



Department of Process Engineering

قسم هندسة الطرائق

Ref :...../U.M/F.S.T/2024

رقم : ..... / ج.م.ك.ع.ت//2024

## MEMOIRE DE FIN D'ETUDES DE MASTER ACADEMIQUE

Filière : INDUSTRIES PÉTROCHIMIQUES

Option : GÉNIE PÉTROCHIMIQUE

### THÈME

Dimensionnement d'un nouveau échangeur E103 au niveau de l'unité  
100, zone 5 de la raffinerie d'Arzew et Modélisation

Présenté par

1- CHALAKHR Imène

2- HADDOUCHE Imane

Soutenu, le 24 /06 / 2024 devant le jury composé de :

<b>Président :</b>	KHELIFA Amine	Professeur	Université de Mostaganem
<b>Examineur :</b>	MEKHATRIA Djillali	MCB	Université de Mostaganem
<b>Rapporteur :</b>	MAROUF Kheira	Professure	Université de Mostaganem
<b>Co-Encadreur</b>	KHELIFA Mounir	Docteur	Université de Mostaganem

Année Universitaire 2023/2024

## *Dédicaces*



C'est avec un grand plaisir que je dédie ce modeste travail avec plein d'amour et de respect :

A l'être le plus cher de ma vie ma mère, celle qui a fait de moi ce que je suis  
aujourd'hui

Mon père Mohamed merci pour tes efforts, tes sacrifices durant toute ma vie, tes encouragements, ton soutien et de tout ce que tu as fait pour me préserver jusqu'à l'aboutissement de ce travail

A toute ma famille

Mes chers frères Oussama et Abdelhadi

Ma chère seour Fatima

A celle qui m'a accompagnée tout au long de mes études, ma chère amie qui me tenait la main dans la sienne et avec qui j'ai pu réaliser ce modeste mémoire. J'espère que notre amitié durera pour toujours iman ma seour avant d'être mon binôme.

**CHALAKHR Imene**



## *Dédicaces*

Je dédie ce modeste travail à :

Ma très chère mère qui pense toujours à moi que ce soit en ma présence ou  
mon absence,

A mon très cher père qui m'a donné la force pour continuer mes études.

Mes très chères sœurs : Faiza, Zohra, Bouchra, Marwa et Aya.

Mon cher frère Mohamed Elsedik.

A mes amies : Ismahane, Aya et Hadjira

A tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin à accomplir ce travail.

**Imane H.**



## **Remerciements**

*Louange à Dieu par la grâce de qui s'accomplissent les bonnes choses.*

*Tous d'abord, nous remercions **ALLAH** qui nous a donné la santé, la patience, la force, le courage et la volonté durant toutes ces années d'études afin d'accomplir ce modeste travail.*

*Ce travail a été réalisé au niveau de la raffinerie d'Arzew RAIZ.*

*Nous tenons à exprimer notre profonde gratitude à notre directrice de mémoire Madame **MAROUF Kheira**, professeure à l'université de Mostaganem, pour son encadrement sa patience et sa confiance qu'elle a mis en nous, tout au long de la préparation de ce mémoire*

*Nos remerciements vont également à Monsieur **KHELIFA Amine**, Professeur à l'université de Mostaganem, qui nous fait l'honneur de présider le jury de ce mémoire malgré ses nombreuses préoccupations.*

*Nous remercions Monsieur **MEKHATRIA Djillali**, Maitre de Conférences à l'université de Mostaganem, qui a bien voulu faire partie du jury et pour son temps dédié à l'évaluation de notre travail.*

*Nous remercions, également, notre co-encadrant Monsieur **KHELIFA Mounir**, docteur à l'université de Mostaganem, pour avoir contribué à la réalisation de ce mémoire. Qu'il trouve ici l'expression de notre profonde gratitude pour son aide précieuse.*

*Nos remerciements vont également à Monsieur, **Benadjal Zoubir**, Ingénieur technique au niveau de l'unité 100 de la raffinerie d'Arzew. Nous tenons à lui exprimer notre gratitude pour nous avoir accueillies au sein de l'unité et pour son aide durant notre stage.*

*Enfin, nos remerciements sont également adressés à toutes les personnes qui ont participé de loin ou de près à la réalisation de ce mémoire.*

*Merci à tous...*

## Liste des abréviations

**API** : Institut américain du pétrole

**BRI** : brut réduit importé

**BRA**: Brut réduit atmosphérique

**BP** : Basse Pression

**DAO** : De-Asphalted Oil

**MEC** : Méthyle Ethyle Cétone (solvant)

**HB3** : Huile de base 3

**HB4** : Huile de base 4

**RSV** : Résidu sous vide

**SAE** : Société des ingénieurs automobiles

**SAE 10** : Société des ingénieurs automobiles 10W indice de viscosité de l'huile

**SAE30** : Société des ingénieurs automobiles 30W indice de viscosité de l'huile

**SPO** : Spindle oil

**VGO** : Vacuum gasoil (gasoil sous vide)

**VO** : Huile visqueuse

**DTLM** : Différence de température logarithmique moyenne

# Sommaire

INTRODUCTION GENERALE.....	1
CHAPITRE I : PARTIE THEORIQUE.....	3
I.1. Introduction .....	3
I.2. Historique de la raffinerie .....	3
I.3. Procédés de raffinage du Pétrole.....	4
I.3.1. Distillation atmosphérique.....	4
I.3.2. Distillation sous vide.....	5
I.4. Fabrication des huiles de base.....	6
I.4.1. Introduction .....	6
I.4.2. Unité principale de fabrication des huiles .....	6
I.4.3. Définition des huiles lubrifiantes .....	7
I.4.4. Caractéristiques d'un lubrifiant .....	7
I.4.5. Composition chimique des huiles de base.....	8
I.4.6. Les additifs .....	9
I-4-2 Classification des additifs.....	10
I.4.7. Extraction au furfural.....	10
I.5. Les échangeurs .....	10
II.5.1. Introduction.....	10
I.5.2. Les échangeurs de chaleur.....	11
I.5.3. Classification des échangeurs de chaleur.....	11
I.5.3.a. Selon les procédés de transfert.....	12
I.5.3.b. Selon la compacité .....	12
I.5.3.c. Selon le sens d'écoulement des fluides .....	12
I5.3.d. Selon la surface d'échange.....	13
I.5..3.d.1. Echangeurs double-tube .....	13
II.3.d.2. Echangeur faisceau et calandre.....	14
II.3.d.3. Les échangeurs à plaques .....	14
I.5.3.d.4. Les échangeurs à plaques .....	15
I.5.4. Critère de choix d'un échangeur .....	16

CHAPITRE II : DIMENSIONNEMENT D'UN NOUVEL ECHANGEUR ET MODELISATION.....	18
II.1. INTRODUCTION.....	18
II.2. Calcul de l'efficacite de batterie d'echange de chaleur .....	20
II.2.1. Introduction.....	20
II.2.2. Calcul de la quantité de chaleur échangée .....	21
II.2.4. Calcul de la quantité de chaleur échangée, cas design et cas réel.....	21
II.2.4.1. Détermination de coefficient d'échange global U.....	22
II.2.5. Interprétation des résultats.....	27
II.4. DIMENSIONNEMENT D'UN NOUVEL ECHANGEUR.....	27
II.4.1. Introduction.....	27
II.4.2. Bilan thermique.....	29
II.4.3. Conclusion.....	31
II.4.4. Choix de la géométrie de l'appareil.....	31
II.4.5. Caractéristiques des tubes.....	32
II.4.6. Détermination de coefficient d'échange $U_s$ de l'appareil.....	33
II.4.7. Calcul du coefficient de transfert $U_p$ .....	33
II.4.8. Détermination de coefficient d'échange de film interne $\frac{hi_0}{\theta_t}$ .....	34
II.4.9. Calcul du coefficient de transfert propre.....	37.
II.4.10. Calcul des pertes de charge.....	38
II.5. MODELISATION DE LA COLONNE C101.....	39
II.5.1. Introduction.....	39
II.5.2. Méthode Akima.....	41
II.5.4. Ajustement du modèle.....	43
II.5.5. Identification du problème.....	44
Références bibliographiques.....	44
Conclusion.....	46



# INTRODUCTION GENERALE

---

## INTRODUCTION GENERALE

Le pétrole est un mélange d'hydrocarbures (molécules formées d'atomes de carbone et d'hydrogène) et de molécules contenant également d'autres atomes, principalement du soufre, de l'azote et de l'oxygène. Certains de ses constituants sont, à température et à pression ambiantes, gazeux (méthane, propane, etc.), liquides (hexane, heptane, octane, benzène, etc.) et parfois solides (paraffines, asphaltes, etc.). Le pétrole contient, donc, des milliers de molécules différentes qu'il va falloir fractionner et transformer chimiquement pour obtenir des produits utilisables. Les deux grandes opérations qui permettent d'obtenir des produits finis ou semi finis à partir du pétrole brut sont la distillation atmosphérique et la distillation sous vide. Cette dernière consiste à séparer les produits lourds issus de la première distillation en se basant sur la chute de pression. Du gasoil est récupéré en haut de la colonne et du fioul lourd à sa base. Les résidus de cette distillation sous vide sont récupérés en vue de produire des lubrifiants. Ces derniers sont essentiels au bon fonctionnement des machines en améliorant leur résistance à l'usure. La fabrication de ces huiles est réalisée dans la raffinerie d'Arzew, au niveau de l'unité 100 de la zone 5. Cependant, il se trouve que l'unité 100 est confrontée, depuis quelques années, à un problème d'absence de VGO (gasoil sous vide) en tête de colonne. Cette observation a été confirmée par la température de sortie qui ne descend pas en dessous de 148°C. Or, la présence de VGO est conditionnée par une température de 100°C. Ce produit est nécessaire pour le refroidissement de la tête de la colonne C101, ce qui influe négativement sur celle-ci. Ce problème est du, probablement, à la batterie d'échange. Cette dernière est constituée de 6 échangeurs qui fonctionnent mal car leurs températures de sortie sont trop petites par rapport à celles du design. Ce dysfonctionnement influe directement sur le four dont le rendement est, actuellement, faible par comparaison à celui du design. En effet, il a été constaté une baisse de température de la charge à l'entrée du four par rapport au design qui est de 245°C au lieu de 280 °C.

Dans cet ordre d'idées, ce travail consiste à tester l'efficacité de la batterie d'échange et trouver l'échangeur défaillant. Par la suite, nous allons proposer l'installation d'un nouvel échangeur. Le dimensionnement de ce dernier sera réalisé en utilisant la méthode de Kern.

Ainsi, le mémoire est divisé en deux chapitres. Le premier porte sur les huiles de base, leur caractéristique ainsi que leur utilisation. Une partie de ce chapitre est consacrée aux types d'échangeurs. Le deuxième chapitre est dédié aux calculs effectués. En premier lieu, nous

## INTRODUCTION GENERALE

---

allons calculer l'efficacité des six échangeurs, par la suite, nous réaliserons le dimensionnement du nouvel échangeur en déterminant un certain nombre de paramètres tels que la surface, la longueur, le nombre de tube...Une ultime partie de ce chapitre sera consacrée à la modélisation des données industrielles par le logiciel minitab. En fin, nous terminerons le mémoire par une conclusion.

# CHAPITRE I : PARTIE THEORIQUE

---

## CHAPITRE I : PARTIE THEORIQUE

### I.1. INTRODUCTION

Le raffinage du pétrole désigne l'ensemble des traitements et transformations visant à tirer du pétrole le maximum de produits à haute valeur commerciale, à savoir des produits allant du gaz au carburant, lubrifiants, bitumes... Cet ensemble de transformations a lieu dans des raffineries. L'Algérie dispose de cinq raffineries dont celle d'Arzew. Il s'agit du plus important complexe construit en Algérie.

### I.2. HISTORIQUE DE LA RAFFINERIE

La raffinerie d'Arzew (RA1/Z) est l'une des unités la plus productive participant au développement du pays, étant donné que le traitement et la transformation locale des richesses de notre sous-sol apparaissent plus rentables que leur exploitation à l'état brut [1]. Cette raffinerie a été construite dans le cadre du premier plan quinquennal (1970-1973). Elle est implantée dans la zone industrielle d'Arzew sur le plateau d'Al-Mohgoune. Elle occupe une superficie de 180 hectares. La pose de la première pierre a eu lieu le 19 juin 1970 et l'ensemble des unités de la raffinerie a été en service en mars 1973. La construction du complexe a été réalisée par la société japonaise « JAPON GAZOLINE COMPANY » en collaboration avec l'entreprise Sonatrach.

La raffinerie d'Arzew a été conçue pour répondre aux impératifs suivants :

- Traiter le pétrole brut de Hassi-Messaoud et le brut réduit importé ;
- Satisfaire la consommation croissante du marché national ;
- Fabriquer des produits stratégiques à savoir les lubrifiants et les bitumes ;
- Créer des industries en aval.

La raffinerie d'Arzew traite en moyenne [2] :

- 2,5 millions de tonnes par an de pétrole brut Saharien.
- 2,8 tonnes de brut réduit importé pour la production de bitume.

Les capacités annuelles de production de différentes unités sont :

- ✓ 550 000 tonnes de fuel BTS.

# CHAPITRE I : PARTIE THEORIQUE

- ✓ 70 000 tonnes de fuel HTS.
- ✓ 160 000 tonnes de lubrifiants.
- ✓ 70 000 tonnes de graisses.
- ✓ 4 000 tonnes de paraffine.
- ✓ 120 000 tonnes de bitumes routier.
- ✓ 20 000 tonnes de bitume oxyde.[3]

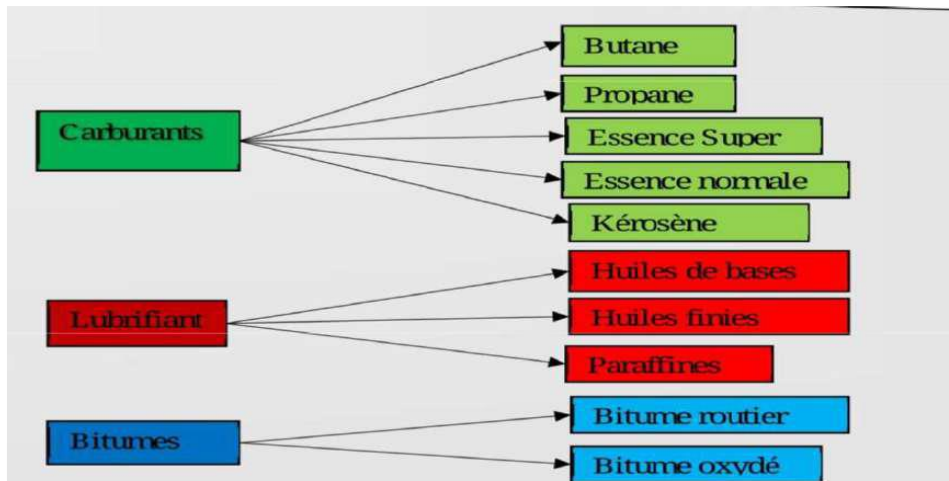


Figure I.1 : Capacité de production au complexe [4]

## I.3. PROCEDES DE RAFFINAGE DU PETROLE

Le pétrole est un mélange complexe d'hydrocarbures de différentes structures carbonées. Ces produits dont la réactivité est faible ne peuvent pas être utilisés directement en tant que produits finis. C'est la raison pour laquelle on procède à une succession de transformations afin d'améliorer la qualité. Cet ensemble d'opérations s'appelle raffinage. Ce dernier consiste en plusieurs procédés de séparation et de transformation afin d'obtenir des produits de base appelés « bases », utilisés comme matières premières en pétrochimie ou des produits pétroliers à usage énergétique. Parmi ces derniers, se trouvent les huiles de base. Celles-ci sont obtenues après la distillation sous vide du résidu atmosphérique, issu de la première distillation, appelé BRA (brut réduit atmosphérique).

