

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

UNIVERSITÉ de BLIDA 1

Faculté de Technologie

Département de Génie des Procédés



Mémoire

En vue de l'obtention du diplôme de

MASTER EN GENIE CHIMIQUE

Option : Génie catalytique.

Présenté par :

Melle Zoubida AMIRAT

**Bilan thermique du circuit de solvant lourd et étude
de l'encrassement du réfrigérant E112 de la raffinerie
d'Alger**

Encadreurs:

Dr. El HADI Djamel, Université de Blida 1

M. MAALEG Mohamed Amine, Ingénieur de quart Raffinerie d'Alger

Septembre 2015

Conclusion

L'encrassement, qui dans sa forme la plus générale, définit comme l'accumulation d'éléments solides indésirables sur une surface, affecte une grande variété d'opérations industrielles.

Le but de l'étude des unités de refroidissement de solvant lourd est d'obtenir un meilleur échangeur de chaleur et meilleure puissance d'échange et aussi pour éviter le phénomène d'encrassement de l'échangeur, autrement dit pour obtenir un meilleur coût d'investissement et d'exploitation, pour cela on a étudié l'aéroréfrigérant E112-AR et le réfrigérant à eau E112 dans les deux cas actuelle et design.

L'aéroréfrigérant E112-AR fonctionne avec un rendement de 44,38%, et une efficacité de 0,46 ; ce qui engendre le mauvais état des tubes à ailettes. Le réfrigérant E112 fonctionne avec une faible efficacité de 0,3 ; ceci est dû à un faible débit d'eau.

La valeur du coefficient de transfert sale dans les conditions actuelles n'appartient pas à l'intervalle qui caractérise notre cas dont les deux limites varient entre 370 et 730 kcal/h.m²°C (Annexe 2) ou d'une autre façon la valeur trouvée en utilisant les données actuelles du réfrigérant E112 est inférieure à la valeur minimale ce qui montre le mauvais état du réfrigérant. On constate que la résistance d'encrassement est importante soit à l'intérieur ou à l'extérieur des tubes du réfrigérant E112, il n'y a aucun doute qu'il nécessite un nettoyage

Recommandations

Pour réduire le phénomène d'encrassement, nous suggérons :

Le réfrigérant à eau du solvant lourd E112 :

- Respecter le débit de soutirage de solvant lourd et le débit d'eau, pour mieux suivre le phénomène d'encrassement encours du temps.
- Réaliser un nettoyage (chimique et physique) de réfrigérant E112 pendant chaque arrêt programmé.
- Placer des indicateurs de débit, température et pression à l'entrée et à la sortie du réfrigérant.
- Placer un autre réfrigérant en parallèle avec le réfrigérant E112 dont le but est de remplacer le précédent dans le fonctionnement tandis que ce dernier doit subir un nettoyage. Cette procédure opérationnelle de mettre deux réfrigérant en parallèle dans le circuit à une grande importance car elle permet d'éviter le risque apporté par ce problème, elle donne le choix entre les deux en tous temps en évitant ainsi de revenir à arrêter la marche du circuit comme une solution unique. Elle permet aussi d'éviter l'évolution de ce mauvais état de marche qui pourra être la cause principale de plusieurs conséquences.

L'aéroréfrigérant à air du solvant lourd E112-AR

- Redressement des ailettes pour permettre la circulation de l'air.
- Nettoyage mécanique et/ou chimique selon nécessite.
- Changement des deux moteurs d'aéroréfrigérant si nécessaire.
- Placer des indicateurs de débit, de température et de pression à l'entré et à la sortie de l'aéroréfrigérant.
- Changement de la deuxième cellule de l'aéroréfrigérant E112-AR.

Eau de refroidissement

- Rinçage à contre courant tous le circuit de refroidissement et réfrigérants.
- L'ajustement de l'injection des produits chimiques dans le circuit d'eau de refroidissement pour atteindre l'objectif.

Remerciements

Je dois tout d'abord remercier le bon Dieu, pour m'avoir donné la santé la force et la patience pour accomplir ce travail.

*Le moment est venu d'exprimer toute ma reconnaissance à mon promoteur monsieur **ELHADI Djamel**, maître de conférence à l'université de Blida-1, de m'avoir fait confiance et puis pour sa disponibilité, sa patience, son suivi constant de ce travail.*

*Je tiens à remercier très sincèrement mon encadreur monsieur **MAALEG Mohamed Amine**, pour ces conseils précieux durant le mémoire, et pour toute l'aide qu'il m'a apportée.*

*Mes remerciements vont aussi au professeur **ISSAADI Rachid**, responsable de ma spécialité pour ses conseils et l'aide qu'il m'a apportée.*

J'adresse mes plus sincères remerciements à mes parents et toute ma famille et mes amis et tous les collègues.

Finalement je tiens à remercier chaleureusement tous les enseignants du département de génie des procédés, et tous qui ont participé de près ou de loin pour accomplir ce travail.

Dédicaces

Je dédis ce modeste travail à :

*Mes chers parents pour leurs soutiens et leurs encouragements durant
toute ma carrière d'étude.*

Mes frères,

Mes sœurs,

Toute ma grande famille,

A tous les étudiants de génie des procédés,

Ainsi qu'à tous mes amis et tous qui me connaissent.

Résumé

Dans ce travail, nous nous sommes intéressés au suivi de la résistance d'encrassement du circuit de solvant lourd dans le réfrigérant E112 de la raffinerie d'Alger, qui traite le pétrole brut provenant de Hassi Massoud mélangé avec de condensat de Hassi R'mel.

En faisant un bilan thermique pour connaître l'effet ou l'influence du mauvais état des tubes sur le rendement des équipements, et en calculant les coefficients de transfert global dans le cas propre et dans le cas sale, ainsi que la résistance d'encrassement.

On constate que l'aéroréfrigérant fonctionne avec un rendement de 44,38 % et une efficacité de 0,46, ce qui dénote que la capacité thermique actuelle de l'aéroréfrigérant est inférieure à celle du design, et le réfrigérant fonctionne avec une efficacité de 0,31.

La résistance d'encrassement soit à l'intérieur ou à l'extérieur des tubes du réfrigérant E112 en fonctionnement est pratiquement plus grande que celle qui devrait exister ($R_{se} = 6,65 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{°C} \cdot \text{W}^{-1}$ et $R_{si} = 5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{°C} \cdot \text{W}^{-1}$), il n'ya aucun doute qu'il nécessite un nettoyage.

Mots clés

Solvant lourd ; Echange de chaleur ; Réfrigérant ; Encrassement des échangeurs ; Résistance d'encrassement.

Abstract

In this work, we were interested about following the resistance of heavy solvent circuit in the coolant E112 in the Algerian refinery that processing the crude oil from Hassi Massoud mixed with the condensate of Hassi R'mel.

By making a heat balance to see the effect or the influence of the bad condition of the tub on the performance of the aquipment and calculating the overall heat transfer coefficients in the own case and in the sal cas and also the resistance to fouling.

We see that the cooling tower operates with a yield of 44,38% and an efficiency of 0,46 denoting that the current heat capacity of the cooling tower is smaller the design and the refrigerant operates with an efficiency of 0,31.

Resistance to soiling, either inside or outside of the tubes in the refrigerant E112 operating is substantailly greater than that which should exixt ($R_{se} = 6,65 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{°C} \cdot \text{W}^{-1}$ and $R_{si} = 5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{°C} \cdot \text{W}^{-1}$), there is no doubt that it needs cleaning.

Key words

Heavy solvent ; Heat exchange ; Refrigerant ; Fouling of heat exchangers, Fouling resistance.

ملخص

في هذا العمل، ونحن مهتمون عن بعد مقاومة الدائرة المذيبيات الثقيلة في E112 المبرد في مصفاة الجزائر التي تعالج النفط الخام من حاسي مسعود مختلطة مع المكثفات من حاسي الرمل. من خلال جعل التوازن الحراري لمعرفة تأثير أو نفوذ حالة سيئة من الحوض على أداء وحساب معاملات نقل الحرارة الشاملة في القضية الخاصة والاكاديمية في سال وأيضا مقاومة للقاذورات. ونحن نرى أن برج التبريد يعمل مع العائد من 44,38% وكفاءة 0,46 تدل على أن السعة الحرارية الحالية للبرج التبريد هي أصغر تصميم والتبريد يعمل مع كفاءة 0,31. مقاومة الاتساح، سواء داخل أو خارج الأنابيب في تشغيل المبردات E112 أكبر من تلك التي يجب ($R_{se} = 6,65 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{°C} \cdot \text{W}^{-1}$ et $R_{si} = 5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{°C} \cdot \text{W}^{-1}$), ليس هناك شك في أنه يحتاج إلى التنظيف.

الكلمات المفتاحية

مذيبيات الثقيلة. التبادل الحراري. المبردات. قاذورات المبادلات الحرارية، قاذورات المقاومة.

Table des matières

Résumé.....	III
Table des matières	VI
Introduction.....	1
Chapitre I Description du circuit de refroidissement de solvant lourd de la raffinerie d'Alger	
I.1 Introduction.....	3
I.2 Présentation de la raffinerie d'Alger.....	3
I.3 Description des installations.....	4
I.3.1 Fonctionnement général des installations.....	4
I.3.2 Installation existantes.....	4
I.4 Aperçu général sur le schéma des unités de production.....	5
I.4.1 Unité de distillation atmosphérique du brut «unité 100 : Topping ».....	5
I.4.2 Unité de reforming catalytique « unité 200 : Platforming ».....	6
I.4.3 Unité de traitement de gaz « unité 300 : Gaz-Plant ».....	7
I.5 Unité de distillation atmosphérique (Topping).....	8
I.5.1 Section de préchauffe.....	8
I.5.2 Processus de distillation.....	9
I.6 Circuit de solvant lourd.....	10
Chapitre II Echangeurs de chaleur	
II.1 Introduction.....	12
II.2 Principe de fonctionnement.....	12
II.3 Principe de réalisation technologique et mode de circulation.....	12

II.3.1	Circulation à co-courant.....	12
II.3.2	Circulation à contre-courant.....	13
II.3.3	Circulation à courant croisés.....	13
II.4	Critères de classement des échangeurs.....	14
II.4.1	Classement technologique.....	14
II.4.2	Classement suivant le mode de transfert de chaleur.....	14
II.4.3	Classement suivant le procédé de transfert de chaleur.....	14
II.4.4	Classement fonctionnel.....	15
II.4.5	Classement suivant la compacité de l'échangeur.....	15
II.4.6	Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange.....	15
II.5	Différents types d'échangeurs de chaleur.....	15
II.5.1	Echangeurs tubulaires.....	15
II.5.2	Echangeurs à plaques.....	16
II.6	Echangeurs tubulaires à faisceau et calandre.....	17
II.7	Téchnologie des aéroréfrigérants.....	19
II.7.1	Définition d'un aéroréfrigérant.....	19
II.7.2	Types des aéroréfrigérants.....	19
II.7.3	Description des aéroréfrigérants.....	19
II.7.4	Avantages et inconvénients d'un aéroréfrigérant.....	20
II.8	Calcul sur les échangeurs de chaleur.....	21
II.8.1	Coefficient global de transfert de chaleur.....	21
II.8.2	Méthodes de calcul.....	22

Chapitre III Phénomène d'encrassement

III.1	Introduction.....	25
III.2	Définition de l'encrassement.....	25
III.3	Classification des différents types d'encrassement.....	26
III.3.1	Encrassement particulaire.....	26
III.3.2	Encrassement par entartrage.....	27
III.3.3	Encrassement par corrosion.....	27
III.3.4	Encrassement biologique.....	28
III.3.5	Encrassement par réaction chimique.....	29
III.3.6	Encrassement par solidification.....	30
III.4	Apparition et développement de l'encrassement.....	30
III.4.1	Initiation.....	30
III.4.2	Transport des particules dans le fluide jusqu'au voisinage de la paroi.....	30
III.4.3	Adhésion des particules.....	30
III.4.4	Réentraînement de particules déposées.....	30
III.4.5	Vieillessement du dépôt.....	31
III.5	Résistance thermique d'encrassement.....	31
III.6	Cinétique d'encrassement.....	32
III.6.1	Cinétique asymptotique.....	33
III.6.2	Cinétique affine.....	33
III.6.3	Cinétique en racine carrée.....	33
III.6.4	Cinétique quadratique.....	33
III.7	Prévention de l'encrassement.....	34

III.7.1 Procédés mécaniques pour les liquides.....	34
III.7.2 Procédés mécaniques pour les gaz.....	34
III.7.3 Procédés chimiques de traitement de l'eau.....	34
II.8 Paramètres influençant l'encrassement.....	35
III.8.1 La vitesse d'écoulement du fluide d'alimentation.....	35
III.8.2 Température de la surface d'échange de chaleur.....	35
III.8.3 Concentration du précurseur.....	35
III.8.4 Présence de l'oxygène et du soufre.....	35
III.8.5 Nature et matériaux de construction de la surface.....	36
III.9 Conséquences de l'encrassement.....	36

Chapitre IV Partie calcul

IV.1 les données de départ.....	38
IV.2 Vérification du design.....	39
IV.2.1 Aéroréfrigérant E112-Ar.....	39
IV.2.2 Réfrigérant E112.....	43
IV.3 Calcul du bilan thermique actuel.....	49
IV.3.1 Aéroréfrigérant E112-Ar.....	49
IV.3.2 Réfrigérant E112.....	52
IV.4 Discussion des résultats.....	58
IV.4.1 Vérification du design.....	58
Conclusion et recommandation.....	60
Bibliographie.....	62
Annexe.....	67

Liste des figures

Figure I.1 : Schéma de l'unité de distillation atmosphérique (unité 100).....	5
Figure I.2 : Schéma de l'unité de reforming catalytique (unité 200).....	6
Figure I.3 : Schéma de l'unité de Gaz-Plant (unité 300).....	7
Figure I.4 : Schéma du circuit préchauffe.....	9
Figure I.5 : Schéma de la colonne de distillation C-101.....	10
Figure I.6 : Schéma du circuit de solvant lourd.....	11
Figure II.1 : Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire co-courant.....	13
Figure II.2 : Evolution qualitatives des températures dans un échangeur tubulaire ou à plaques à contre courant.....	13
Figure II.3 : Exemples d'échangeurs à courants croisés.....	14
Figure II.4 : Les différents types d'échangeurs tubulaires.....	16
Figure II.5 : Echangeur à plaques brasées : assemblage de plaques.....	17
Figure II.6 : Echangeur à tubes et calandre : principales technologies à boîte fixe, boîte flottante et à tube en U.....	18
Figure II.7 : Divers constituants d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre.....	19
Figure III.1 : L'encrassement dans un échangeur tubulaire.....	26
Figure III.2 : Entartrage d'une chaudière à tube de fumée (P= 15 bars).....	27
Figure III.3 : Importante corrosion.....	28
Figure III.4 : Dépôt de slime bactérien, hydrocarbures et oxydes métalliques dans un échangeur de chaleur eau hydrocarbures (raffinerie de pétrole).....	29
Figure III.5 : Représentation schématique des phases de dépôt et de réentraînement de l'encrassement dans le cas d'un liquide.....	31

Liste des tableaux

Tableau II.1 : Avantages des aéroréfrigérants.....	20
Tableau II.2 : Inconvénients des aéroréfrigérants.....	21
Tableau IV.1 : Les données actuelles et design de l'aéroréfrigérant E112-Ar.....	38
Tableau IV.2 : Les données actuelles et design de réfrigérant.....	38
Tableau IV.3 : Caractéristiques physiques du solvant lourd.....	39
Tableau IV.4 : Caractéristiques physiques de l'air.....	39
Tableau IV.5 : Dimensions de l'aéroréfrigérant E112-Ar.....	39
Tableau IV.6 : Les données du réfrigérant E112 (coté tube / coté calandre).....	43
Tableau IV.7 : Dimension de réfrigérant E112.....	43
Tableau IV.8 : Résumé des résultats de calcul du design de l'aéroréfrigérant E112-AR.....	48
Tableau IV.9 : Résumé des résultats de calcul du design du réfrigérant E112.....	49
Tableau IV.10 : Résumé des résultats de calcul du cas actuel de l'aéroréfrigérant.....	57
Tableau IV.11 : Résumé des résultats de calcul du design du réfrigérant E112.....	57

Nomenclature

A : Surface d'échange	(m ²)
A _e : Surface d'échange extérieure	(m ²)
A _i : Surface d'échange intérieure	(m ²)
C _p : Chaleur spécifique à pression constante	(J. Kg ⁻¹ . °C ⁻¹)
D _e : Diamètre extérieur de la calandre	(m)
D _i : Diamètre intérieur de la calandre	(m)
G _{air} : Débit volumique	(m ³ . s ⁻¹)
L : Longueur des tubes	(m)
Q : Quantité de chaleur	(KJ. h ⁻¹)
R : Résistance globale	(m ² . °C.W ⁻¹)
R _{cond} : Résistance à la conduction dans la paroi	(m ² . °C.W ⁻¹)
R _s : Résistance totale d'encrassement	(m ² . °C.W ⁻¹)
R _{si} : Résistance due au film d'encrassement déposé sur la surface intérieure	(m ² . °C.W ⁻¹)
R _{se} : Résistance due au film d'encrassement déposé sur la surface extérieure	(m ² . °C.W ⁻¹)
S _p : Section de passage du fluide	(m ²)
T _{ec} : Température d'entrée du fluide chaud	(°C)
T _{sc} : Température de sortie du fluide chaud	(°C)
T _{ef} : Température d'entrée du fluide froid	(°C)
T _{sf} : Température de sortie du fluide froid	(°C)
U : Coefficient de transfert global propre	(W. m ⁻² . °C ⁻¹)
U _s : Coefficient de transfert global sale	(W. m ⁻² . °C ⁻¹)

U_{se} : Coefficient d'échange global si le calcul basé sur la surface extérieur	$(W. m^{-2}. ^\circ C^{-1})$
U_{si} : Coefficient d'échange global si le calcul basé sur la surface intérieur	$(W. m^{-2}. ^\circ C^{-1})$
V : Vitesse d'écoulement du fluide	$(m. s^{-1})$
d_e : Diamètre extérieur des tubes du réfrigérant E112	(m)
d_h : Diamètre hydraulique	(m)
d_i : Diamètre intérieur des tubes du réfrigérant E112	(m)
d_1 : Diamètre intérieur des tubes de l'aéroréfrigérant E112-AR	(m)
d_2 : Diamètre extérieur des tubes de l'aéroréfrigérant E112-AR	(m)
h_e : Coefficient du filme extérieur	$(W.m^{-2}. ^\circ C^{-1})$
h_i : Coefficient du filme intérieur	$(W.m^{-2}. ^\circ C^{-1})$
k : Conductivité thermique	$(W. m^{-1}. ^\circ C^{-1})$
n_t : Nombre des tubes	
ΔTLM : Différence de température logarithmique moyenne	$(^\circ C)$
ε : facteur correctif	
ε : L'efficacité de l'échangeur	
\dot{m} : Débit massique	$(Kg. h^{-1})$
$(\dot{m} Cp)_{min}$: La capacité thermique la plus petite entre le fluide chaud et le fluide froid	
ρ : La masse volumique de solvant lourd	$(Kg. m^{-3})$
μ : La viscosité dynamique du solvant lourd	$(Kg. m^{-1}. s^{-1})$
Nu : Le nombre de Nusselt	
Pr : Le nombre de Prandlt	
Re : Le nombre de Reynolds	

IV Partie calcule

Dans le but d'évaluer l'ampleur de cet encrassement au niveau de l'échangeur E112, on a procédé aux étapes de calcul suivantes :

- 1- Vérification des données de design pour l'aéroréfrigérant E112-Ar et le réfrigérant E112.
- 2- Calcul du bilan thermique du circuit en utilisant les données de marche actuelles.
- 3- Evaluation du coefficient de transfert propre et sale du réfrigérant E112.

