



RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE



MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ DE 20 AOÛT 1955 - SKIKDA

FACULTÉ DE TECHNOLOGIE

DÉPARTEMENT DE GÉNIE DES PROCÉDÉS

Mémoire

En vue de l'obtention du diplôme de :

Master

Filière : Génie des Procédés

Spécialité : Ingénierie et gestion de l'eau

Étude de l'influence de l'encrassement sur le rendement des échangeurs thermiques alimentés par un circuit d'eau de refroidissement

Réalisé par : -FEKRACHE Nihal

-MEKHABA Imene

-BOUANANE Cherif

Soutenu le 24/06/2026, devant le jury suivant :

N°	Nom et Prénom	Grade	Établissement d'affiliation	Qualité
1	A. LOUNNAS	MCB	Université de 20 Août 1955 - Skikda	Encadrant
2	E. ZOUAOUI	Pr	Université de 20 Août 1955 - Skikda	Président
3	H. CHEKROUD	MCA	Université de 20 Août 1955 - Skikda	Examineur
4	H. BOULEKRAH	MAA	Université de 20 Août 1955 - Skikda	Examineur

Année Universitaire 2025- 2026

Résumé

La qualité de l'eau de refroidissement joue un rôle essentiel dans les performances des échangeurs thermiques. Cette étude a porté sur l'impact des caractéristiques physico-chimiques de l'eau de refroidissement sur le fonctionnement de l'échangeur thermique 100-E-115A/B de l'unité RA2K. Les paramètres analysés, notamment le pH, la conductivité, la dureté et le cycle de concentration, influencent directement les phénomènes de corrosion, d'entartrage et d'encrassement. Les résultats obtenus montrent qu'un contrôle rigoureux de la qualité de l'eau et un traitement adapté permettent d'améliorer le rendement thermique, de réduire les coûts de maintenance et de prolonger la durée de vie des équipements. Cette étude met en évidence l'importance d'une gestion efficace de l'eau de refroidissement pour assurer la fiabilité et l'optimisation des installations industrielles.

Mots clés : échangeur thermique, corrosion, refroidissement, encrassement, traitement.

ملخص

تُعدّ جودة مياه التبريد عاملاً حاسماً في أداء المبادلات الحرارية. تناولت هذه الدراسة تأثير الخصائص RA2K في وحدة E-115A/B الفيزيائية والكيميائية لمياه التبريد على تشغيل المبادل الحراري 100 وتؤثر المعايير التي تم تحليلها، بما في ذلك الرقم الهيدروجيني، والتوصيل الكهربائي، ودرجة الصلابة، ودورة التركيز، تأثيراً مباشراً على التآكل، والترسبات، والتلوث. وتُظهر النتائج أن التحكم الدقيق في جودة المياه ومعالجتها بشكل مناسب يُحسنان الكفاءة الحرارية، ويُقلّلان تكاليف الصيانة، ويُطيلان عمر المعدات. وتُبرز هذه الدراسة أهمية الإدارة الفعّالة لمياه التبريد لضمان موثوقية المنشآت الصناعية وتحسين أدائها.

الكلمات المفتاحية: مبادل حراري، تآكل، تبريد، ترسبات، معالجة

Abstract

Cooling water quality is a key factor in maintaining the performance of heat exchangers used in industrial facilities. This study investigated the impact of the physicochemical properties of cooling water on the operation of the 100-E-115A/B heat exchanger in the RA2K unit. The parameters analyzed included pH, conductivity, hardness, and cycles of concentration (COC), which directly influence corrosion, scaling, and fouling phenomena. The results showed that rigorous monitoring of water quality and the implementation of appropriate treatment methods can improve thermal efficiency, reduce maintenance costs, and extend equipment service life. This study highlights the importance of effective cooling water management to ensure the reliability and optimal performance of industrial installations.

Keywords: heat exchanger, corrosion, cooling, fouling, treatment.



Remerciements

Avant tout, nous remercions Allah le Tout-Puissant de nous avoir donné la force, la patience et le courage afin de réaliser ce modeste travail.

Nous tenons à exprimer nos sincères remerciements à notre encadreur Docteur A. LOUNNAS pour ses précieux conseils, son orientation et son accompagnement tout au long de la réalisation de ce mémoire.

Nous adressons également nos vifs remerciements à M. Rezagui Sofiane pour leur accueil, leur aide ainsi que leurs précieux conseils durant notre stage.

Nous remercions aussi les membres du jury d'avoir accepté d'évaluer notre travail et de l'enrichir par leurs remarques constructives.

Nos remerciements s'adressent également au département de Génie des Procédés, ainsi qu'à tous nos enseignants qui ont contribué à notre formation universitaire.

Enfin, nous remercions Sonatrach de nous avoir offert l'opportunité d'effectuer ce stage dans de bonnes conditions, ainsi que toutes les personnes ayant contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

Dédicace

À mon père,

Mon premier soutien et mon modèle dans la vie. Merci pour tous tes sacrifices, ta patience et tes prières qui m'ont permis d'arriver jusqu'ici. Ta présence a toujours été pour moi une source de force et de sécurité.

À ma mère,

Source infinie d'amour et de tendresse. Merci pour ton soutien constant, ta confiance et tes encouragements dans chaque étape de mon parcours. Que Dieu te protège et te garde auprès de nous.

À mes frères et sœurs, Merci pour votre présence, votre affection et tous les moments partagés. Vous avez toujours été une source de joie et de motivation pour moi :ibtihal ,chihab,haiteme et sa chère épouse khouloude .

À mes frères et sœurs, Merci pour votre présence, votre affection et tous les moments partagés. Vous avez toujours été une source de joie et de motivation pour moi :sarra

À mes chers amis merci d'avoir été la plus belle partie de cette aventure et un souvenir inoubliable dans
ma vie :ikrame,maissa,hadjar,malak,hadil,rihame,wiaem,asma,meriem,kenza ,imene.

À mon cher fiancé, mon soutien et ma force dans chaque étape. Merci d'avoir été à mes côtés dans les moments de fatigue et de réussite. Ce travail est un petit cadeau face à tout l'amour que je te porte : Ahmed

À ma petite nièce Watine, la petite étoile qui illumine nos vies. Avec tout mon amour.

À notre camarade Nada, merci d'avoir partagé ce parcours avec nous. Je te souhaite beaucoup de succès et de réussite dans ton avenir.

NIHAL



Dédicace



À mes très chers parents,

Pour leur amour infini, leurs sacrifices, leur patience et leurs prières qui m'ont toujours guidée vers la réussite. Aucun mot ne pourra exprimer ma profonde gratitude et tout l'amour que je leur porte.

À mes chers frères et sœurs :

Aymen, Adel, Manal, Houda et Hibat Errahmane,

Merci pour votre présence, votre soutien et tous les beaux moments partagés. Vous avez toujours été une source de joie, de motivation et de force dans ma vie.

À mes merveilleuses amies :

Rim, Inès, Areej, Aya, Rajaa, Nour, Hadjer, Faiza, Sara, Aya et Nihal,

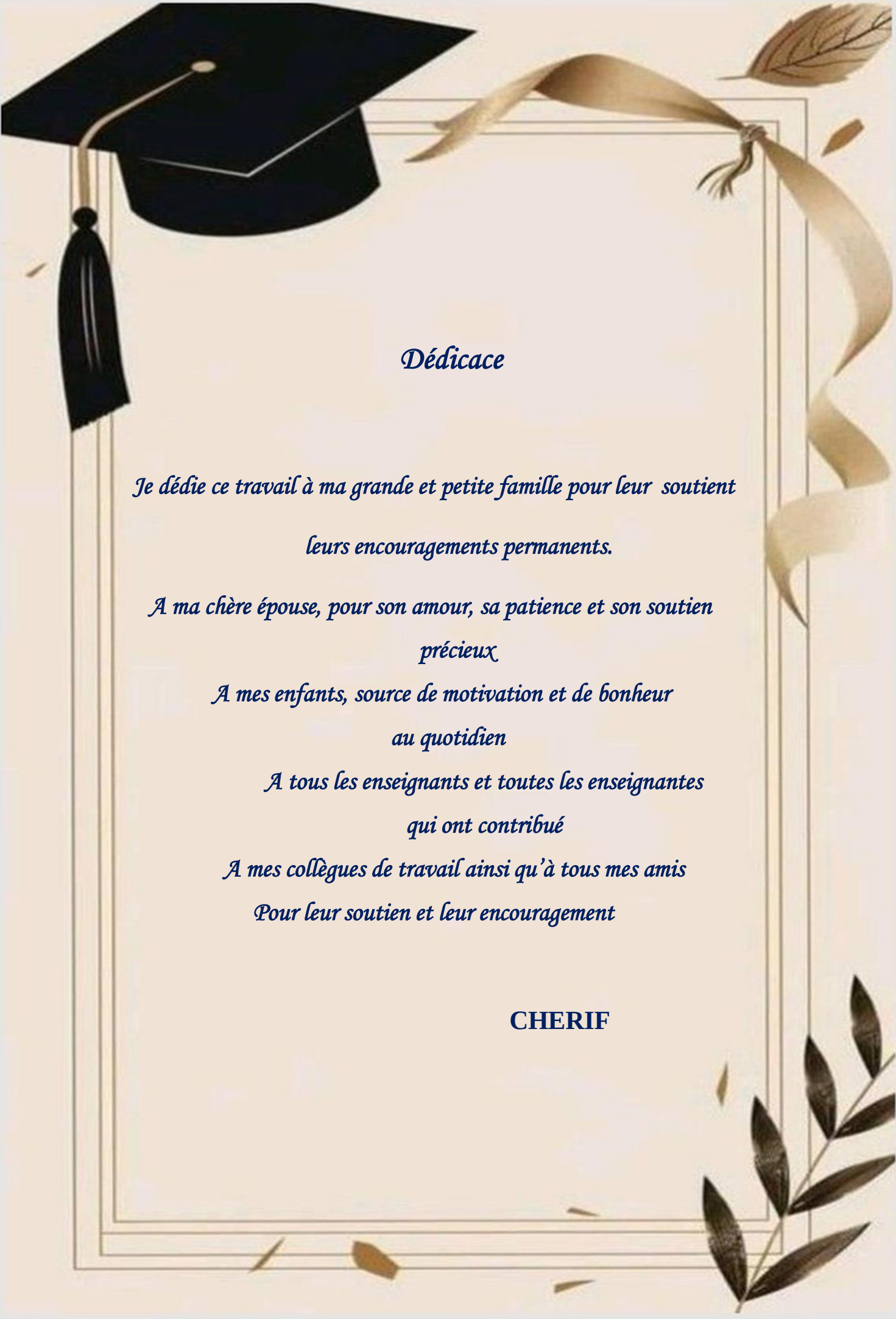
Merci d'avoir rendu cette aventure plus belle grâce à votre amitié, vos encouragements et votre présence dans les moments difficiles comme dans les plus heureux. Les souvenirs passés avec vous resteront gravés dans mon cœur.

À toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

Je dédie ce mémoire avec tout mon amour et ma reconnaissance.

IMENE

2026



Dédicace

*Je dédie ce travail à ma grande et petite famille pour leur soutien
leurs encouragements permanents.*

*À ma chère épouse, pour son amour, sa patience et son soutien
précieux*

*À mes enfants, source de motivation et de bonheur
au quotidien*

*À tous les enseignants et toutes les enseignantes
qui ont contribué*

*À mes collègues de travail ainsi qu'à tous mes amis
Pour leur soutien et leur encouragement*

CHERIF

LISTE DES ABBREVIATIONS

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

$R_{ec, ref}$	Résistance thermique d'encrassement côté fluide chaud/froid
R_{enc}	Résistance d'encrassement
S	Aire de la surface d'échange paroi/fluide
S'	Surface d'échange calculée théoriquement
T_{ce}, T_{fe}	Température d'entrée des fluides chaud et froid
T_{cs}, T_{fs}	Température de sortie des fluides chaud et froid
T_{mc}, T_{mf}	Température moyenne des fluides chaud et froid
TM	Taux de marche
T_p, T_f	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
ΔTM	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

Liste des figures

Figure I-1- Echangeur à tube a courants parallèles.	2
Figure I-2- Schéma d'un échangeur de chaleur à contre-courants (méthodiques)	3
Figure I -3 - Echangeur compact à courant croisé.....	3
Figure I-4- Échangeur monotube.....	4
FigureI-5- Exemple d'un échangeur double tubes	4
Figure I-6- Échangeur coaxial.....	5
Figure I-7- un échangeur à faisceau tubulaire et calandre	5
Figure I-8- Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire	6
Figure I-9- Échangeur à plaques et joint	6
Figure I-10- Principe de la conduction	8
Figure I-11- Convection dans une casserole	9
Figure I-12- L'encrassement particulaire.....	12
FigureI-13- Entartrage.....	12
Figure I-14- Corrosion	13
Figure I-15- L'encrassement biologique	13
Figure I-16- Encrassement par réaction chimique.....	14
Figure II-1- Echangeur à tête flottante.....	19
Figure II-2- Echangeurs à tête fixe	20
Figure II-3- Echangeur à tubes en U.....	20
Figure II-4- Echangeur de chaleur à faisceau tubulaire	22
Figure II-5- Les faisceau tubulaire	24
Figure II-6- Les chicanes	25
Figure II-7- Chicanes segmentées	26
Figure II-8- Chicane à disque et couronne.....	26
Figure II-9- Les plaques tubulaires.....	26
Figure II-10- Eau d'appoint Circuit ouvert	29
Figure II-11- Circuits semi-ouverts	30
Figure II-11- Circuits fermés.....	31
Figure II-2- Corrosion.....	32
Figure II-12- Entartrage	33

Figure III-1- Organigramme du complexe topping condensat.....	39
Figure III-2 - Schéma synoptique de l'unité 100	40
Figure III-3- Emplacement de l'échangeur 100-E-115A/B dans l'unité 10	43
Figure III-4- L'échangeur 100-E-115A/B.	44
Figure-IV-1- Profil de température à travers un élément de surface	51
Figure -IV-2- écoulement dans un tube	54
Figure -IV-3- Échangeur de chaleur avec écoulements co-courant	57
Figure -IV-5- Exemple d'un faisceau de tubes d'un échangeur encrassé	59
Figure -IV-6- Schéma du circuit de refroidissement	60
Figure -IV-7- Circulation des fluides à contre-courant dans l'échangeur 100-E-115 A/B	60
Figure- IV-8: Evolution de l'efficacité en fonction des jours avant et après nettoyage.	65
Figure -IV-9- Evolution de la surface d'échange en fonction des jours avant et après nettoyage.	66
Figure-IV-10- Evolution de la résistance d'encrassement en fonction des jours avant et après nettoyage.	66
Figure -IV-11- Evolution de ΔTM en fonction des jours avant et après nettoyage.....	67
Figure-IV-12- Evolution du COC et du rendement (%)	72
Figure -IV-13- Variation du COC et de Renc en fonction du temps.....	73
Figure-IV-14- Variation du COC et de ΔT_m	74

Liste des tableaux

Tableau III-1- Train d'échangeurs 100-E-101~ 108	41
Tableau III.2 : caractéristiques de l'échangeur.....	47
Tableau III-3- paramètres de service de l'échangeur E-115A/B (Cas design).....	48
Tableau –III-4 - paramètres de service de l'échangeur E-115A/B (Cas réel)	48
Tableau IV.1: Valeurs de (A) en fonction de (Nu)	54
Tableau IV. 2: Valeurs de (A) et (m) en fonction de (Re).....	55
Figure -IV-4- Échangeur de chaleur avec écoulements contre-courant	58
Tableau IV.3: Paramètres de fonctionnement de 100-E-115 A/B.	61
Tableau IV. 4: Propriétés physico-chimique (Cas théorique).....	61
Tableau IV. 5: Résultats de calcul théorique de l'échangeur.....	62
Tableau IV .6 : Paramètres de marche réelle avant nettoyage	63
Tableau IV. 7: Résultats de calcul réel après nettoyage de l'échangeur.	63
Tableau IV. 8: Paramètres de marche réel après nettoyage	64
Tableau IV.9 : Résultats de calcul réel après nettoyage de l'échangeur	64
Tableau -IV-10- récapitulatif du COC et du rendement	71
Tableau-IV -11- Valeurs du COC et de la résistance d'encrassement RENC	72
Tableau -IV-12- Valeurs du COC et de la différence de température moyenne logarithmique ΔT_M	73

Sommaire

Introduction générale

Chapitre I : Généralité sur les échangeurs de chaleur

I-1-Introduction	1
I-2-Définition d'un échangeur thermique	1
I-3-Les différentes fonctions d'un échangeur thermique	1
I-4-Classification des échangeurs de chaleur	2
I-4-1- Définition.....	2
I-4-2-Classement selon les écoulements.....	2
I-4-3-Classement technologique.....	3
I-4-3-1 Échangeurs tubulaires	3
I-4-3-2 Échangeurs à plaques	6
I-4-4-Classement fonctionnel.....	6
I-4-5-Classification suivant le type de construction.....	7
I-4-6-Classement suivant le procédé de transfert de chaleur	7
I-4-7-Classement suivant la nature du matériau de paroi d'échange	7
I-5-Modes de transfert de chaleur	7
I-5-1- Conduction.....	7
I-5-2-La convection	8
I-5-3-Rayonnement	9
I -6- Rôles des échangeurs	9
I-6-1- Fonction réfrigération.....	9
I-6-2- Fonction réchauffage	10
I-6-3-Fonction condensation	10
I-6-4- Fonction vaporisation	10
I-6-5-Fonction particulière	10
I -7- Problèmes opérationnels liés à l'encrassement	10

I -7-1- définition	10
I-7-1-1- Effet de l'encrassement dans l'industrie pétrolière.....	11
I-7-1-1- Effet de l'encrassement dans l'industrie pétrolière.....	11
I-7-2-1- L'encrassement particulaire.....	11
I-7-2-2- Entartrage.....	12
I-7-2-3- Corrosion	12
I-7-2-4- L'encrassement biologique.....	13
I-7-2-5- Encrassement par réaction chimique.....	13
I -7- 3-Mécanismes de l'encrassement.....	14
I -7- 3-1- Initiation	14
I-7- 3-2- Transfert des particules à la paroi	14
I-7- 3-3- Adhésion des particules	14
I-7- 3-4- Réentraînement des particules déposées.....	14
I-7- 3-5- Vieillissement du dépôt.....	14
I-7- 4 Facteurs principaux affectant l'encrassement	14
I-7-5 L'encrassement et l'entartrage des échangeurs de chaleur par l'eau de refroidissement.....	15
I-7-7- Évolution de l'encrassement des échangeurs de chaleur par l'eau de refroidissement.....	16
I-7-8-Conséquences de l'encrassement.....	16
I-8- Conclusion	16

Chapitre II : Les échangeurs de chaleur à faisceaux tubulaires

II-2-Classification des échangeurs à tubes et à calandre	19
II-2-2 Echangeurs à tête fixe.....	19
II-2-3 Echangeur à tubes en U.....	20
II-3-Principe de fonctionnement d'un échangeur a faisceau tubulaire.....	20
II-4- présentation générale.....	21
II.5 Norme TEMA.....	22
II-6-Différents composants d'un échangeur à tubes et calandre.....	23
II-6-1 La calandre	23

II.6.2 Les faisceau tubulaire	24
II-6-3- Les chicanes	24
II-6-4-Espacement des chicanes.....	25
II-6-5-Les plaques tubulaires.....	26
II-6-6- La chambre de distribution	26
II-7-Système d'eau de refroidissement	26
II-7-1- Importance de l'eau dans le système industriel.....	26
II-7-2- paramètre physico-chimique de l'eau de refroidissement	27
II-7-2-1-Température.....	27
II-7-2-2- pH	27
II-7-2-3-Conductivité électrique	27
II-7-2-4-Dureté (TH)	27
II-7-3-Paramètres hydrauliques de l'eau de refroidissement	28
II-7-3-1-Débit.....	28
II-7-3-2-Pression.....	28
II-7-3-3-Vitesse d'écoulement	28
II-7-3-4-Pertes de charge	28
II-7-4-Typede circuits	28
II-7-4-1-Circuits ouverts	28
II-7-4-2-Circuits semi-ouverts	29
II-7-4-3-Circuits fermés	30
II-7-5-Interaction entre l'eau de refroidissement et l'échangeur	31
II-7-6-Problème liés à l'eau de refroidissement	31
II-7-6-1-Corrosion.....	31
II-7-6-2-Entartrage	32
II-7-6-3-Prolifération biologique	33
II-7-7-Méthode de traitement et de contrôle	34
II-8- Critères de choix d'un échangeur de chaleur	34
II.9 Avantages et inconvénients de l'échangeur tubulaire.....	35

II-10-Conclusion.....	35
II-11- Références bibliographiques	35
Chapitre III : Description de l'unité ra2k et analyse des problèmes de l'échangeur 100- E-115A/B	
III-1- Introduction.....	37
III-2- Présentation générale du complexe	37
III-3- Organigramme du complexe topping condensat	38
III-3-1-Unités du complexe RA.....	39
III-3-2 Section de train d'échange de préchauffe	41
III-3-3 Section de la colonne Préfractionnement (T-101)	42
III-4- Description et rôle de l'échangeur E-115A/B	42
III-5 - Analyse des causes de mauvais transfert de chaleur du refroidisseur E115	44
III-5-1 Débit insuffisant de l'eau de refroidissement	44
III-5-2 - Présence des dépôts sur la paroi intérieure des tubes d'échangeur	44
III-5-3 - Bouchage des tubes d'échangeur	45
III-5-4- Dégradation de la surface externe des tubes d'échangeur	45
III-5-5 - Fuites et corrosion des tubes et des boites.....	45
III-6 - Emplacement de l'échangeur 100- E-115 A/B dans l'unité U100.....	46
III-7- Système de préchauffage du condensat	46
III-8- Caractéristiques de l'échangeur E-115 A/B faisceau et calandre.....	47
III-9- Paramètres de fonctionnement de l'équipement	48
III-9-1 - Paramètres calculés pour une efficacité maximale de service	48
III-9-2-Paramètres réels de service	48
III-10 - Les conséquences liées au dysfonctionnement de l'échangeur E-115 A/B.....	48
III-11- Conclusion	49
III-12- Références bibliographiques	49

Chapitre IV Méthodologie de calcul et interprétation des résultats

IV-1-Introduction.....	51
IV-2-Coefficient de transfert global	51
IV.2.1 Estimation des coefficients d'échange par convection h_c et h_f.....	52
IV.2.2 Corrélations expérimentales les plus usuelles en convection forcée	54
IV.3 calculs de la surface d'échange.....	56
IV.3.1 Méthode ΔT_m.....	56
IV-4- l'efficacité de l'échangeur	57
IV-5- La résistance d'encrassement	58
IV-6- Circuit d'alimentation des échangeurs 100-E-115 A/B en eau	59
IV-7- Les paramètres de fonctionnement du refroidisseur à eau 100-E-115A/B (cas théorique)	61
IV-8-Résultats et interprétations.....	61
IV-8-1-Résultats de calcul cas théorique	61
IV-8-2-Résultats de calcul avant nettoyage de l'échangeur (cas réel).....	63
IV-8-3-Résultats de calcul après nettoyage de l'échangeur	64
IV-8-4-Interprétations (avant et après nettoyage)	64
IV-8-5-Comparaison des paramètres clés (avant et après nettoyage).....	65
IV-9- Solution du problème et recommandations.....	67
IV-9- 1-Principaux paramètres de qualité de l'eau contrôlés.....	68
IV-9- 2-Considérations relatives à la conception et à la mise en œuvre	69
IV-9- 3-Fonctionnement et entretien	69
IV-9- 4-Défis et solutions.....	69

IV-9- 5-Avantages et inconvénients.....	70
IV-9-6-Influence du COC sur l'efficacité des échangeurs thermiques.....	70
IV-9-6-1- Méthodes de calcul de COC	71
IV-9-6-2-Influence du COC sur l'encrassement	72
IV-9-6-3-Influence du COC sur ΔT_m.....	73
IV-10-Conclusion	74
IV-11- Références bibliographiques	74
Conclusion générale	

Introduction générale

Les échangeurs thermiques occupent une place essentielle dans les installations industrielles modernes, notamment dans les secteurs de la pétrochimie, de la production d'énergie et du traitement des eaux. Leur rôle principal consiste à assurer le transfert de chaleur entre deux fluides à des températures différentes, sans mélange direct, afin d'optimiser les performances énergétiques des procédés. En effet, ces équipements contribuent significativement à la réduction de la consommation énergétique, à l'amélioration du rendement global des installations et à la maîtrise des coûts d'exploitation.

