

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA-BOUMERDES

Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie

Département Génie des Procédés Chimiques et
Pharmaceutiques



Mémoire de Master

Présenté par

BOUSSADA Ikram

&

DEROUICHE Kheira

Filière : Hydrocarbures

Spécialité : Génie des Procédés : Raffinage

Etude dimensionnelle d'un nouveau refroidisseur au niveau de l'unité de désasphaltage au propane U22 de (RA1/Z)

Devant le jury :

Mr. BOUDJEMA Hamada

Prof UMBB

Encadrant

Mme. BANDES Sara

Dr UMBB

Co-encadrant

Mr. SAOUD Abdeslamme

MCA UMBB

Président

Mme. BEDDA Kahina

MCA UMBB

Examineur

Année Universitaire : 2023/2024

Remerciement :

Avant tout, nous tenons à dire ALHAMDOULILAH le tout puissant qui nous a donné le courage et la volonté afin d'être dans le bon chemin.

Nous n'oublierons jamais d'adresser un grand et chaleureux remerciement à nos familles pour leurs soutiens moraux, matériels continus et inébranlables au long de notre formation.

Nous adressons nos vifs remerciements à notre encadreur monsieur le professeur B. HAMADA pour son aide précieuse, sa surveillance étroite des résultats obtenus, ses efforts et ses conseils et orientations qui ont été bénéfiques pour la réalisation de ce modeste travail.

Nous remercions aussi notre co-encadrante doctorante S. BANDES pour sa participation et ses conseils prodigués à la réalisation de ce travail

Nos sincères et profonds remerciements aux les ingénieurs de département technique, D. MOKHETAR, H. SENAINA, et A. BENAMER chef de zone7, qui ont suivi et veillé rigoureusement sur le bon déroulement de ce travail avec critique constructive.

Un remerciement chaleureux au personnel de la raffinerie d'Arzew pour son accueil, son aide durant notre stage, les facilitations qu'ils nous ont été fourni, spécialement les personnes de la zone 7.

Un grand remerciement pour monsieur le directeur D.Meribai pour son aide et les opportunités qui nous avez donné durant notre parcours.

Nos sincères et profonds remerciements à monsieur M. KECIR pour son aide de réaliser notre projet de fin d'étude.

Nous profitons pour exprimer nos vifs remerciements à tous les professeurs qui nous ont enseigné et qui par leurs compétences nous ont soutenu dans la poursuite de nos études.

Nous adressons toute notre gratitude à toutes les personnes qui m'ont aidé dans la réalisation de ce travail.

Dédicace

J'ai toujours pensé faire ou offrir quelque chose à mes parents en signe de reconnaissance pour tout ce qu'ils ont fait pour moi rien que pour me voir réussir, l'occasion est venue.

À ceux qui m'ont donné la vie, symbole de beauté, de fierté, de sagesse et de patience. À ceux qui sont la source de mon inspiration et de mon courage, à qui je dois présenter de l'amour et de la reconnaissance, j'espère que un jour, je pourrai leur rendre un peu de ce qu'ils ont fait pour nous : mes parents que dieu leur prête bonheur et longue vie.

À moi, qui ai défié les doutes et les obstacles, qui ai puisé la force dans l'adversité et qui ai transformé les rêves en réalité.

À Marwa, tu es bien plus qu'une sœur pour moi, tu es ma moitié, ma complice et ma confidente, je ne peux trouver les mots justes et sincères pour exprimer mon affection et mes pensées, avec tout mon amour et ma gratitude.

À mes frères Mohamed, Yacine, ma vie est enrichie de votre présence et de votre amour inconditionnel. Je vous aime de tout mon cœur et je suis reconnaissante d'avoir des frères aussi extraordinaires que vous.

À mes deux petites sœurs adorées Amouna, faiza, vous êtes les piliers de mon bonheur. Je vous aime plus que les mots ne pourront jamais l'exprimer.

À mes chères cousines, qui sont bien plus que des liens familiaux. Sadika et Mokhtaria vous êtes mes sœurs de cœur, mes complices et mes amies. Votre soutien et votre amour ont été inestimables tout au long de ce parcours.

À ma chère tante Halima et oncle Morsli pour le soutien indéfectible vos encouragements constants, vos précieux conseils et votre amour.

À toute ma famille DEROUICHE pour leur soutien tout au long de mon parcours universitaire,

À tous mes amis, Abir, Houda, Sabrina, Ilham, Sara, khaoula, Hadjer, témoignage de l'amitié sincère qui nous a liées et des bons moments passés ensemble, je vous dédie ce travail en vous souhaitant un avenir radieux et plein de bonnes promesses.

À mon amie chérie, Fathma, et à sa famille adorée, pour leur amour et leur amitié inconditionnels.

À mon binôme, ma chère partenaire de travail, Ikram tu as été un soutien constant, offrant ton aide et ton expertise à chaque étape du processus. Notre collaboration a été un véritable cadeau, et je suis honorée d'avoir eu la chance de travailler à tes côtés. Ce qui a grandement contribué à notre succès collectif.

À tous les gens qui ont cru en moi et qui me donnent l'envie d'aller en avant, je vous remercie tous, votre soutien et vos encouragements me donnent la force de continuer.

Kheira

Dédicace

A mes plus grands soutiens et sources d'inspiration, je dédie ce travail avec tout mon amour et ma reconnaissance infinies.

A mes très chers parents :

BOUSSADA Amhamed & Halima

Aucune dédicace, aucun mot ne pourrait exprimer à leur juste valeur la gratitude et l'amour que je vous porte, Je mets entre vos mains, le fruit de longues années d'études, de longs mois de distance de votre amour de votre tendresse, de longs jours d'apprentissage. Votre soutien et votre encouragement m'ont toujours donné de la force pour persévérer et pour prospérer dans la vie. Chaque ligne de cette thèse chaque mot et chaque lettre vous exprime la reconnaissance, le respect, et le merci d'être toujours là pour moi,

A mes très chères sœurs Mansouria & Amina

Qui sont mes meilleures amies, merci pour votre soutien constant, votre humour contagieux et votre présence réconfortante. Vous êtes ma source de joie et de bonheur, et je suis fière de vous avoir dans ma vie.

A mon neveu Tadj Edine

Qui remplit ma vie de tant de bonheur et de joie.

À mes très chères amies Lina, Khawla, Rawya, Nihel, Chayma, Marwa, Hadil, Amina, et Aicha, qui ont été mes piliers dans les moments difficiles et mes partenaires de fête dans les moments de joie, merci pour votre amitié sincère, votre soutien sans faille et votre amour inconditionnel.

Enfin, à mon binôme Kheira qui est devenue une amie chère et collaboratrice talentueuse, merci pour notre collaboration fructueuse notre amitié. Tu as été une source d'inspiration et de motivation pour moi tout au long de ce parcours.

Au-delà des noms cités, il existe un cercle précieux de personnes qui ont joué un rôle significatif dans mon parcours. Je vous exprime reconnaissance pour votre présence et votre soutien qui ont marqué positivement ma vie.

Ikram

ملخص

تنتج مصفاة أرزيو الزيوت الأساسية المستخلصة من النفط الخام وتعالجها في المنطقة 7، حيث تشكل الوحدة 22 جزءًا منها. تساهم هذه الوحدة في إزالة الأسفلت باستخدام مذييب البروبان، والذي يتم تبريده بعد كل إزالة للأسفلت باستخدام مبردات الهواء 22E2.

في الصيف، تصل درجات الحرارة إلى قيم أعلى، مما يؤدي إلى تكاثف البروبان بكميات غير كافية، وبالتالي التأثير على معدل التحميل، مع زيادة الضغط في خزان الاسترداد. يتمحور هذا العمل حول دراسة للتحقق من تكاثف 22E2، بالإضافة إلى دراسة بُعديّة لمبرد جديد. سيؤدي ذلك إلى زيادة معدل التحميل، مما يعزز التكاثر الجيد، ويخفف من عبء المبرد الهوائي وخزان الاسترداد.

Résumé

La raffinerie d'Arzew produit des huiles essentielles extraites du pétrole brut et les traite dans la zone 7, l'unité 22 en fait partie, elle contribue à l'élimination de l'asphalte par un solvant au propane, qui est refroidi après chaque élimination de l'asphalte à l'aide de refroidisseurs d'air 22E2. En été la température atteint des valeurs plus élevées, le propane se condense en quantité insuffisante et affecte ainsi le taux de charge, avec l'augmentation de pression dans le ballon de récupération.

Ce travail est construit au tour d'une étude de vérification de la condensation du 22E2 en plus une étude dimensionnel d'un nouvel refroidisseur, cela permettra d'augmenter le taux de charge, favorisant ainsi une bonne condensation, et soulager l'aéroréfrigérant et le ballon récupération.

Abstract

The Arzew refinery produces essential oils extracted from crude oil and processes them in Zone7. Unit 22 is part of this process and contributes to the removal of asphalt using a propane solvent. After each asphalt removal, the solvent is cooled using air coolers 22E2. However, due to the presence of an air cooler, in summer, the temperature reaches higher values, causing insufficient propane condensation. This affects the charge rate, along with increased pressure in the recovery vessel. This work revolves around a study to verify the condensation of 22E2 and a dimensional study of a new cooler. This will increase the charge rate, promote effective condensation, and relieve the air cooler and recovery vesse.

Table des matières

Introduction générale	1
Chapitre I : Généralités sur les huiles lubrifiantes	2
I.1 Définition des huiles lubrifiantes.....	4
I.2 Rôle des huiles lubrifiantes.....	4
I.3 Les types des huiles de bases.....	4
I.4 Les propriétés des huiles minérales	5
I.5 Les hydrocarbures contenus dans les huiles minérales (MOH).....	6
I.5.1 MOH paraffiniques	6
I.5.2 MOH naphténique	6
I.5.3 MOH aromatique.....	7
I.6 Description de la chaîne de production des huiles de base minérales	7
I.6.1 La distillation sous vide.....	8
I.6.2 Désasphaltage de résidu sous vide par le propane.....	9
I.6.3 Extraction des hydrocarbures aromatiques.....	10
I.6.4 Déparaffinage des huiles de base	10
I.6.5 Hydrotraitement de finition	11
I.7 Fabrication des huiles lubrifiantes	12
I.7.1 Les additifs.....	13
I.7.1.1 Définition	13
I.7.1.2 Les principales classes des additifs	13
Chapitre II : Désasphaltage au propane.....	14
II.1 Généralités.....	15
II.2 Le but de procédé	15
II.3 Mécanisme de l'extraction liquide-liquide.....	15
II.3.1 Précipitation de la phase asphaltique.....	15
II.3.2 Dérésinage de l'asphalte.....	16
II.3.3 La décantation de l'asphalte	16
II.4 Les variables opératoires principales du procédé.....	17
II.5 L'unité de désasphaltage au propane :	19
II.5.1 Equipements principaux	19
II.5.2 Les conditions de fonctionnement de l'extraction	20
II.5.3 Description de procédé	21
II.5.3.1 Principe de fonctionnement	21
II.5.3.2 Les sections du procédé.....	21
Chapitre III : Transfert thermique.....	23

III.1	Les notions sur le transfert de chaleur	24
III.1.1	La chaleur	24
III.1.2	Transfert de chaleur	24
III.1.3	Quantité de chaleur Q	24
III.1.4	Le flux de chaleur ϕ	24
III.1.5	Densité de chaleur ϕ	24
III.1.6	Capacité thermique massique C :	24
III.2	Type de chaleur	25
III.2.1	La chaleur sensible (<i>Qsensible</i>)	25
III.2.2	La chaleur latente	25
III.3	Les modes de transfert de chaleur.....	26
III.3.1	La conduction	26
III.3.2	La convection.....	27
III.3.3	Rayonnement :	29
Chapitre IV : Les équipements thermiques.....		30
IV.1	Les aéroréfrigérants :.....	31
IV.1.1	Définition.....	31
IV.1.2	Principe de fonctionnement :	31
IV.1.3	Mode de tirage	31
IV.1.4	Les accessoires de l'aéroréfrigérant	32
IV.2	Les échangeurs de chaleurs	35
IV.2.1	Définition.....	35
IV.2.2	Principe de fonctionnement	35
IV.2.3	Les fonctions d'un échangeur de chaleur	36
IV.2.4	Classification des échangeurs de chaleurs :	36
IV.2.5	Choix de l'échangeur	37
IV.2.6	Echangeur à faisceaux et calandre.....	37
IV.2.6.1	Définition	37
IV.2.6.2	Les accessoires de l'échangeur faisceaux et calandre.....	38
IV.2.6.3	Mode de circulation des fluides.....	40
IV.2.6.4	Choix des fluides à l'intérieur du faisceau et dans la calandre.....	40
IV.2.6.5	Nomenclature des échangeurs tubulaires :	41
Chapitre V : Partie calcul.....		42
V.1	Présentation de la problématique :	43
V.2	Vérification de la surface d'échange de l'aéroréfrigérant 22E2.....	44
V.2.1	Données de calcul.....	44

V.2.1.1	Les caractéristiques physiques du propane	44
V.2.1.2	Données du processus des deux fluides	44
V.2.1.3	Caractéristiques géométriques	45
V.2.2	Le calcul de vérification	46
V.2.2.1	Calcul de la surface d'échange installé (m^2)	46
V.2.2.2	Calcul la surface faciale installé	46
V.2.2.3	La vitesse faciale	46
V.2.2.4	Calcul la quantité de chaleur échangé	47
V.2.2.5	Température de l'air à la sortie (t_2)	48
V.2.2.6	Débit massique d'air de réfrigération ($\dot{m}_a$)	48
V.2.2.7	Coefficient de transfert de chaleur coté air (h_{air})	48
V.2.2.8	Calcul la surface d'échange (ACalculé) à une température 27°C	50
V.2.2.9	Les caractéristiques physicochimiques du propane.....	51
V.2.2.10	Zone de désurchauffe	51
V.2.2.11	Zone de condensation	54
V.2.2.12	Zone de sous refroidissement.....	57
V.2.2.13	Surface d'échange totale calculée (AToT)	59
V.2.2.14	L'erreur sur la surface d'échange.....	59
V.3	Dimensionnement d'un nouvel refroidisseur	61
V.3.1	Méthode de Kern.....	61
V.3.2	Données de départ	62
V.3.3	Bilan thermique	62
V.3.3.1	Calcul le débit d'eau nécessaire.....	62
V.3.4	Calcul de ΔT_{LM}	63
V.3.4.1	Calcule ΔT_{LM} corrigé :	64
V.3.5	Choix de la géométrie de l'appareil	64
V.3.5.1	Choix de la valeur initiale de coefficient d'échange.....	64
V.3.5.2	Calcul la surface d'échange nécessaire au transfert	65
V.3.5.3	Choix du matériau à utiliser :	65
V.3.5.4	Choix de la longueur :	65
V.3.5.5	Choix du diamètre et de l'épaisseur :	65
V.3.5.6	Choix de la disposition :	66
V.3.5.7	Choix du pas des tubes :	66
V.3.5.8	Estimation du nombre des tubes par calandre (N_t')	66
V.3.5.9	Nombre de passe côté tubes :	67
V.3.5.10	Choix du pas des chicanes (B)	67

V.3.5.11	Calcul du nombre de chicane (Nc)	67
V.3.6	Calcul du coefficient de transfert sale (Us)	68
V.3.7	Calcul de la température calorique.....	68
V.3.8	Les caractéristiques du propane et de l'eau à la température calorique.....	68
V.3.9	Calcul du coefficient de transfert global propre Up.....	69
V.3.10	Calcul de coefficient d'échange de film interne h_{io} (coté tube)	69
V.3.11	Calcul de coefficient d'échange de film externe h_o (coté calandre)	70
V.3.12	Calcul de coefficient de transfert propre	73
V.3.13	Calcul de la résistance d'encrassement	73
V.3.14	Calcul de la résistance admissible :	73
V.3.15	Calcul les pertes de charge :	74
V.4	Simulation par logiciel Aspen EDR.....	76
V.4.1	Description du logiciel de simulation HYSYS	76
V.4.2	Introduction sur le simulateur HYSYS	76
V.4.3	Présentation du logiciel ASPEN EDR	76
V.4.4	Vérification de fonctionnement de l'aéroréfrigérant dans les conditions sévères (été) par simulateur Hysys.....	77
V.4.5	La solution proposée pour résoudre ce problème.....	77
V.4.6	Simulation de l'échangeur 22E10 par le logiciel de simulation ASPEN EDR HYSYS	78
V.4.7	Les étapes de simulation	78
V.4.8	Résultats de la simulation sous forme de data sheet et plan mécanique	80
V.4.9	Etude comparative	83
V.5	Calcul économique	85
V.5.1	Estimation du manque à gagner en produits finis	85
V.5.2	Estimation du coût de la modification	86
V.5.3	Le gain net obtenir après modification.....	87
Conclusion générale		88
Bibliographie		90
Liste des annexes		92

Tables des Figures

Figure I. 1 : Chaine de fabrication des huiles de bases.	7
Figure I. 2 : Schéma simplifié de la distillation sous vide	8
Figure I. 3: Schéma simplifié du désasphaltage au propane.	9
Figure I. 4:Schéma simplifié Schéma simplifié de l'extraction au furfural.....	10
Figure I. 5: Schéma simplifié du déparaffinage.	11
Figure I. 6: Schéma simplifié hydrotraitement de finition.	12
Figure I. 7: la composition de l'huile lubrifiante.	12
Figure II. 1: les zones de fonctionnement de l'extracteur.....	16
Figure II. 2: schéma technologique de contacteur à disque rotatif.....	19
Figure II. 3: Schéma de procédé du désasphaltage au propane.....	22
Figure III. 1:les types de changement de phase.....	25
Figure IV. 1: Aéroréfrigérant par tirage induit.	31
Figure IV. 2: Aéroréfrigérant par tirage forcé.	31
Figure IV. 3: Schéma de bancs d'aéroréfrigérants.	32
Figure IV. 4: Les éléments constitutifs d'un faisceau tubulaires.....	33
Figure IV. 5: Schéma éclaté d'un collecteur.	33
Figure IV. 6: Représentation du système de ventilation.	34
Figure IV. 8: Vue éclatée d'un échangeur tube et calandre.	36
Figure IV. 7: Représentation du système de ventilation.	36
Figure IV. 9: disposition des tubes du faisceau.....	38
Figure IV. 10: la plaque tubulaire.	38
Figure IV. 11: chicanes transversale.	39
Figure IV. 12: Tirants et Entretoises.	39
Figure IV. 13: Déflecteur.	39
Figure IV. 14: Embouts standards des échangeurs de chaleur à tube et calandre selon TEMA.	41
Figure V. 1: courbe de condensation.....	50
Figure V. 2: les étapes de dimensionnement d'un échangeur.	61
Figure V. 3: Les caractéristiques du propane dans la sortie de l'aéroréfrigérant.....	77
Figure V. 4: schéma de simulation de la solution proposé.....	77
Figure V. 5:Les caractéristiques géométriques.	78
Figure V. 6: Les données de Process.....	79
Figure V. 7: Propriétés des fluides chaud et froid.....	79
Figure V. 8: Performance du nouvel échangeur obtenu par Aspen EDR.....	80
Figure V. 9: Fiche de spécification de l'échangeur (Data sheet).	81
Figure V. 10: Shell tube.	82
Figure V. 11: Plan de l'échangeur (setting plan).....	82
Figure V. 12: Résultat de l'intégration de nouvel échangeur sur la marche actuelle.....	83
Figure V. 13: Schéma synoptique de la section d'extraction.....	85
Figure V. 14: cout de refroidisseur.....	87

Liste des tableaux

Tableau II. 1: les variables opératoires de désasphaltage au propane.	18
Tableau II. 2: Paramètres opératoires design de l'extracteur. [12]	20
Tableau IV. 1 comparaison entre tirage forcé et tirage induit.....	32
Tableau V. 1: Les caractéristiques physiques du propane.....	44
Tableau V. 2: Les paramètres de fonctionnement des deux fluides.....	44
Tableau V. 3: Les caractéristiques géométriques des tubes.	45
TableauV. 4: Les caractéristiques géométriques des ailettes	45
Tableau V. 5 : Les vitesses de l'air recommandées en fonction du nombre de rangées.	46
TableauV. 6:Les caractéristiques physicochimiques du propane.....	51
TableauV. 8: données de bases d'un nouvel refroidisseur.	62
TableauV. 9: les caractéristiques des tubes d'échangeur.	65
TableauV. 10: choix du pas.....	66
TableauV. 11: Nombre de tube pas carrée et nombre de passe.....	67
TableauV. 12: Les caractéristiques du propane et de l'eau à la température calorique.	68
TableauV. 13: les résultats de calcul par la méthode de Kern.	74
TableauV. 14: les données de départ pour le dimensionnement de refroidisseur 22 E10.....	78
Tableau V. 15: Comparaison des résultats de méthode de KERN et d'ASPEN EDR.	83
Tableau V.16: bilan d'évolution du manque à gagner en produits finis.....	85

Nomenclature

Q : Quantité de chaleur échangée par unité de temps [kcal /h]

a : Section de passage [m^2]

a_t : Section de passage côté tube [m^2]

a_{cT} : Section de passage par calandre [m^2]

d : Diamètre des tubes [m]

D_C : Diamètre intérieur de la calandre [m]

De : Diamètre équivalent [m]

d_i : Diamètre intérieur de tube [m]

d_o : Diamètre extérieur de tube [m]

e : Epaisseur de tube [mm]

$\dot{m}$: Débit volumique [m^3/h]

P : Pression [bar]

T : Températures des fluides [$^{\circ}C$]

T_e : Température d'entrée [$^{\circ}C$]

T_s : Température de sortie [$^{\circ}C$]

G: Vitesse massique [kg/h]

l : Longueur des tubes [m]

e : Epaisseur des tubes [m]

S : Surface d'échange totale [m^2]

Nt : Nombre total des tubes

P : pas [m]

B : Espacement entre chicanes [m]

n_t : Nombre de passes coté tube

n_c : Nombre de passe coté calandre

a_0 : Surface d'échange d'un tube [m^2]

L : Longueur [m]

I : Largeur de la cellule [m]

FA : Surface faciale [m^2]

N_r : Nombre de rangée

N_p : Nombre de passes

D_f Diamètre extérieur des ailettes [mm]

t : Epaisseur des ailettes [mm]

l : Hauteur des ailettes [mm]

s : Espacement des ailettes [mm]

U_p : Coefficient de transfert global propre [$kcal/h\ m^2\ ^\circ C$]

C_p : Chaleur spécifique moyenne à pression constante [$kcal /kg\ ^\circ C$]

H : Enthalpies des fluides [$kcal /kg$]

μ : Viscosité dynamique [$kg/m.s$]

ρ : Masse volumique [kg/m^3]

λ : Conductivité thermique du matériau [$Kcal/m.h.^{\circ}C$]

U : Coefficient de transfert global [$kcal /h\ m^2\ ^\circ C$]

h : Coefficient de transfert locaux [$kcal /h\ m^2\ ^\circ C$]

ΔTLM : Différence de température moyenne [$^{\circ}C$]

F : Facteur de correction

R : Résistance d'encrassement [$h\ m^2\ ^\circ C/kcal$]

U_s : Coefficient de transfert sale [$kcal/h\ m^2.^{\circ}C$]

r : Coefficient de salissure [$h.m^2.^{\circ}C.Kcal$]

$\emptyset$: Terme correctif pour tenir compte des effets de chauffage ou de refroidissement sur la distribution des vitesses dans une section

j_h : Facteur de Colburn

Re : Nombre de Reynolds

Pr : Nombre de Prandtl

f : Coefficient de friction

Δp : Perte de pression [bar]

t : Le temps [s]

ϕ : Le flux de chaleur [W]

C : Capacité thermique massique [J/kg]

M : La masse du système [Kg]

ΔT : La variation de Température mesurée [°C]

Λ : La chaleur latente de condensation [Kcal /Kg]

x : Variable d'espace dans la direction du flux

σ : constante de Stefan-Boltzmann [$5,6703 \cdot 10^{-8} \text{ W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$]

ε : émissivité

V_f : La vitesse faciale

Liste des abréviations

RA1Z : La raffinerie d'Arzew

PAO : Polyalphaoléfines

MOH : Les hydrocarbures contenus dans les huiles minérales

SPO : Spindle Oil

MEC/Toluène: Méthyle, Ethyle, Cétone/ Toluène

VGO: Vacuum Gasoil

RDC: Rotating Disc Contactor.

DAO: De-Asphalted Oil

VGO: Vacuum Gasoil

MVO: Medium Viscous Oil VO: Viscous Oil

VO: Viscous Oil

SAE: Society of Automotive Engineers

BS: Bright Stock

RSV: Résidu Sous Vide

BRA: Brut Réduit Atmosphérique

BS : Bright stock

VI : Indice de viscosité

EC: Echangeur de chaleur

TC: Transfert de chaleur

TCD: Transfert de chaleur direct

TCI: Transfert de chaleur indirect

CDT: Compensation à dilation thermique

TEMA : Tubular Exchanger Manufacturers Association

Introduction générale

Introduction général

Le raffinage du pétrole est un procédé industriel essentiel qui transforme le pétrole brut en divers produits finis, tels que : les produits énergétiques (comme l'essence et le diesel) et les produits non énergétiques (comme les lubrifiants et les bitumes).

En Algérie, la production des huiles lubrifiantes est étroitement liée au raffinage du pétrole brut. Ces huiles lubrifiantes sont indispensables pour assurer le bon fonctionnement des moteurs et de nombreuses applications industrielles.

La raffinerie d'Arzew est la principale qui répond aux besoins d'approvisionnement en lubrifiants. Le lieu de notre stage de fin d'études est la section de fabrication des huiles de bases pour la lubrification (zone 7). Cette dernière consiste à traiter un brut réduit qui sert de matière première de l'installation.

Parmi celles-ci, l'unité de désasphaltage au propane qui est responsable de la production de 4^{ème} grade des huiles de base (DAO) par le traitement du résidu sous vide (RSV) par l'utilisation de solvants (propane), le propane récupéré passe à travers un système de réfrigération (aéroréfrigérant) qui utilise l'air pour le refroidissement, lorsque la température ambiante est relativement élevée, la condensation totale du propane devient impossible et inversement en période froide la condensation est idéale par conséquent le travail se fait sur un taux de charge élevé.

Le but de ce travail est de rechercher de bonnes solutions pour la bonne condensation du propane et de travailler avec un taux de marche élevé.

Les étapes à suivre dans le cadre de cette étude sont les suivantes :

Chapitre 1 : Généralités sur les huiles lubrifiantes.

Chapitre 2 : Désasphaltage au propane.

Chapitre 3 : Transfert thermique.

Chapitre 4 : Les équipements thermiques.

Chapitre 5 : Etude expérimentale.

Chapitre I : Généralités sur les huiles lubrifiantes

I.1 Définition des huiles lubrifiantes

Les huiles lubrifiantes sont des substances non énergétiques, visqueuses et à haut point d'ébullition ($\geq 350^{\circ}\text{C}$), obtenues à partir du résidu atmosphérique dans une colonne sous vide. Elles sont utilisées comme lubrifiants et se présentent sous différentes formes : liquides (huiles), pâteux (graisse ou gel de silicone) ou solides (graphite, téflon). Toutes les huiles lubrifiantes sont composées d'un élément principal appelé "base", à laquelle des additifs sont ajoutés [1].

I.2 Rôle des huiles lubrifiantes

- Réduction de la friction
- La protection contre la corrosion
- La réduction des bruits et vibrations
- Refroidissement (évacuation de la chaleur)
- Nettoyage (L'évacuation des impuretés)
- Etanchéité (la protection contre l'entrée d'impuretés)
- Assurer l'isolation électrique
- Protection contre l'oxydation
- Augmentation de la durée de vie et la fiabilité des mécanismes [2].

I.3 Les types des huiles de bases

Il existe plusieurs types de l'huile lubrifiante en fonction de leur composition et de leurs propriétés, tels que les huiles minérales, synthétiques, et semi-synthétiques.

❖ Les bases synthétiques

Elles sont obtenues par synthèse chimique (addition d'un produit sur lui-même ou polymérisation ou addition d'un produit sur autre comme l'estérification, l'alkylation... etc.) [3].

Les bases synthétiques sont de plusieurs sortes :

- **Les polymères d'oléfines** : Polyalphaoléfines (PAO), représente toute évidence, la famille d'hydrocarbure de synthèse la plus intéressante et promise au plus fort développement dans les années à venir.
- **Les polyesters organiques** : obtenus soit à partir d'un diacide et d'un monoalcool ; soit à partir de polyalcool et monoacide ; soit encore à partir de diols et d'un diacide.
- **Les polyalkylènes glycols** : en particulier les polypropylènes glycols.
- **Les esters phosphoriques** : peu répondus comme bases ; mais qui servent comme additifs [4].

Ces produits présentent d'excellentes propriétés physiques telles que :

- Un indice de viscosité élevé.
- Un point d'écoulement très bas.
- Une volatilité faible.
- Une stabilité thermique [5].