### I.3.1. Distillation atmosphérique

La distillation est le plus ancien procédé du raffinage, qui consiste en une séparation de mélange de substances liquides dont les températures d'ébullition sont différentes. Elle permet de séparer les constituants d'un mélange homogène. Il s'agit d'une séparation élémentaire en cascade, réalisée à contre courant. La distillation atmosphérique ou première conduit à une série de

# CHAPITRE I : PARTIE THEORIQUE

coupes élémentaires telles que les gaz, l'essence légère et lourde, le kérosène, le gas-oil, et le résidu.

Le brut est chauffé à une température avoisinant les 380°C, il se vaporise partiellement et suivant la volatilité de ses constituants, il se sépare en coupe que l'on recueille sur les différents plateaux de la colonne de distillation atmosphérique. Ces dernières sont : GPL, LSRN (Naphta léger), HSRN (Naphta lourd), Kérosène, Gasoil léger (LGO), Gasoil lourd (HGO) et BRA.

En tête de colonne, les vapeurs sortantes sont refroidies et condensées. Le produit de fond de colonne (BRA), après son refroidissement, servira comme charge pour la production d'huile de base. Cette dernière opération est réalisée via une distillation sous vide.

## I.3.2. Distillation sous Vide

La distillation sous vide consiste à séparer le résidu atmosphérique sortant du fond de la colonne atmosphérique et d'extraire des coupes des distillats destinées pour la production des lubrifiants. Cette opération est nécessaire pour éviter la destruction des molécules (craquage) à haute température. En effet, le résidu atmosphérique contient des hydrocarbures à longues chaînes et plus les chaînes sont longues plus elles sont fragiles, donc susceptibles d'être scindées en plusieurs morceaux si le chauffage continue sous la pression atmosphérique. La séparation des produits de ce résidu se fait sous vide correspondant à une pression d'environ 40 à 60 mmHg. Cette pression permet d'abaisser la température d'ébullition des composants. Les distillats obtenus sont: GPL, SAE10, SPO, SAE30, slop cut léger et lourd et RSV. Cette distillation est réalisée au niveau de l'unité 100 (U100) qui a été conçue pour traiter 1356 T/jour de BRA.

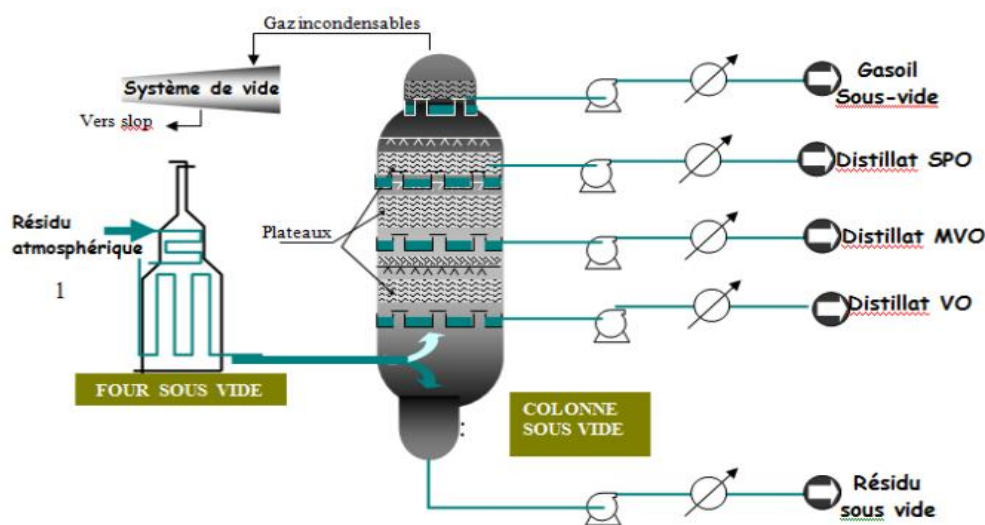


Figure I.2: Schéma représentatif de la distillation sous vide

# CHAPITRE I : PARTIE THEORIQUE

## I.4. FABRICATION DES HUILES DE BASE

### I.4.1. Introduction

L'huile lubrifiante est un composant essentiel pour assurer le fonctionnement normal et la durabilité des machines et équipement mécanique. Son rôle est d'éviter les frottements qui peuvent provoquer une surchauffe du moteur et une usure prématurée des pièces mécaniques. L'huile se diffuse entre les pièces et forme un film protecteur autour d'elles.

### I.4.2. Unité principale de fabrication des huiles

La production des huiles de base SPO, VGO, SAE10, SAE30 est assurée dans la zone 5. Elles sont issues de la distillation sous vide du brut réduit atmosphérique (BRA). Par la suite, ces huiles subissent des transformations dans le but de les séparer des autres composés indésirables, par des extractions par solvants. Le schéma conventionnel de fabrication des huiles est indiqué sur la figure ci-dessous :

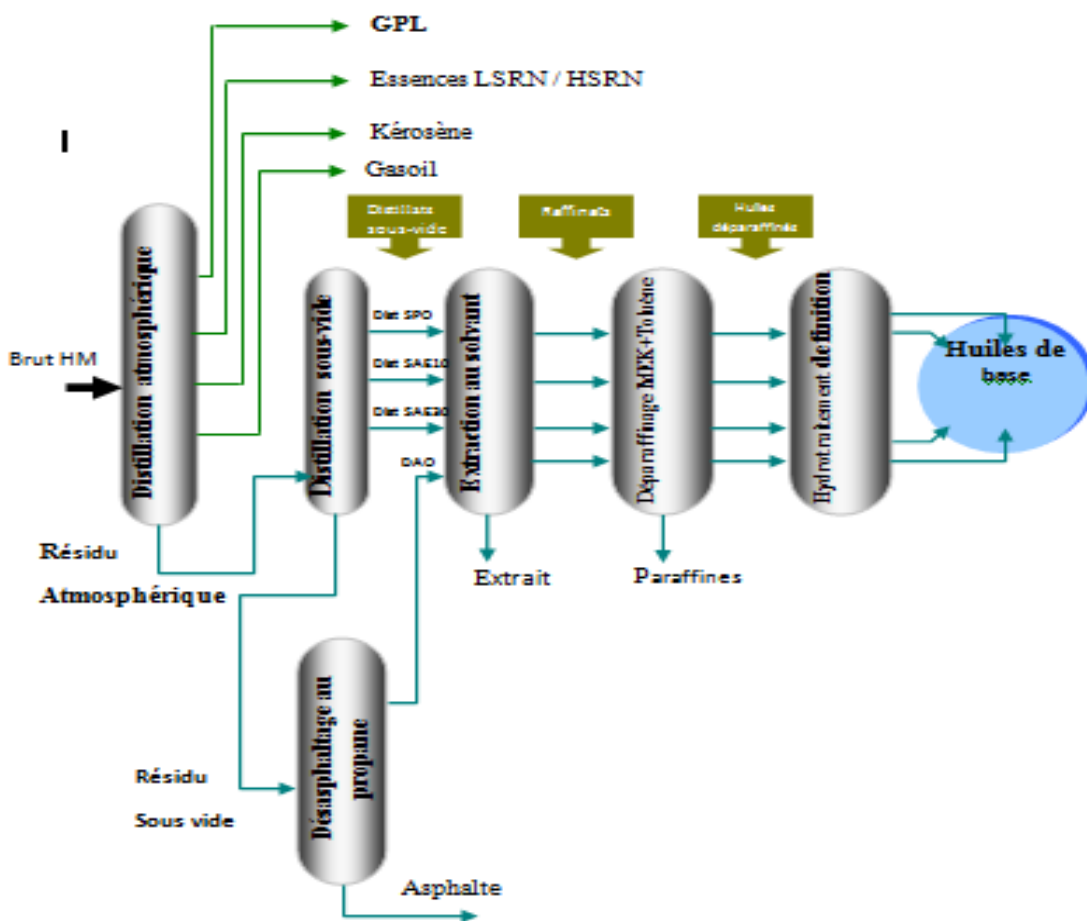


Figure I.3: Chaîne de fabrication des huiles de base

## I.4.3. Définition des huiles lubrifiantes

Un lubrifiant est une substance onctueuse, d'une couleur claire, soit liquide, semi plastique ou solide. Elle est produite à partir d'un mélange d'huiles de base (80 % - 90%) et d'additifs (10%-20%) qui confère aux produits finis des propriétés physico- chimique selon le domaine d'application.



Figure I.4: Photo d'un lubrifiant pour moteur de voiture

## I.4.4. Caractéristiques d'un lubrifiant

Ces huiles de base doivent avoir des propriétés précises dont les principales recherchées sont :

- **La densité:** la connaissance de la densité a une importante valeur commerciale car la cotation des huiles dépend en partie de cette propriété. La plus souvent en degré API. Les Etats-Unis ont été les premiers à lancer une norme pour évaluer la qualité des huiles : la norme API (American Petroleum Institute). La norme S est réservée aux huiles pour les moteurs à essence et la norme C aux huiles pour les moteurs diesel.
- **La viscosité :** la viscosité est la propriété la plus connue de l'huile lubrifiante, est une grandeur physique qui mesure la résistance interne d'un fluide à l'écoulement. C'est une résistance due au frottement des molécules qui glissent les unes sur les autres.
  - **L'indice de viscosité:** il s'agit d'un nombre qui est le résultat d'un calcul faisant intervenir la viscosité cinématique à 40 °C et celle à 100°C, et qui caractérise la capacité d'un lubrifiant à conserver sa viscosité constante dans une gamme de température. Plus l'indice de viscosité est élevé, plus la baisse de viscosité est faible en cas d'augmentation de la température. Cette propriété peut être améliorée par les additifs [5].

## CHAPITRE I : PARTIE THEORIQUE

---

- **Point d'écoulement** : le comportement à froid d'une huile lubrifiante est défini par le point de congélation, c'est-à-dire la température à laquelle l'huile se solidifie.[6]
- **Point d'aniline** : ce paramètre caractérise la teneur en aromatiques des huiles. Le point d'aniline est d'autant plus élevé que cette teneur est faible. Le point d'aniline fait référence à la température la plus basse requise pour que les produits pétroliers se dissolvent en un seul corps avec le même volume d'aniline.

L'huile et un volume égal d'aniline se dissolvent, et la température la plus basse requise pour devenir une seule phase liquide est le point d'aniline. Le point d'aniline peut refléter la compatibilité entre l'huile et le caoutchouc. Plus le point d'aniline est bas, plus la compatibilité entre l'huile et le caoutchouc est mauvaise, c'est-à-dire plus l'huile est susceptible de provoquer un gonflement du caoutchouc.

- **La résistance à l'oxydation et stabilité** : Sous l'action conjuguée de l'oxygène de l'air et de la température, les molécules d'hydrocarbures et de fluides de synthèse s'oxydent, en se transformant en une série de produits oxygénés plus ou moins polymérisés, dont certains à fonction acide. L'oxydation a des conséquences très néfastes sur le lubrifiant lui-même et sur le circuit de graissage :

- augmentation de la viscosité ;
- noircissement de l'huile ;
- odeur âcre ;
- augmentation de l'acidité de l'huile (caractérisée par l'indice d'acide ou AN : Acid Number) pouvant entraîner la corrosion de métaux.

- **Couleur**: c'est un critère de la qualité de fabrication des huiles, son intensité est fonction du degré de raffinage.

### I.4.5. Composition chimique des huiles de base [7]

Il y a d'innombrables combinaisons possibles pour assembler des hydrocarbures. De même que le nombre d'hydrocarbures présents dans les pétroles bruts est très élevé, les huiles minérales produites à partir des différents bruts sont des mélanges complexes et pas des substances chimiques simples, il existe trois tendances que peut avoir l'huile :

- ❖ **Les paraffines** : ce sont des hydrocarbures saturés linéaires (n-paraffines) ou ramifiés (iso paraffines) caractérisés par une assez bonne stabilité à l'oxydation, un indice de viscosité élevé de l'ordre de 100, un pouvoir solvant limite et un point de congélation élevé.



## CHAPITRE I : PARTIE THEORIQUE

---

❖ **Les naphènes** : ce sont des hydrocarbures saturés cycliques. Ils sont moins stables à l'oxydation que les paraffines, leurs indices de viscosité sont faibles mais ils ont un bon pouvoir solvant et possèdent de meilleures caractéristiques d'écoulement aux basses températures.

❖ **Les aromatiques** : ce sont des hydrocarbures insaturés cycliques, possédant un pouvoir solvant est élevé. Ils sont très denses et peu stables à l'oxydation. Leur indice de viscosité est très bas. Compte tenu de leurs mauvaises caractéristiques, ils nécessitent un traitement très poussé au niveau des unités de raffinage.

### I.4.6. Les additifs

Les exigences élevées imposées aux lubrifiants ne peuvent être satisfaites que par des huiles ou des graisses avec des additifs spéciaux. Pour mieux marquer l'importance du rôle des additifs sur l'amélioration des huiles de base, il est utile de préciser que des quantités très faibles de ces additifs peuvent modifier profondément le comportement des huiles [8]. Les additifs permettent d'ajuster les propriétés des bases aux spécifications requises. Les principales classes d'additifs sont :

➤ Les additifs améliorants de viscosité: ils permettent à l'huile d'être suffisamment fluide à froid (facilité le démarrage en abaissant le point d'écoulement entre  $-15^{\circ}\text{C}$  et  $-45^{\circ}\text{C}$  suivant les huiles) et visqueuse à chaud (éviter le contact des pièces en mouvement).

➤ Les additifs détergents et dispersants: leur rôle est d'éviter la formation de dépôt ce qui permet au moteur de rester propre et de conserver ses performances. Comme exemple de ce type d'additif, citons les sulfonâtes, les phénates, les thiophosphonates et les salicylates.

➤ Les additifs antioxydants et désactivateurs : il permet à l'huile de ne pas s'oxydes au cours de temps et ainsi de conserver ses propriétés, comme phénols substitués et amines aromatiques alkyles.

➤ Les inhibiteurs de corrosion : ils forment des films protecteurs ou passivation de la surface à protéger. Esters partiels d'acides succiniques, acides gras, sulfonâtes et les phénates.

➤ Les anti-mousses : il évite le moussage de l'huile pendant le fonctionnement du moteur et empêche un éventuel désamorçage de la pompe à l'huile comme : acrylates ... [4]

# CHAPITRE I : PARTIE THEORIQUE

---

## I.4.7. Classification des additifs

Il y a plusieurs types d'additifs pour une huile de lubrification suivant les propriétés demandées un produit. Il est possible de les classer en :

- Améliorant des propriétés physiques des huiles de base : indice de viscosité, point d'écoulement, résistance à la formulation de mousse, mouillabilité adhésivité, désaération des huiles en service: détergent, antioxydant, anticorrosion;
  - Améliorant de l'onctuosité et des propriétés extrêmes pressions [7].

## I.4.8. Extraction au furfural

Toutes les huiles obtenues (SPO, SAE10, SAE30 et DAO) subissent une extraction au furfural. Cette opération a pour but d'améliorer l'indice de viscosité en éliminant les composés polycycliques indésirables particulièrement les huiles pour moteurs. Le furfural est d'origine végétale, il est obtenu par traitement à l'acide sulfurique concentré par hydrolyse du résidu végétale de paille d'avoine ou de maïs. Le furfural n'est pas le seul solvant utilisé il y a le phénol, le chlore et le nitrobenzène, Néanmoins, l'extraction au furfural est la plus utilisée pour ses propriétés fortes intéressantes:

- Non toxicité.
- efficacité élevée.
- Bon pouvoir sélectif.

