



N° d'ordre :

N° de série :

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

UNIVERSITÉ ECHAHID HAMMA LAKHDAR EL OUED
FACULTÉ DES SCIENCES ET DE TECHNOLOGIE

Mémoire de fin d'étude

MASTER ACADEMIQUE

Filière: Génie des procédés
Spécialité: Raffinage et pétrochimie

Thème

**Optimisation du bilan thermique d'un circuit
de refroidissement du solvant lourd en
présence du phénomène d'encrassement**

Soutenu le : 01 / 06 / 2015

Présenté par:

Devant le jury :

- **LANEZ Hafnaoui**
- **KHADER Djassem**

- **Président : Mme. LAMI Nassima**
- **Examineur : M. BERRANI Djamal**
- **Encadreur : M.ATIA A. Malek**

Année universitaire 2014 – 2015



N° d'ordre :

N° de série :

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

UNIVERSITÉ ECHAHID HAMMA LAKHDAR EL OUED
FACULTÉ DES SCIENCES ET DE TECHNOLOGIE

Mémoire de fin d'étude

MASTER ACADEMIQUE

Filière: Génie des procédés
Spécialité: Raffinage et pétrochimie

Thème

**Optimisation du bilan thermique d'un circuit
de refroidissement du solvant lourd en
présence du phénomène d'encrassement**

Soutenu le : 01 / 06 / 2015

Présenté par:

Devant le jury :

- LANEZ Hafnaoui
- KHADER Djassem

- Président : Mme. LAMI Nassima
- Examineur : M. BERRANI Djamal
- Encadreur : M. ATIA A. Malek

Année universitaire 2014 – 2015

Dédicaces

Nous dédions ce travail à Toutes nos familles.

Tous nos amis que nous considérons comme des frères.

Remerciements

Nous tenons à remercier toutes les personnes qui nous avaient aidées à réaliser cette étude en apportant des renseignements ou en acceptant de répondre à mes questions.

*En premier lieu nous tenons à remercier **Mr. KHECHKHOUCHE Abderrahmane, M. BOUHELAL Abdelhamid et M.SAHA Mehdi** qui n'ont épargné aucun effort pour nous aider et nous diriger durant la réalisation de ce modeste travail. Nous sommes reconnaissants envers eux pour la patience dont ils ont fait preuve tout le long de ce projet qui a nécessité un travail de longue allure.*

*Nous tenons à remercier également, **Mme LAMI Nassima et M. BERRANI Djamal** d'avoir accepté d'être membres du Jury de soutenance.*

*Nos plus vifs remerciements également à **M. LANEZ Touhami**, pour ses efforts remarquables qui nous ont permis d'acquérir de précieuses connaissances scientifiques.*

Nous exprimons également notre profonde gratitude à tous les enseignants du département de génie des procédés.

Nomenclature

A_s	Surface d'encrassement (m^2)
C	Capacité calorifique ($Kg/s. ^\circ C$)
C_p	Chaleur spécifique ($KJ/Kg. ^\circ C$)
D_c	Diamètre de la calandre (m)
D_e	Diamètre extérieur des tubes (m)
D_h	Diamètre hydraulique (m)
h	Coefficient d'échange par convection ($W/m^2. ^\circ C$)
K	Coefficient d'échange Globale ($W/m^2. ^\circ C$)
L	Langueur des tubes (m)
$\dot{m}$	Débit volumique (m^3/h)
N_t	nombre totale des tubes
P	Puissance de pompage (W)
ΔP	La perte de charge ($N/m^2 = pascal$)
Q	Le flux de chaleur (W)
R	Résistance thermique ($m^2^\circ C/W$)
S	Surface d'échange (m^2)
T_{ce}	Température d'entrée du fluide chaud ($^\circ C$)
T_{cs}	Température sortie du fluide chaud ($^\circ C$)
T_{fe}	Température d'entrée du fluide froid ($^\circ C$)
T_{fs}	Température sortie du fluide froid ($^\circ C$)

ΔT_{LM}	Différence logarithmique de température moyenne (°C)
U_s	le coefficient de transfert sale ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
V	Vitesse du fluide (m/s)

Symbole Grecque

Λ	Conductivité thermique (W/m. k)
λ_f	Coefficient de frottement (obtenir à partir la relation de COLEBROOK)
Λ	Coefficient de frottement dans le cas turbulent
μ	viscosité dynamique (N. s/m ²)
P	Masse volumique (kg/s ²)
H	Efficacité de l'échangeur (%)
ϵ	Rugosité (m)

Indice

f	froid
c	chaud
e	entré
s	sortie

Nombres sans dimensions

Nu	Nombre de Nusselt
Pr	Nombre de Prandtl
Re	Nombre de Reynolds

Sommaire

Introduction	1
Chapitre I : Généralités sur le transfert de chaleur	
Introduction	3
I.1 Définitions	3
I.2 La conduction thermique	5
I.3 La convection thermique	6
I.4 Le rayonnement thermique	8
Conclusion	10
Chapitre II : L'échangeur à tubes et calandre	
II-1 Classement des échangeurs de chaleur	11
II-2 Types de circulation	11
II-3 Les échangeurs de chaleur	12
II-4 L'échangeur à tubes et calandre	12
II-5 L'encrassement des Échangeurs de chaleur	20
Chapitre III : Méthode et expérience	
Introduction	29
III-1 Description de l'unité	29
III-2 Méthode de calculs	34
III-3 Modélisation d'un programme pour étudier un échangeur à tube et calandre	44
III-4 Simulation par HYSYS	46
Conclusion	49
Chapitre IV : Résultats et discussion	
IV-1 Données de départ	50
IV-2 Etude de cas idéal	51
IV-3 Etude de cas actuel	55
IV-4 Résultats et discussion	62
IV-5 Solutions et recommandations	65
Conclusion	66
Références	67

Liste des figures

Fig.I-1 Conduction de chaleur à travers une paroi	5
Fig. I-2 Exemple de conduction thermique	6
Fig. I-3 Phénomène de convection thermique	7
Fig.I-4 Phénomène de rayonnement thermique	9
Fig.I-5 Rayonnement thermique du soleil	10
Fig.II.1 Circulation à co-courant	12
Fig.II.2 Circulation à contre-courant	12
Fig.II.3 Schéma simplifié d'un échangeur à tube et calandre	13
Fig.II.4 Faisceau tubulaire d'un échangeur à tube et calandre	15
Fig.II.5 dispositions des tubes	16
Fig.II.6 Différents types de chicanes	16
Fig.II.7 Les différents types d'échangeurs (selon le standard TEMA)	18
Fig.II.8 Exemples des échangeurs de chaleur selon le standard TEMA	19
Fig.II.9 Faisceau encrassé	24
Fig.II.10. Formation de dépôt	26
Fig.II.11 Nettoyage mécanique	27
Fig.II.12 Nettoyage hydraulique	27
Fig.II.13 Nettoyage par projectile	28
Fig.III.1 Schéma générale de la raffinerie de Skikda	30
Fig.III.2 Circuit de refroidissement de naphta B	32
Fig.III.3 diagramme de Moody	39
Fig.III.4 Interface de programme COOLBROOK-White	41
Fig.III.5 Disposition de mouvement de fluide	43
Fig.III.6 interface de programme de Calculs échangeur	45
Fig.III.7 Résultats de programme de Calculs échangeur	45
Fig.III-8 Schéma de simulation	46
Fig.III-9 Schéma du circuit de refroidissement	47
Fig.III-10 les propriétés de la charge	49
Fig.IV.1 diagramme de l'effet de la température sur la surface d'échange	64
Fig.IV.2 diagramme de l'effet de la température sur le coefficient d'échange global	64
Fig.IV.3 diagramme de l'effet de la température sur la résistance d'encrassement	65

Liste des tableaux

Tableau.II.1 Activité de brevet international	25
Tableau.III-1 Caractéristiques de la charge (Naphta B)	33
Tableau.III-2 Caractéristiques de l'échangeur 101 E01 H	34
Tableau.III-3 conditions opératoire de l'échangeur H	46
Tableau.III-4 Résultats de simulation pour l'échangeur H	47
Tableau.III-5 conditions opératoires pour tout le circuit	47
Tableau.III-6 Résultats de simulation pour le circuit	48
Tableau.IV.1 Caractéristiques de la charge	50
Tableau.IV.2 Caractéristiques de l'échangeur 101 E01 H	50
Tableau.IV.3 Résultats pour le cas idéal	55
Tableau.IV.4 Résultats pour le cas actuel	60
Tableau.IV.5 calculs pour des différents températures d'entrée	61
Tableau.IV.6 Résultats de calcul	62

Introduction

Les échangeurs de chaleur représentent de 30 jusqu'à 40% des équipements pétrochimiques, on trouve les échangeurs dans toutes les unités pétrochimiques. Environ 15% des coûts d'entretien d'une usine de traitement peut être attribuée à des échangeurs de chaleur et les chaudières, et de ce fait, la moitié est probablement causée par l'encrassement. Les coûts associés à l'échangeur de chaleur encrassé comprennent les pertes de production dues à la perte de la production pendant les arrêts planifiés ou dues à l'encrassement, et les coûts de maintenance découlant de la suppression de l'encrassement des dépôts avec des produits chimiques et / ou des dispositifs antisalissure mécaniques ou le remplacement de l'équipement corrodé. En règle générale, les coûts de nettoyage sont dans la gamme de 40.000 \$ à 50.000 \$ [15] par échangeur de chaleur pour le nettoyage.

L'accumulation des dépôts indésirables sur les surfaces des échangeurs de chaleur est habituellement appelée l'encrassement. La présence de ces dépôts représente une résistance au transfert de chaleur et réduit l'efficacité de l'échangeur. Les problèmes liés à l'encrassement des échangeurs thermiques sont connus depuis que le premier échangeur de chaleur a été inventé.

L'encrassement des surfaces de l'équipement de traitement peut avoir un impact négatif significatif sur l'efficacité opérationnelle de l'unité. Sur la plupart des industries d'aujourd'hui, un drain économique majeur peut être causé par l'encrassement. Les coûts totaux d'encrassement liés pour les principaux pays industrialisés est estimé à 4,4 milliards \$ annuellement.

Dans notre sujet nous allons essayer d'étudier l'échangeur H de l'unité 101 de la raffinerie de Skikda. Le but de cette étude est de savoir l'impact de l'encrassement sur cet échangeur et savoir aussi si l'encrassement affecte son rendement. Cette étude sera en quatre chapitres :

Le premier chapitre : définir la notion de base de transfert de chaleur aussi décrire les différents modes de transferts de chaleur.

Le deuxième chapitre : description des classements des échangeurs de chaleur avec une description spécifiée pour les échangeurs à tubes et calandre, après nous allons décrire l'encrassement.

Troisième chapitre : description de la raffinerie de Skikda et les unités 103 et 101 et les caractéristiques du naphta B et l'échangeur H de l'unité 101 puis on va décrire la méthodologie des calculs. Avec une modélisation d'un programme fortran et une simulation par HYSYS 7.2.

Quatrième chapitre :

Calculs puis résultats et discussion avec comparaison entre l'échangeur à l'état idéal et à l'état actuel, finalement des solutions proposées pour minimiser le phénomène d'encrassement.

Introduction

Le transfert de chaleur est la science qui cherche à étudier le transfert d'énergie qui peut avoir lieu entre les corps matériels en raison d'une différence de température, les trois modes de transfert de chaleur sont :

La conduction.

La convection.

Le rayonnement.

Dans ce chapitre, nous cherchons à expliquer le mécanisme de ces modes qualitativement de sorte que chacun peut être considéré dans sa juste perspective.

I.1 Définitions

I.1.1 La température

Le chaud et le froid sont appréciés par des sensations d'où une évaluation irrationnelle de ces grandeurs.

La température caractérise le niveau auquel la chaleur se trouve dans un corps permettant ainsi de dire qu'un corps est plus ou moins chaud qu'un autre¹.

Les températures dans le S.I. sont exprimées en °C (degrés Celsius) mais dans la littérature, on rencontre les degrés Fahrenheit (°F) et les degrés Kelvin (°K)

Conversion entre les différentes unités de températures

$$^{\circ}\text{K} = ^{\circ}\text{C} + 273$$

$$^{\circ}\text{C} = 5/9 (^{\circ}\text{F} - 32)$$

I.1.2 La chaleur

La chaleur est une forme d'énergie (énergie de mouvement des molécules) qui va d'un point chaud (température plus élevée) vers un point froid (température moins élevée).

C'est la sensation perçue par nos organes de sens lorsque nous sommes placés devant un corps incandescent par exemple.

L'unité légale est le Joule (J) mais la kcal (kilocalorie) est également utilisée[1].

Une kcal est la quantité de chaleur qu'il faut fournir à un kg d'eau pour augmenter sa température de 1°C.

$$1 \text{ kcal} = 4,185 \text{ kJ} = -1 \text{ FG (frigorie)}$$

$$1 \text{ BTU} = 1,053 \text{ kJ (BTU: British thermal unit)}^1$$

I.1.3 La puissance

La puissance est le rapport de l'énergie fournie ou absorbée sur l'unité de temps.

L'unité légale est le Watt (W).

Conversion d'unités :

$$1 \text{ kW} = 860 \text{ kcal/h}$$

$$1 \text{ kcal/h} = -1 \text{ Fg/h} = 1,163 \text{ W}$$

$$1 \text{ cv (cheval)} = 736 \text{ W}[1].$$

I.1.4 Flux de chaleur

La chaleur s'écoule sous l'influence d'un gradient de température des hautes vers les basses températures. La quantité de chaleur transmise par unité de temps et par unité d'aire de la surface isotherme est appelée densité de flux de chaleur [2] :

$$\phi = \frac{1}{S} \frac{dQ}{dt} \dots\dots\dots \text{I.1}$$

Où S est l'aire de la surface (m²).

I.1.5 L'équilibre thermique

Lorsque l'on place deux objets, l'un chaud, l'autre froid, dans une enceinte qui n'échange pas de l'énergie avec le milieu extérieur (on a donc affaire à un système isolé), le

corps chaud se refroidit tandis que le corps froid se réchauffe et ce jusqu'à un état d'équilibre pour lequel les températures des deux corps s'égalisent. Si l'un est un thermomètre, on a ainsi déterminé la température de l'autre corps. Les températures des deux corps n'étant pas égales, un flux de chaleur apparaît qui persiste jusqu'au moment où le système atteint l'équilibre thermique[3].

I.2 La conduction thermique

I.2.1 Définition

La conduction est un processus physique de transmission de la chaleur qui s'appuie sur un milieu matériel (solide, liquide, gaz), sans mouvement de matière, et qui fait passer la chaleur des zones chaudes aux zones froides à l'aide de mécanismes à l'échelle microscopique (vibrations atomiques ou moléculaires, diffusion électronique,...). La conduction est le seul mécanisme qui permet à la chaleur d'être transmise dans un solide. [4]

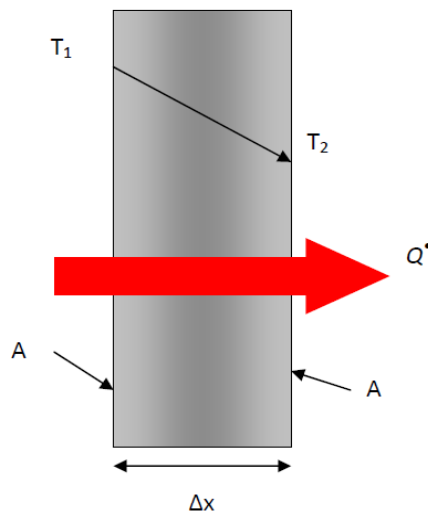


Fig.I-1 Conduction de chaleur à travers une paroi.

I.2.2 Loi de Fourier

Le coefficient de proportionnalité k représente la conductivité thermique du matériau. En limitant le cas où $\Delta x \rightarrow 0$, l'équation ci-dessus se réduit à la forme différentielle suivante:

$$Q = -K A \frac{dT}{dx} \dots \dots \dots \text{I. 2}$$

Qui est appelé la loi de Fourier de conduction thermique. Le terme dT / dx est appelé le gradient de température, ce qui est la pente de la courbe de température (la vitesse de variation de la température T par la longueur x) [5].

Dont

Q : quantité de chaleur échangée (Kw).

A : Surface d'échange de chaleur (m^2).

dT/dx : gradient de température (pour la longueur x).

K : Le coefficient de proportionnalité ($Kw.m^{-1}.K^{-1}$).

I.2.3 Exemple de conduction thermique

Un échangeur de chaleur à contre-courant, à double tube et à paroi mince est utilisée pour refroidir l'huile de 150 à 40 ° C à un débit de 4 kg / s par l'eau (qui entre à 22 ° C à une vitesse de 2 kg / s afin de sortir à 80 ° C.