❖ Les huiles de base semi-synthétiques

S'obtiennent à partir d'un mélange d'huiles de base minérales avec un pourcentage de (70 à 80) et de (20 à 30) % d'huile de Synthèse [6].

❖ Les bases minérales classiques

Sont obtenues par le raffinage de coupes de distillation sous vide ainsi que de résidus atmosphériques désasphaltés. Selon la nature du pétrole brut d'origine et les opérations de raffinage, ces bases peuvent avoir une structure essentiellement paraffiniques, isoparaffinique ou naphtéénique [4].

I.4 Les propriétés des huiles minérales

Densité

C'est le rapport de la masse d'un certain volume de cette huile à une température donnée (généralement 15 ou 20 °C) et à celle du même volume d'eau à 4 °C. Le résultat est donné directement à l'aide d'un densimètre automatique [4].

Viscosité

La viscosité est la propriété la plus connue des huiles lubrifiantes, est une grandeur physique qui mesure la résistance interne d'un fluide à l'écoulement.

C'est une résistance due au frottement des molécules qui glissent les unes sur les autres [4].

Indice de viscosité (V.I.)

C'est un nombre calculé à partir de la viscosité à 40 °C et à 100 °C, qui caractérise la capacité du lubrifiant à maintenir sa viscosité constante sur une large plage de températures. Cette propriété peut être améliorée grâce à des additifs [4].

Point d'écoulement

Il s'agit de la température la plus basse à laquelle l'huile continue de s'écouler lorsqu'elle est refroidie, sans agitation, dans des conditions normalisées. Le point d'écoulement des bases paraffiniques est lié à la cristallisation des n-paraffines, tandis que celui des bases naphtééniques est lié à une augmentation importante de la viscosité à basse température. Cette propriété peut être améliorée grâce à des additifs. Elle peut descendre jusqu'à - 50 °C [4].

Point d'aniline

Cette valeur caractérise la teneur en composés aromatiques des huiles non formulées : plus le point d'aniline est élevé, plus la teneur en aromatiques est faible [4].

Point d'éclair

C'est la température la plus basse à laquelle les vapeurs d'huile chauffée peuvent s'enflammer spontanément au contact d'une flamme. Le point éclair d'huile se trouve entre 200 et 250 °C [4].

Résidu de carbone CONRADSON

Cette mesure caractérise la tendance d'une huile à former des dépôts de carbone lorsqu'elle est soumise à une carbonisation [4].

La couleur (apparence)

Est la mesure de la couleur et du changement en présence de lumière ou de chaleur [4].

Stabilité

L'huile doit conserver ses propriétés d'origine le plus longtemps possible [4].

Résistance à l'oxydation

Huile en présence d'air à haute température (chambre de combustion), ne se décomposent pas par réaction avec l'oxygène, entraînant la formation de substances corrosives pour les métaux du moteur [4].

I.5 Les hydrocarbures contenus dans les huiles minérales (MOH)

Les huiles minérales classiques résultent du raffinage de coupes de distillation sous vide ainsi que de celui de résidus sous vide (RSV) désasphaltée. Elles sont composées d'hydrocarbures provenant de diverses familles, ainsi que d'une petite quantité d'impuretés résiduelles oxygénées, azotées et soufrées [2].

Selon la nature du pétrole brut d'origine, et aussi en fonction des opérations de raffinage, les huiles de base sont dites à tendance paraffiniques, à tendance naphthéniques ou à tendance aromatiques.

I.5.1 MOH paraffiniques

Elle est représentée par l'ensemble des hydrocarbures saturés à chaîne droite, ramifiés ou non, mais non cyclique elles sont caractérisées par :

- Une faible densité pour une viscosité donnée (0.84-0.89).
- Une faible variation de la viscosité et un indice de viscosité généralement élevé voisin de 93 à 100.
- Une température de congélation moyenne (point d'écoulement moyen).
- Une grande résistance naturelle à l'oxydation.
- Structure paraffiniques : $\text{CH}_3\text{-(CH}_2\text{)}_n\text{-CH}_3$.
- Un point d'aniline élevé [7].

I.5.2 MOH naphthénique

Les huiles minérales sont constituées d'hydrocarbures saturés, tout comme les huiles paraffiniques. Cependant, elles contiennent également des hydrocarbures cycliques ou polycycliques. Les arrangements moléculaires de ces huiles sont extrêmement complexes, elles sont caractérisées par :

- Une densité relativement élevée pour une viscosité donnée = 0,9
- Une variation assez rapide de la viscosité en fonction de la température et un indice de viscosité relativement faible (40 - 60).
- Le point d'inflammabilité relativement basse.
- Bas point de congélation et bas point d'aniline.
- Volatilité forte [7].

I.5.3 MOH aromatique

Il s'agit des composés non saturés ayant un ou plusieurs cycles aromatiques, condensés ou non, sur lesquels sont fixées une ou plusieurs chaînes latérales et elles sont caractérisées par :

- Une densité très élevée.
- Un indice de viscosité très faible.
- Facilement oxydable et provoque la formation des produits résineux ou asphaltique.
- Forte volatilité et carbone Conradson élevés.
- Faible résistance à l'oxydation et forte précipitation insoluble.
- Très bas point d'aniline [7].

I.6 Description de la chaîne de production des huiles de base minérales

La zone 7 c'est une zone de fabrication des huiles de bases elle se compose de cinq unités principales :

- Distillation sous vide.
- Désasphaltage au propane.
- Extraction au furfural.
- Déparaffinage au MEC/Toluène.
- Hydrotraitement de finition [2].

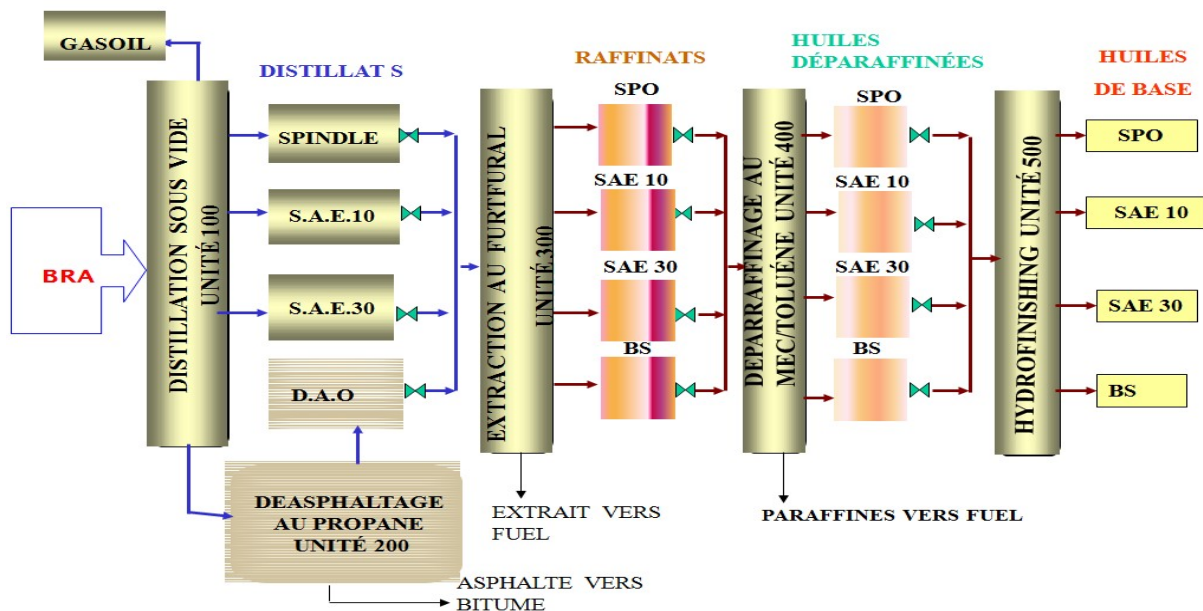


Figure I. 1 : Chaîne de fabrication des huiles de bases. [2]

I.6.1 La distillation sous vide

La distillation sous vide est utilisée pour extraire des coupes de distillats à partir du résidu atmosphérique situé au fond de la colonne de distillation atmosphérique. Ces coupes sont ensuite utilisées comme alimentation pour des unités de conversion afin de produire des produits à haute valeur.

Le résidu lui-même peut être utilisé comme matière première dans la fabrication de bitumes. De plus, la distillation sous vide du pétrole brut permet d'obtenir des bases d'huiles utilisées dans la fabrication de lubrifiants.

L'opération sous vide est utilisée pour réduire les températures de distillation et éviter ainsi la dégradation thermique des hydrocarbures ayant des températures d'ébullition élevées. Elle permet de maintenir les températures en dessous de 400-430 °C, ce qui est généralement considéré comme la limite de stabilité des hydrocarbures dans ce type d'unité. En abaissant ces températures, on prévient la dégradation indésirable des composés hydrocarbonés.

Les distillats obtenus sont :

- ✓ Spindle ou huile légère (SPO).
- ✓ SAE10 ou huile moyenne (MVO).
- ✓ SAE30 ou huile visqueuse (VO).
- ✓ RSV ou résidu sous vide qui est un résidu noir recueilli dans le fond de la colonne qui présente une charge pour la fabrication d'une huile lubrifiante très visqueuse appelée Bright stock (BS) [2].

Le schéma simplifié d'une unité de distillation sous vide est représenté dans la figure I.2 :

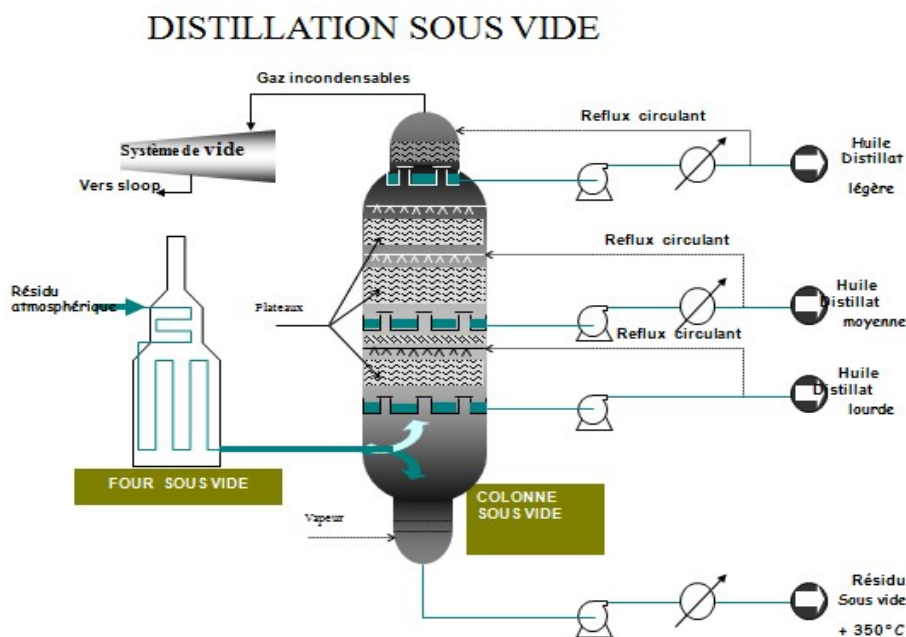


Figure I. 2 : Schéma simplifié de la distillation sous vide [26]

I.6.2 Désasphaltage de résidu sous vide par le propane

Objectif de l'unité de désasphaltage est de séparer les asphaltènes et les résines présents dans le résidu sous vide. Cette opération produit un brai asphaltique précipité par le propane, ainsi qu'une phase huileuse claire, bien désasphaltée et épaisse, dissoute dans le même solvant.

Le résidu sous vide provenant de l'unité précédente est introduit dans la colonne d'extraction où il rencontre un courant ascendant de propane liquide. Ce propane dissout les fractions huileuses présentes dans le résidu.

L'asphalte, qui est insoluble et de densité élevée, décante au fond de l'extracteur et est continuellement extrait. En partie supérieure de l'extraction, on obtient une solution diluée d'huile dans le propane.

L'huile visqueuse brute (DAO) obtenue dans cette unité est ensuite soumise aux étapes ultérieures du raffinage.

Les bases visqueuses utilisées comme matière première dans les unités de fabrication des huiles de base sont obtenues soit par distillation sous vide, soit par désasphaltage au propane.

Lorsqu'elles sont issues de la distillation sous vide, ces bases sont appelées "distillât", tandis que lorsqu'elles proviennent de l'unité de désasphaltage au propane, elles sont appelées "huile désasphaltée" [4].

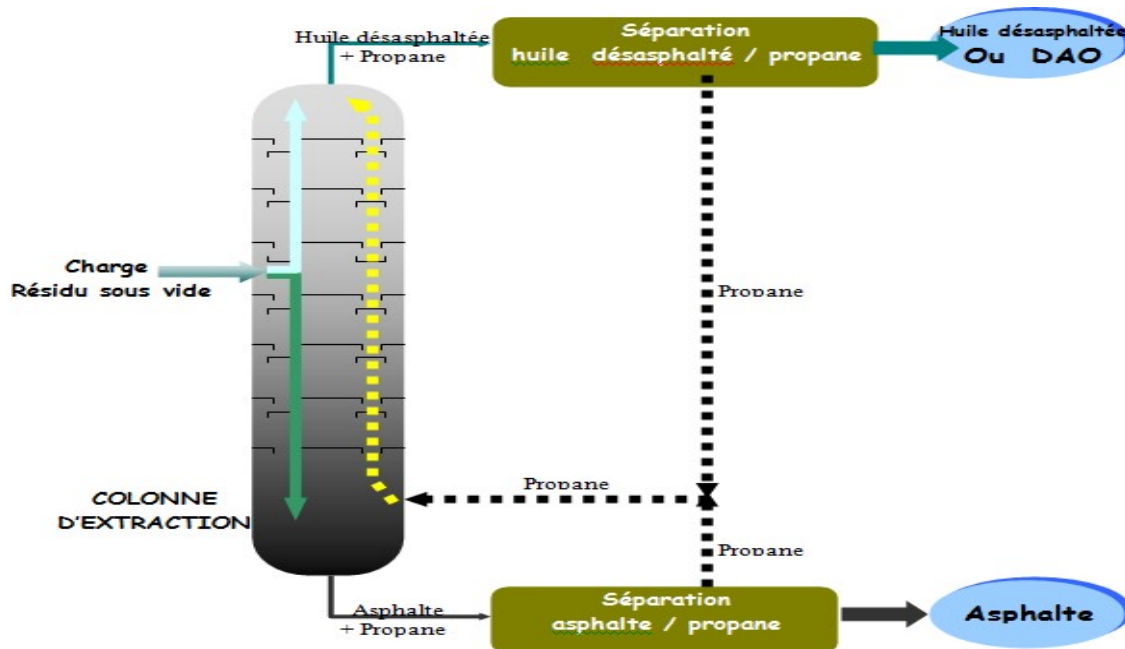


Figure I. 3: Schéma simplifié du désasphaltage au propane. [26]

I.6.3 Extraction des hydrocarbures aromatiques

Le but de ce procédé est d'améliorer l'indice de viscosité en éliminant les composés instables à l'oxygène et en supprimant les produits aromatiques indésirables qui peuvent altérer certaines propriétés. Cette élimination est réalisée en utilisant différents solvants sélectifs ayant des pouvoirs solvants différents vis-à-vis des différentes familles d'hydrocarbures.

Le processus de séparation se divise en deux phases distinctes. La première phase consiste en un extrait riche en composés aromatiques, tandis que la seconde est le raffinat, qui est riche en composés paraffiniques (huile épurée). Le furfural, un aldéhyde hétérocyclique, est le solvant le plus couramment utilisé pour effectuer cette séparation entre les différents groupes de constituants [4].

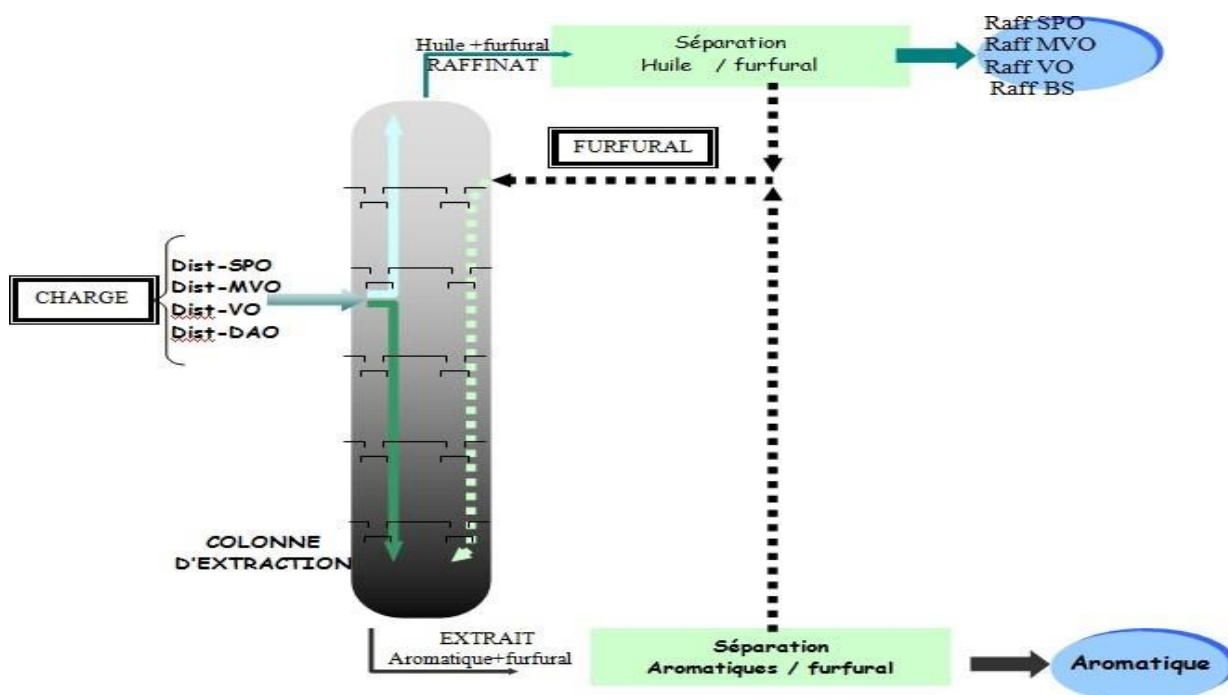


Figure I. 4: Schéma simplifié de l'extraction au furfural. [26]

I.6.4 Déparaﬀinage des huiles de base

Après avoir traversé l'unité d'extraction au solvant, le produit final qui deviendra une huile de base, appelée "raffinat" à ce stade de fabrication, a été débarrassé de la majorité de ses molécules aromatiques. Son indice de viscosité (VI) a été ajusté selon les spécifications requises.

Les molécules paraffiniques à chaîne droite ou peu ramifiée ont tendance à former des cristaux à des températures ambiantes. Cependant, pour garantir une fluidité adéquate de l'huile dans les moteurs, même par temps froid jusqu'à -20°C, il est essentiel qu'elle ne se solidifie pas en formant des masses cristallines qui entraveraient son écoulement.

Il est donc nécessaire d'éliminer la majorité des molécules paraffiniques à point de cristallisation élevé des huiles de base.

C'est l'objectif de l'unité de déparaffinage, qui vise à abaisser le point de trouble et le point d'écoulement des huiles de base à la sortie de l'unité d'extraction, en éliminant les molécules paraffiniques à point de cristallisation élevé [8].

Principe

Le procédé utilise une méthode de cristallisation par refroidissement des paraffines (phase solide), suivie d'une filtration pour les séparer de l'huile (phase liquide). Un solvant composé de toluène et de méthyle éthyle cétone (MEC/ Toluène) est utilisé, car le MEC cristallise les paraffines tandis que le toluène dissout l'huile.

La charge mélangée avec le solvant sont refroidies à une température qui permet aux paraffines de se cristalliser en une forme insoluble en suspension, puis elles sont continuellement séparées par des filtres rotatifs [8].

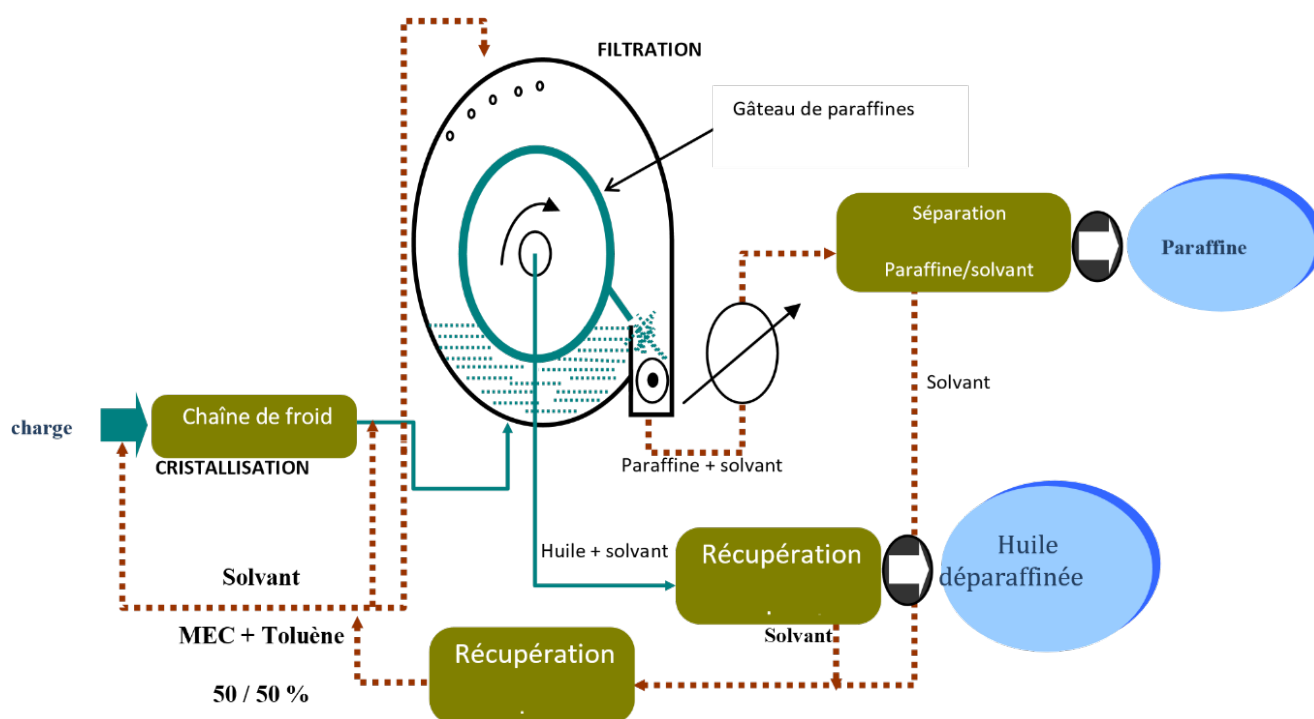


Figure I. 5: Schéma simplifié du déparaffinage. [26]

I.6.5 Hydrotraitement de finition

Le traitement consiste à faire passer l'huile et l'hydrogène injectés à travers un lit catalytique sous des conditions modérées de température et de pression, la réaction de décoloration et d'amélioration de la résistance à l'oxydation prend place dans le but de :

- Améliorer la couleur de l'huile en éliminant les impuretés et les composés colorés indésirables.
- Augmenter la stabilité de l'huile en réduisant sa tendance à s'oxyder et à se dégrader lorsqu'elle est exposée à l'air ou à d'autres agents oxydants.

Prolonger la durée de vie de l'huile en préservant ses qualités physiques et chimiques au fil du temps, ce qui contribue à une meilleure performance et une plus longue durabilité des produits finis [8].

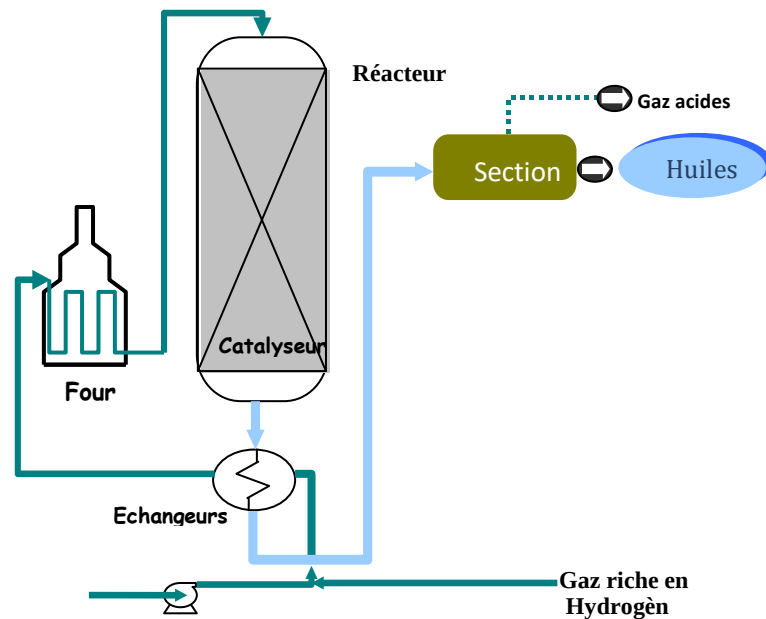


Figure I. 6: Schéma simplifié hydrotraitement de finition. [26]

I.7 Fabrication des huiles lubrifiantes

Les lubrifiants sont fabriqués à partir d'un mélange d'huile de base (80 à 90%) et d'additifs (10 à 20%) qui confèrent aux produits finis des propriétés physico-chimiques selon le domaine d'application [9].

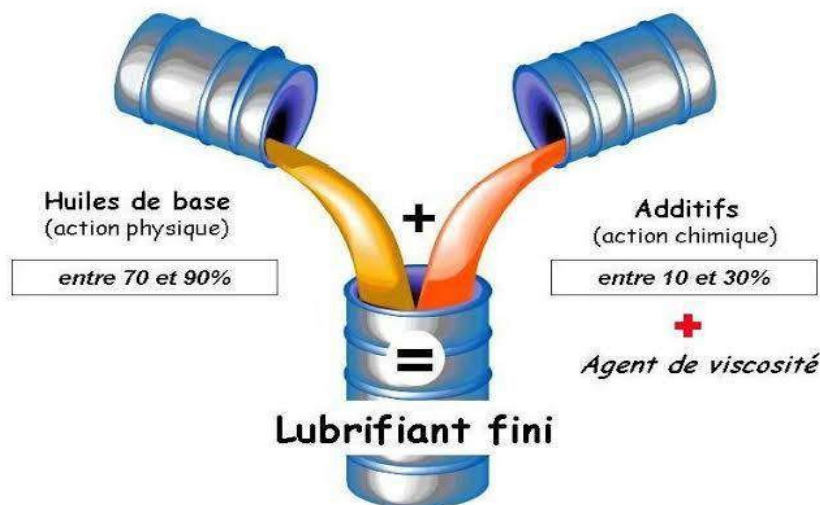


Figure I. 7: la composition de l'huile lubrifiante. [24]

I.7.1 Les additifs

I.7.1.1 Définition

Les additifs sont des substances chimiques complexes ajoutées aux huiles de base dans le but d'améliorer certaines de leurs propriétés existantes ou d'introduire de nouvelles. Certains additifs ont une fonction spécifique, tandis que d'autres, souvent de structure plus complexe, sont considérés comme étant "multifonctionnels" [8].

I.7.1.2 Les principales classes des additifs

- **Les additifs améliorants de viscosité** : permettre à l'huile d'être suffisamment fluide à froid (faciliter le démarrage en abaissant le point d'écoulement entre - 15 et - 45°C suivant les huiles) et visqueuse à chaud (éviter le contact des pièces en mouvement).
- **Les additifs détergents et dispersants** : il évite la formation de dépôts ce qui permet au moteur de rester propre et de conserver ses performances, comme sulfonâtes, phénates, thiophosphonates.
- **Les additifs antioxydants** : il permet à l'huile de ne pas s'oxyder au cours du temps et ainsi de conserver ses propriétés, comme phénols substitués et amines aromatiques alkylées.
- **Les inhibiteurs de corrosion** : ils forment des films protecteurs ou passivation de la surface à protéger, comme les acides gras, sulfonâtes et les phénates.
- **Les antimousses** : il évite le moussage de l'huile pendant le fonctionnement du moteur, comme : polydiméthylsiloxanes, acrylates, etc [10].

Chapitre II : Désasphaltage au propane

II.1 Généralités

Pendant quelques décades, les pétroles bruts que l'on utilisait à peu près exclusivement pour la fabrication des huiles lubrifiantes, et notamment des huiles à cylindres et Bright Stocks, étaient ceux de Pennsylvanie.

Ces bruts ne contenaient presque pas d'asphalte et leur résidu sous vide pouvait être soumis sans difficulté aux opérations de raffinage à l'acide sulfurique qui était les seules que l'on connaissait à cette époque.

Cependant, il y a maintenant très peu de brut de Pennsylvanie disponible, et la plupart des pétroles bruts provenant d'autres sources et adaptés à la fabrication des lubrifiants contiennent souvent des résidus riches en asphalte. Où, il est essentiel que les huiles lubrifiantes ne contiennent aucune trace d'asphalte.

