

Faculty of Sciences and Technology

كلية العلوم والتكنولوجيا

Department of Process Engineering

قسم هندسة الطرائق

Ref :...../U.M/F.S.T/2026

رقم :..... / ج.م.ك.ع.ت/2026

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

DE MASTER ACADEMIQUE

Filière : **Génie des procédés**

Option : **Génie des procédés des matériaux**

THÈME

**Redimensionnement du condenseur 2203-JC au Complexe
GL2/Z suivi d'une comparaison des résultats à l'aide du logiciel
Aspen HYSYS**

Présenté par

NAMAOUI Mohammed Amin

Soutenu le 10 / 06 / 2026 devant le jury composé de :

Présidente : MEKIBES Zohra

MCB Université de Mostaganem

Examineur : BENZEKRI BENALLOU Mokhtar

MCA Université de Mostaganem

Rapporteur : MAHREZ Nouria

MCA Université de Mostaganem

Co-rapporteur : SOLTANE Khadija

MAA Université de Mostaganem

Année universitaire 2025/2026

REMERCIEMENTS

Avant tout, nous rendons grâce à Allah, le Tout-Puissant, de nous avoir accordé la santé, la force et la persévérance nécessaires à l'accomplissement de ce travail.

Nous tenons à exprimer notre profonde gratitude à madame MAHREZ NOURIA pour avoir accepté de diriger ce mémoire. Nous la remercions sincèrement pour ses précieux conseils, ses remarques pertinentes ainsi que pour son accompagnement constant, qui nous ont permis de progresser et de structurer nos idées avec rigueur et clarté.

Nous adressons également nos sincères remerciements à notre co-encadrante, madame SOLTANE KHADIDJA, pour son encadrement bienveillant, sa patience, ses orientations judicieuses et la confiance qu'elle nous a témoignée tout au long de ce travail.

Nous avons eu l'honneur de compter madame MEKIBES ZOHRA parmi les membres du jury de cette soutenance en qualité de présidente. Qu'elle trouve ici l'expression de notre profonde reconnaissance et de nos sincères remerciements.

Nous remercions vivement monsieur BENZEKRI BENALLOU MOKHTAR pour avoir accepté d'examiner ce travail et de participer à l'évaluation de nos recherches.

Nous exprimons également notre sincère gratitude à l'ensemble du personnel du complexe GL2/Z pour son accueil chaleureux, sa collaboration et son soutien, en particulier au sein du département des études, où ce projet a été réalisé dans d'excellentes conditions.

Enfin, nous tenons à exprimer notre gratitude à tous les enseignants et intervenants que nous avons eu l'honneur de côtoyer au cours de notre formation universitaire. La qualité de leur enseignement, leur disponibilité et leur dévouement ont largement contribué à l'enrichissement de nos connaissances ainsi qu'au développement de notre esprit critique.

À toutes les personnes qui, de près ou de loin, ont contribué à la réalisation de ce travail, nous adressons nos plus sincères remerciements.

DÉDICACES

Avec une profonde gratitude, je rends grâce à Allah de m'avoir accordé la force, la patience et la persévérance nécessaires pour mener à bien ce travail.

Je dédie ce mémoire à mes très chers parents, pour leur amour, leurs sacrifices et leur soutien indéfectible. Vous êtes ma plus grande source de motivation et d'inspiration.

À mes frères et sœurs, pour leur présence, leur affection et leurs encouragements constants.

À toute ma famille et à mes amis, pour leur soutien, leur confiance et leurs précieux conseils tout au long de mon parcours.

À mes collègues et à toutes les personnes avec lesquelles j'ai eu le plaisir de collaborer, pour leur esprit d'équipe, leur disponibilité et leur contribution à la réalisation de ce projet.

Enfin, à toutes les personnes qui ont contribué, de près ou de loin, à l'aboutissement de ce travail.

Merci du fond du cœur

Résumé :

Cette étude présente le redimensionnement thermique du condenseur 2203-JC du complexe GL2/Z d'Arzew dans le but de valoriser les surplus de vapeur basse pression saturée produits par l'installation. L'approche adoptée repose sur des calculs préliminaires réalisés selon la méthode de Kern, en s'appuyant sur les normes TEMA, ainsi que sur des simulations effectuées à l'aide du logiciel Aspen HYSYS, afin de valider le nouveau dimensionnement proposé. L'analyse du système a permis de mettre en évidence un surplus moyen d'environ 58000 kg/h de vapeur haute pression inexploitée, partiellement rejetée dans l'atmosphère, engendrant ainsi des pertes énergétiques, économiques et environnementales non négligeables. Cette situation est d'autant plus préoccupante que des phénomènes de corrosion et de colmatage du faisceau tubulaire dégradent les performances thermiques de l'échangeur. Un coefficient de sécurité de 1,1 a été retenu lors du dimensionnement, conduisant à une surface d'échange thermique de 432,15 m² pour une charge thermique de 32474200 kcal/h (37767494,6 W). Les résultats obtenus démontrent la capacité du nouvel équipement à récupérer la totalité du flux excédentaire de vapeur tout en assurant un fonctionnement optimal de l'installation. Ils confirment également la pertinence du redimensionnement proposé et mettent en évidence la nécessité de renouveler les équipements de transfert thermique afin d'améliorer les performances énergétiques au sein du complexe GL2/Z.

Mots-clés : Condenseur 2203-JC, Redimensionnement thermique, Aspen HYSYS, Méthode de Kern, Échangeur de chaleur, Récupération de vapeur, Efficacité énergétique, Complexe GL2/Z.

Abstract:

This study presents the thermal redesign of the 2203-JC condenser at the GL2/Z complex in Arzew, with the objective of recovering and valorizing the excess saturated low-pressure steam generated by the facility. The adopted approach is based on preliminary calculations carried out using the Kern method, in accordance with TEMA standards, as well as simulations performed using Aspen HYSYS software to validate the proposed redesign. The system analysis revealed an average surplus of approximately 58000 kg/h of unused high-pressure steam, partially released into the atmosphere, resulting in significant energy, economic, and environmental losses. This situation is further aggravated by corrosion and fouling phenomena affecting the tube bundle, which reduce the thermal performance of the heat exchanger. A safety factor of 1,1 was considered during the design process, leading to a required heat transfer area of 432,15 m² for a thermal load of 32474200 kcal/h (37767494,6 W). The obtained results demonstrate the ability of the redesigned equipment to recover the entire excess steam flow while ensuring optimal operation of the installation. They also confirm the relevance of the proposed redesign and highlight the need to renew heat transfer equipment in order to improve the energy performance of the GL2/Z complex.

Keywords : Condenser 2203-JC, Thermal Redesign, Aspen HYSYS, Kern Method, Heat Exchanger, Steam Recovery, Energy Efficiency, GL2/Z Complex.

الملخص :

تتناول هذه الدراسة إعادة التصميم الحراري للمكثف JC-2203 بمركب GL2/Z بأرزيو، بهدف استرجاع واستغلال فائض البخار المشبع منخفض الضغط الناتج عن الوحدة الصناعية. وقد اعتمدت الدراسة على حسابات أولية أنجزت وفق منهجية كيرن (Kern) بالاستناد إلى معايير TEMA، بالإضافة إلى محاكاة باستعمال برنامج Aspen HYSYS للتحقق من صحة التصميم الجديد المقترح. أظهر تحليل النظام وجود فائض متوسط يقدر بحوالي 58000 كغ/ساعة من البخار عالي الضغط غير المستغل، يتم طرح جزء منه في الغلاف الجوي، مما يؤدي إلى خسائر معتبرة من الناحية الطاقوية والاقتصادية والبيئية. وتزداد خطورة هذا الوضع بسبب ظواهر التآكل وانسداد الحزمة الأنبوبية، مما يؤثر سلبيًا على الأداء الحراري للمبادل الحراري. وقد تم اعتماد معامل أمان قدره 1.1 أثناء عملية التصميم، مما أدى إلى تحديد مساحة تبادل حراري تقدر بـ 432.15 م² لمعالجة حمل حراري قدره 32474200 كيلو كالوري/ساعة (37767494.6 واط). وتُظهر النتائج المتحصل عليها قدرة المعدة الجديدة على استرجاع كامل التدفق الفائض من البخار مع ضمان التشغيل الأمثل للوحدة الصناعية. كما تؤكد هذه النتائج جدوى إعادة التصميم المقترحة وتبرز ضرورة تجديد معدات انتقال الحرارة بهدف تحسين الأداء الطاقوي داخل مركب GL2/Z.

الكلمات المفتاحية: المكثف JC-2203، إعادة التصميم الحراري، Aspen HYSYS، طريقة كيرن، المبادل الحراري، استرجاع البخار، الكفاءة الطاقوية، مركب GL2/Z.

LISTE DES FIGURES

Figure I.1 : Vue générale du complexe GL2/Z.....	3
Figure I.2 : Zone des procédés du complexe GL2/Z.....	6
Figure I.3 : Schéma simplifié du procédé de production du GNL.....	7
Figure I.4 : Section de traitement du gaz naturel.....	8
Figure I.5 : : Section de fractionnement.....	12
Figure I.6 : Schéma des sections de séparation et de liquéfaction ainsi que des boucles propane et MCR.....	12
Figure I.7 : Échangeur de chaleur	15
Figure I.8 : Échangeur tubulaire	19
Figure I.9 : Échangeur coaxial	20
Figure I.10 : Échangeur à plaques – Département Inspection du complexe GL2/Z	20
Figure I.11 : Schéma du réseau vapeur 4,5 bar.....	23
Figure I.12 : Inspection visuelle de l'équipement 2203-JC	25
Figure II.1 : Échange à contre-courant pur	32
Figure II.2 : Échange à courants parallèles	33
Figure II.3 : Résistances au transfert thermique	33
Figure II.4 : Effet du transfert de chaleur sur la répartition des vitesses en régime laminaire	35
Figure II.5 : Schéma de simulation de l'échangeur E-100 sous Aspen HYSYS.....	49
Figure II.6 : Fiche TEMA générée par HYSYS pour le condenseur E-100	50

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I.1 : Composition du gaz naturel	4
Tableau I.2 : Paramètres du GNL	13
Tableau I.3 : Principaux produits finis du complexe GL2/Z.....	14
Tableau I.4: Caractéristiques du condenseur sous vide 2203-JC.....	24
Tableau II.1 : Évolution du ratio vapeur/GNL du complexe GL2/Z au fil des années	29
Tableau II.2 : Résultats de l'estimation de la quantité de vapeur excédentaire	29
Tableau II.3 : Caractéristiques de l'eau en période estivale (côté tubes)	40
Tableau II.4 : Caractéristiques de la vapeur d'eau (côté calandre)	41
Tableau II.5 : Données techniques et dimensions de l'échangeur	41
Tableau II.6 : Synthèse récapitulative des résultats de calcul	49
Tableau II.7 : Comparaison des paramètres du condenseur 2203-JC selon la méthode de Kern et Aspen HYSYS	51

LISTE DES ABREVIATIONS

GL2/Z : Complexe de liquéfaction de gaz naturel d'Arzew.

TEMA : Tubulaire Echanger Manufacturer Association.

ASTM: American Society for Testing and Materials.

GNL : Gaz Naturel Liquéfié.

GN : Gaz Naturel.

GPL : Gaz de Pétrole Liquéfié.

MCR : Réfrigérant à composants multiples (Mixed Component Refrigerant).

BP / HP : Basse Pression / Haute Pression.

CSC : Corrosion Sous Calorifuge.

MEA : Mon éthanolamine.

JT : Joule-Thomson.

BWG : Birmingham Wire Gauge.

PFD : Schéma de flux de procédé (Process Flow Diagram).

DTLM : Différence de Température Logarithmique Moyenne.

NUT : Nombre d'Unités de Transfert.

Re : Nombre de Reynolds.

Nu : Nombre de Nusselt.

Pr : Nombre de Prandtl.

Jh : Facteur de transfert de chaleur de Colburn.

ID / OD : Diamètre intérieur / Diamètre extérieur.

U (Up / Us) : Coefficient de transfert de chaleur global (propre / en service).

Cp : Chaleur spécifique.

PIC : Régulateur indicateur de pression.

LV : Vanne de niveau.

TV : Vanne de température.

CO2 : Dioxyde de carbone.

He : Hélium.

C1, C2, C3, C4, C5+ : Méthane, Éthane, Propane, Butane, Pentanes et plus.

LES ANNEXES

Annexe 1	Fiche Technique.....
Annexe 2	Tableau Thermodynamique.....

TABLE DES MATIÈRES

INTRODUCTION GÉNÉRALE	1
CHAPITRE I : PARTIE THÉORIQUE	
I.1 Présentation du complexe GL2/Z	3
I.1.1 Historique et missions essentielles	3
I.1.2 Mission essentielle du complexe GL2/Z	3
I.1.3 Plan d'implantation du complexe	4
I.2 Les utilités	4
I.3 Description d'un train de procédé	6
I.4 Zone de stockage	12
I.5 Capacité de production du complexe	
I.6 Généralités sur les échangeurs de chaleur	14
I.6.1 Définition des échangeurs de chaleur	14
I.6.1.1 Principe de fonctionnement	16
I.6.2 Critères de classification des échangeurs de chaleur	16
I.6.3 Principaux types d'échangeurs de chaleur	17
I.6.4 Les échangeurs tubulaires	19
I.6.5 Construction et fonctionnement	21
I.6.6 Matériaux	22
I.6.7 Réseau vapeur à 4,5 bar	22
I.6.8 Condenseur sous vide 2203-JC	23
I.6.9 Inspection visuelle de l'équipement 2203-JC	24
I.6.10 Aspen HYSYS V10	25
CHAPITRE II : PARTIE PRATIQUE	
II.1 Introduction	28
II.2 Problématique	28
II.2.1 Estimation de la quantité de vapeur excédentaire	29
II.3 Méthodes de calcul et de dimensionnement des échangeurs	30
II.3.1 Aspects théoriques	30
II.3.2 Équation fondamentale	30
II.3.3 Différence de température moyenne logarithmique (DTML)	31
II.3.4 Coefficient global de transfert thermique U	33
II.3.5 Coefficient de film interne h_i	35
II.3.6 Calcul du coefficient de film externe h_o	36
II.3.7 Condenseur à faisceau tubulaire et à calandre	37
II.3.8 Calcul de la vitesse massique transversale G_{ct}	38
II.3.9 Application numérique et synthèse des résultats de calcul	38
II.4 Simulation sous Aspen HYSYS	49
II.4.1 Analyse et interprétation des résultats	51
Conclusion	54
CONCLUSION GÉNÉRALE	55
ANNEXES	57
BIBLIOGRAPHIE	58

INTRODUCTION GENERALE

Le complexe GL2/Z, propriété du groupe Sonatrach, constitue l'un des plus importants complexes de liquéfaction de gaz naturel en Algérie. Situé sur la côte d'Arzew, dans la wilaya d'Oran, au bord de la mer Méditerranée, il est entré en exploitation en 1981. Sa mission principale consiste à traiter et liquéfier d'importantes quantités de gaz naturel provenant du gisement de Hassi R'Mel, acheminées par gazoducs vers le complexe. [1] Le procédé de liquéfaction permet de réduire le volume du gaz naturel d'environ 600 fois, facilitant ainsi son stockage, son transport maritime et son exportation vers les marchés internationaux. Le choix de l'implantation du complexe à proximité du littoral répond à plusieurs impératifs industriels, notamment la disponibilité des infrastructures portuaires pour l'exportation du gaz naturel liquéfié (GNL) et l'utilisation de l'eau de mer, après traitement, pour les besoins de refroidissement et de production de vapeur. Le fonctionnement du complexe repose sur plusieurs utilités essentielles, notamment la vapeur, l'électricité et les systèmes de refroidissement. Parmi celles-ci, la vapeur constitue l'un des vecteurs énergétiques les plus importants. Produite par six chaudières à une pression d'environ 62 bars, elle est distribuée à différents niveaux de pression (62 bars, 17 bars et 4,5 bars) afin de répondre aux besoins des divers équipements industriels tels que les turbines, les pompes et les échangeurs thermiques. Cependant, comme toute installation industrielle de grande envergure, le complexe est confronté à certaines contraintes d'exploitation susceptibles d'affecter son efficacité énergétique. L'une des problématiques majeures observées concerne l'augmentation de la quantité de vapeur rejetée dans l'atmosphère. Cette situation se traduit notamment par un ratio vapeur/GNL relativement élevé, variant entre 1,18 et 1,30, ce qui représente une perte énergétique importante et s'écarte des objectifs d'optimisation fixés par SONATRACH.

Lorsque le condenseur sous vide 2203-JC ne parvient plus à assurer efficacement sa fonction de condensation, la pression du réseau augmente progressivement. Dans ce cas, la vanne de régulation PIC-4090 s'ouvre afin de maintenir les conditions de fonctionnement du système, entraînant ainsi le rejet de vapeur vers l'atmosphère à travers le silencieux SP-2019. Ce phénomène engendre des pertes considérables de vapeur qui pourrait autrement être récupérée et valorisée au sein du procédé. Le condenseur 2203-JC, conçu par Pullman Cluj et fabriqué par Sascorra Engineering Co., Ltd., présente aujourd'hui une diminution de ses performances due principalement au colmatage des tubes et aux phénomènes de corrosion affectant son

faisceau tubulaire. Cette dégradation réduit sa capacité de condensation et accentue les pertes de vapeur, générant des impacts énergétiques, économiques et environnementaux significatifs.