Le fonctionnement efficace d'un échangeur thermique repose sur plusieurs paramètres fondamentaux, parmi lesquels le coefficient global de transfert de chaleur, la surface d'échange thermique ainsi que la différence de température entre les fluides. À cela s'ajoutent les conditions hydrodynamiques d'écoulement, telles que le régime d'écoulement (laminaire ou turbulent), qui influencent directement l'intensité des échanges thermiques. Une bonne maîtrise de ces paramètres permet d'assurer un fonctionnement optimal et durable des échangeurs.

Cependant, dans les conditions réelles d'exploitation, les performances des échangeurs thermiques sont souvent affectées par divers phénomènes indésirables, tels que l'entartrage, la corrosion et l'encrassement biologique. Ces phénomènes entraînent la formation de dépôts sur les surfaces d'échange, ce qui augmente la résistance thermique et diminue progressivement l'efficacité du transfert de chaleur. Par conséquent, cela engendre une augmentation de la consommation d'énergie, une baisse du rendement et, dans certains cas, des arrêts non planifiés pour maintenance.

Parmi les facteurs responsables de ces dégradations, la qualité de l'eau de refroidissement joue un rôle primordial. En effet, une eau mal traitée ou mal contrôlée peut favoriser la formation de dépôts minéraux, notamment le carbonate de calcium, ainsi que le développement de micro-organismes. La gestion de la qualité de l'eau repose sur le suivi de plusieurs paramètres physicochimiques, tels que le pH, la conductivité, la dureté et l'alcalinité. Un contrôle rigoureux de ces paramètres est indispensable pour limiter les risques d'encrassement et préserver les performances des équipements.

Dans ce cadre, le cycle de concentration (COC) constitue un indicateur clé permettant d'évaluer le niveau de concentration des sels dissous dans l'eau de refroidissement. Une mauvaise gestion de ce paramètre peut accélérer la précipitation des sels et la formation de dépôts, affectant ainsi directement le rendement thermique des échangeurs.

Ainsi, la maîtrise de la qualité de l'eau de refroidissement apparaît comme un enjeu majeur pour garantir la performance et la durabilité des échangeurs thermiques. Elle permet non

Introduction générale

seulement d'améliorer l'efficacité énergétique, mais également de réduire les coûts liés à la maintenance et à l'exploitation des installations industrielles.

Dans ce contexte, ce travail a pour objectif d'analyser l'impact de la qualité de l'eau de refroidissement sur les performances des échangeurs thermiques. Il vise également à identifier les principaux paramètres influençant ce phénomène et à proposer des solutions permettant d'optimiser le fonctionnement de ces équipements. Pour traiter cette problématique de façon structurée et progressive, le mémoire est divisé en quatre chapitres qui se complètent :

Le premier chapitre établit les fondements conceptuels et théoriques nécessaires à la compréhension des échangeurs de chaleur

Le chapitre deux traite des échangeurs de chaleur à faisceaux tubulaires

Le chapitre trois expose en détail l'unité de description de l'unité RA2K et analyse des problèmes de l'échangeur 100-E-115A/B.

Le quatrième chapitre correspond à la partie expérimentale et analytique du mémoire. Il présente les résultats des mesures du coefficient global d'échange thermique ainsi que sur l'évaluation des coefficients de convection du fluide chaud et du fluide froid. Ces paramètres permettent d'apprécier la capacité des surfaces à assurer le transfert de chaleur entre les fluides et les parois.

Chapitre I

Généralités sur les échangeurs de chaleur

I-1-Introduction

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande part (90 %) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés. On les utilise principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.). Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

I-2-Définition d'un échangeur thermique

Les échangeurs thermiques sont des appareils qui permettent d'échanger de la chaleur entre deux ou plusieurs fluides. Le principe mis en œuvre est simple parce qu'il s'agit de mettre en contact un fluide chaud et froid afin qu'ils se trouvent à la même température. Au cours du processus, un des fluides pourra changer de phase (condensation, évaporation). Ils peuvent être intégrés dans des équipements destinés aussi bien au refroidissement qu'au réchauffement. Utilisés depuis plus d'un siècle dans l'industrie agro-alimentaire, les échangeurs thermiques ont maintenant de nombreuses applications, majoritairement dans l'industrie, mais également dans habitat (notamment le conditionnement d'air, la réfrigération et le chauffage urbain) ou dans les transports (conditionnement d'air, réfrigération et refroidissement des moteurs) [1].

I-3-Les différentes fonctions d'un échangeur thermique

Les échangeurs thermiques assurent le transfert de chaleur entre deux fluides, qu'il s'agisse de deux liquides, de deux gaz ou d'un gaz et d'un liquide. Lorsque le transfert thermique s'accompagne d'un changement d'état, ces dispositifs peuvent également remplir une fonction d'évaporation ou de condensation.

I-4-Classification des échangeurs de chaleur

I-4-1- 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 inchangé 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 [2].

I-4-2-Classement selon les écoulements

Selon le sens d'écoulement des fluides, on distingue : échangeur à co-courant, échangeur à contre-courant, et échangeur à courant croisé.

a) Echangeurs à courants parallèles (co-courants)

Les deux fluides circulent parallèlement et dans le même sens. Dans un échangeur concourant la température de sortie du fluide froid est nécessairement moins élevée que la température de sortie du fluide chaud [2].

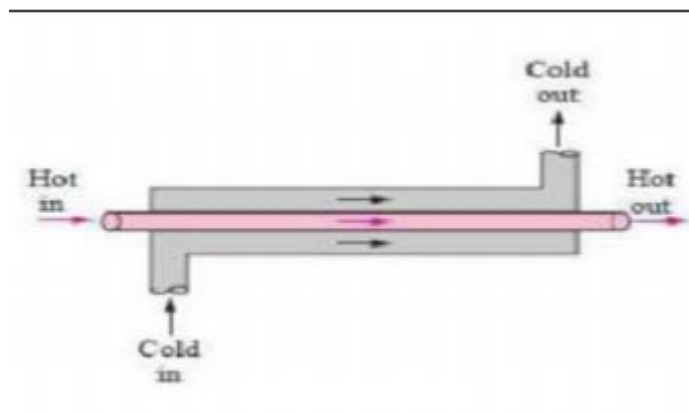


Figure I-1- Echangeur à tube a courants parallèles [3].

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 courant et la température de sortie du fluide froid peut être plus élevée que la température de sortie du fluide chaud [2].

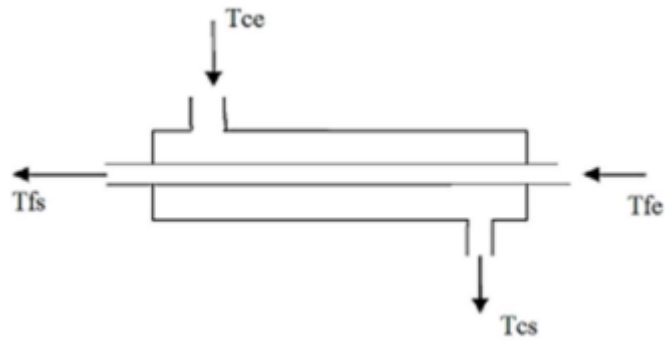


Figure I-2- Schéma d'un échangeur de chaleur à contre-courants (méthodiques) [2].

c) Echangeurs à courants croisés

Les écoulements sont perpendiculaires l'un à l'autre. La figure (I-3- a) montre un échangeur à courant croisé où les des deux fluides sont non brassés, et la figure (I-3- b) représente un échangeur à courant croisé où les fluides circulants à l'extérieur des tubes est brassé, et l'écoulement dans les tubes et non brassé [3].

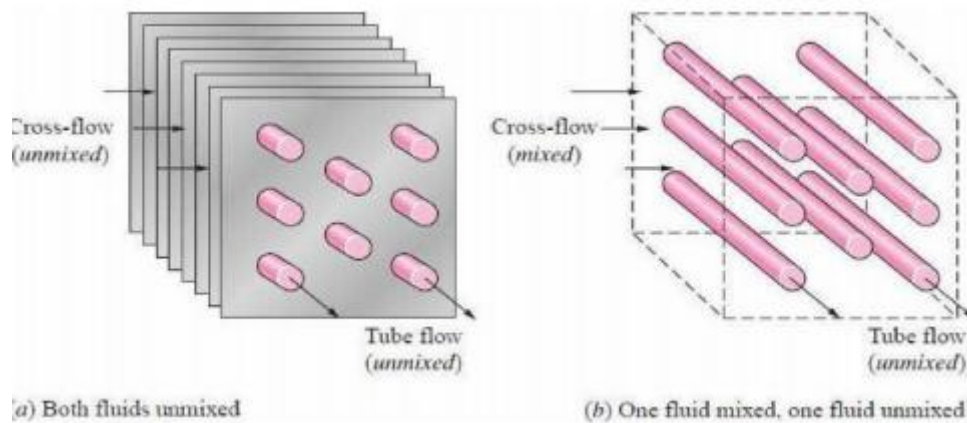


Figure I -3 -Echangeur compact à courant croisé [3].

I-4-3-Classement technologique

I-4-3-1 Échangeurs tubulaires

a-Échangeur monotube

Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentin [4].



Figure I-4- Échangeur monotube [5].

b- 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 [2].



FigureI-5- Exemple d'un échangeur double tubes [6].

c- 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 [7].

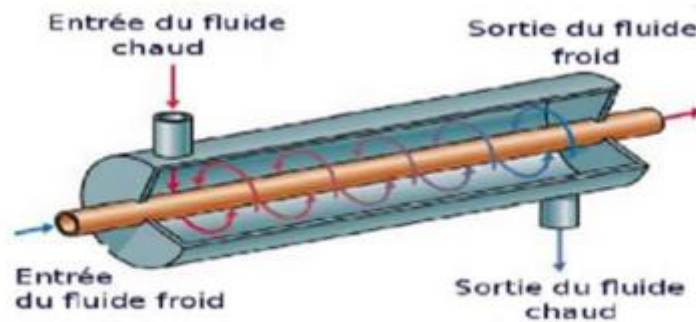


Figure I-6-Échangeur coaxial [8].

d- 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 [9].

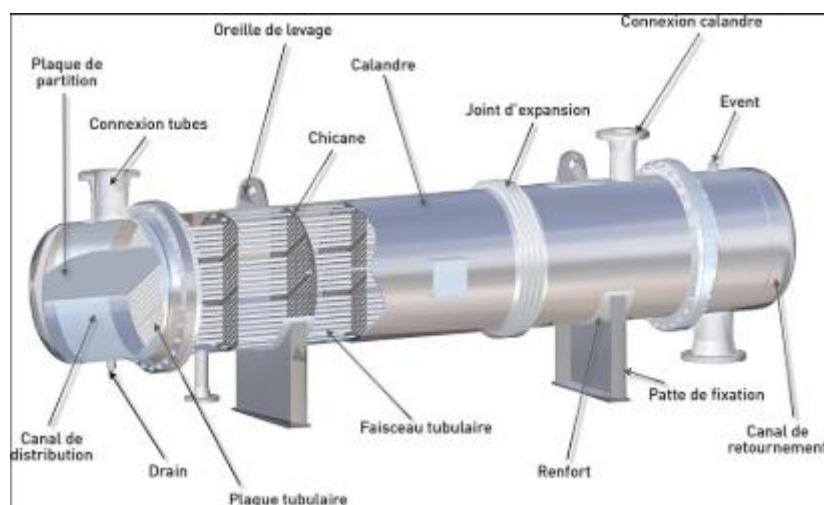


Figure I-7- un échangeur à faisceau tubulaire et calandre [10].

I-4-3-2 Échangeurs à plaques

a- 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.

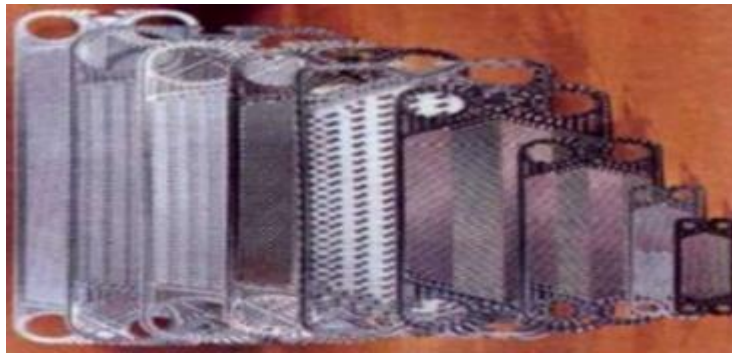


Figure I-8-Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire [11].

b- 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 [2].

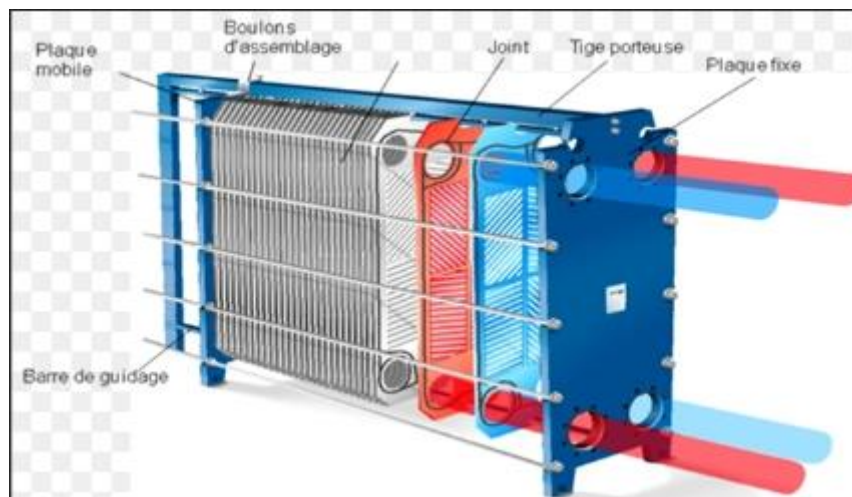


Figure I-9- Échangeur à plaques et joint [12].

I-4-4-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 :

a- les deux fluides ont un écoulement monophasique.

b- un seul fluide à un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs.

c- les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapocondenseurs.
[3]

I-4-5-Classification suivant le type de construction

Il concerne la géométrie globale de l'échangeur de chaleur, qui peut être classé en quatre parties principales :

- Echangeurs de chaleur tubulaires (double tube, tube et calandre, coaxial).
- Echangeurs à plaques (à joint, spirale, soudé, brasé, bobine de panneau, lamelle).
- Echangeurs de chaleur à surface étendue (tube ailette, plaque ailette).
- Régénérateurs (fixes, rotatifs) [13]

I-4-6-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 [14].

I-4-7-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 [2].

I-5-Modes de transfert de chaleur

Le transfert thermique désigne la propagation de la chaleur entre deux régions présentant une différence de température. Il existe trois mécanismes fondamentaux de transmission de la chaleur : la conduction, la convection et le rayonnement

I-5-1- Conduction

Dans la transmission par conduction la chaleur se diffuse de proche en proche d'une particule à l'autre grâce aux vibrations des atomes ou des molécules et au mouvement des électrons ; ce mode de transfert nécessite donc une présence de matière, mais sans déplacement macroscopique de celle-ci. Le transfert de chaleur par conduction est régi par la

loi de Fourier, établie expérimentalement pour le cas d'un transfert unidirectionnel d'un corps solide indéformable [15]

$$dQ = -\lambda D \frac{dt}{dx} \dots\dots\dots (I-1)$$

dQ : Flux de chaleur transmis par conduction (W)

λ : Conductivité thermique du milieu (W.m-1.K-1).

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

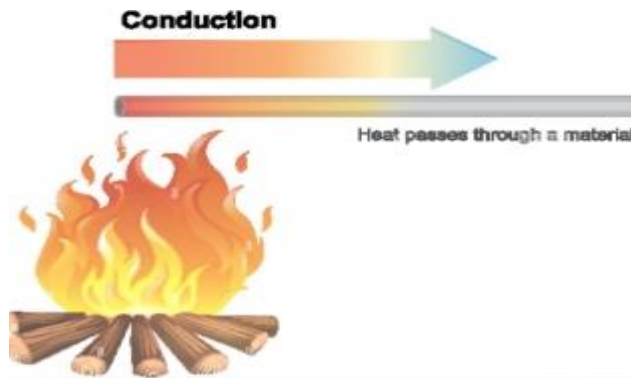


Figure I-10- Principe de la conduction [16].

I-5-2-La convection

En ce qui concerne la convection, le transfert de chaleur se fait par le mouvement de fluide, sous l'effet d'une variation de température ou d'une force extérieure : dans le premier cas il s'agit d'une convection naturelle et dans le second d'une convection forcée [15]

Ce mode de transfert est régi par loi de Newton :

$$\Phi = hS(T_p - T_\infty) \dots\dots\dots (I-2)$$

h: Coefficient d'échange convectif.

S: Surface d'échange en contact avec le fluide.

T_p: Température de la paroi.

T_∞: Température loin de la paroi.

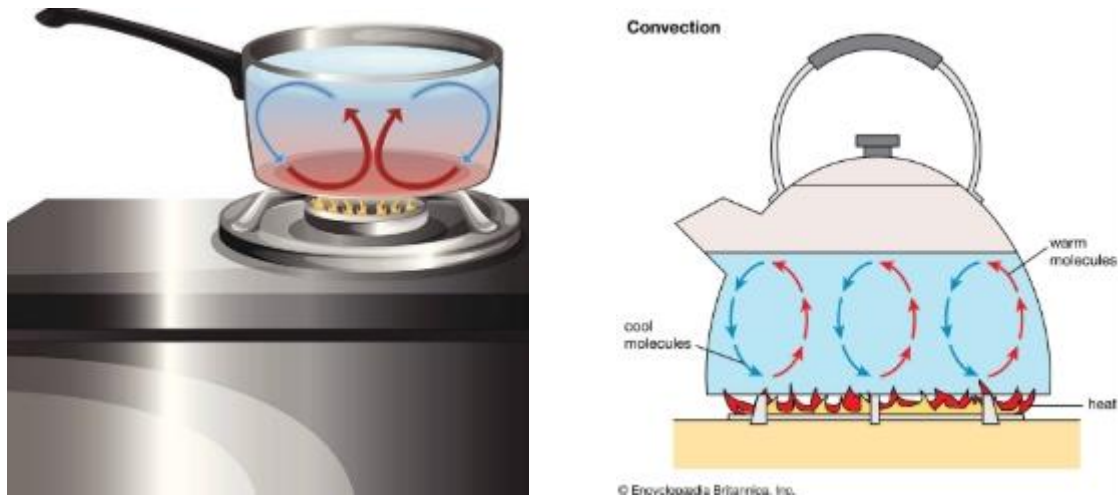


Figure I-11-Convection dans une casserole [17].

I-5-3-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).

$$Q = \sigma \cdot S \cdot T^4 \quad \text{..... (I.3)}$$

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

T : **Température** de la surface en [K].

I-6- Rôles des échangeurs

I-6-1- Fonction réfrigération

Dans le cas d'un Réfrigérant il refroidit un liquide ou un gaz par circulation d'un fluide auxiliaire, généralement de l'eau.

I-6-2- Fonction réchauffage

Réchauffeur veut dire qu'il réchauffe également un fluide de procédé mais le terme s'emploie surtout pour désigner l'appareil qui réchauffe un produit stocké généralement pour assurer sa pompabilité

I-6-3-Fonction condensation

- a. Condenseur : il assure la condensation totale (total condenser) ou partielle (Partial condenser) de vapeur par circulation d'eau ou d'un fluide de procédé suffisamment froid.
- b. Aérocondenseur : il a la même fonction que le précédent en utilisant l'air comme fluide froid.
- c. Surcoller : il assure simultanément la condensation de vapeur et le refroidissement généralement des condensats par circulation d'eau

I-6-4- Fonction vaporisation

Dans ce type, il assure la vaporisation totale ou partielle d'un liquide de procédé, l'apport de chaleur étant fait part de la vapeur d'eau ou un fluide chaud de procédé éventuellement en condensation [3].

I-6-5-Fonction particulière

Évaporateur : terme plutôt utilisé pour désigner l'appareil qui concentre des solutions aqueuses par évaporation d'eau ; cependant, il peut désigner aussi un vaporiseur et un chiller. Quelle que soit leur fonction, le principe de fonctionnement de tous ces appareils est celui des échangeurs de chaleur par surface interposée entre deux fluides et mettant en œuvre la transmission par conduction et convection simultanées. Par ailleurs, la façon d'organiser la circulation des fluides de chaque côté de la paroi conditionne leur performance [18].

I-7- Problèmes opérationnels liés à l'encrassement

I-7-1- définition

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 [19].