Le désasphaltage est un procédé de séparation liquide-liquide qui permet d'éliminer les derniers hydrocarbures encore facilement transformables du résidu sous vide. Les solvants utilisés dans ce processus sont des paraffines légères telles que le propane, le butane et le pentane. Le rendement en huile désasphaltée, qui est utilisée pour produire des huiles résiduelles à haute viscosité ou comme matière première pour le craquage catalytique, augmente avec le poids moléculaire du solvant, mais sa qualité diminue [4].

II.2 Le but de procédé

L'unité de désasphaltage au propane (U22) a pour but de séparer les asphaltènes et les résines lourds contenus dans le résidu sous vide provenant de l'unité de distillation sous vide (U21) de ses fractions huileuses.

L'huile désasphaltée est destinée pour la préparation de Bright-stock à haute viscosité, ou utilisée comme charge de craquage catalytique (FCC), alors que le brai de désasphaltage obtenue peut constituer une base pour la formulation des bitumes en mélangeant avec l'extrait des aromatiques [4].

II.3 Mécanisme de l'extraction liquide-liquide

Le processus d'extraction est résumé en trois opérations unitaires. A savoir :

II.3.1 Précipitation de la phase asphaltique

La précipitation des asphaltes consiste à rompre l'équilibre existant au sein de système colloïdal entre le milieu malténique et la phase asphaltique. Les variables influençant sur la précipitation sont :

- La nature de solvant
- Le taux de solvant
- Le gradient de température

La section de précipitation est constituée de deux zones :

- Une zone de pré-dilution, en amont de l'extracteur pour diminuer la viscosité de la charge à l'approche de la saturation.
- Une zone d'entrée de charge dans l'extracteur, où s'effectue la séparation entre l'huile et le brai, au contact de la fraction solvant [4].

II.3.2 Dérésinage de l'asphalte

Le dérésinage consiste à créer un reflux interne permettant d'améliorer la séparation entre le milieu huileux et les résines.

Le mélange (solvant-huile) est chauffé en tête de l'extracteur par des serpentins à vapeur, sous l'effet de l'accroissement de température les fractions résiniques sont précipitées et descendent au fond de l'extracteur, où le contre-courant ascendant du mélange (solvant-huile) redissout à plus faible température les fractions résiniques les plus légères. Le gradient de température imposé en zone de dérésinage permet de maintenir ce cycle de précipitation-redissolution.

Le design de la zone de dérésinage doit respecter :

- Un temps de résidence minimal du milieu : solvant + huile + résines.
- Une vitesse ascensionnelle maximale du mélange (solvant-huile) pour permettre la décantation des petites particules résiniques [4].

II.3.3 La décantation de l'asphalte

La décantation de l'asphalte consiste à laver l'émulsion d'asphalte dans le mélange (Solvant-huile) par le solvant pur. L'épuisement de l'asphalte est favorisé par :

- Une augmentation du taux de solvant (remplacement de l'environnement (solvant-huile) par un environnement solvant pur).
- Une basse température possible pour augmenter la densité du solvant [4].

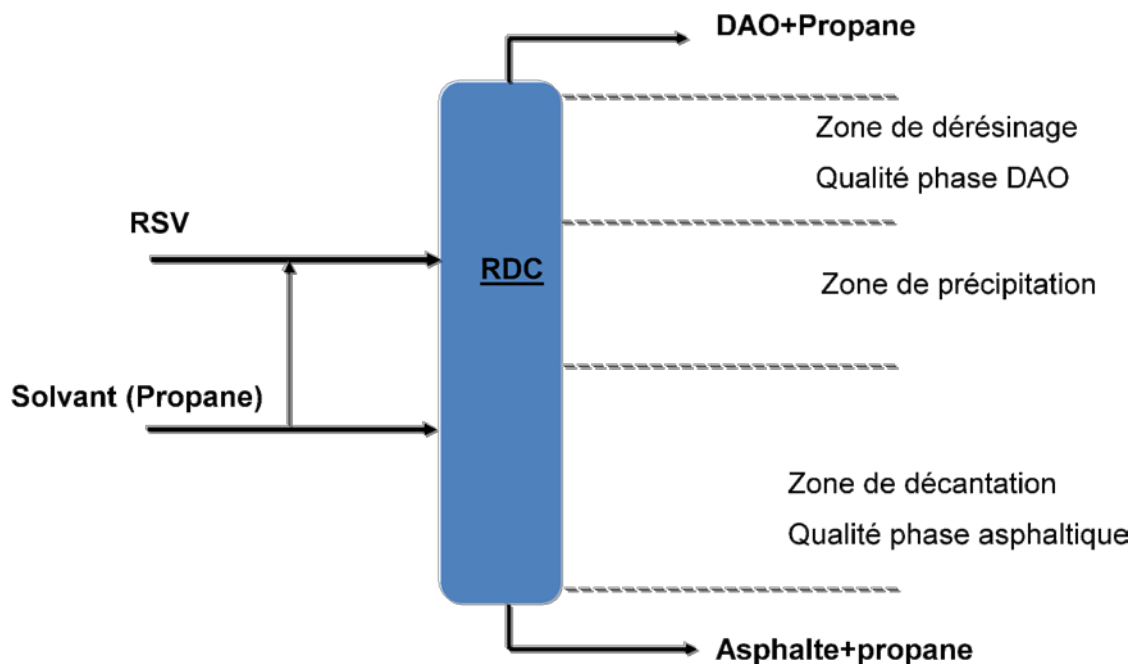


Figure II. 1: les zones de fonctionnement de l'extracteur. [27]

II.4 Les variables opératoires principales du procédé

- **Température d'extraction**

L'effet de la température opératoire sur la sélectivité de l'extraction résulte de l'évolution du pouvoir solvant, alors qu'une augmentation de la température entraîne une diminution de la tension superficielle du solvant.

Lorsqu'on se rapproche du domaine supercritique, il devient possible d'obtenir une précipitation complète du milieu huileux. Les conditions supercritiques déterminent donc les températures maximales admissibles pour un solvant donné.

L'optimisation de la sélectivité d'extraction nécessite l'adoption d'un gradient de température selon les principes suivants :

- Un important reflux interne est souhaitable dans la zone de dérésinage afin d'augmenter le rendement en huile désasphaltée tout en maintenant la qualité constante. Il est recommandé d'avoir une différence de température significative entre la température maximale et la température d'alimentation (écart $> 20^{\circ}\text{C}$).
- La température dans la zone de décantation doit être minimale et proche de celle de l'alimentation. Cela favorise l'épuisement de l'asphalte. Il est recommandé d'avoir une faible différence de température entre la température d'alimentation et la température de fond (écart $< 5^{\circ}\text{C}$) [4].

- **Nature de la charge**

La qualité de charge influe sur le taux de solvant et la qualité de séparation.

L'augmentation de la teneur des fractions légères favorise le rendement en huile désasphaltée [4].

- **Taux de solvant**

La sélectivité de l'opération de désasphaltage peut être significativement améliorée par une augmentation du taux de solvant, c'est la principale variable permettant d'améliorer la qualité de l'huile.

En augmentant la proportion de propane par rapport au résidu sous vide, on observe une augmentation du rendement en huile désasphaltée. Cela a pour conséquence d'augmenter le poids moléculaire, la densité et la viscosité de l'huile, ainsi que son carbone Conradson.

Cependant, l'indice de viscosité (VI) de l'huile diminue légèrement [4].

- **Nature de solvant (propane)**

Le choix de solvant détermine largement le rendement et la qualité de la phase l'huileux extraite.

Les gaz de pétrole liquéfiés aux températures et pressions ambiantes, précipitent tous plus ou moins l'asphalte des résidus sous vide, mais de manière très diverse.

L'éthane précipite non seulement l'asphalte, mais aussi une bonne partie de l'huile. Le pentane et le butane n'en précipitant l'asphalte au contraire pas assez et ils retiennent en dissolution une grande partie des résines neutres qui n'en pas leur place dans les huiles lubrifiantes. Par contre, le propane précipite bien sélectivement la matière asphaltique et résiniques.

Il a également une propriété intéressante pour le désasphaltage. Il dissout mieux en effet, aux températures moyennes (40 à 50°C) les hydrocarbures paraffiniques que ceux des autres séries [4].

- **Caractéristiques du propane**

Sélectivité et pouvoir solvant

La sélectivité du solvant, comme le propane, dépend de sa capacité à dissoudre sélectivement les asphaltènes et les résines lourdes.

Le pouvoir solvant du propane est crucial pour le traitement efficace du résidu sous vide, influençant directement le rendement et la qualité de l'huile désasphaltée [4].

Autres variables

- **Pression opératoire** : le désasphaltage s'effectue à une pression légèrement supérieure à des vapeurs saturées de propane liquéfiée, afin d'éviter une évaporation éventuelle du solvant (supérieurs à la pression critique de solvant 45,96 bar).
- **Solvant de pré-dilution** : la pré-dilution est un moyen efficace pour réduire la viscosité de la charge et approcher sa saturation, alors la viscosité de DAO diminue.
- **Débit de charge** : le débit de charge affecte les rendements et les qualités des produits lorsqu'on dépasse la capacité maximale de l'extracteur ce qui peut provoquer un engorgement.
- **Vitesse de rotation du rotor** : La vitesse de rotation des rotors dans la colonne d'extraction est ajustée pour assurer une bonne dispersion de la charge et optimiser le contact avec le solvant [4].

Tableau II. 1: les variables opératoires de désasphaltage au propane.

Paramètres	Actions sur le paramètre	Rendement du DAO	La viscosité	La couleur
Taux de solvant	↗	↗	↗	↗
Température de tête	↗	↘	↘	↘
Température de fond	↗	↘	↘	↘
Température de solvant	↗	↘	↘	↘
Vitesse de rotation RDC	↗	↗	↗	↗

II.5 L'unité de désasphaltage au propane :

Nous fournissons une description détaillée de l'unité industrielle de désasphaltage au propane destiné à la fabrication du Bright stock et des bitumes.

II.5.1 Equipements principaux

✓ Colonne d'extraction (RDC)

La colonne d'extraction est l'équipement le plus important dans l'unité de désasphaltage au propane, elle est caractérisée par une efficacité de traitement élevée et une bonne souplesse d'utilisation qui est assurée par la variation de la vitesse de rotation des disques.

La colonne d'extraction est garnie par des plaques circulaires appelées rotors, montées sur un arbre central, et des anneaux périphériques appelés stators fixés sur la virole, qui sont interposés entre les rotors. La surface couverte par ces éléments constitue la section de contact qui assure la séparation des phases. En haut et en bas de l'extracteur, nous trouvons les zones de décantation des produits obtenues (DAO et l'asphalte). La partie supérieure de l'extracteur est équipé par un serpentin alimenté en vapeur d'eau afin de contrôler le gradient de température.

Les limites supérieures et inférieures de la zone de contact (charge et solvant) sont équipés par deux grilles de tranquillisation pour stabiliser les solutions dans les zones de décantation afin de faciliter leur séparation. L'arbre central est entraîné par un moteur électrique situé au sommet de la colonne, permet de varier la vitesse des rotors pour une efficacité maximale de l'opération d'extraction. L'entrée de la charge se trouve au milieu de la colonne et celle de solvant est au-dessus de la grille inférieure. Les produits du procédé de désasphaltage sont extraits à partir du sommet (DAO) et du fond (l'asphalte) de l'extracteur [11].

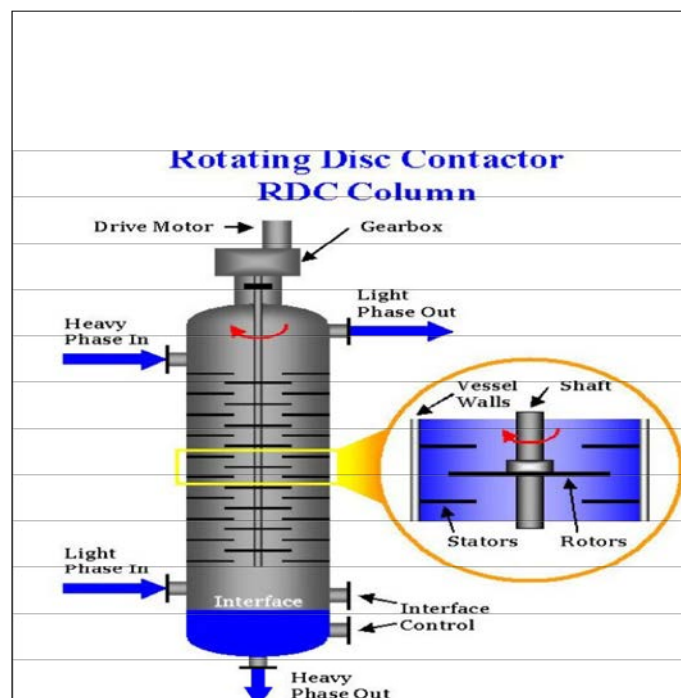


Figure II. 2: schéma technologique de contacteur à disque rotatif. [27]

✓ Echangeurs de préchauffe

L'unité de désasphaltage au propane est équipée par deux échangeurs en avant de l'extracteur afin de régler la température de solvant (propane) et celle de la charge (résidu sous vide). Et deux échangeurs de type « KETTLE » qui assure la séparation du propane sec à partir de la DAO. La majeure partie du propane est récupérée dans le premier qui fonctionne avec le vapeur surchauffé à basse pression (3 Kg/cm²). Le reste du solvant est séparé de l'huile dans le deuxième échangeur à l'aide de la vapeur surchauffée à haute pression (25 Kg/cm²) [11].

✓ Four de préchauffage de l'asphalte

Le four assure la récupération du solvant contenant dans l'asphalte. En effet le chauffage permet l'évaporation du propane, puis sa séparation dans une colonne de flash [11].

✓ Colonne de flash

La colonne de flash est utilisée pour séparer un mélange liquide-vapeur en basant sur la différence de pression partielle. La baisse de pression provoque l'évaporation partielle des composants les plus volatils.

Alors, l'unité de désasphaltage est équipée par quatre colonnes de flash, deux pour assurer la récupération de solvant à partir de DAO, et les autres positionnés derrière le four [11].

✓ Aéroréfrigérants

Le propane vapeur récupéré à partir des différents équipements est condensé dans cette batterie d'Aéroréfrigérants [11].

✓ Ballon tampon

C'est le ballon qui accumule toutes la quantité de propane récupérée [11].

II.5.2 Les conditions de fonctionnement de l'extraction

Les conditions de fonctionnement de procédé d'extraction sont présentées dans le tableau ci-dessous :

Tableau II. 2: Paramètres opératoires design de l'extracteur [12]

Taux de solvant	8 (vol)
Pression tête RDC (Kg/cm ²)	31,3
Température tête RDC	70 °c
Température de la charge	60 °c
Température du fond RDC	56 °c
Solvant dans le mélange d'huile (DAO)	93 % vol
Solvant dans le mélange d'asphalte	50 % vol

II.5.3 Description de procédé

II.5.3.1 Principe de fonctionnement

Le désasphaltage au propane utilise une colonne d'extraction à disque rotatif (RDC) 22C1 pour mélanger les matières premières d'huile (RSV) avec le solvant (propane), à contre-courant.

L'huile est plus soluble dans le propane par conséquent, se dissout et s'écoule vers le haut de la colonne. Les asphaltènes et la résine s'écoulent vers le fond, la séparation de la fraction asphaltique et de la fraction huileuse désasphaltée DAO est améliorée en opérant avec un gradient de température entre le sommet et le fond de l'extracteur.

Le solvant dans la phase DAO mixte est enlevé par un système de chauffage et de détentes successives avec finition par stripping à vapeur dans une colonne à basse pression. Le solvant dans la phase asphaltique est récupéré après passage dans le four 22F1 où sa température atteint 288°C, par une détente puis stripping à la vapeur d'eau.

Les flux de propane liquide sont collectés dans l'accumulateur (22D1) pour être recyclés dans l'extracteur [12].

II.5.3.2 Les sections du procédé

✓ Section d'extraction

La charge (résidu sous vide) provenant des bacs intermédiaires 20T706 et 20T707 est aspirée par la pompe 22G1 et refoulée à une température de 110°C et une pression de 40bars vers l'extracteur (Colonne à disque rotatif) 22C1 en passant par l'échangeur de chaleur 22E1 (charge/huile désasphaltée) pour être refroidir à une température de 70°C.

La charge est injectée au sommet de la colonne, par contre le propane est aspiré à partir de ballon 22D1 par la pompe 22G2 injecté au fond de 22C1 à une température de 56°C et une pression de 40kg/cm² à travers l'échangeur 22 E3 où s'effectue un contact à contre-courant [12].

✓ Section de récupération de l'huile désasphaltée

Le mélange d'huile désasphaltée et le propane sorti avec une température de 70°C s'écoule sous pression régulée de la tête du RDC vers l'échangeur de chaleur 22E6 où le mélange est chauffé avec l'huile désasphaltée jusqu'à 77°C. Ensuite, il est envoyé vers l'évaporateur à basse pression 22E4(3kg/cm²).ou la plus part du propane liquide contenu dans le mélange est vaporisé, Il passe alors, dans l'évaporateur à haute pression 22E5(25kg/cm²) dans lequel la plus grande partie du propane restant est vaporisée ; les dernières traces de propane sont éliminées par stripage à la vapeur dans le stripper 22C2 , l'huile récupérée du fond de 22C2 avec une température de 190°C est envoyée vers les bacs de stockage 20TK715 20TK716 par la pompe 22G3 à travers l'échangeur 22E6 [12].

✓ Section de récupération de l'asphalte

Le mélange d'asphalte provenant du bas du RDC (22C1) avec une température de 56°C passe sous régulation de débit à travers le four d'asphalte 22F1 où la plus grande partie de propane est vaporisée et se dirige vers la colonne de flash d'asphalte 22C3. Le mélange d'asphalte sera dirigé ensuite vers le stripper d'asphalte 22C4, où les dernières traces de propane sont éliminées par stripage à la vapeur surchauffée. L'asphalte

Chapitre III : Transfert thermique

III.1 Les notions sur le transfert de chaleur

III.1.1 La chaleur

La chaleur est une forme d'énergie qui se produit lorsque les particules (molécules et atomes) à l'intérieur d'une substance bougent rapidement et de manière désordonnée. Cette agitation crée de l'énergie thermique, L'unité de la chaleur est le joule (J) [13].

III.1.2 Transfert de chaleur

Un transfert de chaleur est un transit d'énergie thermique d'un système à un autre à cause d'un gradient de température.

Deux corps ayant la même température sont dits en « équilibre thermique ». Si leur température est différente, un transfert de chaleur se produit entre eux. Le deuxième principe de la thermodynamique admet que l'énergie thermique ne peut passer que d'un corps chaud vers un corps froid [13].

III.1.3 Quantité de chaleur Q

Est la chaleur nécessaire pour porter la température d'un corps de la température T1 à T2 (en K ou en °C). C'est aussi l'énergie nécessaire pour effectuer un changement d'état (exemple : passage de l'état liquide à l'état gazeux) [13].

III.1.4 Le flux de chaleur ϕ

Représente le débit de chaleur, c'est à dire une quantité de chaleur transmise par unité de temps. Il a donc la dimension d'une puissance et se mesure en watts (W) dans le système SI [13] :

$$\phi = \frac{Q}{t}$$

III.1.5 Densité de chaleur φ

En revanche, le flux de chaleur transférée par unité de surface est appelé densité de chaleur [13] :

$$\varphi = \frac{\phi}{s}$$

III.1.6 Capacité thermique massique C :

Est la quantité de chaleur nécessaire pour élever de 1K de température et 1 kg d'une masse de cette substance. Elle s'exprime en J/kg [13].

III.2 Type de chaleur

III.2.1 La chaleur sensible ($Q_{sensible}$)

Quand un corps est chauffé ou refroidi, l'augmentation ou la diminution de cette température sans changement d'état physique est appelée la chaleur sensible exprimée en Joule [13].

Expression de la chaleur sensible :

$$Q_{sensible} = M.C.\Delta T$$

Avec :

- La masse du système M en kg
- Variation de Température ΔT
- La capacité thermique massique du système C en J/kg.k [14]

III.2.2 La chaleur latente

Tous les corps purs ont la capacité de changer d'état physique, les solides peuvent devenir des liquides, les liquides peuvent devenir des gaz. Ces changements d'état nécessitent l'ajout ou le retrait d'énergie sans modifier la température d'un corps. Donc la chaleur qui permet un changement d'état sans modifier la température d'un corps se nomme la chaleur latente [14].

Expression de la chaleur latente :

La chaleur latente L (aussi appelée Enthalpie de changement d'état) est exprimée en $J.kg^{-1}$ est en fonction de :

$$Q_L = M.L$$

- La masse du système M en kg
- L'énergie nécessaire au changement d'état du système Q_L en Joule [14] .

Une substance peut changer d'état physique de plusieurs façons, il existe donc plusieurs chaleurs latentes :

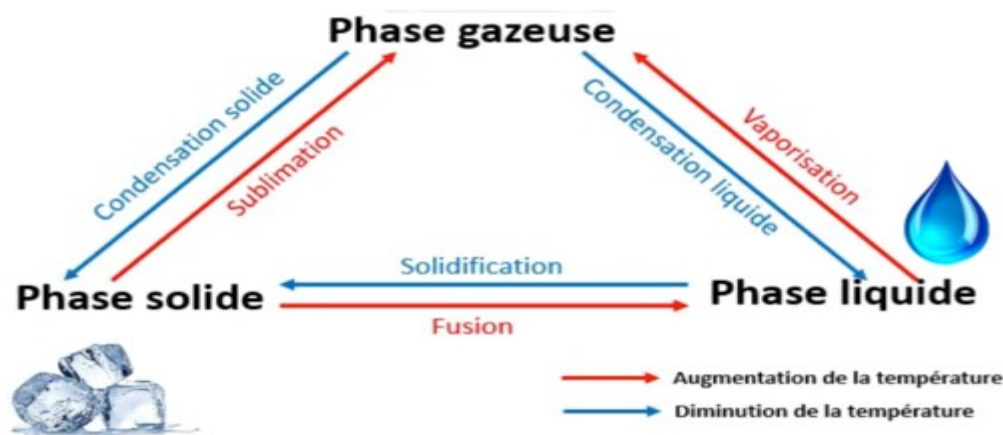


Figure III. 1: Changement de phase. [28]

III.3 Les modes de transfert de chaleur

D'après le second principe de la thermodynamique, on peut admettre que la chaleur (ou l'énergie thermique) ne peut passer que d'un corps qui est chaud vers un corps à température plus basse.

Le transfert d'énergie ou de chaleur mentionné ci-dessus peut se produire selon 3 modes :

- Par contact : la conduction
- A distance : le rayonnement
- Mixte : la convection [15]

III.3.1 La conduction

La conduction thermique est un processus d'échange d'énergie qui se produit à l'intérieur d'un même système, sans déplacement de matière. Cela signifie que la conduction se produit soit à travers un seul corps, soit entre deux corps qui sont en contact. Ce mode de transfert de chaleur se produit en présence d'un gradient de température, c'est-à-dire une différence de température entre les régions du système. La conduction thermique est principalement observée dans les solides, où elle est très efficace, mais elle se produit également à une moindre échelle dans les gaz.

Au niveau moléculaire, c'est l'énergie cinétique des molécules qui est responsable du transfert de chaleur par conduction. Les molécules qui ont une énergie cinétique plus élevée transmettent cette énergie aux molécules voisines qui ont une énergie cinétique plus basse, créant ainsi un flux de chaleur à travers le matériau.

D'après l'hypothèse fondamentale de Fourier qui régit le transfert de chaleur unidimensionnel par conduction.

La loi énoncée par Fourier s'écrit :

$$\phi = - \lambda S \frac{dT}{dx}$$

Où :

ϕ : Puissance transférée (W)

S : Aire de la section de passage du flux de chaleur (m²)

x : Variable d'espace dans la direction du flux.

λ : Conductivité thermique du matériau, il s'exprime en W /m.k

Le signe négatif indique que le flux de chaleur se produit du chaud vers le froid, dans le sens des températures décroissantes [15].

Le coefficient de conductivité thermique :

Le coefficient de conductivité thermique est une caractéristique physique du matériau qui exprime la capacité d'un corps à conduire la chaleur.

Il est noté λ et son unité est le W/m.k [15]

La résistance thermique :

La résistance thermique d'un matériau exprime la capacité du matériau à s'opposer au flux de chaleur qui le traverse.

Elle est notée R son unité est $m^2 \cdot K / W$

La résistance thermique pour la conduction est alors équivalente à : $R_{cd} = \frac{e}{\lambda}$

Avec :

λ : le coefficient de conductivité thermique

e : l'épaisseur du matériau [15]

Le coefficient de transmission thermique surfacique

Bien souvent, la paroi est caractérisée non pas par sa faculté à s'opposer au flux de chaleur mais bien au contraire par son aptitude à laisser passer la chaleur.

Le coefficient de transmission thermique surfacique est l'inverse de la résistance thermique.

Ce coefficient est noté U son unité est le $W/m.K$ [15].

$$U = \frac{1}{R}$$

III.3.2 La convection

La convection est une autre forme d'échange thermique qui s'effectue essentiellement dans les fluides (gaz et liquide). C'est l'échange d'énergie sous forme de chaleur entre un fluide en mouvement et la surface d'un corps solide avec des températures différentes [15].

Elle s'exprime par la loi de Newton :

$$\phi_{cv} = h \times S \times (T_1 - T_2)$$

Avec :

h : le coefficient d'échanges superficiels

S : la surface d'échange en m^2

$T_1 - T_2$: l'écart de température entre les points 1 et 2

La résistance thermique d'échanges superficiels

La résistance thermique d'échanges superficiels d'une paroi est l'inverse des coefficients d'échanges superficiels [15].

$$R = \frac{1}{h}$$

Les types de convection :

On distingue généralement deux types de convection :

- **La convection naturelle**

Dans ce cas, le mouvement du fluide est induit par la variation de sa masse volumique en fonction de la température. Cette variation crée un champ de forces gravitationnelles qui influence les déplacements des particules du fluide [15].

- **La convection forcée**

Le mouvement du fluide est provoqué par un dispositif mécanique quelconque (pompe pour un liquide, ventilateur pour de l'air) [15].

Les nombres sans dimension

Le nombre de Nusselt :

Le nombre de Nusselt représente l'amélioration du transfert de chaleur à travers une couche de fluide résultant de la convection par rapport à la conduction à travers la même couche de fluide.

Plus le nombre de Nusselt est élevé, plus la convection est efficace. Un nombre de Nusselt de $Nu = 1$ pour une couche de fluide représente un transfert de chaleur à travers la couche par conduction pure [15].

$$Nu = \frac{h \times d}{k}$$

Le nombre de Prandtl :

Le nombre de Prandtl est un nombre adimensionnel qui caractérise le rapport entre la diffusivité thermique et la diffusivité cinématique d'un fluide. Il est défini comme le rapport de la viscosité cinématique du fluide à sa diffusivité thermique [15].

$$Pr = \frac{Cp \times \mu}{k}$$

Le nombre de Reynolds :

Le régime d'écoulement dépend principalement du rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses dans le fluide. Ce rapport est appelé nombre de Reynolds, qui est une grandeur adimensionnelle [15].

$$Re = \frac{G \times d}{\mu}$$

III.3.3 Rayonnement :

Le transfert de chaleur par rayonnement se produit entre deux corps non en contact, ayant une température différente. C'est d'ailleurs le seul mode naturel de propagation de chaleur au travers du vide. Contrairement à la convection, ce n'est pas l'air qui transporte l'énergie mais les rayons de chaleur. C'est le deuxième facteur d'échange thermique superficiel. [15]

La loi de Stefan-Boltzmann :

Permet de quantifier ces échanges. La puissance rayonnée par un corps est donnée par la relation :

$$P = \varepsilon S \sigma T^4$$

Avec :

- σ : constante de Stefan-Boltzmann ($5,6703 \cdot 10^{-8} \text{ W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$)
- ε : émissivité, coefficient sans unité qui vaut 1 pour un corps noir et qui est compris entre 0 et 1 selon l'état de surface du matériau
- S : superficie du corps
- T : température du corps (en kelvin) [15]

Chapitre IV : Les équipements thermiques

IV.1 Les aéroréfrigérants :

IV.1.1 Définition

Les aéroréfrigérants utilisent comme fluide réfrigérant l'air froid ambiant qui, après aspiration par des ventilateurs, traverse des faisceaux de tubes généralement ailetés à l'intérieur de quel circule un fluide à refroidir ou à condenser. Les faisceaux peuvent être horizontaux, verticaux ou inclinés, les circulations de l'air et du fluide côté tubes s'effectuant à courants croisés[16].

IV.1.2 Principe de fonctionnement :

L'aéroréfrigérant est un système de refroidissement qui utilise l'air ambiant pour dissiper la chaleur d'un fluide chaud. Son fonctionnement repose sur le transfert de chaleur entre le fluide chaud et l'air ambiant. L'échange de chaleur est basé sur les lois de la convection qui caractérise la propagation de la chaleur dans un fluide, dont les molécules sont en mouvement [16].