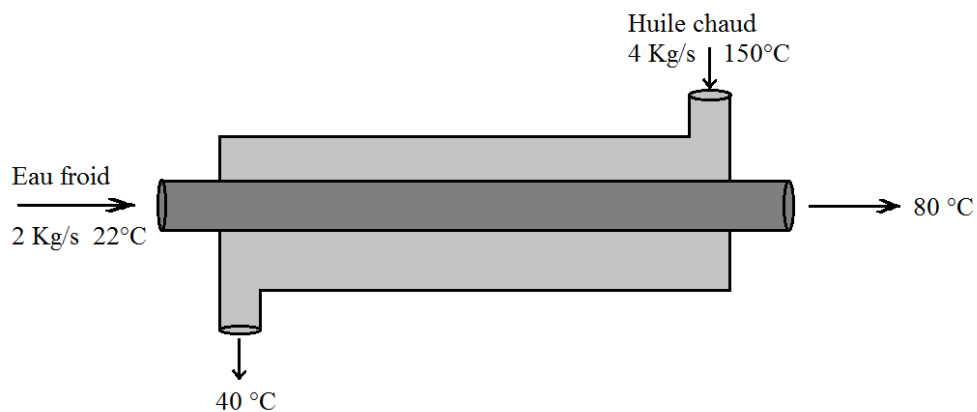


Fig. I-2 Exemple de conduction thermique

La chaleur fournie par l'huile chaude est transférée vers la paroi du tube intérieur puis vers l'eau (le principe est représenté dans la figure 1).

I.3 La convection thermique

I.3.1 Définition

Jusqu'à maintenant nous avons considéré les échanges convectifs seulement comme une condition aux limites pour traiter les problèmes de conduction de la chaleur. Le terme « convection » est utilisé pour décrire le transfert d'énergie entre une surface solide et un fluide en mouvement par rapport à cette surface. Pour ce transfert, le transport d'énergie par conduction a toujours lieu, néanmoins le mode dominant est celui dû aux mouvements de particules fluides. [3]

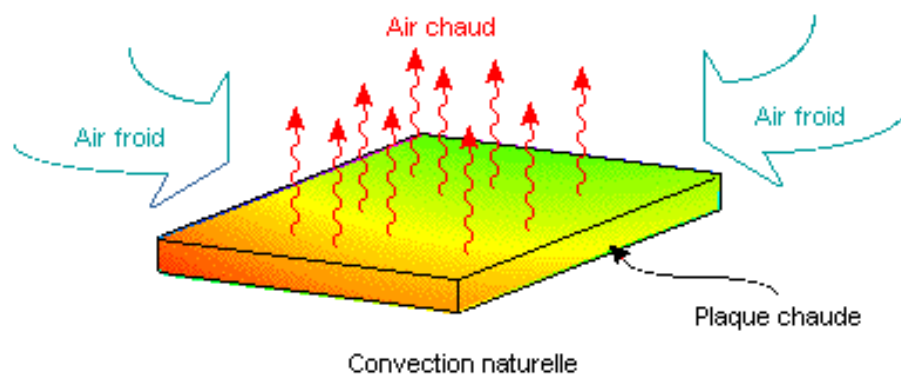


Fig. I-3 Phénomène de convection thermique

I.3.2 Loi de Newton

La convection est un processus physique de transmission de la chaleur qui s'appuie sur un milieu matériel avec mouvement de matière. On ne peut donc avoir de convection que dans les liquides et les gaz. Le flux de chaleur transmis par convection, entre une paroi à température T_1 et un fluide à température T_2 (température mesurée loin de la paroi), peut s'écrire sous la forme [4] :

$$Q = h S (T_1 - T_2) \dots\dots\dots I.3$$

Où :

h : le coefficient d'échange par convection (unité $Wm^{-2}K^{-1}$).

S : surface d'échange thermique.

T_1 : température de la surface du solide en contact avec le fluide.

T_2 : Température de fluide.

I.3.3 La convection forcée

Quand le mouvement du fluide est créé par une différence de pression (pompe, soufflerie).

Exemple de convection forcée un sèche-cheveux dans lequel l'air ambiant est soufflé par un ventilateur au travers d'une résistance chauffante électrique.

I.3.4 La convection naturelle

Ou libre, provoquée par les forces massiques dans le fluide dues aux différences de température et donc de masse volumique du fluide.

Exemple de convection naturelle le chauffage d'une pièce par un convecteur électrique se fait par une ascension d'air chaud le long du mur, tandis que l'air plus frais descend et est « aspirer » vers le convecteur pour remplacer l'air chaud le quittant [3].

I.3.5 La convection accompagnée d'un changement de phase

Dont le fluide subit une évaporation ou une condensation.

Exemple de convection avec changement de phase au début du chauffage d'une quantité d'eau dans une bouilloire, la convection naturelle gouverne le processus d'échange entre la paroi et l'eau. Quand l'eau boue, l'évaporation intensifie le transfert [3].

I.4 Le rayonnement thermique

I.4.1 Définition

Tous les corps, quel que soit leur état : solide, liquide ou gazeux, émettent un rayonnement de nature électromagnétique. Cette émission d'énergie s'effectue au détriment de l'énergie interne du corps émetteur [2].

Le rayonnement se propage de manière rectiligne à la vitesse de la lumière, il est constitué de radiations de différentes longueurs d'onde.

Un corps C émettant des photons dans toutes les directions possibles, certains d'entre eux sont reçus par l'autre corps C' et éventuellement absorbés, en tout ou partie. Bien entendu, le corps C' émet aussi des photons dont certains seront reçus et absorbés par C. Le bilan net se traduit par un échange d'énergie entre C et C' [6].

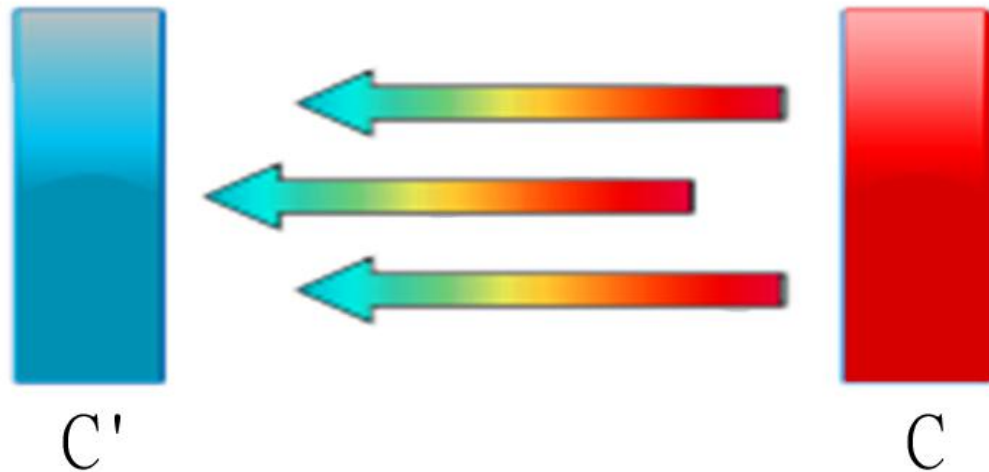


Fig.I-4 Phénomène de rayonnement thermique

1.4.2 Loi de Boltzmann

Le taux auquel un objet émet de l'énergie est proportionnelle à la puissance quatrième de sa température absolue. Ceci est connu comme la loi de Stefan et est exprimé [7].

$$P = \sigma A e T^4 \dots\dots\dots \text{I.4}$$

Où

P est la puissance en watts.

A est la surface de l'objet en mètres carrés.

e est l'émissivité de l'objet qui dépend de la nature de l'objet.

T est la température en kelvins.

σ est une constante appelée constante de Stefan-Boltzmann.

1.4.3 Exemple de rayonnement thermique

Le cas de l'énergie qui nous vient du soleil, il n'y a aucun contact physique entre la terre et le soleil ni de matière alors il n'y a pas de conduction ou de convection. Le soleil émet des particules désignées par "photons"; ceux-ci se déplacent à la vitesse de la lumière et transportent une énergie fonction de leur "longueur d'onde" comme radiation ce qui provient de la chaleur sur terre.

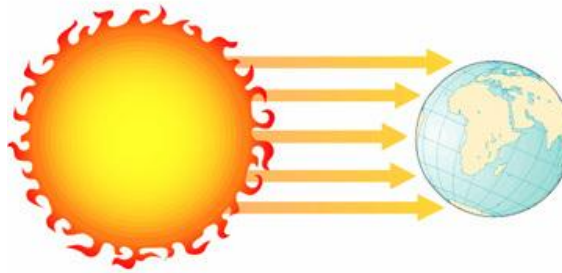


Fig.I-5 Rayonnement thermique du soleil

Conclusion

Le transfert de chaleur décrit l'échange d'énergie thermique entre les systèmes physiques, en fonction de la température, en dissipant la chaleur. Les modes fondamentaux de transfert de chaleur sont la conduction, la convection et le rayonnement.

La conduction

Le transfert d'énergie entre les objets qui sont en contact physique. La conductivité thermique est la propriété d'un matériau à conduire la chaleur.

La convection

Le transfert d'énergie entre un objet et son environnement, en raison de mouvement fluide. La température moyenne, est une référence pour l'évaluation des propriétés relatives au transfert de chaleur par convection.

Le rayonnement

Le transfert d'énergie à partir du mouvement des particules chargées à l'intérieur des atomes est converti en rayonnement électromagnétique.

II-1 Classement des échangeurs de chaleur

II-1-1 Echangeurs de chaleur à contact indirect

Dans un échangeur de chaleur à contact indirect, les courants de fluide restent séparés, et les transferts de chaleur continuent à travers une paroi séparatrice imperméable. Ainsi, thermiquement, il y a un contact entre les fluides. Ce type d'échangeur de chaleur, appelé aussi un échangeur de chaleur de surface [8].

II-1-2 Echangeurs de chaleur à contact direct

Dans ce type, les transferts de chaleur en continu du fluide chaud vers le fluide froid à travers une paroi séparative. Bien qu'un écoulement simultané de deux (ou plus) des fluides soit nécessaire dans l'échangeur, il n'y a pas de mélange direct des deux (ou plus) fluides, car le fluide s'écoule dans chacun des passages de fluide séparés. En général, il n'y a pas de pièces mobiles dans la plupart de ces échangeurs de chaleur. Ce type d'échangeur est désigné comme un échangeur récupérateur de chaleur ou tout simplement comme un récupérateur. {Quelques exemples d'échangeurs de chaleur de type de transfert direct sont, de type plaque, tubulaire et échangeurs de à ailette [8].

II-2 Types de circulation

Trois types de circulation sont possibles:

- Circulation à courants parallèles ou co-courant
- Circulation à contre-courant
- Circulation à courant croisé

II-2-1 Circulation à co-courant

Les fluides 1 (froid) et 2 (chaud) entrent d'un même côté de l'appareil, circulent en parallèle, et sortent à l'autre extrémité.

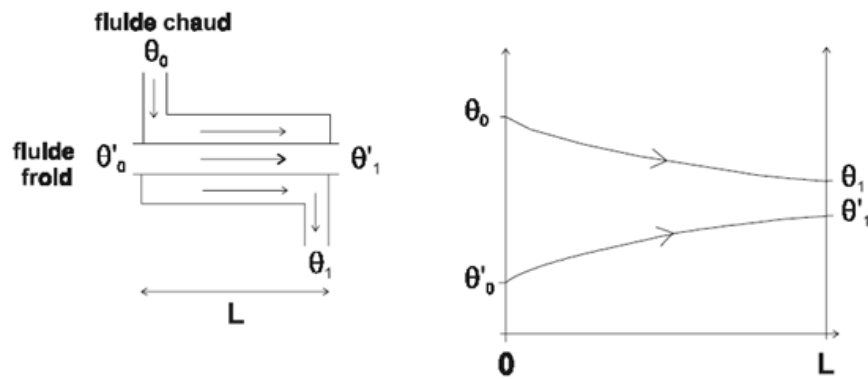


Fig.II.1 Circulation à co-courant

II-2-2 Circulation à contre-courant

Les fluides 1 et 2 entrent des côtés opposés de l'appareil et circulent en sens contraire.

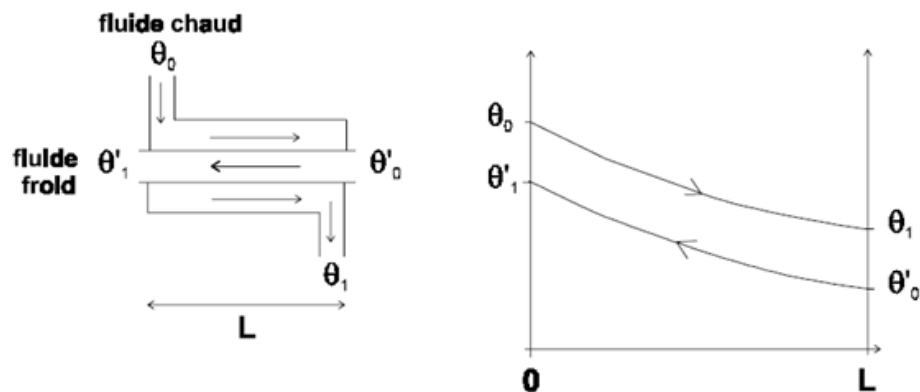


Fig.II.2 Circulation à contre-courant

II-3 Les échangeurs de chaleur

Dans les installations industrielles beaucoup d'opérations dépendent du chauffage ou du refroidissement, par exemple le liquide entrant dans la colonne de distillation est chauffé pour permettre au processus de distillation de se produire pendant que le liquide est refroidi pour qu'il puisse être correctement stocké, ce chauffage et ce refroidissement sont effectués par le transfert de chaleur à partir d'un fluide à un autre dans des dispositifs appelés : échangeurs de chaleur. Nous avons expliqué dans le premier chapitre, les concepts de la chaleur et des modes d'échange de chaleur et dans ce chapitre, nous allons expliquer l'échangeur de chaleur le plus utilisé dans le monde.

Les échangeurs les plus utilisés dans les raffineries sont :

- Échangeurs à tubes et calandre
- Échangeurs tubulaires
- Aéroréfrigérants
- Echangeur à plaques

Pour l'industrie pétrolière les échangeurs de chaleur principaux utilisés pour les différents procédés sont les échangeurs à tubes et calandre; la sélection de l'échangeur de chaleur dépend de la nature du procédé et les caractéristiques du fluide utilisé.

II-4 L'échangeur à tubes et calandre

Un échangeur à tubes et calandre est une classe d'échangeurs de chaleur. Il est le type le plus commun des échangeurs de chaleur dans les raffineries de pétrole et d'autres grands procédés chimiques, il est adapté pour les applications à haute pression. Comme son nom l'indique, ce type d'échangeur de chaleur est constitué d'une calandre (un grand récipient sous pression) avec un faisceau de tubes à l'intérieur. Un fluide circule dans les tubes, et un autre fluide circule sur les tubes (à travers la calandre) pour transférer la chaleur entre les deux fluides. L'ensemble des tubes est appelé un faisceau tubulaire, et peut être composé de plusieurs types de tubes: plaine, longitudinalement à ailettes, etc.

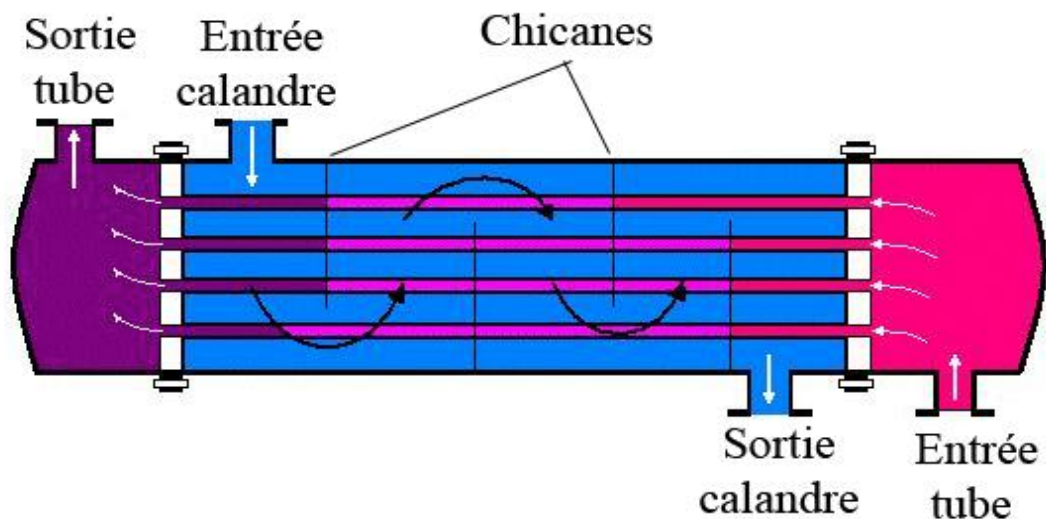


Fig.II.3 Schéma simplifié d'un échangeur à tube et calandre

II-4-1 Classification et différents types des échangeurs à tubes et calandre

Il y a beaucoup de critères pour choisir un échangeur à tubes et calandre.

Fondamentalement, sa fonction peut être pour une seule phase (tel que le refroidissement ou le chauffage d'un liquide ou gaz) ou pour deux phases (tels que la vaporisation ou la condensation). Puisque il y a deux côtés à un échangeur à tubes et calandre, cela peut conduire à plusieurs combinaisons de services [9].

Les services peuvent être classés comme suit:

- Monophasé
- Condensation
- La vaporisation
- Condensation / vaporisation (condensation d'un côté et vaporisation dans l'autre côté).

II-4-2 Nomenclature des échangeurs à tubes et calandre

- **Echangeur de chaleur:** les deux côtés sont de la même phase.
- **Réfrigérant:** un flux d'un fluide de processus et l'autre de l'eau de refroidissement ou de l'air.
- **Chauffage:** un flux de processus et un flux chaud.
- **Condenseur:** un flux de vapeur et l'autre froid pour le refroidissement ou de l'air.
- **Refroidisseur:** un flux d'un fluide de traitement étant condensé et l'autre flux de fluide frigorigène
- **Rebouilleur:** un flux d'un courant de fond d'une colonne de distillation et l'autre chaude (de la vapeur ou de l'huile chaude) [9].