Face à cette situation, il apparaît nécessaire de mener une étude technique approfondie visant à analyser les causes de ces dysfonctionnements et à proposer un redimensionnement du condenseur 2203-JC. Une telle démarche permettrait d'améliorer les performances thermiques de l'équipement, de réduire les pertes de vapeur et de renforcer l'efficacité énergétique globale du complexe GL2/Z.

CHAPITRE I : PARTIE THÉORIQUE

I.1 Présentation du complexe GL2/Z

I.1.1 Historique

Le complexe GL2/Z, appartenant à la société SONATRACH, a été réalisé par la société Pullman Kellogg à partir de 1978 et est entré en exploitation en 1981. Dès sa mise en service, il s'est spécialisé dans la production de gaz naturel liquéfié (GNL) ainsi que de produits dérivés tels que le propane, le butane et la gazoline.

Le complexe dispose d'une capacité de production annuelle d'environ 17,8 milliards de mètres cubes de GNL, 410000 tonnes de propane, 327000 tonnes de butane et 196000 tonnes de gazoline. Il est alimenté en gaz naturel provenant principalement du gisement de Hassi R'Mel, dont près de 13 milliards de mètres cubes sont traités chaque année. [1]



Figure I.1 : Vue générale du complexe GL2/Z

I.1.2 Mission essentielle du complexe GL2/Z

La mission principale du complexe GL2/Z consiste à assurer la liquéfaction du gaz naturel en vue de son stockage, de son transport et de son exportation. Cette opération repose sur des technologies éprouvées et performantes permettant d'abaisser la température du gaz naturel jusqu'à des niveaux cryogéniques, de l'ordre de 160 °C. La transformation du gaz naturel à l'état liquide entraîne une réduction de son volume d'environ 600 fois par rapport à son état gazeux,

ce qui facilite considérablement son stockage et son transport par navires méthaniers vers les marchés internationaux.

La liquéfaction du gaz repose sur des technologies classiques qui demeurent très efficaces. L'essentiel de l'opération consiste à abaisser la température du gaz naturel à des niveaux cryogéniques, c'est-à-dire proches de - 160 °C. La condensation du gaz à l'état liquide conduit à une réduction de son volume et facilite considérablement l'export par navire méthanier.

Composition de gaz naturel

Tableau I.1 : Composition du gaz naturel

COMPOSANTS	% MOLAIRES MOYEN	
	Minimum	Maximum
N ₂	0.60	1.40
CH ₄	84.00	92.50
C ₂ H ₆	6.00	8.50
C ₃ H ₈	2.20	3.00
iC ₄ H ₁₀	0.30	0.50
nC ₄ H ₁₀	0.30	0.70
iC ₅ H ₁₂	0.00	0.02

I.1.3 Plan d'implantation du complexe

Le complexe GL2/Z est implanté en bord de mer afin de répondre à des exigences techniques, économiques et sécuritaires. Ce choix stratégique, étudié au préalable, permet d'utiliser l'eau de mer comme source de refroidissement, de production d'eau dessalée et de lutte contre l'incendie. Il facilite également l'exportation des hydrocarbures, notamment du gaz naturel liquéfié (GNL) et de ses dérivés, par voie maritime à l'aide de méthaniers.

L'implantation du complexe est organisée en trois principales zones :

- Les utilités ;
- Les trains de procédé ;
- La zone terminale de stockage et de chargement.

I.2 Les utilités

Le fonctionnement d'une usine de production de gaz naturel liquéfié (GNL) nécessite la disponibilité de plusieurs fluides et sources d'énergie indispensables au procédé, tels que la vapeur d'eau, l'eau de refroidissement, l'air comprimé et l'électricité. Ces utilités assurent le

bon fonctionnement des équipements et contribuent à la continuité et à la sécurité des opérations de production.

I.2 Les principales sources d'utilités du complexe

I.2.1 Sources d'énergie

La vapeur d'eau est produite par six chaudières haute pression (62 bar) ainsi que par un réseau de vapeur distribué à différents niveaux de pression (17 bar et 4,5 bar) selon les besoins du procédé. Cette vapeur est utilisée pour entraîner divers équipements, notamment les turbogénérateurs et les turbopompes d'alimentation en eau des chaudières. [1]

I.2.2 Source de refroidissement

Le complexe dispose de six pompes d'eau de mer assurant l'alimentation en eau de refroidissement des trains de liquéfaction et des différentes unités utilitaires. Cette eau est utilisée dans les échangeurs de chaleur afin d'évacuer l'énergie thermique des procédés.

I.2.3 Production d'électricité

L'électricité est produite par trois (03) turbogénérateurs, chacun ayant une puissance de 20 MW. Le complexe est également raccordé au réseau électrique national de SONELGAZ sous une tension de 60 kV.

En régime normal de fonctionnement, deux turbogénérateurs suffisent à couvrir les besoins énergétiques du complexe, estimés à environ 36 MW.

I.2.4 Unité de dessalement

Le complexe est équipé de cinq unités de dessalement, chacune ayant une capacité de production de 45 m³/h. Ces unités assurent la production d'eau distillée destinée à l'alimentation continue des chaudières et à la couverture des besoins en eau déminéralisée du complexe.

I.2.5 Production d'air comprimé

Pour des raisons de sécurité et de fiabilité, le procédé repose en grande partie sur une régulation pneumatique alimentée par un réseau d'air comprimé. Celui-ci est assuré par un ensemble de quatre compresseurs en service.

Par ailleurs, un compresseur de secours est prévu afin de garantir la continuité du fonctionnement en cas de défaillance d'un équipement principal.

I.3 Description d'un train de procédé

La production de gaz naturel liquéfié (GNL) au sein du complexe GL2/Z est assurée par six trains de liquéfaction fonctionnant de manière indépendante. Chaque train est constitué d'un ensemble d'équipements disposés principalement en série, permettant la transformation du gaz naturel (GN) de l'état gazeux à l'état liquide grâce à différentes opérations de traitement, de refroidissement et de liquéfaction. [1]



Figure I.2 : Zone des procédés du complexe GL2/Z

Chaque train de liquéfaction est subdivisé en cinq sections principales

- Section de traitement du gaz ;
- Section de séparation ;
- Section de liquéfaction ;
- Section de compression ;
- Section de fractionnement.

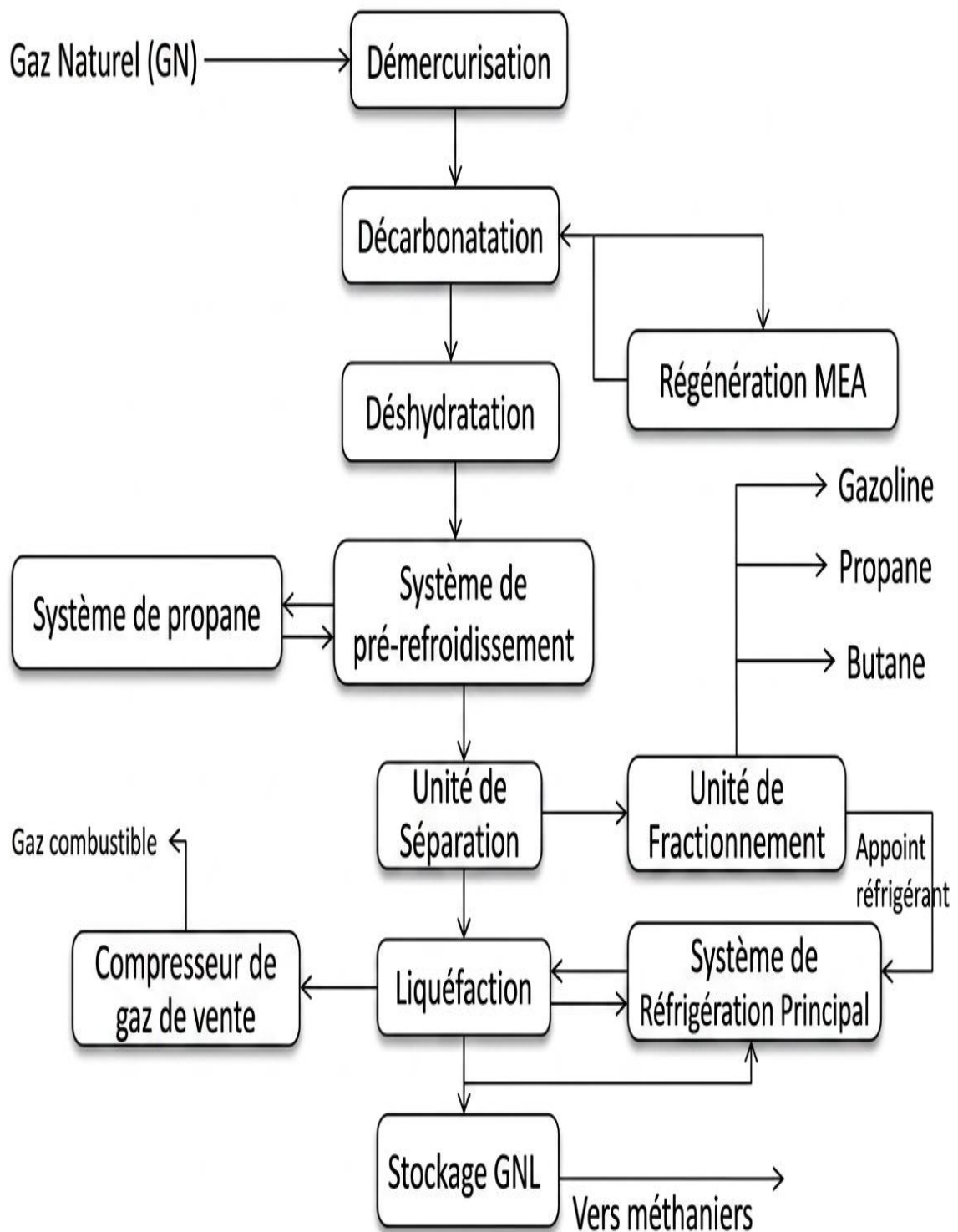


Figure I.3 : Schéma simplifié du procédé de production du GNL. [1]

I.3.1 Section de traitement du gaz

Cette section est elle-même constituée de deux sous-sections :

I.3.1.1 Décarbonatation

Le dioxyde de carbone (CO_2) est éliminé du gaz naturel par lavage à contre-courant dans une colonne d'absorption (X31E) à l'aide d'une solution aqueuse de monoéthanolamine (MEA) à 15 %. Cette opération permet de réduire la teneur en CO_2 afin d'éviter les problèmes de solidification lors des étapes de refroidissement cryogénique. [1]

I.3.1.2 Déshydratation

À la sortie de l'unité de décarbonatation, le gaz naturel est saturé en vapeur d'eau. Il est donc nécessaire d'éliminer pratiquement toute trace d'humidité afin d'obtenir une teneur en eau inférieure à 1 ppm.

Le gaz, à une pression d'environ 41 bar, traverse deux sécheurs en service contenant des tamis moléculaires, où l'humidité est progressivement adsorbée. Un troisième sécheur est maintenu en phase de régénération afin d'assurer la continuité du procédé. [1]

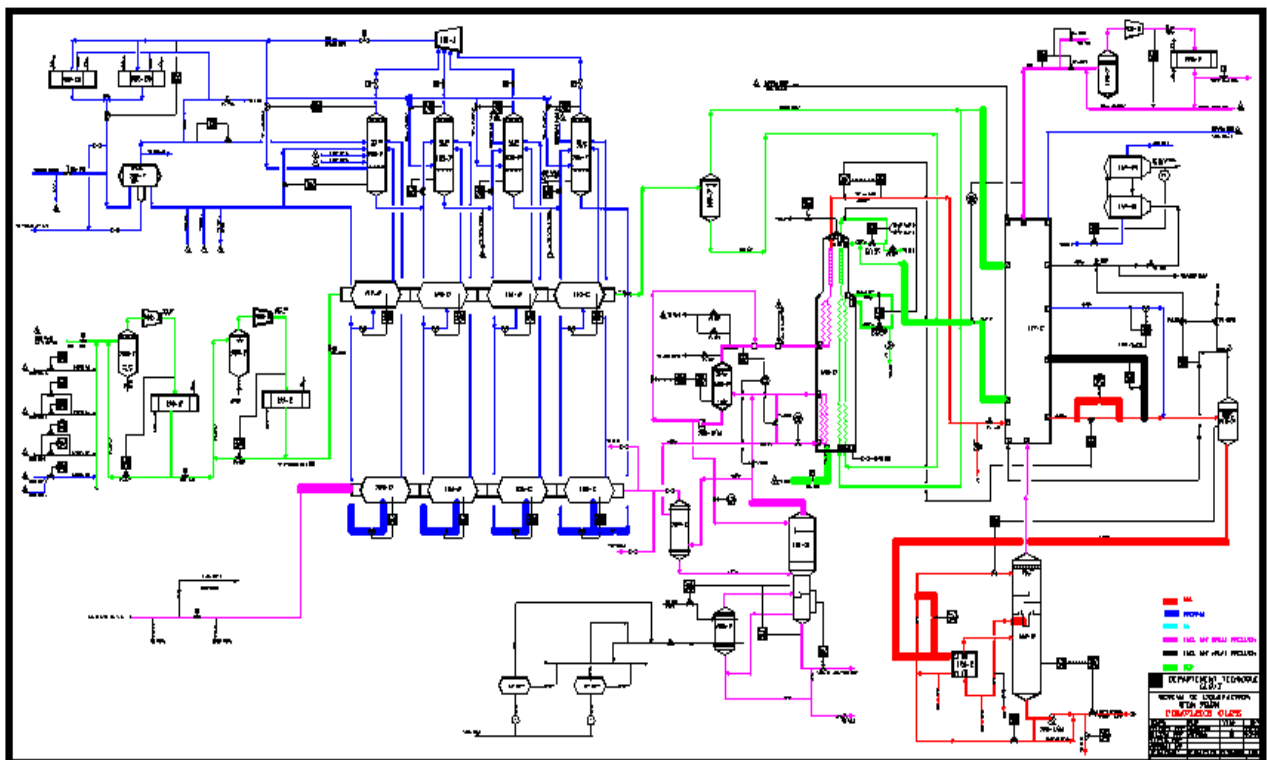


Figure I.4 : Section de traitement du gaz naturel [1]

I.3.2 Section de séparation

Le refroidissement du gaz naturel traité est assuré par l'intermédiaire de quatre refroidisseurs (« chillers ») utilisant le propane comme fluide frigorigène, permettant ainsi d'abaisser sa température jusqu'à environ -33 °C.

Le gaz traverse ensuite l'échangeur principal, où il subit un second refroidissement jusqu'à atteindre une température d'environ -47 °C.

À cette température, le gaz est introduit dans la tour de lavage, où les hydrocarbures lourds sont séparés du gaz naturel par distillation. Cette opération permet notamment de séparer les fractions lourdes des constituants légers du gaz naturel, principalement le méthane (C_1), l'éthane (C_2) et le propane (C_3). [1]

I.3.3 Section de liquéfaction

Les vapeurs issues de la partie supérieure de la tour de lavage sont dirigées vers le ballon de reflux X08F, puis acheminées vers l'échangeur principal X16C. Dans cet équipement, elles subissent un refroidissement progressif jusqu'à leur condensation, conduisant à la formation du gaz naturel liquéfié (GNL).

Au sein de l'échangeur X16C, le refroidissement est assuré par le réfrigérant à composants multiples (MCR), qui circule sous forme liquide après sa détente à travers la vanne Joule-Thomson (JT). Grâce à cet échange thermique, le gaz naturel est liquéfié puis récupéré à une température d'environ -158 °C.

Le GNL produit est ensuite envoyé vers l'échangeur X17C, où il participe à un échange thermique avec les gaz de rejet provenant du déazoteur 102-E et du ballon flash 110-F. Cette opération permet à la fois le réchauffement de ces vapeurs en vue de leur remise en pression et le refroidissement complémentaire du GNL.

À la sortie de l'échangeur X17C, le GNL est mélangé aux courants de réinjection d'éthane (C_2) et de propane (C_3). Ces derniers sont également sous-refroidis dans l'échangeur 117-C. Au niveau de cet équipement, un échange thermique croisé est réalisé entre les vapeurs issues du ballon flash 110-F et du déazoteur 102-E, permettant simultanément leur réchauffement ainsi que le refroidissement du GNL et des gaz de réinjection.

Les vapeurs de tête provenant du déazoteur 102-E sont dirigées vers le compresseur 104-J, tandis que celles issues du ballon flash 110-F sont acheminées vers l'unité Hélios pour la production d'hélium liquide et d'azote gazeux. Elles peuvent également être envoyées vers les

réchauffeurs 157 CA/CB afin d'être utilisées comme combustible lors des situations d'exploitation perturbées.

Par ailleurs, le GNL liquide récupéré au fond du ballon flash 110-F est sous-refroidi dans le rebouilleur 124-C par échange thermique avec le GNL à -162 °C provenant du fond du déazoteur 102-E. Après détente à travers la vanne LV-506, ce courant est introduit dans le déazoteur. Une conduite de dérivation (by-pass) équipée de la vanne TV-516 permet de réguler la température au niveau du rebouilleur.

Dans la colonne de déazotation 102-E, le courant liquide descendant entre en contact avec les vapeurs ascendantes, favorisant ainsi la séparation de l'azote contenu dans le GNL. Cette opération permet d'ajuster les caractéristiques du produit final afin de respecter les spécifications de qualité et le pouvoir calorifique requis.

