



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



## **Université Amar Thelidji- Laghouat**

**FACULTE : TECHNOLOGIE**

**DEPARTEMENT : GÉNIE DES PROCÉDÉS**

### **MEMOIRE DE MASTER**

Présenté par : **SALEM Mustafa** et **BABOUHOUN Mohammed**

**DOMAINE : Sciences et Technologies**

**FILIERE : Génie des Procédés**

**OPTION : Génie Chimique**

#### **Thème**

**Dimensionnement d'un échangeur de faisceau tubulaire pour la condensation du propane**

#### **Jury de soutenance :**

Nom et Prénom	Grade	Qualité
Mr.BOUREZG Mohammed	MAA	Président
Mr .MERIGUI Khaled	MAA	Examineur
Mr.CHAHBOUB Aziz	MAA	Rapporteur

**Promotion : JUILLET 2021**

# REMERCIEMENT

*La synthèse de notre étude sur du dimensionnement d'un échangeur de chaleur se fait traduire de prime-abord par le grand remerciement du DIEU tout puissant qui nous a offert son gracieux concours à l'élaboration de ce noble ouvrage.*

*Aussi nous ferons connaître les sentiments qu'on nourrit à l'égard de notre Encadreur : Mr. Chahboub abde azize*

*Egalement nous signalons la grande estime que l'on témoigne aux membres des jurys restants dont : les Examineurs : Mr. khaled Mergui et Mr. Mohammed Tahar bourezg, qui nous ont prêtés toutes les attentions et leur précieux concours aux différentes phases descriptives à notre mémoire.*

*Enfin, nous remercions l'ensemble des membres de notre département, qui ont mis à notre disposition leur propre secours.*

## *Dédicaces*

*Avec l'aide de Dieu le tout puissant qui m'a éclairé les chemins du savoir, j'ai pu réaliser ce modeste travail que je dédie à Mes très chers parents, avec tout mon amour, ma tendresse et mon estime, je n'arriverai jamais à leurs rendre ce qu'ils ont fait pour moi. Que Dieu vous protège.*

*A mes sœurs et mes frères*

*Pour tout l'amour qu'ils m'apportent et leur soutien.*

*A toute la famille : SALEM*

*A toutes mes amies pour leurs encouragements.*

*A mon encadreur Mr *chahboub abde aziz* qui m'a dirigé dans ce labeur.*

## *Dédicaces*

*À ma source de bonheur :*

*Je dédie ce mémoire à la femme la plus chère, ma mère bouchene lalla, la femme qui grâce à elle je suis ou et ce que je suis aujourd'hui, qu'elle est tout pour moi et que nulle dédicace ne puisse exprimer mes sincères sentiments.*

*A l'hommage de mon père Brahim qui a été victime de la souvagerie des terroristes intégristes , tu nous a quitté en laissant un vide immense derrière toi que nul ne pourra combler, tu es et tu resteras vivante dans nos cœurs, Repose en paix cher père  
A mes oncles omar et nacer, A ma petite sœur aicha.*

*A mon cher binôme pour le frère agréable qu'il était et qu'il restera pour moi.*

*A ma famille, mes amis et tous ceux que j'aime et ceux qui m'aiment*

## Liste des symboles et abréviations utilisées dans le texte

<b>A</b>	: surface totale d'échange offerte par l'appareil,	(m <sup>2</sup> )
<b>A<sub>i</sub></b>	: Surface interne des tubes.	(m <sup>2</sup> )
<b>A<sub>e</sub></b>	: Surface externe des tubes.	(m <sup>2</sup> )
<b>A<sub>m</sub></b>	: Moyenne logarithmique des surfaces <b>A<sub>i</sub></b> et <b>A<sub>e</sub></b> .	(m <sup>2</sup> )
<b>a</b>	: diffusivité thermique. .	(m <sup>2</sup> /s)
<b>a</b>	: coefficient numérique sans dimension.	
<b>a<sub>T</sub></b>	: Section de passage transversale. .	(m <sup>2</sup> )
<b>a<sub>L</sub></b>	: Section de passage longitudinale. .	(m <sup>2</sup> )
<b>B</b>	: espacement entre chicanes. .	(m)
<b>C</b>	: capacité thermique. .	(W/°c)
<b>c</b>	: constante d'intégration	
<b>C<sub>P</sub></b>	: Chaleur spécifique à pression constante,	(J/kg.°c)
<b>C<sub>PC</sub>, C<sub>Pf</sub></b>	: chaleur spécifique du fluide chaud et froid,	(J/kg.°c)
<b>D</b>	: diamètre,	(m)
<b>D<sub>c</sub></b>	: Diamètre de la calandre,	(m)
<b>D<sub>e</sub></b>	: Diamètre extérieur,	(m)
<b>D<sub>i</sub></b>	: Diamètre intérieur.	(m)
<b>D<sub>eq</sub></b>	: Diamètre équivalent.	(m)
<b>E</b>	: rendement de l'échangeur,	
<b>e<sub>t</sub></b>	: Distance entre les axes de deux tubes adjacents d'une même nappe	(m)
<b>e<sub>l</sub></b>	: Distance entre deux nappes consécutives,	(m)
<b>E</b>	: facteur correctif, (m)	
<b>F<sub>1</sub> F<sub>2</sub></b>	: Facteurs sans dimension.	
<b>f</b>	: facteur de friction	
<b>G</b>	: Débit massique unitaire,	(kg/m <sup>2</sup> .s)
<b>G<sub>1</sub></b>	: Quantité de gaz qui entre dans l'échangeur	(kg/m <sup>2</sup> .s)
<b>G<sub>2</sub></b>	: Quantité de gaz qui sort de l'échangeur,	(kg/m <sup>2</sup> .s)
<b>G<sub>L</sub></b>	: vitesse massique longitudinale.	(kg/m <sup>2</sup> .s)
<b>G<sub>T</sub></b>	: Vitesse massique transversale,	(kg/m <sup>2</sup> .s)
<b>G<sub>mv</sub></b>	: Débit unitaire moyen de la vapeur	(kg/m <sup>2</sup> .s)
<b>G<sub>cod</sub></b>	: Débit unitaire de la condensation.	(kg/m <sup>2</sup> .s)
<b>g</b>	: accélération de la pesanteur,	(m <sup>2</sup> /s)
<b>h</b>	: espace libre sous chicanes,	(m)
<b>h<sub>e</sub></b>	: Coefficient local d'échange cote calandre pour la section désurchauffe,	(w/m <sup>2</sup> °C)
<b>h<sub>i</sub></b>	: Coefficient local d'échange côté tube.	(w/m <sup>2</sup> °C)
<b>h<sub>de</sub></b>	: Coefficient d'encrassement à l'extérieur des tubes	(w/m <sup>2</sup> °C)
<b>h<sub>di</sub></b>	: Coefficient d'encrassement à l'intérieur des tubes,	(w/m <sup>2</sup> °C)
<b>h<sub>c</sub></b>	: Coefficient local d'échange côté calandre pour la section condensation,	(w/m <sup>2</sup> °C)
<b>h<sub>m</sub></b>	: Coefficient d'échange pour la condensation,	(w/m <sup>2</sup> °C)
<b>L</b>	: Longueur d'un tube,	(m)
<b>L<sub>cond</sub></b>	: Longueur des tubes pour la section condensation,	(m)
<b>L<sub>d</sub></b>	: Longueur des tubes pour la section désurchauffe,	(m)
<b>m</b>	: Masse de condensât,	(kg)

## Liste des symboles et abréviations utilisées dans le texte

$n_p$	: Nombre de passes côté tube,	
$n_t$	: Nombre total de tubes du faisceau,	
$n_{tp}$	: Nombre de tubes par passe,	
$n'_t$	: Nombre total de tubes corrigé du faisceau,	
$n_c$	: Nombre de chicanes transversales,	
$n_{cond}$	: Nombre de chicanes pour la section condensation,	
$n_{cd}$	: Nombre de chicanes pour la section désurchauffe,	
$N$	: Nombre de rangées horizontales de tubes,	
$P$	: Pas des tubes (distance centre à centre),	(m)
$\Delta P$	: Pertes de charge,	(Pa)
$\Delta P_L$	: Pertes de charge longitudinale,	(Pa)
$\Delta P_T$	: Perte de charge pour la section condensation partielle,	(Pa)
$\Delta P_d$	: Perte de charge pour la section désurchauffe,	(Pa)
$Q$	: Quantité de chaleur,	(J)
$q_v, Q_v$	: Débit volumique,	(m <sup>3</sup> /s)
$R$	: résistance globale au transfert thermique,	(m <sup>2</sup> .°C/w)
$R_d$	: résistance d'encrassement,	(m <sup>2</sup> .°C/w)
$R_{de}$	: résistance d'encrassement à l'extérieur des tubes,	(m <sup>2</sup> .°C/w)
$R_{di}$	: résistance d'encrassement à l'intérieur des tubes,	(m <sup>2</sup> .°C/w)
$r$	: Rayon,	(m)
$S_{cond}$	: Section de condensation,	(m <sup>2</sup> )
$T_{ce}, T_{cs}$	: Températures du fluide chaud à l'entrée et à la sortie,	(°C)
$T_{fe}, T_{fs}$	: Températures du fluide froid à l'entrée et à la sortie,	(°C)
$T_{fa}, T_{fb}$	: Températures du fluide froid pour la 1 <sup>o</sup> passe et la 2 <sup>o</sup> passe,	(°C)
$T_{int}$	: Température intermédiaire du propane liquide entre les deux parties.	(°C)
$T_{cond}$	: Température de condensation	(°C)
$T_p$	: Temperature de la paroi,	(°C)
$T_v$	: Température de rosée de la vapeur,	(°C)
$\Delta T_m$	: Différence de température moyenne,	(°C)
$u$	: vitesse du fluide dans les tubes,	(m/s)
$u_m$	: vitesse moyenne,	(m/s)
$U$	: Coefficient d'échange global,	(w/m <sup>2</sup> .°C)
$U_e$	: Coefficient d'échange global par rapport à l'aire de référence $A_i$ .	(w/m <sup>2</sup> .°C)
$U_i$	: Coefficient d'échange global par rapport à l'aire de référence $A_e$ .	(w/m <sup>2</sup> .°C)
$U_m$	: Coefficient d'échange global par rapport à l'aire de référence $A_m$ .	(w/m <sup>2</sup> .°C)
$U_p$	: Coefficient d'échange global propre.	(w/m <sup>2</sup> .°C)
$U_s$	: Coefficient d'échange global sale.	(w/m <sup>2</sup> .°C)
$U_{se}$	: Coefficient d'échange global sale à l'extérieur des tubes.	(w/m <sup>2</sup> .°C)
$U_{si}$	: Coefficient d'échange global sale à l'intérieur des tubes,	(w/m <sup>2</sup> .°C)
$U_{sg(cond)}$	: Coefficient d'échange global réel pour la section condensation,	(w/m <sup>2</sup> .°C)
$U_{sg(cond)}$	: Coefficient d'échange global réel pour la section désurchauffe.	(w/m <sup>2</sup> .°C)
$W_c, W_f$	: Débits massiques pour le fluide chaud et le fluide froid.	(kg/s)

## Liste des symboles et abréviations utilisées dans le texte

---

### Nombres adimensionnels :

Gr : nombre de GRASHOF.  
Nu : nombre de NÜSSELT.  
Pr : nombre de PRANDLT.  
Re : nombre de REYNOLDS.  
St : nombre de STATON

### Lettres grecques :

$\beta$  : Coefficient de dilatation de fluide.  
 $\Gamma$  : Débit massique par unité de largeur.  
 $\delta$  : Coefficient de la section de passage transversale en fonction du pas.  
 $\varepsilon$  : Rapport de l'aire de segment libre à la section intérieur de la calandre.  
 $\lambda$  : Conductivité thermique.  
 $\mu$  : viscosité dynamique.  
 $\nu$  : viscosité cinématique.  
 $\rho$  : Masse volumique.  
 $\Lambda$  : Chaleur latente de vaporisation.  
 $\tau_p$  : Contrainte de cisaillement à la paroi.  
 $\varphi$  : Densité de flux.  
 $\Phi$  : flux thermique.  
 $\Psi$  : Coefficient de perte de charge.

### Liste des abréviations.

**BWG** : (Birmingham Wire Gage) norme caractérisant l'épaisseur selon le diamètre et correspondant à une pression maximale d'utilisation.

**DTLM**: différence de température logarithmique moyenne.

**T.E.M.A** : Tubular Exchanger Manufacturers Association.

**N.U.T** : nombre d'unité de transfert.

REMERCIEMENT

Dédicaces

Liste des symboles et abréviations

**Chapitre I : l'échangeur de chaleur**

I.1. Introduction .....	2
I.2. Échangeur à faisceau et calandre à tête flottante .....	3
I.3. Les éléments d'échangeur .....	3
I.3.1) Boîte de distribution .....	4
I.3.2) La calandre.....	5
I.3.3) Plaques tubulaires .....	6
I.3.4) Les tubes .....	6
I.3.5) Le faisceau tubulaire.....	7
I.3.6) La tête flottante .....	8
I.3.7) Chicanes.....	9
I.3.8) Déflecteurs longitudinaux et d'entrée.....	9
I.4) Le problème présent dans l'échangeur de chaleur .....	9
I.4.1) L'encrassement.....	9
I.4.2) type d'encrassement.....	10
I.5). Maintenance.....	10
I.6) Vérification de la qualité de l'échangeur de chaleur existant .....	10
I.7) Démontage du faisceau tubulaire.....	11
I.8) Nettoyage des échangeurs de chaleur.....	11
I.8.1) Techniques de nettoyage.....	12
I.8.1.1) Nettoyage mécanique hors ligne.....	12
I.8.1.2) Nettoyage chimique.....	12
I.9) Localisation des fuites dans les tubes.....	14
I.10) Le retubage de l'échangeur .....	14
I.10.1) Procédure de retubage.....	14
I.11) Démarrage de l'échangeur de chaleur.....	15
I.12) Critiques et recommandation.....	15
Conclusion.....	15

