



MEMOIRE DE FIN D'ETUDES DE MASTER ACADEMIQUE

Filière: Génie des procédés

Option: Génie chimique

Thème

ETUDE DE PHENOMENE D'ENCRASSMENT DE
L'ECHANGEUR EDM/MEA DE LA SECTION DE
DECARBONATATION DU COMPLEXE GNL1/Z

Présentée par

- 1- Bouchibane Ikram
- 2- Belguendouz Merwa

Soutenu le 19/06/ 2025 devant le jury composé de :

Présidente :	BENALIOUA Bahia	MCA	Université de Mostaganem
Examinatrice :	BENHOURIA Assia	MCA	Université de Mostaganem
Rapporteur :	BESSAHA Fatiha	Professeure	Université de Mostaganem

Année Universitaire 2024/2025

REMERCIEMENT

En premier lieu nous remercions notre DIEU le tout puissant qui nous a donné la force pour l'élaboration de ce travail.

Nous adressons nos remerciements à notre encadrante Professeure BESSAHA Fatiha pour son aide précieuse et ses conseils qui ont été bénéfiques dans la réalisation de ce mémoire.

De plus, nous tenons à exprimer notre profonde reconnaissance envers les membres du jury,

Mme BENHOURIA Assia et Mme BENALIOUA Bahia Maître de conférences A à

l'université de Mostaganem pour avoir accepté d'évaluer notre mémoire.

A tout le personnel du complexe GL1/Z pour leur accueil et leur aide tout au long de la réalisation de ce travail.

On remercie aussi toute personne ayant contribué de près ou de loin au bon déroulement de cette recherche.

Dédicaces

*On dédie ce présent mémoire en signe de reconnaissance et de respect aux être
les plus chers en mon cœur qui ont grandement contribué à mon éducation et
instruction.*

*A nos chers parents, pour tous leurs sacrifices, leur amour, leur tendresse, leur
soutien et leurs prières tout au long de mes études.*

*A toute personne qui nous 'a aidé et encouragé pour progresser et réussir
durant toute cette période.*

*A notre encadrante pour son suivi de notre mémoire et aux agents de l'industrie
pour leur rapport en informations.*

A tous ceux qui me sont chers.

ملخص

في وحدة EDM/MEA تتناول هذا المذكرة دراسة ظاهرة التسخين والتراكم (الانسداد) داخل المبادل الحراري المختصر وتراكم الشوائب القادمة من الغاز، مما MEA ينتج هذا الانسداد عن تحلل محلول نزع الكربونات التابعة للمركب الغازي يؤدي إلى انخفاض فعالية التبادل الحراري وتراجع أداء الوحدة. تسلط الدراسة الضوء على الأسباب والآثار، وتقتراح حلولاً تقنية مثل تحسين مراقبة ظروف التشغيل، وتنظيف المبادل بشكل دوري، واستخدام تقنيات مبتكرة للحد من تكوّن الرواسب.

الكلمات المفتاحية: الغاز الطبيعي؛ إزالة الكربون؛ السد؛ MEA

Résumé

Ce mémoire étudie l'encrassement de l'échangeur de chaleur eau de mer (EDM) et Monoethanolamine (MEA) (EDM/MEA) dans la section décarbonation du complexe GL1. L'encrassement, causé par la dégradation de la MEA et les impuretés du gaz, réduit l'efficacité thermique de l'échangeur et provoque des pertes de performance. L'analyse met en évidence les causes, les effets, et propose des solutions techniques comme l'amélioration du suivi des paramètres opératoires, les nettoyages réguliers, et l'usage de technologies innovantes pour limiter la formation de dépôts.

Mots clés :gaz naturel ; Décarbonation ; Bouchage ; MEA.

Abstract:

This thesis focuses on the study of fouling phenomena in the EDM/MEA heat exchanger within the decarbonation section of the GL1 gas complex. Fouling is caused by the degradation of the MEA solution and the accumulation of gas impurities, leading to a decrease in heat exchange efficiency and a drop in unit performance. The study identifies the main causes and consequences, and proposes technical solutions such as improved monitoring of operating conditions, regular cleaning, and the use of innovative technologies to limit deposit formation.

Keywords: natural gas; decarbonation; plugging; MEA.

Liste des Tables

Tableau I.1 : Tableau I.1 : Composition chimique de GNL.....	3
Tableau I.2 : Conditions de stockage du GNL.....	3
Tableau I.3 : représente les paramètres de service de l'échangeur E.504 (design).....	7
Tableau II.1 : Paramètres de service de l'échangeur E.504 (actuels).....	10
Tableau II.2 : le débit d'eau de mer à travers les tubes du refroidisseur E.504 de la solution de MEA .	14
Tableau II.3 : Tableau de comparaison entre design et actuelle.....	14
Tableau II.4 : correspondance entre la précision de régulation thermique et les techniques de ventilation recommandées.....	18
Tableau II.5 : Estimation de h_i côté tube pour les liquides.....	19
Tableau II.6 : Estimation de h_i côté tube pour les vapeurs.....	20
Tableau II.7 : Résistance d'encrassement pour l'eau en fonction des conditions d'utilisation.	21
Tableau II.8 : Variation du facteur de correction F_a en fonction de l'altitude	25

Liste des figures

Figure I.1 :section de décarbonatation

Figure I.2: l'échangeur E-504.

Figure II.1 :Les deux réfrigérants

Figure II.2 :les photos de Bouchage

Figure II.3: Evolution de la vitesse de l'écoulement en fonction de débit d'eau de mer

Figure II.4 :Les aéro-réfrigérants

Figure II.5 : :système de refroidissement par ventilation d'air ambiant

Sommaire

INTRODUCTION GENERALE	1
Chapitre I.....	2
Partie théorique	2
I.INTRODUCTION.....	3
I.2.COMPOSITION DU GAZ NATUREL.....	3
I.3.SECTION DE DÉCARBONATATIONS	3
I.4.FONCTIONNEMENT DE LA SECTION DE DÉCARBONATATION	4
I.4.1.Principe de fonctionnement	4
I.5.SYSTEME DE REGENERATION MEA	5
I.6.DESCRPTION ET ROLE DE L'ECHANGEUR E-504 DANS LE COMPLEXE GNL1.....	5
I.7.DEFINITION ECHANGEURS E504 :	6
I.8.CAUSES DE MAUVAIS DE TRANSFERT DE CHALEUR DU REFROIDISSEUR E.504.....	7
I.9.ENCRASSEMENT	8
I.9.1 La corrosion	8
I.9.2 L'encrassement biologique.....	8
I.9.3 L'encrassement par réaction chimique.....	8
I.9.4 L'entartrage	8
I.9.5 L'encrassement particulaire	8
Chapitre II :	9
Partie calcul	9
II.1. INTRODUCTION	10
II.2. PROBLEMATIQUE	10
II.4. ANALYSE DES CAUSESDE PROBLEME.....	13
II.5.PROPOSITION	15
II.6.DEFINITION DES AERO-REFRIGERANTS.....	16
II.7.DESCRPTION DES AERO-REFRIGERANTS	17
II.8.OBJECTIF DU CALCUL DES AERO-REFRIGERANTS	17
II.9.METHODES DE CALCUL DES AERO-REFRIGERANTS.....	17
II.10.CHOIX DE LA TEMPERATURE DE CALCUL POUR L'AIR	18
II. 11. REGULATION DE LA TEMPERATURE.....	18
II.12.EVALUATION DU COEFFICIENT DE CONVECTION COTE TUBE	19