Enfin, le GNL récupéré au fond du déazoteur 102-E est transféré vers les réservoirs de stockage à l'aide des pompes GNL 110-J ou 110-JA. [1]

I.3.4 Section de compression

I.3.4.1 Boucle de propane

La boucle de propane, composée de quatre niveaux de refroidissement, joue un rôle essentiel dans le procédé de liquéfaction du gaz naturel. Elle permet d'assurer le refroidissement progressif du gaz naturel ainsi que du réfrigérant à composants multiples (MCR), contribuant ainsi à l'amélioration de l'efficacité énergétique du procédé.

Au cours de cette boucle, le propane subit successivement des opérations de compression, de condensation puis de détente à différents niveaux de pression. Ces détentes successives génèrent l'effet frigorigène nécessaire au refroidissement des différents courants du procédé.

Le froid produit par le propane est transféré au gaz naturel et au réfrigérant MCR à travers plusieurs échangeurs de chaleur. Cette étape permet de pré-refroidir le MCR avant son utilisation dans les phases finales de liquéfaction du gaz naturel. [1]

I.3.4.2 Boucle MCR

La boucle du réfrigérant à composants multiples (MCR) constitue le second circuit de refroidissement de l'unité de liquéfaction. Le fluide frigorigène utilisé est un mélange de méthane, d'éthane, de propane et d'azote. Ce mélange circule dans une boucle fermée grâce à deux compresseurs, le MCR (I) et le MCR (II), chacun entraîné par une turbine.

Après compression, refroidissement et condensation partielle, le MCR assure le refroidissement progressif du gaz naturel dans l'échangeur principal X16C jusqu'à sa liquéfaction. Ce système

permet d'atteindre les températures cryogéniques nécessaires à la production du gaz naturel liquéfié (GNL). [1]

I.3.5 Section de fractionnement

L'unité de fractionnement est alimentée par les produits de fond de la tour de lavage située en amont de l'échangeur principal. Cette section a pour rôle de séparer les différents hydrocarbures lourds présents dans le courant d'alimentation afin d'obtenir des produits commerciaux répondant aux spécifications requises.

La section de fractionnement est composée de trois colonnes de distillation assurant successivement la séparation des différentes fractions d'hydrocarbures.

I.3.5.1 Déethaniseur

Le dééthaniseur permet de séparer l'éthane en tête de colonne. L'éthane récupéré est principalement réinjecté dans le GNL afin d'ajuster sa composition, tandis que l'excédent est utilisé comme combustible dans le réseau de fuel-gaz. Le produit de fond du dééthaniseur est ensuite acheminé vers la colonne de dépropanisation pour poursuivre le fractionnement des hydrocarbures lourds. [1]

I.3.5.2 Depropaniseur

Le dépropaniseur représente la deuxième étape du fractionnement. Sa fonction est de produire du propane en tête de colonne. Ce propane est principalement envoyé vers le complexe GP1/Z pour être commercialisé ou réinjecté dans le GNL. Une partie est également utilisée comme appoint dans la boucle MCR et comme fluide réfrigérant dans le circuit de propane. Les produits de fond sont dirigés vers la colonne de débutanisation. [1]

I.3.5.3 Debutaniseur

Le débutaniseur constitue la troisième étape du fractionnement. Le produit récupéré en tête de colonne est un butane commercial d'une pureté d'environ 98,8 %. Celui-ci est envoyé vers le complexe GP1/Z pour être commercialisé ou réinjecté dans le GNL. Le produit de fond de la colonne est constitué de gazoline naturelle, qui est acheminée vers les installations de stockage avant sa commercialisation. [1]

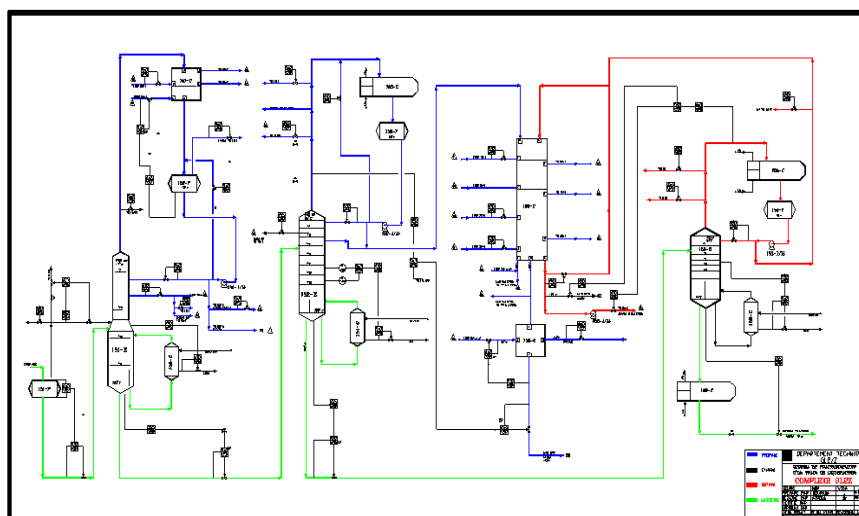


Figure I.5 : Section de fractionnement. [1]

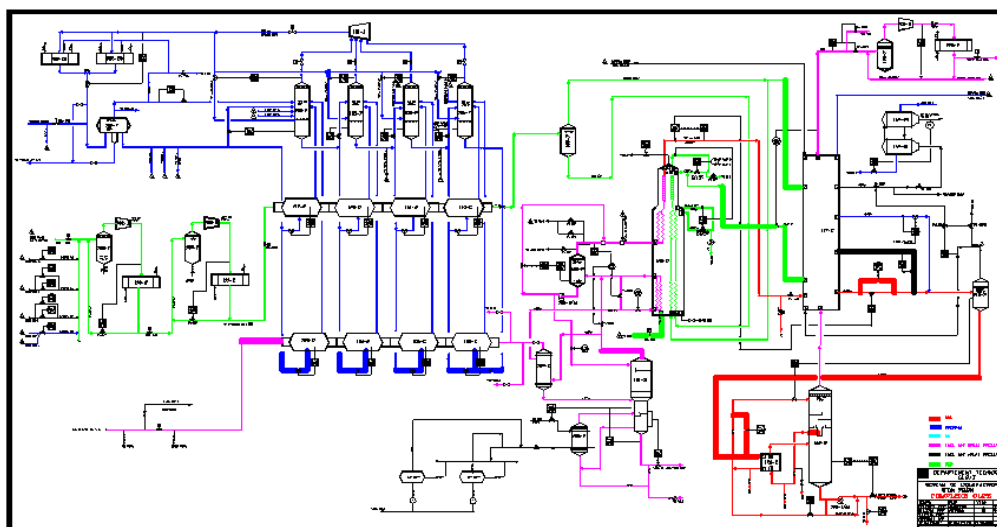


Figure I.6 : Schéma des sections de séparation et de liquéfaction ainsi que des boucles propane et MCR. [1]

I.4 Zone de stockage

La zone de stockage du Gaz Naturel Liquéfié (GNL) est située en bord de mer afin de faciliter son chargement à bord des méthaniers destinés à l'exportation. Le GNL provenant de la zone de procédé est acheminé vers les réservoirs de stockage à une température d'environ -160°C . Chaque réservoir de stockage possède une capacité de 100000 m^3 de GNL. Les trois réservoirs sont interconnectés et fonctionnent de manière communicante, ce qui permet une meilleure gestion des opérations de stockage et de transfert du produit. [1]

I.4.1 Chargement

Les installations de chargement assurent le transfert du Gaz Naturel Liquéfié (GNL) stocké dans les réservoirs vers les cuves des méthaniers. Le pompage du GNL est effectué par cinq motopompes, qui alimentent un collecteur commun relié aux bras de chargement situés au niveau des quais d'embarquement.

I.5 Capacité de production du complexe

Les trains de liquéfaction du complexe GL2/Z sont dimensionnés pour fonctionner selon deux modes d'exploitation (avec ou sans extraction des hydrocarbures) et en fonction de la composition du gaz naturel d'alimentation (charge légère ou charge lourde). Ainsi, quatre cas de fonctionnement peuvent être distingués :

- **1er cas** : alimentation légère avec extraction ;
- **2e cas** : alimentation légère sans extraction ;
- **3e cas** : alimentation lourde avec extraction ;
- **4e cas** : alimentation lourde sans extraction.

Ces différents modes de fonctionnement permettent d'adapter la production du complexe aux caractéristiques du gaz naturel traité tout en optimisant les performances des unités de liquéfaction. [1]

Tableau I.3 : Paramètres du GNL.

Paramètre	Valeur
Température de stockage	$\approx -162^{\circ}\text{C}$
Pression de stockage	Basse pression ($\sim 0,05$ bar relatif)
Densité du GNL	$\approx 420 \text{ kg/m}^3$
Destination	Méthaniers pour transport maritime

Aperçu des produits finis

Le tableau suivant présente les principaux produits finis fabriqués par le complexe.

Tableau I.4 : Principaux produits finis du complexe GL2/Z.

Produit	Composition	État	Applications
GNL	Méthane (CH_4) 90%+	Liquide	Transport maritime, centrales électriques
Propane	Propane (C_3H_8) pur	Liquéfié	GPL, chauffage domestique
Butane	Butane (C_4H_{10}) pur	Liquéfié	GPL, pétrochimie
Gazoline	Pentanes+ (C_5+)	Liquide	Carburant, alimentation pétrochimique
Hélium	Hélium (He)	Gazeux	Applications cryogéniques, médicales

La quantité d'énergie produite par un mètre cube de GNL varie généralement entre 5800 et 6050 thermies. La capacité nominale de production de GNL du complexe GL2/Z est de 9000 m³ par train et par jour, soit environ 53×10^6 thermies par train et par jour. Cette capacité correspond à une production annuelle d'environ 17800000 m³ de GNL, représentant près de 105×10^9 thermies par an. [1]

I.6 Généralités sur les échangeurs de chaleur

I.6.1 Définition des échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur sont des équipements de transfert thermique conçus pour assurer l'échange d'énergie entre deux ou plusieurs fluides se trouvant à des températures différentes. Dans la majorité des cas, les fluides sont séparés par une paroi de transfert thermique, généralement métallique, qui permet le passage de la chaleur sans mélange des fluides. Les échangeurs de chaleur sont largement utilisés dans les industries pétrolières et gazières, les systèmes de transport, les installations de climatisation, les procédés utilisant des carburants

alternatifs ainsi que dans de nombreux autres secteurs industriels. Parmi les exemples courants d'échangeurs de chaleur figurent les radiateurs automobiles, les condenseurs, les évaporateurs, les réchauffeurs d'air et les refroidisseurs d'huile.

Selon leur conception, leur mode de fonctionnement ou la nature de l'échange thermique, les échangeurs de chaleur peuvent être classés selon différentes catégories. [2]

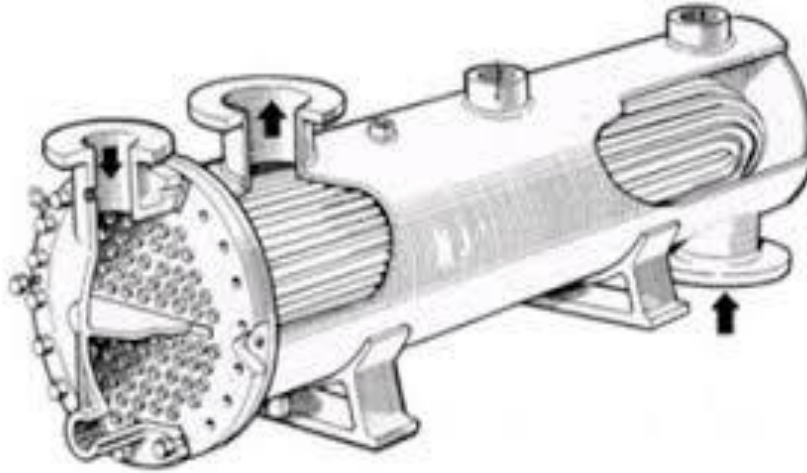


Figure I.7: Échangeur de chaleur

I.6.1 Principe de fonctionnement

L'échangeur de chaleur fonctionne grâce à la circulation de deux fluides à des températures différentes dans des conduits distincts. Ces fluides sont séparés par une paroi conductrice, généralement métallique, qui permet le transfert de chaleur sans qu'il y ait de mélange entre eux.

Le transfert thermique est provoqué par la différence de température entre les deux fluides. Selon le principe naturel des échanges thermiques, la chaleur se transmet du fluide le plus chaud vers le fluide le plus froid jusqu'à atteindre un équilibre thermique.

Ainsi, lorsque le fluide chaud pénètre dans l'échangeur à une température élevée, il cède une partie de son énergie thermique au fluide froid. Le premier se refroidit progressivement tandis que le second se réchauffe. Ce mécanisme permet d'assurer un échange efficace de chaleur entre les deux fluides tout en maintenant leur séparation physique. [2]

I.6.2 Critères de classification des échangeurs de chaleur

I.6.2.1 Classification selon la technologie

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés selon leur technologie de conception. Les principaux types rencontrés dans l'industrie sont les suivants :

- **Échangeurs à tubes** : échangeurs coaxiaux, monotubes ou multitubulaires ;
- **Échangeurs à plaques** : échangeurs à surface primaire ou à surface secondaire ;
- **Autres types d'échangeurs** : échangeurs à caloducs, à contact direct ou à lit fluidisé.

Chaque technologie présente des caractéristiques spécifiques en termes de performance thermique, de compacité, de coût et de domaine d'application. [2]

I.6.2.2 Classification selon le mode de transfert de chaleur

Les échanges thermiques peuvent s'effectuer selon trois modes fondamentaux : la conduction, la convection et le rayonnement. Dans la plupart des applications industrielles, ces trois modes de transfert de chaleur sont couplés, comme dans les chambres de combustion ou les systèmes de récupération de chaleur sur les fumées. Toutefois, l'un de ces mécanismes est généralement prédominant selon les conditions de fonctionnement.

Dans tout échangeur de chaleur où le transfert thermique s'effectue à travers une paroi séparant les fluides, la conduction thermique intervient nécessairement au niveau de cette paroi, tandis que la convection assure les échanges entre les fluides et les surfaces d'échange. Le rayonnement peut également contribuer au transfert de chaleur, notamment lorsque les températures sont élevées. [3]

I.6.2.3 Classification fonctionnelle

Le passage des fluides dans un échangeur de chaleur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase. Selon les conditions de fonctionnement, les écoulements peuvent être monophasique ou diphasique. On distingue généralement les cas suivants :

- Les deux fluides présentent un écoulement monophasique, sans changement d'état ;
- Un seul des deux fluides subit un changement de phase, comme dans le cas des évaporateurs ou des condenseurs ;
- Les deux fluides subissent un changement de phase, comme dans le cas des évapo-condenseurs.

Cette classification est importante, car les mécanismes de transfert thermique et les méthodes de dimensionnement varient selon la présence ou non d'un changement de phase. [3]

I.6.2.4 Classification selon le type de matériau utilisé pour la paroi d'échange

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés en fonction du matériau constituant la paroi d'échange thermique. On distingue principalement deux grandes catégories de matériaux :

- Les matériaux métalliques, tels que l'acier, le cuivre, l'aluminium, ainsi que certains matériaux spéciaux comme les superalliages, les alliages métalliques résistants à la corrosion ou les matériaux réfractaires ;
- Les matériaux non métalliques, tels que les plastiques techniques, les céramiques, le graphite, le verre et d'autres matériaux composites adaptés à des conditions particulières d'exploitation.

Le choix du matériau dépend notamment des conditions de fonctionnement, de la température, de la pression, de la nature des fluides mis en œuvre et des contraintes de corrosion.

Plusieurs critères peuvent être utilisés pour classer les échangeurs de chaleur. Les critères précédemment présentés figurent parmi les plus significatifs et les plus couramment employés dans le domaine industriel. [3]

I.6.3 Principaux types d'échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur peuvent être regroupés en trois grandes catégories, selon leur conception et leur mode de fonctionnement. Ces catégories rassemblent les principaux types d'échangeurs utilisés dans les applications industrielles et énergétiques.

Les principales catégories d'échangeurs de chaleur sont présentées ci-dessous. [3]

I.6.3.1 Echangeurs par mélange ou a contact direct

Les échangeurs à contact direct sont des équipements dans lesquels les fluides entrent directement en contact, permettant ainsi un transfert de chaleur accompagné, dans certains cas, d'un transfert de matière. Ce type d'échangeur se caractérise par l'absence de paroi séparatrice entre les fluides.

Parmi les principaux échangeurs à contact direct, on peut citer :

- Les réchauffeurs de vapeur ;
- Les dégazeurs ;
- Les tours de refroidissement à convection naturelle ou forcée ;
- Les ballons de détente des purges.

Ces équipements sont largement utilisés dans les installations industrielles, notamment dans les centrales thermiques et les unités de traitement des fluides. [3]

I.6.3.2 Les régénérateurs ou échangeurs discontinus

Les régénérateurs, également appelés **échangeurs discontinus**, sont des équipements dans lesquels une même surface d'échange est mise alternativement en contact avec le fluide chaud puis avec le fluide froid. La chaleur est d'abord stockée dans la matrice de l'échangeur avant d'être restituée au second fluide.

Les principales caractéristiques de ces échangeurs sont les suivantes :

- La surface d'échange est alternativement mise en contact avec le fluide chaud et le fluide froid ;
- Le transfert thermique s'effectue par accumulation puis restitution de chaleur ;
- Les réchauffeurs d'air rotatifs constituent l'exemple le plus courant de ce type d'échangeur.