## Chapitre II : dimensionnement de l'échangeur chaleur

II.1.	Calcul de la température intermédiaire $T_{int}$ .....	16
II.2.	Calcul de la surface d'échange correspondant à la section de désurchauffe.....	17
II.3.	Calcul de la surface d'échange correspondant à la section de condensation partielle .....	18
II.4.	Calcul de la surface total de l'échangeur.....	19
II.5.	Choix et caractéristique de l'échangeur :	
	II.5.1.Calcul des longueurs des tubes correspondant à chaque section.....	20
	II.5.2.Calcul du nombre de chicanes dans chaque section.....	20
II.6.	calcul de la perte charge :	
	II.6.1.calcul de la perte charge dans le tube .....	21
	II.6.2.calcul de la perte charge dans la calandre pour la section désurchauffe.....	22
	II.6.2.1. calcul de la perte charge de longitudinale à travers une chicane.....	22
	II.6.2.2. calcul de la perte charge de transversale entre deux chicanes.....	22
	II.6.2.3. calcul de la perte de charge globale pour la section désurchauffe.....	23
	II.6.3.Calcul de la perte de charge dans la calandre pour la section condensation partielle.....	23
	II.6.4.Calcul de perte de charge globale dans la calandre .....	25
II.7.	Calcul des coefficients globaux d'échange de chaleur	
	II.7.1. Calcul du coefficient d'échange ( $h_i$ ) coté tubes .....	25
	II.7.2. Calcul du coefficient d'échange ( $h_e$ ) coté calandre pour section désurchauffe.....	26
	II.7.3. Calcul du coefficient d'échange ( $h_c$ ) coté calandre pour section condensation partielle .....	26
	II.7.4. coefficient d'échange global ( $U_{sg(désur)}$ ) pour la section désurchauffe.....	27
	II.7.5. coefficient d'échange global ( $U_{sg(cond)}$ ) pour la section condensation partielle....	27
II.8.	Vérification des dimensions de l'échangeur :	
	II.8.1. Calcul de la surface d'échange pour la section désurchauffe .....	28
	II.8.2. Calcul de la surface d'échange pour condensation partielle.....	28
	II.8.3. Calcul de la surface d'échange globale de l'échangeur.....	28
II.9.	Calcul du coefficient d'échange réel pour les deux sections	
	II.9.1. Pour la section désurchauffe .....	28
	II.9.2. Pour la section condensation partielle.....	28
II.10.	Calcul du surdimensionnement	
	II.10.1. Pour la section désurchauffe .....	29
	II.10.2. Pour la section condensation partielle.....	29

Conclusion :

Bibliographie :

Annexe :

# Introduction

### Introduction :

Un échangeur de chaleur est un appareil qui transfère la chaleur d'un fluide à un autre. Les échangeurs les plus courants sont ceux dans lesquels l'un des fluides est séparé de l'autre par une paroi ou cloison à travers laquelle circule de la chaleur par convection entre le fluide et la paroi, puis par conduction, et enfin par convection entre la paroi et la paroi, l'autre fluide. Il existe de nombreux modèles de tels dispositifs, allant d'un simple tuyau placé dans un autre tuyau avec une surface de transfert de chaleur relativement petite, aux condenseurs et évaporateurs, et le transfert de chaleur avec un changement de phase d'un des fluides. Entre ces extrêmes, il existe de nombreux échangeurs à tubes et calandres du type courant appelé "échangeurs à tubes". Ces dispositifs sont largement utilisés car ils peuvent être construits avec de grandes surfaces de transfert de chaleur dans un volume relativement petit. Ils peuvent être constitués d'alliages résistants à la corrosion et sont utilisés pour chauffer, refroidir, évaporer ou condenser toutes sortes de liquides.

Quant à la fabrication de l'échangeur de chaleur, elle doit répondre aux normes T.E.M.A. (Tubular Exchanger Manufacturers Association) et doit également respecter un prix bas.

L'ingénieur d'assemblage de l'échangeur de chaleur est souvent invité à sélectionner un échangeur de chaleur qui sera adapté au cas spécifique. Notre travail impliquait également des tests thermiques du propane pour déterminer si un appareil standard d'une taille et d'une géométrie donnée pouvait satisfaire le chauffage du propane à un débit donné et le récupérer à 0°C.

Notre étude inclura la récupération du propane sur les échangeurs à tubes car ils sont plus simples, moins chers et sans doute mieux connus.

Au final, nous utiliserons nos résultats pour estimer un surdimensionnement variant entre 10 et 15 % sur nos équipements.

# Chapitre I

Échangeur de chaleur  
tubulaire

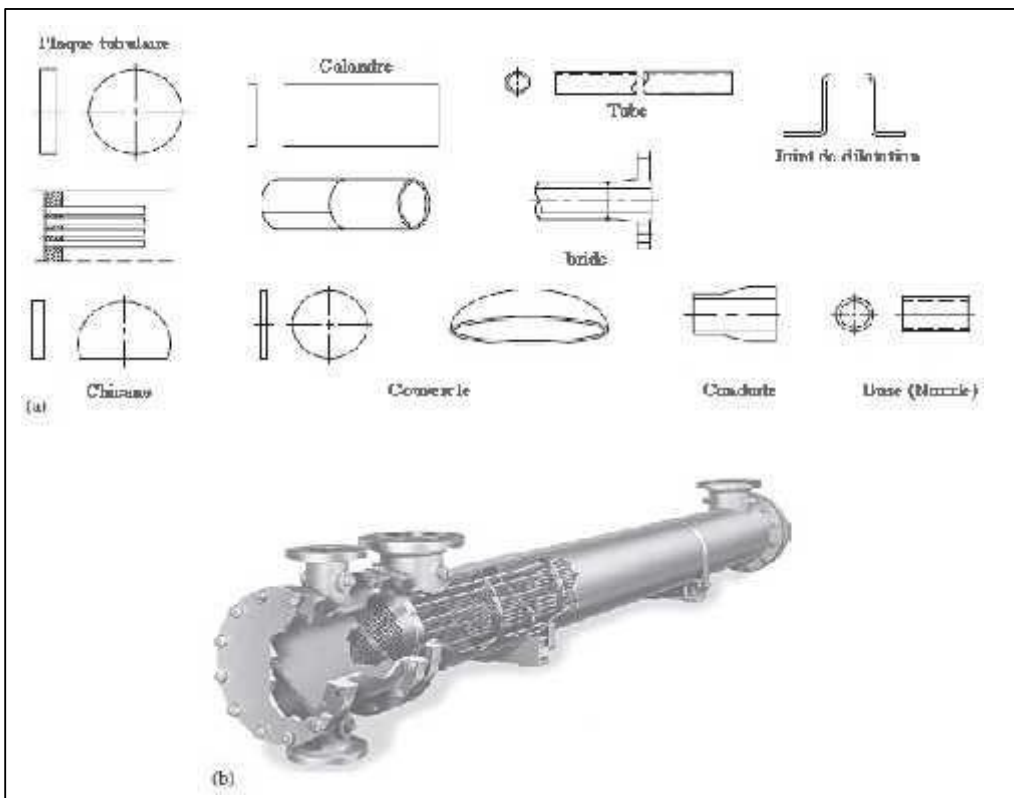
# Échangeur de chaleur tubulaire

## I.1) Introduction [4]

Les procédés utilisés dans l'industrie pétrolière et pétrochimique demandent souvent que les fluides traités soient réchauffés ou refroidis. La chaleur mise en oeuvre représente une importante dépense d'énergie. Il est alors nécessaire de récupérer la plus grande quantité possible de chaleur au profit des fluides de procédés.

Un échangeur de chaleur est un appareil qui permet le transfert de la chaleur d'un fluide à un autre circulant à contre-courant ou à co-courant. Il est constitué un nombre de tubes, localisés dans une chambre appelée calandre ou le transfert de chaleur est effectué. Les tubes sont maintenus entre eux constituant le faisceau de l'échangeur se logeant ainsi la calandre.

Des chicanes sont utilisées pour diriger le fluide qui circule dans la calandre et augmenter le temps de séjour de ce dernier. Ceci assurera ainsi un transfert de chaleur suffisant pour obtenir les températures requises par le procédé



**Figure I.1 :** (a) les composants major de l'échangeur à calandre. (b) Section de coupe d'un échangeur de chaleur à calandre.

Tous les éléments entrant dans la construction de ces échangeurs ont fait l'objet d'une normalisation, publiée par la T.E.M.A. (Standard of Tubular Exchanger Manufacturer Association) qui spécifie les caractéristiques mécaniques et thermiques correspondant aux diverses conditions de fonctionnement.

Cette normalisation est complétée par d'autres codes tels que ceux de l'A.P.I. (American Petroleum Institute) ou l'A.S.M.E. (American Society of Mechanical Engineers) [3]

### I.2) Échangeur à faisceau et calandre à tête flottante

Les échangeurs tubulaires peuvent être utilisés pour effectuer des transferts de chaleur entre

Deux fluides ne subissant pas de changement de phase, mais aussi pour condenser une vapeur ou évaporer un liquide.

Le modèle le plus simple se compose d'un tube ou d'une conduite placée concentriquement à l'intérieur d'un autre tube qui tient alors lieu d'enveloppe.

Comme les deux fluides ne traversent l'échangeur qu'une seule fois ce système est appelé "échangeur de chaleur à un seul passage". Si les deux fluides s'écoulent dans la même direction, l'échangeur est du type à "écoulement parallèle" ou à "co-courant". Si les deux fluides se déplacent en sens contraire, l'échangeur est du type à "contre-courant".

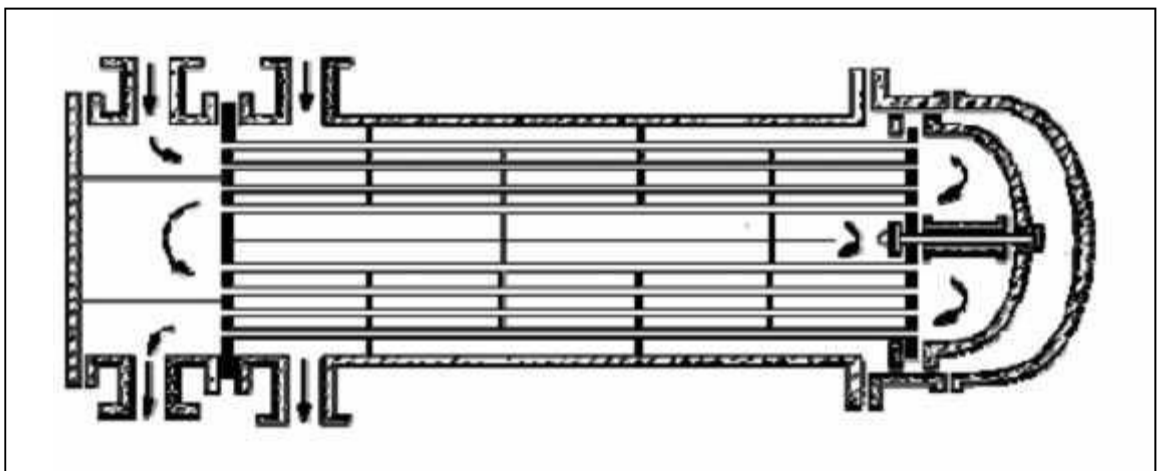


Figure I.2 : Échangeur à faisceau et calandre à tête flottante.

## Échangeur de chaleur tubulaire

Ce modèle peut être développé en remplaçant le tube central unique par un faisceau de tube parallèle placé dans une enveloppe encore appelée "calandre". On peut utiliser d'autres types de circulation des fluides; lorsque le fluide s'écoule dans l'espace enveloppe perpendiculairement aux tubes, l'échangeur est dit à "courant croisés". Afin d'augmenter la surface effective d'échange par unité de la longueur de l'appareil, on prévoit parfois de faire traverser l'échangeur plusieurs fois par le fluide circulant dans le tube et éventuellement par celui s'écoulant dans l'enveloppe. Ce type d'échangeur est appelé "échangeur multi-passes".

L'écoulement du fluide dans l'enveloppe est alors déterminé par des chicanes longitudinales.

Ces échangeurs sont caractérisés par deux chiffres. Le premier indique le nombre de passage du fluide circulant dans l'enveloppe, c'est-à-dire le nombre de parcours qu'il effectue entre les deux extrémités de l'appareil second correspond au nombre de passages du fluide dans les tubes. [3]

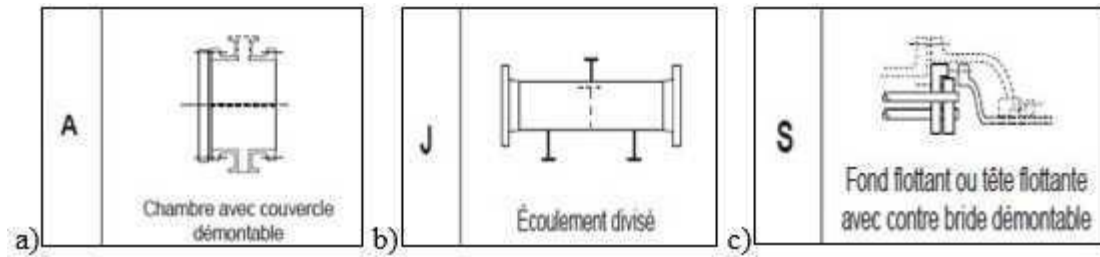


**Figure I.3 :** L'échangeur de chaleur

L'échangeur de chaleur est de type AJS selon la norme TEMA. La première lettre de la désignation TEMA représente le type de tête avant (boite de distribution) où le fluide côté tube entre dans l'échangeur de chaleur, la deuxième lettre représente le type de la calandre et la dernière lettre représente le type de la tête arrière.

AJS signifie :

- A : boîte de distribution avec couvercle démontable
- J : écoulement divisé
- S : tête flottante avec contre bride démontable



**Figure I.4 :** a) la boîte de distribution, b) la calandre, c) la tête flottante.

### I.3) Les éléments d'échangeur [3]

#### 1.3.1) Boîte de distribution

C'est l'organe qui distribue ou recueille le fluide aux extrémités des tubes. Sauf pour le tube en U, il y a une boîte à chaque extrémité de l'échangeur. La disposition de la boîte dépend non seulement du type choisi, mais aussi du nombre de passes. La liaison cloison-plaque tubulaire est en général assurée par un joint. La boîte est le plus souvent réalisée avec un matériau peu différent de celui des tubes.



**Figure I.5 :** La boîte de distribution de l'échangeur.

### I.3.2) La calandre

C'est l'enveloppe entourant le faisceau tubulaire. Il semble que la limite technologique pour des calandres se trouve aux alentours d'un diamètre de 2mètres.