IV.1.3 Mode de tirage

On peut distinguer deux types de réfrigérants à air selon leur mode de tirage du fluide auxiliaire :

- ❑ **Tirage induit** : Le ventilateur est au-dessus du faisceau. (Figure IV.1)
- ❑ **Tirage forcé** : le ventilateur est sous le faisceau. (Figure IV.2) [16]

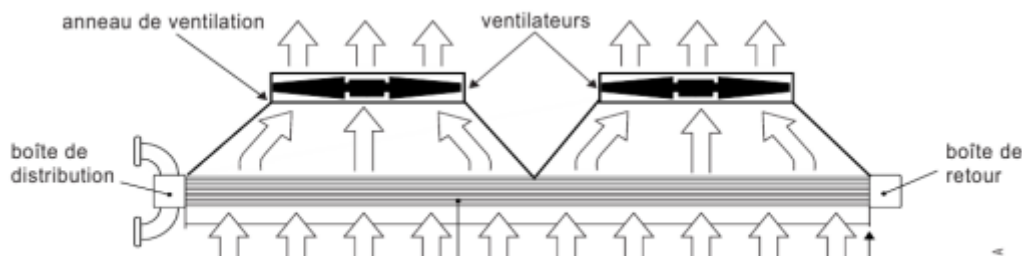


Figure IV. 1: Aéroréfrigérant par tirage induit. [25]

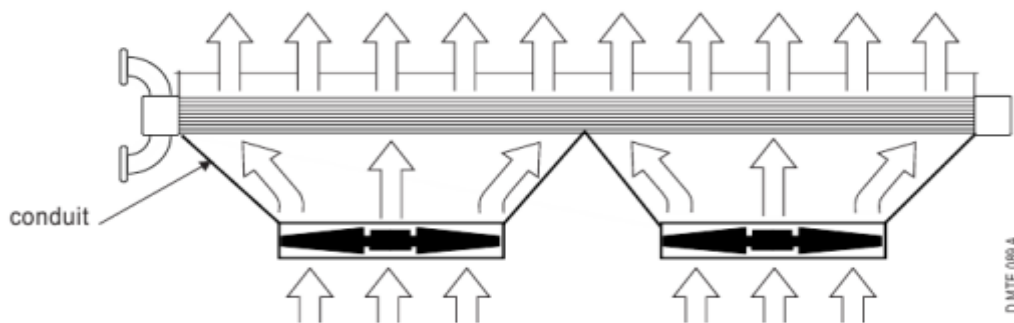


Figure IV. 2: Aéroréfrigérant par tirage forcé. [25]

Comparaison entre les deux tirages :

Les principaux avantages de deux types d'appareils sont résumés dans le (tableau IV.1) ci-dessous.

Tableau IV. 1 comparaison entre tirage forcé et tirage induit [17]

Tirage induit	Tirage forcé
– Bonne protection du faisceau – Moins de risques de recirculation d'air (vitesse de sortie de l'air plus grande) – Bonne distribution de l'air – Bon tirage naturel par effet de cheminée quand les ventilateurs sont arrêtés (conserve 30 à 40 % de son efficacité) – Place libre sous le faisceau pour l'installation d'autres équipements sous réserve des problèmes de sécurité.	– Bonne disposition de l'ensemble moto-ventilateur qui travaille dans l'air froid – Puissance consommée plus faible – Bonne accessibilité du faisceau – Pas d'axe traversant le faisceau – Moins de vibrations – Maintenance plus facile – Possibilité d'intervention sur un ventilateur hors arrêt.

IV.1.4 Les accessoires de l'aéroréfrigérant

L'aéroréfrigérant est composé d'une surface d'échange et d'un moyen de ventilation assurent la circulation de l'air à travers le faisceau de tubes et ailettes. Le fluide à refroidir circule à l'intérieur de tubes, tandis que l'air extérieur passe autour d'ailettes pour augmenter le coefficient d'échange thermique, le débit est réparti en une ou plusieurs passes grâce à des boîtes de distribution ou collecteurs, qui peuvent être à démontable ou soudé, Chaque tube est équipé d'un bouchon fileté permettant de le nettoyer [16].

Ils sont Constitués des éléments suivants :

❖ Bancs d'aéroréfrigérants :

Les aéroréfrigérants peuvent être constitués d'une Seule unité pour les débits d'air faibles et moyens et de plusieurs unités accolées pour les gros Débits d'air. Le regroupement de plusieurs aéroréfrigérants accolés et appelé banc. [16]

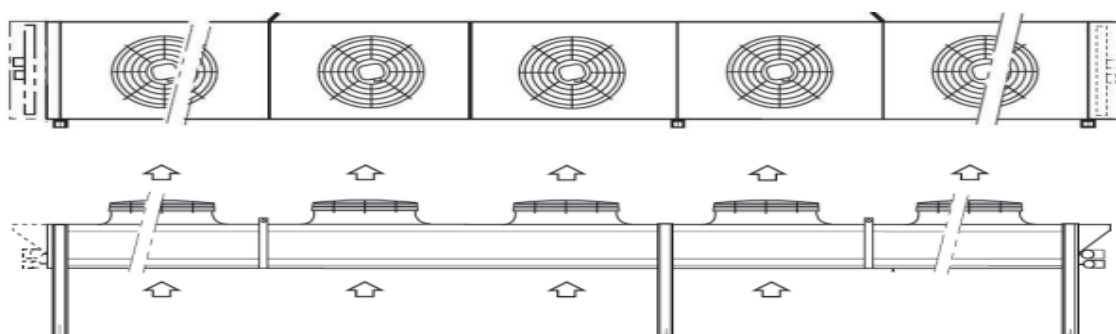


Figure IV. 3: Schéma de bancs d'aéroréfrigérants. [29]

❖ Faisceau tubulaire

Les faisceaux tubulaires des aéroréfrigérants sont souvent réalisés en utilisant des tubes munis d'ailettes extérieures transversales droites. Il en existe de divers types. Les ailettes sont de formes circulaires, carrées rectangulaires ou hexagonales etc. Ce sont des éléments monoblocs (extrudés à même le tube), ou rapportés et montés forcés sur les tubes, soit en L, soit en hélice, soit soudés ou encastrés. Elles sont réalisées dans le même matériau que le tube ou en matériau différent [16].

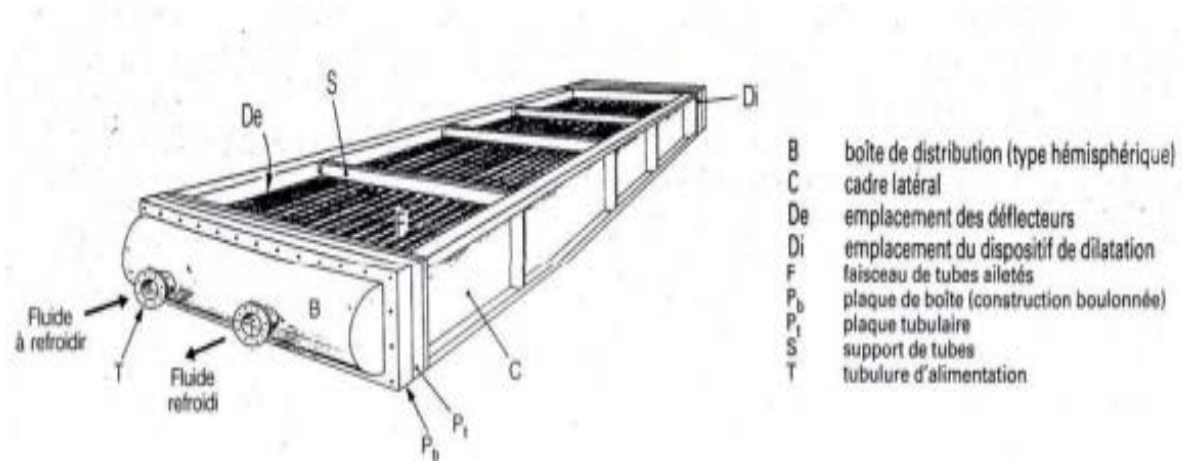


Figure IV. 4: Les éléments constitutifs d'un faisceau tubulaires. [29]

❖ Distributeurs ou collecteurs

A chaque extrémité du faisceau, le fluide à refroidir est réparti dans les tubes à l'aide des collecteurs.

Les collecteurs sont constitués de tôles et des pièces (tubulures à brides, attaches, etc.) de différentes épaisseurs et dimensions qui sont assemblées par soudage [16].

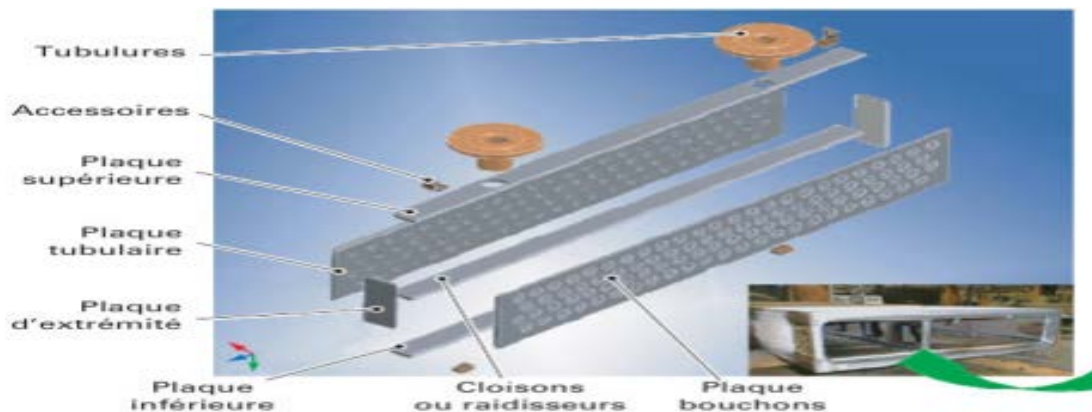


Figure IV. 5: Schéma éclaté d'un collecteur. [29]

❖ Des ventilateurs

La circulation d'air est assurée par un ou plusieurs ventilateurs entraînés par moteur électrique.

La distribution d'air froid ambiant sur les faisceaux tubulaires est assurée par la Rotation des ventilateurs axiaux dont le diamètre est de 2 à 5,5 m. Le rotor comprend un moyeu monté sur l'arbre du ventilateur, des pales montées sur le moyeu et dans certains cas un mécanisme de commande. Les pales, au nombre de 4 à 6, sont en aluminium, en alliage léger ou en résine polyester armée de fibres de verre. Afin d'obtenir une distribution d'air correct sur toute l'aire faciale des faisceaux, la surface occupée par les ventilateurs doit être au minimum égale à 40% de cette aire faciale.

La vitesse du ventilateur est définie en fonction du débit d'air nécessaire pour atteindre les performances thermiques souhaitées de l'appareil [16].

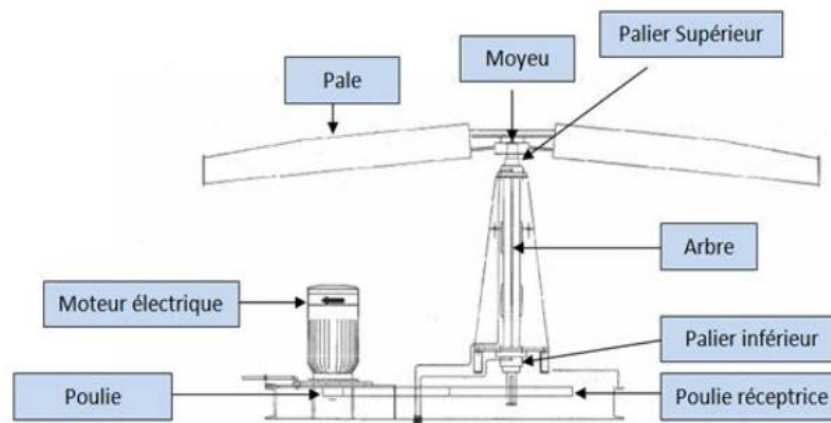


Figure IV. 6: Représentation du système de ventilation.[29]

❖ Le moteur et systèmes de transmission

Des moteurs électriques sont généralement utilisés pour l'entraînement des ventilateurs ; ces moteurs fournissent la puissance nécessaire aux ventilateurs pour assurer le débit d'air désiré. L'entraînement peut se faire par des moteurs électriques, à gaz, à essence, à systèmes hydrauliques ou par des turbines à vapeur. Les moteurs électriques sont de loin les plus utilisés.

La transmission de puissance du moteur au ventilateur peut être :

- ☐ Directe : l'arbre du ventilateur est relié directement au moteur.
- ☐ Indirecte : soit par poulies et courroies, soit par engrenages [16].

❖ Systèmes de distribution de l'air

On utilise le plus souvent des ventilateurs du type axial, c'est à dire manipulant de gros débits d'air. Pour les petites puissances, les pâles du ventilateur sont fixes, lorsque les puissances sont importantes, les pâles peuvent être variables et régulées pour contrôler le débit d'air. L'air est guidé vers le faisceau à travers un caisson de forme pyramide tronquée [16].

❖ Système de régulation

La régulation des ventilateurs peut s'avérer nécessaire, elle peut être du type « tout rien » ou du type « tout ou peu » ou de façon continue.

La régulation du débit d'air peut être réalisé soit :

- Par arrêt et marche (type tout ou rien).
- Par auvents manuels ou automatiques (marche continue du ventilateur).
- Par moteurs électriques à deux vitesses (Moteurs à plusieurs pôles magnétiques).
- Par ventilateur à pas variables automatiquement [16].

❖ Structure :

Poutres mécaniques et longerons divers pour, supporter les faisceaux, les ensembles moto-ventilateurs et les passerelles d'accès. Permettant les manœuvres et la maintenance [16].

IV.2 Les échangeurs de chaleurs

IV.2.1 Définition

Un échangeur de chaleur est un appareil où le transfert de chaleur se fait entre deux fluides possédant des températures différentes. Il permet l'échange de chaleur sans les mélanger et sans transfert de matière entre eux. Ils sont utilisés dans plusieurs secteurs comme : l'industrie, le transport, le résiduel ou le tertiaire. Le transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur implique la présence de l'effet de la convection dans chaque fluide et la conduction à travers la paroi séparant les deux fluides [18].

IV.2.2 Principe de fonctionnement

Le principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur est défini par la circulation de deux fluides (chaud et froid) à travers des conduites qui les mettent en contact thermique à travers une paroi généralement métallique. Ce qui favorise l'échange entre eux, de manière générale, c'est le fluide chaud qui transfère de la chaleur au fluide froid.

Le problème majeur consiste à définir une surface d'échange suffisante entre les deux fluides pour transférer la quantité de chaleur nécessaire dans une configuration donnée.

Cette dernière ne dépend pas uniquement de la surface, mais aussi :

- Des températures d'entrée
- Des caractéristiques thermiques des fluides (chaleurs spécifiques, conductivité thermique, etc.)
- Des coefficients d'échange par convection [19].

IV.2.3 Les fonctions d'un échangeur de chaleur

Les applications des échangeurs de chaleur sont très nombreuses, on peut les regrouper en quatre fonctions principales :

- ❖ La fonction réfrigération
- ❖ La fonction chauffage
- ❖ La fonction condensation
- ❖ La fonction vaporisation [4]

IV.2.4 Classification des échangeurs de chaleurs :

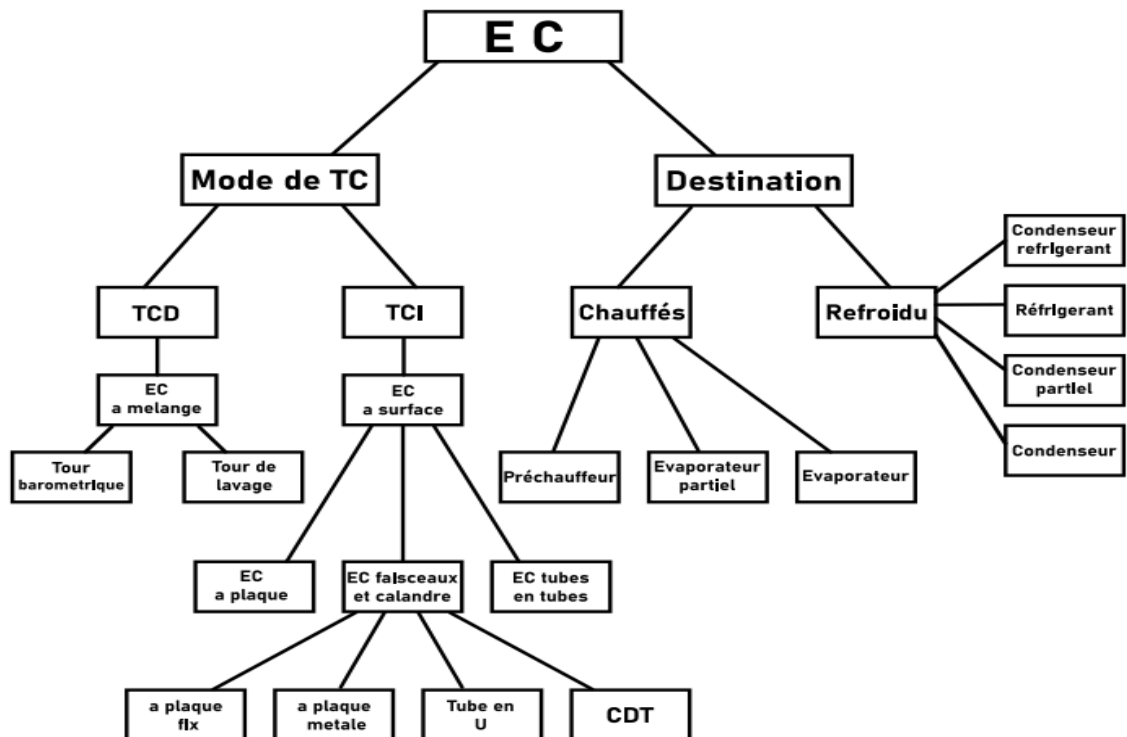


Figure IV. 7: Classification des échangeurs de chaleurs [23]

IV.2.5 Choix de l'échangeur

Le choix d'un échangeur de chaleur dépend de plusieurs facteurs, tels que :

- Les caractéristiques des fluides (température, pression, viscosité, etc.)
- La quantité de chaleur à transférer
- Les contraintes d'espace et de budget
- Les exigences de performance (efficacité, précision du contrôle de la température, etc.) [4]

Dans notre étude on a utilisé l'échangeur à faisceaux et calandre grâce à son grand transfert de chaleur avec des efficacités élevées, sa capacité de supporter des températures et des pressions élevées, répondre à une large gamme d'application et sa facilité d'entretenir et à nettoyer.

IV.2.6 Echangeur à faisceaux et calandre

IV.2.6.1 Définition

Un schéma classique d'un échangeur à tubes dans une enveloppe en forme de calandre comprend un faisceau de tubes disposé à l'intérieur dénommée calandre. L'un des fluides circule à l'intérieur des tubes tandis que l'autre circule à l'extérieur des tubes (à l'intérieur de la calandre). Des chicanes sont généralement ajoutées à l'intérieur de la calandre pour favoriser la turbulence et améliorer le transfert de chaleur à l'extérieur des tubes.

Aux extrémités du faisceau de tubes, des boîtes de distribution sont fixées pour assurer la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau, en une ou plusieurs passes.

La calandre également équipée de tubulures d'entrée et de sortie pour le second fluide, qui circule à l'extérieur des tubes en suivant le chemin imposé par les chicanes [19].

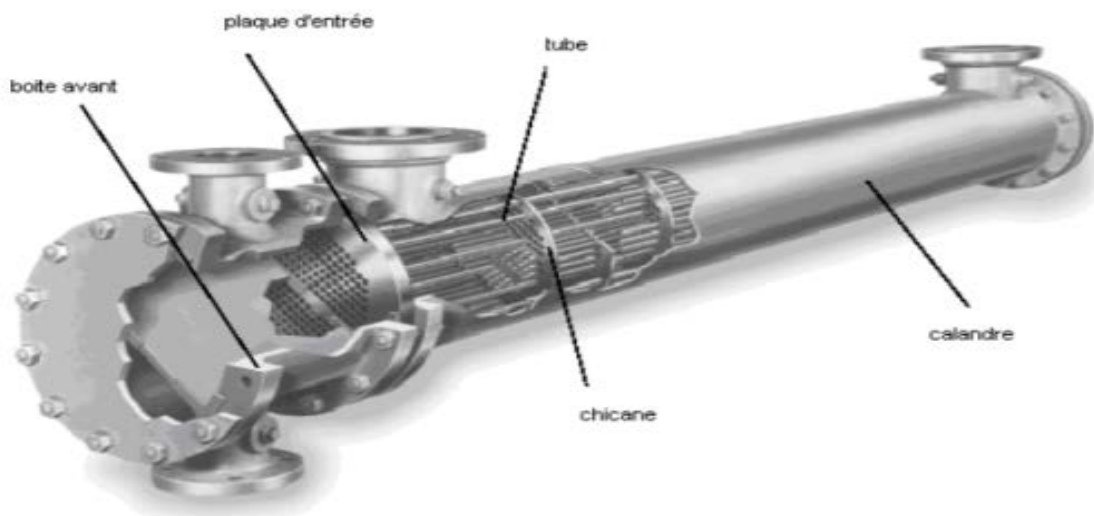


Figure IV. 8: Vue éclatée d'un échangeur tube et calandre [30].

IV.2.6.2 Les accessoires de l'échangeur faisceaux et calandre

❖ La calandre

La calandre (ou virole) est l'enveloppe métallique cylindrique entourant le faisceau tubulaire. On rencontre indifféremment les différentes géométries (types E à F) du standard TEMA. Les dimensions des calandres sont normalisées et leur matériau de construction doit bien évidemment rester compatible avec le fluide utilisé [20].

❖ Le faisceau de tubes

Le faisceau de tubes, composé de l'ensemble des tubes de l'échangeur, est fixé aux boîtes de distribution et de retour par expansion (mandrinage), soudage ou une combinaison des deux procédés. Il peut être formé de tubes droits reliant les deux boîtes de distribution ou de tubes en U, connectés à une seule [20].

❖ La disposition des tubes

Elle s'effectue selon une disposition soit au pas carré, soit au pas triangulaire. Compte tenu de l'orientation du faisceau par rapport à la direction générale du fluide circulant dans la calandre [20].

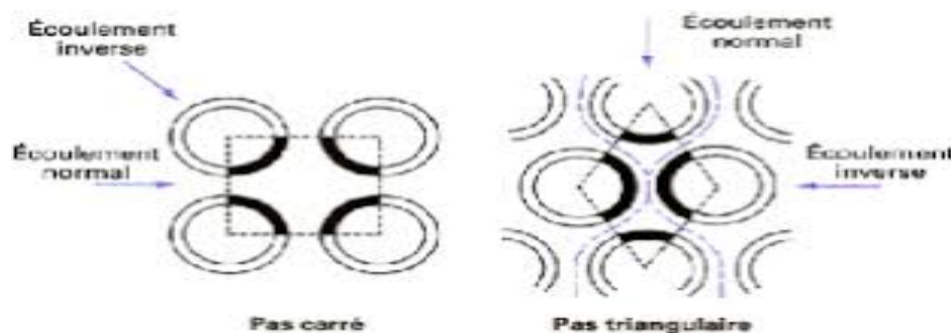


Figure IV. 8: disposition des tubes du faisceau. [19]

❖ Plaques tubulaires :

Ce sont des plaques percées qui supportent les tubes à leurs extrémités. Leurs épaisseurs varient entre 5 et 10 cm. Les tubes généralement sont fixés par soudage [21].



Figure IV. 9: la plaque tubulaire. [30]

❖ Les chicanes

De forme verticale, elles servent à assurer une bonne rigidité du faisceau et un bon brassage du fluide, car en augmentant la vitesse d'écoulement de celui-ci, elles améliorent le coefficient d'échange [21].



Figure IV. 10: Les chicanes [30].

❖ Tirants et entretoises :

Assurent la liaison et l'espacement des chicanes et confèrent de la rigidité au faisceau [21].



Figure IV. 11: Tirants et Entretoises [30].

❖ Déflecteur :

Assure l'orientation de l'écoulement du fluide entrant afin d'assurer une bonne distribution de celui-ci et protège dans certains cas, le faisceau contre l'impact direct du fluide entrant [21].



Figure IV. 12: Déflecteur [30].

❖ Les boîtes de distribution :

Les boîtes de distribution sont utilisées pour diriger le fluide à travers le faisceau de tubes. Ces boîtes comprennent des brides d'entrée et de sortie, ainsi qu'une boîte de retour (sauf pour les tubes en U). Le cloisonnement de ces boîtes force le fluide à traverser plusieurs sections du faisceau, ce qui augmente sa vitesse et améliore le transfert de chaleur. Cette configuration est caractérisée par un nombre pair de passages dans le faisceau [20].

IV.2.6.3 Mode de circulation des fluides

Il existe plusieurs schémas de circulation d'un fluide dans les échangeurs :

- ❑ **La circulation à co-courants (courants parallèles) :** les fluides prennent le même sens pour circuler au niveau de la surface d'échange.
- ❑ **La circulation à courants opposés (contre-courants) :** les deux fluides parcourent un sens opposé dans la surface d'échange, ce qui produit un écart de température conséquent.
- ❑ **La circulation à courants croisés :** Dans ce mode de circulation, les fluides circulent de manière perpendiculaire l'un par rapport à l'autre. Cela est souvent obtenu grâce à l'utilisation de chicanes qui forcent le fluide de la calandre à contourner les tubes, créant ainsi une circulation locale à courants croisés [19].

IV.2.6.4 Choix des fluides à l'intérieur du faisceau et dans la calandre

Le choix de l'attribution des fluides dans les échangeurs obéit généralement aux règles Suivantes :

- ❑ Le fluide le plus encrassant est alloué au côté des tubes. Cependant, les tubes peuvent facilement être nettoyés, surtout lorsque le nettoyage mécanique est obligatoire.
- ❑ Les fluides sous haute pression sont dirigés à travers les tubes en raison de leur petit diamètre, permettant de maintenir la pression, et pour faciliter la construction sans nécessiter de joints d'étanchéité ou de raccords haute pression comme c'est le cas pour les calandres.
- ❑ Les fluides corrosifs sont dirigés à travers les tubes pour éviter une corrosion simultanée des tubes et de la calandre. L'utilisation d'un métal anticorrosion uniquement pour les tubes peut être plus économique que pour l'ensemble des tubes et de la calandre.

IV.2.6.5 Nomenclature des échangeurs tubulaires :

Un échangeur TEMA est désigné par trois lettres représentant respectivement le type de boîte avant, de calandre et de boîte arrière de l'échangeur ;

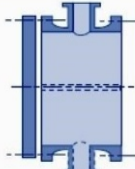
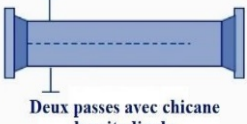
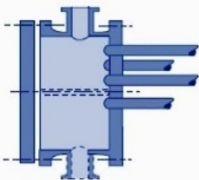
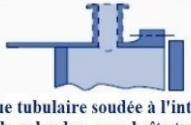
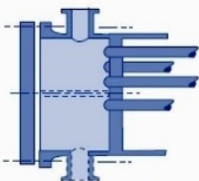
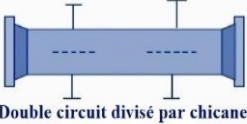
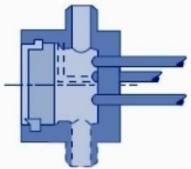
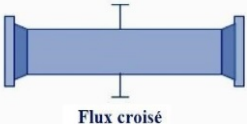
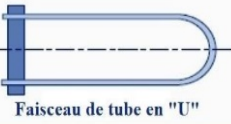
Extrémité avant (Type de boîtes fixes)	Type de calandre	Extrémité arrière (Type de boîtes)
A  Boîte avec couvercle démontable	E  Simple passe	L  Plaque tubulaire formant bride de calandre, avec boîte type "A"
B  Boîte à fond bombé monobloc	F  Deux passes avec chicane longitudinale	M  Plaque tubulaire formant bride de calandre, avec boîte type "B"
C  Couvercle et faisceau tubulaire démontables	G  Circuit divisé par chicane longitudinale	N  Plaque tubulaire soudée à l'intérieure de la calandre, avec boîte type "C"
N  Plaque fixe et couvercle démontable	H  Double circuit divisé par chicanes longitudinales	P  Tête glissante extérieure avec presse garniture
D  Boîte spéciale pour haute pression	J  Circuit divisé par chicanes longitudinales	S  Tête flottante à contre bride
	K  Rebouilleur de type Kettle	T  Tête flottante rétractable
	X  Flux croisé	U  Faisceau de tube en "U"
		W  Plaque tubulaire flottante scellée à l'extérieur

Figure IV. 13: Embouts standards des échangeurs de chaleur à tube et calandre selon TEMA.
[22]

Chapitre V : Partie calcul

V.1 Présentation de la problématique :

La batterie d'aéroréfrigérant destinée à condenser le propane récupéré à partir des deux solutions (DAO : C3 et Asphalte : C3) a été dimensionnée par le constructeur sur la base d'une température ambiante de 27 C.