II.13. RESISTANCES D'ENCRASSEMENT EAU	20
II.14.CALCUL DU COEFFICIENT DE CONVECTION COTE AIR	21
II.15.PROCESSUS DE CALCUL THERMIQUE D'UN AERO-REFRIGERANTS (ADAPTATION DE ΔTLM).....	22
II.15.1.Calcul thermique.....	22
II.15.2.Calcul des pertes de charges	24
Conclusion générale	25

Introduction générale

Introduction générale

INTRODUCTION GENERALE

Le commerce 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, dont le GNL représente une grande partie.

L'Algérie est connue par ses vastes réserves de gaz naturel ce qui en fait un acteur majeur sur le marché mondial de l'énergie.

Le gaz naturel occupe une place cruciale dans l'économie, c'est la source d'énergie la plus demandée, elle est propre et efficace contribue à réduire les émissions de gaz à effet de serre par rapport à d'autres combustibles fossiles.

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).

Le processus de liquéfaction de gaz naturel débute de la section de décarbonatation et termine à la section cryogénique, ou le gaz est liquéfié et envoyé vers le stockage. La quantité de gaz liquéfié est parfois inférieure que celle qu'on veut produire, ce manque de production est dû principalement aux problèmes apparaissant dans les différentes sections de l'unité.

Parmi les problèmes vécus au niveau des unités de liquéfaction du gaz naturel (GL1Z), nous avons les problèmes de l'endommagement de l'échangeur **E504**, Ce dernier permet de régler la température finale de la MEA pauvre qui vient d'être régénérée à 38°C, celle-ci passe côté calandre tandis que l'eau de mer de caractère corrosif est envoyé côté tube.

Notre travail consiste à déterminer les principaux problèmes de fonctionnement rencontrés par les utilisateurs d'échangeur de chaleur **E504**.

Notre mémoire s'articule selon l'ordre suivant :

- Chapitre I : partie théorique
- Chapitre II : La problématique, nous étudions les causes possibles qui peuvent mener à l'apparition le problème de l'encrassement pour pouvoir dégager les solutions les plus appropriées.

Une conclusion et les recommandations de ce travail achèveront ce mémoire.

Chapitre I

Partie théorique

I.INTRODUCTION

Le gaz naturel est examiné comme un aliment plus propre et plus serviable de l'environnement que la plupart des autres combustibles fossiles. Son avantage par rapport au charbon ou au pétrole réside dans le fait que les émissions de dioxyde de soufre sont négligeables et que les niveaux d'oxyde d'azote et de dioxyde de carbone sont plus faibles. Un plus grand recours à cette source d'énergie permettrait notamment de limiter les impacts négatifs sur l'environnement tels que : les pluies acides, la détérioration de la couche d'ozone ou les gaz à effet de serre [1].

I.2.COMPOSITION DU GAZ NATUREL

Le constituant principal du gaz naturel est le méthane CH_4 , notamment en plus de ce composé, il peut contenir également :

- Des hydrocarbures plus lourds que le méthane (de C_2 à C_{12}).
- Du dioxyde de soufre SO_2 .
- Du sulfure d'hydrogène appelé aussi gaz acide H_2S .
- Du dioxyde de carbone CO_2 .
- De l'azote N_2 .
- Parfois de petites quantités d'Hélium (He) et de Mercure (Hg) [2].

Tableau I.1 : Composition chimique de GN

Composants		%Molaire
N_2	Azote	6
CH_4	Méthane	84
C_2H_6	Ethane	7
C_3H_8	Propane	3

Tableau I.2: Conditions de stockage du GNL

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

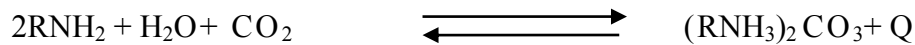
I.3.SECTION DE DÉCARBONATATIONS

L'unité de décarbonatation est l'une des unités de traitements du gaz naturel conçue pour l'élimination d'une grande partie du gaz carbonique « CO_2 » contenu 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 cryogéniques) [5].

I.4.FONCTIONNEMENT DE LA SECTION DE DÉCARBONATATION

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 $C_2H_5ON-H_2$. 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 CO_2 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 mono éthanol amine 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 [4].

I.4.1.Principe de fonctionnement

Le gaz naturel passe d'abord dans la section d'épuration située en bas de la colonne d'absorption 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 CO_2 , puis dirigé vers la section de déshydratation, la solution de MEA pénètre en haut de l'absorbeur pauvre en CO_2 au fur à mesure qu'elle descend pour quitter la colonne sous une forme de MEA riche [3]. La figure I.1 représente la section de décarbonatation.

