>io</sub> [w/m <sup>2</sup> C°]	5313.64	3759.57	7035.96
21	Coefficient de film externe : h <sub>o</sub> [w/m <sup>2</sup> C°]	551.88	414.41	369.05
22	La résistance d'encrassement : R <sub>s</sub>	4.19.10 <sup>-4</sup>	1.48.10 <sup>-4</sup>	5.2.10 <sup>-4</sup>
23	Perte de charge coté tube : Δp <sub>t</sub> [bar]	0.05	0.67	0.1
24	Perte de charge coté calandre : Δp <sub>c</sub> [bar]	0.35	0.33	0.1
25	Coefficient propre de transfert : U <sub>p</sub> [w/m <sup>2</sup> C°]	500	641.02	350.87

**V.III.4. Conclusion :**

Le calcul thermo hydraulique de vérification de l'échangeur X05-E-512 existant nous a permis d'évaluer la surface totale d'échange thermique , le coefficient de transfert global, ainsi que les pertes de charge coté tubes et coté calandre. 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. Donc notre équipement fonctionne correctement ce qui prouve ou confirme le calcul de l'efficacité qui a atteint les 78%.





## Conclusion générale

---

### Conclusion générale :

L'étude des échangeurs des chaleurs est devenue aujourd'hui inévitable car ils jouent un rôle prépondérant dans diverses applications et installations thermiques.

Dans l'étude qui nous à été proposé, nous pensons avoir apporté notre contribution et présenter notre mémoire d'une manière compréhensible.

La première solution proposée (**Deux échangeurs en parallèle**), permettra éventuellement le fonctionnement continue des différents trains de l'unité GL1Z d'Arzew, car la production de MCR sera assuré d'au moins de 50% de la production totale, lors de l'arrêt de l'un de ces deux échangeurs pour entretien ou nettoyage, on peut aussi installer trois échangeurs en parallèle, deux restent en fonctionnement et le troisième en sécurité.

Le problème principal qui se pose dans cette première solution est l'encombrement des appareils. Cette première solution présente une simplification du point de vue construction (tube lisses disponibles) et les frais d'investissement et d'exploitation sont minimaux par rapport au cas existant ou en cas d'échangeur à ailettes.

Pour notre deuxième solution (**échangeur à ailettes basses intégrales**), le nombre de tubes utilisés a diminué par rapport au cas existant, ce qui a provoqué une augmentation de la vitesse de la circulation d'eau de mer ( $w$ ), dans le faisceau tubulaire, ainsi que le nombre de Reynolds coté tubes qui affaiblie l'entartrage sur les parois intérieures, c'est-à-dire un décroissement de la résistance d'encrassement ( $R_s$ ), ce qui est notre but.

D'autre part, l'augmentation de la turbulence pose un problème de perte de charge supplémentaire, donc une exigence de plus d'énergie de compensation c'est-à-dire des frais opératoires additionnelles.

Pour notre troisième solution (**solution mécanique et chimique**), on peut dire que la solution 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). Cette solution est efficace pour enlever les dépôts de l'intérieur ou à l'extérieur des tubes d'échangeur ou pour d'autres types de géométrie, de façon occasionnelle. Le sable peut être injecté avec l'eau pour arracher les dépôts durs mais dans ce cas, mais il y a risque d'érosion de la surface et surtout de destruction du film protecteur anticorrosion. Pour

## **Conclusion générale**

---

la solution chimique (**le nettoyage chimique**), c'est une 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

Le choix entre l'une ou l'autre modification ne doit être adopté que sous réserve d'une étude économique bien détaillée.

En fin nous espérons que notre travail sera apprécié par les responsables concernés et que nos résultats répondront aux exigences du complexe GL1Z.

Nous pensons que cette étude résoudra les problèmes rencontrés, et nous souhaitons que ce travail théorique soit réalisé en pratique dans un temps prochain, et ce mémoire qui a demandé beaucoup d'effort et énormément de travail apportera également un plus aux étudiants Ingénieurs et Techniciens concernés.

