

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



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

**Mémoire de Projet de Fin d'Etudes**  
*2<sup>ème</sup> Année Master*

---

---

**Etude et vérification des performances des échangeurs de la  
raffinerie RA1K**

---

---

**Filière** : Génie des Procédés  
**Spécialité** : Génie Chimique

**Présenté par :**

BENKIRAT MALEK

TALBI FATINE

**Sous la direction de :**

Y. BOULMOKH

**2022 - 2023**

## Résumé

Dans ce travail, nous avons étudié la performance de l'échangeur 103E31A/B de la raffinerie RA1K de Skikda et l'influence de quelques paramètres liés à la conception de l'échangeur à faisceaux tubulaires sur la résistance d'encrassement comme étant un paramètre primordial pour connaître la performance des appareils d'échange thermique. Nous avons conclu que l'échangeur (103 E31 A/B) est performant vu son efficacité qui a atteint 84% et sa résistance d'encrassement 0,000404 m<sup>2</sup>.K/W. Les résultats indiquent que la longueur du pas, l'espacement entre les chicanes et le nombre de passes jouent un rôle important sur ce coefficient d'encrassement.

**Mots clés :** Echangeurs de chaleur, efficacité, résistance d'encrassement, tubes, calandre.

## Abstract

In this work, we studied the performance of the 103E31A/B exchanger of the RA1K refinery of Skikda and the influence of some parameters related to the design of the shell and tube exchanger on the fouling resistance as being a parameter essential to know the performance of heat exchange devices. We concluded that the exchanger (103 E31 A/B) is efficient given its efficiency which reached 84% and its fouling resistance 0.000404 m<sup>2</sup>.K/W. The results indicate that the pitch length, the spacing between the baffles and the number of passes play an important role on this fouling coefficient.

**Keywords:** Heat exchangers, efficiency, fouling resistance, tubes, shell.

## ملخص

في هذا العمل درسنا فعالية جهاز التبادل 103E31A/B لمصفاة (سكيكدة) و تأثير بعض المعلمات لجهاز التبادل الحراري ذو الانابيب و الغلاف على عامل الترسب (مقاومة الترسب) باعتبارها متغيرا اساسيا لمعرفة اداء اجهزة التبادل الحراري. خلصنا الى ان المبادل المدروس جيد نظرا لفعاليتة التي بلغت 84% و مقاومة الترسب التي بلغت قيمتها 0.000404 m<sup>2</sup>.K/W. تشير النتائج الى ان طول الخطوة و المسافة بين الحواجز وعدد المرات التي يمر فيها السوائل تلعب دورا مهما في معامل الترسب.

**الكلمات المفتاحية :** المبادلات الحرارية , الكفاءة , مقاومة الترسب , الأنابيب , الغلاف.

# REMERCIEMENTS



*Nos remerciements vont tout premièrement à **Dieu** le tout puissant pour la volonté, la santé et la patience qu'il nous a donné pour accomplir ce travail.*

*Le moment est venu d'exprimer toutes nos reconnaissances à notre encadreur Madame **Y. BOULMOKH**, de nous avoir fait confiance et puis pour sa disponibilité, sa patience et son suivi constant de ce travail.*

*Tous nos respects et notre gratitude pour Monsieur **SLIMANI SOFIANE** pour son intervention et son aide, nous estimons beaucoup sa contribution.*

*Au **personnel de Sonatrach**, pour leur suivi durant notre période de stage.*

*Enfin, nous tenons aussi à remercier tous **les enseignants du département de Génie des procédés** qui n'ont préservé aucun effort afin de transmettre leur savoir et leurs expériences aux étudiants.*

# DEDICACES

*Je dédie ce modeste travail : A la lumière de ma vie à mes parents,  
A Mon père **HOUSSINE** « L'épaule solide, l'œil attentif compréhensif et la  
personne la plus digne vous estime et mon respect. Aucune dédicace ne saurait  
exprimée mes sentiments, que dieu te préserve et te procure la santé. Longue vie ».*

*A Ma mère **OUASSILA** « Vous m'avez donné la vie, la tendresse et le courage  
pour réussir. Tout ce que je peux t'offrir ne pourra exprimer l'amour et la  
reconnaissance que je te porte ».*

*En témoignage, je vous offre ce modeste travail pour vous remercier de vos  
sacrifices et pour l'affection dont ma toujours entourée.*

*A Mes chères sœurs : **FERIEL, CHAMS, YASMIN, MEYSSA, HOUDA**, a mes  
chers frères : **LOUAY** et **SALLAH**. Un grand remerciement à la femme de mon  
oncle **HAKIMA**, mon voisin **SANDRA** et ma grand-mère (**Mama ELARFA**).*

*A toute la famille **TALBI** et **FNIDESSE**.*

*A mon binôme, **BENKIRAT MALEK** pour sa disponibilité et sa patience, ainsi  
que pour sa sympathie et son amitié tout au long de travail.*

*Je le dédie aussi à mes très chères amies : **ZAHRA ET MERYEM**, merci d'être  
toujours là pour moi.*

*A tout mes collègues de la promotion **Génie Chimique 2023** A tous ceux qui me  
sont chers.*

**FATINE**



# DEDICACES

*Je dédie ce modeste travail : A la lumière de ma vie à mes parents,  
A Mon père **SALAH** « L'épaule solide, l'œil attentif compréhensif et la personne  
la plus digne vous estime et mon respect. Aucune dédicace ne saurait exprimée  
mes sentiments, que dieu te préserve et te procure la santé. Longue vie ».*

*A Ma mère **HADDA** « Vous m'avez donné la vie, la tendresse et le courage pour  
réussir. Tout ce que je peux t'offrir ne pourra exprimer l'amour et la  
reconnaissance que je te porte ».*

*En témoignage, je vous offre ce modeste travail pour vous remercier de vos  
sacrifices et pour l'affection dont ma toujours entourée.*

*A Mes chères sœurs : **SAWSEN, MANEL, HIBA.***

*Au plus jeune de la famille, mes neveux : **MARAM, KARAM, YOUNES.***

*A toute la famille **BENKIRAT** et **BOUHALIT.***

*A Mes collègues : **MOHAMED ES SALIH ET RAID** pour leur soutien pendant  
la période de stage.*

*A mon binôme, **TALBI FATINE** pour sa disponibilité et sa patience, ainsi que  
pour sa sympathie et son amitié tout au long de travail.*

*Je le dédie aussi à mes très chères amies : **KHAOULA, ROUMAISSA ET  
AMINA**, merci d'être toujours là pour moi.*

*A tout mes collègues de la promotion **Génie Chimique 2023** A tous ceux qui me  
sont chers.*

**MALEK**



## ***LISTE DES FIGURES***

<b>N° de figure</b>	<b>Titre</b>	<b>Page</b>
<b>Figure I.1</b>	Echangeur à co-courant.	6
<b>Figure I.2</b>	Echangeur à contre-courant.	6
<b>Figure I.3</b>	Echangeur à courants croisés.	7
<b>Figure I.4</b>	Echangeur à courants croisés méthodiques.	7
<b>Figure I.5</b>	Échangeur monotube en serpentín.	8
<b>Figure I.6</b>	Échangeur coaxial.	9
<b>Figure I.7</b>	Échangeur à tubes séparés.	9
<b>Figure I.8</b>	Échangeur à tubes rapprochés.	10
<b>Figure I.9</b>	Echangeur à tubes et calandre.	10
<b>Figure I.10</b>	Échangeur à tubes ailettes.	11
<b>Figure I.11</b>	Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire.	12
<b>Figure I.12</b>	Échangeur à plaques et joint.	12
<b>Figure I.13</b>	Échangeur à plaques soudées.	13
<b>Figure I.14</b>	Échangeur à plaques brasées.	14
<b>Figure II.1</b>	Echangeur à tubes et calandre.	16
<b>Figure II.2</b>	Calandre à une seule passe.	17
<b>Figure II.3</b>	Disposition des tubes.	18
<b>Figure II.4</b>	La plaque tubulaire.	19
<b>Figure II.5</b>	Chicanes transversales.	20
<b>Figure II.6</b>	Tirants et entretoises.	20
<b>Figure II.7</b>	Déflecteurs.	21
<b>Figure II.8</b>	Boîtes de distribution.	22
<b>Figure II.9</b>	Types d'échangeurs à faisceaux tubulaires.	23
<b>Figure II.10</b>	Echangeur propre et échangeur encrassé.	24

<b>Figure III.1</b>	Situation Géographique de la raffinerie de Skikda RA1K.	29
<b>Figure III .2</b>	Disposition des tubes.	31
<b>Figure III.3</b>	Ecoulement du fluide à travers la calandre.	31
<b>Figure IV.1</b>	Influence de la longueur du pas.	50
<b>Figure IV.2</b>	Influence de l'espacement.	52
<b>Figure IV.3</b>	Influence du nombre de passe.	56

## ***LISTE DES TABLEAUX***

<b>N° de tableaux</b>	<b>Titre</b>	<b>Page</b>
<b>Tableau III.1</b>	Données de l'échangeur étudié.	30
<b>Tableau III.2</b>	Propriétés géométrique des tubes et de la calandre.	30
<b>Tableau III.3</b>	Corrélations des propriétés des fluides.	33
<b>Tableau IV.1</b>	Composition chimique du naphta.	43
<b>Tableau IV.2</b>	Composition chimique du reformat.	44
<b>Tableau IV.3</b>	Les paramètres du design et du cas réels de l'échangeur.	48
<b>Tableau IV.4</b>	Influence de la longueur du pas.	50
<b>Tableau IV.5</b>	Influence de l'espacement.	52
<b>Tableau IV.6</b>	Propriétés physiques des deux fluides.	53
<b>Tableau IV.7</b>	Influence du nombre de passe.	56



## ***LISTE DES ABREVIATION***

<b>Symbole</b>	<b>Abréviation</b>	<b>Unité</b>
<b>BWG</b>	Birmingham Wire Gage.	/
<b>TEMA</b>	Tubular Exchanger Manufacture Association.	/
<b>UTE</b>	l'Unité de Transport Est.	/
<b>E</b>	Efficacité.	/
<b><math>\phi</math></b>	Le flux transféré dans l'échangeur.	<b>W</b>
<b><math>\phi_{\max}</math></b>	Le flux maximal.	<b>W</b>
<b><math>R_{en}</math></b>	Résistance d'encrassement.	<b>m<sup>2</sup>.K/W</b>
<b><math>U_p</math></b>	Coefficient du transfert de chaleur propre.	<b>W/m<sup>2</sup>.K</b>
<b><math>U_s</math></b>	Coefficient du transfert de chaleur sale.	<b>W/m<sup>2</sup>.K</b>
<b><math>Q_v</math></b>	Débit volumique du fluide côté tube.	<b>m<sup>3</sup>/s</b>
<b><math>Q'_v</math></b>	Débit volumique du fluide côté calandre.	<b>m<sup>3</sup>/s</b>
<b><math>\rho</math></b>	La masse volumique du fluide côté tube.	<b>Kg/m<sup>3</sup></b>
<b><math>\rho'</math></b>	La masse volumique du fluide côté calandre.	<b>Kg/m<sup>3</sup></b>
<b><math>Cp_1</math></b>	Chaleur massique moyenne du fluide côté tube.	<b>J/Kg.K</b>
<b><math>Cp_2</math></b>	Chaleur massique moyenne du fluide côté calandre.	<b>J/Kg.K</b>
<b><math>T_1</math></b>	Température d'entrée du fluide côté calandre.	<b>°C</b>
<b><math>T_2</math></b>	Température de sortie du fluide côté calandre.	<b>°C</b>
<b><math>t_1</math></b>	Température d'entrée du fluide côté tube.	<b>°C</b>
<b><math>t_2</math></b>	Température de sortie de fluide côté tube.	<b>°C</b>
<b>MLDT</b>	Différence de température logarithmique moyenne	<b>°C</b>
<b><math>N_t</math></b>	Nombre de tubes.	<b>m</b>
<b>L</b>	Longueur des tubes.	<b>m</b>
<b>D</b>	Diamètre extérieur de tube.	<b>m</b>
<b><math>D_i</math></b>	Diamètre intérieur de tube.	<b>m</b>

<b>D<sub>c</sub></b>	Diamètre de calandre.	<b>m</b>
<b>D<sub>e</sub></b>	Diamètre équivalent.	<b>m</b>
<b><math>\dot{M}</math></b>	Le débit massique de coté tube.	<b>Kg/s</b>
<b><math>\dot{m}</math></b>	Le débit massique du fluide coté calandre.	<b>Kg/s</b>
<b><math>\mu_1</math></b>	Viscosité dynamique du fluide froid (coté tube).	<b>Kg/m.s</b>
<b><math>\mu_2</math></b>	Viscosité dynamique du fluide chaud (coté calandre).	<b>Kg/m.s</b>
<b><math>\lambda_1</math></b>	Conductivité thermique fluide coté tube (froid).	<b>W/m.K</b>
<b><math>\lambda_2</math></b>	Conductivité thermique fluide coté calandre (chaud).	<b>W/m.K</b>
<b>P</b>	Longueur du pas.	<b>m</b>
<b>B</b>	Espace entre chicane.	<b>m</b>
<b>h<sub>1</sub></b>	Coefficient côté tube.	<b>W/m<sup>2</sup>.K</b>
<b>h<sub>2</sub></b>	Coefficient côté calandre.	<b>W/m<sup>2</sup>.K</b>
<b>n<sub>t</sub></b>	Nombre de passe coté tubes.	<b>/</b>
<b>A</b>	Surface d'échange.	<b>m<sup>2</sup></b>
<b>A<sub>t</sub></b>	Section de passage côté tube.	<b>m<sup>2</sup></b>
<b>a<sub>c</sub></b>	Section de passage côté calandre.	<b>m<sup>2</sup></b>
<b>G<sub>t</sub></b>	Vitesse massique côté tube.	<b>Kg/m<sup>2</sup>.s</b>
<b>G<sub>c</sub></b>	Vitesse massique côté calandre.	<b>Kg/m<sup>2</sup>.s</b>
<b>Re<sub>1</sub></b>	Nombre de Reynolds côté tube.	<b>/</b>
<b>Re<sub>2</sub></b>	Nombre de Reynolds côté calandre.	<b>/</b>
<b>Pr<sub>1</sub></b>	Nombre de Reynolds côté tube.	<b>/</b>
<b>Pr<sub>2</sub></b>	Nombre de Reynolds côté calandre.	<b>/</b>
<b>Nu<sub>1</sub></b>	Nombre de Nusselt côté tube.	<b>/</b>
<b>Nu<sub>2</sub></b>	Nombre de Nusselt côté calandre.	<b>/</b>
<b>V</b>	Vitesse du fluide côté calandre.	<b>m/s</b>
<b>V<sub>max</sub></b>	Vitesse maximale du fluide côté calandre.	<b>m/s</b>

# **TABLE DES MATIÈRES**

Liste des figures .....	I
Liste des tableaux .....	III
Liste d'abréviation.....	IV
Introduction générale.....	1

## ***Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur***

Introduction .....	5
I.1. Définition .....	5
I.2. Fonctionnements .....	5
I.3. Critères de classement.....	5
I.3.1. Classement technologique.....	5
I.3.2. Classement suivant le mode de transfert de chaleur .....	6
I.3.3. Classement suivant le processus de transfert .....	6
I.3.4. Classement suivant le mode de circulation .....	6
I.3.4.1. Echangeur a courants parallèles.....	6
I.3.4.2. Echangeur à contre courant .....	6
I.3.4.3. Echangeurs à courants croisés .....	7
I.3.5. Classement fonctionnel .....	8
I.4. Types des échangeurs .....	8
I.4.1. Les échangeurs tubulaires .....	8
I.4.2. Les échangeurs à ailettes .....	11
I.4.3. Echangeurs à plaques .....	11
I.5. Domaines d'utilisation des échangeurs de chaleur .....	14
Conclusion.....	14

## ***Chapitre II : Les échangeurs de chaleur à faisceaux tubulaires et calandre***

Introduction .....	16
II.1. Description.....	16
II.2. Différentes parties.....	17
II.2.1. La calandre.....	17
II.2.2. Le faisceau de tubes .....	17
II.2.3. Plaques tubulaires .....	18
II.2.4. Les Chicanes .....	19

II.2.5. Les tirants et les entretoises .....	20
II.2.6. Les déflecteurs .....	21
II.2.7. Boîtes d'échangeurs .....	21
II.3. Types d'échangeurs à faisceaux tubulaires .....	22
II.3.1. Echangeur à tête flottante.....	22
II.3.2. Echangeur à tête fixe.....	22
II.3.3. Echangeur à tube en U .....	23
II.4. Encrassement des Echangeurs de chaleur .....	24
II.4.1. Types d'encrassement.....	24
II.4.1.1. Encrassement par les précipitations .....	24
II.4.1.2. Encrassement particulaire.....	24
II.4.1.3. Encrassement chimique.....	25
II.4.1.4. Encrassement par corrosion.....	25
II.4.1.5. Encrassement biologique.....	25
II.4.2. Différentes approches d'encrassement .....	25
Conclusion.....	26

### ***Chapitre III : Méthodes de calcul***

Introduction .....	28
III.1. Objectifs de l'étude .....	28
III.2. Hypothèses simplificatrices.....	28
III.3. Présentation de la raffinerie de Skikda.....	28
III.4. Données sur l'échangeur 103 E 31 A/B .....	29
III.5. Le naphta e le reformat.....	31
III.6. Calcul de l'efficacité de l'échangeur.....	32
III.7. Calcul de la résistance d'encrassement .....	32
III.7.1. Corrélations des propriétés des fluides .....	32
III.7.2. Bilan thermique .....	33
III.7.3. Calcul de la résistance d'encrassement .....	34
III.7.3.1. Echangeur 1-1.....	34
III.7.3.1.1. Calcul de la moyenne logarithmique de l'différence de température MLDT. 34	
III.7.3.1.2. Calcul du coefficient de transfert propre $U_s$ .....	34
III.7.3.1.3. Calcul du coefficient d'échange $h_1$ côté tube.....	35
III.7.3.1.4. Calcule de coefficient $h_2$ côté calandre .....	36
III.7.3.2. Echangeur N-N' .....	37

III.7.3.2.1. Calcul de MLDT et les températures caloriques TC et tc.....	38
III.7.3.2.2. Calcul du coefficient global de transfert de chaleur US .....	38
III.7.3.2.3. Côté tubes.....	39
III.7.3.2.4. Côté calandre.....	39
Conclusion.....	41

### *Chapitre IV : Résultats et discussions*

Introduction .....	43
IV.1. Composition chimique du naphta et du reformat.....	43
IV.2. Étude de la performance de l'échangeur 103 E 31 A /B .....	44
IV.2.1. Calcul de l'efficacité (E) .....	44
IV.2.2. Calcul de la résistance d'encrassement .....	45
IV.2.2.1. Calcul du coefficient de transfert propre $U_s$ .....	45
IV.2.2.2. Calcul du coefficient d'échange $h_1$ coté tube.....	46
IV.2.2.3. Calcul du coefficient $h_2$ coté calandre.....	46
IV.2.2.4. Calcul du coefficient de transfert propre $U_p$ .....	47
IV.2.2.5. Calcul de la résistance d'encrassement globale dans l'échangeur.....	48
IV.3. Influence des paramètres liés à la conception sur la résistance d'encrassement .....	48
IV.3.1. Influence de la longueur du pas entre tubes .....	48
IV.3.2. Influence de l'espacement entre les chicanes.....	50
IV.3.3. Influence du nombre de passes.....	53
Conclusion.....	57
Conclusion générale .....	58
Références .....	60

# *Introduction générale*

---



### Introduction générale

L'échangeur de chaleur est un élément essentiel dans toute politique de maîtrise de l'énergie, il a toujours eu de nombreuses applications industrielles.

Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de plusieurs paramètres : domaine de température et pression des fluides, propriétés physiques et agressivité des fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur de chaleur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

Dans les unités de raffinage du pétrole, les échangeurs de chaleur constituent un composant essentiel. Afin d'assurer une bonne rentabilité de ces unités de production dont le rendement dépend la plupart du temps du bon état de surface des échangeurs, il est impératif d'apporter le meilleur suivi de leur état.

Les échangeurs de chaleur, même les mieux conçus, sont susceptibles de s'encrasser par les dépôts et l'accumulation de tartre, des solides en suspension, des sels non-solubles et bien d'autres matières indésirables. Cet encrassement, souvent inévitable dans les installations industrielles, produit deux types d'effets ; on observe généralement une augmentation des pertes de charge par frottement sur les parois puis une réduction de la section de passage du fluide dans l'appareil, pouvant aller jusqu'au bouchage partiel ou total de l'échangeur et une dégradation des échanges de chaleur car l'encrassement crée une résistance thermique additionnelle entre les fluides chaud et froid.

L'encrassement se répercute sur la rentabilité des installations par des coûts principalement liés aux pertes de production, à la surconsommation d'énergie et aux frais de nettoyage et de maintenance, et dans une moindre mesure aux surdimensionnements et aux ajouts d'équipements de nettoyage.

L'échangeur de chaleur à faisceaux tubulaires et calandre étudié dans ce travail est parmi les types des échangeurs qui existent actuellement dans l'industrie pétrolière.

Comme premier objectif, nous avons étudié dans ce travail, la performance de l'échangeur 103 E31 A/B de l'unité reforming 2 (raffinerie de Skikda), dans lequel les deux fluides circulent en sens contraire avec un passage côté tube du fluide froid (naphta) et un passage côté calandre du fluide chaud (reformat).



Le deuxième objectif visé est le calcul de la résistance d'encrassement de l'échangeur 103 E31 A/B et l'étude de l'influence de quelques paramètres de conception sur ce coefficient.

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

- Le chapitre I est consacré pour la recherche bibliographique sur les échangeurs de chaleur.
- Le chapitre II consiste à une description technologique détaillée des échangeurs de chaleur à faisceaux tubulaires et calandre et une présentation du problème de l'encrassement.
- Le chapitre III représente les méthodes de calculs.
- Le quatrième chapitre expose les différents résultats obtenus suivis des interprétations.



# *Chapitre I*

---

## *Généralités sur les échangeurs de chaleur*



## Chapitre I Généralités sur les échangeurs de chaleur

### Introduction

Une grande partie de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels est transférée au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique. Ce chapitre sera consacré à une définition, fonctionnements et différents types d'échangeurs de chaleur.

### I.1. Définition

Un échangeur de chaleur est un appareil où le transfert de chaleur se fait entre deux fluides possédant des températures différentes. Il permet l'échange de chaleur avec ou sans transfert de matière entre eux <sup>[1]</sup>.

Dans la mesure où il existe de nombreux types d'échangeurs de chaleur, il a également de nombreuses fonctions telles que refroidissement, chauffage, condensation et évaporation.

### I.2. Fonctionnements

Le principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur est défini par la circulation de deux fluides (chaud et froid) à travers des conduites qui les mettent en contact thermique à travers une paroi généralement métallique.

Le transfert thermique est amélioré par la surface d'échange entre les deux fluides est les températures d'entrée et les caractéristiques thermiques (chaleur spécifique, conductivité thermique) des fluides <sup>[2,3]</sup>.

### I.3. Critères de classement

#### I.3.1. Classement technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont à tubes ; monotubes, coaxiaux ou multitubulaires et à plaques <sup>[4]</sup>.



### I.3.2. Classement suivant le mode de transfert de chaleur

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération des fumées, etc.), il y a souvent un mode de transfert prédominant <sup>[4]</sup>.

### I.3.3. Classement suivant le processus de transfert

- Échangeurs avec contact direct : Le type le plus simple comprend un récipient ou canalisation dans lequel les deux fluides sont directement mélangés, et atteignent une température finale (température d'équilibre).
- Échangeurs avec contact indirect : Les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi <sup>[5]</sup>.

### I.3.4. Classement suivant le mode de circulation

#### I.3.4.1. Echangeur a courants parallèles

Dans cette configuration, les deux fluides s'écoulent dans la même direction. Cette circulation est dite à Co-courant ou anti méthodique <sup>[6]</sup>.

#### I.3.4.2. Echangeur à contre courant

Si la circulation a lieu dans le sens contraire, les écoulements sont dits à contre-courant ou méthodique <sup>[6]</sup>.

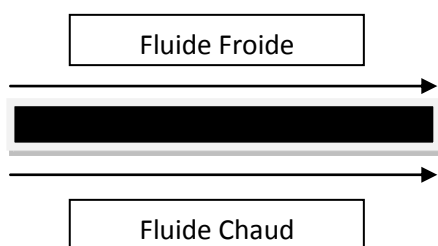


Figure I.1 : Echangeur à co-courant.

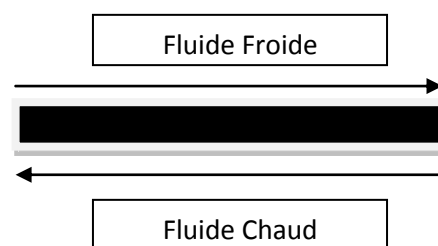
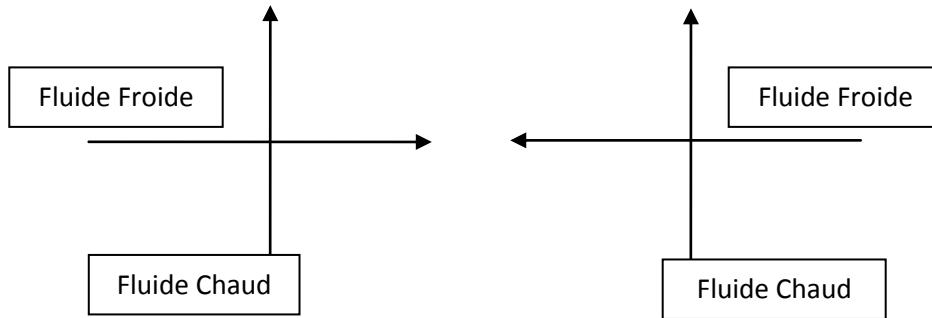


Figure I.2 : Echangeur à contre-courant.



### I.3.4.3. Echangeurs à courants croisés

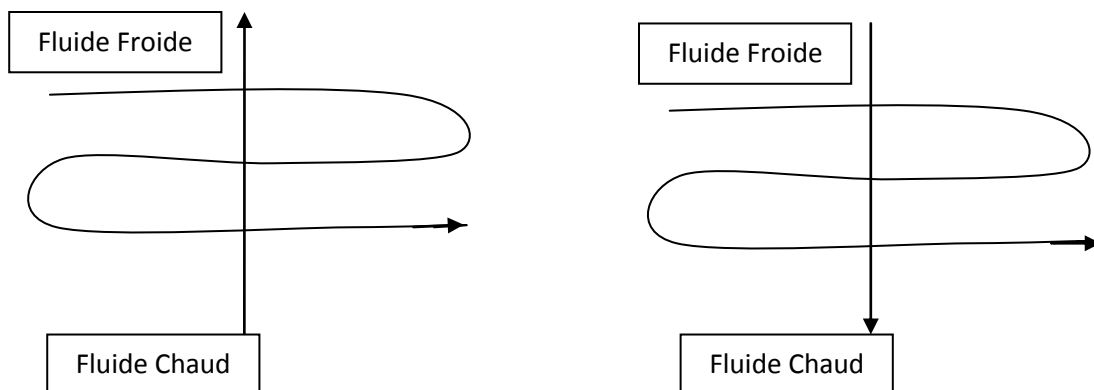
Dans ce type d'échangeurs les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre, on remarque ainsi que le sens d'écoulement est sans importance.



*Figure I.3* : Echangeur à courants croisés.

Dans la plupart des cas l'un des fluides traverse l'écoulement de l'autre fluide plusieurs fois, et l'échangeur est appelé à multiple passes. On distingue deux modes de circulation :

- Circulation à courants croisés méthodiques : L'un des fluides entre par l'extrémité de l'appareil d'où sort le deuxième fluide.
- Circulation à courants croisés anti méthodiques : Les deux fluides entrent par la même extrémité de l'appareil <sup>[6]</sup>.



a) Méthodique.

b) Anti méthodique.

*Figure I.4* : Echangeur à courants croisés méthodiques.



### I.3.5. Classement fonctionnel

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

- Les deux fluides ont un écoulement monophasique.
- Un seul fluide à un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs.
- Les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapo-condenseurs [7].

## I.4. Types d'échangeurs

### I.4.1. Les échangeurs tubulaires

Un échangeur tubulaire est le plus simple des échangeurs, il est constitué de deux tubes concentriques. Un fluide circule dans le tube interne alors que le second passe dans l'espace entre les deux tubes.

L'échangeur tubulaire a l'avantage d'être nettoyé ou réparé et permet de travailler avec des fluides à hautes pressions. Cependant il ne permet qu'un échange de chaleur limité et ne possède qu'une petite surface d'échange (maximum 50 m<sup>2</sup>). On distingue :

#### a) Echangeur monotube

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



*Figure I.5: Échangeur monotube en serpentin [8].*



**b) Échangeur coaxial**

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

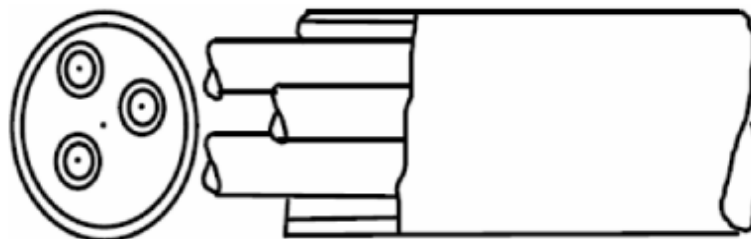


*Figure I.6:* Échangeur coaxial <sup>[9]</sup>.

**c) Échangeur multitubulaire**

- **Échangeur à tubes séparés**

À l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100 mm) où sont placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20 mm) maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé.

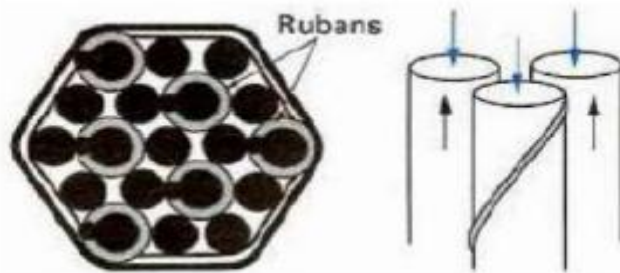


*Figure I.7:* Échangeur à tubes séparés <sup>[8]</sup>.



- **Echangeur à tubes rapprochés**

Pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans.



*Figure I.8:* Échangeur à tubes rapprochés <sup>[8]</sup>.

**d) Echangeur à tubes et calandre**

L'appareil est constitué d'un faisceau de tubes, disposé à l'intérieur d'une enveloppe dénommée calandre. L'un des fluides circule à l'intérieur des tubes et l'autre à l'intérieur de la calandre, autour des tubes. On ajoute en général des chicanes dans la calandre, qui jouent le rôle de promoteurs de turbulence et améliorent le transfert à l'extérieur des tubes. A chaque extrémité du faisceau sont fixées des boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau en une ou plusieurs passes. La calandre est aussi munie de tubulures d'entrée et de sortie pour le second fluide (qui circule à l'extérieur des tubes) suivant le chemin imposé par les chicanes.



*Figure I.9:* Echangeur à tubes et calandre <sup>[10]</sup>.



### I.4.2. Les échangeurs à ailettes

Les échangeurs de chaleur à ailettes sont principalement utilisés dans les applications où le fluide secondaire est un gaz (systèmes gaz/gaz ou liquide/gaz) et pour de faibles coefficients d'échange convectif  $h$ . Ils permettent une grande surface d'échange dans un volume très réduit. Ces échangeurs ont généralement une superficie de  $500 \text{ m}^2$  pour un mètre cube de volume. La compacité étant définie par le rapport entre la surface d'échange et le volume externe.

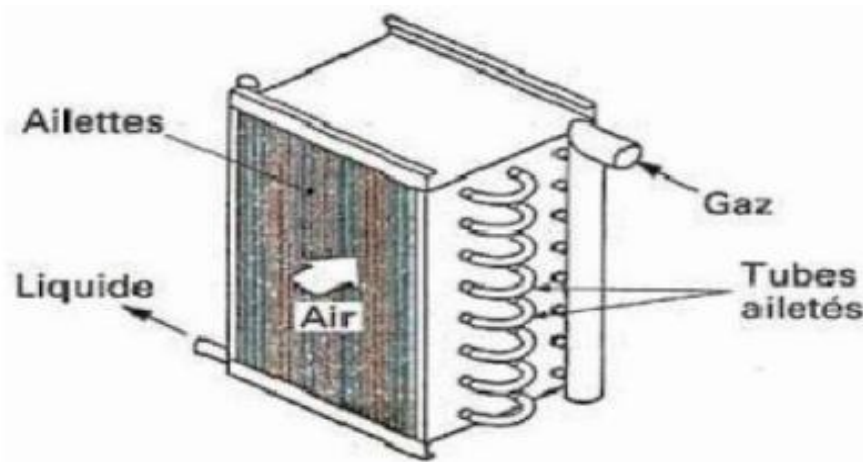


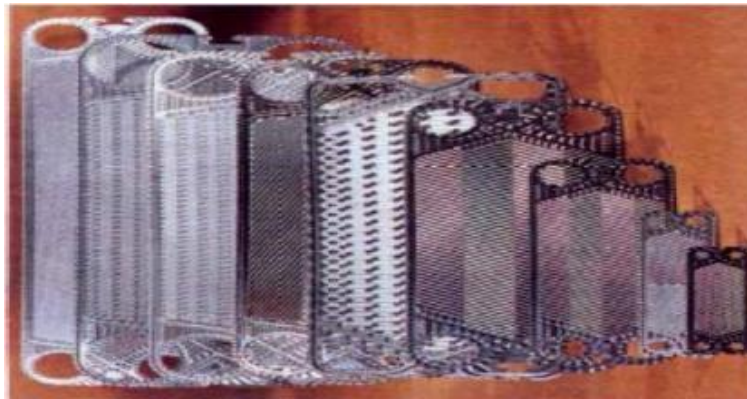
Figure I.10: Échangeur à tubes ailettes <sup>[8]</sup>.

### I.4.3. Échangeurs à plaques

#### a) Échangeurs à surface primaire

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

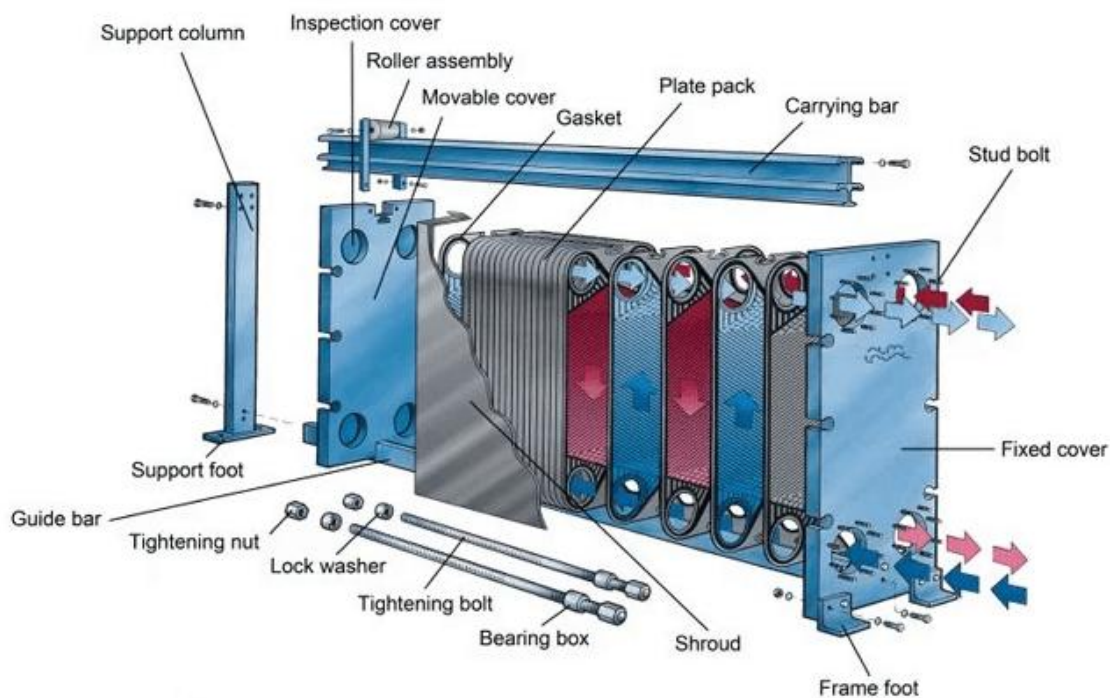




*Figure I.11:* Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire [8].

**b) Echangeurs à plaques avec joints**

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



*Figure I.12:* Échangeur à plaques et joint [11].



### c) Échangeur à plaques tout soudé

Ils ont un aspect extérieur similaire à celui des échangeurs à plaques et joints. Ils sont constitués d'un paquet de plaques enserrées entre deux flasques serrés par un jeu de tirants. Les plaques ont quatre ouvertures pour la distribution des deux fluides et une zone d'échange corruguée. Les joints sont remplacés par des soudures. Comme les circuits ne sont nettoyables que par des solutions chimiques, ils sont donc réservés à des fluides peu encrassant. Ce type d'échangeur a été développé spécialement pour les fluides agressifs et pour les conditions de service cyclique entraînant des chocs thermiques. Ces échangeurs, qui restent de taille moyenne par rapport aux échangeurs à plaques et joints, peuvent être utilisés jusqu'à une pression de service de 4 MPa et une température de service de 350°C. Leur surface d'échange maximale peut atteindre 250 m<sup>2</sup>.