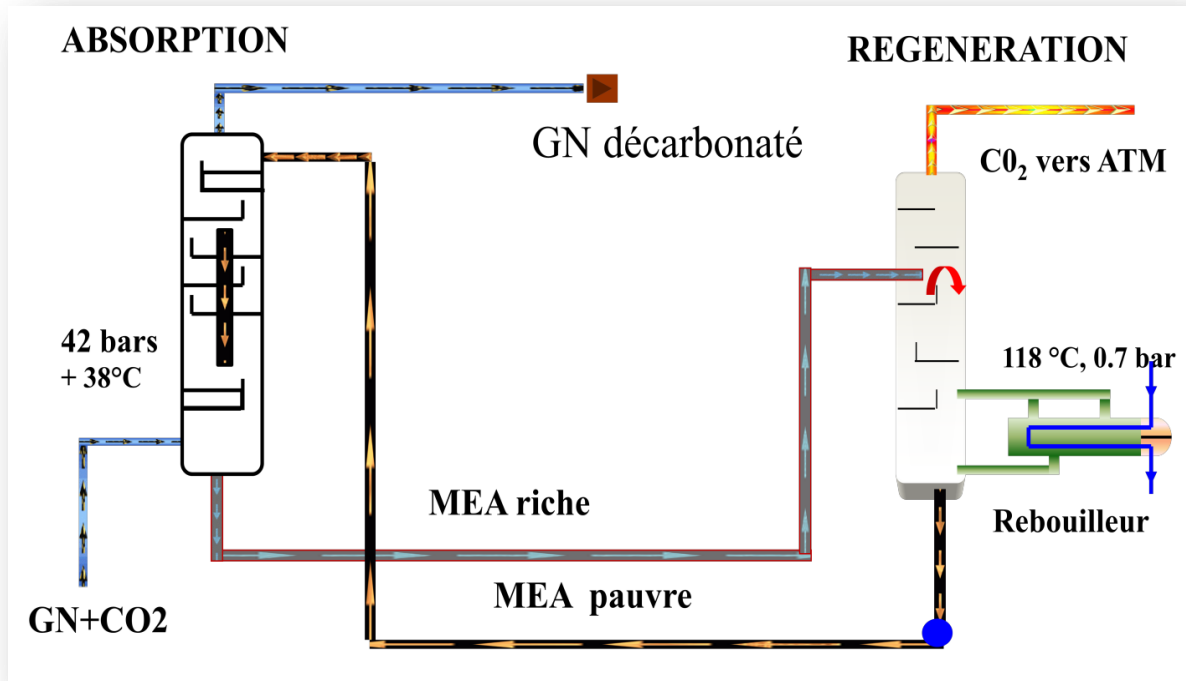


Figure I.1. Section de décarbonatation

I.5.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 échange 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 1 bar. 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 [6].

I.6.DESCRPTION ET ROLE DE L'ECHANGEUR E-504 DANS LE COMPLEXE GNL1

La solution de la MEA pauvre, débarrassée de CO₂, quitte le puisard du régénérateur de MEA F-501 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, E-503 A et B où sa température diminue

jusqu'à environ de 71°C par échange de chaleur avec la solution riche venant de l'absorbeur F-502.

La solution pauvre passe de l'échangeur E-503 à l'aspiration de la pompe J-503 ou 504, cette pompe refoule la solution de MEA pauvre dans l'échangeur

E-504, ou la température de la solution est réglée au moyen d'eau de mer comme agent de refroidissement au environ de 40°C. L'échangeur E-504 est un échangeur thermique tubulaire (faisceaux calandre) qui est placé horizontalement, l'eau de mer passant coté tubes et la solution MEA pauvre passant coté calandre. [8]

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

- Les Tubes :

- Nuance : 70-10 Cunit
- Nombre de tube 410 tubes .
- Diamètre extérieur 3/4 in BWG2 .
- Longueur 6096 mm .
- Nombre de passe 02.

- La calandre (en acier de carbone) :

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

-Boite de distribution (en acier de carbone) :

I.7.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 bar [7].

La figure I.2 représente l'échangeur de chaleur E.504.



Figure I.2: Echangeur E-504 de la section de décarbonation.

Tableau I.3 : Paramètres de service de l'échangeur E.504 (design).

	MEA (coté calandre)	EDM (coté tube)
Température entrée °C	72,2	25
Température sortie (°C)	37,7	38,4
Débit (Kg. h)	54964	147871

La perte de charge à travers les tubes de l'échangeur est de 0,689 ba

I.8.CAUSES DE MAUVAIS DE TRANSFERT DE CHALEUR DU REFROIDISSEUR

E.504

Le mauvais de transfert de chaleur du refroidisseur E.504 due 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 tube.

I.9. ENCRASSEMENT

L'encrassement est défini comme l'accumulation d'éléments solides indésirables sur une interface d'échange, Il existe 5 grands types d'encrassement différents :

I.9.1 La 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.

I.9.2 L'encrassement biologique

L'encrassement biologique est dû au développement de micro-organismes qui créent un film encrassant au contact de la surface d'échange.

I.9.3 L'encrassement par réaction chimique

L'encrassement par réaction chimique est dû à la présence d'une réaction chimique au voisinage d'une surface d'échange.

I.9.4 L'entartrage

L'entartrage d'une surface d'échange est généralement associé à la production d'un solide cristallin à partir d'une solution liquide. Il dépend donc fortement de la composition des eaux industrielles

I.9.5 L'encrassement particulaire

Il s'agit du dépôt puis de l'accumulation, sur les surfaces d'échange, de particules transportées par l'écoulement de fluides industriels

Chapitre II = Partie calcul

II.1. INTRODUCTION

La section de décarbonatation est la principale section du complexe de liquéfaction du gaz naturel, c'est la première unité de traitement par laquelle passe le gaz d'alimentation à son entrée dans le process, elle a un rôle très intéressant, donc elle nécessite l'entretien périodique afin d'assurer le bon fonctionnement des trains qui conduit à la bonne production.

Malgré les efforts déployés pour éviter le dysfonctionnement, mais le processus se heurte plusieurs problèmes au niveau de cette section, spécialement dans les équipements de base tels que le problème de l'encrassement de l'échangeur E-504, causé par le problème de cavitation de la pompe MEA J-503.

De ce fait, on va étudier ces problèmes-là, espérant trouver des solutions adaptées peuvent réduire les conséquences de ces problèmes sur la production et l'obtention d'un bon rendement.

II.2. PROBLEMATIQUE

Depuis le démarrage du train 400 en mars 1996, après sa rénovation, le refroidisseur à eau de mer de la solution de MEA pauvre (E.504) a fonctionné correctement jusqu'au mois de novembre 2002 ou il a été enregistré une augmentation de la température de la solution de MEA à la sortie de cet échangeur pour atteindre parfois 50 °C.

Suite aux différents problèmes rencontrés au niveau du refroidisseur de la solution de MEA pauvre, un mauvais de transfert de chaleur à été enregistrée.

