

Faculty of Sciences and Technology
Department of Process Engineering
Ref :...../U.M/F.S.T/2026

كلية العلوم والتكنولوجيا
قسم هندسة الطرائق
رقم : / ج.م.ك.ع.ت//2026

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES DEMASTER ACADEMIQUE

Filière : Génie des procédés
Option : Génie chimique

THÈME

**Étude du remplacement d'un échangeur refroidi à l'eau de mer par
un aéro-réfrigérant au sein du complexe GL1Z**

Présenté par

- 1- Halitim Meriem
- 2- Rabah Ahmed

Soutenu le 15/06/ 2026 devant le jury composé de :

Président :	Khelladi Malika	MCA	Université de Mostaganem
Examineur :	Mezouagh Amina	MCA	Université de Mostaganem
Rapporteur :	Mohamed Seghir Zahira	MCB	Université de Mostaganem

Année Universitaire 2025/2026

Remerciement

Avant tout, nous remercions Allah le tout-puissant de nous avoir accordé la force, la patience et le courage nécessaires pour mener à bien ce travail.

*Nous tenons à exprimer notre profonde gratitude à notre encadreur **Mme Mohamed Seghir Zahira** pour son accompagnement, ses précieux conseils, sa disponibilité et son soutien tout au long de la réalisation de ce mémoire.*

*Nos vifs remerciements vont également aux membres du jury **Mme Mezouagh Amina** et **Mme Khelladi Malika** pour l'intérêt qu'ils ont porté à notre recherche en acceptant d'examiner notre travail et de l'enrichir par leurs propositions.*

Nos remerciements vont aussi au personnel du complexe GL1/Z pour leur accueil, leur aide et les informations techniques fournies durant notre stage.

Nous exprimons enfin notre reconnaissance et notre gratitude à nos très chers parents et à nos familles pour leurs encouragements, leur soutien moral et leurs sacrifices durant toutes nos années d'études.

Dédicaces

Avec une profonde gratitude, je dédie ce travail à toutes les personnes qui m'ont soutenue et réconfortée durant cette étape importante de ma vie :

À mon cher père :

A mon cher père, aucune dédicace ne saurait exprimer l'amour, l'estime, le dévouement et le respect que je te porte. Ce travail est le fruit des innombrables sacrifices que tu as consentis pour mon éducation et ma formation.

À ma chère mère :

A ma très chère mère, honorable et aimable, toi qui as illuminé mon chemin par ton amour, ta tendresse et tes prières. Merci pour ta patience, ton affection et ton soutien inconditionnel. Tout ce que je suis aujourd'hui, je le dois en grande partie à toi, que dieu te bénisse et t'accorde une longue vie.

À mon cher frère et mes deux chères sœurs :

Merci pour votre amour, votre soutien et votre présence à mes côtés. Vous avez toujours été une source de force, de joie et de motivation dans ma vie, que notre lien reste toujours solide et rempli d'affection et de bonheur.

À moi-même :

A cette personne qui a travaillé avec patience, courage et détermination pour atteindre ce jour, merci à moi d'avoir tenu bon, d'avoir continué malgré les difficultés et d'être arrivée jusqu'ici, cette réussite est la preuve que la patience et la persévérance finissent toujours par porter leurs fruits.

Enfin, je dédie ce travail à toutes les personnes qui m'aiment, me soutiennent et souhaitent me voir réussir

HALITIM MERIEM

Dédicaces

Avec une immense gratitude et une profonde émotion, je dédie ce modeste travail :

À ma très chère mère :

Symbole de tendresse, de patience et de sacrifice, merci pour ton amour infini, tes prières et ton soutien qui m'ont toujours donné la force d'avancer.

À mon très cher père :

Source de courage et de sagesse, merci pour tous les efforts consentis afin de m'offrir les meilleures conditions de réussite et d'avenir.

À ma chère sœur :

Merci pour ta présence, ton encouragement et les beaux moments partagés qui ont illuminé mon parcours durant toutes ces années.

À moi-même :

Pour la patience, la persévérance et les efforts fournis afin d'atteindre cet objectif malgré les difficultés et les défis rencontrés.

Enfin, je dédie ce travail à tous ceux qui ont cru en moi, de près ou de loin, et qui ont participé à ma réussite.

RABAH AHMED

Abstract

Due to recurring reliability problems affecting the heat exchanger used in the decarbonation unit of the GL1/Z complex in Arzew, this study investigates the feasibility of replacing the existing seawater-cooled exchanger with an air cooler. The objective is to improve the operational reliability of the unit while reducing maintenance requirements associated with corrosion, fouling, and repeated equipment failures.

A bibliographic study was first conducted to analyze the different cooling technologies used in the natural gas industry and to identify the most suitable alternative. Based on this analysis, a forced-draft dry air cooler equipped with finned tubes was selected. The sizing of the proposed equipment was then carried out using the Logarithmic Mean Temperature Difference (LMTD) method. Thermal and geometric parameters were determined in order to evaluate the performance of the air cooler and compare it with that of the existing shell-and-tube heat exchanger.

The obtained results indicate that the air cooler can ensure the required cooling duty while eliminating the constraints related to seawater use. Therefore, this solution represents a technically viable alternative that can contribute to improving the reliability, availability, and overall performance of the decarbonation unit.

Keywords: sizing, heat exchanger, air cooler, LMTD, finned tubes, decarbonation.

Résumé

En raison des problèmes récurrents de fiabilité observés au niveau de l'échangeur thermique utilisé dans l'unité de décarbonatation du complexe GL1/Z d'Arzew, cette étude porte sur la recherche d'une solution alternative permettant d'améliorer la disponibilité et les performances de l'installation. L'objectif principal consiste à étudier la possibilité de remplacer l'échangeur refroidi par eau de mer par un aéroréfrigérant fonctionnant à l'air ambiant.

Dans un premier temps, une étude bibliographique a été menée afin d'analyser les différentes technologies de refroidissement utilisées dans l'industrie du gaz naturel et de sélectionner la solution la plus adaptée aux conditions de fonctionnement de l'unité. À l'issue de cette analyse, un aéroréfrigérant sec à tirage forcé muni de tubes à ailettes a été retenu.

Le dimensionnement de cet équipement a ensuite été réalisé à l'aide de la méthode de la Différence de Température Moyenne Logarithmique (ΔT_{ML}). Les paramètres thermiques et

géométriques nécessaires ont été déterminés afin d'évaluer les performances de l'aéroréfrigérant et de les comparer à celles de l'échangeur à calandre et tubes existant.

Les résultats obtenus montrent que l'aéroréfrigérant est capable d'assurer le refroidissement requis tout en supprimant les contraintes liées à l'utilisation de l'eau de mer. Cette solution constitue ainsi une alternative techniquement réalisable permettant d'améliorer la fiabilité, la disponibilité et les performances globales de l'unité de décarbonatation.

Mots-clés : dimensionnement, échangeur thermique, aéroréfrigérant, ΔT_{ML} , tubes à ailettes, décarbonatation

الملخص

نظرا للمشاكل المتكررة المتعلقة بموثوقية المبادل الحراري المستعمل في وحدة ازالة الكربون بمركب GL1/Z بارزويو، تهدف هذه الدراسة الى البحث عن حل بديل يساهم فس تحسين اداة الوحدة و زيادة جاهزيتها التشغيلية و يمثل الهدف الرئيسي في الدراسة امكانية استبدال المبادل الحراري المبرد بمياه البحر بمبرد هوائي يعتمد على الهواء المحيط.

في البداية اجريت دراسة بيبلوغرافية شملت مختلف تقنيات التبريد المستعملة في صناعة الغز الطبيعي و ذلك من اجل اختيار الحل الانيب للظروف تشغيل الوحدة وقد افضت هذه الدراسة الى اختيار مبرد هوائي جاف ذو سحب قسري مزود بانبيب مز عنفة

بعد ذلك تم اجراء عملية تصميم و تحديد ابعاد المبرد الهوائي بالاعتماد على طريقة الفرق درجة الحرارة اللوغارتمي المتوسط مع تحديد مختلف المعطيات الحرارية و الهندسية اللازمة لتقييم ادائه و مقارنته باداء المبادل الحراري الحالي من نوع الغلاف و الانابيب

اظهرت النتائج المتحصل عليها ان المبرد الهوائي قادر على توفير التبريد المطلوب مع تخلص من المشاكل المرتبطة باستعمال مياه البحر مما يجعله بديلا تقنيا مناسباً يمكن ان يساهم في تحسين موثوقية الوحدة و رفع كفاءتها التشغيلية و تقليل تكاليف الصيانة

الكلمات المفتاحية : التصميم، المبادل الحراري، المبرد الهوائي، الانابيب المز عنفة، ازالة الكربون.

Sommaire

Résumer

Liste des tables

Liste des figures

Liste des abréviations

Introduction générale.....1

Partie I : Approche théorique

CHAPITRE I : Présentation du complexe GL1Z et la section de décarbonatation

I.1 INTRODUCTION :2

I.2 HISTORIQUE :2

I.3 SITUATION GEOGRAPHIQUE DU COMPLEXE GL1/Z :2

I.4 GENERALITE SUR LE GAZ NATUREL (GN) ET LE GAZ NATUREL LIQUEFIE (GNL) :3

I.5 DESCRIPTION DU COMPLEXE GL1Z :4

I.5.1 Zone des utilités :5

I.5.2 Zone procédés :6

I.5.3 Zone stockage et chargement :13

I.6 SECTION DE DECARBONATATION :13

I.7 FONCTIONNEMENT DE LA SECTION DE DECARBONATATION :13

I.7.1 Principe de fonctionnement :13

I.8 SYSTEME DE REGENERATION MEA :14

I.9 CONCLUSION :14

CHAPITRE II :Échangeurs de chaleur et aéro-réfrigération – Cas de l'échangeur E.504

II.1 INTRODUCTION :15

II.2 DEFINITION DES ECHANGEURS :15

II.3 TYPES CLASSIQUE DES ECHANGEURS DE CHALEUR :15

II.3.1 ECHANGEURS TUBULAIRES :15

II.3.2 LES ECHANGEURS A PALQUE :16

II.4 CLASSIFICATION DES ECHANGEURS :17

II.4.1 TYPE DE CONTACT :17

II.4.2 CLASSEMENT SUIVANT LES TYPES D'ECHANGE :18

II.4.3 CLASSEMENT SUIVANT LA DISPOSITION DES ECOULEMNT :18

II.5 DESCRIPTION ET ROLE DE L'ECHANGEUR E504 :19

II.6 DEFINITION ECHANGEURS E504 :19

II.7 CAUSES DE MAUVAIS DE TRANSFERT DE CHALEUR DU REFROIDISSEUR E.504 :20

II.8	HISTORIQUE DE L'ECHANGEUR E.504 :	21
II.9	ENCRASSEMENT :	22
II.10	DIFFERENTS TYPES D'ENCRASSEMENT :	22
II.11	FACTEURS INFLUENCANT L'ENCRASSEMENT :	24
II.12	SOLUTION TECHNIQUES DE LUTTE CONTRE L'ENCRASSEMENT :	25
II.13	PROBLEMATIQUE :	26
II.14	ANALYSE DU PROBLEME :	26
II.15	GENERALITES SUR LES AEROREFRIGERANTS :	27
II.16	DIFFERENTS TYPES D'AEROREFRIGERANTS :	27
II.17	LES AVANTAGES ET LES INCONVENIENTS DES AEROREFRIGERANTS PAR RAPPORT AU REFROIDISSEMENT A L'EAU :	29
II.18	CONCLUSION :	30

Partie II : Approche pratique

CHAPITRE III : Dimensionnement de L'aéroréfrigérant

III.1	INTRODUCTION :	31
III.2	DIMENSIONNEMENT DE L'AERO-REFRIGERANT :	31
III.3	CALCUL THERMIQUE :	33
III.3.1	Estimation du coefficient global d'échange de chaleur :	33
III.3.2	Température de sortie de l'air :	35
III.3.3	Calcul de surface d'échange :	36
III.3.4	Calcul du coefficient de convection de l'air-paroi externe :	38
III.3.5	Calcul du coefficient de convection de MEA-paroi interne :	39
III.3.6	Le coefficient global d'échange thermique :	41
III.4	Les pertes de charges :	41
III.4.1	Pertes de charges de tubes :	41
III.4.2	Perte de charge totale à travers les faisceaux :	42
III.5	Puissance d'un ventilateur :	45
	Conclusion générale	47
	Recommandation	49

Liste des Tables

Tableau I.1 : Composition chimique du gaz.....	3
Tableau I.2 : Composition chimique de GNL.....	4
Tableau I.3 : Conditions de stockage du GNL	12
Tableau II.1: Paramètres de service de l'échangeur E.504 (design)	20
Tableau II.2: Historique de l'échangeur E.504 de 2014 jusqu'à 2024	21
Tableau II.3: Paramètres de service de l'échangeur E.504 (réels)	26
Tableau III.1: Caractéristique des deux fluides	32
Tableau III.2: Caractéristique de tube ailette.....	33
Tableau III.3: Nombre d'ailette	34
Tableau III.4: Donnée et résultat du calcul.....	35
Tableau III.5: Les différents température	36
Tableau III.6: Calculs de la surface d'échange	37
Tableau III.7: Le coefficient de convection air-paroi externe	39
Tableau III.8: Le coefficient de convection MEA-paroi interne	40
Tableau III.9: Le coefficient global d'échange thermique	41
Tableau III.10: Pertes de charge internes.....	42
Tableau III.11: Pertes de charge à travers les faisceaux	43
Tableau III.12: Pertes de charge totale	45

Liste des figures

Figure I.1 : Position géographique du complexe	2
Figure I.2 : Principales étapes de liquéfaction de gaz	4
Figure I.3 : Section de décarbonatation	7
Figure I.4 : Section de déshydratation	8
Figure I.5 : Section de séparation	9
Figure I.6 : Section de liquéfaction	10
Figure I.7: Bacs de stockage de gaz naturel liquéfié	12
Figure I.8 : Section de décarbonatation	14
Figure II.1 : Les différents types des échangeurs tubulaires.....	16
Figure II.2 : Distribution en U mono passe dans un échangeur à plaque	16
Figure II.3: Distribution en Z mono passe dans un échangeur à plaque	17
Figure II.4 : Les échangeurs à plaque	17
Figure II.5 : Différents modes de circulation des fluides	18
Figure II.6 : Echangeurs E.504 de la section de décarbonatation	20
Figure II.7 : Vue d'ensemble d'un aéro-réfrigérant	28
Figure II.8: Aéro-réfrigérant humide	29
Figure III.1 : tube ailette	32

Liste des abréviations

DTLM : Méthode de différence de la température logarithmique moyenne

EDM : Eau de Mer

GN : Gaz naturel

GNL : Gaz Naturel Liquéfié

GNL1/Z : Complexe de Liquéfaction du Gaz Naturel n°1 Arzew

MEA : Mono Ethanol Amine

MCR : Multi Composants Réfrigérant

PCS : pouvoir calorifique supérieur

SONATRACH : Société national pour le transport, la transformation, et la commercialisation des hydrocarbures.

C : Chaleur massique ($\text{J /Kg.}^{\circ}\text{C}$)

d_i : Diamètre interne du tube (m)

d_e : Diamètre externe du tube (m)

h : Coefficient d'échange de chaleur par convection ($\text{kcal/h.m}^2\text{}^{\circ}\text{C}$)

K : Coefficient d'échange de chaleur global ($\text{kcal/h.m}^2\text{}^{\circ}\text{C}$)

L : Longueur du tube (m)

$\dot{m}_a$: Débit massique de l'air (kg/h)

N_r : Nombre des rangées

N_u : Nombre de Nusselt

N_t : Nombre total des tubes

Pr : Nombre de Prandtl

ΔP_i : Pertes de charge à l'intérieur du tub (Pa)

ΔP_t : Pertes de charge totale (Pa)

Re : Nombre de Reynolds

S_{ins} : Surface d'échange installée (m^2)

S_p : Section de passage du fluide (m^2)

SYMBOLES GREQUES

ϕ : Flux de chaleur (W)

λ : Conductivité thermique (K.s)

μ : Viscosité dynamique (Pa.s)

ρ : Masse volumique (kg /m³)

δ : Ecartement entre ailettes

v : Vitesse de circulation

f : Facteur de friction

Introduction générale :

L'énergie constitue un élément fondamental du développement économique et industriel. L'évolution des sciences et des technologies a permis l'exploitation de ressources énergétiques de plus en plus diversifiées, en particulier les hydrocarbures tels que le pétrole et le gaz naturel, qui représentent aujourd'hui des sources indispensables pour répondre à l'augmentation continue de la demande énergétique mondiale.