I.6.3.3 Les échangeurs continus

Les échangeurs continus sont les plus largement utilisés dans l'industrie. Dans ces équipements, les fluides chaud et froid circulent simultanément et de manière continue, tout en étant séparés par une paroi d'échange thermique.

Les principaux types d'échangeurs continus sont :

- Les échangeurs tubulaires ;
- Les échangeurs à plaques ;
- Les échangeurs à ailettes.

Ces échangeurs se distinguent par leur efficacité thermique, leur facilité d'exploitation et leur adaptation à une large gamme d'applications industrielles. [3]

I.6.4 Les échangeurs tubulaires

Les échangeurs tubulaires sont les échangeurs de chaleur les plus utilisés dans l'industrie. Ils utilisent des tubes comme principal élément constituant la surface d'échange thermique. La chaleur est transférée entre deux fluides circulant de part et d'autre de la paroi des tubes, sans mélange direct entre eux.

Grâce à leur robustesse, leur fiabilité et leur capacité à fonctionner sous des conditions élevées de pression et de température, les échangeurs tubulaires sont largement employés dans les industries pétrolières, gazières, chimiques et énergétiques.

On distingue généralement trois grandes catégories d'échangeurs tubulaires, qui seront présentées ci-après. [3]



Figure I.8: Échangeur tubulaire.

I.6.4.1 Echangeur coaxial

L'échangeur coaxial est constitué de deux tubes concentriques, l'un placé à l'intérieur de l'autre. En général, le fluide chaud ou à haute pression circule dans le tube intérieur, tandis que le fluide froid s'écoule dans l'espace annulaire entre les deux tubes. Le transfert de chaleur s'effectue à travers la paroi du tube intérieur. [3]

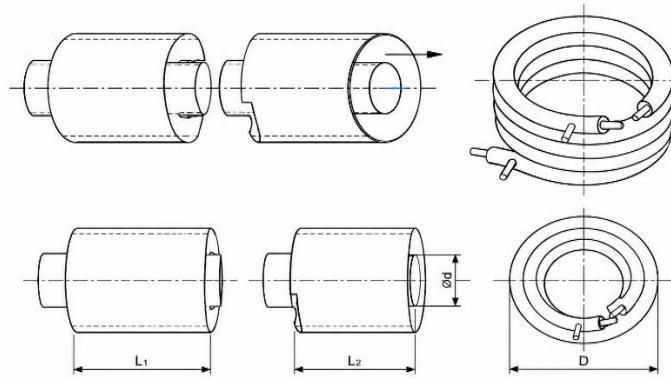


Figure I.9: Échangeur Coaxial

I.6.4.2 Echangeurs a plaques

Initialement développés pour répondre aux besoins de l'industrie laitière, les échangeurs à plaques sont constitués d'un ensemble de plaques métalliques assemblées et séparées par de faibles espaces. Les fluides chaud et froid circulent dans des canaux alternés formés entre les plaques, permettant ainsi un échange thermique efficace.

Grâce à leur conception compacte, ces échangeurs offrent une grande surface d'échange thermique pour un faible encombrement, ce qui explique leur large utilisation dans de nombreux secteurs industriels. [4]



Figure I.10 : Échangeur à plaque (département inspection de GL2/Z) [5]

I.6.4.3 Echangeurs à ailettes

Les échangeurs à ailettes sont principalement utilisés pour le refroidissement ou le chauffage de liquides à l'aide d'un gaz, ou inversement. Ils peuvent fonctionner avec différents fluides tels que l'eau, la saumure, la vapeur saturée, les huiles hydrauliques, les huiles lubrifiantes, les huiles thermiques ainsi que les fluides frigorigènes en condensation ou en évaporation.

La présence d'ailettes permet d'augmenter considérablement la surface d'échange thermique tout en conservant un encombrement réduit. Les différentes conceptions disponibles offrent des surfaces d'échange pouvant varier de 0,1 à 8000 m². [6]

I.6.4.4 Echangeur monotube

L'échangeur monotube est constitué d'un seul tube, généralement disposé sous forme de serpent, placé à l'intérieur d'un réservoir contenant le second fluide. Le transfert de chaleur s'effectue à travers la paroi du tube. [3]

I.6.4.5 Echangeur multitubulaire

L'échangeur multitubulaire est composé d'un faisceau de plusieurs tubes regroupés dans une même enveloppe. Il existe sous différentes configurations, adaptées aux conditions d'exploitation et aux exigences de transfert thermique. [3]

I.6.4.5.1 Echangeurs à tubes séparés

Les échangeurs à tubes séparés sont constitués de plusieurs petits tubes placés à l'intérieur d'un tube de plus grand diamètre. Les tubes sont maintenus à distance les uns des autres à l'aide d'entretoises afin d'assurer une bonne circulation des fluides et un transfert thermique efficace. [3]

I.6.4.5.2 Echangeurs à tubes et calandre

Les échangeurs à tubes et calandre sont composés d'un faisceau de tubes logé à l'intérieur d'une enveloppe appelée calandre. Les tubes sont maintenus par des plaques tubulaires et des chicanes qui guident l'écoulement du fluide circulant du côté calandre tout en améliorant le transfert de chaleur.

Ce type d'échangeur est largement utilisé dans l'industrie en raison de sa robustesse, de sa facilité d'entretien et de son aptitude à fonctionner sous des conditions élevées de pression et de température. [3]

I.6.5 Construction et fonction

Les échangeurs à ailettes sont principalement constitués de tubes munis d'ailettes, d'une carcasse et de collecteurs. Les ailettes augmentent la surface d'échange thermique et améliorent

ainsi les performances de l'échangeur. Leur conception peut être adaptée aux conditions de fonctionnement, notamment en présence de fortes pressions, de températures élevées ou de milieux corrosifs. [6]

I.6.6 Matériaux

Les échangeurs à ailettes peuvent être fabriqués à partir de différents matériaux selon les conditions d'utilisation :

- **Tubes** : cuivre, cupronickel, acier ou acier inoxydable ;
- **Ailettes** : aluminium, cuivre ou acier inoxydable ;
- **Carcasse** : aluminium, acier, acier galvanisé ou acier inoxydable.

Le choix des matériaux dépend principalement de la température, de la pression et du caractère corrosif du fluide utilisé. [7]

I.6.7 Réseau vapeur 4,5 bar

La vapeur à 4,5 bar et 229 °C est produite à partir de la vapeur d'échappement des turbines sans condensation au niveau de l'unité des utilités.

En cas de surpression dans le réseau vapeur, le régulateur PIC-4093 évacue l'excès de vapeur vers le condenseur de la turbine de la pompe auxiliaire d'eau de mer (2203-JC) lorsque celle-ci est à l'arrêt.

Lorsque le condenseur 2203-JC est en service et que la pression reste élevée, le régulateur PIC-4090 détend l'excédent de vapeur vers l'atmosphère à travers le silencieux d'évent de vapeur SP-2019. [1]

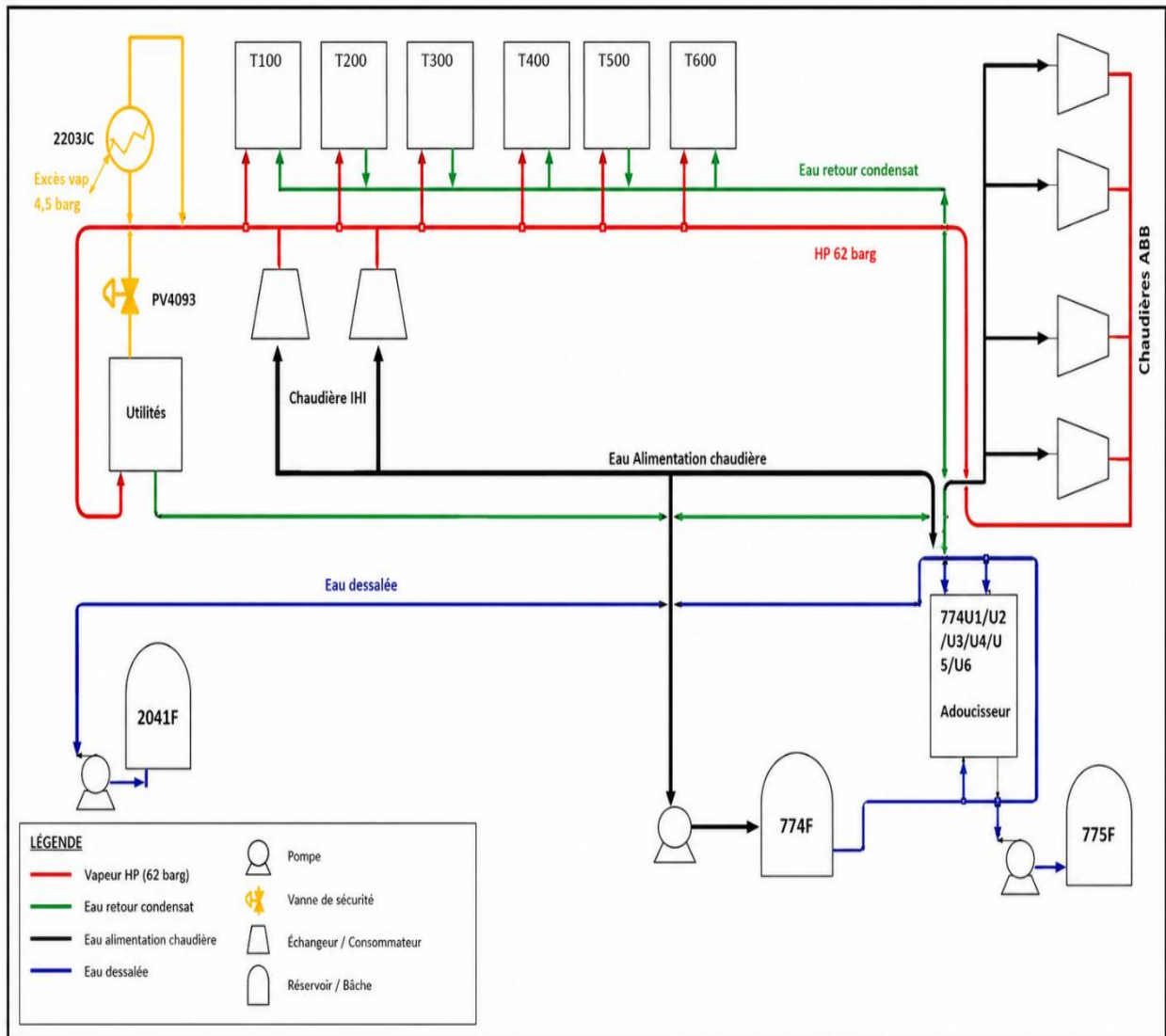


Figure I.11: Schéma du réseau vapeur 4,5 bar. [8]

I.6.8 Le condenseur sous vide 2203-JC

Le condenseur sous vide 2203-JC est un échangeur de chaleur à tubes et calandre à passage unique. Il assure la condensation de la vapeur d'échappement en utilisant l'eau de mer comme fluide de refroidissement. Son fonctionnement sous vide permet d'améliorer le rendement énergétique du système. [1]

Tableau I.5: Caractéristiques du condenseur sous vide 2203-JC

	Faisceau	Calandre
Fluide d'écoulement	Eau de mer	Vapeur
Débit	730 m ³ /h	22031 kg/h
Température	24 °C	145 °C
Pression	3,24 bars	0,275 bar
Température	43,3 °C	107 °C
Tubes	Nombre	495
	Diamètre	19,05 mm – 18 BWG (Jauge de Birmingham)
	Matériau	70 Cu 30 Ni
Calandre		Acier au carbone ASTM A-285 qualité C

I.6.9 Inspection visuelle de l'équipement 2203-JC

L'inspection visuelle de l'équipement a révélé une corrosion sous calorifuge (CSC) affectant de manière significative la calandre ainsi que les boîtes à eau. Ce phénomène est aggravé par la dégradation avancée du revêtement de protection, qui n'assure plus son rôle d'étanchéité. Sur le plan thermique, les performances de l'échangeur sont fortement dégradées en raison d'un colmatage important du faisceau tubulaire, ainsi que de la mise hors service de trois tubes par obturation.

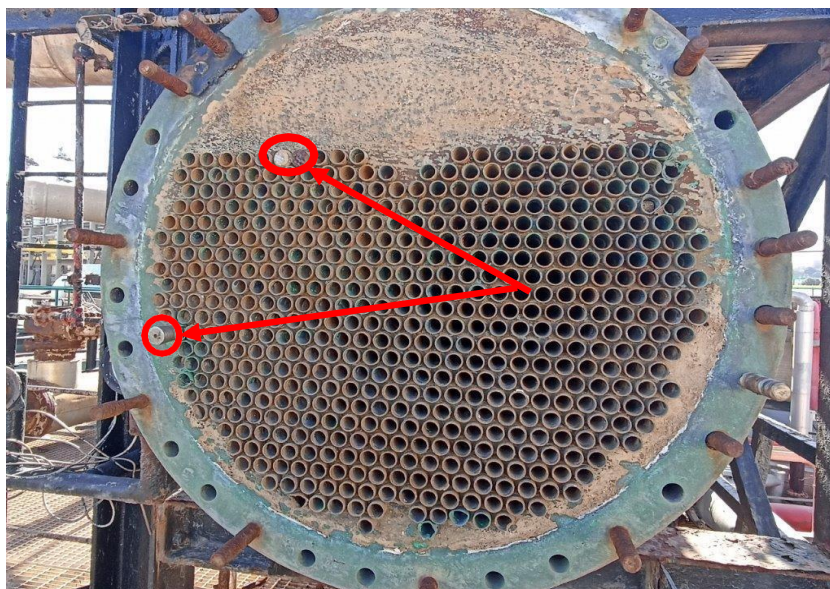


Figure I.12 : Inspection visuelle de l'équipement 2203-JC

I.6.10 HYSYS V10

Aujourd'hui, la simulation numérique ne se limite plus à un simple outil de vérification ; elle constitue une composante essentielle du processus de conception et d'optimisation des procédés industriels. Ces logiciels se sont imposés comme des outils incontournables pour l'analyse rigoureuse des bilans de matière et d'énergie, incluant les phénomènes de transfert de masse et de chaleur. Grâce à la puissance des algorithmes de calcul et à la fiabilité des bases de données thermodynamiques, ces outils permettent d'évaluer avec précision :

Les paramètres hydrodynamiques : détermination des débits massiques et volumiques des différentes phases ;

Le profil physico-chimique : suivi des compositions molaires et massiques des mélanges ;

L'état thermodynamique : calcul des propriétés telles que l'enthalpie, l'entropie, la fraction de vapeur, la densité et les capacités calorifiques.

En résolvant des systèmes d'équations non linéaires complexes, la simulation permet de représenter fidèlement le comportement global d'une unité de traitement, comme le système de condensation du complexe GL2/Z. Elle offre ainsi à l'ingénieur une vision complète du procédé et facilite l'identification des anomalies ou des limitations de performance avant toute intervention sur site.

I.6.10.1 Présentation du simulateur ASPEN HYSYS

La simulation numérique constitue un véritable laboratoire virtuel capable de reproduire avec une grande fidélité le comportement d'un procédé industriel complexe. Elle permet d'explorer différentes conditions de fonctionnement sans recourir à des essais réels, souvent coûteux et risqués.

L'exploitation des résultats issus de ce type d'outil se concentre principalement sur :

- L'optimisation des performances thermiques et hydrauliques : amélioration du rendement des équipements (notamment les échangeurs de chaleur) ;
- L'augmentation des capacités de production : identification et suppression des goulots d'étranglement ;
- L'efficacité énergétique : réduction des consommations d'utilités (vapeur, eau de refroidissement) et des pertes thermiques.

Par ailleurs, ce logiciel intervient à différentes étapes du cycle de vie d'une installation industrielle :

- Phase de conception : validation thermodynamique et dimensionnement des équipements ;
- Analyse économique : évaluation de la rentabilité des projets (CAPEX/OPEX, audits énergétiques) ;
- Suivi opérationnel : ajustement des paramètres de fonctionnement (débits, pressions, températures) pour assurer la sécurité et la flexibilité du procédé.

La structure d'une simulation sous Aspen HYSYS repose sur deux environnements de travail distincts et complémentaires.

I.6.10.2 Environnement des propriétés

Il s'agit de la phase essentielle de configuration initiale. L'utilisateur y définit le package de fluides (Fluid Package), qui regroupe les éléments nécessaires à la précision des calculs :

- Composants : sélection des corps purs à partir de la base de données ;
- Modèle thermodynamique : choix de l'équation d'état (ex. : Peng-Robinson, NRTL) adaptée à la nature des fluides ;
- Pseudo-composants (Hypotheticals) : caractérisation des coupes pétrolières ou des composés non répertoriés ;
- Réactions chimiques : définition des équilibres ou des cinétiques si nécessaires.

Environnement de simulation

Cet espace est dédié à la construction du schéma de procédé (flowsheet). Il permet d'intégrer les différentes opérations unitaires (échangeurs de chaleur, colonnes, pompes, etc.) et de définir les connexions entre les différents courants du procédé.

