



وزارة البحث العلمي والتعليم العالي
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE
LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
جامعة عبد الحميد بن باديس مستغانم
Université Abdelhamid Ibn Badis Mostaganem
كلية العلوم و التكنولوجيا
Faculté des Sciences et de la Technologie
DEPARTEMENT DE GENIE DES PROCÉDES



N° d'ordre : M...../IP/2020

MÉMOIRE DE FIN D'ÉTUDES DE MASTER ACADÉMIQUE

Filière : Industries Pétrochimiques

Spécialité: Génie pétrochimique

Thème

**Etude de l'opportunité de remplacement d'un échangeur à eau de mer
par un aéroréfrigérant**

Présenté par

1-BERKANE Maria.

2-BESSEGHIR Ibrahim.

Soutenu le 25/08/ 2020 devant le jury composé de :

Présidente :	Attouti Salima	MCB	Université de Mostaganem.....
Examinatrice :	Benmeki Fadela	MAA	Université de Mostaganem.....
Rapporteur :	Mellouk Senia	MCA	Université de Mostaganem.....

Année Universitaire 2019/2020

REMERCIEMENTS

Ce projet n'aurait pas abouti à sa fin sans la bénédiction du Bon Dieu, Qui nous a donné le courage et la volonté pour réaliser ce travail.

*Nous adressons nos vifs remerciements à notre encadreuse
D^r MELLOUK S. Maitre de conférence à l'université de
Mostaganem, pour sa compréhension, sa patience, ses remarques qui ont
été précieuses.*

*Nos remerciements s'adressent aussi aux membres du jury :
M^{me} BENMEKKI F. maitre assistante à l'université de Mostaganem
et D^r ATTOUTI S. chargée de cours à l'université de Mostaganem pour
avoir accepté à examiner et donner leurs avis quant au présent
travail.*

*Nous tenons particulièrement à remercier le service DRH et tout le
personnel de GN1/Z pour leur accueil et encouragements.*

*Nos plus sincères remerciements vont également à nos parents,
frère et sœurs, nos camarades, qui nous ont aidés, conseillés et guidés à
finaliser se présent mémoire dans de bonnes conditions.*

Dédicaces

A l'homme de ma vie, mon exemple éternel, mon soutien moral et source de joie et de bonheur, celui qui s'est toujours sacrifié pour me voir réussir, que dieu te garde, mon père.

A la lumière de mes jours, la source de mes efforts, la flamme de mon cœur, ma vie et mon bonheur ; maman que j'adore.

Aux personnes que j'ai aimé leurs présences pour ce jour, à tous mes frères et mes sœurs : Kader, Amine Sarah et Marwa, mes neveux et mes belles-sœurs.

Je dédie ce travail à qui le grand mérite leurs revient en premier lieu pour leurs conseils, aides, et encouragements.

A G.Med Walid qui m'a aidé et encouragé à finir ce mémoire.

Aux personnes qui ont été toujours à mes côtés, et qui m'ont accompagné durant mon parcours universitaire, mes chères amies : Mouna, Amel, Kaouter, Amina et Manel.

BERKANE Maria

Dédicaces

Avant tout c'est grâce à dieu que je suis arrivé là.

Je dédie ce simple travail à mes chers parents qui m'ont encouragé à donner le meilleur de moi-même, et qui m'ont fourni les moyens pour devenir ce que je suis aujourd'hui,

*Je le dédie aussi à mes chères sœurs Wassila et Hafssa.
Que dieu les garde*

A mes beaux neveux souriants Ayoub et Adem .

A mon cher ami Med Walid.

A mon binôme Berkane Maria et la famille Berkane.

A mes très chers amis de promotion 2020 Génie des Procédés.

Enfin à tous les êtres chers à mon cœur.

BESSEGHIR Ibrahim

SOMMAIRE

I INTRODUCTION GENERALE 1

CHAPITRE I DESCRIPTION DU COMPLEXE GL1/Z

I.	Introduction	3
II.	Description du complexe GL1/Z	4
II.1.	Zone d'utilités.....	4
II.2.	Zone process	4
II.2.1.	La section de décarbonatation	4
II.2.2.	La section de déshydratation	6
II.2.3.	La section de démercurisation	6
II.2.4.	La section de Pré-refroidissement	6
II.2.5.	La section de lavage.....	6
II.2.6.	La section de fractionnement.....	6
II.2.7.	La section de liquéfaction.....	6
II.3.	Zone de stockage et chargement.....	7

CHAPITRE II ÉCHANGEUR E504 ET PROBLÉMATIQUE

I.	La section de décarbonatation.....	9
I.1.	Différents équipements de la section	9
I.2.	Principe de fonctionnement	10
I.3.	Stockage de la solution	11
II.	Rôle de l'échangeur E504	11
III.	Problématique.....	13

CHAPITRE III TECHNOLOGIE DES AERO-REFRIGERANT

I.	Introduction.....	15
I.1.	Déscription de l'aéroréfrigérant.....	15
I.2.	Les avantages et les inconvénients de chaque technologie.....	17
I.2.1.	Les avantages de tirage induit	17
I.2.2.	Les inconvénients de tirage induit	17
I.2.3.	Les avantages de tirage forcé.....	18
I.2.4.	Les inconvénients de tirage forcé	18
I.2.5.	Champ d'application des aéroréfrigérants.....	18
II.	Constitution des aéroréfrigérants	18
II.1.	Faisceau tubulaire	19
II.2.	Tubes ailettes	20
II.2.1.	Les ailettes type SG-G (Ailettes serties).....	20
II.2.2.	Les ailettes de type 'LL'	21
II.2.3.	Les Ailettes bimétalliques extrudées	21

SOMMAIRE

II.3. Les boîtes de distributions ou collecteurs	22
II.4. SYSTEME DE VENTILATION	23
III AVANTAGES ET INCONVENIENTS DES AEROREFRIGERANTS PAR RAPPORT AU REFROIDISSEMENT A L'EAU	24
III.1. Les Avantages des aerorefrigerants.....	24
III.2. Les Inconvnients des aerorefrigerants	24
 CHAPITRE IV DIMENSIONNEMENT DES AEROREFRIGRANTS	
I. Introduction	25
II. Dimensionnement de l'aéroréfrigérant	25
II.1. Calcul thermique.....	27
II.1.1 Espace entre ailettes successives	27
II.1.2. Estimation du coefficient global d'échange de chaleur	27
II.1.3. Température de sortie de l'air	29
II.1.4. Calcul de la surface d'échange.....	29
II.1.5. Calcul du coefficient de convection de l'air-paroi externe	31
II.1.6. Calcul du coefficient de convection de MEA-paroi interne.....	32
II.1.5. Le coefficient global d'échange thermique	33
II.2. Les pertes de charges	34
II.2.1. Pertes de charges à l'intérieur des tubes.....	34
II.2.2. Perte de charge totale à travers les faisceaux	34
II.2.2.1.Perte de charge à travers les faisceaux	35
II.2.2.2. Débit d'air par ventilateur.....	36
II.3 Puissance d'un ventilateur	37
 CONCLUSION GENERALE.....	38

NOMENCLATURE

ASME : Société Américaine des Ingénieurs Mécanique.

API661: Air-Cooled Heat Exchangers for General Refinery Service.

BSI : British Standards Institute.

CODAP : Code de construction des appareils à pression non soumis à la flamme.

DTLM : Méthode de Différence de la Température Logarithmique Moyenne

EDM : Eau de Mer.

GNL : Gaz Naturel Liquéfié.

ISO : Organisation Internationale de Normalisation

ISPELS : Institut national pour la sécurité et la prévention au travail.

MEA : Mono Ethanol Amine

MCR : Multi Composants Réfrigérant.

USA: United State of America.

C Chaleur massique (J/Kg.°C)

di Diamètre interne du tube (m)

de Diamètre externe du tube (m)

h Coefficient d'échange de chaleur par convection (kcal/h.m²°C)

K Coefficient d'échange de chaleur global (kcal/h.m²°C.)

L Longueur du tube (m)

ma Débit massique de l'air (Kg/h)

N_r Nombre des rangées

Nu Nombre de Nusselt

Nt Nombre total des tubes

Pr Nombre de Prandtl

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

ΔP_T Pertes de charge totale (Pa)

Re Nombre de Reynolds

S_{ins} Surface d'échange installée (m²)

S_p Section de passage du fluide (m²)

SYMBOLES GREQUES

Φ	Flux de chaleur (W)
λ	Conductivité thermique (k.s)
μ	Viscosité dynamique (Pa.s)
ρ	Masse volumique (kg/m ³)
δ	Ecartement entre ailettes
v	Vitesse de circulation
f	Facteur de friction

NOMS DES EQUIPEMENTS

- X01-E-506 : Préchauffeur de gaz.
- X01-E-503A et E-503B : Echangeur de la solution MEA.
- X01-E-504: Refroidisseur de la solution MEA.
- X01-E-505 : Epurateur MEA.
- X01-E-501 : Condenseur de tête de MEA.
- X01-F-501 : Colonne de régénération de MEA
- X01-F-502 : Colonne d'absorption de la MEA.
- X01- G-507 : Ballon de détente MEA.
- X01-G-502 : Séparateur gaz acide.

Liste des figures

Figure I.1 : Plan général du Complexe GNL1/Z.....	5
Figure I.2 : Bacs de stockage de gaz naturel liquéfié.....	7
Figure I.3 : Principales étapes de liquéfaction du gaz naturel.....	8
Figure II.1 : Section de décarbonatation du gaz naturel	10
Figure II.2 : Absorbeur et régénérateur.....	12
Figure III.1 : Principe de fonctionnement d'un aëroréfrigérant.....	15
Figure III.2 : Principe de l'aëroréfrigérants à air induit.....	16
Figure III.3 : Principe de l'aëroréfrigérants à air forcé.....	17
Figure III.4 : la constitution d'un aëroréfrigérant	19
Figure III.5 : Faisceaux d'aëroréfrigérant en construction	19
Figure III.6 : Ailettes type SG-G (Ailettes serties)	20
Figure III.7 : Ailettes type SG-LL(ailettes à recouvrement des L)	21
Figure III.8 : Ailettes bimétalliques extrudées	21
Figure III.9 : Boite de distribution à bouchons dévissables.....	22
Figure III.10 :Boite de distribution à couvercle démontable	22
Figure III.11 :Collecteur cylindrique	22
Figure III.12 :Les différents montages du système de ventilation.....	23
Figure IV.1 : Tube ailetté	26

Liste des tableaux

Tableau I.1 :	Composition chimique du gaz naturel	5
Tableau I .2 :	Composition chimique du GNL.....	7
Tableau II.1 :	Caractéristiques et Paramètres de service(design) de l'échangeur E.504	12
Tableau II.2 :	Paramètres de service réels de l'échangeur E.504	13
Tableau II.3 :	Suivi des problèmes dans l'échangeur E.504 au cours du temps.....	14
Tableau III.1 :	Nombre ailettes selon les constructeurs	20
Tableau IV.1 :	Caractéristiques des deux fluides.....	26
Tableau IV.2 :	Caractéristiques du tube ailette	27
Tableau IV.3 :	Nombre d'ailettes.....	28
Tableau IV.4 :	Données et résultats du calcul.....	28
Tableau IV.5 :	Les différentes températures	29
Tableau IV.6 :	Calculs de la surface d'échange.....	30
Tableau IV.7 :	Le coefficient de convection air – paroi externe.....	31
Tableau IV.8 :	Le coefficient de convection MEA – paroi interne.....	33
Tableau IV.9 :	Le coefficient global d'échange thermique	33
Tableau IV.10 :	Pertes de charge internes.....	34
Tableau IV.11 :	Pertes de charges à travers les faisceaux	35
Tableau IV.12 :	Perte de charge totale.....	37

Abstract

For the unreliability of Heat Exchanger of the decarbonation unit of Arzew's complex GNL1/Z, we proposed to study on the advisability of replacing the sea-water exchanger with an air cooler.

After a conclusive bibliographic analysis, we chose to work on a forced type dry air cooler. We used the ΔTML method as a sizing method for the dry cooler; the latter will be proposed as a possible solution to the shell-tube exchanger, taking into accounts the advantages and disadvantages.

Keywords :sizing ,

المخلص

نظرا لعدم متانة المبادل الحراري لوحدة ازالة الكربون لمركب تمييع الغاز الطبيعي 1 بمنطقة ارزيو اقترحنا دراسة استبدال مبادل الحراري بمياه البحر بمبرد هوائي. بعد دراسة مرجعية معمقة اخترنا ابعاد مبرد هوائي جاف حيث الهواء يعبره بواسطة مراوح . استعملنا طريقة الفرق اللوغاريتمي لدرجة الحرارة لحساب ابعاد المبرد ثم اقترح هذا الأخير كحل محتمل مع مراعاة المزايا و العيوب .

Résumé

En vu de non fiabilité de l'échangeur de chaleur de l'unité de décarbonatation du complexe GNL1/Z d'Arzew, on a proposé d'étudier l'opportunité de remplacement de l'échangeur à eau de mer par un aérorefrigérant.

Après une analyse bibliographique concluante, nous avons choisi de travailler sur un aérorefrigérant sec de type forcé. Nous avons utilisé la méthode ΔTML comme méthode de dimensionnement de l'aérorefrigérant, ce dernier sera proposé comme solution possible face à l'échangeur tube-calandre en tenant compte des avantages et des inconvénients.

Mots clés : dimensionnement ; aérorefrigérant ; tubes à ailettes.

