

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université 8 Mai 1945 Guelma
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie des Procédés

Mémoire de Projet de Fin d'Etudes
2^{ème} Année Master

**Etude de l'impact de l'encrassement sur la performance
d'un échangeur de chaleur**

Filière : Génie des Procédés
Spécialité : Génie Chimique

Présenté par :

Reggam Aya

Makhlouf Taqwa

Sous la direction de :

Y. BOULMOKH

2024 – 2025

Résumé

Dans ce travail, nous avons étudié la performance d'un échangeur à faisceaux tubulaires de la raffinerie de Skikda. L'efficacité de l'échangeur étudié a atteint 60% avec une réduction de la résistance d'encrassement de $0,006 \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$ à $0,0029 \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$, grâce à l'entretien de l'échangeur par l'opération de nettoyage. L'installation d'un dispositif de traitement secondaire de l'eau, pourra améliorer la qualité de l'eau de refroidissement ce qui entraîne une augmentation de l'efficacité de l'échangeur.

Mots clés : Raffinerie, échangeurs de chaleur, efficacité, résistance d'encrassement, nettoyage, eau de refroidissement.

ملخص

في هذا العمل، قمنا بدراسة أداء مبادل حراري قشري وأنبوبي في مصفاة سكيكدة. بلغت كفاءة المبادل الحراري المدروس 60% مع انخفاض مقاومة التلوث من $0,006$ إلى $0,0029$ من خلال صيانة المبادل الحراري من خلال عملية التنظيف. تركيب جهاز معالجة مياه ثانوية يُحسن جودة مياه التبريد، مما يؤدي إلى زيادة كفاءة المبادل الحراري.

الكلمات المفتاحية: المصفاة، المبادلات الحرارية، الكفاءة، مقاومة التلوث، التنظيف، مياه التبريد

Abstract

In this work, we studied the performance of a shell-and-tube heat exchanger at the Skikda refinery. The efficiency of the heat exchanger studied reached 60%, with a reduction in fouling resistance from $0.006 \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$ to $0.0029 \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$, due to exchanger maintenance through cleaning. Installing a secondary water treatment system can improve the quality of the cooling water, leading to an increase in exchanger efficiency.

Keywords: Refinery, heat exchangers, efficiency, fouling resistance, cleaning, cooling water.

Remerciements

La réalisation de ce mémoire a été possible grâce au concours de plusieurs personnes à qui nous souhaitons exprimer notre profonde gratitude.

*Nous tenons tout d'abord à adresser nos sincères remerciements à **Madame Y. Boulmokh**, encadrante de ce mémoire, pour sa patience, sa disponibilité et surtout ses judicieux conseils, qui ont contribué à alimenter notre réflexion,*

*Un grand merci à **Monsieur Bouanane Chérif**, pour son aide précieuse, son expertise technique, ainsi que le temps qu'il nous a consacré durant notre stage.*

*Nous souhaitons également remercier tous les **enseignants du Département de Génie des Procédés**, pour leur engagement et leur dévouement dans la transmission du savoir tout au long de notre formation.*

*Enfin, nous n'oublions pas de remercier chaleureusement **l'ensemble du personnel de Sonatrach**, pour leur accueil, leur disponibilité et leur accompagnement.*

Dédicaces

Je dédie ce travail à

*Mes **grands-parents**, qui me manquent énormément. Ils resteront à jamais dans mon cœur. Ce mémoire est un hommage à leur amour et à leur mémoire.*

*À ma chère **maman** et à mon **père**, merci pour votre soutien, votre patience et votre amour inconditionnel. Sans vous, rien de cela n'aurait été possible.*

*À mes sœurs **Zahra** et **Sadjida**, qui m'apportent tant de joie, de complicité et de courage. Vous êtes bien plus que des sœurs : vous êtes mes alliées, mes confidentes.*

*À **Houthaiifa**, mon frère de cœur, plus qu'un ami. Ta loyauté et ton amitié comptent énormément pour moi.*

*À ma partenaire **Aya**, merci pour ton soutien et ta collaboration.*

Ensemble, nous avons transformé ce défi en réussite.

*À **Manel**, ma cousine, que Dieu garde ta petite Raghad et lui offre une vie aussi belle que son sourire, avec tout mon amour.*

Et à tous ceux qui me sont chers, merci du fond du cœur, je suis reconnaissante de vous avoir à mes côtés.

TAQWA



Dédicaces

Je dédie mon travail à

celle qui m'a donné la vie, m'a élevée... mais m'a surtout aimée. Il n'y a pas assez de mots pour décrire à quel point tu es importante pour moi.

JE T'AIME, MAMAN.

À MA TANTE qui m'a tant manqué, que Dieu ait pitié d'elle.

À mes grands frères AMIR et TAREK

Je voudrais vous remercier d'être les meilleurs grands frères qu'une petite sœur puisse souhaiter.

À ma chère sœur MOUFIDA,

la moitié de mon âme, mon refuge et ma force. Toujours près de moi, dans les joies comme dans les épreuves, tu es mon soutien le plus précieux, mon amour éternel.

À ma partenaire TAQWA

Merci d'être là, de garder la vibe, de marcher à mes côtés.

On avance ensemble, pas toujours parfaits, mais toujours sincères.

À mes amis Rayane et Malak,

Merci d'être toujours présents, de partager rires et moments précieux. Votre amitié est un véritable trésor.

À tous ceux que j'aime.

AYA



LISTE DES FIGURES

Figure I.1: Principe de la conduction.	6
Figure I.2: Convection dans une casserole	6
Figure I.3: Schéma d'un échangeur de chaleur à Co-courants (anti-méthodiques).	8
Figure I.4: Schéma d'un échangeur de chaleur à contre-courants (méthodiques).	8
Figure I.5: Schéma d'un échangeur de chaleur à courants croisés	9
Figure I.6: Classification d'un échangeur en fonction de sa capacité [11].	10
Figure I.70: un échangeur à faisceau tubulaire et calandre [18].	12
Figure I.18: Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire [19].	13
Figure I.9: Échangeur à plaques et joint	13
Figure II. 1: Echangeur à tubes et calandre.....	21
Figure II. 2: Les faisceaux.	23
Figure II. 3: Disposition au pas carré et au pas triangulaire.	23
Figure II. 4: Différents types de boîtes de distribution.	25
Figure II. 5: Boîte de distribution avec fond de fermeture soudé ou bonnet.	25
Figure II. 6: Boîte de distribution intégrée à une plaque tubulaire avec couvercle démontable.	26
Figure II. 7: Echangeurs à plaque tubulaire fixes.	27
Figure II. 8: Echangeurs tête flottante.....	28
Figure II. 9: Echangeurs à tubes en U.....	29
Figure III. 1: Situation du complexe [33].	32
Figure III. 2: Schéma synoptique de l'unité Topping de Condensât « U100 ».	34
Figure III. 3: Couvercle de la tête flottante.....	36
Figure III. 4: La calandre.....	36
Figure III. 5: L'échangeur E115 A/B.....	36
Figure III. 6: Isolation des tubes fuyards.....	40
Figure IV. 1: Transfert thermique au travers des différents milieux composant un échangeur de chaleur.	44
Figure IV. 2: Evolution des températures dans un échangeur tubulaire fonctionnant à co-courant....	51
Figure IV. 3: Evolution des températures dans un échangeur tubulaire fonctionnant à contre-courant.	51
Figure IV. 4: Exemple d'un faisceau de tubes d'un échangeur encrassé.	52
Figure IV. 5: Schéma du circuit de refroidissement.	53
Figure IV. 6: Circulation des fluides à contre-courant dans l'échangeur 100-E-115 A/B.....	54
Figure V. 1: Evolution de l'efficacité en fonction des jours avant et après nettoyage.	61
Figure V. 2: Evolution de la surface d'échange en fonction des jours avant et après nettoyage.	62
Figure V. 3 : Evolution de la résistance d'encrassement en fonction des jours avant et après nettoyage.	63
Figure V. 4: Evolution de ΔTM en fonction des jours avant et après nettoyage.	64

LISTE DES TABLEAUX

Tableau III.1: Caractéristiques de l'échangeur.....	37
Tableau III.2: Paramètres de service de l'échangeur E-115A/B (Cas design).	38
Tableau III.3: Paramètres de service de l'échangeur E-115A/B (Cas réel).....	38
Tableau III. 4: Nature de l'eau selon l'indice de RYZNER.	40
Tableau IV.1: Valeurs de (A) en fonction de (Nu).....	48
Tableau IV. 2: Valeurs de (A) et (m) en fonction de (Re).	48
Tableau IV.3: Paramètres de fonctionnement de 100-E-115 A/B.....	54
Tableau V. 1: Propriétés physico-chimique (Cas théorique).	57
Tableau V. 2: Résultats de calcul théorique de l'échangeur.	58
Tableau V. 3: Paramètres de marche réelle avant nettoyage.....	59
Tableau V. 4: Résultats de calcul réel avant nettoyage de l'échangeur.	59
Tableau V. 5: Paramètres de marche réel après nettoyage.....	60
Tableau V. 6: Résultats de calcul réel après nettoyage de l'échangeur.	60

LISTE DES ABREVIATIONS

API	American Petroleum Institute
ASME	American Standard for Mechanical Engineering
Cpc, Cpf	Chaleur spécifique massique des fluides chaud et froid
CNPC	China National Petroleum Corporation
CW	Eau de refroidissement
de	Diamètre extérieur de tube
Di	Diamètre intérieur de la calandre
di	Diamètre intérieur de tube
e	Épaisseur de tube
F	Facteur de correction
GN	Gaz naturel
GPL	Gaz de pétrole liquéfié
GT	Vitesse massique transversale côté calandre
Gt	Vitesse massique dans les tubes
HGO	Gasoil lourd
h	Coefficient d'échange thermique par convection
hc, hf	Coefficients d'échange convectif côté fluide chaud et froid
IR	Indice de Ryznar
K	Coefficient d'échange global

KP	Coefficient de transfert propre
KS	Coefficient de transfert salé
L	Longueur de tube
L	Espacement des chicanes
LGO	Gasoil léger
n	Nombre de tubes
Nu	Nombre de Nusselt
P	Pas des tubes
Pr	Nombre de Prandtl
RA2K	Raffinerie Topping de Condensat
Re	Nombre de Reynolds
rec, ref	Résistance thermique d'encrassement côté fluide chaud/froid
Renc	Résistance d'encrassement
S	Aire de la surface d'échange paroi/fluide
S'	Surface d'échange calculée théoriquement
Tce, Tfe	Température d'entrée des fluides chaud et froid
Tcs, Tfs	Température de sortie des fluides chaud et froid
Tmc, Tmf	Température moyenne des fluides chaud et froid
TM	Taux de marche
Tp, Tf	Température de la paroi et du fluide

T_t	Température des tubes
$\dot{m}_c, \dot{m}_f$	Débit massique des fluides chaud et froid
ΔT_M	Différence de température moyenne logarithmique
λ	Conductivité thermique du matériau des tubes (acier carbone)
λ_c, λ_f	Conductivité thermique des fluides chaud et froid
μ_c, μ_f	Viscosité dynamique des fluides chaud et froid
Φ	Flux de chaleur échangé par convection

TABLE DES MATIERES

Introduction générale.....	2
Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur	
Introduction.....	5
I.1. Modes de transfert de chaleur.....	5
I.1.1 Conduction.....	5
I.1.2 La convection.....	6
I.1.2.2 Convection forcé.....	7
I.1.3 Rayonnement.....	7
I.2 Les Échangeurs de chaleur.....	7
I.2.1 Définition.....	7
I.2.2 Classification des Échangeurs de Chaleur.....	8
I.2.2.1 Classement selon les écoulements.....	8
I.2.2.2 Classement fonctionnel.....	9
I.2.2.3 Classement suivant le procédé de transfert de chaleur.....	9
I.2.2.4 Selon la compacité.....	10
I.2.2.5 Classement technologique.....	10
I.2.2.6 Classement suivant la nature du matériau de paroi d'échange.....	13
I.3 Problèmes de fonctionnement.....	14
I.3.1 L'encrassement.....	14
I.3.1.1 Effet de l'encrassement dans l'industrie pétrolière.....	14
I.3.1.2 Types d'encrassement.....	14
I.3.1.3 Mécanismes de l'encrassement.....	15
I.3.1.4 Facteurs principaux affectant l'encrassement.....	16
I.3.1.5 L'encrassement et l'entartrage des échangeurs de chaleur par l'eau de refroidissement.....	17
I.3.1.6 Évolution de l'encrassement des échangeurs de chaleur par l'eau de refroidissement.....	17
I.3.2 La corrosion.....	17
Conclusion.....	18
Chapitre II : Les échangeurs de chaleur à faisceaux tubulaires	
Introduction.....	20
II.1 Description.....	20
II.2 Différentes composantes.....	21
II.2.1 La calandre.....	21

II.2.2 Les faisceaux	22
II.2.3 Les chicanes	23
II.2.4 Boîtes de distribution ou chambres de distribution	24
II.2.5 Les plaques tubulaires	26
II.3 Assemblage faisceau -calandre.....	26
II.3.1 Les échangeurs à plaque tubulaire fixes	26
II.3.2 Les échangeurs tête flottante.....	28
II.3.3 Les échangeurs à tubes en U	29
Conclusion.....	30

Chapitre III : Description de l'unité RA2K et analyse des problèmes de l'échangeur 100-E-115A/B

Introduction	32
III.1 Localisation géographique du site.....	32
III.2 Différentes unités du complexe.....	33
III.2.1 Description de l'unité 100	33
III.3 Implantation de l'équipement 100-E-115 A/B au niveau de l'unité 100.....	35
III.4 Train d'échangeurs de préchauffage	35
III.5 Utilité de l'équipement E-115 A/B au niveau de l'unité 100.....	35
III.6 Présentation de l'échangeur.....	36
III.7 Caractéristiques de l'échangeur E-115 A/B faisceau et calandre	37
III.8 Paramètres de fonctionnement de l'équipement	38
III.8.1 Paramètres calculés pour une efficacité maximale de service (design)	38
III.8.2 Paramètres réels de service.....	38
III.9 Analyse des causes de la diminution de l'efficacité de l'échangeur	38
III.9.1 La défaillance des paramètres de marche de l'équipement et particulièrement côté tube	39
III.9.2 Encrassement continu et important côté tube	39
III.9.3 La qualité de l'eau de refroidissement.....	39
III.9.4 Dégradation du matériau des tubes et isolation des tubes fuyards	40
III.10 Les conséquences de mauvais fonctionnement de l'échangeur E-115 A/B.....	41
III.10.1 diminution de production à cause de la réduction de taux marche	41
III.10.2 Coût de manque à produire	41
III.10.3 Coût de la maintenance de l'échangeur E-115 A/B	41
Conclusion.....	42

Chapitre IV : Méthodes de calcul

Introduction	44
IV.1 Coefficient d'Échange Global.....	44
IV.1.1 Estimation des coefficients d'échange par convection h_c et h_f	46
IV.1.2 Corrélations expérimentales les plus usuelles en convection forcée.....	47
IV.2 calcul de la surface d'échange.....	49
IV.2.1 Méthode ΔT_M	49
IV.3 La surface d'échange	50
IV.3.1 Le flux échangé.....	50
IV.3.2 Le Facteur de correction F.....	50
IV.4 l'efficacité de l'échangeur	50
IV.5 La résistance d'encrassement	52
IV.6 Circuit d'alimentation des échangeurs 100-E-115 A/B en eau	53
IV.7 Les paramètres de fonctionnement du refroidisseur à eau 100-E-115A/B (cas théorique)	54

Chapitre V : Résultats et interprétations

Introduction	57
V.1 Résultats de calcul cas théorique	57
V.2 Interprétations (cas théorique).....	58
V.3 Résultats de calcul avant nettoyage de l'échangeur (cas réel).....	59
V.4 Résultats de calcul après nettoyage de l'échangeur	60
V.5 Interprétations (avant et après nettoyage)	61
V.6 Comparaison des paramètres clés (avant et après nettoyage)	61
V.7 Solution du problème et recommandations	64
Conclusion générale	67

Introduction générale

Introduction générale

Dans un contexte mondial marqué par la recherche constante de performance énergétique et de rentabilité industrielle, les échangeurs de chaleur qui sont des éléments essentiels au bon fonctionnement de plusieurs installations industrielles, occupent une place centrale dans les procédés thermiques étant un appareil qui permet le transfert de chaleur entre deux fluides ayant des températures différentes [1].

Cependant, malgré une conception soignée, ces échangeurs sont souvent confrontés à un phénomène majeur : l'encrassement, qui correspond à la formation et à l'accumulation de dépôts (tartre, sédiments, matières organiques... etc.) sur les surfaces d'échange thermique. Ce problème engendre une augmentation de la résistance thermique, une réduction de la section de passage des fluides, ainsi qu'une élévation des pertes de charge diminuant ainsi la performance de l'échangeur, ce qui impacte négativement sur la consommation énergétique et la rentabilité des installations [2].

Ce mémoire s'intéresse particulièrement à l'étude d'un échangeur de type faisceau tubulaire et calandre, l'un des plus couramment utilisés dans l'industrie pétrolière. L'objet d'étude concerne précisément l'échangeur E115 A/B, situé au sein de l'unité RA2K de la raffinerie de Skikda. Cet échangeur joue un rôle central dans le refroidissement du naphta, avec une circulation du fluide froid (eau de refroidissement) à l'intérieur des tubes, et le fluide chaud (naphta) circulant dans la calandre.

Deux objectifs principaux sont visés dans ce travail :

- Le premier est d'évaluer la performance thermique réelle de l'échangeur en comparant les paramètres de fonctionnement réels à ceux du design.
- Le second est de calculer les paramètres thermiques clés qui influencent cette performance à savoir le coefficient d'échange global, la résistance d'encrassement, l'efficacité thermique, ainsi que la surface d'échange. Ces grandeurs permettront de mieux diagnostiquer les effets de l'encrassement sur le fonctionnement de l'échangeur et de proposer des pistes d'amélioration.

Le mémoire qui commence par une introduction générale et terminé par une conclusion générale est structuré comme suit :

- Le chapitre I est consacré pour la recherche bibliographique sur les échangeurs de chaleur.

- Le chapitre II consiste à une description technologique détaillée des échangeurs de chaleur à faisceaux tubulaires et calandre et une présentation du problème de l'encrassement.
- Le chapitre III représente la description de l'unité RA2K et analyse des problèmes de fonctionnement de l'échangeur E-115A/B.
- Le chapitre IV représente les méthodes de calculs.
- Le chapitre V expose les différents résultats obtenus suivis des interprétations.

Chapitre I

Généralités sur les échangeurs de chaleur

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

Introduction

Les échangeurs de chaleur jouent un rôle fondamental dans de nombreux processus industriels et dans le domaine de l'énergie. Leur fonction principale est essentielle dans des applications aussi variées que la production d'énergie, le raffinage pétrolier, la gestion thermique des systèmes de chauffage et climatisation, ainsi que dans les processus chimiques.

Dans ce chapitre, nous proposons de donner un aperçu général en se focalisant sur des principes de base liés aux échangeurs de chaleur, en abordant leurs modes de transfert thermique, leurs différentes classifications, leur conception ainsi que leur fonctionnement. Nous explorerons également les défis liés à l'encrassement et à la corrosion des surfaces d'échange, des phénomènes qui peuvent considérablement affecter leur performance et leur durabilité.

I.1. Modes de transfert de chaleur

I.1.1 Conduction

La conduction thermique est un transfert thermique ayant lieu au cœur d'un matériau c'est-à-dire à l'échelle microscopique elle résulte de l'élévation ou de la baisse de la température dans certaine région d'un corps. Ceci provoque une différence de température dans l'intégrité du corps ainsi la région la plus froide du corps s'échauffe au contact de la région la plus chaude.

Ce transfert thermique a lieu sans transfert de matière mais avec transfert d'énergie. En effet, on peut considérer la conduction thermique au sein d'un solide comme la transmission de proche en proche de l'énergie microscopique de vibration du réseau cristallin car le fait que le corps soit chaud se traduit par une agitation microscopique des atomes cristallins.

Ce transfert de chaleur obéit à la loi de Fourier, Equation (I.1), établie mathématiquement par Jean-Baptiste Biot en 1804 puis expérimentalement par Fourier en 1822.

$$dQ = \lambda \cdot S \cdot \frac{dT}{dx} \dots\dots (I.1)$$

dQ : Flux de chaleur transmis par conduction (W).