CHAPITRE II
PARTIE PRATIQUE

CHAPITRE II : PARTIE PRATIQUE

II.1 Introduction

Malgré l'importance stratégique du condenseur 2203-JC dans le cycle de production du complexe GL2/Z, cet équipement présente d'importantes limitations techniques qui réduisent ses performances globales. Le principal problème réside dans son incapacité à traiter les débits croissants de vapeur, lesquels dépassent sa capacité nominale initiale. Cette surcharge thermique, associée à une dégradation physique notable, notamment la corrosion sous isolant (CSC) au niveau de la calandre et des boîtes à eau, ainsi qu'un colmatage important du faisceau tubulaire, entraîne une diminution significative de l'efficacité du transfert de chaleur.

II.2 Problématique

L'accumulation de ces dysfonctionnements, notamment le colmatage récurrent des conduites et la dégradation des revêtements protecteurs, entraîne une réduction de la durée de vie de l'équipement ainsi qu'un risque accru de fuites. Depuis 2015, le complexe GL2/Z enregistre une augmentation progressive du rapport entre la production de vapeur et la production de GNL, traduisant une autoconsommation énergétique élevée.

Cette surconsommation de vapeur s'explique principalement par :

- Les fuites présentes dans le réseau vapeur ;
- Le rejet d'une partie, voire de la totalité, de la vapeur basse pression vers l'atmosphère, en raison de la capacité limitée du condenseur sous vide 2203-JC, censé récupérer cet excédent ;
- L'indisponibilité occasionnelle du condenseur 2203-JC due à diverses défaillances mécaniques.

Ces facteurs contribuent à une baisse de l'efficacité énergétique globale du complexe.

Tableau II.1 : Évolution du ratio vapeur/GNL du complexe GL2/Z au fil des années

Année	Vapeur (t)	GNL (m3)	Ratio Vap/GNL
2015	4 689 175	3 959 413	1,18
2016	5 699 901	4 643 493	1,23
2017	8 004 139	6 320 128	1,27
2018	6 257 334	4 744 871	1,32
2019	8 621 831	6 724 920	1,28
2020	9 667 406	7 530 537	1,28
2021	7 983 733	6 110 405	1,31
2022	8 233 952	6 905 572,9	1,19
2023	9 303 183	7 149 789,5	1,30
2024	8 201 205	6 296 497,1	1,30
2025	5 113 591	4 345 085	1,17

II.2.1 Estimation de la quantité d'excès de vapeur

Le tableau ci-après présente l'estimation de la vapeur perdue. Ces données ont été fournies par le Bureau de la technologie. Selon ces estimations, la perte de vapeur est évaluée à environ 58000 kg/h.

Cette valeur représente la différence entre la consommation théorique et la consommation réelle, ce qui correspond à la quantité de vapeur perdue dans le système.

Tableau II.2 : Résultats d'estimation de la quantité d'excès de vapeur.

Cas d'étude	Consommation théorique (kg/h)	Consommation réelle (kg/h)	Moyenne de charge GN (%)	Excès de vapeur (kg/h)
01 Train	484512,29	515000,00	100,00%	30487,70
02 Trains	856907,16	891000,00	85,05%	34092,84
03 Trains	1132592,34	1184000,00	97,24%	51407,66
04 Trains	1530281,72	1645000,00	87,68%	114718,28
		Moyenne d'excès (kg/h)		57676,62 ≈ 58000,00

II.3 Méthodes de calcul et de dimensionnement des échangeurs de chaleur

Pour toute estimation d'un échangeur de chaleur, l'objectif est d'assurer la récupération d'une quantité de chaleur donnée dans des conditions économiques optimales, représentant un compromis entre les coûts d'investissement et les coûts d'exploitation. Dans un premier temps, il convient de choisir le type d'échangeur le plus adapté au procédé étudié. Ensuite, on procède au dimensionnement thermique, qui consiste principalement à déterminer la surface d'échange nécessaire pour assurer le transfert de chaleur entre les fluides concernés. Deux principales approches sont généralement utilisées pour le calcul et la conception des échangeurs de chaleur :

Les méthodes analytiques, incluant la méthode du DTLM (différence de température logarithmique moyenne) et la méthode du NTU (Number of Transfer Units) ;

Les méthodes numériques, telles que la méthode des volumes finis et les approches enthalpie température.

Dans le cas des échangeurs tubulaires ou à calandre et tubes, l'analyse du transfert thermique est plus complexe. Deux méthodes classiques sont alors utilisées : la méthode de Donohue, qui considère deux débits massiques moyens (longitudinal et transversal), et la méthode de Kern, qui utilise un débit moyen global et un diamètre équivalent représentatif de la configuration du faisceau tubulaire.

Dans le cadre de ce travail, les calculs ont été réalisés selon la méthode de Kern, qui prend en compte la géométrie du faisceau et introduit un diamètre équivalent dépendant de la disposition des tubes.

II.3.1. Aspects théoriques du calcul de l'échangeur

II.3.2. Équation fondamentale

Le bilan thermique global de l'échangeur peut être exprimé comme suit :

$$Q = M (H_1 - H_2) = m (h_2 - h_1) \dots\dots\dots (II.1)$$

$$Q = M C_p (T_1 - T_2) = m C_p (t_2 - t_1)$$

Q : quantité de chaleur.

M / m : débits massiques horaires des fluides (kg/h).

H / h : enthalpies des fluides en fonction de leur température (kcal/kg).

Les lettres majuscules sont réservées au fluide chaud, tandis que les lettres minuscules désignent le fluide froid. Les indices 1 et 2 correspondent respectivement aux conditions d'entrée et de sortie.

Dans une autre approche, l'équation de Fourier peut être appliquée à l'ensemble de l'échangeur.

$$Q = U A \Delta T_{LM} \dots \dots \dots (II.2)$$

U : coefficient de transfert de chaleur global.

ΔT_{LM} : différence de température logarithmique moyenne du fluide.

Pour un échangeur donné, la surface A, qui représente une caractéristique géométrique calculable, permet de déterminer les paramètres U et ΔT_{LM} , lesquels dépendent de la configuration interne des tubes, du nombre de passes et des régimes d'écoulement des fluides.

II.3.3 Différence moyenne de température

L'évolution de la température de chaque fluide, à partir des températures d'entrée T1 ou t1, conditionne directement la valeur moyenne de Δt . Celle-ci dépend :

- De la nature et des débits respectifs des deux fluides ;
- Du sens d'écoulement relatif des deux fluides, qui peuvent circuler soit à contre-courant, soit à courant parallèle.

L'étude de la différence moyenne de température dans un échangeur s'effectue en supposant que le coefficient global de transfert U est constant en tout point, que les chaleurs spécifiques des fluides restent constantes et qu'il n'y a ni pertes thermiques ni changement de phase au cours du transfert.

Elle est exprimée par la formule suivante :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \dots \dots \dots (II.3)$$

A contre-courant :

L'écoulement à contre-courant pur n'est réalisé que dans les échangeurs à double tube. Pour l'ensemble de l'appareil, la quantité de chaleur échangée s'exprime en supposant un coefficient global de transfert U constant sur toute la longueur du tube.

$$Q = U A \Delta t_m = M C_p (T_1 - T_2) \dots \dots \dots (II.4)$$

ΔT_1 : différence de température à l'extrémité chaude.

$$\Delta T_1 = T_1 - t_2 \dots \dots \dots (II.5)$$

ΔT_2 : différence de température à l'extrémité froide.

$$\Delta T_2 = T_2 - t_1 \dots \dots \dots (II.6)$$

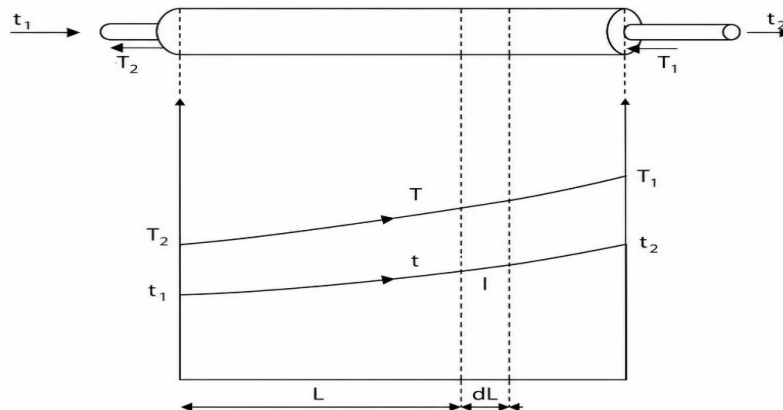


Figure II.1 : échange à contre-courant pur [9]

À courant parallèle :

Dans un échangeur à double tube, si l'on inverse le sens de circulation de l'un des fluides en permutant l'entrée et la sortie, l'échange s'effectue alors à courants parallèles.

$\Delta t_1 = T_1 - t_1$
$\Delta T_2 = T_2 - t_2$

D'après les calculs, l'écoulement à contre-courant est plus avantageux, car le transfert de chaleur y est favorisé par une différence de température moyenne logarithmique DTLM plus élevée.

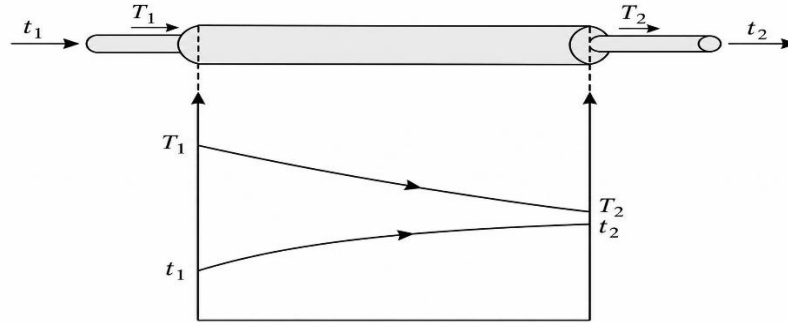


Figure II.2 : échange à courants parallèles. [9]

II.3.4 Coefficient global de transfert U

Pour un élément de tube de longueur dL , le flux de chaleur élémentaire dQ s'écoule en rencontrant cinq résistances thermiques.

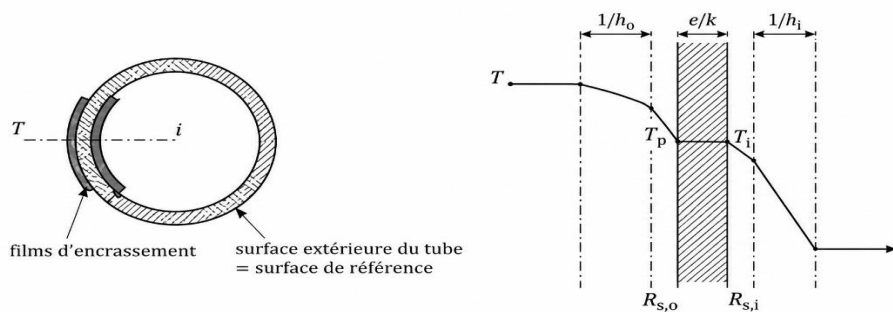


Figure II.3 : Résistance au transfert. [9]

$R_0 = \frac{1}{h_0}$: résistance dans le fluide à l'extérieur du tube, égale à l'inverse du coefficient de film externe.

$R_{s,o}$: résistance due au film d'encrassement déposé sur l'extérieur du tube.

R_t : résistance due à la paroi métallique du tube (peut être négligée dans les calculs.) $R_{s,i}$: résistance due au film d'encrassement déposé à l'intérieur du tube.

$$R_i = \frac{1}{h_i}$$

R_i : résistance dans le fluide à l'intérieur du tube, égale à l'inverse du coefficient de film interne.

Comme ces résistances s'expriment en ($\text{h m}^2\text{°C} / \text{kcal}$), il est nécessaire de rapporter tous les termes à une même surface de référence. On choisit généralement la surface extérieure du tube comme référence, ce qui conduit à corriger les résistances internes R_{si} et R_i en les multipliant par le rapport d_o/d_i des diamètres extérieur et intérieur du tube.

Ces résistances corrigées s'écrivent alors :

$$R_{sio} = R_{si} \frac{d_o}{d_i} \dots\dots\dots (II.7)$$

Avec :

$$h_{io} = h_i \frac{d_i}{d_o} \dots\dots\dots (II.8)$$

Dans ces conditions, la résistance globale au transfert, égale à la somme des quatre résistances précédentes, s'exprime sous la forme suivante :

$$R_s = \frac{1}{h_o} + R_{so} + R_{sio} + \frac{1}{h_o} = 1/sssU_s \dots\dots\dots (II.9)$$

U_s est le coefficient global de transfert encrassé, relatif à l'élément de tube dL . Lorsque cet élément est neuf, les résistances d'encrassement R_{si} et R_{so} sont nulles ; on définit alors un coefficient global de transfert propre U_p , tel que :

$$R_s = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{io}} + \frac{Ep}{\lambda_m} = \frac{(h_{io}+h_o)}{h_o.h_{io}} + \frac{Ep}{\lambda_m} \dots\dots\dots (II.10)$$

La détermination des coefficients de transfert locaux U_s et U_p nécessite l'estimation des coefficients de film h_i et h_o ainsi que des résistances d'encrassement R_{si} et R_{so} .

II.3.5 Coefficient du film interne h_i

Il est donné par la relation de Sieder et Tate :

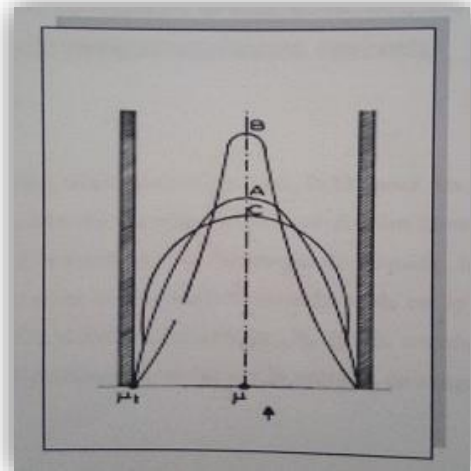
$$h_i = \text{Nu} \frac{\lambda_m}{d_i} \dots\dots\dots (\text{II.11})$$

$$\text{Nu} = a \text{ Re}^m (\text{di}/L)^p (\mu/\mu_t)^{0.14}$$

$$\text{Re} = d_i \frac{G}{\mu} = \frac{\rho v d_i}{\mu} \dots\dots\dots (\text{II.12})$$

G : vitesse massique de dimension $(\text{M T}^{-1} \text{ L}^{-2})$.

Le terme $(\mu/\mu_t)^{0.14}$ est introduit afin de tenir compte des effets du chauffage ou du refroidissement sur la distribution des vitesses dans une section, comme illustré à la figure (II.4) :



A: courbe isotherme

B: liq refroidit ou gaz réchauffé

C: liq réchauffé ou gaz refroidi

Figure II.4 : Effet de la transmission de chaleur sur la répartition des vitesses en régime laminaire

Régime laminaire : $\text{Re} \leq 2100$

$$\text{Jh} = 1.86 \left(\text{Re} \cdot \frac{d_i}{L} \right)^{0.14} = \text{Nu} \cdot \text{Pr}^{(-1/3)} \cdot (\mu/\mu_t)^{-0.14} \dots\dots\dots (\text{II.13})$$

Régime turbulent : $Re \leq 10000$

$$\boxed{Jh = 0.027(Re) = Nu.Pr(-1/3).(\mu/\mu_t)^{-0.14}} \dots\dots\dots (II.14)$$

II.3.6 Calcul du coefficient de film externe h_o

La condensation sur la surface externe des tubes horizontaux peut être décrite en considérant deux mécanismes. La première hypothèse suppose un écoulement laminaire du condensat, tandis que la seconde considère que le cisaillement exercé par la vapeur domine le transfert thermique.

Les équations suivantes peuvent être utilisées pour déterminer les coefficients de transfert de chaleur lors de la condensation sur des tubes horizontaux :

-Cas de la condensation en film laminaire :

$$\boxed{h_c = a \lambda_L \left(\frac{\rho_L^2 g n L}{\mu M} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{1}{N_r} \right)^{\frac{1}{6}}} \dots\dots\dots (II.15)$$

Où :

$a = 0,951$ pour les modèles triangulaires de tube 0,904, ou 0,856 pour les modèles carrés de tube.

-Cas de la condensation dominée par le cisaillement de la vapeur :

$$\frac{h_s d_0}{\lambda_L} = b \left(\frac{d_0 \rho_L V_G}{\mu} \right)^{\left(\frac{1}{2}\right)} \left(\frac{1}{N_r} \right)^{\frac{1}{6}} \dots\dots\dots (II.16)$$

Où : $b = 0,42$ pour les modèles triangulaires de tube

;

$b = 0,39$ pour les modèles carrés de tube ;

Dans ces équations, le h_c est le coefficient de transfert de chaleur de film laminaire, les h_s sont des coefficients de transfert de chaleur, λ_L est la conductivité thermique de liquide, ρ_L est la densité liquide, g est la constante gravitationnelle, le μ est la viscosité du liquide, le d_0 est le diamètre extérieur de tube, L est la longueur de tube, M est le débit de condensat, N_t est le nombre de tubes, le V_G , et N_r est le nombre de rangées verticales de tubes :

$$\boxed{N_r = \frac{m D c}{p}} \dots\dots\dots (II.17)$$

Où :

D_c : diamètre de calandre.

P : espacement entre deux centres des tubes (le pas).

$m = 1,0$ pour les modèles carrés des tubes,

$m = 1,155$ pour les modèles triangulaires des tubes.

II.3.7 Condenseur faisceau et calandre :

L'écoulement dans la calandre s'effectue selon la disposition des chicanes, et on peut distinguer deux types de courants :

- Un courant principal qui évolue, tantôt normalement au faisceau entre les chicanes, tantôt parallèlement au faisceau à l'aplomb des chicanes.
- De nombreux courants secondaires de fuite, due aux tolérances de constructions entre chicanes et surtout entre faisceau et calandre.