INTRODUCTION GÈNÈRALE

Parallèlement au pétrole, l'énergie gazière occupe une place très importante dans le marché mondial grâce à ses réserves importantes. Vue sa propreté et sa souplesse d'utilisation, elle dispose d'atouts certains pour devenir une importante source d'énergie et occuper ainsi une place d'avant-garde dans la satisfaction du besoin énergétique mondial.

Autrefois les usines s'installaient tout particulièrement à proximité de la mer et des réserves d'eau. Le choix de cette installation était dicté par la nécessité d'alimenter en eau les appareils de réfrigération. L'eau gratuite et en apparence inépuisable, était considérée depuis toujours comme le réfrigérant le plus pratique et le plus économique.

D'autre part, la pollution et les rejets d'eau chaude dans la mer, les rivières et les étangs, détruisent l'équilibre biologique, des rivières meurent désertées par leurs faunes et leurs flores.

Parmi les problèmes rencontrés au niveau des unités de liquéfaction du gaz naturel (GL1/Z); l'encrassement de l'échangeur E-504. Ce dernier permet de régler (abaisser) la température finale de la solution de monoéthanolamine (MEA) pauvre en dioxyde de carbone et qui a été régénérée à 38°C, l'échange de chaleur s'effectue entre la solution de MEA pauvre à 15% passant coté calandre et l'eau de mer passant coté tubes.

A cause du problème d'encrassement, on distingue une médiocrité de cet échange par conséquent les températures désirées ne sont pas tout à fait atteintes, ainsi on a pensé remédier à ce problème par remplacement de l'échangeur de chaleur encrassé par un aéroréfrigérant, c'est un système de refroidissement par mouvement de l'air autour de la solution chaude circulant à l'intérieur des tubes et améliorer ainsi les conditions du transfert thermique entre la solution (caloporteur) et l'air (réfrigérant)

L'étude est réalisée dans le cadre de la préparation du diplôme de Master II en génie pétrochimique, elle focalise l'impact de substitution de l'échangeur sur le refroidissement de la solution chaude. Un dimensionnement du nouvel équipement de refroidissement constitue la tâche principale de notre travail.

Notre travail porte sur une étude de l'opportunité de remplacement, afin d'éviter les problèmes d'encrassement et de corrosion rencontrés au niveau de la section décarbonatation du complexe de liquéfaction du gaz naturel GL1/Z.

Le présent mémoire est structuré de la manière suivante :

- En plus d'une introduction générale et d'une conclusion générale complétées par des annexes, ce mémoire est divisé en quatre chapitres :
- Le premier chapitre traite des généralités sur le gaz naturel et une brève description du complexe de liquéfaction du gaz naturel GL1/Z ;
- Le second chapitre détaille brièvement la section de décarbonatation dans le complexe de liquéfaction puis relate les différents problèmes rencontrés dans l'échangeur E.504 enfin une proposition pour remédier à cette problématique par remplacement de l'échangeur par des aéroréfrigérants ;
- Le troisième chapitre est consacré à la description des aéroréfrigérants, nous optons pour un aéroréfrigérant à tirage forcé, nous citons les avantages et les inconvénients par rapport au refroidissement à l'échangeur tube-calandre ;
- Le dernier chapitre est consacré au dimensionnement de l'aéroréfrigérant, en gardant pour objectif la puissance échangée avec une surface d'échange et une perte de charge les plus faibles possibles et ce dans le but d'avoir un meilleur impact sur le coût d'investissement et d'exploitation.

DESCRIPTION DU COMPLEXE GL1/Z

I. Introduction

Le marché international du gaz naturel est en plein développement. Ces dernières années, L'Algérie y joue un rôle actif puisque son économie est basée essentiellement sur l'exportation des hydrocarbures, en particulier celle du gaz naturel liquéfié (GNL).

L'Algérie dispose, en effet de réserves importantes estimés à 3000 milliards de mètres cubes (Quatrième place mondiale après la RUSSIE, l'IRAN et les USA)

La **Société Nationale de Transport et Commercialisation des Hydrocarbures (SONATRACH)** a été créée en 1963 pour gérer les ressources pétrolières et gazières du sol algérien, classée parmi les plus grandes sociétés pétrolières et oriente ses actions, notamment, vers des missions stratégiques telles que :

- La recherche et l'exploitation des gisements ;
- Le développement ;
- Le transport des hydrocarbures ;
- La liquéfaction et la transformation du gaz naturel ;
- Les opérations du marketing.

Le 16 juin 1973, la société a bénéficié d'une construction d'un complexe pour la liquéfaction du gaz naturel GNL1/Z, ce dernier a été mis en service en 1978, il a pour mission de liquéfier le gaz naturel transporté par gazoduc en provenance des champs gaziers de Hassi R'mel afin de réduire son volume de 600 fois, une extraction du propane, du butane, de la gazoline est aussi réalisée. Le gaz naturel liquéfié est ensuite transporté dans des méthaniers à destination de l'étranger.

Le complexe de Liquéfaction de Gaz Naturel GL1/Z, est situé à l'ouest de la ville d'Oran (village de Bethioua), s'étend sur une superficie de 72 hectares dont 56 hectares sont occupés par les installations, avec une production de gaz liquéfié de 10.5 milliards de m³ par an.

DESCRIPTION DU COMPLEXE GL1/Z

II. Description du complexe GL1/Z

Le complexe GNL1/Z dont le plan est détaillé dans la figure I.1 est constitué de 3 zones : Une zone d'utilités, une zone de procédé et une zone de stockage et chargement.

II.1. Zone d'utilités

Cette zone fournit l'électricité, l'air instrument, l'eau distillée et l'azote. On y trouve également et essentiellement :

- Les chaudières ;
- Les unités de dessalements ;
- Les installations de production d'azote

II.2. Zone process

Le complexe GL1/Z comprend six trains de liquéfaction d'une production, en parallèle, de 9000 m³ de gaz liquéfié par jour chacun. Chaque train de liquéfaction se compose des sections suivantes :

- Une section de décarbonatation (élimination du CO₂) ;
- Une section de déshydratation (élimination de H₂O) ;
- Une section de démercurisation (élimination d'Hg) ;
- Une section de pré refroidissement ;
- Une section de séparation et tour de lavage (Phase lourde / phase légère) ;
- Une section de fractionnement ;
- Une section de liquéfaction.

II.2.1. La section de décarbonatation

Avant sa liquéfaction, le gaz naturel subit plusieurs étapes de traitement notamment une opération de décarbonatation pour éliminer le dioxyde de carbone existant dans le gaz naturel brut. Le tableau I.1 détaille la composition du gaz naturel avant traitement. Le dioxyde de carbone est réduit à un taux inférieur à 70 ppm, l'opération est mise en œuvre par un solvant absorbant le Mono Ethanol Amine (MEA) en solution aqueuse, il est régénéré en continu.

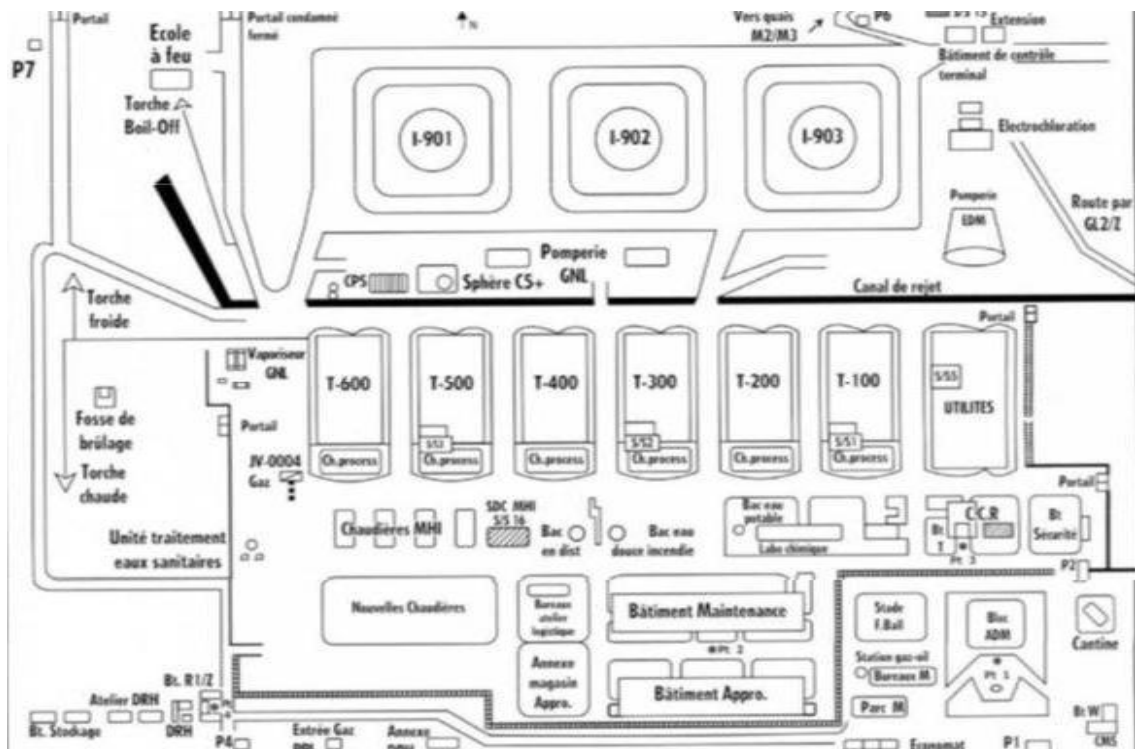


Figure I.1 : Plan général du Complexe GNL1/Z

Tableau I.1- Composition chimique du gaz naturel

Composant	% Molaire moyen
N ₂ (Azote)	5,80
He (Helium)	0,19
CO ₂ (Dioxyde de carbone)	0,21
C1 (Methane)	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

II.2.2. La section de déshydratation

Venant de la section de décarbonatation saturé en eau, le gaz naturel pénètre dans la section de déshydratation. Il est refroidi au propane liquide où 60% d'eau est éliminée. Le reste est envoyé vers les sécheurs, à la sortie de ces derniers, la teneur en eau ne doit pas dépasser 1 ppm.

II.2.3. La section de démercurisation

Cette installation consiste à piéger le mercure contenu dans le gaz à cause de ses propriétés corrosives pour les équipements en Aluminium. Le mercure est réduit à 7 nanogrammes.

II.2.4. La section de Pré-refroidissement

Avant son injection dans la section de séparation, le gaz naturel subit un pré-refroidissement où sa température change de l'ambiante à -35°C . Cette opération s'opère dans des échangeurs cryogéniques appelés communément Schiller avec comme réfrigérant le propane comprimé.

II.2.5. La section de lavage

Après pré- refroidissement, le gaz est acheminé dans une tour de séparation où s'effectue une distillation classique pour séparer le produit en deux phases distinctes : une phase lourde qui sera acheminée vers la section de fractionnement et une autre légère constituée essentiellement de gaz naturel suivra son chemin vers la section de liquéfaction.

II.2.6. La section de fractionnement

Dans cette section les produits de fond de la tour de lavage (phase lourde) comme le méthane, l'éthane, le propane et le butane alimentent les circuits de réfrigération et d'appoint dans les différentes sections du process.

II.2.7. La section de liquéfaction

Cette section réalise l'objectif principal du complexe, c'est la liquéfaction du gaz naturel (phase légère). Le gaz naturel traité (GNT) provenant de la tour de séparation est envoyé dans l'échangeur thermique principal, où il est refroidi à -148°C et 25bars par le réfrigérant mixte MCR (Multi Composants Réfrigérants) qui s'écoule vers le bas du côté calandre de l'échangeur.

Le GNL est détendu à travers la vanne jusqu'à 0,45bars et -161°C et envoyé dans le ballon de détente d'azote où la pression est de 0,3bars. Le gaz naturel liquéfié (GNL) recueilli au fond du ballon est envoyé aux réservoirs de stockage. Le tableau I.2 donne la composition du gaz naturel après traitement

Tableau I.2- Composition chimique du GNL

Composant	% Molaire	% Molaire maximum
N ₂	0,60	1,40
C ₁	84,00	92,50
C ₂	6,00	8,50
C ₃	2,20	3,00
iC ₄	0,30	0,50
C ₄	0,30	0,70
C ₅	0,00	0,02

II.3. Zone de stockage et chargement

Le gaz naturel liquéfié produit par les six trains de process est stocké dans trois bacs de stockage d'une capacité de 100.000 m³ chacun (voir figure I.2) Le stockage d'un produit tel que le GNL ayant des conditions cryogéniques sévères (une température de -162 °C et une pression de stockage de 1.03 bar effective) doit faire appel à des caractéristiques d'isolement particulières. L'organigramme de la figure I.3 résume les différentes étapes de traitement et liquéfaction du gaz naturel jusqu'au stockage et chargement.



Figure I.2 : Bacs de stockage de gaz naturel liquéfié.