λ : Conductivité thermique du milieu ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$).

S : Aire de la section de passage du flux de chaleur (m^2) [3].

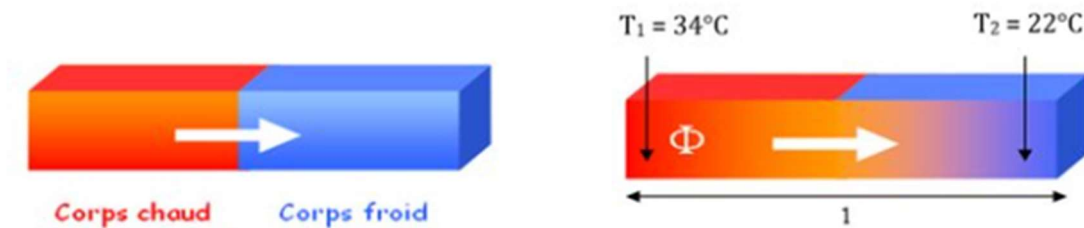


Figure I.1: Principe de la conduction.

I.1.2 La convection

La convection est un phénomène d'échange de chaleur dans lequel la chaleur est transférée d'une surface solide vers un fluide (ou un gaz) en mouvement.

Le coefficient de transfert thermique par convection (h) dépend du mouvement du fluide, de la géométrie et des propriétés thermodynamiques et physiques.

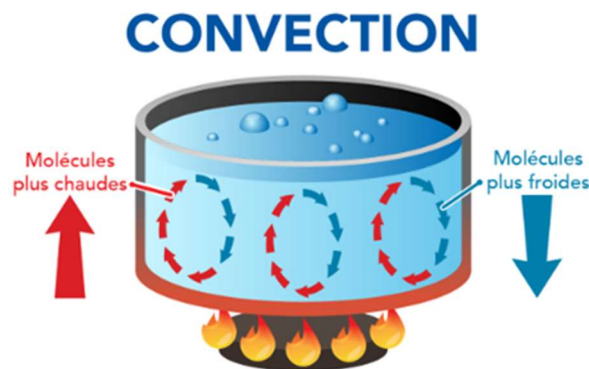


Figure I.2: Convection dans une casserole [4].

Il existe deux modes de transfert thermique par convection :

I.1.2.1 convection naturelle

Le mouvement du fluide le long de la surface solide est dû aux poussées induites par les changements dans la densité du fluide résultant de la différence de température entre le solide et le fluide.

I.1.2.2 Convection forcée

Un moyen extérieur, comme un ventilateur ou une pompe, est employé pour accélérer le mouvement du fluide au niveau de la surface du solide. Le mouvement rapide des particules du fluide sur la face du solide permet d'atteindre une valeur maximum du gradient de température, ce qui augmente le taux d'échange thermique [5].

I.1.3 Rayonnement

Les corps émettent de l'énergie par leur surface, sous forme d'un rayonnement d'ondes électromagnétiques, et ce d'autant plus que leur température est élevée. Le rayonnement est un processus physique de transmission de la chaleur sans support matériel. Ainsi, entre deux corps, l'un chaud, l'autre froid, mis en vis-à-vis (même séparés par du vide), une transmission de chaleur s'effectue par rayonnement du corps chaud vers le corps froid.

Le flux de chaleur émis par les surfaces (énergie sous forme d'ondes électromagnétiques), en absence d'un milieu intermédiaire, s'exprime grâce à la loi de Joseph Stefan (1835-1893) et Ludwig Eduard Boltzmann (1844-1906).

La valeur maximale du flux de chaleur émis par une surface est donnée par la loi de Stefan-Boltzmann (Cas d'un corps idéal ou corps noir).

$$Q = \sigma \cdot S \cdot T_p^4 \dots\dots (I.2)$$

σ : Constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}^4$).

T_p : Température de la surface en K [6].

I.2 Les Échangeurs de chaleur

I.2.1 Définition

Un échangeur de chaleur est un dispositif permettant de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre sans les mélanger. Le flux thermique y traverse la surface d'échange qui sépare les fluides.

L'intérêt du dispositif réside dans la séparation des deux circuits et dans l'absence d'autres échanges que la chaleur, qui maintient les caractéristiques physico-chimiques (pression, concentration en éléments chimiques...) de chaque fluide inchangées hormis leur température ou leur état.

Un échangeur se caractérise par les fluides en présence, le but recherché et la puissance à mettre en œuvre ; ces critères déterminent sa forme et ses dimensions [7].

I.2.2 Classification des Échangeurs de Chaleur

I.2.2.1 Classement selon les écoulements

a. Courants parallèles Co-courants (anti-méthodiques)

Les deux fluides circulent parallèlement et dans le même sens. Dans un échangeur co-courant la température de sortie du fluide froid est nécessairement moins élevée que la température de sortie du fluide chaud.

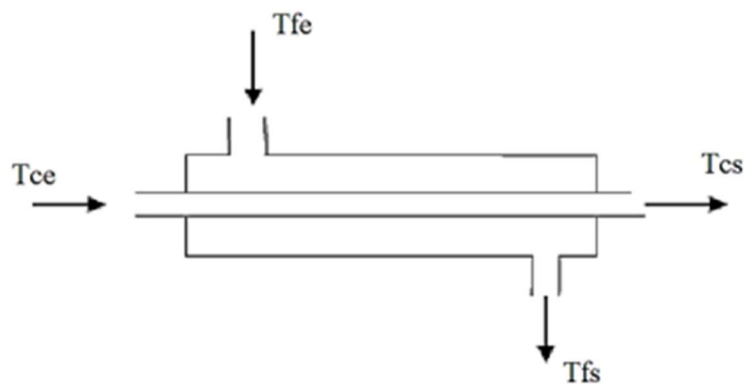


Figure I.3: Schéma d'un échangeur de chaleur à Co-courants (anti-méthodiques).

b. Contre-courant (méthodiques)

Les deux fluides circulent parallèlement mais dans les sens opposés. dans un échangeur à contre-courant, le coefficient d'échange est sensiblement supérieur à celui d'un échangeur à co-courant et la température de sortie du fluide froid peut être plus élevée que la température de sortie du fluide chaud.

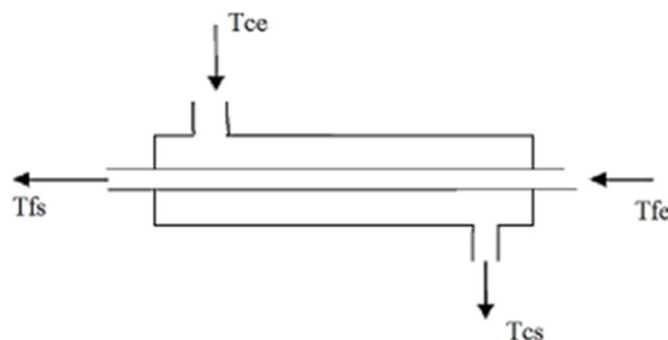


Figure I.4: Schéma d'un échangeur de chaleur à contre-courants (méthodiques).

c. Courants croisés

Les échangeurs à courants croisés sont utilisés pour des échanges entre gaz circulant en calandre et liquide circulant dans les tubes. L'écoulement autour des tubes est presque perpendiculaire au faisceau de tubes [8].

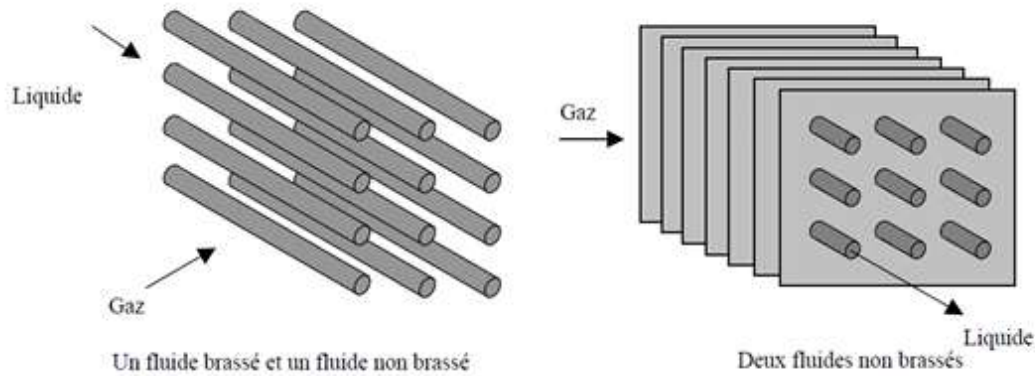


Figure I.5: Schéma d'un échangeur de chaleur à courants croisés [8].

I.2.2.2 Classement fonctionnel

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase ; suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique. On rencontre alors les différents cas suivants :

1. les deux fluides ont un écoulement monophasique.
2. un seul fluide à un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs.
3. les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapocondenseurs.

I.2.2.3 Classement suivant le procédé de transfert de chaleur

Suivant qu'il y a ou non stockage de chaleur, on définit un fonctionnement en récupérateur ou en régénérateur de chaleur :

1. transfert sans stockage, donc en récupérateur, avec 2 ou n passages et un écoulement en général continu.
2. transfert avec stockage, donc en régénérateur, avec un seul passage et un écoulement intermittent, la matrice de stockage étant statique ou dynamique [9].

I.2.2.4 Selon la compacité

La compacité d'un échangeur est un indicateur de classement des échangeurs de chaleur exprimé par le rapport de la surface d'échange au volume de l'échangeur. Un échangeur de chaleur est dit compact si sa compacité est supérieure à $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ [10].

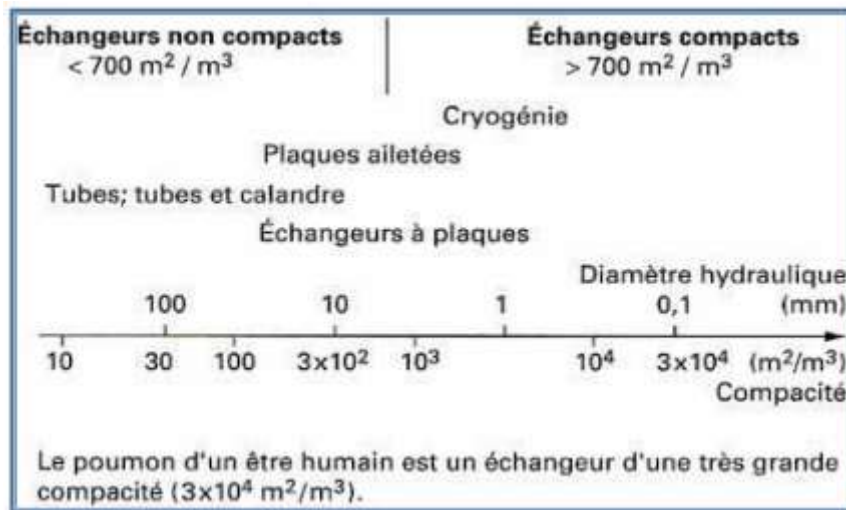


Figure I.6: Classification d'un échangeur en fonction de sa compacité [11].

I.2.2.5 Classement technologique

a. Échangeurs tubulaires

1. Échangeur monotube

Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentín [12].



Figure I.7 : Échangeur monotube.

2. Échangeur double tubes

Un fluide (généralement le chaud) circule dans le tube intérieur, l'autre dans l'espace compris entre les deux tubes. Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid s'effectue à travers la paroi qui constitue le tube intérieur. Ils sont constitués de tubes dont la paroi forme la surface d'échange. Ils comportent soit un tube unique (serpentin), soit deux tubes coaxiaux (échangeurs bitubes), soit un faisceau de tubes enfermés dans une enveloppe appelée calandre [13].



Figure I.8: Exemple d'un échangeur double tubes [14].

3. Échangeur coaxial

Dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur [15].

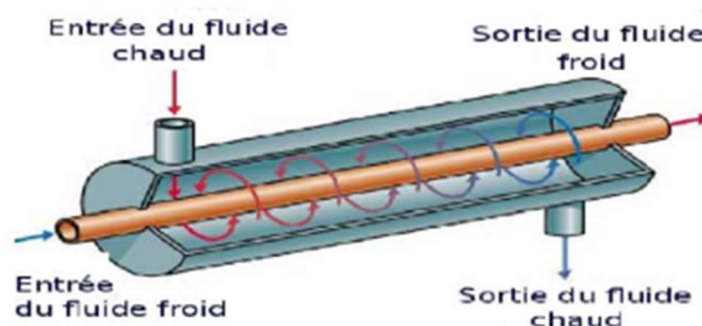


Figure I.9: Échangeur coaxial [16].

4. Échangeur à faisceau tubulaire et calandre

Ce type d'échangeurs est de loin le plus répandu dans les unités de transformations des industries chimiques et pétrochimiques. Un schéma typique d'un échangeur à faisceau tubulaire, aussi appelé échangeur multitubulaire ou échangeur tubes et calandre, est présenté ci-dessous. L'appareil est constitué d'un faisceau de tubes, disposés à l'intérieur d'une enveloppe dénommée calandre. L'un des fluides circule à l'intérieur des tubes et l'autre à l'intérieur de la calandre, autour des tubes. Le nombre de chicanes ainsi que leurs formes sont optimisés afin d'améliorer le transfert de chaleur. À chaque extrémité du faisceau sont fixées des boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur des tubes. Leur configuration peut être à une seule ou à plusieurs passes. La calandre est elle aussi munie de tubulures d'entrée et de sortie (connexions) pour le fluide qui circule à l'extérieur des tubes suivant le chemin imposé par les chicanes. Le choix du diamètre des tubes est aussi optimisé en fonction de la nature du fluide qui y circule [17].

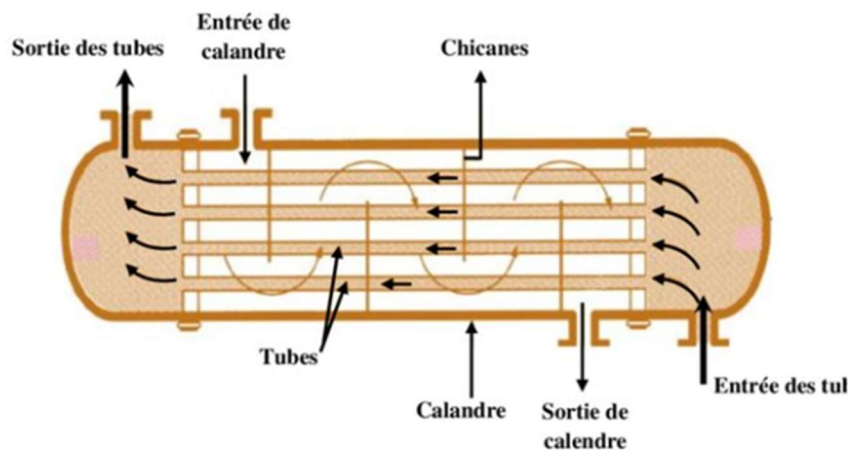


Figure I.70: un échangeur à faisceau tubulaire et calandre [18].

b. Échangeurs à plaques

1. Échangeurs à surface primaire

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques corrigées, nervurées ou picotées. Le dessin du profil de plaques peut être assez varié mais il a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression par multiplication des points de contact.

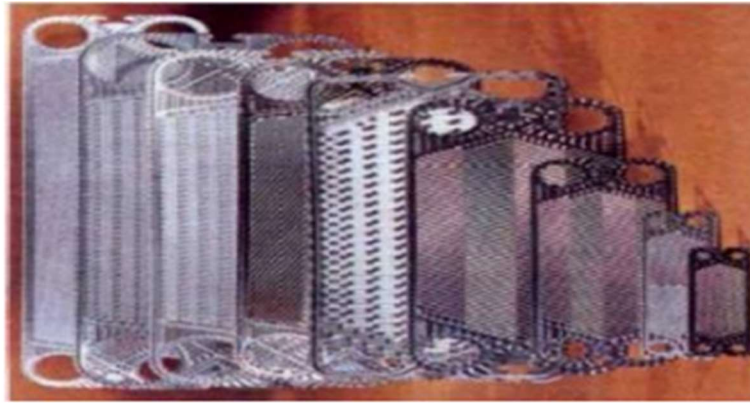


Figure I.18: Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire [19].

2. Échangeurs à plaques avec joints

La surface d'échange est alors composée de plaques métalliques, équipées de joints, serrées les unes contre les autres à l'aide de tirants entre deux flasques, l'un fixe et l'autre mobile[20].



Figure I.9: Échangeur à plaques et joint [21].

I.2.2.6 Classement suivant la nature du matériau de paroi d'échange

On retiendra deux types de paroi :

1. Les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux superalliages, métaux ou alliages réfractaires.
2. Les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc [22].

I.3 Problèmes de fonctionnement

I.3.1 L'encrassement

L'encrassement résultant de l'accumulation de particules solides indésirables sur une surface, impacte de nombreuses opérations industrielles. Dans le cas des échangeurs de chaleur, la présence d'un gradient thermique élevé à proximité de la surface peut perturber les mécanismes de transfert thermique, réduisant ainsi l'efficacité de l'échange de chaleur. Cela peut entraîner une surchauffe, une perte d'efficacité énergétique et, dans certains cas, des dommages aux équipements. L'encrassement dans ces systèmes se manifeste principalement sous la forme de dépôts de particules solides, de sédiments ou de biofilm qui se forment sur les surfaces des tubes ou des plaques.

Les facteurs qui favorisent l'encrassement incluent la vitesse du fluide, la température, la composition chimique et la nature des matériaux en contact avec le fluide [23].

I.3.1.1 Effet de l'encrassement dans l'industrie pétrolière

Dans les échangeurs utilisés dans les secteurs pétroliers et chimiques, des substances telles que les hydrocarbures, les sels ou les micro-organismes peuvent se déposer sur les surfaces, créant des couches qui réduisent l'efficacité thermique et entraînent des coûts d'entretien supplémentaires ; ainsi l'encrassement entraîne les problèmes suivants :

1. Diminution des performances thermiques : les dépôts localisés sur la surface d'échange génèrent une résistance thermique supplémentaire.
2. Augmentation des pertes de charge : augmentation de la résistance à l'écoulement avec l'augmentation de la rugosité de la surface.
3. Environnement local favorable à la corrosion.
4. Risque de contamination du fluide de process [24].

I.3.1.2 Types d'encrassement

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

1. L'eau des chaudières contenant des produits de corrosion, celle des tours de refroidissement, des particules transportées par l'air et des produits de corrosion (oxydes et hydroxydes de fer).
2. Les écoulements gazeux pouvant être fortement chargés de particules de poussières.
3. Les fumées industrielles de résidus solides de combustion.

Corrosion : Réaction chimique (ou électrochimique) entre la surface d'échange et le fluide en écoulement.

Entartrage : Phénomène rencontré surtout dans les échangeurs refroidis à l'eau, dans les unités de dessalement d'eau de mer, dans les chaudières, ...

Encrassement biologique : Les micro-organismes (bactéries, algues,...), créent un film au contact de la surface thermique.

Encrassement par réaction chimique : Réaction chimique qui se déroule près de la surface d'échange suivie par le dépôt des produits de cette réaction (polymérisation, craquage des hydrocarbures, pasteurisation du lait,...).

Encrassement par solidification : Givre (contact entre liquide et surface d'échange sous-refroidie).

Modes combinés : La plupart des dépôts réels sont le résultat de la combinaison d'au moins deux des types précédemment décrits. Dans les échangeurs refroidis à l'eau par exemple, les dépôts peuvent provenir de l'entartrage, de l'encrassement particulaire, de la corrosion in situ et de l'encrassement biologique [1].

I.3.1.3 Mécanismes de l'encrassement

Initiation : Cette phase est associée au temps nécessaire avant de pouvoir observer la formation d'un dépôt encrassant sur une surface d'échange propre.

Transfert des particules à la paroi : Les particules sont transportées jusqu'au voisinage de la paroi grâce aux forces extérieures (thermiques, électriques etc....).

Adhésion des particules : Les particules transférées à la paroi peuvent s'y maintenir grâce aux forces d'adhésion dues à l'attraction moléculaire (forces de Van Der Waals) aux forces électriques ou capillaires.