Cependant, compte tenu de l'effort de normalisation réalisée dans la construction de ces appareils, il a été possible d'établir des corrélations convenables permettant d'utiliser une forme d'équation analogue à la formule déterminant J_h pour un régime turbulent.

Kern définit un seul débit moyen pour l'ensemble de l'appareil et a recours au diamètre équivalent. Le diamètre équivalent est donné par :

Pas carré :

$$D_e = 4 \frac{\left(p^2 - \frac{\pi d_0^2}{4} \right)}{\pi d_0} = \frac{4p^2}{\pi d_0} - d_0 \dots\dots\dots (II.19)$$

Pas triangulaire :

$$D_e = 4 \frac{\frac{\sqrt{3}}{4} p^2 - \frac{\pi}{8} d_0^2}{\frac{\pi d_0}{2}} = \frac{3.464 p^2}{\pi d_0} - d_0 \dots\dots\dots (II.20)$$

II.3.8 Calcul de la vitesse massique transversale G_{ct}

La vitesse massique transversale G_{ct} est calculée à partir de la section de passage maximale de l'écoulement dans la calandre :

$$G_{ct} = \frac{M}{a_{ct}} \dots\dots\dots (II.21)$$

M : le débit massique de fluide en kg/h.

II.3.9 Température calorique

Les températures caloriques de la vapeur d'eau et de l'eau sont respectivement désignées par T_c et t_c .

$$t_c = t_1 + 0,5 (t_2 - t_1) \dots\dots\dots (II.22)$$

$$T_c = T_2 + 0,5 (T_1 - T_2) \dots\dots\dots (II.23)$$

II.3.10 Pertes de charge

L'écoulement des fluides à travers l'échangeur est assuré par une différence de pression entre l'entrée et la sortie de l'appareil. La diminution de cette pression au cours de l'écoulement, due aux frottements et aux singularités rencontrées, est appelée perte de charge.

Perte de charge à l'intérieur des tubes :

En supposant que les tubes du faisceau sont hydrauliquement lisses, on note n_t le nombre de passes côté tubes, L la longueur des tubes, N_t le nombre total de tubes du faisceau et M le débit massique du fluide circulant dans les tubes.

Dans chaque passe la vitesse massique et le nombre de Reynolds sont définis par :

$$R_e = \frac{d_i \cdot G_t}{\mu} \dots\dots\dots (II.25)$$

$$G_t = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{M n_t}{d_i^2 N_t} \dots\dots\dots (II.26)$$

$$\Delta P_t = \frac{f_t G_t^2 n_t L}{d_i \rho \phi_t} + \frac{4 n_t G_t^2}{2 \rho} \dots\dots\dots (II.27)$$

Les pertes de charge singulières peuvent être assimilées à une longueur équivalente de conduite droite. Les paramètres intervenant dans le calcul sont définis comme suit :

- f : coefficient de frottement, fonction du nombre de Reynolds ;
- G_t : vitesse massique du fluide ;
- ρ : masse volumique moyenne du fluide à la température calorique ;
- v : vitesse moyenne d'écoulement ;
- ΔP_t : perte de charge totale côté tubes.

Perte de charge à l'extérieur des tubes :

De la même manière :

$$\Delta p_C = \frac{f_C G_C^2 (N_C + 1) D_C}{\rho D_e \phi_C} \dots \dots \dots (II.28)$$

Sachant que :

$$(N_C + 1)B = L \dots \dots \dots (II.29)$$

II.3.11 Application numérique

Calcul du bilan thermique à partir des données relatives à l'eau :

$$Q = m C_p \Delta t = U_s A DTLM = m \Delta H$$

Tableau II.3 : Caractéristiques de l'eau en période estivale (côté tubes)

Caractéristiques	Symboles	Valeurs	Unités
Débit massique	m	1790001,1	Kg/h
Pression absolue	Pa	3,3	Bar
Température d'entrée	t ₁	24	°C
Température de sortie	t ₂	43,3	°C
Température calorique	t _c	33,65	°C
Masse volumique	ρ _m	1020,8	Kg/m ³
Viscosité dynamique	μ _m	2,68	Kg/mh
Chaleur spécifique	C _{pm}	0,940	Kcal/hm°C
Conductivité thermique	λ _m	0,531	Kcal/kg°C
Résistance de l'encrassement	R _s	0,0002	m ² h°C/kcal
Densité	D	1,025	

Tableau II.4 : Caractéristiques de la vapeur d'eau (côté calandre)

Caractéristiques	Symboles	Valeurs	Unités
Débit massique	M	63800	Kg/h
Pression absolue	Pa	4,5	Bar
Température d'entrée	T ₁	145	°C
Température de sortie	T ₂	57	°C
Température calorique	T _C	101	°C
Masse volumique du liquide	ρ_l	957,8	Kg/m ³
Masse volumique de vapeur	ρ_v	2,38	Kg/m ³
Viscosité dynamique du liquide	μ_l	1,01	Kg/mh
Viscosité dynamique de vapeur	μ_v	0,045	Kg/mh
Chaleur spécifique du liquide	Cp _l	1,006	Kcal/kg°C
Chaleur spécifique de vapeur	Cp _v	0,498	Kcal/kg°C
Conductivité thermique du liquide	λ_L	0,585	Kcal/hm°C
Conductivité thermique de vapeur	λ_v	0,021	Kcal/hm°C
Résistance de l'encrassement	Rs ₂	0,0002	m ² h°C/kcal
Densité	D	0,958	

Côté tube :

Tableau II.5 : Caractéristiques techniques et dimensions de l'échangeur

Désignation	Symbole	Valeur
Diamètre intérieur (m)	d _i	0,01657
Diamètre extérieur(m)	d _o	0,01905
Epaisseur du tube(m)	Ep	0,00124
Longueur du tube(m)	L	3,657m

Étape 1 : Bilan thermique global

D'après l'équation (II.1) du chapitre II, la quantité de chaleur échangée est donnée par :

$$Q = M \cdot C_p \cdot \Delta T$$

Propriétés des fluides

- Eau de mer ($T_{\text{moy}} = 33.65^\circ\text{C}$) :
 - $C_p = 3.93 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \approx 0.94 \text{ kcal}/\text{kg} \cdot \text{K}$
 - $\rho = 1025 \text{ kg}/\text{m}^3$
- Vapeur ($T_{\text{moy}} \approx 100^\circ\text{C}$) :
 - $C_p = 2.05 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ (chaleur sensible)

Calcul de la chaleur

$$Q = m \cdot \Delta h$$

$$\Delta h = 2740.3 - 610.63 = 2129.6 \text{ kJ/kg} = 509 \text{ Kcal/kg}$$

$$Q = 63800 \cdot 509 = 32474200 \text{ Kcal/h}$$

$$Q = 32474200 \cdot 1.163 = 37767494.6 \text{ W}$$

Côté tubes (eau de mer) :

$$\bullet \Delta T = (43.3 + 273.15) - (24 + 273.15) = 19.3 \text{ K}$$

$$Q = M \cdot C_p \cdot \Delta T$$

$$\bullet M = Q / (C_p \cdot \Delta T)$$

$$M = 32474200 / (0.94 \cdot 19.3)$$

$$M = 1790001.1 \text{ kg/h}$$

Étape 2 : écart logarithmique moyen

$$\text{DTLM}_0 = (\Delta T_1 - \Delta T_2) / \ln (\Delta T_1 / \Delta T_2)$$

Écarts de température

$$\bullet \Delta T_1 = T_1 - t_2 = 145 - 43.3 = 101.70^\circ\text{C}$$

$$\bullet \Delta T_2 = T_2 - t_1 = 57 - 24 = 33^\circ\text{C}$$

Calcul DTLM non-corrigée

- $DTLM_0 = (101.70 - 33) / \ln (101.70/33)$

$$DTLM_0 = 58.08 \text{ K}$$

Facteur de correction

$$DTLM = F \times DTLM_0$$

Configuration retenue : une passe côté calandre et deux passes côté tubes.

Détermination des rapports adimensionnels :

- $R = (T1 - T2) / (t2 - t1) = 87.31 / 19.30 = 4.5238$

- $P = (t2 - t1) / (T1 - t1) = 19.30 / 121.00 = 0.1595$

Selon les abaques (Équation II-7 du PFE pour 1 passe/2 passes) :

- $F \approx 0.4300$

LMTD corrigée :

- $DTLM = F \times DTLM_0 = 0.4300 \times 58.08$

- $DTLM = 24.97 \text{ K}$

Étape 3 : surface de transfert de chaleur

$$Q = A \times U \times DTLM \rightarrow A = Q / (U \times DTLM)$$

Coefficient U estimé

Pour un condenseur, coefficient initial estimé : $U = 3500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

Surface

- $A = Q / (U \times DTLM)$

$$A = \frac{Q}{U \cdot DTLM} = \frac{37767494.6}{3500 \times 24.97} = \frac{37767494.6}{74,910} \approx 432.15 \text{ m}^2$$

- $A = 432.15 \text{ m}^2$

Calcule nombre de tube

- $A = \pi \times d_o \times L \times Nt$

$$Nt = A / (\pi \times d_o \times L)$$

$$Nt = 432.15 / (3.14 \times 0.01905 \times 3.657)$$

$$Nt = 1975 \text{ tubes}$$

Étape 4 : Calcul des coefficients de transfert thermique côté tubes (eau de mer)

Calcul de la section de passage :

$$at = \frac{\pi \times d_i^2}{4} \times \frac{Nt}{Np}$$

$$at = \frac{\pi \times 0.01657^2}{4} \times \frac{1975}{2}$$

- $at = 0.213\text{m}^2$

Vitesse massique :

$$Gt = \frac{M}{at}$$

- $Gt = \frac{1790001.1}{0.213 \times 3600}$

- $Gt = 2334.4 \text{ kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$

Propriétés de l'eau de mer :

Température moyenne : 33.65°C

- $\mu = 750.0 \times 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$

- $k = 0.63 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$

- $Pr = 5.2$

Nombre de Reynolds :

$$Re = (Gt \times d_i) / \mu$$

- $Re = (2334.4 \times 0.01657) / 0.00075$

- $Re = 51574.7$

- $Pr = 5.2$

- Type : Écoulement turbulent développé ($Re > 10,000$)

Coefficient de transfert :

Corrélation de Dittus-Boelter (turbulent) :

- $Nu = 0.023 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.33}$

- $Nu = 0.023 \times 51574.7^{0.8} \times 5.2^{0.33}$

- $Nu = 0.023 \times 5885.35 \times 1.725 \approx 233.51$

- $Nu \approx 233.32$

- $h_i = Nu \times k / d_i = \frac{233.32 \times 0.63}{0.01657}$

- $h_i = 8870.94 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

Correction pour diameters:

- $h_{io} = h_i \times \frac{d_i}{d_o} = 8870.94 \times \frac{0.01657}{0.01905}$

- $h_{io} = 7716.09 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

Étape 5 : coefficients - côté calandre (vapeur)

Diamètre du faisceau

$$D_b = d_o \times (Nt / K1)^{1/n1}$$

Pour arrangement triangulaire avec 2 passes :

- $K1 = 0.249, n1 = 2.207$

- $D_b = 0.01905 \times \left(\frac{1975}{0.249}\right)^{\frac{1}{2.207}}$

- $D_b = 1.1135 \text{ m} = 1113.5 \text{ mm}$

Diamètre interne de la calandre :

- $D_s = D_b + \text{jeu} = 1.1135 + 0.025 = 1.1385 \text{ m}$

- $D_s = 1.1385 \text{ m}$

Espacement des chicanes

$$B = 0.3 \times D_s \quad B = 0.3 \times 1.1385 = 0.342 \text{ m}$$

$$Nc = \frac{L}{B} = \frac{3.6576}{0.342} = 10.69 \approx 11$$

Le pas des tubes

$$P_t = 1.25 \times d_o = 1.25 \times 19.05 = 23.8125 \approx 0.02381$$

L'espace libre

Calcul du jeu entre les tubes

$$C = P_t - d_o$$

$$C = 23.81 - 19.05 = 4.76 = 0.0046 \text{ m}$$

Section transversale cote calandre

$$\bullet P_t = 1.25 \times d_o = 1.25 \times 19.05 = 23.810 = 0.02381 \text{ mm}$$

$$\bullet A_s = \frac{[(p_t - d_o) \times D_s \times l]}{p_t}$$

$$\bullet A_s = \frac{(0.023810 - 0.01905) \times 1.1385 \times 0.342}{0.023810}$$

$$\bullet A_s = 0.078 \text{ m}^2$$

Vitesse massique cote calandre

$$\bullet G_s = \frac{M}{A_s}$$

$$\bullet G_s = \frac{63800}{(0.078 \times 3600)}$$

$$\bullet G_s = 227.2 \text{ kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$$

Diamètre équivalent

Arrangement triangulaire :

$$D_e = 1.1 \times d_o \times \sqrt{(p_t^2 - 0.917 \times d_o^2)}$$

$$D_e = \frac{1.1}{0.01905} \times (0.00056692 - 0.00033278)$$

$$D_e = 13.52 \text{ mm}$$

Nombre de Reynold côté Calandre Re

$$Re_s = \frac{G_s \cdot D_e}{\mu} = \frac{227.2 \times 0.01377}{1.2 \times 10^{-5}} = \mathbf{260712}$$

$$f_c = 0.391 \cdot Re_s^{-0.148} = 0.391 \cdot (\mathbf{260712})^{-0.148} = 0.062$$

Perte de charge à l'extérieur des tubes

$$\Delta p_c = \frac{f_c \cdot G_s^2 \cdot (N_c + 1) \cdot D_s}{\rho \cdot D_e \cdot \phi_c}$$

$$\Delta p_c = \frac{0.0620 \times 227.2^2 \times 11 \times 1.1385}{2.38 \times 0.01377 \times 1}$$

$$= 98037 \text{ Pa} = 0.98 \text{ bar}$$

Coefficient de condensation

Type : Condensation de vapeur saturée/surchauffée

Température : $145^{\circ}\text{C} \rightarrow 57.69^{\circ}\text{C}$

Pour condensation filmique sur tubes horizontaux :

$h_o \approx 10,000 \text{ à } 20,000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

Valeur utilisée pour les calculs : $h_o = 15000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

Étape 6 : Coefficient global de transfert

Résistances thermiques en série :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + R_{f,coque} + R_{metal} + R_{f,tube} + \left(\frac{d_o}{d_i}\right) \times \left(\frac{1}{h_{io}}\right)$$

Composantes de la resistance

- Résistance côté calandre :

$$\frac{1}{h_o} = \frac{1}{15000} = 0.00006667 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$$

- Facteur encrassement coque (propre):

$$R_{f, coque} = 0 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$$

Dans le cas présent, la vapeur BP est considérée comme un fluide condensable pur. De ce fait, la résistance d'encrassement du côté calandre est supposée nulle ($R_f=0 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$). Les dépôts et phénomènes d'encrassement sont essentiellement observés du côté de l'eau de mer.

-Résistance thermique du métal :

Matériau : Cu-Ni 70/30, $k = 100 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$

$$R_{metal} = \frac{d_o}{2k} \times \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)$$

$$R_{metal} = \frac{0.01905}{200} \times \ln\left(\frac{0.01905}{0.01657}\right)$$

$$R_{metal} = 0.00001328 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$$

-Facteur encrassement tube (propre):

Dans le cas de tubes propres, la résistance d'encrassement est considérée comme nulle ($R_f = 0 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$), aucun dépôt n'étant présent pour constituer une résistance additionnelle au transfert de chaleur.

-Résistance côté tubes :

$$\left(\frac{d_o}{d_i}\right) \times \left(\frac{1}{h_{io}}\right) = 1.1497 \times 0.00012131$$

$$= 0.00013947 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$$

Calcul du coefficient global propre :

$$\frac{1}{U_{\text{propre}}} = 0.00006667 + 0.00001328 + 0.00013947$$

$$\frac{1}{U_{\text{propre}}} = 0.00021942 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$$

$$U_{\text{propre}} = 4557.5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Coefficient en service

Avec encrassement additionnel (eau de mer):

$$\bullet R_{\text{contamination}} = R_{f-t} + R_{f, \text{coque}} = 0.00009 + 0$$

$$\bullet R_{\text{contamination}} = 0.00009 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$$

$$\bullet 1/U_{\text{service}} = 1/4557.5 + 0.00009$$

$$\bullet U_{\text{service}} = 3231.86 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Étape 7 : vérification itération

Surface recalculée avec u réel

Utiliser le coefficient U calculé :

$$\bullet A = Q / (U \times \text{DTLM})$$

$$\bullet A = 37767522.32 / (3231.86 \times 24.97)$$

$$\bullet A_{\text{calculée}} = 468.001 \text{ m}^2$$

Tableau II.6 : Synthèse finale des résultats de calcul

Paramètre	Valeur calculée
Chaleur à transférer	32474200kcal/h
DTLM non-corrigée	58,08°C
Facteur de correction F	0,4300
DTLM corrigée	24,97°C
Surface requise	468,001 m ²
Surface disponible	433,51 m ²
h_{io} (tubes)	7716,09W/(m ² ·K)
h_o (Calander)	15000 W/(m ² ·K)
U_{propre}	4557,5 W/(m ² ·K)
U_{service}	3231,86 W/(m ² ·K)
Reynolds tube	54522,9
Diamètre faisceau intern	1,1385 m

La validation du redimensionnement du condenseur 2203-JC est basée sur deux approches complémentaires : les calculs analytiques selon la méthode de Kern et la simulation numérique sous Aspen HYSYS. La confrontation des résultats obtenus permet de vérifier la cohérence du dimensionnement proposé et d'apprécier les marges de sécurité associées à la conception.