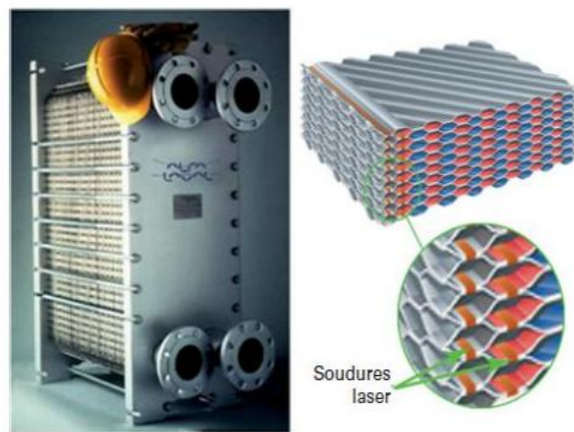


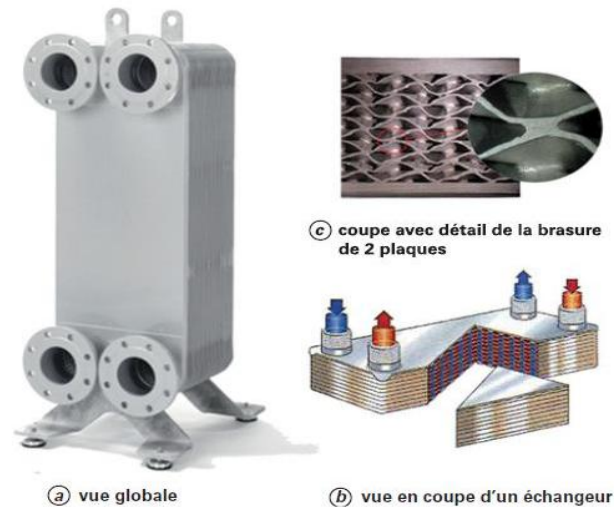
Figure I.13: Échangeur à plaques soudées [8].

### d) Échangeur brasé

C'est une variante de l'échangeur à plaques et joints conventionnel, car sa surface d'échange est constituée d'une série de plaques métalliques à cannelures inclinées, mais il ne possède ni joints d'étanchéité, ni tirants de serrage. Les plaques sont en acier inoxydable et sont assemblées par brasure dans un four sous vide, ce qui limite la taille de ces échangeurs. La brasure est effective sur le pourtour des plaques et aux points de contact entre deux plaques successives, avec les tôles de quelques millimètres d'épaisseur servant de bâti, ainsi qu'avec les tubulures de raccordement. L'ensemble ainsi constitué est monobloc.



La profondeur des corrugations est comprise entre 2 et 3 mm, et comme les échangeurs brasés ne sont pas démontables, ils doivent être utilisés sur des fluides propres.



**Figure I.14:** Échangeur à plaques brasées <sup>[8]</sup>.

### I.5. Domaines d'application des échangeurs de chaleur

- Chauffage de produits thermosensibles (pasteurisation du lait).
- Chauffage et refroidissements de produits visqueux.
- Préchauffage ou refroidissement des fluides.
- Récupération thermique.
- Capteurs ou émetteurs thermique.
- Déshumidification.
- Evaporation.
- Equipement qui permet la congélation et la fusion d'une phase vapeur.
- Refroidissement des appareils électroniques <sup>[12]</sup>.

### Conclusion

Ce chapitre est un aperçu descriptif sur les échangeurs de chaleur, en effet nous avons passé en revue la définition avec les différents types d'échangeur, leur fonctionnement et les critères utilisés pour leurs classements.

## *Chapitre II*

---

*Les échangeurs de chaleur  
à faisceaux tubulaires et  
calandre*



## Chapitre II

### Les échangeurs de chaleur à faisceaux tubulaires et calandre

#### Introduction

L'échangeur de chaleur à faisceaux tubulaires et calandre est le plus répandu au niveau des unités de traitement des hydrocarbures. Dans ce chapitre, nous décrivons d'abord les différentes parties constituant ce type d'appareils d'échange thermique et ensuite une étude succincte sur l'encrassement étant un problème majeure des échangeurs causé par l'accumulation d'éléments solides indésirables sur les surfaces d'échange.

#### II.1. Description

Les échangeurs de chaleur à faisceaux tubulaires et calandre sont constitués de tubes ronds montés dans de grandes calandres cylindriques, ils sont largement utilisés comme refroidisseurs d'huile, condenseurs, préchauffeurs dans les centrales électriques, générateurs de vapeur dans les centrales nucléaires et dans l'industrie chimique et l'industrie pétrolière [13].

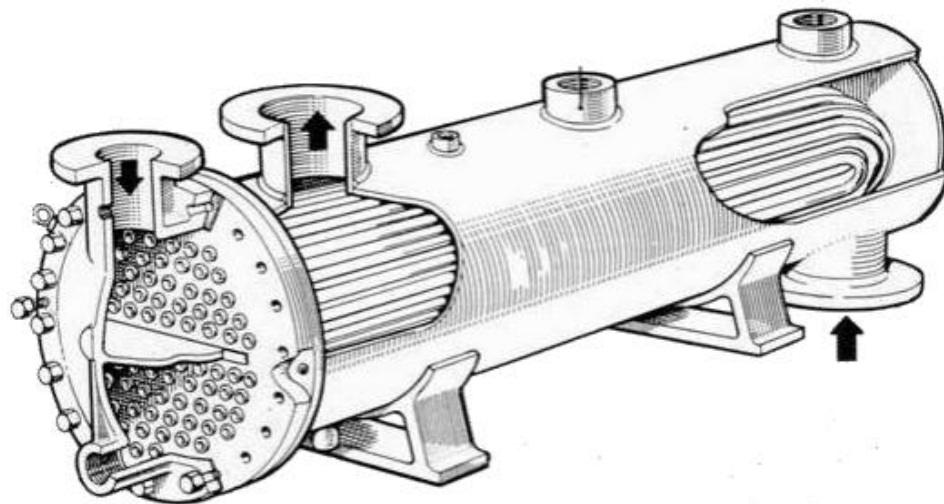


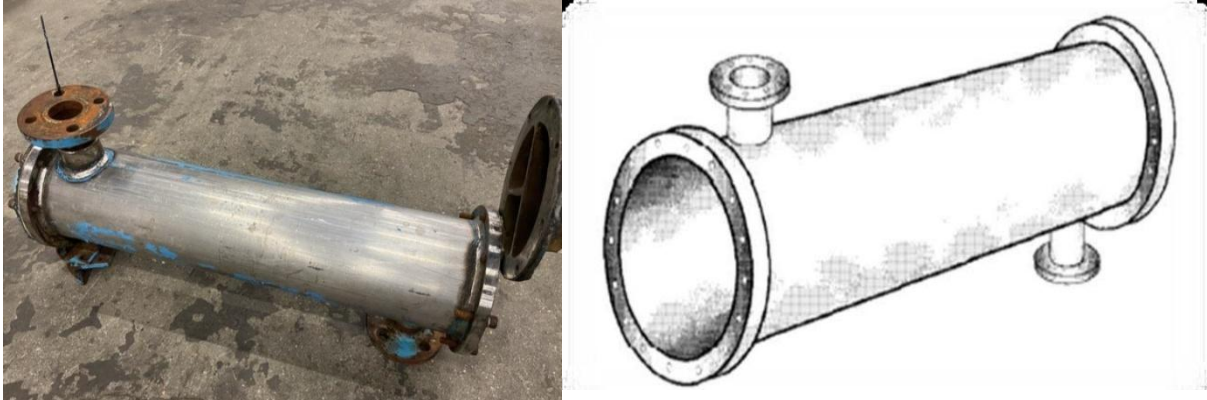
Figure I.1 : Echangeur à tubes et calandre [14].



### II.2. Différentes parties

#### II.2.1. La calandre

L'acier au carbone est le matériau le plus couramment utilisé pour la construction des calandres. A chaque extrémité sont soudées des brides avec plaques de renforcement selon la pression de service. Enfin la calandre pourra être équipée d'un anneau de levage et portera la plaque d'identification de l'appareil [15].



*Figure II.2:* Calandre à une seule passe.

#### II.2.2. Le faisceau de tubes

C'est l'ensemble des tubes constituant le faisceau. Les épaisseurs de tubes sont normalisées selon le calibre BWG (Birmingham Wire Gage). La perforation des trous dans les plaques tubulaires est normalisée, elle s'effectue selon une disposition soit au pas carré, soit au pas triangulaire, le pas étant la distance entre le centre de deux tubes voisins [16]. Les tubes sont fixés à leurs extrémités par mandrinage ou dudgeonnage dans deux plaques tubulaires. La perforation des trous s'effectue selon une disposition soit au pas carrée, soit au pas triangulaire.

Le pas triangulaire permet de placer environ 10% des tubes de plus que le pas carré sur une plaque tubulaire de diamètre donné, mais en contre partie, la disposition des tubes ne permet pas leurs nettoyage extérieur par insertion de grattoirs ou de racloirs a travers le faisceau.

Pour choisir la configuration géométrique, on utilise le rapport pas/diamètre extérieur de tubes qui doit être supérieur ou égal à 1,25.



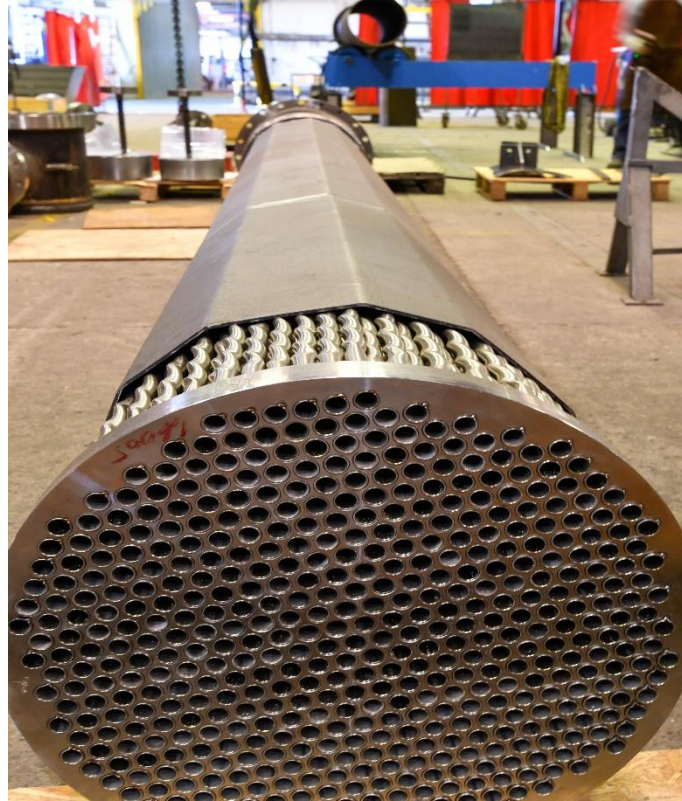
Les tubes sont fixés sur les plaques tubulaires soit par dudgeonnage (mandrinage) ou par soudage <sup>[15]</sup>.



*Figure II.3:* Disposition des tubes <sup>[17]</sup>.

### II.2.3. Plaques tubulaires

Ce sont des plaques percées, supportant les tubes à leurs extrémités. Leur épaisseur (5 à 10 cm) est calculée en fonction de la différence de pression entre le fluide dans la calandre et le fluide dans les boîtes d'une part, et les contraintes dues aux différences de dilatation entre les tubes et la calandre d'autre part. Les plaques tubulaires sont dimensionnées spécifiquement dans le respect des codes ou des standards TEMA (Tubular Exchanger Manufacture Association) <sup>[15]</sup>.



*Figure II.4* : La plaque tubulaire <sup>[18]</sup>.

#### II.2.4. Les Chicanes

Elles ont pour rôle de diminuer la vitesse du fluide dans la calandre, augmenter la rigidité du faisceau et éviter les phénomènes de vibration et de flambage. Des chicanes transversales de différents types peuvent être mises en place pour régler le coefficient de convection côté calandre. Les tubes du faisceau sont enfilés dans les trous aménagés dans les chicanes, celles-ci sont maintenues en place par un ensemble de tirants et entretoises, ces dernières étant le plus souvent des tronçons de tubes <sup>[15]</sup>.



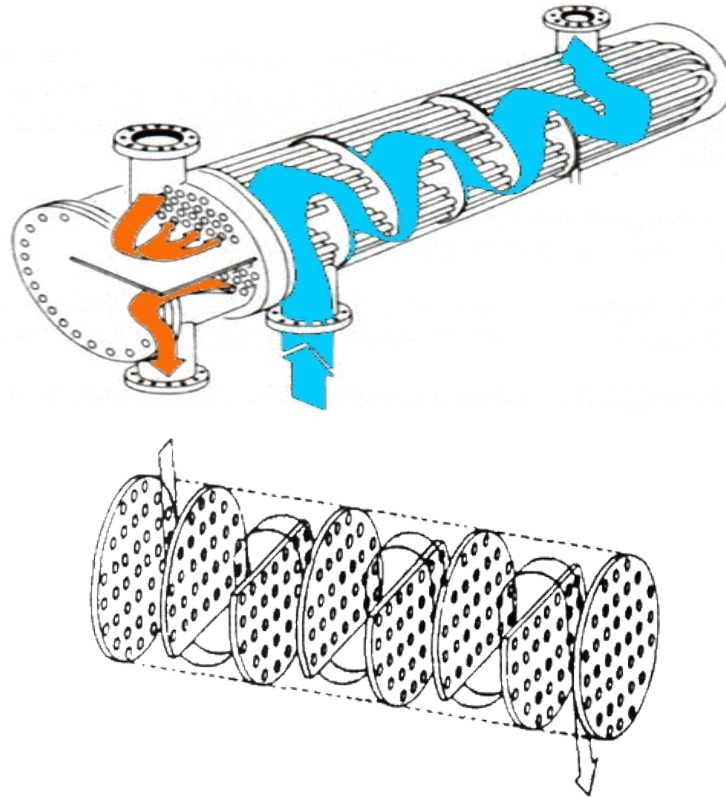


Figure II.5: Chicanes transversales [19].

### II.2.5. Les tirants et les entretoises

Ils permettent le positionnement désiré des chicanes en évitant les déplacements provoqués par la force engendrée par le fluide qui les heurte. En général, le nombre des tirants varie de 2 jusqu'à 8 suivant le diamètre de l'échangeur [15].

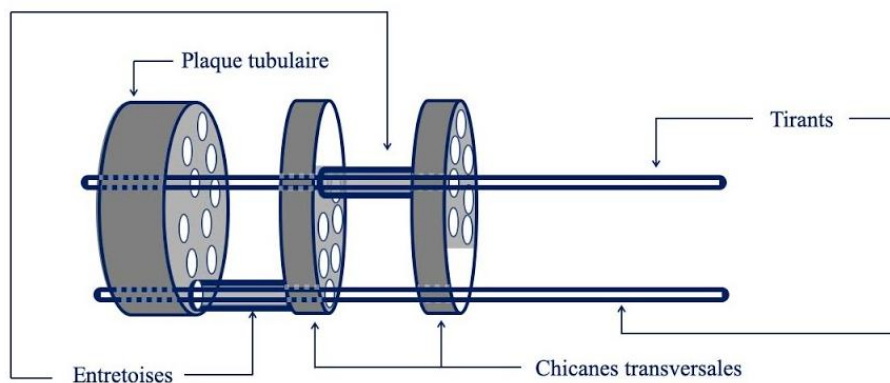


Figure II.6 : Tirants et entretoises.



### II.2.6. Les déflecteurs

Pour éviter ou minimiser l'érosion des tubes du faisceau, des déflecteurs de protection peuvent être installés faces aux tubulures d'entrée du fluide, leur mise en place est définie en fonction de la masse volumique et la vitesse du fluide. Ces déflecteurs circulaires, d'une épaisseur de l'ordre de 12 mm, sont soudés sur des tirants ou entretoises [11].

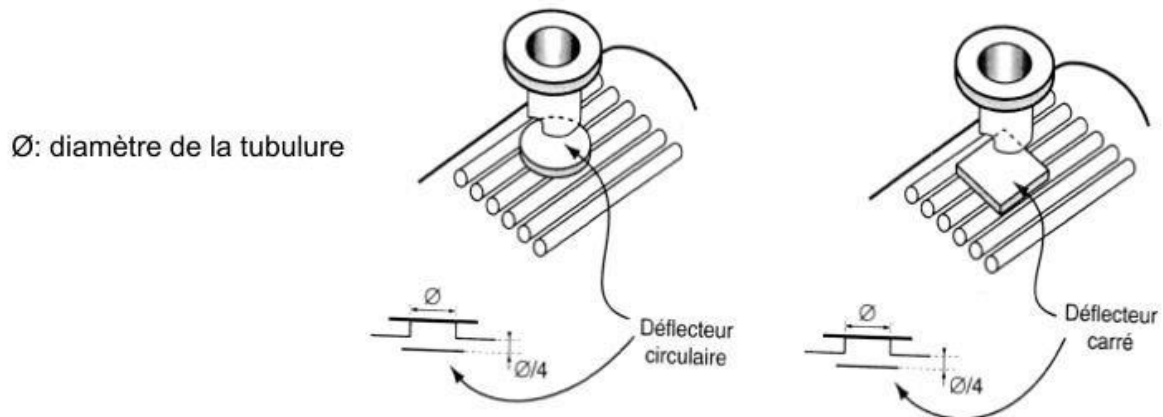


Figure II.7: Déflecteurs [20].

### II.2.7. Boîtes de description

C'est l'organe qui distribue ou recueille les fluides aux extrémités des tubes. A l'exception des tubes en U, il y a une boîte à chaque extrémité de l'échangeur. La disposition des boîtes dépend non seulement du type choisi mais aussi du nombre de passes. La liaison cloison-plaque tubulaire est en général assurée par un joint. Les boîtes sont le plus souvent réalisées avec un matériau peu différent de celui de tubes [15].



*Figure II.8:* Boites de distribution <sup>[21]</sup>.

### II.3. Types d'échangeurs à faisceaux tubulaires

#### II.3.1. Echangeur à tête flottante

Cette technologie ne nécessite pas de joint d'expansion étant donné qu'une des plaques tubulaires est libre de mouvement. La plupart du temps, le faisceau de tubes peut être sorti de la calandre ce qui permet un nettoyage mécanique de la surface externe des tubes ainsi que l'intérieur de la calandre. De plus, le faisceau peut être remplacé plus facilement <sup>[22]</sup>.