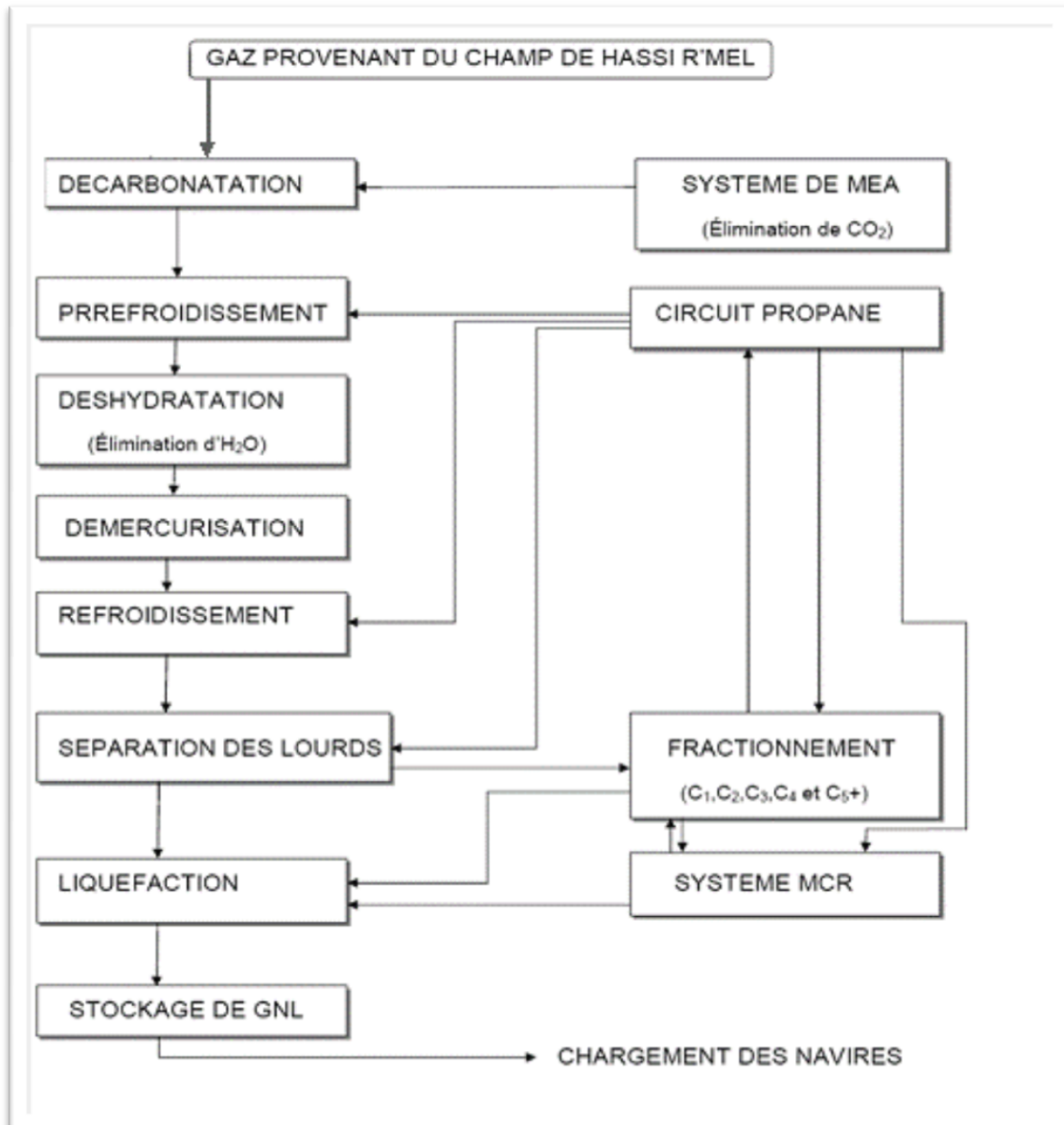


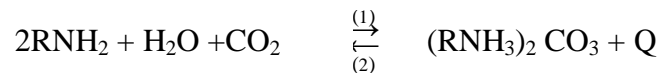
Figure I.3: Principales étapes de liquéfaction du gaz naturel

ÈCHANGEUR E504 ET PROBLÈMATIQUE

I. La section de décarbonatation

Les composants du gaz naturel tels que les gaz carboniques, les vapeurs d'eau et les hydrocarbures lourds qui tendent à se condenser et à se solidifier à basses températures (supérieures à -162 °C température de liquéfaction du gaz naturel) provoquant, pour certains, la corrosion, pour d'autres l'obstruction des canalisations de service et des équipements ainsi ils doivent être éliminés.

Le gaz carbonique est extrait du gaz naturel, jusqu'à 90 ppm, par lavage de celui-ci à contre-courant dans une colonne par une solution aqueuse de mono-éthanol-amine (C₂H₅ON-H₂) à 15%. Cette élimination s'effectue selon la réaction exothermique réversible suivante :



- Le sens (1) de la réaction : T = 38°C, P = 42 bars représente l'absorption du CO₂.
- Le sens (2) de la réaction : T = 118°C, P = 0.7 bars, c'est la régénération de MEA

I.1. Différents équipements de la section de décarbonatation ^[3]

La section de décarbonatation renferme plusieurs équipements à savoir :

- Une colonne d'absorption **F-502** ;
- Une colonne de régénération **F-501** ;
- Un système de lavage intégré dans la partie supérieure de l'absorbeur ;
- Un ballon de détente de MEA **G-507** ;
- Un épurateur de MEA **E-505** ;
- Des échangeurs de solution de MEA en série **E-503/A et B** ;
- Un filtre à cartouche actif **P-501** ;
- Un filtre à cartouche **P-502** ;
- Un condenseur de tête **E-501** ;

- Un rebouilleur de MEA **E-502** ;
- Un ballon de gaz acide **G-502** ;
- Pompe de lavage **J-510/511** ;
- Turbo pompe MEA **J-503** ;
- Pompe MEA **J-504** ;
- Puisard **G-504** ;
- Pompe du puisard **J-505** ;
- Bac anti mousse **R-502**.
-

I.2. Principe de fonctionnement

L'absorption du dioxyde de carbone par la solution de MEA est un transfert de matière qui consiste à retenir le CO_2 du gaz naturel par MEA et dépend du gradient de concentration du CO_2 dans MEA. L'absorption se fait à basse température et haute pression.

La régénération du solvant absorbant est une opération de distillation classique qui consiste à purifier cette amine pour être réutilisée dans la section de décarbonatation. Cette opération de régénération s'effectue sous basse pression et haute température (0,7 bar et 118 °C). La figure II.1 détaille cette section. Par effet de la température par le rebouilleur ; le CO_2 est éliminé en tête de colonne F501 et la MEA considérée comme relativement pure (pauvre en CO_2) est soutirée du fond de la colonne de régénération pour être recyclée dans la colonne d'absorption F502.

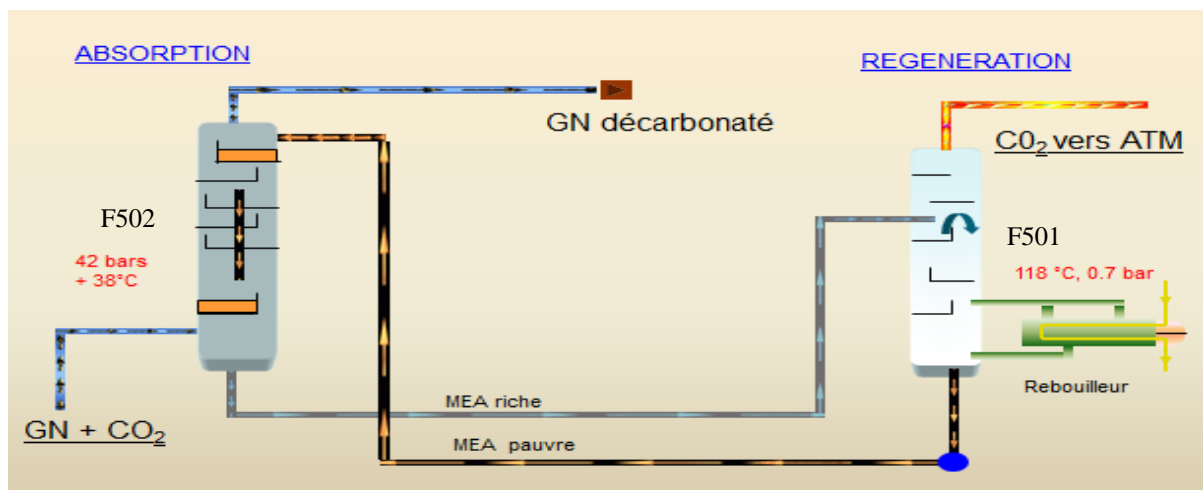


Figure II.1: Section de décarbonatation du gaz naturel

I.3. Stockage de la solution

La solution de MEA de concentration de 15 % à 20 % est stockée dans deux réservoirs G-501 et G-505, le réservoir G-501 fournit la solution de base et d'appoint des trains 100, 200, 300, tandis que le G-505 dessert les trains 400, 500, 600. Des puisards et des pompes sont associés aux réservoirs pour le transfert de la solution, et la dilution du solvant pour le cas échéant

II. Rôle de l'échangeur E504^[2]

La **Société Nationale de Transport et Commercialisation des Hydrocarbures SONATRACH** a entamé, au début des années 90, une vaste opération de rénovation et ce dans le but de minimiser les opérations de maintenance tout en assurant la fiabilité de l'exploitation et la conformité aux normes. Ainsi le complexe GL1/Z a renouvelé plusieurs équipements durant cette rénovation ce qui a permis d'augmenter la capacité de production des six trains. Plusieurs années après et suite à l'exploitation continue des équipements, le complexe se retrouve confronté à plusieurs problèmes de dysfonctionnement de quelques équipements, entre autres, le refroidisseur E.504 de la solution de MEA.

La MEA pauvre sortant du fond de la colonne de régénération X01-F-501 (voir figure II.2) à une température de 116 °C, passe à travers les échangeurs intermédiaires MEA riche/MEA pauvre (X01-E503 A et B), où la température est diminuée à 68 °C. Pour des raisons de transfert de masse dans l'absorbeur, la solution MEA pauvre à 15% est refroidie à l'eau de mer dans le refroidisseur E-504 jusqu'à la température de contact de la colonne d'absorption à 38 °C.

L'échangeur E.504 est un échangeur tubulaire de type faisceaux - calandre placé horizontalement, la solution MEA pauvre à 15% passant côté calandre et l'eau de mer passant côté tubes. Les caractéristiques et les paramètres de service Design de l'échangeur E504 sont résumés dans le tableau II.1.



Figure II. 2. Absorbeur et régénérateur

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

Tubes		Calandre
Nuance : 70-10 Cu-Ni		Acier
Nombre de tube 410 : tubes		Couvercle de la calandre avec tête flottante
Diamètre extérieur : 3/4 in BWG2		Diamètre extérieur : 76 in
Longueur : 6096 mm		
Nombre de passes : 02		Nombre de passes : 01
	Agent réfrigérant (eau de mer)	Agent caloporteur (MEA)
Température entrée(°C)	16	56
Température sortie (°C)	38	36
Débit (Kg/h)	103079,6	35170
Pression à l'entrée (bar)	1,7	53

III. Problématique

L'encrassement dû à la circulation de l'eau de mer dans les échangeurs conçus pour refroidir la solution M.E.A pauvre en CO₂ et le phénomène de corrosion rendent l'opération de refroidissement de la solution incomplète et un arrêt fréquent des échangeurs ce qui influe négativement sur la production.

L'encrassement des échangeurs est favorisé par plusieurs facteurs, entre autres, on a :

1. L'écart de température entre l'eau de mer et la paroi des tubes.
2. La dureté de l'eau de mer et sa forte corrosivité.

Dans le tableau II.2 sont affichés les paramètres de service réels de l'échangeur E504, le tableau II.3 énumère, au cours du temps, les différents problèmes rencontrés dans cet échangeur.

Tableau II.2 : Paramètres de service réels de l'échangeur E.504

	MEA (coté calandre)	EDM (coté tube)
Température entrée (°C)	72,9	25
Température sortie (°C)	43	38
Débit (Kg/h)	42780	103079,6
Pression à l'entrée (bar)	63	3,5

Plusieurs facteurs rendent médiocre l'échange de chaleur entre les deux fluides : eau de mer et solution de MEA dans l'échangeur E504, on cite :

- ✓ Débit d'eau de mer insuffisant pour le refroidissement ;
- ✓ Encrassement de la boîte de distribution de l'eau de mer ;
- ✓ Encrassement la paroi interne ;
- ✓ Dégradation de la surface externe des tubes.

Suite à tous ces problèmes notamment l'encrassement et la corrosion de l'échangeur E504 et comme il nous est impossible de traiter de grandes quantités d'eau de mer ou de refroidir à l'eau du réseau d'alimentation, il devient alors impérieux de renoncer au refroidissement de la solution absorbante par l'eau de mer, ainsi nous proposons un refroidissement par aéroréfrigérant. Pour cela on procède au dimensionnement d'un aéroréfrigérant dans le chapitre IV, en considérant les données réelles de service. Le chapitre III est consacré à une étude théorique sur ce type d'échangeur de chaleur.