II.4. Simulation sous Aspen HYSYS

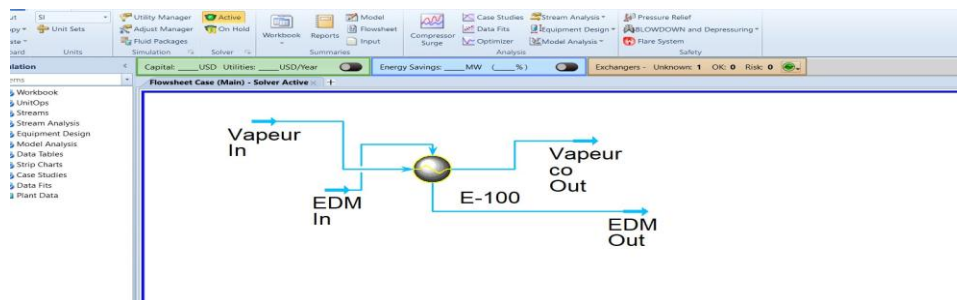
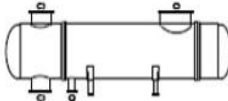


Figure II.5 : Schéma de simulation de l'échangeur E-100 sous Aspen HYSYS

Le modèle de simulation a été élaboré sous Aspen HYSYS en deux étapes. Dans l'environnement *Properties*, le package thermodynamique *Steam Tables (IAPWS-IF97)* a été sélectionné en raison de sa précision pour la modélisation des systèmes eau/vapeur purs. Dans l'environnement *Simulation*, quatre courants ont été définis : *Vapeur In*, *Vapeur Out*, *EDM In* et *EDM Out*, puis raccordés à l'opération unitaire E-100 (*Heat Exchanger*, mode *Detailed/TEMA*).

Les caractéristiques géométriques introduites dans le modèle sont identiques à celles obtenues par les calculs de la méthode de Kern : diamètre extérieur des tubes de 19,05 mm, longueur de tube de 3 657,6 mm, pas triangulaire de 23,81 mm, deux passes côté tubes, configuration BEM sans chicanes (*unbaffled*) et matériau des tubes en CuNi 70/30.

Figure II.6 : Fiche TEMA générée par Aspen EDR pour le condenseur E-100 (type BEM, tubes en CuNi 70/30, 1 parallèle × 1 série)

Size: 1245 - 3657.6	mm	Type: BEM	Horizontal	Connected in: 1	parallel	1	series
Surf/unit(eff.)	404.8	m²	Shells/unit	1	Surf/shell(eff.)	404.8	m²
PERFORMANCE OF ONE UNIT							
Fluid allocation		Shell Side			Tube Side		
Fluid name		Vapeur			EDM		
Fluid quantity, Total		kg/h			63800		
Vapor (In/Out)		kg/h			1885595		
Liquid		kg/h			0		
Noncondensable		kg/h			0		
Temperature (In/Out)		°C			145		
Bubble / Dew point		°C			57.69		
Heat exchanged		37401960			kcal/h		
Transfer rate, Service		3983.2			Dirty		
		4126.5			Clean		
		4126.5			W/(m²·K)		
CONSTRUCTION OF ONE SHELL					Sketch		
		Shell Side		Tube Side			
Design/Vacuum/test pressure:g		kPa		344.738 / /			
Design temperature / MDMT		°C		182.22 /			
Number passes per shell		1		2			
Corrosion allowance		mm		3.18			
Connections		In		mm			
Size/Rating		Out		mm			
Nominal		Intermediate		mm			
Tube #: 1916		OD: 19.05		Tks. Average 1.24		mm	
Tube type: Plain		Insert:None		Fin#:		#/m	
Shell Carbon Steel		ID 1244.6		OD 1270		mm	
Channel or bonnet		Carbon Steel		Shell cover		-	
Tubesheet-stationary		Carbon Steel		Channel cover		-	
Floating head cover		-		Tubesheet-floating		-	
Baffle-cross		Carbon Steel		Impingement protection		None	
Type		Unbaffled		Cut(%d)		Spacing: c/c	
						mm	

La fiche TEMA générée par le simulateur (Figure II.6) synthétise les résultats obtenus après convergence du calcul. Elle indique notamment une surface d'échange effective de 404,8 m² par calandre, un coefficient global de transfert thermique en service (U_{service}) de 3983,2 W/(m²·K), une différence de température moyenne logarithmique corrigée de 24,97 °C ainsi qu'un faisceau composé de 1975 tubes en CuNi 70/30 de diamètre extérieur 19,05 mm. Ces valeurs constituent la référence numérique retenue pour la comparaison avec les résultats issus de la méthode de Kern.

Tableau II.7 : Comparaison des résultats obtenus par la méthode de Kern et Aspen HYSYS pour le condenseur 2203-JC

Paramètre	Kern (calcul)	HYSYS (simulation)	Écart
Charge thermique Q (kcal/h)	32474200	37401 960	+13.17 %
Surface d'échange A (m²)	432,15 m ²	404,8	-6.32 %
Nombre de tubes Nt	1975	1916	-4.9 %
Coeff. Global U service (W/m²·K)	3231,86	3983,2	+18.86%
DTLM corrigée / MTD (°C)	24.97	26,97	+7.41 %
Nombre de passes côté tubes	2	2	0 %
Matériau des tubes	CuNi 70/30	CuNi 70/30	—
Type d'échangeur	BEM Horizontal	BEM Horizontal	—

La différence observée entre les valeurs du coefficient global de transfert thermique U_{service} s'explique par les hypothèses de calcul retenues. La méthode de Kern tient compte des

résistances d'encrassement, alors que la simulation sous Aspen HYSYS évalue les performances de l'échangeur dans des conditions propres (*clean conditions*).

II.4.1 Analyse et interprétation

La quantité de chaleur calculée par Aspen HYSYS (37 401 960 kcal/h) est supérieure à celle obtenue par la méthode de Kern (32 474 200 kcal/h), soit un écart de +13,17 %. De même, la différence de température moyenne logarithmique (DTML) obtenue par simulation est légèrement plus élevée, avec une valeur de 26,97 °C contre 24,97 °C pour la méthode de Kern, ce qui correspond à un écart de +7,41 %.

Interprétation

Cet écart s'explique principalement par les différences d'approche entre les deux méthodes. Aspen HYSYS détermine les propriétés thermophysiques des fluides (masse volumique, viscosité, capacité calorifique, conductivité thermique, etc.) à partir de modèles thermodynamiques rigoureux et les actualise en fonction des conditions locales de température et de pression tout au long de l'échangeur. À l'inverse, la méthode de Kern repose sur des corrélations empiriques et sur l'utilisation de propriétés moyennes supposées constantes sur l'ensemble de l'équipement. Cette simplification conduit généralement à une estimation plus conservatrice des performances thermiques.

En conséquence, les résultats obtenus sous Aspen HYSYS traduisent plus fidèlement le comportement réel de l'échangeur, tandis que la méthode de Kern fournit une approche de dimensionnement préliminaire robuste et prudente, largement utilisée dans la conception des échangeurs à calandre et faisceau tubulaire.

II.4.2. Coefficient global de transfert de chaleur (U_{serviceu})

Le coefficient global de transfert thermique en service calculé par Aspen HYSYS (3983,2 W/m²·K) est supérieur à celui obtenu par la méthode de Kern (3231,86 W/m²·K), soit un écart de +18,86 %.

Interprétation :

La méthode de Kern est généralement considérée comme une méthode de dimensionnement préliminaire conservatrice. Elle fournit des estimations fiables pour la conception initiale des échangeurs, mais repose sur des corrélations simplifiées et des hypothèses moyennes qui tendent à sous-estimer les coefficients locaux de transfert thermique, en particulier du côté calandre. En effet, cette méthode ne prend pas en compte avec précision les phénomènes

hydrodynamiques complexes tels que les courants de fuite (*leakage flows*) et les écoulements de dérivation (*bypass flows*) présents dans les échangeurs à calandre et faisceau tubulaire.

À l'inverse, Aspen HYSYS, à travers les modèles détaillés d'Aspen EDR, intègre une représentation plus réaliste des mécanismes d'écoulement et de transfert thermique. Cette modélisation permet une évaluation plus précise des coefficients locaux et, par conséquent, conduit généralement à des valeurs plus élevées du coefficient global de transfert thermique.

Ainsi, l'écart observé de 18,86 % reste cohérent avec les différences fondamentales entre une méthode analytique simplifiée destinée au pré dimensionnement et une simulation numérique détaillée basée sur des modèles thermiques et hydrodynamiques plus avancés.

II.4.3 Nombre de tubes (Nt) et surface d'échange (A)

Aspen HYSYS prédit un coefficient global de transfert thermique plus élevé que celui obtenu par la méthode de Kern. En conséquence, la surface d'échange requise est plus faible dans la simulation numérique, avec une valeur de 404,8 m² contre 432,15 m² selon la méthode de Kern, soit un écart de -6,32 %. Cette réduction de surface se traduit également par une diminution du nombre de tubes nécessaires, qui passe de 1975 tubes dans le dimensionnement basé sur la méthode de Kern à 1916 tubes selon les résultats de la simulation, soit une différence de -4,9 %.

Interprétation :

Ces écarts s'expliquent directement par la valeur plus élevée du coefficient global de transfert thermique prédite par Aspen HYSYS. Un coefficient de transfert plus important permet en effet d'atteindre la même puissance thermique avec une surface d'échange plus réduite. Toutefois, les différences observées entre les deux approches demeurent limitées et restent inférieures à 10 %, ce qui traduit une bonne concordance entre les résultats analytiques et numériques.

Ces résultats confirment ainsi la pertinence du dimensionnement réalisé selon la méthode de Kern. Bien que conservatrice, cette méthode conduit à une légère majoration de la surface d'échange et du nombre de tubes, offrant ainsi une marge de sécurité favorable à l'exploitation industrielle de l'équipement. La proximité des résultats obtenus avec Aspen HYSYS constitue donc un élément de validation du redimensionnement proposé pour le condenseur 2203-JC.

II.4.4 Paramètres géométriques et matériaux

Le nombre de passes côté tubes (2), le matériau des tubes (CuNi 70/30) ainsi que la configuration géométrique de l'échangeur (type BEM horizontal) sont identiques dans les deux approches. Aucun écart n'est observé pour ces paramètres de conception.

Interprétation :

Cette parfaite concordance confirme que les contraintes de conception initiales ont été rigoureusement respectées et reproduites de manière cohérente dans les calculs analytiques selon la méthode de Kern et dans la simulation réalisée sous Aspen HYSYS. Elle garantit ainsi que la comparaison des résultats porte uniquement sur les performances thermiques et hydrauliques prédites par les deux méthodes, et non sur des différences de configuration géométrique.

Par ailleurs, la faible différence observée au niveau de la surface d'échange, de l'ordre de 6 %, atteste de la pertinence de la méthode de Kern pour le dimensionnement des échangeurs à calandre et faisceau tubulaire. Bien que conservatrice, cette méthode conduit à un dimensionnement légèrement majoré, offrant une marge de sécurité appréciable vis-à-vis des phénomènes d'encrassement susceptibles de se développer au cours de l'exploitation. Dans le contexte du complexe GL2/Z, cette réserve de surface contribue au maintien des performances thermiques de l'équipement sur le long terme et renforce la fiabilité du redimensionnement proposé.

Conclusion

Ce chapitre a permis de valider le redimensionnement du condenseur 2203-JC à partir d'une comparaison entre la méthode de Kern et la simulation sous Aspen HYSYS.

Les résultats obtenus présentent une bonne concordance, avec des écarts limités sur les principaux paramètres de dimensionnement. Les différences observées s'expliquent par le caractère conservateur de la méthode de Kern, qui intègre les effets de l'encrassement et des marges de sécurité, contrairement à HYSYS qui représente des conditions de fonctionnement plus idéales.

Par ailleurs, le choix du matériau CuNi 70/30 s'avère adapter aux conditions d'exploitation en eau de mer grâce à sa bonne résistance à la corrosion. Toutefois, une maintenance préventive régulière demeure nécessaire afin de préserver les performances de l'échangeur.

En conclusion, le nouveau design du condenseur 2203-JC est validé sur les plans thermique et géométrique et constitue une solution fiable pour une exploitation durable au sein du complexe GL2/Z.

CONCLUSION GENERALE

La présente étude a porté sur le redimensionnement thermique du condenseur sous vide 2203-JC du complexe GL2/Z d'Arzew. L'objectif principal était de valoriser un excédent de vapeur basse pression de 58000 kg/h actuellement rejeté à l'atmosphère, tout en améliorant les performances de l'équipement affectées par les phénomènes de corrosion et d'encrassement observés au cours de son exploitation.

Pour atteindre cet objectif, une démarche combinant calculs analytiques et simulation numérique a été adoptée. Le dimensionnement a d'abord été réalisé selon la méthode de Kern, largement utilisée pour la conception des échangeurs à calandre et faisceau tubulaire. Les résultats obtenus ont ensuite été validés à l'aide du logiciel Aspen HYSYS. La comparaison des deux approches a montré une bonne concordance des principaux paramètres de dimensionnement, notamment la surface d'échange, le nombre de tubes et les performances thermiques, confirmant ainsi la fiabilité du nouveau design proposé.

L'étude a également mis en évidence la pertinence du choix du matériau CuNi 70/30 pour les tubes de l'échangeur. Grâce à sa bonne résistance à la corrosion en milieu marin et à ses propriétés thermiques satisfaisantes, ce matériau constitue une solution adaptée aux conditions de fonctionnement du complexe GL2/Z.

Les résultats obtenus démontrent que le nouveau condenseur est en mesure de récupérer l'intégralité du flux de vapeur excédentaire, correspondant à une puissance thermique d'environ 37,77 MW. Cette récupération permet non seulement de réduire les pertes énergétiques du procédé, mais aussi d'améliorer l'efficacité énergétique globale de l'installation tout en limitant les rejets de vapeur dans l'atmosphère.

En définitive, le redimensionnement du condenseur 2203-JC apparaît comme une solution techniquement fiable, énergétiquement avantageuse et adaptée aux exigences d'exploitation du complexe GL2/Z. Les résultats obtenus constituent une base solide pour la mise en œuvre du projet et pourront être complétés par des études futures portant sur l'analyse technico-économique détaillée et l'évaluation des bénéfices environnementaux liés à la valorisation de la vapeur récupérée.

ANNEXES



Pullman Kellogg

Division of Pullman Incorporated

STEAM SURFACE CONDENSER DATA SHEET

CUSTOMER SONATRACH
 LOCATION AF3EW ALGERIA
 SERVICE OF UNIT 2202-JT

Section Documentation
 Dépt. Technique
 Complexé G.L. 17
 SONATRACH

REV 3 8-1-78 KA
 EST. NO. 5300-50
 JOB NO. 1 OF 6
 ITEM NO. 2203-3C
 DATE 8-10-77

A. Condenser

1. Manufacturer
 - a. Name: SASKURA ENGINEERING CO LTD.
 - b. Location: 7-5 MITETIMA 6-CHOME NISHIYODOGAWAKU-OSAKA.
2. Condenser surface (total effective): 110 m² [1184 m²]
3. Number of water passes: ONE (1)
4. Design basis — operating conditions and performance
 - a. Nature and source of circulating water: SEA WATER (SEE KELLOGG SPEC. 5300-10-1991)
 - b. Duty (net heat rejected to circulating water): SPECIFIED BY TURBINE VENDOR
12540,000 Kcal/hr [49,768,752 Btu per hr]
 - c. Circulating water quantity: 730 m³/hr [3215 gpm]
 - d. Circulating water inlet temperature: 24°C [75°F] / OUTLET TEMP 44.3°C [112°F] MAX.
 - e. Cleanliness factor: 85 %
 - f. circulating water velocity in tubes: 1.25 m/s [2.45 ft/s]
 - g. Absolute pressure (to be measured at point specified in the Heat Exchange Institute Standards):
1.275 Bar abs [18.696 PSIA]
 - h. Deseration — maximum free oxygen in condensate
(42) (14) (7) — (Indicate): 42 ppb
 - i. Circulating water friction loss through clean tubes and waterboxes: 1.5 m [4.92 ft]
 - j. Supplementary (expected) performance on curve sheets: 2100 Kcal/m²h°C
- k. CONDENSERS SHALL BE LOCATED ADJACENT TO TURBINE.