Réentraînement des particules déposées : Il est classique de supposer que le mécanisme de réentraînement est lié aux forces de cisaillement s'exerçant sur le dépôt. Lorsque la force aérodynamique est supérieure aux forces d'adhésion d'une particule le réentraînement se produit par érosion. Lorsqu'il concerne un agglomérat de particules, il correspond à un phénomène d'écaillage.

Vieillessement du dépôt : Il s'agit d'un changement de texture de dépôt d'origine chimique ou cristalline. On peut alors observer soit sa consolidation, soit son écaillage [25].

I.3.1.4 Facteurs principaux affectant l'encrassement

Fluides : Un facteur important à connaître ici est la tendance des fluides à l'encrassement.

Température de surface : Plus la température augmente, plus l'encrassement est important. Une diminution de température s'accompagne d'un ralentissement du processus d'encrassement, avec des dépôts facilement détachables. La température maximale recommandée pour une eau de refroidissement est de 60 °C.

Paramètres hydrodynamiques

1. La vitesse d'écoulement et le frottement pariétal affectent l'encrassement.
2. Un écoulement uniforme et constant favorise moins l'encrassement.
3. Un frottement pariétal important favorise le réentraînement des dépôts.

Nature du matériau des tubes

1. L'acier au carbone est sujet à la corrosion.
2. Le cuivre possède des effets biocides dans l'eau.
3. Le nickel et le titane résistent à la corrosion, mais sans effet biocide.
4. Le verre, le graphite et le Téflon résistent à l'encrassement et sont faciles à nettoyer.

Pureté des fluides

1. Des traces de vanadium et de molybdène, en se combinant avec l'oxygène, peuvent conduire à une réaction chimique de polymérisation.
2. Le sable contenu dans l'eau de refroidissement peut avoir un effet récurrent sur les dépôts.

État de surface

1. La rugosité de la surface peut être une source de « sites de nucléation » qui favorisent la fixation des premiers dépôts.
2. Un état de surface soigné tend à retarder l'encrassement et à faciliter le nettoyage.
3. Une surface de tube réputée lisse peut devenir rugueuse au fil du temps, suite à l'entartrage, à la formation de dépôts corrosifs ou à l'érosion [26].

I.3.1.5 L'encrassement et l'entartrage des échangeurs de chaleur par l'eau de refroidissement

Dans les complexes pétrochimiques, divers problèmes surviennent en raison de la présence d'eaux minéralisées ou biologiquement polluées, entraînant l'entartrage et la corrosion des échangeurs de chaleur. Étant donné que les circuits de refroidissement sont chargés de refroidir les produits ou les unités de procédé à travers des échangeurs de chaleur, le rendement d'échange thermique constitue un facteur clé de l'efficacité globale de l'unité, et donc de la production.

Le degré d'encrassement des échangeurs de chaleur est évalué par la mesure du coefficient global de transfert de chaleur. L'évolution de ce paramètre au fil du temps reflète précisément l'état physique des surfaces d'échange, aussi bien du côté de l'eau que du côté du fluide refroidi. Cela permet d'attribuer un problème de rendement non seulement au circuit d'eau, mais aussi au circuit de procédé [27].

I.3.1.6 Évolution de l'encrassement des échangeurs de chaleur par l'eau de refroidissement

Les échangeurs de chaleur alimentés par l'eau de refroidissement nécessitent un nettoyage périodique pour maintenir des coefficients globaux d'échange efficaces. Quelle que soit la qualité du traitement de l'eau et de sa gestion, le nettoyage doit être effectué régulièrement, en veillant à prolonger autant que possible l'intervalle entre deux nettoyages successifs.

L'objectif du conditionnement de l'eau contre l'entartrage et la corrosion est de retarder au maximum les opérations de nettoyage chimique ou mécanique des équipements, et ce, pour plusieurs raisons :

- Lorsqu'un appareil est hors service.
- Lorsqu'un appareil est encrassé, son rendement d'échange chute, ce qui réduit la production de l'unité.
- Le nettoyage est une opération coûteuse, et s'il est mal réalisé, il peut endommager les surfaces métalliques et les équipements [26].

I.3.2 La corrosion

La corrosion est une dégradation des matériaux sous l'action du milieu ambiant. On peut la traduire par un processus d'oxydoréduction entre le métal et le milieu corrosif.

Les mécanismes de dégradation des matériaux métalliques et non métalliques sont pratiquement toujours différents dans leur principe, mais ils conduisent au même résultat pratique, c'est-à-dire à la destruction du matériau. On distingue deux types de corrosion :

1. **Corrosion généralisée** : qui se produit à la même vitesse sur toute la surface en contact avec le milieu corrosif.
2. **Corrosion localisée** : qui se produit à des vitesses différentes à divers endroits de la surface du métal [28].

Conclusion

Les échangeurs de chaleur sont indispensables dans de nombreux secteurs industriels pour un transfert thermique efficace. Leur performance dépend toutefois de la gestion des phénomènes d'encrassement et de corrosion, ce qui souligne l'importance d'une conception et d'une maintenance adaptées.

Chapitre II

Les échangeurs de chaleur à faisceaux tubulaires

Chapitre II : Les échangeurs de chaleur à faisceaux tubulaires

Introduction

Les échangeurs de chaleur à faisceaux tubulaires et calandre représentent l'un des équipements thermiques les plus utilisés dans l'industrie, en particulier dans les unités de traitement des hydrocarbures, tels que les raffineries, les unités pétrochimiques et les usines de production de gaz. Leur conception robuste, leur efficacité énergétique et leur capacité à fonctionner sous des conditions extrêmes de température et de pression en font un choix privilégié pour le transfert thermique entre deux fluides.

Dans ce chapitre, nous présentons les différentes composantes de l'échangeur tubulaire, notamment la calandre, les tubes, les plaques tubulaires, les chicanes et les boîtes d'entrée et de sortie. Chacune de ces parties joue un rôle spécifique dans le processus de transfert de chaleur et influence les performances globales de l'appareil.

II.1 Description

Les échangeurs à faisceaux tubulaires, également appelés échangeurs à calandre et tubes, constituent l'un des types d'échangeurs de chaleur les plus utilisés dans les procédés industriels, en particulier dans les secteurs du raffinage, de la pétrochimie, de la production d'énergie et du traitement chimique. Ce type d'échangeur est conçu pour permettre le transfert thermique entre deux fluides de nature différente (liquide/liquide, liquide/gaz ou gaz/gaz), tout en assurant une séparation physique entre les deux circuits.

L'échangeur est composé essentiellement d'un faisceau de tubes enfermé dans une calandre (ou enveloppe cylindrique). Le faisceau est monté en deux plaques en communication avec des boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau en plusieurs passes. Le faisceau muni de chicanes est logé dans une calandre possédant des tubulures d'entrée et de sortie pour le deuxième fluide circulant à l'extérieur des tubes du faisceau selon un chemin imposé par les chicanes.

Tous les éléments entrant dans la construction de ces échangeurs ont fait l'objet d'une normalisation, tant par l'association des fabricants d'échangeurs tubulaires (Tubular

Les échangeurs de chaleur à faisceaux tubulaires

Exchangers Manufacturers Association (TEMA) que American Society of Mechanical Engineers (l'ASME) ou American petroleum institute (API). Le transfert de chaleur s'effectue à travers les parois des tubes, selon le principe de la conduction thermique, suivi d'un échange par convection entre les parois et chaque fluide. La conception permet ainsi d'éviter le mélange des fluides tout en maximisant l'échange de chaleur [29].

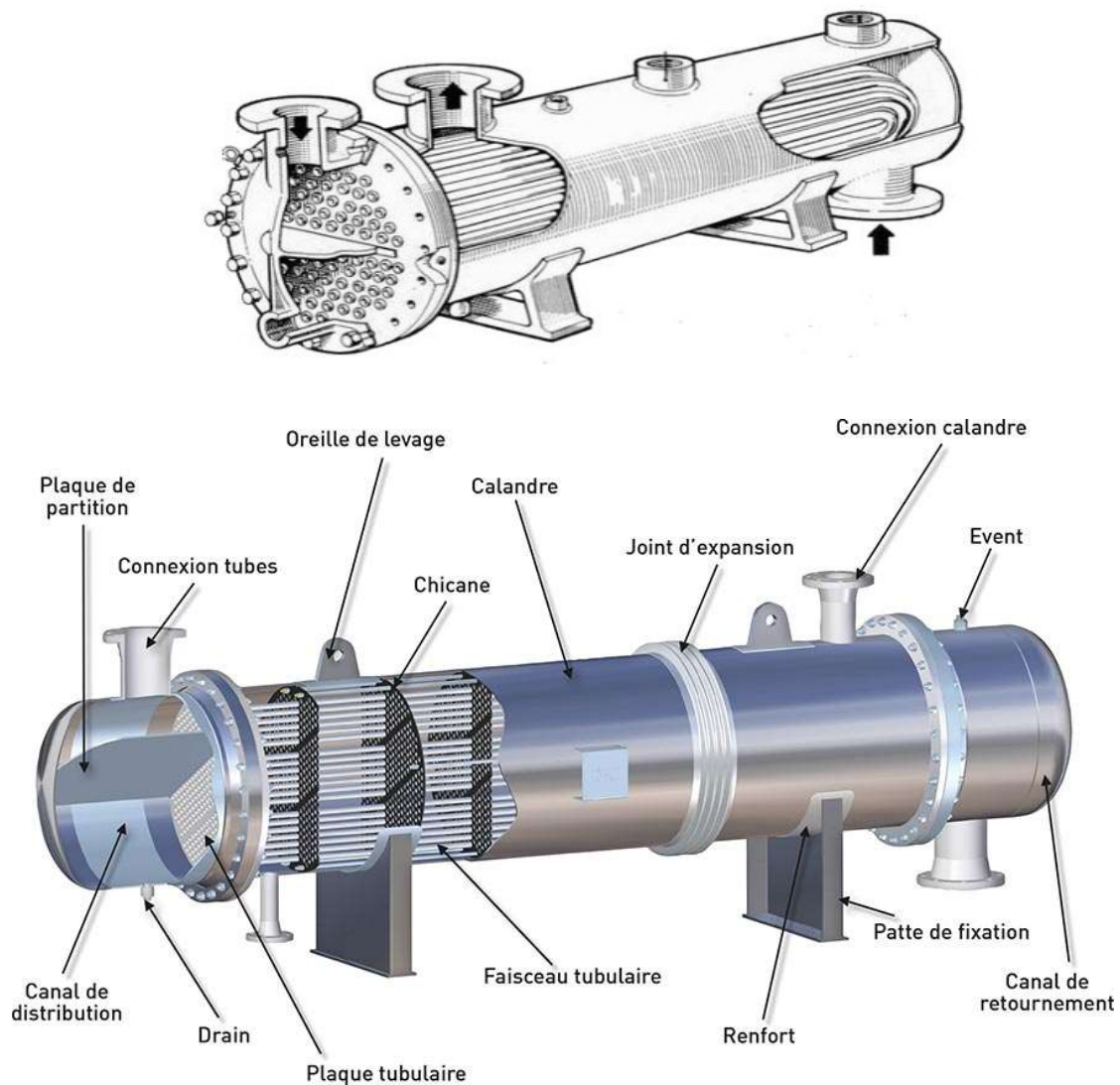


Figure II. 1: Echangeur à tubes et calandre.

II.2 Différentes composantes

II.2.1 La calandre

La calandre est généralement réalisée en acier au carbone et les brides portant les boîtes de distribution et le couvercle sont soudées. Les tubes du faisceau répondent à des spécifications très sévères. Le choix du matériau dépend de l'utilisation :

- Acier au carbone pour usage courant.
- Laiton amirauté pour les appareils travaillant avec l'eau de mer.
- Aciers alliés pour les produits corrosifs et les températures élevées.
- Aluminium et cuivre pour les très basses températures.

Les tubes sont fixés dans les plaques par mandrinage et la perforation des trous dans les plaques est réalisée selon une disposition normalisée, soit au pas triangle, soit au pas carré. Le pas triangle permet de placer environ 10 % de plus de tubes que le pas carré sur une plaque tubulaire de diamètre donné, mais, en contre-partie, la disposition des tubes rend difficile le nettoyage des tubes par insertion de grattoirs.

Les chicanes qui permettent d'allonger le chemin du fluide circulant dans la calandre sont souvent constituées par un disque de diamètre légèrement inférieur à celui de la calandre comportant une section libre représentant 20 à 45 % de la section [30].

a. Calandre à une passe

Très couramment utilisée, elle est munie d'une tubulure à chaque extrémité. Dans le cas de grands débits (ex : gros tonnages de vapeur à condenser), il est nécessaire de réduire la vitesse d'arrivée sur le faisceau pour limiter les risques d'érosion, et de vibration des tubes. Pour ce faire on augmente le diamètre à l'entrée ou bien on installe un dôme de distribution ou un anneau de distribution.

b. Calandre à deux passes avec cloison longitudinale

Une cloison longitudinale permet de réaliser deux passes côté calandre. Elle permet de réaliser un contre-courant dans le cas de faisceau à deux passes côté tube. L'inconvénient réside dans l'étanchéité entre cloison et calandre et éventuellement la tenue mécanique de la calandre. Il y a risque de problèmes mécaniques dus à la dilatation différentielle des deux côtés de la cloison. Si cette différence est grande, la calandre risque de se déformer en banane, ce qui entraîne des problèmes de supportage et d'effort sur les tuyauteries.

L'échangeur multi passe côté calandre ne se conçoit que si $\Delta P < 0.3$ bar et $\Delta T < 100$ °C [27].

II.2.2 Les faisceaux

C'est l'ensemble des tubes constituant le faisceau, les épaisseurs de tubes sont normalisées selon le calibre BWG (Birmingham wire Gage).

Exemple :

- Acier au carbone pour usage général.
- Aciers alliés pour les produits corrosifs et les températures élevées.

Les échangeurs de chaleur à faisceaux tubulaires

- Aluminium ou cuivre pour les très basses températures.



Figure II. 2: Les faisceaux.

La perforation des trous dans les plaques tubulaires est normalisée ; elle s'effectue selon une disposition soit au pas carré, soit au pas triangulaire. Le pas triangulaire permet de placer environ 10% de tubes de plus que le pas carré sur une plaque tubulaire de diamètre donné, mais en contre-partie, la disposition des tubes rend impossible leur nettoyage extérieur par grattage. Donc faut avoir recours au nettoyage chimique et réserver leur emploi des fluides propre[27].

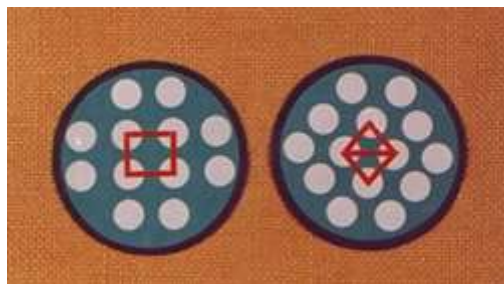


Figure II. 3: Disposition au pas carré et au pas triangulaire.

II.2.3 Les chicanes

Les chicanes dans un échangeur de chaleur remplissent deux fonctions principales :

- Elles augmentent la rigidité du faisceau tubulaire afin de prévenir les vibrations.
- Elles accroissent la vitesse d'écoulement du fluide dans la calandre, ce qui améliore le transfert thermique.

- Les chicanes permettent non seulement d'améliorer la performance thermique en augmentant la turbulence et la vitesse du fluide, mais aussi de renforcer mécaniquement le faisceau tubulaire pour éviter les vibrations nuisibles à la durée de vie de l'échangeur [31].

Il existe deux types de chicanes :

a. Chicanes transversales

Ce sont généralement des disques dont le diamètre est légèrement inférieur à celui de la calandre. Ils comportent un segment libre représentant entre 20 % et 45 % de la section totale, ce qui permet au fluide de circuler. Ces chicanes allongent le trajet du fluide dans la calandre, augmentant ainsi l'efficacité du transfert thermique à l'extérieur des tubes. Dans les échangeurs horizontaux, une échancrure est prévue en partie inférieure pour faciliter la vidange, le nettoyage et éviter l'encrassement par stagnation. Les chicanes transversales sont fixées solidement à la plaque tubulaire fixe par des tirants et entretoises qui remplacent certains tubes, assurant la rigidité du faisceau. Selon les normes TEMA, le nombre de tirants doit être compris entre 4 et 10.

b. Chicanes longitudinales

Constituées d'une simple tôle insérée au centre du faisceau, elles obligent le fluide à effectuer un aller-retour dans la calandre, modifiant ainsi le parcours du fluide.

II.2.4 Boîtes de distribution ou chambres de distribution

La chambre de distribution ou boîtes de distribution permet de distribuer le fluide en vue de réaliser 1, 2, 4, 6 ou 8 passes.

Le nombre de passe est généralement limité par la perte de charge admissible.

Le second facteur limitant est si la différence de température à l'entrée et à la sortie est importante ; pour une différence de 150 °C une seule passe s'impose.

a. Boîte de distribution avec couvercle démontable :

Le démontage du couvercle plat permet l'inspection et le nettoyage mécanique de l'intérieur des tubes sans débrider les tubulures. Cet avantage est intéressant dans le cas de nettoyage fréquent comme les cas où on utilise le résidu pétrolier ou l'eau de mer qui sont des produits sales. L'inconvénient de ce montage est le risque de fuite travers les joints (02) surtout à haute pression ou à haute température.

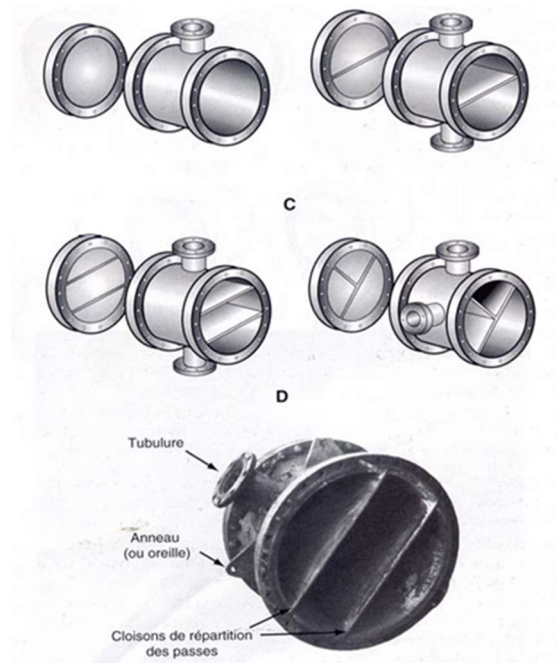


Figure II. 4: Différents types de boîtes de distribution.

b. Chambre de distribution avec fond de fermeture soudé ou bonnet :

Le fond peut être elliptique, hémisphérique (1 seule passe) ou tronconique. Le fond elliptique résiste mieux à la pression que le fond plat (type A) et il y a moins de risque de fuite puisque on utilise un seule Joint.

L'inspection et le nettoyage difficile dû au fait du démontage des tuyauteries de la chambre de distribution. L'usage de ce type de boîte de distribution est réservé aux fluides propres (eau traitée, hydrocarbure léger). Il est souvent associé à un faisceau de tube en U [29].

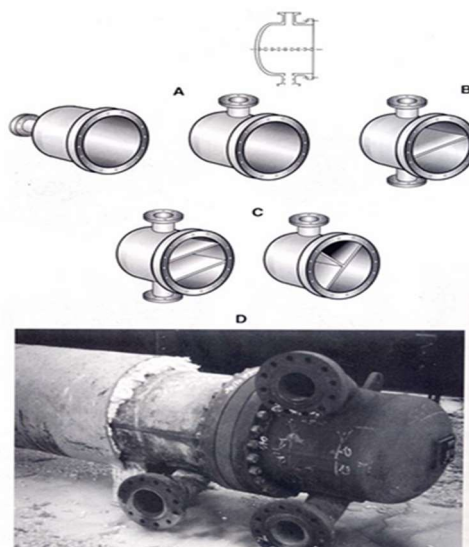


Figure II. 5: Boîte de distribution avec fond de fermeture soudé ou bonnet.

c. Boîte de distribution intégrée à une plaque tubulaire avec couvercle démontable :

La chambre de distribution est solidaire de la plaque tubulaire. Deux cas s'imposent

- Chambre de distribution avec faisceau démontable.
- Chambre de distribution avec faisceau fixe,

Ces échangeurs sont rarement utilisés en raffinage. Ils sont plus adaptés aux industries chimiques et pétrochimiques [27].