I-7-1-1- 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 :

- a- Diminution des performances thermiques : les dépôts localisés sur la surface d'échange génèrent une résistance thermique supplémentaire.
- b- Augmentation des pertes de charge : augmentation de la résistance à l'écoulement avec l'augmentation de la rugosité de la surface.
- c- Environnement local favorable à la corrosion.
- d- Risque de contamination du fluide de process [20].

I-7-2-Les différents types d'encrassement

L'encrassement est classé selon les processus physiques et chimiques en six catégories qui peuvent se produire individuellement ou simultanément sur la surface de transfert de chaleur [21].

I-7-2-1- L'encrassement particulaire

Ce type d'encrassement se produit lorsque des particules en suspension (des sables, de la boue, des poussières atmosphérique, particules minérales, des débris provenant de la corrosion) dans un fluide se déposent sur la surface de transfert de chaleur. Ce processus est appelé un encrassement par sédimentation si l'accumulation se produit en raison de la gravité ainsi que d'autres mécanismes de dépôt. Il est influencé principalement par la vitesse d'écoulement. L'encrassement particulaire est observé notamment sur le côté chaud de l'échangeur de chaleur.



Figure I-12-L'encrassement particulaire [22].

I-7-2-2- Entartrage

Phénomène rencontré surtout dans les échangeurs refroidis à l'eau, dans les unités de dessalement d'eau de mer, dans les chaudières [2].



FigureI-13- Entartrage [23]

I-7-2-3- Corrosion

L'encrassement par corrosion se produit par deux façons. Premièrement, par une réaction chimique ou électrochimique entre un fluide corrosif et la surface de transfert de chaleur. Deuxièmement, par le transport des produits corrosifs sous forme de particules prévenant d'un site corrodé vers la paroi de transfert de chaleur. Il existe différents types de corrosion : la corrosion uniforme, par pique, fissurant et sélective [24]



Figure I-14- Corrosion [25].

I-7-2-4- L'encrassement biologique

L'encrassement biologique est la fixation et la croissance des salissures sur la surface de transfert de chaleur. Ces salissures sont divisées en deux principales formes : l'organismemicrobien (algues, bactéries, champignons) et macrobien (les palourdes, les bernaches, les moules). Il est apparu sous la forme d'un biofilm ou d'une couche visqueuse sur la paroisurtout dans les échangeurs de chaleur marins et les centrales électriques (condenseur, chaudière) [24].



Figure I-15- L'encrassement biologique [26].

I-7-2-5- Encrassement par réaction chimique

Il est dû à une réaction chimique qui se produit près d'une surface d'échange de chaleur et que les produits solides de la réaction s'y déposent, cette réaction est souvent une polymérisation et il en résulte la formation d'un dépôt de substance de hauts poids moléculaires [27].



Figure I-15- Encrassement par réaction chimique [24]

I-7- 3-Mécanismes de l'encrassement

I-7- 3-1- Initiation

Cette phase correspond à la durée nécessaire avant l'apparition d'un dépôt d'encrassement sur une surface d'échange initialement propre.

I-7- 3-2- Transfert des particules à la paroi

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

I-7- 3-3- 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.

I-7- 3-4- 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.

I-7- 3-5- 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 [28].

I-7- 4 Facteurs principaux affectant l'encrassement

- a- Fluides :** Un paramètre essentiel à prendre en considération est la propension des fluides à générer un phénomène d'encrassement
- b- Température de surface :** La température de surface peut augmenter, diminuer ou ne pas avoir d'effet sur l'encrassement. Les taux de réaction chimique et de cristallisation des sels de solubilité inverse s'accroissent avec une élévation de température [29].

En cas de refroidissement des sels de solubilité normale, il en résulte plus d'encrassement [30].

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 [2].

d- 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 [2].

e- Vitesse d'écoulement

La vitesse d'écoulement a un effet très important sur le phénomène d'encrassement surtout sur le réentraînement. Son effet est lié aux contraintes de cisaillement. Dans la plupart des cas, un écoulement du fluide à forte vitesse produit une contrainte de cisaillement plus forte et donc une diminution d'encrassement. Pour les dépôts faibles, l'augmentation de la vitesse d'écoulement peut éliminer complètement l'encrassement. En revanche, pour les dépôts plus forts, l'augmentation de la vitesse d'écoulement au-delà d'un point particulier peut ne pas diminuer de façon significative et pour les dépôts très forts, l'augmentation de la vitesse d'écoulement peut n'avoir aucun effet [31].

f- 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 [32].

I-7-5 L'encrassement et l'entartrage des échangeurs de chaleur par l'eau de refroidissement

Dans les complexes pétrochimiques, de nombreuses difficultés apparaissent en raison de l'utilisation d'eaux minéralisées ou contaminées sur le plan biologique, ce qui favorise les phénomènes d'entartrage et de corrosion au niveau des échangeurs de chaleur. Les circuits de refroidissement, chargés d'abaisser la température des produits ou des unités de procédé via ces échangeurs, jouent un rôle essentiel dans le fonctionnement global des installations. Par conséquent, la performance de l'échange thermique constitue un paramètre déterminant pour l'efficacité opérationnelle et le niveau de production.

Le degré d'encrassement des échangeurs est généralement évalué à travers la détermination du coefficient global de transfert thermique. L'évolution de ce coefficient au cours du temps traduit fidèlement l'état des surfaces d'échange, aussi bien du côté du circuit d'eau que de celui du fluide refroidi. Cette analyse permet ainsi d'identifier l'origine d'une baisse de performance, qu'elle soit liée au circuit de refroidissement ou au circuit de procédé. [33]

I-7-7- 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.

I-7-8-Conséquences de l'encrassement

Comme il a été déjà signalé, les conséquences de l'encrassement sont :

- Une dépense d'énergie supplémentaire ;
- Le remplacement des appareils corrodés ;
- Les coûts d'arrêt des installations pour démontage et nettoyage ;
- Un surdimensionnement des appareils dans les bureaux d'étude.

I-8- Conclusion

Les échangeurs de chaleur jouent un rôle essentiel dans les procédés industriels en assurant un transfert thermique efficace entre deux fluides. Leur performance dépend des conditions de fonctionnement, des caractéristiques des fluides et de la conception de l'équipement. Toutefois, l'encrassement peut réduire leur rendement, d'où l'importance d'un

bon dimensionnement et d'un suivi régulier pour garantir l'efficacité énergétique des installations.

I.9 Références bibliographiques

- [1]. Haouli Ibrahim*Khelifi Ismail Salhi Ahmed –(2020) Naama .
- [2]. Reggam Aya Makhoulf Taqwa (2024 – 2025), Etude de l'impact de l'encrassement sur la performance d'un échangeur de chaleur ; Université 8 Mai 1945 Guelma .
- [3].MAHMOUDI Nardjess (2021/2022), Dimensionnement du condenseur de la centrale thermique de draouch ; Université Badji mokhtar -ANNABA
- [4]. F.Bouزيد,(2020) , Simulation thermique d'un échangeur de chaleur a faisceau tubulaire et calandre, mémoire de master.
- [5].<https://jadiflow.be/fr/>
- [6].<https://boixac.com/fr/>
- [7].N.Belhadi,(2019) Étude thermique d'un échangeur de chaleur à faisceau tubulaire et calandre (Eau de mer/Ammoniac).
- [8]. A.A.Nehari.(2011), Étude thermo-énergétique d'un échangeur de chaleur à plaques et joints : Application aux fluides géothermiques, mémoire de master
- [9]. H.E.Boughedir et N.Abdelaoui, étude expérimentale et numérique d'un échangeur de chaleur a tubes concentrique optionnel H 102A.
- [10]. <https://thermofin.net/fr/produits/caleos-echangeurs-faisceau-tubulaire/>
- [11]. S.Toureche,(2008), Etude et analyse paramétrique des échangeurs de chaleur dans une machine tritherme-cas du condenseur, magister .
- [12].<https://www.azwatt.com/fr/>
- [13]. CHAOUCH Djemel . (2023/2024),Univ.de Rélizane
- [14]. A.Bontemps, A.Garrigue , Ch.Goubier ,J. Huetz, Ch.Marvillet, P.Mercier, R.Vidil (1995), Echangeurs de chaleur – description des échangeurs, article.
- [15].J.F. Sacadura, Initiation aux transferts thermiques, coordonnateur. Edition TEC et DOC .
- [16]. <https://www.alamy.com/>
- [17].<https://www.istockphoto.com/>)(<https://www.britannica.com/>
- [18].T. R. Bott ISBN : 0444821864. Pub. Date : April 1995. Publisher: Elsevier Science & Technology Books p1.
- [19]. A.Khetou, étude de l'encrassement du circuit de refroidissement du kérosène de la raffinerie d'Alger RA1G

- [20].P.Clément,(2021), Échangeurs de chaleur - Problèmes de fonctionnement,article,.
- [21].S. T. W. Kuruneru, K. Vafai, E. Sauret, and Y. Gu,(2020), “Application of porous metal foam heat exchangers and the implications of particulate fouling for energy- intensive industries,” Chem. Eng. Sci., vol. 228, p. 115968.
- [22].<https://www.spheredtech-environnement.org/wp-content/uploads/2017/09/>
- [23].<https://geoconsultis.com/>
- [24].R. Jradi, C. Marvillet, and M. R. Jeday,(2022) ,“Fouling in industrial heat exchangers: Formation, detection and mitigation,” Heat Transf. Kazi, SN, Ed.; Open access peerreviewed chapter,.
- [25] <https://firstmold.com/tips/corrosion-oxidation-rust/>
- [26].<https://ppf.fr/>
- [27].Memento «Technique De L'eau De Degremont ET Nalco» ; Waters Hand Book- Mac Grawn Hill Book Company
- [28] .C. Duffau, J-M. Grillot, J-M. Navarro et R. Vidil,(1991) , Echangeurs de chaleur, l'encrassement dans les échangeurs : description, prévention et remèdes, Paris : Edition Tec et Doc,
- [29].Z. Han, Z. Xu, and J. Wang,(2018), “CaSO₄ fouling characteristics on the rectangular channel with half-cylinder vortex generators,” Appl. Therm. Eng., vol. 128, pp. 1456–1463.
- [30].Y. Lv, K. Lu, and Y. Ren,(2020), “Composite crystallization fouling characteristics of normal solubility salt in double-pipe heat exchanger,” Int. J. Heat Mass Transf., vol. 156, p. 119883.
- [31].S. N. Kazi,(2022) , “Particulate matter: Interfacial properties, fouling, and its mitigation,” in Water-Formed Deposits, Elsevier, pp. 97–140.]
- [32].<https://www.univ-usto.dz/faculte/fac-chimie/wp-content/uploads/2022/12/Principal%EF%BF%BEcours-des-echangeurs-1.pdf>
- [33]. I. Bennara .(2017) , 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.

Chapitre II

Les échangeurs de chaleur à faisceaux tubulaires

II-1-Introduction

Les échangeurs de chaleur à faisceaux tubulaires et à calandre figurent parmi les équipements thermiques les plus répandus dans l'industrie, notamment dans les unités de traitement des hydrocarbures comme les raffineries, les complexes pétrochimiques et les installations de production de gaz. Grâce à leur robustesse, leur rendement énergétique élevé et leur aptitude à supporter des conditions sévères de température et de pression, ils constituent une solution privilégiée pour assurer le transfert de chaleur entre deux fluides.

Dans ce chapitre, nous décrivons les principaux éléments constituant l'échangeur tubulaire, à savoir la calandre, les tubes, les plaques tubulaires, les chicanes ainsi que les boîtes d'entrée et de sortie. Chaque composant remplit une fonction précise dans le mécanisme d'échange thermique et contribue directement aux performances globales de l'équipement.

II-2-Classification des échangeurs à tubes et à calandre

II-2-1 Echangeur à tête flottante

L'échangeur à tête flottante est un type d'échangeur de chaleur conçu pour permettre la dilatation thermique des tubes, facilitant ainsi le nettoyage et réduisant les contraintes mécaniques.

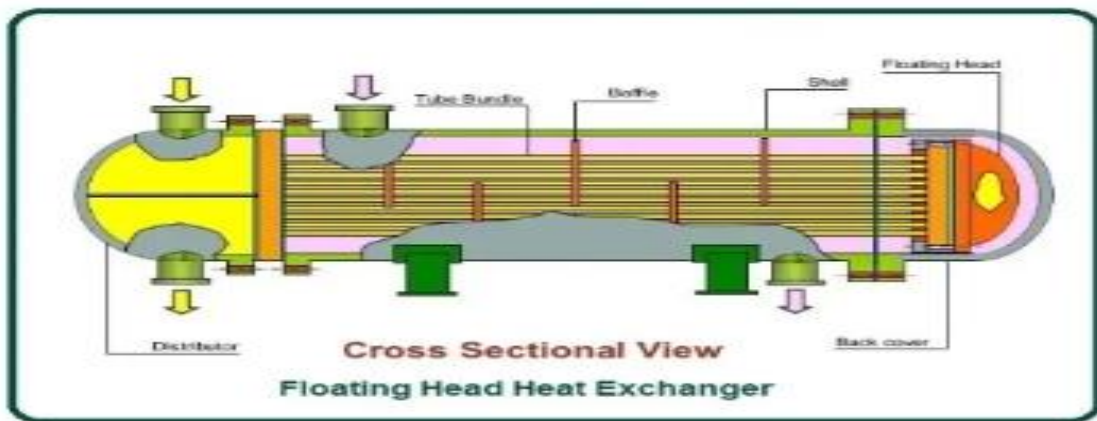


Figure II-1- Echangeur à tête flottante [1].

II-2-2 Echangeurs à tête fixe

Les échangeurs à tête fixe sont des dispositifs utilisés pour transférer de l'énergie thermique entre deux fluides à des températures différentes sans qu'ils se mélangent. Ils fonctionnent généralement par conduction, convection et rayonnement [2].

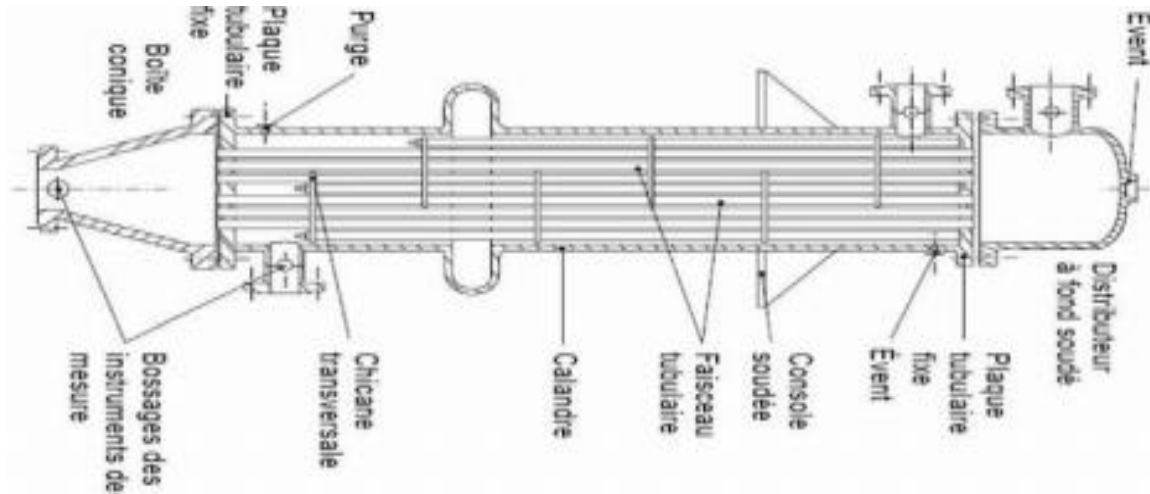


Figure II-2- Echangeurs à tête fixe [3].

II-2-3 Echangeur à tubes en U

Le faisceau est constitué de tubes coudés en forme d'épingle, il n'est donc porté que par une seule plaque tubulaire. Ce système permet la libre dilatation du faisceau. En revanche, le nettoyage des tubes est difficilement réalisable autrement que par voie chimique

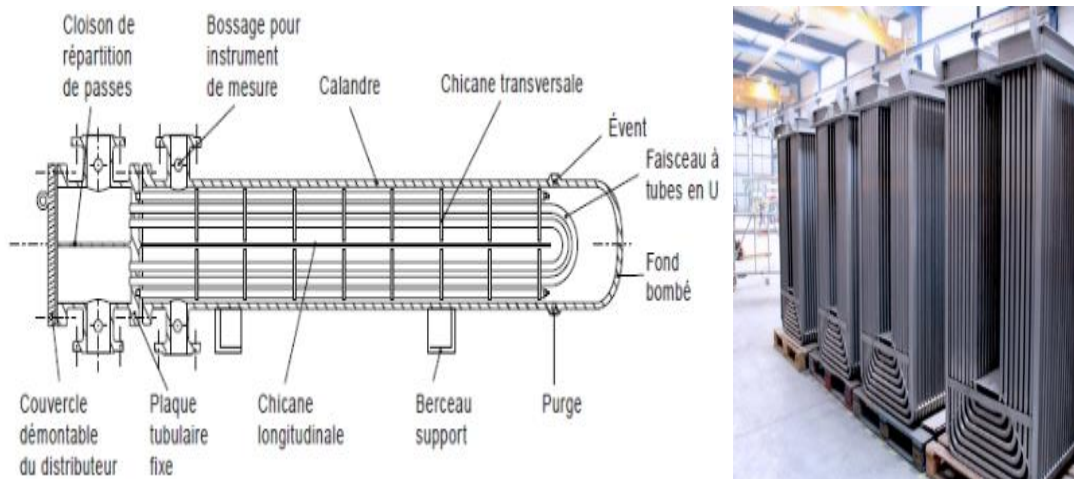


Figure II-3- Echangeur à tubes en U [4;5]

II-3-Principe de fonctionnement d'un échangeur a faisceau tubulaire

Le principe de fonctionnement d'un échangeur à faisceau tubulaire repose sur le transfert de chaleur entre deux fluides à des températures différentes, sans qu'il y ait mélange entre eux.

L'un des fluides circule à l'intérieur des tubes constituant le faisceau tubulaire, tandis que l'autre circule dans la calandre autour des tubes.

La chaleur se transmet à travers la paroi des tubes par conduction, puis par convection entre les fluides et la surface des tubes. Selon le besoin industriel, l'échangeur peut assurer le chauffage, le refroidissement ou la récupération de chaleur [6].

Le condenseur

Dans cette configuration, le but de l'échangeur sera de permettre la transformation d'un gaz en liquide. L'échangeur aura pour rôle de condenser de la vapeur sur une surface froide. Le condenseur est donc un système frigorifique permettant un échange de chaleur entre un fluide réfrigérant et un milieu extérieur, assurant le changement d'état du fluide à pression constante, puis, sa désurchauffe ainsi que son sous-refroidissement. De cette manière, le fluide sort du condenseur à l'état liquide et non plus gazeux [6].

Le refroidisseur

Cette fois, le rôle de l'échangeur est de refroidir un liquide [7].

Le bouilleur

C'est un procédé notamment utilisé dans les unités de distillation car l'objectif principal est d'effectuer une vaporisation partielle des fonds de colonnes de distillation. On vaporise un mélange de liquides ou bien un mélange de liquides et de solides. Ce procédé est également utilisé pour le chauffage [7]

Le réchauffeur

Capable de fonctionner dans des conditions extrêmes, le refroidisseur dans les industries a pour but de réchauffer un volume de liquide ou des gaz [7].

L'évaporateur

Son but est de concentrer une solution grâce à un apport d'énergie pour réaliser un changement d'état de la phase liquide à la phase gazeuse [7].

Le cristalliseur

Dans cette dernière configuration l'échangeur va permettre d'isoler un produit pour pouvoir le récupérer sous une forme solide [7].

II-4- présentation générale

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 (Tubulaire Exchangers Manufacturer 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 [8].

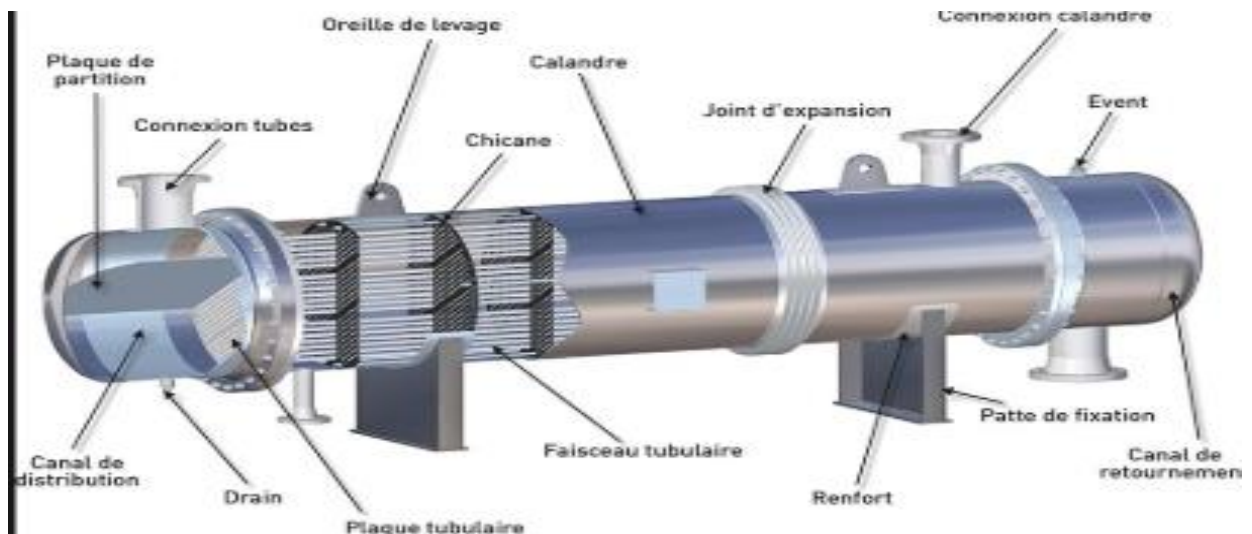


Figure II-4- Echangeur de chaleur à faisceau tubulaire [9].

II.5 Norme TEMA

Les échangeurs à faisceau tubulaire et calandre se sont imposés sur le marché en vue de leur large domaine d'application. De ce fait, ces systèmes font l'objet d'une normalisation dans le cadre de la conception, la norme la plus couramment utilisée est le standard TEMA

(Tubulaire Ex changer Manufacturers Association). Un échangeur TEMA est désigné par trois lettres représentant respectivement l'extrémité avant de l'échangeur, c'est-à-dire la chambre de distribution, la calandre, et l'extrémité arrière ou le fond de calandre. La norme américaine TEMA classe les échangeurs thermiques à tubes et calandre en fonction de leurs applications industrielles en trois catégories : une classe A rarement utilisée dans l'industrie, une classe B adoptée dans la plupart des cas, et une classe R réservée aux conditions de fonctionnement extrêmes du point de vue mécanique et environnemental. La standardisation suivant TEMA offre des dimensions optimales des tubes et des calandres. Ces dimensions sont données en tenant compte des facteurs influençant le transfert thermique (corrosion, adhérence...). La norme montre les différentes désignations des deux extrémités et de la calandre des échangeurs à chaleur TEMA [7].