Tableau II.3 : Suivi des problèmes dans l'échangeur E.504 au cours du temps

Date	Problèmes
03/08/1998	- Tubes légèrement obstrues. Cratère de corrosion au niveau de la tête flottante.
28/06/1999	- Crevasses au niveau du tampon et de la boîte de distribution de profondeur.
15/08/1999	- Dépôt de tartre important dans la boîte à eau ainsi que sur les plaques tubulaires
30/01/2000	- Dégradation de la peinture coté calandre et couvercle de la tête flottante. - Corrosion des boulons de fixation, ligne sortie de eau de mer
22/05/2000	- Boîte entrée/sortie eau de mer : Grillage colmaté par les débris de déchet marin à 80%. - Anode sacrificielle consommée.
24/06/2000	- Boîte entrée/sortie EDM : Grillage colmaté par les débris de déchet marins à 70%. - Anodes sacrificielles usées à 90%. - Plaque tubulaire colmatée.
07/03/2001	- La paroi de la boîte est couverte d'une solution gélatineuse (mélange eau de mer et solution MEA). - Faisceau tubulaire complètement corrodé.
04/07/2001	- La bride pleine de la boîte de distribution présente des cratères de corrosion avec perte de métal.
28/07/2002	- Usure avancée des anodes sacrificielles. - Détérioration du revêtement interne de la boîte.
20/11/2002	- La température de sortie de MEA élevée. - Boîte de distribution eau de mer : la paroi de la boîte couverte d'une solution gélatineuse (mélange eau de mer et solution de MEA). - Faisceau tubulaire corrodé.
02/06/2003	- Une consommation excessive de MEA du train 400 confirmé dans l'eau de mer après analyse.
04/08/2003	- Bouchage important des tubes par les dépôts.
24/04/2004	- Dépôt de calcaire et de coquillage sur la plaque tubulaire.
24/08/2005	- Colmatage partiel du faisceau tubulaire. - Endommagement de deux manchons de la boîte. - Présence des traces de corrosion.
20/06/2006	- Présence d'un dépôt important de la boue. - Présence d'un arrachement de métal sur la tête flottante.
18/03/2008	- Coté supérieur du faisceau 19 tubes fuyards, coté inférieur faisceau 2 tube fuyards.
28/10/2008	- La ligne d'entrée eau de mer de WC-X0050-1993 complètement corrodée et présente des fuites.

TECHNOLOGIE DES AÉRORÉFRIGÉRANTS

I. Introduction

Les aéroréfrigérants constituent la troisième grande famille des échangeurs, ils sont constitués de tubes et d'ailettes. On utilise les ailettes pour augmenter la surface d'échange. Les aéroréfrigérants utilisent l'air ambiant comme fluide de refroidissement. Cet air après aspiration par des ventilateurs axiaux traverse des faisceaux de tubes comportant des ailettes extérieures. A l'intérieure de ces tubes circule le fluide à refroidir.

I.1. Description de l'aéroréfrigérant

Dans l'échangeur (figure III.1), le fluide à refroidir est mis en circulation par une pompe et traverse un ensemble de tubes dont la paroi extérieure est soumise à une circulation d'air naturelle ou forcée. Le fluide à refroidir peut-être une huile, un gaz, un liquide organique, eau, vapeur, etc.

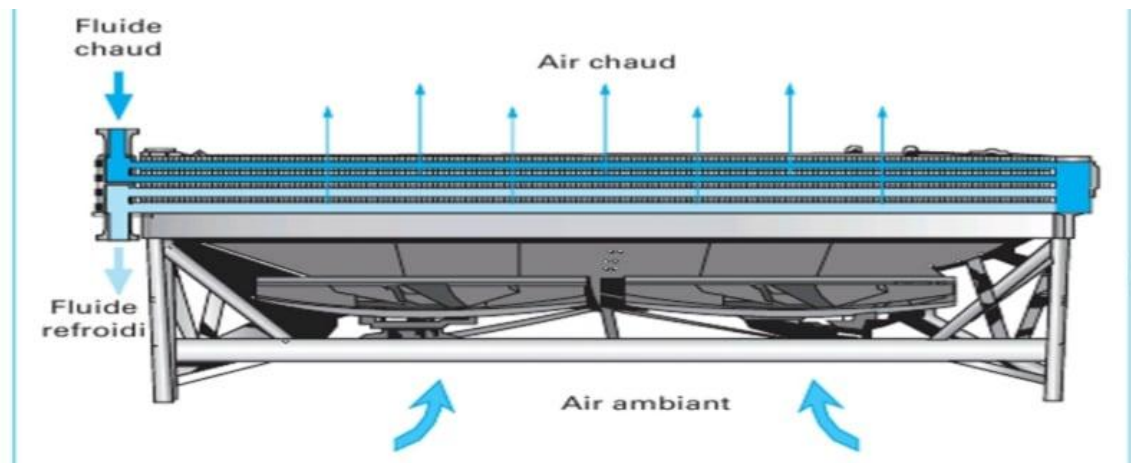


Figure III.1 : Principe de fonctionnement d'un aéroréfrigérant ^[3]

Un aéroréfrigérant est composé d'une surface d'échange et d'un moyen de ventilation. Le fluide à refroidir passant dans des tubes et l'air extérieur passant autour des tubes munis d'ailettes pour augmenter le coefficient d'échange thermique. Cette surface peut être composée de tubes en cuivre et d'ailettes en aluminium, avec des groupes moteurs-ventilateurs pour assurer la circulation de l'air et l'évacuation de la chaleur. A l'intérieur des tubes ailetés

circule le produit à condenser ou à réfrigérer. Le faisceau aboutit à des boîtes de distribution ou collecteurs, qui répartissent le débit en une ou plusieurs passes. Ces boîtes de distribution peuvent être à couvercle démontable ou soudé.

Dans ce dernier cas, un bouchon fileté se trouve dans l'axe de chaque tube pour permettre le nettoyage. Des ventilateurs produisent la circulation de l'air à travers le faisceau. Dans tous les cas, l'air circule de bas en haut et selon la disposition du ventilateur par rapport au faisceau de tubes, on distingue :

- Les appareils à **tirage induit** (Induced draft) (Figure III.2) où le ventilateur est au dessus du faisceau.
- Les appareils à **tirage forcé** (Forced draft) (Figure III.3) où le ventilateur est sous le faisceau

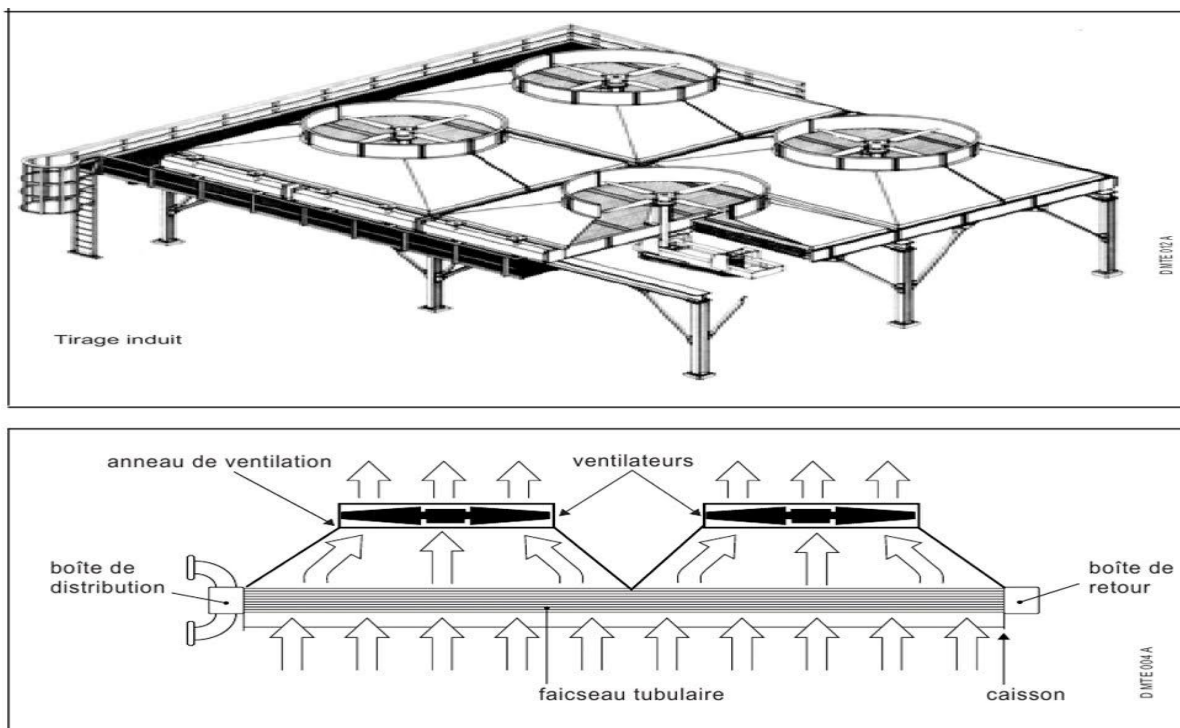


Figure III.2 : Aéroréfrigérants à air induit ^[3]

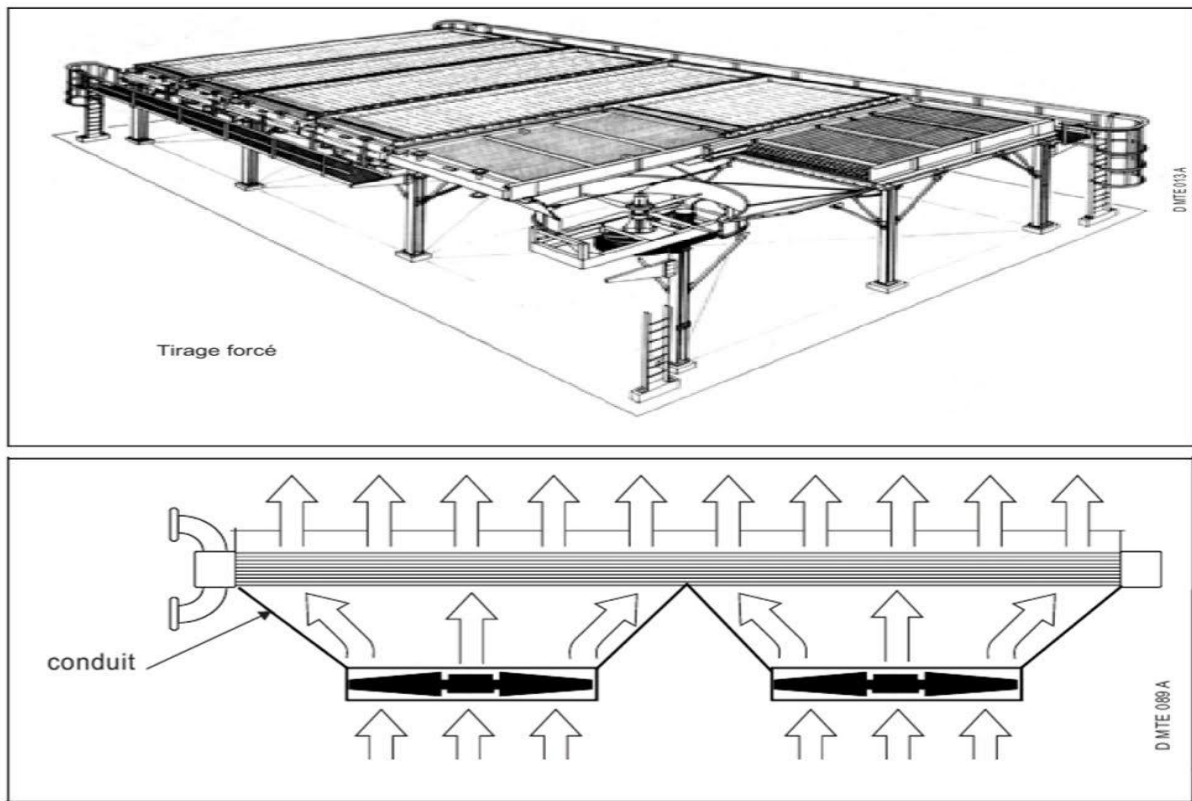


Figure III.3 : Aéroréfrigérants à air forcé ^[3]

I.2. Avantages et Inconvénients de chaque type

I.2.1. Les avantages du tirage induit

- La position du ventilateur assure une bonne protection du faisceau contre les conditions climatiques (pluies, rayonnement solaire) ;
- La vitesse de sortie de l'air chaud est 2 à 2.5 fois plus grande qu'en air forcé, ce qui réduit les risques de recirculation de l'air, notamment en cas de vents latéraux ;
- Espace libre sous le faisceau pour l'installation d'autres équipements sous réserve de problèmes de sécurité ;
- Le niveau de bruit au sol est plus faible qu'en configuration forcée.

I.2.2. Les inconvénients du tirage induit

- Les ventilateurs et même les moto-ventilateurs reçoivent de l'air chaud tiré dont la température ne dépasse pas 70 °C pour des pâles en plastique, et 100°C pour des pâles en aluminium ;

- Les composants d'entraînement de ventilateur sont moins accessibles à l'entretien ;
- Pour un même débit massique d'air en circulation, la puissance du ventilateur en tirage induit est plus grande.

I.2.3 Les avantages du tirage forcé

- Bonne disposition de l'ensemble moto-ventilateur qui fonctionne à l'air froid ;
- Puissance consommée plus faible ;
- Une meilleure accessibilité des éléments mécaniques pour l'entretien.

I.2.4 Les inconvénients du tirage forcé

- Exposition totale des tubes au soleil et à la pluie ;
- Plus de risques de circulation d'air chaud refoulé par les ventilateurs ;
- Niveau de bruit au sol plus grand.

I.2.5. Champ d'application des aéroréfrigérants

Les aéroréfrigérants trouvent leurs utilisations dans plusieurs domaines notamment dans :

- ✚ L'industrie pétrochimique ;
- ✚ Les stations de compression de gaz ;
- ✚ Le stockage du gaz ;
- ✚ Les unités de production de PVC, polyéthylène, fibre de verre ;
- ✚ Les unités de soude caustique ;
- ✚ Les unités de coke ;
- ✚ Les unités de transport et manipulation de l'ammoniaque ;
- ✚ Les unités de caoutchouc ;
- ✚ L'industrie du froid et conditionnement de l'air.