Chaque huile est mélangée avec le furfural dans une colonne à disque rotatif. La séparation conduit à deux phases :

- Mélange de raffinat.
- Mélange d'extrait.

Le premier contient l'huile désirable tandis que le deuxième contient les aromatiques indésirables dissous et le solvant qui est récupéré. Néanmoins, le furfural présente l'inconvénient d'être oxydable, corrosif et se transforme en coke.

## I.5. ECHANGEURS

### II.5.1. Introduction

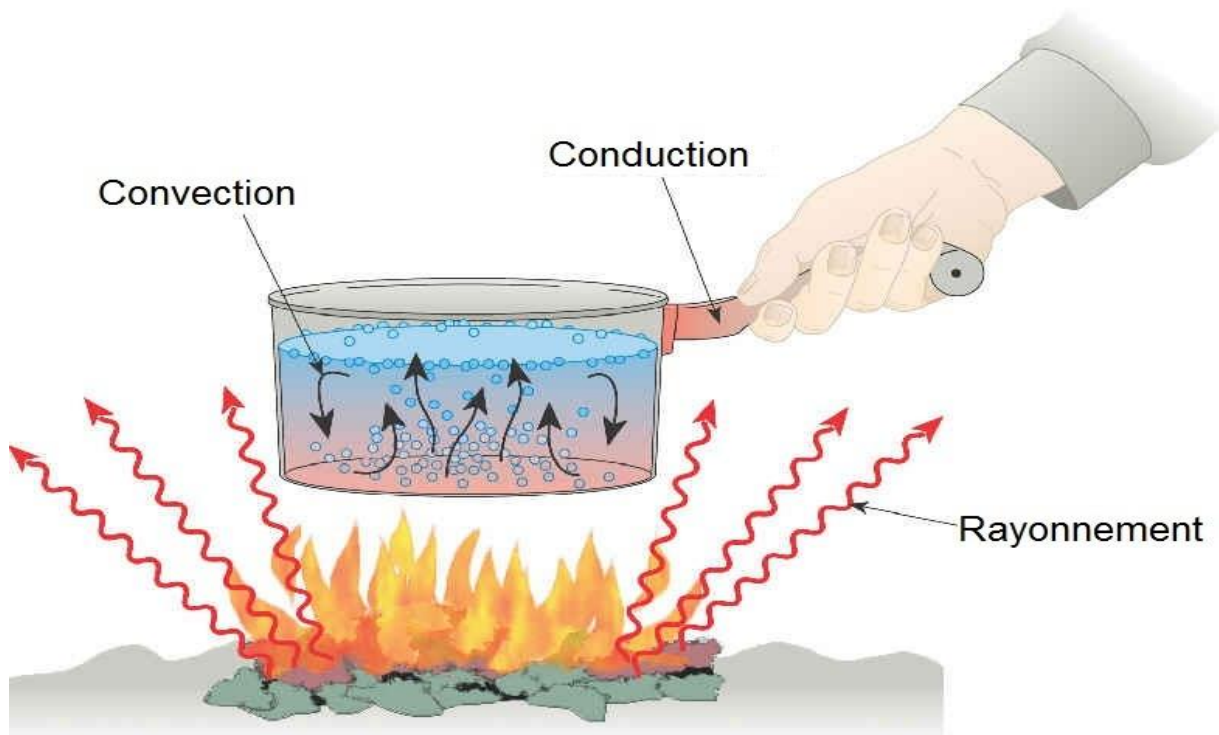
La chaleur, ou plus précisément le régime de la chaleur, peut être définie comme la science qui étudie les processus de la propagation de la chaleur entre corps ou des milieux à des températures différentes  $T_1$  et  $T_2$ . Il existe trois modes de transfert, de chaleur par:

## CHAPITRE I : PARTIE THEORIQUE

❖ **Conduction** : la conduction est la propagation de la chaleur de molécules à molécules (ou d'atomes à atomes ou d'ions à ions) dans un corps ou dans plusieurs corps sans qu'il y ait mouvement des corps. Ce type de transfert thermique est dû à la diffusion progressive de l'agitation thermique dans la matière.

❖ **Convection** : la convection est la propagation de la chaleur dans un fluide en mouvement. Il s'agit d'un déplacement de molécules qui induit un déplacement macroscopique de l'énergie thermique : il se produit dans les fluides (liquides ou gaz) et à l'interface entre un solide et un fluide. Ces molécules en se déplaçant, transfèrent leur énergie thermique à une autre partie du système. La transmission de chaleur s'effectue par l'action combinée de la conduction au sein du fluide et du fluide en mouvement.

❖ **Rayonnement** : est une émission de rayonnement électromagnétique par un corps chaud. Le rayonnement a la particularité de se déplacer dans le vide (rayonnement solaire). L'énergie électromagnétique reçue par le système est absorbée et convertie en énergie thermique (chaleur). Les ondes sont émises dans toutes les directions et appartiennent au domaine de l'infra-rouge et du visible. Aucun support matériel n'est nécessaire pour leur propagation [9].



**Figure I.5:** Les 3 modes de transfert de chaleur

### II.5.2. Les échangeurs de chaleur

Un échangeur de chaleur, comme son nom l'indique, est un appareil destiné à transmettre la chaleur d'un fluide à un autre. Dans les échangeurs les plus courants, les deux fluides sont séparés par une paroi à travers laquelle les échanges se font par conduction. La transmission de chaleur fluide-paroi concerne essentiellement la convection. Les échangeurs de chaleurs peuvent assurer des fonctions différentes, éventuellement simultanées relativement aux objectifs concernant l'un des fluides ou les deux fluides participants à l'échange :

- La fonction réfrigération
  
- La fonction réchauffage
  
- la fonction de condensation
  
- La fonction vaporisation [10].

### II.5.3. Classification des échangeurs de chaleur

Il existe plusieurs classifications des échangeurs de chaleur. On peut citer :

- Classification selon les procédés de transfert ;
- Classification selon la compacité ;
- Classification selon le sens d'écoulement des fluides ;
- Classification selon la surface d'échange.

#### a. Selon les procédés de transfert :

- Un échangeur à contact direct : dans cet échangeur, le transfert de chaleur se fait entre deux (ou plusieurs) fluides non séparés ;

- Un échangeur à contact indirect : dans cet échangeur, le transfert de chaleur se fait à travers une surface solide séparant les fluides.

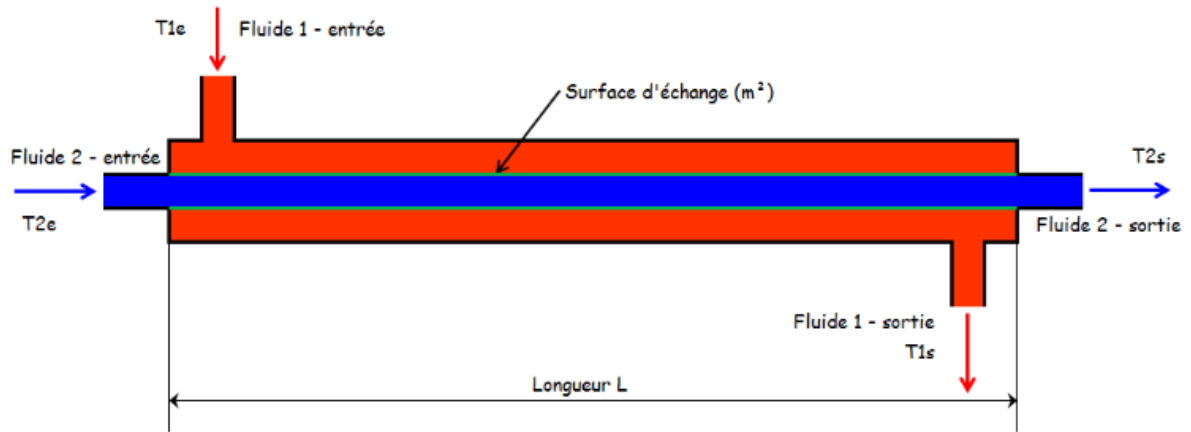
#### b. Selon la compacité :

La compacité d'un échangeur peut être caractérisée par le rapport de la surface d'échange sur le volume de l'échangeur.

## c. Selon le sens d'écoulement des fluides :

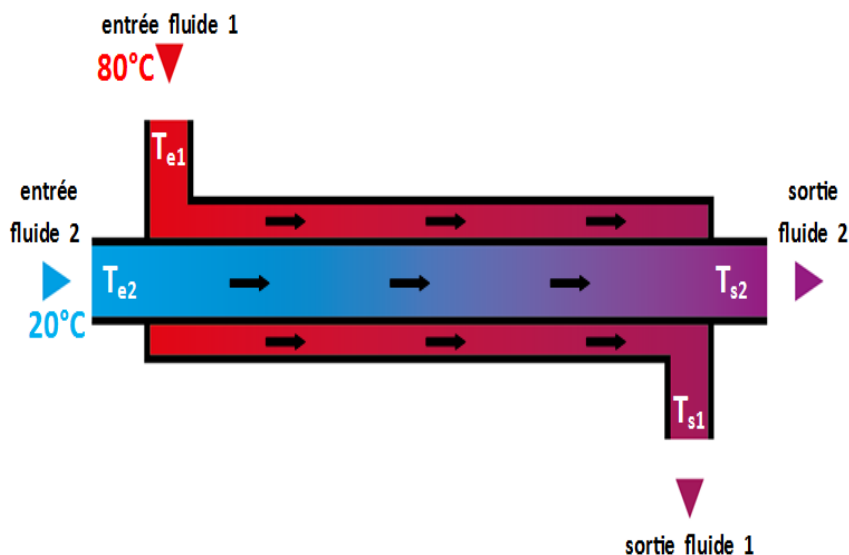
Les sens d'écoulement des deux fluides permettent de distinguer trois types d'échangeurs :

- Echangeur à courant parallèle ou co-courants : les deux fluides sont disposés parallèlement vont dans le même sens.



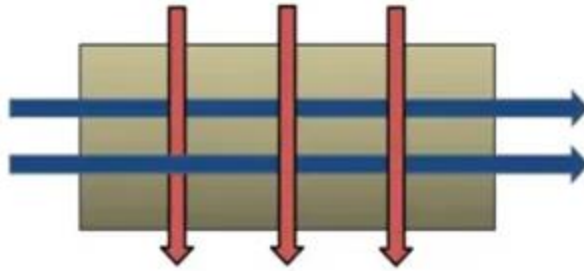
**Figure I.6:** Echangeur à co-courants

- Echangeur à contre-courant : les deux fluides sont disposés parallèlement et vont dans des sens opposés.



**Figure I.7 :** Echangeur à contre-courant

- Echangeur à courants croisés : les deux fluides sont positionnés perpendiculairement [9]. Les échangeurs à courants croisés sont plus compacts et plus efficace pour un même volume donné.



**Figure I.8 :** Echangeur à courants croisés

### **d. Selon la surface d'échange :**

Il existe plusieurs configurations industrielles des échangeurs de chaleur. Néanmoins, on peut distinguer deux grandes familles : les échangeurs tubulaires et les échangeurs à plaques. Seuls les échangeurs tubulaires et multitubulaires sont présentés dans ce qui suit :

#### ➤ **Echangeurs double-tube :**

Ces échangeurs sont constitués par des éléments rectilignes de deux tubes concentriques, raccordés à chaque extrémité par des coudes et des boîtes de jonction. Tous les éléments de l'appareil sont assemblés par raccords qui permettent un démontage rapide en vue du nettoyage ou du remplacement des tubes. L'expansion thermique entre tubes intérieur et extérieur s'effectue au travers de presse-étoupes. L'ensemble est monté sur un bâti parallélépipédique transportable. Les tubes utilisés sont généralement en acier, les longueurs effectives utilisées, sont 12, 15 ou 20 feet.

Ces appareils sont intéressants pour les facilités qu'ils offrent au point de vue démontage et transformation. Ils réalisent un contre-courant pur qui se traduit par un bon rendement. Par contre, ils présentent les inconvénients suivant :

- Risques de fuite aux raccords ;
- Flexion du tube intérieur si la longueur est importante ;
- Surface de transfert très faible pour le volume globale de l'appareil par suite du rayon Minimal des coudes qui limite le rapprochement des tubes.

## CHAPITRE I : PARTIE THEORIQUE

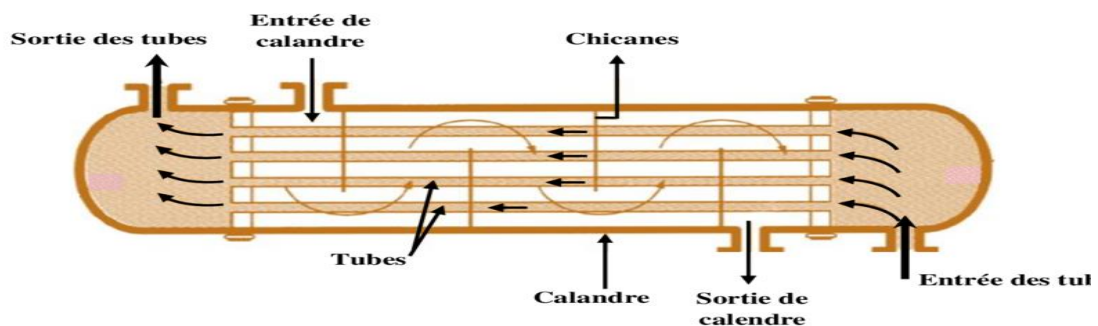
Les plus grandes surfaces réalisées sont d'environ 15 m<sup>2</sup>. L'utilisation de ces appareils est donc restreinte et limitée aux produits sales, très chauds, et de faible débit.



**Figure I.9 :** Echangeur à double tube

### ➤ Echangeur à faisceau tubulaire et calandre :

Ce type d'échangeurs est de loin le plus répandu dans les unités de transformations des industries chimiques et pétrochimiques. Un faisceau de tubes est situé à l'intérieur d'une calandre dans laquelle circule le deuxième fluide. Cette conception se retrouve également dans les condenseurs, les rebouilleurs et les fours multitubulaires. Le faisceau est monté en deux plaques en communication avec des boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau en plusieurs passes. Le faisceau muni de chicanes est logé dans une calandre possédant des tubulures d'entrée et de sortie pour le deuxième fluide circulant à l'extérieur des tubes du faisceau selon un chemin imposé par les chicanes [10].