L'industrie gazière repose sur la mise en place de nombreuses unités de traitement nécessitant des équipements complexes et coûteux. Dans ce contexte, l'optimisation du fonctionnement des installations industrielles et la réduction des coûts d'exploitation constituent des enjeux majeurs pour assurer la performance et la compétitivité du secteur énergétique.

Au niveau du complexe GL1/Z, et plus précisément dans la section de décarbonatation, plusieurs difficultés d'exploitation ont été constatées, parmi lesquelles figure le phénomène d'encrassement de l'échangeur de chaleur EDM/MEA. Cet échangeur joue un rôle primordial dans le refroidissement de la solution de MEA pauvre après sa régénération, afin d'assurer des conditions de fonctionnement adéquates du procédé.

L'apparition de l'encrassement au sein de cet échangeur entraîne une diminution de l'efficacité du transfert thermique, une augmentation des pertes de charge ainsi que des perturbations dans le fonctionnement global de l'unité. Ces dysfonctionnements peuvent engendrer des arrêts fréquents et une hausse des coûts de maintenance.

Le présent travail a pour objectif d'étudier le phénomène d'encrassement affectant l'échangeur EDM/MEA, d'identifier ses principales causes et d'analyser son impact sur les performances de l'installation. Cette étude vise également à proposer des actions correctives et des recommandations permettant de limiter l'apparition de ce phénomène et d'améliorer la fiabilité du système.

Pour atteindre ces objectifs, ce mémoire est structuré en trois chapitres :

Chapitre I: Présentation de complexe GL1Z et la section de décarbonatation.

Chapitre II: Échangeurs de chaleurs aéro-réfrigération cas de l'échangeur E-504.

Chapitre III: Dimensionnement de l'aéro-réfrigération.

Ce travail se termine par une conclusion générale accompagnée de recommandations visant à améliorer les performances de l'échangeur et à réduire les problèmes liés à l'encrassement

Partie I :

Approche théorique

CHAPITRE I :
Présentation du complexe GL1Z et la
section de décarbonatation

I.1 INTRODUCTION :

Dans ce premier chapitre, nous présentons le complexe GL1/Z, l'un des plus importants complexe de liquéfaction du gaz naturel en Algérie.

Nous dérivons son organisation générale, ses différentes zones (utilités, procédés et stockage) ainsi que son rôle dans la transformation du gaz naturel en GNL destiné à l'exportation.

Nous mettons également l'accent sur la section de décarbonatation, qui constitue une étape essentielle du procédé, puisqu'elle assure l'élimination du CO₂ à l'aide de la solution de MEA afin de protéger les équipements et garantir la qualité de gaz traité.

I.2 HISTORIQUE :

Sonatrach est une société fondée le 31 décembre 1963 dont les missions sont le transport et la commercialisation des hydrocarbures algériens.

Elle a signé un contre de travail avec la société EL PASO NATURAL AL GAZ COMANY LE 9 OCTOBRE 1969, en livrant annuellement des dizaines de milliards de mètres cubes de gaz liquéfié.

Pour compléter ce contrat, une usine appelée (PROJET GNL1) a été créée en vertu de la résolution A.0016 publiée en 1971.^[1]

I.3 SITUATION GEOGRAPHIQUE DU COMPLEXE GL1/Z :

Le complexe GL1Z est situé au nord-ouest du pays à 40 km de la ville d'Oran à côté d'un petit village au bord de la mer méditerranée nommée BETHIOUA sur une superficie de 72 hectares.^[1]

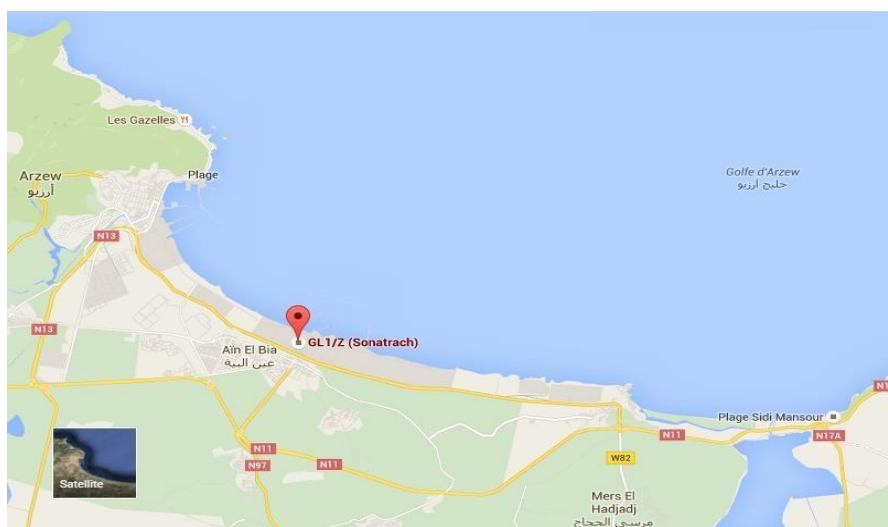


Figure I.1: Position Géographique du complexe GL1/Z

I.4 GENERALITE SUR LE GAZ NATUREL (GN) ET LE GAZ NATUREL LIQUEFUE (GNL) :

Le gaz naturel est principalement composé de méthane, mais contient également des quantités plus faibles d'éthane, d'azote, de dioxyde de carbone et de propane.

Ce mélange résulte de la décomposition d'organismes sur des millions d'années, sous l'effet de la pression et de la chaleur, formant ainsi des poches de gaz piégées sous des couches de roche.

Le gaz naturel liquéfié (GNL) est obtenu en refroidissant le gaz à environ -161°C , réduisant son volume pour faciliter le transport, surtout par voie maritime.

Le GNL principalement composé de méthane, est sûr à manipuler et à transporter, ne présentant ni odeur, ni couleur, ni corrosivité, ni toxicité.^[2]

Tableau I.1 : Composition chimique du gaz naturel

Composant	% Molaire moyen
N ₂ (Azote)	5.80
He (Hélium)	0.19
CO ₂ (Dioxyde de carbone)	0.21
C1 (Méthane)	83.00
C2 (Ethane)	7.10
C3 (Propane)	2.25
iC4 (iso butane)	0.40
nC4(Butane)	0.40
iC5 (iso pentane)	0.12
nC5(Pentane)	0.15
C6+(Essences)	0.18
Total	100.00

Tableau I.2 : Composition chimique du GNL

Composant	%Molaire	%Molaire maximum
N ₂	0.60	1.40
C1	84.00	92.50
C2	6.00	8.50
C3	2.20	3
iC4	0.30	0.50
C4	0.30	0.70
C5	0	0.02

I.5 DESCRIPTION DU COMPLEXE GL1Z :

Le complexe GL1Z est constitué de trois (03) zones essentielles et distinctes :

1. Zone des utilités.
2. Zone de procédé.
3. Zone de stockage et de chargement. ^[3]

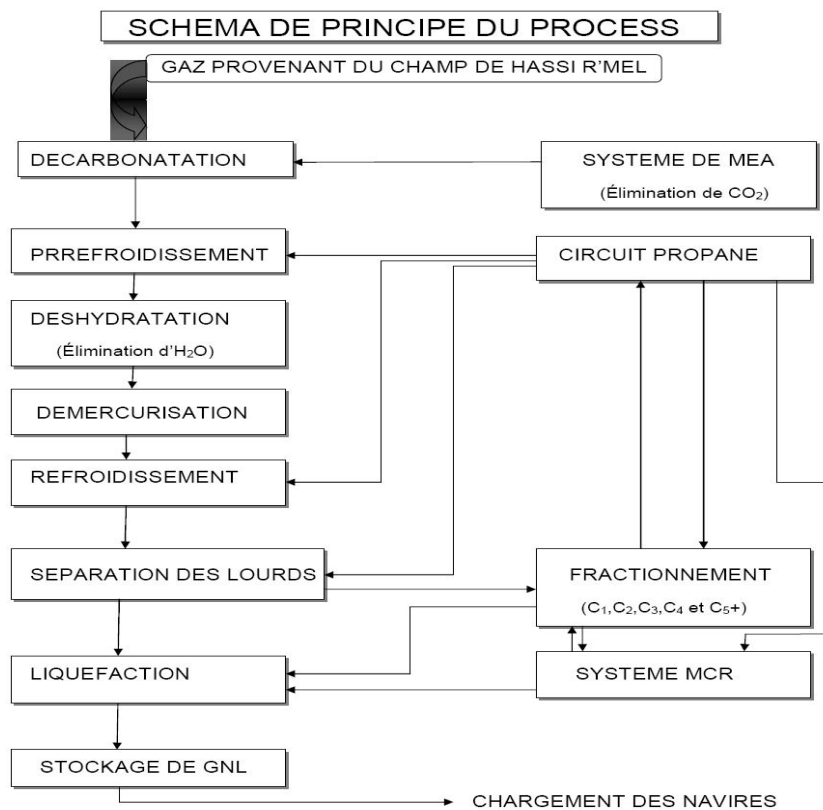


Figure I.2 : Principales étapes de liquéfaction de gaz. [5]

I.5.1 Zone des utilités :

Les utilités constituent une zone importante au sien du complexe GL1Z. Elles permettent d'assurer la fourniture de tous les besoins pendant le démarrage et la marche normale des trains de liquéfaction.^[3]

I.5.1.1 Vapeur :

Elle est fournie par un ensemble de générateurs de différents tonnages répartis comme suit :

- Quatre (04) chaudières HP de 400 Tonnes /h à 440°C sous 62 bars (MHI : Mitsubishi Heavy Industries).
- Deux (02) chaudières HP de 400 Tonnes /h à 440°C sous 62 bars (IHI : Ishikawajima-Harima Heavy Industries).^[3]

I.5.1.1.1 Eau dessalée :

Elle est fournie par six (06) unités de dessalement en parallèle produisant chacune 45 m³ d'eau utilisée comme eau d'appoint pour les chaudières.^[3]

I.5.1.1.2 Air :

Il est fourni par cinq (05) compresseurs centrifuges permettant la production de l'air instrument servant pour toutes les installations de production et de l'air service pour les autres besoins du complexe. ^[3]

I.5.1.1.3 Eau de refroidissement :

Elle est fournie par six (06) pompes d'eau de mer d'une capacité de 37000 m³ /hr chacune.^[3]

I.5.1.2 Production d'électricité :

La production d'électricité est assurée par trois (03) alternateurs entraînés par des turbines à vapeurs. Les turbo-alternateurs fournissent l'énergie de 18 MW par générateurs plus une source de secours branchement **SONELGAZ** de capacité de 13 MW.^[3]

I.5.1.3 Dessalement :

L'eau dessalée est produite au moyen du dessalement d'eau de mer. Cette aire comprend six unités de dessalement, fonctionnant en parallèle et produisant 45 m³/h d'eau dessalée chacun par ailleurs, le complexe GL1Z s'est doté récemment d'un nouveau type de dessaleur, suivant le procédé d'ejecto-compresseur. Cette eau sert à alimenter les chaudières pour la production de vapeur, entre cette eau dessalée est utilisée aussi comme fluide de refroidissement pour certain équipement mécanique tel que les pompes ...etc.[3]

I.5.1.4 Production d'air comprimé :

Les organes d'instrumentation telle que les régulateurs et les différentes vannes sont à commande pneumatique. L'air instrument subit au préalable un séchage et ce pour éviter une corrosion ou une dégradation des oranges d'instrumentation.

Les besoins du complexe sont estimés à 4600 m³ d'air cet air est fourni par cinq compresseurs centrifuges avec une pression de refoulement de 10 bars stocké au niveau des ballons récepteurs d'air instrument.[3]

I.5.2 Zones procédées :

Cette zone est composée de six (06) trains qui produisent 8000m³ /jour /train du GNL chaque train dispose de sa propre section de décarbonatation, déshydratation et de démercuration et de liquéfaction du GN.[4]

L'usine de liquéfaction comprend six trains de liquéfaction indépendants qui fonctionnent en parallèle avec une capacité de production du GNL de 8000m³/j/train. Dans chaque train, le gaz d'alimentation passe par trois étapes différentes de traitement :

I.5.2.1 Section du traitement de gaz :

Les composants du gaz naturel tels que les gaz carboniques, les vapeurs d'eau et les hydrocarbures lourds tendraient à se condenser et à se solidifier à des basses températures qui sont supérieures à celle de la liquéfaction du gaz naturel (-162°C) provoquant l'obstruction des tuyauteries et des équipements froids. C'est pour cette raison qu'on doit éliminer ces composants.[4]

I.5.2.1.1 Décarbonatation :

La décarbonatation a pour rôle l'élimination du CO₂ contenu dans le gaz naturel avant qu'il ne pénètre dans la section de liquéfaction afin d'éviter la solidification du CO₂ dans la partie froide du procédé.[4]

On sait que le CO₂ se solidifie à une température de (-57°C) et que pour liquéfier le gaz naturel , il faut atteindre une température de (-162°C) car la présence de CO₂ dans le gaz naturel lors de son passage la section froid provoque le bouchage des conduites et des tubes des échangeurs .L'élimination du CO₂ du gaz naturel se fait à l'aide d'une solution MEA d'une concentration variant de 12% à 15% .Elle est incolore , sa densité est de 1.107 à 20% , sa formule chimique est :

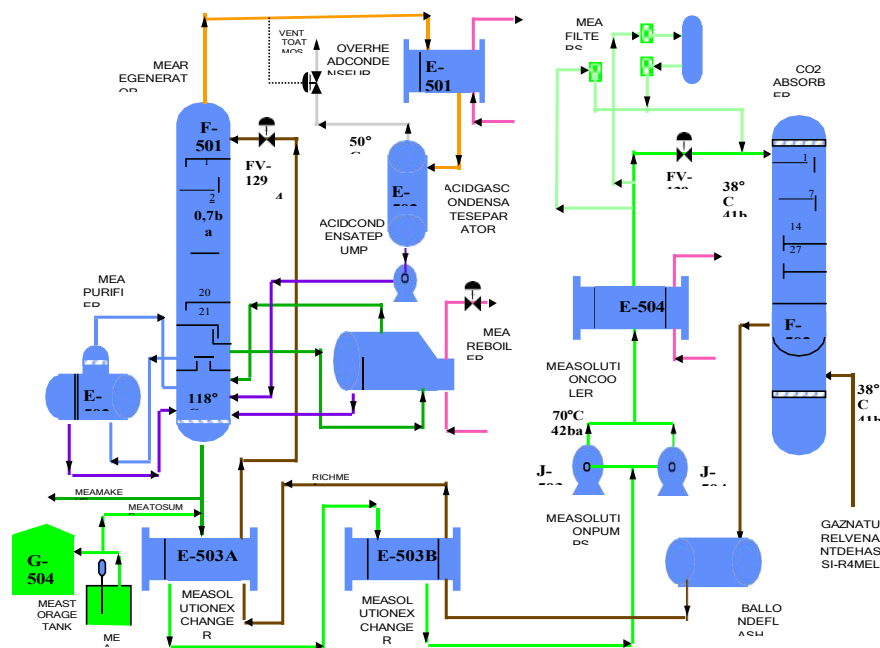
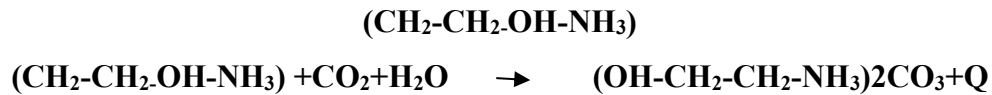


Figure I.3 : Section de décarbonatation

I.5.2.1.2 Déshydratation:

Ce dernier passe ensuite par un sécheur (R.310 ou R.311) constitué de tamis moléculaire ou il sera complètement séché jusqu'à une teneur de 1ppm max. A la sortie de chaque de production le sécheur est mis en exploitation pour assurer la continuité du procès et le sécheur saturé est mis en régénération. La régénération consiste en l'élimination de l'eau adsorbée par le tamis moléculaire.[4]

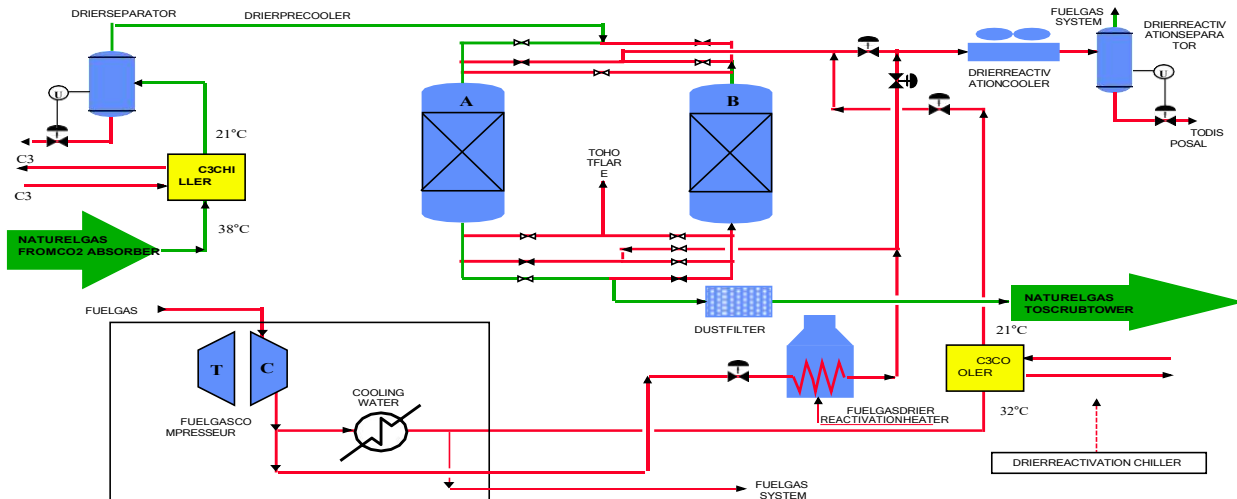


Figure I.4 : Section de déshydratation.