II. Constitution des aéroréfrigérants ^[7]

Les aéroréfrigérants sont des appareils de construction simple qui peuvent fonctionner pendant de longues périodes sans incidents. La source principale des pannes est le moto ventilateur, ce dernier constitue un système en mouvement. Ce sont les paliers, les courroies, les roulements et les boîtes à vitesses qui représentent les pannes les plus fréquentes.

Ils sont constitués des éléments principaux suivants (voir figure III.4) :

- ✓ Des faisceaux tubulaires ;
- ✓ Un collecteur ou système de distribution du fluide chaud ;
- ✓ Des ventilateurs ;

- ✓ Une boîte de distribution de l'air ;
- ✓ Un système de régulation ;
- ✓ Une structure métallique de soutien.

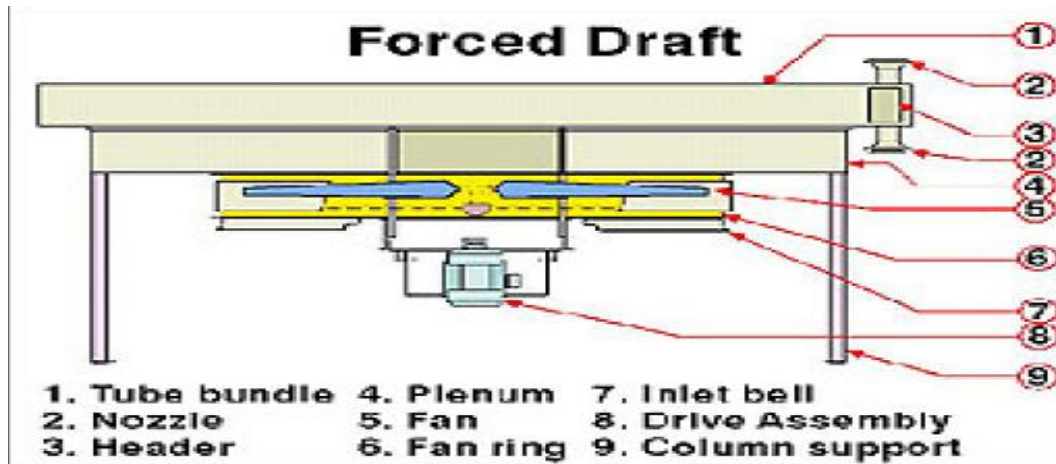


Figure III.4 : Constitution d'un aéroréfrigérant

II.1. Faisceaux tubulaires

Les faisceaux tubulaires des aéroréfrigérants sont généralement fabriqués en utilisant à l'extérieur des tubes ailetés placés en hauteur (voir figure III.5). Les ailettes sont enroulées en hélice sur le tube de base. La qualité de la liaison mécanique est primordiale et fonction de la température de service. Différents modes de construction sont utilisés pour réaliser des types d'ailettes adaptées aux conditions de mise en œuvre. Les ailettes sont généralement en aluminium, matière intéressante par sa ductilité pour le façonnage et sa conductivité thermique élevée.



Figure III.5 : Faisceaux d'aéroréfrigérant en construction ^[4]

II.2. Tubes ailettés

Les tubes peuvent être en acier au carbone, acier inoxydable, laiton, ou autres alliages. Le diamètre extérieur préféré est de 1 pouce. Quelques fabricants utilisent parfois de plus petits tubes, mais la plupart des aéroréfrigérants ont des tubes qui sont de diamètre extérieur de 1,0", 1,25", ou 1,5". L'épaisseur du tube change avec le matériau. Dans certains cas avec la pression de service et la température de fonctionnement. Le diamètre des ailettes varie de 50,8 mm à 63,5 mm, la valeur la plus utilisée est 57 mm (2,25 in).

En raison de la propreté de l'air et pour améliorer le coefficient de convection air paroi, les tubes sont disposés en quinconce. Le pas varie de 55,5 mm à 66,7 mm pour des tubes de 25,4 mm. Le nombre d'ailettes par pouce varie dans ce cas de 7 à 11. Le tableau III.1 donne le nombre d'ailettes et le rapport surface ailette / surface tube nu

Tableau III.1 : Nombre d'ailettes selon les constructeurs

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

II.2.1. Les ailettes type SG-G (Ailettes serties).



Figure III.6: Ailettes type SG-G (Ailettes serties)^[4]

Le matériau de l'ailette est l'aluminium ou le cuivre, celui du tube est tous type de métal. Ces ailettes sont d'un grand rendement aux hautes températures (400°C max), elles trouvent leur application dans :

- ✓ Les raffineries ;
- ✓ L'industrie pétrochimique ;
- ✓ Les stations de compression de gaz naturel ;
- ✓ La condensation de vapeur

II.2.2. Les ailettes type 'LL'

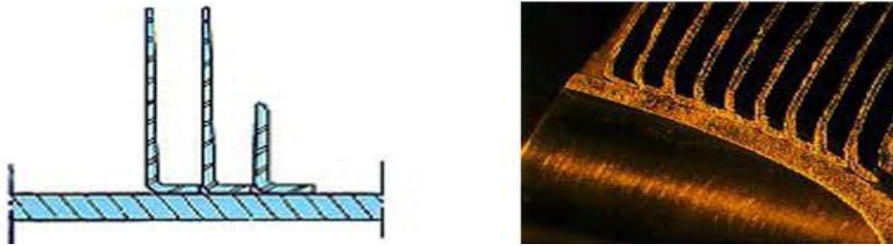


Figure III.7 : Ailettes type SG-LL (ailettes à recouvrement des L)^[4]

Le pied de l'ailette est préformé sous forme double LL (avec recouvrement des L) et appliqué sous tension sur le tube nu. Cependant, il est préformé de façon à ce que les ailettes se chevauchent. Ce qui permet d'améliorer la protection anticorrosion et la réduction de la résistance thermique. Les ailettes sont en aluminium, elles trouvent leur application à basse température donnant une meilleure protection contre la corrosion atmosphérique du tube que le type simple L. La température limite supérieure est de 180°C.

II.2.3. Les ailettes bimétalliques extrudées



Figure III.8: Ailettes bimétalliques extrudées^[4]

On emmanche un tube en aluminium sur le tube interne en matériau dur dont la surface extérieure est soigneusement polie et dégraissée. Le tube en aluminium subit une extrusion qui permet de refouler la matière de manière à former des ailettes de bon rendement thermique. Dans certains cas les ailettes peuvent être cannelées pour augmenter le coefficient global de transfert thermique, La température limite supérieure est de 250°C à 300°C. On les trouve surtout dans :

- ✓ Les raffineries de pétrole, produits chimiques et usines pétrochimiques ;
- ✓ Les stations de compression de gaz naturel ;
- ✓ Les condensations de vapeurs ;
- ✓ Les usines d'incinération de déchets ménagers
- ✓ Les réchauffeurs dans les unités de séchage du bois

II.3. Les boîtes de distributions ou collecteurs

Les boîtes de distribution ou collecteurs permettent d'introduire et de répartir le fluide chaud à l'intérieur des tubes et de récupérer le fluide réfrigéré ou condensé à la sortie. Ces collecteurs relient les tubes entre eux et sont soit :

- A bouchons dévissables utilisés pour des pressions jusqu'à 120 bars (Figure III.9).
- Avec couvercle démontable permettant l'accès aux tubes pour des fluides très encrassant et très corrosifs, les pressions utilisées atteignent un maximum de 40 bars (Figure III.10).
- Des collecteurs spéciaux utilisés pour les pressions de plus de 200 bars. Les tubes en U qui sont utilisés dans ces circonstances, sont soudés sur le collecteur (Figure III.11).

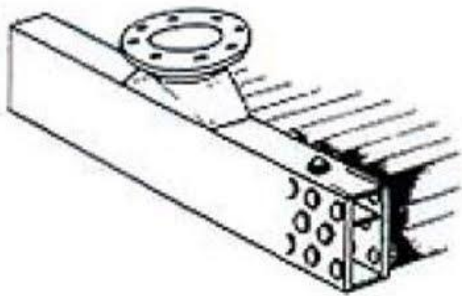


Figure III.9 : Boîte de distribution à bouchons dévissables

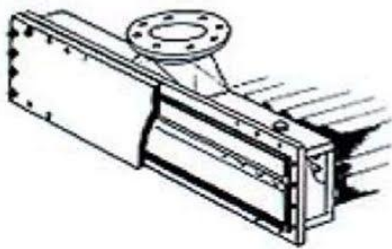


Figure III.10 : Boîte de distribution à couvercle démontable

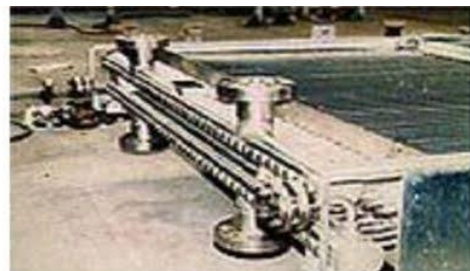
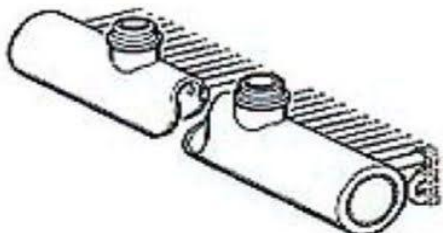


Figure III.11 : Collecteur cylindrique

II.4. Système de ventilation

La circulation de l'air à travers le faisceau d'aéroréfrigérant est assurée par un ou plusieurs ventilateurs entraînés par moteur électrique (Figure III.12), les principales caractéristiques des moteurs sont :

- Une vitesse de rotation de 750 à 1800 tr/min en fonction de la fréquence de l'alimentation électrique (50 Hz ou 60 Hz) et du nombre de pôles (plusieurs pôles magnétiques) ;
- Une puissance de 0,75 à 75 kW (102 Ch.) ;
- Des moteurs fermés étanches ;
- Des moteurs de sécurité pour atmosphère explosive ou inflammable ;
- Un montage à brides ou à pattes.

Les principales caractéristiques des ventilateurs sont :

- De 4 à 6 pales ou plus ;
- Des Pales en aluminium ou en polyester (FRP Fiberglass Reinforced Polyester) ;
- Diamètres de 2 pieds (610 mm) à 18 pieds (5500 mm) ;
- Angles des pales avec pré calage ou variable.

La vitesse du ventilateur est définie en fonction du débit d'air nécessaire pour atteindre les performances thermiques souhaitées de l'appareil. En général, la vitesse du ventilateur est inférieure à celle du moteur, ce qui nécessite une installation d'un réducteur de vitesse entre les deux.

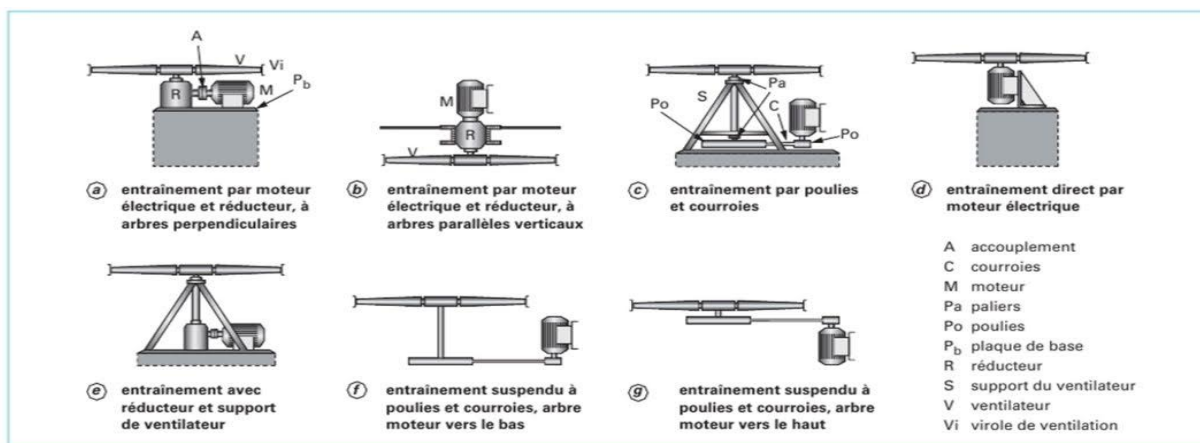


Figure III.12: Les différents montages du système de ventilation

III. Avantages et inconvénients des aéroréfrigérants par rapport au refroidissement à l'eau [5,6]

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

III.1. Les Avantages des aéroréfrigérants

- Disponibilité en quantités illimitées de l'air ;
- L'emplacement de l'aéroréfrigérant 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 ;
- Pas de calcaire, de sel ou de dépôts, pas de formation de substances organiques ;
- Peu corrosif et peu de problèmes de nettoyage ;
- Pas de suivi de la qualité de l'air et pas de traitement chimique ;
- Peu d'impact sur l'environnement ;
- Localisation d'éventuelles fuites.

III.2. Les inconvénients des aéroréfrigérants

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

DIMENSIONNEMENT DES AÉRORÉFRIGÉRANTS

I. Introduction

Le dimensionnement d'un aéroréfrigérant consiste à déterminer la quantité de chaleur échangée reçue du fluide chaud et qui permet d'avoir une température de sortie exigée par le fonctionnement de la turbine.