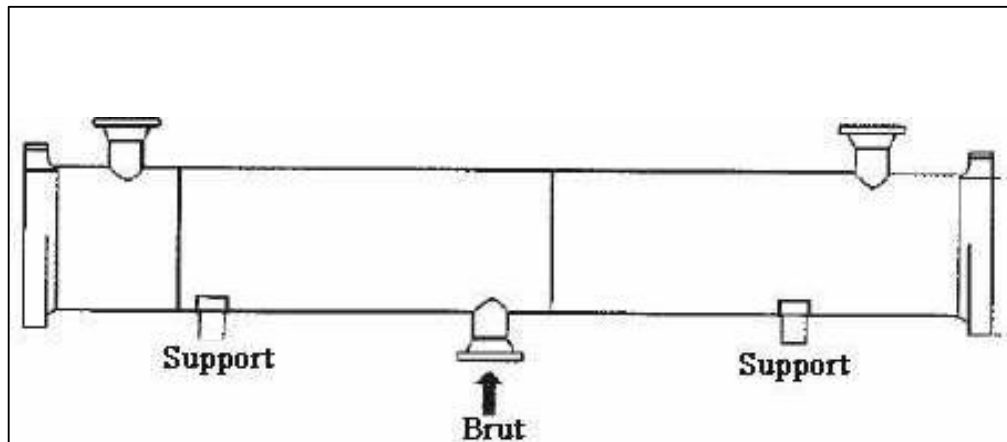


Figure I.6 : Schéma simplifié de la calandre

### I.3.2) Plaques tubulaires [5]

Les plaques tubulaires sont dimensionnées spécifiquement dans le respect des Impositions des codes ou des Standards TEMA. En aucun cas l'épaisseur est inférieure à 3/4 In, surépaisseur de corrosion comprise. La distinction est faite entre plaques tubulaires fixes et plaques « flottantes », selon le type de fond de calandre.

Les plaques tubulaires peuvent être en acier ordinaire, en acier spécial massif. Les tubes peuvent être fixés à la plaque tubulaire par dudgeonnage ou par soudure, quelque fois aussi par dudgeonnage allié à une soudure qui sert alors simplement à assurer l'étanchéité.



Figure I.7 : Plaquette tubulaire de l'échangeur.

### I.3.3) Les tubes

Les tubes de section circulaire sont exclusivement utilisés dans les échangeurs. Puisque le transfert de chaleur souhaité dans l'échangeur s'effectue à travers la surface du tube, le choix des variables géométriques du tube est important de point de vue de la performance. Les tubes doivent pouvoir supporter les éléments suivants : température et pression de fonctionnement des deux côtés, Contraintes thermiques et la nature corrosive des fluides.

Les plaques tubulaires sont des parties délicates des échangeurs. Les interstices entre tubes et plaques, sont des liens privilégiés de corrosion.

Par ailleurs, les dilatations différentielles excessives peuvent faire franchir les dudgeonnages ou les soudures.

Deux dispositions de tubes sont possibles : le pas triangulaire et le pas carré (Figure 1.7). La disposition en pas carré offre une plus grande facilité de nettoyage (toute la surface extérieure des tubes est accessible par un jet d'eau sous pression ou par un instrument de nettoyage). La disposition en pas triangulaire est plus compacte, donc plus économique.

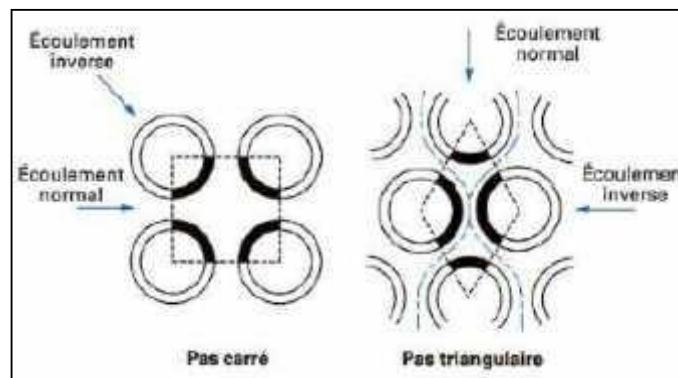


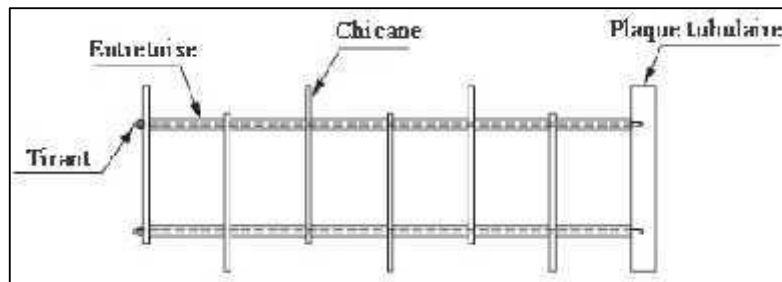
Figure I.8 : Pas des tubes.

Pour l'échangeur la disposition des tubes est triangulaire

### I.3.4) Le faisceau tubulaire

Ce sont des tubes normalisés particuliers dont le diamètre annoncé, en pouces, correspond exactement au diamètre extérieur à la différence des tubes utilisés en tuyauterie.

La disposition en pas cassé offre une plus grande facilité de nettoyage (toute la surface extérieure des tubes est accessible par le jet d'eau sous pression ou par instrument de nettoyage). La disposition en pas triangulaire est plus compacte donc plus économique. [3]



**Figure I.9 :** Entretoise et tirant.



**Figure I.10 :** Faisceau tubulaire de l'échangeur.

### I.3.5) La tête flottante

L'échangeur à tête flottant se compose d'une plaque tubulaire stationnaire et d'une plaque tubulaire flottante qui est libre pour contenir la dilatation thermique du faisceau tubulaire. Dans la tête flottante avec dispositif de support (type S), le couvercle de la tête flottante (au lieu d'être boulonné directement sur la plaque tubulaire flottante comme dans les autres types) est boulonné sur une bague de support. Le couvercle de la coque sur la tête flottante a un diamètre supérieur à la calandre. Les deux extrémités de l'échangeur de chaleur doivent être démontées pour le nettoyage et la maintenance. Ce type est recommandé pour les fluides de processus non dangereux.



**Figure I.11** : La tête flottante de l'échangeur.

### I.3.6) Chicanes

Les chicanes peuvent avoir deux rôles:

- ✓ Augmenter le temps de séjour du fluide ainsi que la vitesse du fluide (turbulence);
- ✓ Augmenter la rigidité du faisceau, pour éviter des phénomènes de vibration ;
- ✓ Dans le cas d'un transfert de chaleur sans changement de phase, il est intéressant d'augmenter la vitesse du fluide pour améliorer le coefficient d'échange. La vitesse sera d'autant plus élevée que les chicanes seront plus rapprochées et qu'elles auront un pourcentage d'ouverture facile ;

Là encore un équilibre devra être trouvé pour avoir simultanément un coefficient global d'échange et pertes de charges acceptables.

- ✓ Par ailleurs, les chicanes sont nécessaires pour augmenter la rigidité du faisce

### I.3.7) Déflecteurs longitudinaux et d'entrée [5]

Pour limiter les courants périphériques de biseau du faisceau, des déflecteurs longitudinaux solidaires du faisceau sont mis en place, des leurs plats sont soudés sur les chicanes et/ou les plaques supports et disposés par paires en nombre à optimiser selon le diamètre du faisceau et l'importance du courant de biseau potentiel. Bien entendu leur utilisation est d'autant plus recommandée que le Jeu entre faisceau et calandre est important

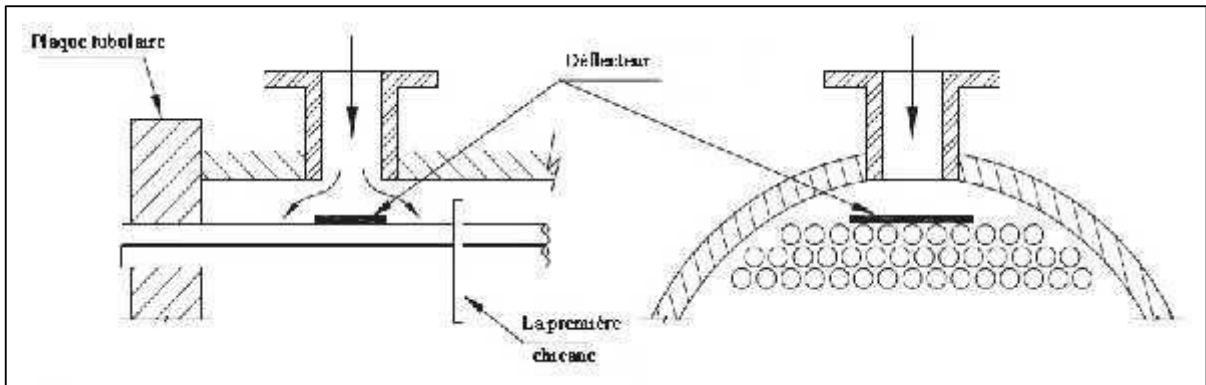


Figure I.12 : Déflecteur d'entrée.

### I.4) Le problème présent dans l'échangeur de chaleur :

Il s'agit d'un encrassement excessif sur le côté de la coque, qui affecte l'échangeur de chaleur, réduisant le transfert de chaleur entre le fluide froid (propane liquide) et le fluide chaud (propane gazeux)

#### 1.4.1) L'encrassement

Les principaux problèmes de fonctionnement rencontrés par les utilisateurs d'équipements d'échange thermique ont trait aux phénomènes d'encrassement, de corrosion, de vibrations et de tenue mécanique.

L'encrassement et la corrosion restent les phénomènes les moins compris de l'industrie; ils se traduisent par :

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

#### I.4.1. Définition de l'encrassement: [3]

L'encrassement, qui sous sa forme la plus générale peut être défini comme l'accumulation d'éléments solides indésirables sur une interface, affecté une grande variété d'opérations industrielles. Dans le cas des échangeurs, la présence d'un fort gradient thermique près de la

surface peut perturber les mécanismes d'encrassement isotherme rencontrés, par exemple lors de l'utilisation de membrane ou de filtre.

### **I.4.2. Type d'encrassement: [3]**

Il est possible de classer l'encrassement selon le mécanisme qui contrôle la vitesse de dépôt; régime d'écoulement, et selon les conditions d'utilisation des équipements d'échange thermique ou selon le mécanisme dominant, même s'il ne contrôle pas la vitesse de dépôt. Six types différents peuvent alors être définis :

#### **• Encrassement particulaire :**

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

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

#### **• Encrassement dû à la corrosion :**

L'encrassement par corrosion est le résultat d'une réaction chimique ou électrochimique entre la surface de transfert de chaleur et le fluide en écoulement. Les produits de la réaction qui se forment et restent sur la surface d'échange créent l'encrassement.

### **I.5) Maintenance**

Contrôle quotidien : Vérifier s'il y a des fuites de fluide dans les zones fermées de l'échangeur de chaleur.

Maintenance périodique : Réviser l'échangeur de chaleur et nettoyez les pièces selon le calendrier. Dans le même temps, vérifiez s'il existe des fissures visibles.

### **I.6) Vérification de la qualité de l'échangeur de chaleur existant**

La première étape dans la vérification des performances consiste à recueillir des informations sur les performances thermiques actuelles de l'échangeur de chaleur et à les comparer avec les conditions de conception. La deuxième partie consiste à examiner la procédure de maintenance Périodique, examiner les méthodes de nettoyage et les résultats des performances de l'échangeur de chaleur après le nettoyage et effectuons une inspection pour détecter tout signe de fuites.

### I.7) Démontage du faisceau tubulaire

Pour éviter tout dommage lors de l'enlèvement d'un faisceau tubulaire à partir d'une calandre, un dispositif de traction doit être fixé sur des boulons à œillets vissés dans la plaque tubulaire. Si la plaque tubulaire n'a pas de trous taraudés pour les boulons à œillets, des barres d'acier ou des câbles insérés à travers les tubes et attachés à des plaques de support peuvent être utilisés. Le faisceau doit être supporté sur les chicanes, ou sur les plaques tubulaires et manipulé soigneusement pour éviter l'endommagement du faisceau tubulaire. Le joint d'étanchéité et les surfaces de contact doivent être protégés. Un grand nombre d'appareils de traction et de manipulation de faisceau tubulaire sont disponibles pour le démontage et la remise à neuf des échangeurs de chaleur.



**Figure I.13 :** Extraction du faisceau tubulaire en utilisant l'extracteur hydraulique désigné spécialement pour l'extraction des faisceaux tubulaire, avec une grue de 60 tonnes.

### I.8) Nettoyage des échangeurs de chaleur

Dans la plupart des applications, on sait que l'encrassement se produit malgré une bonne conception, un fonctionnement efficace et une maintenance. Par conséquent, les échangeurs de chaleur et les équipements associés doivent être nettoyés. Le temps entre les opérations de nettoyage dépend de la gravité du problème d'encrassement. Dans certains cas, le nettoyage peut être effectué pendant les programmes de maintenance périodique, par exemple deux fois par an ou chaque année, mais dans d'autres cas un nettoyage fréquent sera nécessaire, peut-être mensuel ou trimestrielle.

### **I.8.1) Techniques de nettoyage**

En général, les techniques utilisées pour enlever les encrassements des surfaces de l'échangeur de chaleur, peuvent être classées en deux catégories : mécanique et chimique. Le processus de nettoyage peut être utilisé pendant que l'échangeur fonctionne, appelé nettoyage en ligne, ou pendant l'arrêt de l'équipement pour le nettoyer, appelés nettoyage hors ligne.

#### **I.8.1.1) Nettoyage mécanique hors ligne**

Les techniques utilisant des moyens mécaniques pour l'élimination des dépôts sont fréquentes dans l'industrie. Les différentes méthodes de nettoyage mécanique hors ligne sont :

- Nettoyage manuel : lorsqu'il y a un bon accès, comme pour un échangeur de chaleur à un faisceau tubulaire à un pas carré, et que le dépôt est doux, le lavage à mains peut être utilisé, bien que les coûts de main-d'œuvre soient élevés.
- Nettoyage à jet : cette méthode consiste à diriger des jets d'eau puissants sur des surfaces encrassées par des pistolets spéciaux ou des lances. L'efficacité de cette procédure de nettoyage dépend de l'accessibilité
- Passage des brosses à travers les tubes d'échangeur : L'unité se compose d'une cheville en plastique longue enveloppée de poils en nylon. Les brosses sont propulsées à travers le tube par un arbre flexible et les débris sont expulsés par l'air ou l'eau.

L'avantage des méthodes de nettoyage mécanique comprend la simplicité et la facilité d'utilisation, et la capacité de nettoyer des tubes complètement bouchés. Cependant, cette méthode peut endommager l'équipement, en particulier les tubes.

#### **I.8.1.2) Nettoyage chimique**

La pratique habituelle consiste à recourir au nettoyage chimique des échangeurs de chaleur uniquement lorsque d'autres méthodes ne sont pas satisfaisantes. Les méthodes de nettoyage chimique majeures sont :

- Par circulation : cette méthode implique le remplissage de l'équipement avec une solution de nettoyage. Et le faire circuler par une pompe.
- Nettoyage de remplissage et d'absorption : dans cette méthode, l'équipement est rempli d'une solution de nettoyage chimique et évacué après une période.
- Nettoyage par injection de vapeur : Cette méthode implique une injection d'un mélange concentré de solutions de nettoyage et de vapeur.