#### II.3.2. Echangeur à tête fixe

Des tubes droits sont reliés à leurs extrémités aux plaques tubulaires qui sont elles soudées à la calandre. Cette configuration offre la possibilité de nettoyer mécaniquement l'intérieur des tubes étant donné que les couvercles des boîtes sont démontables. En revanche, étant donné que les plaques tubulaires sont soudées à la calandre, il n'est pas possible d'accéder aux tubes pour les nettoyer, seul un nettoyage chimique en place est possible. Par ailleurs, si l'échangeur est soumis à des variations importantes en température, il devra être équipé d'un joint d'expansion pour absorber la dilatation thermique des tubes <sup>[22]</sup>.



### II.3.3. Echangeur à tube en U

L'utilisation de tubes en U évite aussi le recours à des joints d'expansion étant donné que la partie pliée du tube est libre de mouvement (non relié à une plaque tubulaire). Par contre, le nettoyage mécanique de l'intérieur des tubes devient difficile à cause du coude de retournement en U. Cette configuration est toutefois relativement peu onéreuse, car elle évite d'utiliser une seconde plaque tubulaire <sup>[22]</sup>.

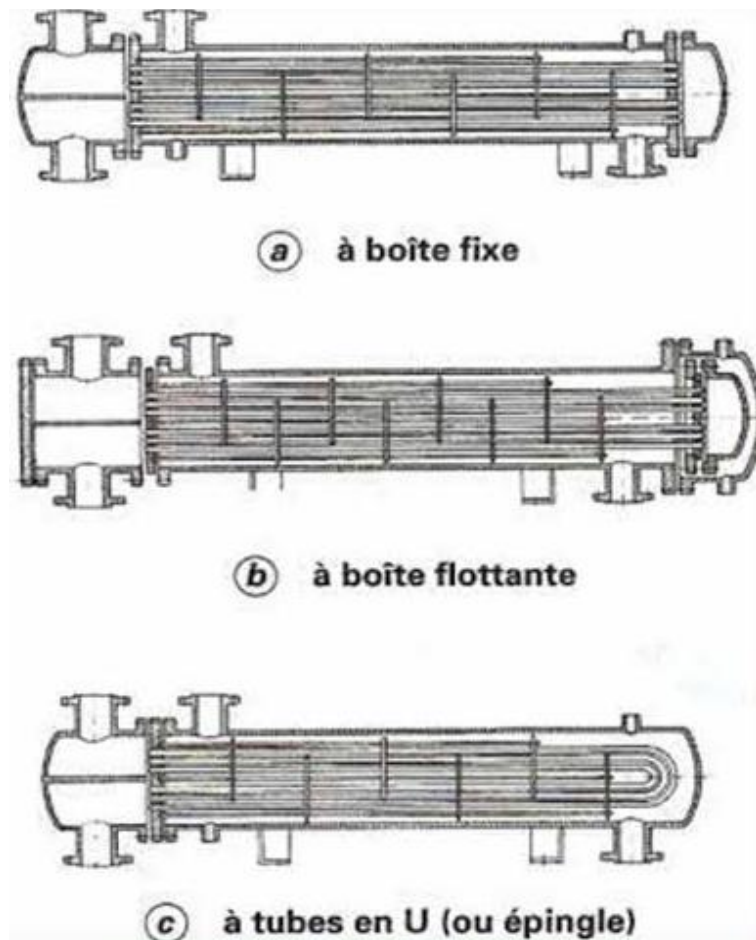


Figure II.9: Types d'échangeurs à faisceaux tubulaires <sup>[22]</sup>.



### II.4. Encrassement des Echangeurs de chaleur

L'encrassement est l'un des problèmes majeurs auxquels sont rencontrés les utilisateurs d'échangeur de chaleur.

L'encrassement peut être défini comme l'accumulation des éléments solides indésirables sur l'interface et affecte une grande variété et opérations industrielles <sup>[23]</sup>.



*Figure II.10* : Echangeur propre et échangeur encrassé.

#### II.4.1. Types d'encrassement

Actuellement, cinq types différents de mécanismes d'encrassement sont reconnus. Ils sont individuellement complexes, se produisent souvent simultanément, et leurs effets peuvent augmenter la chute de pression, accélérer la corrosion et diminuer le coefficient global de transfert de chaleur <sup>[23]</sup>.

##### II.4.1.1. Encrassement par les précipitations

La cristallisation est l'un des types les plus courants d'encrassement par les précipitations, elle se produit dans de nombreux flux, eau de refroidissement et flux chimiques, le tartre de cristallisation se forme à la suite d'une sursaturation de sel relativement insoluble. Le plus courant, le carbonate de calcium, se forme sur les surfaces de transfert de chaleur à la suite de la décomposition thermique de l'ion bicarbonate.

##### II.4.1.2. Encrassement particulaire

La sédimentation est la forme la plus courante d'encrassement particulaire. Des particules d'argile, de rouille, etc. sont initialement en suspension dans le fluide et forment des dépôts sur les surfaces de transfert de chaleur.



### II.4.1.3. Encrassement chimique

Les températures de surface et la présence des matières oxydantes et le dépôt de croûte dure d'hydrocarbures sont connues comme influençant de manière significative le taux d'accumulation de ce type d'encrassement.

### II.4.1.4. Encrassement par corrosion

L'oxyde de fer, la forme la plus courante de produits de corrosion, est le résultat d'une réaction électrochimique et se dépose sous forme de tartre sur les surfaces exposées contenant du fer à la face de l'échangeur de chaleur.

### II.4.1.5. Encrassement biologique

La croissance de matières organiques se développe sur les surfaces de circulation de la chaleur en contact avec de l'eau non traitée telle que l'eau de mer, de rivière ou de lac.

Dans la plupart des cas, il sera combiné ou superposé à d'autres types d'encrassement tels que la cristallisation et la sédimentation. La croissance biologique telle que les algues, les champignons, la boue et les bactéries corrosives représente une forme d'encrassement potentielle. Souvent, ces micro-organismes fournissent un collant retenant un milieu pour d'autres types d'encrassement qui, n'adhéreraient pas aux surfaces propres.

### II.4.2. Différentes approches d'encrassement

Il existe différentes approches pour tenir compte de l'encrassement anticipé dans la conception des échangeurs de chaleur à calandre et à tubes. Le résultat net est de fournir une surface de transfert de chaleur supplémentaire. Cela signifie généralement que l'échangeur est surdimensionné pour un fonctionnement propre et à peine suffisant pour les conditions juste avant qu'il ne doive être nettoyé. Bien que de nombreux échangeurs fonctionnent pendant des années sans nettoyage, il est plus courant qu'ils doivent être nettoyés périodiquement. Les valeurs des résistances à l'encrassement à spécifier sont destinées à refléter les valeurs au moment juste avant le nettoyage de l'échangeur. De plus, ces résistances thermiques ne traitent qu'une partie de l'impact de l'encrassement car il y a également une augmentation de la résistance hydraulique ; cependant, cela est le plus souvent ignoré. L'encrassement est complexe, dynamique et dans le temps, dégrade les performances d'un échangeur de chaleur.

L'utilisation de la résistance thermique permet d'affecter la majorité de l'encrassement du côté où l'encrassement prédomine. Elle permet également d'examiner la résistance thermique



relative introduite par les différents termes dans l'équation globale du coefficient de transfert de chaleur. Ceux-ci peuvent signaler, au concepteur, où il y a des changements de conception potentiels pour réduire l'effet de l'encrassement. Il permet également de déterminer la quantité de surface de transfert de chaleur qui a été affectée à l'encrassement.

Des résistances à l'encrassement plus élevées sont parfois spécifiées de manière inappropriée pour fournir des facteurs de sécurité pour tenir compte des incertitudes dans le calcul du transfert de chaleur, des conditions de fonctionnement réelles et/ou de l'expansion possible de l'usine.

Ces incertitudes peuvent bien exister et doivent être reflétées dans la conception, mais elles ne doivent pas être masquées dans les résistances à l'encrassement. Ils doivent être clairement identifiés comme des facteurs appropriés dans le calcul de conception.

Une autre approche inappropriée de la conception des échangeurs de chaleur consiste à augmenter arbitrairement la surface de transfert de chaleur pour permettre l'encrassement. Ce sur-revêtement évite l'utilisation des résistances à l'encrassement appropriées.

En effet, l'encrassement de l'échangeur est cumulé et ne peut plus être identifié comme appartenant à un côté ou à l'autre <sup>[23]</sup>.

Le retour d'expérience industrielle sur les échangeurs permet de faire évoluer la conception et les règles d'exploitation de ces appareils pour améliorer leurs performances et leur durée de vie en conditions réelles de service, néanmoins, de nouveaux problèmes surgissent toujours, notamment dès que des technologies innovantes sont mises à contribution pour augmenter les performances, diminuer les coûts de fabrication ou d'exploitation, ou économiser l'énergie en récupérant les chaleurs perdues dans les procédés industriels <sup>[24]</sup>.

### Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons traité les échangeurs de chaleur à faisceaux tubulaires et calandre comme étant l'un des appareils d'échange les plus utilisés en raffineries, en ce qui concerne essentiellement leurs différents types (échangeur à tête flottante et à tête fixe et les échangeurs en forme U) et leurs principaux composants qui permettent un bon fonctionnement et un meilleur échange de chaleur. Un bref aperçu sur le phénomène d'encrassement a été décrit en passant en revue les cinq types et leurs effets sur les parois d'un échangeur de chaleur.

# *Chapitre III*

---

## *Méthodes de calcul*





## Chapitre III

### Méthodes de calcul

#### Introduction

Les échangeurs de chaleur à tubes et calandre sont l'un des types les plus largement utilisés dans les raffineries, les centrales nucléaires et d'autres grands procédés chimiques. Dans ce chapitre, nous exposons les formules mathématiques afin de permettre l'étude de la performance de l'échangeur configuré méthodiquement à travers le calcul de l'efficacité et la résistance d'encrassement.

#### III.1. Objectifs de l'étude

- Calcul de l'efficacité et de la résistance d'encrassement de l'échangeur 103 E 31 A/B.
- Étude de l'influence de quelques paramètres liés à la conception (nombre de passes, la longueur de pas et l'espacement entre chicanes) sur la résistance d'encrassement pour un échangeur à faisceaux tubulaire.

#### III.2. Hypothèses simplificatrices

- Le régime permanent est établi.
- Il n'y a pas de perte de chaleur à travers les parois et les joints.

#### III.3. Présentation de la raffinerie de Skikda

La raffinerie de Skikda RA1K aménagée sur une superficie de 183 hectares environ, est située dans la zone industrielle à 7 Km de l'est de la ville de Skikda et à 2 Km de la méditerranée. La raffinerie RA1K est alimentée en brut Algérien par l'Unité de Transport Est (UTE) de Skikda, qui est une station intermédiaire de Hassi-Messaoud.

Le transport du pétrole brut est réalisé à l'aide de pipelines. La distance entre les champs pétroliers et la raffinerie est de 640 Km environ. Elle dispose de deux unités de reformage catalytique : "Reforming I (Ref I) et Reforming II (Ref II)" et de deux unités d'aromatiques "U.200 et U.400".



L'unité de Reforming II (platforming) (Unité 101-103) a été démarrée en 1993 et utilise comme charge, le naphta B et le naphta C venant des unités 10 et 11. Elle comprend deux sections (section hydrotraitement et section reforming). Les produits obtenus sont (GPL, le pentane et reformat (le platformat)).



*Figure III.1:* Situation Géographique de la raffinerie de Skikda RA1K.

#### III.4. Données sur l'échangeur 103 E 31 A/B

Les données de l'échangeur étudié sont récapitulées dans le tableau ci-dessous.



Tableau III.1 : Données de l'échangeur étudié.

Propriétés	Fluide côté calandre (Chaud)	Fluide côté tube (Froid)
Fluide circulant	Reformat	Naphta
Débit entrant (Kg/hr)	79583,4	69374,7
Température d'entrée (°C)	440	72
Température de sortie (°C)	192	382
Masse volumique (Kg/m <sup>3</sup> )	837,72	730,26
Conductivité thermique (W/m.K)	0,20	0,10
Viscosité dynamique (Kg/m.s)	0,000118	0,00022
Chaleur spécifique (Kj/Kg.K)	2,5	2,5
Perte de charge (Kg/cm <sup>2</sup> )	4,2	4,2
Facteur d'encrassement (m <sup>2</sup> .K/W)	0,0003	0,0003

Les propriétés géométriques du faisceau tubulaire et la calandre de l'échangeur 103 E 31 A/B sont rassemblées dans le tableau III.2.

Tableau III.2 : Propriétés géométriques des tubes et de la calandre.

Tubes	
Nombre des tubes	3403
Longueur des tubes (m)	21,5
Pas triangulaire (m)	25,4.10 <sup>-3</sup>
Diamètre extérieur des tubes (m)	19,05.10 <sup>-3</sup>
Diamètre intérieure des tubes (m)	14,83.10 <sup>-3</sup>
Epaisseur des tubes (m)	2,11.10 <sup>-3</sup>
Nombre de passe	1
Calandre	
Diamètre intérieur (m)	1,2
Espacement des chicanes (m)	0,8
Nombre de passes	1

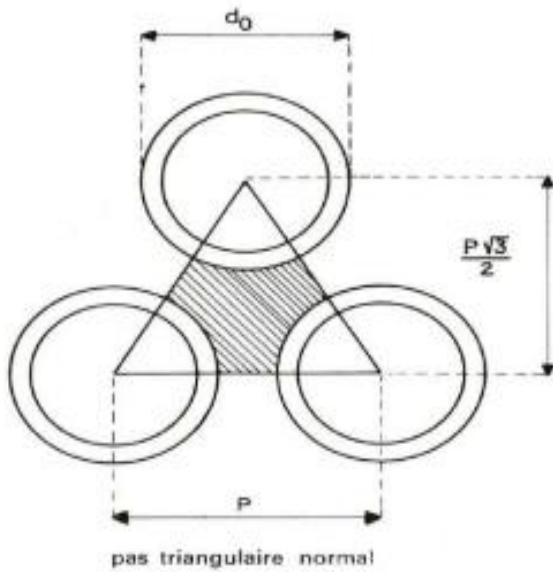


Figure III.2 : Disposition des tubes.

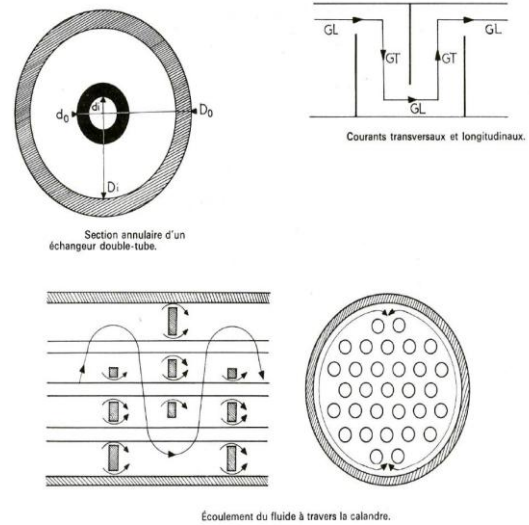


Figure III.3 : Ecoulement du fluide à travers la calandre.

### III.5. Le naphta et le reformat

Le naphta est un mélange liquide d'hydrocarbures légers. Il est principalement issu du raffinage du pétrole brut et sert de matière première à la pétrochimie. Près de 15 à 30% du pétrole brut est transformé en naphta dans les raffineries.

Le reformage catalytique est un processus permettant de convertir le naphta lourd en reformat liquide qui est un composant, mélangé à l'essence à haut indice d'octane.

En plus d'être un composant de mélange pour l'essence, le reformat est une source de produits chimiques aromatiques en vrac utilisés comme matières premières pour la production de plastique [25].

Dans ce travail, le reformat circulant dans le côté calandre de l'échangeur à faisceaux tubulaires (103 E 31 A/B), sert à chauffer le naphta circulant à l'intérieur des tubes. Les deux produits étant dans leur état gazeux.



### III.6. Calcul de l'efficacité de l'échangeur

L'efficacité d'un échangeur (E) est un paramètre essentiel pour connaître sa performance.

On définit l'efficacité comme le rapport du flux de chaleur effectivement transféré dans l'échangeur au flux de chaleur maximal qui serait transféré dans les mêmes conditions de températures d'entrée des deux fluides dans un échangeur tubulaire de longueur infinie fonctionnant à contre-courant <sup>[26]</sup>.

$$E = \frac{\varphi}{\varphi_{\max}} \quad \text{III.1}$$

$\varphi$ : Le flux transféré dans l'échangeur (W).

$\varphi_{\max}$ : Le flux maximal (W).

### III.7. Calcul de la résistance d'encrassement

Afin de calculer la résistance d'encrassement  $R_{en}$ , il faut déterminer :

- Le coefficient d'échange en conditions propre ( $U_p$ ) dans le cas d'un échangeur neuf ou un échangeur récemment entretenu.
- Le coefficient d'échange global en conditions encrassantes ( $U_s$ ) après un temps de fonctionnement de l'échangeur.

La résistance d'encrassement est donnée par la formule :

$$R_{en} = 1/U_s - 1/U_p \quad \text{III.2}$$

$U_p$  : Coefficient du transfert de chaleur propre ( $W/m^2.K$ ).

$U_s$ : Coefficient du transfert de chaleur sale ( $W/m^2.K$ ).

#### III.7.1. Corrélations des propriétés des fluides

Le calcul du coefficient global de transfert nécessite l'emploi des propriétés physiques et thermiques, ces dernières qui ont été déterminées en utilisant quelques corrélations qui sont représentés dans le tableau III.3.



Tableau III.3 : Corrélations des propriétés des fluides.

Propriété physique	Corrélation
Densité	$d_4^T = d_4^{15} - \alpha (T - 15)$ $\alpha = 0,00075 d_4^{15}$
Chaleur spécifique (KJ/Kg.K)	Relation de Gragoe : $C_p = (0,388 + 0,00045)T + 4,187 / (\text{spgr}60/60)^{0,5}$
Viscosité dynamique (Kg/m.s)	$\mu = Ae^{B/T}$ $A = 1,06 \cdot 10^{-3} \quad B = 15,003$
Conductivité thermique (W/m.K)	$\lambda = 0,17 - (1,418 \cdot 10^{-4} T)$

### III.7.2. Bilan thermique

En considérant qu'il n'y a pas de pertes de chaleur de la calandre vers l'extérieur, le bilan thermique ainsi donné est :

Somme des flux de chaleur entrants = Somme des flux de chaleur sortants

$$\phi = M \cdot C_{p1} \cdot (t_2 - t_1) = m \cdot C_{p2} \cdot (T_1 - T_2) \quad \text{III.3}$$

$$\phi = Q_V \cdot \rho' \cdot C_{p1} \cdot (t_2 - t_1) = Q'_V \cdot \rho \cdot C_{p2} \cdot (T_1 - T_2) \quad \text{III.4}$$

Avec :

$Q_V$ : Débit volumique du fluide côté tube ( $m^3/s$ ).