Cette dernière atteint des valeurs nettement supérieures qui peuvent atteindre les 40C en été. Durant la période de l'été, lorsque la température augmente, la capacité de condensation de la batterie d'aéroréfrigérant diminue et la pression dans le ballon tampon de propane augmente considérablement.

En dépassant la pression de tarage de la soupape, l'évacuation du propane à partir de ce ballon vers le réseau fuel gaz devient inévitable. Pour maintenir toujours l'unité en fonctionnement, le problème impose une diminution du taux de marche de l'unité, qui se traduit automatiquement par une réduction de la quantité de solvant utilisé afin d'assurer sa condensation complète dans la batterie d'aéroréfrigérants.

Le but de cette étude portera sur la recherche d'une solution, qui permettra de faire fonctionner l'unité à sa capacité maximale. Pour mettre en évidence l'influence du changement de cette température sur la condensation du propane au niveau de la batterie d'aéroréfrigérants et permettre le fonctionnement à régime maximal, il sera nécessaire de vérifier en premier lieu la surface d'échange de l'aéroréfrigérant aux conditions sévères, et de dimensionner d'un nouveau refroidisseur entre aéroréfrigérant 22E2 et le ballon de récupération 22D1 qui nous permet de refroidir toute la quantité du propane récupérée, diminuer la pression au sein de 22D1 d'atteindre un taux de charge maximal.

L'étude est complétée par simulation à l'aide du logiciel Hysys afin dimensionner le refroidisseur en vue d'avoir une bonne condensation du propane.

V.2 Vérification de la surface d'échange de l'aéroréfrigérant 22E2

V.2.1 Données de calcul

V.2.1.1 Les caractéristiques physiques du propane

Les caractéristiques physiques du propane sont représentées sur le tableau suivant :

Tableau V. 1: Les caractéristiques physiques du propane

La température de condensation ($^{\circ}\text{C}$)	60
La chaleur latente de condensation Λ (Kcal /Kg)	63
Enthalpie H_{94}^V à $T_1 = 94^{\circ}\text{C}$ (Kcal/Kg)	121.5
Enthalpie H_{60}^V à $T'_1 = 60^{\circ}\text{C}$ (Kcal/Kg)	103
Enthalpie H_{60}^L à $T'_2 = 60^{\circ}\text{C}$ (Kcal/Kg)	40
Enthalpie H_{57}^L à $T_2 = 57^{\circ}\text{C}$ (Kcal/Kg)	37

V.2.1.2 Données du processus des deux fluides

Les paramètres de fonctionnement de la batterie d'aéroréfrigérants (22E2) côté propane et côté air sont regroupés dans le tableau sous-dessous :

Tableau V. 2: Les paramètres de fonctionnement des deux fluides

Caractéristiques	Tube	Calandre
Fluide	Propane	Air
Débit $\dot{m}$ (Kg/h)	57090	/
Température d'entrée ($^{\circ}\text{C}$)	94	42
Température de sortie ($^{\circ}\text{C}$)	57	/
Pression d'entrée P (bar)	21.5	/
Coefficient de salissure r ($\text{h.m}^2. ^{\circ}\text{C.Kcal}$)	0.0002	0.0004

V.2.1.3 Caractéristiques géométriques

Les dimensionnements des tubes et des ailettes de la batterie d'aéroréfrigérant (22E2) sont données dans les tableaux suivants :

Tableau V. 3: Les caractéristiques géométriques des tubes

Diamètre extérieur d_0 (m)	0.0254
Diamètre intérieur d_i (m)	0.021184
Conductibilité thermique λ (Kcal/m.h.°C)	45
Longueur L (m)	9.144
Largeur de la cellule I (m)	4.88
Surface faciale FA (m^2)	89.25
Pas des tubes (Triangulaire) S_1 (m)	0.0668
Nombre de rangée N_r	4
Nombre du tube total N_t	560
Nombre de passes N_p	4
Nombre des tubes par rangée	35
Nombre de cellule	2
Nombre de faisceaux	4
Nombre de ventilateurs	4
Diamètre de ventilateur (m)	3.933

Tableau V. 4: Les caractéristiques géométriques des ailettes

Diamètre extérieur D_f (mm)	57.2
Epaisseur t (mm)	0.406
Hauteur l (mm)	15.9
Espacement s (mm)	1.9
Nombre d'ailettes par mètre	434
Rapport $\frac{A_t}{A_0}$ (surface étendue par la surface des tubes nus)	23

V.2.2 Le calcul de vérification

V.2.2.1 Calcul de la surface d'échange installé (m²)

$$A_0 = \pi \times d_0 \times L \times N_t$$

$$A_0 = \pi \times 0.0254 \times 9.144 \times 560$$

$$A_0 = 408.6 \text{ m}^2$$

V.2.2.2 Calcul la surface faciale installé

$$FA = L \times \text{Largeur de la cellule} \times \text{Nombre de cellule}$$

$$FA = 9.144 \times 4.88 \times 2$$

$$FA = 89.25 \text{ m}^2$$

V.2.2.3 La vitesse faciale

Les vitesses de l'air recommandées en fonction du nombre de rangées sont données dans le tableau V.5 :

Tableau V. 5 : Les vitesses de l'air recommandées en fonction du nombre de rangées

Nombre de rangées, Nr	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Vitesse faciale Vf (m/s)	3.20	3.02	2.87	2.75	2.58	2.48	2.36	2.26	2.16

La batterie d'aéroréfrigérant E2 comporte 4 rangées de tubes (Nr=4)

Donc la vitesse faciale recommandée :

$$Vf = 3.02 \text{ m/s}$$

V.2.2.4 Calcul la quantité de chaleur échangé

A partir du bilan thermique, on a :

$$Q_p = Q_a$$

$$Q_p = \dot{m}_p \times (H_{94}^v - H_{60}^v) + \dot{m}_p \times \Lambda + \dot{m}_p \times (H_{60}^L - H_{57}^L)$$

$$Q_a = \dot{m}_a \times C_p \times (t_2 - t_1)$$

Avec :

Q_p : La quantité de chaleur de propane en kcal/h

$\dot{m}_p$: Le débit de propane m³/h

Q_a : La quantité de chaleur de l'air en kcal/h

$\dot{m}_a$: Le débit de l'air en m³/h

C_p : La chaleur spécifique de l'air en Kcal/kg.°C

La chaleur dans la batterie 22E2 passe par trois zones (Désurchauffe, condensation, et sous-refroidissement).

$$Q_p = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

La quantité de chaleur de la zone de désurchauffe Q_1 :

$$Q_1 = \dot{m}_p \times (H_{94}^v - H_{60}^v)$$

$$Q_1 = 57090 \times (121.5 - 103)$$

$$Q_1 = 1056165 \text{ Kcal /h}$$

La quantité de chaleur de la zone de condensation Q_2 :

$$Q_2 = \dot{m}_p \times \Lambda$$

$$Q_2 = 57090 \times 63$$

$$Q_2 = 3596670 \text{ Kcal/h}$$

La quantité de chaleur de la zone de sous-refroidissement Q_3 :

$$Q_3 = \dot{m}_p \times (H_{60}^L - H_{57}^L)$$

$$Q_3 = 57090 \times (40 - 37)$$

$$Q_3 = 171270 \text{ Kcal/h}$$

Donc :

$$Q_p = 4824105 \text{ Kcal/h}$$

V.2.2.5 Température de l'air à la sortie (t_2)

$$Q_a = V_f \times 1038 \times FA \times (t_2 - t_1)$$

$$t_2 = \frac{Q_a}{V_f \times 1038 \times FA} + t_1$$

$$t_2 = \frac{4824105}{3.02 \times 1038 \times 89.25} + 27$$

$t_2 = 44.22 \text{ °C}$

V.2.2.6 Débit massique d'air de réfrigération ($\dot{m}_a$)

$$Q_a = \dot{m}_a \times C_p \times (t_2 - t_1)$$

$$\dot{m}_a = \frac{Q_a}{C_p \times (t_2 - t_1)}$$

$$\dot{m}_a = \frac{4824105}{0.24 \times (44.22 - 27)}$$

$\dot{m}_a = 1167272.79 \text{ kg/h}$

V.2.2.7 Coefficient de transfert de chaleur coté air (h_{air})

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

La formule de E. Briggs et E. YOUNG :

$$h_{air} = \frac{Nu \times \lambda_{air}}{d_0}$$

Calcul nombre de Nusselt :

$$Nu = 0.134 \times Re^{0.681} \times Pr^{\frac{1}{3}} \times \left(\frac{S}{l}\right)^{0.2} \times \left(\frac{S}{t}\right)^{0.1134} \times \frac{A_t}{A_0}$$

A_t : Surface totale des tubes y compris les ailettes (m^2)

A_0 : Surface totale des tubes nus (m^2)

$$\frac{A_t}{A_0} = \frac{9400}{408.8} = 23$$

S : Espacement entre les ailettes (mm)

l : Hauteur de l'ailette (mm)

t : Epaisseur de l'ailette (mm)

Calcule nombre de Reynolds (R_e) :

$$R_e = \frac{d_0 \times G_{max}}{\mu_a}$$

Vitesse massique (G_{max}) :

$$G_{max} = \frac{\dot{m}_a}{FA \times 3600} \times \frac{V_m}{V_f}$$

On suppose que : $\frac{V_m}{V_f} = 2$

Tel que :

V_m : Volume mère.

V_f : Volume fille.

$$G_{max} = \frac{1167272.79}{89.25 \times 3600} \times 2$$

$$G_{max} = 7.27 \text{ Kg /s.m}^2$$

$$R_e = \frac{0.0254 \times 7.27}{1.85 \times 10^{-5}}$$

$$R_e = 9975.94$$

Calcul nombre de Prandtl :

$$P_r = \frac{Cp_{air} \times \mu_{air}}{\lambda_{air}}$$

$$P_r = \frac{0.24 \times 1.85 \times 10^{-5} \times 3600}{0.023}$$

$$P_r = 0.695$$

$$N_u = 0.134 \times (9975.94)^{0.681} \times (0.695)^{\frac{1}{3}} \times \left(\frac{1.9}{0.406}\right)^{0.1134} \times 23 \times \left(\frac{1.9}{15.9}\right)^{0.2}$$

$$N_u = 1124.41$$

$$h_{air} = \frac{N_u \times \lambda_{air}}{d_0}$$

$$h_{air} = \frac{1124.41 \times 0.023}{0.0254}$$

$$h_{air} = 1018.16 \text{ Kcal/h.m}^2\text{°C}$$

Avec : λ_{air} : Conductivité thermique de l'air, Kcal/m h °C

μ_a : Viscosité dynamique de l'air, Kg/m h

V.2.2.8 Calcul la surface d'échange ($A_{calculé}$) à une température 27°C

La condensation du propane dans la batterie d'aéroréfrigérant 22E2 se déroule en trois étapes : (Désurchauffe, condensation, et sous-refroidissement).

La figure représente la courbe de condensation de propane :

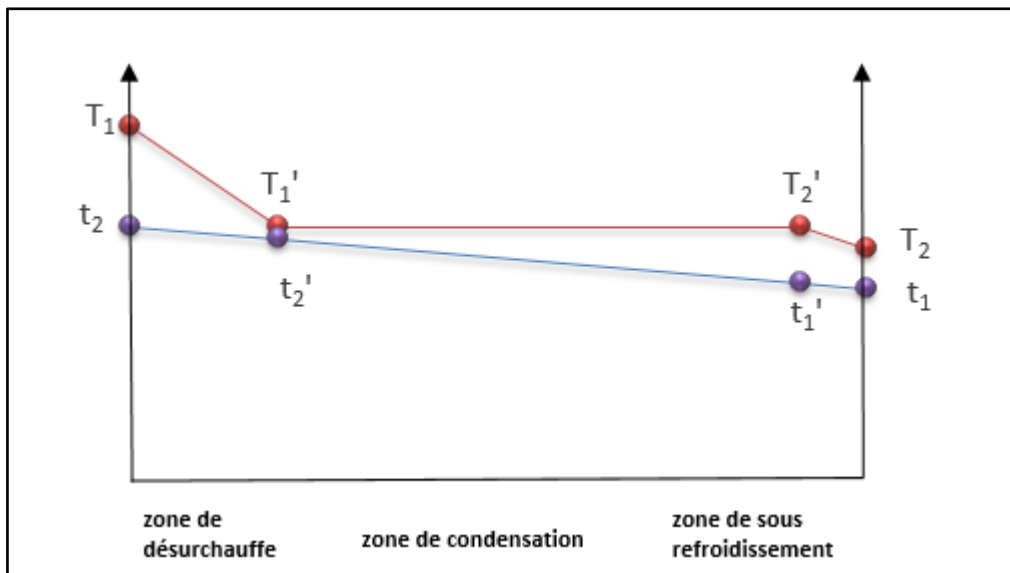


Figure V. 1: courbe de condensation

V.2.2.9 Les caractéristiques physicochimiques du propane

Sont représentées dans le tableau :

Tableau V. 6:Les caractéristiques physicochimiques du propane.

Zone désurchauffe ($T_{\text{moy}}=77\text{ }^{\circ}\text{C}$)	Zone de condensation ($T_{\text{moy}}=60\text{ }^{\circ}\text{C}$)	Zone de sous-refroidissement ($T_{\text{moy}}= (58.5\text{ }^{\circ}\text{C})$)
$\rho = 32\text{ Kg/m}^3$	$\rho = 435\text{ Kg/m}^3$	$\rho = 435\text{ Kg/m}^3$
$\mu = 1.3 \times 10^{-5}\text{ Kg/m.s}$	$\mu = 6.7 \times 10^{-5}\text{ Kg/m.s}$	$\mu = 7.4 \times 10^{-5}\text{ Kg/m.s}$
$\lambda = 0.02\text{ Kcal/h.m.}^{\circ}\text{C}$	$\lambda = 0.115\text{ Kcal/h.m.}^{\circ}\text{C}$	$\lambda = 0.115\text{ Kcal/h.m.}^{\circ}\text{C}$
$C_p = 0.73\text{ Kcal/kg.}^{\circ}\text{C}$	/	$C_p = 0.77\text{ Kcal/kg.}^{\circ}\text{C}$

Pour chaque zone, on calcul les paramètres suivants :

- La chaleur échangée
- La température de l'air
- Le coefficient de transfert de chaleur du propane
- La différence de température logarithmique moyenne
- La surface d'échangée La surface d'échange totale calculée sera la somme des trois surfaces

V.2.2.10 Zone de désurchauffe

Refroidissement des vapeurs de propane de la température T_1 à T_1' .

- **La quantité de chaleur échangée :**

$$Q_1 = 1056165\text{ Kcal/h}$$

- **La température de l'air (t_2') :**

$$t_2' = t_2 - \frac{Q_1}{\dot{m}_a \times C_{p_a}}$$

$$t_2' = 44.22 - \frac{1056165}{1167272.79 \times 0.24}$$

$t_2' = 40.45\text{ }^{\circ}\text{C}$
--

- la différence de température logarithmique moyenne ΔTLM_1 :

$$\Delta TLM_1 = \frac{(T_1 - t_2) - (T'_1 - t'_2)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T'_1 - t'_2}\right)}$$

$$\Delta TLM_1 = \frac{(94 - 44.22) - (60 - 40.45)}{\ln\left(\frac{94 - 44.22}{60 - 40.45}\right)}$$

$$\Delta TLM_1 = 32.34 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

- Calcul le coefficient de transfert de chaleur du propane vapeur (h_{it}) :

Nusselt exprimé par équation suivante :

$$Nu = 0.023 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.4}$$

Avec :

$n = 0.4$ lorsqu'on refroidit le tube.

$n = 0.3$ lorsqu'on réchauffe le tube.

Dans notre cas on prend $n = 0.4$

Calcul le nombre de Reynolds (Re) :

$$Re = \frac{G_t \times d_i}{\mu_p^v}$$

Calcul la vitesse massique du propane vapeur (G_t) :

$$G_t = \frac{\dot{m}_p}{a_t}$$

Avec : a_t : Section de passage côté tube [m^2]

$$a_t = \frac{N_t \times \pi \times d_i^2}{N_p \times 4}$$

$$a_t = \frac{560 \times \pi \times 0.021184^2}{4 \times 4}$$

$$a_t = 0.049 m^2$$

Donc :

$$G_t = \frac{57090}{0.049}$$

$$G_t = 1165102.04 \text{ Kg/h.m}^2$$

Et :

$$Re = \frac{1165102.04 \times 0.021184}{1.3 \times 10^{-5} \times 3600}$$

$$Re = 527382.94$$

Calcul nombre de Prandtl (Pr) :

$$Pr = \frac{cp^v \times \mu p^v}{\lambda p^v}$$

$$Pr = \frac{0.73 \times 1.3 \times 10^{-5} \times 3600}{0.02}$$

$$Pr = 1.708$$

Calcul nombre de Nusselt (Nu) :

$$Nu_u = 0.023 \times 527382.94^{0.8} \times 1.708^{0.4}$$

$$Nu_u = 1077.57$$

Calcul coefficient de transfert de chaleur du propane vapeur h_{i1} :

$$h_{i1} = \frac{Nu_u \times \lambda p^v}{d_i}$$

$$h_{i1} = \frac{1077.57 \times 0.02}{0.021184}$$

$$h_{i1} = 1017.34 \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{C}$$

Le coefficient de transfert de chaleur rapporté à la surface extérieur du tube (h_{iet}) :

$$h_{ie1} = h_{i1} \times \frac{d_i}{d_0}$$

$$h_{ie1} = 848.48 \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{C}$$

$$h_{ie1} = 1017.34 \times \frac{0.021184}{0.0254}$$

- Coefficient global de transfert de chaleur (U_1) :

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{h_a} + \frac{1}{h_{ie1}} + r_1 \times \frac{d_0}{d_i} + r_2 \times \frac{e}{\lambda_t}}$$

Avec :

$$e = \frac{d_o - d_i}{2}$$

$$e = \frac{0.0254 - 0.021184}{2}$$

$$e = 0.002108 \text{ m}$$

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{1018.16} + \frac{1}{848.48} + 0.0002 \times \frac{0.0254}{0.021184} + 0.0004 \times \frac{0.002108}{45}}$$

$$U_1 = 416.57 \text{ Kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Où :

h_a : Coefficient de transfert de chaleur de l'air (Kcal/h.m².°C)

h_{ie1} : Coefficient de transfert de chaleur du propane vapeur (Kcal/h.m².°C)

r_1 : Résistance d'encrassement coté tubes (m²h°C/Kcal)

r_2 : Résistance d'encrassement coté ailettes (m²h°C/Kcal)

e : Epaisseur du tube (m)

λ : Conductivité thermique du tube (Kcal/h.m.°C)

- **Surface d'échange calculée (A_1) :**

$$Q_1 = U_1 \times A_1 \times \Delta TLM_1$$

$$A_1 = \frac{Q_1}{U_1 \times \Delta TLM_1}$$

$$A_1 = \frac{1056165}{416.57 \times 32.34}$$

$$A_1 = 78.40 \text{ m}^2$$

V.2.2.11 Zone de condensation

- **La quantité de chaleur échangée :**

$$Q_2 = 3596670 \text{ Kcal/h}$$

- La température de l'air (t_1') :

$$t_1' = t_2' - \frac{Q_2}{\dot{m}_a \times C_{p_a}}$$

$$t_1' = 40.45 - \frac{3596670}{1167272.79 \times 0.24}$$

$$t_1' = 27.61 \text{ °C}$$

- la différence de température logarithmique moyenne ΔTLM_2 :

$$\Delta TLM_2 = \frac{(T_1' - t_2') - (T_2' - t_1')}{\ln\left(\frac{T_1' - t_2'}{T_2' - t_1'}\right)}$$

$$\Delta TLM_2 = \frac{(60 - 40.45) - (60 - 27.61)}{\ln\left(\frac{60 - 40.45}{60 - 27.61}\right)}$$

$$\Delta TLM_2 = 25.43 \text{ °C}$$

- Coefficient de transfert de chaleur du propane en écoulement diphasique (hi2) :

On a : $\frac{4 \times \Gamma'}{\mu_t}$

Pour un faisceau de tubes horizontaux, on prend :

$$\Gamma' = \frac{M_i}{0.5 \times N_t \times L}$$

$$\Gamma' = \frac{7.22 \times 10^9}{0.5 \times 560 \times 9.144}$$

$$\Gamma' = 2819960.005 \text{ Kg/m}$$

$$\frac{4 \times \Gamma'}{\mu_t} = \frac{4 \times 2819960.005}{6.7 \times 10^{-5}} = 1.68 \times 10^{11} > 4000$$

Donc : le régime est turbulent.

Tel que :

$$h_{i2} = 0.0077 \times \left(\frac{4 \times \Gamma'}{\mu_t}\right)^{0.4} \times \left(\frac{\lambda^3 \times \rho_t^2 \times g}{\mu_t^2}\right)^{\frac{1}{3}}$$

Avec :

Γ' : Débit masse linéique de condensat en Kg/m

M_i : La masse de propane condensé en Kg

N_t : Nombre de tubes total

L : Longueur du tube, m

μ_l : Viscosité du propane liquide, Kg/ms

ρ_l : Masse volumique du propane liquide, Kg/m³

λ_l : Conductivité thermique du propane liquide, Kcal/mh°C

g : Accélération de la pesanteur, m/s²

$$h_{i2} = 0.0077 \times (1.68 \times 10^{11})^{0.4} \times \left(\frac{0.115^3 \times 435^2 \times 9.81}{(6.7 \times 10^{-5})^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$h_{i2} = 1125.01 \text{ Kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Le coefficient de transfert de chaleur rapporté à la surface extérieure du tube (h_{ie2}):

$$h_{ie2} = h_{i2} \times \frac{d_i}{d_o}$$

$$h_{ie2} = 1125.01 \times \frac{0.021184}{0.0254}$$

$$h_{ie2} = 938.28 \text{ Kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

- Coefficient global de transfert de chaleur (U_2) :

$$U_2 = \frac{1}{\frac{1}{h_a} + \frac{1}{h_{ie2}} + r_1 \times \frac{d_o}{d_i} + r_2 \times \frac{e}{\lambda_t}}$$

$$U_2 = \frac{1}{\frac{1}{1018.16} + \frac{1}{938.28} + 0.0002 \times \frac{0.0254}{0.021184} + 0.0004 \times \frac{0.002108}{45}}$$

$$U_2 = 436.9 \text{ Kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

- Surface d'échange calculée (A_2) :

$$Q_2 = U_2 \times A_2 \times \Delta TLM_2$$

$$A_2 = \frac{Q_2}{U_2 \times \Delta TLM_2}$$

$$A_2 = \frac{3596670}{436.9 \times 25.43}$$

$$A_2 = 323.72 \text{ m}^2$$

V.2.2.12 Zone de sous refroidissement

Refroidissement du propane liquide de la température T_1' à T_2' :

- La quantité de chaleur échangée :

$$Q_3 = 171270 \text{ Kcal/h}$$

- La différence de température logarithmique moyenne ΔTLM_1 :

$$\Delta TLM_3 = \frac{(T'_2 - t'_1) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T'_2 - t'_1}{T_2 - t_1}\right)}$$

$$\Delta TLM_3 = \frac{(60 - 27.61) - (57 - 27)}{\ln\left(\frac{60 - 27.61}{57 - 27}\right)}$$

$$\Delta TLM_3 = 31.18 \text{ °C}$$

- Calcul coefficient de transfert de chaleur du propane vapeur (h_{it}) :

Nusselt exprimé par équation suivante :

$$N_u = 0.027 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.4} \times \left(\frac{\mu}{\mu_l}\right)^{0.14}$$

On considérant : $\frac{\mu}{\mu_l} = 1$

$$\text{Donc : } N_u = 0.027 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.4}$$

Calcul le nombre de Reynolds (Re) :

$$Re = \frac{G_t \times d_i}{\mu_p^l}$$

Calcule la vitesse massique du propane vapeur (G_t) :

$$G_t = \frac{\dot{m}_p}{a_t}$$

$$\text{Avec : } a_t = \frac{N_t \times \pi \times d_i^2}{N_p \times 4}$$

$$a_t = \frac{560 \times \pi \times 0.021184^2}{4 \times 4}$$

$$a_t = 0.049 \text{ m}^2$$

Donc :

$$G_t = \frac{57090}{0.049}$$

$$G_t = 1165102.04 \text{ Kg/h.m}^2$$

$$\text{Et : } R_e = \frac{1165102.04 \times 0.021184}{7.4 \times 10^{-5} \times 3600}$$

$$R_e = 92648.35$$

Calcul nombre de Prandtl (Pr) :

$$P_r = \frac{c p^l \times \mu p^l}{\lambda p^l}$$

$$P_r = 1.78$$

$$P_r = \frac{0.77 \times 7.4 \times 10^{-5} \times 3600}{0.115}$$

Calcul le nombre de Nusselt (Nu) :

$$N_u = 0.027 \times 92648.35^{0.8} \times 1.78^{\frac{1}{3}}$$

$$N_u = 307.83$$

Calcul le coefficient de transfert de chaleur du propane vapeur h_{i3} :

$$h_{i3} = \frac{N_u \times \lambda p^l}{d_i}$$

$$h_{i3} = \frac{307.83 \times 0.115}{0.021184}$$

$$h_{i3} = 1671.09 \text{ kcal/h.m}^2.^\circ\text{C}$$

Le coefficient de transfert de chaleur rapporté à la surface extérieur du tube (h_{iet}) :

$$h_{ie3} = h_{i3} \times \frac{d_i}{d_0}$$

$$h_{ie3} = 1671.09 \times \frac{0.021184}{0.0254}$$

$$h_{ie3} = 1393.72 \text{ Kcal/h.m}^2.^\circ\text{C}$$

- Coefficient global de transfert de chaleur (U_3) :

$$U_3 = \frac{1}{\frac{1}{h_a} + \frac{1}{h_{ie3}} + r_1 \times \frac{d_0}{di} + r_2 \times \frac{e}{\lambda_t}}$$

$$\text{Avec : } e = \frac{d_0 - d_i}{2}$$

$$e = \frac{0.0254 - 0.021184}{2}$$

$$e = 0.002108 \text{ m}$$

Et :

$$U_3 = \frac{1}{\frac{1}{1018.16} + \frac{1}{1393.72} + 0.0002 \times \frac{0.0254}{0.021184} + 0.0004 \times \frac{0.002108}{45}}$$

$$U_3 = 515.60 \text{ Kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

- Surface d'échange calculée (A_3) :

$$Q_3 = U_3 \times A_3 \times \Delta TLM_3$$

$$A_3 = \frac{Q_3}{U_3 \times \Delta TLM_3}$$

$$A_3 = \frac{171270}{515.60 \times 31.18}$$

$$A_3 = 10.65 \text{ m}^2$$

V.2.2.13 Surface d'échange totale calculée (A_{TOT})

La surface d'échange nécessaire pour condenser le débit « $\dot{m}_p$ » de propane est :

$$A_{TOT} = A_1 + A_2 + A_3$$

$$A_{TOT} = 78.40 + 323.72 + 10.65$$

$$A_{TOT} = 412.77 \text{ m}^2$$

V.2.2.14 L'erreur sur la surface d'échange

$$e\% = \left| \frac{A_{installé} - A_{calculé}}{A_{installé}} \right| \times 100$$

$$e\% = 0.97 \%$$

Les résultats obtenus à T=27 °C :

On représente les principaux résultats obtenus dans les tableaux suivants :

Tableau V.7 : les principaux résultats de calcul dans le cas design (Température ambiante 27°C) à 100% du taux de charge.

Caractéristiques	Propane	Air
Débit (kg/h)	57090	1170000
Température d'entrée (°C)	94	27
Température de sortie (°C)	57	44.23
Quantité de chaleur échangée (kcal/h)	4824105	
Surface d'échange installée (m^2)	408.8	
Surface d'échange calculée (m^2)	412.77	

Interprétation des résultats :

La surface d'échange calculée est cohérente avec la surface d'échange réelle installée, ce qui implique qu'une augmentation de température influe sensiblement sur la condensation, tout encrassement ou effet exogène peut jouer un rôle négatif sur l'équipement.