Dans les calculs, l'objectif est la puissance échangée obtenue avec une surface d'échange et une perte de charge les plus faibles possibles ce qui a un impact direct sur le meilleur coût d'investissement et d'exploitation.

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

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

II. Dimensionnement de l'aéroréfrigérant

Deux types de calcul thermique sont envisageables pour le dimensionnement d'un échangeur :

- Un calcul dimensionnel où s'effectue la détermination de la surface d'échange connaissant les températures d'entrée, de sortie, la nature et les débits des deux fluides.
- Un calcul de performance où on connaît la surface d'échange et les températures des deux fluides à l'entrée de l'échangeur et on calcule les températures de sortie des fluides et leurs débits.

Dans cette étude, il s'agit de dimensionner un aéroréfrigérant destiné à refroidir une solution d'amine MEA qui sert à absorber le dioxyde de carbone, présent dans le gaz naturel, dans la section de décarbonatation. L'agent réfrigérant est un courant d'air traversant cet échangeur.

Plusieurs calculs intermédiaires sont effectués afin de mener à terme l'opération de dimensionnement de l'échangeur, entre autres, le calcul de la température de sortie de l'air

(t_2), la différence de température logarithmique moyenne (ΔT_{LM}) et le nombre total de tubes (n_T) dans l'échangeur. L'aéroréfrigérant à dimensionner est de type sec à tirage forcé : Le fluide à refroidir circule dans les tubes d'un échangeur à ailettes et est refroidi par l'air mis en mouvement par des ventilateurs et traversant cet échangeur. Un exemple de tube aileté est schématisé par la figure IV.1. Le tableau IV.1 donne les différentes caractéristiques des deux fluides

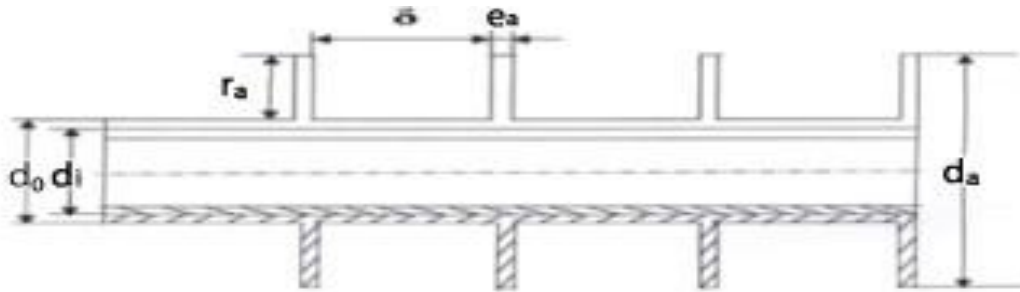


Figure IV.1 : Tube aileté

Tableau IV.1 : Caractéristiques 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)	73	30
Température de sortie (°C)	46	----
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	
Chaleur massique (J/kg °C)	4199	1005
Conductivité thermique à l'entrée (Kcal/h m °C)	0,5955	0,022966
Conductivité thermique sortie (Kcal/h m °C)	0,5640	--
Température minimale (°C)	----	-1
Altitude (m)	----	0

Tableau IV.2. Caractéristiques 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

deux ventilateurs de diamètre égal à 2,44 m sont utilisés dans ce type de ventilation 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.

II.1. Calcul thermique

Le dimensionnement consiste à calculer le coefficient global d'échange de chaleur en premier en choisissant les coefficients de convection de l'air et de la solution de MEA puis par utilisation de la loi de Brigg's et Young et dans ce cas les coefficients de convection sont calculés au préalable.

II.1.1. Espace entre ailettes successives

Sur la base du nombre d'ailettes linéaire n_{ail} (voir tableau IV.2), est calculé l'espace δ entre deux ailettes successives, selon la formule (IV-1)

$$\delta = \frac{1}{n_{ail}} - e_a \quad (IV-1)$$

II.1.2. Estimation du coefficient global d'échange de chaleur

Pour commencer, on estime un rendement de l'ailette $\eta_0 = 1$, le calcul du coefficient global de transfert de chaleur K_0 met en évidence deux modes de transfert de chaleur : mode convection entre fluide et paroi et mode conduction dans la paroi et prend en considération la résistance au flux de chaleur créée par l'encrassement à l'intérieur et l'extérieur du tube.

La relation IV-2 donne ce coefficient^[7].

$$\frac{1}{K_0} = \frac{1}{h_a \frac{A_T}{A_0}} + r_m + \frac{1}{h_i \frac{A_i}{A_0}} + \left(\frac{e}{\lambda}\right)_t + R_{encrT} \quad (IV-2).$$

Avec :

h_a : Coefficient de convection de l'air- paroi externe ^[7]

h_i : Coefficient de convection de MEA- paroi interne

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

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 IV.3 spécifie le nombre d'ailettes linéaire et le rapport selon surface ailette /surface tube nu

Tableau IV.3: Nombre d'ailettes(page 20)

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

$$R_{encrT} = R_{encri} \cdot \frac{d_0}{d_i} \quad (IV-3)$$

En s'aidant des données du tableau (IV.1) et celles du tableau suivant, on calcule l'espace entre deux ailettes succesives, la résistance totale de l'encrassement et le coefficient global de transfert de chaleur

Tableau IV.4: Données et résultats du calcul

Données				
r_m ($m^2 h \text{ } ^\circ C / Kcal$)	h_i (MEA) kcal/hm ² °C	h_a (air) kcal/h m ² °C	A_T/A_0	R_{encr} ($m^2 h \text{ } ^\circ C / Kcal$)
0,000151	3500	60	23,2	0,0004
Résultats				
δ (mm)	K_0 (kcal/h.m ² .°C)	R_{encrT} ($m^2 h \text{ } ^\circ C / Kcal$)		
19,55	574,8672	0,0004792		

II.1.3. Température de sortie de l'air

Pour déterminer la température de sortie de l'air après échange de chaleur avec le fluide chaud MEA, on consulte le diagramme de l'annexe D pour déterminer le nombre de rangées n_r des tubes afin de déduire les 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 d'entrée du fluide réfrigérant (Air)

t_1 : température de sortie de MEA

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 :

$$\frac{\Delta T_{air}}{\Delta T_{moy}} = 1,08 \quad ; \quad \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1} = 0,62$$

Le diagramme de l'annexe D donne un rapport $\frac{\Delta T_{air}}{T_1 - t_1} = 0,49$

La relation (IV- 4) donne la différence de température logarithmique moyenne ΔT_m . Le tableau IV.5 regroupe les différentes températures du système

$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \quad (IV- 4)$$

Tableau IV.5 : Les différentes températures

	MEA	AIR
Température d'entrée (°C)	73	30
Température de sortie (°C)	46	51,07
Différence de température (°C)	43	21,07
ΔT_m (°C)	18,81	

II.1.4. Calcul de la surface d'échange

Pour calculer la surface d'échange, plusieurs calculs intermédiaires sont à effectuer comme celui de la surface faciale. Les relations suivantes conduisent à cette surface :

- La surface totale S_T du tube nu en première estimations

$$S_T = \frac{\phi}{K_0 \Delta T_m f_c} \quad (IV-5)$$

Le facteur de correction f_c est égal à 1^[7] pour un nombre de rangées $n_r > 3$

- La surface faciale S_F

$$S_F = 0.9 \times \frac{S_T}{n_r} \quad (\text{IV-6})$$

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

$$\ell = S_F / L \quad (\text{IV-7})$$

- Le nombre de tubes sur une rangée

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

$$(n + 0,5) \cdot \text{pas} = \ell \quad (\text{IV-8})$$

- La surface d'échange installée S_{ins}

$$S_{ins} = A_0 \cdot n_T = \pi d_0 L \cdot n_T \quad (\text{IV-9})$$

Avec n_T , le nombre total des tubes tel que

$$n_T = n \cdot n_r \quad (\text{IV-10})$$

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

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

	Données							
	ϕ (kcal /h)	K_0 (kcal/h.m ² .°C)	ΔT_m (°C)	f_c	n_r	Pas (mm)	d_0 (mm)	L (m)
	1300646,272	574,8672	18,81	1	5	60,5	25,4	6,7
	Résultats							
S_T (m ²)	120,82							
S_F (m ²)	21,65							
ℓ	3,23							
n	52							
n_T	260							
S_{ins} (m ²)	139,005							

II.1.5. 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^[7] suivante :

$$h_a = \frac{0,134 \lambda_a}{d_e} \left(\left(\frac{d_r G_{\max}}{\mu_a} \right)^{0,681} \left(\frac{c_a \mu_a}{\lambda_a} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\delta}{r_a} \right)^{0,2} \left(\frac{\delta}{e_a} \right)^{0,1134} \right) \quad (\text{IV-11})$$

- Le débit d'air

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

$$m_a = \frac{\phi}{c_a (t_2 - T_2)} \quad (\text{IV-12})$$

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 la détermination de la vitesse massique par la relation suivante :

$$G_{\max} = \frac{m_a}{S_F} \quad (\text{IV-13})$$

Les résultats sont regroupés dans le tableau IV.7

Tableau IV.7 : Le coefficient de convection air – paroi externe

Données		Résultats	
ϕ (kcal/h)	1300646,272	m_a (kg/h)	257207,378
c_a (kcal/h kg°C)	0,24		
Température de l'air à l'entrée T_2 (°C)	30		
Température de l'air à la sortie t_2 (°C)	51,07		
Surface faciale S_F (m ²)	21,65	G_{\max} (kg/m ² s)	3,30
Diamètre externe du tube d_0 (mm)	25,4		
(viscosité dynamique de l'air μ_a (cP)	$1,91 \cdot 10^{-5}$	h_a (kcal/h m°C)	56.15
conductivité thermique de l'air λ_a (kcal /h m ² °C)	0,0239		
Le pas entre les ailettes δ (mm)	19,55		
rayon de l'ailette r_a (mm)	15,9		
Epaisseur de l'ailette e_a (mm)	0.3556		

II.1.6. 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 le calcul du nombre de Nusselt

- La température moyenne

$$T_m = \frac{T_1 + t_1}{2} \quad (IV-14)$$

- La section de passage droite

$$S_p = \frac{n_T \cdot \pi \cdot d_i^2}{4 \cdot n_r} \quad (IV-15)$$

- La vitesse du fluide chaud (solution de MEA)

$$V_i = \frac{ma \cdot C}{\rho \cdot S_p} \quad (IV-16)$$

- Le nombre de Reynolds

$$Re = \frac{\rho \cdot V_i \cdot d_i}{\mu} \quad (IV-17)$$

- Le nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{\mu C}{\lambda} \quad (IV-18)$$

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

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (IV-19)$$

$$Nu = \frac{h_i \cdot d_i}{\lambda} \quad (IV-20)$$

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

$$h_i = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_i} \quad (IV-21)$$

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

Tableau IV.8 : Le coefficient de convection MEA – paroi interne

Données		Résultats	
Température de MEA à l'entrée T_1 (°C)	73	T_m (°C)	60
Température de MEA à la sortie t_1 (°C)	46	Sp (m ²)	0,0183
Débit de solution de MEA m_a (kg/h)	48000	V_i (m/s)	0,742
C (KJ/Kg °C)	4.122	Re	34268,178
Diamètre interne du tube d_i (mm)	21,2	Pr	2,7384
Nombre de rangées n_r	5	Nu	136,467
Nombre de tubes n_T	260		
Masse volumique de MEA ρ (kg/m ³)	981,4		
Viscosité dynamique de MEA à l'entrée μ (cP)	0,4555	h_i (kcal/hm ² °C)	3833,306
Conductivité thermique de MEA à l'entrée λ (w/m °K)	0,5955		

II.1.7. Le coefficient global d'échange thermique

Les calculs précédents des coefficients de convection interne et externe permettent de déterminer une nouvelle valeur du coefficient global d'échange thermique par application de la relation (IV-2) et la comparer à la valeur calculée par estimation des coefficients de convection.

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

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

Données				
r_m (m ² h °C/Kcal)	h_i (MEA) kcal/hm ² °C	h_a (air) kcal/h m ² °C	A_T/A_0	R_{encr} (m ² h °C / Kcal)
0,000151	3833,306	56,15	23,2	0,0004
Résultats				
K_0 (kcal/h.m ² .°C)			568.562	

Les valeurs trouvées du coefficient global K_0 sont proches l'une de l'autre (voir tableaux IV.4 et IV.9) , l'erreur relative étant de 1,1% .

II.2 Les pertes de charges

La suite du dimensionnement nécessite un calcul de perte de charges à l'intérieur des tubes et à travers les faisceaux. La perte de charge correspond à la dissipation, par frottement, de l'énergie mécanique d'un fluide en mouvement.