Le nettoyage chimique offre les avantages suivants sur le nettoyage mécanique : nettoyage uniforme et parfois nettoyage complet, il n'est pas nécessaire de démonter l'échangeur, capable de nettoyer les zones inaccessibles. Mais les produits chimiques utilisés pour le nettoyage sont

souvent dangereux et nécessitent des procédures d'élimination élaborées. Des gaz nocifs peuvent être émis par la solution de nettoyage.

### I.9) Localisation des fuites dans les tubes

Le test hydraulique côté calandre est le test préféré pour localiser les tubes perforés ou le joint entre les tubes et la plaque tubulaire qui fuit. Dans la plupart des cas, toute la face avant de la plaque tubulaire sera inspectée. Le point où le fluide s'échappe indique un tube ou un joint défectueux.

#### - Procédure du test hydraulique

Après le nettoyage de l'échangeur de chaleur, on effectue un test hydraulique pour vérifier s'il y a des fuites, les étapes à suivre pour effectuer ce test :

- 1- Installation de l'anneau de test avant et arrière avec les joints d'étanchéité.
- 2- Installation de la jauge de pression.
- 3- Branchez la pompe à eau.
- 4- Remplissage de la calandre par l'eau.
- 5- Augmentation de la pression jusqu'à la pression d'essai.
- 6- Vérifier les fuites des tubes.

Il faut s'assurer que l'air est enlevé complètement avant d'effectuer le test hydrostatique. On surveille la jauge du manomètre pour détecter la chute de pression qui indique les fuites. La pression d'épreuve doit être maintenue pendant au moins 30 minutes. Si des fuites sont détectées, elles doivent être réparées et les essais sont répétés jusqu'à ce qu'aucune fuite ne soit détectée.



**Figure I.14** : les anneaux de test côté boîte de distribution et côté tête flottante

Les tubes qui ont été détectés peuvent être bouchés par une goupille conique ou remplacés par des tiges solides à la place des tubes. Le nombre des tubes bouchés ne doit pas dépasser 10% du nombre des tubes. Ces goupilles de bouchage sont installées en appliquant un couple. Une autre option est le remplacement d'une partie ou de tous les tubes d'un échangeur de chaleur existant.

### I.10) Le retubage de l'échangeur

Lors de l'inspection de l'échangeur de chaleur et après le nettoyage, il y'avait plus que 10% des tubes défailants d'où la nécessité de changement des tubes défailant, mais dans le service maintenance ont décidé de changer tous les tubes.

#### I.10.1) Procédure de retubage

Après l'extraction du faisceau tubulaire, on le transporte à l'atelier mécanique pour faire le retubage par un personnel qualifié.

- **Détubage** : consiste à l'extraction des anciens tubes du faisceau tubulaire et pour cela il faut dessouder les tubes de la plaque tubulaire. Dans l'échangeur, les tubes sont dudgeonnés.

Pour l'extraction des tubes, on utilise un gabarit d'extraction.



**Figure I.15** : extraction des anciens tubes du faisceau tubulaire

- **Tubage** : consiste à l'insertion de nouveaux tubes à travers les plaques tubulaires et les Chicanes et le dudgeonnage des tubes aux plaques tubulaires.



**Figure I.16** : insertion des nouveaux tubes

Le dudgeonnage est l'opération qui consiste en l'expansion des tubes de façon à obtenir l'étanchéité nécessaire des fluides circulants dans les tubes et la calandre, en agissant sur l'épaisseur des tubes avec des outils appelés dudgeons choisis en fonction des caractéristiques des tubes et des plaques tubulaires.



**Figure I.17 :** dudgeonnage des tubes



**Figure I.18 :** outil de dudgeonnage

### **I.11) Démarrage de l'échangeur de chaleur**

Pendant le démarrage, il faut que toutes les conditions d'utilisation soient conformes aux spécifications de l'échangeur de chaleur. L'équipement ne doit pas être utilisé à des conditions dépassant les paramètres de conception.

Démarrage de l'échangeur : les fluides doivent être introduits de manière à réduire la dilatation thermique entre la calandre et les tubes. L'échangeur peut être mis en service en remplissant d'abord le fluide plus froid, puis l'introduction progressive du fluide chaud.

### **I.12) Critiques et recommandation**

Malgré le bon nettoyage le problème d'encrassement se réapparaît après une petite période de fonctionnement, ce qui résulte une fréquence élevée inévitable des arrêts d'entretien qui provoquant des arrêts de production.

On a remarqué que l'arrêt de nettoyage prend beaucoup de temps à cause des méthodes utilisées. On propose d'utiliser le nettoyage chimique, qui permettrait de réduire le temps de nettoyage de façon significative. La solution proposée consiste à faire circuler une solution diluée de détergent, éliminant ainsi la nécessité de sortir le faisceau tubulaire. La circulation serait assurée par le personnel et les équipements.

### **Conclusion :**

Les échangeurs de chaleurs sont des équipements très importants dans les procédés de traitement de gaz. Pour cela un bon programme de maintenance de ces équipements est nécessaire pour préserver la performance de ces équipements.

# Chapitre II

Dimensionnement de  
l'échangeur de chaleur

### L'échangeur à dimensionner comporte deux parties :

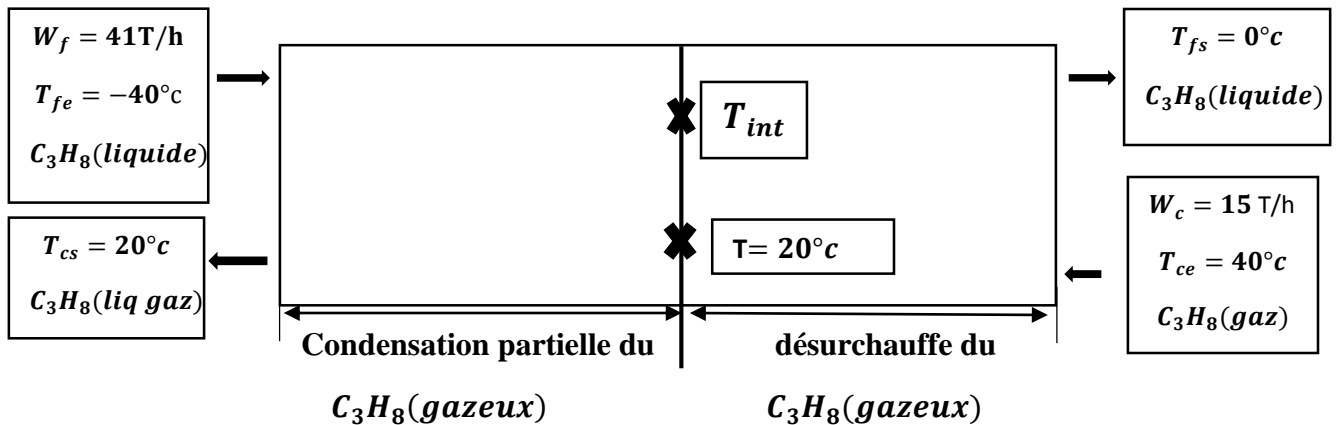
La première partie concerne la désurchauffe du propane gazeux se la deuxième concerne la condensation d'une partie de ce dernier.

La méthodologie choisie pour le calcul (DTLM) du dimensionnement de notre échangeur consiste à calculer séparément les surfaces d'échange correspondant aux deux parties, ensuite nous procédons, donc, au calcul définitif de chaque section et nous vérifions que les pertes de charge correspondent bien aux spécifications imposées ainsi que les surdimensionnements.

Pour la suite de la résolution de ce problème nous adaptons la désignation suivante :

- Le fluide chaud étant : propane gazeux.
- Le fluide froid étant : propane liquide

Les données concernant les fluides chaud et froid sont en annexe 1



Le propane liquide à réchauffer circule à l'intérieur des tubes et le propane gazeux qui subit un refroidissement puis une condensation partielle circule dans l'espace calandre.

#### 1) Calcul de la température intermédiaire $T_{int}$ .

Elle correspond à la température du propane liquide entre les deux parties de désurchauffe et de condensation, dont elle se calcule de la manière suivante :

On a :

$$\phi_c = W_c C_{Pc} (T_{ce} - T_{cs}) \quad \text{et} \quad \phi_f = W_f C_{Pf} (T_{fs} - T_{fe})$$

Avec

$$T_{fs} - T_{fe} = (T_{fs} - T_{int}) + (T_{int} - T_{fe})$$

Ou'

$\phi_c, \phi_f$  : sont les flux de chaleur respectivement pour le fluide chaud et le fluide froid,

$W_c, W_f$  : sont les débits de massique respectivement pour le fluide chaud et le fluide froid,

$C_{Pc}, C_{Pf}$  : sont les chaleurs spécifiques respectivement pour le fluide chaud et le fluide froid,

$T_{cs}, T_{ce}$  : sont respectivement les températures d'entrée et de sortie pour le fluide chaud (propane gazeux).

$T_{fs}, T_{fe}$  : sont respectivement les températures d'entrée et de sortie pour le fluide froid (propane liquide).

Le flux de chaleur échangé entre le propane gazeux et le propane liquide dans la partie désurchauffe, est :

$$\phi = W_c C_{Pc} (T_{ce} - T_{cs}) = W_f C_{Pf} (T_{fs} - T_{int})$$

Donc

$$T_{int} = T_{fs} - \frac{W_c C_{Pc}}{W_f C_{Pf}} (T_{ce} - T_{cs})$$

Il vient, après calcul, que :  $T_{int} = -6.075 \text{ } ^\circ\text{C}$

### 2) Calcul de la surface d'échange correspondant à la section de désurchauffe :

Le flux de chaleur correspondant à la désurchauffe du propane gazeux passant de la température  $T_{ce}$  à température  $T_{cond}$  est :

$$\phi_{désur} = W_c C_{Pc} (T_{ce} - T_{cond})$$

Où  $\phi_{désur}$  est le flux de chaleur libéré lors de la désurchauffe du propane et  $T_{cond}$  Sa température de condensation de  $20^\circ\text{C}$

Après tout fait nous trouvons :

$$\phi_{désur} = 162250 \text{ W}$$

Dans cette section, le propane liquide passe de la température  $T_{int}$  à la température  $T_{fs}$

Pour estimer la surface d'échange dans cette partie de désurchauffe, nous choisissons une valeur du coefficient d'échange  $U_{sd}$  d'après les valeurs expérimentales données en littérature pour un fluide chaud (gaz) et un fluide froid (liquide) peu visqueux (Voir sur l'annexe -5-).

Soit  $U_{sd} = 200 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$  ou de qui revient à écrire  $U_{sd} = 232.22 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

Or 
$$\phi_{désur} = U_{sd} \cdot A_{désur} \cdot DTLM_{(désur)}$$

## Dimensionnement de l'échangeur de chaleur

$$DTLM_{(désur)} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{int})}{Ln \frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{int}}} \cdot F$$

Il vient donc, après calcul, que  $DTLM_{(désur)} = 32.54 \text{ } ^\circ\text{C}$

**D'où**  $A_{désur} = \frac{\phi_{désur}}{U_{sd} \cdot DTLM_{(désur)}}$

En faisant les calculs, il vient que  $A_{désur} = 22.46 \text{ m}^2$

### 3) Calcul de la surface d'échange correspondant à la section de condensation partielle :

Le flux de chaleur reçu par le propane liquide en passant de la température  $T_{fe}$  à la température  $T_{int}$  est :

$$\phi_{cond} = \phi_{total} - \phi_{désur}$$

Or le flux de chaleur total est donnée par :  $\phi_{total} = W_f \cdot C_{Pf} (T_{fs} - T_{fe})$

Soit après calcul nous trouvons :  $\phi_{total} = 1068277.8 \text{ W}$

Nous déduisons le flux de chaleur correspondant à la section condensation :

$$\phi_{cond} = 906027.78 \text{ W}$$

De même manière nous choisissons une valeur du coefficient de transfert  $U_{scond}$  d'après les valeurs expérimentales donnée en littérature pour un gaz pur se condensat à sa température de bulle  $T_{cond}$

(Voir sur l'annexe -5-)

Soit  $U_{scond} = 226 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

Ou  $U_{scond} = 262.41 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

Or  $\phi_{cond} = U_{scond} \cdot A_{cond} \cdot DTLM_{(cond)}$

$$DTLM_{(cond)} = \frac{(T_{cs} - T_{int}) - (T_{cs} - T_{fe})}{Ln \frac{T_{cs} - T_{int}}{T_{cs} - T_{fe}}} \cdot F$$

Il vient donc, après calcul, que  $DTLM_{(cond)} = 40.71 \text{ } ^\circ\text{C}$

**D'où**  $A_{cond} = \frac{\phi_{cond}}{U_{sd} \cdot DTLM_{(cond)}}$

En faisant les calculs, il vient que  $A_{cond} = 94.81 \text{ m}^2$

### 4) Calcul de la surface total de l'échangeur :

Calcul de la surface total de l'échangeur est la somme de surface correspondant à chacune des deux sections

$$\text{Soit} \quad A_{total} = A_{désur} + A_{cond}$$

$$\text{Donc} \quad A_{total} = 117.27 \text{ m}^2$$

### 5) Choix et caractéristique de l'échangeur : [1]

Nous disposons d'un matériau de type acier (0.1C) dont le diamètre extérieur est de 0.0254m et le diamètre intérieur est de 0.02291m (BWG 18).

Ce choix est tiré par les recommandations de **KERN**<sup>1</sup>, établies pour les différentes dimensions à prendre pour les diamètres extérieurs et intérieurs.

Nous nous intéressons à la disposition des tubes dans la calandre selon une maille triangulaire et où nous faisons les calculs.

Le pas (P) de la maille est égale à : 0.03175m soit (1+1/4) pouces il vient que :

$$e_t = P \quad e_L = \frac{\sqrt{3}}{2} P$$

$$\text{D'où } e_t = 0.03175 \text{ m} \quad \text{et} \quad e_L = 0.0275 \text{ m}$$

Comme longueur des tubes (L), nous prenons 5m

$$\text{La surface extérieure d'un tube est :} \quad A_{tube} = \pi \cdot D_e \cdot L$$

$$\text{Soit} \quad A_{tube} = 0.3989823 \text{ m}^2$$

$$\text{Le nombre total des tubes est :} \quad n_t = \frac{A_{totale}}{A_{tube}}$$

$$\text{Soit} \quad n_t = 295.34385 \text{ tube}$$

A partir des tables<sup>2</sup>, nous choisissons le nombre de tubes total le plus voisins à  $n_t$

$$\text{Le nombre de tubes choisis étant} \quad n_t = 296 \text{ tubes}$$

Qui correspond à une passe côté calandre. Nous déduisons, ainsi le diamètre de la calandre et le nombre de passe côté tubes  $n_p$

$$\text{Soit} \quad D_c = 0.686 \text{ m}$$

$$\text{et} \quad n_p = 6$$

<sup>1</sup>: voir le tableau "caractéristique des tubes d'échangeurs" page : 1053, référence [1]

<sup>2</sup> : voir le tableau "disposition des tubes " page : 1056, à la même référence précédente.