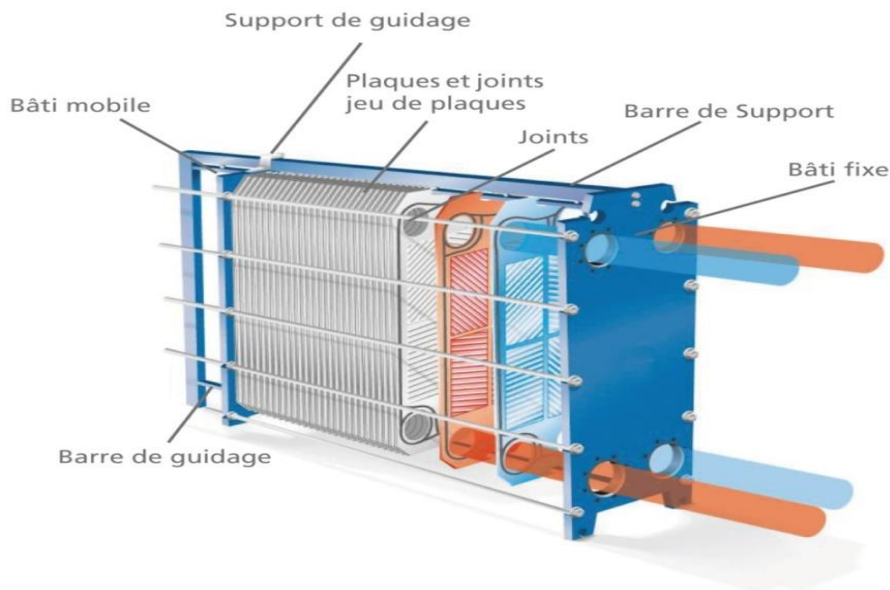


**Figure I.10 :** Echangeur à faisceau tubulaire et calandre

## CHAPITRE I : PARTIE THEORIQUE

### ➤ Les échangeurs à plaques :

Ces échangeurs sont performants et compacts. Grâce à un meilleur coefficient de transfert, leur surface d'échange, pour une même quantité de chaleur échangée est beaucoup plus faible que celle d'un échangeur tubulaire conventionnel ; par ailleurs. Le faible espacement entre les plaques convient mieux aux fluides peu encrassant (dimensions des particules inférieurs a 1 mm) et peu visqueux ( $\eta < 20$  P.S.).

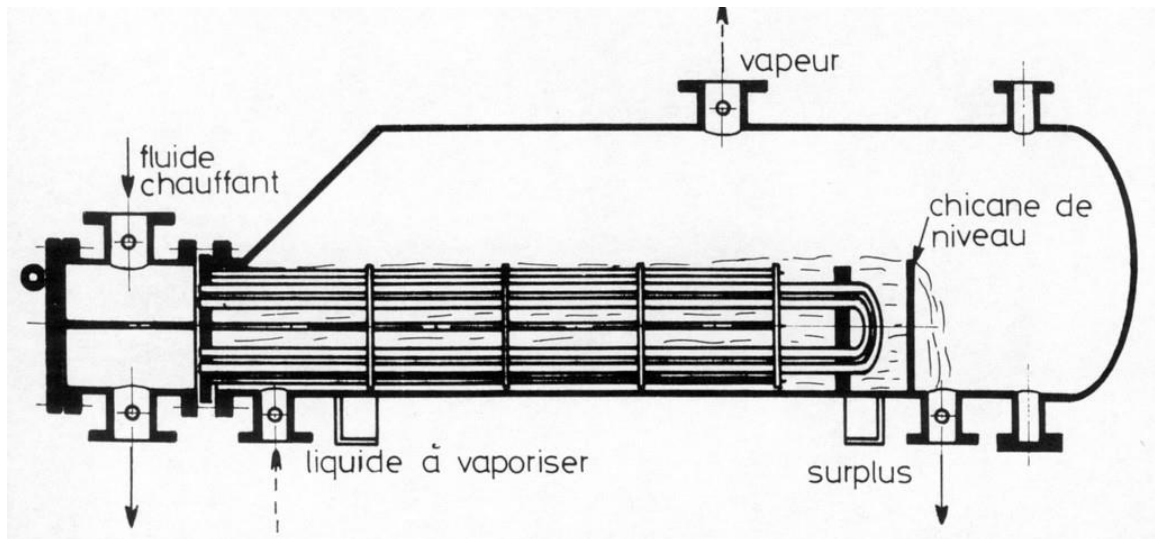


**Figure I.11** : Echangeur à plaque

### ➤ Echangeur type Kettle :

Cet appareil est utilisé quand il s'agit de vaporiser partiellement un liquide, il est conçu pour assurer la séparation des deux phases. Le liquide à vaporiser vient baigner le faisceau tubulaire à l'intérieur duquel circule le fluide chaud. Un déversoir maintient le niveau liquide juste au-dessus du faisceau. La calandre est d'un diamètre nettement supérieur à celui du faisceau, ce qui aménage une zone de désengagement de la vapeur et permet d'éviter les entraînements de liquide.





**Figure I.12** : Echangeur type Kettle

### II.5.4. Critère de choix d'un échangeur

Pour une application thermique spécifique, le choix du type d'échangeur de chaleur et de sa conception dépend de nombreux facteurs plus ou moins interdépendants. Les éléments de choix sont basés essentiellement sur les considérations suivantes [10]:

- La puissance thermique ;
- Les conditions de fonctionnement;
- Le niveau thermique des parois;
- Les pertes de pression ;
- Les conditions de tenue mécanique;
- Les conditions de maintenance;
- Le prix de l'échangeur.

### CHAPITRE II : DIMENSIONNEMENT D'UN NOUVEL ECHANGEUR ET MODELISATION

#### II.1. INTRODUCTION

La production des huiles lubrifiantes nécessite une succession d'opérations à commencer par la distillation sous vide. Cette dernière est réalisée à l'unité 100 dans la zone 5 de la raffinerie d'Arzew. Depuis quelques années, l'unité 100 est confrontée à un problème d'absence de VGO en tête de colonne. Cette observation a été confirmée par la température de sortie qui ne descend pas en dessous de 148°C. Or, la présence de VGO est conditionnée par une température de 100°C.

L'unité de distillation sous vide U100 est conçue pour traiter 1356T/jour de brut réduit atmosphérique (BRA) provenant de la zone 4 et préparer les 3 distillats (SPO, SAE10, SAE30) qui seront transformés en huile de base en plus du gas-oil, SlopCut léger et lourd et un résidu sous vide. Actuellement, le rendement du four est bas par rapport à celui du design. Ceci est dû à une baisse de température de la charge à l'entrée du four par rapport au design (245°C au lieu de 280 °C). Cette diminution de la température est, probablement, causée par une perte de chauffe au niveau de la batterie d'échange et spécialement au niveau des échangeurs:

➤ **E101**, concernant cet échangeur, il a été constaté un faible débit de circulation de reflux par rapport au design. Vu l'importance de la quantité de gasoil destinée au marché national, les responsables de la raffinerie ont décidé d'augmenter le rendement de ce dernier à partir de la colonne de la distillation atmosphérique de la zone 4. Ce qui influe sur la quantité de gasoil qui reste dans le BRA qui est destiné à la colonne de distillation sous vide C101. Cet effet cause la diminution de débit de reflux principal de la colonne qui doit être chauffé au niveau de l'échangeur E101. Mais l'échange ne s'effectue pas correctement car la charge reçue par le E101 est faible, ce qui a entraîné une diminution des performances de cet échangeur.

➤ **E103**, cet échangeur utilise du SlopCut lourd comme fluide caloporteur. Compte tenu de l'importance des quantités des huiles de base SAE10 et SAE30 utilisées pour la fabrication des différents grades d'huiles finies et dans le but d'optimiser et d'augmenter le rendement de ces dernières à partir de la colonne de distillation, les SlopCut léger et lourd ne sont plus soutirés. Cela augmente la quantité du distillat SAE10 par débordement du SlopCut léger et de même la quantité du distillat SAE30 par débordement du Slop Cut lourd. En conséquence:

## CHAPITRE II : DIMENSIONNEMENT D'UN NOUVEL ECHANGEUR

- Pour compenser ce déficit en chauffe, les opérateurs de la raffinerie ont augmenté le chauffage dans le four en travaillant avec un débit de gaz combustible supplémentaire. Cette démarche cause non seulement un problème d'outrage de la température tolérable de la paroi des tubes qui peut être à l'origine des problèmes de fluage et de déformation du faisceau, mais aussi un préjudice financier et environnemental. En effet, tant le gaz est coûteux d'une part, d'autre part, il y a une génération d'une pollution environnementale supplémentaire.

- Une augmentation de dépôt de coke à l'intérieur des tubes du four, réduit le transfert de chaleur et provoque la fissuration des tubes, et par conséquent augmente les coûts de maintenance. La figure II.1 représente le principe du procédé de distillation sous vide, Les paramètres de service au niveau de la colonne C101 sont regroupés dans le tableau I.1.

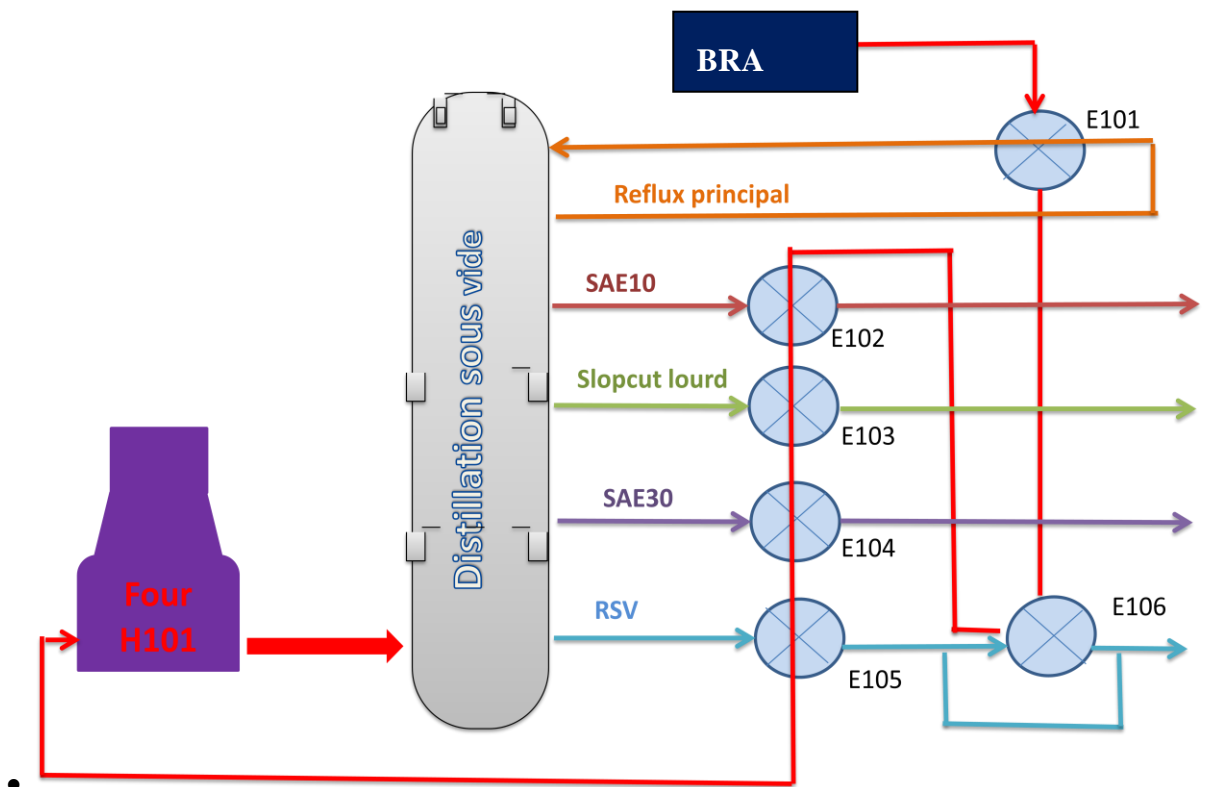


Figure II.1 : Procédé de distillation sous vide

**Tableau II.1** : Paramètres de service pour le cas réel et le design

Produit	Cas design		Cas réel	
	Débit (t/h)	Rendement %	Débit (t/h)	Rendement %
Charge BRA	56,5	-	40,8	-
Gasoil	9,04	16	0,81	1,98
Distillat SPO	2,6	4,60	2,02	4,95
Slopcut léger	6,71	11,87	0	0
Distillat SAE10	6,46	11,43	8,73	21,39
Slopcut lourd	4,01	7,08	0	0
Distillat SAE30	11,75	20,80	13,06	32
RSV	15,92	28,17	14,78	39,10

D'après les données du tableau, nous remarquons que l'échangeur E103 ne fonctionne plus, puisqu'il n'y a pas de débit ni de Slopcut léger ni Slopcut lourd le rendement est nul.

Pour remédier à ce problème, nous avons proposé de dimensionner un nouveau échangeur à la place de l'échangeur E103 qui utilise l'huile de base SAE 10 comme un fluide caloporteur dans le but d'augmenter la température du BRA à l'entrée du four et déchargerle four H101.

A cet effet, nous allons tester l'efficacité de la batterie qui est constituée des échangeurs E101, E102, E103, E104, E105 et E106. Nous proposerons, par la suite, le remplacement de l'échangeur défaillant, c'est-à-dire l'E103.

## II.2. CALCUL DE L'EFFICACITE DE BATTERIE D'ECHANGE DE CHALEUR

### II.2.1. Introduction

Afin de déterminer l'efficacité d'un échangeur, il faut comparer l'échange qu'il permet entre les deux fluides et l'échange qu'il permettrait entre eux s'il était parfait, c'est-à-dire :

- sans perte, ayant donc un rendement d'échange égal à 1;
- à contre courant, c'est la disposition géométrique la plus performante ;
- avec des fluides qui auraient des débits calorifiques différents;
- à surface infinie.

Un échangeur est souvent dimensionné pour avoir une efficacité comprise entre 0,5 et 0,6.

L'efficacité n'est pas un rendement. Un rendement énergétique met en rapport la puissance utile à la puissance fournie pour l'obtenir. C'est donc un paramètre qui caractérise les pertes inhérentes à l'imperfection de l'échangeur lors de la transmission de chaleur. Il s'agit dans la pratique d'un échangeur peu ou mal isolé. En revanche, l'efficacité est la mesure de la puissance d'un échangeur par rapport à ce que pourrait transmettre s'il était à contre-courant et infiniment grand.

### II.2.2. Calcul de la quantité de chaleur échangée

✓ **Le bilan thermique [11]:**

La quantité de chaleur perdue par le fluide chaud = La quantité de chaleur gagnée par le fluide froid.

$$Q = \text{débit} \times Cp(T_{\text{sortie}} - T_{\text{entrée}}) \quad (\text{II.1})$$

La chaleur spécifique des fractions pétrolières liquides est donnée par :

$$Cp = 4,18(0,35 + 0,055 \times kw)(0,3065 - 0,16734 \times d) + T(1,467 \times 10^{-3} - 5,508 \times 10^{-4} \times d) \quad [12]$$

*Cp en kJ/kg K*

*kw*: Facteur de caractérisation de Watson ; *kw* = 11,8

*d*: Densité de BRA ; *d* = 0,905

*T*: Température de produit en K

### II.2.3. Calcul de la chaleur spécifique, cas réel

➤ **Echangeur E101 :**

$$Cp = 4,18 \times (0,35 + 0,055 \times 11,8) \times (0,3065 - 0,16734 \times 0,9083) + 356 \times (1,467 \times 10^{-3} - 5,508 \times 10^{-4} \times 0,9083)$$

$$Cp = 0,9892 \text{ kJ/kg K}$$

### II.2.4. Calcul de la quantité de chaleur échangée, cas design et cas réel

➤ **Echangeur E101:**

$$Q = \text{débit} \times Cp(T_{\text{sortie}} - T_{\text{entrée}}) \quad (\text{II.2})$$

### II.2.4.1. Détermination de coefficient d'échange global U

Le coefficient global d'échange moyen U d'un équipement (kcal/hm<sup>2</sup>°C) exprime la capacité de l'équipement à échanger de la chaleur par unité de surface d'échange et par écart de 1°C entre le fluide chaud et le fluide froid.