II.2.1 Pertes de charges à l'intérieur des tubes

Pour calculer les pertes de charges à l'intérieur d'un tube (ΔP_i), on utilise la loi de Darcy^[7] suivante:

$$\Delta P_i = n_p \cdot \rho \cdot V_i^2 \cdot \left(f \cdot \frac{L}{d_i} + 2 \right) \quad (\text{IV-22})$$

Le facteur de friction f est déterminé d'après le diagramme de Moody (voir Annexe F) en fonction du nombre de Reynolds (Re) et de la rugosité du tube (ε) donnée selon la nature du matériau, la rugosité relative est le rapport ε / d_i

Les résultats sont regroupés dans le tableau IV.10

Tableau IV.10 : Pertes de charge internes

Données		Résultats	
Nombre de passes n_p	5	Rugosité relative ε/d_i	0.0012
Masse volumique du fluide ρ (kg/m ³)	981,4		
Diamètre interne du tube d_i (mm)	21,2	Facteur de friction F	0.021
Vitesse du fluide V_i (m/s)	0,742		
Longueur du tube L (m)	6,7	Pertes de charge internes ΔP_i (Pa)	23333,3
Rugosité ε (mm) (tube en acier, de construction ou forgé)	0.025		
Reynolds Re	34268,178		

Les pertes de charge internes obtenues sont admissibles, elles sont inférieures à 0,5 bars

II.2.2 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

II.2.2.1 Perte de charge à travers les faisceaux

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

$$\Delta P_a = f_a \cdot \frac{G^2 \cdot N_R}{\rho_{ma}} \quad (\text{IV-23})$$

Où le coefficient des pertes de charges f_a est donné par la formule de Briggs-Robinson ^[7] :

$$f_a = 18,93 \cdot \left(\frac{d_e \cdot G_{\max}}{\mu_a} \right)^{-0,316} \left(\frac{\delta}{d_e} \right)^{-0,927} \quad (\text{IV-24})$$

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 :

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

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

Tableau IV.11. Pertes de charges à travers les faisceaux

Données		Résultats	
Vitesse massique de l'air G_{\max} (kg m ² /s)	3,30	Facteur de correction f_a	1,6795
Diamètre externe du tube d_e (mm)	25,4		
Viscosité de l'air à l'entrée μ_a (Pa)	$18,6 \cdot 10^{-6}$	Masse volumique ρ_{ma} (kg/m ³)	1,12
Pas entre ailettes δ (mm)	19,55		
Nombre de Rangées N_R	5		
Densité de l'air à 20°C-level sea- ρ_a (kg/m ³)	1,2	Pertes de charges ΔP_a (Pa)	81,62
Masse volumique à 20°C ρ_{20} (kg/m ³)	1,205		
Masse volumique à 40°C ρ_{40} (kg/m ³)	1,128		

II.2.2.2 Débit d'air par ventilateur

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

$$Q_V = \frac{(m_a / \rho)}{n_v} \quad (\text{IV-26})$$

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 :

Tirage forcé:
$$\rho = \rho_{20} \frac{293}{273+t_1} \times F_a \quad (\text{IV-27})$$

Tirage induit:
$$\rho = \rho_{20} \frac{293}{273+t_2} \times F_a \quad (\text{IV-28})$$

Avec F_a : Facteur de correction du 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.

La vitesse de l'anneau du ventilateur est :

$$V = Q_v / S_v \quad (\text{IV-29})$$

Tel que S_v est la surface d'un ventilateur

La perte de charge dynamique pour un anneau est :

$$\Delta P_d = \frac{\rho \cdot V^2}{2} \quad (\text{IV-30})$$

Et la perte de charge totale est :

$$\Delta P_T = \Delta P_a + \Delta P_d \quad (\text{IV-31})$$

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

Tableau IV.12. Perte de charge totale

Données		Résultats	
Débit massique total de l'air m_a (kg/h)	257207,378	Masse volumique ρ (kg/m ³)	1,16
Nombre de ventilateurs n_v	2		
Température de l'air t_1 (°C)	30	Débit volumique par ventilateur Q_v (m ³ /s)	30,785
Masse volumique de l'air à 20°C ρ_{20} (kg/m ³)	1,2	Vitesse d'un anneau V (m/s)	6,592
Surface par ventilateur S_v (m ²)	4,67	Perte de charge dynamique ΔP_d (Pa)	25,203
		Perte de charge totale ΔP_T (Pa)	106,823

II.3. 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 :

$$P_v = \frac{Q_v \cdot \Delta P_T}{\eta_m \eta_v} \quad (IV-32)$$

Où η_m : rendement mécanique du ventilateur égal à 0,95

η_v : rendement de ventilateur en moyenne égal à 0,65

la puissance trouvée par ventilateur est $P_v = 5325,58$ W soit 7,27CV

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 :

$$P_{\text{inst}} = P_v \cdot 1,1 \cdot \frac{\rho_{\text{hiver}}}{\rho_{\text{été}}} \quad (IV-33)$$

$$P_{\text{inst}} = 7,27 \cdot 1,1 \cdot \frac{273+43}{273-1} = 9,29\text{CV} \approx 10\text{CV}$$

La puissance totale installée pour 2 ventilateurs est $10 \cdot 2 = 20$ CV

Vérification du choix du diamètre du ventilateur :

$$\frac{S_F}{S_v} = \frac{21,65}{4,63 \cdot 2} = 2,33 < 2,5 \text{ ce qui est correct.}$$

CONCLUSION GÉNÉRALE

La présente étude s'est réalisée dans le cadre de préparation du diplôme de master académique option Ingénierie en Pétrochimie. Un stage de courte durée au sein du complexe de liquéfaction du gaz naturel GL1/Z de Bethioua a été effectué. Une étude approfondie dans la section de décarbonatation nous a laissé constater un dysfonctionnement de l'échangeur E.504 destiné à refroidir la solution de MEA régénérée, par l'eau de mer. Un encrassement des tubes causé par l'eau salée est la source du problème, ce dernier a un impact direct sur la production, chose qui nous a motivée à remédier à cette problématique et proposer le remplacement de l'échangeur E.504 encrassé par un système de refroidissement à l'air c'est un aéroréfrigérant et épargner ainsi au complexe plusieurs tâches entre autres le changement des tubes encrassés et les conduites destinées à transporter l'eau de mer, cette dernière ne devient plus nécessaire.

Le transfert de chaleur entre le réfrigérant (eau de mer) et le caloporteur (solution de MEA) et aussi rendu médiocre à cause de :

- Débit d'eau de mer insuffisant de refroidissement ;
- Encrassement de la boîte de distribution de l'eau de mer ;
- Encrassement de la paroi interne ;
- Dégradation de la surface externe des tubes.

La solution de substitution a nécessité un dimensionnement de l'aéroréfrigérant, on a opté pour le type sec à tirage forcé et la méthode de différence de température logarithmique moyenne DTLM pour le calcul. Dans cet équipement, la solution de MEA chaude traverse des tubes à ailettes et l'air plus froid est tiré par des ventilateurs à travers les tubes. Après échange thermique la solution est refroidie et l'air est plus chaud.

Plusieurs paramètres ont été choisis conformes à la réalité comme le débit de la solution de MEA, sa température à l'entrée de l'échangeur et la température de sortie désirée, le flux de chaleur échangé, ...

Plusieurs diagrammes ont été utilisés dans le dimensionnement comme celui de l'annexe B il donne les caractéristiques des tubes selon leurs normes, la température de sortie de l'air a été calculée en consultant le diagramme de l'annexe D pour déterminer le nombre de rangées n_r des tubes et la différence de température de l'air puis déduire par calcul la température de

sortie de l'air, aussi le diagramme de Moody (Annexe F) a été consulté pour extraire le coefficient de friction en connaissant le Reynolds et la rugosité relative.

Le coefficient d'échange thermique par convection a été calculée de deux manières, les résultats sont proches l'un de l'autre, l'écart étant de 1%.

Plusieurs lois ont été utilisées dans le dimensionnement comme la loi de Brigg's et Young pour

Le calcul du coefficient de convection de l'air-paroi externe et la loi de Darcy pour le calcul des pertes de charges à l'intérieur d'un tube. Les pertes de charge internes obtenues sont admissibles, elles sont inférieures à 0,5 bars.

Les pertes de charges totales à travers les faisceaux calculées ont permis de déterminer la puissance d'un ventilateur (on a pris 2 ventilateurs) et par la suite la puissance installée qui tient compte des basses températures (hiver) et des hautes (été), elle est trouvée égale à 10 CV pour chaque ventilateur.

Enfin les résultats obtenus en suivant la méthode de la différence de température logarithmique moyenne confirment la faisabilité du projet.

ANNEXES

HEAT EXCHANGER SPECIFICATION SHEET (S.I. UNITS)				REQ'N No	20784-E-014
				ITEM No	X01-E-504
				PLANT	
Customer		SONATRACH			
Project location			GL-1-Z PROJECT RENOVATION		
Item No			Manufacturer		
			STRUTHERS INDUSTRIES		
Service of Unit					
REPLACEMENT TUBEBUNDLES FOR M.E.A. SOLUTION COOLERS					
Size :	x	Type:	Posn:	Connected in:	Series
Surf./Unit (Eff)	m ²	No. of Shells/Unit	Surf/Shell (Eff)	m ²	Parallel
PERFORMANCE OF ONE UNIT					
Fluid Allocation			Shellside		Tubeside
Fluid Circulated			15% MCA LEAN SOLUTION		SEAWATER (CHLORINATED)
Total Fluid Entering			Kg/S		
			IN		OUT
Liquid			Kg/S		
Vapour			Kg/S/MW		
Noncond			Kg/S/MW		
Steam			Kg/S		
Water			Kg/S		
Fluid Vap./Cond.			Kg/S		
			LIQ.		VAP.
Density			Kg/m ³		
Viscosity			cP		
Therm. Cond.			W/m °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		
Transfer Rate			W/m ² C		
			Service:		MTD
					Clean:
CONSTRUCTION					
Design / Test Press.			bar G		
Design Temperature (Max / Min)			°C		
Corrosion Allowance			mm		
Connections			Inlet		Ins
			No.		N.B.
			Outlet		Ins
			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 CUNI BIMETALLIC (2)			Tube-Tubesheet Joint: EXPANDED		
Shell:			ID: mm		Shell Cover:
Channel / Bonnet:					Channel Cover:
Tubesheet Stationary: FORGED C.S. ± 10mm AL BRZE CLAP.			Tubesheet Floating: FORGED CS ± 10mm AL BRZE CLAP.		
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: NQ		TEMA Class: 'R' Specs: SEE M/R
Weight: Each Shell:			Kg Bundle		Full Of Water Kg
Remarks: (1) BIMETALLIC TUBES, OUTER TUBE CS 1.65mm THK, INNER TUBE 70/30 CUNI x 1.65mm THICK.					
(2) OUTER TUBE TO BE FITTED WITH SUITABLE 70/30 CUNI FERRULE FOR FITTING TO TUBESHEET.					
(3) BUNDLE SHALL BE CONSTRUCTED IN ACCORDANCE WITH THE DRAWINGS					
REFERENCE IN MATL REQUISITION, EXCEPT TUBE MATL SHALL BE AS ABOVE.					
No	DATE	REVISION	BY	CHK	APP
3	23/6/93	ISSUED FINAL	SK	WHT	
2	2/2/93	ISSUED FOR PURCHASE	SK	WHT	
1	7/8/92	ISSUED FOR PURCHASE	SK	WHT	
0	29/05/91	ISSUED FOR QUOTATION	SK	WHT	
					JOB NUMBER: 20784
					DRAWING No.
					20-X01-E-104
					REV 3
					SHEET 1 OF 1
DATASHEET PREVIOUSLY ISSUED AS X01-DS-E-001					
(LON) E-158 (S.I) FEB'90					
Sonatrach Approval			Revision		
MB/11/1/92			2		

fiche de spécification

DIAMÈTRE EXTÉRIEUR (in et mm)	BWG	ÉPAISSEUR (mm)	DIAMÈTRE INTÉRIEUR (cm)	SECTION (cm ²)	SURFACE (m ² /m)		POIDS (kg/m)
					extérieure	intérieure	
1/2 in (12,7 mm)	14	2,10	0,848	0,565	0,0399	0,0266	0,600
	16	1,65	0,940	0,694		0,0295	0,490
	18	1,24	1,021	0,819		0,0321	0,384
3/4 in (19,05 mm)	10	3,40	1,224	1,177	0,0598	0,0384	1,436
	12	2,77	1,351	1,434		0,0424	1,216
	14	2,10	1,483	1,727		0,0466	0,963
	16	1,65	1,575	1,948		0,0495	0,774
	18	1,24	1,656	2,154		0,0520	0,597
1 in (25,4 mm)	10	3,40	1,859	2,714	0,0798	0,0584	2,024
	12	2,77	1,986	3,098		0,0624	1,696
	14	2,10	2,118	3,523		0,0665	1,324
	16	1,65	2,210	3,836		0,0694	1,057
	18	1,24	2,291	4,122		0,0720	0,811
1 1/4 in (31,75 mm)	10	3,40	2,494	4,885	0,0997	0,0783	2,604
	12	2,77	2,616	5,375		0,0822	2,158
	14	2,10	2,743	5,909		0,0862	1,682
	16	1,65	2,845	6,357		0,0894	1,340
	18	1,24	2,291	6,701		0,0918	1,024
1 1/2 in (38,1 mm)	10	3,40	3,124	7,665	0,1197	0,0981	3,185
	12	2,77	3,251	8,300		0,1021	2,634
	14	2,10	3,378	8,962		0,1061	2,039
	16	1,65	3,480	9,512		0,1093	1,622
	18	1,24	3,556	9,931		0,1171	1,237

BWG (Birmingham Wire Gauge) : Norme caractérisant l'épaisseur des tubes selon le diamètre et correspondant à une pression maximale d'utilisation.