## Dimensionnement de l'échangeur de chaleur

- Le nombre de tubes par passe ( $n_{tp}$ ) est donné par :  $n_{tp} = \frac{n'_t}{n_p}$

Soit  $n_{tp} = (49 + 1/3)$  tubes /passe

- Le débit volumique du propane ( $Q_v$ ) est donné par :  $Q_v = \frac{W_f}{\rho_f}$

Soit  $Q_v = 0.0205 \text{ m}^3/\text{s}$

- La vitesse dans les tubes est donnée par :  $u = \frac{Q_v}{n_{tp} \cdot A_{int}}$

Soit  $u = 1.0868 \text{ m/s}$

La valeur de cette vitesse est comprise entre 1 et 2 m/s. ce qui nous suggère de continuer le calcul.

La surface totale d'échange corrigée ( $A^*_t$ ) est :  $A^*_t = A_{tube} \cdot n'_t$

Soit  $A^*_t = 118.45 \text{ m}^2$

### 5) – 1 calcul des longueurs des tubes correspondant à chaque section :

- La longueur des tubes pour la section désurchauffe est donnée par :

$$L_d = \left( \frac{A_d}{A_{totle}} \right) L$$

Il vient donc  $L_d = 1.02 \text{ m}$

- La longueur des tubes pour la section désurchauffe est donnée par :

$$L_{cond} = \left( \frac{A_{cond}}{A_{totle}} \right) L = L - L_d$$

Soit  $L_{cond} = 3.98 \text{ m}$

### 5) - 2 Calcul du nombre de chicanes dans chaque section :

Nous choisissons, tout d'abord, un espacement ( $B$ ) entre chicanes de sorte à obtenir un nombre entier de chicanes.

La valeur de  $B$  doit respecter la recommandation suivante :

$$\frac{D_c}{5} < B < D_c \quad \text{ou } D_c \text{ est le diamètre de la calandre}$$

Soit  $B = 0.55 \text{ m}$

- Le nombre de chicanes pour la section désurchauffe  $n_{cd}$  est donné par :

$$n_{cd} = \left(\frac{L_d}{B}\right) - 1$$

Il vient que  $n_{cd} = 0.85$

$$n_{cd} = 1$$

- Le nombre de chicanes pour la section condensation partielle  $n_{ccond}$  est donné par :

$$n_{ccond} = \left(\frac{L_{cond}}{B}\right)$$

Il vient que  $n_{ccond} = 7.25$

$$n_{ccond} = 7$$

### 6) calcul de la perte charge :

#### 6) -1 calcul de la perte charge dans le tubes ( $\Delta P < 0.5 \text{ bar}$ )

La perte de charge dans les tubes est donnée par la formule :

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho \cdot u^2 \left( \lambda' \frac{n_p}{D_i} L + 4n_p + 1.5 \right)$$

**Ou :**  $\Delta P$  : La perte de charge exprimée en pascal

**u** : La vitesse du fluide dans les tubes,

**$\rho$**  : La masse volumique du fluide

**$\lambda'$**  : Le facteur de frottement de MOODY ( $\lambda' = 4f$ )

**$n_p$**  : Le nombre de passe côté tube

**L** : la longueur des tubes

**$D_i$**  : le diamètre intérieur des tubes,

**f** : le facteur de friction.

Pour déterminer **f** nous devons calculer le nombre de REYNOLDS qui est donné par la formule suivante :

$$Re = \frac{\rho_f \cdot u \cdot D_i}{\mu_f}$$

Pour  $Re < 10^5$ , nous appliquons la relation de BLASIUS qui donne le coefficient f

$$f = \frac{0.0791}{Re^{0.25}}$$

Application numérique :

$$R_e = 8.25.10^4$$
$$f = 4.67.10^{-3}$$
$$\lambda' = 1.87.10^{-2}$$

Nous déduisons ainsi la perte de charge à l'intérieur des tubes :

$$\Delta P = 0.14 \text{ bar}$$

### 6) -2 calcul de la perte charge dans la calandre pour la section désurchauffe :

Dans cette section nous travaillons sur une enveloppe munie de  $n_{cd}$  chicanes.

#### 6) -2 -1 calcul de la perte charge de longitudinale à travers une chicane

L'expression de la perte de charge longitudinale a pour formule :

$$\Delta P_L = \frac{G_L^2}{\rho} \quad \text{avec} \quad G_L = \frac{W_1}{a_L}$$

Où  $W_1$  : le débit massique du propane gazeux, soit 15 T/h

$\rho$  : La masse volumique du propane gazeux qui vaut 23.49 kg/m<sup>3</sup>

et  $a_L$  pour expression :  $a_L = \pi/4(D_C^2 - n'_t D_e^2)\varepsilon$

Où  $D_C$  : le diamètre extérieur du calandre, qui vaut 0.686m

$D_e$  : est le diamètre extérieur du tube, qui vaut, 0.0254m,

$\varepsilon$  : Le rapport de l'aire du segment libre de la chicane à la section de la calandre et vaut 0.25

Il vient après calcul :

$$a_L = 0.055 \text{ m}^2$$

$$G_L = 75.88 \text{ kg/m}^2.\text{s}$$

$$\Delta P_L = 0.002452 \text{ bar}$$

#### 6) -2 -2 calcul de la perte charge de transversale entre deux chicanes

L'expression de la perte de charge transversale est donnée par la formule suivante :

$$\Delta P_T = N f_t \frac{G_T^2}{\rho}$$

Où N est le nombre de rangées horizontales de tubes, comptées entre les centres des segments libre sous chicanes.

$$N = \frac{D_C - h}{\sqrt{e_t e_l}} \quad \text{Avec } h = D_C \varepsilon$$

et  $e_l = \frac{\sqrt{3}}{2} e_t$  puisque c'est une maille triangulaire.

## Dimensionnement de l'échangeur de chaleur

$f_t$  : le coefficient de friction.  $f_t = 1.5 \left( \frac{\mu}{(\sqrt{e_t \cdot e_l - D_e}) \cdot G_T} \right)^{0.2}$

Avec  $G_T = \frac{W_1}{a_T}$

Où  $W_1$  : est le débit massique à l'entrée

et  $a_t = B D_c \left( 1 - \frac{D_e}{\sqrt{e_t \cdot e_l}} \right)$

B étant l'espacement entre chicanes,

$\mu$  : étant la viscosité dynamique du propane gazeux et vaut  $8.86 \cdot 10^{-6}$  kg/m.s

Il vient après tout calcul que :

$$N = 17.41$$

$$a_t = 0.053 \text{ m}^2$$

$$G_T = 78.69 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$f_t = 0.183$$

$$\Delta P_T = 0.00841 \text{ bar}$$

### 6) -2 -3 calcul de la perte de charge globale pour la section désurchauffe ( $\Delta P < \Delta P_{admissible} = 0.2$ à 0.3 bar pour un gaz) :

La perte de charge totale qui correspond à cette section est donnée par

$$\Delta P_d = n_{cd} \Delta P_L + (n_{cd} + 1) \Delta P_T$$

Où  $n_{cd} = 1$

Soit après calcul faite :  $\Delta P_d = 0.0175 \text{ bar}$

### 6) - 3 calcul de la perte de charge dans la calandre pour la section condensation partielle ( $\Delta P_{cond} < 0.3 \text{ bar pour un liquide}$ ):

Dans cette section, la perte de charge est estimée par la formule suivante :

$$\Delta P_{cond} = \frac{1}{2} f \frac{G_{mv}^2 D_c (n_{ccond} + 1)}{D_{eq} \rho_g}$$

Où  $n_{ccond}$  : le nombre de chicane pour la condensation et est égal à 7

$\rho_g$  : La masse volumique du gaz à son état saturé et est égale à  $17.37 \text{ kg/m}^3$

$D_c$  : Le diamètre de la calandre

$D_{eq}$  : Le diamètre équivalent de l'enveloppe  $\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$

f : le facteur de friction

## Dimensionnement de l'échangeur de chaleur

$$G_{mv} = \left( \frac{G_1^2 + G_1 G_2 + G_2^2}{3} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$G_1$  : La quantité de gaz qui entre dans l'échangeur, exprimée en  $\text{kg/m}^2.\text{s}$ ,

$G_2$  : La quantité de gaz qui sort de l'échangeur, exprimée en  $\text{kg/m}^2.\text{s}$ ,

Cette quantité est égale à  $G_1$  moins la quantité qui se condense, soit

$$G_2 = G_1 - G_{cond} \quad \text{ou} \quad G_{cond} = \frac{\phi_{cond}}{\Lambda s_{cond}}$$

Avec  $\phi_{cond}$  = le flux de condensation,

$\Lambda$  : Enthalpie de vaporisation  $\Lambda = 83.41 \text{ kcal/kg}$

$s_{cond}$  : est la section de condensation et est égale à :  $\frac{\pi}{4} (D_c^2 - n'_t D_e^2)$

Le diamètre équivalent est donné par la formule suivante :

$$D_{eq} = \frac{4e_t e_l - \pi D_e^2}{\pi D_e}$$

Pour calculer le facteur de friction, nous devons déterminer le nombre de **REYNOLDS**

$$Re = \frac{D_{eq} G_{mv}}{\mu_g}$$

Où  $\mu_g$  : est la viscosité dynamique du gaz pris dans son état de saturation qui est égale à  $8,95.10^{-6} \text{ kg/m.s}$

Si  $10 < Re < 250$  alors  $f = \frac{0.36}{Re^{0.925}}$

Si  $250 < Re < 10^6$  alors  $f = \frac{1.19.10^{-2}}{Re^{0.187}}$

Il vient donc après calcul que :

Section de condensation égale à  $0.2196 \text{ m}^2$

$$G_1 = 18.97 \text{ kg/m}^2.\text{s}$$

$$G_{cond} = 11.82 \text{ kg/m}^2.\text{s}$$

$$G_2 = 7.15 \text{ kg/m}^2.\text{s}$$

$$G_{mv} = 13.5 \text{ kg/m.s}$$

$$D_{eq} = 0.0184 \text{ m}$$

$$Re = 2.95.10^4 \quad \text{soit} \quad 250 < Re < 10^6$$

$$f = 1.74.10^{-3}$$

$$\Delta P_{cond} = 2.32.10^{-5} \text{ bar}$$

### 6)- 4 Calcul de la perte de charge globale dans la calandre :

La perte de charge globale dans la calandre est la somme des pertes de charge pour chacune des deux sections (désurchauffe +condensation)

Soit  $\Delta P_{\text{calandre}} = \Delta P_d + \Delta P_{\text{cond}}$   
On obtient  $\Delta P_{\text{calandre}} = 0.0330127 \text{ bar}$

### 7) Calcul des coefficients globaux d'échange de chaleur :

#### 7)-1 Calcul du coefficient d'échange ( $h_i$ ) côté tubes :

$h_i$  est le coefficient d'échange entre le propane liquide et la paroi interne du tube. Pour déterminer  $h_i$ , on utilise la corrélation de Mac ADAMS4

$$Nu = 0,023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

Où Nu est le nombre de NÜSSELT,  $Nu = h_i \frac{D_i}{\lambda}$  avec

$D_i$  : diamètre intérieur des tubes,

$\lambda$  : est la conductibilité thermique qui vaut  $0.121 \text{ w/m.}^\circ\text{C}$

Soit 
$$h_i = \frac{\lambda}{D_i} Nu$$

Pr : est le nombre de PRANDTL,  $Pr = C_p \frac{\mu}{\lambda}$

Avec

$C_p$  : chaleur spécifique du fluide exprimée en  $\text{J/kg.}^\circ\text{C}$  et vaut  $2345 \text{ J/kg.}^\circ\text{C}$ ,

$\mu$  : la viscosité dynamique du fluide et vaut  $1.56.10^{-4} \text{ kg/m.s}$ ,

$\lambda$  : est la conductibilité thermique.

Re : est le nombre de REYNOLDS.

$$Re = \frac{\rho u D_i}{\mu}$$

Qui est déjà calculé précédemment dans le paragraphe : « perte de charge côté tube ».

il , vient après calcul que:

$$Re = 8.25.104$$

$$pr = 3.02$$

$$Nu = 3.07.10^2$$

$$h_i = 1.62. 10^3 \text{ w/m}^2.^\circ\text{C}.$$

**7) -2 Calcul du coefficient d'échange ( $h_e$ ) côté calandre pour la section désurchauffent :**

Le coefficient d'échange ( $h_e$ ) correspond à l'échange entre le propane gazeux et la paroi externe du tube.

Le coefficient d'échange ( $h_e$ ) se calcul à partir de la relation de KERN :

$$Nu = 0,351 Re^{0.55} Pr^{1/3} \quad \text{valable pour } 500 < Re < 10^6$$

$$\text{Ou } Re = \frac{G_1 D_{eq}}{\mu} \quad \text{et } pr = c_p \frac{\mu}{\lambda}$$

$$\text{Avec } G_1 = 18.97 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s} \quad \text{et } D_{eq} = 0.0184 \text{ m}$$

Pour les autres valeurs des propriétés physiques, elles sont données en (annexe 1). Après le calcul, on aura :

$$Re = 3.93.10^4$$

$$Pr = 0.88$$

$$Nu = 113.21$$

Pour le calcul de  $h_e$ , nous avons la relation :  $Nu = h_e \frac{D_e}{\lambda}$

Soit  $h_e = \frac{\lambda}{D_e} Nu$  avec  $\lambda = 1.96.10^{-2} \text{ w/m} \cdot ^\circ\text{C}$  et  $D_e = 0.0254 \text{ m}$

Nous trouvons :

$$h_e = 87.32 \text{ w/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}.$$

**7) - 3 Calcul du coefficient d'échange ( $h_c$ ) côté calandre pour la section Condensation partielle :**

Le coefficient d'échange ( $h_c$ ) entre le condensât et la paroi externe des tubes, se calcule de la manière suivante :

▪ En régime laminaire :  $h_c = 1.51 \left(\frac{4\Gamma}{\mu}\right)^{-1/3} \left(\frac{\lambda^3 \rho^2 g}{\mu^2}\right)^{1/3}$

Où  $\Gamma = \frac{W_1 - W_2}{(n_t)^{2/3} L_{cond}}$  et  $Re = \frac{2\Gamma}{\mu}$

$W_1 - W_2$  : est le débit du condensât exprimé en kg/s.