Pour mieux analyser le problème, nous faisons une comparaison entre les conditions d'exploitation du circuit de solvant lourd dans le cas du design et dans le cas actuel.

Ce chapitre est consacré à la vérification des performances des différents échangeurs constituant le circuit de refroidissement du solvant lourd.

Généralement, deux types de calcul thermique sont envisageables pour la caractérisation des échangeurs :

- 1- Détermination la surface d'échange connaissant les puissances échangée, les débits des fluides et les températures d'entrée et de sortie des deux fluides.
- 2- Vérification les performances d'un échangeur existant connaissant sa configuration géométrique.

Les échangeurs qui composent le circuit de refroidissement de solvant lourd sont ici du type liquide-liquide et du type aéroréfrigérant. Nous allons vérifier dans ce qui suit leur véritable performance en tenant compte des dimensions de ces appareils.

IV.1 Données de départ

Les tableaux (IV.1, IV.2) présentent les informations relatives à l'aéroréfrigérant E112-Ar et au réfrigérant E112.

Tableau IV.1 : Les données actuelles et design de l'aéroréfrigérant E112-Ar

Fluide circulant	Solvant lourd	
	Réel	design
Débit massique (Kg. h ⁻¹)	56051	48080
Température d'entrée de solvant lourd (°C)	110	165
Température de sortie de solvant lourd (°C)	66	49

On remarque d'après le tableau (IV.1) une différence sur le débit du solvant lourd qui est supérieur au débit prévu par le design, en revanche la température de sortie du solvant dans l'aéroréfrigérant est plus grande que lors du design. La température d'entrée du solvant lourd dans l'aéroréfrigérant est plus petite dans les conditions réelles que lors du design.

Tableau IV.2 : Les données actuelles et design de réfrigérant

	Données réelles	design
Débit de solvant lourd (Kg. h ⁻¹)	56051	48080
Débit d'eau (m ³ .h ⁻¹)	25	33,112
Température d'entrée de solvant lourd (°C)	66	49
Température de sortie de solvant lourd (°C)	53	38
Température d'entrée d'eau (°C)	24	25
Température de sortie d'eau (°C)	36	33
Nombre de passe	1	

On remarque le tableau (IV.2) une différence sur le débit du solvant lourd qui est supérieur au débit prévu par le design, en revanche les températures d'entrée et de sortie du solvant lourd est plus grande que lors du design, les température d'entrée et de sortie d'eau dans les deux cas sont proches.

IV.2 Vérification du design

IV.2.1 Aéroréfrigérant E112-Ar

Pour la vérification des performances de l'aéroréfrigérant E112-AR dans le cas de design, il y a lieu d'évaluer connaissant les dimensions de l'échangeur :

- La puissance calorifique échangée.
- Les débits massiques des deux fluides.
- La différence de température logarithmique moyenne.
- La surface d'échange
- Le coefficient global de transfert de chaleur.

Tableau IV.3 : Caractéristiques physiques du solvant lourd

Température d'entrée (°C)	165
Température de sortie (°C)	49
Le débit massique (Kg. h ⁻¹)	48080
La densité (Kg. m ⁻³)	755
La chaleur massique (KJ.Kg ⁻¹ . °C ⁻¹)	1,89

Tableau IV.4 : Caractéristiques physiques de l'air

Température d'entrée (°C)	30,5
Température de sortie (°C)	48
La masse volumique de l'air à t = 0°C (Kg. m ⁻³)	1,293
La chaleur massique (KJ.Kg ⁻¹ . °C ⁻¹)	1,005

Tableau IV.5 : Dimensions de l'aéroréfrigérant E112-Ar

Diamètre intérieur des tubes d ₁ (m)	0,01966
Diamètre extérieur des tubes d ₂ (m)	0,0254
Pas des tubes (m)	0,05715
Hauteur des ailettes (m)	0,01587
Pas des ailettes (m)	0,00309
Épaisseur moyenne de l'ailette (m)	0,00254
Diamètre extérieure des ailettes d ₃ (m)	0,05715
Nombres de tubes n _t	126
Longueur des tubes L (m)	9,114

1- Calcul de la charge thermique de l'aéroréfrigérant :

Le calcul de la charge thermique s'effectue comme suit :

$$Q = \dot{m}_{sl} c_{p_{sl}} (T_{ec} - T_{sc}) \quad (IV.1)$$

Où :

Q : La quantité de chaleur cédée par le solvant lourd, (KJ. h⁻¹).

T_{ec}, T_{sc} : Les températures d'entrée et de sortie de solvant lourd, (°C).

\dot{m}_{sl} : Le débit massique du solvant lourd, (Kg. h⁻¹).

c_{p_{sl}} : La chaleur spécifique de solvant lourd, (KJ. Kg⁻¹. °C⁻¹).

AN : $Q = 48080 \times 1,89 \times (165 - 49) = 1,05 \cdot 10^7 \text{ KJ. h}^{-1}$

$$Q = 1,05 \cdot 10^7 \text{ KJ. h}^{-1}$$

$$Q = 2,5 \cdot 10^6 \text{ Kcal. h}^{-1}$$

2- Calcul du débit massique et volumique d'air :

Connaissant la charge thermique, on peut calculer le débit massique de l'air supposons que n'y a pas de perte selon la formule :

$$Q = \dot{m}_{sl} c_{p_{sl}} (T_{ec} - T_{sc}) = \dot{m}_{air} c_{p_{air}} (T_{sf} - T_{ef}) \quad (IV.2)$$

Donc :
$$\dot{m}_{air} = \frac{Q}{c_{p_{air}} (T_{sf} - T_{ef})}$$

Où :

Q : la quantité de chaleur cédée par le solvant lourd, (KJ. h⁻¹).

c_{p_{air}} : la chaleur spécifique de l'air, (KJ. Kg⁻¹. °C⁻¹).

T_{ef}, T_{sf} : les températures d'entrée et de sortie de l'air (°C).

AN :
$$\dot{m}_{air} = \frac{1,05 \times 10^7}{1,005 \times (48 - 30,5)} = 597014,9 \text{ Kg. h}^{-1}$$

$$\dot{m}_{\text{air}} = 597014,9 \text{ Kg. h}^{-1}$$

La densité de l'air à la température de $30,5 \text{ °C} = 303,65 \text{ K}$:

$$\rho_{\text{air}} = \frac{\rho_0 T_0}{T_{\text{air}}} = \frac{1,293 \times 273,15}{303,65} = 1,163 \text{ Kg. m}^{-3}$$

$$\rho_{\text{air}} = 1,163 \text{ Kg. m}^{-3}$$

Le débit volumique :

$$G_{\text{air}} = \frac{\dot{m}_{\text{air}}}{3600 \times \rho_{\text{air}}} \quad (\text{IV.3})$$

AN :

$$G_{\text{air}} = \frac{597014,9}{3600 \times 1,163} = 142,59 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$G_{\text{air}} = 142,59 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

3- Calcul de la différence de température logarithmique moyenne (ΔTLM) :

Air : Température d'entrée (T_{ef})

Température de sortie (T_{sf})

Solvant lourd : Température d'entrée (T_{ec})

Température de sortie (T_{sc})

$$T_{\text{ef}} = 30,5 \text{ °C} \quad \longrightarrow \quad T_{\text{sf}} = 48 \text{ °C}$$

$$T_{\text{sc}} = 49 \text{ °C} \quad \longleftarrow \quad T_{\text{ec}} = 165 \text{ °C}$$

Alors :

$$\Delta\text{TLM} = \frac{(T_{\text{ec}} - T_{\text{sf}}) - (T_{\text{sc}} - T_{\text{ef}})}{\ln \frac{(T_{\text{ec}} - T_{\text{sf}})}{(T_{\text{sc}} - T_{\text{ef}})}} \quad (\text{IV.4})$$

AN :

$$\Delta\text{TLM} = \frac{(165 - 48) - (49 - 30,5)}{\ln \frac{(165 - 48)}{(49 - 30,5)}} = 53,4 \text{ °C}$$

$$\Delta\text{TLM} = 53,4 \text{ °C}$$

Calcul de $\Delta TLM_{\text{corrigé}}$:

$$E = \frac{T_{\text{sf}} - T_{\text{ef}}}{T_{\text{ec}} - T_{\text{ef}}} \quad (\text{IV.5})$$

$$R = \frac{T_{\text{ec}} - T_{\text{sc}}}{T_{\text{sf}} - T_{\text{ef}}} \quad (\text{IV.6})$$

$$\text{AN :} \quad E = \frac{48 - 30,5}{165 - 30,5} = 0,13 \quad R = \frac{165 - 49}{48 - 30,5} = 6,63$$

Et d'après l'annexe (02) on trouve que $\varepsilon = 0,98$ et donc :

$$\Delta TLM_{\text{corrigé}} = \varepsilon \times \Delta TLM \quad (\text{IV.7})$$

$$\Delta TLM_{\text{corrigé}} = 0,94 \times 53,4$$

$$\Delta TLM_{\text{corrigé}} = 52,33 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4- Calcul de la surface d'échange :

$$A = n_t \times \pi \times d_2 \times L \quad (\text{IV.8})$$

$$\text{AN :} \quad A = 126 \times \pi \times 0,0254 \times 9,114 = 91,63 \text{ m}^2$$

$$A = 91,63 \text{ m}^2$$

5- Calcul du coefficient d'échange global rapporté sur la surface externe du tube :

$$Q = U \times A \times \Delta TLM_{\text{corrigé}} \quad (\text{IV.9})$$

$$U = \frac{Q}{A \times \Delta TLM_{\text{corrigé}}}$$

$$\text{AN :} \quad U = \frac{1,05 \times 10^7}{91,63 \times 52,33} = 2189,69 \text{ KJ. h}^{-1} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$$

$$U = 2189,69 \text{ KJ. h}^{-1} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$$

$$U = 608 \text{ W. m}^{-2} \cdot \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$$

Ce coefficient on l'appellera coefficient propre, est obtenu dans les conditions propres sans résistance d'encrassement.

IV.2.2 Réfrigérant E112

Les données de départ :

Tableau IV.6 : Les données du réfrigérant E112 (coté tube / coté calandre)

	Coté calandre	coté tube
Fluide circulant	Solvant lourd	eau
Débit entrant	48080 (Kg. h ⁻¹)	33,112 (m ³ . h ⁻¹)
Température d'entrée (°C)	49	25
Température de sortie (°C)	38	33

Tableau IV.7 : Dimension de réfrigérant E112

Nombre des tubes n _t	200
Diamètre extérieur des tubes d _e (mm)	19,1
Diamètre intérieur des tubes d _i (mm)	15,2
Diamètre extérieur de la calandre D _e (mm)	600
Diamètre intérieur de la calandre D _i (mm)	584
Longueur des tubes (m)	6,096
Surface par unité (m ²)	126,348
Surface par calandre (m ²)	126,348
Pas (mm)	25,4

1- Calcul de la charge thermique de réfrigérant :

Le calcul de la charge thermique s'effectue comme suit :

$$Q = \dot{m}_{sl} c_{p_{sl}} (T_{ec} - T_{sc})$$

$$Q = 48080 \times 1,89 \times (49 - 38)$$

$$Q = 9,99.10^5 \text{ KJ. h}^{-1}$$

$$Q = 2,38.10^5 \text{ Kcal. h}^{-1}$$

2- Calcul de la différence de température moyenne ΔTLM :

$$\Delta TLM = \frac{(T_{ec} - T_{sf}) - (T_{sc} - T_{ef})}{\ln \frac{(T_{ec} - T_{sf})}{(T_{sc} - T_{ef})}}$$

$$\text{AN : } \Delta\text{TLM} = \frac{(49-33)-(38-25)}{\ln\left(\frac{49-33}{38-25}\right)} = 14,44 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta\text{TLM} = 14,44^\circ\text{C}$$

Calcul de $\Delta\text{TLM}_{\text{corrigé}}$:

$$E = \frac{T_{\text{sf}} - T_{\text{ef}}}{T_{\text{ec}} - T_{\text{ef}}} \quad \text{et} \quad R = \frac{T_{\text{ec}} - T_{\text{sc}}}{T_{\text{sf}} - T_{\text{ef}}}$$

$$E = \frac{33-25}{49-25} = 0,33 \quad \text{et} \quad R = \frac{49-38}{33-25} = 1,375$$

Et d'après l'annexe (01) on trouve que $\varepsilon = 0,92$ et donc :

$$\Delta\text{TLM}_{\text{corrigé}} = \varepsilon \times \Delta\text{TLM} = 0,92 \times 14,44$$

$$\Delta\text{TLM}_{\text{corrigé}} = 13,28 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3- Calcul de la surface d'échange :

$$A = n_t \times \pi \times d_e \times L$$

$$\text{AN : } A = 200 \times \pi \times 19,1 \times 10^{-3} \times 6,096 = 73,15 \text{ m}^2$$

$$A = 73,15 \text{ m}^2$$

4- Calcul du coefficient d'échange global :

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + R_{\text{cond}} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (\text{IV.10})$$

Supposons le calcul basé sur la surface extérieur des tubes $A = A_e$:

$$R = \frac{1}{U_e} = \frac{A_e}{h_i A_i} + A_e R_{\text{cond}} + \frac{1}{h_e} \quad (\text{IV.11})$$

$$U_e = \frac{1}{\frac{1}{h_i} \times \frac{d_e}{d_i} + \frac{d_e}{2} \times \frac{\ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{k} + \frac{1}{h_e}} \quad (\text{IV.12})$$

4-1 Calcul du coefficient de convection côté calandre :

Les données suivantes permettent d'évaluer le coefficient de convection côté calandre :

- La masse volumique de solvant lourd : $\rho = 755 \text{ Kg. m}^{-3}$
- La chaleur massique de solvant lourd : $C_p = 1,89 \text{ KJ. Kg}^{-1}. ^\circ\text{C}^{-1}$
- La viscosité dynamique du solvant lourd : $\mu = 7,55.10^{-4} \text{ Kg. m}^{-1}. \text{s}^{-1}$
- La conductivité thermique du solvant lourd : $k_{sl} = 0,123 \text{ W. m}^{-1}. ^\circ\text{C}^{-1}$
- La vitesse d'écoulement à l'extérieur des tubes $V = 0,48 \text{ m. s}^{-1}$

Calcul la section de passage du fluide coté calandre S_p :

$$S_p = \frac{\pi \times D_i^2}{4} - n_t \times \frac{\pi \times d_e^2}{4} \quad (\text{IV.13})$$

Avec :

n_t : nombre des tubes.

D_i : diamètre intérieur de la calandre, (m).

d_e : diamètre extérieur des tube, (m).

$$\text{AN :} \quad S_p = \frac{\pi \times 0,584^2}{4} - 200 \times \frac{\pi \times (19,1 \times 10^{-3})^2}{4} = 0,21 \text{ m}^2$$

$$S_p = 0,21 \text{ m}^2$$

Calcul de diamètre hydraulique d_h :

$$d_h = \frac{4 \times S_p}{\pi \times D_i + n_t \times \pi \times d_e} \quad (\text{IV.14})$$

$$\text{AN :} \quad d_h = \frac{4 \times 0,21}{\pi \times 0,584 + 200 \times \pi \times 19,1 \times 10^{-3}} = 0,06 \text{ m}$$

Le nombre de Reynolds est ensuite obtenu par son expression:

$$\text{Re} = \frac{\rho V d_h}{\mu} \quad (\text{IV.15})$$

$$\text{AN :} \quad \text{Re} = \frac{755 \times 0,48 \times 0,06}{7,55 \times 10^{-4}} = 28800 > 2300$$

Le régime est donc turbulent.

Le nombre de Prandlt côté calandre est :

$$\text{Pr} = \frac{C_p \mu}{k}$$

$$\text{Pr} = \frac{1890 \times 7,55 \times 10^{-4}}{0,123} = 11,6$$

Le nombre de Nusselt permettra de tirer le coefficient de convection. Puisque l'écoulement est turbulent dans notre cas, la corrélation la plus utilisé est :

$$\text{Nu} = 0,023 \times \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,3} \quad (\text{IV.16})$$

$$\text{AN :} \quad \text{Nu} = 0,023 \times (28800)^{0,8} (11,6)^{0,3} = 177,24$$

Finalement le coefficient de convection côté calandre est obtenu par :

$$h_e = \frac{\text{Nu} \times k}{d_h} \quad (\text{IV.17})$$

$$\text{AN :} \quad h_e = \frac{177,24 \times 0,123}{0,06} = 363,34 \text{ W. m}^{-2} \cdot \text{°C}^{-1}$$

$$h_e = 363,34 \text{ W. m}^{-2} \cdot \text{°C}^{-1}$$

4-2 Calcul du coefficient de convection côté tubes :

Les données suivantes permettent d'évaluer le coefficient de convection côté tubes :

- La masse volumique de l'eau: $\rho = 1000 \text{ Kg. m}^{-3}$
- La chaleur massique de l'eau : $C_p = 4,18 \text{ KJ. Kg}^{-1} \cdot \text{°C}^{-1}$
- La viscosité dynamique de l'eau : $\mu = 8,52 \cdot 10^{-4} \text{ Kg. m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$
- La conductivité thermique de l'eau : $k = 0,5 \text{ W. m}^{-1} \cdot \text{°C}^{-1}$

Calcul de la vitesse d'écoulement de l'eau :

$$V = \frac{G}{S_p \times n_t} = \frac{G}{\frac{\pi \times d_i^2}{4} \times n_t} \quad (\text{IV.18})$$

Où :

G : le débit volumique de l'eau ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)

$$\text{AN : } V = \frac{33,112}{3600 \times \frac{\pi \times (15,2 \times 10^{-3})^2}{4} \times 200} = 0,25 \text{ m. s}^{-1}$$

Le nombre de Reynolds est ensuite obtenu par son expression :

$$\text{Re} = \frac{\rho V d_i}{\mu}$$

$$\text{AN : } \text{Re} = \frac{1000 \times 0,25 \times 15,2 \times 10^{-3}}{8,52 \times 10^{-4}} = 4460 > 2300$$

Le régime est donc turbulent.