II-6-Différents composants d'un échangeur à tubes et calandre

II-6-1 La calandre

La coque de l'échangeur de chaleur est formée pour inclure des faisceaux de tubes et utilisée comme canal pour la circulation du fluide à l'extérieur des tubes. Dans la plupart des cas, elle est constituée de tôles laminées et soudées. Conception large de la calandre, large gamme de tailles et d'épaisseurs, elle est équipée de tuyaux d'entrée et de sortie pour les fluides, et une bride est soudée à chacune de ses deux extrémités, qui porteront le couvercle et la boîte. Son coût est beaucoup plus élevé que le coût de l'échangeur de chaleur à tubes. Les grilles économiques peuvent généralement être conçues avec de petites grilles, diamètre maximal et longueur maximale autorisés par des facteurs pratiques, tels que l'installation de l'équipement et son entretien [10].

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 [11].

b. Calandre à deux passes avec cloison longitudinale

Une cloison longitudinale permet de réaliser deux passes coté 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 [12].

II.6.2 Les faisceau tubulaire

C'est une unité centrale de l'échangeur de chaleur à calandre et tubes, elle comprend des tuyaux et des plaques tubent, cloisons, boîtes de distribution, entretoises et tirants [10].

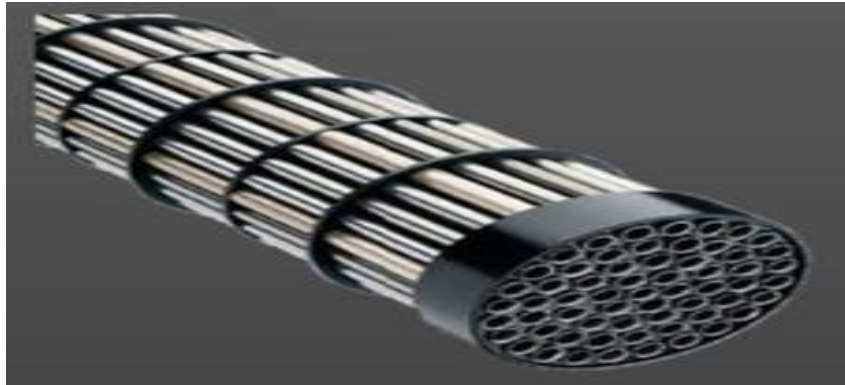


Figure II-5- Les faisceau tubulaire [4].

II-6-3- 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 [13].

Il existe deux types de chicanes :

- Chicanes transversales
- Chicanes longitudinales

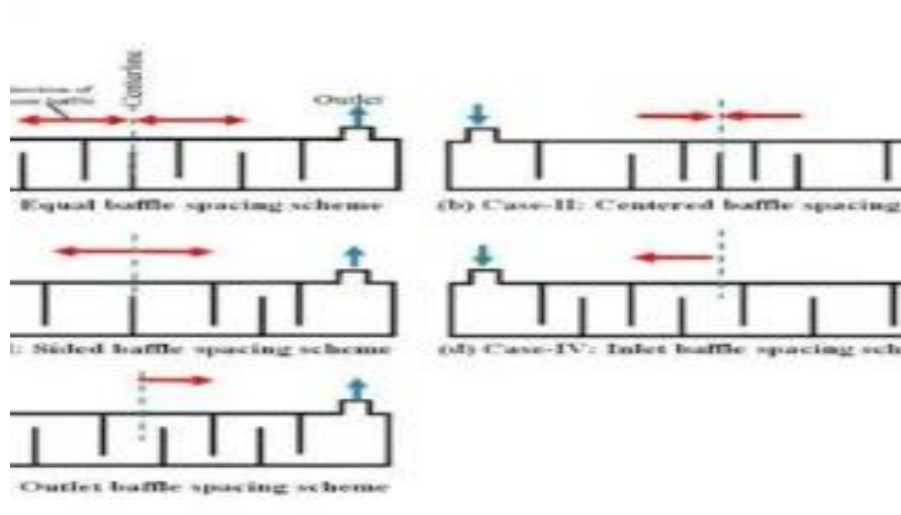


Figure II-6- Les chicanes [14].

II-6-4-Espacement des chicanes

L'espacement des chicanes est la distance entre les centres des chicanes adjacentes. Conformément aux normes TEMA, la distance séparant deux chicanes consécutives est comprise entre 2 in, ce qui équivaut à environ 50 mm, et le diamètre intérieur de la calandre. L'espacement des chicanes constitue l'un des paramètres les plus importants dans le dimensionnement des échangeurs thermiques à tubes et calandre. En effet, un faible espacement entraîne une mauvaise distribution des flux. En outre, un espacement excessif entrainera une faible pénétration du faisceau par le fluide circulant dans la calandre et une difficulté à nettoyer mécaniquement l'extérieur des tubes [22].

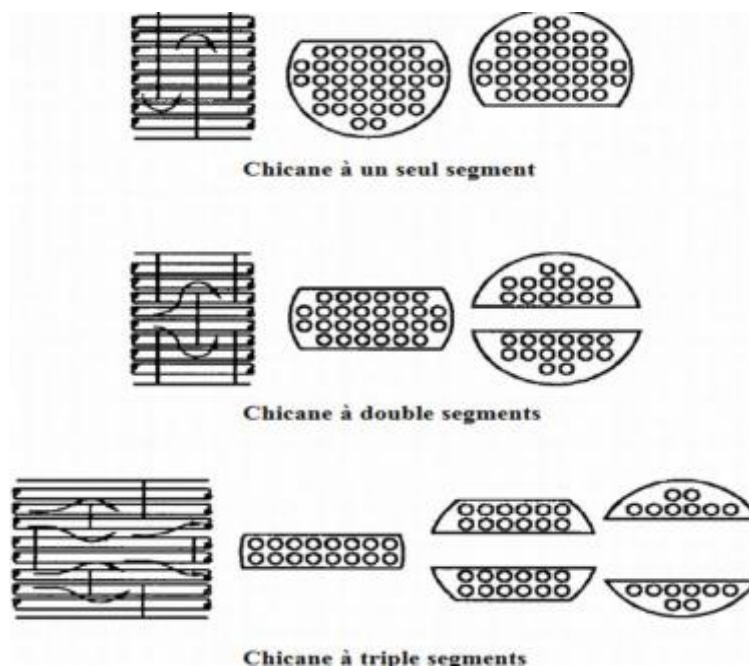


Figure II-7- Chicanes segmentées

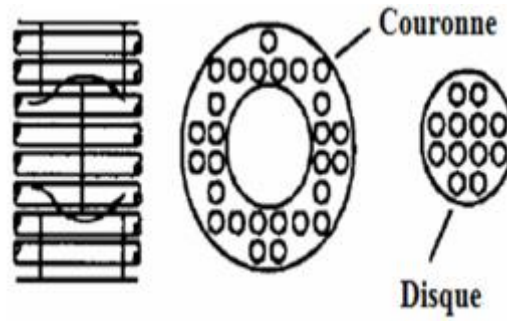


Figure II-8- Chicane à disque et couronne [15].

II-6-5-Les plaques tubulaires

Ce sont des plaques pré-percées qui supportent les tuyaux à leurs extrémités, et sont dimensionnées selon les normes imposées pour les échangeurs standard TEMA. Plaques tubulaires, elles forment la barrière principale séparant le fluide circulant dans les tubes du fluide circulant dans la chemise, elles sont reliées à la chemise et aux tuyaux par soudage ou utilisation scellées. La conception correcte de la feuille de criblage garantit la sécurité et la fiabilité de l'échangeur de chaleur [10].



Figure II-9- Les plaques tubulaires [16].

II-6-6- La chambre de distribution

La chambre de distribution a pour rôle de distribuer le fluide dans le faisceau tubulaire en une ou plusieurs passes, elles sont classées suivant les normes TEMA en plusieurs types

II-7-Système d'eau de refroidissement

II-7-1- Importance de l'eau dans le système industriel

L'eau est essentielle dans le système industriel pour plusieurs raisons :

Produit :

L'eau est utilisée comme fluide thermique, fluide de nettoyage et agent dans les procédés de fabrication [17].

Refroidissement :

Elle est utilisée pour refroidir les équipements et les processus industriels [17].

Nettoyage :

L'eau est utilisée pour le lavage et le transport des matières premières, ainsi que pour le nettoyage des équipements et des produits fabriqués [17].

Conservation :

L'eau est utilisée pour la conservation des produits et pour maintenir la qualité des processus industriels.

Les industriels doivent gérer efficacement l'eau en raison de la disponibilité limitée et des exigences croissantes en matière de protection des ressources et de l'environnement [17].

II-7-2- paramètre physico-chimique de l'eau de refroidissement

Les paramètres physico-chimiques de l'eau de refroidissement sont essentiels pour assurer le bon fonctionnement des équipements (comme les échangeurs de chaleur) et éviter des problèmes comme la corrosion, l'entartrage ou le développement biologique.

Voici les principaux paramètres à connaître

II-7-2-1-Température

- Influence directe sur l'efficacité du refroidissement
- Une température élevée favorise

La corrosion

La prolifération des micro-organismes

II-7-2-2- pH

- Mesure l'acidité ou l'alcalinité de l'eau
- Valeur optimale : entre 6,5 et 8,5
- pH bas → corrosion
- pH élevé → formation de tartre

II-7-2-3-Conductivité électrique

- Indique la quantité de sels dissous
- Plus elle est élevée → plus il y a de minéraux
- Risque : entartrage et corrosion

II-7-2-4-Dureté (TH)

- Représente la concentration en calcium (Ca^{2+}) et magnésium (Mg^{2+})
- Dureté élevée → formation de dépôts (tartre) dans les équipements

II-7-3-Paramètres hydrauliques de l'eau de refroidissement

II-7-3-1-Débit

- Quantité d'eau circulant par unité de temps (m^3/h).
- Assure le transport de la chaleur dans le circuit.
- Débit faible → refroidissement insuffisant.
- Débit élevé → surconsommation d'énergie et érosion des conduites.

II-7-3-2-Pression

- Force exercée par l'eau sur les parois des canalisations (bar).
- Garantit la circulation correcte dans le système.
- Pression faible → mauvaise circulation.
- Pression élevée → risques de fuites ou de détérioration des équipements.

II-7-3-3-Vitesse d'écoulement

- Vitesse de circulation de l'eau dans les conduites (m/s).
- Influence l'efficacité du transfert thermique.
- Vitesse faible → formation de dépôts.
- Vitesse élevée → corrosion et usure des matériaux.

II-7-3-4-Pertes de charge

- Diminution de la pression due aux frottements dans les conduites.
- Dépendent de :
 - la longueur des tuyaux
 - les coudes et obstacles
 - la rugosité interne
- Réduisent l'efficacité globale du système.

II-7-4-Typede circuits

II-7-4-1-Circuits ouverts

Ce sont des circuits sans recirculation d'eau ou systèmes à passage unique (once through system) ou au fil de l'eau. Nous ne les décrirons pas puisqu'ils ne comportent pas d'équipement propre, l'eau chauffée par le procédé industriel étant rejetée dans le milieu naturel. Tout au plus existe-t-il des équipements annexes destinés à filtrer l'eau ou à lui ajouter parfois des produits de traitement. C'est un système très répandu lorsque l'on dispose d'eau en assez grande quantité. Comme nous l'avons déjà dit, ce type de système est moins en moins utilisé en raison des prélèvements d'eau importants qu'il nécessite et de l'augmentation de chaleur du milieu récepteur. Un schéma simplifié d'un circuit ouvert est représenté sur la figure II-10

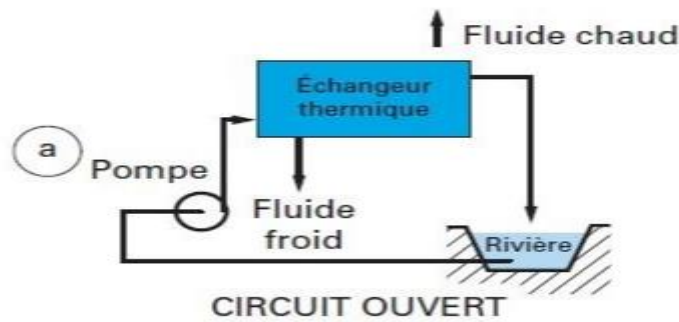


Figure II-10- Eau d'appoint Circuit ouvert [18].

Le circuit est caractérisé par le débit Q d'eau de refroidissement et par l'écart de température de l'eau entre l'entrée et la sortie des équipements refroidis :

$$\Delta T (^{\circ}\text{X}) = t_s - t_e \text{ (Duvivier, 2006)}$$

Tels que :

$\Delta T (^{\circ}\text{X})$: l'écart de température

t_s : température de l'eau sortie

t_e : température de l'eau entre

L'une des caractéristiques principales de ce type de circuit est la quantité relativement importante d'eau qui est généralement nécessaire au refroidissement. Les problèmes les plus fréquemment rencontrés sont : les salissures et les dépôts de tartre [19].

II-7-4-2-Circuits semi-ouverts

L'eau est recyclée après refroidissement par passage dans une tour aéroréfrigérante (tour de refroidissement) dans laquelle est refroidie à son tour par contact avec l'air. Ce type de circuit est très utilisé dans l'industrie.

Il existe différents types de tour de refroidissement, classés généralement par le mode de création du contact d'air appelée aussi tirage. Le tirage peut être :

- Naturel : dans ce type de tour dite aussi hyperbolique en raison de sa forme, la circulation de l'air se fait à contre-courant par rapport à l'eau à refroidir. On retrouve ce type de tour généralement de très grandes dimensions dans les centrales thermiques et nucléaires.
- Forcé : dans ce type de tour l'air, circule, dans la tour sous l'effet d'une ventilation mécanique provoquée par un ventilateur latéral qui pousse l'air dans la tour
- Induit : l'air est aspiré à travers la tour par un ventilateur situé au sommet de la tour.

Ce type de tour est très fréquent.

Dans les tours à tirage forcé ou induit, l'air circule généralement à contre-courant de l'eau à refroidir. On peut trouver des variantes : courants croisés, etc. Les fabricants de tours proposent des réfrigérants modulaires, placés en batterie, qui permettent d'adapter les besoins en refroidissement aux conditions d'exploitation [19].

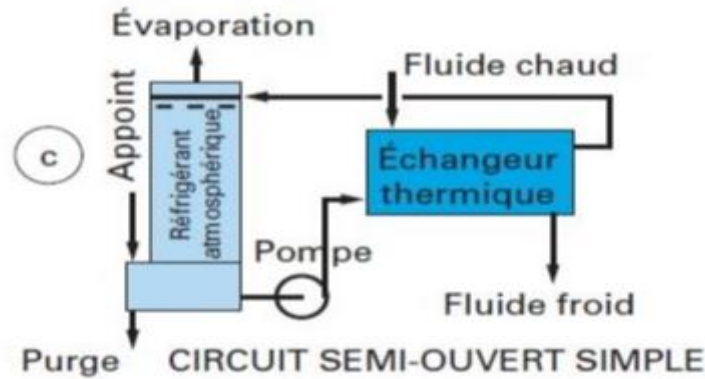


Figure II-11- Circuits semi-ouverts [18].

II-7-4-3-Circuits fermés

Les circuits fermés sont en réalité constitués par deux systèmes liés thermiquement l'un complètement fermé (aux fuites près) sert à faire circuler l'eau et à refroidir le procédé par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur, l'autre, appelé aussi circuit secondaire, sert à refroidir l'eau réchauffée. Ce circuit secondaire est très souvent un circuit semi-ouvert ou un système de batteries aérothermes (refroidissement par air). L'exemple le plus connu est le refroidissement des moteurs thermiques avec circulation fermée d'eau, le refroidissement de l'eau se faisant avec un échangeur de chaleur à air (le radiateur dans une automobile). L'avantage de ce procédé est qu'il ne consomme théoriquement pas d'eau. Il est aussi très facile de maintenir une composition homogène de cette eau dans tous les points du circuit. Il y a deux inconvénients [19]:

- Dispositif de refroidissement assez volumineux ;
- Obtention d'une température « basse » relativement élevée.

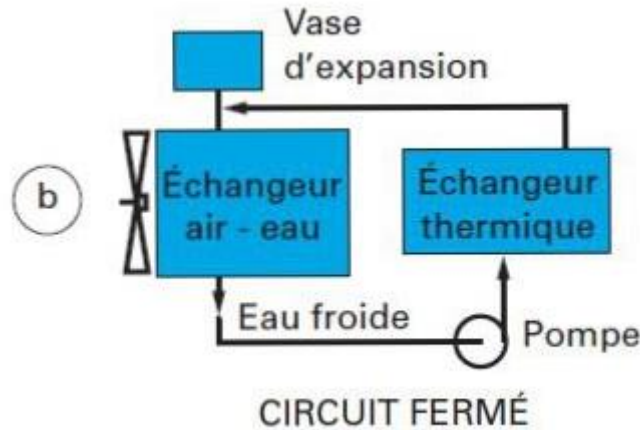


Figure II-11- Circuits fermés [18].

II-7-5-Interaction entre l'eau de refroidissement et l'échangeur

L'interaction entre l'eau de refroidissement et l'échangeur de chaleur joue un rôle déterminant dans les performances thermiques du système. L'efficacité du transfert dépend principalement du débit, de la température d'entrée, ainsi que des propriétés physico-chimiques de l'eau. Une eau présentant une forte dureté ou une concentration élevée en sels dissous peut entraîner la formation de dépôts sur les surfaces d'échange, réduisant ainsi le coefficient global de transfert thermique. De plus, une température excessive ou un débit insuffisant peut provoquer une diminution du rendement et une augmentation des pertes de charge [20].

II-7-6-Problème liés à l'eau de refroidissement

Puisque les circuits de refroidissement ont pour mission de refroidir des produits ou des unités de procès par l'intermédiaire d'échangeurs de chaleur, l'on conçoit que le rendement d'échange soit un point important au niveau du rendement global des unités, donc de la production. Ainsi, tout phénomène ou processus capable de diminuer ce rendement doit être maîtrisé : c'est le cas de corrosion, l'entartrage et des proliférations biologiques.

II-7-6-1-Corrosion

La corrosion peut être définie comme la destruction progressive des matériaux de construction par leur environnement ce qui inclut en première position la corrosion électrochimique des métaux ; cette dernière est l'oxydation d'un métal par son environnement.

Selon le matériau de construction, on distingue trois types de corrosion :

- Corrosion galvanique ;
- Corrosion bactérienne ;

- Corrosion par concentration et aération différentielle.

Par contre, selon la forme de corrosion, il existe deux types de corrosion

- Corrosion uniforme ;
- Corrosion localisée.

Actuellement, le principe de base du traitement de l'eau de refroidissement est rendu volontairement corrosive l'eau en recirculation (une méthode pour empêcher le tartre), ensuite ajouter une combinaison d'inhibiteur pour empêcher la corrosion. Le choix des produits inhibiteurs de corrosion est vaste mais il se ramène à trois groupes :

- Inhibiteurs anioniques (anodiques) dont les principaux sont : Ortho-phosphates, nitrites et ortho-silicates ;
- Inhibiteurs cathodiques dont les principaux sont : Polyphosphates, zinc, molybdates et poly silicates ;
- Inhibiteurs organiques dont les principaux sont : Phosphates, Thiazoles, Triazoles, amines fil-amantes et Tannins [21]



Figure II-2- Corrosion [22].

II-7-6-2-Entartrage

L'entartrage se produit toutes les fois que la concentration d'un sel est supérieure à sa limite de solubilité. Les tartres se déposent sous forme de dépôts généralement sur une surface chaude (la solubilité étant plus faible à chaud qu'à froid). Les sels produisant les tartres le plus souvent dans les de refroidissement sont la silice, le sulfate de calcium, le phosphate de calcium et le carbonate de calcium.

Pour lutter contre l'entartrage, deux types de procédé peuvent être envisagés :

- Procédé soustractifs : élimination d'un ou des ions formateurs de tartres par des résines échangeuses ou par la décarbonatation à chaud ;

- Procédés additifs : ajouter des substances qui vont reculer le produit de solubilité, ou altérer le processus de croissance des cristaux, ou disperser les cristaux formés (solubilisation par acidification, ou par agents chélatants) [19]



Figure II-12- Entartrage [23].

II-7-6-3-Prolifération biologique

Les conditions qui règnent dans les systèmes de refroidissement sont le plus souvent propices au développement de microorganismes, pH assez voisin de la neutralité, température tropicale, abondance des sels minéraux et de composés organiques servant de nutriments et lumière pouvant couvrir les besoins pour la photosynthèse dans les tours.

Les microorganismes rencontrés dans les circuits de refroidissement d'eau appartiennent à trois grands groupes :

- Bactéries : dont les principales sont du type légionnelles, pseudomonas et aerobacter ;
- Les algues : dont les principaux sont les algues filamenteuses, les diatomées et les algues bleu-vert ;
- Les champignons : dont les principaux sont les moisissures et les levures ;
- Biofilm.

Pour lutter contre ces microorganismes, les traitements à action bactéricide sont nécessaires sur ces circuits de refroidissement, ils sont généralement associés à des traitements antitartre et anticorrosion. Les traitements les plus efficaces et les plus fréquemment utilisés, aussi bien en préventif qu'en curatif sont :

- Chloration et produits chlorés ;
- Bromation ;
- Biocides organiques.[19]

II-7-7-Méthode de traitement et de contrôle

Le traitement de l'eau vise à préserver les surfaces d'échange et à garantir un fonctionnement optimal du système. Parmi les principales méthodes utilisées :

La filtration :

permet d'éliminer les matières en suspension et les particules solides susceptibles d'obstruer les conduites ou les tubes de l'échangeur.

L'adoucissement :

réduit la dureté de l'eau en éliminant les ions calcium et magnésium responsables de la formation de tartre.

Le traitement chimique :

Comprend l'ajout d'inhibiteurs de corrosion et d'agents antitartre afin de protéger les surfaces métalliques.

La déminéralisation :

Utilisée lorsque le procédé nécessite une eau à faible conductivité pour éviter les dépôts.

La désinfection :

Vise à limiter le développement de micro-organismes dans les circuits, notamment dans les systèmes semi-ouverts [7].