▪ En régime turbulent :  $h_c = 0.0077 \left(\frac{4\Gamma}{\mu}\right)^{0.4} \left(\frac{\lambda^3 \rho^2 g}{\mu^2}\right)^{1/3}$

## Dimensionnement de l'échangeur de chaleur

Les propriétés physiques sont données en (annexe 1) et correspondent au propane liquide dans son état de saturation,

Il vient après calcul que :

$$\Gamma = 0.01465 \text{ kg/m.s}$$

$$\text{Re} = 3.48.10^3$$

$$h_c = 49.94 \text{ w/m}^2.\text{°C}$$

### 7)- 4 calculs du coefficient d'échange global $U_{sg}$ (désur) pour la section désurchauffe :

Le calcul de  $U_{sg}$  (désur) Se fait en déterminant la résistance globale de transfert.

Soit :

$$\frac{1}{U_{sg(désur)}} = \frac{D_e}{h_i D_i} + \frac{D_e}{h_{di} D_i} + \frac{1}{h_{de}} + \frac{1}{h_e} + \frac{2 D_e e}{\lambda_a(D_i+D_e)}$$

$h_{di}$  : est le coefficient d'encrassement pour le propane liquide  
et vaut  $5000 \text{ k cal/h.m}^2. \text{°C}$ ,

$h_{de}$  : est le coefficient d'encrassement pour le propane gazeux  
et vaut  $5000 \text{ k cal/m}^2. \text{°C}$ ,

$\lambda_a$ : est la conductibilité thermique de l'acier (inox 0,1C)  
et vaut  $46 \text{ w/m.°C}$ ,

$e$  : est l'épaisseur des tubes et a pour expression :  $e = 1/2 (D_e - D_i)$ .

Après le calcul, nous trouvons :  $0.001245$

$$\frac{1}{U_{sg(désur)}} = 0.0125 \text{ m}^2.\text{°C/w}$$

$$U_{sg(désur)} = 79.82 \text{ w/m}^2.\text{°C}$$

### 7)-5 Calcul du coefficient d'échange global $U_{sg(cond)}$ pour la section condensation partielle:

De la même manière que précédemment le calcul se fait en déterminant la résistance globale de transfert.

Soit :

$$\frac{1}{U_{sg(cond)}} = \frac{D_e}{h_i D_i} + \frac{D_e}{h_{di} D_i} + \frac{1}{h_{de}} + \frac{1}{h_c} + \frac{2 D_e e}{\lambda_a(D_i+D_e)}$$

Nous trouvons, après tout calcul fait que :

$$\frac{1}{U_{sg(cond)}} = 0.00211 \text{ m}^2.\text{°C/w}$$

$$U_{sg(cond)} = 47.395 \text{ w/m}^2.\text{°C}$$

**8) Vérification des dimensions de l'échangeur :**

**8) -1 Calcul de la surface d'échange pour la section désurchauffe :**

La surface d'échange est celle correspondant à la surface externe des tubes, elle a pour expression :

$$A^*_d = n_t' \pi D_e L_d$$

soit  $A^*_d = 23.856 \text{ m}^2$

**8) - 2 Calcul de la surface d'échange pour condensation partielle :**

De même nous avons l'expression suivante :

$$A^*_{cond} = n_t' \pi D_e L_{cond}$$

soit  $A^*_{cond} = 94.24 \text{ m}^2$

**8) - 3 Calcul de la surface d'échange globale de l'échangeur**

$$A^* = A^*_d + A^*_{cond}$$

$$A^* = 118.1 \text{ m}^2$$

**9) Calcul du coefficient d'échange réel pour les deux sections :**

**9) - 1 Pour la section désurchauffe :**

L'expression du coefficient d'échange réel  $U^*_{sd}$  est la suivante :

$$U^*_{sd} = U_{sd} \frac{A_d}{A^*_d} \quad \text{Avec} \quad F=(E, R) \quad (\text{ANNEXE- 6-})$$

$$E = \frac{T_{fs} - T_{int}}{T_{ce} - T_{int}} \quad \text{et} \quad R = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{int}}$$

Il vient que :  $E = 0.132$  et  $R = 3.29$

D'après le graphe donnant  $F=f(E, R)$ , nous tirons  $F$ .

Soit  $F=0.99$

D'où  $U^*_{sd} = 72.55 \text{ w/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

**9) -2 Pour la section condensation partielle :**

L'expression du coefficient d'échange réel  $U^*_{scond}$  est la suivante :

$$U^*_{scond} = U_{scond} \frac{A_{cond}}{A^*_{cond} F} \quad \text{Avec} \quad F=(E, R) \quad (\text{ANNEXE- 6-})$$

$$E = \frac{T_{int} - T_{fe}}{T_{cs} - T_{fe}} \quad \text{et} \quad R = 0$$

Il vient que :  $E = 0.577$  et  $R = 0$

D'après le graphe donnant  $F=f(E, R)$ , nous tirons F.

Soit  $F=1$

D'où  $U_{scond}^* = 42.65 \text{w/m}^2 \cdot \text{°c}$

### 10) Calcul du surdimensionnement :

#### 10) - 1 Pour la section désurchauffe :

Le calcul du surdimensionnement de cette partie consiste à évaluer la quantité :

$$\left[ \left( \frac{U_{sg(désur)}}{U_{sd}^*} \right) - 1 \right] \times 100$$

Soit un surdimensionnement de **10.004%**

#### 10) - 2 Pour la section condensation partielle :

De la même façon le surdimensionnement consiste à évaluer la quantité :

$$\left[ \left( \frac{U_{sg(cond)}}{U_{scond}^*} \right) - 1 \right] \times 100$$

Soit un surdimensionnement de **11.115%**

### Conclusion :

Puisque nos résultats répondent aux recommandations données par la littérature, savoir une plage de 10 à 15 % alors on peut dire que le dimensionnement établi est satisfaisant

## Calcul de l'échangeur Gaz/liquide et de la condensation liquide

### Fluide à l'intérieur des tubes

#### Propane liquide entre -40 et 0°C

Masse volumique	(kg/m <sup>3</sup> )	555.2
Capacité calorifique	(J/kg.°C)	2345
Viscosité dynamique	(kg/m.°C)	1.56E-04
Conductibilité thermique	(w/m.°C)	0.121
Débit	(kg/s)	11.39

### Fluide dans l'espace calandre

#### Propane gazeux 20°C à 10.8 bar

Masse volumique	(kg/m <sup>3</sup> )	23.49
Capacité calorifique	(J/kg.°C)	1947
Viscosité dynamique	(kg/m.°C)	8.86E-04
Conductibilité thermique	(w/m.°C)	1.96E-02
Débit	(kg/s)	4.167

### Fluide dans l'espace calandre

#### Propane gazeux 20°C à 8.81 bar

Masse volumique	(kg/m <sup>3</sup> )	17.39
Capacité calorifique	(J/kg.°C)	1836
Viscosité dynamique	(kg/m.°C)	8.42E-06
Conductibilité thermique	(w/m.°C)	1.82E-02
Débit	(kg/s)	4.167

### Fluide dans l'espace calandre

#### Propane liquide 20°C à 8.81 bar

Masse volumique	(kg/m <sup>3</sup> )	500.2
Capacité calorifique	(J/mol.°C)	2773
Viscosité dynamique	(kg/m.°C)	1.05E-04
Conductibilité thermique	(w/m.°C)	0.0987
Débit	(kg/s)	4.167

### Température

T <sub>ce</sub>	(°C)	40
T <sub>cs</sub>	(°C)	20
T <sub>fe</sub>	(°C)	-40
T <sub>fs</sub>	(°C)	0
T <sub>int</sub>	(°C)	-6.075

### Données complémentaires

Conductibilité thermique du matériau	(w/m.°C)	46
Enthalpie d'évaporation à (20°C à 8.1bar)	(kcal/kg)	83.41

### Coefficients d'encrassement

h <sub>di</sub> (liquide)	(kcal/h.m <sup>2</sup> .°C)	5000
	(w/m <sup>2</sup> .°C)	5805.556
h <sub>de</sub> (gaz)	(kcal/h.m <sup>2</sup> .°C)	5000
	(w/m <sup>2</sup> .°C)	5805.556
h <sub>dc</sub> (condensate)	(kcal/h.m <sup>2</sup> .°C)	5000
	(w/m <sup>2</sup> .°C)	5805.556

### Coefficients sales

$U_{sd}$ (Légers -légers)	(kcal/h.m <sup>2</sup> °c)	<b>200</b>
(34.83_81.28kcal/h.m <sup>2</sup> °c)	(W/m <sup>2</sup> . °c)	232.22
$U_{scond}$ (Légers -légers)	(kcal/h.m <sup>2</sup> °c)	<b>226</b>
(34.83_81.28kcal/h.m <sup>2</sup> °c)	(w/m <sup>2</sup> . °c)	262.41

### Calculs

Puissance total	(w)	1068277.8
Puissance de désurchauffe	(w)	162250
Puissance de condensation	(w)	906027.78
Débit de condensat	(kg/s)	2.6
	(T/h)	9.35

DTLM (désurchauffe)	(°c)	32.54
DTLM (condensation)	(°c)	40.70
Surface désurchauffe (Ad)	(m <sup>2</sup> )	22.46
Surface condensation (Acond)	(m <sup>2</sup> )	94.81
Surface total (At)	(m <sup>2</sup> )	118
$A_d/A_t$		0.2020
$A_{cond}/A_t$		0.7979

### Choix de l'appareil (maille triangulaire)

$D_{ext}$ du tube (BGW18)	m	<b>0.0254</b>
$D_{int}$ du tube	m	<b>0.2291</b>
Epaisseur du tube (e)	m	0.00125
Pas (p)= et	m	<b>0.03175</b>
el =	m	0.02750
Longueur du tube (L)	m	<b>5</b>
Débit volumique (propane liquide)	m <sup>3</sup> /s	0.2051
Section droite interne d'un tube	m <sup>2</sup>	0.3598694
Section longitudinale externe d'un tube	m <sup>2</sup>	0.3689823
Nombre total de tubes		295.3438

### Choix

Le nombre de tube choisis		<b>296</b>
Nombre de passes cote tubes (npt)		<b>6</b>
Nombre du tube par passe (ntp)		49.3333
Vitesse dans les tubes (V) en (m/s) $1 < v < 2$ m/s		1.0086
La surface total corrigée $A*t$ en (m <sup>2</sup> )		118.52

### Choix de la calandre et caractéristiques de l'échangeur

Diamètre de la calandre (Dc) en m		<b>0.686</b>
$Dc/5$		0.1372
Ecartement entre chicanes (B) en (m)		<b>0.55</b>
( $Dc/5 < B < Dc$ )		
Longueur de désurchauffe (Ld) en (m)		1.02
Longueur de condensation (Lcond) (m)		3.98
Nbr de chicanes désurchauffe (ncd)		0.85
Nbr de chicanes condensation (ncond)		7.25
Nbr de chicanes (nct)		8
Epsilon		0.25
h		0.1715

### Choix

ncd	1
nccond	7

### Perte de charge

#### Côté tubes

Re(<1.0E+5)	8.25E+04
Facteur de MOODY	0.0183
DP (<0.5bar)	0.14

#### Côté calandre (désurchauffe)

##### Perte de charge longitudinale

aL (m <sup>2</sup> )	0.054905
GL (kg/m <sup>2</sup> .s)	75.88718
DPL (bar)	0.002452

##### Perte de charge transversale

N	17.41311
at (m <sup>2</sup> )	0.05295
Gt kg/m <sup>2</sup> .s	78.6878
Ft	0.183183
DPt (bar)	0.00841

##### Perte de charge globale (désurchauffe)

DPd (<0.2 à 0.3 bar)	0.017491
----------------------	----------

#### Côté calandre (condensation partielle)

Scond (m <sup>2</sup> )	0.2196198
G1 (kg/ m <sup>2</sup> .s)	18.97
Gcond (kg/ m <sup>2</sup> .s)	11.82
G2 (kg/ m <sup>2</sup> .s)	7.1510
Gmv (kg/ m <sup>2</sup> .s)	13.50
Deq (m)	0.01836
Re (250<Re<1.0E+06)	2.95E+04
Facteur de friction(f)	1.74E-03
DPcond (<0.5bar)	2.81E-05

##### Perte de charge totale dans la calandre

DP (bar)	0.0175191
----------	-----------

#### Coefficients globaux d'échange de chaleur

##### Côté tube

Re (500<Re<1.0E+06)	8.25E+04
Pr	3.02
Nu	3.07E+02
hi W/m <sup>2</sup> . °c	1.62E+03

##### Côté calandre(désurchauffe)

Re (500<Re<1.0E+06)	3.93E+04
Pr	0.88
Nu	113.211904
he W/m <sup>2</sup> . °c	87.32

##### Côté calandre (condensation)

Gamma (kg/m. °c)	0.01464982
------------------	------------

Re (<2100)	3.48E+03
hc (W/m <sup>2</sup> . °C)	49.942681

Coefficient global d'échange (désurchauffe)

1/U <sub>sg</sub> (désur)	0.0125
U <sub>sg</sub> (désur) (w/m <sup>2</sup> . °C)	79.81

Coefficient global d'échange (condensation partielle)

1/U <sub>sg</sub> (cond)	0.2109949
U <sub>sg</sub> (cond) (w/m <sup>2</sup> . °C)	47.39

Vérification des dimensions de l'échangeur

Xd	0.1318
Zd	3.2920
Yd (Abque)	0.99

Xcond	0.5654
Zcond	0
Ycond	1

A*d (m <sup>2</sup> )	23.5862
U*s <sub>d</sub> (w/ m <sup>2</sup> . °C)	72.5552
Surdimensionnement (%) (désurchauffe)	10.0037

A*cond (m <sup>2</sup> )	94.2425
U*s <sub>cond</sub> (w/ m <sup>2</sup> . °C)	42.6536
Surdimensionnement (%) (Condensation)	11.115

# Conclusion

### **Conclusion :**

Au cours de notre travail, nous avons tenté l'approche du surdimensionnement d'un échangeur tubulaire de chaleur. Variante de 10 à 15%, pour la récupération du propane à 0°C.