Le nombre de Prandlt côté tubes est :

$$\text{Pr} = \frac{c_p \mu}{k}$$

$$\text{Pr} = \frac{4180 \times 8,52 \times 10^{-4}}{0,5} = 7,12$$

Le nombre de Nusselt permettra de tirer le coefficient de convection. Puisque l'écoulement est turbulent dans notre cas, la corrélation la plus utilisée est :

$$\text{Nu} = 0,023 \times \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4}$$

$$\text{AN : } \text{Nu} = 0,023 \times (4460)^{0,8} (7,12)^{1/3} = 41,9$$

Finalement le coefficient de convection côté tubes est obtenu par :

$$h_i = \frac{\text{Nu} \times k}{d_i} = \frac{41,9 \times 0,5}{15,2 \times 10^{-3}} = 1378 \text{ W. m}^{-2} \cdot \text{°C}^{-1}$$

$$h_i = 1378 \text{ W. m}^{-2} \cdot \text{°C}^{-1}$$

Donc on calcul du coefficient d'échange global :

$$U_e = \frac{1}{\frac{1}{h_i} \times \frac{d_e}{d_i} + \frac{d_e}{2} \times \frac{\ln \frac{d_e}{d_i}}{k} + \frac{1}{h_e}}$$

La conductivité thermique de l'acier est : $k = 50 \text{ W. m}^{-1} \cdot \text{°C}$

$$\text{AN : } U_e = \frac{1}{\frac{1}{1378} \times \frac{19,1}{15,2} + \frac{19,1 \times 10^{-3}}{2} \times \frac{\ln \frac{19,1}{15,2}}{50} + \frac{1}{363,34}} = 270 \text{ W. m}^{-2} \cdot \text{°C}^{-1}$$

$$U_e = 270 \text{ W. m}^{-2} \cdot \text{°C}^{-1}$$

Ce coefficient on l'appellera coefficient propre est obtenu dans les conditions propre.

Si on suppose le calcul basé sur la surface intérieur des tubes $A = A_i$:

$$R = \frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i} + A_i R_{\text{cond}} + \frac{A_i}{h_e A_e}$$

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{d_i}{2} \times \frac{\ln \frac{d_e}{d_i}}{k} + \frac{1}{h_e} \times \frac{d_i}{d_e}}$$

$$\text{AN : } U_i = \frac{1}{\frac{1}{1378} + \frac{15,2 \times 10^{-3}}{2} \times \frac{\ln \frac{19,1}{15,2}}{50} + \frac{1}{363,34} \times \frac{15,2}{19,1}} = 338,9 \text{ W. m}^{-2} \cdot \text{°C}^{-1}$$

$$U_i = 338,9 \text{ W. m}^{-2} \cdot \text{°C}^{-1}$$

Dans les deux cas précédents de calcul pour la vérification des valeurs données par le design soit pour l'aéroréfrigérant E112-AR ou pour le réfrigérant à eau E112, les résultats obtenus sont résumés dans les tableaux (IV.8, IV.9).

Tableau IV.8 : Résumé des résultats de calcul du design de l'aéroréfrigérant E112-AR

La puissance échangée (KJ. h ⁻¹)	1,5.10 ⁷
Le débit volumique d'air (m ³ . s ⁻¹)	142,59
ΔTLM (°C)	53,4
ΔTLM _{corrigé} (°C)	52,33
La surface d'échange (m ²)	91,63
Le coefficient de transfert (W. m ⁻² . °C ⁻¹)	608

Tableau IV.9 : Résumé des résultats de calcul du design du réfrigérant E112

La puissance échangée (KJ. h ⁻¹)	9,99.10 ⁵
ΔTLM (°C)	14,44
$\Delta TLM_{\text{corrigé}}$ (°C)	13,28
La surface d'échange (m ²)	73,15
Coefficient de convection côté calandre (W. m ⁻² . °C ⁻¹)	363,34
Coefficient de convection côté tubes (W. m ⁻² . °C ⁻¹)	1378
Coefficient d'échange global supposant le calcul basé sur la surface extérieur (W. m ⁻² . °C ⁻¹)	270
Coefficient d'échange global supposant le calcul basé sur la surface intérieur (W. m ⁻² . °C ⁻¹)	338,9

IV.3 Calcul du bilan thermique actuel

IV.3.1 Aéroréfrigérant E112-Ar

1- Calcul de la charge thermique de l'aéroréfrigérant :

Le calcul de la charge thermique s'effectue comme suit :

$$Q = \dot{m}_{sl} c_{p_{sl}} (T_{ec} - T_{sc})$$

AN : $Q = 56051 \times 1,89 \times (110 - 66) = 4,66.10^6 \text{ KJ. h}^{-1}$

$$Q = 4,66.10^6 \text{ KJ. h}^{-1}$$

$$Q = 1,11.10^6 \text{ Kcal. h}^{-1}$$

On remarque que la charge thermique de l'aéroréfrigérant E112-Ar est faible dans le cas réel par rapport à celle obtenue dans le cas design ($Q = 1,5.10^7 \text{ Kcal. h}^{-1}$) malgré que le débit de soutirage de solvant lourd est important, ceci est due à une faible température d'entrée de solvant lourd dans ce cas.

2- Calcul du débit massique et volumique d'air :

Connaissant la charge thermique, on peut calculer le débit massique de l'air selon la formule :

$$Q = \dot{m}_{sl} c_{p_{sl}} (T_{ec} - T_{sc}) = \dot{m}_{air} c_{p_{air}} (T_{sf} - T_{ef})$$

Donc :

$$\dot{m}_{\text{air}} = \frac{Q}{C_{p\text{air}}(T_{\text{sf}} - T_{\text{ef}})}$$

AN :

$$\dot{m}_{\text{air}} = \frac{4,66 \times 10^6}{1,005 \times (29 - 15)} = 331201 \text{ Kg. h}^{-1}$$

$$\dot{m}_{\text{air}} = 331201 \text{ Kg. h}^{-1}$$

La densité de l'air a la température de $15^\circ\text{C} = 288,15^\circ\text{K}$:

$$\rho_{\text{air}} = \frac{\rho_0 T_0}{T_{\text{air}}} = \frac{1,293 \times 273,15}{288,15} = 1,225 \text{ Kg. m}^{-3}$$

$$\rho_{\text{air}} = 1,225 \text{ Kg. m}^{-3}$$

Le débit volumique :

$$G_{\text{air}} = \frac{\dot{m}_{\text{air}}}{3600 \times \rho_{\text{air}}} = \frac{331201}{3600 \times 1,225} = 75,1 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$G_{\text{air}} = 75,1 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Le débit volumique de l'air est très faible dans le cas actuel devant le débit dans le cas design ($G_{\text{air}} = 142,49 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)

3- Calcul de la différence de température logarithmique moyenne (ΔTLM) :

$$T_{\text{ef}} = 15^\circ\text{C} \quad \longrightarrow \quad T_{\text{sf}} = 29^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{sc}} = 66^\circ\text{C} \quad \longleftarrow \quad T_{\text{ec}} = 110^\circ\text{C}$$

Alors :

$$\Delta\text{TLM} = \frac{(T_{\text{ec}} - T_{\text{sf}}) - (T_{\text{sc}} - T_{\text{ef}})}{\ln \frac{(T_{\text{ec}} - T_{\text{sf}})}{(T_{\text{sc}} - T_{\text{ef}})}}$$

AN :

$$\Delta\text{TLM} = \frac{(110 - 29) - (66 - 15)}{\ln \frac{(110 - 29)}{(66 - 15)}} = 64,84^\circ\text{C}$$

$$\Delta\text{TLM} = 64,84^\circ\text{C}$$

Calcul de $\Delta\text{TLM}_{\text{corrigé}}$:

$$E = \frac{T_{\text{sf}} - T_{\text{ef}}}{T_{\text{ec}} - T_{\text{ef}}} \quad \text{et} \quad R = \frac{T_{\text{ec}} - T_{\text{sc}}}{T_{\text{sf}} - T_{\text{ef}}}$$

$$E = \frac{29-15}{110-15} = 0,147 \quad \text{et} \quad R = \frac{110-66}{29-15} = 3,14$$

Et d'après l'annexe (02) on trouve que $\varepsilon = 0,97$ et donc :

$$\Delta TLM_{\text{corrigé}} = \varepsilon \times \Delta TLM = 0,97 \times 64,84$$

$$\Delta TLM_{\text{corrigé}} = 62,89 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4- Calcul du rendement de l'aéroréfrigérant E112-Ar :

$$\eta = \frac{Q_{\text{actuelle}}}{Q_{\text{design}}} \times 100 \quad (\text{IV.19})$$

$$\text{AN :} \quad \eta = \frac{4,66 \times 10^6}{1,05 \times 10^7} \times 100 = 44,38 \%$$

$$\eta = 44,38 \%$$

5- Calcul de l'efficacité de l'échangeur E112-AR :

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{réel}}}{Q_{\text{max}}} \quad (\text{IV.20})$$

$$Q_{\text{max}} = (\dot{m} \cdot C_p)_{\text{min}} (T_{c,e} - T_{f,e}) \quad (\text{IV.21})$$

$$Q_{\text{réel}} = (\dot{m} \cdot C_p)_{\text{chaud}} (T_{c,e} - T_{c,s}) = (\dot{m} \cdot C_p)_{\text{froid}} (T_{f,s} - T_{f,e})$$

$$Q_{\text{réel}} = 4,66 \cdot 10^6 \text{ KJ} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$(\dot{m} \cdot C_p)_c = 56051 \times 1,89 = 1,059 \cdot 10^5 \text{ KJ} \cdot \text{h}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$(\dot{m} \cdot C_p)_f = 331201 \times 1,005 = 3,32 \cdot 10^5 \text{ KJ} \cdot \text{h}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\text{Donc :} \quad (\dot{m} \cdot C_p)_{\text{min}} = 4,66 \cdot 10^6 \text{ KJ} \cdot \text{h}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\varepsilon = \frac{4,66 \cdot 10^6}{1,059 \cdot 10^5 (110-15)} = 0,46$$

$$\varepsilon = 0,46$$

L'aéroréfrigérant fonctionne avec un rendement de 44,38 % et une efficacité de 0,46, ce qui dénote que la capacité thermique actuelle de l'aéroréfrigérant est inférieure à celle du design.

IV.3.2 Réfrigérant E112

Les données de départ (Tableau IV.2)

1- Calcul de la charge thermique de réfrigérant :

Le calcul de la charge thermique s'effectue comme suit :

$$Q = \dot{m}_{sl} c_{p_{sl}} (T_{ec} - T_{sc})$$

$$Q = 56051 \times 1,89 (66 - 53)$$

$$Q = 1,377.10^6 \text{ KJ. h}^{-1}$$

$$Q = 3,28.10^5 \text{ Kcal. h}^{-1}$$

2- Calcul de la différence de température moyenne ΔTLM :

$$\Delta TLM = \frac{(T_{ec} - T_{sf}) - (T_{sc} - T_{ef})}{\ln \frac{(T_{ec} - T_{sf})}{(T_{sc} - T_{ef})}}$$

$$\text{AN : } \Delta TLM = \frac{(66-36)-(53-24)}{\ln \frac{(66-36)}{(53-24)}} = 29,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta TLM = 29,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Calcul de $\Delta TLM_{\text{corrigé}}$:

$$E = \frac{T_{sf} - T_{ef}}{T_{ec} - T_{ef}} \quad \text{et} \quad R = \frac{T_{ec} - T_{sc}}{T_{sf} - T_{ef}}$$

$$E = \frac{36-24}{66-24} = 0,28 \quad \text{et} \quad R = \frac{66-53}{36-24} = 1,08$$

Et d'après l'annexe (01) on trouve que $\varepsilon = 0,96$ et donc :

$$\Delta TLM_{\text{corrigé}} = \varepsilon * \Delta TLM = 0,96 \times 29,5$$

$$\Delta TLM_{\text{corrigé}} = 28,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3- Calcul du coefficient d'échange global :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} \times \frac{d_e}{d_i} + \frac{d_e}{2} \times \frac{\ln \frac{d_e}{d_i}}{k} + \frac{1}{h_e}}$$

3-1 Calcul du coefficient de convection côté calandre :

Les données suivantes permettent d'évaluer le coefficient de convection côté calandre :

- La masse volumique de solvant lourd : $\rho = 755 \text{ Kg. m}^{-3}$
- La chaleur massique de solvant lourd : $C_p = 1,89 \text{ KJ. Kg}^{-1}. ^\circ\text{C}^{-1}$
- La viscosité dynamique du solvant lourd : $\mu = 7,55.10^{-4} \text{ Kg. m}^{-1}. \text{s}^{-1}$
- La conductivité thermique du solvant lourd : $k_{sl} = 0,123 \text{ W. m}^{-1}. ^\circ\text{C}^{-1}$
- La section de passage de solvant lourd : $S_p = 0.21 \text{ m}^2$
- Le diamètre hydraulique : $d_h = 0.06 \text{ m}$
- La vitesse d'écoulement à l'extérieur des tubes $V = 0,40 \text{ m.s}^{-1}$

Le nombre de Reynolds est ensuite obtenu par son expression:

$$\text{Re} = \frac{\rho V d_h}{\mu}$$

AN :
$$\text{Re} = \frac{755 \times 0,4 \times 0,06}{7,55 \times 10^{-4}} = 24000 > 2300$$

Le régime est donc turbulent.

Le nombre de Prandlt côté calandre est :

$$\text{Pr} = \frac{C_p \mu}{k}$$

$$\text{Pr} = \frac{1890 \times 7,55 \times 10^{-4}}{0,123} = 11,6$$

Le nombre de Nusselt permettra de tirer le coefficient de convection. Puisque l'écoulement est turbulent dans notre cas, la corrélation la plus utilisée est :

$$\text{Nu} = 0,023 \times \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,3}$$

AN :
$$\text{Nu} = 0,023 \times (24000)^{0,8} (11,6)^{0,3} = 153$$

Finalement le coefficient de convection côté calandre est obtenu par :

$$h_e = \frac{\text{Nu} \times k}{d_h} = \frac{153 \times 0,123}{0,06} = 313,65 \text{ W. m}^{-2}. ^\circ\text{C}^{-1}$$

$$h_e = 313,65 \text{ W. m}^{-2} \cdot \text{°C}^{-1}$$

On remarque que le coefficient de convection coté calandre est inférieur par rapport aux design ($h_e = 363,34 \text{ W. m}^{-2} \cdot \text{°C}^{-1}$), ce qui implique qu'il y a une formation d'une couche d'encrassement sur la surface extérieure des tubes.

3-2 Calcul du coefficient de convection côté tubes :

Les données suivantes permettent d'évaluer le coefficient de convection côté tubes :

- La masse volumique de l'eau: $\rho = 1000 \text{ Kg. m}^{-3}$
- La chaleur massique de l'eau : $C_p = 4,18 \text{ KJ. Kg}^{-1} \cdot \text{°C}^{-1}$
- La viscosité dynamique de l'eau : $\mu = 8,52 \cdot 10^{-4} \text{ Kg. m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$
- La conductivité thermique de l'eau : $k = 0,5 \text{ W. m}^{-1} \cdot \text{°C}^{-1}$

$$V = \frac{G}{S_p \times n_t} = \frac{G}{\frac{\pi \times d_i^2}{4} \times n_t}$$

$$\text{AN : } V = \frac{25}{3600 \times \frac{\pi \times (15,2 \times 10^{-3})^2}{4} \times 200} = 0,19 \text{ m.s}^{-1}$$

Le nombre de Reynolds est ensuite obtenu par son expression :

$$\text{Re} = \frac{\rho V d_i}{\mu}$$

$$\text{AN : } \text{Re} = \frac{1000 \times 0,19 \times 15,2 \times 10^{-3}}{8,52 \times 10^{-4}} = 3389,67 > 2300$$

Le régime est donc turbulent.

Le nombre de Prandlt côté tube est :

$$\text{Pr} = \frac{C_p \mu}{k}$$

$$\text{Pr} = \frac{4180 \times 8,52 \times 10^{-4}}{0,5} = 7,12$$

Le nombre de Nusselt permettra de tirer le coefficient de convection. Puisque l'écoulement est turbulent dans notre cas, la corrélation la plus utilisée est :

$$Nu = 0,023 \times Re^{0,8} Pr^{0,4}$$

AN :
$$Nu = 0,023 \times (3389,67)^{0,8} (7,12)^{1/3} = 33,63$$

Finalement le coefficient de convection côté tube est obtenu par :

$$h_i = \frac{Nu \times k}{d_i} = \frac{33,63 \times 0,5}{15,2 \times 10^{-3}} = 1106 \text{ W. m}^{-2} \cdot \text{°C}^{-1}$$

$$h_i = 1106 \text{ W. m}^{-2} \cdot \text{°C}^{-1}$$

On remarque que le coefficient de convection coté tubes est inférieur par rapport aux design ($h_i = 1378 \text{ W. m}^{-2} \cdot \text{°C}^{-1}$), ce qui implique qu'il y a une formation d'une couche d'encrassement sur la surface intérieur des tubes.

Donc on calcul du coefficient d'échange global si on suppose le calcul basé sur la surface extérieur :

$$R = \frac{1}{U_{se}} = \frac{1}{h_i} + A_i R_{cond} + \frac{A_i}{h_e A_e}$$

$$U_{se} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} \times \frac{d_e}{d_i} + \frac{d_e}{2} \times \frac{\ln \frac{d_e}{d_i}}{k} + \frac{1}{h_e}}$$

AN :
$$U_{se} = \frac{1}{\frac{1}{1106} \times \frac{19,1}{15,2} + \frac{19,1 \times 10^{-3}}{2} \times \frac{\ln \frac{19,1}{15,2}}{50} + \frac{1}{340,7}} = 228,9 \text{ W. m}^{-2} \cdot \text{°C}^{-1}$$

$$U_{se} = 228,9 \text{ W. m}^{-2} \cdot \text{°C}^{-1}$$

Ce coefficient on l'appellera coefficient sale est obtenu dans les conditions actuelle.

Et si on suppose le calcul basé sur la surface intérieur des tubes $A = A_i$:

$$R = \frac{1}{U_{si}} = \frac{1}{h_i} + A_i R_{cond} + \frac{A_i}{h_e A_e}$$

$$U_{si} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{d_i}{2} \times \frac{\ln \frac{d_e}{d_i}}{k} + \frac{1}{h_e} \times \frac{d_i}{d_e}}$$

$$\text{AN : } U_{si} = \frac{1}{\frac{1}{1106} + \frac{15,2 \times 10^{-3}}{2} \times \frac{\ln \frac{19,1}{15,2}}{50} + \frac{1}{313,65} \times \frac{15,2}{19,1}} = 287,67 \text{ W. m}^{-2}. \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$$

$$U_{si} = 287,67 \text{ W. m}^{-2}. \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$$

4- Calcul de la résistance d'encrassement R_s :

La résistance d'encrassement donné par la relation dans le cas général :

$$R_s = \frac{1}{U_s} - \frac{1}{U} \quad (\text{IV.22})$$

Où :

U_s : coefficient de transfert global dans les conditions encrassées ($\text{W. m}^{-2}. \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$).