## Références bibliographiques

---

### Références bibliographiques

- [1] CHOUGRANI M, SITAYEB B, « **ETUDE DE PHENOMENE D'ENCRASSEMENT DE L'ECHANGEUR EDM/MEA DE LA SECTION DE DECARBONATATION DU COMPLEXE GL1/Z** », MEMOIRE DE FIN D'ETUDE POUR L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGENIEUR SPECIALISE EN GNL, ECOLE D'INGENIEURS DE BOUMERDES, UNITE DE FORMATION ET DE RECHERCHE GAS, REFINING & PETROCHEMISTRY, BOUMERDES, OCTOBRE 2010.
- [2] ZOHURI B, « **COMPACT HEAT EXCHANGERS: SELECTION, APPLICATION, DESIGN AND EVALUATION** », SPRINGER, SWITZERLAND (2017).
- [3] BELHADIN, « **ETUDE THERMIQUE D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR A FAISCEAU TUBULAIRE ET CALANDRE (EAU DE MER/AMMONIAC)** », MEMOIRE EN MASTER ENERGETIQUE, UNIVERSITE D'ANNABA, ANNABA, 2019.
- [4] SAIM R, TALEB N, « **CALCUL TECHNOLOGIQUE DE MODIFICATION D'UN DESURCHAUFFEUR DE PROPANE** », MEMOIRE DE FIN D'ETUDE POUR L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGENIEUR D'ETAT EN GENIE MECANIQUE, UNIVERSITE DE TLEMCCEN, TLEMCCEN, 1996.
- [5] ABDELLI A, « **ETUDE ET SIMULATION SOUS MATLAB D'UN ECHANGEUR THERMIQUE A FAISCEAU TUBULAIRE ET CALANDRE** », MEMOIRE DE MASTER, UNIVERSITE BADJI MOKHTAR, ANNABA, 2019.
- [6] BENNAJAH M, CHAOUNI N, « **ECHANGEURS DE CHALEUR TECHNOLOGIE CALCUL ET DESIGN** », EDITION TECHNIP, RUE DU BAC, 75007PARIS, 2014.
- [7] SHAH, R. K, SEKULIĆ D.P, « **FUNDAMENTALS OF HEAT EXCHANGER DESIGN** », JOHN WILEY & SONS, NEW YORK, (2003).
- [8] BOUGRIOU C, « **CALCUL ET TECHNOLOGIE DES ECHANGEURS DE CHALEUR** », UNIVERSITE DE BATNA, BATNA, 2012.
- [9] DUFFAU C : GRILLOT J : NAVARRO J-M : VIDIL R, « **L'ENCRASSEMENT DANS LES ECHANGEURS DESCRIPTION, PREVENTION REMEDES** », EDITION TECHNIQUE ET DOCUMENTATION-LAVOISIER, PARIS-1991.
- [10] TAYEB Y, KETROUCI A, « **RECUPERATION DE MCR VAPEUR A PARTIR DU BALLON HP EN CAS DE FUITES SUR L'ECHANGEUR E520 AU NIVEAU DE COMPLEXE GNL1/Z** », MEMOIRE DE FIN D'ETUDE DE MASTER ACADEMIQUE, UNIVERSITE DE MOSTAGANEM, MOSTAGANEM, 2019.
- [11] BENAOUALI H, « **ETUDE D'EFFICACITE DU DEMERCURISEUR AU NIVEAU DU COMPLEXE GL1/Z** », MEMOIRE DE FIN D'ETUDES DE MASTER ACADEMIQUE, UNIVERSITE ABDEL HAMID BEN BADIS – MOSTAGANEM, 2019.
- [12] KHENAFOU M, LABORRI DJ, « **ETUDE DES PROBLEMES DE L'ENDOMMAGEMENT DE L'ECHANGEUR E-504 DANS LA SECTION DE DECARBONATATION ET CALCUL ET SIMULATION DES PARAMETRES DE L'ABSORBEUR MEA AU NIVEAU DU COMPLEXE GAZIER GL1/Z** », MEMOIRE DE MASTER, UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE D'ORAN MOHAMED BOUDIAF, ORAN, 2020.

## Références bibliographiques

---

[13] FETTOUHI L, FETTOUHI M, «**RAPPORT DE STAGE AU NIVEAU DU COMPLEXE GL1/Z LIQUEFACTION DU GAZ NATUREL**», UNIVERSITE DE TLEMCEN, 2023.