Ce travail classique fait partie de l'art de l'ingénieur qui doit rassembler toutes les données physico - chimiques des fluides. Une fois que le choix de l'appareil est fait, il reste à calculer, tout au long de l'échangeur, le transfert de chaleur et la perte de charge. En effet, cette dualité transfert de chaleur - perte de charge domine tout le problème. Lorsque la résistance au transfert thermique est faible, l'épaisseur des films formée est très faible. Par conséquent, des nombres de REYNOLDS entraînent une réduction des surfaces d'échange à prévoir donc une économie. Malheureusement, un accroissement du nombre de REYNOLDS provoque une augmentation des pertes de charge qui implique un supplément d'énergie à fournir aux fluides et par voie de conséquence des frais opératoires plus élevés.

Il est à noter que toute étude d'un échangeur de chaleur doit comporter les deux parties principales suivantes :

1. le transfert thermique,
2. le projet de fabrication

Notre travail a répondu largement à la première recommandation. En ce qui concerne le projet de fabrication qui est basé sur le choix des matériaux, des joints, des enveloppes ainsi que de la meilleure disposition mécanique pour construire un appareil à bas prix, nous souhaiterions que ce travail mérite d'être approfondi en tenant compte du paramètre coût.

Enfin, nous estimons que ce travail n'est qu'une contribution au dimensionnement des échangeurs tubulaires de chaleur et mérite d'être appliqué à d'autres fluides.

[1] **P. Wuither.**

*Le Pétrole Raffinage et Génie Chimique.* Deuxième édition. Paris. 1972.

[2] **Pierre Trambouze.**

*Le Raffinage du Pétrole, Matériels et équipements.* Paris. 1999.

[3] **M. A. Masri,** 'Equipements d'Echange Thermique', 'Echangeur faisceau-Calandre', IAP, 1010

[4] **M. Bennajah. Chaouni,** '*Echangeurs de Chaleur*', Paris, édition Technipe, 2014.

[5] **hadj kouider chawki**

Dimensionnement d'un échangeur de chaleur tubulaire pour la condensation de propane

PFE au département de génie des procédés université de Laghouat 2001/2002

ANNEXE

## ANNEXE – 1

### Tableau 1 : propriétés du propane liquide

<b>T = -20      P = 4.7 bar</b>			
<b>Masse volumique</b>	<b>Chaleur spécifique</b>	<b>Viscosité dynamique</b>	<b>Conductibilité thermique</b>
$\rho_f$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_{pf}$ (J/kg. °c)	$\mu_f$ (Pa.s)	$\lambda_f$ (w/m. °c)
<b>555.2</b>	<b>2345</b>	<b>1.65.10<sup>-6</sup></b>	<b>0.121</b>

Le débit du propane liquide étant :  $W_f = 40$  T/h

La température d'entrée du propane liquide  $T_{fe} = -40^\circ\text{c}$

La température de sortie du propane  $T_{fs} = 0^\circ\text{c}$

### Tableau 2 : propriétés du propane gazeux

<b>T = 30      P = 10.8 bar</b>			
<b>Masse volumique</b>	<b>Chaleur spécifique</b>	<b>Viscosité dynamique</b>	<b>Conductibilité thermique</b>
$\rho_f$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_{pf}$ (J/kg. °c)	$\mu_f$ (Pa.s)	$\lambda_f$ (w/m. °c)
<b>23.49</b>	<b>1947</b>	<b>8.86.10<sup>-6</sup></b>	<b>1.96.10<sup>-2</sup></b>

Le débit du propane gazeux entrant dans l'échangeur :  $W_f = 15$  T/h

La température d'entrée du propane gazeux  $T_{ce} = 40^\circ\text{c}$

La température de sortie du propane gazeux  $T_{cs} = 20^\circ\text{c}$

**Tableau 3 : propriétés du propane gazeux saturé**

<b>T = 20      P = 10.7 bar</b>			
<b>Masse volumique</b>	<b>Chaleur spécifique</b>	<b>Viscosité dynamique</b>	<b>Conductibilité thermique</b>
$\rho_f$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_{pf}$ (J/kg. °c)	$\mu_f$ (Pa.s)	$\lambda_f$ (w/m. °c)
<b>17.37</b>	<b>1836</b>	<b>8.42.10<sup>-6</sup></b>	<b>1.82.10<sup>-2</sup></b>

**Tableau 2 : propriétés du propane gazeux**

<b>T = 20      P = 8.1 bar</b>			
<b>Masse volumique</b>	<b>Chaleur spécifique</b>	<b>Viscosité dynamique</b>	<b>Conductibilité thermique</b>
$\rho_f$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_{pf}$ (J/kg. °c)	$\mu_f$ (Pa.s)	$\lambda_f$ (w/m. °c)
<b>500.2</b>	<b>2773</b>	<b>1.05.10<sup>-4</sup></b>	<b>9.87.10<sup>-2</sup></b>

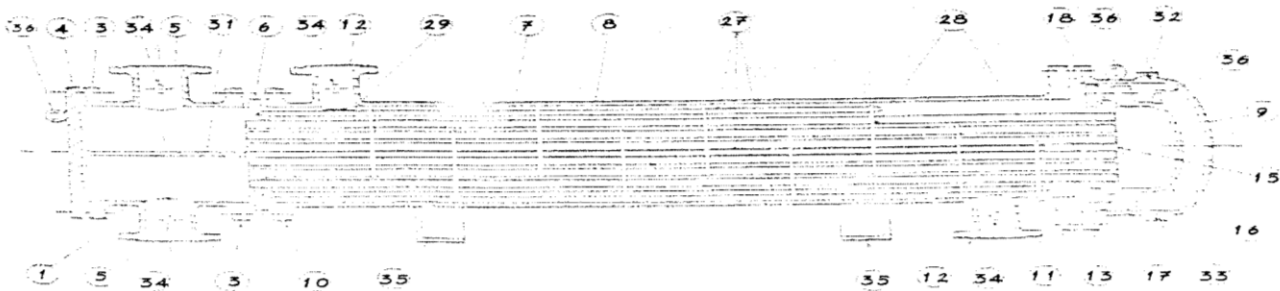
Avec  $\Lambda_{\text{cond}} = (T=20^\circ\text{c et } P = 8.1 \text{ bar}) = 83.41 \text{ kcal/kg}$

## ANNEXE – 2

## Nomenclature des composants des échangeurs

## Extrait norme T.E.M.A

- |   |   |
|---|---|
| 1. Extrémité fixe – virole de boîte à fond plat.                        | 18. Contre- bride de tête flottante.            |
| 2. Extrémité fixe – virole de boîte à fond bombée monobloc.             | 19. Anneau fendu.                               |
| 3. Bride d'extrémité fixe sur boîte à fond plat ou fond bombé monobloc. | 20. Contre- bride slip-on.                      |
| 4. Fond plat de boîte d'extrémité.                                      | 21. fond extérieur de tête flottante.           |
| 5. Tubulure de boîte d'extrémité fixe.                                  | 22. Jupe de plaque tubulaire de tête flottante. |
| 6. Plaque tubulaire fixe.   | 23. Boîtier de garniture.                       |
| 7. Tubes.   | 24. Garniture.                                  |
| 8. Virole de calandre ou corps.   | 25. Couvercle presse-garniture.                 |
| 9. Fond de calandre ou corps.   | 26. Anneau-lanterne.                            |
| 10. Bride de calandre ou corps, extrémité fixe.                         | 27. Tirants et entretoises.                     |
| 11. Bride de calandre ou corps, extrémité arrière.                      | 28. Chicane transversales ou plaques supports.  |
| 12. Tubulure de calandre ou corps.                                      | 29. Déflecteur de protection contre l'impact.   |
| 13. Bride de fond de calandre ou corps.                                 | 30. Chicane longitudinales.                     |
| 14. Soufflet de dilatation.   | 31. Plaque de séparation de passe.              |
| 15. Plaque tubulaire de tête flottante.                                 | 32. Purge de gaz.                               |
| 16. Fond de tête flottante.   | 33. Purge de liquide.                           |
| 17. Bride de tête flottante.  | 34. Raccord d'instrument de mesure.             |
|   | 35. Berceau-support.                            |
|   | 36. Anneau de levage.                           |
|   | 37. Console-support.                            |
|   | 38. Déversoir.                                  |
|   | 39. Prise de niveau de liquide.                 |



## ANNEXE – 3

### I. Caractéristiques des tubes d'échangeur :

Diamètre extérieur (in et mm)	BWG	Epaisseur (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	0,656	0,0399	0,0266	0,600
	16	1,65	0,940	0,694		0,0259	0,490
	18	1,24	1,021	0,819		0,321	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	2,291	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	2,39
	16	1,65	3,480	9,512		0,1093	1,622
	18	1,24	3,556	9,931		0,1171	1,237

**II. Nombres de tubes dans les dispositions conventionnelles :**  
**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>p</sub>				Nombre de passes : n <sub>p</sub>				Nombre de passes : n <sub>p</sub>			
(in)	(cm)	2	4	6	8	2	4	6	8	2	4	6	8
8	203	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	324	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

**Disposition des tubes en triangulaires :**

D <sub>C</sub> calandre		Tubes : 3/4 P = 15/16				Tubes : 3/4 P = 1				Tubes : 1 P = 1 ¼			
		Nombre de passes : n <sub>p</sub>				Nombre de passes : n <sub>p</sub>				Nombre de passes : n <sub>p</sub>			
(in)	(cm)	2	4	6	8	2	4	6	8	2	4	6	8
8	20,3	32	26	24	18	30	24	24		16	16	14	
10	25,4	56	47	42	36	52	40	36		32	26	24	
12	30,5	98	86	82	78	82	76	74	70	52	48	46	44
13 1/4	33,7	114	96	90	86	106	86	82	74	66	58	54	50
15 1/4	38,7	160	140	136	128	138	122	118	110	86	80	74	72
17 1/4	43,9	224	194	188	178	196	178	172	166	118	106	104	94
19 1/4	48,9	282	252	244	234	250	226	216	210	152	140	136	128
21 1/4	54,0	342	314	306	190	302	278	272	260	188	170	164	160
23 1/4	59,1	420	386	378	364	376	352	342	328	232	212	212	202
25	63,5	506	468	446	434	452	422	394	382	282	256	252	242
27	68,6	602	550	536	524	534	488	474	464	334	302	296	286
29	73,7	692	640	620	594	604	556	538	508	376	338	334	316
31	78,8	822	766	722	720	728	678	666	640	454	430	424	400
33	83,8	938	878	852	826	830	774	760	732	522	486	470	454
35	88,9	1068	1004	988	958	938	882	864	848	592	562	546	532
37	94,0	1200	1144	1104	1072	1044	1012	986	870	664	632	614	598
39	99,0	1330	1258	1248	1212	1176	1128	1100	1078	736	700	688	672
													336

## ANNEXE – 4

**Démonstration de l'expression :  $\Phi = UA \cdot \Delta T_{LM}$**

$\Delta T_{LM}$  : « différence de température logarithmique moyenne ».

On a :

$$d\Phi = U (T_c - T_f) dA \quad (1)$$

où  $U$  : coefficient local d'échange à travers la paroi,  
 $dA$  : surface infinitésimale correspondant à un échangeur de chaleur,  
 $T_c$  : température chaude,  
 $T_f$  : température froide.

Cette équation est valable quel que soit le modèle d'échangeur considéré.

D'autre part, on a :

**Echangeur à co-courant :**

et  $d\Phi = - W_c C_{pc} dT_c \quad [ T_c \searrow \implies (dT_c < 0) ] \quad (2)$

où  $d\Phi = W_f C_{pf} dT_f \quad [ T_f \nearrow \implies (dT_f > 0) ] \quad (3)$

$W_c$  : débit massique du fluide chaud,  
 $W_f$  : débit massique du fluide froid,  
 $C_{pc}$  : chaleur spécifique du fluide chaud,  
 $C_{pf}$  : chaleur spécifique du fluide froid.

d'où

$$U (T_c - T_f) dA = - W_c C_{pc} dT_c \implies \frac{dT_c}{T_c - T_f} = - \frac{U}{W_c C_{pc}} dA \quad (4)$$

et

$$U (T_c - T_f) dA = W_f C_{pf} dT_f \implies \frac{dT_f}{T_c - T_f} = \frac{U}{W_f C_{pf}} dA \quad (5)$$

$$(4) - (5) \implies \frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = - \left( \frac{1}{W_c C_{pc}} + \frac{1}{W_f C_{pf}} \right) U dA$$

En intégrant cette équation, nous obtenons :

pour  $A = 0$ ,  $T_c - T_f = T_{ce} - T_{fe}$

soit 
$$\frac{T_c - T_f}{T_{ce} - T_{fe}} = \exp \left[ - \left( \frac{1}{W_c C_{pc}} + \frac{1}{W_f C_{pf}} \right) UA \right] \quad (6)$$

**Echangeur à contre-courant :**

et  $d\Phi = - W_c C_{pc} dT_c \quad [ T_c \searrow \implies (dT_c < 0) ]$

$d\Phi = - W_f C_{pf} dT_f \quad [ T_f \searrow \implies (dT_f < 0) ]$

et  $d\Phi = U (T_c - T_f) dA$

soit :

$$U (T_c - T_f) dA = - W_c C_{pc} dT_c \implies \frac{dT_c}{T_c - T_f} = - \frac{U}{W_c C_{pc}} dA \quad (4)$$

et

$$U (T_c - T_f) dA = - W_f C_{pf} dT_f \implies \frac{dT_f}{T_c - T_f} = - \frac{U}{W_f C_{pf}} dA \quad (5')$$

$$(4) - (5') \implies \frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = - \left( \frac{1}{W_c C_{pc}} - \frac{1}{W_f C_{pf}} \right) U dA$$

En intégrant cette équation tout en tenant compte des conditions aux limites, nous trouvons :

pour  $A = 0$ ,  $T_c - T_f = T_{ce} - T_{fs}$

soit 
$$\frac{T_c - T_f}{T_{ce} - T_{fs}} = \exp \left[ - \left( \frac{1}{W_c C_{pc}} - \frac{1}{W_f C_{pf}} \right) UA \right] \quad (7)$$

**Traitement simultané des configurations co-courant et contre-courant :**

Appelons « a » l'extrémité pour laquelle  $A = 0 ; (T_c - T_f) = \Delta T_a$   
 Appelons « b » l'extrémité pour laquelle  $A = \text{surface totale} ; (T_c - T_f) = \Delta T_b$

Soit le tableau suivant :

	$\Delta T_a$	$\Delta T_b$
Co-courant	$T_{ce} - T_{fe}$	$T_{cs} - T_{fs}$
Contre-courant	$T_{ce} - T_{fs}$	$T_{cs} - T_{fe}$