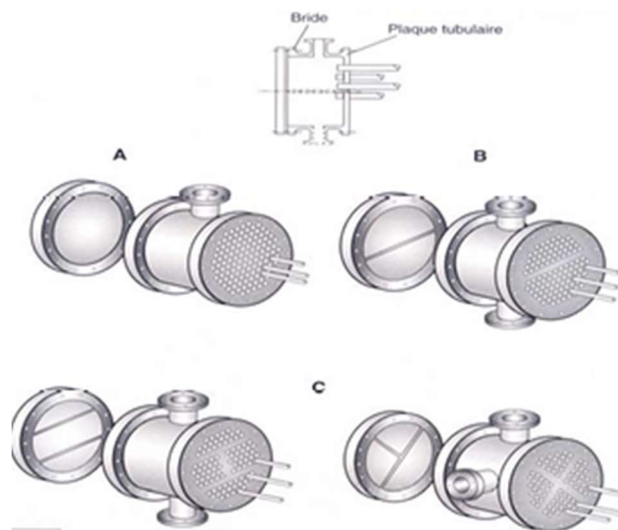


Figure II. 6: Boîte de distribution intégrée à une plaque tubulaire avec couvercle démontable.

II.2.5 Les plaques tubulaires

Les plaques tubulaires peuvent être en acier ordinaire, en acier spécial massif. Les tubes peuvent être fixés à la plaque tubulaire par dudgeonnage allié à une soudure qui sert alors simplement à assurer l'étanchéité. Les plaques tubulaires sont des parties délicates des échangeurs. Les interstices entre tubes et plaques, sont des lieux privilégiés de corrosion. Par ailleurs, les dilatations différentielles excessives peuvent faire sauter les dudgeonnages ou les soudures [1].

II.3 Assemblage faisceau -calandre

II.3.1 Les échangeurs à plaque tubulaire fixes

Les échangeurs à plaque tubulaire fixe sont constitués de tubes droits dont les extrémités sont soudées aux plaques tubulaires, elles-mêmes fixées par soudure à la calandre. Cette conception, très compétitive, permet un nettoyage mécanique de l'intérieur des tubes grâce aux

Les échangeurs de chaleur à faisceaux tubulaires

couvercles amovibles des boîtes d'eau. Cependant, l'accès direct aux tubes pour un nettoyage complet est impossible puisque les plaques tubulaires sont soudées à la calandre ; seul un nettoyage chimique en place (CIP) peut être réalisé. De plus, lorsque l'échangeur subit des variations thermiques importantes, il doit être équipé d'un joint d'expansion pour compenser la dilatation thermique des tubes.

Donc, ces échangeurs ne conviennent que lorsque la différence de température entre les fluides chaud et froid reste suffisamment faible, afin que la dilatation du faisceau tubulaire reste dans des limites acceptables [32].

<https://thermofin.net/fr/produits/caleos-echangeurs-faisceau-tubulaire/>

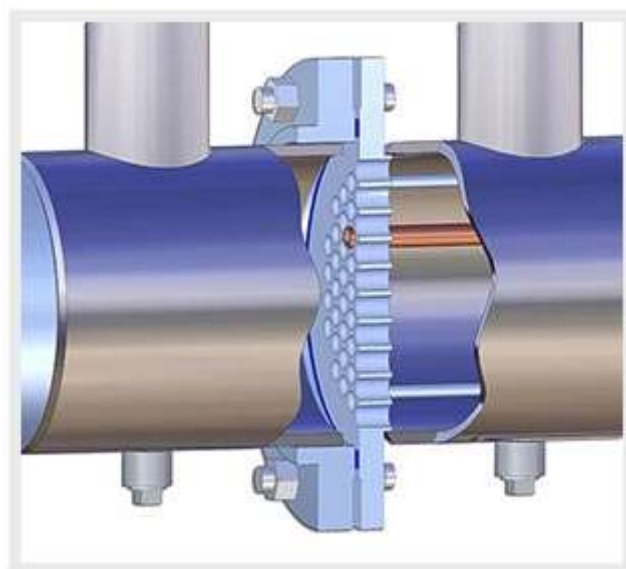
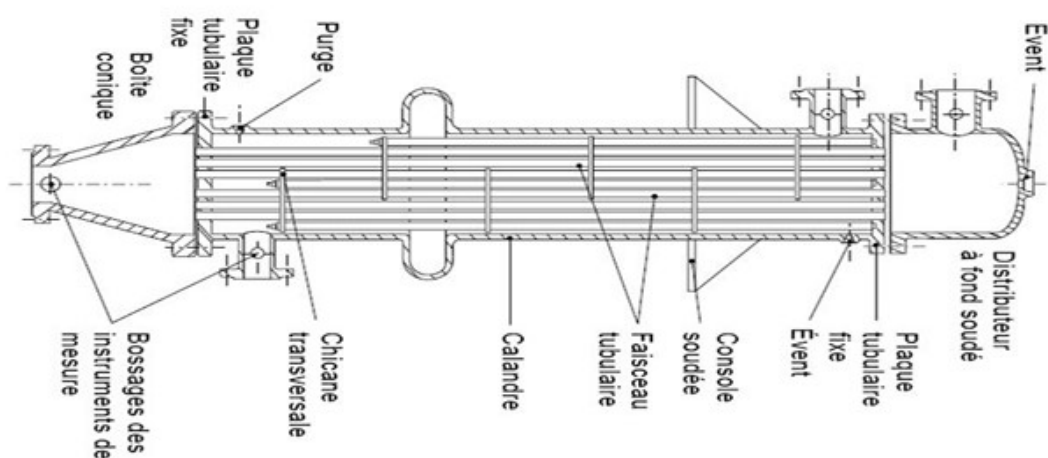


Figure II. 7: Echangeurs à plaque tubulaire fixes.

II.3.2 Les échangeurs tête flottante

Dans un échangeur à tête flottante, une des plaques tubulaires est fixe tandis que l'autre, de diamètre inférieur, supporte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot fermant la calandre. Cette configuration permet au faisceau de tubes de se dilater thermiquement sans contrainte, tout en facilitant son nettoyage mécanique. Ces échangeurs représentent la majorité des équipements utilisés en raffinerie.

Cette technologie ne nécessite pas de joint d'expansion, car la plaque tubulaire mobile absorbe les variations dimensionnelles dues à la température. Le faisceau de tubes peut généralement être extrait de la calandre, ce qui permet un nettoyage mécanique efficace de la surface externe des tubes ainsi que de l'intérieur de la calandre. Par ailleurs, cette conception facilite le remplacement du faisceau de tubes [32].

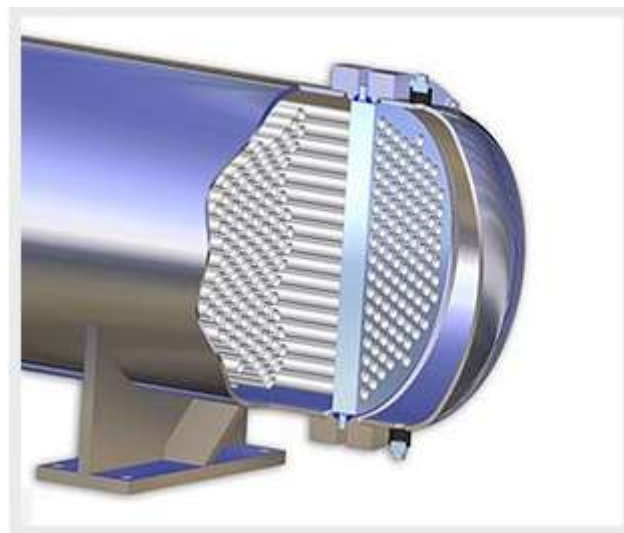
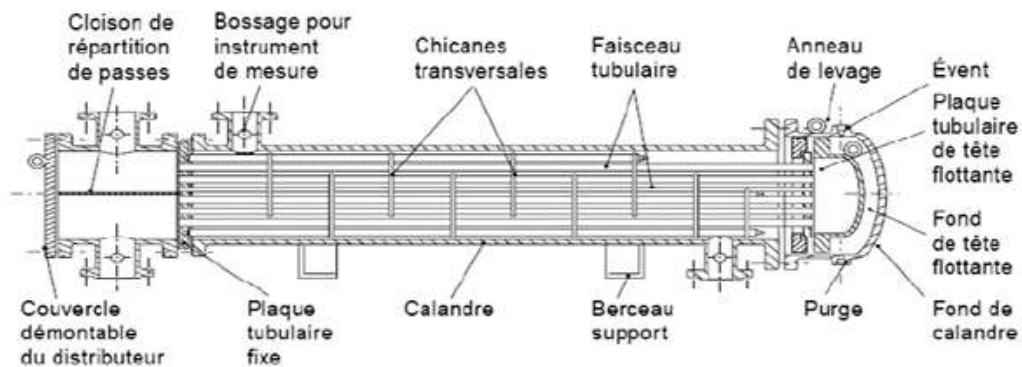


Figure II. 8: Echangeurs tête flottante.

II.3.3 Les échangeurs à tubes en U

L'utilisation de tubes en U permet de supprimer une plaque tubulaire tout en conservant les propriétés d'expansion thermique caractéristiques des échangeurs à tête flottante. L'économie réalisée grâce à l'absence d'une seconde plaque tubulaire est toutefois compensée par la difficulté de procéder à un nettoyage mécanique de l'intérieur des tubes, en raison du coude en U. Ces faisceaux sont donc principalement utilisés dans les rebouilleurs à vapeur. Par ailleurs, l'utilisation de tubes en U évite le recours à des joints d'expansion, car la partie cintrée du tube est libre de mouvement, n'étant pas fixée à une plaque tubulaire.

Cette configuration reste relativement économique puisqu'elle nécessite moins de composants, malgré les contraintes liées à l'entretien interne des tubes [32].

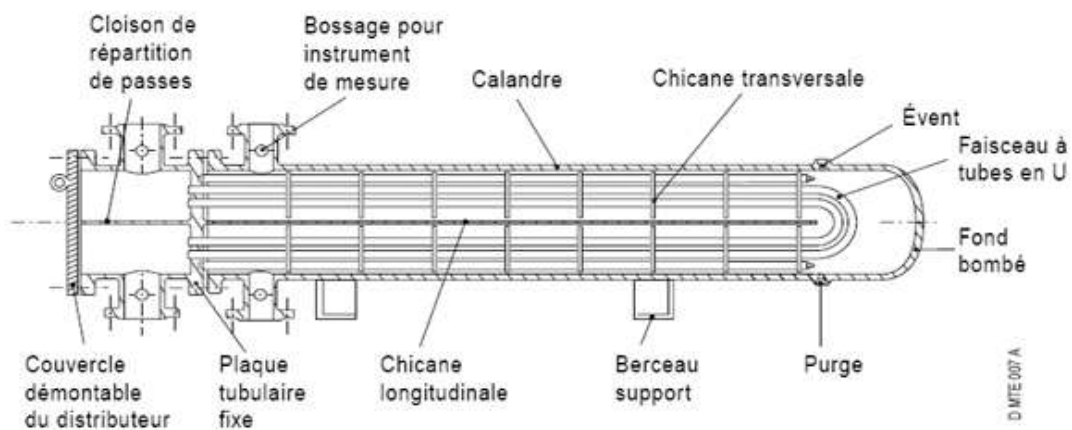


Figure II. 9: Echangeurs à tubes en U.

Conclusion

Les échangeurs à faisceaux tubulaires et calandre, grâce à leur conception robuste et leur efficacité thermique, sont largement utilisés dans les industries du raffinage et de la pétrochimie. La connaissance de leurs principaux composants est essentielle pour comprendre leur fonctionnement et évaluer leur performance.

Chapitre III

Description de l'unité RA2K et analyse des problèmes de l'échangeur 100-E-115A/B

Chapitre III : Description de l'unité RA2K et analyse des problèmes de l'échangeur 100-E-115A/B

Introduction

Dans ce chapitre, nous commencerons par la présentation générale de l'unité Topping (U100) dans le complexe RA2K. Par la suite, nous aborderons les caractéristiques techniques de l'échangeur 100-E-115A/B en analysant les problèmes liés à son fonctionnement dans le cadre du refroidissement du Naphta.

III.1 Localisation géographique du site

Le Complexe Topping de Condensat RA2K est situé dans l'enceinte, Zone Industrielle de Skikda, à l'est de la ville de Skikda, en dehors du tissu urbain, dans le périmètre de l'ancien Aéroport. Les principaux sites industriels localisés dans les environs sont :

- Le Complexe de liquéfaction du gaz naturel GL1K au nord.
- Le Complexe des matières plastiques CP1K au nord-est.
- POLYMED au nord-est.
- La Raffinerie de pétrole RA1K à l'ouest.
- Le Terminal de stockage du pétrole brut et du Condensat RTE au sud [33].



Figure III. 1: Situation du complexe [33].

III.2 Différentes unités du complexe

Le complexe comprend plusieurs unités et installations de traitement à savoir :

- Unité Topping de Condensat (Unité-100) ;
- Unité de traitement de kérosène (Unité-200) ;
- Installations de stockage et transport de produits finis (Unité300) ;
- Système de torche (Unité-400) ;
- Utilités (Unité-500).

L'échangeur à eau **100-E-115A/B** est considéré comme l'un des équipements stratégiques dans l'unité de production (U100), vu son importance de refroidissement de la coupe Naphta avant son envoi vers le stockage [33].

III.2.1 Description de l'unité 100

L'unité 100 de Topping de condensat, a pour fonction de séparer par distillation atmosphérique les produits contenus dans le condensât :

Naphta (80 – 83 %) , Kérosène (10 % environ) , Gasoil léger (LGO) (3.5 % environ), Gasoil lourd (HGO) (3.5 à 5%) ,Butane (1.5% environ).

Elle est constituée principalement de 4 sections :

- Section de préchauffe.
- Section de distillation du condensat.
- Section de stabilisation de la coupe naphta.
- Section de dépropanisation et séchage du butane.

Section 01 : préchauffage de la charge (condensat) : La transmission de chaleur se fait par échangeurs. Le condensat à basse température 30°C est préchauffé par 8 niveaux d'échangeurs de chaleur. Le procédé d'échange thermique peut être effectué sous forme de deux voies en parallèle pour permettre le traitement de charge à 50% ou 100%.

Section 02 : distillation du condensat : Cette section du procédé est principalement composée d'un préfractionneur, d'une tour atmosphérique et d'une tour sous vide. Elle est conçue pour séparer le condensât en naphta, kérosène, gasoil léger et gasoil lourd. Ces produits sont acheminés selon ce qui Suit :

- Naphta léger : vers la section de stabilisation du naphta.
- Naphta lourd : vers stockage.

- Kérosène : vers l'unité de traitement du kérosène.
- Gasoil léger : vers stockage.
- Gasoil lourd : vers stockage.

La section de distillation du condensât comprend également trois fours :

- Il s'agit de deux fours rebouilleurs pour le préfractionneur et la tour atmosphérique, ainsi qu'un four atmosphérique qui sert à augmenter la température des résidus du préfractionneur avant qu'ils entrent dans la tour atmosphérique.

Section 03 : Stabilisation de la coupe naphta : La section de stabilisation du naphta est premièrement constituée d'un débutaniseur. Elle est conçue pour séparer le naphta léger du préfractionneur en GPL et en naphta stabilisé. Le naphta stabilisé est mélangé avec celui issu du préfractionneur et de la colonne atmosphérique, le mélange naphta sera acheminé vers stockage. Le GPL est acheminé vers la dernière section.

Section 04 : Dépropanisation et séchage de butane : Elle est constituée d'un dépropaniseur et elle est conçue pour séparer le GPL de la section de stabilisation du naphta en butane et en propane. Le propane est utilisé en tant que combustible pour les fours et le butane est acheminé vers une unité de séchage avant d'être acheminé vers les sphères de stockage du complexe [34].

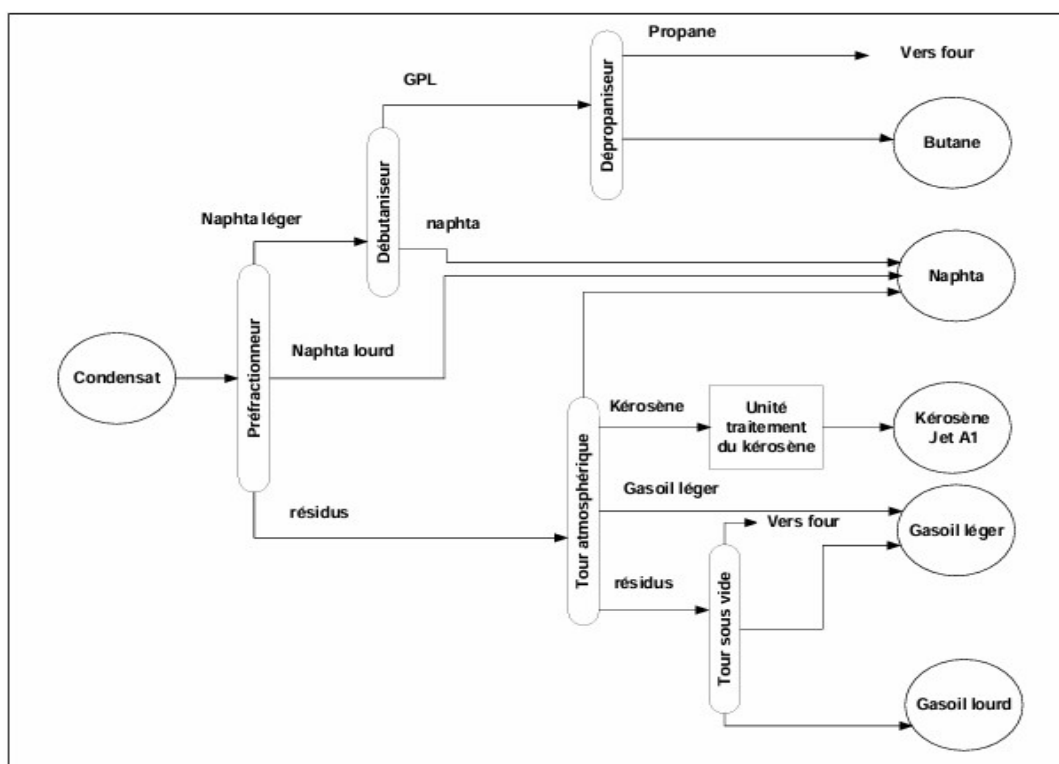


Figure III. 2: Schéma synoptique de l'unité Topping de Condensât « U100 ».

III.3 Implantation de l'équipement 100-E-115 A/B au niveau de l'unité 100

L'échangeur 100-E-115A/B est un équipement stratégique au niveau de l'unité 100, il joue un rôle important dans le refroidissement du produit principal de ce complexe (85%) qui est le Naphta. Le mauvais fonctionnement de cet échangeur engendre une augmentation de température de stockage de naphta ($>40^{\circ}\text{C}$) qui influe directement sur le taux de marche, car le stockage de naphta à des températures élevées présente un risque majeur d'auto-inflammation.

L'échangeur 100-E-115A/B est un ensemble de 02 équipements en série, le 100-E-115A et le 100-E-115B, où leur rôle est de refroidir la coupe naphta qui sort de l'aéroréfrigérant 100-A-106 A-F.

Cette coupe du naphta est un mélange du naphta de stripper T-102 envoyé par la pompe 100PM-104 et le naphta issu de la colonne de distillation atmosphérique T-103, ce mélange représente 70% de la quantité du naphta vers stockage (environ 590 t/h). Le naphta refroidi au niveau de cet échangeur est mélangé avec le naphta (30%) issu de la colonne de débutaniseur T-201, avant être envoyés vers stockage [34].

III.4 Train d'échangeurs de préchauffage

La charge de condensât à partir des bacs de stockage est chauffée successivement par 8 niveaux d'échangeurs de chaleur 100-E-101 à 100-E-108 avant d'entrer dans la colonne de préfractionnement (100-T-101). Le train d'Échangeur de Préchauffage est divisé en 2 branches parallèles en vue de faciliter le fonctionnement à 50 % du débit. Ensuite, la charge pénètre dans la colonne de préfractionnement sous contrôle de débit en cascade avec le niveau de la colonne.