5. Tubes

a. Main Condensing Sections:

- (1) No.: 495 Size: 19.05 mm [3/4 in] OD Gauge: 18 BWG MIN. THICKNESS
 (2) Length, effective: 3.725 m [12.22 ft] Overall: 3.792 m [12.442 ft]
 (3) Material: 70-30 CU-NI JIS C7150 DESIGN PRESSURE 100 PSIG

b. Gas Removal Sections:

- (1) No.: NONE Size: mm [in] OD Gauge: 18 BWG MIN. THICKNESS
 (2) Length, effective: m [ft] Overall: m [ft]
 (3) Material: 70-30 CUPRONICKEL ASTM B-111, ALLOY 715

c. Impingement Sections:

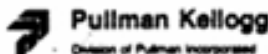
- (1) No.: NONE Size: mm [in] OD Gauge: 18 BWG MIN. THICKNESS
 (2) Length, effective: m [ft] Overall: m [ft]
 (3) Material: 70-30 CUPRONICKEL ASTM B-111, ALLOY 715

- d. Method of connection — Inlet end: ROLLED AND FLARED
 Outlet end: ROLLED

e. Furnished by: CONDENSER VENDORf. Installed by: CONDENSER VENDOR

6. Waterboxes — Covers (if required) [SACRIFICIAL ANODES REQUIRED (ZN)]

- a. Material (Waterbox): CARBON STEEL WITH "PLASITE" 7122H COATING (12-15 MILS)
 b. Material (Covers): CARBON STEEL WITH "PLASITE" 7122H COATING (12-15 MILS)
 c. Divided or non-divided: NON-DIVIDED, FLANGED
 d. Design pressure: 6.8 BAR abs [100 psig] Test pressure: 10.2 BAR abs [150 psig]
 Inlet nozzles: NO. REQUIRED - ONE, 14" ANSI 150# RF
 e. Number and size — Outlet nozzles: NO. REQUIRED - ONE, 14" ANSI 150# RF



Division of Pullman Incorporated

8-1-78 KA P/2202

STEAM SURFACE CONDENSER DATA SHEET (cont.)

CUSTOMER SONATRACHLOCATION ARZEW, ALGERIASERVICE OF UNIT 2202-JT
 Section Documentation
 Complex GL 2/2
 SONATRACH

 EST. NO. —
 JOB NO. 5202-5A
 PAGE NO. 2 OF 6
 ITEM NO. 2202 JC
 DATE 8-10-77
 REV. 1 10-31-77 KA
7-5-78 KA

7. Shell

- a. Material: CARBON STEEL ASTM A-285 GR.C MIN.
- b. Thickness: 10 mm Number of sections: ONE (1)
- c. Method of connecting sections: N/A
- d. Provision for tube expansion: YES
- e. Number and size of venting connections: ONE, 3/4"
- f. COMPLETE WITH ASME SEC VIII RELIEF VALVE OF 12" SIZE
- g. DESIGN TEMP: 500°F, INTERNAL DESIGN PRESS: 15 PSIG

8. Hotwell

- a. Type: BATH TUB Capacity: MIN 35 ONE MINUTE RETENTION 145 gals
- b. Material: CARBON STEEL ASTM A-285 GR.C MIN
- c. Thickness: 10 mm Number of sections: ONE (1)
- d. Condensate Outlets: NO. REQUIRED - 1 6" ANSI 150# RF

9. Tube sheets

- a. Number and size: NO. 2 x 755 OD Thickness: 31 mm (1.22 IN)
- b. Material: 70-30 CUPRONICKEL JIS C7150T

10. Tube support plates

- a. Number: 7 Thickness: 12 mm (0.472 IN)
- b. Material: CARBON STEEL ASTM A-285 GR.C MIN.

11. Steam inlet neck and exhaust connection

- a. Material: CARBON STEEL ASTM A-285 GR.C MIN.
- b. Thickness: 10 mm (0.394 IN) Number of sections: ONE (1)
- c. Connection to shell — (welded): BY VENDOR To turbine — (flanged) or (welded): BY PURCHASER
- d. Height — top of waterbox flange to turbine exhaust including expansion joint (if any): —
- e. Provision for vertical expansion (~~condensate hump~~) (spring supports) (expansion joint).
- f. Spring supports (if used). Type: —
- g. Expansion joint ~~at waterbox~~ BY PURCHASER
- Material: —
- Height: — Ends — (flanged) or (welded): —
- INTERCONNECTING PIPING 34 DISCHARGE.

12. Approximate weights, condenser with tubes

- a. Dry: 4500 kg [9,922 lbs] In service: 5400 kg [11,900 lbs]
- b. Steam space only filled with water: 7,700 kg [16,980 lbs]

13. Preliminary drawing(s):

77-M-2378-R2

14. Descriptive bulletin(s) (or specifications):

77-M-2378-R2

Vapeur saturée: table de la pression

Pres. kPa <i>P</i>	Temp. °C <i>T</i>	Volume massique m ³ /kg		Énergie interne kJ/kg			Enthalpie kJ/kg			Entropie kJ/kg·K		
		Liquide sat. <i>v_f</i>	Vapeur sat. <i>v_g</i>	Liquide sat. <i>u_f</i>	Évap. <i>u_{fg}</i>	Vapeur sat. <i>u_g</i>	Liquide sat. <i>h_f</i>	Évap. <i>h_{fg}</i>	Vapeur sat. <i>h_g</i>	Liquide sat. <i>s_f</i>	Évap. <i>s_{fg}</i>	Vapeur sat. <i>s_g</i>
0.6113	0.01	0.001 000	206.14	.00	2375.3	2375.3	.01	2501.3	2501.4	.0000	9.1562	9.1562
1.0	6.98	0.001 000	129.21	29.30	2355.7	2385.0	29.30	2484.9	2514.2	.1059	8.8697	8.9756
1.5	13.03	0.001 001	87.98	54.71	2338.6	2393.3	54.71	2470.6	2525.3	.1957	8.6322	8.8279
2.0	17.50	0.001 001	67.00	73.48	2326.0	2399.5	73.48	2460.0	2533.5	.2607	8.4629	8.7237
2.5	21.08	0.001 002	54.25	88.48	2315.9	2404.4	88.49	2451.6	2540.0	.3120	8.3311	8.6432
3.0	24.08	0.001 003	45.67	101.04	2307.5	2408.5	101.05	2444.5	2545.5	.3545	8.2231	8.5776
4.0	28.96	0.001 004	34.80	121.45	2293.7	2415.2	121.46	2432.9	2554.4	.4226	8.0520	8.4746
5.0	32.88	0.001 005	28.19	137.81	2282.7	2420.5	137.82	2423.7	2561.5	.4764	7.9187	8.3951
7.5	40.29	0.001 008	19.24	168.78	2261.7	2430.5	168.79	2406.0	2574.8	.5764	7.6750	8.2515
10	45.81	0.001 010	14.67	191.82	2246.1	2437.9	191.83	2392.8	2584.7	.6493	7.5009	8.1502
15	53.97	0.001 014	10.02	225.92	2222.8	2448.7	225.94	2373.1	2599.1	.7549	7.2536	8.0085
20	60.06	0.001 017	7.649	251.38	2205.4	2456.7	251.40	2358.3	2609.7	.8320	7.0766	7.9085
25	64.97	0.001 020	6.204	271.90	2191.2	2463.1	271.93	2346.3	2618.2	.8931	6.9383	7.8314
30	69.10	0.001 022	5.229	289.20	2179.2	2468.4	289.23	2336.1	2625.3	.9439	6.8247	7.7686
40	75.87	0.001 027	3.993	317.53	2159.5	2477.0	317.58	2319.2	2636.8	1.0259	6.6441	7.6700
50	81.33	0.001 030	3.240	340.44	2143.4	2483.9	340.49	2305.4	2645.9	1.0910	6.5029	7.5939
75	91.78	0.001 037	2.217	384.31	2112.4	2496.7	384.39	2278.6	2663.0	1.2130	6.2434	7.4564
MPa												
0.100	99.63	0.001 043	1.6940	417.36	2088.7	2506.1	417.46	2258.0	2675.5	1.3026	6.0568	7.3594
0.125	105.99	0.001 048	1.3749	444.19	2069.3	2513.5	444.32	2241.0	2685.4	1.3740	5.9104	7.2844
0.150	111.37	0.001 053	1.1593	466.94	2052.7	2519.7	467.11	2226.5	2693.6	1.4336	5.7897	7.2233
0.175	116.06	0.001 057	1.0036	486.80	2038.1	2524.9	486.99	2213.6	2700.6	1.4849	5.6868	7.1717
0.200	120.23	0.001 061	0.8857	504.49	2025.0	2529.5	504.70	2201.9	2706.7	1.5301	5.5970	7.1271
0.225	124.00	0.001 064	0.7933	520.47	2013.1	2533.6	520.72	2191.3	2712.1	1.5706	5.5173	7.0878
0.250	127.44	0.001 067	0.7187	535.10	2002.1	2537.2	535.37	2181.5	2716.9	1.6072	5.4455	7.0527
0.275	130.60	0.001 070	0.6573	548.59	1991.9	2540.5	548.89	2172.4	2721.3	1.6408	5.3801	7.0209
0.300	133.55	0.001 073	0.6058	561.15	1982.4	2543.6	561.47	2163.8	2725.3	1.6718	5.3201	6.9919
0.325	136.30	0.001 076	0.5620	572.90	1973.5	2546.4	573.25	2155.8	2729.0	1.7006	5.2646	6.9652
0.350	138.88	0.001 079	0.5243	583.95	1965.0	2548.9	584.33	2148.1	2732.4	1.7275	5.2130	6.9405
0.375	141.32	0.001 081	0.4914	594.40	1956.9	2551.3	594.81	2140.8	2735.6	1.7528	5.1647	6.9175
0.40	143.63	0.001 084	0.4625	604.31	1949.3	2553.6	604.74	2133.8	2738.6	1.7766	5.1193	6.8959
0.45	147.93	0.001 088	0.4140	622.77	1934.9	2557.6	623.25	2120.7	2743.9	1.8207	5.0359	6.8565
0.50	151.86	0.001 093	0.3749	639.68	1921.6	2561.2	640.23	2108.5	2748.7	1.8607	4.9606	6.8213
0.55	155.48	0.001 097	0.3427	655.32	1909.2	2564.5	655.93	2097.0	2753.0	1.8973	4.8920	6.7893
0.60	158.85	0.001 101	0.3157	669.90	1897.5	2567.4	670.56	2086.3	2756.8	1.9312	4.8288	6.7600
0.65	162.01	0.001 104	0.2927	683.56	1886.5	2570.1	684.28	2076.0	2760.3	1.9627	4.7703	6.7331
0.70	164.97	0.001 108	0.2729	696.44	1876.1	2572.5	697.22	2066.3	2763.5	1.9922	4.7158	6.7080
0.75	167.78	0.001 112	0.2556	708.64	1866.1	2574.7	709.47	2057.0	2766.4	2.0200	4.6647	6.6847
0.80	170.43	0.001 115	0.2404	720.22	1856.6	2576.8	721.11	2048.0	2769.1	2.0462	4.6166	6.6628
0.85	172.96	0.001 118	0.2270	731.27	1847.4	2578.7	732.22	2039.4	2771.6	2.0710	4.5711	6.6421
0.90	175.38	0.001 121	0.2150	741.83	1838.6	2580.5	742.83	2031.1	2773.9	2.0946	4.5280	6.6226
0.95	177.69	0.001 124	0.2042	751.95	1830.2	2582.1	753.02	2023.1	2776.1	2.1172	4.4869	6.6041
1.00	179.91	0.001 127	0.1944	761.68	1822.0	2583.6	762.81	2015.3	2778.1	2.1387	4.4478	6.5865
1.10	184.09	0.001 133	0.177 53	780.09	1806.3	2586.4	781.34	2000.4	2781.7	2.1792	4.3744	6.5536
1.20	187.99	0.001 139	0.163 33	797.29	1791.5	2588.8	798.65	1986.2	2784.8	2.2166	4.3067	6.5233
1.30	191.64	0.001 144	0.151 25	813.44	1777.5	2591.0	814.93	1972.7	2787.6	2.2515	4.2438	6.4953
1.40	195.07	0.001 149	0.140 84	828.70	1764.1	2592.8	830.30	1959.7	2790.0	2.2842	4.1850	6.4693
1.50	198.32	0.001 154	0.131 77	843.16	1751.3	2594.5	844.89	1947.3	2792.2	2.3150	4.1298	6.4448
1.75	205.76	0.001 166	0.113 49	876.46	1721.4	2597.8	878.50	1917.9	2796.4	2.3851	4.0044	6.3896
2.00	212.42	0.001 177	0.099 63	906.44	1693.8	2600.3	908.79	1890.7	2799.5	2.4474	3.8935	6.3409
2.25	218.45	0.001 187	0.088 75	933.83	1668.2	2602.0	936.49	1865.2	2801.7	2.5035	3.7937	6.2972
2.5	223.99	0.001 197	0.079 98	959.11	1644.0	2603.1	962.11	1841.0	2803.1	2.5547	3.7028	6.2575
3.0	233.90	0.001 217	0.066 68	1004.78	1599.3	2604.1	1008.42	1795.7	2804.2	2.6457	3.5412	6.1869
3.5	242.60	0.001 235	0.057 07	1045.43	1558.3	2603.7	1049.75	1753.7	2803.4	2.7253	3.4000	6.1253
4	250.40	0.001 252	0.049 78	1082.31	1520.0	2602.3	1087.31	1714.1	2801.4	2.7964	3.2737	6.0701
5	263.99	0.001 286	0.039 44	1147.81	1449.3	2597.1	1154.23	1640.1	2794.3	2.9202	3.0532	5.9734
6	275.64	0.001 319	0.032 44	1205.44	1384.3	2589.7	1213.35	1571.0	2784.3	3.0267	2.8625	5.8892
7	285.88	0.001 351	0.027 37	1257.55	1323.0	2580.5	1267.00	1505.1	2772.1	3.1211	2.6922	5.8133
8	295.06	0.001 384	0.023 52	1305.57	1264.2	2569.8	1316.64	1441.3	2758.0	3.2068	2.5364	5.7432
9	303.40	0.001 418	0.020 48	1350.51	1207.3	2557.8	1363.26	1378.9	2742.1	3.2858	2.3915	5.6772
10	311.06	0.001 452	0.018 026	1393.04	1151.4	2544.4	1407.56	1317.1	2724.7	3.3596	2.2544	5.6141
11	318.15	0.001 489	0.015 987	1433.7	1096.0	2529.8	1450.1	1255.5	2705.6	3.4295	2.1233	5.5527
12	324.75	0.001 527	0.014 263	1473.0	1040.7	2513.7	1491.3	1193.6	2684.9	3.4962	1.9962	5.4924
13	330.93	0.001 567	0.012 780	1511.1	985.0	2496.1	1531.5	1130.7	2662.2	3.5606	1.8718	5.4323
14	336.75	0.001 611	0.011 485	1548.6	928.2	2476.8	1571.1	1066.5	2637.6	3.6232	1.7485	5.3717
15	342.24	0.001 658	0.010 337	1585.6	869.8	2455.5	1610.5	1000.0	2610.5	3.6848	1.6249	5.3098
16	347.44	0.001 711	0.009 306	1622.7	809.0	2431.7	1650.1	930.6	2580.6	3.7461	1.4994	5.2455
17	352.37	0.001 770	0.008 364	1660.2	744.8	2405.0	1690.3	856.9	2547.2	3.8079	1.3698	5.1777
18	357.06	0.001 840	0.007 489	1698.9	675.4	2374.3	1732.0	777.1	2509.1	3.8715	1.2329	5.1044
19	361.54	0.001 924	0.006 657	1739.9	598.1	2338.1	1776.5	688.0	2464.5	3.9388	1.0839	5.0228
20	365.81	0.002 036	0.005 834	1785.6	507.5	2293.0	1826.3	583.4	2409.7	4.0139	.9130	4.9269
21	369.89	0.002 207	0.004 952	1842.1	388.5	2230.6	1888.4	446.2	2334.6	4.1075	.6938	4.8013
22	373.80	0.002 742	0.003 568	1961.9	125.2	2087.1	2022.2	143.4	2165.6	4.3110	.2216	4.5327
22.09	374.14	0.003 155	0.003 155	2029.6	0	2029.6	2099.3	0	2099.3	4.4298	0	4.4298

Références bibliographiques

[1] : Manuel opératoire du complexe GL2/Z, 1993

[2] : Haidra, S. O., & Rabahi, F. (2022). Étude thermique de deux écoulements Co-courant et contrecourant dans un échangeur tubulaire [Mémoire de Master]. Université de Mostaganem. <https://e-biblio.univ-mosta.dz/server/api/core/bitstreams/134e467c-7115-4065-9e60-b39b124f3332/content>

[3] : Université Ibn Khaldoun - Tiaret. (2022). Étude et dimensionnement des échangeurs de chaleur [Mémoire de fin d'études]. DSpace de l'Université de Tiaret. <https://dspace.univ-tiaret.dz/server/api/core/bitstreams/3ff98685-0b3d-45ef-a727-669f7b8bd162/content>

[4] : Minvielle, Z., Caney, N., Clément, P., Bandelier, P., Marty, P., Gruss, J. A., & Roussel, C. (2021). Échangeurs à plaques : Échangeurs de chaleur - Description (Réf. BE9516 v1). Techniques de l'Ingénieur.

[5] : Département inspection Complexe GL2/z.

[6] : ETS Energie-Technic-Système AG. Échangeur de chaleur à ailettes. <https://ets.ch/fr/produkte/lamellen-wt.html>

[7] : Trabelsi, A. (s.d.). Chapitre II : Description des appareils d'échange de chaleur sans changement de phase [Support de cours]. Université Batna 2, Faculté de Technologie. https://staff.univ-batna2.dz/sites/default/files/benyoucef_djamila/files/chapitre-ii_compress.pdf

[8] : Département Technic Complexe GL2/Z

[9] : Université Badji Mokhtar - Annaba. (S.d.). *Notions sur les échangeurs de chaleur* [Cours en ligne]. Récupéré sur : https://elearning.deprecated.univannaba.dz/pluginfile.php/42821/mod_resource/content/1/Echangeurs%20de%20chaleur.pdf