Fig.II.4 Faisceau tubulaire d'un échangeur à tube et calandre

II-4-3 Les tubes

Ce sont généralement des tubes normalisés dont le diamètre annoncé correspond exactement au diamètre extérieur. Le démontage du faisceau de tubes est de plus en plus difficile au fur et à mesure que sa longueur s'accroît (problème de rigidité du faisceau). Pour tous les condenseurs démontables, il convient de laisser un espace libre suffisant dans l'axe du condenseur pour permettre la sortie du faisceau de tubes.

Les matériaux utilisés dépendent des fluides choisis ; les plus courants sont les aciers ordinaires, les aciers inoxydables, le cuivre, le laiton, les cupronickels.

II-4-4 La disposition des tubes

Il y a quatre dispositions des tubes, comme indiqué dans la figure : triangulaire (30°), tourné triangulaire (60°), carré (90°), et faire tourner carré (45°). Une triangulaire (ou triangulaire rotation) modèle pourra accueillir plusieurs tubes d'un motif carré (ou place tournée)

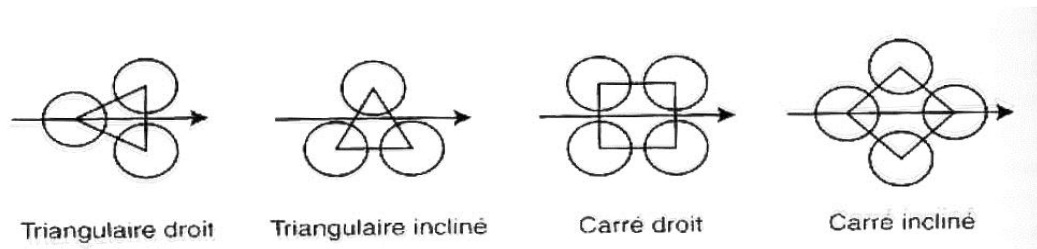


Fig.II.5 dispositions des tubes

II-4-5 Les chicanes

Les rôles principaux d'une chicane dans un échangeur de chaleur à tubes et calandre sont les suivants:

- Tenez les tubes en position, à la fois dans la production et l'exploitation
- Prévenir les effets des vibrations, qui sont augmentées par la vitesse du fluide et la longueur de l'échangeur

La mise en œuvre des chicanes est décidée sur la base de la taille, le coût et leur capacité à apporter un soutien aux faisceaux de tubes

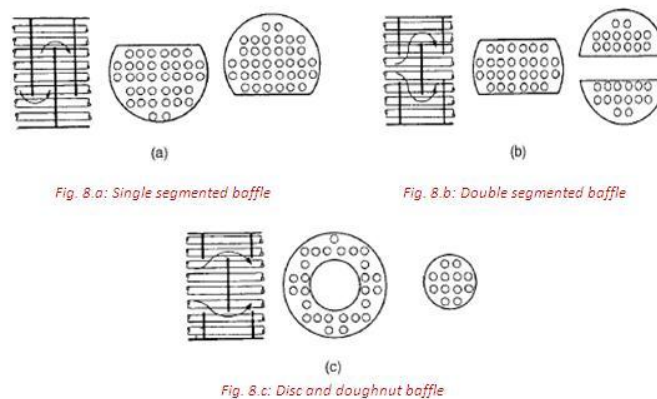


Fig.II.6 Différents types de chicanes

II-4-6 Echangeurs de chaleur TEMA

TEMA est une association commerciale des principaux fabricants des échangeurs à tubes et calandre qui ont été les pionniers de la recherche et du développement depuis plus de 60 ans. Les normes TEMA ont obtenu l'acceptation dans le monde entier comme une autorité sur la conception mécanique des échangeurs à tube et calandre. Les normes TEMA

fournissent une approche reconnue pour les utilisateurs finaux et permet la comparaison entre les modèles concurrents pour une application donnée. TEMA est un ensemble de normes élaborées par les principaux fabricants d'échangeurs de chaleur qui définissent le style de l'échangeur de chaleur et les tolérances d'usinage et d'assemblage pour être employé dans la fabrication d'une unité donnée [10]..

TEMA est composée de trois classes différentes pour classer les échangeurs; R, B et C. Elle a développé une bonne pratique recommandée, pour les situations qui ne sont pas couvertes par ces trois classes. Toutes les classes conformes à la norme ASME Section VIII, Division 1.

R: destinée généralement au pétrole et les applications de traitement connexes.

B: pour le service de traitement chimique.

C: pour les exigences des applications de processus commerciaux et généraux.

C est généralement spécifié dans les applications de l'échangeur à tube et calandre les plus typiques qui ne nécessitent pas des exigences sévères pour les services de traitement chimique ou pétrolier.

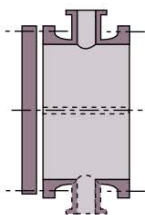
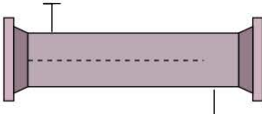
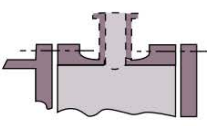
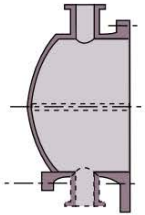
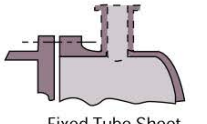
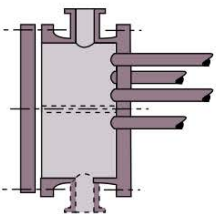
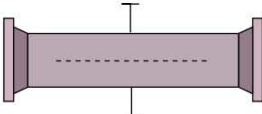
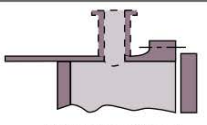
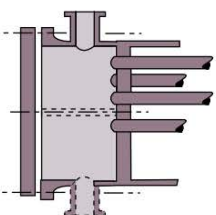
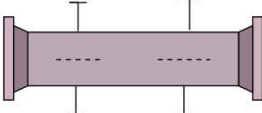
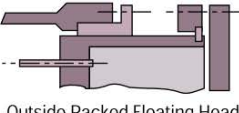
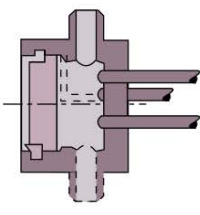
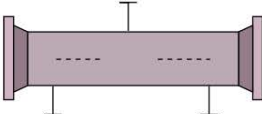
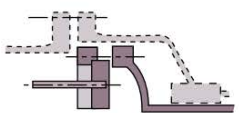
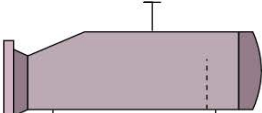
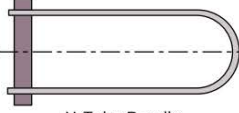
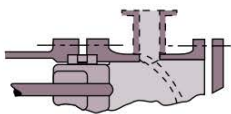
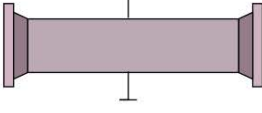
Stationary Head Types		Shell Types		Rear Head Types	
A		E		L	
	Removable Channel and Cover		One-Pass Shell		Fixed Tube Sheet Like "A" Stationary Head
					
	Bonnet (Integral Cover)		Two-Pass Shell with Longitudinal Baffle		Fixed Tube Sheet Like "B" Stationary Head
					
C	Integral With Tubesheet Removable Cover	G	Split Flow	N	Fixed Tube Sheet Like "C" Stationary Head
N		H		P	
	Channel Integral With Tubesheet and Removable Cover		Double Split Flow		Outside Packed Floating Head
		J		S	
D	Special High-Pressure Closures	K	Divided Flow	T	Floating Head with Backing Device
		X		U	
			Kettle-Type Reboiler	W	
					Externally Sealed Floating Tubesheet
			Cross Flow		

Fig.II.7 Les différents types d'échangeurs (selon le standard TEMA)

II-5-7 Exemples des échangeurs de chaleur selon le standard TEMA [11]

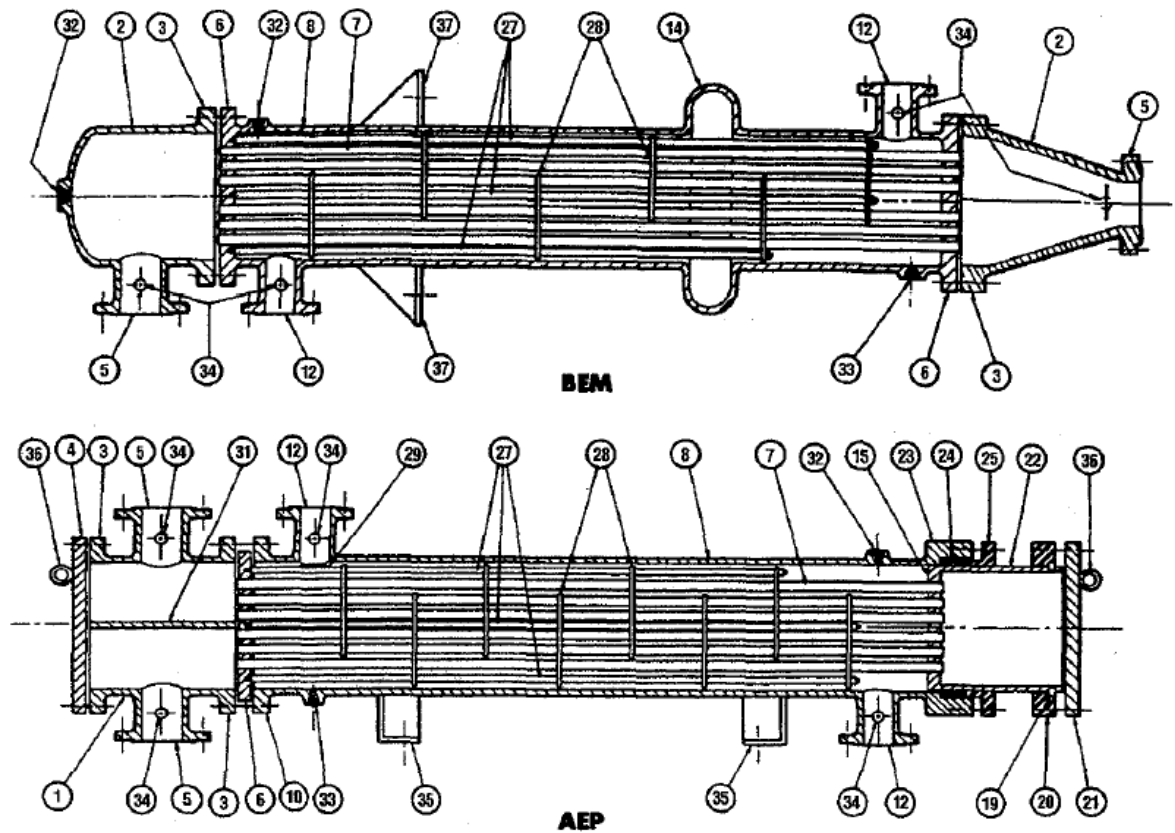


Fig.II.8 Exemples des échangeurs de chaleur selon le standard TEMA

- | | |
|---|---|
| 1. Extrémité fixe - Virole de boîte à fond plat. | 21. Fond extérieur de tête flottante. |
| 2. Extrémité fixe - Virole de boîte fond pompe monobloc. | 22. Jupe de plaque tubulaire de tête flottante. |
| 3. Bride d'extrémité fixe sur boîte fond plat ou à fond pompe monobloc. | 23. Boîtier de garniture. |
| 4. Fond plat de boîte d'extrémité. | 24. Garniture. |
| 5. Tubulure de boîte d'extrémité fixe. | 25. Couvercle presse-garniture. |

- | | |
|--|---|
| 6. Plaque tubulaire fixe. | 26. Anneau-lanterne. |
| 7. Tubes. | 27. Tirants et entretoises. |
| 8. Virole de calandre ou corps. | 28. Chicanes transversales ou plaques-supports. |
| 9. Fond de calandre ou corps. | 29. Déflecteur de protection contre l'impact. |
| 10. Bride de calandre ou corps, extrémité fixe. | 30. Chicane longitudinale. |
| 11. Bride de calandre ou corps, extrémité arrière. | 31. Plaque de séparation de passe. |
| 12. Tubulure de calandre ou corps. | 32. Purge de gaz. |
| 13. Bride de fond de calandre ou corps. | 33. Purge de liquide. |
| 14. Soufflet de dilatation. | 34. Raccord d'instrument de mesure. |
| 15. Plaque tubulaire de tête flottante. | 35. Berceau-support. |
| 16. Fond de tête flottante. | 36. Anneau de levage. |
| 17. Bride de tête flottante. | 37. Console-support. |
| 18. Contre-bride de tête flottante. | 38. Déversoir. |
| 19. Anneau fendu. | 39. Prise de niveau de liquide. (3) |
| 20. Contre-bride slip-on. | |

II-5 L'encrassement des Échangeurs de chaleur

L'accumulation des dépôts indésirables sur les surfaces des échangeurs de chaleur est habituellement appelée l'encrassement. Ces dépôts engendrent une résistance au transfert de chaleur et réduit donc l'efficacité de l'échangeur de chaleur. L'encrassement peut être, une matière cristalline, des produits de réactions chimiques y compris la corrosion, ou de particules. La nature du dépôt dépend du fluide (liquide ou gaz) passant à travers l'échangeur de chaleur. Il peut être la masse de fluide lui-même qui provoque le problème de la formation de dépôts, par exemple, la décomposition d'un liquide organique, dans les conditions de température dans l'échangeur de chaleur. Le problème d'encrassement est produit par une certaine forme de contaminant dans le fluide, souvent à très faible concentration, par exemple, des particules solides ou des micro-organismes [12].

II-5-1 L'effet de l'encrassement dans l'industrie pétrolière

Augmente la surface d'échange de chaleur - réduit l'efficacité thermique, diminue le flux de chaleur, augmente la température sur le côté chaud, diminue la température sur le côté froid, induit la corrosion, augmente l'utilisation de l'eau de refroidissement; réduit le débit, augmente la chute de pression, augmente la pression en amont, augmente la dépense d'énergie, peut entraîner des oscillations dans l'écoulement bi phasique, cavitation; peut augmenter la vitesse d'écoulement, peut induire des vibrations, peut provoquer le blocage du flux [13].

II-5-2 Formes d'encrassement

Six différentes formes d'encrassement peuvent se produire dans les applications industrielles, qui comprennent¹⁴ :

II-5-2-1. Encrassement particulaire

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

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

II-5-2-2. Encrassement par corrosion

L'encrassement par corrosion est le résultat d'une réaction chimique ou électrochimique entre la surface de transfert de chaleur et le fluide en écoulement. Les produits de la réaction qui se forment et restent sur la surface d'échange créent l'encrassement. Il s'agit là d'un mécanisme de corrosion. Lorsque l'encrassement est dû à des produits de corrosion générés, en amont l'encrassement correspondant est du type particulaire.

II-5-2-3. Encrassement par entartrage

Il est généralement associé à la production d'un solide cristallin à partir d'une solution liquide. Il dépend donc de la composition de l'eau industrielle. L'entartrage peut se produire dans les échangeurs refroidis à l'eau, dans les unités de dessalement d'eau de mer ou saumâtre, dans les chaudières, dans les échangeurs de l'industrie agroalimentaire, et dans les systèmes géothermiques.

II-5-2-4. Encrassement biologique

Il est dû au développement de micro-organismes (bactéries, algues ou champignons) qui créent un film au contact de la surface d'échange : il peut même, à l'échelle macroscopique, être caractérisé par le développement de coquillages. Les actions de prévention consistent soit à réduire les micro-organismes, soit à empêcher leur développement. Les traitements correspondants utilisent des biocides et il est essentiel de maintenir la concentration du produit pendant le temps de réaction. Le biocide le plus utilisé est le chlore qui est toxique pour la plupart des micro-organismes et a une action rapide. Le choix final du traitement à adopter est en général un compromis entre les problèmes de toxicité, de pollution, du coût et de maintenance. La tendance à l'encrassement biologique est naturelle puisque les bactéries sont omniprésentes dans l'eau ; en outre, les conditions physico-chimiques rencontrées dans les échangeurs sont le plus souvent favorables à son développement.

II-5-2-5. Encrassement par réaction chimique

On rencontre ce type d'encrassement quand une réaction chimique se produit d'une surface d'échange et que les solides produits par la réaction s'y déposent. Cette réaction est souvent polymérisation ; il en la formation d'un dépôt.

Les domaines concernés sont essentiellement l'industrie pétrochimique (craquage thermique des hydrocarbures lourds), l'industrie agroalimentaire (pasteurisation du lait) et les circuits de chauffage utilisant des fluides organiques.

II-5-2-6. 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).

II-5-3 L'effet économique de l'encrassement

L'encrassement des surfaces de l'équipement de traitement peut avoir un impact négatif significatif sur l'efficacité opérationnelle de l'unité. Sur la plupart des industries aujourd'hui, un drain économique majeur peut être causé par l'encrassement. Les coûts totaux d'encrassement liés pour les principaux pays industrialisés sont estimés à \$ 4,4 milliards annuellement. Selon une estimation, les pertes dues à l'encrassement des échangeurs de chaleur dans les pays industrialisés sont estimées à environ 0,25% à 3% de leur PIB.