Le tableau suivant représente les paramètres de service de l'échangeur E.504 :

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

	MEA (coté calandre)	EDM (coté tube)
Température entrée °C	56	16
Température sortie (°C)	36	38
Débit (Kg. h)	35170	103079,6

II.3.ANALYSE DU PROBLEME

Les échangeurs de chaleur installés dans les unités 5/6P, du complexe GL1/Z et dont le rôle est le refroidissement de la solution M.E.A pauvre dans la section décarbonatation, n'arrivent plus à remplir correctement cette fonction. Le problème numéro 1 est l'encrassement dû à la circulation d'eau de mer qui subit une filtration sommaire. La corrosion est un second problème entraînant le dysfonctionnement fréquent des échangeurs. L'arrêt de ces échangeurs a une incidence sévère sur le fonctionnement de l'unité en raison de leur importance. Un certain nombre de points contribue à l'encrassement de ces échangeurs qui sont :

- La situation des réfrigérants dans l'unité : Les réfrigérants d'amines se trouvent en bout de ligne du réseau de pompage de eau de mer.
- L'écart de température entre l'eau de mer et la paroi des tubes.
- La dureté de l'eau de mer et sa forte corrosivité.

Les photos ci-dessous montrent l'ampleur des dégâts qu'on rencontre régulièrement sur ces appareils de première importance.



Figure II.1 :Deux réfrigérants de la section de décarbonatation



Figure II.2 : Images du problème de Bouchage de l'échangeur

L'encrassement chronique de ces échangeurs se traduit par de nombreux problèmes et un impact sur l'arrêt des installations pour cause de maintenance. Ces arrêts fréquents entraînent un manque à gagner important pour cause de :

- Arrêt des installations
- Remplacement du matériel corrodé.
- Les pertes d'amine.

On a aussi noté un impact écologique causé par le déversement de la MEA vers les égouts et la mer ainsi que dans l'environnement.

II.4. ANALYSE DES CAUSES DE PROBLEME

L'analyse des causes fait ressortir ce qui suit :

- **Débit d'eau de mer insuffisant de refroidissement**

Le débit d'eau de mer de refroidisseur de la solution MEA du train 400 a été calculé selon les paramètres de fonctionnement actuels.

Une comparaison a été faite entre les paramètres de fonctionnement du E-504 du train **400 et ceux du design.**

La perte de charge à travers les tubes du train 400 de l'ordre de 0,35 bar est considérée basse, comparée avec le design 0,68 bar.

Calcul des différents paramètres :

$$M = \rho * S * V \dots\dots\dots \text{II.1}$$

M (kg/h) = débit massique en (kg/h)

On va calculer la vitesse :

$$V = \frac{M}{\rho * S} \dots\dots\dots \text{II.2}$$

V = la vitesse en (m/s) .

ρ = la masse volumique (kg/m³) .

S = la surface en (m²) .

$$R = \frac{\rho * V * D}{\mu} \dots\dots\dots \text{II.3}$$

R= Nombre de Reynolds

D = le diamètre en (m)

Le tableau représente le débit d'eau de mer à travers les tubes du refroidisseur E.504 de la solution de MEA du train 400.

- Perte de charge(bar) = ΔP
- Longueur(m) = L
- Diamètre = D
- Masse volumique(kg/m³) = ρ
- Viscosité dynamique(kg/m.s) = μ
- Vitesse(m/s) = V
- Nombre Reynolds = Re
- Surface (m²) = S
- Débit massique l'eau de mer (kg/h) = EDM

Tableau II.2 : le débit d'eau de mer à travers les tubes du refroidisseur E.504 de la solution de MEA .

Désignation Les jours	1 ^{ère} Jour	2 ^{ème} Jour	3 ^{ème} Jour	4 ^{ème} jour	5 ^{ème} jour	6 ^{ème} Jour	7 ^{ème} jour	8 ^{ème} jour
ΔP (bar)	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35
L(m)	6,096	6,096	6,096	6,096	6,096	6,096	6,096	6,096
D(m)*10 ⁻²	1,5749	1,5749	1,5749	1,5749	1,5749	1,5749	1,5749	1,5749
L/ D	387,071	387,071	387,07	387,072	387,071	387,071	387,071	387,071
ρ (kg/m ³)	999,55	999,55	999,55	999,55	999,55	999,55	999,55	999,55
Nombre de passe	2	2	2	2	2	2	2	2
μ (kg/m.s)*10 ⁻⁴	7,09	7,09	7,09	7,09	7,09	7,09	7,09	7,09
V (m/s)	1,942247	0,810631	0,7428	0,73634	0,7357	0,735635	0,735629	0,735626
Re	43152,31	18010,39	16503	16359,9	16345,59	16344,14	16344	16346,17
S (m ²)*10 ⁻²	3,8926	3,8926	3,8926	3,8926	3,8926	3,8926	3,8926	3,8926
EDM (kg/h)	172156,7	113589,5	104085	103181,1	103059,6	103080,6	103079,7	103079,6

Tableau II.3 : Tableau de comparaison entre design et actuelle

Désignation	Unité	
ΔP (design)	Bar	0,689
ΔP (actuelle)	Bar	0,35
débit massique EDM (design)	kg/h	147871

débit massique EDM (actuelle)	kg/h	103080
-------------------------------	------	--------

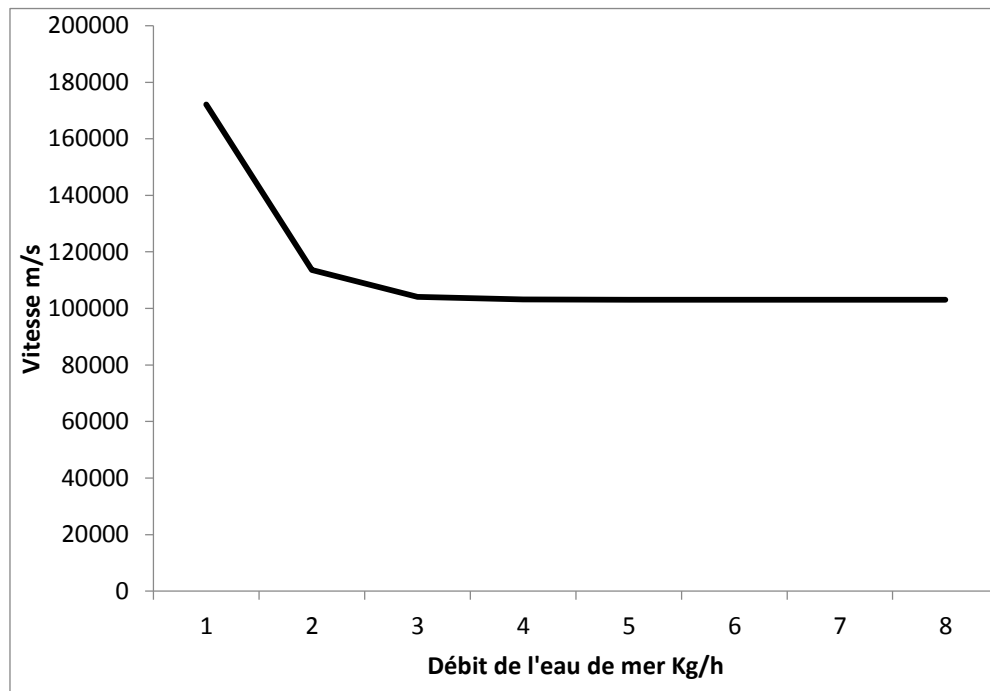


Figure II.3: Evolution de la vitesse de l'écoulement en fonction de débit d'eau de mer

Les résultats obtenus ont montré que le débit d'eau de mer à travers les tubes du refroidisseur E-504 est de l'ordre de 103080 kg/h est insuffisant, comparé à celui du design qui est de l'ordre de 147 870 kg/h.