I.5.2.1.3 Démércurisation :

C'est la dernière étape du traitement : elle consiste à éliminer le mercure, dans le démércuriseur (R.312) par des adsorbats solides imprégnés de soufre.

Le mercure est un agent corrosif pour les circuits cryogénique, et à un comportement particulier en matière de corrosion .Il devient très agressif pour l'aluminium. [4]

I.5.2.2 Section de séparation et de liquéfaction :

Elle comprend deux étapes :

I.5.2.2.1 Séparation :

Le rôle et le but de cette section est le :

Récupérer les différents composants du GNT d'alimentation, lesquels seront utile après fractionnement, pour ajuster la composition des fluides réfrigérants (MCR et propane) dans leurs boucles respectives. Récupérer les hydrocarbures lourds en vue de leur valorisation.

Liquide riche en hydrocarbures lourds est entraînée par le liquide de reflux vers le fond de la tour de lavage d'où elle doit rejoindre le fractionnement.

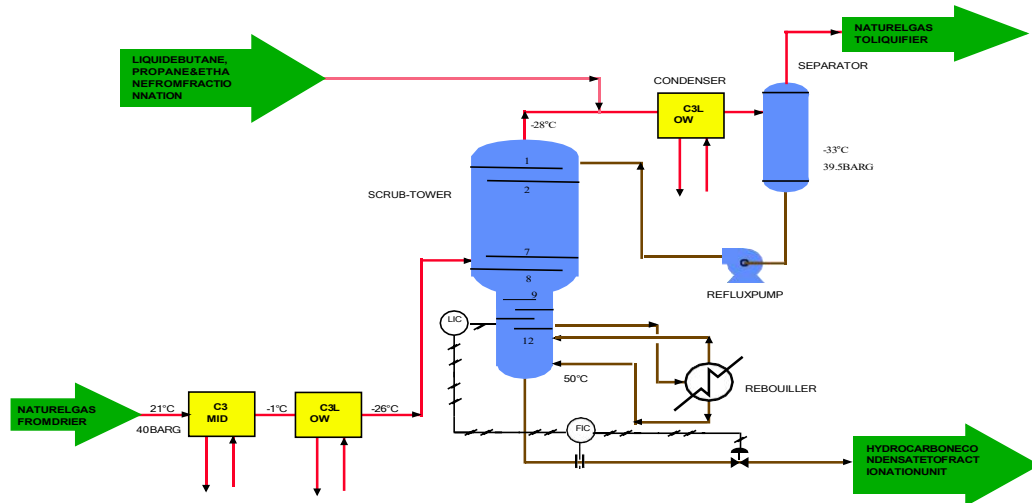


Figure I.5 : Section de séparation

I.5.2.2.2 Liquéfaction :

L'élément principal de cette section est l'échangeur E520 de type bobine à serpentins enroulés. Il est conçu de façon à optimiser la surface d'échange évaluée à 140.000 ft². L'échangeur cryogénique comprend six faisceaux de tubes qui accueillent le MCR vapeur, le MCR liquide et le GNT (deux faisceaux pour chaque fluide). La conception de E.520 permet d'optimiser la quantité de frigories cédée par les réfrigérants pour s'auto refroidir et assurer le refroidissement du GNT. En effet l'effluent MCR liquide traverse la partie chaude du E520 pour être détendue à 40 bars et 110°C à ce niveau le GNT est refroidi jusqu'à (-120°C). Tandis que l'effluent MCR vapeur se condense dans la partie chaude, et arrive à la limite de la partie froide pour subir une détente à la sortie sa température est égale à (-158°C). [4]

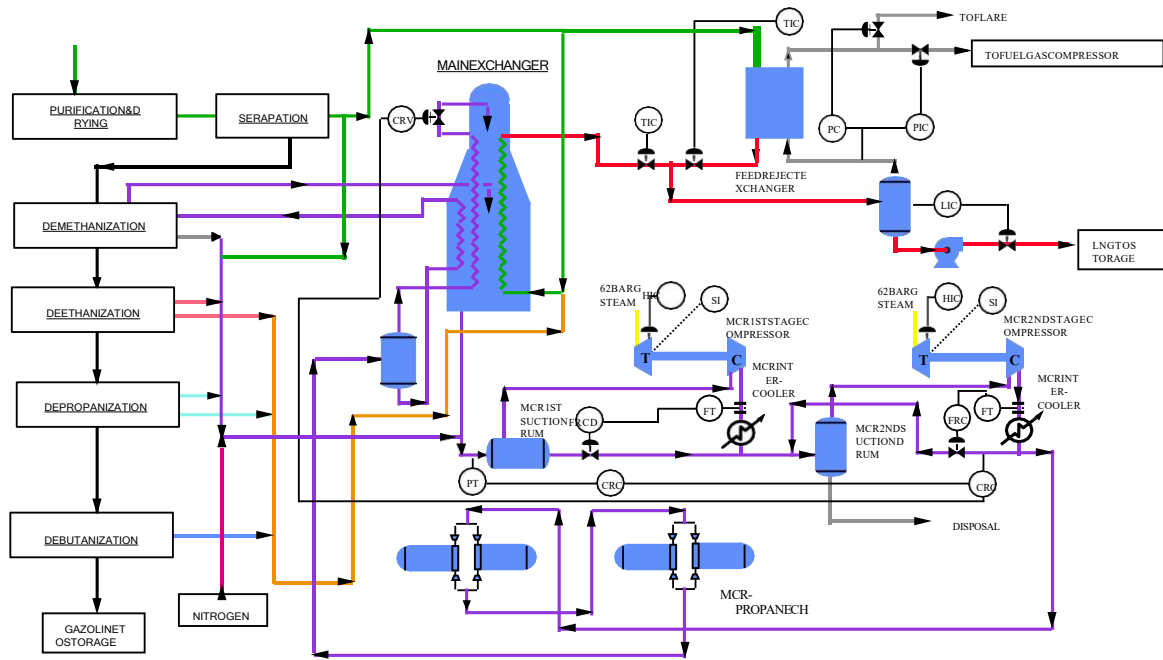


Figure I.6 : Section de liquéfaction.

I.5.2.3 Fractionnement :

La section fractionnement a pour rôle la séparation des hydrocarbures éliminés du courant du gaz naturel dans la tour de lavage pour éviter leur solidification au niveau de la section de liquéfaction et prépare les fractions nécessaires à l'alimentation interne des divers équipements du complexe. [4]

Le résidu de la tour de lavage passe successivement par ces quatre colonnes pour produire respectivement du méthane, de l'éthane, du propane, du butane et de la gazoline. Elle est constituée essentiellement de quatre sections de distillation :

I.5.2.3.1 Section Déméthanisation :

Les composés légers, méthanes en majorité sont séparés des hydrocarbures lourds et passent vers de la colonne à contre-courant par rapport à un débit de reflux continu cascade le long des plateaux du déméthaniseur. 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. [4]

I.5.2.3.2 Section Dééthanisation :

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

de tête .L'éthane obtenue sert d'appointe réfrigérant (MCR) et à la tour de lavage, surtout pour le contrôle qualité du GNL particulièrement en vue d'amélioration de son pouvoir calorifique (PCS). [4]

I.5.2.3.3 Section Dépropanisation :

La colonne de dépropanisation est alimentée par un courant continu d'hydrocarbure venant de la colonne de déethanisation .la section dépropanisation a pour but de produire du propane pour les appoints PCS et un appoint pour le circuit de réfrigération de propane. [4]

I.5.2.3.4 Section débutanisation :

Les fractions lourdes de la colonne de dépropanisation constituent une alimentation pour la dernière colonne de distillation de la section de fractionnement, le produit débutanisé du fond est refroidit puis envoyé vers le stockage de gazoline dans une sphère compose en essence les C_5^+ . [4]

I.5.2.4 Circuit gaz combustible :

Le gaz de détente du ballon déazoteur et celui des réservoirs de stockage de GNL sont les principales sources de gaz combustible. Ce gaz est envoyé dans un collecteur qui alimente le compresseur de gaz combustible, les gaz d'évent provenant de l'unité de fractionnement constituent également une source de gaz combustible, mais étant sous haute pression, il est envoyé directement dans le collecteur principal de gaz combustible par l'intermédiaire de vaporisateurs mélangeur de gaz combustible.

Le compresseur de gaz combustible comprime les gaz depuis une pression inférieure à la pression atmosphérique jusqu'à environ 5.5 bars, la partie principale de ce gaz est envoyée pour la réfrigération dans le système de déshydratation avant de rejoindre le reste du gaz dans le circuit de gaz combustible. [4]

I.5.3 Zone stockage et chargement :

I.5.3.1 Stockage :

Cette zone se situe au bord de la mer facilitant le chargement des méthaniers. Le GNL produit par les six trains est pompé depuis le ballon déazoteur aux réservoirs de stockage de GNL au nombre de trois bacs de doubles parois métalliques avec une capacité de 100.000m³ chacun à 1,03 bar (-162°C). [6]

I.5.3.2 Chargement :

Le chargement du GNL se fait à partir de deux quais et cela par refoulement à travers un collecteur commun jusqu'aux quatre bras de chargement installés sur le quai et sont articulés pour permettre le raccordement aux du navire avec une certaine liberté de mouvement .Un cinquième bras est destiné à la collecte des vapeurs du méthanier lors de la mise en froid et du chargement , ces vapeurs sont acheminées soit vers la torche du terminal , soit vers le système du gaz combustible .[6]



Figure I.7 : Bacs de stockage de gaz naturel liquéfié. [7]

Tableau I.3 : Condition de stockage du GNL

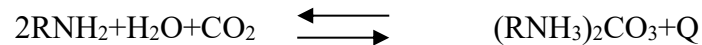
Masse molaire	18.2 g/mol
Pression	1.03 bar absolus
Température	-162°C

I.6 SECTION DE DECARBONATATION :

L'unité de décarbonatation est l'une des unités de traitement du gaz naturel conçue pour l'élimination d'une grande partie du gaz carbonique (CO₂) contenue dans le gaz d'alimentation et dont la concentration doit être réduite à 90 ppm pour éviter la conception de glace carbonique dans les sections froides de l'installation (bouchage des tubes des échangeurs cryogénique). [8]

I.7 FONCTIONNEMENT DE LA SECTION DE DECARBONATATION :

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 éthanol amine (MEA) de formule chimique C₂H₅ON6H₂ cette élimination s'effectue selon la réaction réversible suivante :



A une température ambiante et une pression de 40 bars, la solution de la MEA et le CO₂ forment un mélange correspondant au second membre de la réaction. Tandis qu'à chaud et sous une basse pression au premier membre de réaction.

Une solution aqueuse de (MEA) agit comme un agent d'absorption dans le système de décarbonatation pour la concentration du gaz carbonique dans le gaz est inférieur ou égale à 90 ppm. [9]

I.7.1 Principe de fonctionnement :

Le gaz naturel passe d'abord dans la section d'épuration située en bas de la colonne d'adsorption afin d'éliminer les hydrocarbures comme les huiles lourdes qui sont dirigées vers le système de rejet des hydrocarbures liquides (installations auxiliaires) pour entrer par le bas de la colonne sous une pression de 41,7 bars et une température de 38°C.

Dans la colonne à 27 plateaux, le gaz naturel circule vers le haut à contre-courant avec la solution de MEA pour être débarrassé le CO₂ puis dirigé vers la section de déshydratation, la solution de MEA pénètre en haut de l'absorbeur pauvre en CO₂ au fur à mesure qu'elle descend pour quitter la colonne sous une forme de MEA riche.

HHJKLM%

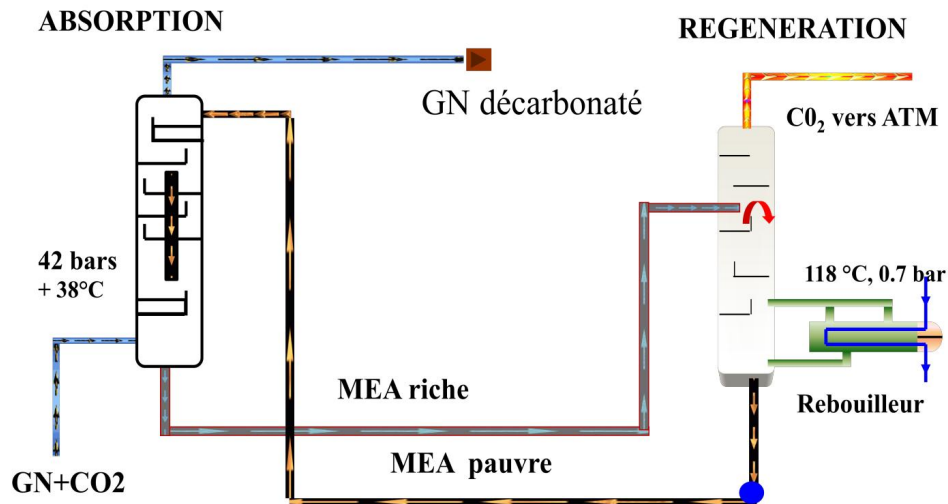


Figure I.8 : Section de décarbonatation.

I.8 SYSTEME DE REGENERATION MEA :

La solution de MEA riche, après être passée dans le ballon séparateur des hydrocarbures est tout d'abord chauffée à 102°C par un échangeurs thermique avec la solution de MEA pauvre régénérée et en suite introduite en tête de la tour de régénération fonctionnant à 110°C et à 1bars, la solution de MEA riche en CO₂ descend dans la colonne pour y être épurée par les gaz ascendants provenant de l'évaporation des produits de fond, la solution de MEA au fond de la colonne s'appauvrit en CO₂ et renvoyé à l'absorbeur, après avoir réchauffé la solution de MEA riche et être refroidie à 38°C, Les gaz incondensables essentiellement le CO₂ sont évacués à l'atmosphère. [10]

I.9 CONCLUSION :

Ce chapitre nous a permis de comprendre l'organisation du complexe GL1/Z, nous avons vu l'importance de la décarbonatation dans le procédé.

Cela nous aide à comprendre le problème étudié dans le chapitre suivant.

CHAPITRE II :

**Échangeurs de chaleur
et aéro-réfrigération – Cas de l'E.504**

II.1 INTRODUCTION :

Ce chapitre présente les échangeurs de chaleurs et le transfert thermique, en mettant l'accent sur l'échangeur E.504 dans la section de décarbonatation. Il introduit également les aéro-réfrigérants comme solution alternative de refroidissement.