II-8- Critères de choix d'un échangeur de chaleur

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

- Les pertes de pression ;
- L'encombrement ;
- La masse ;
- L'encrassement ;
- Une température de paroi à ne pas dépasser ;
- Les matériaux utilisés..... etc.

Deux types de calcul thermique sont envisageables pour la caractérisation de l'échangeur :

- La détermination de la surface d'échange (A) connaissant la puissance échangée et les températures d'entrée et de sortie des deux fluides.
- La détermination des températures de sortie des fluides, connaissant leur Températures d'entrée et la surface d'échange [7].

II.9 Avantages et inconvénients de l'échangeur tubulaire

- ❶ Les principaux avantages sont :
 - Résistance aux fortes pressions ;
 - Libre dilatation des tubes et du corps ;
 - Toutes les gammes de puissance ;
 - Ils acceptent de grands écarts de température, et peuvent être utilisés en condensation partielle. [7]
- ❷ Leurs inconvénients sont :
 - Encombrement ;
 - Prix de revient élevé ;
 - Débouchage complexe ;
 - L'échangeur tubulaire est également sensible aux vibrations, ce qui est à ne pas négliger dans le cadre d'une installation sur un site industriel ;
 - le nettoyage des tubes est difficilement réalisable autrement que par voie chimique [7].

II-10-Conclusion

Les échangeurs à faisceaux tubulaires constituent des équipements robustes et polyvalents, largement utilisés dans l'industrie pour le transfert thermique entre fluides à différentes températures et pressions. Leur conception permet de gérer efficacement des conditions sévères, tout en offrant flexibilité et facilité d'entretien. Un dimensionnement adapté et une maintenance régulière sont essentiels pour limiter l'encrassement, maximiser le rendement thermique et assurer la performance durable des installations industrielles.

II-11- Références bibliographiques

- [1]<https://www.steelseamlesspipe.com/sale-42646852-astm-sa240-321-stainless-steel-elliptical-head-for-tube-and-shell-heat-exchanger.html>
- [2] <https://www.tokotube.com/fr/what-is-a-fixed-tube-heat-exchanger/>
- [3] A.Menidjel.(2009),Exploitation des échangeurs à faisceaux et calendre. L.A.P/SPA Skikda.
- [4] https://www.researchgate.net/figure/Echangeur-a-tube-en-U-5_fig10_361339797
- [5]<https://www.geurtsheatexchangers.com/fr/products/echangeur-de-chaleur-tubes-en-u/>
(2020)
- [6] <https://www.labbe-france.fr/echangeur-de-chaleur/echangeur-tubulaire/>
- [7] MAHMOUDI Nardjess (2021/2022), Dimensionnement du condenseur de la centrale thermique de draouch ; Université Badji Mokhtar –ANNABA

- [8] <http://processs.free.fr/page/echangeurs-type-tema/4527>
- [9] <https://thermofin.net/fr/produits/caleos-echangeurs-faisceau-tubulaire/>
- [10] Sadik & Kakaç(2013), Heat exchangers. Selection, rating, and thermal design. CRC Press.
- [11] Reggam Aya Makhlouf Taqwa, (2024 -2025), Etude de l'impact de l'encrassement sur la performance d'un échangeur de chaleur ; Université 8 Mai 1945 Guelma
- [12] I. Bennara, (2017), 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.
- [13] <https://www.nauticexpo.fr/prod/e-j-bowman/product-30947-192502.html>
- [14] <https://www.researchgate.net/publication/>
- [15] RAMESH K.SHAH and DUSAN. (2003), Fundamentals of heat exchanger design. JOHN WILEY & SONS, INC.
- [16] <https://www.sme-sa.com/project/realisation-de-plaques-tubulaires-dechangeur-thermique/>
- [17] <https://www.franceenvironnement.com/>
- [18] <https://www.suez.com/fr>
- [19] Duvivier. L, (2006), Traitement des eaux de refroidissement, Ed TEC & DOC, Paris
- [20] <https://experts-insitu.com/cours-65-echangeurs-et-valves-thermostatique/>
- [21] Rouane Islam Université Mohamed Khider (2016), Biskra Promotion Juin
- [22] <https://absortech.com/damage-prevention/moisture-damage-risk/>
- [23] <https://geoconsultis.com/nos-services/entartrage/>

Chapitre III

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

III-1- Introduction

A travers ce premier chapitre, nous allons donner une description du complexe topping condensat RA2K de Skikda [1] [2]. Dans un premier temps, nous présenterons le contexte historique de ce complexe, en abordant les étapes clés de sa construction et de son évolution. Ensuite, nous nous allons donner la présentation générale du complexe, incluant les charges traitées, ses différentes unités, ainsi que les principales installations et équipements du site. La description technique du complexe sera ensuite donnée à travers un schéma synoptique simplifié, permettant une meilleure compréhension de son implantation et de son fonctionnement. Nous examinerons également la capacité de traitement du condensat depuis le démarrage ainsi que les capacités de stockage des différents produits au sein du complexe RA2K.

Par la suite, nous explorerons les diverses unités opérationnelles du complexe comme l'unité de fractionnement à la section de stockage et de transfert des produits. Chaque unité sera décrite dans ses fonctions spécifiques et son rôle au sein du processus global de traitement.

Enfin, cette introduction se conclura par un récapitulatif des éléments abordés, offrant ainsi une vue d'ensemble des caractéristiques et des spécificités du complexe topping condensat RA2K de Skikda.

III-2- Présentation générale du complexe

Le complexe de condensat de Skikda topping est conçu pour traiter 5 millions de tonnes métriques de condensat provenant du terminal de transport régional EST sur une période continue de 330 jours [3] [4].

Les produits finis de l'unité, notamment le butane, le naphta, le kérosène, le gazole léger (LGO) et le gazole lourd (HGO), sont stockés dans des réservoirs intermédiaires pendant environ quatre jours avant d'être envoyés à la raffinerie RA1K.

L'unité fonctionne selon trois scénarios d'exploitation définis [4] :

- **Scénario A** : Production maximale de naphta et de gazole léger (cas de base).
- **Scénario B** : production maximale de kérosène Jet A1.
- **Scénario C** : production maximale de naphta et production minimale de gazole léger.

Le complexe se compose de plusieurs unités et installations de traitement, notamment l'unité de traitement du condensat (unité 100), l'unité de traitement du kérosène (unité 200), les installations de stockage et de transport des produits finis (unité 300), le système de torchère (unité 400) et les utilités (unité 500) [4].

Le cœur du complexe et installations essentielles sont [5]:

- Unité de distillation du condensat : Assure la séparation initiale du condensat en différentes fractions.
- Unité de traitement du kérosène : Permet d'affiner le kérosène brut pour obtenir du kérosène Jet A1 conforme aux normes internationales.
- Installations de stockage et de transfert des produits : stockent et transportent les produits raffinés vers les raffineries et les ports.
- Installations de production des utilités et de traitement des eaux : fournissent l'eau, la vapeur, l'air comprimé et l'énergie électrique nécessaires au fonctionnement du complexe.
- Laboratoire de contrôle qualité des produits qui garantit la conformité des produits raffinés aux spécifications requises.
- Atelier de maintenance qui permet d'effectuer les travaux de maintenance et de réparation des équipements du complexe.
- Installations de sécurité et de lutte anti-incendie qui assurent la sécurité du personnel et des installations contre les incendies et les explosions.

Stockage et expédition des produits raffinés [6] [1] :

- Cinq bacs de stockage de naphta d'une capacité totale de 300 000 m³.
- Trois sphères de stockage de GPL d'une capacité totale de 9 000 m³.
- Deux bacs de stockage de kérosène d'une capacité totale de 80 000 m³ (ajoutés ultérieurement).
- Deux lignes de transport de fuel-oil de 28 pouces et une ligne de transport de naphta de 36 pouces permettent l'expédition du naphta vers les postes de chargement du port et le remplacement des pompes de fuel-oil de la raffinerie RA1K.

III-3- Organigramme du complexe topping condensat

Le complexe topping condensat est dirigé par un directeur, avec des assistants supervisant les domaines de la sécurité, la maintenance, la production, et les finance.



Figure III-1- Organigramme du complexe topping condensat

(Source : Service Inspection, Département Technique – Complexe RA2K)

III-3-1 Unités du complexe RA2K

Les différentes unités du complexe RA2K sont les suivantes [7]:

-Unité 100 (unité de fractionnement) : L'objectif de l'unité topping de condensat est de procéder à la distillation de la charge de condensat en quatre coupes principales : Butane, Naphta, Kérosène, Gasoil Léger (LGO) et Gasoil Lourd (HGO).

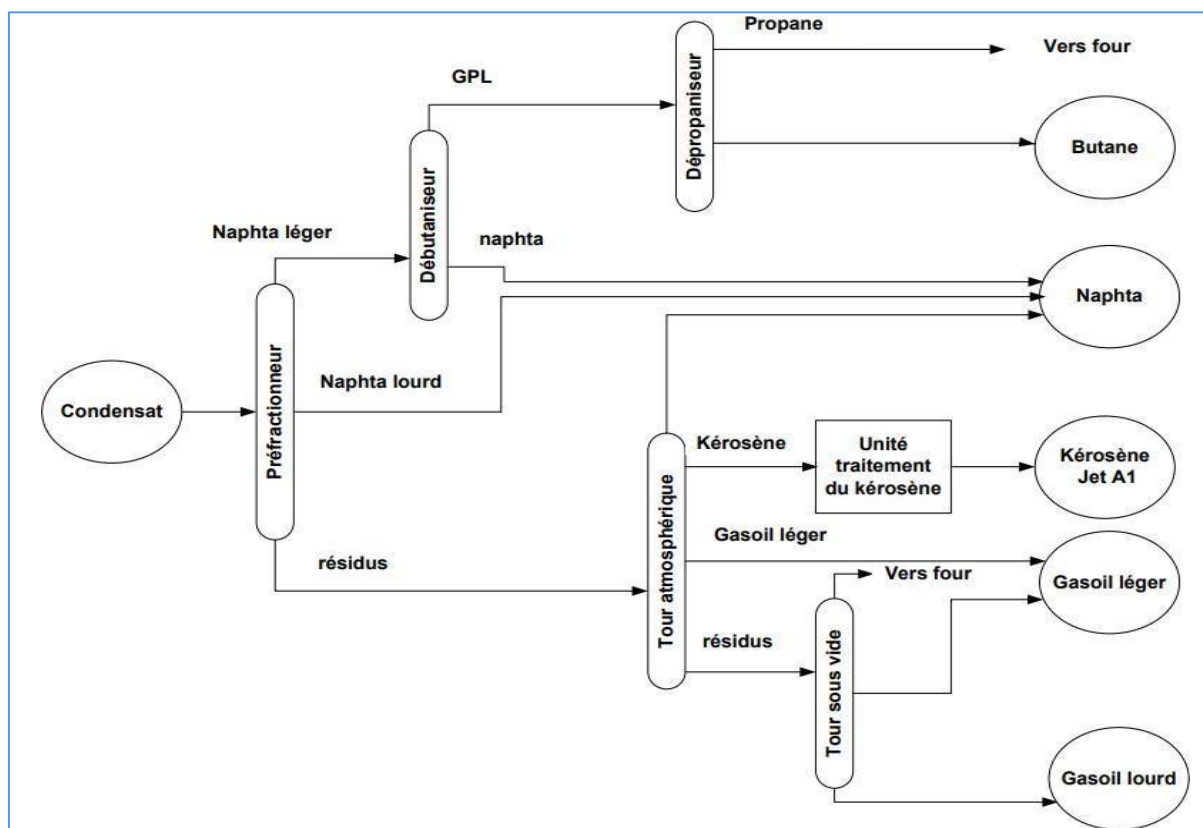


Figure III-2 - Schéma synoptique de l'unité 100

Source : Service Fabrication, Département production –Complexe RA2K

Condensat est divisée en plusieurs sections à savoir : la section de la distillation du condensat, l'unité de la stabilisation du naphta et la section de dépropanisations et Séchage du Butane. Cette unité fonctionne à des niveaux moyens de pression et de température. Elle est équipée d'une instrumentation appropriée et d'un système de contrôle distribué pour mesurer et contrôler les paramètres du procédé tels que la pression, la température, le débit et les niveaux des colonnes et des capacités [7].

Des systèmes d'ESD (Emergency Shutdown System) ont été installés pour arrêter en toute sécurité les équipements tels que les fours et les pompes. Toutes les capacités, colonnes et autres équipements sont équipés de soupapes de sécurité pour garantir la sécurité du personnel et des installations. Des systèmes de détection d'incendie et de gaz (F&G) sont également en place aux emplacements stratégiques [7] [8].

Pour la lutte contre l'incendie, l'unité dispose de moyens tels qu'un réseau d'eau d'incendie, des bouches d'incendie et des moniteurs d'incendie positionnés

de manière stratégique autour de l'unité. Des extincteurs au CO₂ sont également disponibles dans l'unité pour faire face à d'éventuels départs de feu.

-Unité 200 (Traitement Kérosène) : L'unité de traitement kérosène joue un rôle essentiel dans le processus de raffinage du pétrole en affinant le kérosène brut provenant de la colonne de distillation atmosphérique T-103. Son fonctionnement est conditionné par des critères spécifiques, notamment une acidité inférieure à 0,0015 mg KOH/g pour un rendement optimal. L'activation de cette unité dépend également de la disponibilité opérationnelle de l'unité 100 pour des traitements supplémentaires si nécessaire. Le processus de traitement du kérosène comprend trois étapes principales [9] :

III-3-2 Section de train d'échange de préchauffe

Le but de cette section est de préchauffer la charge progressivement à travers une série des échangeurs avant d'alimenter la colonne T-101 et de refroidir les différentes coupes d'hydrocarbures avant leurs séparations, donc la valeur estimable est le gain en calories (économique de l'énergie). À basse température 30°C, le condensat est pompé à partir l'un des bacs de stockage (300- TK301/001/002/003), il est préchauffé ensuite dans un train d'échangeurs de préchauffe composé de 20 échangeurs avant d'entrer à la colonne de préfractionnement T-101 à une température de 136°C [10].

Tableau III-1 : Train d'échangeurs 100-E-101~ 108 [10].

Echangeur s	Liquide chaud	Liquide froid	Position
100-E-101	Naphta	Condensat	T-101 Sortie de la coupe de tête
100-E-102	Naphta	Condensat	T-103 Sortie de la coupe de tête
100-E-103	Naphta	Condensat	T-103 Reflux haut
100-E-104	Gasol léger	Condensat	T-401 Soutirage de la coupe Gasol léger
100-E-105	Kérosène	Condensat	T-103 Soutirage de la coupe Kérosène
100-E-106	Gasol léger	Condensat	T-103 Soutirage de la coupe Gasol léger
100-E-107	Reflux Gasol lourd	Condensat	T-103 Reflux bas
100-E-108	Gasol lourd	Condensat	T-401 Soutirage de la coupe Gasol lourd

III-3-3 Section de la colonne Préfractionnement (T-101)

La colonne T-101 de 35 plateaux de contact liquide-vapeur, elle reçoit le condensat partiellement vaporisé au plateau 28, pour rôle de le préfractionner en trois coupes [10] [11] :

- Coupe de tête (Gaz + Naphta)
- Coupe de Naphta stable
- Coupe de fond

III-4- Description et rôle de l'échangeur E-115A/B

L'échangeur 100-E-115A/B occupe une position importante dans l'unité 100 en assurant le refroidissement essentiel du naphta, le principal produit du complexe. Son bon

fonctionnement est essentiel pour maintenir une température optimale du naphta vers le stockage, minimisant ainsi les risques associés aux températures élevées ($> 40^{\circ}\text{C}$) dans le parc de stockage. Le taux de fonctionnement de cet échangeur doit être maintenu en dessous de 75% pour éviter toute surchauffe du naphta.

La coupe de naphta provenant de la batterie des aéro-réfrigérants 100-A-106 A- F à une température de 50°C (design) dirigée vers l'échangeur E-115A/B qui consiste à refroidir cette coupe. Cette coupe de naphta particulière est une combinaison de naphta issu du stripper T102, pompé via la pompe 100-PM- 104, et du naphta provenant de la tête de la colonne de distillation atmosphérique T-103. Ce mélange représente 70% du volume total de naphta dirigé vers le stockage. Le naphta refroidi à 40°C (design) dans cet échangeur est combiné avec 30% du naphta provenant du fond de la colonne de débutaniseur T-201, avant d'être envoyé vers le stockage.

L'échangeur est de type faisceau-calandre BES, composé principalement d'un faisceau de 860 tubes répartis sur 4 passes, avec une boîte de distribution démontable en forme de bonnet (type B), un circuit de fluide à l'intérieur de la calandre effectuant une passe (type E) et une tête flottante (type S) équipée d'une contre-bride démontable. La facilité de nettoyage de ce refroidisseur est due à la possibilité de démonter son faisceau tubulaire. L'ensemble des échangeurs E115 A/B est équipé des quatre côtés de by-pass pour permettre des interventions éventuelles sans arrêter l'unité.

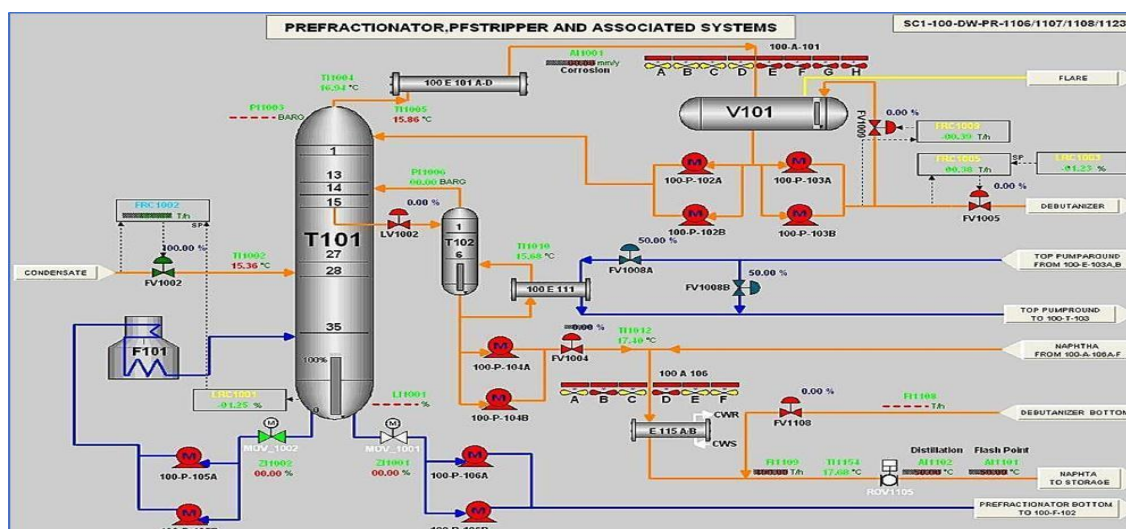


Figure III-3- Emplacement de l'échangeur 100-E-115A/B dans l'unité 10

Source : Salle DCS – Complexe RA2K



Figure III-4- L'échangeur 100-E-115A/B.

Source : Service Inspection, Départ Technique-RA2K

III-5 - Analyse des causes de mauvais transfert de chaleur du refroidisseur E115

L'analyse des causes fait ressortir ce qui suit :

III-5-1 Débit insuffisant de l'eau de refroidissement

Le débit d'eau de refroidissement à travers les tubes du refroidisseur E-115 est insuffisant, principalement en raison de deux causes :

- Le débit d'eau dans le réseau de refroidissement issu de l'unité 500 est considérablement inférieur au débit de design, cela est dû à des problèmes au niveau des pompes de charges de l'eau de refroidissement.
- Une dizaine des tubes de la première passe de l'échangeur est pinoché dû au fait qu'ils sont fuillars.

Le fonctionnement de cet échangeur avec un débit d'eau insuffisant engendre l'augmentation de la température de Naphta qui est destinée vers le stockage.

III-5-2 - Présence des dépôts sur la paroi intérieure des tubes d'échangeur

La température du Naphta à la sortie du refroidisseur E-115 ne dépasse le seuil alarmant (> 40°C) qu'après la formation des dépôts sur les parois internes des tubes. Après l'ouverture de l'échangeur pour l'inspection, les remarques suivantes ont été dressées :

- Un Dépôt de tartre important dans la boîte de distribution de l'eau ainsi que sur la plaque tubulaire et la paroi interne des tubes.
- Peinture dans un état dégradé.

L'entartrage se matérialise par une formation d'incrustations adhérentes et dures sur les surfaces d'échanges généralement métalliques. Pour qu'il y ait entartrage, deux conditions doivent être remplies :

- La limite de solubilité du sel contenu dans l'eau doit être dépassée.
- La vitesse de dépôt doit être suffisamment rapide.

Les résultats de l'analyse du dépôt des faisceaux tubulaires de l'échangeur E- 115A/B, données par le laboratoire du complexe, mettent en évidence la présence d'une quantité importante des sels minéraux, des sulfates, silices et des oxydes de fer.

La cause principale de la formation des tartres est la mauvaise qualité de l'eau de refroidissement vu que le taux de Mg et Ca dans l'eau de refroidissement est élevée et vu les conditions d'exploitation dans ce cas on a donc une formation d'une couche métallique c'est le tartre qui devient après le temps un dépôt métallique (dépôt de tartre) qui va déposer sur la surface intérieure des tubes d'échangeur et cause leur bouchage

III-5-3 - Bouchage des tubes d'échangeur

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.

Le bouchage des tubes d'échangeur E-115A/B du aux matières solides en suspension dans l'eau de refroidissement (comme le sable).

III-5-4- Dégradation de la surface externe des tubes d'échangeur

Des traces de corrosion ont été repérées le long de la fissure principale, manifestant une présence constante dans certaines zones et intermittente dans d'autres

III-5-5 - Fuites et corrosion des tubes et des boîtes

La corrosion au niveau de l'échangeur E-115A/B est provoquée par la présence de sels corrosifs tels que le chlorure dissous présents dans l'eau de dessalement, principale responsable de la corrosion des tubes.

Le problème des fuites sur les tubes de l'échangeur E-115A/B est dû à ces deux causes :

- La corrosion caverneuse ; est le résultat d'une attaque électrochimique. Elle peut se produire même avec de faibles concentrations en ions chlorure (Cl-) et à température ambiante. Cette corrosion est accélérée par l'augmentation de la température, qui est causée par le faible débit d'eau, entraînant la stagnation de l'eau à l'intérieur de l'échangeur.
- L'érosion, cette dernière contribue aussi au perçage des tubes.

III-6 - Emplacement de l'échangeur 100- E-115 A/B dans l'unité U100

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 [12] [13].

III-7- Système de préchauffage du condensat

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-8- Caractéristiques de l'échangeur E-115 A/B faisceau et calandre

Tableau III.2 : caractéristiques de l'échangeur [12].