L'efficacité d'un échangeur peut varier en fonction:

- de S, la surface de contact entre les deux fluides, en mètre carré (m<sup>2</sup>)
- de U, le coefficient de transfert thermique, en watts par mètre carré Kelvin (W / m<sup>2</sup> K)
- de ΔT<sub>m</sub>, l'écart de température moyen entre les deux fluides, en Kelvin (K) ou en degré Celsius (°C).

Il est alors possible de calculer la puissance échangée entre les 2 fluides à partir de ces caractéristiques :

$$P = U \times S \times \Delta T_m \quad (\text{II.3})$$

La quantité de chaleur échangée est :

$$Q = U \times S \times \Delta T_{cor} \quad (\text{II.4})$$

$$\Delta T_{cor} = F \times DTLM \quad (\text{II.5})$$

F: facteur de correction

Ce facteur correctif dépend de la géométrie de l'échangeur mais aussi du profil de température. Celui-ci est représenté par deux facteurs généralement nommés R et P dont les définitions sont les suivantes:

R correspond au rapport des débits de capacité calorifiques (M.C<sub>p</sub>) des deux fluides ou encore au rapport des changements de température de chaque fluide; il peut varier de 0 à +∞.

P correspond à une efficacité thermique de l'échangeur; si l'un des fluides sort de l'échangeur à la température d'entrée de l'autre fluide, l'échange maximum possible est atteint: P=1.

Les Paramètres R et P pour la correction du DTLM sont regroupés dans l'annexe A.

$$\text{Le rapport calorifique ou le rendement : } R = \frac{(T_e - T_s)}{(t_s - t_e)} \text{ et } P = \frac{(T_e - T_s)}{(T_e - t_e)} \quad (\text{II.6})$$

## CHAPITRE II : DIMENSIONNEMENT D'UN NOUVEL ECHANGEUR

### II.2.4.2. Calcul de DTLM en contre-courant

Dans un échangeur à contre-courant la température de sortie d'un fluide peut tendre vers la température d'entrée de l'autre fluide. Cette configuration permet le transfert thermique maximum.

$$DTLM = \frac{(T_e - t_s) - (T_s - t_e)}{\ln \frac{(T_e - t_s)}{(T_s - t_e)}} \quad (II.7)$$

avec:

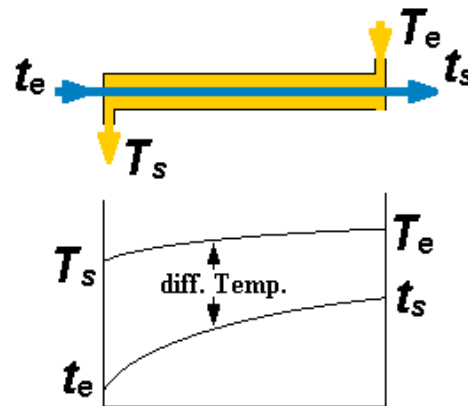
$T_e, T_s$ : températures entrée/sortie côté chaud

$t_e, t_s$ : températures entrée/sortie côté froid

DTLM: différence de température

logarithmique moyenne entre le fluide

chauffant et le fluide chauffé (°C)



### II.2.4.3. Différence de température correcte $\Delta T_{cor}$

$$\Delta T_{cor} = F \times DTLM. \quad (II.8)$$

➤ **Coefficient d'échange U :**

$$Q = U \times S \times \Delta T_{cor} \quad (II.9)$$

$$U = \frac{Q}{S \times \Delta T_{cor}} \quad (II.10)$$

A débits égaux et fluides identiques, l'efficacité (E) est déterminée par mesure de températures.

$$L'efficacité de l'échangeur : E = \frac{(T_e - T_s)}{(T_e - t_e)} \quad (II.11)$$

Ce paramètre a été calculé pour les 6 échangeurs en considérant le débit de BRA égal à 40,8 T/h et la densité égale à 0,905 et 0,9083, respectivement pour le cas design et réel. Les résultats obtenus sont regroupés dans les tableaux II.2 -13.

## CHAPITRE II : DIMENSIONNEMENT D'UN NOUVEL ECHANGEUR

- E101A/B :**

**Tableau II.2 :** Différence de température correcte, côté tube et calandre

Température	T <sub>1</sub> entrée	Côté tube : reflux principal		Côté calandre : BRA	
		Design	Réel	Design	Réel
		243	208	50	83
	T <sub>2</sub> sortie	160	154	217	154

**Tableau II.3:** Paramètres calculés pour l'échangeur E101

<b>E101A/B (S=279 m<sup>2</sup>×2)</b>	Design	Réel
Chaleur spécifique (kJ/kg K)	0,9612	0,9892
Chaleur échangée (kJ/h)	6549232,32	2865514,5
DTLM (°C)	58,24	60,24
F	0,38	0,82
ΔT correct (°C)	22,34	49,39
Coeff d'échange U (kJ/m <sup>2</sup> °C)	727,2639	207,95

- Echangeur E102:**

**Tableau II.4 :** Température d'entrée et de sortie des fluides dans l'échangeur, côté tube et calandre

		côté tube : SAE10		côté calandre: BRA	
		Design	Réel	Design	Réel
température (°C)	T <sub>1</sub> entrée	294	247	232	239
	T <sub>2</sub> sortie	254	190	154	184

**Tableau II.5:** Paramètres calculés pour l'échangeur E102

<b>E102(S=90,8 m<sup>2</sup>)</b>	Calcul design	Calcul réel
Chaleur spécifique en kJ/kg K	1,1123	1,0578
Chaleur échange kJ/h	317672,88	1424221,92
DTLM (°C)	36,01	47,05
F	0,42	0,78
ΔT correct (°C)	15,29	36,69
coeff d'échange U (kJ/m <sup>2</sup> °C)	181,01	427,50



## CHAPITRE II : DIMENSIONNEMENT D'UN NOUVEL ECHANGEUR

- **Echangeur E103 :**

**Tableau II.6:** Différence de température côté tube et calandre

Température (°C)		côté tube : Slop cut lourd		côté calandre : BRA	
		Design	Réel	Design	Réel
	T <sub>1entrée</sub>	324	269	237	187
T <sub>2sortie</sub>	259	241	242	189	

**Tableau II.7:** Paramètres calculés pour l'échangeur E103

E103 (S=20,4 m <sup>2</sup> )	Calcul design	Calcul réel
chaleur spécifique en kJ/kg K	1,423	1,0897
chaleur échange kJ/h	290292	8891952
DTLM (°C)	45,60	66,15
F	0,39	0,97
ΔT correct (°C)	17,94	64,16
coeff d'échange U (kJ/m <sup>2</sup> °C)	881,77	160,07

- **Echangeur E104**

**Tableau II.8 :** Différence de température côté tube et calandre pour l'échangeur E104

		côté tube : SAE30		côté calandre: BRA	
		Design	Réel	Design	Réel
température (°C)	T <sub>1entrée</sub>	335	315	242	189
	T <sub>2sortie</sub>	264	224	258	222

**Tableau II.9:** Paramètres calculés pour l'échangeur E104

E104 (S=73m <sup>2</sup> )	calcul design	calcul réel
chaleur spécifique (kJ/kg K)	1,1472	1,0917
chaleur échange kJ/h	748892,16	1469864,88
DTLM (°C)	43,90	59,35
F	0,93	0,83
ΔT correct (°C)	17,48	49,26
coeff d'échange U (kJ/m <sup>2</sup> °C)	812,55	408,75

## CHAPITRE II : DIMENSIONNEMENT D'UN NOUVEL ECHANGEUR

- **Echangeur E105 :**

**Tableau II.10:** Différence de température côté tube et calandre pour l'échangeur E105

température (°C)		côté tube : RSV		côté calandre: BRA	
		Design	Réel	Design	Réel
	T <sub>1entrée</sub>	357	357	258	222
T <sub>2sortie</sub>	282	242	280	245	

**Tableau II.11 :** Paramètres calculés pour l'échangeur E105

<b>E105 (S=51,7×2m<sup>2</sup>)</b>	calcul design	calcul réel
chaleur spécifique (kJ/kg K)	1,1626	1,1236
chaleur échange kJ/h	1043549,76	1054386,24
DTLM (°C)	45,46	53,4
F	0,40	0,85
ΔT correct (°C)	18,41	45,39
coeff d'échange U (kJ/m <sup>2</sup> °C)	759,11	449,31

- **Echangeur E106 :**

**Tableau II.12 :** Différence de température côtés tube et calandre pour l'échangeur E106

température (°C)		côté tube : BRA		côté calandre: RSV	
		Design	Réel	Design	Réel
	T <sub>1entrée</sub>	217	158	282	242
T <sub>2sortie</sub>	232	177	239	196	

**Tableau II.13 :** Paramètres calculés pour l'échangeur E106

<b>E106(S=44×2m<sup>2</sup>)</b>	calcul design	calcul réel
Chaleur spécifique en kj/kg.k	1,1229	1,0617
Chaleur échange kj/hr	687214,8	823029,84
DTLM en °C	35,10	50,29
F	0,43	0,96
ΔT correct en °C	14,47	48,27
coeff d'échange U en kj/m <sup>2</sup> .c	733,46	38751

## CHAPITRE II : DIMENSIONNEMENT D'UN NOUVEL ECHANGEUR

### II.2.5. Interprétation des résultats

L'efficacité thermique de l'échange pour les six échangeurs est calculée selon la formule(II.11). Les valeurs obtenues sont regroupées dans le tableau II.14.

**Tableau II.14:** Efficacité des différents échangeurs pour le cas réel et design.

Echangeur	U Design (kJ/m <sup>2</sup> °C)	U Réel (kJ/m <sup>2</sup> °C)	Efficacité
E101A/B	727,2639	207,95	0,58
E102	181,01	427,50	0,35
E103	881,77	160,07	0,024
E104	812,55	408,75	0,26
E105	759,11	449,31	0,17
E106A/B	733,46	387,51	0,23

D'après les résultats obtenus et en les comparant avec ceux du design pour un taux de charge égal à 100% ; l'efficacité thermique de l'échangeur E103 est de 0,024. Ceci montre qu'il y a un faible transfert de chaleur. Cette observation est confirmée par la valeur de coefficient de transfert global U qui est égale à 160,07 kJ/m<sup>2</sup> °C. Cette valeur est en dessous de l'intervalle admis (500 - 1000 kJ/m<sup>2</sup> °C) pour un bon échangeur. Une valeur élevée de U indique un échangeur efficace capable de transférer des grandes quantités de chaleur

A l'exception de l'échangeur E101, toutes les valeurs de l'efficacité des autres échangeurs sont inférieure à la valeur limite qui est de 0,5.

## II.4. DIMENSIONNEMENT D'UN NOUVEL ECHANGEUR

### II.4.1. Introduction

L'échangeur choisi est de type faisceau tubulaire et calandre 1-2. Les échangeurs de chaleur à tubes sont des modèles anciens, mais largement utilisés dans l'industrie. Il s'agit de tubes dans lesquels circule un premier fluide. Ces tubes sont enveloppés dans une calandre qui contient un second fluide. Ce type d'échangeur peut être de très grande dimension et supporte des pressions très élevées, et est considéré comme le modèle le plus fiable.

En premier lieu, il convient de décider de l'utilité de l'échangeur, de sa taille, du type de fluides qu'il prendra en charge, de la pression et de la chaleur auxquelles il va être soumis. En effet, les performances thermiques d'un échangeur dépendent de plusieurs facteurs,

## CHAPITRE II : DIMENSIONNEMENT D'UN NOUVEL ECHANGEUR

notamment la conception de l'échangeur, les propriétés thermiques des fluides, les débits des fluides, les températures d'entrée et de sortie des fluides, le sens d'écoulement des liquides, la surface d'échange de chaleur et les coefficients de transfert de chaleur (coefficient d'échange thermique). Il est donc crucial de connaître tous ces paramètres afin de concevoir l'échangeur de chaleur le plus adapté.

En général, le dimensionnement d'un échangeur repose principalement sur un calcul de bilan thermique en tenant compte des pertes de charges, il est basé sur la méthode de Kern [13].

La puissance  $P$  d'un échangeur peut s'écrire comme suit:

$$P = K \times S \times \Delta T_m \quad (\text{II.12})$$

$K$  : coefficient de transmission thermique surfacique moyen;

$S$ : surface d'échange;

$\Delta T_m$ : écart de température moyen entre les deux fluides.

Le tableau II.15 regroupe les données nécessaires au calcul de la quantité de chaleur.

**Tableau II.15** : Caractéristiques des fluides chaud et froid

Propriété du fluide	Côté calandre Fluide chaud	Côté tube Fluide froid
Nature de fluide	Huile de basse SAE10	Brut Réduit Atmosphérique
Température d'entrée $T_e$ (°C)	300	187
Température de sortie $T_s$ (°C)	261	227
Capacité calorifique $C_p$ moy (kJ /kg °C)	1,5662	1,0421
Conductivité thermique $\lambda$ moy (W/m °C)	0,130	0,124
Viscosité dynamique $\mu$ moy (kg /ms)	0,00059	0,0056
Masse volumique (kg/m <sup>3</sup> )	712	920
Débit massique (kg /h)	à déterminer ?	40800
Densité	0,883	0,9083

### II.4.2. Bilan thermique

La quantité de chaleur absorbée par le BRA est calculée en se servant des données du tableau ci-dessus, selon la formule:

$$Q_{abs} = m \times C_{p_{BRA}} \times (t_2 - t_1) \quad (\text{II.13})$$

Avec :

$Q_{abs}$ : Quantité de chaleur absorbée par le BRA.

$m$  : Débit de BRA en kg/h

$t_1$ : Température d'entrée du BRA dans l'échangeur (°C)

$t_2$ : Température de sortie du BRA (°C)

$$Q = \left(\frac{40800}{3600}\right) \times 1,0421 \times (227 - 187) = 427,41$$

$$Q_{abs} = 427,41 \text{ kW}$$

#### 1- Débit d'huile caloporteur:

$$Q = M \times C_{ph} \times (T_1 - T_2) \quad (\text{II.14})$$

Avec :

$M$  : Débit de HB SAE10.

$T_1$  : Température d'entrée du HB SAE10.

$T_2$  : Température de sortie du HB SAE10.

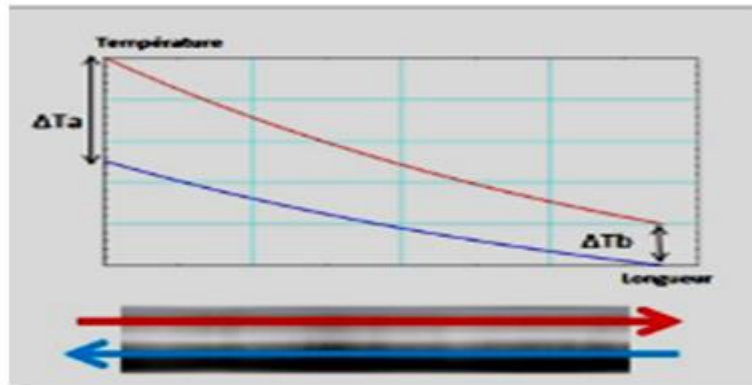
On a :

$$M = \frac{Q}{C_{ph} \times (T_1 - T_2)} = \frac{427,41}{1,5662 \times (300 - 261)} = 7,73$$

$$M = 7,73 \text{ kg/s} = 27828 \text{ kg/h}$$

#### 2- Différence de température DTLM :

L'écoulement à contre courant est représenté comme suit:



**Figure II.2 : Configuration à contre -courant**

$$DTLM_{cc} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (II.15)$$

Telle que :  $\Delta T_1 = T_1 - t_2 = 300 - 227 = 73 \Rightarrow \Delta T_1 = 73 \text{ }^\circ\text{C}$

$\Delta T_2 = T_2 - t_1 = 261 - 187 = 74 \Rightarrow \Delta T_2 = 74 \text{ }^\circ\text{C}$

$DTLM = 73,49 \text{ }^\circ\text{C}$

Dans le cas d'un échangeur plus complexe (échangeurs tubulaire tube et calandre), on modifie le résultat de DTLM en introduisant un facteur  $F$ , qui dépend de la géométrie de l'échangeur de chaleur et les températures d'entrée et de sortie des flux de fluide chaud et froid.

$$DTLM_{corrigé} = F \times DTLM \quad (II.16)$$

Où  $F$ : facteur de correction déterminé graphiquement à partir de  $R$  et  $E$  (voir l'annexe A).