Un faible débit de l'eau de mer de refroidissement dû à :

- Réduction de la section de passage à travers les plaques à orifice RO13.1/13.2
- Le bouchage de l'un des quatre trous des plaques à orifice installées à la sortie de la ligne d'eau de mer du refroidisseur E-504 fait réduire le débit d'écoulement à travers les tubes.

Toutefois, la température de la solution MEA pauvre à la sortie du refroidisseur E-504 n'atteint le seuil alarmant qu'après l'encrassement des parois internes des tubes.

Le fonctionnement de cet échangeur avec un débit d'eau de mer insuffisant, favorise l'augmentation de la température de la MEA pauvre au moins d'encrassement des tubes de l'échangeur.

II.5.PROPOSITION

Suite à tous les problèmes cités précédemment et notamment l'encrassement et la corrosion qui entraînent des arrêts fréquents, des coûts de maintenance importants et un manque à

produire très important. Etant donné qu'il n'est pas possible de traiter l'eau de mer de façon intensive, le coût deviendrait prohibitif. Etant donné aussi la rareté de l'eau douce dans notre pays il n'est possible de refroidir à l'eau du réseau d'alimentation, il devient alors impérieux de trouver une solution excluant ces fluides réfrigérants. La solution de MEA nécessite d'être refroidie à une température qui est au plus de 46°C, or la température de l'air sur la zone industrielle de cet complexe en bordure de mer n'atteint jamais cette valeur. Une étude météorologique sur les dix dernières années montre que le maximum est de l'ordre de 36°C.

La température usuelle la plus importante de façon statistique sur une année peut être prise de l'ordre de 30°C. L'utilisation d'un aéro réfrigérant à la place de réfrigérantes cités ci-dessus est à notre avis indiquée. L'air étant disponible indéfiniment, gratuit non corrosif et non encrassant ce qui règle définitivement ce problème. Notons que la MEA n'est pas encrassant.

II.6.DEFINITION DES AERO-REFRIGERANTS

Les aéro-réfrigérants 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 aéro-réfrigérants 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. La figure II.4 représente les aéro-réfrigérants.



Figure II.4 : Les aéro-réfrigérants

II.7.DESCRPTION DES AERO-REFRIGERANTS

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.

II.8.OBJECTIF DU CALCUL DES AERO-REFRIGERANTS

Calculer thermiquement un aéro-réfrigérant, c'est connaissant le service thermique c'est dire le débit du fluide chaud, sa nature, sa température et son lieu d'implantation, déterminer sa surface, sa géométrie et la ou les dimensions des ventilateurs qui refroidissent le faisceau tubulaire.

II.9.METHODES DE CALCUL DES AERO-REFRIGERANTS

Chaque constructeur d'aéro-réfrigérants possède probablement sa méthode de dimensionnement thermique, mais très peu de ces méthodes sont diffusées à la manière des échangeurs multitubulaires. Les méthodes Nu et ΔT_{lm} sont utilisées et adaptées pour ce type d'échangeurs. Nous exposons dans ce qui suit quelques des méthodes proposées par certains auteurs et adaptés des méthodes Nut et ΔT_{lm} .

II.10. CHOIX DE LA TEMPERATURE DE CALCUL POUR L'AIR

La température de l'air qui est choisie pour calculer l'aéroréfrigérant est d'une grande importance puisque la différence entre elle et la température du produit chaud intervient de façon proportionnelle dans le calcul de la surface à installer et par conséquent dans le prix de revient de tout l'appareil. Il est donc nécessaire de faire un choix judicieux de celle-ci. On sait que cette température varie journallement et de manière saisonnière. On peut penser à priori choisir la température maximale ou statistiquement maximale rencontrée sur une année, mais cette façon de faire peut s'avérer erronée du fait que cette température puisse être rencontrée de façon sporadique et sur une courte période. Il est alors plus raisonnable de choisir la température la plus grande rencontrée sur les 94% à 96% du temps d'exploitation. En renonçant à ces 4% à 6% d'exploitation, on peut réduire la température de calcul de 12 à 14°C et le coût à l'investissement de 50% à 60%.

Une autre manière de faire est de choisir la température la plus grande rencontrée durant l'année pour une durée d'au moins 75 heures d'affiliées et pour un fonctionnement continu de l'appareil. Les services de la météorologie fournissent les relevés de températures de la zone désirée.

II.11. REGULATION DE LA TEMPERATURE

On doit souvent réguler la température de sortie du fluide à refroidir, on adopte alors selon le degré de contrôle désiré des moyens différents :

Tableau II.4 : correspondance entre la précision de régulation thermique et les techniques de ventilation recommandées

Régulation souhaitée	Technique recommandée
$\pm 22^{\circ}\text{C}$	aucune régulation
$\pm 13^{\circ}\text{C}$	Volets d'aération (Type persiennes)
$\pm 5^{\circ}\text{C}$	La moitié des ventilateurs peuvent être à pas variables
$\pm 2^{\circ}\text{C}$	Tous les ventilateurs doivent être à pas variables

Interprétation :

Le tableau II.4 permet d'adapter la technique de ventilation en fonction de la précision thermique requise.

II.12.EVALUATION DU COEFFICIENT DE CONVECTION COTE TUBE

Le fluide qui circule à l'intérieur des tubes est en général un liquide, une vapeur qui se condense ou un liquide qui bout (évaporateur frigorifique). Il existe une multitude de corrélations permettant d'évaluer le coefficient de transfert convectif voir Formulaire de convection en annexe. La corrélation de Colburn est l'une des plus utilisées :

$$\mathbf{Nu} = \mathbf{0.023R^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_p}{\mu}\right)^{0.14}} \dots\dots \mathbf{II.4}$$

Nu : Nombre de Nulsset .

R : Nombre de Reynold .