V.3 Dimensionnement d'un nouvel refroidisseur

V.3.1 Méthode de Kern

Pour résoudre notre problématique on a proposé d'ajouter un refroidisseur entre l'aéroréfrigérant 22E2 et le ballon de récupération D1. On a donc fait une étude dimensionnelle qui basée sur la méthode de Kern qui est une approche couramment utilisée pour dimensionner les échangeurs de chaleur de type tube et calandre. Cette méthode permet d'estimer les dimensions principales de l'échangeur, telles que le diamètre des tubes, le nombre de tubes, la longueur des tubes et la surface d'échange, à partir de données de base comme les débits, les températures d'entrée et de sortie, et les propriétés des fluides. La sélection de ce type d'échangeur doit être faite selon les conditions opératoires, dans le respect des normes TEMA. Le processus de dimensionnement par la méthode de Kern comprend généralement les étapes suivantes :

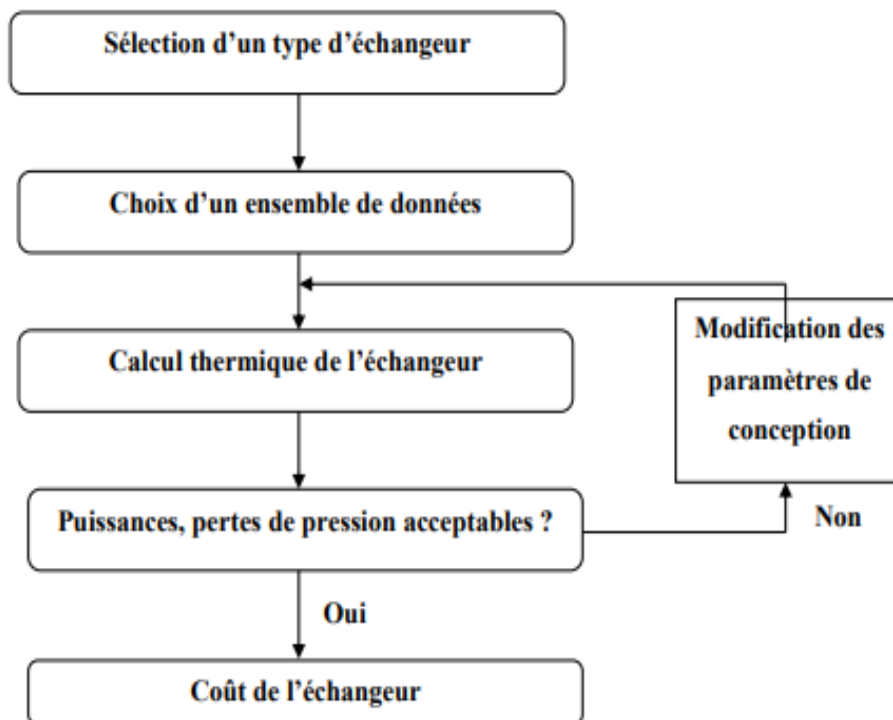


Figure V. 2: les étapes de dimensionnement d'un échangeur.

V.3.2 Données de départ

Les propriétés des deux fluides sont données dans le tableau ci-dessous :

La chaleur spécifique C_p mentionnées dans le tableau est donnée à la température moyenne de 51°C pour le propane et 36.05°C pour l'eau.

Tableau V. 7: données de bases d'un nouvel refroidisseur

Propriété du fluide	Coté tube	Coté calandre
Nature du fluide	propane	Eau
Température d'entrée T_e (°C)	57	32.1
Température de sortie T_s (°C)	45	40
La chaleur spécifique (kcal /kg.°C)	0.68	0.99
Débit massique (kg/h)	57090	A déterminer
Pression (bar)	21	3.5

V.3.3 Bilan thermique

La quantité de chaleur de propane (Q) est déterminée par la formule suivante :

$$Q = m_p \times C_p \times (T_{ce} - T_{cs})$$

$$Q = 57090 \times 0.68 \times (57 - 45)$$

$$Q = 465854.4 \text{ Kcal/h}$$

Avec :

m_p : le débit de propane en kg/h

T_{ce} : la température d'entrée du propane et T_{cs} température de sortie

C_p : la chaleur spécifique de propane dans les conditions de fonctionnement

V.3.3.1 Calcul le débit d'eau nécessaire

$$Q_e = m_e \times C_{p_e} \times (t_{f_e} - t_{f_s})$$

Avec :

Q_e : la quantité de chaleur de l'eau en kcal/h

m_e : le débit d'eau en kg/h

C_{p_e} : la chaleur spécifique de l'eau

t_{f_e} et t_{f_s} : sont les températures d'entrée et sortie de l'eau

D'après le bilan thermique, on a :

$$Q = Q_e$$

$$m_p \times C_p \times (T_{ce} - T_{cs}) = m_e \times C_{pe} \times (tf_e - tf_s)$$

Donc le débit d'eau nécessaire est :

$$m_e = \frac{Q}{C_{pe} \times (tf_e - tf_s)}$$

$$m_e = \frac{465854.4}{0.99 \times (40 - 32.1)}$$

$$m_e = 59564.56 \text{ kg/h}$$

V.3.4 Calcul de ΔTLM

L'écoulement contre-courant est représenté comme suit :

$$\Delta TLM_{max} = T_{ce} - tf_s$$

$$\Delta TLM_{max} = 57 - 40$$

$$\Delta TLM_{max} = 17^\circ C$$

$$\Delta TLM_{min} = T_{cs} - tf_e$$

$$\Delta TLM_{min} = 45 - 32.1$$

$$\Delta TLM_{min} = 12.9^\circ C$$

Avec : ΔTLM_{max} : La température maximale entre les extrémités

ΔTLM_{min} : La température minimale entre les extrémités

$$\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}} = \frac{17}{12.9}$$

$$\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}} = 1.32 < 1.8$$

Donc :

$$\Delta TLM = \frac{\Delta T_{max} + \Delta T_{min}}{2}$$

$$\Delta TLM = \frac{17 + 12.9}{2}$$

$$\Delta TLM = 14.95^\circ C$$

V.3.4.1 Calcule $\Delta TLM_{corrigé}$:

$$\Delta TLM_{corrigé} = \Delta TLM \times F$$

F facteur de correction déterminé graphiquement à partir du rapport calorifique (R) et du rendement thermique de l'échangeur (E) (annexe 4)

Avec :

$$R = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{t_{fe} - t_{fs}}$$

$$R = \frac{57 - 45}{40 - 32.1}$$

$$R = 1.52$$

$$E = \frac{t_{fs} - t_{fe}}{T_{ce} - t_{fe}}$$

$$E = \frac{40 - 32.1}{57 - 32.1}$$

$$E = 0.32$$

D'après (annexe 4) on peut observer que la valeur de l'efficacité (F) est de 0.94, supérieur à 0.75; cela indique que n'y aura pas un croisement de température.

L'échangeur installé sera de type 1.2, avec une circulation à contre-courant pur [22].

AN :

$$\Delta TLM_{corrigé} = 14.95 \times 0.94$$

$$\Delta TLM_{corrigé} = 14.053^{\circ}\text{C}$$

V.3.5 Choix de la géométrie de l'appareil

V.3.5.1 Choix de la valeur initiale de coefficient d'échange

Le coefficient de transfert sale U_s représente la capacité réduit de transfert de chaleur due à la présence des contaminants sur la surface. On choisit en première approche un coefficient globale d'échange sale U_s' selon la nature des fluides mis en service à partir de l'annexe 5 [22].

Donc : $U_s' = 130 \text{ kcal/hm}^2\text{°C}$

V.3.5.2 Calcul la surface d'échange nécessaire au transfert

$$Q = S \times U_s' \times \Delta TLM_{\text{corrigé}}$$

$$S = \frac{Q}{U_s' \times \Delta TLM_{\text{corrigé}}}$$

$$S = \frac{465854.4}{130 \times 14.053}$$

$$S = 255 \text{ m}^2$$

V.3.5.3 Choix du matériau à utiliser :

Pour les conditions opératoires spécifiées, c'est-à-dire un intervalle de température compris entre $0 < t < 400 \text{ }^{\circ}\text{C}$ et des fluides moyennement corrosifs, l'acier au carbone est un choix approprié de matériau pour l'échangeur de chaleur. (Voir l'annexe6).

L'acier au carbone présente plusieurs avantages dans ce contexte. Tout d'abord, il a une bonne résistance à la température dans cette plage, ce qui lui permet de fonctionner efficacement dans les conditions requises. De plus, il est relativement économique par rapport à certains autres matériaux [21].

V.3.5.4 Choix de la longueur :

Les longueurs couramment normalisées sont de 8, 10, 12, 16 et 20 ft. L'utilisation de tubes de longueur importante sur une surface d'échange donnée permet de réduire le diamètre de la calandre, ce qui rend l'appareil moins coûteux [21].

Donc on a choisi un échangeur de **20ft** donc **l = 6m**.

V.3.5.5 Choix du diamètre et de l'épaisseur :

Les tubes sont normalisés et classés dans des séries correspondant à un même diamètre extérieur ; dans chaque série, les tubes se différencient par leur épaisseur repérée par le calibre « Birmingham Wire Gage » (BWG).

Puisque on n'a pas de fluides incrustants, on préfère de choisir un diamètre faible de l'ordre de $\frac{3}{4}$ in avec une épaisseur de 1.65mm comme l'échangeur 22E3 pour un meilleur échange de l'appareil [21].

D'après (l'annexe 7) on trouve les caractéristiques des tubes mentionnent dans le tableau ci-dessous :

Tableau V. 8: les caractéristiques des tubes d'échangeur

Diamètre extérieur (in et mm)	BWG	Epaisseur (mm)	Diamètre intérieur (cm)	Section (cm ²)	Surface (m ² /m)		Poids (kg/m)
					extérieur	intérieur	
3/4in 19.05mm	16	1.65	1.575	1.948	0.0598	0.0495	0.774

V.3.5.6 Choix de la disposition :

On peut choisir entre une disposition à pas carré ou à pas triangulaire, avec les mêmes dimensions, diamètre et espacement. La disposition triangulaire permet d'obtenir une surface d'échange supérieure d'environ 15%. Cependant, cette configuration présente l'inconvénient de rendre impossible le nettoyage externe des tubes.

En raffinerie, les faisceaux à pas carré sont principalement utilisés, c'est-à-dire les axes des tubes sont situés aux sommets d'un carré [18].

V.3.5.7 Choix du pas des tubes :

La distance entre axes des tubes, ou pas P, est au minimum égale à 1,25 fois le diamètre extérieur. Selon l'annexe 8, on a :

Tableau V. 9: choix du pas.

Disposition	d_{ext} (in)	P (in)	$\frac{P}{d_{ex}}$	P- d_{ex} (in)
Pas carré	$\frac{3}{4}$	1	1.33	0.25

$$p = 1 \text{ inch} \Rightarrow d_{ext} = 19.05 \text{ mm}$$

$$P = 19.05 \times 10^{-3} \times 1.25$$

$$P = 0.0238 \text{ m}$$

V.3.5.8 Estimation du nombre des tubes par calandre (Nt')

- La surface d'échange d'un tube:

$$a_0 = \pi \times d_0 \times l$$

$$a_0 = 3.14 \times 0.01905 \times 6$$

$$a_0 = 0.359 \text{ m}^2$$

Le nombre de tubes par calandre peut être déterminé par l'équation :

$$Nt' = \frac{S}{a_0 \times nc}$$

$$Nt' = \frac{255}{0.359}$$

$$Nt' = 710.30 \text{ tube}$$

V.3.5.9 Nombre de passe côté tubes :

Kern propose un décompte de tubes, établi en fonction du diamètre intérieur D_c de la calandre, du nombre de passe n_t dans le faisceau, du diamètre des tubes et de leur disposition.

On fait le choix de l'appareil en série donnant N_t le plus proche de N_t' , avec un nombre de passe côté tubes $n_t=2$ par calandre. Selon annexe 9, N_t le plus proche est : **$N_t=718$ tube**

Tableau V. 10: Nombre de tube pas carrée et nombre de passe

D_c calandre		Nombre de tube pas carrée Tube : $\frac{3''}{4} p = 1''$	
In	Cm	Nombre de passe n_t	Nombre de tube N_t
33	83.8	2	718

V.3.5.10 Choix du pas des chicanes (B)

Le choix de l'espacement B entre deux chicanes est déterminé par l'annexe 10.

On a :

$$B = 2 \times B_{\min}$$

Avec :

$$B_{\min} = 6 \text{ in} = 0.1524 \text{ m}$$

$$B = 0.3048 \text{ m}$$

Avec :

D_c : Diamètre de calandre

B : espacement entre les chicanes

V.3.5.11 Calcul du nombre de chicane (N_c)

$$N_c = \frac{1}{B} - 1$$

$$N_c = \frac{6}{0.3048} - 1$$

$$N_c = 18.69 = 19$$

V.3.6 Calcul du coefficient de transfert sale (U_s)

$$U_s = \frac{U_{s'} \times N'_t}{N_t}$$

$$U_s = \frac{130 \times 710.30}{718}$$

$$U_s = 128.61 \text{ Kcal/h.m}^2.\text{°C}$$

V.3.7 Calcul de la température calorique

Les formules utilisées pour le calcul de la température calorique de propane et de l'eau sont :

$$T_c = T_{cs} + F_c (T_{ce} - T_{cs})$$

$$t_c = t_{fe} + F_c (t_{fe} - t_{fs})$$

Avec :

T_c : La température calorique du fluide chaud (propane)

t_c : La température calorique du fluide froid (eau)

F_c : Facteur de correction des températures caloriques

$$F_c = \frac{\Delta T_{LM} - \Delta T_{min}}{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}$$

$$F_c = \frac{14.95 - 12.9}{17 - 12.9}$$

$$F_c = 0.5$$

$$T_c = 51^\circ\text{C}$$

$$t_c = 36.05^\circ\text{C}$$

V.3.8 Les caractéristiques du propane et de l'eau à la température calorique

Tableau V. 11: Les caractéristiques du propane et de l'eau à la température calorique

	propane	Eau
Température calorique °C	51	36.05
La masse volumique (kg/m ³)	449.1	999.1
La conductivité thermique (kcal/h. m.°C)	0.069	0.591
La chaleur spécifique (kcal/kg °C)	0.68	0.99
La viscosité dynamique (kg/m s)	$7.75 \cdot 10^{-5}$	$6.97 \cdot 10^{-4}$

V.3.9 Calcul du coefficient de transfert global propre U_p

Il représente la capacité d'une paroi à transférer la chaleur entre les deux côtés de cette paroi, en prenant en compte tous les modes de transfert de chaleur qui peuvent se produire. Il se définit comme suit :

$$\frac{1}{U_p} = \frac{1}{h_{i0}} + \frac{1}{h_o}$$

$$\text{D'où : } U_p = \frac{h_o \cdot h_{i0}}{h_{i0} + h_o}$$

$$\text{Avec : } h_{i0} = h_i \cdot \frac{d_i}{d_o}$$

V.3.10 Calcul de coefficient d'échange de film interne h_{i0} (coté tube)

- Calcul de section par passe :

$$a_t = \frac{Nt}{nt} \times \frac{\pi \times d_i^2}{4}$$

$$a_t = \frac{718}{2} \times \frac{\pi \times (15.75 \times 10^{-2})^2}{4}$$

$$a_t = 0.069 \text{ m}^2$$

- Calcul la vitesse massique (G_t) du fluide chaud :

$$G_t = \frac{m_p}{a_t}$$

$$G_t = \frac{57090}{0.069}$$

$$G_t = 827391.30 \text{ kg/h.m}^2$$

- Calcul du nombre de Reynolds à la température calorique T_c :

$$Re_t = \frac{G_t d_i}{\mu c}$$

Avec μc : la viscosité dynamique du fluide chaud

$$Re_t = \frac{827391.30 \times 15.75 \times 10^{-2}}{7.75 \times 10^{-5} \times 3600}$$

$$Re_t = 46707.57$$

On a $Re_t \geq 4000$ donc le régime est turbulent.

- **Détermination de facteur de colburn (j_h) et coefficient de friction (f_t) en fonction du nombre de Reynolds l'intérieur des tubes.**

D'après l'annexe 11, on trouve :

$$j_h = 140 \quad \text{et} \quad f_t = 0.013$$

- **Détermination du rapport $\frac{h_{i0}}{\phi_t}$:**

$$\frac{h_{i0}}{\phi_t} = \left(\frac{h_i}{\phi_t} \right) \times \frac{d_i}{d_o}$$

$$\frac{h_i}{\phi_t} = j_h \frac{\lambda}{d_i} \left(\frac{C_p \times \mu}{\lambda} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$\frac{h_i}{\phi_t} = 140 \frac{0.069}{15.75 \cdot 10^{-2}} \left(\frac{0.68 \times 7.75 \cdot 10^{-5} \times 3600}{0.069} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$\frac{h_i}{\phi_t} = 859.25 \text{ kcal/h.m}^2\text{°C}$$

$$\frac{h_{i0}}{\phi_t} = (859.25) \times \frac{15.75}{19.05}$$

$$\frac{h_{i0}}{\phi_t} = 710.4 \text{ kcal/hm}^2\text{°C}$$

V.3.11 Calcul de coefficient d'échange de film externe h_0 (coté calandre)

- **Calcul de section par calandre :**

La première étape consiste à la déterminer la section de passage côté calandre qui dépend de la disposition des tubes choisie, voir l'annexe 12.

Pour pas carré on a :

$$a_{cT} = \frac{D_c}{P} (P - d_o) B$$

$$a_{cT} = \frac{83.8 \cdot 10^{-2}}{0.0238} (0.0238 - 19.05) 0.3352$$

$$a_{cT} = 0.056 \text{ m}^2$$

- **Calcul la vitesse massique du fluide froid :**

$$Gf_t = \frac{\dot{m}_p}{a_{cT}}$$

$$Gf_t = \frac{59564.56}{0.056}$$

$$Gf_t = 1063652.86 \text{ kg/hm}^2$$

• Calcul diamètre équivalent (D_e) :

$$D_e = \frac{4 \times P^2}{\pi \times d_o} - d_o$$

$$D_e = \frac{4 \times (0.0238^2)}{\pi \times 19.05 \times 10^{-2}} - (19.05 \times 10^{-2})$$

$$D_e = 0.019 \text{ m}$$

• Calcul nombre de Reynolds :

$$Re_f = \frac{G f_t \times D_e}{\mu_{tf}}$$

$$Re_f = \frac{1063652.86 \times 0.019}{3600 \times 6.97 \times 10^{-4}}$$

$$Re_f = 8054.12$$

D'après l'annexe 13, on trouve :

$$j'_h = 50 \text{ et } f'_t = 0.16$$

• Détermination du rapport $\left(\frac{h_0}{\phi_c}\right)$:

$$\frac{h_0}{\phi_c} = j'_h \times \frac{\lambda'}{D_e} \left(\frac{Cp' \times \mu'}{\lambda'} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$\frac{h_0}{\phi_c} = 50 \times \frac{0.591}{0.019} \left(\frac{0.99 \times 6.91 \times 10^{-4}}{0.591} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$\frac{h_0}{\phi_c} = 2509.95 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

• Calcul de la température du tube :

La température du tube t_t au niveau des températures calorique est déterminée par l'équation suivante :

$$t_t = T_c - \frac{\frac{h_{i0}}{\phi_t}}{\frac{h_0}{\phi_c} + \frac{h_{i0}}{\phi_t}} (T_c - t_c)$$

$$t_t = 51 - \frac{710.4}{2509.95 + 710.4} (51 - 36.05)$$

$$t_t = 47.7^\circ\text{C}$$

- Calcul de ϕ_c et de ϕ_t :

$$\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu'_t} \right)^{0,14}$$

$$\phi_t = \left(\frac{7.75 \cdot 10^{-5}}{8.002 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,14}$$

$$\phi_t = 0.996$$

Avec : μ'_t : la viscosité de fluide chaud à la température du tube

ϕ_t : terme correctif coté tube

Donc, on peut déterminer h_{i0} :

$$\frac{h_{i0}}{\phi_t} = \left(\frac{h_i}{\phi_t} \right) \times \frac{d_i}{d_o}$$

$$\frac{h_{i0}}{\phi_t} = (859.25) \times \frac{15.75}{19.05}$$

$$\frac{h_{i0}}{\phi_t} = 710.4 \text{ kcal/h m}^2\text{°C}$$

$$h_{i0} = \phi_t \times \left(\frac{h_i}{\phi_t} \right) \times \frac{d_i}{d_o}$$

$$h_{i0} = 0.996 \times 710.4$$

$$h_{i0} = 707.56 \text{ kcal/h m}^2\text{°C}$$

ϕ_c est calculée par l'équation suivante :

$$\phi_c = \left(\frac{\mu}{\mu'_t} \right)^{0,14}$$

$$\phi_c = \left(\frac{6.97 \times 10^{-4}}{5.64 \times 10^{-4}} \right)^{0,14}$$

$$\phi_c = 1.03$$

Avec :

ϕ_c : terme correctif coté calandre

Donc :

$$h_0 = \left(\frac{h_0}{\phi_c} \right) \times \phi_c$$

$$h_0 = 2509.95 \times 1.03$$

$$h_0 = 2585.25 \text{ kcal/h m}^2\text{°C}$$

V.3.12 Calcul de coefficient de transfert propre

$$U_p = \frac{h_o \times h_{i0}}{h_{i0} + h_o}$$

$$U_p = \frac{2585.25 \times 707.56}{707.56 + 2585.25}$$

$$U_p = 555.52 \text{ kcal/ h m}^2\text{°C}$$

V.3.13 Calcul de la résistance d'encrassement

La résistance d'encrassement est calculée par l'équation. Ensuite, Il faut comparer $Rs_{calculée}$ à $Rs_{admissible}$, et n'arrêter les itérations qu'une fois $R_s < Rs_{admissible}$

$$R = \frac{U_p - U_s}{U_p \times U_s}$$

$$R = \frac{555.52 - 128.61}{555.52 \times 128.61}$$

$$R = 0.006 \text{ h m}^2\text{°C/Kcal}$$

V.3.14 Calcul de la résistance admissible :

$$R_{ad} = R_{sio} + R_{so}$$

$$R_{sio} = R_{si} \left(\frac{d_o}{d_i} \right)$$

$$R_{sio} = \frac{1}{h_{i0}}$$

$$R_{sio} = \frac{1}{707.56}$$

$$R_{sio} = 0.0014 \text{ m}^2 \cdot \text{h}^\circ\text{C/kcal}$$

$$R_{so} = \frac{1}{h_o}$$

$$R_{so} = \frac{1}{2585.25}$$

$$R_{so} = 0.00038 \text{ m}^2 \cdot \text{h}^\circ\text{C/kcal}$$

$$R_{ad} = 0.0004 + 0.0017$$

$$R_{ad} = 0.0018 \text{ m}^2 \cdot \text{h}^\circ\text{C/kcal}$$

V.3.15 Calcul les pertes de charge :

- Perte de charge à l'intérieur des tubes :

$$\Delta P_t = \frac{n_c \times n_t \times G_t^2}{\rho} \left[\frac{f_t \times l}{d_i \times \emptyset_t} + 2 \right]$$

$$\Delta P_t = \frac{1 \times 2 \times 827391.30^2}{449.1 \times 10^{-3} \times 1.271 \times 10^{15}} \left[\frac{0.013 \times 6}{15.75 \times 10^{-3} \times 0.996} + 2 \right]$$

$$\Delta P_t = 0.017 \text{ bar}$$

- Perte de charge cotée calandre :

$$\Delta P_c = \frac{n_c \times f_{CT} \times G_{CT}^2 \times (N_c + 1) \times D_c}{\rho \times D_e \times \emptyset_c}$$

$$\Delta P_c = \frac{1 \times 0.16 \times 1063652.86^2 \times (19 + 1) \times 83.8 \times 10^{-2}}{999.1 \times 10^{-3} \times 0.019 \times 1.03 \times 1.271 \times 10^{15}}$$

$$\Delta P_c = 0.11 \text{ bar}$$

- D'après le calcul de la surface d'échange, on peut déterminer les dimensions constructives de l'échangeur à placer. Les résultats de calcul sont illustrés dans le tableau suivant :

Tableau V. 12: les résultats de calcul par la méthode de Kern

Dimensions de refroidisseur	Valeurs
Nombre des tubes N_t	718
Nombre de chicanes N_c	19
Diamètre extérieur d_{ext} (mm)	19.05
Diamètre intérieur d_{in} (cm)	1.575
Epaisseur e (mm)	1.65
Longueur l (m)	6
Pas P (m)	0.0238
Espacement entre chicanes B (m)	0.3048
Surface A (m^2)	255
Diamètre de calandre D_c (cm)	83.8

Interprétation des résultats :

Les résultats du calcul dimensionnel de l'échangeur installé entre l'aéroréfrigérant 22E2 et le ballon tampon D1 sont considérés comme très satisfaisants. Cela est dû à un coefficient d'échange thermique élevé, ce qui permet un meilleur transfert de chaleur entre les deux fluides, grâce à une surface d'échange totale adéquate (**255 m²**). De plus, les pertes de charge sont jugées minimales (inférieurs à 0,5 bar).

Il est observé que les résultats du calcul suggèrent la diminution de la pression du ballon de récupération D1, ce qui améliore les paramètres de l'extraction et augmente le taux de charge au maximum pour une meilleure récupération de propane.

Pour confirmer la pertinence de cette modification de l'installation, il est prévu de vérifier les résultats de ce dimensionnement en utilisant le simulateur Aspen EDR et Aspen Hysys V11. Cette simulation permettra de justifier la validité de la modification proposée.

V.4 Simulation par logiciel Aspen EDR

V.4.1 Description du logiciel de simulation HYSYS

La simulation est l'utilisation d'un modèle mathématique adéquat pour étudier le comportement d'un système physique. L'utilisation de la simulation peut améliorer votre capacité à concevoir, optimiser et exploiter de manière plus efficace vos procédés chimiques ou vos installations de raffinage. Pour étudier au mieux le comportement transitoire de votre système de processus, il est préférable d'utiliser un outil de simulation dynamique tel que HYSYS [24].

V.4.2 Introduction sur le simulateur HYSYS

HYSYS est un logiciel de simulation largement utilisé dans l'industrie chimique et pétrolière. Il offre un environnement de simulation intégré qui combine la modélisation en régime stable et dynamique. Il est utilisé pour l'ingénierie, l'établissement de bilans matière et d'énergie, le dimensionnement des équipements, l'ajustement des paramètres opérationnels, et l'évaluation des performances des équipements [24].

V.4.3 Présentation du logiciel ASPEN EDR

Le logiciel Aspen Exchanger Design & Rating (EDR) est une extension intégrée dans Aspen HYSYS, Aspen EDR permet de concevoir et évaluer les performances des échangeurs de chaleur. Il offre des fonctionnalités avancées pour la conception, le dimensionnement et l'évaluation des échangeurs de chaleur, en intégrant des modèles de calcul sophistiqués. Aspen EDR s'avère être un outil essentiel pour les ingénieurs travaillant dans les domaines de la conception et de l'optimisation des échangeurs de chaleur, offrant une approche avancée et fiable pour répondre aux besoins de l'industrie.

Calcul d'un échangeur de chaleur par le simulateur ASPEN EDR Le Calcul consiste à fixer les données suivantes :

- Les propriétés physico-chimiques et les débits des deux fluides
- Les températures et pressions
- Les pertes de charge et les résistances d'encrassement
- Diamètre de la calandre ; longueur des tubes ; l'épaisseur ; nombre de passe côté tube

V.4.4 Vérification de fonctionnement de l'aéroréfrigérant dans les conditions sévères (été) par simulateur Hysys

Material Stream: C3 out

Worksheet	Attachments	Dynamics
Worksheet		
Conditions		
Properties		
Composition		
Oil & Gas Feed		
Petroleum Assay		
K Value		
User Variables		
Notes		
Cost Parameters		
Normalized Yields		
Emissions		

Stream Name	C3 out	Vapour Phase	Liquid Phase
Vapour / Phase Fraction	0,5564	0,5564	0,4436
Temperature [C]	59,35	59,35	59,35
Pressure [bar]	21,00	21,00	21,00
Molar Flow [kgmole/h]	1295	720,4	574,3
Mass Flow [kg/h]	5,709e+004	3,177e+004	2,532e+004
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	112,7	62,70	49,98
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-1,089e+005	-1,039e+005	-1,153e+005
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	124,3	139,5	105,2
Heat Flow [kJ/h]	-1,410e+008	-7,484e+007	-6,620e+007
Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	112,5	62,57	49,88
Fluid Package	Basis-1		
Utility Type			

OK

Delete Define from Stream... View Assay

Figure V. 3: Les caractéristiques du propane dans la sortie de l'aéroréfrigérant.

V.4.5 La solution proposée pour résoudre ce problème

Pour résoudre cette problématique nous avons proposé d'ajouter un nouveau refroidisseur entre l'aéroréfrigérant 22 E2 et le ballon de récupération D1 comme représenter dans le schéma ci-dessous :

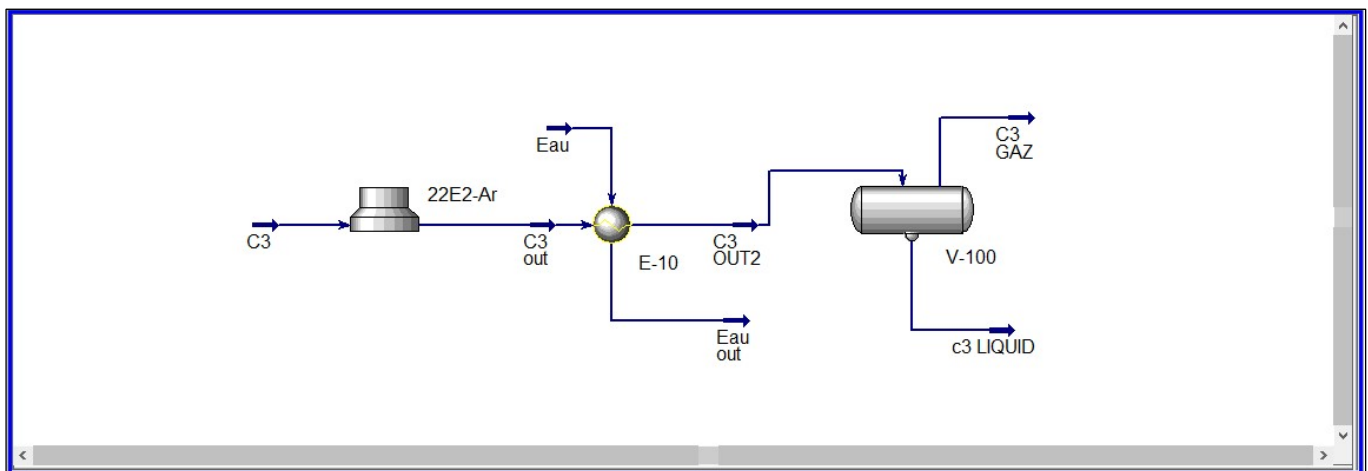


Figure V. 4: schéma de simulation de la solution proposée.