U : coefficient de transfert global dans les conditions propres ($\text{W. m}^{-2}. \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$).

Donc la résistance d'encrassement coté calandre :

$$R_{se} = \frac{1}{U_{se}} - \frac{1}{U_e} = \frac{1}{228,9} - \frac{1}{270} = 6,65 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2. \text{ } ^\circ\text{C. W}^{-1}$$

La résistance d'encrassement coté tube :

$$R_{si} = \frac{1}{U_{si}} - \frac{1}{U_i} = \frac{1}{287,67} - \frac{1}{338,9} = 5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2. \text{ } ^\circ\text{C. W}^{-1}$$

5- Calcul de l'efficacité de l'échangeur E112 :

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{réel}}}{Q_{\text{max}}}$$

$$Q_{\text{réel}} = 1,377 \cdot 10^6 \text{ KJ. h}^{-1}$$

$$(\dot{m} \cdot C_p)_c = 56051 \times 1,89 = 1,059 \cdot 10^5 \text{ KJ. h}^{-1}. \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$(\dot{m} \cdot C_p)_f = 25 \times 1000 \times 4,18 = 1,045 \cdot 10^5 \text{ KJ. h}^{-1}. \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Donc : } (\dot{m} \cdot C_p)_{\min} = 1,045 \cdot 10^5 \text{ KJ. h}^{-1}. \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\varepsilon = \frac{1,377 \cdot 10^6}{1,045 \cdot 10^5 (66-24)} = 0,31$$

$$\varepsilon = 0,31$$

Dans les deux cas précédents de calcul pour la vérification des valeurs données par le cas actuel soit pour l'aéroréfrigérant E112-AR ou pour le réfrigérant à eau E112, les résultats obtenus sont résumés dans les tableaux (IV.10, IV.11).

Tableau IV.10 : Résumé des résultats de calcul du cas actuel de l'aéroréfrigérant

La puissance échangée (KJ. h ⁻¹)	4,66.10 ⁶
Le débit volumique d'air (m ³ . h ⁻¹)	75
ΔTLM (°C)	64,84
$\Delta TLM_{\text{corrigé}}$ (°C)	62,89
Le rendement (%)	44,38
L'efficacité de l'échangeur	0,46

Tableau IV.11 : Résumé des résultats de calcul du cas actuel du réfrigérant E112

La puissance échangée (KJ. h ⁻¹)	1,377.10 ⁶
ΔTLM (°C)	29,5
$\Delta TLM_{\text{corrigé}}$ (°C)	28,3
Coefficient de convection côté calandre (W. m ² . °C)	313,65
Coefficient de convection côté tubes (W. m ² . °C)	1106
Coefficient d'échange global supposant le calcul basé sur la surface extérieur (W. m ² . °C)	228,9
Coefficient d'échange global supposant le calcul basé sur la surface intérieur (W. m ² . °C)	287,67
La résistance d'encrassement coté calandre (m ² . °C. W ⁻¹)	6,65.10 ⁻⁴
La résistance d'encrassement coté tube m ² . °C. W ⁻¹	5.10 ⁻⁴
L'efficacité de l'échangeur	0,31

IV.4 Discussion des résultats

IV.4.1 Vérification du design

Dans la partie calcul concernant la vérification du design pour l'aéroréfrigérant E112-Ar et le réfrigérant à eau E112, on peut dire que les données du design soit pour l'aéroréfrigérant ou le réfrigérant caractérisent le cas des équipements neufs ou d'une autre façon les valeurs indiquées par le design soit pour l'aéroréfrigérant (la charge thermique, le débit massique et volumique de l'air, la différence de température moyenne, la surface d'échange, le coefficient d'échange global), ou pour le réfrigérant à eau (la charge thermique, la différence de température moyenne, la surface d'échange, le coefficient d'échange global), caractérisent l'état de ces deux équipements avant leurs utilisation.

Mais, et après un certain temps d'utilisation, il se produit des dépôts à l'intérieur et à l'extérieur des tubes qui constituent des résistances au transfert de chaleur de sorte que la surface d'échange diminue et devient insuffisante pour assurer l'échange thermique.

Ce mauvais état des tubes de l'aéroréfrigérant E112-Ar et de réfrigérant E112 influe sur toutes les conditions de marche du circuit de solvant lourd ce qui permet à la température de sortie de ce produit d'augmenter et de créer un problème majeur dans le circuit.

IV.4.2 Calcul du Bilan thermique actuel

La partie de calcul consistait à vérifier l'état des tubes. On utilise les conditions d'exploitation actuelles de l'aéroréfrigérant E112-AR et le réfrigérant E112 comme des données de départ.

Pour l'aéroréfrigérant E112-AR, on a calculé la capacité thermique qui est plus faible que celle on a obtenu dans le cas design, le débit volumique d'air est presque deux fois petit que celle du design.

On constate que l'aéroréfrigérant fonctionne avec un rendement de 44,38 % et une efficacité de 0,46, ce qui dénote que la capacité thermique actuelle de l'aéroréfrigérant est inférieure à celle du design.

Ce qui s'explique que la température d'entrée du solvant lourd provenant du fond de stripper est inférieure à celle du design ce qui peut influencer surtout lorsqu'on sait que ce point est considéré comme le début de chemin du solvant lourd vers le bac de stockage.

Pour le réfrigérant E112, dans cette dernière partie de calcul, on a trouvé que la valeur du coefficient de transfert sale dans les conditions actuelles n'appartient pas à l'intervalle de U_S qui caractérise notre cas dont les deux limites varient entre 370 et 730 kcal/h.m²°C (Annexe 2) ou d'une autre façon la valeur de U_S trouvée soit on suppose le calcul basé sur la surface inférieure ou sur la surface extérieure U_{se} ou U_{si} en utilisant les données actuelles du réfrigérant E112 est inférieure à la valeur minimale de U_S ce qui montre le mauvais état du réfrigérant, et qu'il y a une formation d'une couche d'encrassement.

On constate que la résistance d'encrassement soit à l'intérieur ou à l'extérieur des tubes du réfrigérant E112 en fonctionnement est pratiquement plus grande que celle qui devrait exister. Il n'y a aucun doute qu'il nécessite un nettoyage.

On constate que le réfrigérant fonctionne avec une efficacité de 0,31 cette valeur est très faible.

Introduction

L'industrie de raffinage est une industrie lourde qui transforme le pétrole brut en produits énergiques tels que les matières premières pétrochimiques, les lubrifiants, les essences, et les bitumes. Cette industrie est dynamique, donc moderne, sa structure évolue constamment pour satisfaire la demande quantitative et qualitative d'un marché qui ne cesse de demander de l'énergie moins coûteuse mais plus satisfaisante. Dans ces conditions, les temps d'amortissement du matériel doivent être très courts, car la recherche de nouveaux procédés et l'amélioration des rendements demeurent un objectif permanent.

En Algérie le pétrole est la source de revenus la plus importante pour l'économie du pays, à côté du gaz naturel ils constituent le couple d'acteurs majeurs qui conditionnent l'essor du développement technologique, le processus de raffinage du pétrole se fait à travers une série d'équipements différents et d'échangeurs de chaleur constituent une pièce maîtresse de cet ensemble.

La raffinerie d'Alger, comme toutes les autres raffineries rencontre de nombreux problèmes dont l'un des plus importants est le bouchage des tubes des échangeurs de chaleur. En effet le phénomène d'encrassement qui par définition est la formation d'une couche de matériaux ou de substances non désirées sur les surfaces d'échange, qui se traduit par des dépenses supplémentaires d'énergie.

Notre travail se portera sur l'étude de l'effet de l'encrassement sur l'échangeur à eau E112 et l'aéroréfrigérant E112-AR de l'unité de traitement de réfrigération de solvant lourd. A travers différents calculs nous vérifierons les performances des échangeurs actuels et design de l'équipement, pour montrer l'impact de l'encrassement sur le processus de refroidissement.

Le problème qui se pose au niveau de la raffinerie d'Alger, est le bouchage des échangeurs de chaleur. La gravité de cet encrassement réside dans la diminution de la capacité de l'échangeur et des énormes dépenses au cours de chaque nettoyage.

Le présent travail a été réalisé au niveau du circuit de solvant lourd comme la montre le schéma du circuit le solvant lourd **Figure I.6** suit ces étapes :

- 1- Le solvant lourd est repris par la pompe P106A/B au fond du stripper C103A.
- 2- Après, il passe à travers l'aéroréfrigérant E112-Ar où il est refroidi par l'air.

3- Il est ensuite envoyé vers le réfrigérant E112. Ce solvant passe côté calandre tandis que l'eau passe dans les tubes. Le solvant lourd est envoyé après soit pour être mélangé avec le solvant léger pour alimenter par la suite l'unité de reforming catalytique, soit vers le bac de stockage A104.

Le problème est le bouchage ou encore l'encrassement de l'échangeur E112, et leurs inconvénients dans l'exploitation des échangeurs de chaleur utilisés dans l'industrie pétrolière ce problème d'encrassement des échangeurs peut être dû :

- L'accumulation des inertes, petites particules mortes.
- Le vieillissement et l'usure de l'appareil.

I Description du circuit de refroidissement de solvant lourd de la raffinerie d'Alger

I.1 Introduction

La raffinerie d'Alger est le premier complexe important construit dans notre pays. Elle fut créée en décembre 1959. Le chantier fut ouvert en janvier 1960. Le démarrage de la raffinerie n'a eu lieu que le 19 janvier 1964 [1].

La raffinerie d'Alger est approvisionnée par le pétrole de Hassi-Messaoud qui est caractérisé par une faible teneur en soufre et une grande richesse en hydrocarbures légers. Elle répond aux impératifs suivants :

- Traiter le pétrole brut.
- Produire les carburants pour satisfaire la consommation du marché national.

La raffinerie comprend plusieurs unités dont on va faire une description sommaire. Le solvant lourd est un produit de distillation issu du raffinage du brut qui va passer dans un circuit comprenant des échangeurs de chaleur.

I.2 Présentation de la raffinerie d'Alger

La raffinerie d'Alger est située à Sidi Arcine sur la commune de Baraki à 20Km à l'est d'Alger et se trouve à une altitude de 20m [1].

Le site de la raffinerie occupe une superficie totale de 182 hectares (bâti et clôturé 96 hectares) et est délimitée :

- Au Nord Ouest par le dépôt NAFTAL GPL et le centre vrac
- Au Nord par les habitants d'El Harrach
- Au Sud par les habitations de Baraki
- Au Sud Est par la Direction Générale de SONATRACH/ACTIVITE AVAL/DIVISION RAFFINAGE et le siège de SONATRACH/TRC
- Au Sud Ouest et Est par des terrains agricoles.

La raffinerie d'Alger est liée au port pétrolier par une nappe de pipes d'une longueur de 14Km. Cette nappe est essentiellement souterraine. La raffinerie d'Alger contient des installations qui se composent d'unités de production et d'installation générale à savoir :

- a. Unités de productions :
 - Distillation atmosphérique
 - Reforming catalytique
 - Gaz plant
- b. Installations générales :
 - Centrale thermoélectrique pour la production des utilités (électricité, vapeur, air, eau traitée).
 - Un parc de stockage pour les produits finis et semi-finis.
 - Des ateliers d'entretien (mécanique, tuyauterie, chaudronnerie, électricité, contrôle et instrumentation).
 - Un laboratoire de contrôle de qualité des produits (pour la conformité).

I.3 Description des installations

I.3.1 Fonctionnement général des installations

La raffinerie traite le pétrole brut produit par les puits d'Hassi-Messaoud. Le pétrole brut est reçu par pipeline OMB (Oléoduc Beni Mansour) [1].

I.3.2 Installation existantes

La raffinerie est équipée des installations suivantes [1]:

- a. Unité combinée :
 - Section 100-Topping : unité de distillation atmosphérique.
 - Section 200- Platforming : unité de reforming catalytique.
 - Section 300-Gaz plant : unité de récupération des GPL.
- b. Centrale et utilités :
 - Traitement d'eau
 - Générateur de vapeurs
 - Groupe électrogène
- c. Expédition :
 - Bacs de stockage
 - Pomperie
 - Port pétrolier.

I.4 Aperçu général sur le schéma des unités de production

I.4.1 Unité de distillation atmosphérique du brut «unité 100 : Topping»

L'unité 100 est une unité de distillation atmosphérique ou Topping elle a pour but de fractionner le pétrole brut en un certain nombre de coupes ou de fractions classées selon les températures d'ébullition des hydrocarbures. Elle produit ainsi de l'essence SR (Straight Run), des gaz-oils lourds et légers, du kérosène, des solvants lourds et légers, des gaz liquéfiés et un résidu atmosphérique. La capacité de l'unité de traitement du pétrole brut est 2.7millions de tonnes par an. Cette unité est composée des circuits : préchauffe, chauffage et distillation fractionnée [1].

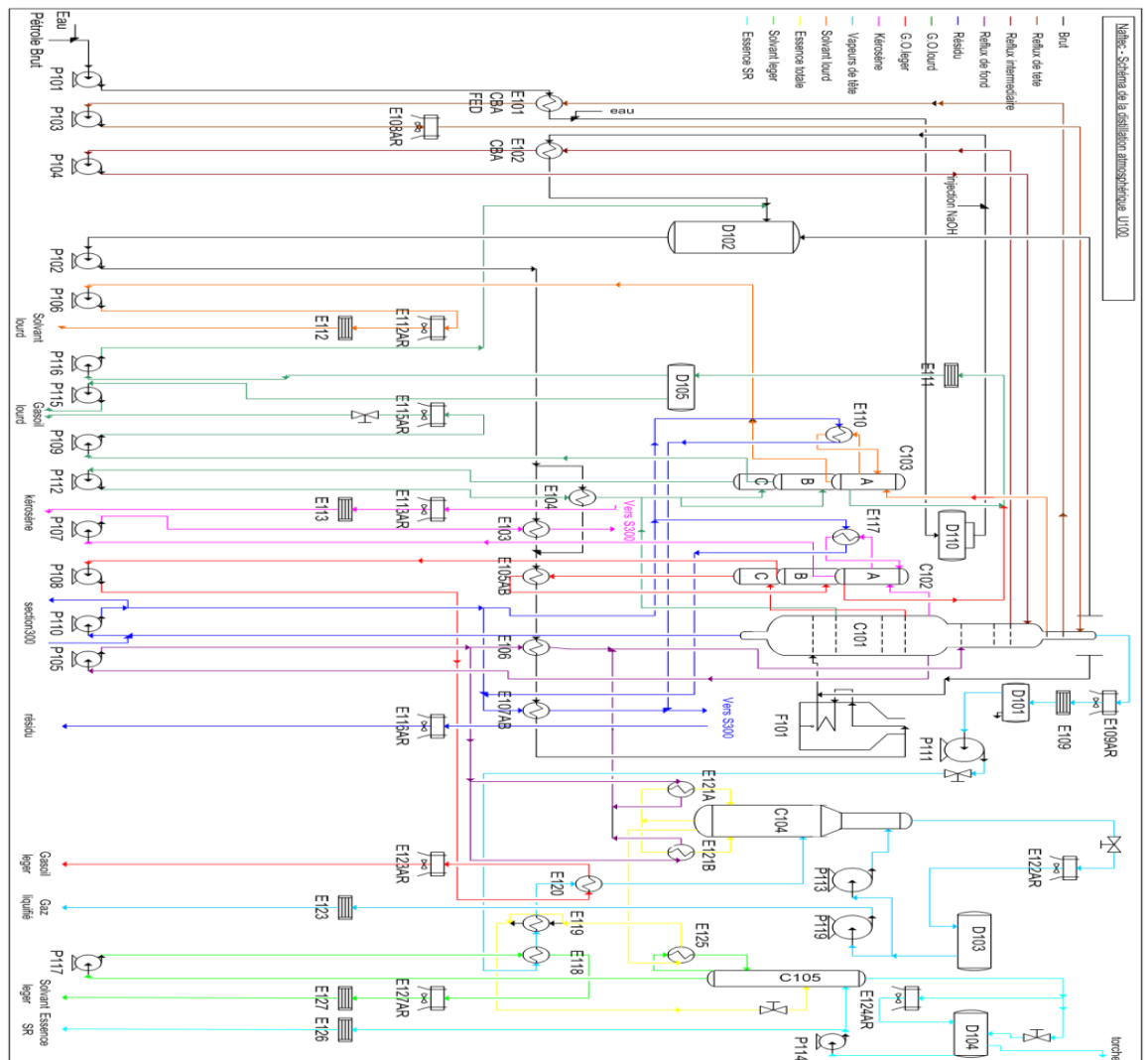


Figure I.1 : Schéma de l'unité de distillation atmosphérique (unité 100)

I.4.2 Unité de reforming catalytique « unité 200 : Platforming »

La capacité de traitement de cette unité est de 2500 m³ par jour. Elle nous permet d'avoir du platformat aussi le GPL et du fuel gaz utilisé comme combustible dans les fours, son but est d'augment l'indice d'octane des solvants lourds et légers obtenus par l'unité 100. C'est une base principale pour des fabrications des carburants automobile (Essence Normal et Super). Cette unité comporte les circuits : catalytique, stabilisateur et générateur de vapeur [1].