$Q'_V$ : Débit volumique du fluide côté calandre ( $m^3/s$ ).

$\rho$ : La masse volumique du fluide côté tube ( $Kg/m^3$ ).

$\rho'$ : La masse volumique du fluide côté calandre ( $Kg/m^3$ ).

$C_{p1}$ : Chaleur massique moyenne du fluide côté tube (J/Kg.K).

$C_{p2}$ : Chaleur massique moyenne du fluide côté calandre (J/Kg.K).

$T_1$ : Température d'entrée du fluide côté calandre ( $^{\circ}C$ ).

$T_2$ : Température de sortie du fluide côté calandre ( $^{\circ}C$ ).



$t_1$  : Température d'entrée du fluide côté tube (°C).

$t_2$  : Température de sortie de fluide côté tube (°C).

### III.7.3. Calcul de la résistance d'encrassement

Dans ce qui suit, les méthodes mathématiques pour l'estimation de l'encrassement fait sur un échangeur après un temps de fonctionnement [3].

#### III.7.3.1. Echangeur 1-1

Pour un passage des deux fluides des deux côtés, avec un fonctionnement à contre-courant, comme dans le cas de l'échangeur étudié, nous présentons ci-dessous les formules appliquées.

##### III.7.3.1.1. Calcul de la moyenne logarithmique de l'écart de différence de température

La moyenne logarithmique de l'écart différence de température (MLDT) entre l'entrée et la sortie de l'échangeur est donnée par la formule :

$$MLDT = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln(\Delta t_{\max} / \Delta t_{\min})} \quad \text{III.5}$$

$$MLDT = \frac{(T_1 - t_2)(T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}}$$

##### III.7.3.1.2. Calcul du coefficient de transfert propre $U_s$

$$U_s = \frac{\varphi}{A \cdot MLDT} \quad \text{III.6}$$

- Surface d'échange A

$$A = N_t \cdot \pi \cdot L \cdot D$$

$N_t$  : Nombre de tubes.

$L$  : Longueur des tubes (m).

$D$  : Diamètre extérieur des tubes (m).



### III.7.3.1.3. Calcul du coefficient d'échange $h_1$ côté tube

- Section de passage  $A_t$

$$A_t = \frac{\pi}{4} (D_i)^2 \quad \text{III.8}$$

$D_i$  : Diamètre intérieur de tube (m).

- Vitesse massique  $G_t$

$$G_t = \frac{\dot{M}}{A_t \cdot N_t} \quad \text{III.9}$$

$\dot{M}$ : Le débit massique du côté tube (Kg/s).

- Nombre de Reynolds  $Re_1$

$$Re_1 = \frac{G_t \cdot D_i}{\mu_1} \quad \text{III.10}$$

$\mu_1$ : Viscosité dynamique du fluide froid (côté tube) (Kg/m.s).

- Nombre de Prandtl  $Pr_1$

$$Pr_1 = \frac{C_{p1} \cdot \mu_1}{\lambda_1} \quad \text{III.11}$$

$\lambda_1$ : Conductivité thermique fluide coté tube (froid) (w/m.k).

- Nombre de Nusselt  $Nu_1$

$$Nu_1 = 1,86 \left( \frac{Re_1 \cdot Pr_1 \cdot D_i}{L} \right)^{0,33} \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad \text{III.12}$$

$\frac{\mu}{\mu_s}$  : Le rapport entre la viscosité du fluide à la viscosité du fluide à la température de la paroi.

$$h_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{D_i} \quad \text{III.13}$$





### III.7.3.1.4. Calcul de coefficient $h_2$ côté calandre

- Section par calandre  $a_c$

$$a_c = \frac{D_c}{P} (P - D) \cdot B \quad \text{III.14}$$

$D_c$  : Diamètre de la calandre (m).

$P$  : Longueur du pas (m).

$B$  : Espace entre chicane (m).

- Vitesse massique  $G_c$

$$G_c = \frac{\dot{m}}{a_c} \quad \text{III.15}$$

$\dot{m}$ : Le débit massique du fluide côté calandre (Kg/s).

- Vitesse du fluide  $V$

$$V = \frac{G_c}{\rho'} \quad \text{III.16}$$

- Vitesse maximale du fluide  $V_{\max}$

$$V_{\max} = \frac{2P}{P-D} * V \quad \text{III.17}$$

- Nombre de Reynolds  $Re_2$

$$Re_2 = \frac{V_{\max} \cdot D_e}{\mu_2} \quad \text{III.18}$$

- Diamètre équivalent  $D_e$

$$D_e = \left( \frac{4 * P^2}{\pi * D} \right) - D \quad \text{III.19}$$



- Nombre de Prandtl  $Pr_2$

$$Pr_2 = \frac{Cp_2 \cdot \mu_2}{\lambda_2} \quad \text{III.20}$$

$\mu_2$ : Viscosité dynamique du fluide chaud (côté calandre) (Kg/m .s).

$\lambda_2$ : Conductivité thermique fluide chaud (côté calandre) (W/m.K).

- Nombre de Nusselt  $Nu_2$

$$Nu_2 = 1,13 \cdot C \cdot Re_2^m \cdot Pr_2^{0,33} \quad \text{III.21}$$

C et m : Deux constantes.

$$h_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{D} \quad \text{III.22}$$

$$Up = \left( \frac{h_{ie} \cdot h_2}{(h_{ie} + h_2)} \right) \quad \text{III.23}$$

$h_{ie}$  : est le coefficient du film interne rapporté à la surface extérieure (W/m<sup>2</sup>.K).

$$h_{ie} = h_1 \cdot \frac{D_i}{D} \quad \text{III.24}$$

$$Re_n = \frac{Up - Us}{Up \cdot Us} \quad \text{III.25}$$

### III.7.3.2. Echangeur N-N'

Le modèle le plus simple d'échangeur à faisceaux tubulaires est celui à une passe côté tubes et une passe côté calandre. D'autres conceptions de ce type d'échangeur peuvent être réalisées lorsque le fluide circulant dans l'enveloppe effectue N passages tandis que le fluide circulant dans les tubes effectue N'(2N) passages <sup>[25]</sup>. Dans ce qui suit la démarche qui a été suivie pour le calcul du coefficient d'encrassement dans le cas de l'échangeur N-N'.



### III.7.3.2.1. Calcul de MLDT et les températures caloriques $T_c$ et $t_c$

La moyenne logarithmique de différence de température (MLDT) entre l'entrée et la sortie de l'échangeur est donnée par la formule :

$$MLDT = \frac{\Delta T_{max} - \Delta t_{min}}{\ln (\Delta t_{max} / \Delta t_{min})}$$

$$MLDT_{corrigée} = MLDT.F \quad \text{III.26}$$

F : Facteur de correction déterminé à partir du graphe :  $F = f(R, E)$  (voir l'annexe figure A.1).

E : Représente l'efficacité de l'échangeur et R un facteur qui dépend de la différence des températures des fluides chaud et froid à l'entrée et à la sortie de l'échangeur.

Avec :

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad \text{III.27}$$

$$E = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad \text{III.28}$$

Pour le calcul des températures caloriques  $T_c$  et  $t_c$ , les deux formules ci-dessous sont utilisées :

$$T_c = T_2 + F_c (T_1 - T_2) \quad \text{III.29}$$

$$t_c = t_1 + F_c (t_2 - t_1) \quad \text{III.30}$$

$F_c = f(K_c, R)$ ,  $K_c = f(\Delta t, d)$  qui ont été déterminés d'après le graphe (voir l'annexe figure A.3).

### III.7.3.2.2. Calcul du coefficient global de transfert de chaleur $U_S$

La détermination du coefficient global de transfert de chaleur  $U_S$  est déterminé par la formule empirique :

$$U_S = \frac{\varphi}{A MLDT_c} \quad \text{III.31}$$

A : Surface d'échange globale ( $m^2$ ).



**III.7.3.2.3. Côté tubes**

- Section par passe  $A_t$

$$A_t = \left(\frac{N_t}{n_t}\right) * \left(\frac{\pi D_i^2}{4}\right) \quad \text{III.32}$$

$n_t$ : Nombre de passe côté tubes.

- Vitesse massique  $G_t$

$$G_t = \frac{M}{A_t} \quad \text{III.33}$$

Caractéristiques du fluide à  $T_c$   $t_c$ :  $Cp_1, \lambda_1, \mu_1$ .

- Nombre de Reynolds  $Re_1$

$$Re_1 = \frac{G_t \cdot D_i}{\mu_1} \quad \text{III.34}$$

D'après le nombre de Reynolds et le graphe (voir l'annexe figure A.2), on tire les coefficients  $j_h$  et  $F$ .

$$j_h = \left(\frac{h_i \cdot D_i}{\lambda_1}\right) * \left(\frac{Cp_1 \cdot \mu_1}{\lambda_1}\right)^{\frac{1}{3}} * \Phi^{-1} \quad \text{III.35}$$

$$\left(\frac{h_i}{\Phi_t}\right) = j_h \left(\frac{\lambda_1}{D_i}\right) * \left(\frac{Cp_1 \cdot \mu_1}{\lambda_1}\right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{III.36}$$

$$\left(\frac{h_{i0}}{\Phi_t}\right) = \left(\frac{h_i}{\Phi_t}\right) \left(\frac{D_i}{D}\right) \quad \text{III.37}$$

**III.7.3.2.4. Côté calandre**

- Section par calandre  $a_c$

$$a_c = \left(\frac{D_c}{p}\right) * (p - D) * B \quad \text{III.38}$$



- Vitesse massique  $G_c$

$$G_c = \frac{\dot{m}}{a_c} \quad \text{III.39}$$

Caractéristiques du fluide à  $T_c$   $t_c$ :  $Cp_2, \lambda_2, \mu_2$ .

- Nombre de Reynolds  $Re_2$

$$Re_2 = \left( \frac{D_e * G_c}{\mu_2} \right) \quad \text{III.40}$$

D'après le nombre de Reynolds et le graphe (voir l'annexe figure A.2), on tire les coefficients  $j_h'$  et  $F'$ .

$$j_h' = \left( \frac{h_0 * D_e}{\lambda_2} \right) * \left( \frac{Cp_2 * \mu_2}{\lambda_2} \right)^{\frac{1}{3}} * \Phi_c^{-1} \quad \text{III.41}$$

$$\left( \frac{h_0}{\Phi_c} \right) = j_h' \left( \frac{\lambda_2}{D_e} \right) * \left( \frac{Cp_2 * \mu_2}{\lambda_2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{III.42}$$

- Température de la paroi  $T_p$

La viscosité  $\mu_p$  dépend de la température  $T_p$

$$T_p = t_c - \frac{\frac{h_0}{\Phi_c}}{\frac{h_0}{\Phi_c} + \frac{h_{i0}}{\Phi_s}} (T_c - t_c) \quad \text{III.43}$$

$$\Phi_t = \left( \frac{\mu_1}{\mu_p} \right)^{0.14} \quad \text{III.44}$$

$$h_{i0} = \left( \frac{h_{i0}}{\Phi_t} \right) * \Phi_t \quad \text{III.45}$$



$$\phi_c = \left( \frac{\mu_2}{\mu_p} \right)^{0.14} \quad \text{III.46}$$

$$h_o = \left( \frac{h_o}{\phi_c} \right) * \phi_c \quad \text{III.47}$$

$$U_p = \left( \frac{h_{i0} \cdot h_o}{(h_{i0} + h_o)} \right) \quad \text{III.48}$$

$$R_{en} = \frac{U_p - U_s}{U_p \cdot U_s} \quad \text{III.49}$$

### Conclusion

Pour étudier la performance de l'échangeur 103 E31 A/B, et l'influence des paramètres liés à la conception des échangeurs à faisceaux tubulaires et calandre sur la résistance d'encrassement, nous avons utilisé des lois, des équations ainsi que des abaques.

# *Chapitre IV*

---

## *Résultats et discussions*



## Chapitre IV

### Résultats et discussions

#### Introduction

Dans ce chapitre nous exposons les résultats obtenus. Nous commençons par la composition chimique du naphta et du reformat comme étant les deux fluides froid et chaud échangeant le flux thermique dans l'échangeur de chaleur étudié. Nous donnons ensuite les résultats de l'efficacité et de la résistance d'encrassement de l'échangeur 103 E 31 A/B, après nous passons aux résultats de l'influence de différents paramètres liés à la conception des échangeurs (le pas, les passes et l'espace entre les chicanes) sur la résistance d'encrassement d'un échangeur à faisceau tubulaire.

#### IV.1. Composition chimique du naphta et du reformat

Les deux tableaux (IV.1) et (IV.2) récapitulent les résultats d'analyses chimiques du naphta et du reformat respectivement :

*Tableau IV.1* : Composition chimique du naphta.

Constituant	Pourcentage massique	Constituant	Pourcentage massique
<b>Paraffines-C4</b>	0,00	<b>Benzène</b>	0,62
<b>Paraffines-C5</b>	0,06	<b>Toluène</b>	0,78
<b>Naphtènes -C5</b>	0,017	<b>M-Xylène</b>	3,43
<b>Paraffines-C6</b>	3,95	<b>O-Xylène</b>	
<b>Naphtènes -C6</b>	1,726	<b>P-Xylène</b>	
<b>Paraffines-C7</b>	5,67	<b>Ethyle Benzène</b>	6,7
<b>Naphtènes -C7</b>	2,986	<b>Aromatiques -C9</b>	
<b>Paraffines-C8</b>	5,99	<b>Aromatiques -C10</b>	3,28
<b>Naphtènes -C8</b>	1,556	<b>Aromatiques lourds</b>	0,01
<b>Paraffines-C9</b>	37,55	<b>Paraffines C11</b>	0,13
<b>Naphtènes -C9</b>	9,382	<b>Naphtènes C10</b>	8,164
<b>Paraffines-10</b>	8,09		
<b>Total Oléfines</b>	<b>Total Paraffines</b>	<b>Total Naphtènes</b>	<b>Total Aromatiques</b>
0	61,44	23,83	14,82
<b>Total</b>	100		





Tableau IV.2 : Composition chimique du reformat.

Constituant	Pourcentage massique	Constituant	Pourcentage massique
<b>C4-HC Lights</b>	0,78	<b>Total Oléfines</b>	0,51
<b>Paraffines-C5</b>	6,88	<b>Benzène</b>	5,56
<b>Naphtènes -C5</b>	0,38	<b>Toluène</b>	20,49
<b>Paraffines-C6</b>	10,02	<b>M-Xylène</b>	8,68
<b>Naphtènes -C6</b>	0,61	<b>O-Xylène</b>	4,92
<b>Paraffines-C7</b>	8,98	<b>P-Xylène</b>	4,53
<b>Naphtènes -C7</b>	0,83	<b>Ethyle Benzène</b>	5,72
<b>Paraffines-C8</b>	2,59	<b>Aromatiques -C9</b>	14,11
<b>Naphtènes -C8</b>	0	<b>Aromatiques -C10</b>	4,05
<b>Paraffines-C9</b>	0,36	<b>Aromatiques lourds</b>	0
<b>Total Paraffines</b>	<b>Total Naphtènes</b>	<b>Total Oléfines</b>	<b>Total Aromatiques</b>
29,61	1,82	0,51	68,06
<b>Total</b>		100	

D'après les résultats d'analyse, nous remarquons que le naphta de masse volumique  $730,26 \text{ kg/m}^3$  est composé majoritairement des paraffines comme (l'hexane, heptane, octane, etc.) avec un pourcentage de 61,44%.

Concernant le reformat, ce fluide de masse volumique égal à  $837,72 \text{ kg/m}^3$  est constitué d'un pourcentage de 68,06% de composés aromatiques (benzène, éthylbenzène, toluène, etc.).

## IV.2. Étude de la performance de l'échangeur 103 E 31 A /B

Dans ce travail, la performance de l'échangeur de chaleur 103 E 31 A /B par le calcul de deux paramètres importants : l'efficacité (E) et la résistance d'encrassement ( $R_{en}$ ).

### IV.2.1. Calcul de l'efficacité (E)

Le naphta ayant une température d'entrée  $t_1$  et de sortie  $t_2$ , pour le reformat considéré comme le fluide chaud entre à une température de  $T_1$  et une température de sortie  $T_2$ , l'efficacité correspondante est appelée l'efficacité de chauffage.



**Cas design :**

$$E = \varphi/\varphi_{\max} = (t_2 - t_1) / (T_1 - t_1)$$

$$T_1 = 531^\circ\text{C}, t_1 = 76^\circ\text{C}, t_2 = 485^\circ\text{C}$$

$$E = (485 - 76)/(531 - 76) = 0,89 = 89 \%$$

$T_1$  : Température d'entrée côté calandre (reformat) ( $^\circ\text{C}$ ).

$t_1$  : Température d'entrée côté tube (naphta) ( $^\circ\text{C}$ ).

$t_2$  : Température de sortie côté tube ( $^\circ\text{C}$ ).