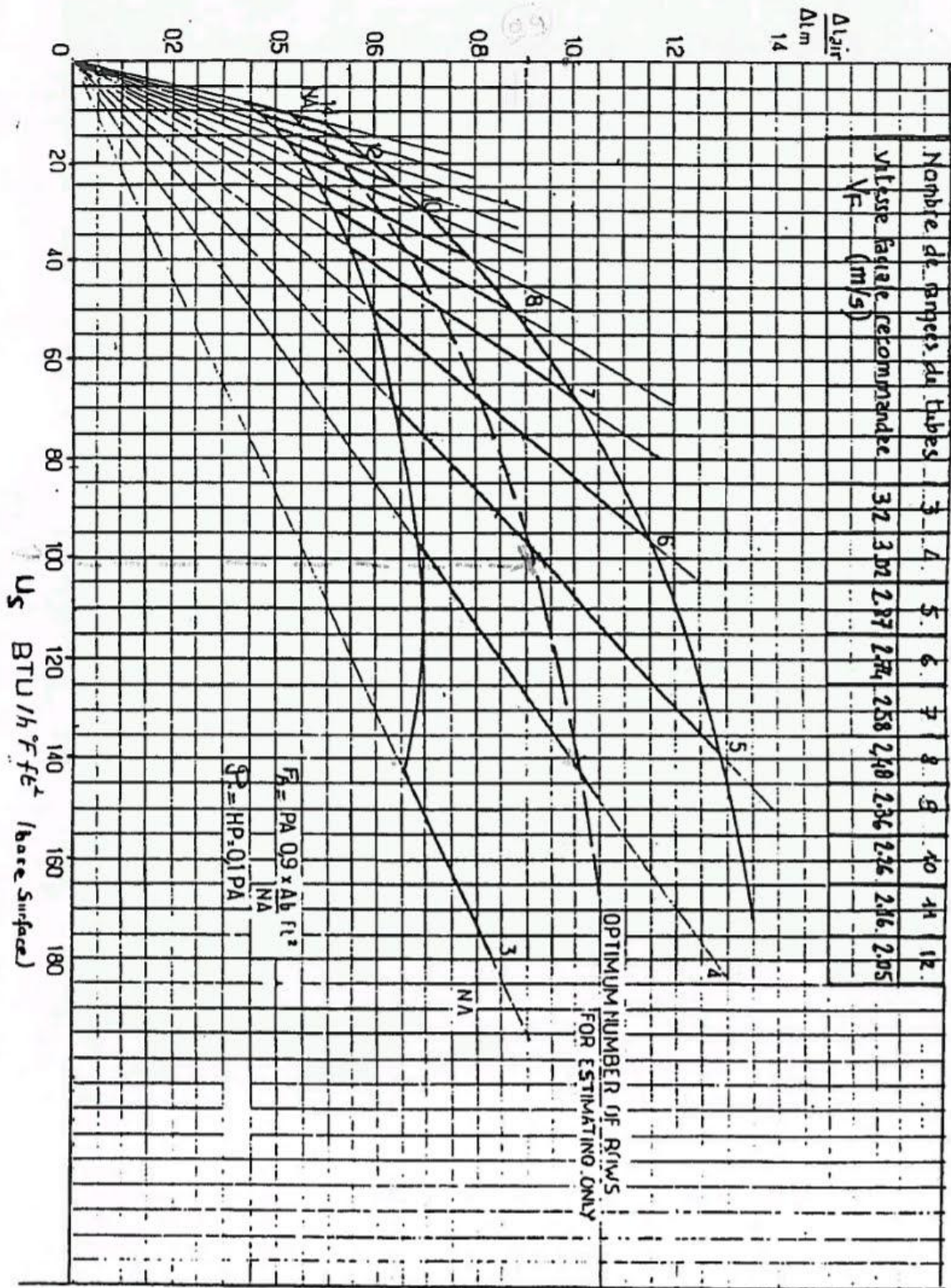
Caractéristiques des tubes d'échangeurs

Tableau 9

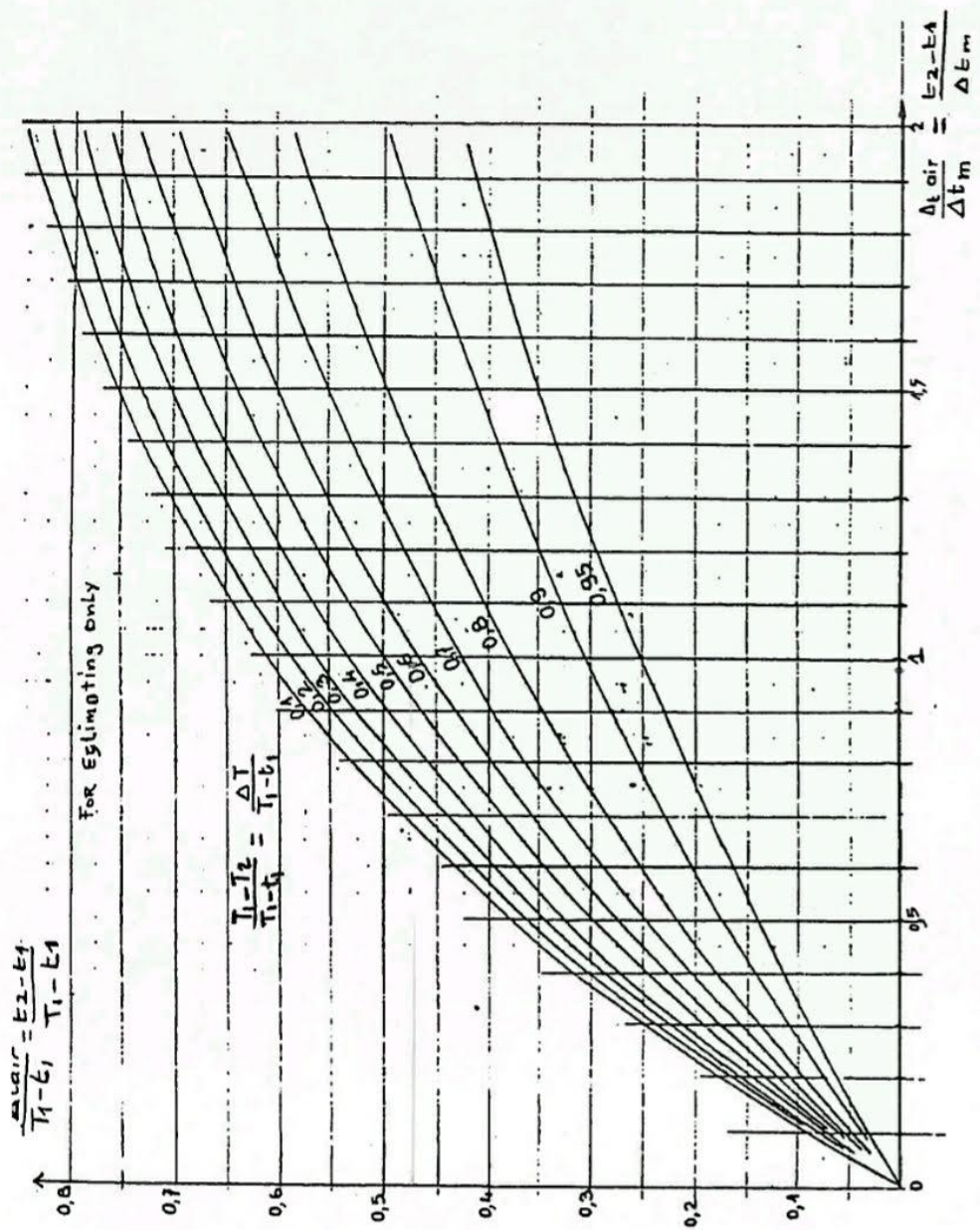
Propriétés physiques de l'air sec ($B = 760 \text{ mm Hg} \approx 1,01 \cdot 10^5 \text{ Pa}$) [13]

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{kg/m}^3$	$c_p, \text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$	$\lambda \cdot 10^2, \text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$	$\alpha \cdot 10^6, \text{m}^2/\text{s}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Pa} \cdot \text{s}$	$\nu \cdot 10^6, \text{m}^2/\text{s}$	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	1,028	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 physiques de l'air



Estimation du coefficient de transfert d' échange global



Estimation température de sortie de l'air

Moody Diagram

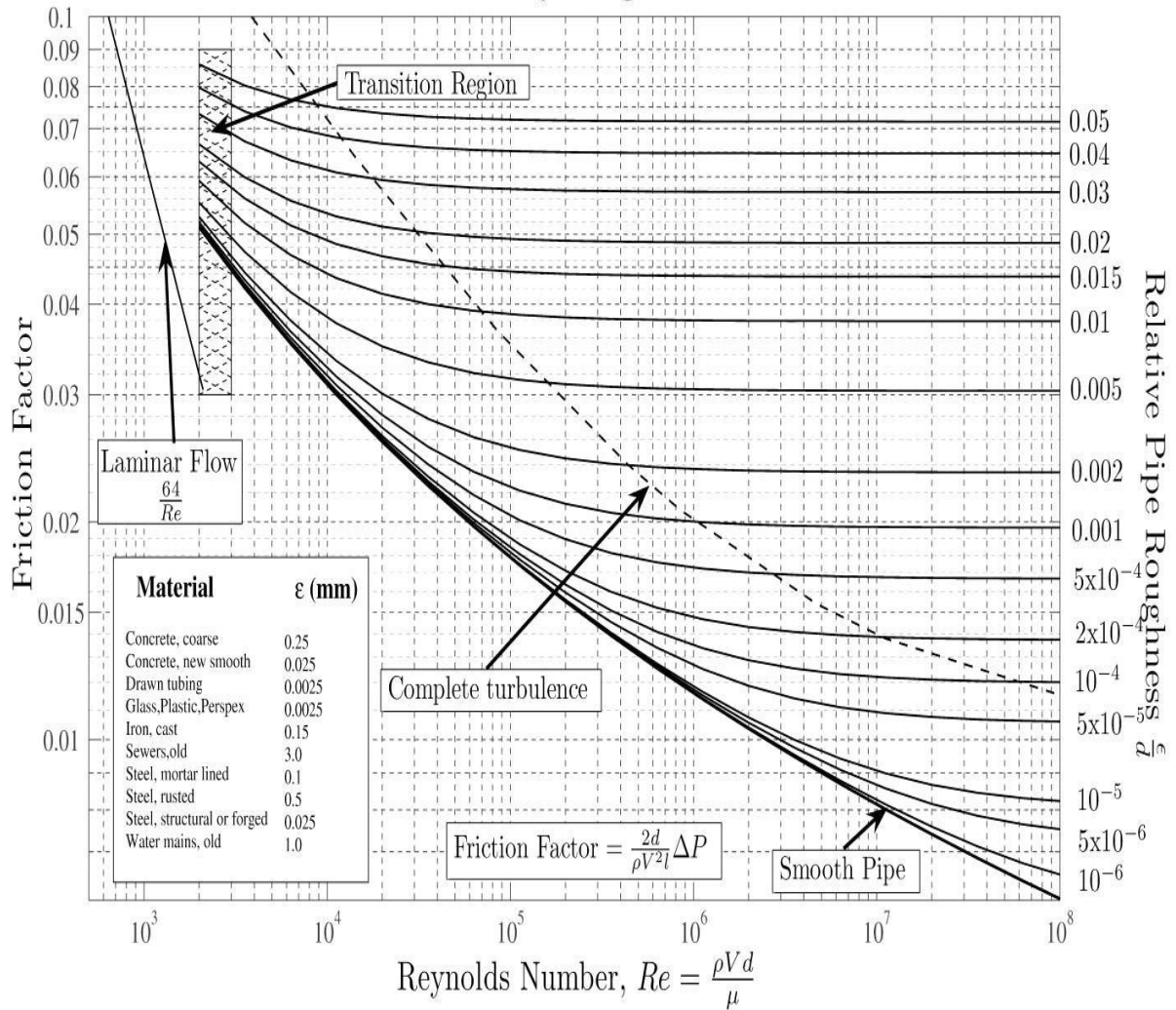


Diagramme de Moody

Annexe A : Fiche de spécification

Annexe B : Caractéristiques des tubes des échangeurs

Annexe C : Propriétés physiques de l'air

Annexe D : Estimation du coefficient de transfert d'échange globale

Annexe E : Estimation température de sortie de l'air

Annexe F : Diagramme de Moody

Bibliographie

[1]: Manuel opératoire, volume I & II, (2009).(2009).SONATRACH GL1/Z, « Soft tableau process »

[2]:F, Finkbeiner ; T, Gonard ; B, Filiol ; Echangeurs thermiques: Enjeux, marchés, technologie et politique d'innovation. Editions européennes Thermiques et Industries (EETI), France, 1993.

[3] Mémoire sur Etude et dimensionnement d'un Aéroréfrigérant air/huile
En remplacement de l'aéroréfrigérant air/eau pour la turbine MS 3002

[4] cours sur les échangeurs de chaleurs de M. BOUSSAID

[5] A.P.I. Standard 661, "Air Cooled Heat Exchangers for General Refinery Services."

[6] P. WUITHIER, Raffinage & Génie Chimique : Tome II, Editions TECHNIP, 1972,

[7] Dr. M. Masri, Equipements d'échange thermique, IAP Institut Algérien du Pétrole, 2013

Équipements d'échange thermique M. GHALEM Ahmed Said

[8] Techniques de l'Ingénieur, Dimensionnement thermique, B 2 342, Paris: 1989.

[9] Mémoire sur les équipements d'échange thermique Université M'hamed bouguera
INH(IMP) promo 2013