Selon Pritchard et Thackery (Harwell Laboratories), environ 15% des coûts d'entretien d'une usine de traitement peut être attribuée à des échangeurs de chaleur et les chaudières, et de ce fait, la moitié est probablement causée par l'encrassement. Les coûts associés à l'échangeur de chaleur encrassé comprennent les pertes de production dues à la détérioration et à la perte de la production pendant les arrêts planifiés ou due à l'encrassement, et les coûts de maintenance découlant de la suppression de l'encrassement des dépôts avec des produits chimiques et / ou des dispositifs antisalissure mécaniques ou le remplacement de l'équipement corrodé. En règle générale, les coûts de nettoyage sont dans la gamme de 40.000 \$ à 50.000 \$ par échangeur de chaleur pour le nettoyage [15].

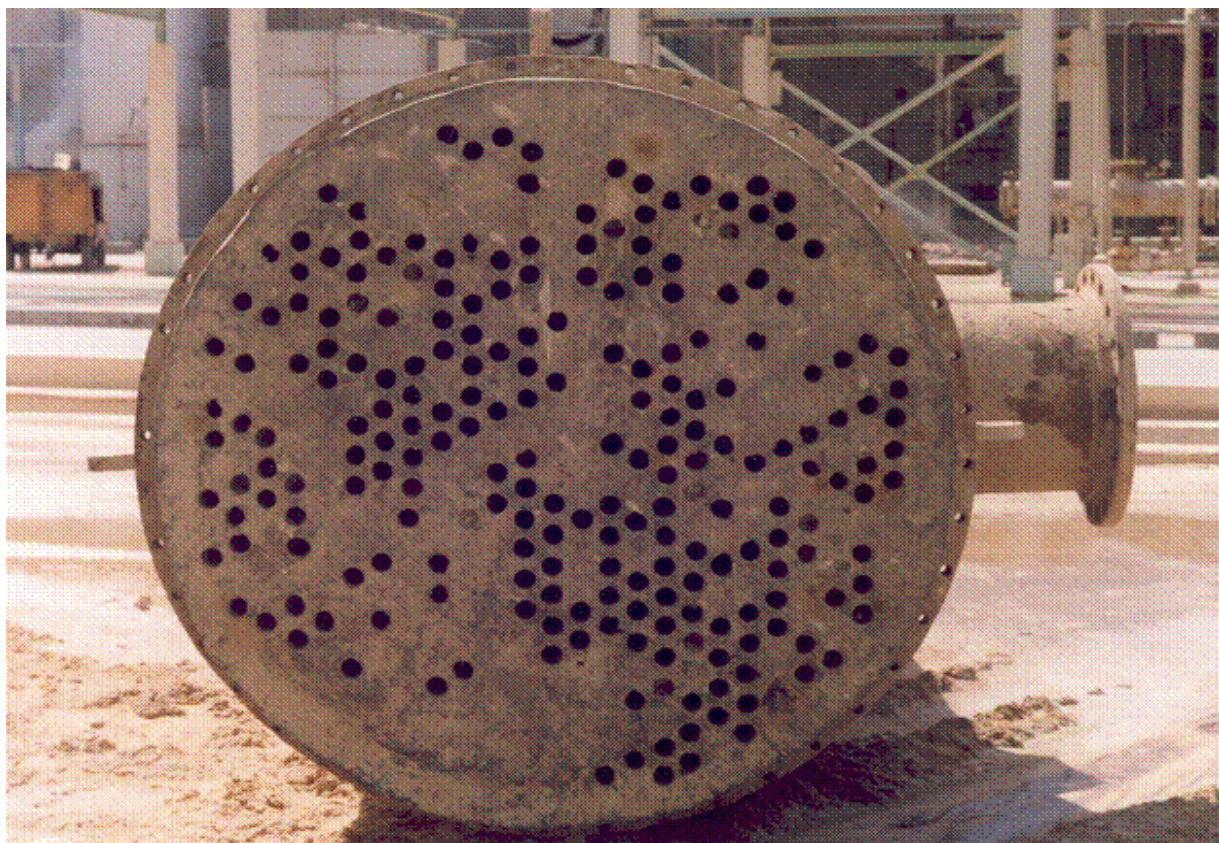


Fig.II.9 Faisceau encrassé

II-5-4 Les recherches sur ce problème

Les recherches sur le problème d'encrassement dans les échangeurs de chaleur et des méthodes pratiques pour prédire le facteur d'encrassement, faisant appel notamment à des

techniques numériques modernes. L'activité des brevets internationaux actuels sur l'encrassement [15].

Tableau.II.1 *Activité de brevet international*

pays	Nombre de brevets	% Des Brevets
USA.	147	63.6
Allemagne	22	9.5
Japon	21	9.1
Suède	9	3.9
Suisse	8	3.5
autre	24	10.4
total	231	100.0

II-5-5 Processus encrassement

L'ensemble du processus d'encrassement est généralement considéré comme le résultat net de deux sous-processus simultanés; un processus de dépôt et un processus de suppression. Une représentation schématique du processus d'encrassement est donnée dans la **Fig.II.10**. Tous les sous-processus peuvent être résumés comme suit:

- Formation de matériaux d'encrassement dans la masse du fluide.
- Transport de matières d'encrassement à l'interface dépôt-fluide.
- Réaction Attachement / formation à l'interface dépôt-fluide.
- Suppression du dépôt d'encrassement.
- Transport à partir de l'interface liquide-dépôt à la masse du fluide [16].

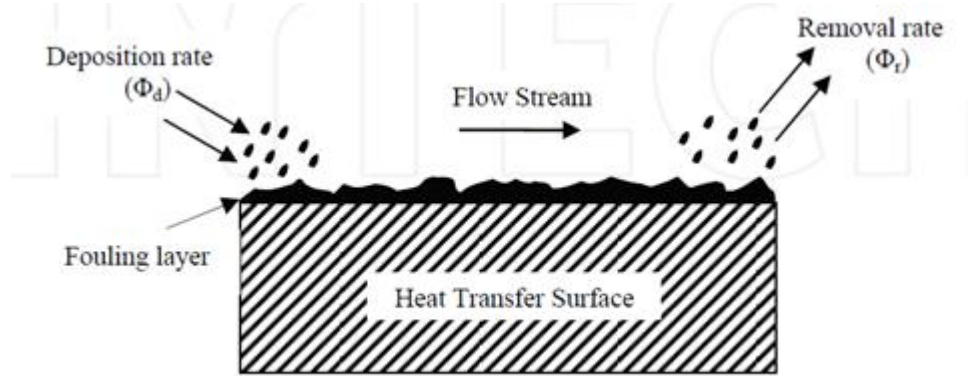


Fig.II.10. Formation de dépôt

II-5-6 Détection de l'encrassement

En régime permanent, l'encrassement peut être détecté par la simple analyse de la variation de l'efficacité.

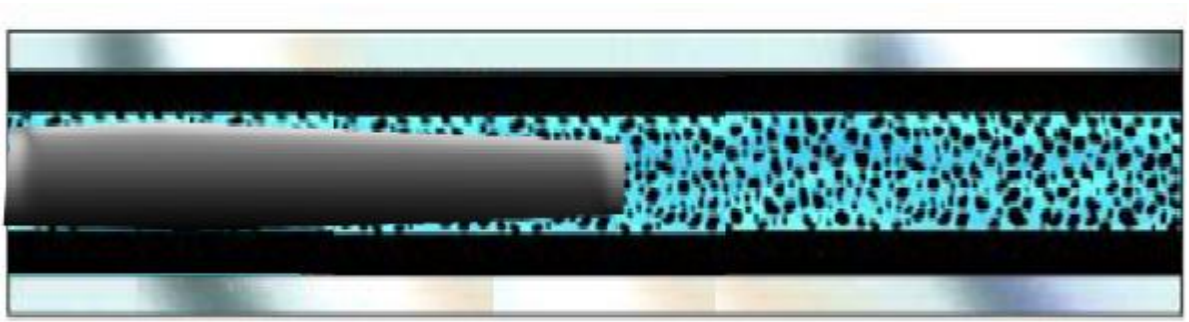
Comparaison du rendement actuelle de l'échangeur par rapport au caractéristique du fabriquant, aussi que la surface d'échange, la capacité thermique et le coefficient de transfert sale.

II-5-7 Nettoyage de l'échangeur

Pour améliorer la performance des échangeurs de chaleur il faut réduire l'encrassement périodiquement, il faut éliminer toutes les substances afin d'avoir un échangeur presque neuf, rendant les tubes à un nouveau cycle de vie.

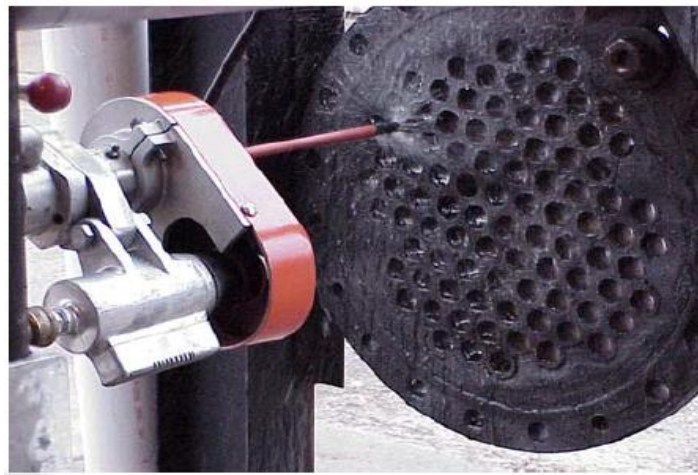
II-5-7-1 Nettoyage mécanique

Les procédures de nettoyage des tubes pour échangeurs à tubes et calandre sont réalisées hors ligne, le plus fréquemment choisi et le plus rapide c'est le nettoyage mécanique. Cependant, cette méthode n'est pas efficace à 100%, laissant certaines substances d'encrassement et elle endommage la paroi du tube par le frottement de l'axe de nettoyage avec la paroi du tube.

**Fig.II.11** Nettoyage mécanique

II-5-7-2 Nettoyage hydraulique

Parmi les autres méthodes hors ligne l'utilisation de l'eau à très haute pression, le temps nécessaire pour nettoyer un échangeur de chaleur peut devenir long. Un grand soin doit être pris pour ne pas endommager les revêtements de plaques tubulaires ou les tubes mêmes; sinon la suppression réussie de dépôts d'encrassement peut devenir associé à de nouvelles fuites dans le tube ou l'augmentation de la feuille de corrosion des tubes, qui ne peuvent être révélés qu'après que l'appareil n'ait été ramené en ligne.

**Fig.II.12** Nettoyage hydraulique

II-5-7-3 Nettoyage chimique

Les produits chimiques sont également utilisés pour le nettoyage hors ligne des tubes d'échangeur de chaleur. Plusieurs produits légèrement acides sont disponibles et peuvent éliminer plus de dépôt que la plupart des autres méthodes; mais ils sont coûteux, prennent plus de temps pour que l'opération soit terminée, et l'élimination ultérieure des produits chimiques peut se révéler un danger pour l'environnement. On a également trouvé, assez

fréquemment, que certaines matières résiduelles ont besoin d'être enlevé par des méthodes de nettoyage mécanique.

II-5-7-4 Nettoyage par projectile

Pour le nettoyage hors ligne, l'outil sélectionné doit être le plus approprié pour retirer un type particulier de dépôt. Nettoyeurs plastique moulé sont très populaires pour certaines applications. Les brosses peuvent également être utilisées pour enlever ces dépôts mous ainsi que certains types de dépôt microbiologique. Les brosses sont également utiles pour le nettoyage des tubes avec des surfaces améliorées (par exemple en spirale ou en retrait à ailettes).

Avec les types de dépôts plus durs, les nettoyeurs de métaux de différents modèles ont été développés, souvent avec un dépôt particulier. Une version actuelle d'un produit de nettoyage constitué de plusieurs bandes en acier trempé en forme de U disposés de façon à former des paires de lames à ressort... Une version de ce nettoyeur pour acier inoxydable est également disponible.

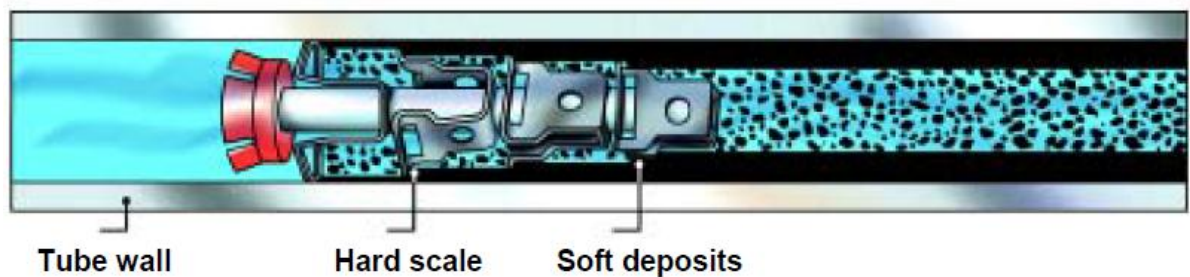


Fig.II.13 Nettoyage par projectile

Introduction

Le 30/04/2015 au sein de la raffinerie de Skikda nous avons commencé un stage dans l'unité de reforming 2 pour 15 jours afin de voir cette unité et d'étudier l'encrassement au niveau de l'échangeur H de l'unité 101. Nous avons vu qu'il y avait deux méthodes principales pour étudier un échangeur de chaleur : la première est la méthode ΔTLM (différence de température logarithmique moyenne) et la deuxième méthode NTU (number of transfert units).

Une série de questions se posent : est-ce qu'on peut relier notre étude (mémoire master) avec cette unité ? Est-ce que les pertes de chaleur et les pertes de charge influent sur l'échangeur ? Autrement est-ce qu'il influe directement sur l'encrassement ?

III-1 Description de l'unité

III-1-1 Présentation de la raffinerie de Skikda :

Le démarrage du chantier a commencé le 02 Janvier 1976, pris fin Mars 1980. Le coût total de cette réalisation étant de 3.402.872.000 DA.

Cette raffinerie est située dans la zone industrielle à 07 Km à l'est de la ville de SKIKDA et à 02 Km de la mer, et est aménagée sur une superficie de 183 hectares environ. Elle emploie actuellement un effectif de 15.000 travailleurs environ.

La raffinerie de SKIKDA a été construite en Janvier 1976 à la suite d'un contrat signé le 03 Avril 1974 entre le gouvernement Algérien et le constructeur Italien SNAM-PROGETTI et SAIPEM, la mise en vigueur du contrat a été effectuée un an après : le 11 Mars 1975; assisté par la sous-traitance de trois (03) principales sociétés nationales à savoir : SONATRO pour le traçage des routes et SONATIBA pour la construction des immeubles et de la tour de refroidissement, ainsi que la SN'METAL pour la construction des réservoirs.

Le complexe de la raffinerie de pétrole de SKIKDA, RA1/K, a pour mission de transformer le pétrole brut provenant de Hassi-Messaoud avec une capacité de traitement (15 millions t/an), ainsi que le brut réduit importé (271.100 t/an).

L'inauguration officielle du complexe a eu lieu le 27 Novembre 1983.

La raffinerie de Skikda est alimentée en brut Algérien par l'unité de transport est (UTE) de Skikda, qui est une station intermédiaire de Hassi-Messaoud.

On note qu'il y a deux (02) nouvelles unités, construites par la société japonaise J.G.C corporation. Ces deux unités sont :

L'unité de prétraitement et de reforming catalytique -II- (PLATEFORMING u 101/103) et l'unité de traitement et séparation des gaz (U 104), ces deux unités ont démarré en Octobre 1993; ainsi que d'autres utilités. Le coût total de cette réalisation étant de 3.600.000.000 DA

Le transport du pétrole brut est réalisé à l'aide de pipelines. La distance entre les champs pétrolifères et la raffinerie de Skikda est de 640 Km.

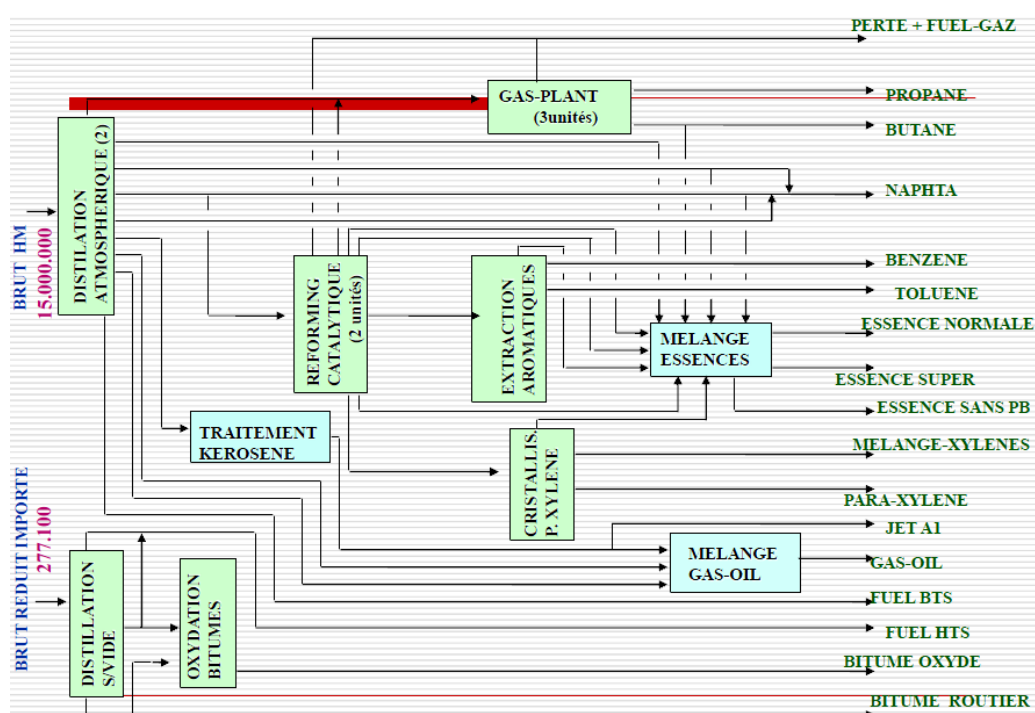


Fig.III.1 Schéma générale de la raffinerie de Skikda

III-1-2 Description de l'unité reforming 2

III-1-2-1 Unité de Platforming (unité 103)

L'unité est conçue pour produire du reformat stabilisé ayant un RON (Indice d'Octane "Recherche") de 100 sous le mode semi-régénéré, et RON 102 sous le mode "CCR" (régénération de catalyseur en continu) après l'incorporation future d'une section de régénération de catalyseur en continu.