Avec : Le rapport calorifique :  $R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$

$R = \frac{300 - 261}{227 - 187} = 0,97$

$R = 0,97$

Le rendement thermique de l'échangeur :  $E = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$

$E = \frac{227 - 187}{300 - 187} = 0,35$

$E = 0,35$

Donc,  $F = 0,97$  (voir l'annexe A)

$$DTLM_{\text{corrigé}} = 0,97 \times 73,49 = 71,28$$

$$DTLM_{\text{corrigé}} = 71,28 \text{ } ^\circ\text{C}$$

### II.4.3. Conclusion

Selon la littérature, lorsque le coefficient de correction F est supérieure à 0,8 ; Il n'y aura pas un croisement de température. Nous déduisons que les résultats trouvés ne sont pas satisfaisants. L'échangeur proposé de type 1-2 n'est pas conforme. Nous proposons donc l'installation d'un échangeur de type 1-4 (une passe côté calandre et quatre passes côté tube).

### II.4.4. Choix de la géométrie de l'appareil

Le nouvel échangeur doit chauffer la charge sortante de l'échangeur E102 à une température de 187 °C jusqu'à 227 °C par une circulation à contre- courant avec l'huile chaude.

#### ❖ Choix du matériau à utiliser :

Puisque nous allons travailler dans un intervalle de température compris entre  $0 < T < 400$  et les deux fluides en question sont moyennement corrosifs, le matériau à utiliser est en acier (au carbone).

#### ❖ Coix de la valeur initiale de coefficient d'échange :

Selon la nature des fluides mis en service (voir annexe B) :

$U'_S = 170 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} = 219 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Cette valeur se trouve dans un domaine compris entre 50 et 200  $\text{kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ , correspondant aux hydrocarbures lourds.

#### ❖ Calcul de l'air d'échange nécessaire au transfert :

$$A_S = \frac{Q_{abs}}{U'_S \times DTLM_{\text{corrigé}}} \quad (\text{II.15})$$

$$A_S = \frac{472410}{219 \times 71,28} = 30,26$$

$$A_S = 30,26 \text{ m}^2$$

#### ❖ Choix de la longueur de l'échangeur:

Les longueurs des tubes, normalisées les plus utilisées industriellement sont : 8 - 12 - 16 - 20 ft. Sachant qu'1 ft = 0,3048 m, notre choix s'est porté sur 16 ft qui correspond à une longueur  $l = 4,877 \text{ m}$ .

❖ **Choix de l'emplacement des fluides :**

Comme le brut réduit est le fluide le plus sal par rapport à l'huile de base SAE10, cette dernière passe côté calandre et le BRA passe côté tube. De plus le débit de l'huile caloporteuse est supérieur à celui de BRA.

**II.4.5. Caractéristiques des tubes**

- *Choix des diamètres extérieur, intérieur des tubes et leurs pas P :*

La disposition des tubes des échangeurs utilisés dans l'industrie de raffinage est en carré normal (pas carré), c'est-à-dire les axes des tubes sont situés aux sommets d'un carré. Les caractéristiques des tubes regroupées dans le tableau II. 15 ont été choisies en se servant des annexes C et D, avec un calibre BWG de **14** (Birmingham Wire Gage). Birmingham Wire Gauge est un calibre dimensionnel pour le fil, il spécifie également l'épaisseur de la paroi ou le diamètre du tube en acier, les numéros de calibre vont de 1 à 30, chaque numéro représente une valeur pour l'épaisseur de la paroi du tube.

**Tableau II.15 :** Caractéristiques du tube

Diamètre extérieur $d_0$ (m)	Diamètre intérieur $d_i$ (m)	Epaisseur (m)	Pas P (m)
0,0213	0,0170	0,0021	0,0266

- **Surface d'échange d'un tube  $a_0$  :**

$$a_0 = \pi \times d_i \times l \tag{II.16}$$

$$a_0 = 3,14 \times 0,017 \times 4,877 = 0,2603$$

$$a_0 = 0,2603 \text{ m}^2$$

- **Estimation du nombre des tubes  $N'_t$  et du diamètre de la calandre :**

$$N'_t = \frac{A'_S}{a_0 \times n_c} \tag{II.17}$$

$$N'_t = \frac{30,26}{0,2603 \times 1} = 116$$

$$N'_t = \mathbf{116 \text{ tubes}}$$

A partir de l'annexe E avec un pas de 0,0266 et un nombre de passes côté tube égal à 4,

On trouve :



$N_t = 308$  et le diamètre de la calandre  $D_C = 0,591 \text{ m}$

**II.4.6. Détermination de coefficient d'échange  $U_S$  de l'appareil**

$$U_S = \frac{U'_S \times N'_t}{N_t} \tag{II.18}$$

$$U_S = \frac{219 \times 116}{308} = 82,48$$

$$U_S = 82,48 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Température calorique :**

$$T_C = T_2 + F_C \times (T_1 - T_2) \tag{II.19}$$

$$t_C = t_1 + F_C \times (t_2 - t_1) \tag{II.20}$$

$$F_C = \frac{DTLM - \Delta T_2}{\Delta T_1 - \Delta T_2} = \frac{73.49 - 74}{73 - 74} = 0,51$$

$$T_C = 261 + 0,51 \times (300 - 261) = 280,59$$

$$T_C = 280,59 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_C = 187 + 0,51 \times (227 - 187) = 207,4$$

$$t_C = 207,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

**II.4.7. Calcul du coefficient de transfert  $U_p$**

- **Calcul du coefficient d'échange de film interne  $h_{i_0}$  et externe  $h_0$**

❖ **Coté tube :**

- **Calcul de section par passe :**

$$a_t = \frac{N_t}{n_t} \times \frac{\pi \times di^2}{4} \tag{II.21}$$

Avec :

$n_t$ : Nombre de passe coté tube

$N_t$  : Nombre des tubes

$di$  : Diamètre intérieur de tube (m)

$$a_t = \frac{308}{4} \times \frac{3,14 \times 0,000289}{4} = 0,017$$

$$a_t = 0,017 \text{ m}^2$$

- **Calcul de la vitesse massique :**

$$G_t = \frac{\dot{m}}{a_t} \quad (\text{II.22})$$

Avec :

$\dot{m}$  : Débit massique fluide froid (kg/h)

$$G_t = \frac{40800}{3600 \times 0,017} = 666,67$$

$$G_t = 666,67 \text{ kg/s m}^2$$

- **Calcul du nombre de Reynolds**

$$Re_t = \frac{G_t \times d_i}{\mu_c} \quad (\text{II.23})$$

Avec :

$\mu_c$ : La viscosité dynamique de fluide (kg/s m)

$$Re_t = \frac{666,67 \times 0,0170}{0,0056} = 2023$$

$Re_t > 2000$  donc, il s'agit d'un régime transitoire

L'annexe (F) représente l'évolution de  $J_h = f(Re_t, f)$

Avec :

$$L = l \times n_t \quad (\text{II.24})$$

$$L = 4,77 \times 4$$

$$\frac{L}{d_i} = \frac{4,877 \times 4}{0,0170} = 1150$$

On trouve  $j_h = 5F = 0,0025$

#### II.4.8. Détermination de coefficient d'échange de film interne $\frac{hi_0}{\theta_t}$

$$\frac{h_i}{\phi_t} = j_h \times \left( \frac{Cp \times \mu}{\lambda} \right)^{1/3} \quad (\text{II.25})$$

$$\frac{h_i}{\phi_t} = 5 \times \frac{0,124}{0,017} \times \left( \frac{1042,1 \times 0,0056}{0,124} \right)^{1/3} = 131,67$$

$$\frac{h_i}{\phi_t} = 131,67 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\frac{hi_0}{\theta_t} = \left( \frac{h_i}{\phi_t} \right) \times \frac{d_i}{d_0} \quad (\text{II.26})$$

$$\frac{hi_0}{\theta_t} = 131,67 \times \frac{0,017}{0,0213} = 105,09$$

$$\frac{hi_0}{\theta_t} = 105,09 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

❖ **Côté calandre**

- **Calcul de section par calandre :**

$$a_{cT} = \frac{D_c}{P} \times (P - d_0) \times B \quad (\text{II.27})$$

$$\text{Avec : } B = \frac{D_c}{2} \quad (\text{II.28})$$

$$a_{cT} = \frac{0,591}{0,0266} \times (0,0266 - 0,0213) \times \frac{0,591}{2} = 0,03$$

$$a_{cT} = 0,03 \text{ m}^2$$

- **Calcul de la vitesse massique transversale de fluide chaud :**

$$G_{cT} = \frac{\dot{M}}{a_{cT}} \quad (\text{II.29})$$

$$G_{cT} = \frac{7,73}{0,03} = 257,66$$

$$G_{cT} = 257,66 \text{ kg/s m}^2$$

- **Calcul de diamètres équivalent :**

$$D_e = \frac{4 \times P^2}{\pi \times d_0} - d_0 \quad (\text{II.30})$$

$$D_e = \frac{4 \times (0,0266)^2}{3,14 \times 0,0213} - 0,0213 = 0,021$$

$$D_e = 0,021$$

- **Calcul du nombre de Reynolds :**

$$Re_c = \frac{D_e \times G_{cT}}{\mu_h} \quad (\text{II.31})$$

$$Re_c = \frac{0,021 \times 257,66}{0,00059} = 9170,95$$

$$Re_c = 9170,95$$

- Détermination de  $j'_h$  et  $f'$ :

$$\frac{L}{d_i} = 1150$$

$$j'_h = 24 \quad f' = 0,025$$

- Détermination du coefficient d'échange de film externe  $\frac{h_0}{\phi_c}$  :

$$\frac{h_0}{\phi_c} = j'_h \times \frac{\lambda'}{D_e} \times \left(\frac{Cp' * \mu'}{\lambda'}\right)^{1/3} \quad (\text{II.32})$$

$$\frac{h_0}{\phi_c} = 24 \times \frac{0,130}{0,021} \left(\frac{1,5662 \times 10^3 \times 0,00059}{0,130}\right)^{1/3} = 285,6$$

$$\frac{h_0}{\phi_c} = 285,66 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

- Calcul de la température des tubes :

$$t_t = T_c - \frac{\frac{hi_0}{\phi_t}}{\frac{h_0}{\phi_c} + \frac{hi_0}{\phi_t}} (T_c - t_c) \quad (\text{II.33})$$

$$t_t = 280,89 - \frac{105,9}{285,66 + 105,09} \times (280,89 - 207,4) = 261,01$$

$$t_t = 261,01 \text{ °C}$$

- Calcul de  $\phi_c$  et de  $\phi_t$  :

- Détermination de  $\mu'_t$  à  $t'_t$  : pour l'huile de base SAE10 :

$$\mu'_t = 0,006 \times e^{-0,00826 \times T} \quad (\text{II.34})$$

$$\mu'_t = 0,006 \times e^{-0,00826 \times 261,01} = 0,00069$$

$$\mu'_t = 0,00069 \text{ kg/m s}$$

Pour des valeurs de  $Re > 2100$  (régime turbulent)

$$\phi_c = \left(\frac{\mu'}{\mu'_t}\right)^{0,14} \quad (\text{II.35})$$

$$\phi_c = \left(\frac{0,00059}{0,00069}\right)^{0,14} = 0,98$$

$$\phi_c = 0,98$$

Donc,

$$h_0 = \left(\frac{h_0}{\phi_c}\right) \times \phi_c \quad (\text{II.36})$$

$$h_0 = 285,66 \times 0,98 = 279,46$$

$$h_0 = 279,46 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

- **Détermination de  $\mu_t$  à  $t_t$ : pour le brut atmosphérique**

$$\mu_t = 142,62 \times 10^{-6} \times \rho_4^T \times e^{-0,019T} \quad (\text{II.37})$$

$$\text{Avec: } \rho_4^T = 913,76 - 0,633 \times T$$

$$\rho_4^T = 913,76 - (0,633 \times 261,01) = 784,5$$

$$\rho_4^T = 784,5 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_t = 142,62 \times 10^{-6} \times 784,5 \times e^{-0,019 \times 261,01} = 0,00074$$

$$\mu_t = 0,00074 \text{ kg/m s}$$

$$\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_t}\right)^{0,14} \quad (\text{II.38})$$

$$\phi_t = \left(\frac{0,0056}{0,00074}\right)^{0,14} = 1,32$$

$$\phi_t = 1,32$$

Donc,

$$hi_0 = \left(\frac{hi_0}{\phi_t}\right) \times \phi_t \quad (\text{II.39})$$

$$hi_0 = 105,9 \times 1,32 = 138,72$$

$$hi_0 = 138,72 \text{ W/m}^2\text{s}$$

#### II.4.9. Calcul du coefficient de transfert propre

$$U_P = \frac{hi_0 \times h_0}{hi_0 + h_0} \quad (\text{II.40})$$

$$U_P = \frac{138,72 \times 279,46}{138,72 + 279,46} = 92,70$$

$$U_P = 92,70 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

- **Calcul de la résistance d'encrassement :**

➤ **Résistance d'encrassement calculée :**

$$R_s \text{ calculée} = \frac{U_p - U_s}{U_p \times U_s} \quad (\text{II.41})$$

$$R_s \text{ calculée} = \frac{92,70-8248}{92,72 \times 82,48} = 0,0013$$

$$R_s \text{ calculée} = 0,0013 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}/W$$

➤ **Résistance d'encrassement admissible :**

$$R_s \text{ admissible} = R_{si0} + R_{s0} = \frac{1}{h_{i0}} + \frac{1}{h_0} \quad (\text{II.42})$$

$$R_s \text{ admissible} = \frac{1}{138,72} + \frac{1}{279,46} = 0,0107$$

$$R_s \text{ admissible} = 0,0107 \text{ m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}/\text{kcal}$$

$$\frac{R_s \text{ admissible} - R_s \text{ calculée}}{R_s \text{ admissible}} \times 100 = \frac{0,0107 - 0,0013}{0,0107} \times 100 = 0,0013$$

#### II.4.10. Calcul des pertes de charge

✓ **Côté tube :**

$$\Delta P_t = \frac{n_c \times n_t \times G_t^2}{1,271 \times 10^5 \times d} \left[ \frac{f_t \times l}{d_i \times \phi_t} + 2 \right] \quad (\text{II.43})$$

$$\Delta P_t = \frac{1 \times 4 \times (666,67 \times 3600)^2}{1,271 \times 10^{15} \times 0,9083} \left[ \frac{0,0025 \times 4,877}{0,0170 \times 1,32} + 2 \right]$$

$$\Delta P_t = 0,05 \text{ kg}/\text{cm}^2$$

✓ **Côté calandre :**

$$\Delta P_c = \frac{n_c \times f_{cT} \times G_{cT}^2 \times (N_c + 1) \times D_c}{1,271 \times 10^5 \times d' \times D_e \times \phi_c} \quad (\text{II.44})$$

Avec :

Le nombre de chicane  $N_c = \frac{l}{B}$

$$N_c = \frac{4,877}{0,2955} = 16,50 \quad (\text{II.45})$$

$$\Delta P_c = \frac{1 \times 0,025 \times (257,66 \times 3600)^2 \times (16,50 + 1)^2 \times 0,591}{1,271 \times 10^5 \times 0,883 \times 0,021 \times 0,98} = 0,168$$

$$\Delta P_c = 0,168 \text{ kg}/\text{cm}^2$$

A partir du calcul de la surface d'échange, on peut déterminer les dimensions de l'échangeur à placer. Les résultats obtenus sont illustrés dans le tableau II.16.