Pr :Nombre de Prandtl , un nombre sans dimension .

Les tableaux suivants donnent une estimation de ce coefficient pour une première approche :

Tableau II.5. : Estimation de h_i côté tube pour les liquides

Liquide	h_i (W/m ² °C)
Eau	2000-5000
Paraffines (C ₆ H ₁₄ -C ₁₁ H ₂₄)	800-1200
Benzène/Toluène	1000-1500
Méthanol	1400-1700
Ethanol	1100-1500
Hexanol	600-800
Octanol	400-600

Tableau II.6: Estimation de h_i côté tube pour les vapeurs

Vapeurs se condensant	h_i (W/m ² °C)
Vapeur d'eau	3000-6000
Paraffines (C ₆ H ₁₄ , C ₁₁ H ₂₄)	800-1600
Benzène/Toluène	1400-1800
Méthanol	1600-2200
Ethanol	1500-2000
Ammoniac	2500-3000

II.13. RESISTANCES D'ENCRASSEMENT : EAU

Tableau II.7 : Résistance d'encrassement pour l'eau en fonction des conditions d'utilisation

Température du fluide chaud	Inférieure à 120°C	120-200°C
Température de l'eau	Inférieure à 50°C	Supérieure à 50°C
Vitesse de l'eau	<1m/s	<1m/s
	>1m/s	>1m/s
Eau de mer	0.0001	0.0002
	0.0001	0.0002
Eau douce de ville ou de puits	0.0002	0.0004
	0.0002	0.0004
Eau de rivière	0.0004	0.0006
	0.0002	0.0004
Eau traitée pour chaudière et appoint pour réfrigération	0.0002	0.0002
	0.0001	0.0002

Interprétation :

le tableau II.7 présente les valeurs de résistances d'encrassement (en m².k/w) de différents types d'eau (eau de mer ,eau douce ,eau de rivière, eau traitée, etc.) utilisées dans des systèmes thermiques (échangeurs de chaleur, chaudières...).

II.14.CALCUL DU COEFFICIENT DE CONVECTION COTE AIR

Il est important de calculer le mieux possible le coefficient de convection côté air étant donné que c'est l'air qui contrôle le transfert thermique. La formule de Briggs Et Young est l'une des plus utilisées dans le calcul des thermiques des aéro-réfrigérant.

Formule de Briggs et Young :

$$h_a = \frac{0,134}{dr} \left(\frac{dr G_{max}}{\mu_a} \right)^{0,681} \lambda_a \left(\frac{Ca \mu_a}{\lambda_a} \right)^{1/3} \left(\frac{\delta}{l} \right)^{0,2} \left(\frac{\delta}{t} \right)^{0,1134} \dots\dots II.5$$

ha : Coefficient de convection côté air, ici rapporté à la surface totale externe.

G_{max} : Vitesse massique de l'air en kg/m²s.

$$G_{\max} = \rho V = \frac{m}{S (\text{passage})} \dots\dots\dots\text{II.6}$$

d_r : Diamètre du tube externe

δ: Espacement entre deux ailettes

λ_a: Conductivité thermique côté air

μ_a : Viscosité dynamique côté air

Il existe d'autres corrélations graphiques et numériques concernant le calcul du coefficient côté air que l'on peut exploiter utilement.

Remarque : Les constructeurs de tubes ailettes proposent souvent des corrélations permettant d'évaluer ce coefficient, dans cas il est préférable de l'utiliser. On peut aussi utiliser la formule simplifiée suivante :

$$ha = 8,1 \frac{V^{0,718}}{d_r^{0,282}} \left(\frac{\delta}{l} \right)^{0,296} \frac{ST}{S_0} \dots\dots\dots\text{II.7}$$

II.15.PROCESSUS DE CALCUL THERMIQUE D'UN AERO-REFRIGERANTS (ADAPTATION DE ΔTLM)

II.15.1.Calcul thermique

- Pour un type de tube ailette, préalablement choisi (Expérience), estimer le coefficient global d'échange de chaleur : Calcul approché des coefficients de convection, ou utilisation de répertoires...
- Calcul de la puissance échangée : $\dot{Q} = m_c(T_{CE}-T_{CS})$
- Estimation de l'encombrement :

La figure II.5, permet de donner NR (Nombre de rangées de tubes optimum) si l'on choisit la vitesse faciale de l'air ou vice et ver sa, et de tirer :

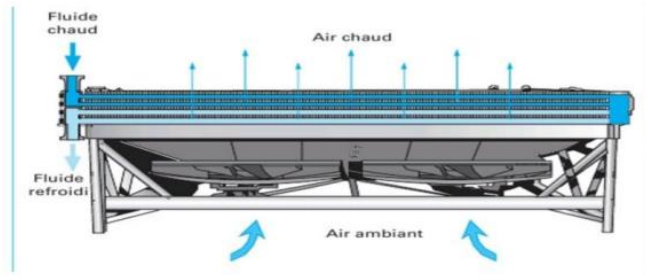


Figure II.5 : système de refroidissement par ventilation d'air ambiant

- l'expression $\frac{\Delta T_{air}}{\Delta T_{Lm}}$

$$\Delta T_{Lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{Ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \dots \dots \dots \text{II.8}$$

ΔT_1 = différence de température à l'entrée de l'échangeur.

ΔT_2 = différence de température à la sortie de l'échangeur.

Ln = logarithme népérien.

Connaissant la valeur de $\frac{\Delta T_{air}}{\Delta T_{Lm}}$ on utilise la figure 2 qui nous permet

D'évaluer $\frac{\Delta T_{air}}{T_{ce} - t_{ae}}$, on a besoin pour cela, de calculer $\frac{\Delta T_{air}}{T_{CE} - t_{ae}}$

La température de sortie de l'air T_{as} est calculable grâce à la valeur de $\frac{t_{as} - t_{ae}}{T_{CE} - T_{CS}}$

Et la valeur de ΔT_{lm} est calculable grâce à $\frac{\Delta T_{air}}{\Delta T_{Lm}}$

- La surface d'échange est donnée par la relation :

$$S_t = \frac{\Phi}{K_0 \Delta T_{lm} f_c} \dots \dots \dots \text{II.9}$$

- du faisceau $S_F = L * l$

Calcule du débit masse d'air par :

$$M_a = \frac{\Phi}{Ca(TFS - TFE)} \dots\dots\dots \text{II.10}$$

- A ce stade toutes les données nécessaires au calcul thermique sont Disponibles, il convient alors de vérifier et d'affiner les résultats.