II.2 DEFINITION DES ECHANGEURS :

Un échangeur de chaleur est un dispositif permettant de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre, sans les mélanger .le flux thermique travers la surface d'échange qui sépare les fluides .La plupart du temps , on utilise cette méthode pour refroidir ou réchauffer un liquide ou un gaz qu'il est impossible ou difficile de refroidir ou chauffer directement .[11]

II.3 TYPES CLASSIQUE DES ECHANGEURS DE CHALEUR :

Pour résoudre des problèmes d'échanges thermiques, l'utilisateur se trouve devant une grande variété de produite, dont les principales catégories sont :

1. Les échangeurs à plaques.
2. Les échangeurs tubulaires.

II.3.1 ECHANGEURS TUBULAIRES :

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

a) échangeur monotube (figure II.1.a) : dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentin.

b) échangeur coaxial (figure II.1.b) : dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés, en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur.

c) échangeurs multitubulaires : existant sous quatre formes

1. Echangeur à tubes séparés
2. Echangeur à tubes rapprochés
3. Echangeurs à tubes ailettes
4. Echangeurs à calandre

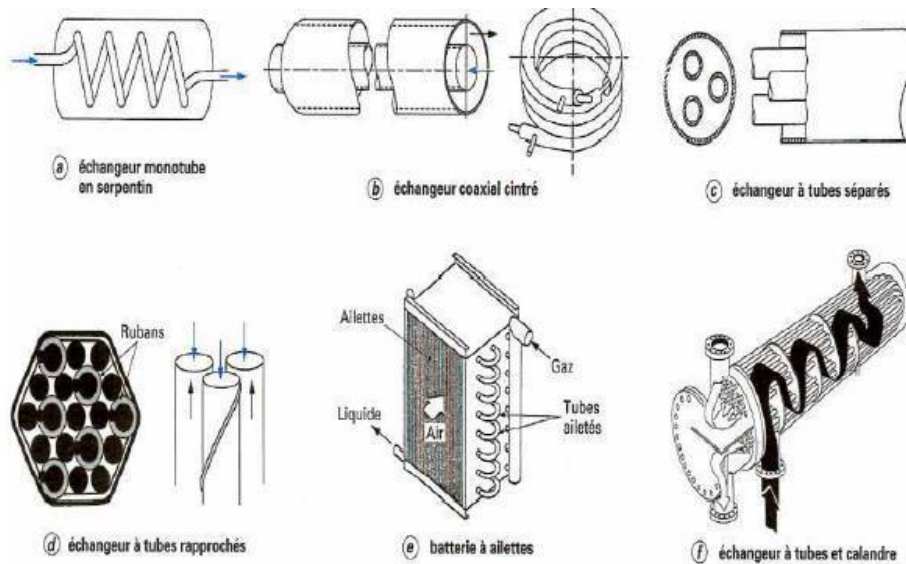


Figure II.1: Les différents types des échangeurs tubulaires

II.3.2 LES ECHANGEURS A PLAQUE :

Ils sont constitués par un empilement de plaque garnies de joints d'étanchéité à leur périphérie, les fluides s'écoulent entre ces plaques dans des canaux plats ou la circulation peut être soit diagonale ou latérale. Il y a alternance du fluide froid et du fluide chaud d'un canal au suivant, globalement, la distribution des fluides entre les canaux se fait en U en Z ou un schéma multi-passes. Ils sont surtout recommandés lorsqu'il s'agit de transférer de la chaleur entre deux liquides, d'une part parce que la surface d'échange est importante par rapport au volume de l'appareil et d'autre part parce que les fluides se trouvent en turbulence au cours de la traversée de l'appareil.

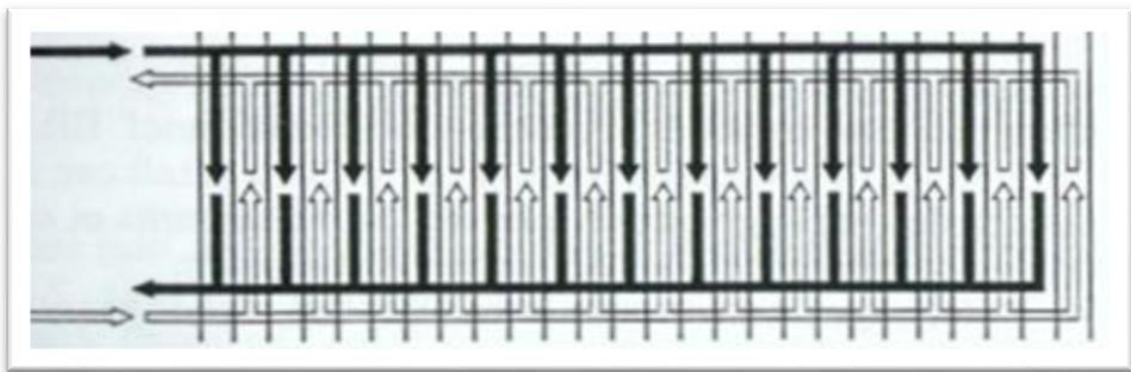


Figure II.2: Distribution en U mono passe dans un échangeur à plaque

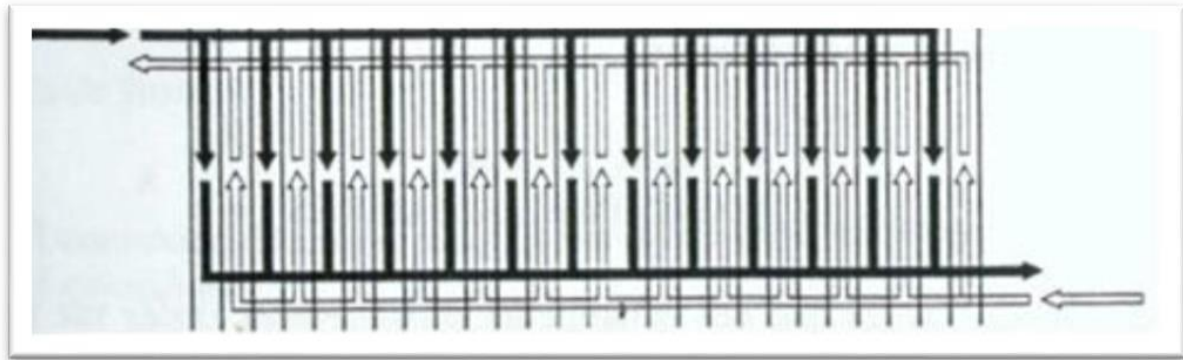


Figure II.3 : Distribution en Z mono passe dans un échangeur à plaque

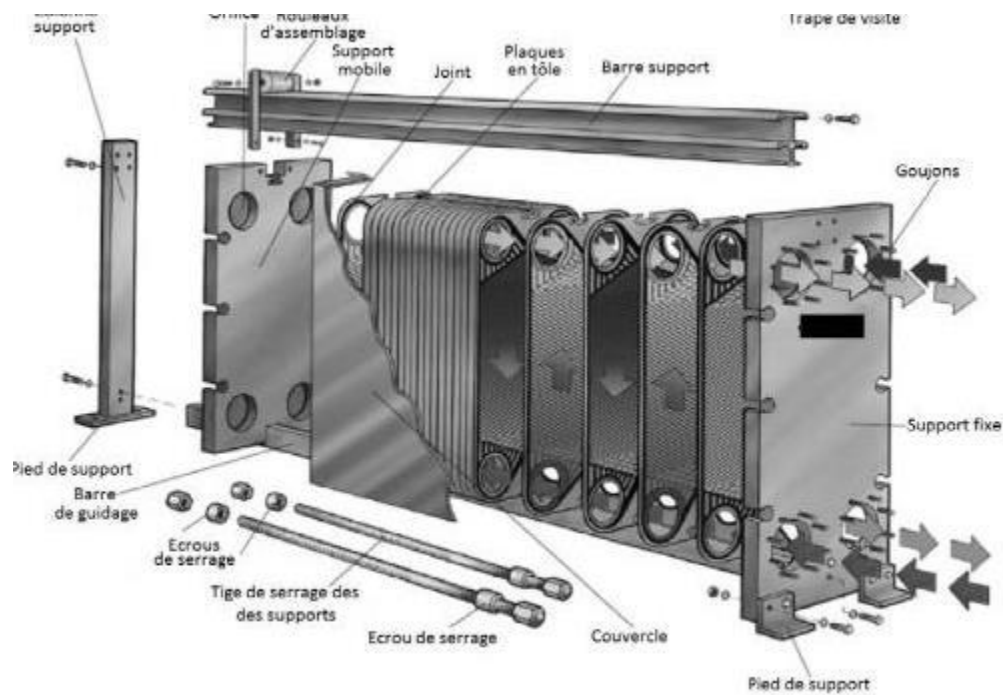


Figure II.4: Les échangeurs à plaques

II.4 CLASSIFICATION DES ECHANGEURS :

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs énumérons les principaux.

II.4.1 TYPE DE CONTACT :

- Echangeurs à contact direct : Le type le plus simple comprend un récipient ou une canalisation dans laquelle les deux fluides sont directement mélangés et atteignent la même température finale.
- Echangeurs à contact indirect : les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi

II.4.2 CLASSEMENT SUIVANT LES TYPES D'ECHANGE :**II.4.2.1 Echangeur sans changement de phase :**

Les échangeurs de chaleur sans changement de phase correspondent aux échangeurs dans lesquels l'un des fluides se refroidit pour réchauffer le deuxième fluide sans qu'il y ait changement de phase, les températures des fluides sont donc variables, tout le long de l'échangeur.

II.4.2.2 Echangeurs avec changement de phase : [13]

Les échanges avec changement de phase sont caractérisés par trois cas différents :

- L'un des fluides se condense alors que l'autre se vaporise : ces échangeurs sont rencontrés dans les machines frigorifiques.
- Le fluide secondaire se vaporise en recevant de la chaleur du fluide primaire, lequel ne subit pas de changement d'état. Ils sont appelés évaporateurs.
- Le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas transformation d'état.

II.4.3 CLASSEMENT SUIVANT LA DISPOSITION DES ECOULEMENT : [14]

Dans les échangeurs à fluide séparés, les modes de circulation des fluides peuvent se ranger en deux catégories :

- Même sens (Co-courants).
- Sens contraire (contre-courant).
- Ou bien les vecteurs vitesses sont perpendiculaire l'un à l'autre, il s'agit cette fois de (courant-croisés).

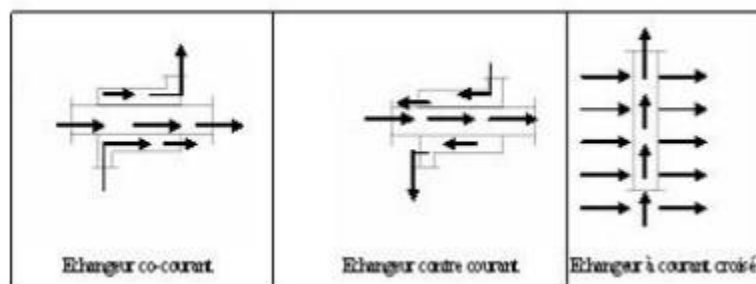


Figure II.5 : Différents modes de circulation des fluides [14]

II.5 DESCRIPTION ET ROLE DE L'ECHANGEUR E504 :

La solution de la MEA pauvre, débarrassée de CO₂, quitte le puisard du régénérateur de MEA F501 à une température de 116°C et une pression de 1,7 bars puis passe par la calandre de deux échangeurs de solution de MEA, E503 A et B où sa température diminue jusqu'à environ 71°C par échange de chaleur avec la solution riche venant de l'absorbeur F502.

La solution pauvre passe de l'échangeur E503 à l'aspiration de la pompe J503 ou 504, cette pompe refoule la température de la solution est réglée au moyen d'eau de mer comme agent de refroidissement à l'environ de 40°C, l'échangeur E504 est un échangeur thermique tubulaire (faisceaux calandre) qui est placé horizontalement, l'eau de mer passant côté tubes et la solution de MEA pauvre passant côté calandre. [15]

Le E.504 est un échangeur tubulaire (faisceaux calandres) placés horizontalement, la solution MEA pauvre à 15% passant côté calandre et l'eau de mer passant côté tubes, leurs caractéristiques sont comme suit :

Les tubes :

- Nuance : 70 10 cunits
- Nombre de tube 410 tubes.
- Diamètre extérieur 3/4 in BWG2.
- Nombre de passe 02.

La calandre :

- Diamètre extérieur 76 in.
- Couvercle de la calandre avec tête flottante
- Nombre de passe 01.

II.6 DEFINITION ECHANGEURS E504 :

C'est un échangeur de chaleur assure le refroidissement de la MEA pauvre de 72°C à 38°C par l'eau de mer à une température ambiante et une pression de 2,7 bars. [16]

La figure II.6 représente l'échangeur de chaleur E.504.



Figure II.6 : Echangeur E504 de la section de décarbonatation.

Tableau II.1 : Paramètres de service de l'échangeur E.504 (design).

	MEA (Coté calandre)	EDM (Coté tube)
Température entrée °C	72.2	23.9
Température sortie °C	37.8	36.7
Débit (Kg.h)	54965	149688

La perte de charge à travers les tubes de l'échangeur est de 0.689bar

II.7 CAUSES DE MAUVAIS DE TRANSFERT DE CHALEUR DU REFROIDISSEUR E.504 :

Le mauvais de transfert de chaleur du refroidisseur E.504 du aux causes suivantes :

1. Débit d'eau de mer insuffisant de refroidissement.
2. Encrassement de la boîte de distribution de l'eau de mer.
3. Encrassement la paroi interne.
4. Dégradation de la surface externe des tubes.

II.8 HISTORIQUE DE L'ECHANGEUR E.504 :

Tableau II.2 : Historique de l'échangeur E.504 de 2014 jusqu'à 2024 :

Date	Problème
02/02/2014	Bonnat-pipe potentiellement colmaté.
05/03/2015	Colmatage du faisceau et de la ligne de sortie d'eau de mer. Fuite de l'eau percement de la tête flottante.
18/10/2016	Encrassement interne et externe du faisceau tubulaire.
12/01/2017	Corrosion généralisée des boîtes et corrosion avancée sur le coude de la tubulure de sortie calandre.
28/10/2018	Corrosion des plaques d'assise. Dépôts de sel (MEA+EDM) dans la boîte EDM et la ligne de sortie, causant rétrécissement du Bonnat-pipe.
31/01/2019	Bonnat-pipes fissurée et endommagés jusqu'au métal. Plaque signalétique inexistante. Couvercle de la boîte EDM manquant.
02/08/2020	Faisceau fortement colmaté avec de nombreux tubes bouchés et encrassés par de la boue.
28/06/2021	Boîte de distribution et couvercle détériorés avec corrosion superficielle. Plusieurs tubes colmatés par amalgame durci et dépôts calcaires. anodes sacrificielles partiellement consommées 40%.

22/11/2022	Détérioration de la boîte et de ses revêtements entraînant le colmatage partiel des tubes par tartre et boue. Le grillage obstrué par des déchets marins la tête flottante partiellement couverte et les anodes partiellement consommés 50%.
01/08/2023	Fuite d'EDM due à la dégradation de la manchette métallique de la ligne 8.
22/05/2024	Ligne enterrée de sortie EDM potentiellement endommagée.

II.9 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. [17]

L'encrassement est défini comme l'accumulation d'éléments solides indésirables sur une interface d'échange .L'encrassement des équipement 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 constitue de cristaux , de sédiments , de résidus biologiques , des produits d'une réaction chimique ou bien encore être la combinaison de plusieurs des 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'opération industrielles .Dans le cas échangeurs , la présence d 'un fort gradient thermique près de la surface peut perturber les mécanismes d'encrassement.[18]

II.10 DIFFERTENTS TYPES D'ENCRASSEMENT :

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

1. Encrassement particulière
2. Entartrage
3. Corrosion
4. Encrassement biologique
5. Encrassement par réaction chimique
6. Encrassement par solidification [18]

II.10.1 Encrassement particulière :

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. [19]

II.10.2 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 géothermique .Il existe différentes méthodes de prévention de l'entartrage.[19]

II.10.3 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. [19]

II.10.4 Encrassement biologique :

Il est dû au développement de micro-organismes qui créent un film au contact de la surface d'échange , il peut même à l'échelle macroscopique , être caractérisé par le développement de coquillage les actions de prévention consistent soit à déduire micro-organismes , soit à empêcher leur développement les traitement correspondants utilisent des biocides et il est essentiel de maintenir la concentration du produit pendant le temps de réaction .Le biocides 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 général un compromis entre les problèmes de toxicité , de pollution , de cout et de maintenance .La tendance à l'encrassement biologique est naturel puisque les bactérie sont omniprésentes dans l'eau , en outre , les condition physico-chimique rencontrées dans les échangeurs sont le plus souvent favorables à son développement .[19]

II.10.5 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 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. [19]

II.10.6 Encrassement par solidification :

Il s'agit de la solidification d'un liquide par contact d'une surface d'échange sous-refroidie ou du dépôt d'un constituant à haut température de fusion d'un liquide au contact d'une surface de transfert de chaleur froid. Une vapeur peut également se déposer une forme solide sans passer par l'état liquide (formation du givre).[19]

II.11 FACTEURS INFLUENCANT L'ENCRASSEMENT :

II.11.1 Vitesse de l'écoulement :

L'augmentation de la vitesse d'écoulement entraîne une augmentation de la contrainte pariétale et des remous turbulents ce qui diminue le dépôt.