III.5 Utilité de l'équipement E-115 A/B au niveau de l'unité 100

L'échangeur E-115A/B a pour utilité le refroidissement de la coupe naphta sortant de la batterie d'aéroréfrigérant 100-A-106 A-F. Cette coupe est un mélange du naphta de stripper T102 envoyé par la pompe 100-PM-104 et le naphta issue de la colonne de distillation atmosphérique T-103, ce mélange représente 70% de la quantité du naphta vers stockage (environ 590 t/h). Le naphta refroidi à des températures inférieures à 40°C (design) au niveau de cet échangeur est mélangé avec le naphta (30%), issu de fond de colonne de débutaniseur T201 ensuite envoyé vers stockage [34].

III.6 Présentation de l'échangeur

Le 100-E-115 A/B est un échangeur à faisceau-calandre de classe B, qui a des composants standards de type (BES). La boîte avant et la boîte arrière se nomment boîte de distribution et couvercle de la tête flottante respectivement.

Il est constitué essentiellement d'un faisceau de 860 tubes (04 passess), sa boîte de distribution démontable de forme bonnet (type B), circuit du fluide à l'intérieur de la calandre à une (01) passe (type E) avec une tête flottante (Type S) avec une contre bride démontable. Le nettoyage du refroidisseur est facilement réalisable parce que son faisceau tubulaire est démontable. L'ensemble d'échangeurs E115 A/B est équipé des quatre côtés de By-pass pour permettre d'éventuelles interventions sans arrêt de l'unité [33].



Figure III. 3: Couvercle de la tête flottante.



Figure III. 4: La calandre.

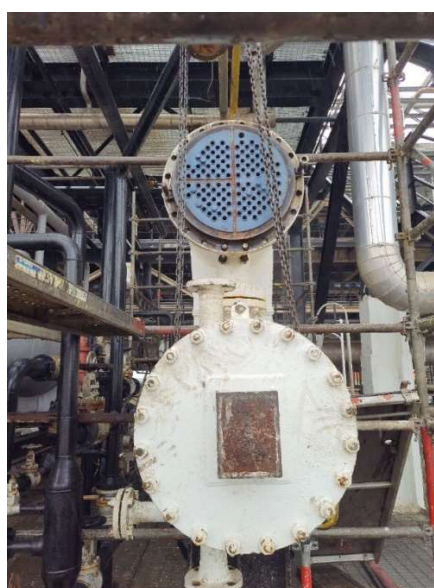


Figure III. 5: L'échangeur E115 A/B.

III.7 Caractéristiques de l'échangeur E-115 A/B faisceau et calandre

Dans le tableau ci-dessous, une récapitulation des caractéristiques de l'échangeur E-115 A/B.

Tableau III.1: Caractéristiques de l'échangeur.

Caractéristique	Paramètres
100-E-115	
Type : BES	Echangeur faisceau calandre à tête flottante
Position	Horizontale
Superficie totale	702,46 m ²
Nombre d'appareil	2 en série
Calandre	
Diamètre intérieure	$D_i = 1,2 \text{ m}$
Nombre de passe	$n_c = 1$
Espacement des chicanes	$L = 0,45 \text{ m}$
Epaisseur des chicanes	$e_{ch} = 0,01 \text{ m}$
Longueur	$L_c = 4,95 \text{ m}$
Faisceau	
Nombre des tubes	$n = 860$
Diamètre extérieur	$d_e = 0,025 \text{ m}$
Diamètre intérieure	$d_i = 0,020 \text{ m}$
Diamètre moyen	$d_m = 0,0225 \text{ m}$
Epaisseur	$e = 0,0025 \text{ m}$
Longueur	$L = 5,2 \text{ m}$
Pas des tubes	$P = 0,032 \text{ m}$
Nombre de passe	$n_t = 4$
Conductivité thermique (A179M)	$\lambda = 51,8158 \text{ W/ m.C}^\circ$
Disposition des tubes	Pas carrée tournée

III.8 Paramètres de fonctionnement de l'équipement

III.8.1 Paramètres calculés pour une efficacité maximale de service (design)

Selon Data sheet, les paramètres maximaux de service de l'équipement sont indiqués dans le tableau suivant :

Tableau III.2: Paramètres de service de l'échangeur E-115A/B (Cas design).

Paramètres	Côté calandre (Naphta)	Côté tubes (Eau)
Température entrée (°C)	50	35
Température sortie (°C)	40	42
Débit (Kg/h)	417069	313542
Pression entrée (kg/cm ²)	7,17	4,90

III.8.2 Paramètres réels de service

Dans le tableau III.3, les valeurs réelles des paramètres de l'échangeur étudié.

Tableau III.3: Paramètres de service de l'échangeur E-115A/B (Cas réel).

Paramètres	Côté calandre (Naphta)	Côté tubes (Eau)
Température entrée (°C)	46,5	30,8
Température sortie (°C)	41,3	35,3
Débit (Kg/h)	333684	222444
Pression entrée (kg/cm ²)	6,5	1,4

III.9 Analyse des causes de la diminution de l'efficacité de l'échangeur

La diminution de l'efficacité du échangeur 100-E-115 A/B est due difficulté transfert de chaleur entre le Naphta circulant côté calandre et l'eau de refroidissement circulant côté tube, les causes principales de ce problème sont :

- Encrassement continu et important côté tube (obstruction interne des tubes du faisceau), favorise l'adhésion de la couche de crasse sur la paroi interne des tubes et naissance d'une résistance d'encrassement, aussi la réduction de la section de passage d'eau.
- Dégradation du matériau des tubes à cause de la corrosion.
- Défaillance ne fonctionne pas bien des paramètres de marche de l'équipement et contamination du fluide process dû à l'apparition des fuites interne.

- L'isolation des tubes FUYARDS avec des bouchons coniques en acier au carbone réduit la section de passage et le débit de l'eau de refroidissement.

III.9.1 La défaillance des paramètres de marche de l'équipement et particulièrement côté tube

Le débit faible de l'eau de refroidissement (222444 Kg/h) mentionné dans le tableau III.3, issu des pompes de charge de l'unité 500, provoque la diminution de la turbulence de l'écoulement et favorise avec le temps l'accumulation du dépôt qui transforme sous forme d'une couche de crasse adhérente sur la surface interne des tubes, cela influe sur le transfert thermique entre les deux fluides et sur la température du stockage du Naphta.

III.9.2 Encrassement continu et important côté tube

L'augmentation de la température du naphta vers stockage au-dessus du son seuil est due à la déposition d'une couche de tartre sur les parois internes des éléments de l'échangeur et particulièrement côté eau. Cette couche de crasse est associée à la production d'une boue qui dépend de la composition d'eau de refroidissement [35].



Figure III. 1: Vue de l'encrassement d'un faisceau de l'échangeur 100-E-115 A/B.

III.9.3 La qualité de l'eau de refroidissement

L'eau de refroidissement contient des particules solides et organiques qui peuvent altérer l'état des équipements, elle subit certains traitements avant son utilisation dans les unités notamment l'injection des produits chimiques tels que les inhibiteurs de

corrosion, l'acide sulfurique, un dispersant et le biocide . Sa qualité doit répondre à la spécification et aux exigences minimales (valeurs du design).

Pour confirmer cette spécification la raffinerie RA2K utilise deux critères :

- Une Analyse chimique journalière au laboratoire pour vérifier la composition chimique de l'eau de refroidissement.
- Calcul de l'indice de RYZNER, qui permet de déterminer la tendance entartrante ou corrosive de l'eau vis-à-vis de l'acier à une température donnée.

Tableau III. 4: Nature de l'eau selon l'indice de RYZNER.

Indice de RYZNER .	Nature de l'eau.
$5.6 < IR < 6.2$	Incrustante
$6.3 < IR < 6.8$	Neutre
$6.9 < IR < 7.5$	une légère corrosion à des températures élevées
$7.6 < IR < 9$	forte corrosion

III.9.4 Dégradation du matériau des tubes et isolation des tubes fuyards

Les sels contenant dans le dépôt ont une très grande influence sur le matériau des tubes favorisant la dégradation de celui-ci par corrosion, l'apparition des fuites internes et contamination du fluide process. L'élimination de ces fuites par des bouchons coniques en acier au carbone donne une diminution importante de la surface d'échange qui influe sur le coefficient de transfert de chaleur et n'assurant pas un fonctionnement parfait sans fuite interne durant une longue durée.



Figure III. 6: Isolation des tubes fuyards.

III.10 Les conséquences de mauvais fonctionnement de l'échangeur E-115 A/B

En plus du problème de refroidissement de naphta et leur envoi vers stockage (pour raison de Sécurité), ce problème à un très grande influence sur le fonctionnement de l'unité 100 en Particulier et sur la production du complexe d'une manière générale. Il se traduit par :

- Un risque d'auto-inflammation de Naphta au niveau du bac de stockage.

Réduction de taux marche.

- Dégradation de production et non atteinte de niveau prévu.
- Arrêt non programmé de l'unité pour nettoyage ou retubage de l'équipement et particulièrement en été.
- Coût important de la maintenance de l'équipement (mains d'œuvre et pièces de rechange), aussi le retubage total des faisceaux tubulaires.

III.10.1 diminution de production à cause de la réduction de taux marche

- Les pertes en naphta dû à sa température élevée vers stockage est 275 415 TM en 2015.
- Les pertes en naphta dû à sa température élevée vers stockage est 177 418,21TM en 2016.
- Les pertes en naphta dû à sa température élevée vers stockage est 70 033,42 TM, jusqu'au début du mois de juillet [36].

III.10.2 Coût de manque à produire

D'après le service Planning & Programme, le coût de 1 TM de naphta est de 14000 DA et d'après le manque à produire causé par la température élevée du naphta vers Stockage en 2015, 2016 et 2017, l'unité a perdu une quantité de 522 866,63 TM de naphta qui coûte une somme de 7 320 132 820 DA [37].

III.10.3 Coût de la maintenance de l'échangeur E-115 A/B

Selon le Service GP du département maintenance, les coûts de la maintenance de l'équipement sont comme suit :

- Le coût des interventions sur l'échangeur 100-E-115A/B, depuis l'année 2012 jusqu'au mini arrêt 2017 en date du 07/07/2017 au 13/07/2017, est de : 31 282400,00 DA.
- Le coût des pièces de rechanges (Joints, Tirants avec écrous, Brosses, Boulons, Anodes de sacrifice, Feuilles en fibre d'aramide, Tubes, Tiges et Rubans d'étanchéité TEFLON) est de : 4616 821,602 DA.

- Coût de retubage de l'échangeur 100-E-115 A/B est de : 6 862 800,00 DA/HT.
- Le coût total de la maintenance de l'équipement est de : 42 762 021,60 DA [38].

Conclusion

Le complexe Topping de Skikda, produit diverses coupes telles que le butane, le naphta et le gasoil. Cependant, l'échangeur 100-E-115A/B, essentiel pour le refroidissement du naphta, souffre d'un encrassement continu dû à la mauvaise qualité de l'eau de refroidissement. Cette eau provoque un encrassement corrosif et, combinée à un faible débit, favorise l'accumulation de dépôts à l'intérieur des tubes, réduisant l'efficacité de l'équipement et augmentant les coûts de maintenance.

Chapitre IV

Méthodes de calcul

Chapitre IV : Méthodes de calcul

Introduction

Dans les systèmes thermiques, l'efficacité du transfert de chaleur entre deux fluides est un paramètre essentiel à optimiser, notamment dans les échangeurs de chaleur.

Dans ce chapitre, nous nous intéressons au calcul du coefficient d'échange global ainsi qu'à l'estimation des coefficients d'échange par convection du côté chaud (h_c) et du côté froid (h_f). Ces coefficients permettent de quantifier la capacité des surfaces à transférer la chaleur entre les fluides et les parois. Nous procéderons également au calcul de la surface d'échange nécessaire, un paramètre clé dans le dimensionnement de l'échangeur. Ensuite, nous analyserons l'efficacité thermique de l'échangeur, qui mesure sa capacité à transférer la chaleur par rapport à un échangeur idéal. Enfin, nous aborderons le rôle de la résistance d'encrassement, phénomène inévitable dans les systèmes réels, qui limite les performances de l'échangeur avec le temps.

IV.1 Coefficient d'Échange Global

Le but de la détermination des performances thermiques d'un échangeur est d'exprimer le coefficient d'échange global K . Le transfert thermique qui a lieu au sein de ce dernier fait intervenir le mode de transfert par conduction au travers de la paroi séparant les deux fluides et le mode convectif dans chacun de ces derniers.

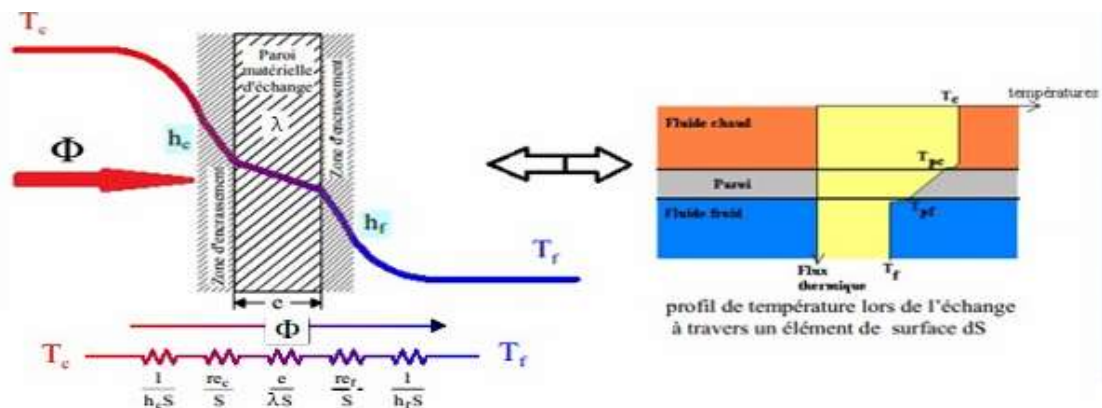


Figure IV. 1: Transfert thermique au travers des différents milieux composant un échangeur de chaleur.

L'expression du flux transféré entre les deux fluides est de la forme :

$$\Phi = K. S. \Delta T_M \dots \dots \dots (IV.1).$$

Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid est la résultante de trois phénomènes successifs :

- Convection entre le fluide chaud et la face externe de la paroi solide.
- Conduction à travers cette paroi solide.
- Convection entre la face interne de la paroi solide et le fluide froid.

La convection dans le fluide chaud est régie par un coefficient de convection h_c permettant de définir une résistance thermique convective $(\frac{1}{h_c.S})$.

La convection dans le fluide froid est régie par un coefficient de convection h_f permettant de définir une résistance thermique convective $(\frac{1}{h_f.S})$.

Et la conduction à travers la paroi solide d'épaisseur e et de conductivité thermique λ , par une résistance thermique de conduction $(\frac{e}{\lambda.S})$.

Cette modélisation doit encore être complétée correctement en prenant en considération de quelques phénomènes dans un échangeur réel :

- Au bout d'un certain temps de fonctionnement, les parois d'échange se recouvrent d'un film d'encrassement. Ces dépôts de tartre et de salissures ont une conductivité thermique faible par rapport à celle du métal, et constituent donc des résistances thermiques supplémentaires r_{ec} et r_{ef} s'opposant à l'échange.

Alors le flux thermique transféré du fluide chaud au fluide froid est donné par l'expression suivante :

$$\Phi = \frac{\Delta T_m}{\frac{1}{h_c.S} + \frac{r_{ec}}{S} + \frac{e}{\lambda.S} + \frac{r_{ef}}{S} + \frac{1}{h_f.S}} \dots \dots \dots (IV.2).$$

Donc :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + r_{ec} + \frac{e}{\lambda} + r_{ef} + \frac{1}{h_f}} \dots \dots \dots (IV.3).$$

IV.1.1 Estimation des coefficients d'échange par convection h_c et h_f

On évalue le Nombre de Prandtl de chaque écoulement, à partir des propriétés physiques du fluide considéré : $Pr = \frac{(\mu.C_p)}{\lambda}$ (IV.4).

μ : viscosité dynamique (kg/ m.s).

C_p : chaleur massique à pression constante (J/ kg. °C).

λ : conductivité thermique (W/ m². °C).

On calcule ensuite le Nombre de Reynolds de chaque écoulement :

$$Re = \frac{(\rho.U.D_h)}{\mu} \text{ (IV.5)}$$

G : vitesse massique du fluide kg/ (m².s).

$$G = \rho.U = \frac{m}{S} \text{ (IV.6)}$$

Avec :

m : débit massique en kg/s.

S : aire de la section droite du fluide, en (m²).

D_h : Diamètre hydraulique en (m).

Avec :

$$D_h = \frac{(4.S_m)}{P_m} \text{ (IV.7)}$$

S_m : aire de la section droite du fluide (m²).

P_m : périmètre mouillé par le fluide (m).

$Re = \frac{G_T.D_h}{\mu_c}$: pour un écoulement dans une calandre.

Telle que G_T : La vitesse massique transversale (Kg /m²).

$$G_T = \frac{\dot{m}_c}{D_i . L. \left(\frac{P-d_e}{P} \right)}$$

D_h : Le diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = \frac{4.S_m}{P_m} = \frac{4P^2}{3,14.d_e} - d_e$$

le régime est turbulent et :

$$Nu = 0.36 . Re^{0.55} . Pr_C^{1/3} . (\mu / \mu_t)^{0.14} .$$

NUSSELT sans correction de la viscosité : $Nu = 0.36 . Re^{0.55} . Pr_C^{1/3} .$

$$Re = \frac{G_t . D_i}{\mu_c}$$

Telle que G_T : La vitesse massique transversale (Kg / m^2) .

$$G_t = \frac{\dot{m}_f}{\frac{n}{4} . (\frac{3,14 . d_i^2}{4})}$$

$$\dot{m}_c = 87,095 \left(\frac{Kg}{s} \right) .$$

$$d_i = 0,02 \text{ m} .$$

$$n = 860 .$$

$$\mu_f = 0,00084656 .$$

Donc : $Re = 30478,76512 > 1000$, le régime est turbulent:

Corrélation utilisé : $Nu = 0.023 . Re^{0.8} . Pr_f^{1/3} . (\mu / \mu_t)^{0.14} .$

NUSSELT sans correction de la viscosité : $Nu = 0.023 . Re^{0.8} . Pr_f^{1/3} .$

Le Nombre de Nusselt : a partir des corrélations expérimentales :

$$Nu = f(Re, Pr) \dots\dots (IV.8)$$

Chaque corrélation expérimentale n'est applicable que pour une configuration géométrique bien déterminée, pour un fluide donné, et dans un domaine de variation de température, et de vitesses du fluide également précises.

IV.1.2 Corrélations expérimentales les plus usuelles en convection forcée

a. Écoulement dans un tube

Régime turbulent : $Nu = 0.023 . Re^{0.8} . Pr^{1/3} \dots\dots (IV.9).$

Applicable pour : $10^4 < Re < 1,2 \cdot 10^5$.

Régime laminaire : dans le domaine $Re < 2000$.

Avec : $A = 1 / (Re . Pr) (x/D) \dots\dots (IV.9).$

Tableau IV.1: Valeurs de (A) en fonction de (Nu).

A	NUSSELT
> 0,05	$Nu = 3,66$
< 0,05	$Nu = 1,06 A^{-0,4}$

b. Écoulement d'un gaz autour d'un tube :

$$Nu = A \cdot Re^m \dots\dots\dots (IV.10).$$

Tableau IV. 2: Valeurs de (A) et (m) en fonction de (Re).

Re	A	M
$1 < Re < 4$	0,891	0,330
$4 < Re < 40$	0,821	0,385
$40 < Re < 4 \cdot 10^3$	0,615	0,466
$4 \cdot 10^3 < Re < 4 \cdot 10^4$	0,174	0,618
$4 \cdot 10^4 < Re < 4 \cdot 10^5$	0,024	0,805

c. Écoulement d'un liquide autour d'un tube

La corrélation à appliquer s'écrit alors :

$$Nu = 1.11 A \cdot Re^m \cdot Pr^{0,31} \dots\dots\dots (IV.11).$$

d. Écoulement autour d'un faisceau de tubes

La disposition en quinconce est caractérisée par une grande turbulence, et conduit alors à un coefficient de convection plus élevé que dans la disposition alignée. On utilisera la corrélation suivante :

$$Nu = B (Re)^{0,6} (Pr)^{0,33} \dots\dots\dots (IV.12).$$

Avec : $B = 0,26$ pour un faisceau aligné

Et : $B = 0,33$ pour un faisceau en quinconce.