II.15.2.Calcul des pertes de charges

- Pertes de charges côté tube Les pertes de charges côté tube sont calculées en additionnant les pertes de charges linéaires et singulières (Coudes principalement et autres singularités).

Pertes de charges linéaires : La relation suivante est adaptée de la loi de Darcy.

$$\Delta p_{tube} = n_{pt} \rho V^2 \left(f_t \frac{L}{d_i} + 2 \right) \dots\dots\dots \text{II.11}$$

Avec :

V : Vitesse à l'intérieur des tubes

N_{pt} : Nombre de passes tubes

f_t : Facteur de friction

L : Longueur d'un tube

d_i : diamètre intérieur

ρ : Masse volumique du fluide

Pertes de charges singulières : Il existe des relations spécifiques à chaque type de singularité. Le designer peut utiliser par exemple la référence suivante : Mémento de perte de charge. .

La perte de charge totale est comparée à la perte de charge admissible. Si $\Delta p > \Delta p_{adm}$, il est nécessaire de revenir au début du processus pour réduire principalement la vitesse d'écoulement du fluide à l'intérieur du tube en augmentant le nombre de rangées par passes ou le nombre de tubes par rangée. On peut exceptionnellement augmenter le diamètre du tube. Si l'encombrement devient important, ou si l'on dépasse un nombre de rangées totales

maxi (12), il y'a lieu de proposer deux appareils de débit égal à la moitié du débit total ou 3 de débit 1 /3 etc...

- Calcul de pertes de charge côté air

La perte de charge côté air est évaluée par la relation de Robinson et Brigg's :

$$\Delta p_{air} = \frac{f_a G_{max}^2 N_R}{\rho_{ma}} \dots\dots II.12$$

$$\text{Avec : } f_a = 18.93 \left(\frac{d_r G_{max}}{\mu_{ma}} \right)^{-0,316} \left(\frac{P_{tube}}{d_r} \right)^{-0,927} \dots\dots II.13$$

Ou :

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

G_{max} : Vitesse massique de l'air entre les ailettes $\rho_a V$

P_{tubes} : Pas entre tubes

N_R : Nombre de rangées de tubes

μ_a : Viscosité de l'air

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

F_a : est un facteur de correction du à l'influence de l'altitude

Tableau II.8 : Variation du facteur de correction Fa en fonction de l'altitude

Altitude(m)	Fa
0 m	1
300	0.964
600	0.930
1200	0.844
1500	0.832

Interprétation :

Plus l'altitude augmente, plus la densité de l'air diminue, ce qui réduit l'efficacité du refroidissement, d'où la baisse progressive de la valeur Fa.

Les pertes de charge côté air ne doivent pas être très importantes, en effet les ventilateurs axiaux permettent de vaincre des pertes de charges variant entre 200 et 400 Pa, ce qui laisse en réalité une marge possible de vitesses faciales assez petite et variant de 2 à 4 m/s.

Si les pertes de charges côté air sont trop importantes, il y a lieu là aussi de revenir au début du processus et revoir à la baisse la vitesse faciale de l'air de façon à réduire la perte de charge. Si cette perte de charge est au contraire très faible, il est nécessaire alors d'augmenter la vitesse de l'air pour améliorer le coefficient de convection.

- Calcul de la puissance des ventilateurs

La relation suivante permet d'évaluer la puissance du ventilateur :

$$PV = \frac{Q_v \cdot \Delta P_T}{\eta_m \cdot \eta_v} \dots\dots\dots \text{II.14}$$

Avec :

Q_v : Débit masse d'air.

Δp : Perte de charge totale.

η_m : Rendement mécanique, généralement de l'ordre de 95%.

η_v : Rendement du ventilateur, variant de 0.6 à 0.7.

$$\Delta P_T = \Delta P_{\text{dyn}} + \Delta P_{\text{faisc}} \dots\dots\dots \text{II.15}$$

Δp_{faisc} : Perte de charge à travers le faisceau

$$\Delta P_d = \rho \frac{v^2}{2} \dots\dots\dots \text{II.16}$$

Pression dynamique à travers l'anneau du ventilateur et Vitesse de l'air à travers l'anneau.

ρ_v : Masse volumique de l'air dans les conditions de ventilation.

Pour les aéroréfrigérants à tirage induit :

$$\text{Tirage forcé: } \rho = \rho_{20} \frac{293}{273+t_1} * F_a \dots\dots\dots \text{II.17}$$

Avec F_a facteur correctif d'altitude

$$\text{Tirage induit: } \rho = \rho_{20} \frac{293}{273+t_2} * F_a \dots \dots \dots \text{II.18}$$

La puissance installée sur le ventilateur est souvent prise égale à la puissance calculée augmentée de 10%. Il y a lieu d'évaluer le ventilateur plutôt dans les conditions hivernales (notamment pour les ventilateurs à pas non variable), à cause d'une masse volumique pouvant être importante par rapport à celle de l'hiver :

$$P_{inst} = PV \frac{\rho_{Thiver}}{\rho_{Tété}} \dots \dots \dots \text{II.19}$$

La puissance du moteur électrique est augmenté pour résister à des courants d'appel au démarrage souvent importants.

Processus de calcul adapté de la méthode Nut (Paikert)

Cette méthode adaptée de la méthode Nut utilisée pour le calcul thermique des échangeurs tube-calandre.

Conclusion générale

CONCLUSION GENERALE

CONCLUSION GÉNÉRALE

Dans le période de stage de mise en situation professionnelle d'une durée de deux mois, notre objectif est l'étude le phénomène d'encrassement de l'échangeur E.504 EDM/MEA de la section de décarbonatation du complexe GL1/Z.

Suite aux différents problèmes vécus au niveau du refroidisseur de la solution MEA pauvre, un mauvais de transfert de chaleur à été enregistrée.

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

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

Les résultats d'analyse des dépôts des faisceaux tubulaires de l'échangeur E.504, donnés par le laboratoire du complexe GL1/Z montrent la présence d'une grande quantité de sels de calcium et magnésium, ces dépôts formés permettre de boucher les tubes ainsi une diminution le transfert de chaleur de l'eau de mer d'où un échauffement local du métal, ayant pour conséquence une baisse des caractéristiques mécaniques de l'échangeur.

Du fait d'un encrassement important, les performances de ces réfrigérants s'en trouvent régulièrement fortement affectées. La section de décarbonatation dépendant de cette échangeur et par suite pénalisée du fait du mauvais fonctionnement de ces appareils.

Les résultats de ces problèmes sont :

- Une diminution de production
- Le rendement thermique de l'appareil baisse.
- Arrêt les installations.
- Impact écologique sur l'environnement, déversement de la MEA vers la mer.