Le catalyseur utilisé pour le mode semi-régénératif est le R-62 fourni par UOP. Le catalyseur peut être régénéré sur le site dans une atmosphère d'azote et d'air.

L'unité se compose de quatre (4) réacteurs servant à l'achèvement des réactions. Les réacteurs sont divisés et superposés deux par deux, soit, le No. 1 et le No. 2 forment un groupe et les No.3 et No.4 en forment un autre. Les deux paires se situent côte à côte sur un même support haut en forme de table ("table top" support).

La section de conversion de charge et les fours intermédiaires sont conçus pour produire de la vapeur à moyenne pression qui sert à entraîner la turbine à vapeur du compresseur de gaz de recyclage. La vapeur superflue, ne pouvant être utilisée dans la nouvelle unité, sera conduite vers le réseau de vapeur à moyenne pression existant de la raffinerie.

Le compresseur de gaz de recyclage est du type centrifuge, entraîné par une turbine à vapeur, pouvant travailler dans les différents cas de charge mentionnée ci-dessous.

L'unité comprend un débutaniseur comme stabilisateur, produisant du réformat, du LPG (comme liquide de tête) et de l'off-gaz.

Le réformat est conduit aux bacs S-71 et S-72 (existants) pour le stockage. Le GPL récupéré est envoyé dans la nouvelle unité de récupération de gaz pour en séparer les produits commerciaux de propane et de butane.

Les quatre cas de charge suivants sont pris en compte dans la conception de l'unité:

Cas 1 : Charge de naphta "B", mode semi-régénératif

Cas 2 : Charge de mélange de naphta "B" et "C", mode semi-régénératif

Cas 3 : Charge de naphta "B", mode de régénération de catalyseur en continu

Cas 4 : Charge de mélange de naphta "B" et "C", mode de régénération de catalyseur en continu.

En ce qui concerne les conditions de fonctionnement pour chaque cas, se référer au (Annexe 1).

L'unité 103 est équipée d'une unité de réfrigération, destinée à la récupération de GPL à partir du courant de gaz provenant du séparateur, qui se compose d'un compresseur de réfrigération à vis, d'un échangeur de réfrigération et d'autres équipements auxiliaires.

III-1-2-2 Prétraiteur de naphta (Unité 101)

L'unité 101 est l'objectif de notre travail précisément l'échangeur H du circuit de refroidissement du naphta B Sortant du réacteur 101 R01 afin de passer par une série d'échangeurs A jusqu'à H à contre-courant avec le fluide (Naphta B chaude) venant des bacs S201 et S202.

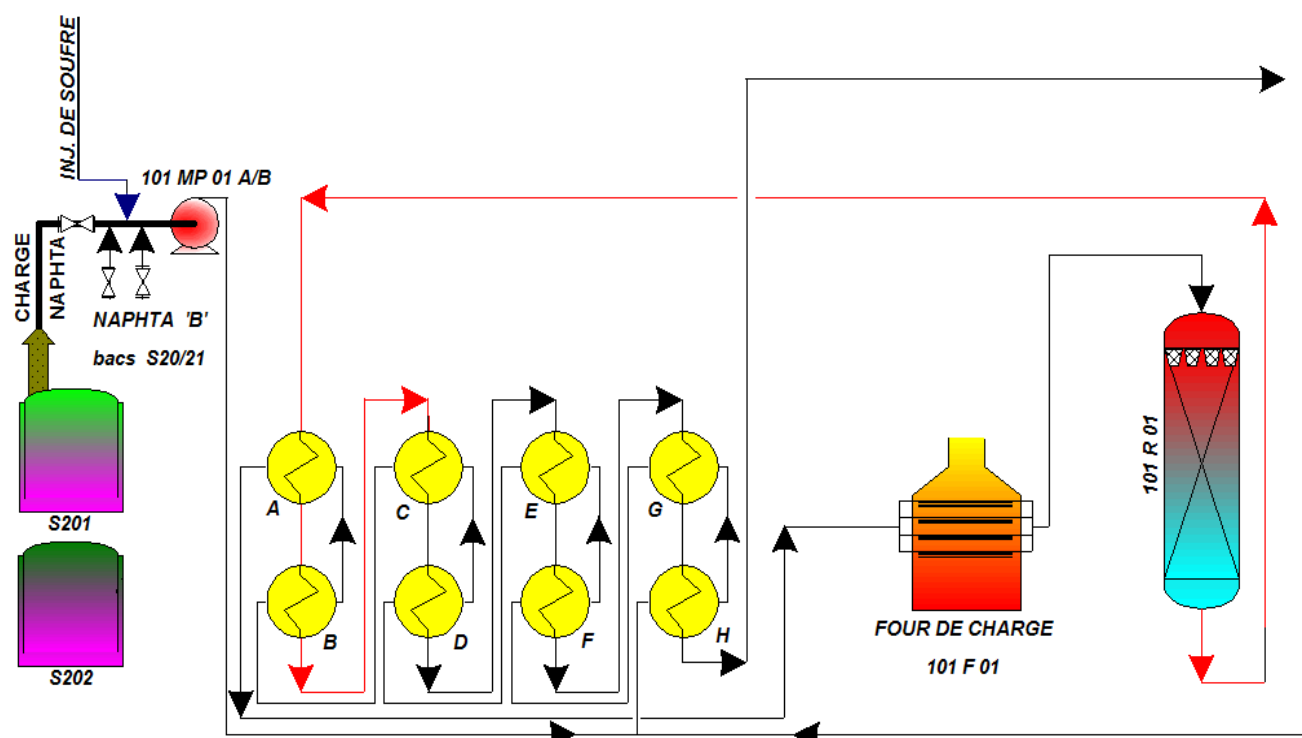


Fig.III.2 Circuit de refroidissement de naphta B

Cette unité est conçue pour produire la charge prétraitée de naphta pouvant être transformé ultérieurement dans l'unité de Platforming, ayant une capacité d'approvisionnement du Platformer de 30.000 BPSD.

L'unité 101 se compose principalement d'un réchauffeur de charge, d'un réacteur, de compresseurs de recyclage, de compresseurs de gaz d'appoint, d'une colonne de stripper, d'échangeurs de chaleur, de pompes, etc.

Le catalyseur utilisé dans le réacteur est le S-9 fourni par UOP qui peut être régénéré à la vapeur et à l'air.

L'unité est conçue pour le traitement de mélanges de naphta "B" (30% vol.) et de naphta "C" (70% vol.) produits par l'unité de distillation de pétrole brute existante (Unité 10) et passant par les réservoirs de stockage S-201 et S-202 qui sont en construction pour la nouvelle unité. Les propriétés physiques du naphta "B" et "C" sont mentionnées plus loin.

Les hydrocarbures légers (pentanes et plus légers) produits par les réactions sont séparés dans la colonne de stripper en tant que produits de tête. Le liquide de tête ainsi séparé est envoyé vers les unités de pétrole brut existantes (Unités 10 et 11) et le gaz séparé sert de gaz combustible.

L'unité est aussi capable de traiter du naphta "B" seul.

Le compresseur de gaz de recyclage et le compresseur de gaz d'appoint sont du type alternatif et entraînés par moteur électrique; ils sont équipés à 100% de machines de réserve. Dès que l'unité de Platforming sera équipée d'une section de régénération de catalyseur en continu, il sera nécessaire d'ajouter des compresseurs booster 1^{er} en raison du passage à une pression de service plus basse de l'unité de Platforming.

Tableau.III-1 Caractéristiques de la charge (Naphta B)

Pour le fluide froid (côté calandre)		
Cas	Original	Actuel
Débit volumique m (m ³ /h)	156.062	234.3
Chaleur spécifique C _p KJ/Kg.°C)	2.31	2.4
T _{fe} (°C)	42	38.3
T _{fs} (°C)	68.8	54.3
ρ (Kg/m3)	726.7	670
μ (pa.s)	0.00031001	0.0003224
Pour le fluide chaud (côté tube)		
Cas	Original	Actuel
Débit volumique m (m ³ /h)	156.062	234.3
Chaleur spécifique C _p KJ/Kg.°C)	2.7	2.6
T _{ce} (°C)	135.5	121
T _{cs} (°C)	114	103
ρ (Kg/m3)	600	660
μ (pa.s)	0.0001343	0.0001547

Tableau.III-2 Caractéristiques de l'échangeur 101 E01 H

Type	BEU
Classe	R
Diamètre de la calandre (mm)	1100
Rugosité ϵ (m)	0.0018
Longueur des tubes (mm)	4270
Diamètre extérieur des tubes (mm)	19.06
Nombre des tubes	623

III-2 Méthode de calculs

III-2-1 Données de conception

Il faut connaître les données, que doit fournir le fournisseur avant de commencer la conception¹⁷:

1. Les propriétés physiques des deux flux : la viscosité, la conductivité thermique, densité, chaleur spécifique
2. Les débits massique et thermique des deux courants.
3. températures d'entrée et de sortie de deux fluides.
4. Pression de fonctionnement des deux courants
5. chute de pression
6. La résistance à l'encrassement
8. Type d'échangeur de chaleur.
10. La taille des tubes
11. Le diamètre maximum de la calandre.
12. Matériaux de construction

III-2-2 Différences de Températures Logarithmiques Moyennes (ΔT_{LM}):

Cette méthode est utilisée dans le cas où les débits des fluides chauds et froids et leurs températures sont connus à l'entrée et à la sortie.

III-2-2-1 Hypothèse

Un échangeur sans pertes (idéal), c'est-à-dire un échangeur dans lequel la chaleur cédée par le fluide chaud est intégralement transmise au fluide froid. La variation de température dT_c du fluide chaud, quand on augmente la surface d'échange de dS , devient négative. Dans ces conditions, les relations doivent s'écrire:

$$Q = - \dot{m}_c \cdot C_{pc} \cdot dT_c = - \dot{m}_f \cdot C_{pf} \cdot dT_f \dots \dots \dots \text{III.1}$$

Flux perdu	Flux perdu
Par le fluide	Par le fluide
Chaud	froid

III-2-2-2 Bilan total d'énergie

$$Q = - \dot{m}_c \cdot C_{pc} \cdot (T_{cs} - T_{ce}) = - \dot{m}_f \cdot C_{pf} \cdot (T_{fs} - T_{fe})$$

Alors :

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = - \left[\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}} \right] d\varphi$$

$$dT_c - dT_f = - \left[\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}} \right] \cdot K(T_c - T_f) dS$$

Donc:

$$\ln \left[\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right] = \left[\frac{T_{ce} - T_{cs}}{\varphi} + \frac{T_{fe} - T_{fs}}{\varphi} \right] \cdot KS$$

$$\ln \left[\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right] = [(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})] \cdot \frac{KS}{\varphi}$$

Et alors:

$$\varphi = K S \cdot \frac{[(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})]}{\ln \left[\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right]} \dots \dots \dots \text{III.2}$$

On définit alors, la différence de Températures Logarithmiques Moyennes (ΔT_{LM}) comme:

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \left[\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right]} \dots \dots \dots \text{III.3}$$

ΔT_{LM} Pour un écoulement à contre-courant

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_{x=L} - \Delta T_{x=0}}{\ln \left[\frac{\Delta T_{x=L}}{(\Delta T_{x=0})} \right]}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_{x=0} - \Delta T_{x=L}}{\ln \left[\frac{\Delta T_{x=0}}{(\Delta T_{x=L})} \right]} \dots \dots \dots \text{III. 4}$$

et $\begin{cases} \Delta T_{x=L} = (T_{cs} - T_{fe}) \\ \Delta T_{x=0} = (T_{ce} - T_{fs}) \end{cases}$

III-2-3 Calcul de la surface d'échange

La surface d'échange est la mise en contact du fluide froid et du fluide chaud alors :

- surface d'échange faible - vitesse des fluides élevée
- surface d'échange grande - vitesse des fluides faible

$$S_{\text{tubes}} = N_t \cdot 2 \pi D_e L \dots \dots \dots \text{III.5}$$

D'où

N_t : nombre totale des tubes

D_e : diamètre extérieur de tubes

L: longueur des tubes

- **Pour le cas idéal (échangeur à l'état original)**

$$S_{\text{échange}} = S_{\text{tubes}} \dots \dots \dots \text{III.6}$$

- **Pour le cas actuel**

La surface d'échange réelle est la surface d'échange des tubes (surface idéal) plus la surface des dépôts sur ces tubes (surface d'échange globale).

$$S_{\text{échange}} = S_{\text{tubes}} + A_s \dots \dots \dots \text{III.7}$$

D'où A_s est la surface d'échange globale

$$A_s = \frac{Q}{U_s \cdot \Delta T_{LM}} \dots \dots \dots \text{III.8}$$

D'où

U_s : le coefficient de transfert sale

III-2-4 Calcule de résistance d'encrassement

Par définition, la résistance d'encrassement est la différence entre les inverses du coefficient global d'échange entre l'état propre et l'état encrassé, ce qui permet de mesurer l'encrassement dans l'échangeur. Le facteur d'encrassement représente la résistance théorique à l'écoulement de chaleur dû à une accumulation d'une couche d'une substance crasseuse sur les surfaces des tubes de l'échangeur de chaleur, quand la résistance d'encrassement est connue par l'utilisateur final dans le but de minimiser la fréquence de nettoyage.

$$R_{\text{encrassement}} = R_{\text{globale}} - R_{\text{idéal}} \dots \dots \dots \text{III.9}$$

Calcul de coefficient de transfert global K

$$K = \frac{Q}{S_{\text{échange}} \cdot \Delta T_{LM}} \dots \dots \dots \text{III.10}$$

Calcul de résistance globale R

$$R_{\text{globale}} = \frac{1}{K} \dots \dots \dots \text{III.11}$$

La perte de charge :

$$\frac{\Delta P}{L} = \lambda_f \cdot \frac{V^2}{2 D_h} \dots \dots \dots \text{III.12}$$

D'où

ΔP : est la perte de charge

D_h - diamètre hydraulique

L longueur de tube

V : vitesse du fluide dans le tube

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot S} \dots \dots \dots \text{III.13}$$

ρ : est la viscosité dynamique du fluide

S : la section prise par le fluide

$$S = S_{\text{calandre}} - S_{\text{tubes}} \dots \dots \dots \text{III.14}$$

$$S_{\text{tubes}} = N_t \frac{\pi D_{te}^2}{4} \dots \dots \dots \text{III.15}$$

$$S_{\text{calandre}} = \frac{\pi D_c^2}{4} \dots \dots \dots \text{III.16}$$

Calcule de diamètre hydraulique

$$D_h = \frac{4P}{S} = \frac{4(2\pi D_{te} N_t + 2\pi D_c)}{\frac{\pi D_c^2}{4} - N_t \frac{\pi D_{te}^2}{4}} \dots \dots \dots \text{III.17}$$

Nombre de Reynolds

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} = \frac{\dot{m} D_h}{S \mu} \dots \dots \dots \text{III.18}$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \dots \dots \dots \text{III.19}$$

III-2-5 La formule de Colebrook-White

Cette formule est utilisable pour évaluer le coefficient de pertes de charge dans les conduites (pertes de charges régulières ou linéaires)

Pour toutes les valeurs du nombre de Reynolds

λ est le coefficient de pertes de charge régulières,

Re est le nombre de Reynolds

ε = rugosité (dimension moyenne des aspérités de la paroi)

D le diamètre de conduit

Afin de comparer la rugosité par rapport au diamètre de la conduite, on introduit le rapport :

- **Rugosité Relative** $\varepsilon = \frac{K}{D}$ III.20

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left[\left(\frac{\varepsilon}{3.71D} \right) + \left(\frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} \right) \right] \text{III.21}$$