Du nombre de NUSSELT : $Nu = \frac{h D h}{\lambda} \dots\dots\dots (IV.13).$

On déduit alors le coefficient d'échange convectif (h) cherché ainsi que le coefficient d'échange Global (K).

Correction de la viscosité

a. Correction de la viscosité côté tube :

$$T_t = \frac{hc.T_{mc} + h_f.T_{mf}}{hc + h_f} = 31,94939309 \text{ (°C)}$$

La température des tubes est voisine de celle de fluide froid dans les tubes, $T_{mf}=28,5 \text{ (°C)}$, alors n'est pas nécessaire de corriger la viscosité pour l'écoulement dans les tubes.

b. Correction de la viscosité côté calandre :

$$\left(\frac{\mu}{\mu_t}\right)^{0.14} = \left(\frac{\mu_{T_{mc}}}{\mu_{T_t}}\right)^{0.14} = \left(\frac{\mu_{45}}{\mu_{31.94}}\right)^{0.14} = 0.892109$$

$$\text{Alors, } h_{cc} = hc \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_t}\right)^{0.14}$$

D'où le coefficient d'échange global:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_{cc}} + r_{ec} + \frac{e}{\lambda} + r_{ef} + \frac{1}{h_f}}$$

$$K(\text{neuf}) = \frac{1}{\frac{1}{h_{cc}} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}}$$

IV.2 calcul de la surface d'échange

IV.2.1 Méthode ΔT_M

Le flux mis en jeu dans le cas d'un échangeur s'écrit de manière générale :

$$\Phi = K.S.\Delta T_M = K.S. \frac{(\Delta T_s - \Delta T_e)}{\ln(\Delta T_s / \Delta T_e)} \dots\dots\dots (IV.1)$$

$$\text{Avec : } \Delta T_M = \frac{(\Delta T_s - \Delta T_e)}{\ln(\Delta T_s / \Delta T_e)} \dots\dots\dots (IV.2)$$

ΔT_m : Moyenne logarithmique de l'écart de différence de température entre le fluide chaud et le fluide froid, dans une section donnée de l'échangeur.

Pour un échangeur co-courant

- À l'entrée de l'échangeur : $\Delta T_e = T_{ce} - T_{fe}$.
- À la sortie de l'échangeur : $\Delta T_s = T_{cs} - T_{fs}$.

Pour un échangeur contre-courant

- À l'entrée de l'échangeur : $\Delta T_e = T_{ce} - T_{fe}$.
- À la sortie de l'échangeur : $\Delta T_s = T_{cs} - T_{fs}$.

T_{ce} et T_{cs} : sont les températures du fluide chaud à l'entrée et la sortie respectivement.

T_{fe} et T_{fs} : sont les températures du fluide froid à l'entrée et la sortie respectivement.

IV.3 La surface d'échange

$$S = \frac{\Phi}{K.F.\Delta T_{M, \text{Contre-courant}}} \dots\dots\dots (IV.3)$$

IV.3.1 Le flux échangé

$$\Phi = \dot{m}_c \cdot C_{pc} \cdot (T_{ce} - T_{cs}) \dots\dots\dots (IV.4)$$

IV.3.2 Le Facteur de correction F

$F = f(P ; R)$

$$P = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \dots\dots\dots (IV.5)$$

$$R = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}} \dots\dots\dots (IV.6)$$

À partir de l'annexe, on trouve la valeur de F.

La surface disponible sur l'échangeur (réelle) : $S = (3,14 \cdot d_e \cdot L \cdot n) \cdot 2 \dots\dots (IV.7)$

Surdimensionnement de l'échangeur : $\frac{S - S'}{S'} \cdot 100 = \% \dots\dots\dots (IV.8)$

IV.4 l'efficacité de l'échangeur

On définit l'efficacité d'un échangeur comme le rapport du flux de chaleur effectivement transféré dans l'échangeur au flux de chaleur maximal qui serait transféré dans les mêmes conditions de températures d'entrée des deux fluides dans un échangeur tubulaire de longueur infinie fonctionnant à contre-courant.

C'est le rapport de la puissance thermique réellement échangée à la puissance d'échange maximum théoriquement possible, avec les mêmes conditions d'entrées des fluides (nature, débit,..) dans l'échangeur.

Le flux de chaleur maximum de transfert est obtenu lorsqu'un des fluides sort à la température d'entrée de l'autre.

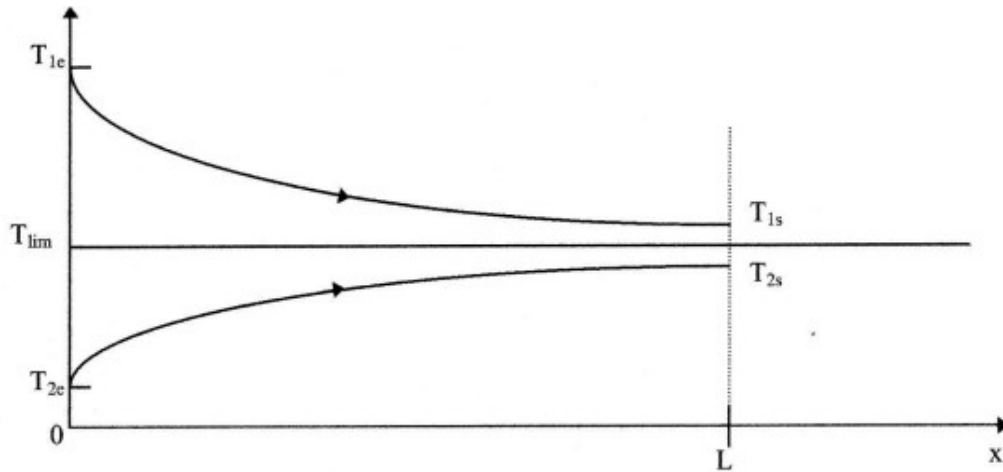


Figure IV. 2: Evolution des températures dans un échangeur tubulaire fonctionnant à co-courant.

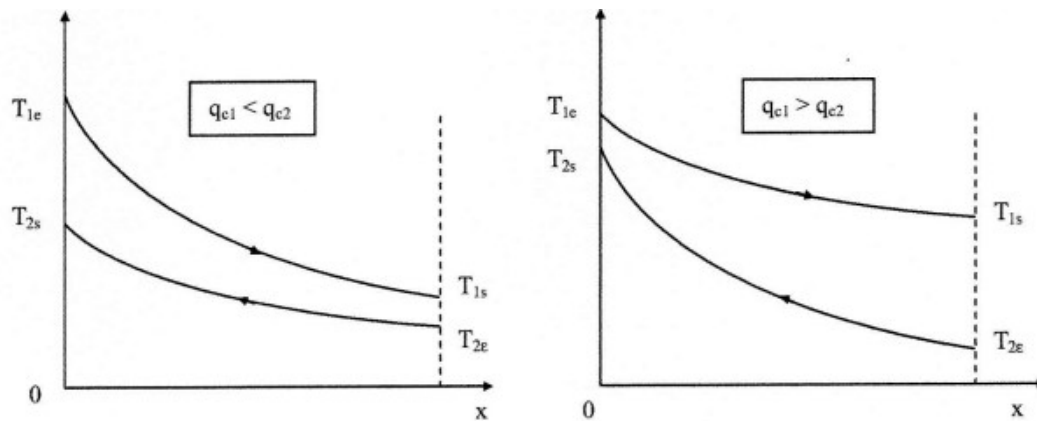


Figure IV. 3: Evolution des températures dans un échangeur tubulaire fonctionnant à contre-courant.

Le flux maximum échangeable dans un échangeur à contre-courant de surface infinie, peut s'écrire dans les deux cas sous la forme :

$$\Phi_{max} = C_{min} \cdot (T_{ce} - T_{fe}) \quad \text{..... (IV.9)}$$

$$\Phi_{max} = \dot{m}_c \cdot C_{pc} \cdot (T_{ce} - T_{fe}) \quad \text{si} \quad \dot{m}_c \cdot C_{pc} < \dot{m}_f \cdot C_{pf} \quad \text{..... (IV.10)}$$

$$\Phi_{max} = \dot{m}_f \cdot C_{pf} \cdot (T_{ce} - T_{fe}) \quad \text{si} \quad \dot{m}_f \cdot C_{pf} < \dot{m}_c \cdot C_{pc} \quad \text{..... (IV.11)}$$

$$\text{Alors, } \varepsilon = \frac{\Phi_{réel}}{\Phi_{max}} = \frac{C_c (T_{ce} - T_{cs})}{C_{min} (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{C_f (T_{fs} - T_{fe})}{C_{min} (T_{ce} - T_{fe})} \quad \text{..... (IV.12)}$$

$$\text{avec : } C_{min c} = \dot{m}_c, \quad C_{min f} = \dot{m}_f \cdot C_{pf} \quad \text{..... (IV.13)}$$

$$\varepsilon = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} \quad \text{si} \quad C_{min} = c_c \text{ en (w/°C)} \quad \text{..... (IV.14)}$$

$$\varepsilon = \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})} \quad \text{si} \quad C_{min} = c_f \text{ en (w/°C)} \quad \text{..... (IV.15)}$$

$$\varepsilon = \frac{\Phi_{\text{réel}}}{\Phi_{\text{max}}} = \frac{(T_{\text{ce}} - T_{\text{cs}})}{(T_{\text{ce}} - T_{\text{fe}})} \dots\dots\dots (IV.16)$$

IV.5 La résistance d'encrassement

L'encrassement des équipements de transfert thermique est défini comme étant la déposition et l'accumulation de matériaux ou de substances indésirables sur les surfaces d'échange de chaleur. Ces dépôts peuvent être de la rouille, du tartre (sédiment), de la vase, des cristaux, des résidus biologiques, des produits de réaction chimique ou la combinaison de plusieurs de ces éléments.

Cette couche d'encrassement qui se forme sur l'un ou les deux côtés de la surface d'échange de chaleur possède une conductivité thermique plus faible que celle du métal constituant cette surface, ce qui engendre l'augmentation considérable de la résistance au transfert thermique et donc, une diminution des performances de l'échangeur de chaleur. D'autre part, ce film d'encrassement réduit la section de passage du fluide entraînant, ainsi une augmentation de la perte de charge dans l'appareil [39].



Figure IV. 4: Exemple d'un faisceau de tubes d'un échangeur encrassé.

$$\text{La résistance d'encrassement : } R_{\text{enc}} = \frac{K_P - K}{K_P \cdot K_S} \dots\dots\dots (IV.17)$$

Avec :

K_P : Le coefficient de transfert propre :

$$K_P = \frac{h_{cc} \cdot h_f}{h_{cc} + h_f} \dots\dots\dots (IV.18)$$

K_S : Le coefficient de transfert encrassé :

$$K_S = \frac{\Phi}{S.F.\Delta T_{LM, \text{Contre-courant}}} \dots\dots\dots (IV.19)$$

IV.6 Circuit d'alimentation des échangeurs 100-E-115 A/B en eau

L'alimentation en eau de la raffinerie est assurée par l'eau de barrage. L'eau brute est fournie à travers des collecteurs et stockée par la suite dans des réservoirs. Les circuits de refroidissement, alimentées par l'eau, ont pour mission de refroidir des produits des unités par l'intermédiaire d'échangeurs de chaleur. L'alimentation en eau de refroidissement des échangeurs 100-E-115 A/B est assurée par la tour de refroidissement.

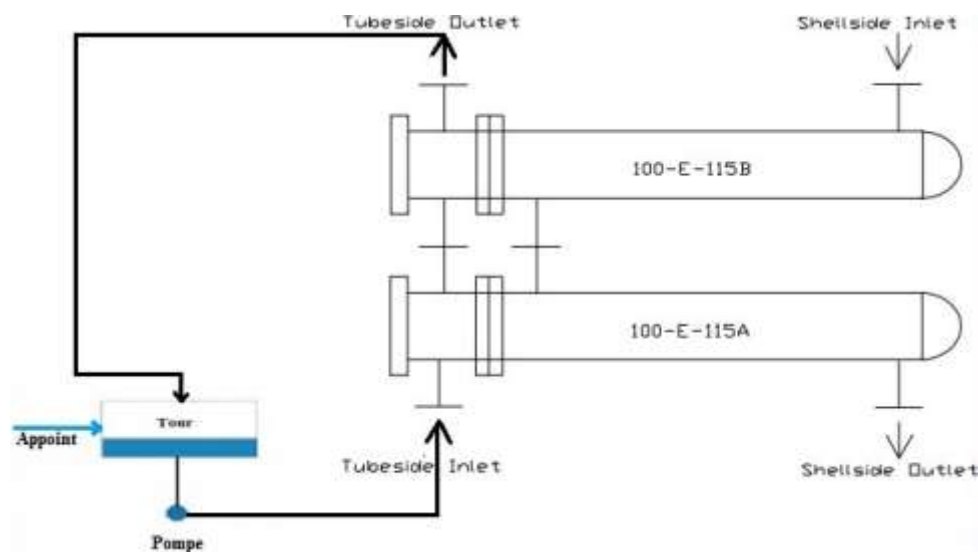


Figure IV. 5: Schéma du circuit de refroidissement.

- Shellside Inlet : Entrée Naphta côté calandre.
- Shellside Outlet : Sortie Naphta côté calandre.
- Tubeside Inlet : Entrée Eau de refroidissement côté tube.
- Tubeside Outlet : Sortie Eau de refroidissement côté tube.

Nous avons dans le cas d'un échangeur à contre-courant où le fluide chaud commande le transfert, alors le schéma de distribution de la température.

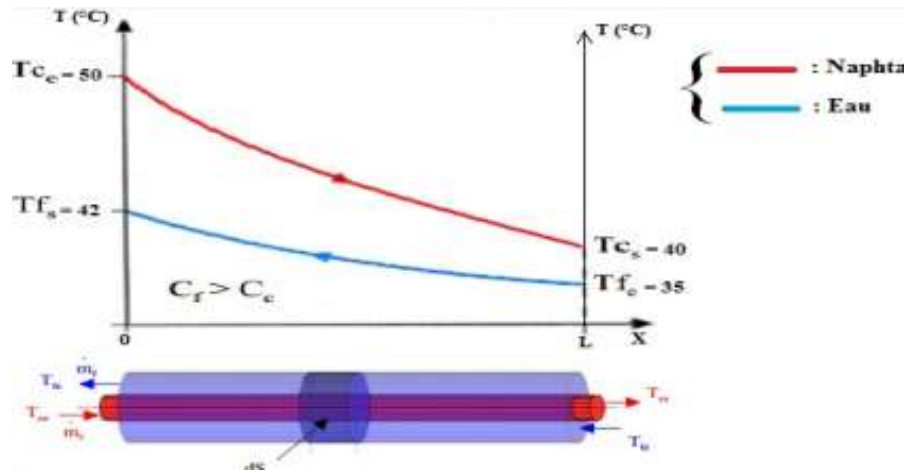


Figure IV. 6: Circulation des fluides à contre-courant dans l'échangeur 100-E-115 A/B.

IV.7 Les paramètres de fonctionnement du refroidisseur à eau 100-E-115A/B (cas théorique)

D'après les fiches techniques du refroidisseur à eau 100-E-115A/B mentionnées sur l'Annexe, nous avons les paramètres de fonctionnement, les propriétés physico-chimiques des fluides et les caractéristiques de l'échangeur suivants :

Tableau IV.3: Paramètres de fonctionnement de 100-E-115 A/B.

Propriétés	Fluide chaud côté calandre (naphta)		Fluide froid côté tube (eau)	
	Entrée	Sortie	Entrée	Sortie
Température T (°C)	50	40	20	37
Masse volumique ρ (Kg/m ³)	687.1	695.7	992.9	990.2
Viscosité dynamique μ (Kg/m.S)	0.0003253	0.0003583	0.0007298	0.0006392
Chaleur spécifique massique Cp (J/Kg. °C)	2224.3	2174	4184,1	4179,2
Conductivité thermique λ (W/m. °C)	0.1212	0.1241	0.6317	0.6354
Débit massique $\dot{m}$ (kg/S)	115.8525		87.095	
Pression Ps (Pa)	717000		490000	
Vitesse linéaire V (m/S)	0.8		1.3	
re (m ² .° C/W)	0.000172		0.000344	

Conclusion

Le calcul du coefficient d'échange global, des coefficients de convection, ainsi que de la surface d'échange permet d'évaluer précisément les performances thermiques d'un échangeur de chaleur. L'analyse de l'efficacité thermique et de la résistance d'encrassement complète cette étude en tenant compte des pertes et des contraintes réelles de fonctionnement. Ces paramètres sont essentiels pour optimiser la conception et le rendement des systèmes de transfert de chaleur.

Chapitre V

Résultats et interprétations

Chapitre V : Résultats et interprétations

Introduction

L'analyse des performances d'un échangeur de chaleur ne peut être réalisée par une étude quantitative des paramètres thermiques clés dont les résultats permettent de valider les choix de conception et d'identifier d'éventuelles marges d'optimisation.

Dans ce chapitre, les résultats des calculs sont présentés pour les principaux paramètres : le coefficient d'échange global, les coefficients de convection côté chaud et côté froid, la surface d'échange thermique, l'efficacité de l'échangeur ainsi que la résistance d'encrassement. Ces données permettent d'évaluer précisément le comportement thermique du système étudié et de juger de sa performance en conditions réelles.

V.1 Résultats de calcul cas théorique

Les tableaux V.1 et V.2 rassemblent respectivement les propriétés physico-chimiques du Naphta et de l'eau (Cas théorique) et les résultats de calcul des paramètres et grandeurs liés à l'échangeur.

Tableau V. 1: Propriétés physico-chimique (Cas théorique).

Paramètre	T_{ce}	T_{cs}	T_{mc}	ρ_c (kg/m ³)	μ_c (kg/m.s)	C_{pc} (J/kg.°C)	λ_c (W/m.°C)	P_{rc}
Côté calandre	50	40	45	691,4	0,0003418	2199,15	0,12265	6,1285
Côté tubes	20	37	28,5	996,06	0,00084656	4181,65	0,61385	5,780705968

Tableau V. 2: Résultats de calcul théorique de l'échangeur.

Paramètres	Côté calandre	Côté tube
$G_t, G_T (Kg/ m^2.)$	980, 757672	1290,10517
Re	77985,6184	30478,76512
Nu	323,1185	221,9941339
$hc, hf (W/m^2.°C)$	1458,1642	5516,8916
$h_{cc}(W/m^2.°C)$	1300,842736	/
K(réel)	660,3965295	
K (idéale)	1001,76134	
$\Phi(W)$	2547770,254	6191413,715
F	0,98442	
$\Delta T_M, (°C)$	16,24	
$F.\Delta T_M, (°C)$	15,99	
$S' (m^2)$	241,2720514	
$S (m^2)$	702,104	
$K_p (W/m^2.°C)$	1052,638312	
$K_s (W/m^2.°C)$	226,9396349	
$R_{enc} (m^2.°C/W)$	0,003456	
$\varepsilon \%$	33,33	

V.2 Interprétations (cas théorique)

Le coefficient de transfert de chaleur est nettement plus élevé du côté tubes (hf) que du côté calandre (hc), ce qui reflète un transfert thermique plus efficace côté fluide froid. L'eau, ayant une bonne conductivité thermique, une faible viscosité et circulant souvent en régime turbulent, favorise le transfert de chaleur. En revanche, le naphta, fluide hydrocarboné moins conducteur et plus visqueux, circule dans la calandre avec un écoulement généralement moins turbulent, ce qui limite son efficacité à céder la chaleur. Le refroidissement du naphta est insuffisant, probablement à cause d'un coefficient convectif trop faible de son côté, représentant la principale résistance thermique à l'échange.

La différence entre $K_{idéal}$ et $K_{réel}$ montre clairement l'impact négatif de l'encrassement. La valeur de K chute de 1001,76 à 660,40 $W/m^2.°C$, soit une diminution d'environ 34% de la performance thermique globale de l'échangeur. Cette perte est significative et peut justifier le mauvais refroidissement observé du naphta.

La résistance ref (côté tubes) est plus grande que rec (côté calandre) ce qui est un peu surprenant, car on s'attend souvent à plus d'encrassement côté naphta (fluide organique), car les hydrocarbures ont tendance à former des dépôts plus facilement que l'eau. Pourtant, dans notre cas, la résistance d'encrassement côté eau est deux fois plus grande que celle côté naphta.