**Tableau II. 16:** Paramètres de dimensionnement du nouvel échangeur

Paramètre	Valeur
Nombre des tubes	308
Diamètre extérieur (m)	0,0213
Diamètre intérieur (m)	0,0170
Epaisseur (m)	0,0021
Longueur (m)	4,877
Pas (m)	0,0266
Espacement entre chicane (m)	0,2955
Surface (m <sup>2</sup> )	30,26
Diamètre de calandre (m)	0,591
$\Delta P_t$ (kg/cm)	0,05
$\Delta P_c$ (kg/cm)	0,168

D'après les données du tableau, le dimensionnement a abouti à de bons résultats, les valeurs des pertes sont faibles. La valeur de surface trouvée de 30,26 m<sup>2</sup> est supérieure à celle de l'échangeur actuel. Les valeurs des diamètres intérieur et extérieur ainsi que l'épaisseur se trouvent dans la tranche des valeurs standards de dimensionnement des échangeurs tubulaires [14]. Par ailleurs, la nouvelle valeur de l'efficacité obtenue est de 0,53, confirmant ainsi le bon fonctionnement du nouveau échangeur.

## II.5. MODELISATION DE LA COLONNE C101

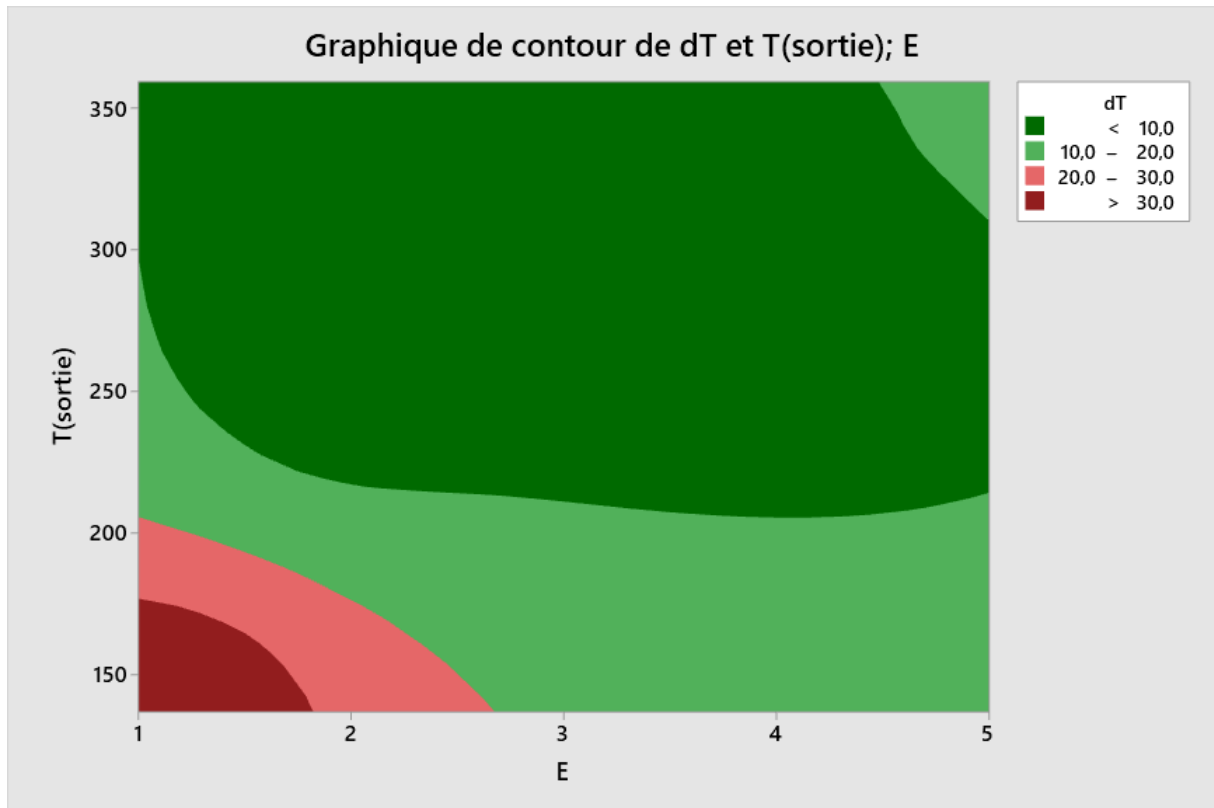
### II.5.1. Introduction

La modélisation consiste à mettre au point un ensemble de paramètres ou de règles pour décrire un phénomène de façon reproductible et simulable. Le but de ce travail est de déterminer l'importance de la température dans la colonne de distillation et son influence sur les différents distillats. Les paramètres considérés sont : les températures de soutirage (sortie) des distillats VGO, SPO, SAE10, SAE30 et RSV, respectivement les points 1, 2, 3, 4 et 5 et la

différence de température,  $dT$ , entre la température de sortie pour le cas design et réel de ces distillats.

$dT$  = Température de sortie réel – température de sortie du design

Les résultats obtenus sont montrés dans le graphique de contour (**figure II.3**).



**Figure II.3:** Graphique de contour de  $dT$  en fonction des différents distillats et de leur température de sortie.

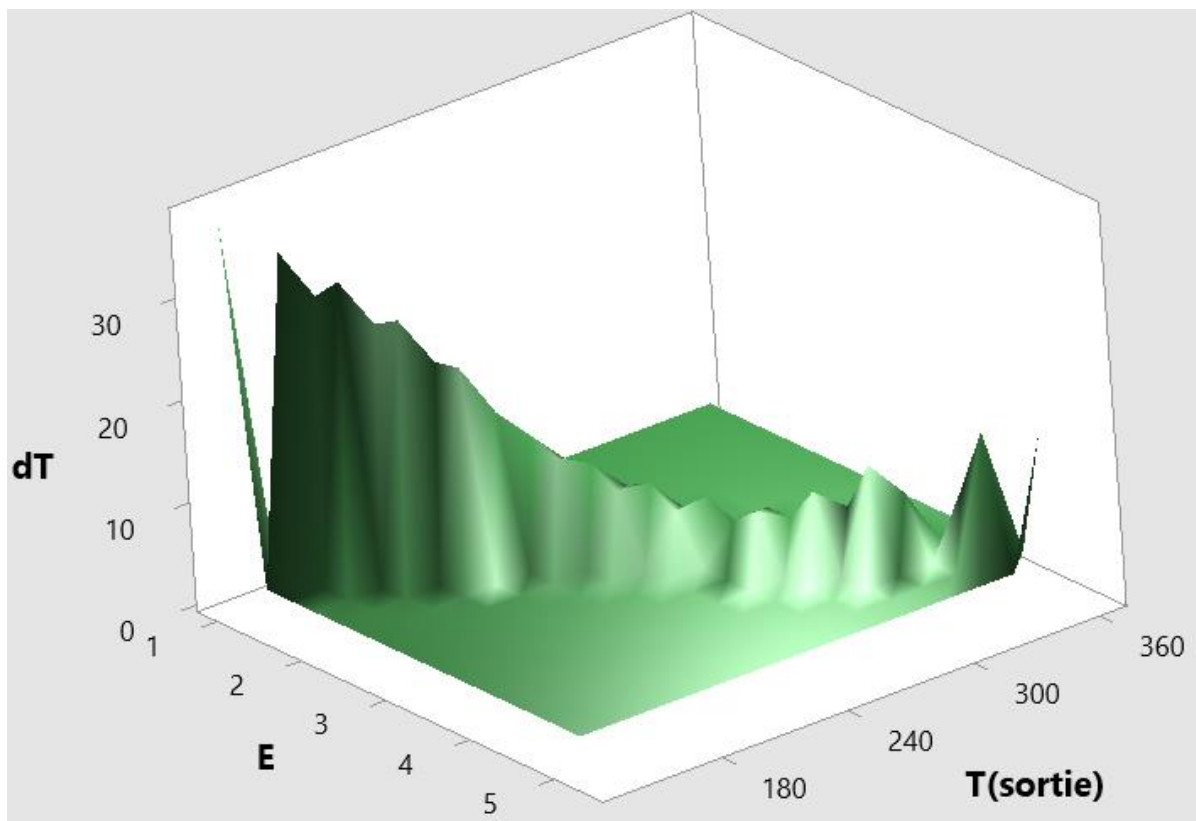
Le graphique de contour indique un fonctionnement admissible pour les points 2, 3, 4 et 5 c'est à dire pour les soutirages des SPO, SAE10, SAE30 et RSV. En revanche, il y a un problème majeur pour la température de distillation du VGO. Ceci est dû à un échange de chaleur insatisfaisant qui a conduit à une élévation de température en tête de colonne et par conséquent, absence de VGO distillé.

Dans le but de connaître comment évolue ce problème, nous avons utilisé une méthode d'interpolation.



### II.5.2. Méthode Akima

La méthode d'Akima est une méthode d'interpolation à partir d'une surface qui consiste à ajuster au plan d'étude un polynôme d'ordre 5 [15]. Elle est exacte et permet l'estimation d'une surface continue et dérivable. L'avantage majeur de cette méthode est de produire des résultats satisfaisants pour la valeur de la fonction pour laquelle une approximation est recherchée. Elle renvoie de bonnes estimations des points à l'intérieur du domaine lorsque les points de données sont espacés uniformément [16]. Le diagramme de surface obtenu est représenté dans la figure II.4.



**Figure II.4.** Diagramme de surface obtenu d'après l'interpolation d'Akima.

La figure ci-dessus montre une élévation de  $dT$  vers les faibles températures. Autrement dit, le problème rencontré pour la distillation du VGO se répercute graduellement vers les distillations qui le précèdent, spécialement la distillation du SPO et SAE10. Concrètement, les défauts touchent les échangeurs E101, E102 et E103.

## CHAPITRE II : DIMENSIONNEMENT D'UN NOUVEL ECHANGEUR

Afin de trouver une réponse à ces températures élevées, on s'est intéressé au fonctionnement des échangeurs : ils sont refroidis par la charge BRA (figure II.1) comme fluide refroidissant. Toutefois, il faut vérifier l'état de la viscosité à ces températures.

### II.5.3. Etude de la viscosité

Industriellement, un suivi de la viscosité dynamique du BRA en fonction de la température a été établi. Les points considérés sont regroupés dans le tableau II.17.

**Tableau II.17.** Viscosité du BRA à diverses températures.

T (°C)	$\mu$ (Pa.s)
200	0,00250
220	0,00168
240	0,00114
260	0,00077
280	0,00052
300	0,00036

D'après les points obtenus, nous avons établi une régression non linéaire afin de déterminer la corrélation mathématique qui obéit à l'équation suivante :

$$\mu = a \times T \times e^{(-b \times T)} \quad (\text{II.46})$$

Avec :

$\mu$  : viscosité dynamique (en Pa.s)

T : température (°C).

a et b : paramètres liés a la régression.

Une équation unique a été développée et les résultats sont montrés dans la figure II.5.

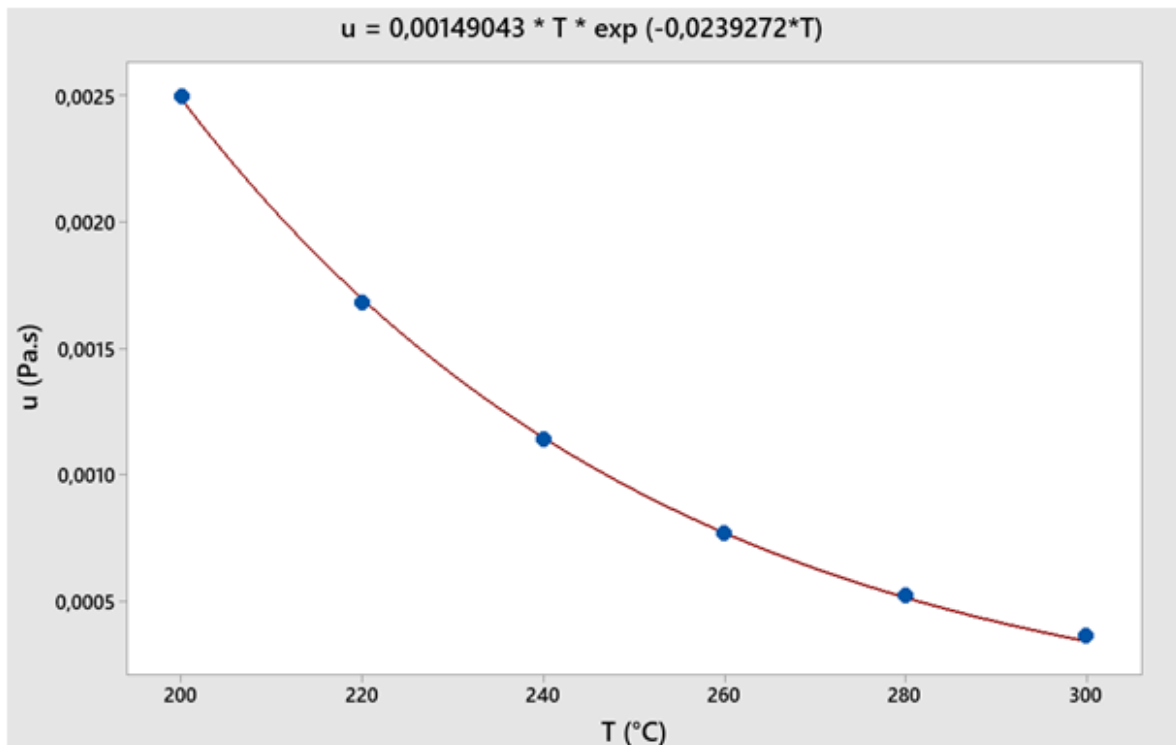


Figure II.5. Régression non linéaire de l'évolution la viscosité en fonction de la température.

Le modèle obtenu est comme suit :

$$\mu = 0,00149 \times T \times e^{(-0,02393 \times T)} \quad (\text{II.47})$$

#### II.5.4. Ajustement du modèle

Afin de valider ce modèle, 2 paramètres doivent être vérifiés, l'erreur relative moyenne (ERM) et l'incertitude de la réponse (S), c'est-à-dire l'ajustement des valeurs expérimentales par le modèle. Le tableau II.18 regroupe les paramètres d'ajustement.

Tableau II.18 : Paramètres d'ajustement du modèle mathématique.

T (°C)	$\mu$ (Pa.s)	$\mu_{\text{calculée}}$ (Pa.s)	Erreur relative (%)
200	0,00250	0,002489	0,434
220	0,00168	0,001697	0,996
240	0,00114	0,001147	0,617
260	0,00077	0,000770	0,004
280	0,00052	0,000514	1,177
300	0,00036	0,000341	5,225

Le tableau II.18 indique une très bonne corrélation du modèle obtenu. En effet, l'erreur relative moyenne (ERM) est de 1,4 % pour les points expérimentaux établis d'après les mesures industrielles. En plus, ce modèle a une incertitude d'estimation de  $1,5 \times 10^{-5} P_a s$ . Ces valeurs indiquent la bonne adéquation du modèle et la réussite de la régression non linéaire dans l'estimation de la viscosité en fonction de la température.