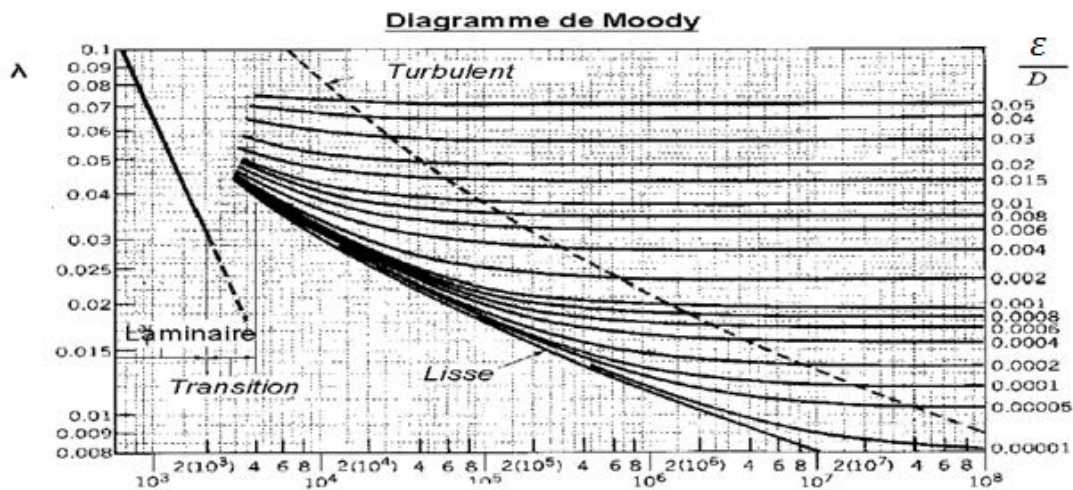


Fig.III.3 diagramme de Moody

1.- Zone a Ecoulement Laminaire : $Re < 2000 \rightarrow \lambda = f(Re)$

2.- Zone de transition : $2000 < Re < 4000$

3.- Zone de Turbulence Lisse : $\lambda = f(\text{Re})$

4.- Zone de Turbulence Transitoire : $\lambda = f(\text{Re} ; k/D)$

5.- Zone de Turbulence Rugueuse : $\lambda = f(k/D)$

Une modélisation peut être effectuée pour la résolution de l'équation de Colebrook-White tels que :

Modélisation de coefficient de perte de charge linéaire

La formule de Colebrook

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2\text{Log} \left[\left(\frac{\varepsilon}{3.71D} \right) + \left(\frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} \right) \right] \dots\dots\dots \text{III.22}$$

D'où

ε : La rugosité relative

D : Diamètre hydraulique

Cette équation est non linéaire alors il faut utiliser des méthodes numériques pour la résoudre, la méthode du point fixe est la méthode la plus simple pour résoudre cette équation, cette méthode implique que la formule peut être écrite sous la forme : $f(x) = 0$

Si la condition précédente est effectuée, il faut qu'on la transforme de sorte que : $x = g(x)$

Supposant que $x = \lambda$ on obtiendra :

$$\frac{1}{\sqrt{x}} = -2\text{Log} \left[\left(\frac{\varepsilon}{3.71D} \right) + \left(\frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{x}} \right) \right] \dots\dots\dots \text{III.23}$$

Alors que :

$$\sqrt{x} = 1 / \left(-2\text{Log} \left[\left(\frac{\varepsilon}{3.71D} \right) + \left(\frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{x}} \right) \right] \right)$$

$$x = 1^2 / \left(-2\text{Log} \left[\left(\frac{\varepsilon}{3.71D} \right) + \left(\frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{x}} \right) \right]^2 \right)$$

$$x = \left(-2\text{Log} \left[\left(\frac{\varepsilon}{3.71D} \right) + \left(\frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{x}} \right) \right] \right)^{-2} \dots\dots\dots \text{III.24}$$

La formule peut être résolue par la méthode de point fixe comme suit :

Pour un nombre très petit ε et pour $x_{n+1} - x_n < \varepsilon$

ε Est une solution pour l'équation

Interface de programme

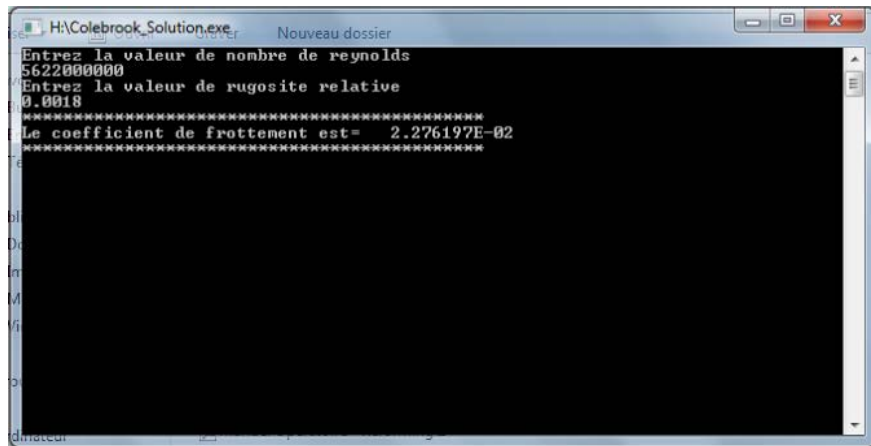


Fig.III.4 Interface de programme COOLBROOK-White

Les résultats seront enregistrés dans un fichier nommé « COLLEBROOK » dans le même répertoire que le fichier de programme. Voir le programme Annexe 6.

III-2-6 Expression de la perte de charge due aux frottements :

III-2-6-1 La perte de charge linéaire

Elle Correspond à l'écoulement général dans une conduite rectiligne, est calculée par la formule de Darcy – Weisbach (1857)

$$h_r = \lambda_f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \dots\dots\dots \text{III.25}$$

λ_f : Coefficient de frottement.

- La perte de charge est directement proportionnelle à la longueur de la canalisation : elle augmente quand la longueur de canalisation augmente.

- Quand le diamètre diminue, la perte de charge augmente considérablement. Le liquide a plus de difficultés à s'écouler donc les frottements augmentent pour un débit identique.

- Plus le débit augmente (vitesse plus élevée), plus les forces de frottements augmentent pour un diamètre identique.

III-2-6-2 Les pertes de charge singulières

Les pertes de charge singulières sont essentiellement dues aux accidents de canalisation, c'est-à-dire toute modification géométrique de la conduite. On peut y compter les

changements de direction (coudes, raccords en T), les variations de section, les vannes ou robinets, les appareils de mesure, etc...

$$\Delta P = \Lambda k \frac{\rho V^2}{2} \dots \dots \dots \text{III.26}$$

Λ : Coefficient de frottement dans le cas d'un régime turbulent

III-2-7 Le nombre de Prandtl (Pr)

C'est un nombre sans dimension.

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \dots \dots \dots \text{III.27}$$

Un Prandtl élevé indique que le profil de température dans le fluide sera fortement influencé par le profil de vitesse. Un Prandtl faible (exemple : métaux liquides) indique que la conduction thermique est tellement rapide que le profil de vitesse a peu d'effet sur le profil de température.

III-2-8 Le coefficient de convection thermique

Ou coefficient de transfert par convection est un coefficient de transfert thermique.

Il permet de connaître la quantité du transfert de chaleur réalisé par un phénomène de convection au sein d'un fluide en mouvement contre une paroi froide ou chaude.

La connaissance des Nombres de Prandtl et de Reynolds permet alors de calculer, pour un écoulement donné, le Nombre de Nusselt

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{\lambda} \dots \dots \dots \text{III.28}$$

III-2-9 Ecoulement autour d'un faisceau de tubes

De nombreux appareils industriels tels que les réchauffeurs d'air, les échangeurs thermiques, sont constitués de rangées de tubes parallèles, plongés dans un écoulement de fluide dirigé perpendiculairement à leur axe. Les tubes peuvent être disposés en ligne ou en quinconce.

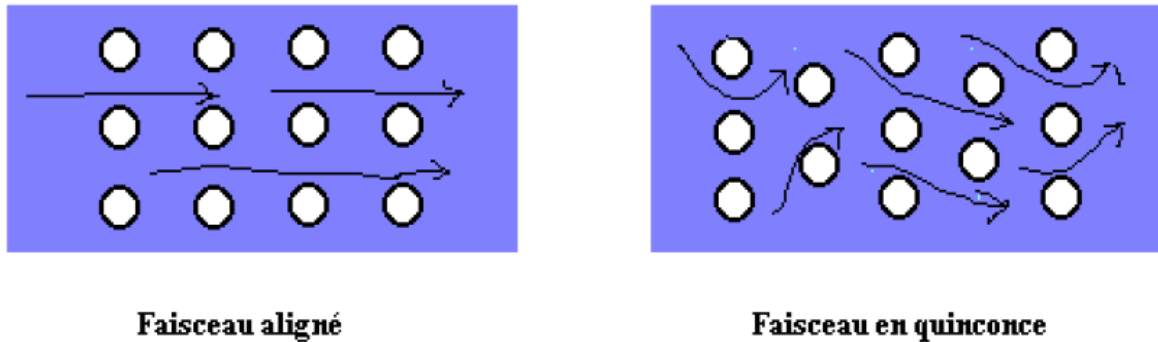


Fig.III.5 Disposition de mouvement de fluide

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

$$Nu = B (Re)^{0.6} (Pr)^{0.33} \dots\dots\dots \text{III.29}$$

Avec: $B = 0,26$ pour un faisceau aligné; $B = 0,33$ pour un faisceau en quinconce

III-2-10 L'efficacité (ϵ) d'un échangeur:

L'efficacité d'un échangeur, notion similaire à celle d'un rendement, est très utile pour caractériser la qualité d'un échangeur. Lorsque l'on cherche à transférer de l'énergie d'un fluide vers un autre, l'échangeur idéal, est celui qui permet l'échange maximum d'énergie.

Si le fluide chaud pénètre dans l'échangeur à la température T_{ce} , l'idéal serait qu'il sorte de l'échangeur à la température d'entrée du fluide froid T_{fe} . L'efficacité d'un échangeur est alors défini par le facteur entre la puissance thermique réellement échangée et la puissance maximale échangeable:

$$\eta = \epsilon = \frac{\varphi_{réel}}{\varphi_{max}} \dots\dots\dots \text{III.30}$$

$$\varphi_{max} = C_{min} (T_{ce} - T_{fe}) \dots\dots\dots \text{III.31}$$

$$\text{Et: } C_{min} = \text{Min de} [\dot{m}_c \cdot Cp, \dot{m}_f \cdot Cp] \dots\dots\dots \text{III.32}$$

D'où : Q : Puissance échangée (W) ;

$\dot{m}_f$: Débit massique froide (kg/s) ;

$\dot{m}_c$: Débit massique chaude (kg/s) ;

C_p : Chaleur spécifique (W/kg.°C).

- Dans le cas ($C_c < C_f$) :

On définit alors une efficacité de refroidissement:

$$\varepsilon = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} \dots\dots\dots \text{III.33}$$

- Dans le cas ($C_c > C_f$) :

On définit alors une efficacité de chauffage :

$$\varepsilon = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \dots\dots\dots \text{III.34}$$

III-2-11 La puissance

$$P = \frac{\Delta P \dot{m}}{\eta \rho} \dots\dots\dots \text{III.35}$$

III-3 Modélisation d'un programme pour étudier un échangeur à tube et calandre

Afin de faciliter les calculs des échangeurs de chaleur en utilisant les équations du chapitre III et IV on peut établir un programme pour calculer les différentes valeurs qu'on a calculées dans notre partie pratique tel que Le Flux de chaleur Global, La valeur de DTML, La vitesse du fluide chaud / froid, Le diamètre hydraulique,etc. Pour un échangeur à co-courant ou contre-courant et pour un alignement des tubes carrés ou triangulaires pour n'importe quel type d'échangeur.

III-3-1 Interface de programme

Fig.III.6 interface de programme de Calculs échangeur

Les résultats seront enregistrés dans un fichier nommé « Echangeur_resultats » dans le même répertoire que le fichier de programme.

Les résultats est identique aux celle calculer

Fig.III.7 Résultats de programme de Calculs échangeur

On peut compter sur ce programme pour avoir des résultats exacts, précis et très rapides pour tous les types d'échangeur à tubes et calandre. Voir le programme Annexe 7

En faisant cette étude qui est plus facile et plus rapide on peut maintenant étudier plus d'un seul échangeur en peu de temps et avoir des résultats exacts pour les différents types d'échangeur (co-courant, contre-courant, tubes alignés, inclinés).

III-4 Simulation par HYSYS

III-4-1 Étapes de simulation

- Utilisation HYSYS 7.2 comme un programme de simulation
- Utilisation des composants prises du laboratoire de la raffinerie (annexe 2-3-4)
- Utilisation de la conception de l'échangeur prise de service technique de la raffinerie.
- Utilisation du modèle thermodynamique NRTL (No Random Two Liquids) car il est adapté pour les processus d'échange de chaleur
- conditions opératoire pris de la table Pour l'état de l'échangeur de chaleur idéale

III-4-2 Conditions opératoire

Tableau.III-3 conditions opératoire de l'échangeur H

	Fluide froid	Fluide chaud
Débit volumique (m ³ /h)	156.062	156.062
Température d'entrée (°C)	42	-
Température de sortie	-	114
Pression (Kg/cm ²)	35.2	27.9

III-4-3 La simulation

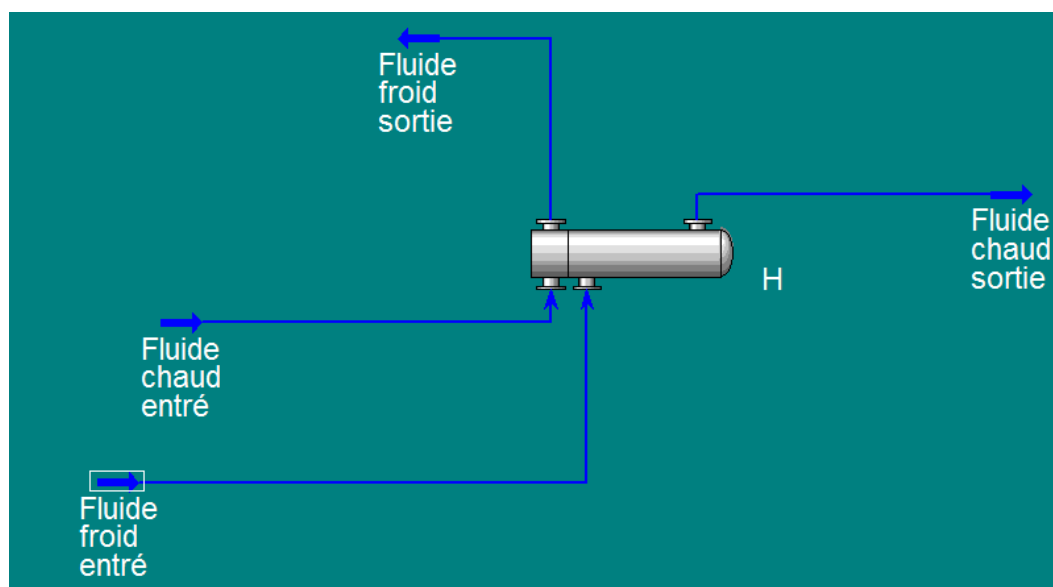


Fig.III-8 Schéma de simulation

III-4-4 Résultats

Tableau.III-4 Résultats de simulation pour l'échangeur H

	Fluide froid	Fluide chaud
Débit volumique (m ³ /h)	156.062	156.062
Température d'entrée (°C)	42	138.4
Température de sortie	66.8	114
Pression (Kg/cm ²)	35.2	27.9

Les résultats obtenus par la méthode de simulation et les calculs du cas idéal de l'échangeur 101 E01 H est presque identique ; la seule différence est la température de sortie du fluide chaud (+3.1 °C).

Cette expérience montre qu'on peut appliquer la méthode de simulation pour obtenir des résultats réels que l'on peut appliquer sur le terrain.

D'après les résultats précédents, nous pouvons étendre l'application de simulation pour tout le circuit de refroidissement puisque le même type d'échangeur de chaleur est utilisé. On introduit les conditions initiales de l'annexe afin que nous ayons les températures pour les différents échangeurs de chaleur.

Tableau.III-5 conditions opératoires pour tout le circuit

	Fluide froid	Fluide chaud
Débit volumique (m ³ /h)	156.062	156.062
Température d'entrée (°C)	42	371
Température de sortie	311	114
Pression (Kg/cm ²)	35.2	27.9

III-4-5 La simulation

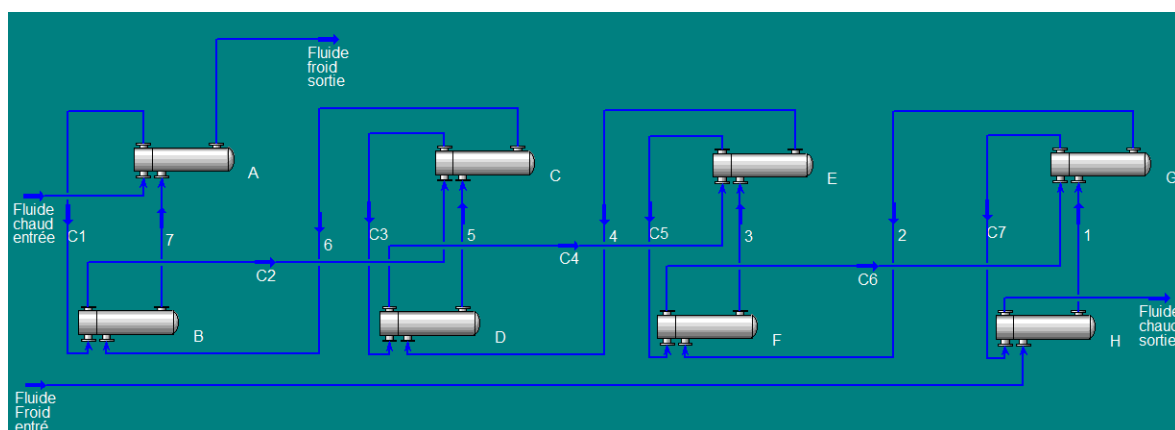


Fig.III-9 Schéma du circuit de refroidissement

III-4-6 Résultats

Tableau.III-4 Résultats de simulation pour le circuit

	Fluide froid	Fluide chaud
Débit volumique (m ³ /h)	156.062	156.062
Pression (Kg/cm ²)	35.2	27.9
101 E01 H		
Débit volumique (m ³ /h)	156.062	156.062
Température d'entrée (°C)	42	
Température de sortie	68.8	114
101 E01 G		
Température de sortie	132	135.5
101 E01 F		
Température de sortie	139	192.5
101 E01 E		
Température de sortie	145	199.5
101 E01 D		
Température de sortie	151.5	205.4
101 E01 C		
Température de sortie	198	211.2
101 E01 B		
Température de sortie	211	235.7
101 E01 A		
Température de sortie	311	258.1
Température d'entrée		371

La simulation nous permet d'estimer les températures des différents échangeurs utilisés dans ce circuit ainsi que les propriétés de la charge à différentes températures et l'état de la charge (liq/vap).