Alors, vue l'importance du problème, il est à noter qu'il faut prendre en charge cette préoccupation qui risque de s'aggraver dans le futur car il s'avère que ces problèmes sont évolutifs sur le refroidisseur E.504 de ce fait nous prévoyons les recommandations.

Recommendation

RECOMMANDATIONS

RECOMMANDATIONS

L'échangeur de chaleur E.504 a un rôle très important dans le procédé de traitement de gaz, Pour résoudre les problèmes qui ont été cités, il y a lieu de réaliser les actions suivantes :

- Installer les débitmètres d'hypochlorite de sodium sur les lignes d'injection au niveau des baies d'aspiration des pompes principale d'eau de mer.
- Respecter les fréquences de vidange des bouchages de piège à moules.
- Déboucher mécaniquement les tubes totalement obturés (actuellement), par la méthode hydro-blaste à l'aide jet cleaner.
- Procéder au lessivage chimique des faisceaux tubulaires dans le cas où l'inspection révèle un bouchage partiel des tubes par le tartre.
- Faire une inspection systématique des faisceaux tubulaires de cet échangeur chaque six mois.
- Respecter les conditions d'exploitation de l'échangeur.
- Injecter dans le circuit de refroidissement de l'eau de mer des inhibiteurs contre la Corrosion.
- Respecter la dose de la MEA pour éviter la dégradation des surfaces extérieures des tubes.

Bibliographie

- [1] <https://www.connaissancedesenergies.org/fiche-pedagogique/industrie-du-gaz-naturel>
- [2] <https://lelementarium.fr/focus/gaz-naturel/>
- [3] www.newfortresseenergy.com
- [4] Document interne liquéfaction du gaz naturel complexe GL1/Z, département production, service : fabrication, le 06/05/2024, écrit par Mr Chougrani.
- [5] Manuel opératoire de procédé « section de traitement » volume I, GL1/Z, 1981.
- [6] Formation d'ingénieur, module11 : décarbonatation, GL1/Z, volume26.
- [7] Manuel opératoire demain tendance des équipements dynamiques/statiques, Département mécanique, GL1/Z.
- [8] Anxionnaz-Minvielle, Z., Caney, N., Clément, P., Bandelier, P., Marty, P., Gruss, J. A., & Roussel, C. (2014). Échangeurs de chaleur-Description

Annexe

EXCHANGER DATA SHEET

L & H CASE (1)

CUSTOMER	SONATRACH		MANUFACTURER	
PLANT LOCATION	ARZEL		REQUISITION NO.	
SERVICE OF UNIT	MEA-SOLN. COOLER		ITEM NO.	Y01E-05.014
SIZE	TYPE	(HORIZ) (VERT) CONNECTED IN	PARALLEL	SERIES
EFF SURF. PER SHELL	50 FT. SHELLS PER UNIT		EFF SURF PER UNIT	50 FT

	SHELL SIDE		TUBE SIDE	
	IN	OUT	IN	OUT
FLUID CIRCULATED	LEAN SOLN		C.C.	
TOTAL FLUID ENTERING	121175 LB/HR		326000 LB/HR	
VAPOR	LB/HR	LB/HR	LB/HR	LB/HR
LIQUID	121175 LB/HR	121175 LB/HR	LB/HR	LB/HR
STEAM	LB/HR	LB/HR	LB/HR	LB/HR
WATER	LB/HR	LB/HR	326000 LB/HR	326000 LB/HR
NONCONDENSABLES	LB/HR	LB/HR	LB/HR	LB/HR
GRAVITY: LIO. DEG-API: SG @ 40 F	1.006	1.006		
MOL. WT.: VAPOR	61.5	62.4		
MOL. WT.: NONCONDENSABLES				
VISCOSITY: LIQUID, CP	0.6 @ 162 F	1.05 @ 100 F	0	0
HEAT: LATENT, BTU/LB	0.96	0.94	0.96	0.96
THERM COND: VAP LIO	0.34 @ 162 F	0.27 @ 100 F	0	0
TEMPERATURE	162 F	100 F	75 F	75 F
OPERATING PRESSURE	755 PSIG	PSIG	50 PSIG	PSIG
VELOCITY	FPS	FPS	FPS	FPS
NO. PASSES				
PRESSURE DROP	ALLOW. 10 PSI; CALC	PSI	ALLOW 10 PSI; CALC	PSI
FOULING RESISTANCE (MIN.)	0.002		0.002	
HEAT EXCHANGED	7.2	BTU/HR	MID (W/D) (CORR)	
TRANSFER RATE: SERVICE		CLEAN		

PRESSURE, PSIG		DESIGN	TEST	DESIGN	TEST
DESIGN TEMPERATURE, DEG F					
NO. TUBES	OD	IN.; MIN. THK.	IN.	NOZZLES	DESIGN
LENGTH	FT; PITCH	IN. x 6	IN.	NO. TUBES	DESIGN
SHELL DIAM	IN. x 6	IN. x 6	IN.	NO. TUBES	DESIGN
TRANSVERSE BAFFLE TYPE	SPACING	IN.	IN.	NO. TUBES	DESIGN
PERCENT CUT	(VERT) (HORIZ) (45 DEG)	IN.	IN.	NO. TUBES	DESIGN
LONG BAFFLE TYPE	IMPINGEMENT BAFFLE (YES) (NO)	IN.	IN.	NO. TUBES	DESIGN
MATERIALS: (MARK SR AND PERCENT XRI)					
ITEM	MATL	SPECIFICATION	DEL. F	ITEM	MATL
TUBES					
SHELL				SLIP-ON NOZZLE FLANGES ALLOWED (YES) (NO)	
SHELL COVER (REM) (INTEG)				SLIP-ON END FLANGES ALLOWED (YES) (NO)	
CHANNEL				CORROSION ALLOW.: SHELL SIDE	IN.; TUBE SIDE
CHAN COVER (REM) (INTEG)				GASKETS: SHELL	
FLOATING HEAD COVER				CHANNEL	
TUBE SHEETS				FLOATING HEAD COVER	
BAFFLES AND SUPPORT PLATES					
BOLTING: SHELL COVER				TEST KING REQUIRED (YES) (NO)	
CHANNEL				SPARE GASKETS REQUIRED (YES) (NO)	
FLOATING HEAD				STACKING	INCH
CHANNEL COVER				INSULATION THICKNESS	IN.
TEMA CLASS	ASME CODE REQUIREMENTS				

FORM NO. BIL E-158 11/64