[14] WHITTIER P, «**LE PETROLE : RAFFINAGE ET GENIE CHIMIQUE (TOME1, TOME2)**», EDITION TECHNIP, PARIS, 1972.

[15] TPS TECHNITUBE, «**EXTENDED SURFACE TUBES**». MANUAL UTILISATION- RÖHRENWERKE GMBH, JULIUS-SAXLER-STR. 7 | 54550 DAUN/GERMANY, POSTFACE 1509 | 54541 DAUN/GERMANY, 2021.

[16][HTTPS://W.W.W.GOOGLE.COM](https://www.google.com),ECHANGEURDE CHALEUR A CONTRE-COURANT, CONSULTE LE 07/03/2023.

[17] GHODBANE Y, BOUHASSOUN M, «**CARACTERISATION THERMO-HYDRAULIQUE D'UN MINI ECHANGEUR DE CHALEUR DOTEES AVEC DES PAROIS ONDULEES**», MEMOIRE, UNIVERSITE ABOUBAKR BELKAÏD – TLEMCEN –, 2021.

[18][HTTPS://W.W.W.GOOGLE .COM](https://www.google.com). IMAGE FAISCEAU TUBULAIRE AVEC PLAQUE TUBULAIRE FIXE, CONSULTE LE 21/03/2023.