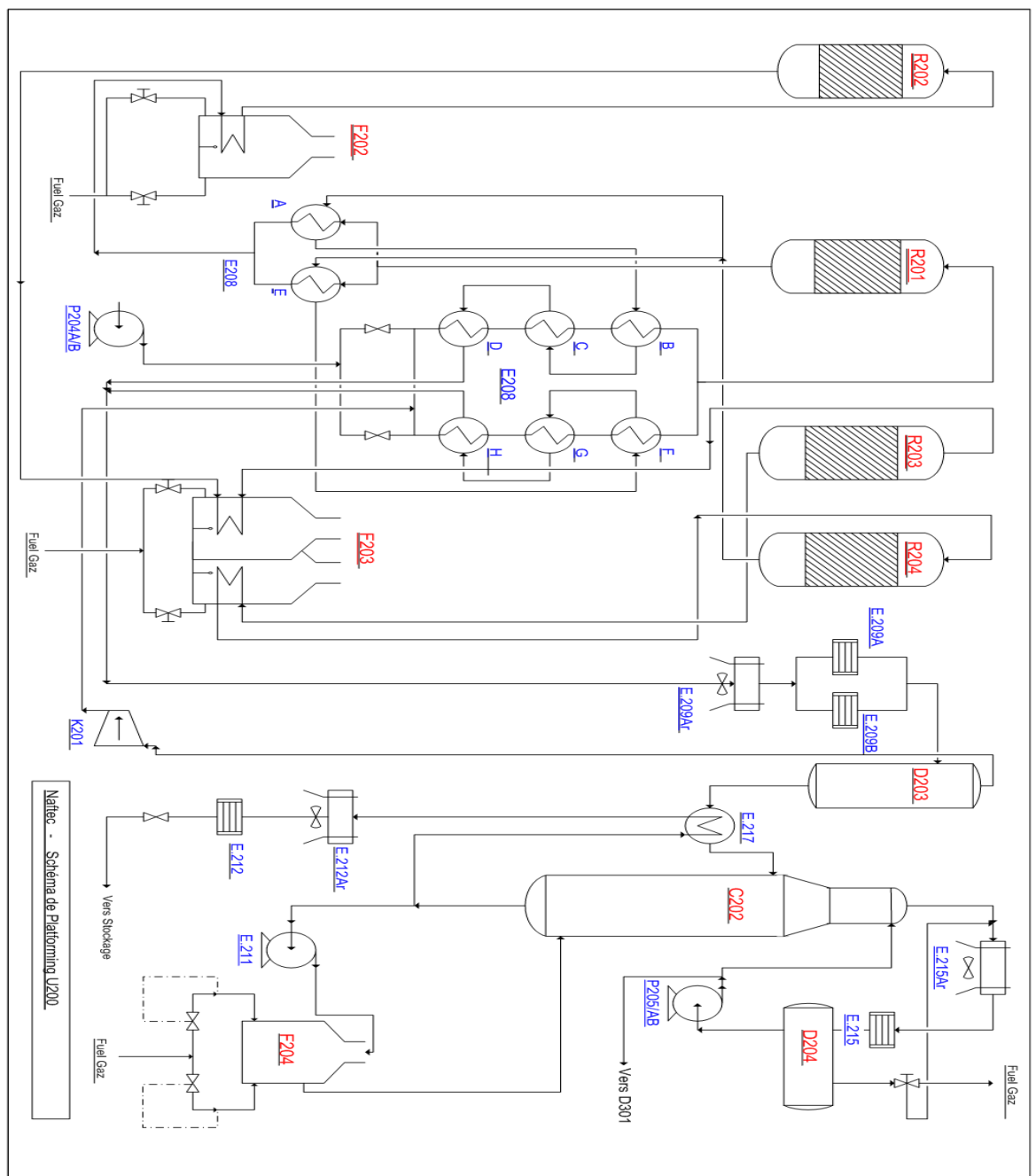


Figure I.2 : Schéma de l'unité de reforming catalytique (unité 200)

I.4.3 Unité de traitement de gaz « unité 300 : Gaz-Plant »

Cette unité permet de séparer et de traiter le produit pur liquéfiable venant des accumulateurs de tête des débutaniseurs de l'unité de distillation atmosphérique et reformer l'unité de reforming catalytique, afin d'obtenir du propane et du butane commerciaux. Le passage de ces vapeurs dans l'unité gaz plant permet donc de séparer et de récupérer le propane et le butane commercial. Cette unité permet de spécifier les tamis moléculaires [1].

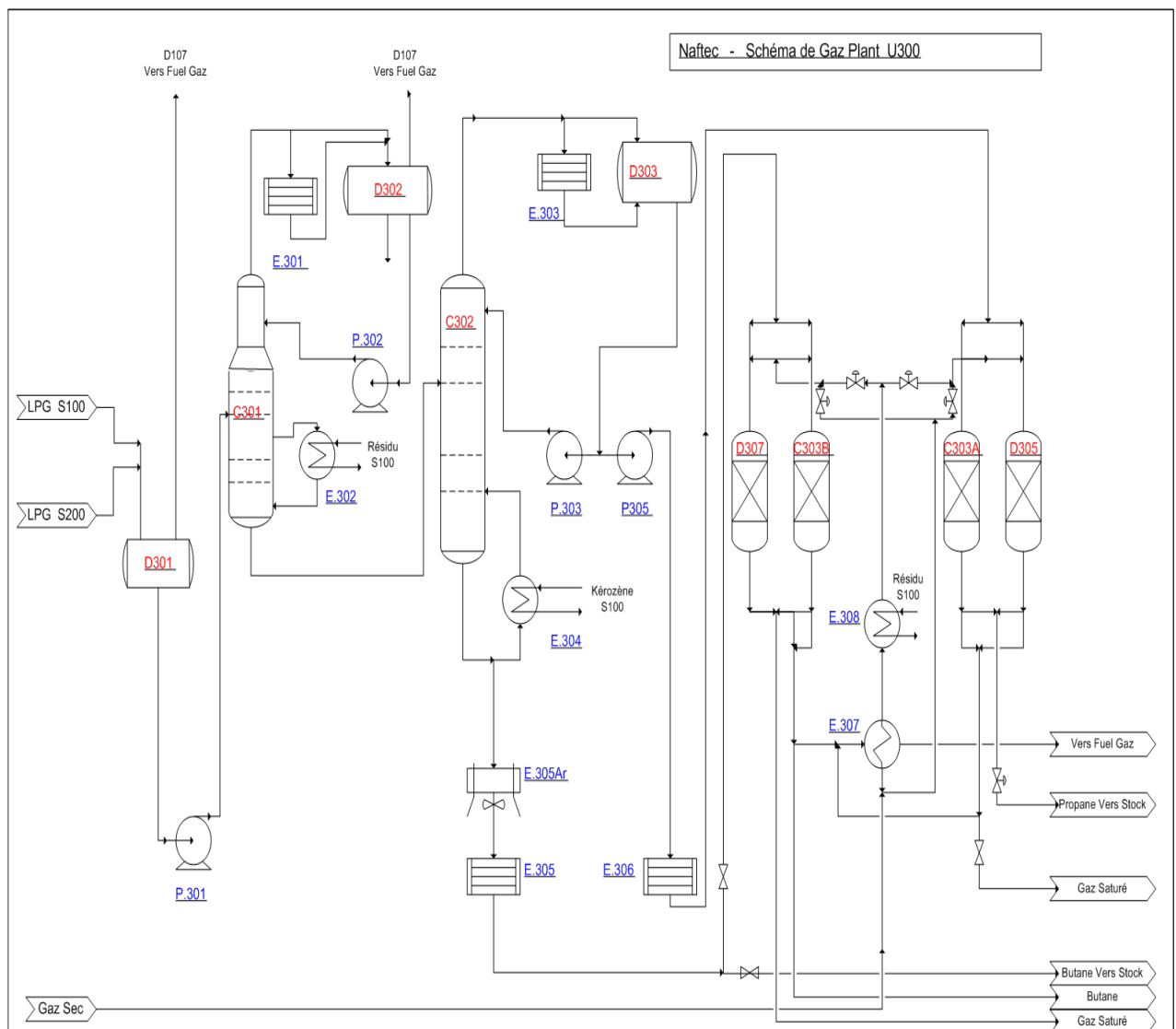


Figure I.3 : Schéma de l'unité de Gaz-Plant (unité 300)

I.5 Unité de distillation atmosphérique (Topping)

La première opération subie par le pétrole brut est la distillation initiale dans des installations de fractionnement. Elle joue un rôle important. Elle fournit d'une part des fractions pétrolières constituant des matières premières pour des installations ultérieures qui les transforment en produits commerciaux et d'autre part des matières premières pour d'autres procédés. Avant que le brut arrive à l'unité U100, il subit une première opération qui est la section de préchauffe [1].

I.5.1 Section de préchauffe

La section de préchauffe joue un rôle fondamental dans cette unité, elle fournit d'une part des fractions pétrolières constituant des matières premières pour des installations ultérieures qui le transforment en produits commerciaux et d'autre part des matières premières pour d'autres procédés.

Le pétrole brut en provenance de Hassi Messaoud est acheminé par pipe vers la raffinerie d'Alger où il est stocké dans les bacs A301, A302 et A303 d'une capacité de 35000 m³, chacun après décantation. Le pétrole est pompé par la P101 à travers une série d'échangeurs E101 CBA et FED où il est chauffé progressivement à 100°C. Il est ensuite dirigé vers le dessaleur D110 pour éliminer les sels dissous. Une fois dessalé, le pétrole brut entre dans les échangeurs E102CBA, il est alors recueilli dans le ballon de flash D102 pour dégazage puis continue d'être préchauffé dans une série d'échangeurs E103, E104, E105, E106 et E107 pour enfin pénétrer dans le four F101 où sa température atteint 360°C. L'injection des gaz récupérés en haut du D102 baisse la température du brut chauffé à 345°C avant son entrée dans la colonne de distillation atmosphérique C101 [1].

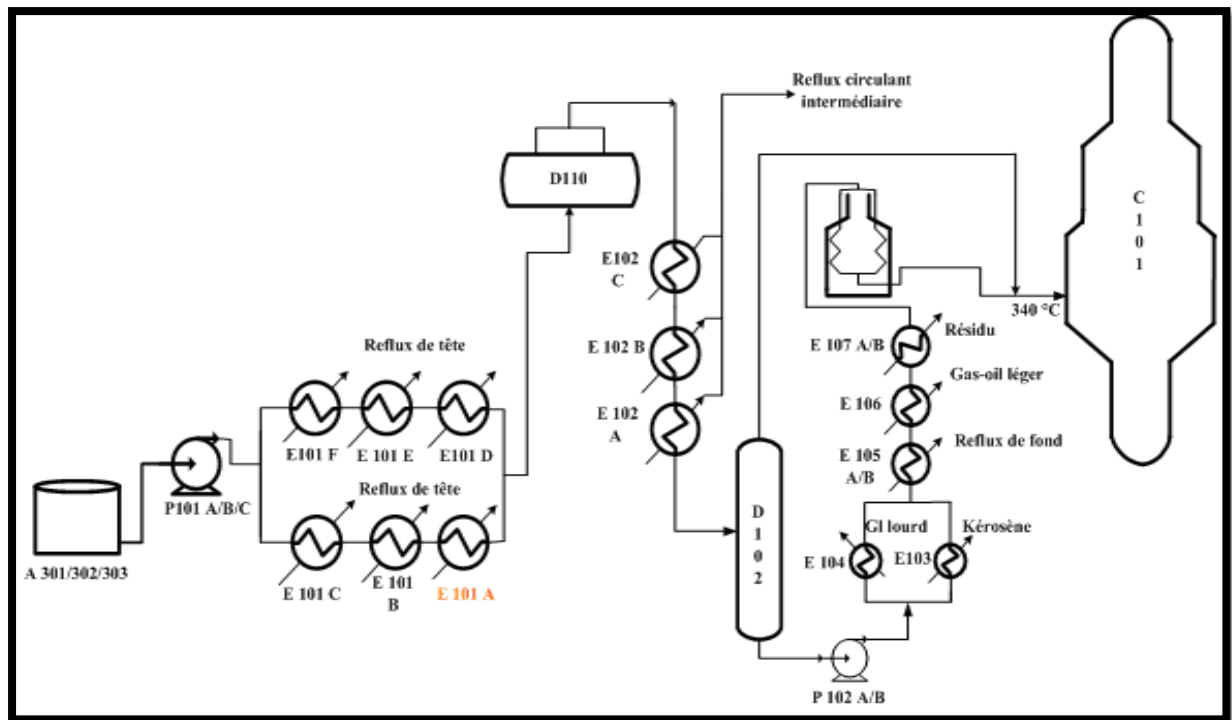


Figure I.4 : Schéma du circuit préchauffe

I.5.2 Processus de distillation

La colonne C101 est l'élément principal de cette unité. Elle est constituée de 49 plateaux dont 6 sont dans la zone d'épuisement. Ils sont séparés des autres plateaux par la zone d'expansion où vient se détendre le brut partiellement vaporisé. Cette détente provoque la séparation de la quantité liquide qui descend vers la zone d'épuisement de la quantité vapeur ascendante [1].

Les six plateaux du bas travaillent à l'épuisement de brut par stripping à la vapeur d'eau surchauffée injectée sous une température de 420°C. C'est une vapeur basse pression.

C'est dans cette section que s'opère la séparation des différentes coupes qui sont soutirées de la colonne à différents niveaux et cela par ordre croissant de la volatilité. Les produits soutirés sont :

- Les vapeurs de tête comprennent : GPL, essence légère et solvant léger à la température 107°C.
- Le solvant lourd au niveau du plateau 37 à une température de 160 °C.
- Le kérosène au niveau du plateau 25 à une température de 220°C.

- Le gas-oil léger au niveau du plateau 19 à une température de 280°C.
- Le gas-oil lourd au niveau du plateau 11 à une température de 330°C.
- Le résidu au fond de colonne à la température 340°C.

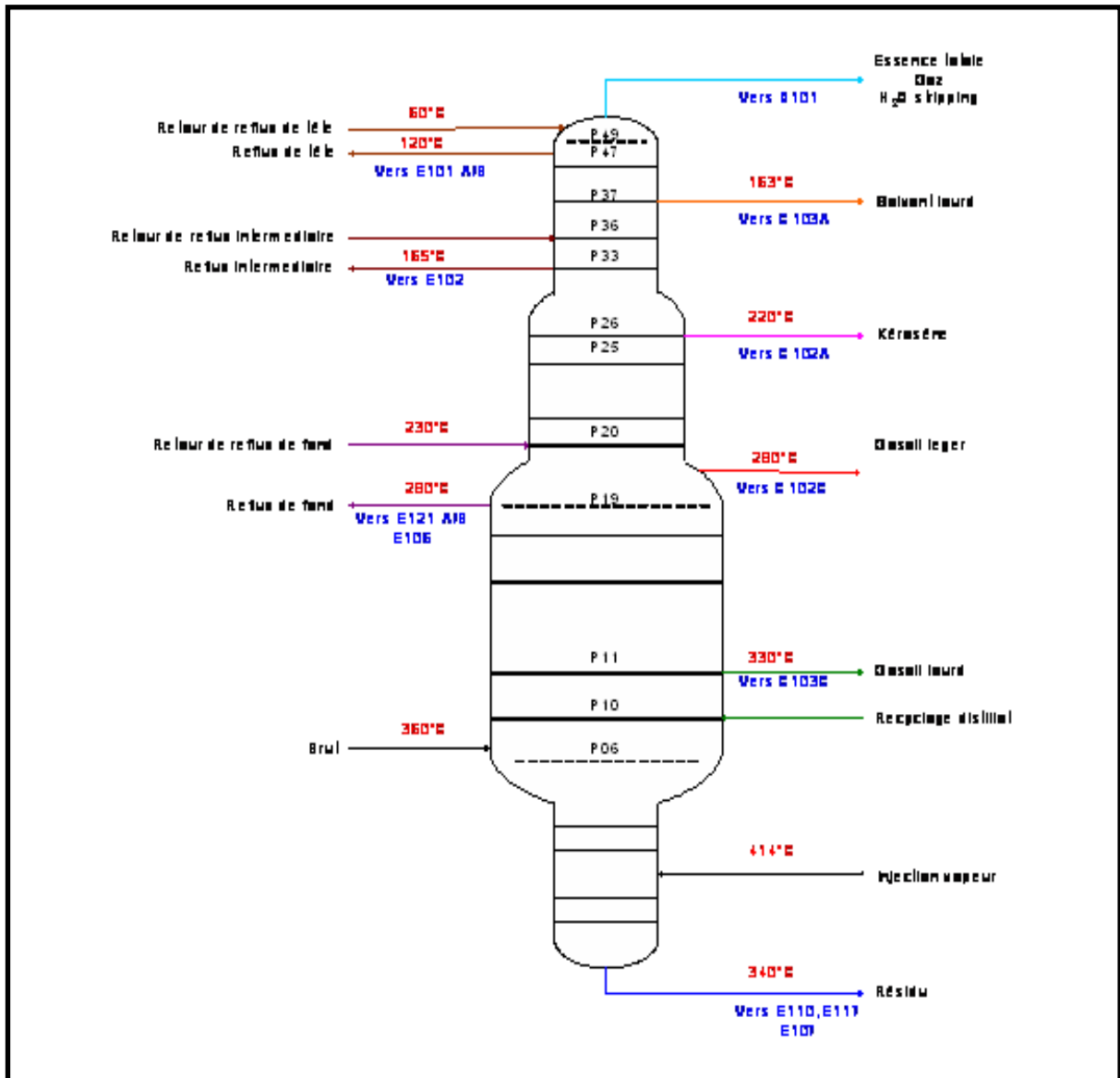


Figure I.5 : Schéma de la colonne de distillation C-101

I.6 Circuit de solvant lourd

Le solvant lourd est soutiré de la tour au plateau 37, ensuite il est envoyé vers le stripper C103A où le niveau du liquide est réglé par le LICV102. Ce stripper constitue la partie supérieure de la colonne C103 et il est équipé par 8 plateaux. Le stripping est réalisé à l'aide d'un rebouilleur E110 où circule le résidu à 340°C, cette température est suffisante pour vaporiser la tête de solvant lourd.

Le liquide qui arrive sur le plateau 1 du stripper passe vers le rebouilleur E110 où il se réchauffe par le résidu et retourne au stripper où il s'accumule au fond de l'appareil tandis que les fractions légères vaporisées s'échappent par la tête de C103A et retournent à la colonne de rectification C101 au sommet du plateau 40.

Le solvant lourd est repris par la pompe P106A/B et refoulé en deux parties : Une vers le rebouilleur E302 sous contrôle de PDCV104 et l'autre s'ajoutant à la première à la sortie E302. Après, le solvant passe à travers l'aéroréfrigérant E112-Ar où il sort avec une température de 49°C, ensuite il est envoyé vers le réfrigérant à eau E112 d'où il sort finalement avec la température de 38°C.

Le solvant sortant est soumis sous le contrôle du débitmètre FRCV-102 avant d'être envoyé soit pour mélanger en ligne avec le solvant léger pour alimenter par la suite l'unité de reforming catalytique U200 ou soit vers le bac de stockage A104 [1].