II.11.2 Température du fluide :

La vitesse d'encrassement décroît lorsque la température croît [20]. Dans le cas des incinérations d'ordures ménagères, DURAND cité dans [21] a montré que l'épaisseur du dépôt augmente d'autant plus vite que la température de foyer est élevée.

II.11.3 Température locale de la surface d'échange :

Lorsque le point de rosée est atteint, la condensation acide accélère la corrosion des surfaces.

II.11.4 Etat de surface :

Les ondulations des plaques et la rugosité des surfaces des échangeurs à plaque génèrent une turbulence qui a pour but de maintenir en suspension les particules solides. L'amélioration de la surface d'échange est quelquefois rendue possible par un revêtement anti-adhérent, le polytétrafluoréthylène dont l'inconvénient majeur est l'augmentation de la résistance thermique et de la porosité des plaques.

II.11.5 Géométrie de la surface d'échange :

Les échangeurs à tubes qui nonces s'encrassent beaucoup plus vite que la disposition en ligne [22]. D'une manière générale, l'encrassement est fortement dépendant du diamètre hydraulique des passages. Dans le cas des batteries à ailettes d'automobile, COWELL et CROSS [20] ont montré que l'encrassement avait un effet négligeable sur l'atténuation de la conductance de transfert coté air, mais un effet important sur la perte de charge .le dépôt dans ce cas est limité à la face avant du radiateur.

II.11.6 Matériaux :

Pour réduire la corrosion des surfaces d'échange, on est amené à utiliser parfois des matériaux moins bons conducteurs de la chaleur que l'acier, le cuivre ou l'aluminium mais particulièrement évitent pratiquement l'encrassement de la surface

Les matériaux les plus couramment utilisés sont :

- le verre
- le graphite
- le tantane
- le titane

II.12 SOLUTION TECHNIQUES DE LUTTE CONTRE L'ENCRASSEMENT :

II.12.1 Surdimensionnement :

Le projeteur étant incapable de prédire avec précision la résistance thermique d'encrassement, il se fie à l'expérience des utilisateurs et à des tables dont les plus connues sont les tables (TEMA). Ces tables présentent très peu d'information sur le type d'évolution, les conditions de fonctionnement et ne se rapportent qu'aux échangeurs à tubes.

II.12.2 Prévention de l'encrassement :

Il existe des procédés mécanique, chimique, thermiques, électrique et magnétique de prévention pendant la phase de fonctionnement.

II.12.2.1 Procédés mécaniques :

Il existe des méthodes en continu et en échangeur démonté pour le nettoyage en continu, les procédés utilisés sont ceux à billes, à brosses, à racleurs et à ressorte. Afin d'assurer une répartition la plus uniforme possible, les boucles ont une densité très voisine de celle du fluide. Il existe d'autres procédés de nettoyage : à molettes, à mèches par exemple.

II.12.2.2 Autres procédés :

Les procédés chimiques consistent à utiliser des solutions détergentes qui mettent en jeu des réactions de dissolution, d'hydrolyse ou de mise en suspension des dépôts.

Les procédés thermiques consistent à créer des chocs thermiques qui fragilisent le dépôt. Les procédés électrique, magnétiques, par ultrasons et par soufflage acoustiques sont aussi utilisés.

II.13 PROBLEMATIQUE :

Au niveau de l'échangeur E.504, utilisé pour le refroidissement de la solution de MEA pauvre, plusieurs anomalies ont été constatées au cours de l'exploitation. L'utilisation de l'eau de mer comme fluide de refroidissement a engendré des phénomènes d'encrassement et de corrosion, ce qui a progressivement réduit l'efficacité thermique de l'équipement.

En conséquence, le processus de refroidissement devient insuffisant, entraînant une augmentation de la température de la solution en sortie ainsi que des perturbations dans le fonctionnement global de l'unité. Ces dysfonctionnements provoquent également des arrêts répétitifs pour maintenance, no impactant directement la production.

Ce phénomène est accentué par plusieurs paramètres, notamment :

- La différence de température entre l'eau de mer et la surface interne des tubes
- Les propriétés de l'eau de mer, caractérisées par une forte minéralisation et un pouvoir corrosif élevé

Dans le tableau II.3 sont affichés les paramètres de service réels de l'échangeur E.504

Tableau II.3 : Paramètres de service de l'échangeur E.504 (réels)

	MEA (Coté calandre)	EDM (Coté tube)
Température entrée °C	56	16
Température sortie °C	36	38
Débit (Kg.h)	35170	103079.6

II.14 ANALYSE DU PROBLEME :

L'étude détaillée de l'échangeur E.504 révèle que la performance d'échange thermique est fortement dégradée en raison de plusieurs facteurs combinés.

Tout d'abord, le débit d'eau de mer disponible pour le refroidissement est insuffisant, ce qui limite la capacité d'évacuation de la chaleur. A cela s'ajoute l'encrassement au niveau de la boîte de distribution ainsi que les parois internes des tubes, réduisant la surface d'échange effective.

En parallèle, la corrosion entraîne une détérioration progressive des matériaux, affectant particulièrement la surface externe des tubes et aggravant la perte de performance thermique.

Face à cette situation, l'utilisation continue de l'eau de mer devient peu fiable et difficile à maîtriser, notamment pour assurer un refroidissement efficace de grandes quantités de solution.

Ainsi, il apparaît nécessaire d'envisager une solution alternative plus performante, telle que L'intégration d'un système de refroidissement par aéro-refroidisseur, afin d'améliorer la stabilité et la fiabilité du procédé.

II.15 GENERALITES SUR LES AEROREFRIGERANTS :

Les aéro-réfrigérants utilisent comme fluide réfrigérant l'air froid ambiant qui après aspiration par des ventilateurs, traverse des faisceaux de tubes généralement à ailettes à l'intérieur desquels circule un fluide à refroidir ou à condenser. Les faisceaux peuvent être horizontaux, verticaux ou inclinés, les circulations de l'air du fluide dans les tubes s'effectuant à courants croisés.

Pour la plupart des aéro-réfrigérants d'installations pétrolières les faisceaux sont horizontaux. Ils sont dits à tirage induit lorsque les ventilateurs sont placés au-dessus des faisceaux, ils sont dits à tirage forcé lorsque les ventilateurs sont situés au-dessous des faisceaux.

Les premiers aéro-réfrigérants sont apparus durant les années 40, mais c'est seulement vers les années 60 que la maîtrise technologique a vraiment commencées.

II.16 DIFFERENTS TYPES D'AEROREFRIGERANTS :

Les aéro-réfrigérants ont pour objet de refroidir l'eau d'un circuit. On en distingue deux familles :

- Les aéro-réfrigérants secs.
- Les aéro-réfrigérants humides.

II.16.1 Les réfrigérants :

Ce sont de simples échangeurs de chaleur de type (eau/air), l'eau est maintenue séparée de l'air dans un circuit étanche. Il n'existe aucun contact direct entre l'eau réchauffé. Ces aéro-réfrigérants ne rejettent aucun aérosol aqueux, ce type de refroidisseurs consiste à refroidir l'eau qui circule dans des batteries de tubes par un fluide auxiliaire (l'air) qui circule à l'extérieur des tubes lisses ou à ailettes.

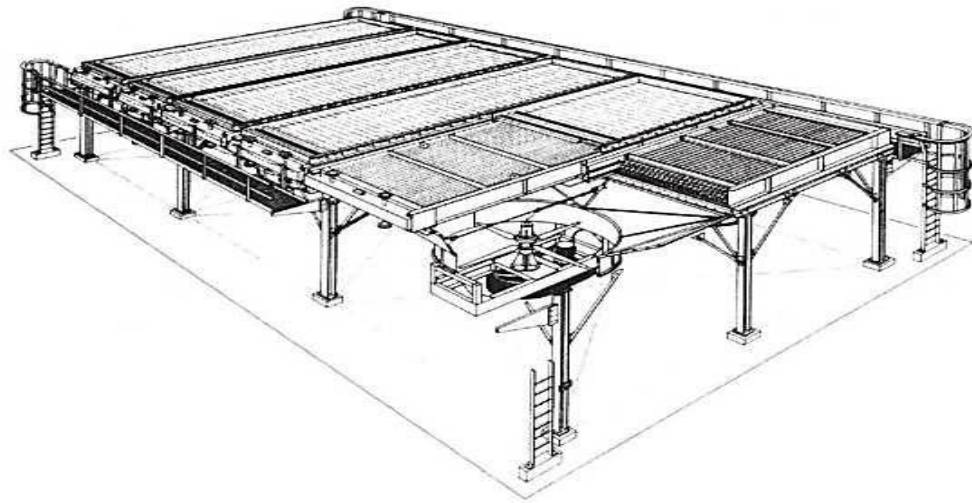


Figure II.7 : Vue d'ensemble d'un aéro-réfrigérant. [23]

II.16.2 Les aéro-réfrigérants humides :

Généralement, l'eau à refroidir circule en contact direct d'un flux d'air et à contre-courant de celui-ci, dans une tour. L'eau est refroidie essentiellement par l'évaporation d'une partie d'elle-même (la chaleur de vaporisation de l'eau est élevée). La proportion d'eau injectée évaporée représente de l'ordre de 1% du flux d'eau.

Les aéro-réfrigérants humides peuvent se présenter sous des formes variées. L'eau peut couler en un film mince le long de parois ou du garnissage (de composition et de formes variées) d'un corps d'échange. Elle peut être à tirage forcé par un ventilateur ou à tirage naturel par (effet cheminée). [24]

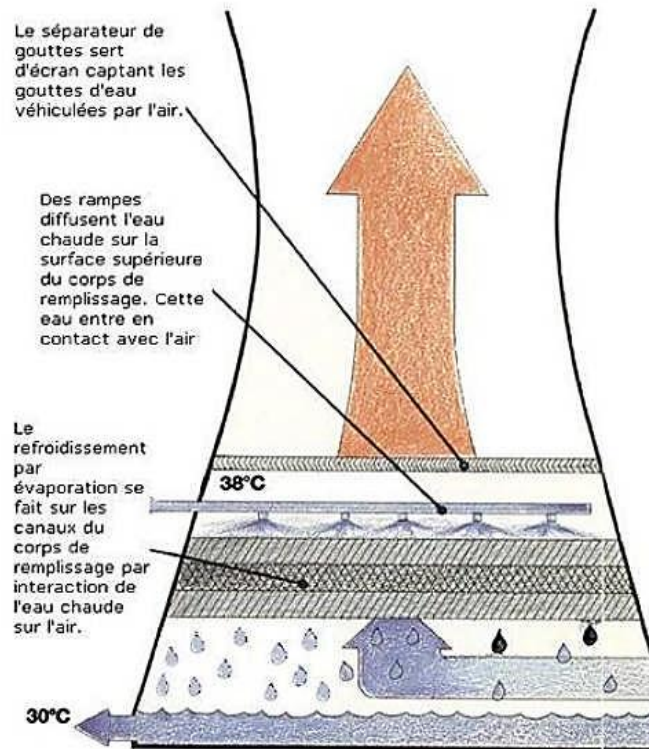


Figure II.8 : Aéro-réfrigérant humide (tour de refroidissement)

II.17 LES AVANTAGES ET LES INCONVENIENTS DES AEROREFRIGERANTS PAR RAPPORT AU REFROIDISSEMENT A L'EAU :

Par rapport au refroidissement à l'eau, les aéro-réfrigérants présentent quelques avantages et inconvénients.

II.17.1 Les avantages des aéro-réfrigérants :

- Disponibilité en quantités illimitées de l'air.
- L'emplacement de l'aéro-réfrigérant n'est pas conditionné par la proximité d'une source d'eau.
- De faibles frais d'entretien (20 à 30%) par rapport au refroidissement à l'eau.
- Disponibilité de l'air le long de l'année.
- Localisation d'éventuelles fuites.

II.17.2 Les inconvénients des aéro-réfrigérants :

- Air mauvais convecteur d'où nécessité des ailettes.
- Limitation des basses températures en raison de la faible capacité calorifique.
- Changements des performances des aéro-réfrigérants à cause des variations saisonnières et journalières de la température de l'air.

- Encombrements des aéroréfrigérants.
- Génération de bruits gênants.

II.18 CONCLUSION :

Ce chapitre a montré l'importance de l'échangeur E.504 et l'impact des problèmes d'encrassement sur ses performances. L'utilisation des aéro-réfrigérants apparaît comme une solution efficace pour améliorer le refroidissement et réduire ces problèmes.

Partie II :

Approche Pratique

CHAPITRE III :

Dimensionnement de

L'aéroréfrigérant

III.1 INTRODUCTION :

Le dimensionnement d'un aéro-réfrigérant consiste à calculer la quantité de chaleur que le fluide chaud doit libérer. Cette libération de chaleur permet d'atteindre la température de sortie requise et garantit le bon fonctionnement de la turbine.

Les calculs déterminent la puissance thermique échangée, optimisent la surface d'échange et minimisent les pertes de charge. Cette démarche réduit les coûts d'investissement et les frais d'exploitation.

Le choix d'un échangeur thermique et le dimensionnement d'un échangeur thermique ne reposent pas uniquement sur la puissance thermique. Le choix d'un échangeur thermique et le dimensionnement d'un échangeur thermique intègrent aussi de nombreux paramètres liés à l'utilisation de l'échangeur thermique notamment :

- Les pertes de pression
- L'encrassement
- L'encombrement
- La température de parois à ne pas dépasser
- La masse volumique des gaz
- Les matériaux utilisés

III.2 DIMENSIONNEMENT DE L'AERO-REFRIGERANT :

Le dimensionnement d'un échangeur thermique se réalise selon deux approches principales :

Approche de dimensionnement : consiste à déterminer la surface d'échange nécessaire. La surface d'échange nécessaire se calcule en fonction des températures d'entrée et de sortie, de la nature des fluides de leurs débits.

Approche de performance : dans ce cas, la surface d'échange et les températures d'entrée des fluides sont connues. Le calcul des températures de sortie et des débits correspondants utilise la surface d'échange et les températures d'entrée des fluides.

L'étude a pour objectif de concevoir un aéro-réfrigérant pour refroidir la solution d'amine MEA qui a capté le dioxyde de carbone du gaz naturel dans l'unité de décarbonatation. Le fluide de refroidissement est l'air qui circule dans l'échangeur.

Le dimensionnement a besoin de trois calculs. Le premier calcul porte sur la température de sortie de l'air. Le deuxième calcul porte sur la différence de température logarithmique moyenne (ΔT_{LM}). Le troisième calcul porte sur le nombre total de tubes dans l'échangeur. Chaque calcul indispensable. L'aéro-réfrigérant étudié est de type sec à tirage forcé. Le fluide

à refroidir circule dans des tubes munis d'ailettes. L'air, poussé par des ventilateurs, traverse l'échangeur pour refroidir le fluide.

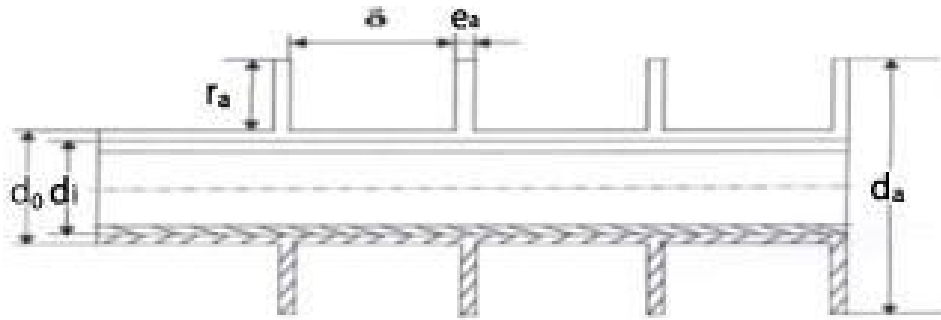


Figure III.1 : Tube ailette

Tableau III.1 : Caractéristique des deux fluides

	Fluide chaud (MEA)	Fluide froid (Air)
Débit (kg/h)	48000	
Flux de chaleur échangé (kcal /h)	1,300646272 .10 ⁶	
Température d'entrée (°C)	72,2	30
Température de sortie (°C)	37,8	
Pression de calcul (bars)	10	---
Pertes de charge admissible (bars)	0,5	---
Masse volumique à l'entrée (kg/m ³)	981,4	---
Masse volumique à la sortie (kg/m ³)	998	---
Viscosité dynamique à l'entrée (cP)	0,4505	0,0186
Viscosité dynamique à la sortie (cP)	0,8929	---
Conductivité thermique à l'entrée (Kcal/h m°C)	0,5955	0,022966
Conductivité thermique à la sortie (Kcal/h m°C)	0,5640	---
Chaleur massique (J/Kg °C)	4199	1005
Température minimale (°C)	---	-1
Altitude (m)	---	0

Tableau III.2 : Caractéristique du tube ailette

	Tube	Ailette
Norme	BWG14	
Matériau	Acier	Aluminium
Conductivité thermique (kcal/h m ² °C)	43,172	
Type	G intégrée	
Nombre/m	---	433
Diamètre extérieur (mm)	25,4	57
Diamètre intérieur (mm)	21,2	
Epaisseur (mm)	2,1	0,3556
Espace entre ailettes successives (mm)	19,55	

Deux ventilateurs de diamètre égal 2.44 m sont utilisés dans ce type de ventilateurs à tirage forcé. Le rendement mécanique η_m est de l'ordre de 95% et le rendement du ventilateur η_v est en moyenne égal à 0,65.