Les annexes

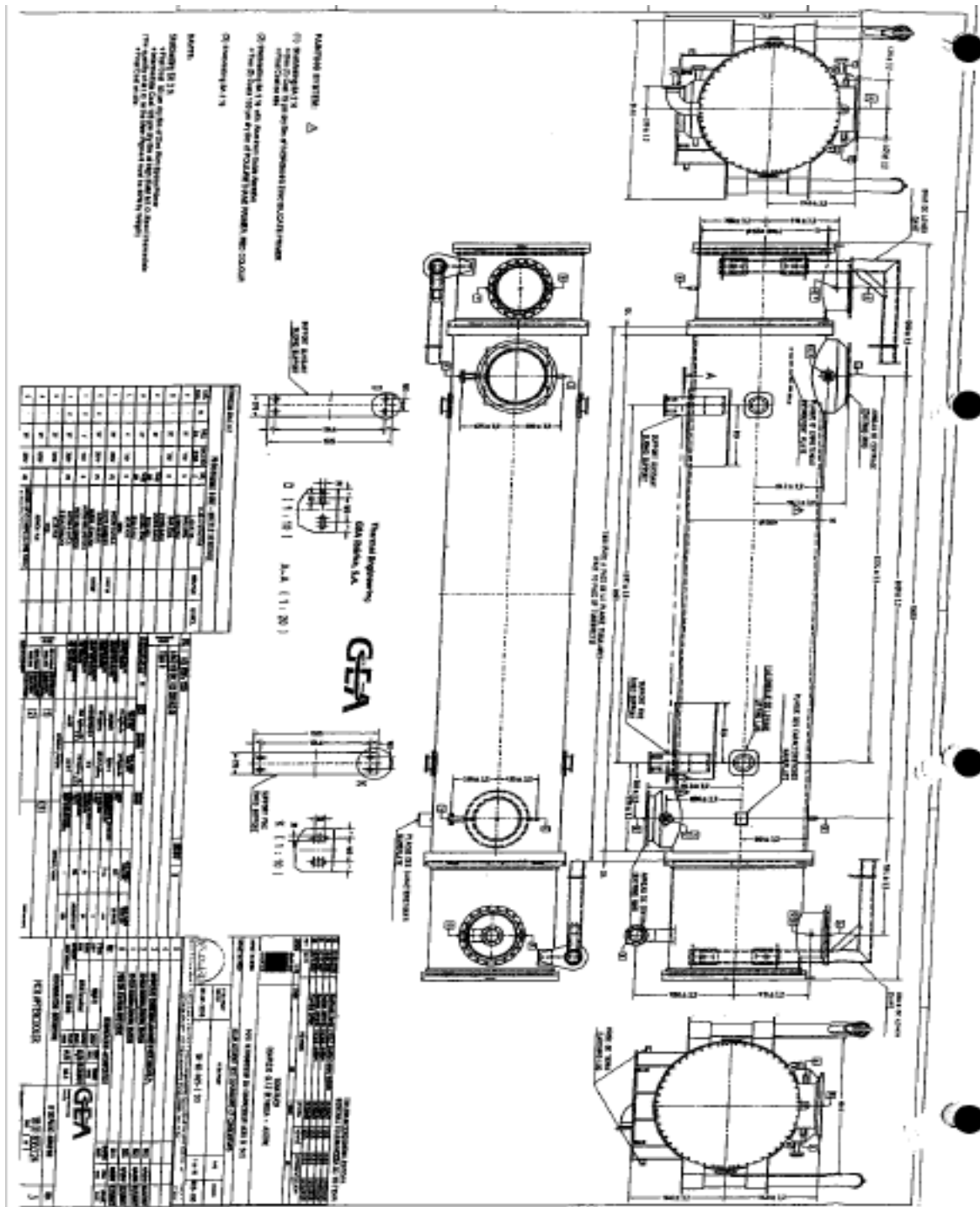


Figure 01