V.3 Résultats de calcul avant nettoyage de l'échangeur (cas réel)

Les tableaux V.3 et V.4 récapitulent respectivement les paramètres de marche de l'échangeur E-115 A/B avec un taux de marche moyen de 86 % et les résultats de calcul réel avant nettoyage.

Tableau V. 3: Paramètres de marche réelle avant nettoyage.

Paramètre	T_{ce}	T_{cs}	T_{mc}	$\dot{m}_c$ (kg/h)	ρ_c (kg/m ³)	μ_c (kg/m.s)	C_{pc} (J/kg.°C)	λ_c (W/m.°C)	Pr_c
Côte calandre	46,56	41,3	43,93	92.69	692,148	0,0003452	2190.73	0.1228	6,1583
Côte tubes	30.81	35.31	33.06	61.79	994,7	0,00074898	4179,4	0.62026	5,0467

Tableau V. 4: Résultats de calcul réel avant nettoyage de l'échangeur.

Paramètres	Côté calandre	Côté tube
G_t, G_r (Kg/ m ²)	784,6772487	915,2718116
Re	61779,33996	24440,48737
Nu	284,7212685	127,806092
hc, hf (W/m ² .°C)	1286,457035	3963,65033
h_{cc} (W/m ² .°C)	1275,426342	/
K	624,7688081	
$\Phi(W)$	1068089,097	1162103,067
F	0,991589147	
ΔT_M (°C)	10,86557047	
$F.\Delta T_M$ (°C)	10,77418175	
S' (m ²)	158,6732969	
S (m ²)	702,104	
K_p (W/m ² .°C)	964,9303416	
K_s (W/m ² .°C)	141,1957866	
R_{enc} (m ² .°C/W)	0,00604602	
ε %	33,3968254	

V.4 Résultats de calcul après nettoyage de l'échangeur

Les paramètres de marche réelle et les résultats de calcul de l'échangeur E-115 A/B après son nettoyage avec un taux de marche moyen de 69 % sont reportés respectivement dans les tableaux V.5 et V.6.

Tableau V. 5: Paramètres de marche réel après nettoyage.

Paramètre	T_{ce}	T_{cs}	T_{mc}	$\dot{m}_c$	ρ_c (kg/m ³)	μ_c (kg/m.s)	C_{pc} (J/kg.°C)	λ_c (W/m.°C)	P_{rc}
Côte calandre	46,56	32,46	39,56	67,58	695,711	0,0003583	2171,92	0.1238	6,2859
Côte tubes	22,96	29,6	26,28	45,05	996,71	0,00086435	4180,8	0.6094	5,9298

Tableau V. 6: Résultats de calcul réel après nettoyage de l'échangeur.

Paramètres	Côté calandre	Côté tube
G_t, G_T (Kg/ m ²)	572,1058201	667,3085469
Re	43396,28455	15440,70219
Nu	236,0608092	93,39884133
h_c, h_f (W/m ² .°C)	1075,279945	2845,862695
h_{cc} (W/m ² .°C)	1065,993837	/
K	539,4538019	
$\Phi(W)$	2084252,621	1250611,066
F	0,975871849	
ΔT_M , (°C)	12,91325968	
$F.\Delta T_M$, (°C)	12,6016866	
S' (m ²)	306,5966628	
S (m ²)	702,104	
K_p (W/m ² .°C)	775,5069927	
K_s (W/m ² .°C)	235,5701369	
R_{enc} (m ² .°C/W)	0,002955541	
ε %	59,91561181	

V.5 Interprétations (avant et après nettoyage)

D'après les résultats des paramètres et grandeurs calculés, nous constatons que la surface d'échange après nettoyage ($306,59 \text{ m}^2$) est presque deux fois celle avant nettoyage ($158,67 \text{ m}^2$), le flux de chaleur côté calandre ($2084252,621 \text{ W}$) a quasiment doublé aussi, ce qui confirme que l'opération de nettoyage où circule le naphta dans la calandre était efficace.

En contre-courant avec le fluide chaud, circule l'eau de refroidissement à l'intérieur du faisceau tubulaire. Le flux de chaleur a été estimé à $1162103,067 \text{ W}$ et $1250611,066 \text{ W}$ respectivement avant et après nettoyage, ce qui montre que ce mode d'entretien a amélioré légèrement le transfert de chaleur côté tubes.

Nous pouvons conclure qu'une alternative autre le nettoyage pourra être appliquée afin d'augmenter la capacité de transfert côté calandre. Toutefois l'efficacité de l'échangeur étudié est passée de 33% à 60% avec une nette réduction de la résistance d'encrassement de $0,006 \text{ m}^2\text{°C/}$ à $0,0029 \text{ m}^2\text{°C/W}$ grâce à l'entretien de l'échangeur.

V.6 Comparaison des paramètres clés (avant et après nettoyage)

Afin de mieux évaluer l'impact du nettoyage sur la performance de l'échangeur 100-E-115 A/B, les graphiques ci-dessous (V.1, V.2, V.3 et V.4) comparent les résultats sur 15 jours, avant et après la maintenance. Il s'agit de la résistance d'encrassement (R_{enc}), de surface d'échange effective (S'), d'efficacité (ϵ) de l'échangeur et ΔT_m . Les résultats complets sont reportés dans les tableaux en annexe.

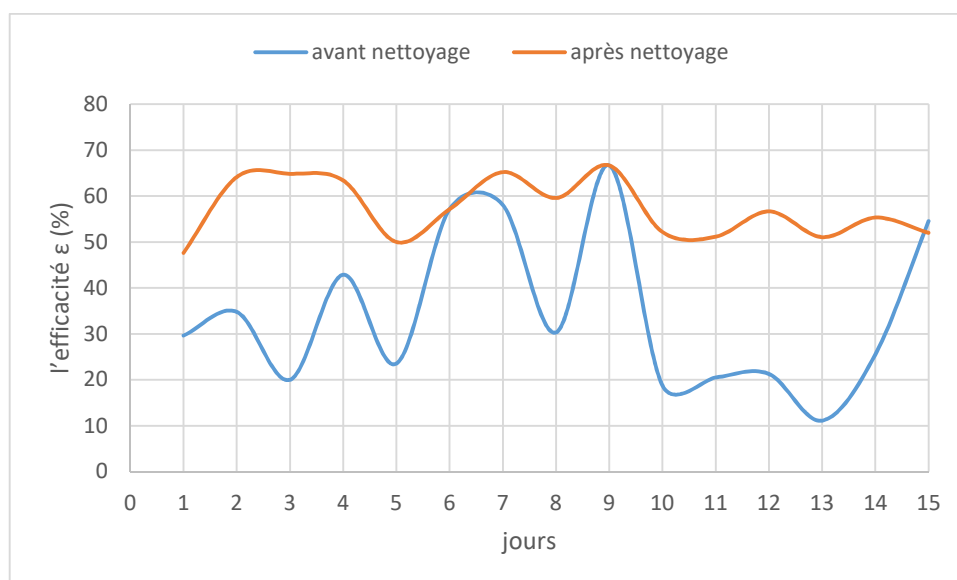


Figure V. 1: Evolution de l'efficacité en fonction des jours avant et après nettoyage.

Pendant le suivi du procédé de refroidissement du naphta par l'eau s'étalant à une durée de quinze jours, les courbes de la figure V. 1 ci-dessus ont montré qu'il y'a une fluctuation de l'efficacité de l'échangeur E115 A/B avant son nettoyage et la valeur minimale n'a pas dépassé 10% et la valeur maximale a été enregistrée un seul jour et a atteint une valeur supérieure à 65%.

A l'exception de trois jours, l'efficacité de l'échangeur a été constamment entre 10 et 50%. L'opération de nettoyage a amélioré nettement l'efficacité en notant une meilleure stabilité et la valeur maximale est de 65%.

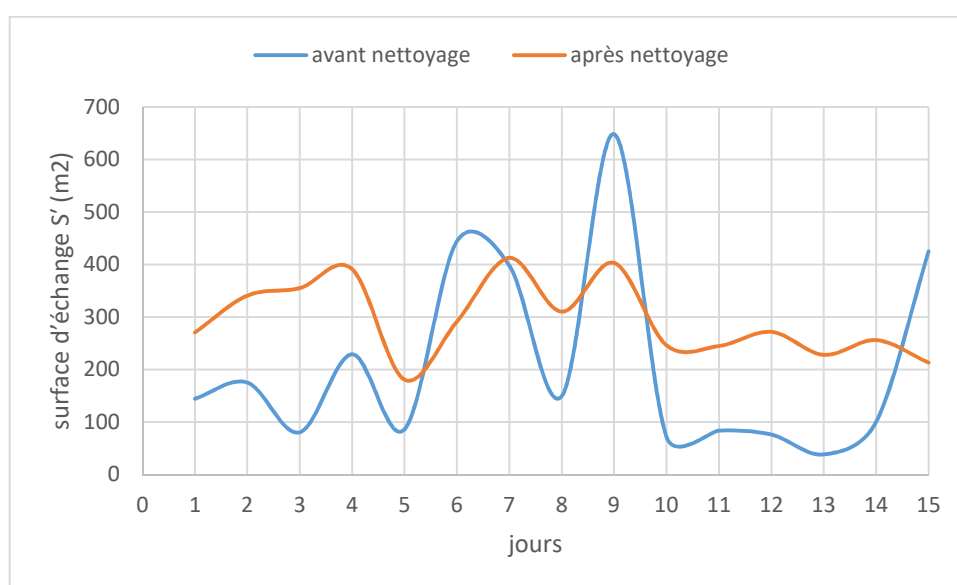


Figure V. 2: Evolution de la surface d'échange en fonction des jours avant et après nettoyage.

D'après la figure V. 2 illustrant la surface d'échange en fonction du temps, les résultats ont montré que la surface double pour l'échangeur nettoyé sauf dans le sixième, le neuvième et le quinzième jours où la surface est plus grande dans le cas avant nettoyage, cette constatation est en parfait compromis avec l'efficacité.

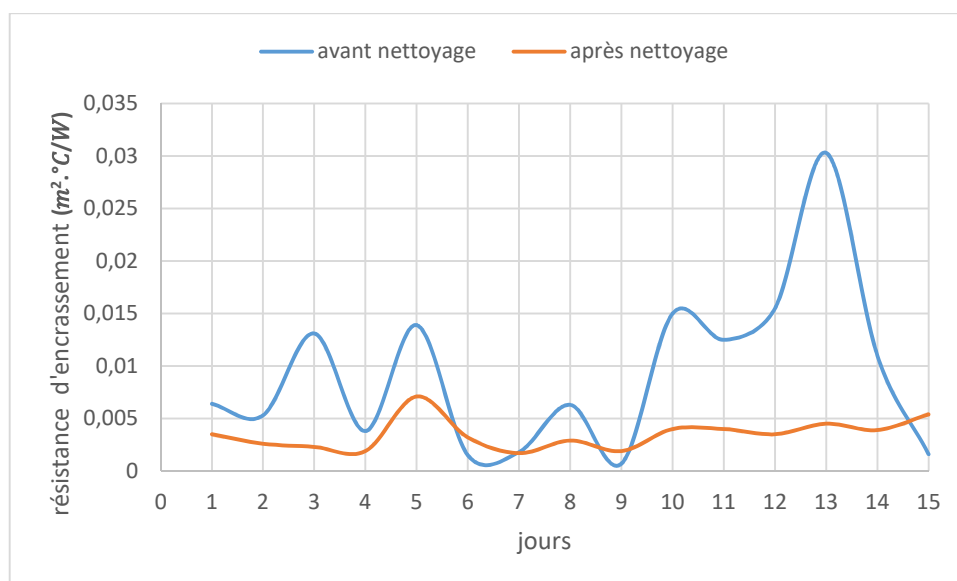


Figure V. 3 : Evolution de la résistance d'encrassement en fonction des jours avant et après nettoyage.

La résistance d'encrassement étant un paramètre important qui indique la performance ou bien la détérioration d'un échangeur est illustrée dans les graphes de la figure V.3.

Il est à noter que l'opération de nettoyage a réduit considérablement les valeurs de la résistance d'encrassement qui a été calculée chaque jour pendant quinze jour.

Les courbes montrent l'efficacité de cette opération pour maintenir les échangeurs de chaleur dans un état qui leur permet de réaliser un meilleur échange thermique entre deux fluides. Le résistance maximale de l'échangeur avant nettoyage a été enregistré en treizième jour avec une valeur de $0,03(m^2 \cdot ^\circ C / W)$ et qui a été changée grâce à la maintenance par nettoyage et la nouvelle valeur est $0,005(m^2 \cdot ^\circ C / W)$.

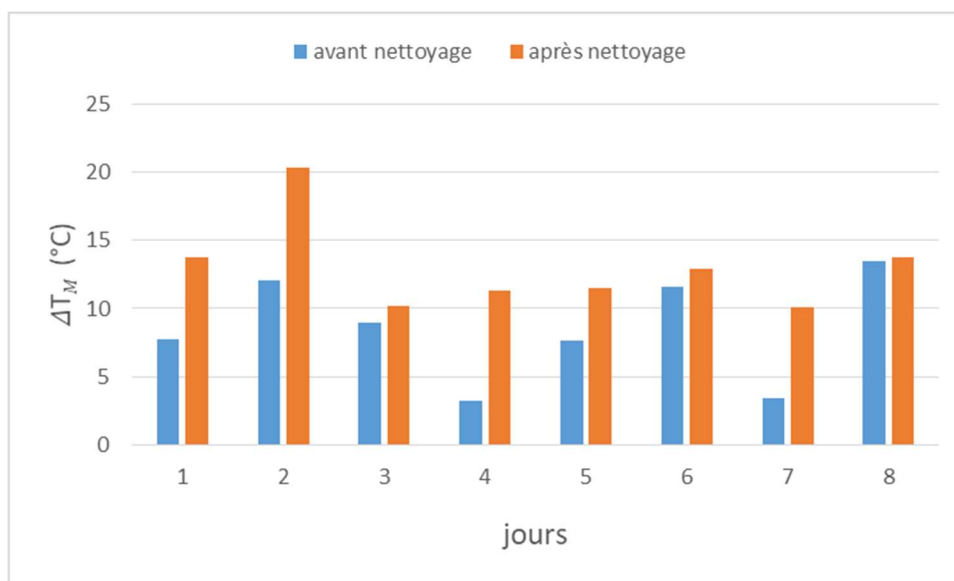


Figure V. 4: Evolution de ΔT_M en fonction des jours avant et après nettoyage.

Le calcul de ΔT_M a abouti à une proportionnalité avec la surface d'échange et l'efficacité. Les résultats montrent une augmentation de ce paramètre pour l'échangeur entretenu dans presque la moitié de la période (8j/15j).

V.7 Solution du problème et recommandations

La rentabilité et la compétitivité d'une unité industrielle sont conditionnées par la réduction du coût de l'encrassement. La mauvaise qualité de l'eau de refroidissement nécessite un traitement efficace pour assurer un bon rendement de refroidisseur et augmenter son longévité (diminuer la vitesse de l'encrassement).

Pour remédier ce problème, il est indispensable d'installer une unité de traitement des eaux pour assurer sa qualité selon les étapes-clés suivantes :

- Filtration (élimination des solides).
- Décarbonatation (élimination des carbonates).
- Déminéralisation (élimination anions / cations).
- Dégazage thermique (élimination O_2).
- Addigitation (pour assurer la stabilité).
- Purge régulière pour contrôler la concentration en sels.
- Contrôle qualité de l'eau régulière au laboratoire.

Conclusion

Cette étude nous conduit à conclure que bien que les résultats sont satisfaisants, du fait de l'amélioration des paramètres importants de l'échangeur et cela grâce au nettoyage périodique des échangeurs, cette opération coûteuse peut être renforcée par d'autres solutions qui maintiennent une efficacité constante durant le fonctionnement de cet appareil d'échange thermique.

Conclusion générale

Conclusion générale

Ce projet a été mené dans un environnement industriel concret, avec pour objectif de répondre à des problématiques techniques bien définies, notamment celles touchant directement la performance et la durabilité des équipements dans le secteur pétrolier. Parmi ces problématiques, l'encrassement et la corrosion représentent deux phénomènes majeurs qui compromettent l'efficacité du système de refroidissement, en particulier au niveau des échangeurs de chaleur 100-E-115 A/B, qui ont constitué le principal objet de cette étude.

Parmi les causes de ces dysfonctionnements, la présence d'impuretés et de minéraux dans l'eau de refroidissement, qui favorise la formation de dépôts solides sur les surfaces internes des tubes. Ce phénomène conduit à une augmentation progressive de la résistance à l'encrassement, ce qui entraîne non seulement une baisse de l'efficacité énergétique, mais également une diminution de la surface active de transfert de chaleur due à l'obstruction partielle des tubes.

Dans cette étude, l'efficacité de l'échangeur étudié est passée de 33% à 60% avec une nette réduction de la résistance d'encrassement de $0,006 \text{ m}^2\text{C}/$ à $0,0029 \text{ m}^2\text{C}/W$ grâce à l'entretien de l'échangeur.

L'opération de nettoyage couteuse peut être renforcée par d'autres techniques qui maintiennent une efficacité constante durant le fonctionnement de cet appareil d'échange thermique.

Pour améliorer les performances à long terme du système, plusieurs actions correctives sont proposées parmi lesquelles ; l'installation d'un dispositif de traitement secondaire de l'eau, afin de réduire significativement la concentration des agents incrustants, ce qui limiterait l'accumulation des dépôts solides.

La mise en œuvre progressive de ces recommandations, associée à une étude technico-économique approfondie, permettrait non seulement d'optimiser les performances des échangeurs 100-E-115 A/B, mais aussi de réduire les coûts d'entretien, d'augmenter leur durée de vie opérationnelle, et de garantir un fonctionnement plus stable et sécurisé des installations de la raffinerie.

Références

Références

- [1] I.haouli et I.khelifi , Etude de l'encrassement d'un échangeur de chaleur a plaques, mémoire de master,2020.
- [2] N.Bella et B.Glaoui, Cours atelier de construction 2eme année Licence.
- [3] [Z.Aouissi](#), Simulation numérique en CFD de la convection mixte autour des tubes à ailettes d'un échangeur de chaleur, mémoire de master,2019.
- [4]<https://parlonssciences.ca/ressources-pedagogiques/documents-dinformation/les-transferts-de-chaleur>
- [5] R.Halimi , L'effet des propriétés thermo-physiques sur le transfert de chaleur dans un matériau bicouche, mémoire de master,2021.
- [6] <https://www.univ-usto.dz/faculte/fac-chimie/wp-content/uploads/2023/10/Cours-2-TC.pdf>.
- [7] https://fr.wikipedia.org/wiki/%C3%89changeur_de_chaleur.
- [8]https://elearning.univ-eloued.dz/pluginfile.php/44477/mod_resource/content/1/CHAPITRE%20II.pdf.
- [9] [A.Bontemps](#), [A.Garrigue](#) , [Ch.Goubier](#) , [J. Huetz](#), [Ch.Marvillet](#), P.Mercier, R.Vidil , Echangeurs de chaleur – description des échangeurs, article,1995.
- [10] EMD1 Master II, Echangeur de chaleur, option Energétique .
- [11] [S. Aberkane](#), [Echangeurs de chaleur,2022](#).
- [12] [F.Bouزيد](#), Simulation thermique d'un échangeur de chaleur a faisceau tubulaire et calandre, mémoire de master,2020.
- [13]http://dspace.univ-tlemcen.dz/bitstream/112/5218/4/Chapitre_I_.pdf .
- [14]<https://www.directindustry.fr/prod/hexonic-cz-sro/product-221900-2450730.html>.
- [15] N.Belhadi, Étude thermique d'un échangeur de chaleur à faisceau tubulaire et calandre (Eau de mer/Ammoniac), 2019.
- [16]A.A.Nehari, Étude thermo-énergétique d'un échangeur de chaleur à plaques et joints : Application aux fluides géothermiques, mémoire de master ,2011.