III.3 CALCUL THERMIQUE :

Le dimensionnement débute par la détermination du coefficient global de transfert thermique. Cette étape nécessite d'estimer, dans un premier temps les coefficients de convection associés à l'air et à la solution de MEA. Ensuite, la loi de Brigg's Young est appliquée, en se basant sur les valeurs de ces coefficients préalablement calculés.

III.3.1 Estimation du coefficient global d'échange de chaleur :

Dans un premier temps, un rendement d'ailette égal à $\eta_0=1$ est supposé. Le calcul du coefficient global de transfert thermique K_0 met en évidence deux mécanismes principaux : la convection entre le fluide et la paroi, ainsi que la conduction à travers cette dernière. Il tient également compte des résistances thermiques supplémentaire dues à l'encrassement, aussi bien à l'intérieur qu'à l'extérieur du tube.

La relation III.1 donne ce coefficient [].

$$\frac{1}{K_0} = \frac{1}{ha_{AT}} + r_m + \frac{1}{h_{iA_0}} + \left(\frac{e}{\lambda}\right)t + R_{encrT} \quad (\text{III.1})$$

Avec :

h_a : Coefficient de convection de l'air-paroi externe.

h_i : Coefficient de convection de MEA –paroi interne.

r_m : Résistance coté ailette tenant compte de l'efficacité de l'aillette et de la résistance du métal de l'aillette.

A_T : Surface totale du tube avec ailettes.

A_i : Surface totale du tube intérieur $A_i = \pi d_i L$.

A_0 : Surface totale du tube nu $A_0 = \pi d_0 L$

Le tableau III.3 spécifie le nombre d'ailettes linéaire et le rapporte selon surface ailette /surface tube nu

Tableau III.3 : Nombre d'ailettes

Nombre d'ailettes par pouce	7	8	9	10	11
Nombre d'ailettes par mètre	275	315	354	394	433
Rapport surface ailette /surface tube nu		17,1	19,2	21,2	23,2

La résistance totale de l'encrassement (R_{encrT}) au flux de chaleur est déterminée selon la relation III.3, elle prend en compte surtout la résistance de l'encrassement à l'intérieur du tube en négligeant la résistance coté air.

$$R_{encrT} = R_{encri} \cdot \frac{d_0}{d_i} \quad (III.2)$$

$$R_{encrT} = 0,0004 \cdot \frac{25,4}{21,2}$$

$$R_{encrT} = 0,0004792 m^2 h^\circ C / Kcal$$

En utilisant les données du tableau III.1 ainsi que celles du tableau suivant, on détermine l'espacement entre deux ailettes consécutives, la résistance totale due à l'encrassement, ainsi que le coefficient global de transfert de chaleur.

$$\frac{1}{K_0} = \frac{1}{60.23,2} + 0,000151 + \frac{1}{3500 \cdot \frac{21,2}{25,4}} + \left(\frac{2,1 \cdot 10^{-3}}{43,172} \right) + 0,0004792$$

$$\frac{1}{K_0} = 0,001739551503$$

$$K_0 \approx 574,86 (Kcal/h m^2^\circ C)$$

Tableau III.4 : Donnée et résultat du calcul

Données				
r_m ($m^2 h \text{ } ^\circ C / Kcal$)	h_i (MEA) ($Kcal/h m^2 ^\circ C$)	h_a (air) ($Kcal/h m^2 ^\circ C$)	A_T/A_0	R_{encr} ($m^2 h \text{ } ^\circ C / Kcal$)
0,000151	3500	60	23,2	0,0004
Résultats				
K_0 ($Kcal/h m^2 ^\circ C$)		R_{encrT} ($m^2 h \text{ } ^\circ C / Kcal$)		
574,86		0,0004792		

III.3.2 Température de sortie de l'air :

Pour trouver la température de sortie de l'air après l'échange de chaleur avec le fluide chaude MEA, on utilise le diagramme de l'annexe (C) afin de déterminer le nombre de rangées de tubes (n_r), puis on s'en sert pour calculer les différents rapports $\frac{\Delta T_{air}}{\Delta T_{moy}}$ et $\frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1}$

Avec :

T_1 : Température d'entrée du fluide caloporteur (MEA)

T_2 : Température de sortie de MEA

t_1 : Température de l'entrée du fluide réfrigérant (Air)

t_2 : Température de sortie de l'air

Le diagramme donne un nombre de rangées de tubes $n_r=5$ ce qui permet d'obtenir :

$$\frac{\Delta T_{air}}{\Delta T_{moy}} = 1,09$$

$$\frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1} = \frac{72,2 - 37,8}{72,2 - 30}$$

$$\frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1} = 0,81$$

Le diagramme de l'annexe (C) donne un rapport $\frac{\Delta T_{air}}{T_1 - t_1} = 0,4$

Ainsi, l'élévation de température de l'air est :

$$\Delta T_{air} = 0,4 \times (72,2 - 30) = 16,88 \text{ } ^\circ C$$

Ensuite, la différence moyenne de température de l'air est :

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{air}}{1,09} = \frac{16,88}{1,09} = 15,48 \text{ } ^\circ C$$

Pour vérifier le calcul précédent, on, estime la température de sortie de l'air :

$$t_2 = t_1 + \Delta T_{air} = 30 + 16,88 = 46,88 \text{ } ^\circ C$$

La relation (III.3) donne la différence de température logarithmique moyenne ΔT_{lm} . Le tableau III.5 regroupe les différentes températures du système :

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \quad (\text{III.3})$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(72,2 - 46,88) - (37,8 - 30)}{\ln \frac{(72,2 - 46,88)}{(37,8 - 30)}}$$

$$\Delta T_{lm} = 14,88^\circ\text{C}$$

Tableau III.5: Les différentes températures

	MEA	AIR
Température d'entrée (°C)	72,2	30
Température de sortie (°C)	37,8	46,88
Différence de température (°C)	34,4	16,88
$\Delta T_{lm} (^\circ\text{C})$	14,88	

III.3.3 Calcul de surface d'échange :

Pour déterminer la surface d'échange, il faut d'abord effectuer quelques calculs intermédiaires, comme celui de la surface frontale. Les relations suivantes permettent ensuite de calculer cette surface :

- La surface totale S_T du tube nu en première estimations

$$S_T = \frac{\phi}{K_0 \Delta T_{lm} f_c} \quad (\text{III. 4})$$

$$S_T = \frac{1,300646272 \cdot 10^6}{574,86 \cdot 14,88 \cdot 1}$$

$$S_T = 152,05 \text{ m}^2$$

Le facteur de correction f_c est égal à 1 pour un nombre de rangées $nr > 3$

- La surface faciale S_F

$$S_F = 0,9 \times \frac{S_T}{nr} \quad (\text{III. 5})$$

$$S_F = 0,9 \times \frac{152,05}{5}$$

$$S_F = 27,37 \text{ m}^2$$

De la surface faciale on détermine la longueur d'une rangée l :

$$l = S_F / L \quad (\text{III.6})$$

$$l = \frac{27,37}{6,7}$$

$$l = 4,09m$$

- Le nombre de tubes sur une rangée :

Le nombre de tubes n disposés avec un pas sur une rangée est tel que :

$$(n + 0,5) \cdot Pas = l \quad (\text{III.7})$$

$$(n + 0,5) \cdot 60,5 \cdot 10^{-3} = 4,09$$

$$n = \frac{4,09 - (0,5 \cdot 0,0605)}{0,0605}$$

$$n = 67 \text{ tubes}$$

Avec n_T , le nombre total des tubes tel que

$$n_T = n \cdot n_r \quad (\text{III.8})$$

$$n_T = 67 \cdot 5$$

$$n_T = 335 \text{ tubes}$$

- Le nombre d'échange installée S_{ins}

$$S_{ins} = A_0 \cdot n_T = \pi d_0 L \cdot n_T (\text{III.9})$$

$$S_{ins} = \pi (25,4 \cdot 10^{-3}) \cdot 6,7 \cdot 335$$

$$S_{ins} = 179,01 m^2$$

Les calculs sont regroupés dans le tableau III.6 suivant :

Tableau III.6 : Calculs de la surface d'échange

Données							
Φ (Kcal/ h)	K_0 (Kcal/h $m^2 \cdot ^\circ C$)	ΔT_{lm} ($^\circ C$)	fc	n_r	Pas (mm)	d_0 (mm)	L (m)
1300646,272	574,86	14,88	1	5	60,5	25,4	6,7
Résultats							
$S_T (m^2)$	152,05						
$S_F (m^2)$	27,37						
l	4,09						
n	67						
n_T	335						
$S_{ins} (m^2)$	179,01						

III.3.4 Calcul du coefficient de convection de l'air-paroi externe :

Le coefficient de convection de l'air est déterminé selon la loi de Brigg's et Young suivant :

$$h_a = \frac{0,134\lambda_a}{d_e} \left(\left(\frac{d_r Gmax}{\mu_a} \right)^{0,681} \left(\frac{C_a \mu_a}{\lambda_a} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\delta}{r_a} \right)^{0,2} \left(\frac{\delta}{e_a} \right)^{0,1134} \right) \quad (\text{III. 10})$$

- Le débit d'air

L'échange de chaleur entre MEA et l'air met en jeu un flux de chaleur Φ tel que :

$$m_a = \frac{\Phi}{C_a(t_2 - t_1)} \quad (\text{III. 11})$$

$$m_a = \frac{1300646,272}{0,24 \cdot 16,88}$$

$$m_a = 321052,101 \text{ kg/h}$$

Avec C_a : la chaleur massique de l'air

- La vitesse massique

Le calcul du débit d'air et celui de la surface faciale conduisent à détermination de la vitesse massique par la relation suivante :

$$Gmax = \frac{m_a}{S_F} \quad (\text{III. 12})$$

$$Gmax = \frac{321052,101}{27,37 \cdot 3600}$$

$$Gmax = 3,26 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

Donc :

$$h_a = \frac{0,134 \cdot 0,0239}{25,4 \cdot 10^{-3}} \left(\left(\frac{25,4 \cdot 10^{-3} \cdot 3,26}{1,91 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,681} \left(\frac{1005 \cdot 1,91 \cdot 10^{-5}}{0,0239} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{19,55 \cdot 10^{-3}}{15,9 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,2} \left(\frac{19,55 \cdot 10^{-3}}{0,3556 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,1134} \right)$$

$$h_a = 57,66 \text{ kcal/h m}^2\text{°C}$$

Les résultats sont regroupés dans le tableau III.7

Tableau III.7 : Le coefficient de convection air-paroi externe

Données		Résultats	
Φ (Kcal/ h)	1300646,727	m_a (kg /h)	321052,101
C_a (Kcal/h Kg °C)	0,24		
t_1 (°C)	30		
t_2 (°C)	46,88		
S_F (m ²)	27,37	G_{max} (Kg/m ² s)	3,26
d_e (mm)	25,4		
μ_a (cP)	$1,91 \cdot 10^{-5}$		
λ_a (Kcal/h m ² °C)	0,0239	h_a (kcal/h m ² °C)	57,66
δ (mm)	19,55		
r_a (mm)	15,9		
e_a (mm)	0,3556		

III.3.5 Calcul du coefficient de convection de MEA-paroi interne :

Pour déterminer le coefficient de convection de MEA-paroi interne plusieurs calculs doivent être effectués, entre autres calcul du nombre de Nusselt

- La température moyenne

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (\text{III.13})$$

$$T_m = \frac{72,2 + 37,8}{2}$$

$$T_m = 55^\circ\text{C}$$

- La section de passage droite

$$S_p = \frac{n_T \cdot \pi \cdot d_i^2}{4 \cdot n_r} \quad (\text{III.14})$$

$$S_p = \frac{335 \cdot \pi \cdot 0,0212^2}{5 \cdot 4}$$

$$S_p = 0,0236 \text{ m}^2$$

- La vitesse du fluide chaud (solution de MEA)

$$V_i = \frac{ma}{\rho \cdot S_p} \quad (\text{III.15})$$

$$V_i = \frac{48000/3600}{981,4 \cdot 0,0236}$$

$$V_i = 0,576 \text{ m/s}$$

- Le nombre de Reynolds

$$Re = \frac{\rho \cdot V_i \cdot d_i}{\mu} \quad (\text{III. 16})$$

$$Re = \frac{981,4 \cdot 0,576 \cdot 21,2}{0,4505}$$

$$Re = 26601,71$$

- Le nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{\mu \cdot C}{\lambda} \quad (\text{III. 17})$$

$$Pr = 2,7384$$

Avec λ : La conductivité de la solution de MEA à la température 73°C

μ : La viscosité de la solution à la température 73°C

C : La chaleur massique à la température 73°C

- Le nombre de Nusselt

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{1/3} \quad (\text{III.18})$$

$$Nu = 0,023 \cdot 26601,71^{0,8} \cdot 2,7384^{1/3}$$

$$Nu = 111,555$$

$$Nu = \frac{h_i \cdot d_i}{\lambda} \quad (\text{III.19})$$

Et enfin le coefficient de convection de MEA-paroi interne :

$$h_i = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_i} \quad (\text{III.20})$$

$$h_i = \frac{111,555 \cdot 0,5955}{21,2 \cdot 10^{-3}}$$

$$h_i = 3133,538 \frac{\text{Kcal}}{\text{h.m.}^\circ\text{C}}$$

Le tableau III.8 regroupe l'ensemble des calculs pour la détermination du coefficient de convection de MEA-paroi interne.

Le tableau III.8 : Le coefficient de convection MEA-paroi interne

Données		Résultats	
T_1 (°C)	72.2	T_m (°C)	55
T_2 (°C)	37.8	S_P (m ²)	0.0236
m_{MEA} (kg /h)	48000	V_i (m/s)	0.567
C (KJ/kg.°C)	4.122	Re	26601,71
d_i (mm)	21.2	Pr	2.7384
n_r	5	Nu	111,555
n_T	335		

ρ (kg/m ³)	981.4		
μ (cP)	0.4555	h_i (kcal/h m °C)	3133,538
λ (w/m .°K)	0.5955		

III.3.6 Le coefficient global d'échange thermique :

Les calculs précédents de coefficients de convection interne et externe permettent de déterminer une nouvelle valeur du coefficient global d'échange thermique par application de la relation (III.1) et la comparer à la valeur calculée par estimation des coefficients de convection.

Les résultats du calcul sont résumés dans le tableau III.9

Tableau III.9 : Le coefficient global d'échange thermique

Données				
r_m (m ² h °C/kcal)	h_i (MEA) (kcal/h m ² °C)	h_a (air) (kcal/h m ² °C)	A_T/A_0	R_{encr} (m ² h °C/kcal)
0,000151	3133,538	57,66	23,2	0,0004
Résultats				
K_0 (kcal/h m ² °C)			552,87	

Les valeurs trouvées du coefficient global K_0 sont proches l'une de l'autre (voir tableau III.4 et III.9)

III.4 LES PERTES DE CHARGES :

La poursuite du dimensionnement implique l'évaluation des pertes de charge à l'intérieur des tubes ainsi qu'au niveau des faisceaux. Ces pertes de charge traduisent la dissipation de l'énergie mécanique du fluide en écoulement, principalement due aux effets de frottement.