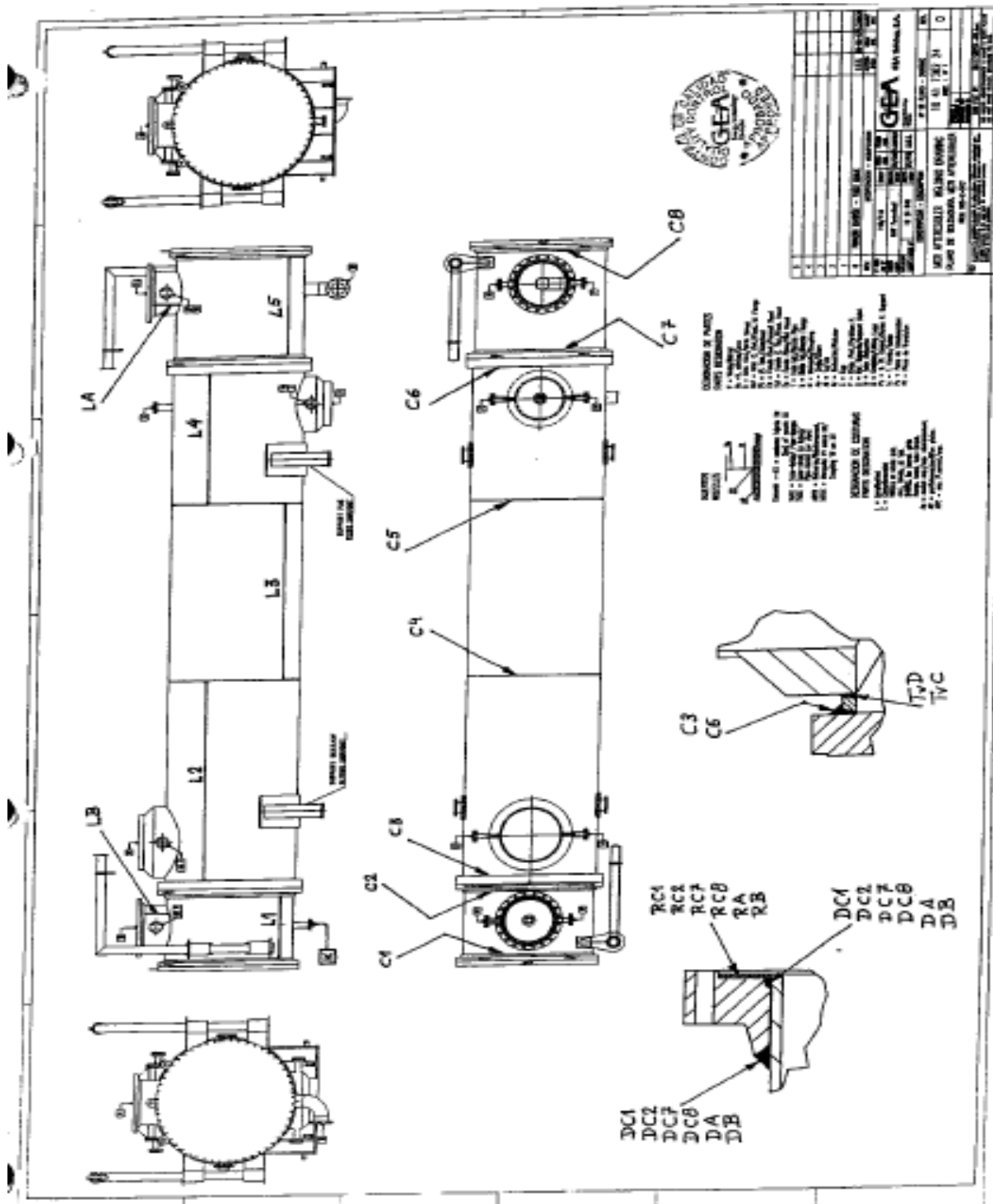


Figure 02

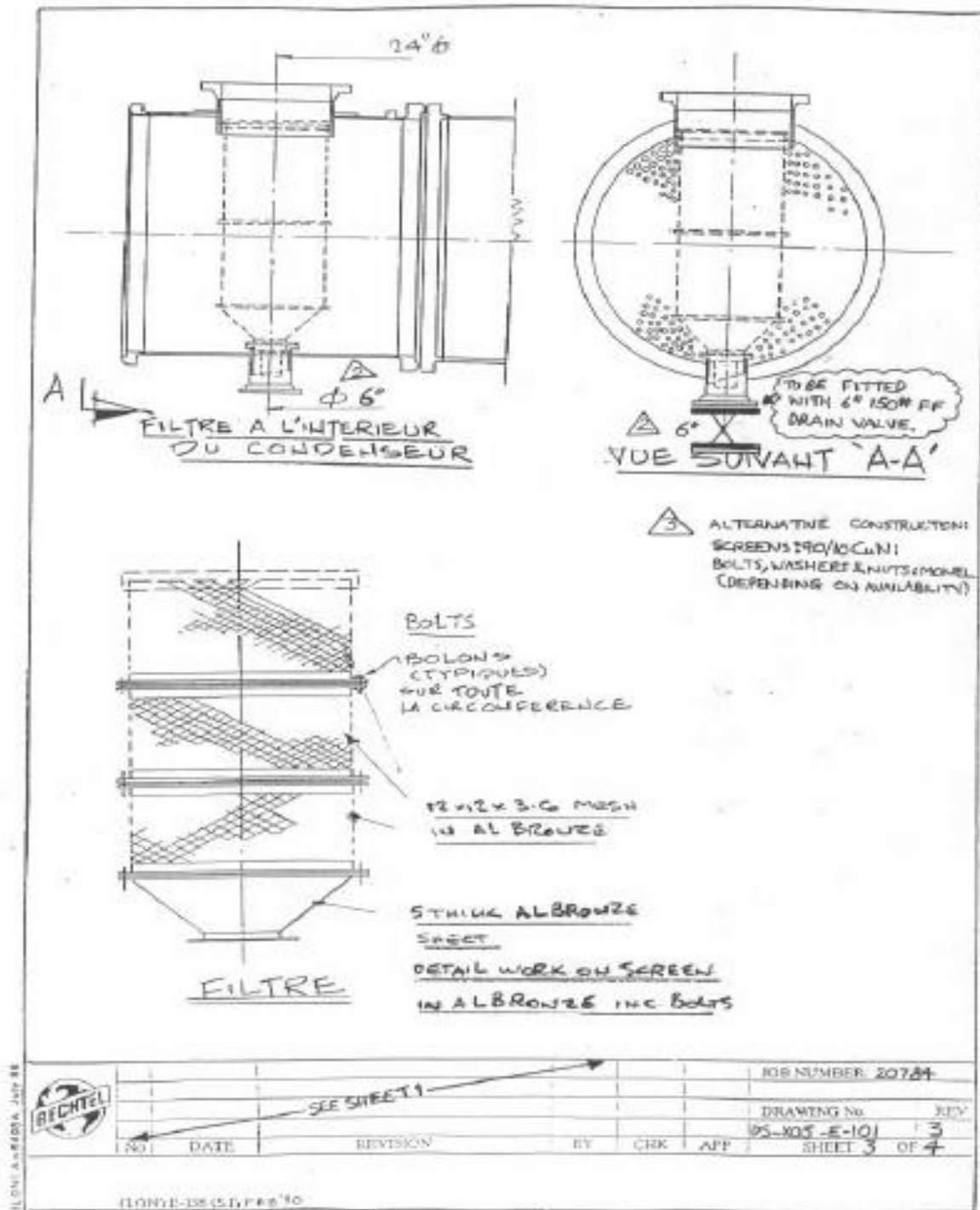