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-9- Paramètres de fonctionnement de l'équipement

III-9-1 - 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 : [13] [14].

Tableau III-3-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-9-2-Paramètres réels de service

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

Tableau –III-4 - 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-10 - Les conséquences liées au dysfonctionnement 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-11- Conclusion

Le complexe Topping de Skikda produit différentes coupes, notamment le butane, le naphta et le gasoil. Toutefois, l'échangeur 100-E-115A/B, qui joue un rôle clé dans le refroidissement du naphta, est confronté à un encrassement continu causé par la mauvaise qualité de l'eau de refroidissement. Cette eau engendre un encrassement de nature corrosive et, associée à un faible débit, favorise l'accumulation de dépôts à l'intérieur des tubes, ce qui diminue l'efficacité de l'équipement et entraîne une augmentation des coûts de maintenance.

III-12- Références bibliographiques

- [1] Produits Pétroliers, Raffinage, Ministère de l'Energie et des Mines, [en ligne], <https://www.energy.gov.dz/?rubrique=produits-petroliers>
- [2] SONATRACH, Nosactivités, Raffinage et pétrochimie, [en ligne], <https://sonatrach.com/raffinage-et-petrochimie>
- [3] M.Ayachi Ammar, Etude analytique et amélioration FMD des pompes centrifuge procès 100-PM-114A/B, Projet professionnel de fin formation, Institut Algérien du pétrole Ecole de Boumerdes, Avril 2017.
- [4] Europétrole, Raffinerie de Skikda - L'énergie du Changement, 2024, [en ligne], <https://sonatrach.com/raffinage-et-petrochimie>
- [5] YAGHLA MOHAMMED AMINE, KEMCHA Abdeldjalil. Etude de fiabilité et analyse des risques de défaillances des pompes centrifuges PM113A, B et C du complexe Topping de condensat (RA2K) de Skikda, Université de Guelma, 2020.

- [6] Cours, G Transport, Université de Constantine, [en ligne], [https://fac.umc.edu.dz/fstech/cours/G Transport/chapitre 3 Stockage des Hydrocarbures M1TDH.pdf](https://fac.umc.edu.dz/fstech/cours/G%20Transport/chapitre%203%20Stockage%20des%20Hydrocarbures%20M1TDH.pdf)
- [7] Bekhouche, Manel, et Amina Louahem. "Mémoire de fin d'études : INGENIEUR : Science et Génie des Matériaux." Ecole Nationale Supérieure des Mines et Métallurgie, Annaba, Juin 2015.
- [8] Kongsberg Maritime, Informations techniques essentielles, Oil and gas Emergency ShutDown system, [en ligne], <https://www.kongsberg.com/fr/maritime/products/engines-engine-room-and-automation-systems/automation-safety-and-control/safety-systems-k-safe/oil-and-gas-emergency-shutdown-system/>
- [9] Kacimi, Khoudir, et Amazigh Ait Abdelmalek. Etude De L'effet De L'ajout Du Kerosene Et Du Keroflux®6103 Sur Le Point D'écoulement Du Gasoil. Mémoire de Master, Université Abderrahmane Mira de Bejaia, 2022.
- [10] Belkadi, M., et al. "Optimisation des paramètres de fonctionnement de la colonne T103 en vue de l'amélioration du rendement en kérosène de l'unité topping condensat de la raffinerie de Skikda (RA2K)." 11^{ème} Congrès Algérien de Génie Chimique, Alger, Algérie, 20-22 novembre 2019.
- [11] 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.
- [12] Fiches d'analyse de dépôts sur l'E-115A/B, Service Laboratoire, département technique, complexe Topping condensat RA2K.
- [13] Bilans Annuels, service Planning & Programme, Département Production, complexe Topping condensat RA2K.
- [14] Fiches d'analyse de l'eau de refroidissement, Service Laboratoire, département technique,complexeToppingcondensatRA2K

Chapitre IV

Méthodologie de calcule et interprétation des résultats

IV-1-Introduction

Dans les systèmes thermiques, l'optimisation du transfert de chaleur entre deux fluides constitue un élément fondamental, en particulier au niveau des échangeurs de chaleur.

Dans ce chapitre, nous nous concentrons sur la détermination du coefficient global d'échange thermique ainsi que sur l'évaluation des coefficients de convection du fluide chaud (h_c) et du fluide froid (h_f). Ces paramètres permettent d'apprécier la capacité des surfaces à assurer le transfert de chaleur entre les fluides et les parois.

Par ailleurs, nous calculerons la surface d'échange requise, qui représente un facteur déterminant dans le dimensionnement de l'échangeur. Nous étudierons ensuite l'efficacité thermique de l'équipement, qui traduit son aptitude à transférer la chaleur par rapport à un échangeur idéal. Enfin, nous examinerons l'influence de la résistance d'encrassement, un phénomène inévitable dans les conditions réelles, qui entraîne une diminution progressive des performances de l'échangeur.

IV-2-Coefficient de transfert global

Déterminer un coefficient global de l'échange thermique, K constitue l'un des aspects incertains d'échangeur thermique. Cela provient de la dégradation continue de l'échangeur. Il est défini par la relation suivante :

$$d\Phi = K(T_c - T_f) Da \dots\dots\dots (IV.1).$$

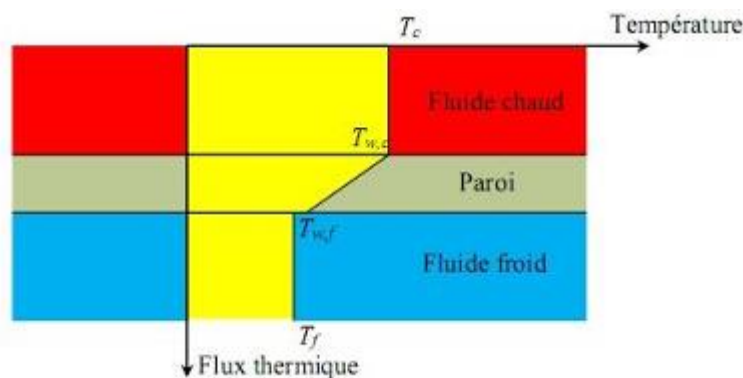


Figure-IV-1- Profil de température à travers un élément de surface [1].

Dans un échangeur de chaleur, le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid provient essentiellement de ces phénomènes :

- ✓ 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.

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

$$\Phi = K. S. \Delta T_m \dots\dots\dots (IV.2).$$

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 ($\frac{e}{\lambda.s}$).

L'expression de flux thermique transféré du fluide chaud au fluide froid est :

$$\Phi = \frac{\Delta T_m}{\frac{1}{h_c.s} + \frac{e}{\lambda.s} + \frac{1}{h_f.s}} \dots\dots\dots (IV-3)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}} \dots\dots\dots (IV-4)$$

IV.2.1 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 $Pr = \frac{(\mu.C_p)}{\lambda} \dots\dots\dots (IV .5)$

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 :

$$Re = \frac{\rho.U.D_h}{\mu} \dots\dots\dots (IV - 5) \dots\dots\dots (IV.6).$$

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

$$G = \rho. U = \frac{m}{S} \dots\dots\dots (IV-7)$$

Avec :

m : débit massique en kg/s.

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

D_h : Diamètre hydraulique en (m).

$$D_h = \frac{4 \cdot S_m}{P_m} \dots\dots\dots (IV-8)$$

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

P_m : périmètre mouillé par le fluide (m).

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

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

$$Gt = \frac{mc}{Di \cdot L \cdot \left(\frac{p-de}{p}\right)} \dots\dots\dots (IV.9).$$

D_h : Le diamètre hydraulique (m) :

$$D_h = \frac{4S_m}{P_m} = \frac{4P^2}{3,14de} - de \dots\dots\dots (IV.10).$$

le régime est turbulent est :

$$Nu = 0.36 \cdot Re^{0.55} \cdot Pr^{1/3} \cdot (\mu/\mu_t)^{0.14} \dots\dots\dots (IV.11).$$

NUSSELT sans correction de la viscosité : $Nu = 0.36 \cdot Re^{0.55} \cdot Pr^{1/3}$

$$Re = \frac{Gt \cdot Di}{\mu_c} \dots\dots\dots (IV.12).$$

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

$$Gt = \frac{\dot{m}f}{\frac{n}{4} \left(\frac{3,14 \cdot di^2}{4} \right)} \dots\dots\dots (IV.13).$$

$$mc = 87.095 \cdot \left(\frac{kg}{s} \right)$$

$di = 0,02$ m.

$n = 860$.

$\mu_f = 0,00084656$.

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

Corrélation utilisée :

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \cdot (\mu/\mu_t)^{0.14} \dots\dots\dots (IV.14).$$

NUSSELT sans correction de la viscosité : $Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3}$

Le Nombre de Nusselt : a partir des corrélations expérimentales :

$$Nu = f(Re, Pr) \dots\dots\dots (IV.15)$$

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.2.2 Corrélations expérimentales les plus usuelles en convection forcée

a- Écoulement dans un tube

Un fluide s'écoule en régime permanent dans une conduite cylindrique circulaire de diamètre intérieur D . Dans une section droite, à l'abscisse x par rapport à l'entrée de la conduite, la vitesse moyenne du fluide est U_m , sa température moyenne T_m , et la température de la paroi.

La corrélation expérimentale indiquée permet de calculer le flux de chaleur échangé à travers l'aire latérale de paroi comprise entre les abscisses x et $x + dx$:

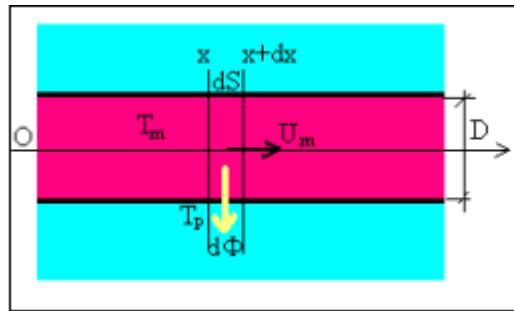


Figure -IV-2- écoulement dans un tube [2]

Régime turbulent :

$$Nu = 0.023.Re^{0.8}.Pr^{1/3} \dots \dots \dots (IV - 16)$$

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

Régime laminaire : dans le domaine $Re < 2000$

Avec : $A = 1/ (Re. Pr) (x/D) \dots \dots \dots (IV-17)$

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 :

$$Nu = A. Re^m \dots \dots \dots (IV-18).$$

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
$40 < Re < 4.10^3$	0.615	0.466
$4.10^3 < Re < 4.10^4$	0.174	0.618
$4.10^4 < Re < 4.10^5$	0.024	0.805

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

La corrélation à appliquer s'écrit alors :

$$Nu = 1.11 A. Re^m. Pr^{0.31} \dots \dots \dots (IV-19)$$

d- Écoulement autour d'un faisceau de tubes

Disposition en quinconce : siège d'une plus grande turbulence, et conduit alors à un coefficient de convection plus élevée que la disposition alignée. On utilisera la corrélation

$$\text{suivante : } Nu = B(Re)^{0.6} (Pr)^{0.33} \dots \dots \dots (IV.20).$$

Avec : B = 0,26 pour un faisceau aligné

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

Du nombre de NUSSELT : $Nu = \frac{hDh}{\lambda}$

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

e- Correction de la viscosité

a. Correction de la viscosité côté tube :

$$T_f = \frac{h_c \cdot T_{mc} + h \cdot T_{mf}}{h_c + h_f} = 31,94939309 (^{\circ}C)$$

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

b. Correction de la viscosité côté calandre :

$$\left(\frac{\mu}{\mu_t}\right)^{0.14} = \left(\frac{\mu_{tmc}}{\mu_{Tt}}\right)^{0.14} = \left(\frac{\mu_{45}}{\mu_{31.94}}\right)^{0.14} = 0.892109$$

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

D'où le coefficient d'échange global

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

$$K(neuf) = \frac{1}{\frac{1}{h_{cc}} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}} \dots \dots \dots (IV.21).$$

IV.3 calculs de la surface d'échange

IV.3.1 Méthode ΔT_m

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

$$\Phi = K.S.\Delta T_m = K.S.\frac{(\Delta T_s - \Delta T_e)}{\ln(\Delta T_s/\Delta T_e)} \dots \dots \dots (IV - 22)$$

Avec :

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln(\Delta T_s/\Delta T_e)} \dots \dots \dots (IV - 23)$$

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

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.

➤ La surface d'échange

$$S = \frac{\Phi}{K.F.\Delta T_{m, \text{contre-courant}}} \dots \dots \dots (IV - 24)$$

➤ Le flux échangé

$$\Phi = \dot{m}_c.C_{PC}.(T_{ce} - T_{cs}) \dots \dots \dots (IV - 25)$$

Le Facteur de correction F

$$F = f(P ; R)$$

$$P = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \dots \dots \dots (IV - 26)$$

$$R = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}} \dots \dots \dots (IV - 27)$$

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

$$\text{La surface disponible sur l'échangeur (réelle)} : S = (3.14d_e.L.n).2 \dots \dots (IV - 28)$$

Sur dimensionnement de l'échangeur : $\frac{S-S'}{S'} \cdot 100 = \% \dots \dots \dots (IV - 29)$

IV-4- l'efficacité de l'échangeur

L'efficacité d'un échangeur de chaleur est définie comme le rapport entre le flux thermique réellement transféré et le flux thermique maximal pouvant être échangé dans les mêmes conditions d'entrée des deux fluides.

Ce flux maximal correspond au cas idéal d'un échangeur tubulaire de longueur infinie fonctionnant en régime contre-courant, où les performances de transfert thermique sont optimales.

Ainsi, l'efficacité représente le rapport entre la puissance thermique effectivement échangée et la puissance maximale théoriquement possible, pour des conditions identiques de nature des fluides, de débits et de températures d'entrée.

Le flux thermique maximal est atteint lorsque la température de sortie de l'un des fluides devient égale à la température d'entrée de l'autre fluide.

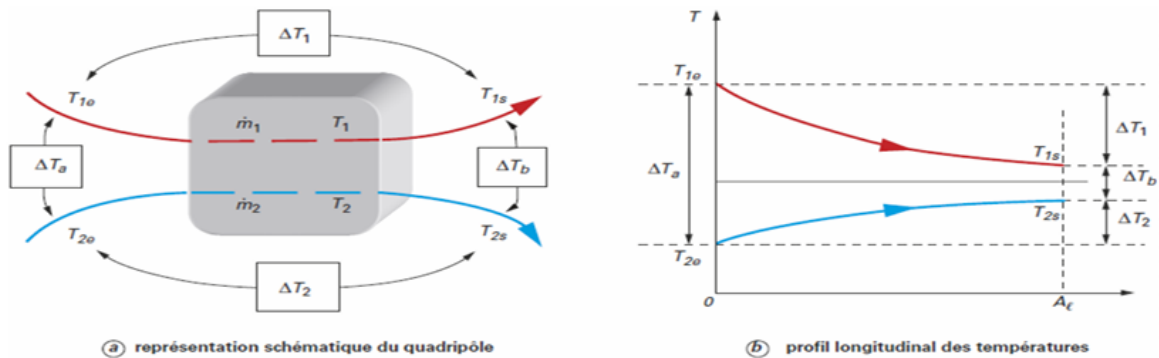


Figure -IV-3- Échangeur de chaleur avec écoulements co-courant [3]

Sur la (fig-IV-3-), nous reprenons la configuration schématique de l'échangeur, ainsi qu'un profil longitudinal des températures.

La différence moyenne de température logarithmique s'écrit dans ce cas :

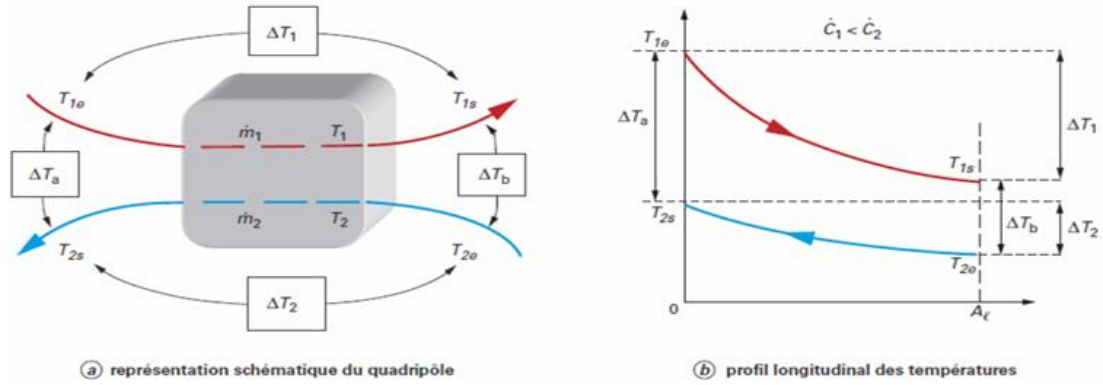


Figure -IV-4- Échangeur de chaleur avec écoulements contre-courant [3].

$$\Phi_{max} = C_{min}(T_{ce} - T_{fe}) \dots \dots \dots (IV - 30)$$

$$\Phi_{max} = \dot{m}_c \cdot C_{pc} \cdot (T_{ce} - T_{fe}) \dots (IV - 31) \quad \text{Si } \dot{m}_c \cdot C_{pc} < \dot{m}_f \cdot C_{pf}$$

$$\Phi_{max} = \dot{m}_f \cdot C_{pf} \cdot (T_{ce} - T_{fe}) \dots (IV - 32) \quad \text{Si } \dot{m}_f \cdot C_{pf} < \dot{m}_c \cdot C_{pc}$$

Alors,

$$\varepsilon = \frac{\Phi_{réel}}{\Phi_{max}} = \frac{C_c(T_{ce} - T_{cs})}{C_{min}(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{C_f(T_{fs} - T_{fe})}{C_{min}(T_{ce} - T_{fe})} \dots \dots \dots (IV - 33)$$

$$\text{Avec : } C_{min c} = \dot{m}_c, \quad C_{min f} = \dot{m}_f \cdot C_{pf} \dots \dots \dots (IV - 34)$$

$$\varepsilon = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} \quad \text{Si } C_{min} = C_c \text{ en } \left(\frac{w}{^\circ C}\right) \dots \dots \dots (IV - 35)$$

$$\varepsilon = \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})} \quad \text{Si } C_{min} = C_f \text{ en } \left(\frac{w}{^\circ C}\right) \dots \dots \dots (IV - 36)$$

$$\varepsilon = \frac{\Phi_{réel}}{\Phi_{max}} = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} \dots \dots \dots (IV - 37)$$

$$\varepsilon = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} \quad \text{Si } C_{min} = C_c \text{ en } \left(\frac{w}{^\circ C}\right) \dots \dots \dots (IV - 35)$$

$$\varepsilon = \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})} \quad \text{Si } C_{min} = C_f \text{ en } \left(\frac{w}{^\circ C}\right) \dots \dots \dots (IV - 36)$$

$$\varepsilon = \frac{\Phi_{réel}}{\Phi_{max}} = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} \dots \dots \dots (IV - 37)$$

IV-5- La résistance d'encrassement

L'encrassement des équipements de transfert thermique correspond au dépôt et à l'accumulation de substances indésirables sur les surfaces d'échange. Ces dépôts peuvent être constitués de rouille, de tartre, de boues, de cristaux, de résidus biologiques ou encore de produits issus de réactions chimiques, seuls ou combinés.

La formation de cette couche sur une ou deux faces de la surface d'échange se caractérise par une conductivité thermique inférieure à celle du métal de l'équipement. Cela entraîne une augmentation de la résistance au transfert de chaleur et, par conséquent, une diminution des performances de l'échangeur.

Par ailleurs, l'encrassement réduit la section de passage du fluide, ce qui provoque une augmentation des pertes de charge au sein de l'appareil.



Figure -IV-5- Exemple d'un faisceau de tubes d'un échangeur encrassé [4].

La résistance d'encrassement : $R_{enc} = \frac{K_p - K}{K_p \cdot K_s} \dots \dots \dots (IV - 38)$

Avec :

K_p : Le coefficient de transfert propre :

$$K_p = \frac{h_{cc} \cdot h_f}{h_{cc} + h_f} \dots \dots \dots (IV - 39)$$

K_s : Le coefficient de transfert encrassé :

$$K_s = \frac{\Phi}{S.F. \Delta TLM, \text{ contre - courant}} \dots \dots \dots (IV - 40)$$

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 provenant du barrage. L'eau brute est acheminée à travers des collecteurs, puis stockée dans des réservoirs. Les circuits de refroidissement, alimentés par cette eau, ont pour rôle d'assurer le refroidissement des produits des différentes unités à l'aide d'échangeurs de chaleur.

Par ailleurs, l'alimentation en eau de refroidissement des échangeurs 100-E-115 A/B est assurée par une tour de refroidissement.

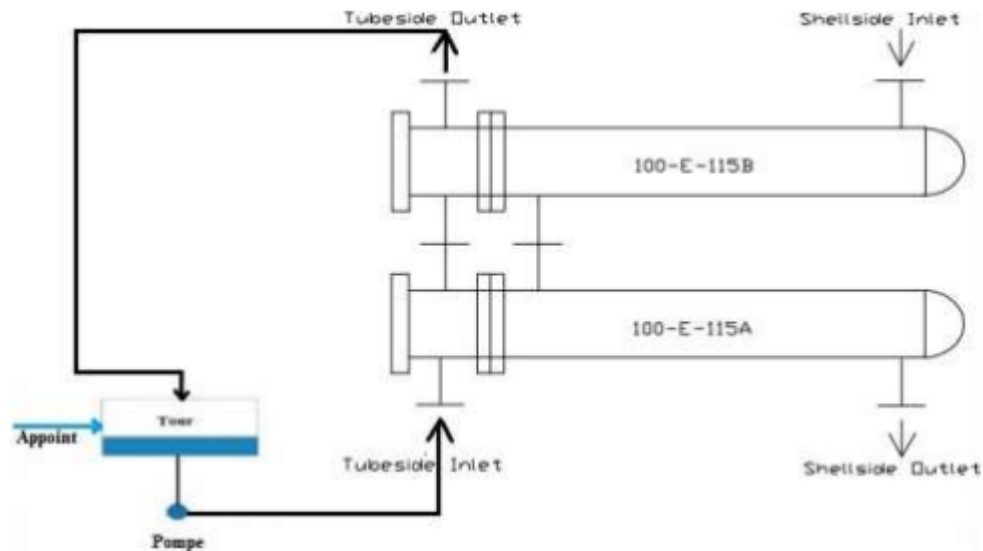


Figure -IV-6- Schéma du circuit de refroidissement [5].