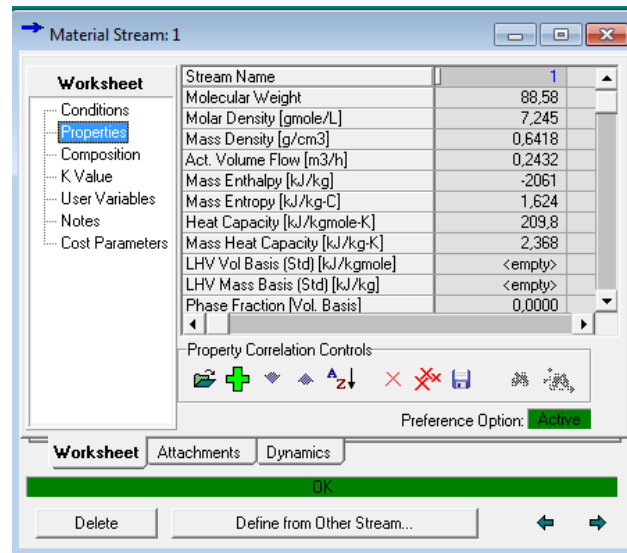


Fig.III-10 les propriétés de la charge

Conclusion

Après 15 jours de stage avec une étude bibliographique renforcé par des observations sur terrain nous pouvons conclure qu'il y a une grande relation entre notre sujet de master et la réalité, on a vu que le problème d'encrassement fait beaucoup de problèmes dans la raffinerie. L'encrassement cause un problème de perte de charge et perte de chaleur aussi avec la croissance de l'encrassement il faut augmenter la puissance de pompage ce qui conduit a une perte d'énergie importante on a aussi constaté qu'environ 40% des équipements dans la raffinerie sont des échangeurs de chaleur et ils ont tous le problème d'encrassement.

Avec l'utilisation du programme de FORTRAN indiqué précédemment, par l'utilisation des données de HYSYS comme valeur pour le cas idéal et par la prise des données de conditions actuelles, on peut facilement déduire l'encrassement de tout le circuit en un laps de temps réduit.

IV-1 Données de départ

IV-1 -1 Caractéristiques de la charge

Tableau.IV.1 Caractéristiques de la charge

Pour le fluide froid (côté calandre)		
Cas	Original	Actuel
Débit massique m (m ³ /h)	156.062	234.3
Chaleur spécifique C_p KJ/Kg.°C)	2.31	2.4
T_{fe} (°C)	42	38.3
T_{fs} (°C)	68.8	54.3
ρ (Kg/m3)	726.7	670
Pour le fluide chaud (côté tube)		
Cas	Original	Actuel
Débit massique m (m ³ /h)	156.062	234.3
Chaleur spécifique C_p Kj/Kg.°C)	2.7	2.6
T_{ce} (°C)	135.5	121
T_{cs} (°C)	114	103
ρ (Kg/m3)	600	660

IV-1 -2 Caractéristiques de l'échangeur 101 E01 H

Tableau.IV.2 Caractéristiques de l'échangeur 101 E01 H

Type	BEU
Classe	R
Diamètre de la calandre (mm)	1100
Rugosité ϵ (m)	0.0018
Longueur des tubes (mm)	4270
Diamètre extérieur des tubes (mm)	19.06
Nombre des tubes	623

IV-1 -3 Le coefficient de pertes de charge régulière (d'après le diagramme de Moody)**- Côté calandre**

$$\lambda_f = \boxed{0.02221167}$$

- Côté tube

$$\lambda_f = \boxed{0.0983652}$$

IV-2 Etude de cas idéal**IV-2-1 Calculs du fluide chaud (côté tube)****IV-2-1-1 Calcul de débit massique**

$$\dot{m} = 93637.2 \text{ Kg/h} = \boxed{26.01033333 \text{ Kg/s}}$$

Quantité de chaleur

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T = 5435639.46 \text{ KJ/h} = \boxed{1509899.85 \text{ J/s}}$$

IV-2-1-2 Calcul de ΔT_{LM}

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_{x=0} - \Delta T_{x=L}}{\ln \left[\left(\frac{\Delta T_{x=0}}{\Delta T_{x=L}} \right) \right]}$$

$$\Delta T_{x=0} = T_{cs} - T_{fe} = 72 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{x=L} = T_{ce} - T_{fs} = 66.7 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{LM} = \boxed{69.31623294 \text{ }^\circ\text{C}}$$

IV-2-1-3 Calcul des surfaces

$$S_{\text{tubes}} = N_t \cdot 2 \pi D_e L = \boxed{318.5801309 \text{ m}^2}$$

$$S_{\text{échange}} = S_{\text{tubes}}$$

IV-2-1-4 Calcule de K et R

$$K = \frac{Q}{S_{\text{ideal}, \Delta TLM}} = 246.1483925 \text{ Kj/h m}^2\text{°C} = \boxed{68.37455347 \text{ W/m}^2\text{°C}}$$

$$R_{\text{global}} = 1/K = 0.00406259 \text{ m}^2 \cdot \text{°C h/Kj} = \boxed{0.014625324 \text{ W/m}^2\text{°C}}$$

IV-2-1-5 Calcule des sections

$$S_e = S_{ec} - S_{et} = \boxed{0.772576002 \text{ m}^2}$$

$$S_{ec} = \pi D_c^2/4 = \boxed{0.950331778 \text{ m}^2}$$

$$S_{et} = N_t \pi D_t^2/4 = \boxed{0.177755776 \text{ m}^2}$$

IV-2-1-6 Calcule de vitesse

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho S} = \boxed{0.243877058 \text{ m/s}}$$

IV-2-1-7 Diamètre hydraulique

$$D_h = \frac{4 P}{S} = \frac{4 (2\pi D_{te} N_t + 2\pi D_c)}{\frac{\pi D_c^2}{4} - N_t \frac{\pi D_{te}^2}{4}}$$

$$P = 81.52043379 \text{ m}^2$$

$$D_h = \boxed{422.0707532 \text{ m}}$$

IV-2-1-8 Reynolds pour le fluide chaud (côté tube)

$$Re_c = \frac{\rho D_h}{\mu} = \frac{\frac{\dot{m}}{S} D_h}{\mu} = \boxed{459866151}$$

- On constate que le régime est turbulent (nombre de Reynolds supérieur à 2000)

IV-2-1-9 Calcule de la perte de charge

- Perte de charge pour un tube

$$\Delta P = \lambda_f \frac{V^2}{2D_h} = \boxed{0.006859451 \text{ pa}}$$

IV-2-1-10 Calcule de nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} = \boxed{4.067409401}$$

IV-2-1-11 Calcule de nombre de Nusselt

$$Nu = B (Re)^{0.6} (Pr)^{0.33} = \boxed{65106.915}$$

IV-2-1-12 Calcule de coefficient de convection thermique

$$h_c = \frac{Nu, \lambda}{D_h} = \boxed{13.75193297 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

IV-2-2 Calculs du fluide froid (côté calandre)

IV-2-2-1 Calcule de débit massique

$$\dot{m} = 113410.2554 \text{ Kg/h} = \boxed{31.50284872 \text{ Kg/s}}$$

IV-2-2-2 Quantité de chaleur

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T = 7021002.091 \text{ KJ/h} = \boxed{1950278.359 \text{ J/s}}$$

IV-2-2-3 Calcule de vitesse

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho S} = \boxed{0.056111703 \text{ m/s}}$$

IV-2-2-4 Reynolds pour le fluide froid

$$Re_f = \frac{\rho D_h}{\mu} = \frac{\frac{\dot{m}}{S} D_h}{\mu} = \boxed{55516000.39}$$

- On constate que le régime est turbulent (nombre de Reynolds supérieur à 2000)

-

IV-2-2-5 Perte de charge

$$\Delta P = \lambda_f \frac{V^2}{2D_h} = \boxed{0.000162033 \text{ Pa}}$$

IV-2-2-6 Calcule de nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} = \boxed{5.658318687}$$

IV-2-2-7 Calcule de nombre de Nusselt

$$Nu = B (Re)^{0.6} (Pr)^{0.33} = 20417.90098$$

IV-2-2-8 Calcule de coefficient de convection thermique

$$h_f = \frac{Nu, \lambda}{D_h} = 6.122462206 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

IV-2-2-9 Calcule de l'efficacité

$$C_c = 70.2279$$

$$C_f = 72.77158055$$

$$\eta = 0.229946524 = 22.99465241 \%$$

IV-2-2-10 Calcule de puissance

- Côté tube

$$P_c = \frac{\Delta P \dot{m}}{\eta \rho} = 0.001293175 \text{ W}$$

- Côté calandre

$$P_f = \frac{\Delta P \dot{m}}{\eta \rho} = 3.05471 \cdot 10^{-5} \text{ W}$$

IV-2-3 Résultats

Tableau.IV.3 Résultats pour le cas idéale

Le Flux de chaleur Global (W):	1509899.85
ΔTLM (°C)	69.31623294
La vitesse du fluide chaud (m/s)	0.243877058
La vitesse du fluide froid (m/s)	0.056111703
Le diamètre hydraulique D_h (m)	422.0707532
La surface d'echange ideal (m^2)	318.5801309
La surface d'encrassement (m^2)	0
La surface d'ecgange globale (m^2)	318.5801309
K ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)	68.37455347
La Resistance Globele ($m^2 \cdot ^\circ C/W$)	0.014625324
La Resistance ideale ($m^2 \cdot ^\circ C/W$)	0.014625324
La Resistance encrassement($m^2 \cdot C/W$)	0
La valeur de Reynolds du fluide chaud	459866151
La valeur de Reynolds du fluide froid	55516000.39
La Perte de charge tubes (Pascal)	0.017756086
La Perte de charge calandre (Pascal)	0.000257073
h_c ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)	13.75193297
h_f ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)	6.122462206
efficacité	22.99465241
Puissance pour le côté tube (W)	0.001293175
Puissance pour la calandre (W)	3.05471E-05

IV-3 Etude de cas actuel

IV-3-1 Calculs du fluide chaud (côté tube)

IV-3-1-1 Calcule de débit massique

$$\dot{m} = 154638 \text{ Kg/h} = \boxed{42.955 \text{ Kg/s}}$$

IV-3-1-2 Quantité de chaleur

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T = 7237058.4 \text{ KJ/h} = \boxed{2010294 \text{ J/s}}$$

IV-3-1-3 Calcul de ΔT_{LM}

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_{x=0} - \Delta T_{x=L}}{\ln \left[\left(\frac{\Delta T_{x=0}}{\Delta T_{x=L}} \right) \right]}$$

$$\Delta T_{x=0} = T_{cs} - T_{fe} = 64.7^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{x=L} = T_{ce} - T_{fs} = 66.7^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{LM} = \boxed{65.69492612^\circ\text{C}}$$

IV-3-1-4 Calcul des surfaces

$$S_{\text{tubes}} = N_t \cdot 2 \pi D_e L = \boxed{318.5801309 \text{ m}^2}$$

$$A_s = \frac{Q}{U_s \Delta T_{LM}} = \boxed{52.70890117 \text{ m}^2}$$

$$S_{\text{échange}} = S_{\text{tubes}} + A_s = \boxed{371.2890321 \text{ m}^2}$$

IV-3-1-5 Calcul de K et R

$$K = \frac{Q}{S_{\text{ideal}} \Delta T_{LM}} = 296.7003976 \text{ KJ/h m}^2\text{ }^\circ\text{C} = \boxed{82.41677712 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}}$$

$$R_{\text{global}} = 1/K = 0.003370403 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C h/KJ} = \boxed{0.012133452 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}}$$

$$K = \frac{Q}{S_{\text{ideal}} \Delta T_{LM}} = 345.7893094 \text{ KJ/h m}^2\text{ }^\circ\text{C} = \boxed{96.05258595 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}}$$

$$R_{\text{ideal}} = 1/K_{\text{ideal}} = 0.002891934 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C h /KJ} = \boxed{0.010410964 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}}$$

$$R_{\text{encrasement}} = R_{\text{globale}} - R_{\text{ideal}} = 0.000478469 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C h /KJ} = \boxed{0.001722488 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}}$$

IV-3-1-6 Calcul des sections

$$S_e = S_{ec} - S_{et} = \boxed{0.772576002 \text{ m}^2}$$

$$Se_c = \pi D_c^2 / 4 = 0.950331778 \text{ m}^2$$

$$Se_t = N_t \pi D_t^2 / 4 = 0.177755776 \text{ m}^2$$

IV-3-1-7 Calcule de vitesse

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho S} = 0.366139064 \text{ m/s}$$

IV-3-1-8 Diamètre hydraulique

$$D_h = \frac{4P}{S} = \frac{4(2\pi D_{te} N_t + 2\pi D_c)}{\frac{\pi D_c^2}{4} - N_t \frac{\pi D_{te}^2}{4}}$$

$$P = 81.52043379 \text{ m}^2$$

$$D_h = 422.0707532 \text{ m}$$

IV-3-1-9 Reynolds pour le fluide chaud (côté tube)

$$Rec = \frac{\rho D_h}{\mu} = \frac{\dot{m} D_h}{S \mu} = 659302843$$

On constate que le régime est turbulent (nombre de Reynolds supérieur à 2000)

IV-3-1-10 Calcule de la perte de charge

- Perte de charge pour un tube

$$\Delta P = \lambda_f \frac{V^2}{2D_h} = 0.044024059 \text{ Pa}$$

IV-3-1-11 Calcule de nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} = 4.725914998$$

IV-3-1-12 Calcule de nombre de Nusselt

$$Nu = B (Re)^{0.6} (Pr)^{0.33} = 84918.95986$$

IV-3-1-13 Calcule de coefficient de convection thermique

$$h_c = \frac{Nu, \lambda}{D_h} = 17.12368232 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

IV-3-2 Calculs du fluide froid (côté calandre)**IV-3-2-1 Calcule de débit massique**

$$\dot{m} = 156981 \text{ Kg/h} = 43.60583333 \text{ Kg/s}$$

IV-3-2-2 Quantité de chaleur

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T = 6028070.4 \text{ KJ/h} = 1674464 \text{ J/s}$$

IV-3-2-3 Calcule de vitesse

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho S} = 0.084241982 \text{ m/s}$$

IV-3-2-4 Reynolds pour le fluide froid

$$Re_c = \frac{\rho D_h}{\mu} = \frac{\frac{\dot{m}}{S} D_h}{\mu} = 73891350.29$$

On constate que le régime est turbulent (nombre de Reynolds supérieur à 2000)

IV-3-2-5 Perte de charge

$$\Delta P = \lambda_f \frac{V^2}{2D_h} = 0.00053418 \text{ Pa}$$

IV-3-2-6 Calcule de nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} = 7.036918398$$

IV-3-2-7 Calcule de nombre de Nusselt

$$Nu = B (Re)^{0.6} (Pr)^{0.33} = 26047.48158$$

IV-3-2-8 Calcule de coefficient de convection thermique

$$h_f = \frac{Nu, \lambda}{D_h} = \boxed{6.785849763 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

IV-3-2-9 Calcule de l'efficacité

$$C_c = 111.683$$

$$C_f = 104.654$$

$$\eta = 0.193470375 = \boxed{19.34703748 \%}$$

IV-3-2-10 Calcule de puissance

- Côté tube

$$P_c = \frac{\Delta P \dot{m}}{\eta \rho} = \boxed{0.01480967 \text{ W}}$$

- Côté calandre

$$P_f = \frac{\Delta P \dot{m}}{\eta \rho} = \boxed{0.000179698 \text{ W}}$$

IV-3-3 Résultats

Tableau.IV.4 Résultats pour le cas actuel

Le Flux de chaleur Global (W):	2010294
ΔT_{LM} (°C)	65.69492612
La vitesse du fluide chaud (m/s)	0.366139064
La vitesse du fluide froid (m/s)	0.084241982
Le diamètre hydraulique D_h (m)	422.0707532
La surface d'échange idéal (m^2)	318.5801309
La surface d'encrassement (m^2)	52.70890117
La surface d"échange globale (m^2)	371.2890321
K ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)	82.41677712
La Resistance Global ($m^2 \cdot ^\circ C/W$)	0.012133452
La Resistance ideale ($m^2 \cdot ^\circ C/W$)	0.010410964
La Résistance l'encrassement ($m^2 \cdot C/W$)	0.001722488
La valeur de Reynolds du fluide chaud	659302843
La valeur de Reynolds du fluide froid	73891350.29
La Perte de charge tubes (Pascal)	0.044024059
La Perte de charge calandre (Pascal)	0.00053418
h_c ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)	17.12368232
h_f ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)	6.785849763
efficacité %	19.34703748
Puissance pour le côté tube (W)	0.01480967
Puissance pour la calandre (W)	0.000179698

$$- Q_c = m C_p (T_{ce} - T_{cs}) \Rightarrow T_{ce} = \frac{Q_c}{m C_p} + T_{cs}$$