V.4.6 Simulation de l'échangeur 22E10 par le logiciel de simulation ASPEN EDR HYSYS

Donnée du départ :

Pour le dimensionnement de refroidisseur 22 E10 avec logiciel EDR, on a besoin des données de départ qui sont établies dans le tableau suivant :

Tableau V. 13: les données de départ pour le dimensionnement de refroidisseur 22 E10

	Propane	Eau
Débit kg/h	57090	59564.56
Température entrée °C	57	32.1
Température sortie °C	45	40
Pression (bar)	21	3.5
Pertes de charge (bar)	0.017	0.11

V.4.7 Les étapes de simulation

La simulation consiste en les étapes suivantes :

- ✓ Choisir le type de l'échangeur et introduire les caractéristiques géométriques :

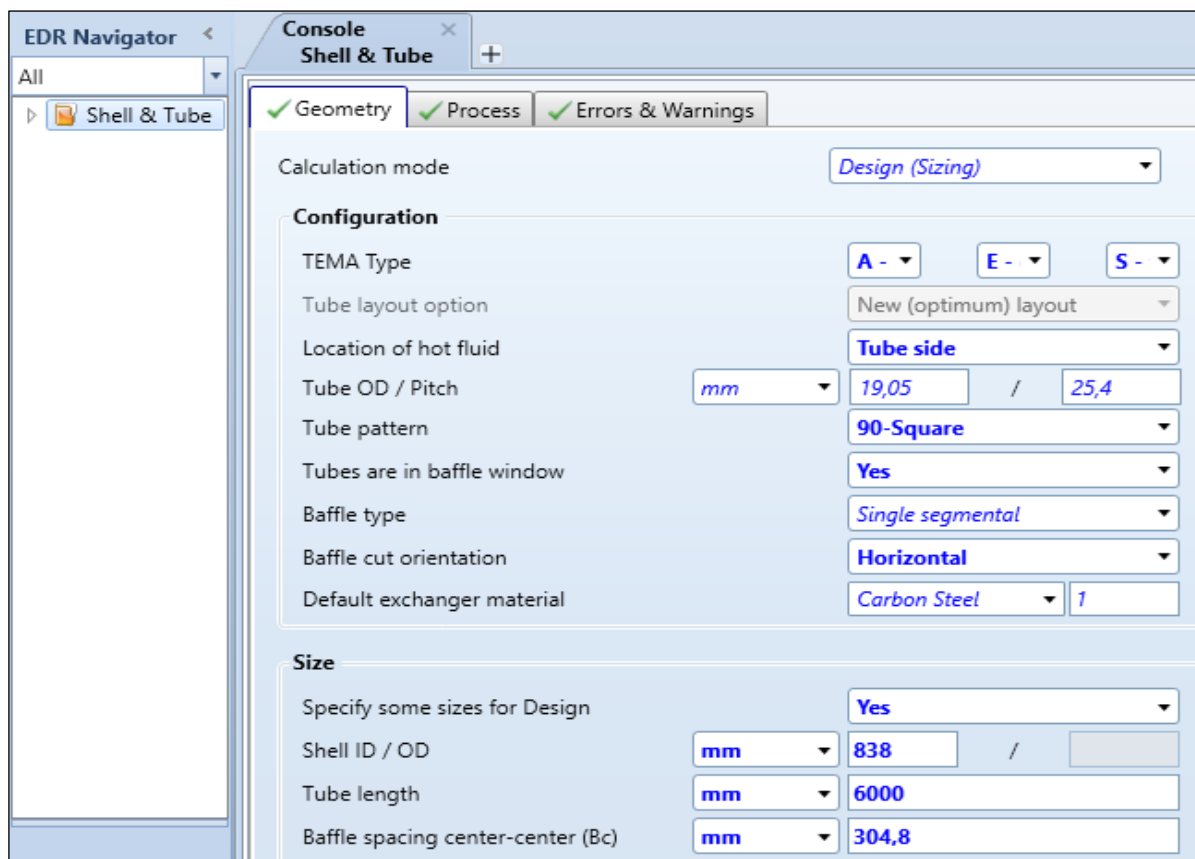


Figure V. 5: Les caractéristiques géométriques.

✓ Définir les données du Process :

	Hot Stream (1) Tube Side		Cold Stream (2) Shell Side	
	In	Out	In	Out
Fluid name	propane		eau	
Mass flow rate	57090		59565	
Mass flow rate multiplier	1		1	
Temperature	57	45	32,1	40
Vapor mass fraction				
Pressure (absolute)	21	20,983	3,5	3,39
Pressure at liquid surface in column				
Heat exchanged				
Heat exchanged multiplier	1			
Exchanger effectiveness				
Adjust if over-specified	Heat load		Heat load	
Estimated pressure drop	0,25		1,6	
Allowable pressure drop	0,017		0,11	
Fouling resistance	0,0014		0,00038	

Figure V. 6: Les données du Process.

✓ Définir les propriétés de fluide chaud et froid :

Physical property package: User specified properties

Hot side composition specification: Weight flowrate or %

Search Databank... Delete Row

Figure V. 7: Propriétés des fluides chaud et froid.

✓ Exécution de la simulation :

On clique sur le bouton "exécuter", la conception de l'échangeur de chaleur sera simulée par le programme. Les résultats de la conception peuvent être visualisés par la suite dans la section des résultats et des discussions.

V.4.8 Résultats de la simulation sous forme de data sheet et plan mécanique

✓ Vérification des performances :

Après plusieurs essais, les résultats de la simulation se présentent sous forme de data sheet et plan mécanique comme suit :

EDR Navigator		Performance	
All		Shell & Tube	
- Construction Specifications - Materials of Construction - Design Specifications - Program Options - Design Options - Thermal Analysis - Methods/Correlations - Calculation Options - Results - Input Summary - Result Summary - Warnings & Messages - Optimization Path - Recap of Designs - TEMA Sheet - Overall Summary - Thermal / Hydraulic Summary - Performance - Heat Transfer - Pressure Drop - Flow Analysis - Vibration & Resonance Analysis - Methods & Correlations		Overall Performance Resistance Distribution Shell by Shell Conditions Hot Stream Composition Cold Stream Composition	
Design (Sizing)		Shell Side	
Total mass flow rate	kg/h	59565	
Vapor mass flow rate (In/Out)	lb/h	0	0
Liquid mass flow rate	kg/h	59565	59565
Vapor mass fraction		0	0
Temperatures	°C	32,1	40
Bubble / Dew point	°F	/	/
Operating Pressures	bar	3,5	3,46829
Tube Side			
Film coefficient	kcal/(h-m ² -C)	2261,7	
Fouling resistance	m ² -h-C/kcal	0,00038	
Velocity (highest)	km/h	0,5	
Pressure drop (allow./calc.)	bar	0,11	0,03171
Total heat exchanged	kcal/h	465855	
Overall clean coeff. (plain/finned)	kcal/(h-m ² -C)	526,2	/
Overall dirty coeff. (plain/finned)	kcal/(h-m ² -C)	245,3	/
Effective area (plain/finned)	m ²	242,2	/
Effective MTD	°C	13,72	
Actual/Required area ratio (dirty/clean)		1,75	3,75
Vibration problem (HTFS)		No	
RhoV2 problem		No	
Unit		AES	
Shell size		33	
Tubes		Plain	
Insert		None	
No.		714	
Pattern		90	
Baffles		Single segmental	
Total cost		75803	
Cut(%d)		25	
Dollars(US)			
Heat Transfer Resistance			
Shell side / Fouling / Wall / Fouling / Tube side			
Shell Side			
Tube Side			

Figure V. 8: Performance du nouvel refroidisseur obtenu par Aspen EDR.

✓ TEMA Sheet :

EDR Navigator

All

Design Specifications

Program Options

Design Options

Thermal Analysis

Methods/Correlations

Calculation Options

Results

Input Summary

Result Summary

Warnings & Messages

Optimization Path

Recap of Designs

TEMA Sheet

Overall Summary

Thermal / Hydraulic Summary

Performance

Heat Transfer

Pressure Drop

Flow Analysis

Vibration & Resonance Analysis

Methods & Convergence

Mechanical Summary

Calculation Details

TEMA Sheet

Shell & Tube

+

TEMA Sheet

Heat Exchanger Specification Sheet

1 Company:

2 Location: Arzew oran

3 Service of Unit: Our Reference:

4 Item No.: Your Reference:

5 Date: Rev No.: Job No.:

6 Size : 33 - 236,220in Type: AES Horizontal Connected in: 1 parallel 1 series

7 Surf/unit(eff.) 242,2 m² Shells/unit 1 Surf/shell(eff.) 242,2 m²

8 PERFORMANCE OF ONE UNIT

9 Fluid allocation

10 Fluid name eau

11 Fluid quantity, Total kg/h 59565

12 Vapor (In/Out) lb/h 0 0 0 0

13 Liquid kg/h 59565 59565 57090 57090

14 Noncondensable lb/h 0 0 0 0

15

16 Temperature (In/Out) °C 32,1 40 57 45

17 Bubble / Dew point °F / / / /

18 Density Vapor/Liquid lb/ft³ / 62,372 / 62,372 / 28,036 / 28,036

19 Viscosity cp / 0,697 / 0,697 / 0,075 / 0,075

20 Molecular wt. Vap

21 Molecular wt. NC

22 Specific heat BTU/(lb-F) / 0,99 / 0,99 / 0,68 / 0,68

23 Thermal conductivity BTU/(ft-h-F) / 0,397 / 0,397 / 0,046 / 0,046

24 Latent heat BTU/lb

25 Pressure (abs) bar 3,5 3,46829 21 20,98302

26 Velocity (Mean/Max) km/h 0,5 / 0,5 2,1 / 2,1

27 Pressure drop, allow./calc. bar 0,11 0,03171 0,017 0,01698

28 Fouling resistance (min) m²-h-C/kcal 0,00038 0,0014 0,0018 Ao based

29 Heat exchanged 465854 kcal/h MTD (corrected) 13,72 °C

30 Transfer rate, Service 28,71 Dirty 50,24 Clean 107,78 BTU/(h-ft²-F)

EDR Navigator

All

Design Specifications

Program Options

Design Options

Thermal Analysis

Methods/Correlations

Calculation Options

Results

Input Summary

Result Summary

Warnings & Messages

Optimization Path

Recap of Designs

TEMA Sheet

Overall Summary

Thermal / Hydraulic Summary

Performance

Heat Transfer

Pressure Drop

Flow Analysis

Vibration & Resonance Analysis

Methods & Convergence

Mechanical Summary

Calculation Details

TEMA Sheet

Shell & Tube

+

TEMA Sheet

CONSTRUCTION OF ONE SHELL

31

32

33 Design/Vacuum/test pressure psi 60 / / 340 / /

34 Design temperature / MDMT °F 170 / / 200 / /

35 Number passes per shell 1 2

36 Corrosion allowance in 0,125 0,125

37 Connections In 1 6 / - 1 10 / -

38 Size/Rating Out 1 6 / - 1 8 / -

39 Nominal Intermediate / - / -

40 Tube # 714 OD: 0,75 Tks. Average 0,083 in Length: 6000 mm Pitch: 1 in Tube pattern: 90

41 Tube type: Plain Insert: None Fin#: #/in Material: Carbon Steel

42 Shell Carbon Steel ID 838,2 OD 860,42 mm Shell cover Carbon Steel

43 Channel or bonnet Carbon Steel Channel cover Carbon Steel

44 Tubesheet-stationary Carbon Steel Tubesheet-floating Carbon Steel

45 Floating head cover Carbon Steel Impingement protection None

46 Baffle-cross Carbon Steel Type Single segmental Cut(%d) 25 H: Spacing: c/c 304,8 mm

47 Baffle-long - Seal Type Inlet 21,5792 in

48 Supports-tube U-bend 0 Type

49 Bypass seal Tube-tubesheet joint Expanded only (2 grooves)(App.A 1')

50 Expansion joint - Type None

51 RhoV2-Inlet nozzle 530 Bundle entrance 45 Bundle exit 45 lb/(ft-s²)

52 Gaskets - Shell side Flat Metal Jacket Fibe Tube side Flat Metal Jacket Fibe

53 Floating head Flat Metal Jacket Fibe

Sketch

Figure V. 9: Fiche de spécification de refroidisseur (Data sheet).

✓ Shell tube :

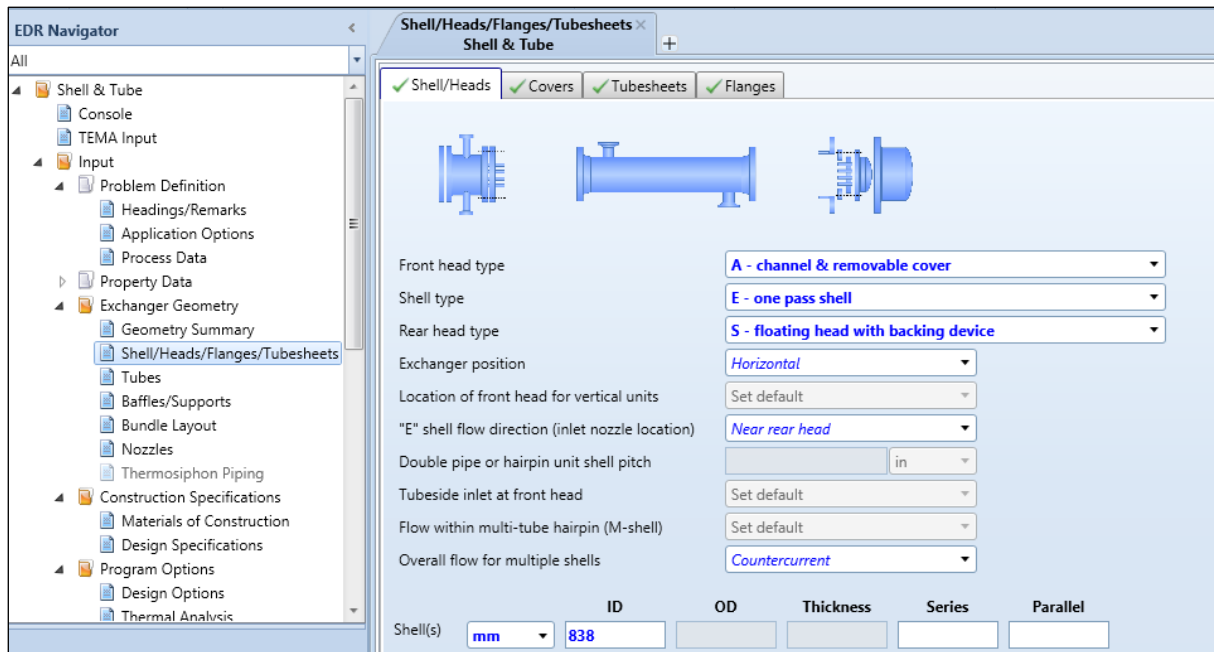
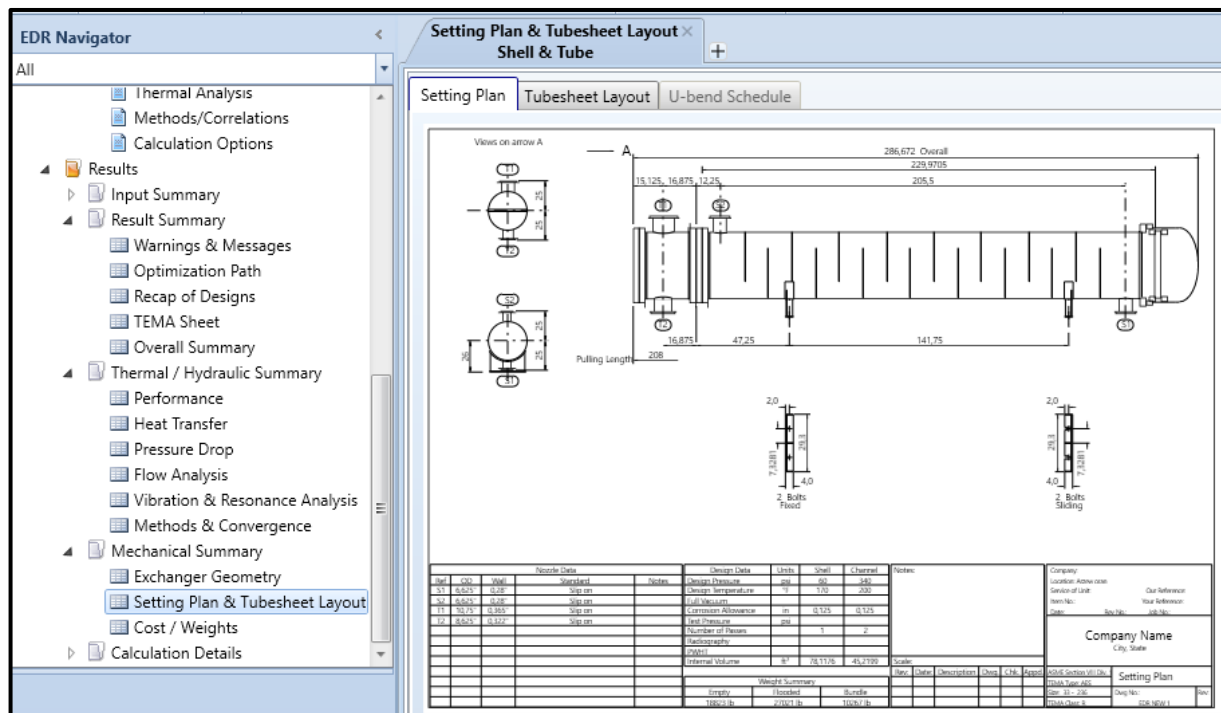


Figure V. 10: Shell tube.

✓ Résultats de la simulation sous forme de plan mécanique :



✓ Résultat de l'intégration de nouvel refroidisseur sur la marche actuelle :

Stream Name	C3 OUT2	Liquid Phase	Vapour Phase
Vapour / Phase Fraction	0,0000	1,0000	0,0000
Temperature [C]	45,00	45,00	45,00
Pressure [bar]	15,39	15,39	15,39
Molar Flow [kgmole/h]	1295	1295	0,0000
Mass Flow [kg/h]	5,709e+004	5,709e+004	0,0000
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	112,7	112,7	0,0000
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-1,174e+005	-1,174e+005	-1,043e+005
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	98,88	98,88	140,0
Heat Flow [kJ/h]	-1,520e+008	-1,520e+008	0,0000
Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	112,5	112,5	0,0000
Fluid Package	Basis-1		
Utility Type			

Figure V. 12: Résultat de l'intégration de nouvel refroidisseur sur la marche actuelle.

V.4.9 Etude comparative

Le tableau montre une comparaison entre les deux méthodes utilisées pour le dimensionnement, les valeurs de la température moyenne logarithmique, la surface d'échange, la quantité de chaleur échangée et le coefficient d'échange global.

Tableau V. 14: Comparaison des résultats des méthodes de KERN et d'ASPEN EDR.

	Calculé avec la méthode de KERN	Calculé à partir d'ASPEN EDR.	Erreur entre les deux méthodes de calcul(%)
$\Delta TLM(^{\circ}C)$	14.95	13,72	8.2
Surface d'échange S (m ²)	255	242.2	5
La quantité de chaleur échangée (Kcal/h)	465854.4	465855	0.0001
Coefficient globale U_p (Kcal/h.m ² . [°] C)	555.52	526.2	5.2
Nombre des tubes	718	714	0.55

Interprétation :

Le tableau indique que le coefficient de transfert de chaleur propre obtenue à l'aide du simulateur ASPEN EDR est inférieur de 5.2% par rapport à la méthode théorique de KERN. Cette variation dans les résultats du logiciel peut être due à une meilleure estimation des propriétés des fluides et des caractéristiques géométriques de refroidisseur, et une meilleure convergence de la solution, alors que les valeurs théoriques sont basées sur des corrélations empiriques uniquement.

Les résultats obtenus par les deux méthodes pour la même géométrie de refroidisseur de chaleur sont satisfaisants. Les résultats trouvés par le dimensionnement de l'échangeur en appliquant la méthode de KERN ont été confirmés par le logiciel ASPEN EDR.

V.5 Calcul économique

V.5.1 Estimation du manque à gagner en produits finis

Le schéma synoptique de la section d'extraction donnant les débits de charge et des produits finis est représenté sur la figure :

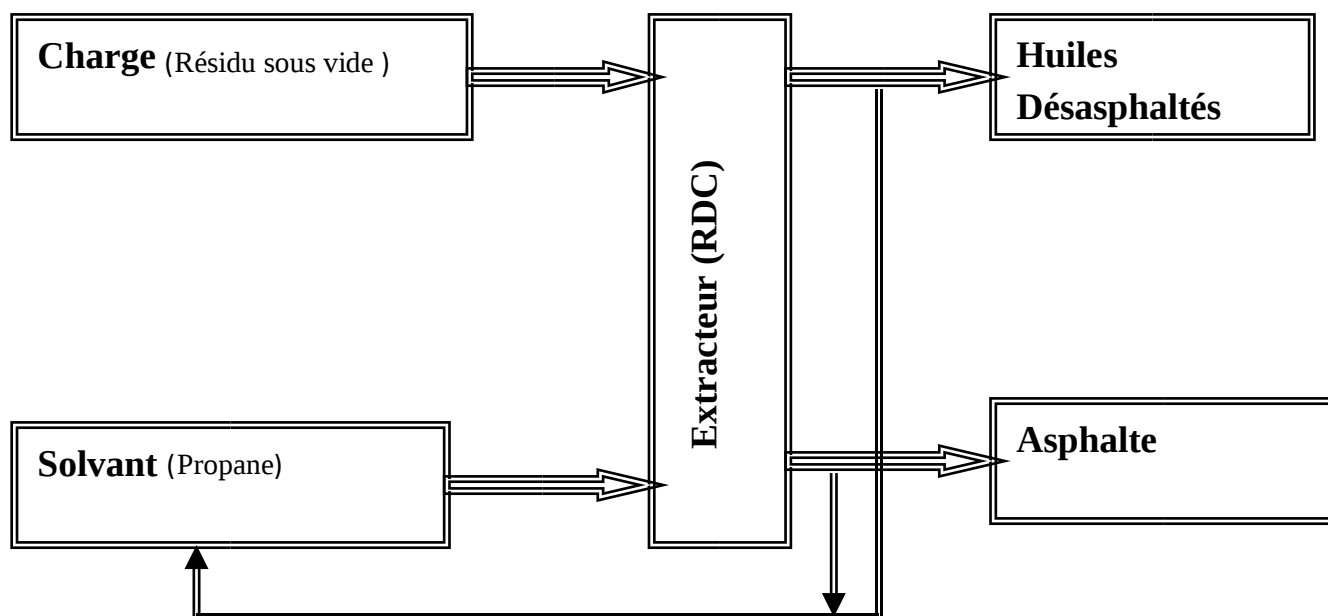


Figure V. 13: Schéma synoptique de la section d'extraction

Le manque à gagner en produit finis pendant les quatre mois les plus chauds de l'année où le taux de marche est limité à 80%, est donné sur le tableau suivant :

Tableau V.15: bilan d'évolution du manque à gagner en produits finis.

Désignation	Charge (kg/h)	Solvant (kg/h)	DAO (kg/h)	Asphalte (kg/h)
Cas design	10920	57090	7670	3250
Cas été (taux de marche 80%)	7280	38060	4370	2910
Manque à gagner	3640	19030	3300	340

D'après le tableau, le manque à gagner en produits pendant la période d'été où le taux de marche de l'unité de désasphaltage au propane est limité à 80% est de :

Huiles désasphaltés :

$$Q_1 = 3300 \times 24 \times 30 \times 4$$

$$Q_1 = 9504000 \text{ kg}$$

$$Q_1 = 9504 \text{ tonnes}$$

Asphalte :

$$Q_2 = 340 \times 24 \times 30 \times 4$$

$$Q_2 = 979200 \text{ kg}$$

$$Q_2 = 979.2 \text{ Tonnes}$$

Les coûts des produits à partir de la DAO et de l'asphalte sont :

$$\text{Huiles (bright stock) : } P_1 = 22335.15 \text{ DA/t}$$

$$\text{Asphalte : } P_2 = 13256.1 \text{ DA/t}$$

$$C = Q_1 \times P_1 + Q_2 \times P_2$$

$$C = 9504 \times 22335.15 + 979.2 \times 13256.1$$

$$C = 225.25 \times 10^6 \text{ DA}$$

Avec :

C : le coût de manque à gagner en produit finis

V.5.2 Estimation du coût de la modification

Tenant compte des caractéristiques de refroidisseur (type, surface et matière de fabrication) ainsi que les propriétés de tube choisi (diamètre, longueur, disposition des tubes), on estime un coût du refroidisseur y compris son installation et ses équipements auxiliaires comme suit :

$$S = 75803 \text{ (USD)}$$

$$C' = S \times 134.62$$

$$C' = 75803 \times 134.62$$

$$C' = 10.20459986 \times 10^6 \text{ DA}$$

Avec :

S : le coût de refroidisseur en Dollar (USD).

C' : le coût de refroidisseur en Dinar algériens (DA).

Cost / weights Shell & Tube			
Costs/Weights			
Weights	lb	Cost data	Dollar(US)
Shell	4785,7	Labor cost	51852
Front head	2887,9	Tube material cost	10293
Rear head	882	Material cost (except tubes)	13657
Shell cover			
Bundle	10267,8		
Total weight - empty	18823,4	Total cost (1 shell)	75803
Total weight - filled with water	27021,6	Total cost (all shells)	75803

Figure V. 14: coût de refroidisseur.

V.5.3 Le gain net obtenir après modification

$$C - C' = 225.25 \times 10^6 - 10.20459986 \times 10^6$$

$$C - C' = 215.05 \times 10^6 \text{ DA}$$

Interprétation des résultats :

D'après ce calcul économique, Le gain net est de $215,05 \times 10^6$ DA, ce qui signifie que nous avons obtenu un bénéfice de 215,05 millions DA suite à notre modification. C'est une somme importante et positive qui reflète l'impact financier positif de notre projet.

Conclusion générale

Conclusion général

Cette conclusion met en évidence le problème de condensation partielle du solvant d'extraction (propane) au niveau de l'aéroréfrigérant (22E2) de l'unité de désasphaltage au propane de la raffinerie d'Arzew (RA1/Z) pendant la saison d'été.

Les résultats obtenus pour le dispositif de l'aéroréfrigérant 22E2 ont démontré l'impact de la température ambiante sur la condensation du propane, ce qui a entraîné des effets sur le taux de charge et le débit de condensation du propane. Il convient de noter que la conception de l'aéroréfrigérant avait été initialement réalisée pour une température ambiante de 27°C, largement dépassée pendant la période d'été.

Afin de trouver une solution à ce problème, nous avons suivi les étapes suivantes :

Vérification de la surface d'échange de l'aéroréfrigérant pour le cas calculé à 27°C ($A_{calculée} = 412,77 \text{ m}^2$) et le cas de conception ($A_{inst} = 408,8 \text{ m}^2$).

Calcul dimensionnel de l'échangeur installé entre l'aéroréfrigérant 22E2 et 22D1, en utilisant la méthode de KERN. Les résultats ont été jugés satisfaisants, avec un coefficient d'échange de chaleur adéquat favorisant un transfert optimal entre les deux fluides, assuré par une surface totale d'échange de 255 m^2 . De plus, les pertes de charge ont été minimales.

Ces résultats ont été confirmés par une simulation technologique effectuée avec le logiciel EDR HYSYS, qui a donné une surface d'échange de chaleur de $242,2 \text{ m}^2$.

La réalisation de notre modification coûtera $10.20459986 \times 10^6 \text{ DA}$, ceci nous fait gagner $215.05 \times 10^6 \text{ DA}$, ce qui implique l'impact financier positif de notre projet.