III.4.1 Pertes de charges de tubes :

Pour calculer les pertes de charges à l'intérieur d'un tube (ΔP_i) on utilise la loi de Darcy suivante :

$$\Delta P_i = n_p \cdot \rho \cdot V i^2 \cdot \left(f \cdot \frac{L}{d_i} + 2 \right) \quad (\text{III.21})$$

$$\Delta P_i = 5 \cdot 981,4 \cdot (0,567)^2 \left(0,024 \cdot \frac{6,7}{21,2 \times 10^{-3}} + 2 \right) = 15120,64 \text{ Pa}$$

Le facteur de friction f est obtenu à partir du diagramme de Moody (voir Annexe E), en fonction du nombre de Reynolds (Re) et de la rugosité du tube (ε), qui dépend de la nature du matériau. La rugosité relative est définie par le rapport ε/d_i

Les résultats sont regroupés dans le tableau III.10

Tableau III.10 : Pertes de charge internes

Données		Résultats	
n_p	5	ε/d_i	0,0021
ρ (kg/m ³)	981,4		
d_i (mm)	21,2	f	0,024
V_i (m/s)	0,567		
L (m)	6,7	ΔP_i	15120,64
ε (mm)	0,045		
Re	26601,71		

Les pertes de charge internes obtenues sont admissibles, elles sont inférieures à 0.5 bars

III.4.2 Perte de charge totale à travers les faisceaux :

Pour déterminer la perte de charge totale à travers les faisceaux il convient de calculer une perte de charge à travers les faisceaux ΔP_a et une perte de charge dynamique ΔP_d

III.4.2.1 Perte de charge à travers les faisceaux :

La perte de charge coté air est évaluée par la réaction suivante :

$$\Delta P_a = f_a \cdot \frac{G^2 \cdot N_f}{\rho_{ma}} \quad (\text{III.22})$$

Où le coefficient des pertes de charges f_a est donné par la formule de Briggs-Robinson :

$$f_a = 18,93 \cdot \left(\frac{d_e \cdot G_{max}}{\mu_a} \right)^{-0,316} \left(\frac{\delta}{d_e} \right)^{-0,927} \quad (\text{III.23})$$

$$f_a = 18,93 \cdot \left(\frac{25,4 \cdot 10^{-3} \cdot 3,26}{18,6 \cdot 10^{-6}} \right)^{-0,316} \left(\frac{19,55 \cdot 10^{-3}}{25,4 \cdot 10^{-3}} \right)^{-0,927}$$

$$f_a = 1,6966$$

Avec

d_e : Diamètre du tube à la racine de l'ailette

G_{max} : Vitesse massique de l'air entre les ailettes

δ : Pas entre ailettes

N_r : Nombre de rangées de tubes

μ_a : Viscosité de l'air

La masse volumique ρ_{ma} est donnée par la relation suivante :

$$\rho_{ma} = \rho_a \cdot \frac{\rho_{40}}{\rho_{20}} \quad (\text{III.25})$$

$$\rho_{ma} = 1,2 \cdot \frac{1,128}{1,205}$$

$$\rho_{ma} = 1,12 \text{ kg/m}^3$$

Donc

$$\Delta P_a = 1,6966 \cdot \frac{3,26^2 \cdot 5}{1,12}$$

$$\Delta P_a = 80,49 \text{ Pa}$$

Le tableau III.11 regroupe les données et les résultats du calcul

Tableau III.11 : Pertes de charges à travers les faisceaux

Données		Résultats	
$G_{max} \text{ (kg m}^2/\text{s)}$	3,26	f_a	1,6966
$d_e \text{ (mm)}$	25,4		
$\mu_a \text{ (Pa)}$	$18,6 \cdot 10^{-6}$	$\rho_{ma} \text{ (kg/m}^3\text{)}$	1,12
$\delta \text{ (mm)}$	19,55		
N_r	5		
$\rho_a \text{ (kg/m}^3\text{)}$	1,2	$\Delta P_a \text{ (Pa)}$	80,49
$\rho_{20} \text{ (kg/m}^3\text{)}$	1,205		
$\rho_{40} \text{ (kg/m}^3\text{)}$	1,128		

III.4.2.2 Débit d'air par ventilateur :

Le débit d'air par ventilateur est calculé selon la relation suivante :

$$Q_v = \frac{(m_a/\rho)}{n_v} \quad (\text{III.25})$$

$$Q_v = \frac{\frac{(321052,101/1,2)}{2}}{3600}$$

$$Q_v = 37,159 \text{ m}^3/\text{s}$$

Où

m_a : Débit massique global de l'air

n_v : Nombre de ventilateurs

ρ : Masse volumique de l'air que l'on calcule comme suit :

$$\text{Tirage forcé : } \rho = \rho_{20} \frac{293}{273+t_1} \times F_a \quad (\text{III.26})$$

$$\text{Tirage induite : } \rho = \rho_{20} \frac{293}{273+t_2} \times F_a \quad (\text{III.27})$$

Avec F_a : Facteur de correction dû à l'influence de l'altitude (ici $F_a = 1$, altitude 0)

Dans notre cas, la masse volumique est calculée à 30°C selon le tirage forcé, donc :

$$\rho = 1,2 \cdot \frac{293}{273 + 30} \cdot 1$$

$$\rho = 1,16 \text{ kg/m}^3$$

La vitesse de l'anneau du ventilateur est :

$$V = Q_v / S_v \quad (\text{III.28})$$

$$V = \frac{37,159}{4,67}$$

$$V = 7,957 \text{ m/s}$$

Tel que S_v est la surface d'un ventilateur

La perte de charge dynamique pour un anneau est :

$$\Delta P_d = \frac{\rho \cdot V^2}{2} \quad (\text{III.29})$$

$$\Delta P_d = \frac{1,16 \cdot 7,957^2}{2}$$

$$\Delta P_d = 36,722 \text{ Pa}$$

Et la perte de charge totale est :

$$\Delta P_T = \Delta P_a + \Delta P_d \quad (\text{III.30})$$

$$\Delta P_T = 80,49 + 36,722$$

$$\Delta P_T = 117,212 \text{ Pa}$$

Les données et les résultats sont regroupés dans le tableau suivant :

Tableau III .12 : Perte de charge totale

Données		Résultats	
m_a (kg/h)	321052,101	ρ (kg/h)	1,16
n_v	2		
t_1 (°C)	30	Q_v (m ³ /s)	37,159
ρ_{20} (kg/m ³)	1,2	V (m /s)	7,957
S_v (m)	4,67	ΔP_d (Pa)	36,722
		ΔP_T (Pa)	117,212

III.5 PUISSANCE D'UN VENTILATEUR :

Après la détermination de la perte de charge totale il devient possible de calculer la puissance par ventilateur selon la relation suivante :

$$P_v = \frac{Q_v \cdot \Delta P_T}{\eta_m \cdot \eta_v} \quad (\text{III.31})$$

Où

η_m : Rendement mécanique du ventilateur égal à 0,95

η_v : Rendement de ventilateur en moyenne égale à 0,65

Donc

$$P_v = \frac{37,159 \cdot 117,212}{0,95 \cdot 0,65} = 7053,41 \text{ W}$$

La puissance trouvée par ventilateur est $P_v = 7053,41 \text{ W}$ soit 9,59 CV

On recommande d'adopter un facteur de sécurité de 10% sur la puissance. La puissance installée doit tenir compte du fonctionnement en hiver. Le ventilateur aspirant un débit d'air constant ($T = -1^\circ\text{C}$), en hiver la masse volumique de l'air augmente.

La puissance installée est :

$$P_{inst} = P_v \cdot 1,1 \cdot \frac{\rho_{hiver}}{\rho_{été}} \quad (\text{III.32})$$

$$P_{inst} = 9,59 \cdot 1,1 \cdot \frac{273+43}{273-1} = 12,26 \text{ CV}$$

La puissance totale installée pour 2 ventilateurs est $12 \cdot 2 = 24 \text{ CV}$

- Vérification du choix du diamètre du ventilateur :

Pour vérifier le choix du diamètre du ventilateur, on doit calculer la surface du ventilateur en fonction du nombre de ventilateurs.

$$n_v = \frac{S_F}{S_v} = 2 \text{ a } 2,5 \quad (\text{III.33})$$

$$S_v = \frac{S_F}{2,5} = \frac{27,37}{2,5} = 10,948 \text{ m}^2$$

$$S_V = \frac{10,948}{2} = 5,474m^2$$

Donc :

$$\frac{S_F}{S_V} = \frac{27,37}{5,474 \times 2} = 2,5 \quad (\text{III.34})$$

Puisque $2 \leq \frac{S_F}{S_V} \leq 2,5$, le diamètre du ventilateur retenu est conforme et validé par les résultats des calculs.

Conclusion générale

Conclusion générale

Conclusion générale :

La présente étude a été réalisée dans le cadre de la préparation du diplôme de Master en Génie Chimique. Elle s'est déroulée au sein du complexe GL1/Z de Bethioua, plus précisément dans la section de décarbonatation, où plusieurs anomalies ont été constatées au niveau de l'échangeur E.504 destiné au refroidissement de la solution de MEA pauvre.

L'analyse du fonctionnement de cet échangeur a permis de mettre en évidence que l'utilisation de l'eau de mer comme fluide de refroidissement constitue la principale cause des problèmes d'encrassement et de corrosion. Ces phénomènes provoquent une diminution de l'efficacité thermique de l'équipement, une augmentation des pertes de charge ainsi que des arrêts fréquents pour maintenance, ce qui influence directement la stabilité et la continuité de la production.

Face à cette problématique, une solution alternative basée sur l'intégration d'un système d'aéro-réfrigération a été proposée afin de remplacer le refroidissement par eau de mer. Cette solution permet de réduire les problèmes liés à la corrosion, au colmatage des tubes et à l'accumulation des dépôts tout en améliorant la fiabilité du procédé.

Le travail réalisé a porté sur le dimensionnement thermique d'un aéro-réfrigérant sec à tirage forcé destiné au refroidissement de la solution de MEA. Plusieurs paramètres réels de fonctionnement ont été pris en considération, notamment le débit de la solution, les températures d'entrée et de sortie, les propriétés thermo physiques des fluides ainsi que les pertes de charge admissibles.

Le calcul thermique a permis de déterminer la température de sortie de l'air, la différence de température logarithmique moyenne (ΔT_{LM}), la surface d'échange nécessaire ainsi que le nombre total de tubes de l'équipement. Les coefficients de convection interne et externe ont également été calculés afin d'évaluer le coefficient global de transfert thermique.

Par ailleurs, l'étude des pertes de charge à l'intérieur des tubes et à travers les faisceaux a permis de déterminer la puissance nécessaire des ventilateurs et de vérifier la conformité du système proposé. Les résultats obtenus montrent que les pertes de charge restent dans les limites admissibles et que le fonctionnement de l'aéri-réfrigérant assure un refroidissement satisfaisant de la solution de MEA.

Conclusion générale

En conclusion, cette étude a permis de démontrer que l'utilisation d'un aéro-réfrigérant représente une solution technique efficace et adaptée pour améliorer les performances thermiques de la section de décarbonatation au niveau du complexe GL1/Z. Cette solution contribue à réduire les opérations de maintenance, à améliorer la fiabilité des installations et à garantir une meilleure continuité de production.

Recommendations

Recommandations

A l'issue de cette étude portant sur le dimensionnement d'un aéro-réfrigérant pour le refroidissement de la solution de MEA dans la section de décarbonatation du complexe GL1/Z, plusieurs recommandations peuvent être proposées afin d'améliorer les performances de l'installation et de limiter les problèmes d'exploitation :

- Remplacer progressivement le système de refroidissement à eau de mer par un système d'aéro-réfrigération afin de réduire les phénomènes de corrosion et d'encrassement.
- Assurer une maintenance préventive régulière des échangeurs et des ventilateurs.
- Nettoyer périodiquement les tubes et les surfaces d'échange pour maintenir de bonnes performances thermiques.
- Utiliser des matériaux résistants à la corrosion pour augmenter la durée de vie des équipements.
- Vérifier le bon fonctionnement des ventilateurs et assurer une bonne circulation de l'air.

Références Bibliographique

- [1] MW.PULLAMAN KELLOGG COMPANY ‘Manuel opératoire‘ Volume I (process),USA1994
- [2] Manuel opératoire « Généralités sur le complexe GL1/Z », Complexe GL1/Z, Bethioua, Oran.
- [3] MW.PULLAMAN KELLOGG COMPANY ‘Manuel opératoire ‘ Volume V (utilities),USA1994
- [4] MW.PULLAMAN KELLOGG COMPANY ‘Manuel opératoire ‘ Volume II (process),USA1994
- [5]BENAOUALI H, « **ETUDE D’EFFICACITE DU DEMERCURISEUR AU NIVEAU DU COMPLEXE GL1/Z** », mémoire de fin d’études de master académique,université abdelhamid ben badis – Mostaganem, 2019.
- [6] MW.PULLAMAN KELLOGG COMPANY ‘Manuel opératoire ‘ Volume I (utilities),USA1994
- [7] BERKANE M, BESSEGHIR, « **Etude de l’opportunité de remplacement d’un échangeur à eau de mer par un aéroréfrigérant** » mémoire de fin d’études de master académique, université abdelhamid ben badis – MOSTAGENEM ,2020.
- [8] Manuel opération de procédé (section de traitement) volume I ,GL1/Z ,1981.
- [9] Document interne liquéfaction du gaz naturel complexe GL1/Z département production, service : fabrication, le 06/05/2024, écrite par Mr chourgani.
- [10] Formation d’ingénieur , module 11 : décarbonatation , GL1/Z , volume 26.
- [11] T. Slimane ; la remise en services de l’échangeur E1505 comme palliatif à l’arrêt de la colonne de stabilisation DA4501 ; projet de formation d’induction (2015).
- [12] A.OUGANA, « Etude et dimensionnement d’un système de refroidissement Tchin-lait, Candia », Mémoire fin d’étude pour l’obtention du diplôme de master, département de génie mécanique, université de Bejaia, 2018/2019.
- [13] D. Nadjemeddine, « Simulation d’une conception d’un échangeur à faisceau et calandre », mémoire de master en génie mécanique énergétique et l’environnement, université de Annaba (2017).
- [14] T. Farid, étude comportement dynamique et thermique de deux écoulements du fluide dans un échangeur de chaleur, Mémoire de Master en Génie Energétique- (2013).
- [15]Anxionnaz-Minvielle, Z., Caney, N., Clément, P., Bandelier, P., Marty, P., Gruss, J. A., & Roussel, C. (2014). Échangeurs de chaleur-Description.
- [16] Manuel opératoire demain tendance des équipements dynamiques/statiques, Département mécanique, GL1/Z.
- [17] 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», mémoire de master, université des sciences et de la technologie d’oran mohamed boudiaf, ORAN, 2020.
- [18] DUFFAU C : GRILLOT J : NAVARRO J-M : VIDIL R, «L’ENCRASSEMENT DANS LES ECHANGEURS DESCRIPTION, PREVENTION REMEDES», Edition technique et documentation-

lavoisier, PARIS-1991.

[19] BENNAJAH M, CHAOUNI N, « ECHANGEURS DE CHALEUR TECHNOLOGIE CALCUL ET DESIGN », édition Technip, rue du BAC, 75007PARIS, 2014.

[20] M.FEIDT (L'encrassement des échangeurs thermique) , Journée d'étude GUT ,SFT, GRETh, Paris Mars 1990 .

[21] M.ANJORNI, « Etude thermodynamique de l'encrassement d'échangeurs en écoulement monophasique » , DEA INPL Nancy , Octobre 1990

[22] J.M.PEREZ, « Dépôt d'isotherme de fines particules sur les surfaces lisses ou ailetées. Application à l'encrassement des échangeur sur fumées de moteur diesel ». Thèse doct.INSAL, 1990

[23] PIERRE TRAMBOUZE, « raffinage du pétrole Tome 4 matériels et l'équipements ». Edition ISBN 1999.