**Cas réel :**

$$T_1 = 440^\circ\text{C}, t_1 = 72^\circ\text{C}, t_2 = 382^\circ\text{C}$$

$$E = \varphi/\varphi_{\max} = (382-72)/(440-72) = 84\%$$

**IV.2.2. Calcul de la résistance d'encrassement**

**IV.2.2.1. Calcul du coefficient de transfert sale  $U_s$**

- La moyenne logarithmique de différence de température (MLDT)

$$T_1 = 440^\circ\text{C}, \quad T_2 = 192^\circ\text{C}$$

$$t_1 = 72^\circ\text{C}, \quad t_2 = 382^\circ\text{C}$$

$$MLDT = \frac{(T_1 - t_2)(T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)} = 85,28^\circ\text{C}$$

- Surface d'échange

$$A = N_t \cdot \pi \cdot L \cdot D = 4378,7 \text{ m}^2$$

$$U_s = \frac{\varphi}{A \cdot \Delta T_{LM}} = 8,737 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$



#### IV.2.2.2. Calcul du coefficient d'échange $h_1$ côté tube

- Section de passage

$$A_t = \frac{\pi}{4} (D_i)^2 = 1,73 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

- Vitesse massique

$$G_t = \frac{\dot{M}}{A_t \cdot N_t} = 32,733 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

- Nombre de Reynolds

$$Re_1 = \frac{G_t \cdot D_i}{\mu_1} = 2206,501$$

- Nombre de Prandtl

$$Pr_1 = \frac{C_{p1} \cdot \mu_1}{\lambda_1} = 5,5$$

- Nombre de Nusselt

$$Nu_1 = 1,86 \left( \frac{Re_1 \cdot Pr_1 \cdot D_i}{L} \right)^{0,33} \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14} = 1,798$$

$$\left( \frac{\mu}{\mu_s} \right) = 0,00525$$

$$h_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{D_i} = 12,124 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

#### IV.2.2.3. Calcul du coefficient $h_2$ côté calandre

- Section par calandre

$$a_c = \frac{D_c}{P} (P - D) \cdot B = 0,24 \text{ m}^2$$

- Vitesse massique

$$G_c = \frac{\dot{m}}{a_c} = 92,110 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s}$$



- Vitesse du fluide côté calandre

$$V = \frac{G_c}{\rho'} = 0,109 \text{ m/s}$$

- Vitesse maximale du fluide côté calandre

$$V_{\max} = \frac{2P}{P-D} \cdot V = 0,872 \text{ m/s}$$

- Nombre de Reynolds

$$Re_2 = \frac{V_{\max} \cdot D_e}{\mu_2} = 177,355$$

- Calcul du diamètre ( $D_e$ )

$$D_e = \left( \frac{4 \cdot P^2}{\pi \cdot D} \right) - D = 0,024 \text{ m}$$

- Nombre de Prandtl

$$Pr_2 = \frac{C_{p2} \cdot \mu_2}{\lambda_2} = 1,475$$

- Nombre de Nusselt

$$Nu_2 = 1,13 \cdot C \cdot Re^m \cdot Pr^{0,33} = 11,772$$

$m = 0,60$  et  $C = 0,41$

$$h_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{D} = 123,590 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

#### IV.2.2.4. Calcul du coefficient de transfert propre $U_p$

$$U_p = \left( \frac{h_{ie} \cdot h_2}{h_{ie} + h_2} \right) = 8,768 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$h_{ie} = h_1 \cdot \frac{D_i}{D} = 9,438 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$R_{en} = \frac{U_p - U_s}{U_p \cdot U_s} = 0,000404 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$



#### IV.2.2.5. Calcul de la résistance d'encrassement globale dans l'échangeur

Les paramètres réels de l'échangeur 103 E 31 A/B sont récapitulés dans le tableau IV.3.

*Tableau IV.3* : Les paramètres du design et du cas réel de l'échangeur.

Paramètre	Pas (m)	Surface (m <sup>2</sup> )	Efficacité (%)	Résistance (Ren) ( m <sup>2</sup> . K/W)
Cas design	0,0254	4312	89	0,0003
Cas réel	0,0254	4378,7	84	0,000404

D'après les résultats obtenus, nous remarquons que les deux valeurs de l'efficacité du cas design (89%) et du cas réel (84%) sont quasiment égales, cela renforce le rapprochement entre les valeurs de l'encrassement (0,000404 m<sup>2</sup>.K/W) dans le cas réel et design (0,0003 m<sup>2</sup>. K/W).

Ces données, confirment la performance de l'échangeur (103 E 31 A/B), malgré que l'échangeur fonctionne déjà depuis 15 ans. La stabilité de l'état de l'échangeur et due à l'entretien régulier, périodique et efficace pendant toutes ces années de travail.

### IV.3. Influence des paramètres liés à la conception sur la résistance d'encrassement

#### IV.3.1. Influence de la longueur du pas entre tubes

##### Exemple de calcul

Dans ce qui suit, nous avons déterminé les différentes étapes pour le calcul de h<sub>2</sub>. Concernant le calcul de h<sub>1</sub>, la valeur n'est pas affectée par la variation de la longueur du pas.

- Section par calandre

$$a_c = \frac{D_c}{P} (P - D) \cdot B = 0,178 \text{ m}^2$$

- Vitesse massique

$$G_c = \frac{\dot{m}}{a_c} = 124,193 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s}$$



- Vitesse du fluide côté calandre

$$V = \frac{G_c}{\rho'} = 0,148 \text{ m/s}$$

- Vitesse maximale du fluide côté calandre

$$V_{\max} = \frac{2P}{P-D} \cdot V = 1,592 \text{ m/s}$$

- Nombre de Reynolds

$$Re_2 = \frac{V_{\max} \cdot D_e}{\mu_2} = 236,102$$

- Calcul du diamètre ( $D_e$ )

$$D_e = \left( \frac{4 \cdot P^2}{\pi \cdot D} \right) - D = 0,0175 \text{ m}$$

- Nombre de Prandtl

$$Pr_2 = \frac{C_{p2} \cdot \mu_2}{\lambda_2} = 1,475$$

- Nombre de Nusselt

$$Nu = 1,13 \cdot C \cdot Re^m \cdot Pr^{0,33} = 13,977$$

$$m = 0,60 \text{ et } C = 0,41$$

$$h_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{D} = 146,74 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

- Calcul du coefficient de transfert propre  $U_p$

$$U_p = \left( \frac{h_{ie} \cdot h_2}{(h_{ie} + h_2)} \right) = 8,868 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$h_{ie} = h_1 \cdot \frac{D_i}{D} = 9,438 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

- Calcul de la résistance d'encrassement globale dans l'échangeur

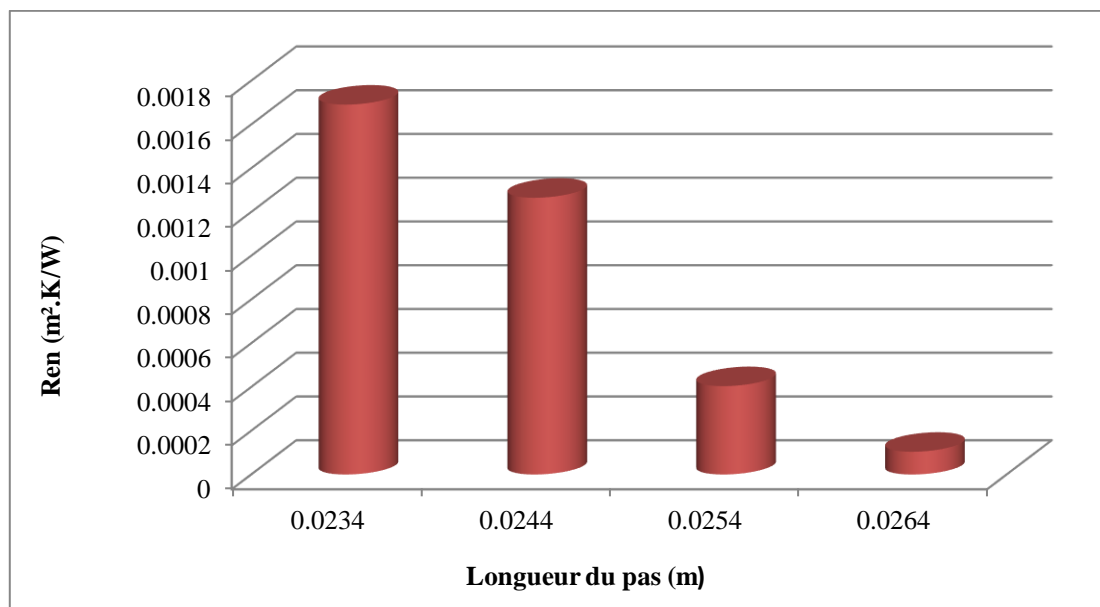
$$R_{en} = \frac{U_p - U_s}{U_p \cdot U_s} = 0,00169 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$



Afin de permettre de voir l'influence de la longueur du pas entre les tubes de l'échangeur sur la résistance d'encrassement, nous avons calculé cette dernière en variant le pas de 0,0234 à 0,0264 m. Les valeurs obtenues sont rassemblées dans le tableau IV.4.

**Tableau IV.4** : Influence de la longueur du pas.

Le pas (m)	0,0234	0,0244	0,0254	0,0264
$R_{en}$ (m <sup>2</sup> .K/W)	0,001691	0,001265	0,000404	0,000104



**Figure IV.1** : Influence de la longueur du pas.

Les résultats de l'encrassement en fonction de la longueur du pas qui sont présentés respectivement dans le tableau (IV.4) et la figure (IV.1), indiquent que le pas joue un rôle important sur ce coefficient, en effet en augmentant la longueur du pas dans l'échangeur, la résistance diminue considérablement ce qui nous a amené à confirmer que la circulation des deux fluides devient de plus en plus difficile en réduisant la longueur du pas et entraîne l'entartrage dans les parois de l'échangeur.

### IV.3.2. Influence de l'espacement entre les chicanes

#### Exemple de calcul

Dans ce qui suit, nous avons déterminé les différentes étapes pour le calcul de  $h_2$ . Concernant le calcul de  $h_1$ , la valeur n'est pas affectée par la variation de l'espacement.



- Section par calandre

$$a_c = \frac{D_c}{P} (P - D) \cdot B = 0,222 \text{ m}^2$$

- Vitesse massique

$$G_c = \frac{\dot{m}}{a_c} = 99,578 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

- Vitesse du fluide côté calandre

$$V = \frac{G_c}{\rho'} = 0,119 \text{ m/s}$$

- Vitesse maximale du fluide côté calandre

$$V_{\max} = \frac{2P}{P - D} \cdot V = 0,952 \text{ m/s}$$

- Nombre de Reynolds

$$Re_2 = \frac{V_{\max} \cdot D_e}{\mu_2} = 193,627$$

- Calcul du diamètre ( $D_e$ )

$$D_e = \left( \frac{4 \cdot P^2}{\pi \cdot D} \right) - D = 0,024 \text{ m}$$

- Nombre de Prandtl

$$Pr_2 = \frac{C_{p2} \cdot \mu_2}{\lambda_2} = 1,475$$

- Nombre de Nusselt

$$Nu = 1,13 \cdot C \cdot Re^m \cdot Pr^{0,33} = 12,409$$

$m=0,60$  et  $C=0,41$

$$h_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{D} = 130,278 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$





- Calcul du coefficient de transfert propre  $U_p$

$$U_p = \left( \frac{h_{ie} \cdot h_2}{(h_{ie} + h_2)} \right) = 8,800 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$h_{ie} = h_1 \cdot \frac{D_i}{D} = 9,438 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

- Calcul de la résistance d'encrassement globale dans l'échangeur

$$R_{en} = \frac{U_p - U_s}{U_p \cdot U_s} = 0,000819 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

L'espacement entre chicane et sont influence sur la résistance d'encrassement a été étudié dans ce travail. Les résultats sont résumés dans le tableau IV.5 et illustrés sur la figure IV.2.

Tableau IV.5 : Influence de l'espacement.

l'espacement(m)	0,74	0,76	0,78	0,8	0,82	0,84	0,86
$R_{en}(\text{m}^2 \cdot \text{K/W})$	0,000819	0,000703	0,000586	0,000404	0,000313	0,00017	0,000078

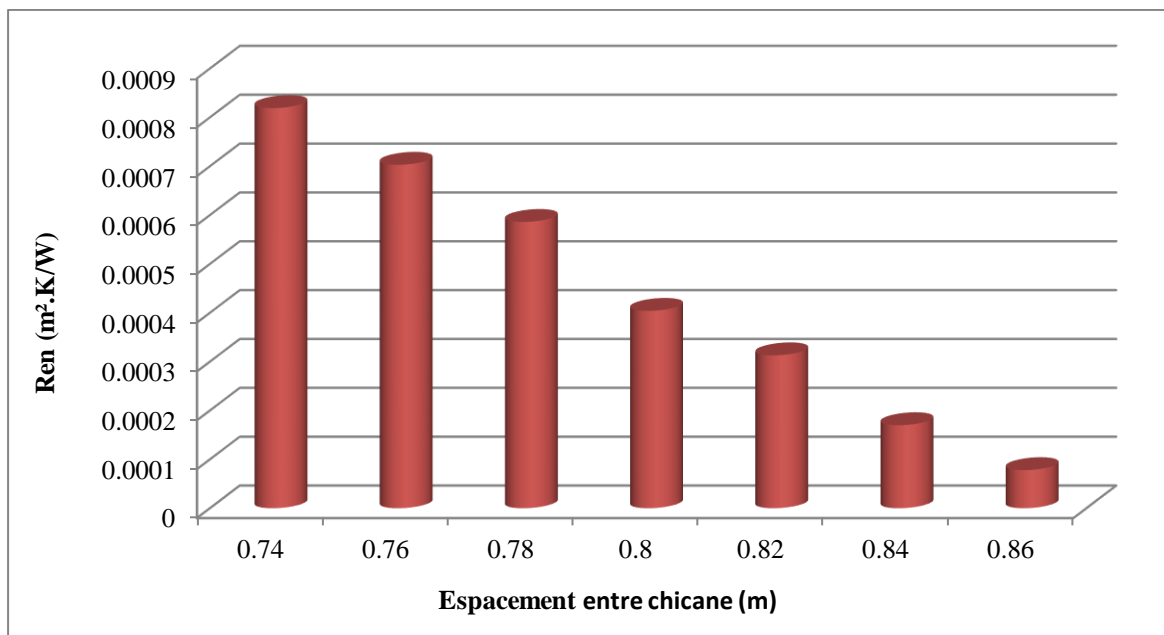


Figure IV.2 : Influence de l'espacement.



Le rôle principal des chicanes dans un échangeur de chaleur à faisceaux tubulaires est d'améliorer l'échange thermique entre le fluide chaud et le fluide froid en augmentant le temps d'écoulement parcouru par les deux fluides, or l'espacement réduit entre une chicane et une autre influe sur la valeur de la résistance d'encrassement. En diminuant l'espacement de (0,86 à 0,74 m), les résistances de l'encrassement augmentent de (0,000078 à 0,000819 m<sup>2</sup>.K/W) ce qui est considéré comme un inconvénient qu'on peut remédier par un espacement optimal.

### IV.3.3. Influence du nombre de passes

Une passe dans un échangeur est une traversée par l'un des fluides. Parmi les échangeurs à passes, la famille la plus représentative regroupe les modèles de types P-N, ce sont en général des appareils à faisceaux tubulaires [27].

#### Exemple de calcul

- Propriétés physiques des deux fluides à T<sub>c</sub> et t<sub>c</sub>

Tableau IV.6 : Propriétés physiques des deux fluides.

Propriétés	Naphta	Reformat
T (°C)	t <sub>c</sub> = 223,9°C	T <sub>c</sub> = 313,52°C
ρ (kg/m <sup>3</sup> )	517,5	724
C <sub>p</sub> (KJ/Kg°C)	0,9184	1,0097
μ (kg/m.S)	0,001092	0,001087
λ (W/m.K)	0,099	0,087

- Calcul de MLDT

$$MLDT = \frac{(T_1 - t_2)(T_2 - t_1)}{\text{Ln} \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} = 85,27 \text{ °C}$$

- Facteur de correction F<sub>c</sub>

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = 0,8$$



$$E = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = 0,84$$

D'après le graphe (voir annexe figure A.3)  $F_c = 0.77$

$$MLDT_C = MLDT * F_c \quad MLDT_C = 65,66^\circ C$$

- **Calcul du coefficient de transfert sale US**

$$A = N_t \cdot \pi \cdot L \cdot D = 4378,7 \text{ m}^2$$

$$U_S = \frac{\varphi}{A \cdot MLDT} = 9,243 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

#### A. Côté tube:

- Section par passe:

$$A_t = \left( \frac{N_t}{n_t} \right) * \left( \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} \right) = 0,098 \text{ m}^2$$

- Vitesse massique  $G_t$ :

$$G_t = \frac{\dot{M}}{a_t} = 196,64 \text{ Kg/m}^2 \cdot s$$

- Calcul du nombre de Reynolds

$$Re_1 = \frac{G_t * D_i}{\mu_1} = 2670,45$$

Selon le nombre de Reynolds et (voir annexe figure A.2) on tire les coefficients  $j_h$  et  $F$ :

$$j_h = \left( \frac{h_i * D_i}{\lambda_1} \right) * \left( \frac{Cp_1 * \mu_1}{\lambda_1} \right)^{\frac{1}{3}} * \Phi^{-1} \quad j_h = 27 \text{ et } F = 0,19$$

$$\left( \frac{h_i}{\Phi_t} \right) = j_h \left( \frac{\lambda_1}{D_i} \right) * \left( \frac{Cp_1 * \mu_1}{\lambda_1} \right)^{\frac{1}{3}} = 38,073 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

$$\left( \frac{h_{i0}}{\Phi_t} \right) = \left( \frac{h_i}{\Phi_t} \right) \left( \frac{D_i}{D} \right) = 29,639 \text{ W/m}^2 \cdot K$$



**B. Côté calandre:**

- Section par calandre

$$a_c = \left(\frac{D_c}{p}\right) * (p - D) * B = 0,24 \text{ m}^2$$

- Vitesse massique  $G_c$

$$G_c = \frac{\dot{m}}{a_c} = 92,111 \text{ Kg/m}^2.\text{s}$$

- Calcul du nombre de Reynolds

$$Re_2 = \left(\frac{D_e * G_c}{\mu_2}\right) = 2033,729$$

- Calcul du diamètre ( $D_e$ )

$$D_e = \left(\frac{4 * p^2}{\pi * D}\right) - D = 0,024 \text{ m}$$

Selon le nombre de Reynolds (voir annexe figure A.2) on tire les coefficients  $j_h'$  et  $F'$

$$j_h' = \left(\frac{h_0 * D_e}{\lambda_2}\right) * \left(\frac{Cp_2 * \mu_2}{\lambda_2}\right)^{\frac{1}{3}} * \Phi_c^{-1} \quad j_h' = 24 \text{ et } F' = 0,2$$

$$\left(\frac{h_0}{\Phi_c}\right) = j_h' \left(\frac{\lambda_2}{D_e}\right) * \left(\frac{Cp_2 * \mu_2}{\lambda_2}\right)^{\frac{1}{3}} = 20,2528 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

- Température de la paroi

$$T_p = t_c - \frac{\frac{h_0}{\Phi_c}}{\frac{h_0}{\Phi_c} + \frac{h_{i0}}{\Phi_s}} (T_c - t_c) = 19,36^\circ\text{C}$$

$$\mu_p = 0,001094 \text{ (kg/m.s)}$$

- Détermination des viscosités des fluides à la température  $T_p$

$$\Phi_t = \left(\frac{\mu_1}{\mu_p}\right)^{0.14} = 0,99948731$$

$$\Phi_c = \left(\frac{\mu_2}{\mu_p}\right)^{0.14} = 0,998198471$$



$$h_{i0} = \left(\frac{h_{i0}}{\Phi_t}\right) * \Phi_t = 29,624 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

$$h_o = \left(\frac{h_o}{\Phi_c}\right) * \Phi_c = 20,079 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

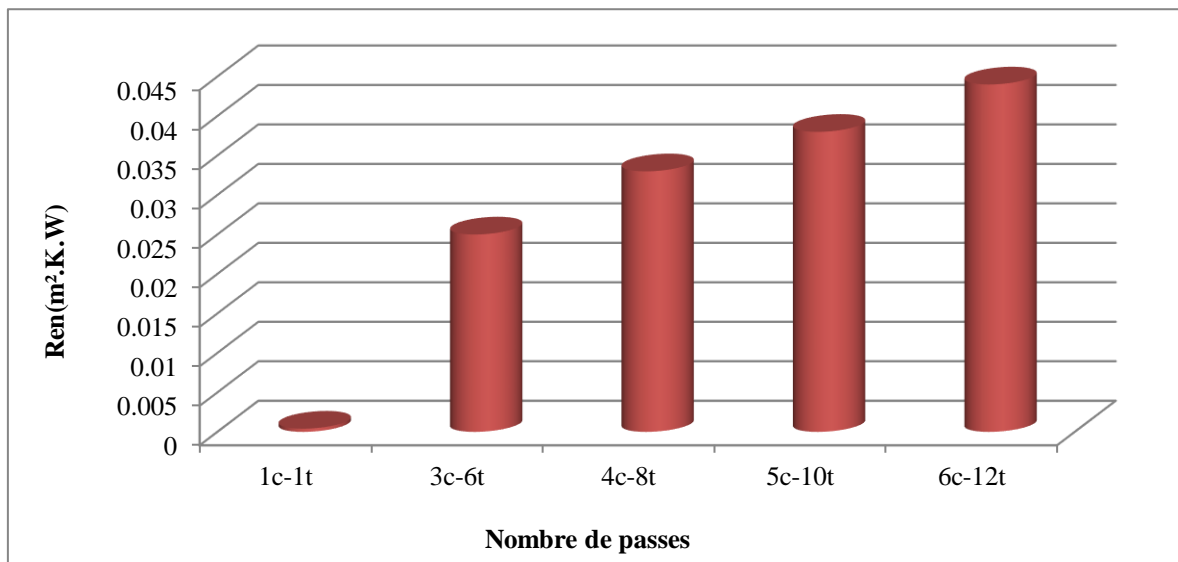
$$U_p = \left(\frac{h_{i0} \cdot h_o}{(h_{i0} + h_o)}\right) = 11,967 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

$$R_{en} = \frac{U_p - U_s}{U_p U_s} = 0,026 \text{ m}^2.\text{K} / \text{W}$$

Dans notre travail, nous avons varié le nombre de passes de 3-6 jusqu'à 6-12. Les valeurs de la résistance d'encrassement sont données dans le tableau IV.7 suivies par les histogrammes correspondants dans la figure IV.3.