- Shell side Inlet : Entrée Naphta côté calandre.
- Shell side Outlet : Sortie Naphta côté calandre.
- Tube side Inlet : Entrée Eau de refroidissement côté tube.
- Tube side 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.

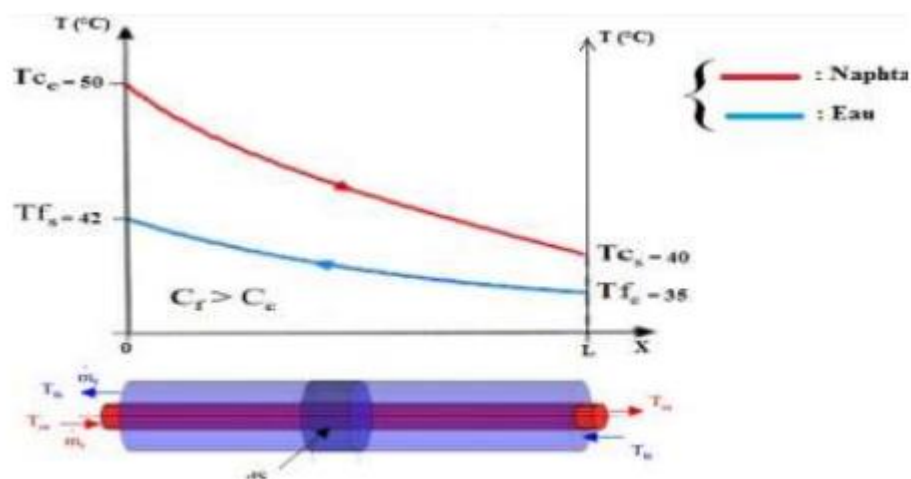


Figure -IV-7- Circulation des fluides à contre-courant dans l'échangeur 100-E-115 A/B [5].

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 $T(^{\circ}\text{C})$	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 C_p (J/Kg. $^{\circ}\text{C}$)	2224.3	2174	4184,1	4179,2
Conductivité thermique λ (W/m. $^{\circ}\text{C}$)	0.1212	0.1241	0.6317	0.6354
Débit massique $\dot{m}$ (kg/S)	115.8525		87.095	
Pression P_s (Pa)	717000		490000	
Vitesse linéaire V (m/S)	0.8		1.3	
re (m ² . $^{\circ}\text{C}/\text{W}$)	0.000172		0.000344	

IV-8-Résultats et interprétations

IV-8-1-Résultats de calcul cas théorique

Les tableaux IV.4 et IV.5 présentent respectivement les propriétés physico-chimiques du naphta et de l'eau dans le cas théorique, ainsi que les résultats des calculs des différents paramètres et grandeurs associés à l'échangeur de chaleur.

Tableau IV. 4: 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. $^{\circ}\text{C}$)	λ_c (W/m. $^{\circ}\text{C}$)	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 IV. 5: Résultats de calcul théorique de l'échangeur

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

Le coefficient de transfert thermique est nettement plus élevé du côté des tubes (h_f) que du côté de la calandre (h_c), ce qui indique une meilleure efficacité d'échange thermique du côté du fluide froid. En effet, l'eau possède une conductivité thermique élevée, une faible viscosité et s'écoule généralement en régime turbulent, ce qui favorise fortement le transfert de chaleur. À l'inverse, le naphta, étant un fluide hydrocarboné moins conducteur et plus visqueux, circule dans la calandre avec un écoulement souvent moins turbulent, ce qui réduit sa capacité à céder la chaleur. Par conséquent, son refroidissement reste insuffisant, principalement en raison d'un faible coefficient convectif de son côté, constituant ainsi la résistance thermique dominante dans l'échangeur.

Par ailleurs, l'écart observé entre le coefficient global idéal (K idéal) et le coefficient réel (K réel) met en évidence l'effet défavorable de l'encrassement. En effet, la valeur de K diminue de 1001,76 à 660,40 $W/m^2 \cdot ^\circ C$, soit une baisse d'environ 34 % des performances thermiques globales de l'échangeur. Cette dégradation significative peut expliquer le refroidissement insuffisant du naphta.

Enfin, la résistance d'encrassement du côté des tubes (R_f) est supérieure à celle du côté de la calandre (R_c), ce qui peut paraître inattendu. En général, on s'attend à un encrassement plus important du côté du naphta, en raison de la nature organique des hydrocarbures qui favorisent la formation de dépôts. Toutefois, dans ce cas, la résistance

d'encrassement du côté de l'eau est environ deux fois plus élevée que celle du côté du naphtha.

IV-8-2-Résultats de calcul avant nettoyage de l'échangeur (cas réel)

Les tableaux IV.6 et IV.7 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 IV .6 : 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)	P_{rc}
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 IV. 7: Résultats de calcul réel après nettoyage de l'échangeur.

Paramètres	Côté calandre	Côté tube
$G_t, G_T (K_g/m^2)$	784,6772487	915,2718116
Re	61779,33996	24440,48737
Nu	284,7212685	127,806092
$h_c, h_f (W/m^2 . °C)$	1286,457035	3963,65033
$h_{c,c}, (W/m^2 . °C)$	1275,426342	/
K	624,7688081	
$\Phi(w)$	1068089,097	1162103,067
F	0,991589147	
$\Delta T_M, (°C)$	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	
$\varepsilon\%$	33,3968254	

IV-8-3-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 IV.8 et IV.9.

Tableau IV. 8: Paramètres de marche réel après 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)	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 IV.9 : Résultats de calcul réel après nettoyage de l'échangeur

Paramètres	Côté calandre	Côté tube
$G_t, G_T (K_g/m^2)$	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	
$\Delta T_M, (°C)$	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	
$\varepsilon\%$	59,91561181	

IV-8-4-Interprétations (avant et après nettoyage)

D'après les paramètres et les quantités calculés, la surface d'échange après nettoyage (306,59 m²) est approximativement le double de celle avant nettoyage (158,67 m²). De plus, le flux thermique côté tambour (2 084 252,621 W) a quasiment doublé, confirmant ainsi l'efficacité du procédé de nettoyage dans le cycle du naphta.

En fonctionnement à contre-courant avec le fluide chaud, l'eau de refroidissement circule à l'intérieur du faisceau tubulaire. Le flux thermique a été estimé à 1162103,067 W avant nettoyage et à 1250611,066 W après nettoyage, ce qui montre une légère amélioration du transfert thermique du côté des tubes.

On peut ainsi conclure que d'autres solutions, en complément du nettoyage, pourraient être envisagées afin d'augmenter davantage la capacité de transfert thermique du côté de la

calandre. Toutefois, l'efficacité globale de l'échangeur est passée de 33 % à 60 %, grâce à une réduction significative de la résistance d'encrassement, qui a diminué de 0,006 à 0,0029 $\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$ suite à l'opération d'entretien.

IV-8-5-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 (IV.8, IV.9, IV.10 et IV.11) 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.

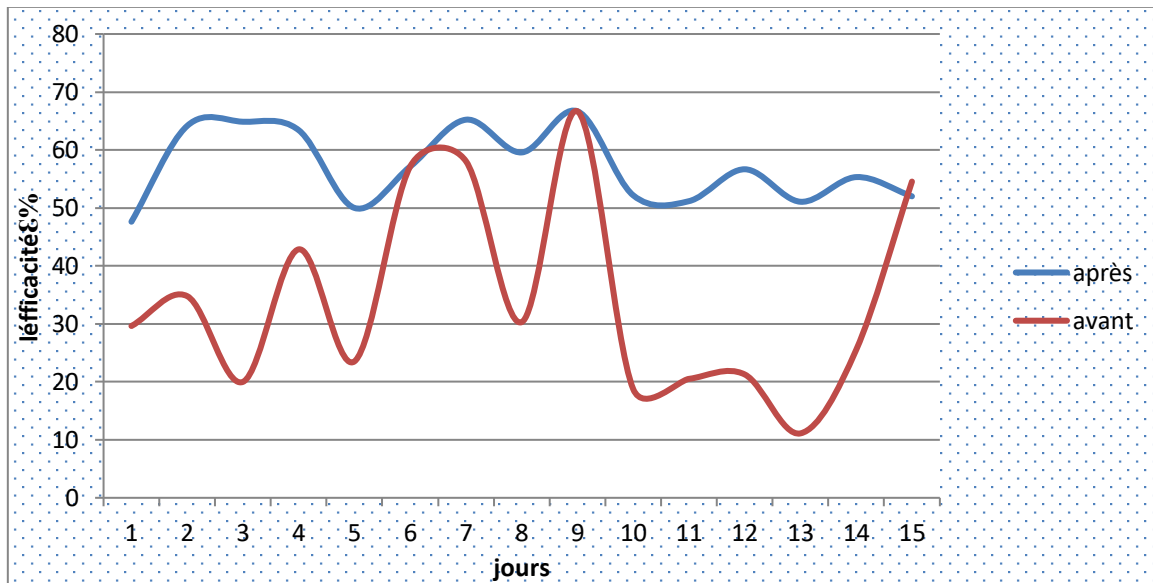


Figure- IV-8: Evolution de l'efficacité en fonction des jours avant et après nettoyage.

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 IV-8 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%.

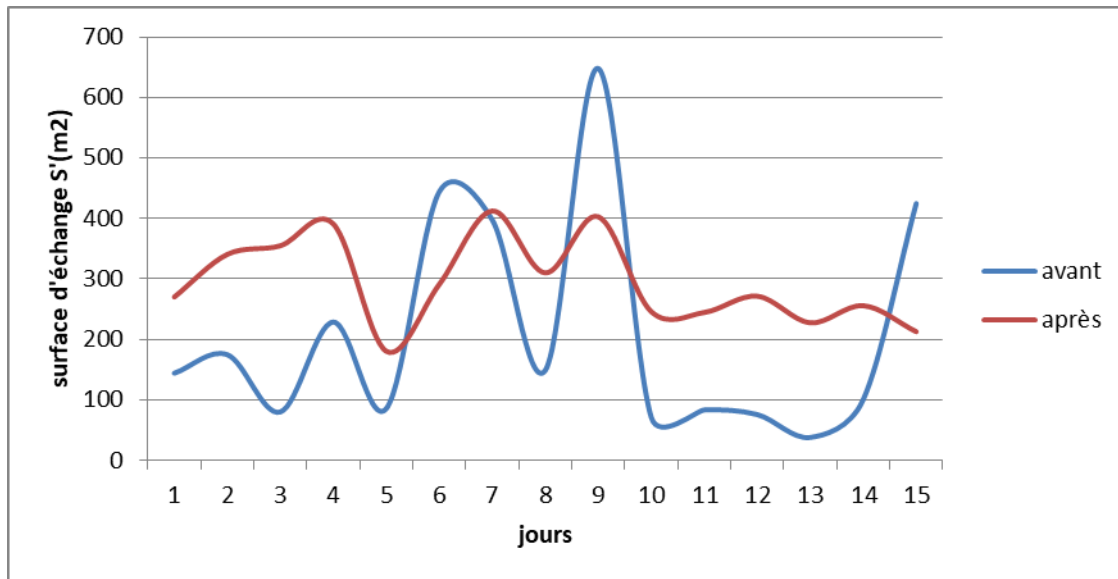


Figure -IV-9-Evolution de la surface d'échange en fonction des jours avant et après nettoyage.

D'après la figure IV-9, qui représente l'évolution de la surface d'échange en fonction du temps, les résultats montrent que cette surface est globalement doublée après le nettoyage de l'échangeur. Toutefois, des exceptions sont observées aux sixième, neuvième et quinzième jour, où la surface d'échange reste plus élevée avant nettoyage. Cette observation demeure cohérente avec les résultats d'efficacité obtenus.

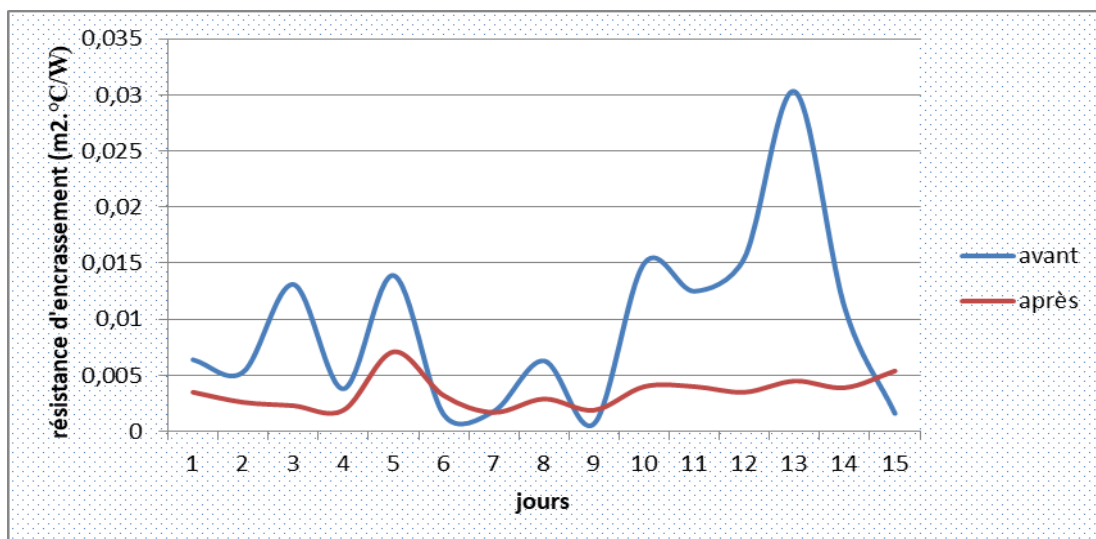


Figure-IV-10- Evolution de la résistance d'encrassement en fonction des jours avant et après nettoyage.

La résistance d'encrassement, paramètre clé reflétant l'état de performance ou de dégradation d'un échangeur de chaleur, est présentée dans les graphes de la figure IV-10.

Il convient de souligner que l'opération de nettoyage a permis de réduire significativement les valeurs de cette résistance, lesquelles ont été évaluées quotidiennement sur une période de quinze jours.

Les courbes obtenues mettent en évidence l'efficacité de cette intervention, en maintenant les échangeurs dans un état favorable à un transfert thermique optimal entre les deux fluides. La résistance d'encrassement maximale avant nettoyage a été enregistrée au treizième jour, atteignant une valeur de $0,03 \text{ (m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W)}$. Après l'opération de maintenance, cette valeur a nettement diminué pour atteindre $0,005 \text{ (m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W)}$.

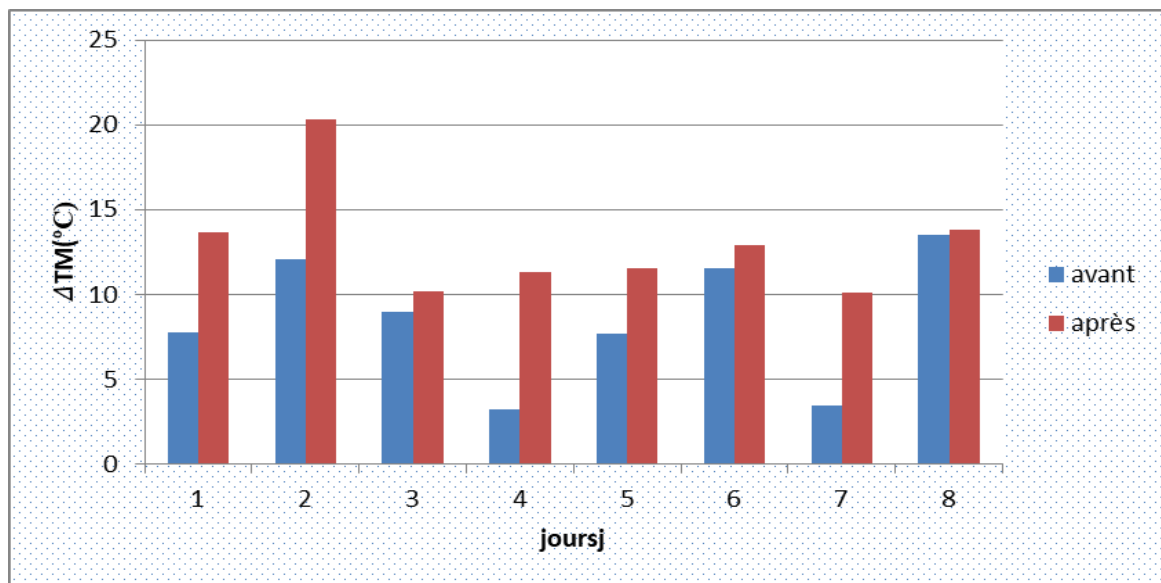


Figure -IV-11- Evolution de ΔT_m en fonction des jours avant et après nettoyage.

Le calcul de la différence de température moyenne logarithmique (ΔT_m) met en évidence une relation de proportionnalité avec la surface d'échange ainsi qu'avec l'efficacité thermique. Les résultats obtenus montrent une augmentation de ce paramètre pour l'échangeur entretenu durant près de la moitié de la période étudiée (8 jours sur 15).

IV-9- 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).

Le traitement de l'eau de la tour de refroidissement est la discipline qui consiste à conditionner l'eau d'appoint et l'eau de recirculation afin d'éliminer les impuretés, de

contrôler l'entartrage et la corrosion, et d'inhiber les organismes biologiques de manière à ce que la chaleur soit transférée efficacement et que les composants restent protégés.

IV-9- 1-Principaux paramètres de qualité de l'eau contrôlés

Le maintien d'une chimie de l'eau stable dans les tours de refroidissement nécessite des mesures continues ou fréquentes des paramètres qui influencent l'entartrage, la corrosion et la croissance microbienne.

La conductivité et le total des solides dissous indiquent la concentration d'ions dans l'eau de recirculation et reflètent donc les cycles de concentration atteints. Les exploitants s'efforcent de maintenir la conductivité à un niveau inférieur à celui qui entraînerait la précipitation de sels peu solubles lorsqu'un programme chimique complet est utilisé.

Le pH affecte la solubilité du carbonate de calcium et l'efficacité des inhibiteurs de corrosion ; les valeurs sont généralement maintenues entre 7,0 et 8,5 afin d'équilibrer les tendances à l'entartrage et à la corrosion.

L'alcalinité totale, exprimée en mg/L de CaCO_3 , est une autre mesure critique car elle tamponne le pH et contribue à l'indice de saturation de Langelier (ISL) ; si l'alcalinité devient trop élevée, le risque d'entartrage augmente même lorsque le pH est modéré. La dureté calcique et la dureté magnésienne représentent la concentration de cations divalents qui forment facilement du tartre ; le contrôle de ces ions par des cycles d'adoucissement ou de limitation empêche le dépôt sur les surfaces de transfert de chaleur.

La concentration de silice est surveillée parce que la silice peut former des écailles dures et vitreuses à des températures élevées qui sont difficiles à éliminer ; les directives habituelles limitent la silice à 100 mg/L dans l'eau de la tour.

Les ions chlorure et sulfate sont associés à la corrosivité, en particulier pour les aciers inoxydables et les alliages de cuivre ; le chlorure est généralement maintenu en dessous de 250 mg/L et le sulfate en dessous de 500 mg/L pour éviter la formation de piqûres. Les niveaux d'oxygène dissous et le potentiel d'oxydo-réduction donnent une idée du potentiel de corrosion et de l'activité biocide de l'eau ; un faible niveau d'oxygène indique des conditions réductrices susceptibles de favoriser les bactéries anaérobies, tandis qu'un potentiel d'oxydo-réduction élevé indique des résidus de biocides oxydants efficaces. Les dénombrements microbiologiques, mesurés à l'aide de lames à tremper, de tests à l'adénosine triphosphate (ATP) ou de numérations sur plaque, permettent d'évaluer la nécessité de doser les biocides et de valider l'efficacité des mesures de contrôle.

IV-9- 2-Considérations relatives à la conception et à la mise en œuvre

La conception et la mise en œuvre d'un programme de traitement de l'eau des tours de refroidissement dans les installations énergétiques et chimiques exigent une compréhension globale de la charge thermique, de la qualité de l'eau, des matériaux de construction et du contexte réglementaire.

IV-9- 3-Fonctionnement et entretien

L'exploitation d'un système de traitement de l'eau d'une tour de refroidissement implique une observation, un réglage et un enregistrement continu afin de maintenir la qualité de l'eau dans les limites spécifiées.

IV-9- 4-Défis et solutions

Malgré une conception et un fonctionnement soigné, le traitement de l'eau des tours de refroidissement dans les industries de l'énergie et de la chimie est confronté à des défis récurrents qui nécessitent des solutions attentives.

Problème : l'entartrage se produit lorsque les minéraux dissous dépassent leur solubilité et précipitent sur les surfaces d'échange thermique, entravant le transfert thermique et réduisant l'efficacité du système.

Solution : Les opérateurs peuvent adoucir l'eau d'appoint, ajuster les cycles de concentration et doser les inhibiteurs de tartre tels que les phosphonates et les polymères qui interfèrent avec la croissance des cristaux.

Problème connexe : la corrosion résulte de réactions électrochimiques entre l'eau et les surfaces métalliques, en particulier en présence d'oxygène dissous, d'un faible pH ou de fortes concentrations de chlorure.

La solution : Les programmes chimiques comprennent des inhibiteurs cathodiques et anodiques tels que le zinc, les ortho- phosphates ou les molybdates, qui forment des films protecteurs sur les surfaces métalliques.

L'encrassement microbien pose un autre problème : les micro-organismes forment des biofilms qui piègent les nutriments et protègent les bactéries des biocides, ce qui entraîne une corrosion par sous-dépôt et des épidémies potentielles de légionellose.

Solution : Une stratégie intégrée de contrôle biologique alterne les biocides oxydants avec des agents non oxydants, utilise des dispersants pour pénétrer les biofilms et recourt au nettoyage mécanique ou à la désinfection par ultraviolets pour réduire les réservoirs microbiens.

IV-9- 5-Avantages et inconvénients

Le traitement de l'eau des tours de refroidissement présente de nombreux avantages pour les entreprises des secteurs de l'énergie, de la chimie et du pétrole. L'amélioration de l'efficacité du transfert de chaleur réduit directement la consommation de carburant et les émissions de gaz à effet de serre en diminuant la contre-pression du condenseur et l'utilisation de l'énergie du refroidisseur.

le traitement de l'eau des tours de refroidissement présente également des inconvénients dont il faut tenir compte. Le coût d'investissement des équipements de prétraitement tels que l'osmose inverse, les systèmes d'échange d'ions et la filtration latérale peut être important, en particulier pour les grandes tours des complexes de raffinage.