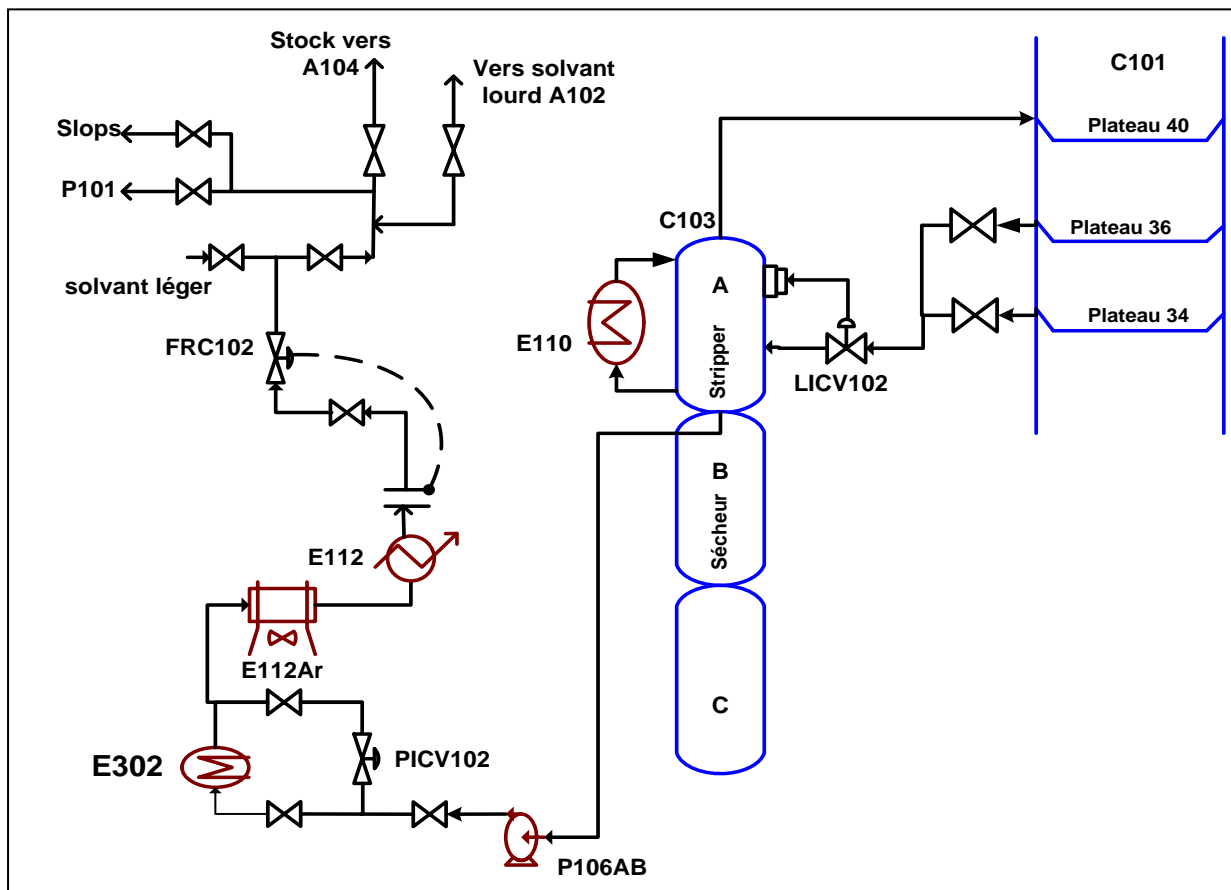


Figure I.6 : Schéma du circuit de solvant lourd

II Echangeurs de chaleur

II.1 Introduction

Depuis nombreuses années, les échangeurs de chaleurs sont utilisés dans les industries, ils ont de nombreuses applications. A titre d'information, 30% des équipements des unités pétrochimiques sont constitués d'appareil d'échange de chaleur. Dans l'industrie pétrolière, les échangeurs de chaleurs constituent un composant essentiel, surtout pour le traitement du pétrole brut on la distillation atmosphérique de ce dernier constituer l'unité de base d'une raffinerie du pétrole.

Le phénomène d'encrassement dans les échangeurs thermiques est un sujet d'actualité car Les principaux problèmes rencontrés par les utilisateurs d'échangeurs thermiques ont relation avec les phénomènes d'encrassement.

II.2 Principe de fonctionnement

Un échangeur de chaleur est un dispositif permettant la récupération de l'énergie thermique d'un fluide par un autre. Le flux thermique traverse la paroi de séparation des différents fluides. En effet, la chaleur peut être caractérisée comme un transfert d'énergie d'un système à un autre dû à une différence de température. Selon la deuxième loi de la thermodynamique (la chaleur dans l'univers s'écoule, continuellement, des corps chaud vers des corps froid), ce transfert d'énergie s'effectue de la température la plus importante vers la plus faible. Il s'arrête donc lorsque les deux fluides sont de températures identiques [2].

II.3 Principe de réalisation technologique et mode de circulation

La circulation des fluides de chaque coté de la paroi constituant la surface d'échange correspond a différents modes de base [3] :

II.3.1 Circulation à co-courant

Il s'agit d'échangeur dits à co-courants ou la température de fluide froid ne peut pas être supérieure à la température de sortie du fluide chaud. Les température des fluides évoluent pendant leur traversée longitudinale de l'échangeur, à moins que l'un des fluides ne subisse un changement de phase.

La figure (II.1) donne l'évolution qualitative de ces températures le long d'un échangeur tubulaire à co-courants très simple, la longueur de l'échangeur à été portée en

abscisse, les températures sont repérées à l'aide d'indices (e) signifiant entrée et (s) sortie, 1 désignant le fluide chaud et 2 le fluide froid.

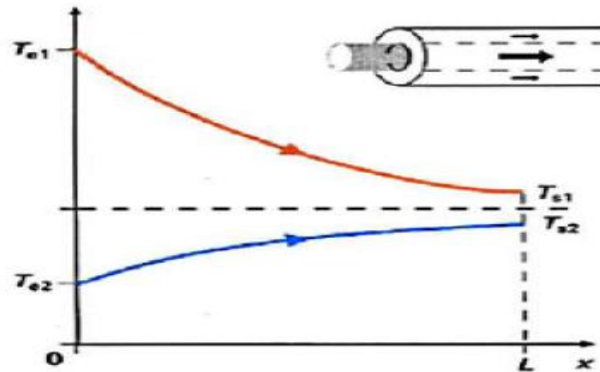


Figure II.1: Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire co-courant

II.3.2 Circulation à contre-courant

Il s'agit d'échangeurs à contre courants ou la température du fluide froid peut dépasser la température de sortie du fluide chaud. Cette disposition est l'une des plus favorables pour l'échangeur thermique.

L'avantage de l'échangeur à contre courant sur l'échangeur à co-courant est de nécessiter, pour un même flux de chaleur, des surfaces d'échanges plus faibles.

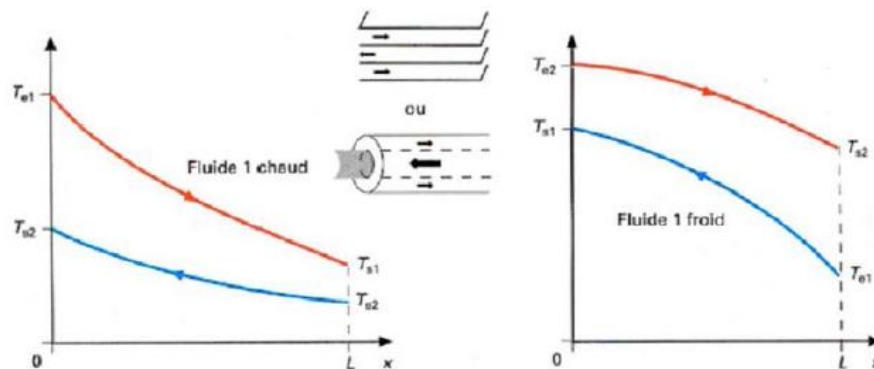


Figure II.2 : Evolution qualitatives des températures dans un échangeur tubulaire ou à plaques à contre courant

II.3.3 Circulation à courant croisés

Les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre figure (II.3), le fluide non brassé est canalisé : c'est celui dont la veine est divisée entre plusieurs

canaux parallèle distincts et de faible section. L'autre fluide circule librement entre les veines et peut être considéré comme partiellement brassé du fait des tourbillons générés par les tubes. Le brassage a pour effet d'homogénéiser les températures dans les sections droites de la veine fluide. Sans cela, les températures varient non seulement avec la direction de l'écoulement, mais aussi dans la section de veine. Une représentation schématique d'échangeur à courant croisés est donnée par la figure (II.3).

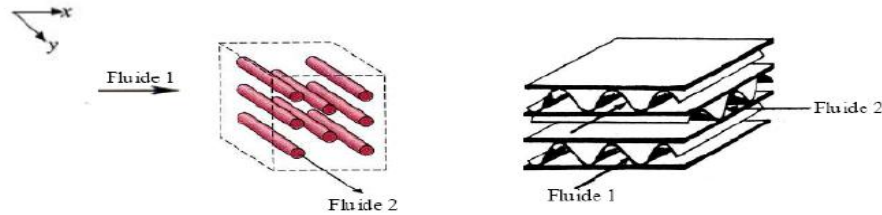


Figure II.3 : Exemples d'échangeurs à courants croisés

II.4 Critères de classement des échangeurs

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs, dont les principaux sont [3] :

II.4.1 Classement technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

- A tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires.
- A plaques : a surface primaire ou a surface secondaire.
- Autres types : contact direct ou à lit fluidisé.

II.4.2 Classement suivant le mode de transfert de chaleur

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées, etc.), il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient.

II.4.3 Classement suivant le procédé de transfert de chaleur

On définit un fonctionnement en récupérateur ou en régénérateur de chaleur :

- Transfert sans stockage, donc en récupérateur, avec 2 ou n passages et un écoulement en général continu.

➤ Transfert avec stockage, donc en régénérateur, avec un seul passage et un écoulement intermittent, la matrice de stockage étant statique ou dynamique.

II.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 bi-phasique. On rencontre alors les différents cas suivants :

- Les deux fluides ont un écoulement monophasique.
- Un seul fluide a un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs.
- Les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapocondenseurs.

II.4.5 Classement suivant la compacité de l'échangeur

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur.

II.4.6 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

On retient deux types de paroi :

- Les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires.
- Les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc.

II.5 Différents types d'échangeurs de chaleur

II.5.1 Echangeurs tubulaires

Pour des raisons historiques et économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus [4].

On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leurs arrangements toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée :

a. Echangeur monotube : dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpent. (figure II.4.a)

b. Echangeur 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. (figure II.4.b)

c. Echangeur multitubulaires : existant sous quatre formes :

➤ Echangeur à tubes séparés : à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant se trouve plusieurs tubes de petit diamètre maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé. (figure II.4.c)

➤ Echangeur à tubes rapprochés : pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains entre- eux. (figure II.4.d)

➤ Echangeur à tubes ailettes : ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique. (figure II.4.e)

➤ Echangeur à tubes et calandre : c'est l'échangeur actuellement le plus répandu. (figure II.4.f)

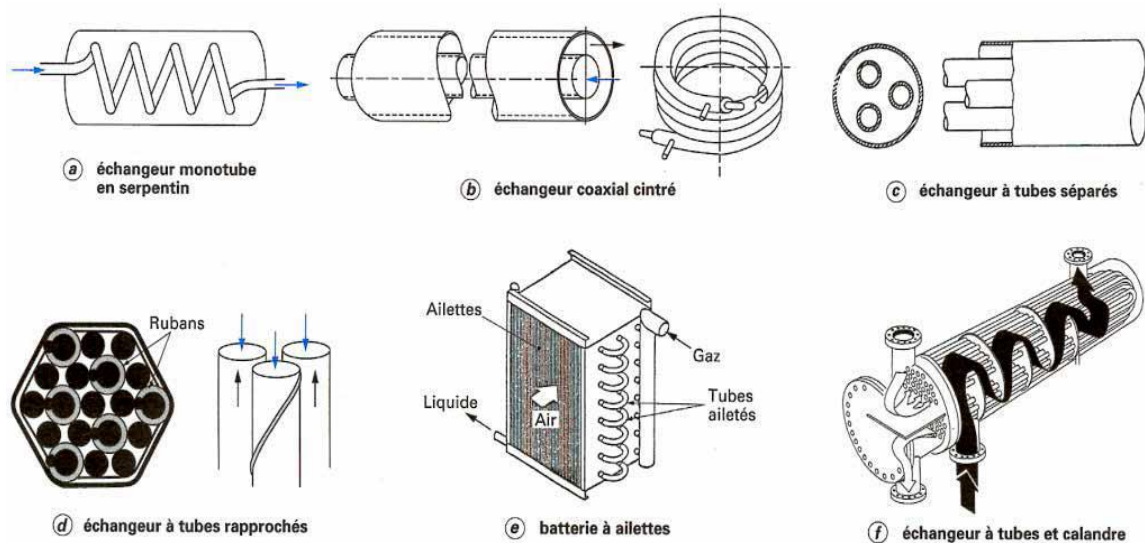


Figure II.4 : Les différents types d'échangeurs tubulaires

II.5.2 Echangeurs à plaques

Ces échangeurs ont été étudiés à l'origine pour répondre au besoin de l'industrie laitière, puis utilisés par la suite dans divers branches de l'industrie (chimique, nucléaire, etc.) [4].

Suivant la géométrie de canal utilisée, on distingue les échangeurs à surface primaire et les échangeurs à surface secondaire.

a. Echangeur à surface primaire : ces échangeurs peuvent être :

➤ Echangeur à plaque et joint : ils sont utilisés pour les transferts de chaleur entre fluide monophasique ou double phase condensation ou vaporisation.

➤ Echangeur à plaque soudé ou brasée : ils sont utilisés pour la récupération de chaleur, dans les domaines de la chimie, de la pétrochimie, de l'agroalimentaire etc. Ces échangeurs peuvent être : échangeurs lamellaires, échangeurs à spirale ou échangeurs brasés.

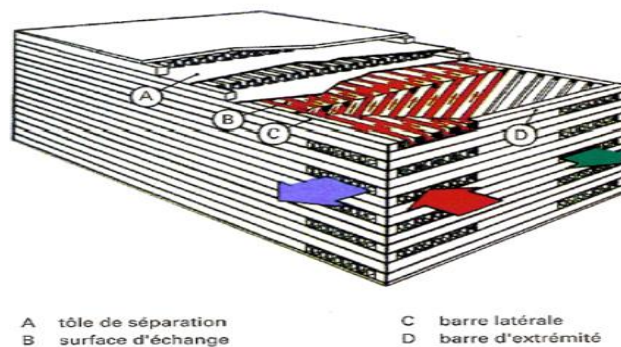


Figure II.5 : Echangeur à plaques brasées : assemblage de plaques

b. Echangeurs à surface secondaire : ils sont réalisés en aluminium ou en acier inoxydable.

II.6 Echangeurs tubulaires à faisceau et calandre

Ce type d'appareil est le plus répandu dans les raffineries. Il est constitué par un faisceau de tubes montés sur deux plaques tubulaires et portant un certain nombre de chicanes.

A chaque extrémité sont fixées les boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau en plusieurs passes. Le faisceau est logé dans une calandre, muni de tubulaire d'entrée et de sortie. Pour le second fluide qui circule à l'extérieur des tubes suivant le chemin imposé par les chicanes [5].

La désignation la plus couramment appliquée pour ce type d'échangeurs et celle du standard américain **TEMA** (**T**ubular **E**xchanger **M**anufactures Association).

✓ Assemblage faisceau-calandre :

Les principales technologies d'échangeurs à tube et calandre sont :

a. Echangeur à plaque tubulaire fixe : cette plaque peut être soudée directement sur la calandre. Ces appareils permettent de loger le maximum de tubes à l'intérieur de l'enveloppe mais ils ne peuvent être utilisés que si la différence de température entre les fluides chaud et froid est suffisamment faible pour que la dilatation ou la contraction du faisceau soit acceptable. Le nettoyage de l'extérieur des tubes ne peut s'effectuer que par voie chimique.

b. Echangeur à tête flottante : l'une des plaques tubulaires est fixe, la seconde plaque d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre. Ces appareils permettent l'expansion thermique du faisceau ainsi que son nettoyage mécanique.

c. Echangeur à tube en U : l'utilisation de tubes coudés supprime une plaque tubulaire, tout en concevant les propriétés d'expansion de la tête flottante. Le nettoyage mécanique à l'intérieur des tubes est impossible ces faisceaux sont utilisés généralement dans les rebouilleurs à vapeur.

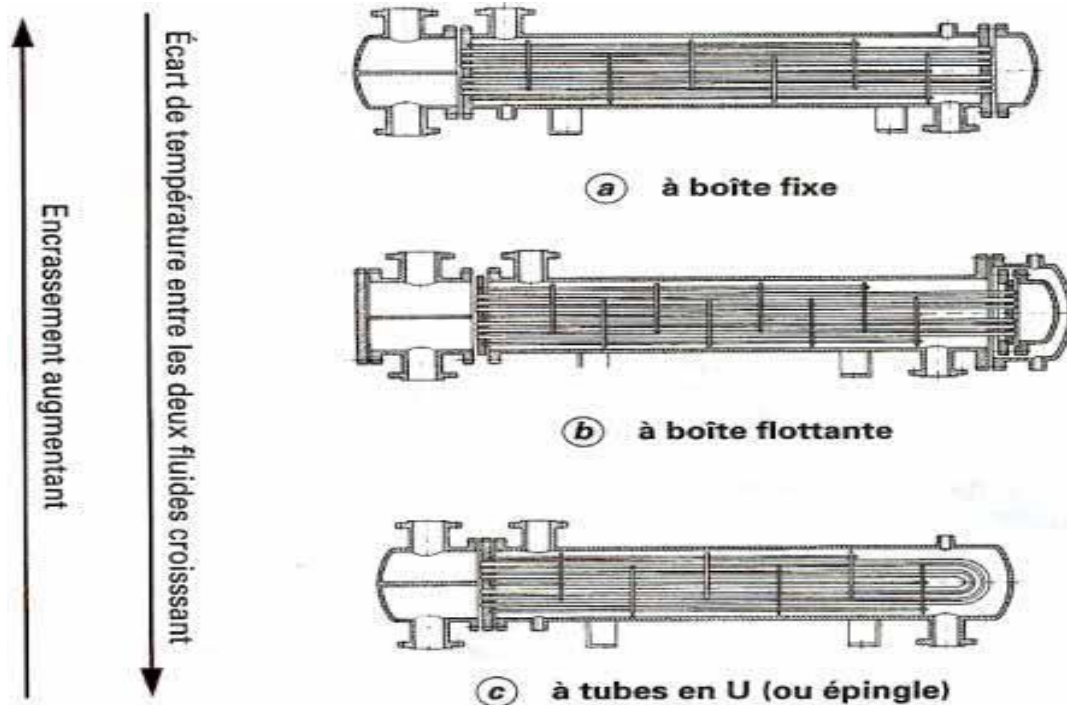


Figure II.6 : Echangeur à tubes et calandre : principales technologies à boîte fixe, boîte flottante et à tube en U

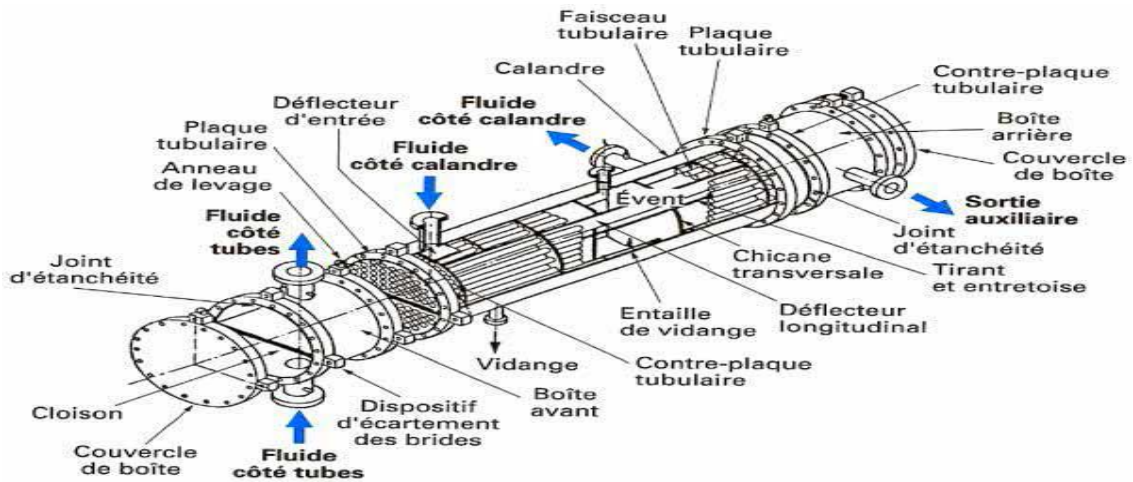


Figure II.7 : Divers constituants d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre

II.7 Technologie des aéroréfrigérants

II.7.1 Définition d'un aéroréfrigérant

Un aéroréfrigérant est un dispositif permettant de transférer de l'énergie thermique du fluide interne vers l'air extérieur. A l'intérieur de ces tubes circule le fluide à refroidir ou à condenser. Les faisceaux de tubes sont la plupart du temps disposés horizontalement, la circulation de l'air et du fluide côté tubes s'effectuant à courant croisés. Les aéroréfrigérants utilisent comme fluide réfrigérant l'air froid ambiant qui après aspiration par des ventilateurs traverse des faisceaux de tubes généralement ailetés à l'intérieur desquels circule un fluide à refroidir ou à condenser. Pour la plupart des aéroréfrigérants les faisceaux sont horizontaux [6].