Figure 03



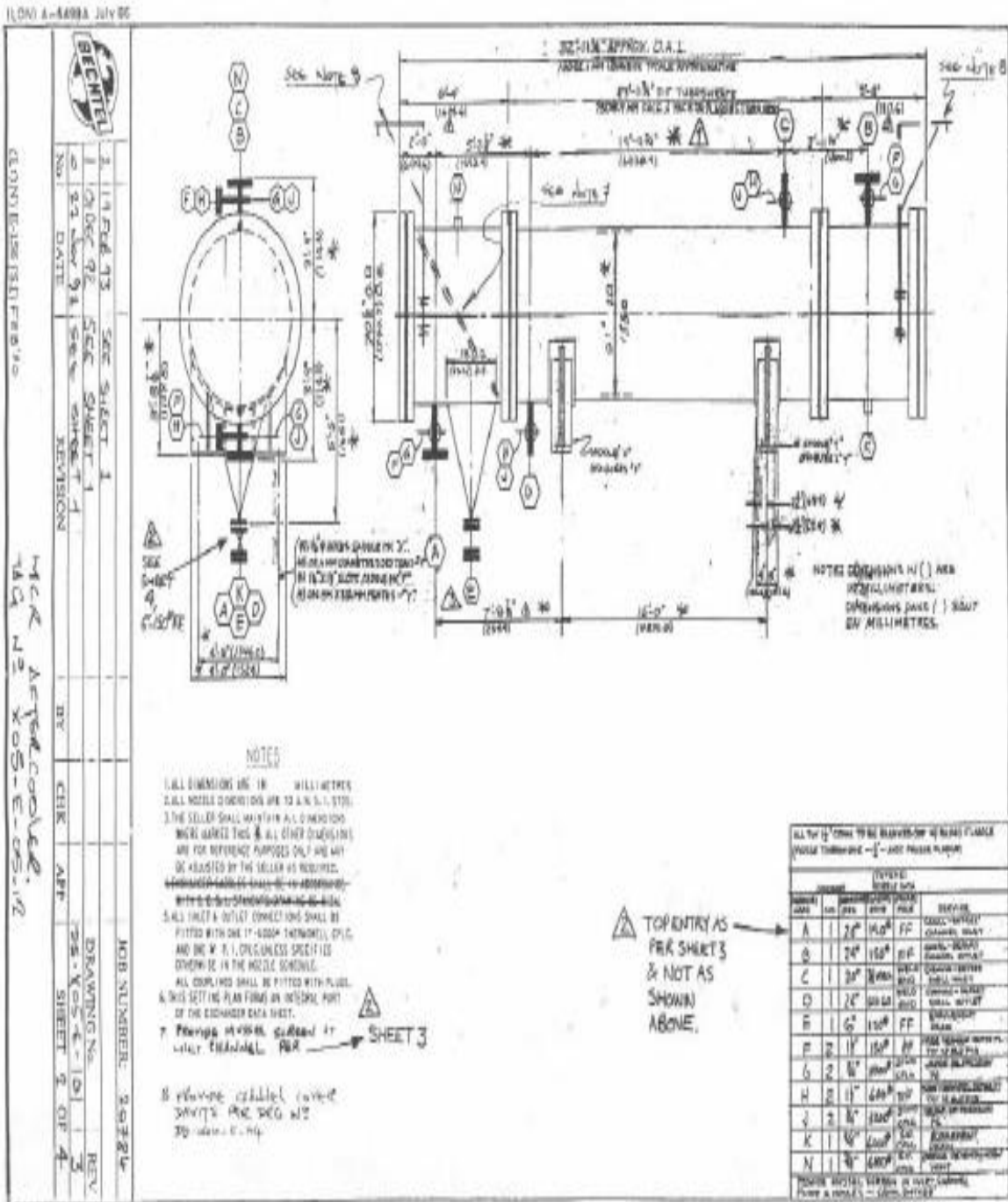


Figure 04