Bibliographie

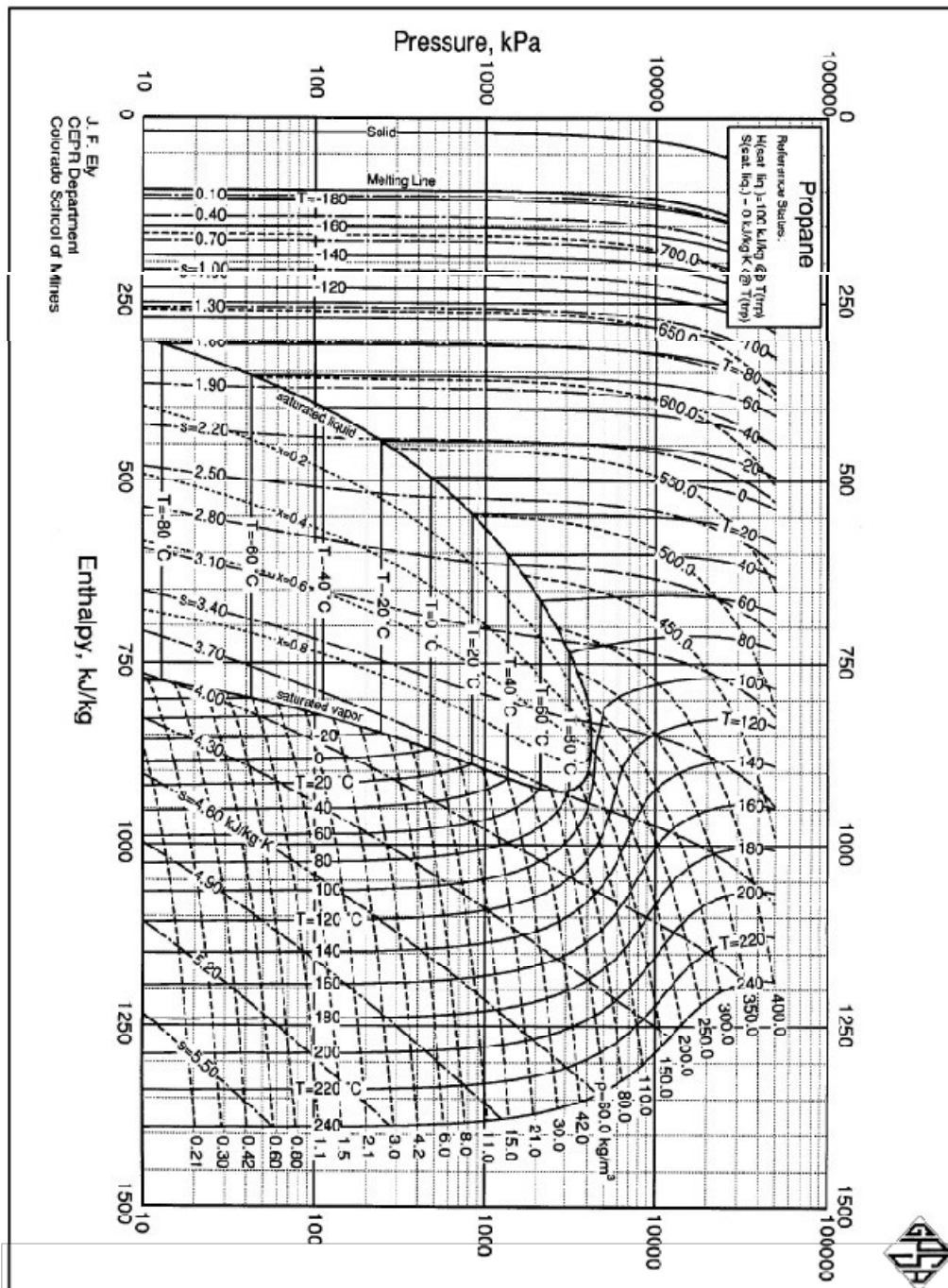
- [1] «Fiche Technique de complexe RA1/Z.».
- [2] P. H. MIMOUN, «cours de raffinage, les huiles lubrifiantes. . Université de boumerdes: sn.».
- [3] J. D. a. G. P. J. Briant, Propriétés rhéologiques des lubrifiants..
- [4] J.-P. WAUQUIER, Raffinage du pétrole. Tome 1 - Pétrole brut, produits pétroliers, schemas de fabrication..
- [5] «Département technique: caractéristique sur les différents équipements d'U22.».
- [6] B. REBEKH, Analyse de pétrole et des produits pétroliers, 1982.
- [7] A. Schilling, « Les huiles pour moteurs et le graissage des moteurs, vol. 3. TECHNIP OPHRYS ,,» 1975..
- [8] M. B. Halima, «Les causes de diminution de la production de l'unité de traitement déparaffinage Zone 5 unité 400 Mostaganem Génie pétrochimique.».
- [9] P. Wuithier, Raffinage et génie chimique « Tome 1 », ,, Publication de l'institut française du pétrole, 1972.
- [10] «Technique de l'ingénieur: les caractéristiques des produits pétroliers.PDF».
- [11] «[https://www.techniques-ingenieur.fr/ caracteristiques-superficielles.](https://www.techniques-ingenieur.fr/caracteristiques-superficielles)».
- [12] F. Wheeler, «manuel opératoire, RA1Z.».
- [13] S. KHALDI, «cours Généralité sur le transfert de chaleur..université-tlemcen».
- [14] «[http://buhltech.fr/Site/TSTI2D/Tronc-commun/EDC-Habitat.](http://buhltech.fr/Site/TSTI2D/Tronc-commun/EDC-Habitat)».
- [15] a. J. G. A. çengel, Heat and Mass Transfer., Fifth Editions..
- [16] J.-P. WAUQUIER, - Raffinage du petrole. Tome 4 matériels et équipement PDFDrive..
- [17] «Document d'ENSPM Formation Industrie, Raffinage Pétrochimie Chimie Ingénierie, IFP Training,» 2005..
- [18] «Technique de l'ingénieur: échangeurs de chaleur ; Description des échangeurs. En PDF».
- [19] P. Wuithier, Raffinage et génie chimique « Tome 2 », Publication de l'institut française du pétrole, 1972..
- [20] «[https://rpn.univ-lorraine.fr/UL/echangeurs-de chaleur/co/elementechangeurtubecalandre.html](https://rpn.univ-lorraine.fr/UL/echangeurs-de-chaleur/co/elementechangeurtubecalandre.html)».

Bibliographie

- [21] «] GRETH. Echangeurs de chaleur : description des échangeurs. Techniques de l'ingénieur (N° B152, B2341), Génie énergétique, .,» 5-1995.
- [22] «<https://www.univ-usto.dz/faculte/fac-chimie/wp-content/uploads/2023/01/Principal-cours-des-echangeurs-1.pdf>».
- [23] P. H. MIMOUN, «cours de raffinage, équipement thermique. Université de boumerdes».
- [24] R. K. e. M. Dora, Chemical Process Simulation and Design with HYSYS".
- [25] «[https://www.techniques-ingenieur.fr/ caracteristiques-superficielles](https://www.techniques-ingenieur.fr/caracteristiques-superficielles).».
- [26] M. e. K.ZOUAOUI, «Contribution au bon fonctionnement de l'unité de désasphaltage au propane U200 de la raffinerie d'Arzew RA1Z,» 2022.
- [27] M. S. Miloud, «Etude de l'influence de la température ambiante sur la condensation du propane dans l'aéroréfrigérant de l'unité de désasphaltage de la RA1/Z,» 2013.
- [28] «quizlet.com/ca/594004132/les-changements-detat-de-la-matiere-flash-cards/,» [En ligne].
- [29] A. BDIRINA, «Dimensionnement et étude de l'influence d'un aéroréfrigérant sur une unité de séparation de gaz,» 2021.
- [30] A. A.SLIMI, «Etude d'encrassement des échangeurs de chaleur à faisceau et calandre,» 2019.

Liste des annexes

Annexe1

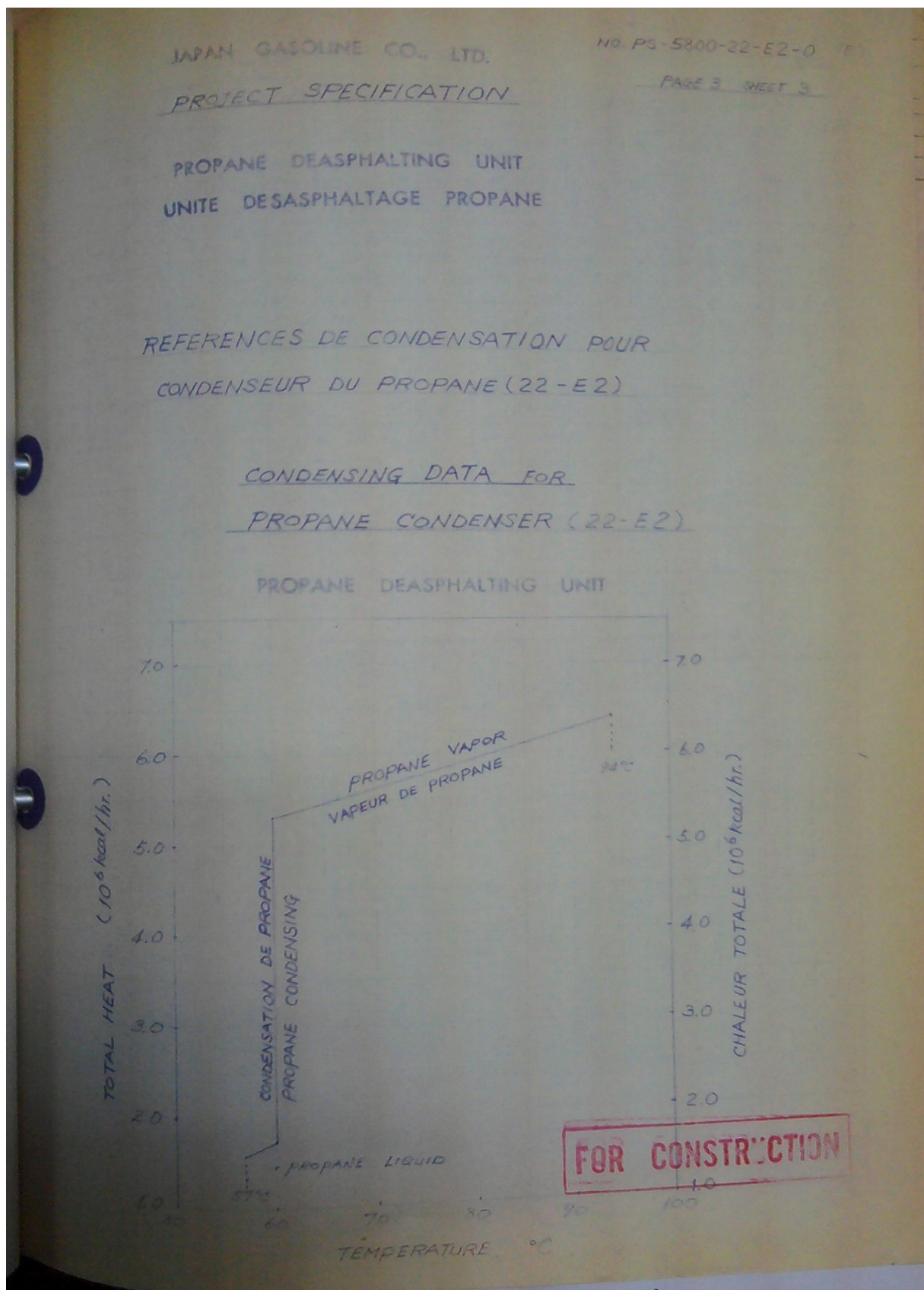


Annexe2

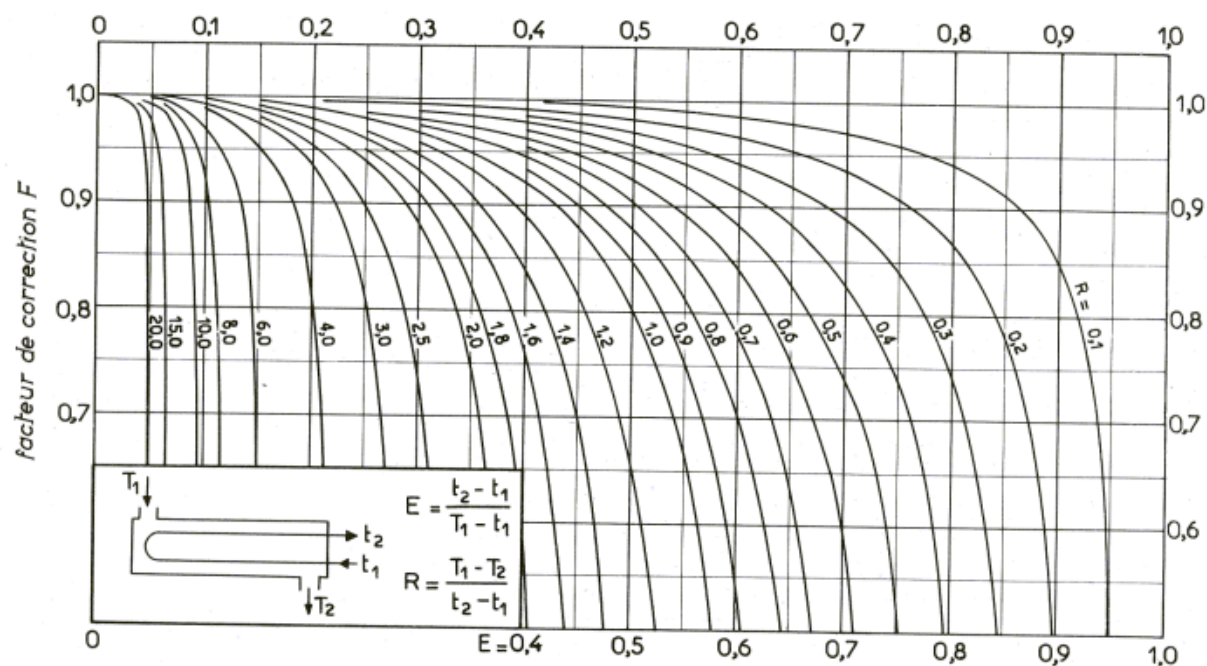
SASAKURA AIR-COOLED HEAT EXCHANGER SPECIFICATION									
SASAKURA ENGINEERING CO., LTD.									
SK E/Q No. 22-E2									
JGC E/Q No. PS-5800-22-E2									
Customer	Japan Gasoline Co., Ltd.				Item No.	22-E2			
Address	Algeria				Cost No.	PS-5800-22-E2			
Plant Location	(2) #3-360-4122-4WG				Date				
Size and Type of Heat Exchanger	(4) #140-360WGA20D11 K-Fin Section								
Size and Type of Section	4 Parallel 1 Series								
Service of Exchanger	Propane Condenser					OPTIONAL EQUIPMENT			
Surface Area Section	2,350					Structure - Forced			
Total Surface per Unit	9,400					Column Ht			
PERFORMANCE OF EACH UNIT									
Fluid Circulated	Propane					Pence & Gate			
Total Fluid Entering	57,090 x 1.1					Fan Guards			
Vapor	57,090 x 1.1					Ladder & Walk			
Liquid						Gate			
Steam						Pedestals			
Noncondensables						Tribods			
Fluid Condensed	57,090 x 1.1					Diffusers			
Steam Condensed						Suspension			
Gravity-Liquid	.455					Mach. Equip.			
Density @ Ave. Temp.	.067					Lowers (Manual)			
Viscosity Liq.	.0093					Auto. Lifter			
Viscosity Vap.	44.1					Auto-Motor			
Molecular Wt.						Auto Cutoff Switch			
Conductivity						Temp. Controller			
Specific Heat									
Latent-Vapors									
Temperature In	94								
Temperature Out	57								
Operating Press.	21.5								
No. of Passes & Layer	4								
Pressure Drop	.32								
Heat Exchanged	4.82 x 10 ⁶ x 1.1								
MTD	24.7								
Design Rate	22.9								
Fouling-res. Tube side/Air side	.0002/.0004								
Design Press.	25								
Test Press.	37.5								
Design Temp.	150								
CONST. PER SECTION:									
Tubes	No. 140	Length 9.144	OD 25.4	SWG #14 Min.					
Material	STB35S-C				Pitch 66.8 x 66.0	Triangle			
Fin	OD 57.2	Matl Alum.	No. Fins 11	thk .406	Type Grooved				
Flugs	Yes	Retarders	No						
Headers	Type BOX	Matl STPT42	Noz. In 1-6"	Series USAS					
Code & Cont. Allow	ASME VIII				Out 1-4"	Series 300/RR, WN.			
AIR	Quantity 1,160,000	Temp. In 27	°C Out	°C Static Press. 8.7	mm H ₂ O				
MECHANICAL EQUIPMENT									
Fan Model	A144-4	Number 4	Dia 1,658	#/of Blades 11	4	Make	Suzuki		
ATD: Yaw	No	RPM 318	Motorpower per Fan	11	4	Matl/Blades	Alum.		
Gears Model	GTC	Make Nippon	Gear Rolling	KW 12					
Coupling Horiz	CR6022	Vert No	Make Tsubaki	Susp. V-Belt	No	Direct Drive	No		
Driver Motor	By Customer	Turbines No	Make	Gas Engines	No				
Model		Make	KW 15	No.	4				
RPM 1,460	Volts 380	Phase 3	Cycle	50					
Reference Drawing	Plot Area 9,780 x 8,620 mm								
NOTES:									

POUR CONSTRUCTION

Annexe 3



Annexe 4



Annexe 5

ÉCHANGEURS		U_s	
FLUIDE CHAUD	FLUIDE FROID	kcal/h.m ² .°C	BTU/hr. ft ² .°F
Eau	Eau	1 250 - 2 500	250 - 500
Solutions aqueuses	Solutions aqueuses	1 250 - 2 500	250 - 500
Hydrocarbures légers	Hydrocarbures légers	200 - 370	40 - 75
Hydrocarbures moyens	Hydrocarbures moyens	100 - 300	20 - 60
Hydrocarbures lourds	Hydrocarbures lourds	50 - 200	10 - 40
Hydrocarbures légers	Hydrocarbures légers	150 - 300	30 - 60
	Hydrocarbures lourds	50 - 200	10 - 40
RÉFRIGÉRANTS			
Eau, méthanol, ammoniacque et solutions aqueuses	Eau	1 250 - 2 500	250 - 500
Hydrocarbures légers	Eau	370 - 730	75 - 150
Hydrocarbures moyens	Eau	250 - 610	50 - 125
Hydrocarbures lourds	Eau	25 - 730	5 - 75
Gaz	Eau	10 - 250	2 - 50
Eau	Saumure	500 - 1 000	100 - 200
Hydrocarbures légers	Saumure	200 - 500	40 - 100
RÉCHAUFFEURS			
Vapeur d'eau	Eau, méthanol, ammoniacque	1 000 - 3 400	200 - 700
Vapeur d'eau	Solutions aqueuses : $\mu < 2$ cPo	1 000 - 3 400	200 - 700
	Solutions aqueuses : $\mu > 2$ cPo	500 - 2 500	100 - 500
Vapeur d'eau	Hydrocarbures légers	500 - 1 000	100 - 200
Vapeur d'eau	Hydrocarbures moyens	250 - 500	50 - 100
Vapeur d'eau	Hydrocarbures lourds	30 - 300	6 - 60
Vapeur d'eau	Gaz	25 - 250	5 - 50
Dowtherm	Gaz	20 - 200	4 - 40
Dowtherm	Hydrocarbures lourds	30 - 300	6 - 60

Annexe 6 :

Les aciers pour températures moyennes et hautes	
$0 < t^{\circ} < 400^{\circ}\text{C}$ $400^{\circ}\text{C} < t^{\circ} < 500^{\circ}\text{C}$ $500^{\circ}\text{C} < t^{\circ} < 650^{\circ}\text{C}$ $> 650^{\circ}\text{C}$ $t^{\circ} \approx 700^{\circ}\text{C}$ $t^{\circ} \approx 875^{\circ}\text{C}$	Acier au carbone + 0,5% Mo 1% Cr + 0,5% Mo 4-6% Cr 11-13% Cr Inox 18/8 CrNi Réfractaire 25% Cr - 20% Ni
Les matériaux pour basses températures	
$-45^{\circ}\text{C} < t^{\circ} < 0^{\circ}\text{C}$ $-60^{\circ}\text{C} < t^{\circ} < -45^{\circ}\text{C}$ $-100^{\circ}\text{C} < t^{\circ} < -60^{\circ}\text{C}$ $-120^{\circ}\text{C} < t^{\circ} < -100^{\circ}\text{C}$ $t^{\circ} < -120^{\circ}\text{C}$	Acier carbone calmé au Si (ou Al) Acier calmé + manganèse Acier à 2,5% Ni Acier à 3,5% Ni Acier à 9% Ni Inox 18/8 Aluminium Cuivre et ses alliages (laiton,...)

Annexe 7

DIAMÈTRE EXTÉRIEUR (in et mm)	BWG	ÉPAISSEUR (mm)	DIAMÈTRE INTÉRIEUR (cm)	SECTION (cm ²)	SURFACE (m ² /m)		POIDS (kg/m)
					extérieure	intérieure	
1/2 in (12,7 mm)	14	2,10	0,848	0,565	0,0399	0,0266	0,600
	16	1,65	0,940	0,694		0,0295	0,490
	18	1,24	1,021	0,819		0,0321	0,384
3/4 in (19,05 mm)	10	3,40	1,224	1,177	0,0598	0,0384	1,436
	12	2,77	1,351	1,434		0,0424	1,216
	14	2,10	1,483	1,727		0,0466	0,963
	16	1,65	1,575	1,948		0,0495	0,774
	18	1,24	1,656	2,154		0,0520	0,597
1 in (25,4 mm)	10	3,40	1,859	2,714	0,0798	0,0584	2,024
	12	2,77	1,986	3,098		0,0624	1,696
	14	2,10	2,118	3,523		0,0665	1,324
	16	1,65	2,210	3,836		0,0694	1,057
	18	1,24	2,291	4,122		0,0720	0,811
1 1/4 in (31,75 mm)	10	3,40	2,494	4,885	0,0997	0,0783	2,604
	12	2,77	2,616	5,375		0,0822	2,158
	14	2,10	2,743	5,909		0,0862	1,682
	16	1,65	2,845	6,357		0,0894	1,340
	18	1,24	2,921	6,701		0,0918	1,024
1 1/2 in (38,1 mm)	10	3,40	3,124	7,665	0,1197	0,0981	3,185
	12	2,77	3,251	8,300		0,1021	2,634
	14	2,10	3,378	8,962		0,1061	2,039
	16	1,65	3,480	9,512		0,1093	1,622
	18	1,24	3,556	9,931		0,1171	1,237

Annexe 8 :

Dispositions		d_e (in)	$P = \text{pas}$ (in)	$\frac{P}{d_e}$	$P - d_e$ (in)
	$\triangle$	5/8	$\frac{13}{16}$	1,30	$\frac{3}{16} = 0,187$
	$\triangle$	3/4	$\frac{15}{16}$	1,25	$\frac{3}{16} = 0,187$
$\square$	$\triangle$	3/4	1	1,33	$\frac{1}{4} = 0,25$
$\square$	$\triangle$	1	$1 \frac{1}{4}$	1,25	$\frac{1}{4} = 0,25$
$\square$		$1 \frac{1}{4}$	$1 \frac{9}{16}$	1,25	$\frac{5}{16} = 0,3125$

Annexe 9

D _e calandre		Tubes : 3/4" P = 1"				Tubes : 1" P = 1 1/4"				Tubes : 1 1/4" P = 1 9/16"			
		nombre de passes : n _t				nombre de passes : n _t				nombre de passes : n _t			
(in)	(cm)	2	4	6	8	2	4	6	8	2	4	6	8
8	20,3	26	20	20		16	14						
10	25,4	52	40	36		32	26	24		12	10		
12	30,5	76	68	68	60	45	40	38	36	24	22	16	16
13 1/4	33,7	90	82	78	70	56	52	48	44	30	30	22	22
15 1/4	38,7	124	116	108	108	76	68	68	64	40	37	35	31
17 1/4	43,9	166	158	150	142	112	96	90	82	53	51	48	44
19 1/4	48,9	220	204	192	188	132	128	122	116	73	71	64	56
21 1/4	54,0	270	246	240	234	166	158	152	148	90	86	82	78
23 1/4	59,1	324	308	302	292	208	192	184	184	112	106	102	96
25	63,5	394	370	356	346	252	238	226	222	135	127	123	115
27	68,6	460	432	420	408	288	278	268	260	160	151	146	140
29	73,7	526	480	468	456	326	300	294	286	188	178	174	166
31	78,8	640	600	580	560	398	380	368	358	220	209	202	193
33	83,8	718	688	676	648	460	432	420	414	252	244	238	226
35	88,9	824	780	766	748	518	488	484	472	287	275	268	258
37	94,0	914	886	866	838	574	562	544	532	322	311	304	293
39	99,0	1024	982	968	948	644	624	612	600	362	348	342	336

Annexe 10

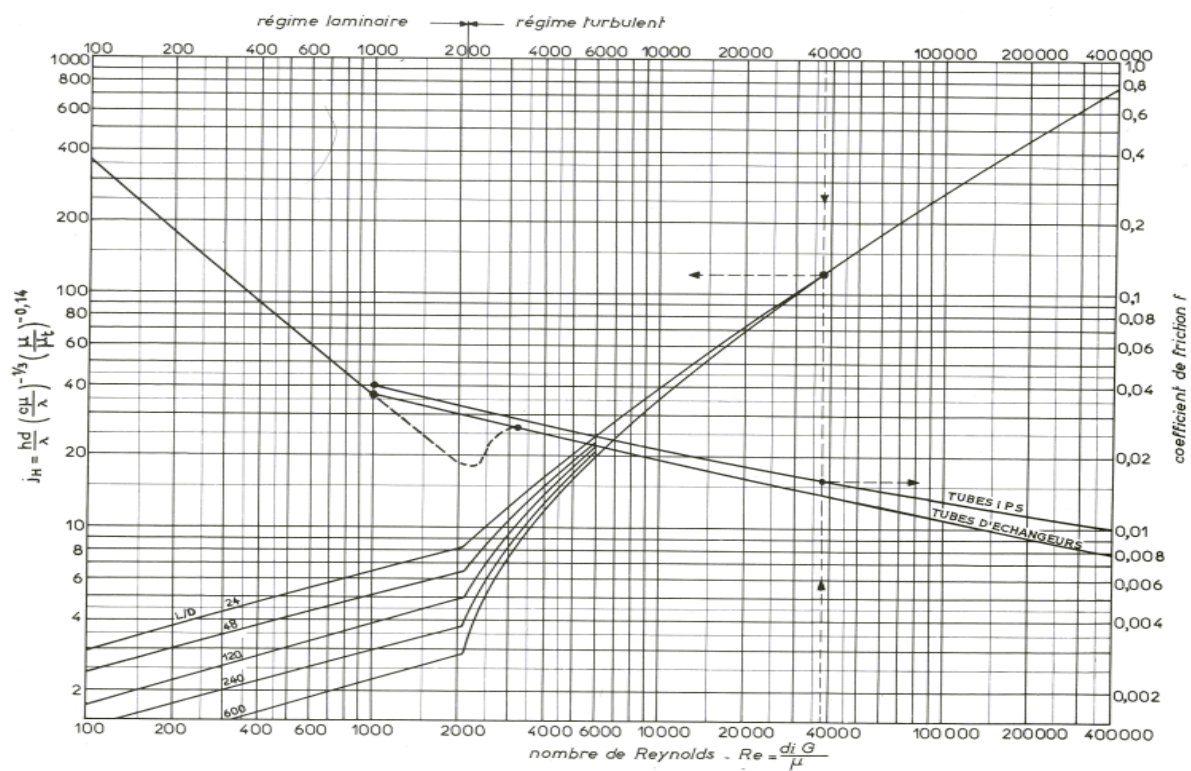
Les limites admises sont : $\frac{D_c}{5} \leq B \leq D_c$

Dans le cas des petites calandres la TEMA impose $B_{\text{mini}} = 2''$.

Les limites pratiques conseillées sont :

D_c	B_{mini}
$D_c \leq 10''$	2"
$10'' < D_c \leq 30''$	$0,2 D_c$
$30'' < D_c \leq 60''$	6"
$D_c > 60''$	$0,1 D_c$

Annexe 11



Annexe 12

TABEAU V.1.5

	PAS NORMAL CARRÉ OU TRIANGULAIRE (fig. V.1.4a et c)	PAS TRIANGULAIRE RENVERSÉ (fig. V.1.4b)	PAS CARRÉ RENVERSÉ (fig. V.1.4d)
Espacement entre tubes perpendiculairement au courant	P	$P\sqrt{3}$	$P\sqrt{2}$
Distance minimale de passage	$P - d_o$	$2(P - d_o)$	$2(P - d_o)$
Aire de passage : $a_{eT} = \alpha B D_c \frac{P - d_o}{P}$	$\frac{D_c}{P} (P - d_o) B$	$\frac{2}{\sqrt{3}} \frac{D_c}{P} (P - d_o) B$	$\sqrt{2} \frac{D_c}{P} (P - d_o) B$

Annexe13