**Tableau IV.7** : Influence du nombre de passes.

Nombre de passes (NC-NT)	1c-1t	3c-6t	4c-8t	5c-10t	6c-12t
<b>Ren(m<sup>2</sup>.K/ W)</b>	0,000404	0,026	0,033	0,038	0,044



**Figure IV.3** : Influence du nombre de passes.

Dans la disposition la plus simple, les fluides côté tubes et côté calandre entrent à une extrémité et sortent à l'autre. On dit alors qu'il n'y a qu'une seule passe (un passage) côté



tubes et côté calandre. Les fluides peuvent entrer du même côté (co-courant) ou aux côtés opposés (contre-courant).

Le fonctionnement de notre échangeur (103 E31A/B) est à contre-courant. Le changement du nombre de passes permet différents fonctionnements tantôt à contre-courant et tantôt à co-courant.

Les résultats des résistances d'encrassement en fonction du nombre de passes ont montré qu'en augmentant le nombre de passes côté tubes et côté calandre (3-6), (4-8), (5-10) et (6-12), le coefficient augmente proportionnellement, les valeurs sont respectivement (0,026 ; 0,033 ; 0,038 et 0,044 m<sup>2</sup>.K/W). Ce résultat paraît logique, parce qu'en effectuant un nombre de passes, cette opération nécessite d'établir et construire au sein de l'échangeur des obstacles ces derniers vont empêcher les fluides à circuler librement, et entraîne un dépôt (tartre) et la corrosion dans l'échangeur au fil des mois et des années ce qui réduit forcément la surface d'échangeur de chaleur.

### **Conclusion**

En se référant des résultats obtenus, concernant l'étude de la performance de l'échangeur (103 E31 A/B) et aussi le calcul de la résistance d'encrassement en fonction de quelques paramètres liées à la conception d'un échangeur de chaleur à faisceaux tubulaires, nous pouvons conclure que l'échangeur (103 E31 A/B) fonctionnant actuellement dans la raffinerie (RA1K) est performant vu son efficacité qui a atteint 84% et sa résistance d'encrassement 0,000404 m<sup>2</sup>.K/W.

# *Conclusion générale*

---



## Conclusion générale

Le maintien du bon fonctionnement des échangeurs de chaleur comme étant un outil principal dans beaucoup de processus industriels notamment dans l'industrie pétrolière constitue un facteur important permettant le gain du temps et de l'énergie.

La formation des dépôts ayant plusieurs origines dans les échangeurs particulièrement à faisceaux tubulaires provoque des perturbations dans le rendement d'un procédé. Le calcul de la résistance ou le coefficient d'encrassement traduit l'état de l'échangeur.

Ce travail avait comme objectifs :

- L'étude de la performance de l'échangeur 103 E31 A/B de la raffinerie (RA1K) de Skikda.
- L'influence de quelques paramètres liés à la conception de cet échangeur.

Le calcul de l'efficacité et de la résistance d'encrassement de l'échangeur dans le cas réel 84% et  $0,000404 \text{ m}^2.\text{K}/\text{W}$  respectivement a montré que l'échangeur étudié est en bon état en comparant les valeurs de ces deux paramètres avec celles du cas design (efficacité 89% et résistance d'encrassement  $0,0003 \text{ m}^2.\text{K}/\text{W}$ ).

Désormais, les résultats obtenus pour l'étude de l'influence des paramètres : la longueur du pas entre les tubes, l'espacement entre les chicanes et le nombre de passes de l'échangeur nous a permis de conclure que l'échangeur 103 E31 A/B dans la raffinerie de Skikda est performant et fonctionne dans des conditions optimales.

Ce travail peut être complété par des études ultérieures sur d'autres appareils d'échange thermiques en l'occurrence : les échangeurs à épingle à plaques monophasiques, des condenseurs et des évaporateurs.



# *Références*

---



## Références

- [1] S. Chelmouni et L.Dekkal, Etude et réalisation d'un échangeur de chaleur récupérateur de l'énergie issue des gaz brûlés de combustion d'un chauffage domestique, mémoire de master, 2018.
- [2] CH.Werber et A.Manificat, Les échangeurs de chaleur, Article 055, 2015.
- [3] M. Bennajah et N. Chaouni, Echangeur de chaleur : Technologie, Calcul et design, Editions TECHNIP, 2014.
- [4] S.Y.Chung et H.J.Sung, Direct numerical simulation of turbulent concentric annular pipe flow, Part 2: Heat transfer, International Journal of Heat and Fluid Flow, 24 (2003) 399–411.
- [5] M.Bouchemal et H.Laouici, Modélisation des Échangeurs de Chaleur, mémoire de master, 2018.
- [6] B. Cherif, Calcul et technologie des échangeurs de chaleur, office des publications universitaires 2012.
- [7] S.Salaouatch et M.Si Kadir, Etude d'un échangeur de chaleur à tube et calandre, Mémoire de master, 2015.
- [8] Z.Minville, N.Caney, P.Clement, Ph.Bandelier, Ph.Marty, J.A.Gruss et C.Roussel, Description des échnageurs de chaleur. Technique de l'ingénieur [BE 9516].
- [9] Annuaire professionnel - Portail des entreprises b2b - Europages
- [10] <https://www.nouvenergie.fr>.
- [11] <https://www.alfalaval.fr>.
- [12] M.Amzal et Th.Cherifi, Etude comparative des trois models d'échangeurs de chaleur à plaques par simulation numérique, Mémoire de master, 2019.
- [13] S.kakaç et H.Liu, Exchanger,selection,rating and thermal design 2<sup>nd</sup>, Livre.
- [14] <http://www.echangeur-thermique-services.fr>.
- [15] M.Bennai et O.Daoudi, Etude et simulation tridimensionnelle d'un échangeur de chaleur à tube et calandre (à contre-courant), Mémoire de master, 2018.
- [16] S.Bouhali et F.Boualem, thermique de condenseurs à tubes et à calandre, Mémoire de master, 2019.
- [17] <http://rpn.univ-lorraine.fr/>
- [18] <https://www.industrie-online.com/>
- [19] Cours technologie Génie chimique (azprocede.fr)
- [20] <https://www.researchgate.net/>
- [21] <https://www.quiri.com/fr>



- [22] <https://thermofin.net/fr/produits/caleos-echangeurs-faisceau-tubulaire>.
- [23] Document fourni par l'unité de RA1K, Refining-Petrochemicals-Chemicals-Engineering.
- [24] <https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/energies-th4/echangeurs-de-chaleur-42376210/echangeurs-de-chaleur-be9519/conclusion-be9519niv10005.html>.
- [25] <https://krohne.com/fr/industries/industrie-petroliere-gaziere/raffinage-petrole-gaz/reformage-catalytique-industrie-petroliere-gaziere>.
- [26] Y.Jannot et C.Moyne, Transferts thermiques : Cours et 55 exercices corrigés, EDILIVRE, 2012.
- [27] [https://www.sft.asso.fr/Local/sft/dir/user3775/documents/Ouvrages/FPadet\\_Ech\\_Thermiques/chapitre%201.pdf](https://www.sft.asso.fr/Local/sft/dir/user3775/documents/Ouvrages/FPadet_Ech_Thermiques/chapitre%201.pdf)
- [28] GRETH. Echangeurs de chaleur : description des échangeurs.-Techniques de l'ingénieur (N° B152, B2341), Génie énergétique, 5-1995.
- [29] P.WUITHIER. Raffinage et génie chimique, (tome I) 1987.

# *Annexe*



Annexe -A-

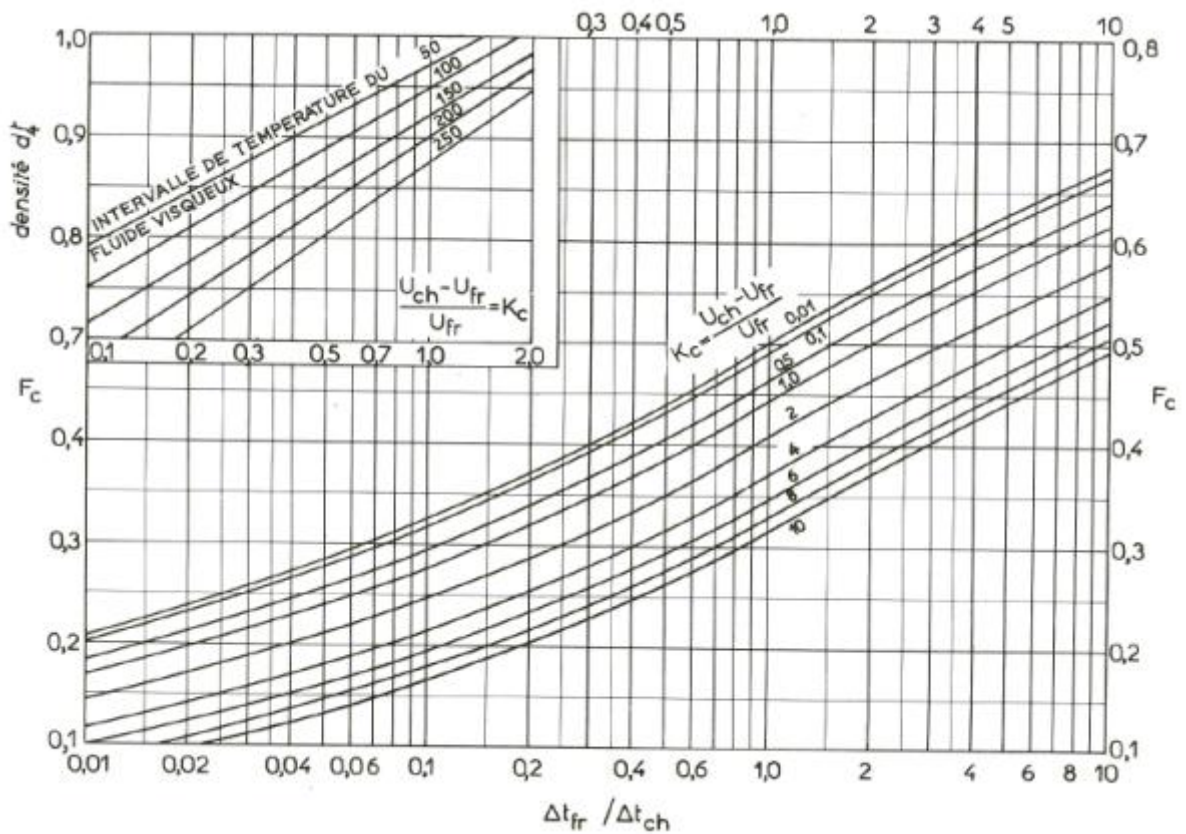


Figure A.1. Détermination des températures caloriques [28].