II.7.2 Types des aéroréfrigérants

- Air induit : lorsque les ventilateurs sont placés au-dessus des faisceaux.
- Air forcé : lorsque les ventilateurs sont placés au-dessous des faisceaux.

II.7.3 Description des aéroréfrigérants

Les aéroréfrigérants sont constitués de faisceaux tubulaires, de systèmes de ventilation d'air, de chambres de distribution d'air entre ventilateurs et faisceaux et de structures.

a. Faisceaux tubulaires :

Ils sont constitués d'un certain nombre de tubes métalliques placés en rangées qui peuvent être lisses ou à ailettes.

➤ Tube lisse : les tubes ne possèdent pas d'ailettes sur leurs surfaces extérieures, sont nommés « tubes nus ».

➤ Tube à ailettes : les tubes sont entourés d'organes métallique appelés ailettes, ces dernières peuvent être placées de différentes manières. Les ailettes sont soit extrudées à partir de la fourrure en aluminium d'un tube, et quelquefois elles sont dentelées.

b. Système de ventilation :

Les ventilateurs sont installés dans une chambre de séparation de l'air qui dirige ce dernier sur la surface faciale du faisceau du tube à ailettes.

Chaque ventilateur est entraîné par courroie au moyen d'un moteur électrique monté verticalement, l'ensemble moto ventilateur est placé suivant le type de tirage utilisé.

II.7.4 Avantages et inconvénients d'un aéroréfrigérant

Comparer à ceux d'un réfrigérant à eau :

Tableau II.1 : Avantages des aéroréfrigérants

Aéroréfrigérants	Réfrigérant à eau
<p>-L'air est disponible et ne coûte rien.</p> <p>-L'air est rarement corrosif et il n'est donc pas nécessaire de prévoir le nettoyage ou l'encrassement.</p> <p>-Les coûts d'entretien des systèmes d'aéroréfrigérants représentent généralement 20 à 30% de ceux des réfrigérants à eau.</p>	<p>-L'eau de réfrigération est généralement rare, lorsqu'elle est disponible il faut l'amener au site au moyen de pompe à un coût approprié.</p> <p>-Dans certains procédés où un fluide toxique doit être refroidi, il y a un danger de contamination de l'eau de réfrigération.</p> <p>-L'entretien des réfrigérants à eau est coûteux, l'eau contient des corps vivants qui grossissent en milieu de chaleur et de ce fait encrassent les échangeurs. Les minéraux tels que le fer déposent des oxydes ou nécessitent un arrêt pour le démantèlement et nettoyage.</p>

Tableau II.2 : Inconvénients des aéroréfrigérants

Aéroréfrigérants	Réfrigérants à eau
-En raison de la chaleur spécifique faible de l'air et de sa dépendance sur la température sèche, l'air ne peut refroidir un fluide « process » à des températures basses.	-L'eau peut être normalement refroidi un fluide « process » à des températures de 10°C à 5°C plus basses que l'air.
-Les aéroréfrigérants nécessitent de grandes surfaces à cause de leurs coefficients de transfert air film faible et de la chaleur spécifique faible de l'air.	-Les réfrigérants à eau nécessitent une surface de transfert compacte moindre, un dimensionnement de l'échangeur bien défini.
-Les variations saisonnières dans la température de l'air peuvent modifier les performances, l'eau et soleil apportant des variations de températures non négligeables dans une journée.	-L'eau est moins affectée par les variations de températures.
-Les aéroréfrigérants nécessitent une technologie spéciale.	-une conception bien établie pour un échangeur à calandre multitubulaire est satisfaisante.

II.8 Calcul sur les échangeurs de chaleur

II.8.1 Coefficient global de transfert de chaleur

On considère deux fluides (chaud et froid) circulant de part et d'autre d'une paroi propre le flux de chaleur, s'écoulera en rencontrant trois résistances en série :

- Résistance au transfert par convection entre le fluide chaud et la paroi.
- Résistance au transfert par conduction à travers la paroi.
- Résistance au transfert par convection entre la paroi et le fluide froid [5].

On exprime alors la résistance globale au transfert thermique entre les deux fluides par la somme des trois résistances en série :

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + R_{\text{cond}} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (\text{II.1})$$

On suppose que U soit basé sur la surface extérieure (A_e), on obtient :

$$R = \frac{1}{U} = \frac{A_e}{h_i A_i} + R_{\text{cond}} A_e + \frac{1}{h_e} \quad (\text{II.2})$$

Où :

h_i et h_e : Coefficients du filme intérieur et extérieur ($\text{W.m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$).

A_i et A_e : Surface intérieur et extérieur (m^2).

R_{cond} : Résistance du conduction ($\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{W}^{-1}$).

R : La résistance globale ($\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{W}^{-1}$).

Une résistance globale (coefficient d'encrassement) résultant des résistances de salissement éventuel de chaque côté de la paroi s'écrit :

$$\frac{1}{U_s} = R + R_s \quad (\text{II.3})$$

Où :

R_s : La résistance d'encrassement

Cette résistance (R_s) doit s'ajouter à la résistance globale donnée précédemment, d'où le coefficient de transfert globale sale (U_s) défini par la relation :

$$U_s = \frac{1}{R + R_s} \quad (\text{II.4})$$

II.8.2 Méthodes de calcul

L'étude thermique d'un échangeur de chaleur en régime permanent peut se faire selon deux méthodes :

➤ Celle de la moyenne arithmétique de la différence de température appelée ΔTLM .

➤ Celle du nombre d'unité de transfert NUT [5].

a. Méthode de ΔTLM :

L'analyse par cette méthode sera faite dans le cas des échangeurs à courant parallèles ou à contre courants [5].

Principe de la méthode :

1- Détermination de la température moyenne caractéristique à partir des températures d'entrée et de sortie des deux fluides.

2- Calcul du ΔT_{LM} et du coefficient correctif ϵ .

Avec :

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (\text{II.5})$$

Où :

ΔT_1 : Différence de températures entre les deux fluides à l'extrémité 1 de l'échangeur.

ΔT_2 : Différence de températures entre les deux fluides à l'extrémité 2 de l'échangeur.

ϵ : Facteur correctif se détermine à partir des abaques.

3- Calcul de la puissance échangée :

$$Q = (\dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T)_{\text{chaud}} = (\dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T)_{\text{froid}} \quad (\text{II.6})$$

Où :

\dot{m} : Débit massique ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$).

C_p : chaleur massique à pression constante ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$)

4- Recherche de la surface d'échange :

$$Q = U \cdot A \cdot \epsilon \cdot \Delta T_{LM} \quad (\text{II.7})$$

$$A = \frac{Q}{U \cdot \epsilon \cdot \Delta T_{LM}} \quad (\text{II.8})$$

b. Méthode de NUT :

La méthode utilisant ΔT_{LM} suppose les températures des fluides connues aux deux extrémités de l'échangeur or souvent on peut estimer U mais les températures de sortie ne sont pas connues. C'est le but de la méthode de NUT (nombre d'unité de transfert) qui utilise que les températures d'entrée [5].

Principe de la méthode :

- 1- Estimation des températures de sortie T_{sc} et T_{sf} .
- 2- Calcul du coefficient d'échange global U .
- 3- Détermination du NUT et de l'efficacité ε .

Où :

ε : est l'efficacité de l'échangeur définie comme étant le rapport entre la puissance thermique réellement échangée et la puissance maximale thermiquement échangeable.

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{réel}}}{Q_{\text{max}}} \quad (\text{II.9})$$

$$Q_{\text{max}} = (\dot{m} \cdot C_p)_{\text{min}} (T_{ec} - T_{ef}) \quad (\text{II.10})$$

$(\dot{m} \cdot C_p)_{\text{min}}$: C'est la capacité thermique la plus petite entre le fluide chaud et le fluide froid.

$$Q_{\text{réel}} = (\dot{m} \cdot C_p)_{\text{chaud}} (T_{ec} - T_{sc}) = (\dot{m} \cdot C_p)_{\text{froid}} (T_{sf} - T_{ef}) \quad (\text{II.11})$$

- 4- Calcul des températures de sortie T_{sc} et T_{sf} .

III Phénomène d'encrassement**III.1 Introduction**

L'utilisation industrielle des échangeurs de chaleur ne pose pas de problèmes particuliers dans le cas où les parois des surfaces d'échange restent propres pendant toute la durée de fonctionnement de l'appareil. Mais dans de nombreuses applications, il n'en est pas ainsi. La circulation de l'un des fluides est souvent accompagnée de la formation de dépôt et habituellement, l'épaisseur de ce dernier croît avec le temps. Or la présence de ces dépôts réduit le flux thermique et empêche de réaliser entièrement l'opération désirée. Il est donc indispensable de procéder à un nettoyage périodique d'un tel échangeur.

L'encrassement reste l'un des phénomènes les moins compris de l'industrie. La hausse importante du coût de l'énergie et des matières premières durant ces dernières années et le besoin pour les industries de devenir plus compétitives, ont rendu nécessaire une approche plus approfondie de ces mécanismes.

L'encrassement des équipements de transfert de chaleur est un phénomène prépondérant dans la réduction des performances : telles que la diminution des coefficients de transfert de chaleur, l'augmentation de la température de fluide chaud et donc des consommations énergétiques.

III.2 Définition de l'encrassement

C'est l'accumulation d'éléments solides indésirables par dépôt sur les surfaces d'échange qui va augmenter la résistance thermique et donc rendre plus difficiles le passage de la chaleur [7], [8].

Ce dépôt qui évolue dans le temps, peut être constitué de cristaux, de sédiments, de résidus biologiques, des produits d'une réaction chimique ou bien encore être la combinaison de plusieurs de ces éléments.

L'encrassement joue un rôle primordial dans la performance des échangeurs de chaleur, il se produit avec ou sans gradient de température dans un grand nombre de processus naturels, il est extrêmement important de choisir le type d'échangeur adéquat aux applications particulières et adopter des valeurs réalistes de la résistance d'encrassement.

III.3 Classification des différents types d'encrassement

Il est possible de classer l'encrassement selon le mécanisme qui contrôle la vitesse de dépôt, selon les conditions d'utilisations de l'échangeur ou selon le mécanisme dominant, même s'il ne contrôle pas la vitesse de dépôt : pour cela on distingue selon [9], [10], [11] :

- Encrassement particulaire,
- Encrassement par entartrage,
- Encrassement par corrosion,
- Encrassement biologique,
- Encrassement par réaction chimique,
- Encrassement par solidification,

Mais la plupart des dépôts réels sont le résultat de la combinaison d'au moins deux types cités, un type peut prédominer et accélérer à la contribution des autres.

En considérant qu'une seule catégorie de ce phénomène plusieurs recherches ont été faites pour prévoir des méthodes performantes qui mettent en évidence des différents moyens pour minimiser l'encrassement ; la plupart des travaux se sont basé seulement sur le type d'encrassement particulaire (phénomène de déposition et de réentraînement) [12].



Figure III.1 : L'encrassement dans un échangeur tubulaire

III.3.1 Encrassement particulaire

La plupart des écoulements, de fluides industriels (liquides ou gazeux) transportent des particules en suspension dont la taille varie d'une fraction de μm à quelques

dizaines de μm ; le dépôt est inévitable d'une partie de ces particules sur la surface d'échange [13]:

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

III.3.2 Encrassement par entartrage

Il est généralement associé à la production d'un solide cristallin à partir d'une solution liquide [14]. Il dépend donc fortement de la composition des eaux industrielles. 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 réunies :

- La limite de solubilité doit être dépassée, c'est-à-dire qu'il y ait saturation : c'est l'aspect thermodynamique.
- La vitesse de déposition doit être suffisamment rapide : c'est l'aspect cinétique [15], [16].

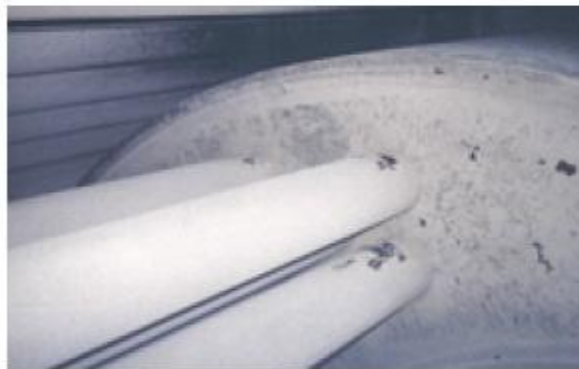


Figure III.2 : Entartrage d'une chaudière à tube de fumée (P= 15 bars)

III.3.3 Encrassement par corrosion

C'est le résultat d'une réaction chimique ou électrochimique entre la surface de transfert de chaleur et le fluide en écoulement, on distingue :

- La corrosion uniforme caractérisée par une perte d'épaisseur régulière mais dont la vitesse n'est pas forcément proportionnelle au temps.
- La corrosion par piqûres ou l'attaque est limitée à des zones de très petites surfaces ($\approx 1\text{mm}^2$).
- La corrosion fissurant à l'échelle microscopique intergranulaire ou transgranulaire.
- La corrosion sélective ou seul un élément d'un alliage subit une attaque sélective [16].



Figure III.3 : Importante corrosion

L'encrassement par corrosion est un promoteur potentiel pour tous les autres types d'encrassement, les produits de corrosion peuvent servir de germes de nucléation pour des solutions sursaturées, piéger les particules en suspension, servir d'abris pour le développement de micro-organismes et même catalyser certaines réactions [16].

Les produits de la réaction qui se forment et restent sur la surface d'échange créent le dépôt, il s'agit là, d'un mécanisme de corrosion, in situ, lorsque l'encrassement est de type particulière.

III.3.4 Encrassement biologique

Il est dû au développement de micro-organismes qui créent un film au contact de la surface d'échange, il peut être causé par trois grands types de micro-organismes : les bactéries, les algues et les champignons [17].

- Le développement bactérien est dû à un apport nutritif (hydrocarbures, ammoniacques),

- Le développement des algues est dû à la présence d'énergie solaire avec photosynthèse.
- Les champignons se développent avec l'apport de nutriments mais surtout dus aux changements de conditions physiques ambiantes (pH, humidité, température).



Figure III.4 : Dépôt de slime bactérien, hydrocarbures et oxydes métalliques dans un échangeur de chaleur eau hydrocarbures (raffinerie de pétrole)

III.3.5 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 [18], [19].

Les paramètres influant sur ce type d'encrassement sont :

- La température de la surface.
- La température moyenne du fluide.
- L'augmentation de la pression.
- La vitesse du fluide.
- La composition : à côté du constituant principal, les constituants secondaires même à l'état de traces, en particulier, les oléfines, l'oxygène moléculaire et l'air, les composés complexes organométalliques dissous et les produits de corrosion peuvent affecter le dépôt ;
- L'état de surface du métal et du dépôt ainsi que la géométrie de l'écoulement qui affecte les distributions de vitesses, de températures et de concentrations près de la surface.

III.3.6 Encrassement par solidification

Il s'agit de la solidification d'un liquide pur au contact d'une surface d'échange sous-refroidie (formation d'une couche de glace à l'intérieur des conduites forcées ou de givre) ou du dépôt d'un constituant à haut point de fusion d'un liquide au contact d'une surface de transfert de chaleur froide (dépôt d'hydrocarbures paraffiniques).

Une vapeur peut également se déposer sous une forme solide sans passer par l'état liquide (formation du givre) [20].

III.4 Apparition et développement de l'encrassement

Phénoménologiquement, l'encrassement est un problème transitoire de chaleur et de masse qui nécessite l'action simultanée de plusieurs processus complexes [21]. Le mécanisme d'encrassement est décomposé en cinq événements séquentiels :

III.4.1 Initiation

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

III.4.2 Transport des particules dans le fluide jusqu'au voisinage de la paroi

Ce transport peut être mécanique par impaction sur un obstacle, diffusif, par mouvement turbulent ou bien généré par un champ de force extérieur thermique ou électrique. Dans de nombreux cas, ces différents mécanismes peuvent coexister.

III.4.3 Adhésion des particules

Toutes les particules amenées au voisinage de la paroi n'adhèrent pas obligatoirement sur celle-ci, ces phénomènes sont essentiellement contrôlés par les forces d'adhésion et de cohésion du dépôt.

III.4.4 Réentraînement de particules déposées

Certaines des particules déposées peuvent être réentraînées sous forme d'agglomérats arrachés à la couche de dépôt sous l'action des forces aérodynamiques.

III.4.5 Vieillessement du dépôt

Il s'agit d'un changement de structure chimique ou cristalline du dépôt dû à des phénomènes tels que la déshydratation ou la polymérisation, il y'a alors diminution des forces d'adhésion du dépôt qui peut être arraché sous l'action des forces aérodynamiques.