IV-9-6-Influence du COC sur l'efficacité des échangeurs thermiques

Parmi les différents paramètres utilisés pour contrôler la qualité de l'eau dans les tours de refroidissement, le Cycle de Concentration (COC) représente l'indicateur le plus pertinent pour évaluer l'état du circuit et optimiser son fonctionnement. Il permet de suivre l'évolution de la concentration des sels dissous dans l'eau de circulation et d'anticiper les risques d'entartrage, de corrosion et d'encrassement susceptibles d'altérer les performances thermiques des échangeurs.

1. Définition détaillée du COC Le Cycle de Concentration (COC), appelé également facteur de concentration, est défini comme le rapport entre la concentration d'un élément dissous dans l'eau recirculée du circuit de refroidissement et sa concentration dans l'eau d'appoint. Il traduit le phénomène d'accumulation des sels minéraux dans le circuit fermé sous l'effet de l'évaporation. Lors du fonctionnement d'une tour de refroidissement, une partie de l'eau s'évapore afin d'évacuer la chaleur. Cependant, seules les molécules d'eau s'évaporent, tandis que les sels minéraux dissous (calcium, magnésium, chlorures, sulfates, bicarbonates) restent dans le circuit. Cette évaporation progressive provoque une concentration croissante des sels dissous, ce qui augmente le risque de : formation de dépôts calcaires ; augmentation de l'encrassement ; apparition de corrosion ; diminution du coefficient global de transfert thermique. Le COC permet donc d'évaluer le niveau de concentration atteint dans le circuit. Mathématiquement : Un COC élevé indique une forte concentration des sels dissous. Un COC faible traduit une purge excessive, entraînant une consommation importante d'eau et une perte économique. Ainsi, le maintien d'un COC optimal est indispensable pour garantir : la stabilité chimique de l'eau ; la limitation de l'entartrage ; l'amélioration de l'efficacité thermique ; l'optimisation de la consommation d'eau.

Le calcul du COC peut être réalisé à partir de plusieurs paramètres physico- chimiques mesurés sur l'eau d'appoint et l'eau de circulation.

IV-9-6-1- Méthodes de calcul de COC :

- a- Calcul à partir de la conductivité
- b- Calcul à partir des chlorures
- c- Calcul à partir du TAC
- d- Calcul du COC basé sur la conductivité (Méthode privilégiée)

Dans le cadre de cette étude, le calcul du COC est basé sur la conductivité électrique, car cette méthode constitue l'outil le plus pratique pour la surveillance opérationnelle des tours de refroidissement.

$$COC = \frac{\sigma_{circulation}}{\sigma_{appoint}}$$

$\sigma_{circulation}$: conductivité de l'eau du circuit

$\sigma_{appoint}$: conductivité de l'eau d'appoint

Unité : $\mu\text{S/cm}$ (microsiemens par centimètre)

Tableau -IV-10-récapitulatif du COC et du rendement

jours	COC	$\epsilon\%$
1	2,02359882	47,619
2	1,90267983	64,1509
3	2,23784722	64,8649
4	2,17017544	63,4146
5	1,52488152	50

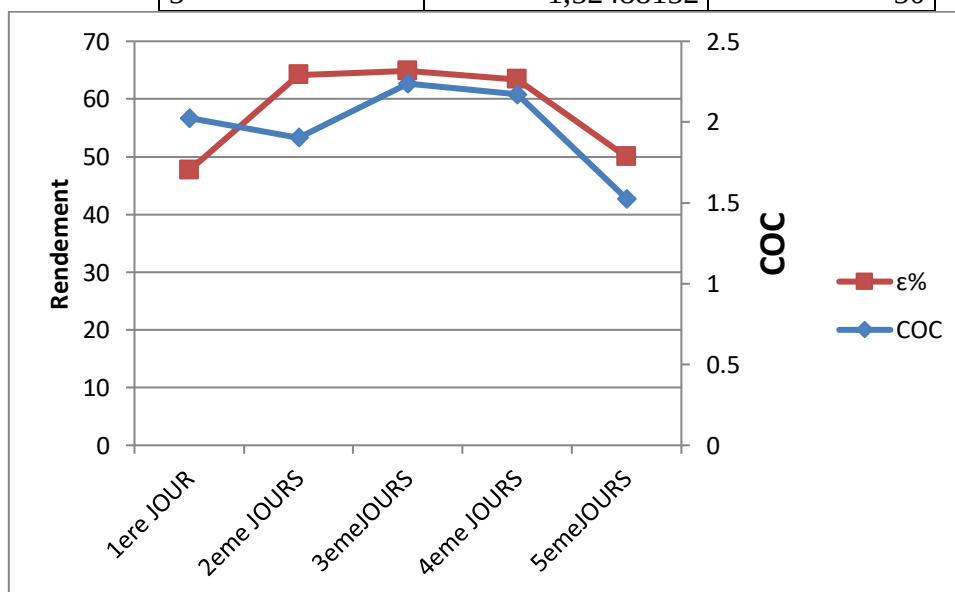


Figure-IV-12- Evolution du COC et du rendement (%)

L'évolution du COC et du rendement montre une relation directe : une augmentation du COC améliore les performances thermiques, mais des valeurs trop faibles ou trop élevées peuvent entraîner une baisse du rendement, d'où la nécessité d'un contrôle optimal. Deux Principales méthodes de calcul du COC.

IV-9-6-2-Influence du COC sur l'encrassement

Tableau-IV -11-Valeurs du COC et de la résistance d'encrassement R_{ENC}

jours	COC	R_{ENC}
1	2,02359882	0,0035
2	1,90267983	0,0026
3	2,23784722	0,0023
4	2,17017544	0,0019
5	1,52488152	0,0071

Les données présentées dans le tableau ci-dessus sont illustrées graphiquement dans la figure suivante afin de mieux visualiser l'évolution de la résistance d'encrassement en fonction du COC.

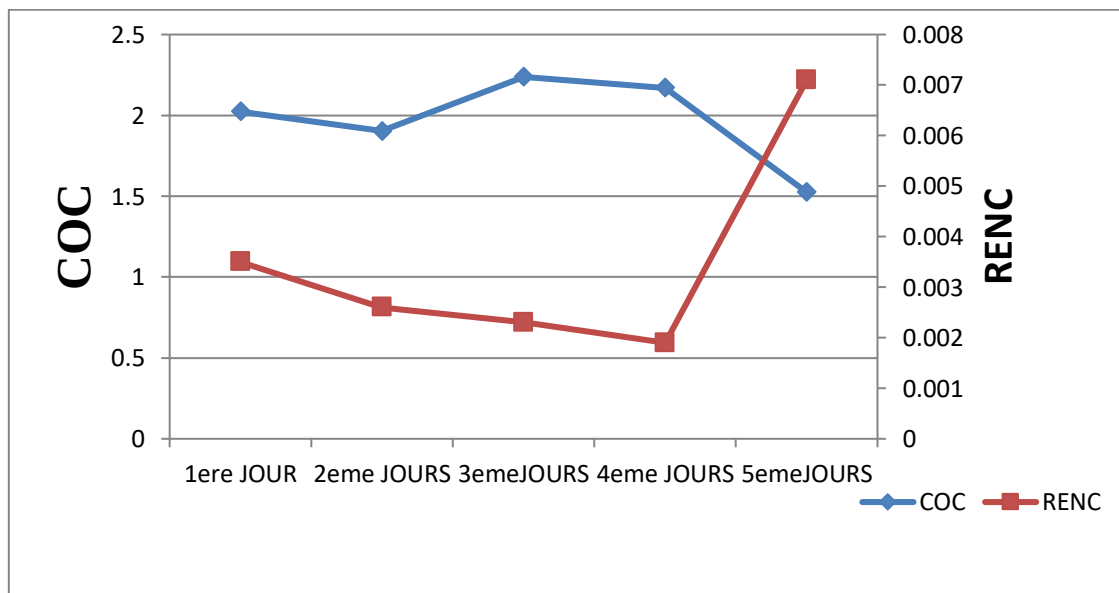


Figure -IV-13- Variation du COC et de Renc en fonction du temps

On observe que l'augmentation du COC s'accompagne d'une élévation de la résistance d'encrassement R_{enc} , ce qui indique une accumulation progressive des dépôts. Cette augmentation entraîne une dégradation des performances thermiques de l'échangeur.

IV-9-6-3-Influence du COC sur ΔT_m

Tableau -IV-12- Valeurs du COC et de la différence de température moyenne logarithmique ΔT_m .

jours	COC	ΔT_m
1	2,02359882	5,246
2	1,90267983	13,70056
3	2,23784722	20,2078
4	2,17017544	10,2078
5	1,52488152	15,8107

Les résultats du tableau suivant sont représentés graphiquement dans la figure ci-dessous pour mettre en évidence l'évolution de ΔT_m en fonction du COC.

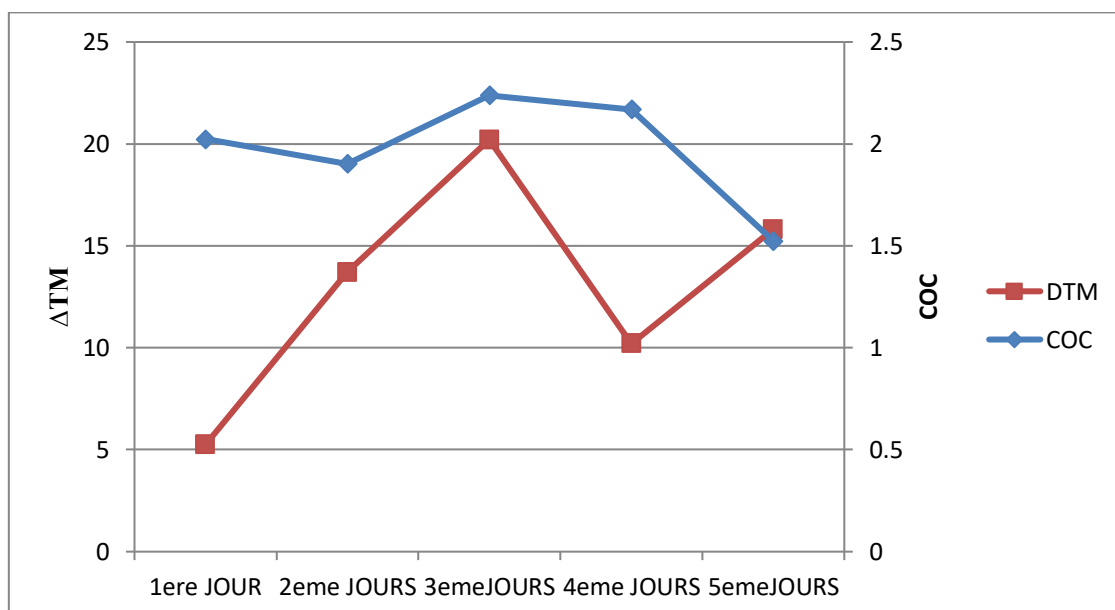


Figure-IV-14- Variation du COC et de ΔT_m

On remarque que l'augmentation du COC entraîne une élévation de ΔT_m . Cela s'explique par la diminution de l'efficacité de l'échange thermique due à l'encrassement, ce qui nécessite une différence de température plus importante pour maintenir le flux de chaleur.

IV-10-Conclusion

Le COC calculé par conductivité représente l'indicateur de référence pour la surveillance de la qualité de l'eau des tours de refroidissement. Sa maîtrise permet d'assurer un équilibre optimal entre économie d'eau, prévention de l'entartrage et maintien de l'efficacité thermique des échangeurs.

IV-11- Références bibliographiques

- 1 <http://gsi-energie.univ-rouen.fr/IMG/cours-iup-me-echangeurthermique-2.pdf>
- 2 <http://gsi-energie.univ-rouen.fr/IMG/cours-iup-me-echangeurthermique-2.pdf>
- 3 ABDELLI Aymen (2019) Etude et simulation sous matlab d'un échangeur thermique a faisceau tubulaire et calandreuniversité badji mokhtar- ANNABA
- 4 <https://www.oeltechnik.fr/fr/>
- 5 Reggam Aya Makhlouf Taqwa, (2024 -2025), Etude de l'impact de l'encrassement sur la performance d'un échangeur de chaleur ; Université 8 Mai 1945 Guelma

Conclusion générale

Conclusion générale

Au terme de ce travail, il apparaît clairement que la qualité de l'eau de refroidissement joue un rôle essentiel dans le maintien des performances thermiques des échangeurs de chaleur. À travers l'étude réalisée sur l'échangeur 100-E-115A/B au niveau de l'unité RA2K de Skikda, il a été constaté que les paramètres physico-chimiques de l'eau influencent directement l'efficacité de l'échange thermique ainsi que la durée de vie des équipements.

L'analyse des différents phénomènes liés à l'exploitation des échangeurs a montré que l'entartrage, la corrosion et l'encrassement constituent les principales causes de dégradation des performances. Ces phénomènes entraînent une diminution du coefficient global d'échange thermique, une augmentation des pertes énergétiques ainsi qu'une hausse des coûts de maintenance.

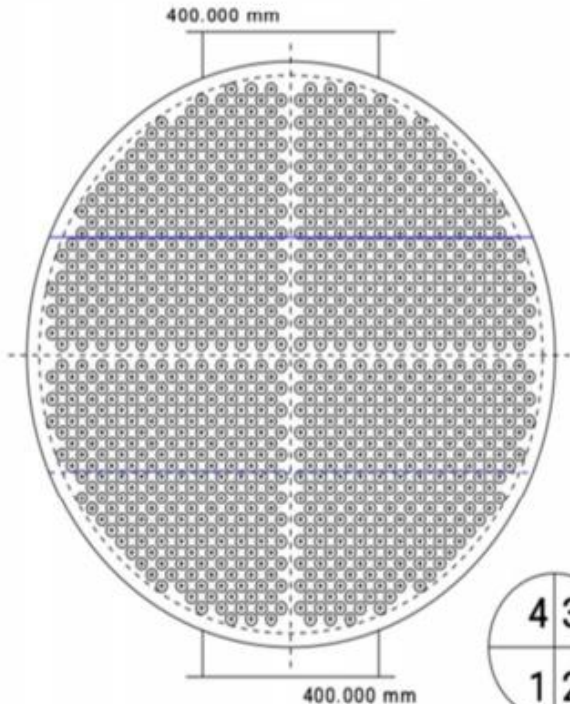
Les résultats obtenus confirment l'importance d'un suivi régulier des paramètres de l'eau de refroidissement, notamment le pH, la conductivité, la dureté et le cycle de concentration. Une gestion rigoureuse de ces paramètres permet de limiter la formation des dépôts, d'améliorer le rendement thermique et d'assurer un fonctionnement plus fiable des installations.

Enfin, cette étude met en évidence la nécessité d'adopter des méthodes de traitement et de contrôle adaptées afin de préserver les performances des échangeurs de chaleur et d'optimiser l'exploitation des unités industrielles. Une surveillance continue associée à une maintenance préventive efficace constitue ainsi un élément clé pour garantir la sécurité, la rentabilité et la durabilité des équipements industriels.

Les annexes

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		Inlet mm	
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.							



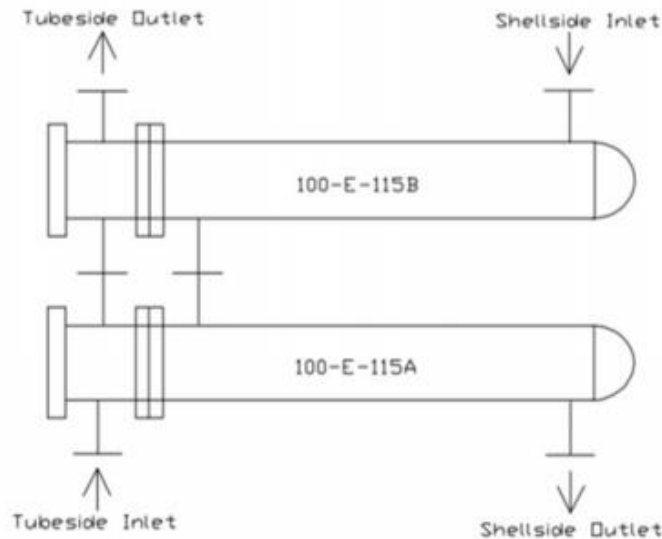
Item number	100-E-115
TEMA type	BES
Shell diameter	1200.00 mm
Outer tube limit	1143.08 mm
Height under inlet nozzle	45.044 mm
Height under outlet nozzle	45.044 mm
Tube diameter	25.000 mm
Tube pitch	32.000 mm
Tube layout angle	45
Number of tubes (specified)	860
Number of tubes (calculated)	916
Number 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

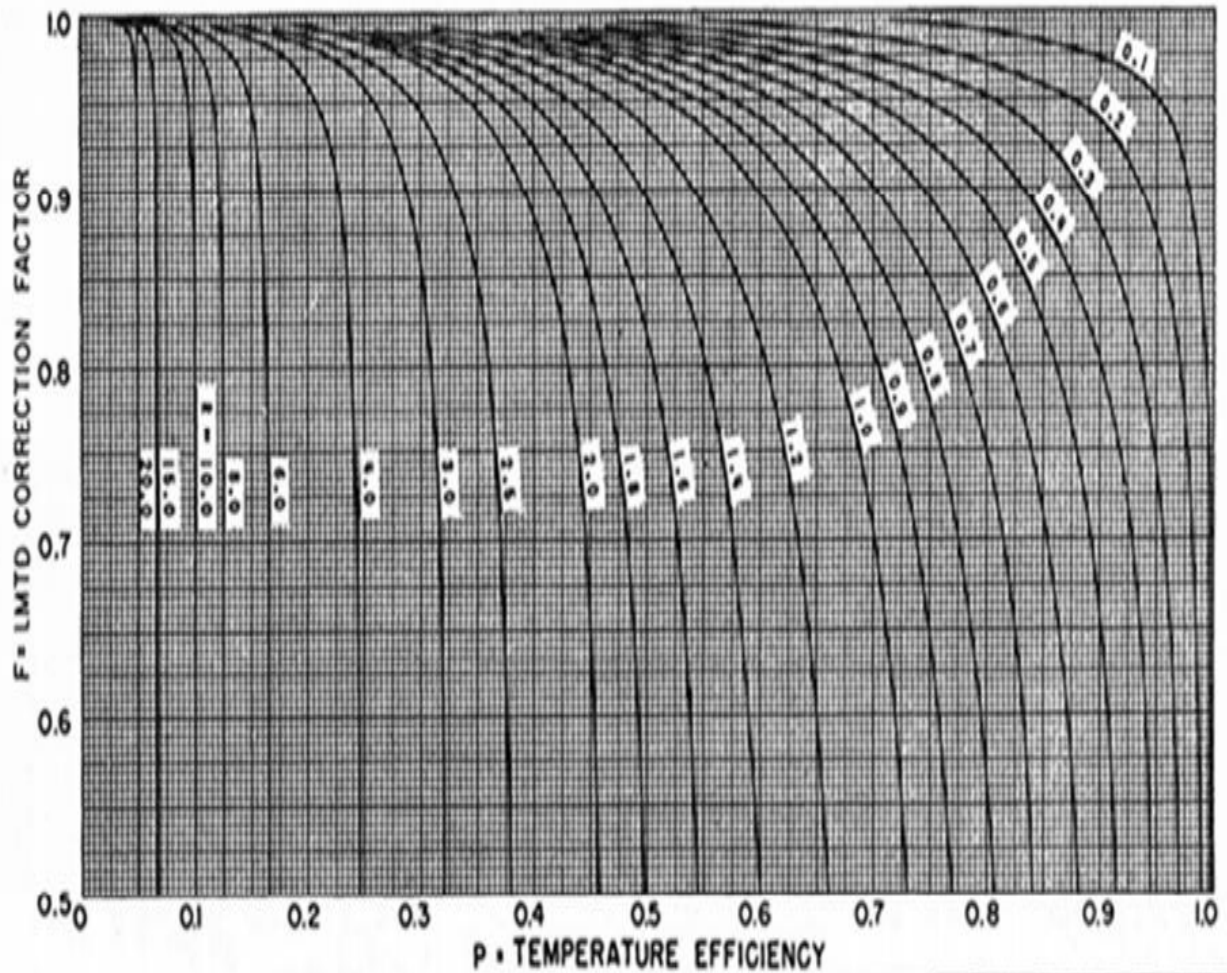
SYMBOL LEGEND

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



Annexe B : Détermination du factor de correction F.

Standards Of The Tubular Exchanger
Manufacturers Association



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

	LMTD CORRECTION FACTOR	
	2 SHELL PASSES	4 OR MULTIPLE OF 4 TUBE PASSES
	$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$	$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$

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

Résultats de calcul de Renc, S' et ε de l'échangeur 100-E-115 A/B pour une durée de 15 jours avant leur nettoyage										
ΔTM	P	R	F	F ΔTM	S' (m²)	S (m²)	Kp (W/m².°C)	Ks (W/m².°C)	Renc (m².°C/W)	s %
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 decalculdeS',Rencets										
ΔTM	P	R	F	F ΔTM	S' (m^2)	S (m^2)	Kp ($W/m^2.\text{°C}$)	Ks ($W/m^2.\text{°C}$)	Renc ($m^2.\text{°C}/W$)	s %
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	09801	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

Annexe E : suivi des paramètres physico-chimiques de l’eau de Refroidissement sur 5 jours

parametres	1 ^{ere} JOUR			2 ^{eme} JOURS			3 ^{eme} JOURS			4 ^{eme} JOURS			5 ^{eme} JOURS		
	Eea d'appoint	tour de refroidissement		Eea d'appoint	tour de refroidissement		Eea d'appoint	tour de refroidissement		Eea d'appoint	tour de refroidissement		Eea d'appoint	tour de refroidissement	
		entrée	sortie		entrée	sortie		entrée	sortie		entrée	sortie		entrée	sortie
Ph	8,07	8,39	8,32	7,74	8,24	8,29	7,14	8,22	8,38	7,14	8,3	8,42	7,77	8,33	8,38
température	24	24	21	27	28	25	19	26	22	16	27	22	22	24	21
conducuctivité	678	1372	1259	709	1349	1287	576	1289	1209	570	1237	1161	844	1287	1206
TAC	50,5	6	8	165	160	155	160	165	168	174	170	168	88	187	185
TH	164	210	222	250	270	250	230	230	217	238	230	234	96	250	264
Ca ⁺⁺	206	266	260	160	170	165	140	140	130	150	146	148	66	152	160
Mg ⁺⁺	134	160	160	90	105	90	90	90	87	88	84	86	30	106	104
Cl ⁻	72	106	100	89	281	279	68	288	274	57	253	246	168	281	274
Silice SiO ₂	318	317	317	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
TDS	342	692	678	327	640	634	317	624	635	316	610	603	439	649	644
COC	2,02359882			1,902679831			2,237847222			2,170175439			1,524881517		