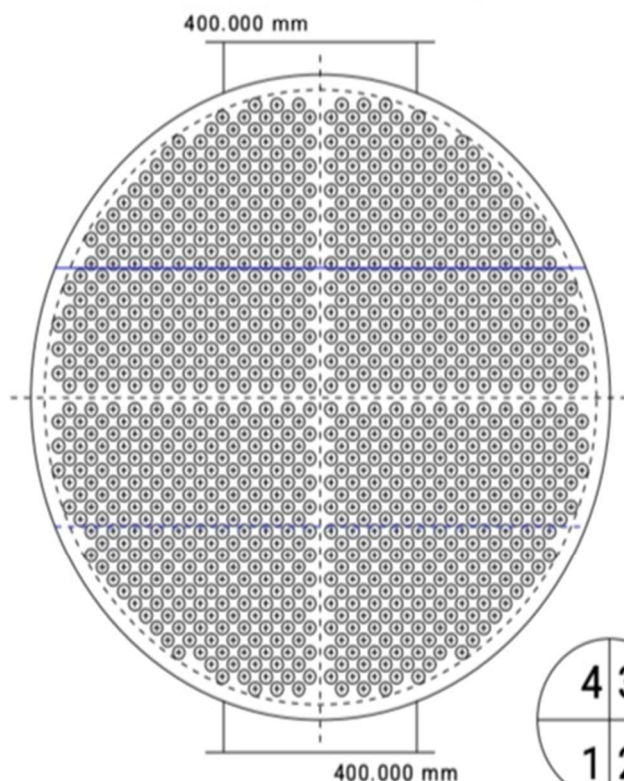
- [17] H.E.Boughedir et N.Abdelaoui, étude expérimentale et numérique d'un échangeur de chaleur a tubes concentrique optionnel H 102A.
- [18] https://www.researchgate.net/publication/274710463_Echangeurs_de_Chaleur_Cours_Exercices_corrigees/figures?lo=1
- [19] S.Toureche, Etude et analyse paramétrique des échangeurs de chaleur dans une machine tritherme-cas du condenseur, magister, 2008.
- [20] M.Benkirat et F.Talbi, Etude et vérification des performances des échangeurs de la raffinerie RA1K, mémoire de master ,2022.
- [21] <https://www.alfalaval.fr/produits/echange-thermique/echangeurs-de-chaleur-a-plaques/echangeurs-thermiques-plaques-et-joints/>
- [22] D. Bouras et I.Oukil, Etude et dimensionnement d'un échangeur a plaques au niveau du lac, complexe sider, mémoire de master ,2023.
- [23] A.Khettou, étude de l'encrassement du circuit de refroidissement du kérosène de la raffinerie d'Alger RA1G.
- [24] P.Clément, Échangeurs de chaleur - Problèmes de fonctionnement, article, 2021.
- [25] C. Duffau, J-M. Grillot, J-M. Navarro et R. Vidil, Echangeurs de chaleur, l'encrassement dans les échangeurs : description, prévention et remèdes, Paris : Edition Tec et Doc, 1991.
- [26] <https://www.univ-usto.dz/faculte/fac-chimie/wp-content/uploads/2022/12/Principal-cours-des-echangeurs-1.pdf>.
- [27] I. Bennara, Etude de l'impact de l'encrassement et la dégradation des tubes sur les performances de l'échangeur 100-E-115A/B, Projet professionnel de fin de formation Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur spécialisé, 2017.
- [28] <file:///C:/Users/pc/Desktop/echangeurs%20de%20chaleur.pdf>.
- [29] <http://processs.free.fr/page/echangeurs-type-tema/4527>.
- [30] <https://www.univ-usto.dz/faculte/fac-chimie/wp-content/uploads/2022/12/Principal-cours-des-echangeurs-1.pdf>.
- [31] <https://thermofin.net/fr/produits/caleos-echangeurs-faisceau-tubulaire/>.
- [32] Manuel d'opération Unité 100 du TOPC.

- [33] Rapports travaux & Situations PDR, service GP, Département Maintenance, complexe Topping condensat RA2K.
- [34] R. Amiri, I. Lekcir, Optimisation des paramètres de fonctionnement de la colonne Atmosphérique T103 de la raffinerie topping du condensat de Skikda RA2K pour améliorer le rendement en kérosène, Mémoire de fin de formation de professionnalisation en Raffinage et Pétrochimie, 2019.
- [35] Fiches d'analyse de dépôts sur l'E-115A/B, Service Laboratoire, département technique, complexe Topping condensat RA2K.
- [36] Bilans Annuels, service Planning & Programme, Département Production, complexe Topping condensat RA2K.
- [37] Fiches d'analyse de l'eau de refroidissement, Service Laboratoire, département technique, complexe Topping condensat RA2K.
- [38] N. Fadel, Étude de l'influence de la température du fluide sur la performance d'un échangeur de chaleur de la raffinerie d'Alger, mémoire de fin d'étude en vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état, 2010.

Annexe

Annexe A : Fiche technique de l'échangeur 100-E-115 A/B

		PROJET TOPPING DE CONDENSAT----SKIKDA SC1 EQUIPMENT DATA SHEET					
DOCUMENT NO. : SC1-100-DS-EQ-2014		Rev. 0		Sheet 2 of 5			
Plant Location SKIKDA,ALGERIA		Date 2006-12-12		Rev 0			
Service of Unit Naphtha Water Cooler		Item No. 100-E-115					
Size 1200.00 x 5200 mm		Type BES		Horz. Connected In 1 Parallel 2 Series			
Surf/Unit (Gross/Eff) 702.46 / 664.42 m2		Shell/Unit 2		Surf/Shell (Gross/Eff) 351.23 / 332.21 m2			
PERFORMANCE OF ONE UNIT							
Fluid Allocation		Shell Side			Tube Side		
Fluid Name		Naphtha			Water		
Fluid Quantity, Total kg/hr		417069			313542		
Vapor (In/Out)							
Liquid		417069			313542		
Steam							
Water					313542		
Noncondensables							
Temperature (In/Out) C		50.00 40.00			35.00 42.00		
Specific Gravity		0.6871 0.6957			0.9929 0.9902		
Viscosity mN-s/m2		0.3253 0.3583			0.7298 0.6392		
Molecular Weight, Vapor							
Molecular Weight, Noncondensables							
Specific Heat kJ/kg-C		2.2243 2.1740			4.1799 4.1764		
Thermal Conductivity W/m-C		0.1212 0.1241			0.6317 0.6354		
Latent Heat kJ/kg							
Inlet Pressure MPa		0.717			0.490		
Velocity m/s		0.80			1.30		
Pressure Drop, Allow/Calc kPa		80.000 40.526			80.000 66.200		
Fouling Resistance (min) m2-K/W		0.000172			0.000344		
Heat Exchanged MegaWatts 2.5471		MTD (Corrected) 5.9 C					
Transfer Rate, Service 650.64 W/m2-K		Clean 1167.04 W/m2-K			Actual 685.50 W/m2-K		
CONSTRUCTION OF ONE SHELL				Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)			
		Shell Side		Tube Side			
Design/Test Pressure MPaG		1.316 / 1.974		1.012 / 1.518			
Design Temperature C		125		65.00			
No Passes per Shell		1		4			
Corrosion Allowance mm		3.2		3.2			
Connections		In mm 1 @ 400 150LB RF WN		1 @ 250 150LB RF WN			
Size & Rating		Out mm 1 @ 400 150LB RF WN		1 @ 250 150LB RF WN			
		Intermediate @		@			
Tube No. 860		OD 25.000 mm		Thk(Avg) 2.500 mm		Length 5.200 m	
Tube Type Plain						Pitch 32.000 mm	
						Layout 45	
Shell ID 1200.00 mm		Material SA 516 GR 70		Shell Cover SA 516 GR 70			
Channel or Bonnet SA 516 GR 70				Channel Cover SA 516 GR 70			
Tubesheet-Stationary SA 266 CL 4				Tubesheet-Floating SA 266 CL 4			
Floating Head Cover SA 516 GR 70				Impingement Plate None			
Baffles-Cross SA 285 C		Type SINGLE-SEG.		%Cut (Diam) 30.0		Spacing(c/c) 450.000	
Baffles-Long				Seal Type			
Supports-Tube				U-Bend		Type	
Bypass Seal Arrangement				Tube-Tubesheet Joint			
Expansion Joint				Type			
Rho-V2-Inlet Nozzle kg/m-s2		Bundle Entrance		Bundle Exit		kg/m-s2	
Gaskets-Shell Side SPIRAL WOUND AISI 304 GRAPHITE FILLED				Tube Side SPIRAL WOUND AISI 304 GRAPHITE FILLED			
-Floating Head SPIRAL WOUND AISI 304 GRAPHITE FILLE				Insulation Yes			
Code Requirements TEMA				Class R			
						kg	
Note:(1) Based on Newstock case A.							
(2) Reported duty and flow rates include a user-specified multiplier of 1.10.							



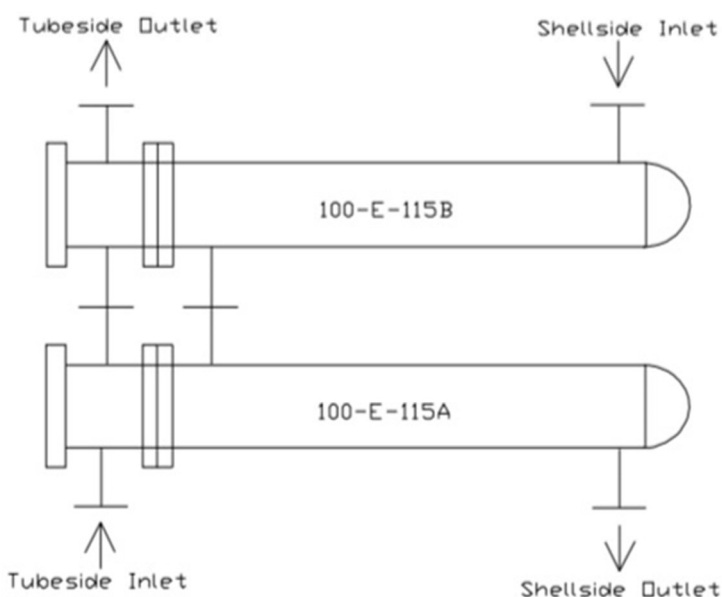
Item number	100-E-115
TEMA type	BES
Shell diameter	1200.00 mm
Outer tube limit	1143.08 mm
Height under inlet nozzle	45.044 mm
Height under outlet nozzle	45.044 mm
Tube diameter	25.000 mm
Tube pitch	32.000 mm
Tube layout angle	45
Number of tubes (specified)	860
Number of tubes (calculated)	916
Number of tie rods	8
Number of seal strip pairs	3
Number of partition seal rods	8
Number of passes	4
Parallel passlane width	19.050 mm
Perpendicular passlane width	19.050 mm
Baffle cut % diameter	30

TUBEPASS DETAILS

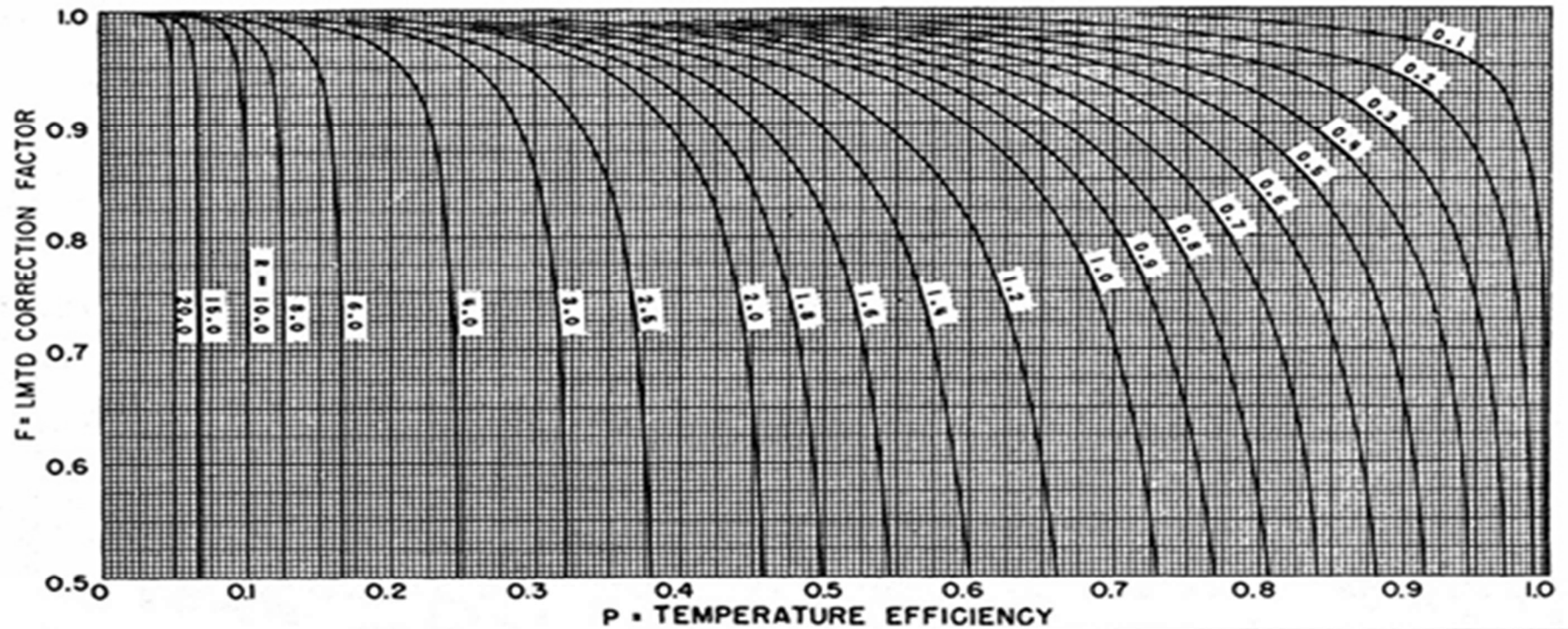
Pass	Rows	Tubes	Plugged
1	24	231	0
2	24	231	0
3	24	231	0
4	24	231	0

SYMBOL LEGEND

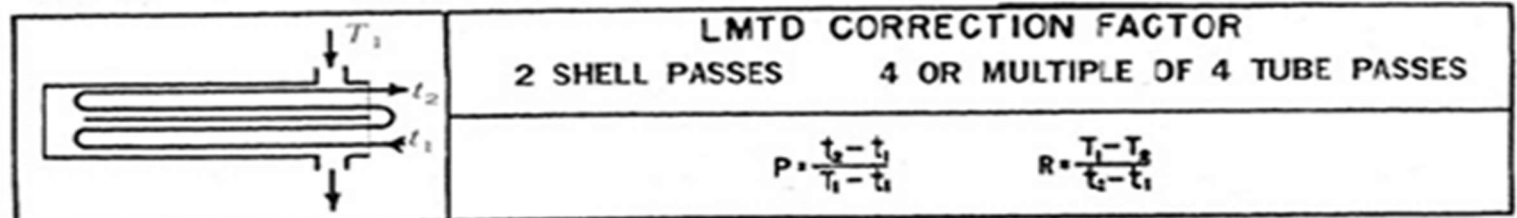
- Tube
- Plugged tube
- ⊙ Tie rod
- ⊗ Impingement rod
- ⊕ Dummy tube
- Seal rod
- ⌋ Seal strip/Skid bar



Annexe B : Détermination du factor de correction F.



$$F = \frac{\frac{\sqrt{R^2 + 1}}{2(R-1)} \log_{10} \frac{1-P}{1-RP}}{\log_{10} \frac{\frac{2}{P} - 1 - R + \frac{2}{P} \sqrt{(1-P)(1-PR)} + \sqrt{R^2 + 1}}{\frac{2}{P} - 1 - R + \frac{2}{P} \sqrt{(1-P)(1-PR)} - \sqrt{R^2 + 1}}}$$



Annexe C : Résultats de calcul de R_{enc} , S' et ε de l'échangeur 100-E-115 A/B pour une durée de 15 jours avant leur nettoyage

Résultats de calcul de S', R_{enc} et ε										
ΔT_M	P	R	F	F ΔT_M	S' (m^2)	S (m^2)	K_p ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)	K_s ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)	R_{enc} ($m^2 \cdot ^\circ C/W$)	ε %
9,7497	0,2593	1,1429	0,9938	9,6877	144,2213	702,1040	1048,2385	135,2978	0,0064	29,6296
7,7473	0,3043	1,1429	0,9902	7,6714	174,8976	702,1040	1005,6236	159,8204	0,0053	34,7826
12,0499	0,1933	1,0345	0,9975	12,0198	80,1890	702,1040	946,4251	70,4643	0,0131	20,0000
8,9628	0,2857	1,5000	0,9874	8,8501	228,8482	702,1040	1011,6944	209,9238	0,0038	42,8571
19,2489	0,2549	0,9231	0,9956	19,1642	85,8322	702,1040	769,7278	65,6056	0,0139	23,5294
3,2436	0,5000	1,1429	0,9418	3,0549	444,2211	702,1040	1030,4656	412,2674	0,0015	57,1429
7,6823	0,4194	1,3846	0,9572	7,3533	397,9168	702,1040	978,6452	357,3295	0,0018	58,0645
11,5499	0,2970	1,0204	0,9923	11,4610	148,9198	702,1040	1020,0255	137,3190	0,0063	30,3030
3,4761	0,5556	1,2000	0,8861	3,0801	648,2918	702,1040	1009,2484	593,7658	0,0007	66,6667
13,4938	0,1250	1,5000	0,9986	13,4753	71,2461	702,1040	937,9007	62,2371	0,0150	18,7500
15,4687	0,1795	1,1429	0,9976	15,7116	83,4636	702,1040	959,7723	74,0127	0,0125	20,5128
18,7489	0,1915	1,1111	0,9973	18,6988	75,9111	702,1040	801,2316	59,6578	0,0155	21,2766
16,0499	0,1056	1,0526	0,9994	16,0401	38,0281	702,1040	877,7438	31,7946	0,0303	11,1111
17,7488	0,2340	1,0909	0,9956	17,6711	100,4127	702,1040	847,0156	81,9645	0,0110	25,5319
5,0489	0,5364	1,0169	0,9392	4,4782	424,8349	702,1040	1017,5757	391,1469	0,0016	54,5455

Annexe D : Résultats de calcul de Renc, S' et ε de l'échangeur 100-E-115 A/B pour une durée de 15 jours après leur nettoyage

Résultats de calcul de S', Renc et ε										
ΔT_M	P	R	F	F ΔT_M	S' (m²)	S (m²)	K_p (W/m².°C)	K_s (W/m².°C)	R_{enc} (m².°C/W)	ε %
5,2460	0,5238	0,9091	0,9569	5,0198	270,2352	702,1040	773,9331	207,3389	0,0035	47,6190
13,70056	0,2830	2,2667	0,9709	13,3063	340,6779	702,1040	754,1214	256,6924	0,0026	64,1509
20,3289	0,1892	3,4286	0,9827	19,9766	354,9082	702,1040	841,0921	288,3291	0,0023	64,8649
10,2078	0,3415	1,8571	0,9623	9,8231	391,1522	702,1040	868,4834	324,7192	0,0019	63,4146
15,8107	0,2692	1,8517	0,9846	15,5675	180,6252	702,1040	586,4017	113,3534	0,0071	50,0000
11,3165	0,3333	1,7143	0,9720	10,9993	291,2256	702,1040	758,7342	220,3712	0,0032	57,1429
11,5416	0,3043	2,1429	0,9660	11,1495	412,5143	702,1040	904,8238	351,9394	0,0017	65,2174
12,8883	0,2766	2,1538	0,9766	12,5873	310,0662	702,1040	797,6412	242,9251	0,0029	59,5745
10,0989	0,3333	2,0000	0,9583	9,6780	403,0214	702,1040	803,9754	317,4769	0,0019	66,6667
13,7830	0,2609	2,0000	0,9840	13,5620	246,0192	702,1040	791,6689	191,7491	0,0040	52,1739
12,5272	0,3116	1,6418	0,9801	12,2778	244,6422	702,1040	777,5411	188,3108	0,0040	51,1628
17,6104	0,2267	2,5000	0,9842	17,3322	271,5969	702,1040	784,4004	210,3373	0,0035	56,6667
14,5081	0,2340	2,1818	0,9868	14,3161	227,6661	702,1040	767,7803	173,7087	0,0045	51,0638
13,7033	0,2553	2,1667	0,9824	13,4620	255,9104	702,1040	745,8853	191,3401	0,0039	55,3191
14,7978	0,2800	1,8571	0,9824	14,5374	212,993	702,1040	653,1506	144,7841	0,0054	52,0000