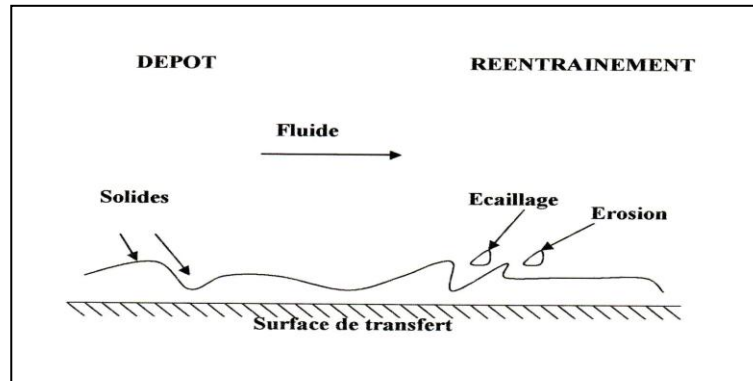


Figure III.5 : Représentation schématique des phases de dépôt et de réentraînement de l'encrassement dans le cas d'un liquide

III.5 Résistance thermique d'encrassement

La résistance d'encrassement constitue un moyen d'évaluation de l'importance du dépôt formé sur une surface d'échange de chaleur [21].

La résistance thermique due à l'encrassement est incluse dans l'expression du coefficient global de transfert de chaleur d'un échangeur tubulaire sous forme de deux résistances de part et d'autre de la paroi.

Cette résistance possède des unités inverses de celle d'un coefficient de transfert de chaleur. Pour la paroi propre :

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + R_{\text{cond}} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (\text{III.1})$$

$$R = \frac{1}{U_e} = \frac{A_e}{h_i A_i} + A_e R_{\text{cond}} + \frac{1}{h_e} \quad (\text{III.2})$$

Avec:

$R_{\text{cvi}} = \frac{1}{h_i A_i}$: Résistance à la convection entre le fluide chaud et la surface interne de la paroi.

$R_{cve} = \frac{1}{h_e A_e}$: Résistance à la convection entre la surface externe de la paroi et le fluide froid.

R_{cond} : Résistance à la conduction dans la paroi.

Et pour la situation encrassée (sale), l'écriture de la résistance totale au transfert de chaleur entre les deux fluides s'écrit :

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{si}}{A_i} + R_{cond} + \frac{R_{se}}{A_e} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (\text{III.3})$$

Si U est basé sur A_e , on obtient:

$$\frac{1}{U_{se}} = \frac{A_e}{h_i A_i} + \frac{R_{si} A_e}{A_i} + R_{cond} A_e + R_{se} + \frac{1}{h_e} \quad (\text{III.4})$$

Si on retranche (III.2) de (III.4) on aura:

$$\frac{1}{U_{se}} - \frac{1}{U_e} = \frac{R_{si} A_e}{A_i} + R_{se} \quad (\text{III.5})$$

De plus si $A_e = A_i$, on a :

$$\frac{1}{U_{se}} - \frac{1}{U_e} = R_{si} + R_{se} = R_s \quad (\text{III.6})$$

Avec :

R_{si} : Résistance due au film d'encrassement déposé sur la surface intérieure de la paroi.

R_{se} : Résistance due au film d'encrassement déposé sur la surface extérieure de la paroi.

R_s : Résistance totale d'encrassement.

III.6 Cinétique d'encrassement

Dans la littérature, il est classique de rencontrer quatre grandes catégories d'évolution de la cinétique d'encrassement. Chacune d'entre elle représente un mode d'encrassement bien précis, fait intervenir des paramètres particuliers tels que la taille des particules encrassantes, la vitesse d'écoulement, ou encore la géométrie de la surface d'échange [21].

III.6.1 Cinétique asymptotique

Ce modèle d'évolution par Kern et Seaton est le plus rencontré dans la littérature. Il est plus particulièrement représentatif de l'encrassement particulaire. La résistance de l'encrassement évolue jusqu'à une valeur limite asymptotique R_s . L'expression de cette cinétique est la suivante :

$$R_s = R_{\infty} \cdot [1 - \exp[-(t/\tau)]] \quad (\text{III.7})$$

III.6.2 Cinétique affine

La croissance affine du dépôt serait représentative de la formation de givre, notamment les surfaces des évaporateurs. Ceci peut permettre d'écrire la résistance d'encrassement sous la forme :

$$R_s = k \cdot t \quad (\text{III.8})$$

III.6.3 Cinétique en racine carrée

Ce troisième type d'évolution, caractéristique de l'encrassement par cristallisation, peut être aussi représenté par exemple par la formation de grive.

III.6.4 Cinétique quadratique

Ce type de cinétique quadratique est représentatif de l'évolution de la résistance d'encrassement d'un pasteurisateur ou d'un stérilisateur de produits laitiers, divers auteurs s'accordent généralement pour considérer plusieurs phases dans l'apparition et le développement de l'encrassement à savoir, l'initiation, le transfert des particules à la paroi, le réentraînement et le vieillissement du dépôt.

Dans les quatre modèles de cinétique proposés précédemment, on ne prend pas en compte la période d'initiation : durée associée au temps nécessaire avant de pouvoir observer la formation d'un dépôt encrassant sur une surface propre. Par conséquent, selon le type d'opérations industrielles traitées, ainsi que le type d'encrassement observé, il sera nécessaire de majorer le temps optimum de fonctionnement de quelques heures voir de quelques jours pour rendre compte de juste possible, des réalités industrielles.

III.7 Prévention de l'encrassement

Les procédés mécaniques ou chimiques de prévention de l'encrassement pendant la phase de fonctionnement de l'échangeur peuvent améliorer de façon significative les performances des échangeurs mais également permettent de prolonger la durée comprise entre deux arrêts.

III.7.1 Procédés mécaniques pour les liquides

Les techniques utilisées pour les liquides sont bien adaptées lorsque les dépôts sont tendres et friables, avec une résistance de réentraînement faible.

Divers techniques sont disponibles sur le marché pour le nettoyage en continu de la surface interne d'échangeurs tubulaires : à boules ou à ressort. Ces procédés nécessitent une filtration en amont de l'échangeur.

III.7.2 Procédés mécaniques pour les gaz

Pour les échangeurs fonctionnant avec des gaz poussiéreux, il existe plusieurs procédés mécaniques de nettoyage ou de soufflage acoustique, etc.

Le procédé à retenir dépend du type de dépôt et de la nature de la surface d'échange.

III.7.3 Procédés chimiques de traitement de l'eau

Il existe un nombre important d'informations concernant l'efficacité des divers traitements chimiques de l'eau, que l'on peut utiliser pour réduire l'encrassement.

Pour éviter ou minimiser les dépôts entartrant, différents traitements chimiques permettant de lutter avec efficacité : la décarbonatation à la chaux, sur résine ou à l'acide, l'adoucissement, ensemencement, les inhibiteurs d'entartrage.

Les actions destinées à prévenir l'encrassement biologique nécessitent, soit de détruire les micro-organismes, soit d'empêcher leur développement. Les traitements correspondants utilisent des biocides.

III.8 Paramètres influençant l'encrassement

Il existe plusieurs paramètres influençant l'encrassement. Ces paramètres sont liés en général au fluide d'alimentation ou à la surface d'échange [21].

III.8.1 La vitesse d'écoulement du fluide d'alimentation

La vitesse d'écoulement a une influence très importante sur la formation du dépôt sur une paroi. L'augmentation de cette dernière, due au débit élevé du fluide, fait décroître la résistance d'encrassement. D'autre part, pour une faible température de surface, l'augmentation de la vitesse d'écoulement est une méthode efficace pour réduire le phénomène d'encrassement des équipements thermique.

III.8.2 Température de la surface d'échange de chaleur

La température de la surface d'échange est aussi un paramètre très important, car la déposition des particules solides sur une surface d'échange est favorisée lorsque la température est élevée, d'où la formation d'un encrassement plus rapide et plus sévère.

Les travaux d'Oufer relatifs à l'encrassement par réaction chimique, la variation de la vitesse d'écoulement par rapport à la température obéit à la loi d'Arrhenius. La vitesse d'encrassement est liée à la constante de vitesse de la réaction chimique qui, elle-même, est fonction de la température.

III.8.3 Concentration du précurseur

Plus la concentration du précurseur est élevée, plus la formation du dépôt est grande pour l'encrassement particulaire. Dans une autre étude, il a été trouvé qu'à température élevée et à faible vitesse, les concentrations élevées du styrène augmentent les vitesses d'encrassement par le polystyrène formé.

III.8.4 Présence de l'oxygène et du soufre

Selon les études réalisées par Oufer sur polymérisation du styrène sur les jets fuel, la formation du dépôt par réaction chimique est favorisée par la présence de l'oxygène et du soufre dans la charge d'alimentation.

III.8.5 Nature et matériaux de construction de la surface

Les surfaces rugueuses ont tendance à favoriser l'initiation de l'encrassement. Le dépôt formé par la suite modifier cette rugosité. D'où un bon choix des matériaux de construction devra éviter l'encrassement par corrosion.

III.9 Conséquences de l'encrassement

L'encrassement de l'échangeur se traduit par :

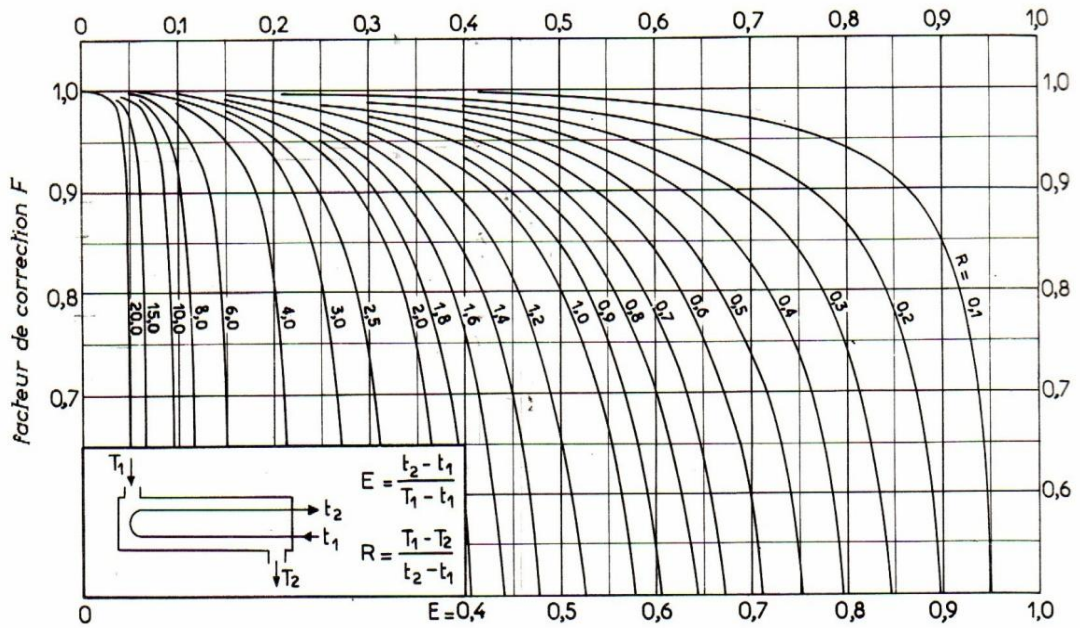
- La réduction de l'efficacité de l'appareil qui provoque les pertes de charge.
- Diminution de ses performances (diminution de l'échange thermique, réduction de sections de passage, diminution des débits s'il ya maintient de la pression et de la chute de puissance transférée... etc.).
 - Bouchage des tubes suite à la formation d'un filme d'encrassement autour des parois des tubes.
 - La dégradation de l'équipement et donc le dysfonctionnement des utilisations avec des réparations ainsi que des pertes de production.

Bibliographie

- [1] Foster Wheeler, Société Français-Brochure de la raffinerie d'Alger, 1963.
- [2] Cengel, Yunus.A, Heat Transfer : A Practical Approach, Mcgraw-Hill (Tx), 2nd édition, University of Nevada Reno, Octobre 2002.
- [3] Pierre Tramboz, Matériel et Equipement, Editions Technip, Mars 1999.
- [4] André BONTEMPS et al, Groupement pour la Recherche sur les Echangeurs Thermiques (GRETh), Echangeurs de chaleur, description des échangeurs, techniques de l'ingénieur (B 2341, B 2342).
- [5] Pierre Wuithier, André Giraud, Raffinage et Génie Chimique, (Tome II) (2^{ème} édition), Paris : Editions Technip, 1972.
- [6] M.Silini, A.Menidjel, Echangeurs de chaleur formation industrie centre des techniques appliquées de SKIKDA, Mars 2006.
- [7] G. Hoyon, Etude thermodynamique de l'encrassement des échangeurs de chaleur application à la géométrie plane simulation expérimentale par dépôt de glace, Université Henri-Poincaré, 1997.
- [8] T. Petot, Modélisation du couplage thermique entre la combustion et l'encrassement des tubes d'un four de raffinerie. Thèse de doctorat de l'université de Toulouse, Janvier 2012.
- [9] Epstein, N « Fouling In Heat Exchangers »Fouling of Heat Transfert, 1981.
- [10] Knudsen J.G, Somerscales E, F, C Equipement, Hemisphere, Wash, DC, 1975.
- [11] Bott, M, N, Process Engineering P76, 1975.
- [12] Somerscales, E, F, C, Knudsen, J, G, Personal communication, (1), 1-4, 1977.
- [13] Nancollas, G.H.Reddy, M.M « The grystallization Of Calcium Carbonate : Part Ii- Calcite Growth Mechanism », J.Colloid Interface Sci 37, 824-830, 1971.
- [14] Rodier, J « L'analyse Chimique Et Physicochimique De L'eau » Edition Dunod, 1971.

- [15] Anastasios, J Karablas « Scale Formation In Tubular Heat Exchangers Research Priorities » Research Institute, 2002.
- [16] Leconte, J « Protection contre la corrosion ». thechnique de l'ingénieur A830.
- [17] Epstein, N « fouling : Technical Aspects In Fouling Of Heat Trasfer Equipment » Somescales Efc, Kundsem JG. Hemispheres WASHDC P3, 1981.
- [18] Memento « Techique De L'eau De Degremont et Nalco » Water Hand Book-Mac Grawn Hill Book Company.
- [19] Froment, G, F. « Fouling Of Heat Transfer Surfaces by Coke Formation in Petrochemical Reactor » Idem P144, 1991.
- [20] Lund, D. Sandhuc, N « Chemical reaction Fouling Due To Foods Staffs ». Idem P437, 1998.
- [21] Duffau, C, Grillot, J, Navorro, J, M, Vidilr,R, Echangeurs de chaleur, l'encrassement dans les échangeurs : description, prévention et remèdes-Paris Edition Tec et Doc, 1991.

Annexe 1



a. une passe côté calandre, deux passes (ou plus) côté tubes.

Figure A.1 : Utilisé pour extraire le facteur de correction ϵ à partir de E et R

Annexe 2

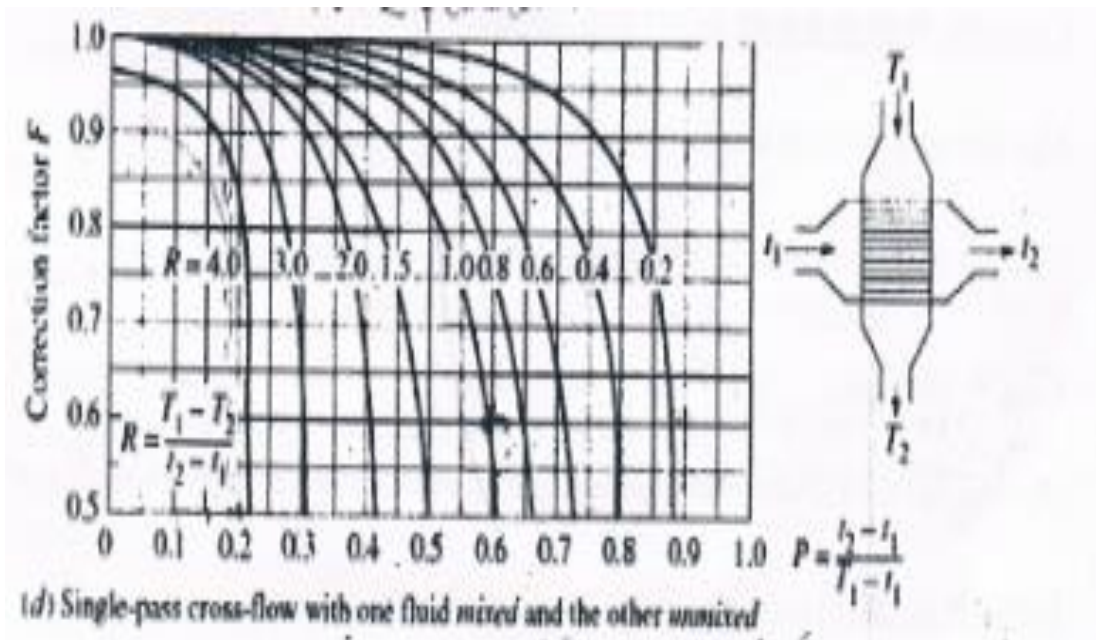


Figure A.2: Utilisé pour extraire le facteur de correction ϵ à partir de E et R

Annexe 3

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

Figure A.3 : Les valeurs du coefficient de transfert sale dans les différents cas

Annexe .4 Les compositions du solvant lourd

Les résultats suivant ont été mesurées dans le laboratoire de la raffinerie d'Alger.

Les compositions du solvant lourd d'après l'étude chromatographique et représenté dans les tableaux 1 et 2

Tableau A.1 : Composition en volumes normalisées

	Naphtène	Paraffine	Aromatique	Totale
C3	-	-	-	0,00
C4	-	0,01	-	0,01
C5	0,02	0,18	-	0,21
C6	0,61	1,01	0,16	1,78
C7	2,56	2,81	0,62	6,00
C8	7,93	12,22	4,94	25,09
C9	1,15	29,25	6,26	36,66
C10	6,65	17,05	0,54	24,26
C11	4,51	0,02	-	4,53
Totale	23,44	62,56	12,53	98,53

Tableau A.2 : Composition en poids normalisées

	Naphtène	Paraffine	Aromatique	Totale
C3	-	-	-	0,00
C4	-	0,01	-	1,01
C5	0,02	0,23	-	0,25
C6	0,61	1,16	0,14	1,91
C7	2,54	3,11	0,55	6,20
C8	7,77	13,08	4,32	25,16
C9	1,12	30,43	5,45	36,99
C10	6,23	17,34	0,47	24,04
C11	4,51	0,02	-	4,17
Totale	22,42	65,37	10,93	98,73

Annexe.5 La distillation ASTM

On note :

- La première goutte : la température d'ébullition initiale.
- La dernière goutte : la température d'ébullition finale
- Les températures correspondantes aux volumes condensat : 5, 10, 30, 50, 70, 90, 95.

Tableau A.5 : Distillation ASTM du solvant lourd

Pourcentage en volume (%)	PI%	5%	10%	30%	50%	70%	90%	95%	PF%
Température (°C)	112	126	130	138	143	150	160	165	172