[24] G.RIGOT, « Transmission et Échange de Chaleur »Les Éditions Parisienne 1991

Annexe

HEAT EXCHANGER SPECIFICATION SHEET (S.I. UNITS)				REQ'N No 20784-E-014 ITEM No X01-E-504 PLANT																													
Customer SONATRACH				A																													
Project location GL1-2 PROJECT RENOVATION				Manufacturer STRUTHERS INDUSTRIES																													
Item No																																	
Service of Unit REPLACEMENT TUBEBUNDLES FOR M.E.I. SOLUTION COOLERS																																	
Size:	x	Type:	Posn:	Connected in:	Series Parallel																												
Surf./Unit (Eff)	m ²	No. of Shells/Unit	Surf/Shell (Eff)	m ²																													
PERFORMANCE OF ONE UNIT																																	
Fluid Allocation		Shellside		Tubeside																													
Fluid Circulated		15% MCA LEAN SOLUTION		SEA WATER (CHLORINATED)																													
Total Fluid Entering		Kg/S																															
		IN OUT		IN OUT																													
Liquid	Kg/S																																
Vapour	Kg/S/MW																																
Noncond	Kg/S/MW																																
Steam	Kg/S																																
Water	Kg/S																																
Fluid Vap./Cond.	Kg/S																																
Density	Kg/m ³	LIQ.	VAP.	LIQ.	VAP.																												
Viscosity	cP																																
Therm. Cond.	W/m ² °C																																
Specific Heat	KJ/Kg °C																																
Temperature	°C																																
Operating Press.	bar A																																
No. passes / Shell																																	
Velocity	m/sec																																
Press. Drop, Allow / Calc.	bar																																
Fouling Resistance	m ² °C/W																																
Heat Exchanged	MW			MTD °C																													
Transfer Rate	W/m ² °C	Service:		Clean:																													
CONSTRUCTION																																	
Design / Test Press.		Shellside		Tubeside																													
Design Temperature (Max / Min)		°C		°C																													
Corrosion Allowance		mm		mm																													
Connections	Inlet	ins	No.	N.B.	No. N.B.																												
	Outlet	ins	No.	N.B.	No. N.B.																												
Rating (ANSI) / Facing Ref:		LB		LB																													
Tubes No:	410	OD:	19.05	mm THK(MIN) (1)	mm Length: 6.096 M Pitch: 25.4 mm Flow: →																												
Tube Material: 70/30 Cu Ni Bimetallic (2)		Tube-Tubesheet Joint: EXPANDED																															
Shell:		ID:	mm	Shell Cover:																													
Channel / Bonnet:		Channel Cover:																															
Tubesheet Stationary: FORGED CS. + 10mm AL BRZE CLAY. Tubesheet Floating: FORGED CS + 10mm AL BRZE CLAY.																																	
Floating Head Cover:																																	
Impingement Plate:																																	
Baffles - Cross:		Type:	HORIZ SEG		% Cut (DIA) 20% Spacing 152 mm																												
Baffles - Long:		Seal:	Pairs:	Tube supports:																													
Insul. Thk : Shell:		mm	Chan:	mm	Expansion Joint:																												
Gaskets: Shellside: STEEL DOUBLE JACKETED - NON ASBESTOS FILLED Tubeside: COPPER DBL JKTD - NON ASBESTOS FILLED.																																	
Code Requirements:		ASME 8, Div 1	Stamp:	ND	TEMA Class: 'R' Specs: SEE M/R																												
Weight: Each Shell:		Kg	Bundle	Kg	Full Of Water Kg																												
Remarks: (1) Bimetallic tubes, outer tube CS 1.65mm THK, inner tube 70/30 Cu Ni x 1.65mm THK.																																	
(2) Outer tube to be fitted with suitable 70/30 Cu Ni ferrule for fitting to tubesheet.																																	
(3) Bundles shall be constructed in accordance with the drawings referenced in matl requisition, except tube matl shall be as above.																																	
<table border="1" style="width:100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td>3</td> <td>23/6/93</td> <td>ISSUED FINAL</td> <td>SK</td> <td>WAT</td> <td rowspan="4">JOB NUMBER: 20784</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>2/2/93</td> <td>ISSUED FOR PURCHASE</td> <td>SK</td> <td>WAT</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>7/8/92</td> <td>ISSUED FOR PURCHASE</td> <td>SK</td> <td>WAT</td> </tr> <tr> <td>0</td> <td>29/Dec/91</td> <td>ISSUED FOR QUOTATION</td> <td>SK</td> <td>WAT</td> </tr> <tr> <td colspan="2">No</td> <td>DATE</td> <td>REVISION</td> <td>BY</td> <td>CHK</td> <td>APP</td> </tr> </table>						3	23/6/93	ISSUED FINAL	SK	WAT	JOB NUMBER: 20784	2	2/2/93	ISSUED FOR PURCHASE	SK	WAT	1	7/8/92	ISSUED FOR PURCHASE	SK	WAT	0	29/Dec/91	ISSUED FOR QUOTATION	SK	WAT	No		DATE	REVISION	BY	CHK	APP
3	23/6/93	ISSUED FINAL	SK	WAT	JOB NUMBER: 20784																												
2	2/2/93	ISSUED FOR PURCHASE	SK	WAT																													
1	7/8/92	ISSUED FOR PURCHASE	SK	WAT																													
0	29/Dec/91	ISSUED FOR QUOTATION	SK	WAT																													
No		DATE	REVISION	BY	CHK	APP																											
DATASHEET PREVIOUSLY ISSUED AS X01-DS-E-001																																	
(LON) E-158 (S.I) FEB'90 Sonatrach Approval Revision 2 23/11/92 MB/MAL/PS 1 DRAWING No. X01-E-104 REV 3 SHEET 1 OF 1																																	

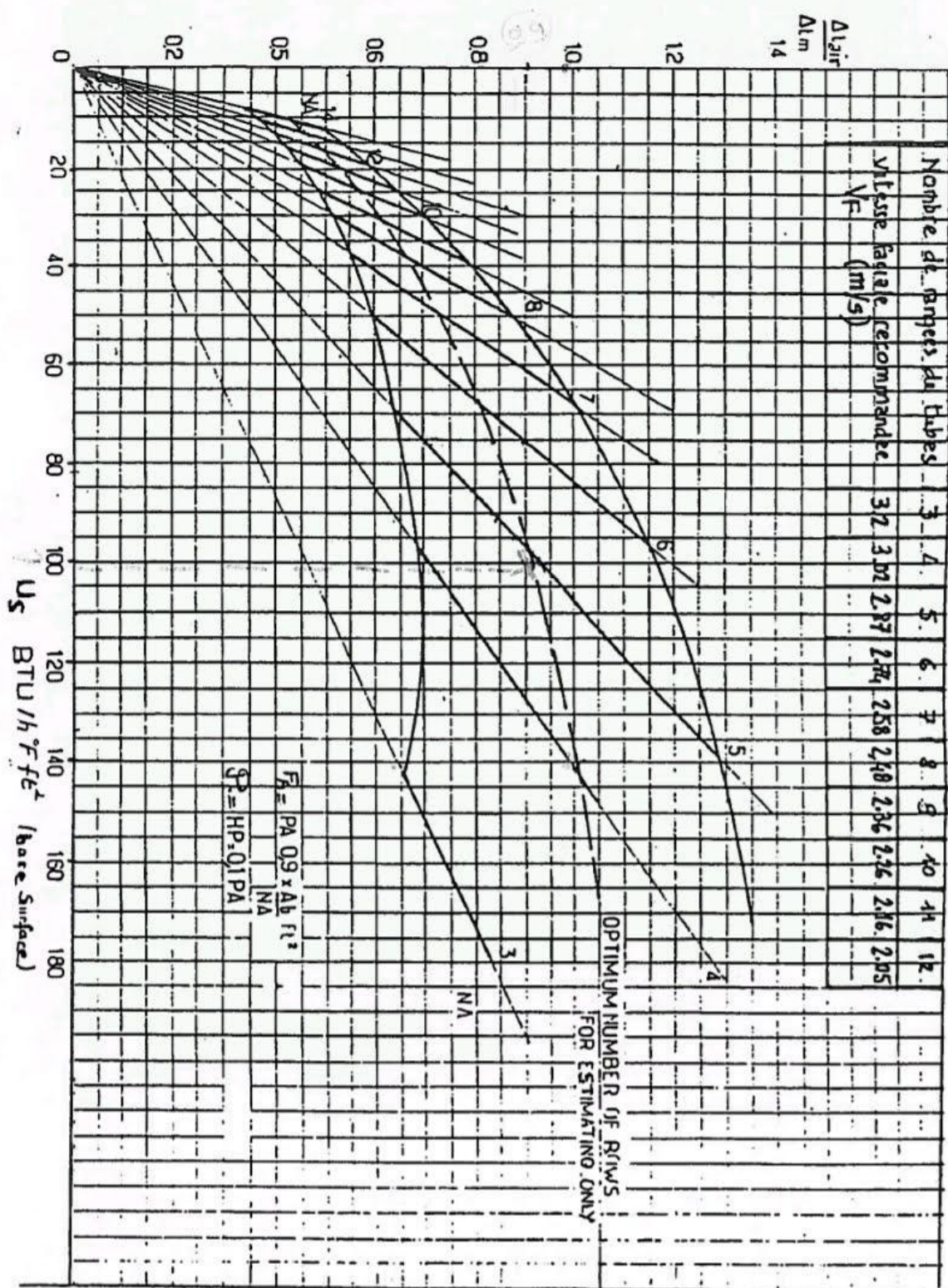
Fiche de spécification

Tableau 9

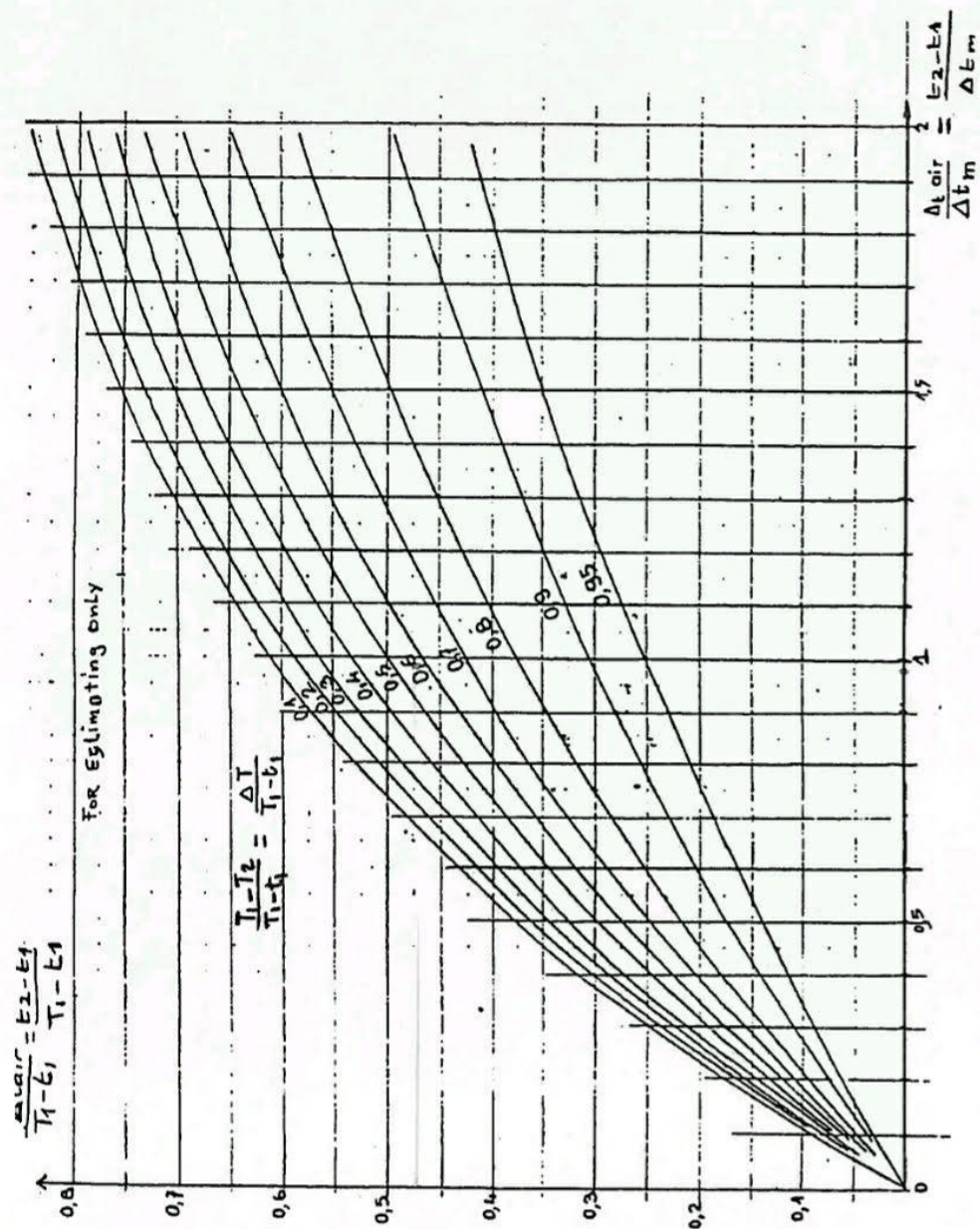
Propriétés physiques de l'air sec ($B = 760 \text{ mm Hg} \approx 1,01 \cdot 10^5 \text{ Pa}$) [13]

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{kg/m}^3$	$c_p, \text{kJ/(kg} \cdot ^\circ\text{C)}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{W/(m} \cdot ^\circ\text{C)}$	$\alpha \cdot 10^6, \text{m}^2/\text{s}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Pa} \cdot \text{s}$	$\nu \cdot 10^6, \text{m}^2/\text{s}$	Pr
-50	1,584	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
-40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	26,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	27,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	29,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678

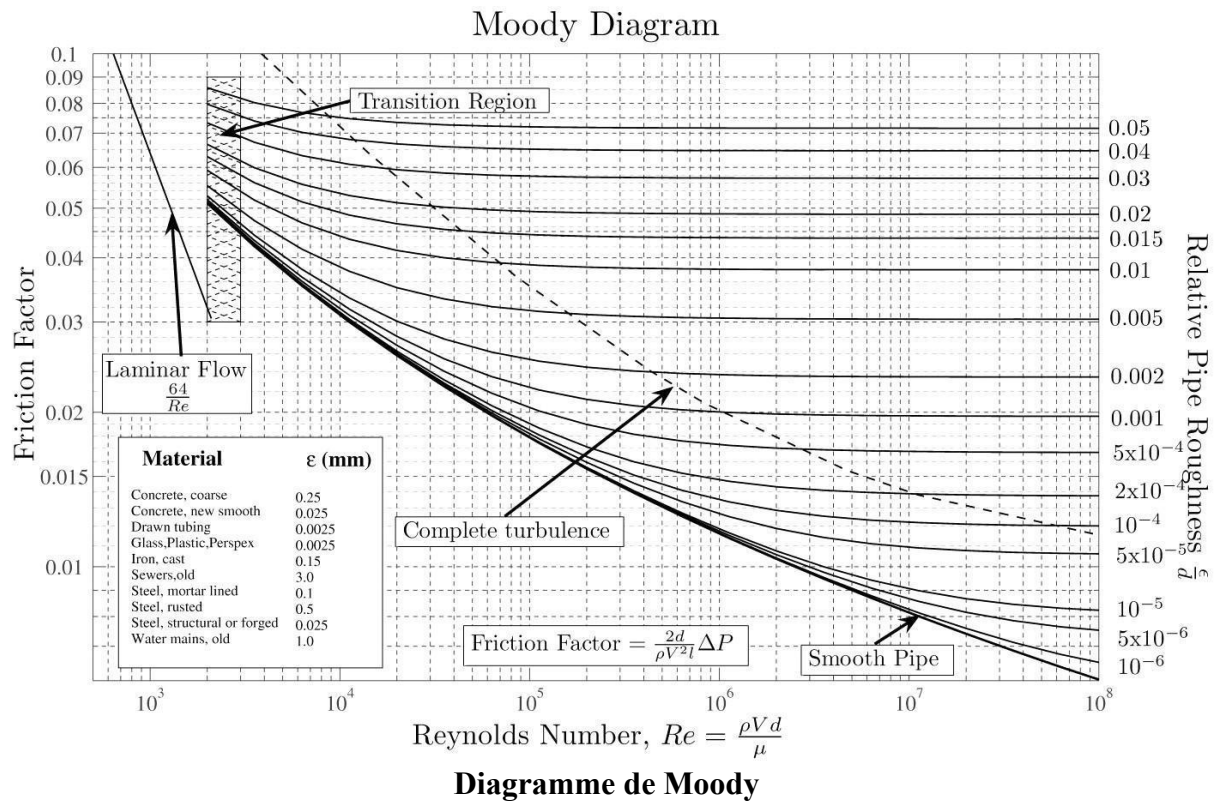
Propriétés physique de l'air



Estimation du coefficient de transfert d'échange global



Estimation température de sortie de l'air



Annexe A : Fiche de spécification

Annexe B : Propriétés physiques de l'air

Annexe C : Estimation du coefficient de transfert d'échange global

Annexe D : Estimation température de sortie de l'air

Annexe E : Diagramme de Moody