Pour des différentes valeurs de T_{cs} on obtiendra

Tableau.IV.5 calculs pour des différents températures d'entrée

T_{ce} (°C)	121	123	128	133	138	143
T_{cs} (°C)	103	105	110	115	120	125
$\Delta T_{x=0}$	64.7	66.7	71.7	76.7	81.7	86.7
$\Delta T_{x=L}$	66.7	68.7	73.7	78.7	83.7	88.7
DT_{LM}	65.6949	67.6950	72.6954	77.6957	82.6959	87.6961
A_s (m ²)	52.7089	51.1515	47.6330	44.5675	41.8727	39.4852
$S_{échange}$ (m ²)	371.289	369.731	366.213	363.147	360.452	358.065
K (W/m ² °C)	82.4167	80.3185	75.5124	71.2490	67.4414	64.0201
R_{global} (m ² .C/W)	0.01213	0.01245	0.01324	0.01403	0.01482	0.01562
$R_{encrassement}$ (m ² .C/W)	0.01213	0.01245	0.01324	0.01403	0.01482	0.01562

IV-4 Résultats et discussion

Tableau.IV.6 Résultats de calcul

	Idéal	Actuel
Débit massique m (m³/h)	156.062	234.3
Le Flux de chaleur Global (W):	1509899.85	2010294
ΔT_{LM} (°C)	69.31623294	65.69492612
La vitesse du fluide chaud (m/s)	0.243877058	0.366139064
La vitesse du fluide froid (m/s)	0.056111703	0.084241982
Le diamètre hydraulique Dh (m)	422.0707532	422.0707532
La surface d'échange idéal (m²)	318.5801309	318.5801309
La surface d'encrassement (m²)	0	52.70890117
La surface d'ecgange globale (m²)	318.5801309	371.2890321
K (W/m²°C)	68.37455347	82.41677712
La Résistances Globale (m²°C/W)	0.014625324	0.012133452
La Résistances idéale (m²°C/W)	0.014625324	0.010410964
La Résistances encrassement (m².C/W)	0	0.001722488
La valeur de Reynolds du fluide chaud	459866151	659302843
La valeur de Reynolds du fluide froid	55516000.39	73891350.29
La Perte de charge tube (Pascal)	0.017756086	0.044024059
La Perte de charge calandre (Pascal)	0.000257073	0.00053418
Nusselt (côté tubes)	65106.915	84918.95986
h_c (W/m².°C)	13.75193297	17.12368232
h_f (W/m².°C)	6.122462206	6.785849763
Efficacité (%)	22.99465241	19.34703748
Puissance pour le côté tube (W)	0.001293175	0.01480967
Puissance pour la calandre (W)	3.05471E-05	0.000179698

D'après les résultats du **Tableau.IV.6** on constate que l'augmentation de débit dans le cas actuel a causé une augmentation du flux de chaleur ce qui a causé directement l'augmentation du coefficient d'échange global. Avec l'augmentation du coefficient d'échange global la résistance d'encrassement diminue.

La surface d'échange dans le cas actuel (échangeur encrassé) est plus grande que dans l'état idéal (surface d'échange actuel est la surface d'échange de l'échangeur à l'état idéal plus la surface de l'encrassement) ce qui signifie que les vitesses des fluides est faible, alors on peut dire qu'il y a un mauvais écoulement de fluide.

Plus le nombre de Reynolds est élevé, plus les échanges thermiques sont élevés mais aussi les pertes de charge sont aussi élevées.

Pour la perte de charge dans les tubes, la perte dans l'échangeur encrassé a été 2.5 fois plus élevée que dans l'échangeur idéal et pour le côté calandre c'était 2 fois de plus, pourtant la perte de charge de la calandre est considérée négligeable si on la compare avec le côté faisceau.

Le nombre de Nusselt est un nombre adimensionnel, c'est un rapport entre le flux convectif du fluide sur le flux conductif de la paroi, d'après le tableau on remarque que la valeur de Nusselt est plus grande dans le cas actuel ce qui implique que le flux de chaleur par conduction est plus élevé à l'état idéal ce qui signifie que l'échange est meilleur dans le cas idéal, et cela est justifié par l'augmentation du coefficient d'échange par convection « h » à l'état actuel.

L'augmentation du coefficient d'échange par convection est due à l'augmentation de la surface d'échange causée par l'encrassement

L'efficacité de l'échangeur dans le cas actuel est plus faible qu'à l'état idéal.

Avec une telle perte de charge et une difficulté de mouvement il faut augmenter la puissance de pompage pour diminuer la perte de charge, et cela mène à une perte d'énergie importante la perte de charge est plus importante dans le faisceau que dans la calandre à cause du grand nombre de passes (623 tubes) la puissance consommée pour le côté tube à l'état actuel est 11 fois plus importante qu'à l'état idéal.

Tous ces changements se produisent en raison des dépôts effectués par l'encrassement dans l'échangeur de chaleur

D'après le tableau IV.5 on constate que

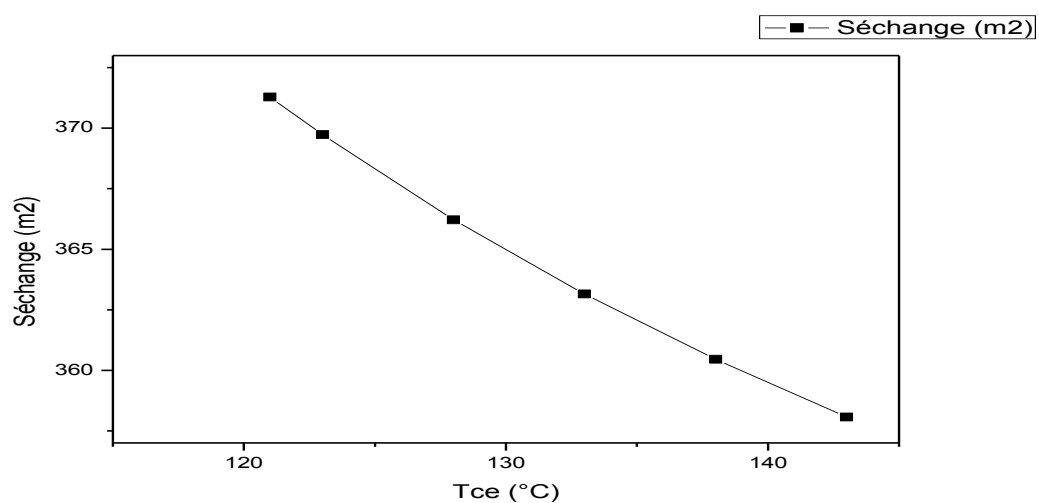


Fig.IV.1 diagramme de l'effet de la température sur la surface d'échange

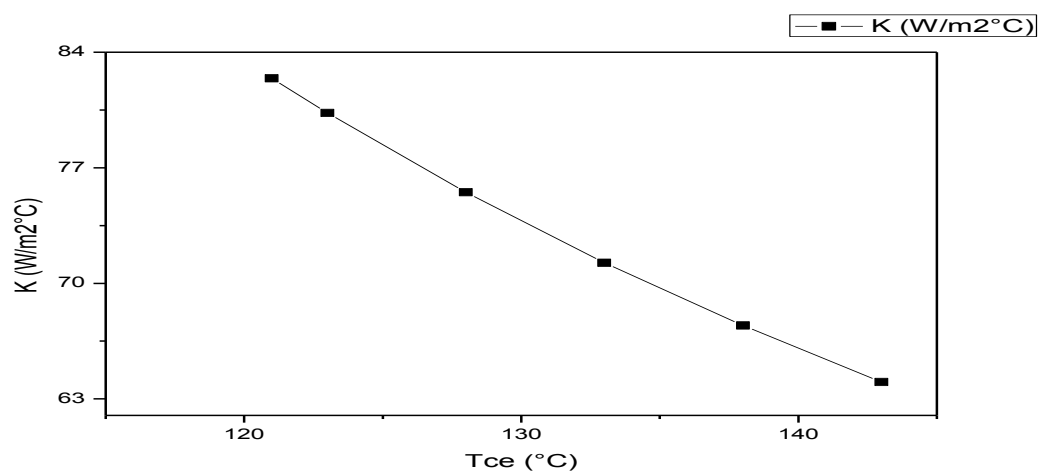


Fig.IV.2 diagramme de l'effet de la température sur le coefficient d'échange global

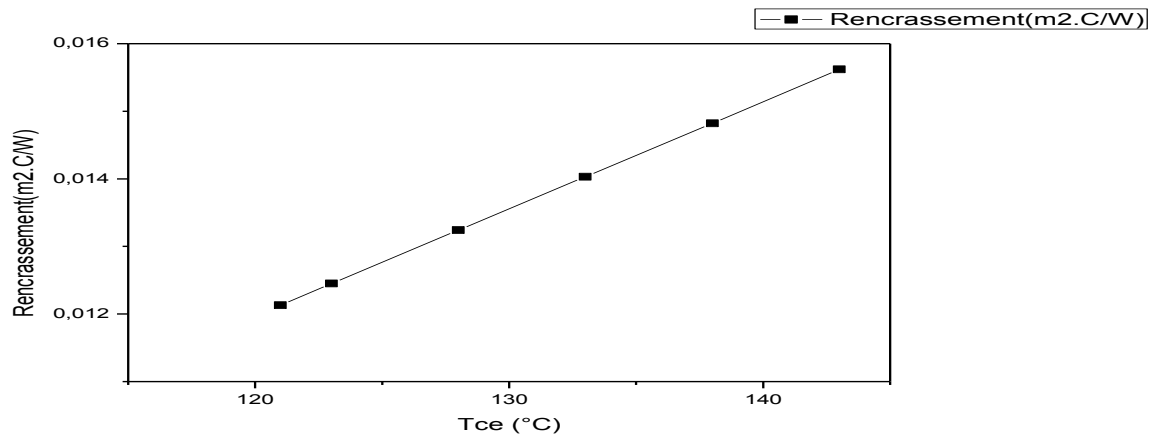


Fig.IV.3 diagramme de l'effet de la température sur la résistance d'encrassement

On constate que :

Avec l'augmentation de la température d'entrée la surface d'échange et le coefficient d'échange globale diminuent et la résistance à l'encrassement augmente, cela signifie que :

Avec l'augmentation de température l'encrassement décroît.

IV-5 Solutions et recommandations

- Utilisation de la méthode hydraulique ou par projectile pour nettoyer les échangeurs
- L'augmentation du débit d'entrée des deux fluides pour récupérer la perte d'énergie causé par l'encrassement
- Au cours du nettoyage il faut augmenter la température au maximum (plus la température est élevée moins il y a d'encrassement)
- L'utilisation des inhibiteurs d'encrassement chimiques
- L'ajout d'un filtre Hydrocyclone avant l'échangeur pour minimiser les impuretés passant par l'échangeur
- les échangeurs de chaleur spiralés disposent d'un système d'auto-nettoyage, ce qui fait qu'ils sont beaucoup moins sujets à ces problèmes et sont extrêmement adaptés aux fluides à fort encrassement.

Conclusion

On a vu dans cette mémoire les notions d'échange de chaleur et descriptions détaillées de l'échangeur à tubes et calandre, son classification et ses compositions et le standard TEMA et quelques exemples.

On a aussi décrit l'importance du phénomène d'encrassement pour l'industrie pétrochimique de côté pratique et économique.

L'étude de l'échangeur H de l'unité 101 pour but de savoir l'effet de l'encrassement dans l'industrie pétrolière.

On a vu que l'encrassement affecte sur la quantité de chaleur, la surface d'échange, la vitesse d'écoulement, la résistance d'encrassement, la perte de charge, l'efficacité, et la puissance.

Le cas actuel est moins efficace et consomme plus d'énergie que le cas idéal.

Avec l'augmentation de la température l'encrassement diminue.

Références

- [1]: TECHNIQUE DU FROID TECHNIQUE GENERALE CFmnLog YSH04054 p11-12
- [2]: TRANSFERTS THERMIQUES Yves JANNOT 2012 p5/ p 63
- [3]: INTRODUCTION AUX TRANSFERTS THERMIQUES Jean-Luc Battaglia Andrzej Kusiak Jean-Rodolphe Puiggali p7 – 8/ P 91/ P 93
- [4]: TRANSFERT DE CHALEUR C.E.S.I.R.E. - Université Joseph Fourier – Grenoble P4/p1
- [5]: Steady Conduction Heat Transfer M. Bahrami ENSC 388 (F09) p2
- [6]: INTRODUCTION AUX TRANSFERTS THERMIQUES Dominique Marchio et Paul Reboux p7
- [7]: The Stefan Boltzmann Law BU physics 19-May-2004 p1
- [8]: Fundamentals of Heat Exchanger Design Ramesh K. Shah and Dušan P. Sekulic 2003 John Wiley & Sons, Inc. p 3/4
- [9]: Effectively Design Shell-and-Tube Heat Exchangers Rajiv Mukherjee, Engineers India Ltd. CHEMICAL ENGINEERING PROGRESS 1998 p4
- [10]: Vibrational Analysis of a Shell and Tube Type of Heat Exchanger In Accordance With Tubular Exchanger Manufacturer's Association (Tema) Norms R.V. Patil 1, S. S. Bhutada 2, N. R. Katruwar 2, R. R. Rai 2, K. N. Dhumke The International Journal Of Engineering And Science p60
- [11]: Raffinage du pétrole (Le). Tome 4. Matériels et équipements Auteurs : TRAMBOUZE Pierre ISBN : 9782710807414 Mars 1999 p410
- [12]: Fouling of Heat Exchangers by T. R. Bott ISBN: 0444821864 · Pub. Date: April 1995· Publisher: Elsevier Science & Technology Books p1
- [13]: Monitoring the Thermal Efficiency of Fouled Heat Exchangers: A Simplified Method M. A. S. Jerónimo Qualena, Porto, Portugal L. F. Melo University of Minho, Center of Biological Engineering / IBQF, Braga, Portugal A. Sousa Braga P. J. B. F. Ferreira C. Martins Petrogal, Matosinhos, Portugal p1

[14]: Study of the fouling deposit in the heat exchangers of Algiers Refinery Rima Harche • Rafik Absi • Abdelkader Mouheb p2

[15]: Fouling in Heat Exchangers Hassan Al-Haj Ibrahim Department of Chemical Engineering, Al-Baath University, Homs, Sy

[16]: Fouling of Heat Transfer Surfaces Mostafa M. Awad Mansoura University, Faculty of Engineering, Mech. Power Eng. Dept., Egypt p4/5

Abstract

The shell and tube exchangers are the most used exchangers in the world. Our study is the fouling phenomenon of this exchanger. Fouling is the deposition of impurities on the tube walls of the exchanger, the cleaning cost of a single exchanger is from 40,000 to \$ 50,000.

We studied the H exchanger of the unit 101 of Skikda refinery, we have concluded that there is 52.70 m² deposits on the tubes of the exchanger, this large area has caused energy transfer problems resulting to increased pressure drop over the tubes (2.5 times more) and on the shell side (2 times) as the efficiency of the exchanger to the actual state was lower (19%).

A program was also developed using the FORTRAN language and a simulation by HYSYS 7.2 program whose results were very satisfying (almost the same results calculated) with small differences in hot fluid outlet temperatures (+ 3 ° C). Modeling and simulation allow us to do this study in short time for any type of heat exchanger with accurate and precise results.

Keywords: shell and tube heat exchanger, fouling, FORTRAN, HYSYS, Naphtha B

Résumé

Les échangeurs à tubes et calandre sont les échangeurs les plus utilisés dans le monde. Notre étude est sur le phénomène d'encrassement de cet échangeur. L'encrassement est la déposition des impuretés sur les parois des tubes de l'échangeur, le coût de nettoyage d'un seul échangeur est de 40000 jusqu'à 50000 \$.

Nous avons étudié l'échangeur H de l'unité 101 de la raffinerie de Skikda, nous avons conclu qu'il y a 52.70 m² des dépôts sur les tubes de cet échangeur, cette grande surface a causé des problèmes de transfert d'énergie qui résulte à l'augmentation de la perte de charge sur les tubes (2.5 fois de plus) et sur le côté calandre (2 fois de plus) aussi que l'efficacité de l'échangeur à l'état réel était plus faible (19 %)

On a aussi établi un programme en utilisant le langage FORTRAN et une simulation par le programme HYSYS 7.2 dont les résultats étaient très satisfaisants (presque les mêmes résultats calculés) avec de petites différences des températures de sortie du fluide chaud (+3°C). La modélisation et simulation nous permettent de faire cette étude en temps court pour n'importe quel type d'échangeur avec des résultats exacts et précis.

Mots clés : échangeur à tubes et calandre, encrassement, FORTRAN, HYSYS, Naphta B