### II.5.5. Identification du problème

Dans le processus d'échange thermique de l'échangeur E101, le fluide refroidissant est le BRA qui y pénètre avec une température d'entrée de 83 °C. D'après le modèle développé, à cette température, la viscosité dynamique du BRA est de  $1,7 \times 10^{-2} P_a s$ . Cette valeur est quasi similaire à celle de l'Ethylène glycol (EG) ( $\mu_{EG} = 1,6 \times 10^{-2} P_a s$  [17]). L'EG est considéré comme visqueux [18] et est souvent utilisé comme fluide refroidissant dans l'industrie [19,20]. Toutefois, son rendement n'est pas suffisant et souvent, des techniques sont utilisées pour l'améliorer [21]. Cet effet visqueux réduit l'efficacité de l'échange de chaleur à long terme à cause des couches qui se déposent sur les parois des tubes à l'intérieur de l'échangeur. Dans notre cas, cette viscosité élevée du BRA a engendré une diminution graduelle de l'échange thermique et par conséquent a réduit la performance de l'échangeur de chaleur E101. Cette réduction a impacté les autres échangeurs qui le suivent spécialement l'échangeur E103.

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Document interne de la raffinerie d'Arzew.
- [2] Raffinerie d'Arzew entre histoire et modernisation [archives] sur Djazairress.  
[Algérie presse service . Internet
- [4] document intérieur, bilan de capacité annuelle de production année 2018 , département Technique, Service HB3 du raffinerie.
- [5] E. Zadorozhanaya, I. Ievanov O.Oskina Study of HTHS Viscosity of Modern Motor Oils, Procedia Engineering 150 (2016) 602-606.
- [6] Introducing the SAE 8 and SAE 12 Viscosity Grades, <https://www.oilspecifications.org/>
- [7] A. Schilling, Les huiles pour moteurs et le graissage des moteurs vol.3, Technip Ophrys Ed. 1975.

- [8] J. D. a. G. P. J. Briant, Propriétés rhéologiques des lubrifiants, Ed. TechniP, 1985.
- [9] D. Marchio and P. Reboux, Introduction aux transferts thermiques. Presses des Mines, 2008.
- [10] J. E. Pope, Rules of Thumb for Mechanical Engineers : A Manual of Quick, Accurate Solutions to Everyday Mechanical Engineering Problems. Gulf Professional Publishing, 1997.
- [11] P. DAC, Méthode générale de calcul pour les échangeurs
- [12] P. WUITHIER, le pétrole raffinage et génie chimique, deuxième édition, Tome 1 et 2, collection : science et technique de pétrole, Ed. Technip ,1972.
- [13] Echangeurs de chaleur, IAP / EBM / Octobre 2019.
- [14] Critères de sélections des échangeurs <http://rpn.univ-lorraine.fr/UL/echangeurs-de-chaleur/co/criteredeselection.html>
- [15] P. Bosser, Interpolation spatiale, Ecole nationale des Sciences Géographiques, 2012.
- [16] [https://help.solidworks.com/2024/french/SWConnected/motionstudies/c\\_interpolation\\_method\\_comparison.htm](https://help.solidworks.com/2024/french/SWConnected/motionstudies/c_interpolation_method_comparison.htm).
- [17] <https://pubchem.ncbi.nlm.nih.gov/compound/Ethylene-Glycol#section=Viscosity>.
- [18] I. V. Nagesh, K. C. Koley, S. Sen, S. Mohan, S. Sahu, Ethylene glycol poisoning. Medical Journal Armed Forces India, 71 (2015) S36–S38.
- [19] M. Afrand, D. Toghraie, B. Ruhani, Effects of temperature and nanoparticles concentration on rheological behavior of Fe<sub>3</sub>O<sub>4</sub>–Ag/EG hybrid nanofluid: an experimental study, Exp Therm Fluid Sci, 77 (2016) 38-44.
- [20] H. Medhashree, A.N. Shetty, Electrochemical corrosion study of Mg–Al–Zn–Mn alloy in aqueous ethylene glycol containing chloride ions, J Mater Res Technol, 6 (1) (2017) 40-49.
- [21] S. Rostami, R. Kalbasi, R. Jahanshahi, C. Qi, S. Abbasian-Naghnah, A. Karimipour, Effect of silica nano-materials on the viscosity of ethylene glycol: an experimental study by considering sonication duration effect. Journal of Materials Research and Technology, 9(5) (2020) 11905–11917.

# CONCLUSION GENERALE

---

## CONCLUSION GENERALE

Ce travail avait pour objet de tester l'efficacité de la batterie d'échange et de trouver l'échangeur défaillant. Cette dernière constituée de six échangeurs (E101-106) se trouve à l'unité 100 de la zone 5 de la raffinerie d'Arzew. Elle fait partie également du dispositif installé pour la distillation sous vide qui permet l'obtention des huiles de base. Le dysfonctionnement de cette batterie a conduit à une baisse de température de la charge à l'entrée du four. Cette température, actuellement égale à 245 °C au lieu de 280 °C a entraîné une élévation de température en tête de la colonne C101 qui est de 148 °C au lieu de 100°C.

La détermination de la valeur de l'efficacité de chaque échangeur a montré que l'échangeur E103 présente le plus faible échange avec une valeur de 0,024. Le résultat obtenu nous a amenés à proposer le remplacement de cet échangeur par un nouveau. L'échangeur choisi est de type tubulaire à faisceau et calandre cylindrique 1.4.

Le dimensionnement de cet échangeur a nécessité la détermination de plusieurs paramètres notamment, le nombre de tube, la longueur, le diamètre, la surface... Les résultats obtenus sont satisfaisants. A titre d'exemple, la valeur du coefficient global d'échange montre qu'il y a un bon transfert de chaleur. En parallèle, les pertes de charge trouvées sont minimales. La surface de 30 m<sup>2</sup>, obtenue, est supérieure à celle de l'échangeur actuel (E103).

Les valeurs des diamètres intérieur et extérieur ainsi que l'épaisseur se trouvent dans la gamme des valeurs standards de dimensionnement des échangeurs tubulaires. Par ailleurs, la nouvelle valeur de l'efficacité obtenue est de 0,53, confirmant ainsi le bon fonctionnement du nouveau échangeur.

La valeur de la vitesse massique trouvée égale à 257,66 kg/s m<sup>2</sup> montre que l'écoulement est rapide. En effet, côté calandre, le mélange, BRA Slop Cut lourd, nécessite une grande pression pour la facilité de l'écoulement. Cette pression est fonction de la vitesse, plus la vitesse est grande plus la pression est grande.

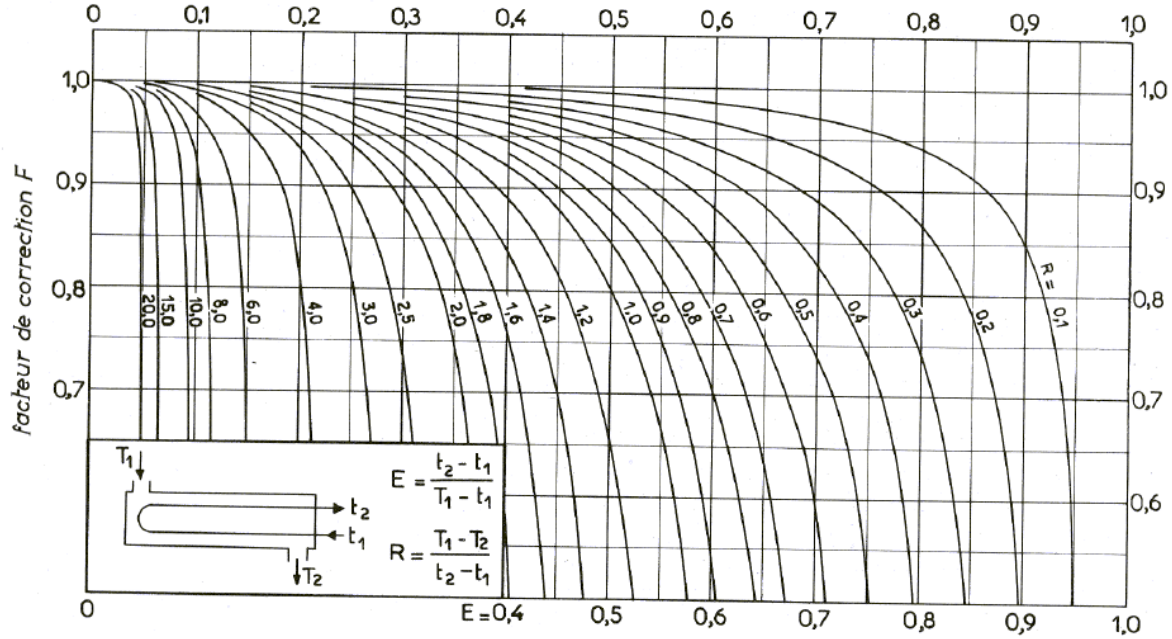
La modélisation des valeurs rapportées de la raffinerie a été rendue possible par le logiciel minitab. Le graphique de contour a montré un mauvais échange de chaleur insatisfaisant qui a conduit à une élévation de température en tête de colonne et par conséquent, absence de VGO distillé. Ce problème a conduit à un dysfonctionnement des échangeurs E101, E102 et E103. Ceci a été montré par la méthode d'Akima qui consiste à ajuster au plan d'étude un polynôme d'ordre 5. La régression non linéaire de l'évolution de la

## CONCLUSION GENERALE

---

viscosité en fonction de la température a permis d'établir un modèle mathématique qui s'avère adéquat étant données la valeur de l'erreur relative moyenne obtenue qui n'excèdent pas 1,5%. La viscosité élevée du BRA a engendré une diminution graduelle de l'échange thermique et par conséquent a réduit la performance de l'échangeur de chaleur E101. Cette réduction a impacté les autres échangeurs qui le suivent spécialement l'échangeur E103.

**Annexe A : Détermination du facteur de correction  $F_C$  en fonction de R et E**



a. une passe côté calandre, deux passes côté tubes.

**Annexe B : Coefficient de transfert sale  $U_s$**

ECHANGEURS		$U_s$	
FLUIDE CHAUD	FLUIDE FROID	Kcal/h.m <sup>2</sup> .C	BTU/hr.ft <sup>2</sup> .F
Eau .....	Eau .....	1250 – 2500	250 – 500
Solutions aqueuses.....	Solutions aqueuses.....	1250 – 2500	250 – 500
Hydrocarbures légers <sup>(2)</sup> .....	Hydrocarbures légers.....	200 – 370	40 – 75
Hydrocarbures moyens <sup>(2)</sup> ...	Hydrocarbures moyens...	100 – 300	20 – 60
Hydrocarbures lourds <sup>(2)</sup> ...	Hydrocarbures lourds.....	50 – 200	10 – 40
Hydrocarbures lourds.....	Hydrocarbures légers.....	150 – 300	30 – 60
Hydrocarbures légers.....	Hydrocarbures lourds.....	50 – 200	10 – 40

**Annexe C: Caractéristiques d'appareils les plus fréquemment rencontrés**

DIAM. EXT. DU TUBE (in)	NATURE DU TUBE	ÉPAISSEUR BWG	ÉTAT DU FLUIDE	PAS UTILISÉ (1)
3/4"	Acier	14	propre	triangulaire P = 15/16"
	Non ferreux ou allié	16	sale	carré P = 1"
1"	Acier	12	propre	triangulaire P = 1" 1/4
	Non ferreux ou allié	14	sale	carré P = 1" 1/4

(1) Le pas est la distance centre à centre de deux tubes voisins.



## Annexe D: Caractéristiques des tubes d'échangeurs

DIAMÈTRE EXTÉRIEUR (in et mm)	BWG	ÉPAISSEUR (mm)	DIAMÈTRE INTÉRIEUR (cm)	SECTION (cm <sup>2</sup> )	SURFACE (m <sup>2</sup> /m)		POIDS (kg/m)
					extérieure	intérieure	
1/2 in (12,7 mm)	14	2,10	0,848	0,565	0,0399	0,0266	0,600
	16	1,65	0,940	0,694		0,0295	0,490
	18	1,24	1,021	0,819		0,0321	0,384
3/4 in (19,05 mm)	10	3,40	1,224	1,177	0,0598	0,0384	1,436
	12	2,77	1,351	1,434		0,0424	1,216
	14	2,10	1,483	1,727		0,0466	0,963
	16	1,65	1,575	1,948		0,0495	0,774
	18	1,24	1,656	2,154		0,0520	0,597
1 in (25,4 mm)	10	3,40	1,859	2,714	0,0798	0,0584	2,024
	12	2,77	1,986	3,098		0,0624	1,696
	14	2,10	2,118	3,523		0,0665	1,324
	16	1,65	2,210	3,836		0,0694	1,057
	18	1,24	2,291	4,122		0,0720	0,811
1 1/4 in (31,75 mm)	10	3,40	2,494	4,885	0,0997	0,0783	2,604
	12	2,77	2,616	5,375		0,0822	2,158
	14	2,10	2,743	5,909		0,0862	1,682
	16	1,65	2,845	6,357		0,0894	1,340
	18	1,24	2,921	6,701		0,0918	1,024
1 1/2 in (38,1 mm)	10	3,40	3,124	7,665	0,1197	0,0981	3,185
	12	2,77	3,251	8,300		0,1021	2,634
	14	2,10	3,378	8,962		0,1061	2,039
	16	1,65	3,480	9,512		0,1093	1,622
	18	1,24	3,556	9,931		0,1171	1,237

## Annexe E: Caractéristiques des faisceaux des tubes d'échangeurs selon une disposition en carré

### DISPOSITION DES TUBES EN CARRÉ

D <sub>c</sub> calandre		Tubes : 3/4" P = 1"				Tubes : 1" P = 1 1/4"				Tubes : 1 1/4" P = 1 9/16"			
		nombre de passes : n <sub>t</sub>				nombre de passes : n <sub>t</sub>				nombre de passes : n <sub>t</sub>			
(in)	(cm)	2	4	6	8	2	4	6	8	2	4	6	8
8	20,3	26	20	20		16	14						
10	25,4	52	40	36		32	26	24		12	10		
12	30,5	76	68	68	60	45	40	38	36	24	22	16	16
13 1/4	33,7	90	82	76	70	56	52	48	44	30	30	22	22
15 1/4	38,7	124	116	108	108	76	68	68	64	40	37	35	31
17 1/4	43,9	166	158	150	142	112	96	90	82	53	51	48	44
19 1/4	48,9	220	204	192	188	132	128	122	116	73	71	64	56
21 1/4	54,0	270	246	240	234	166	158	152	148	90	86	82	78
23 1/4	59,1	324	308	302	292	208	192	184	184	112	106	102	96
25	63,5	394	370	356	346	252	238	226	222	135	127	123	115
27	68,6	460	432	420	408	288	278	268	260	160	151	146	140
29	73,7	526	480	468	456	326	300	294	286	188	178	174	166
31	78,8	640	600	580	560	398	380	368	358	220	209	202	193
33	83,8	718	688	676	648	460	432	420	414	252	244	238	226
35	88,9	824	780	766	748	518	488	484	472	287	275	268	258
37	94,0	914	886	866	838	574	562	544	532	322	311	304	293
39	99,0	1024	982	968	948	644	624	612	600	362	348	342	336

**Annexe F** : Coefficient de transfert et coefficient de friction en fonction du nombre de Reynolds, à l'intérieur des tubes