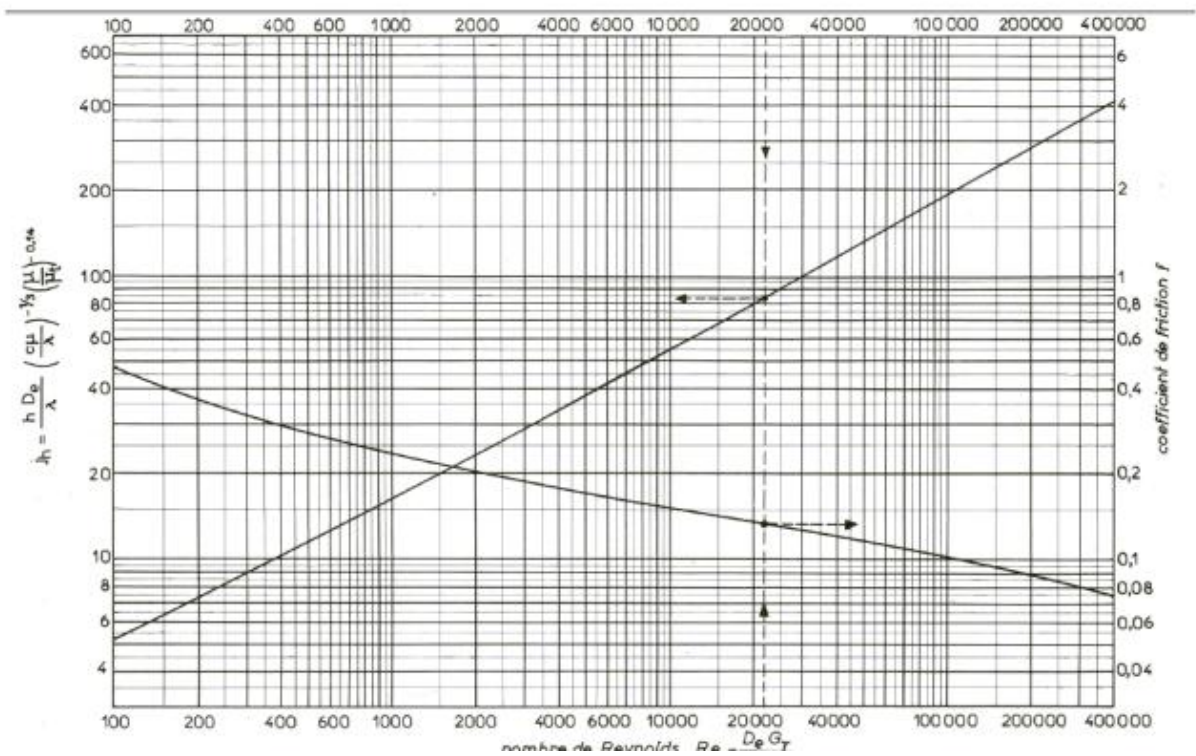
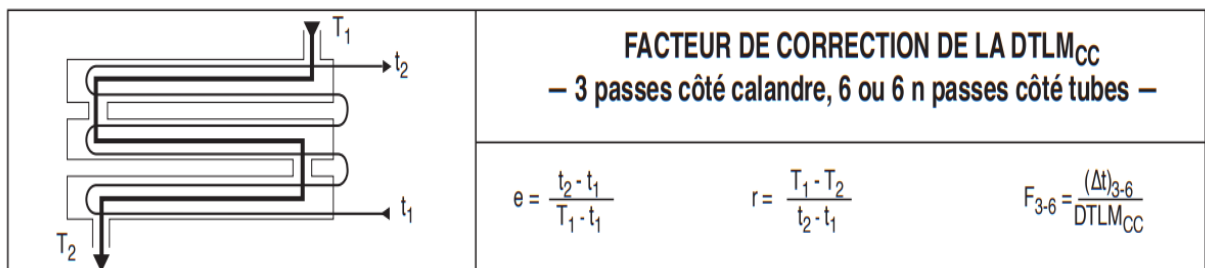
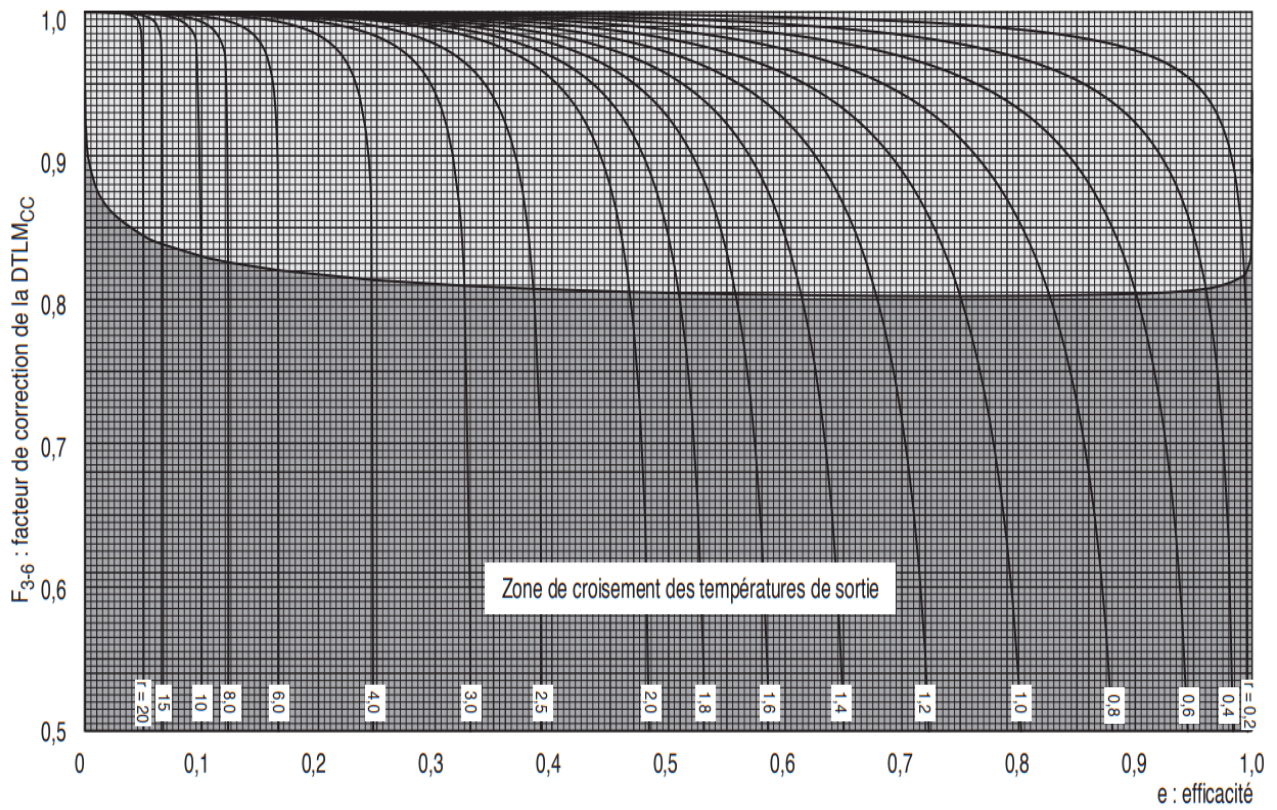
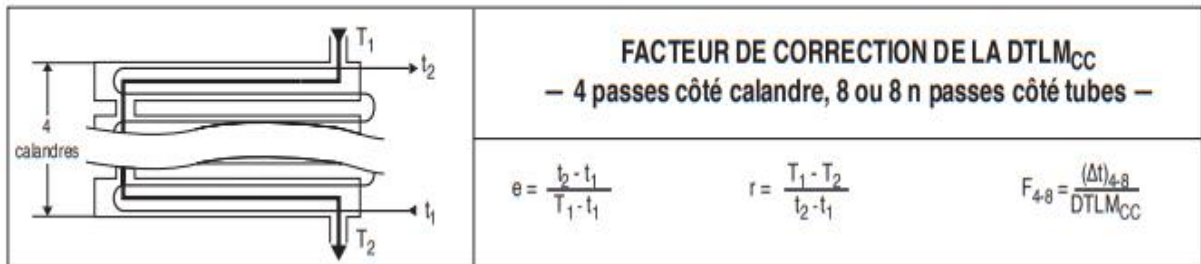
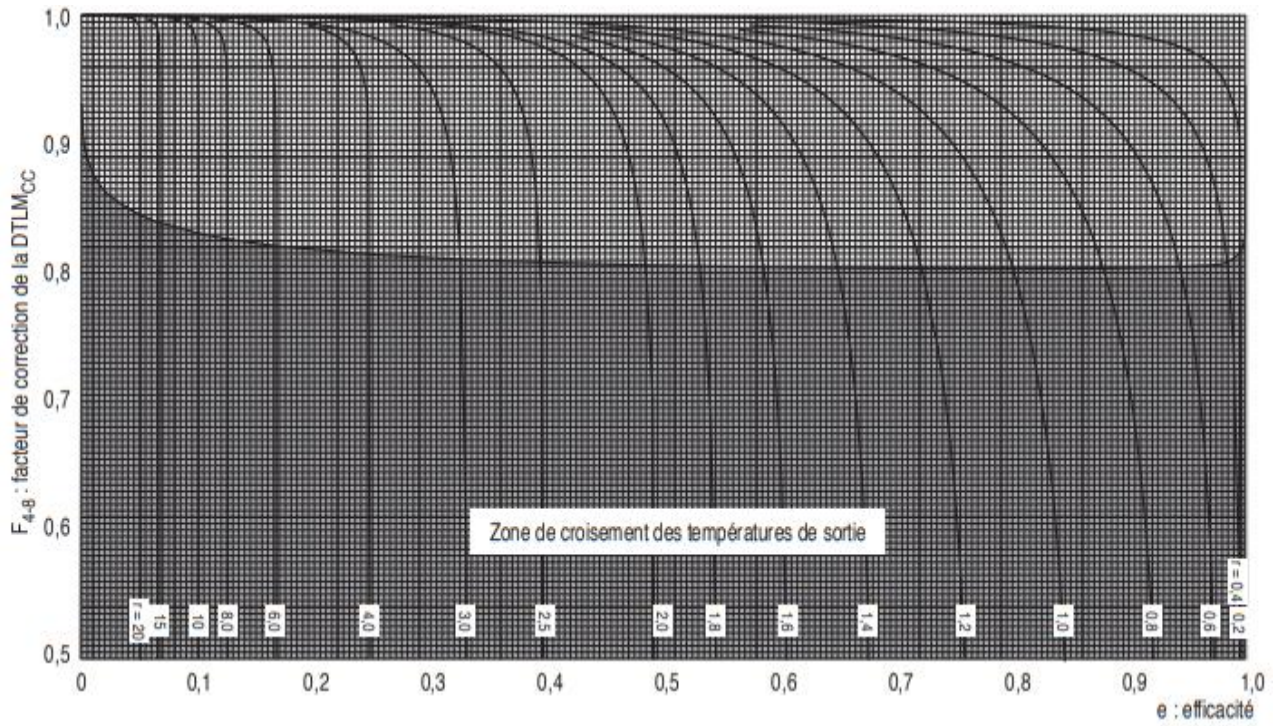


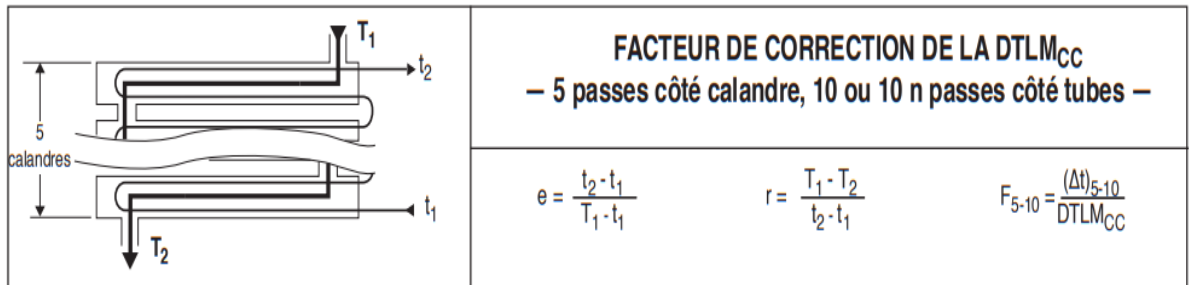
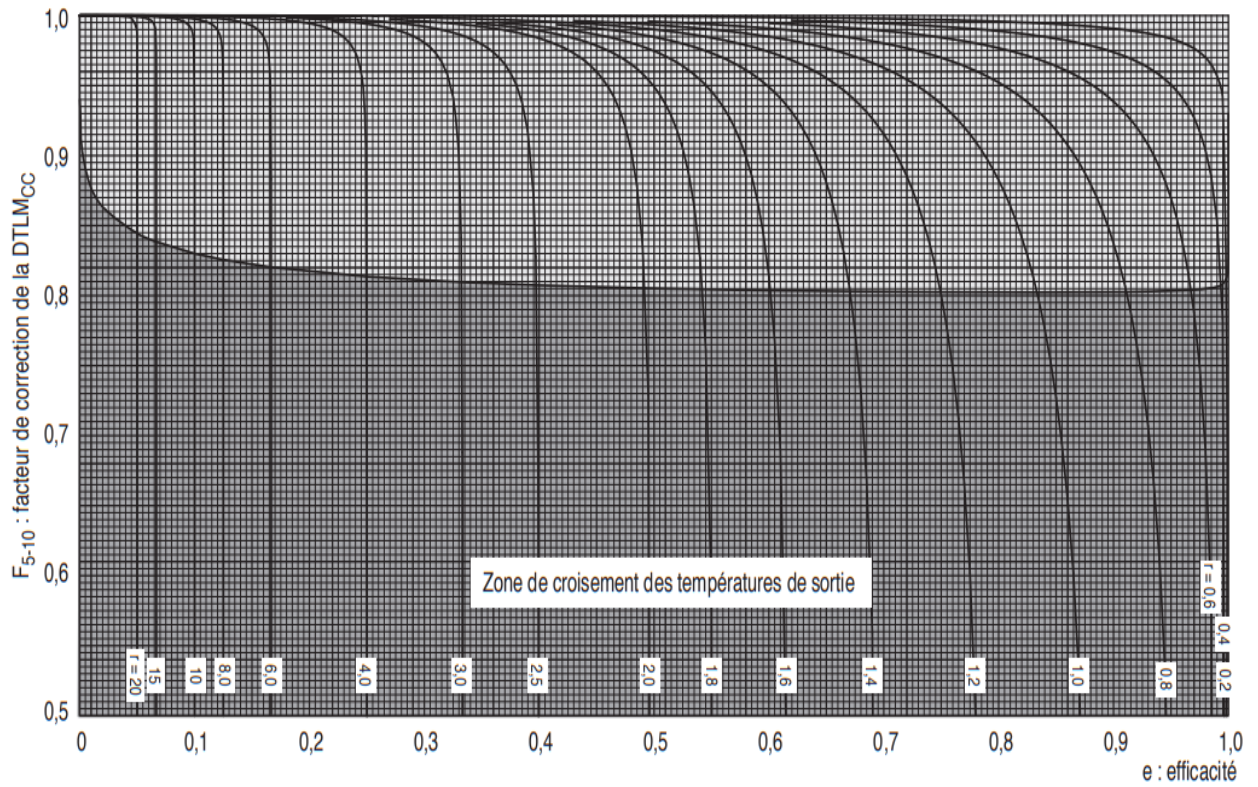
Figure A.2. Coefficient de transfert et coefficient de friction en fonction de nombre Reynolds modifié à l'extérieur des tubes [29].



**a.** 3 passes côté calandre, 6 passes côté tubes.

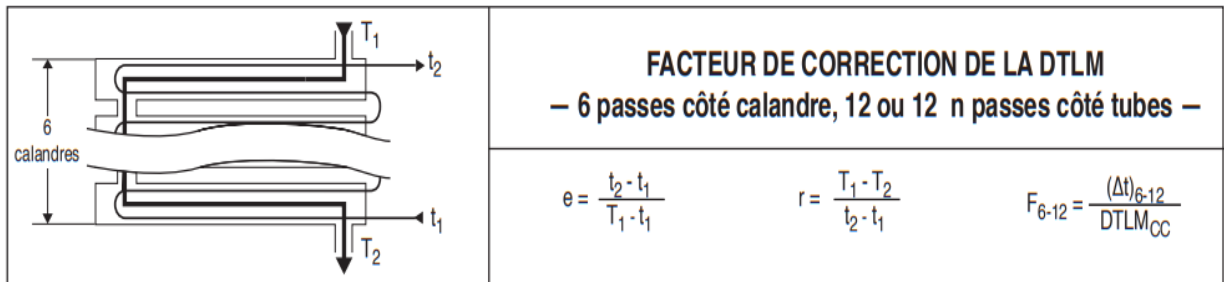
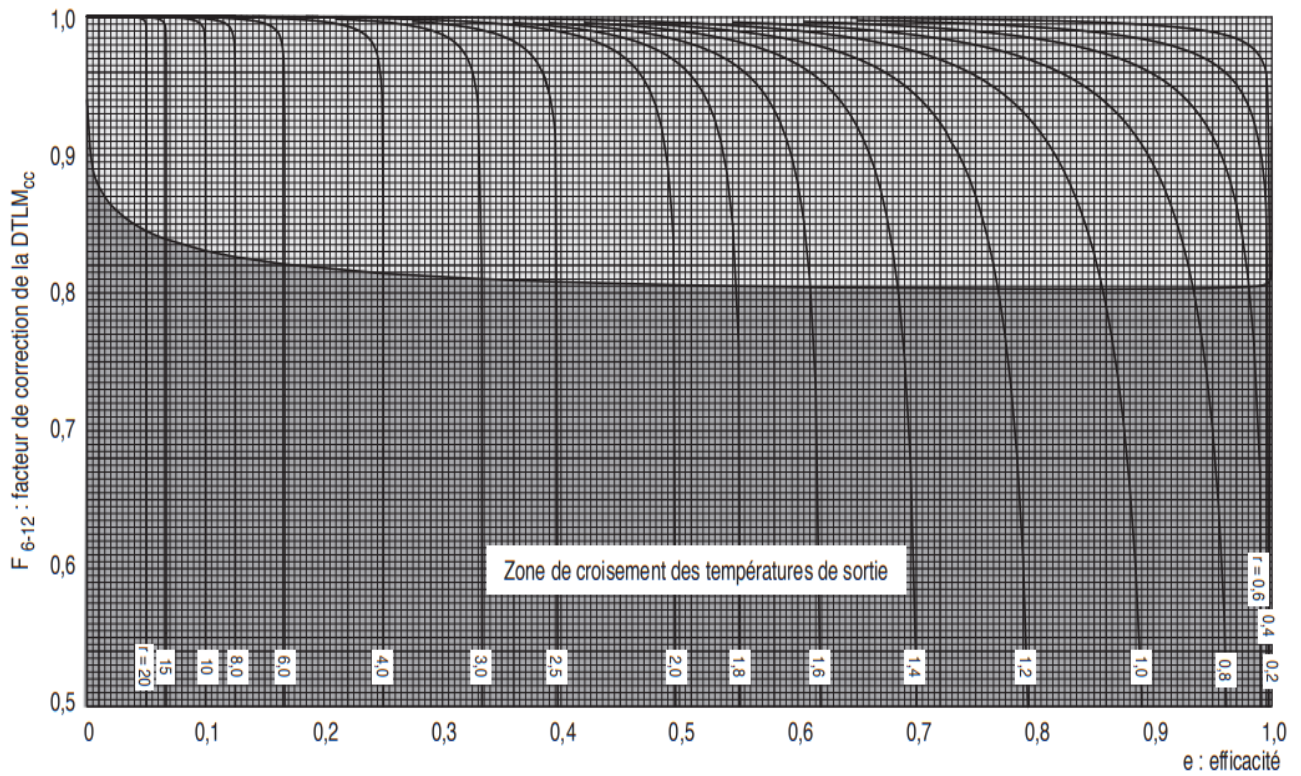


**b.** 4 passes côté calandre, 8 passes côté tubes.



c. 5 passes côté calandre, 10 passes côté tubes.





**d.** 6 passes côté calandre, 12 passes côté tubes.

**Figure A.3.** Abaque a, b, c et d : Détermination de facteur de correction a partir de R et E <sup>[23]</sup>.



Annexe -C-

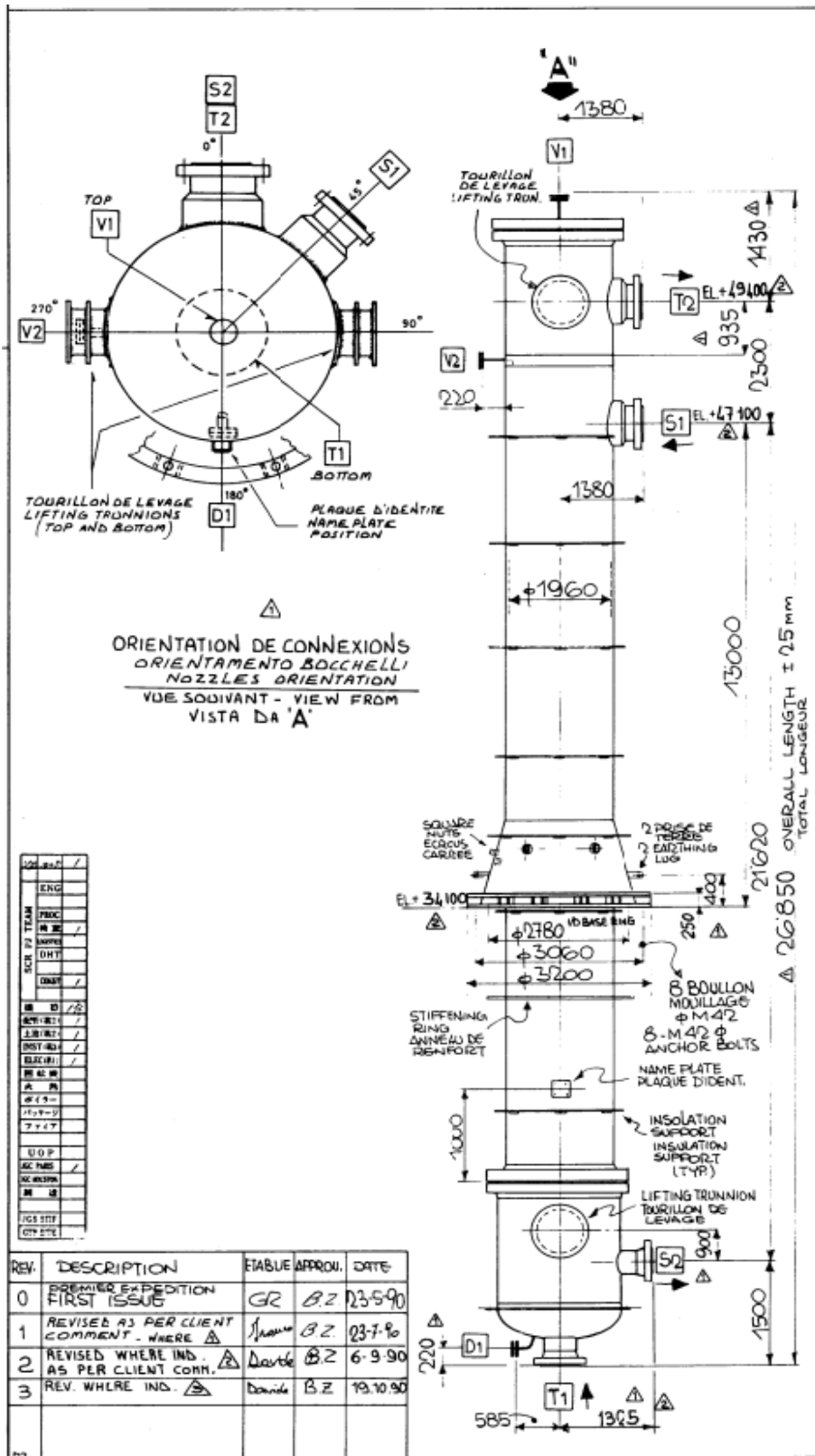


Figure C.1. Schéma de l'échangeur 103 E31 A/B