D'après les équations (6) et (7), on peut écrire :

$$\frac{T_c - T_f}{\Delta T_a} = \exp \left[ - \left( \frac{1}{W_c C_{pc}} \pm \frac{1}{W_f C_{pf}} \right) UA \right] \quad (8)$$

avec (+) en co-courant et (-) en contre-courant et par conséquent ; tout en tenant compte de (1) :

$$d\Phi = U \Delta T_a \exp \left[ - \left( \frac{1}{W_c C_{pc}} \pm \frac{1}{W_f C_{pf}} \right) UA \right] dA$$

En intégrant cette équation, on trouve :

$$\Phi = U \Delta T_a \int_0^A \exp \left[ - \left( \frac{1}{W_c C_{pc}} \pm \frac{1}{W_f C_{pf}} \right) UA \right] dA$$

C'est-à-dire

$$\Phi = \Delta T_a \frac{1 - \exp \left[ - \left( \frac{1}{W_c C_{pc}} \pm \frac{1}{W_f C_{pf}} \right) UA \right]}{\frac{1}{W_c C_{pc}} \pm \frac{1}{W_f C_{pf}}} \quad (9)$$

A l'extrémité « b » où  $A = \text{surface totale} ; (T_c - T_f) = \Delta T_b$ , on a d'après (8)

$$\frac{\Delta T_b}{\Delta T_a} = \exp \left[ - \left( \frac{1}{W_c C_{pc}} \pm \frac{1}{W_f C_{pf}} \right) UA \right] \quad (10)$$

d'où 
$$\left( \frac{1}{W_c C_{pc}} \pm \frac{1}{W_f C_{pf}} \right) = - \frac{1}{UA} \ln \frac{\Delta T_b}{\Delta T_a} \quad (11)$$

Reportons les équations (10) et (11) dans (9), il vient que :

$$\Phi = \Delta T_a \frac{1 - \frac{\Delta T_b}{\Delta T_a}}{- \frac{1}{UA} \ln \frac{\Delta T_b}{\Delta T_a}} = \Delta T_a \frac{\frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\Delta T_a}}{\frac{1}{UA} \ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}}$$

d'où

$$\Phi = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\frac{1}{UA} \ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} = UA \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} = U A \Delta T_{LM}$$

où

$$\frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} = \Delta T_{LM}$$

**Remarque :**

Lorsque  $\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b} < 2$  ,  $\Delta T_{LM} \approx \frac{\Delta T_a + \Delta T_b}{2}$

L'écart entre les deux moyennes est inférieur à 4%.

## ANNEXE -5-

Les Coefficients d'échanges  $U_{sg}$ 

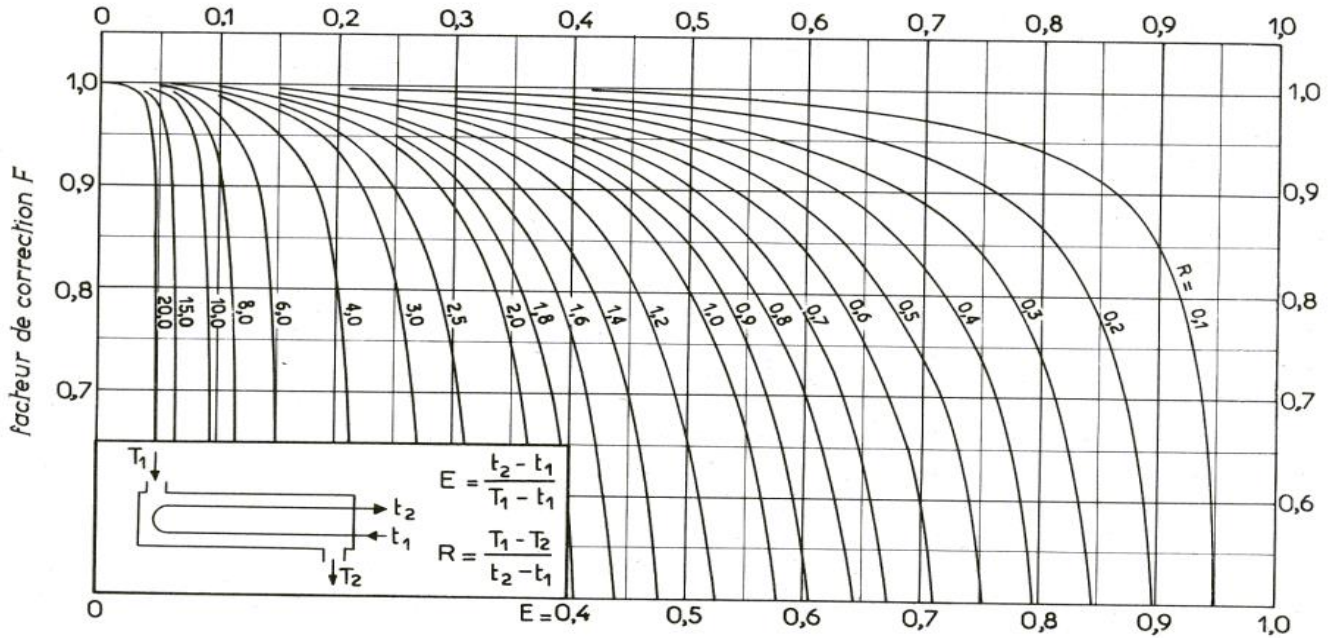
ÉCHANGEURS		$U_s$	
FLUIDE CHAUD	FLUIDE FROID	kcal/h.m <sup>2</sup> .°C	BTU/hr. ft <sup>2</sup> .°F
Eau .....	Eau .....	1 250 - 2 500	250 - 500
Solutions aqueuses .....	Solutions aqueuses .....	1 250 - 2 500	250 - 500
Hydrocarbures légers <sup>(2)</sup> .....	Hydrocarbures légers .....	200 - 370	40 -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

(1) Ces valeurs de  $U_s$  comprennent une résistance globale d'encrassement  $R_s = 0,0006 \text{ h.m}^2. \text{°C/kcal} = 0,003 \text{ hr. ft}^2. \text{°F/BTU}$ , et correspondent à :  $0,35 \text{ kg/cm}^2 < \Delta P < 0,7 \text{ kg/cm}^2$ .

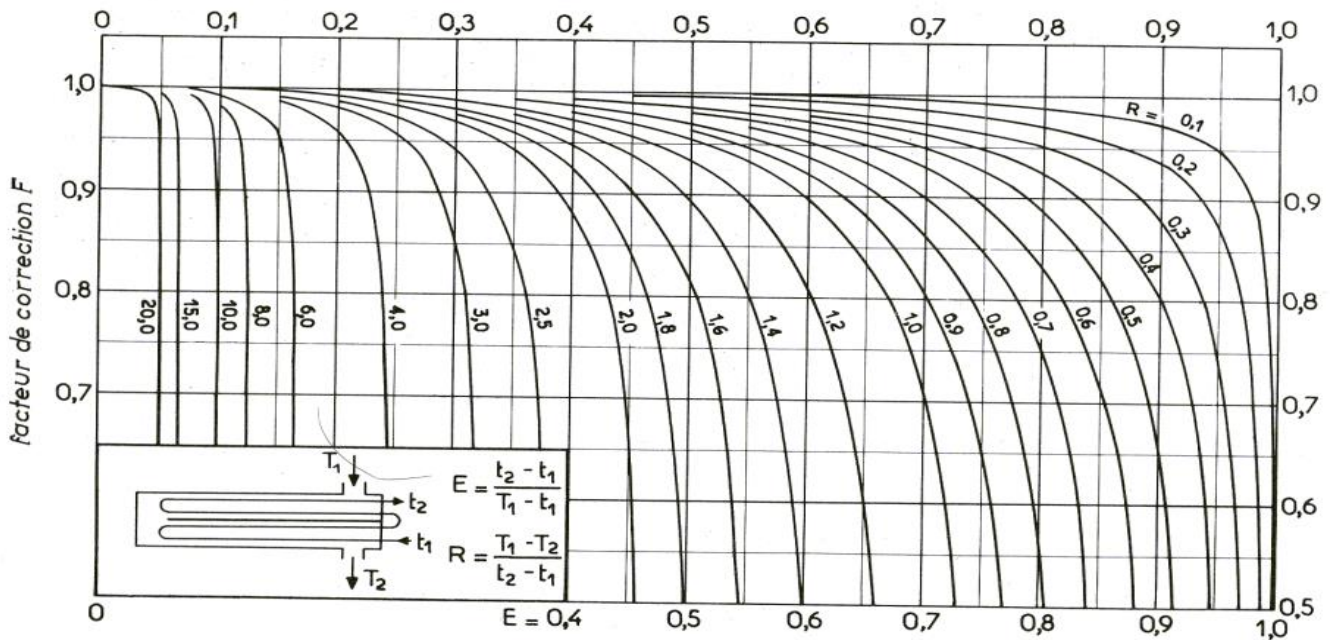
(2) Hydrocarbures légers :  $\mu < 0,5 \text{ cPo}$  (ainsi que : benzène, toluène, acétone, éthanol, MEK).  
 Hydrocarbures moyens :  $0,5 < \mu < 1 \text{ cPo}$  (kérosène, gasoil chaud, huile d'absorption, bruts légers).  
 Hydrocarbures lourds :  $\mu > 1 \text{ cPo}$  (gasoil froid, huiles, fuels-oils, brut réduit, asphalte).

## ANNEXE -6-

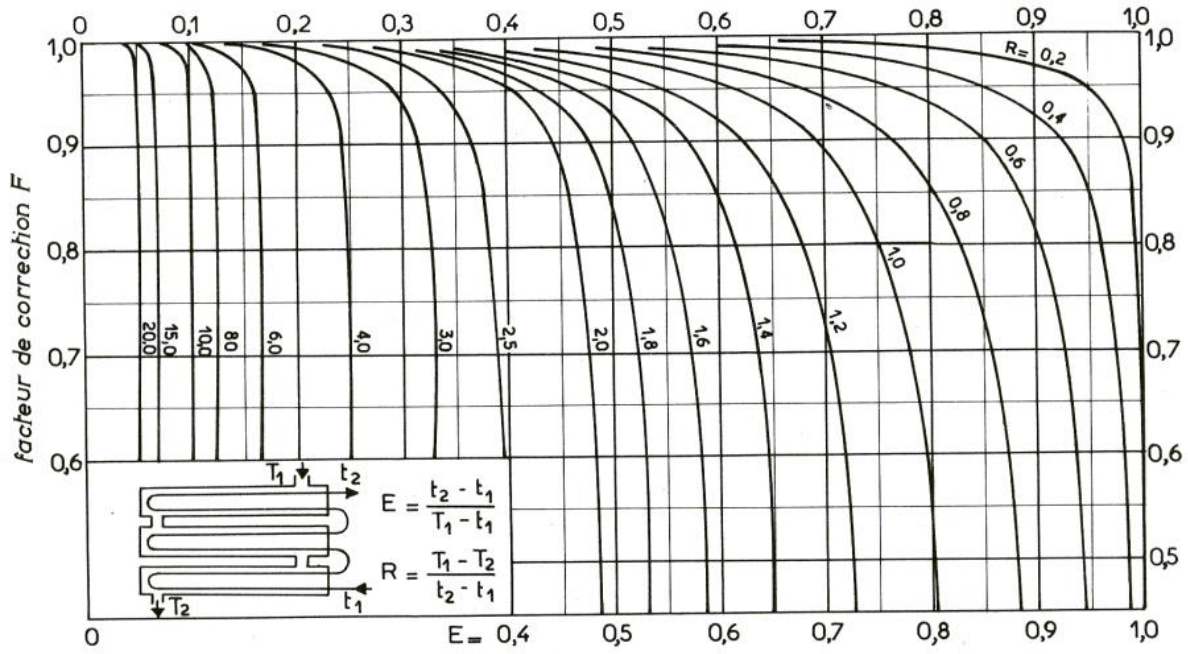
détermination du facteur de correction F en fonction de R et E



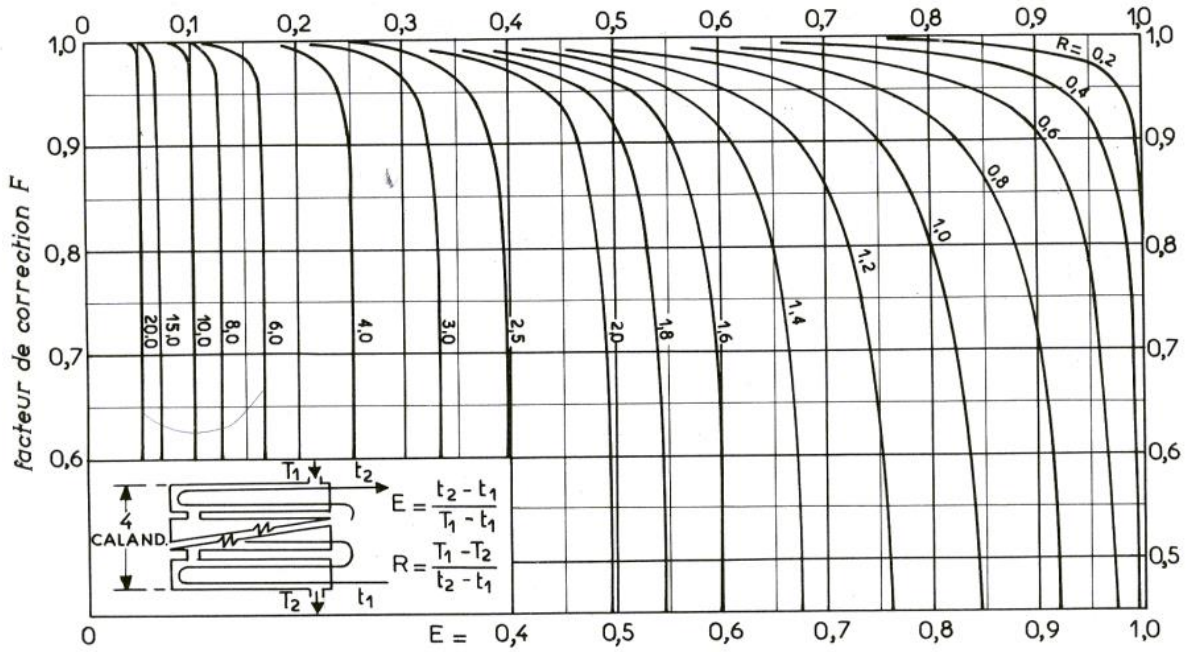
a. une passe côté calandre, deux passes (ou plus) côté tubes.



b. deux passes côté calandre, quatre passes (ou plus) côté tubes.



c. trois passes côté calandre, six passes (ou plus) côté tubes.



d. quatre passes côté calandre, huit passes (ou plus) côté tubes.

de correction  $F$  en fonction de  $R$  et  $E$ .

## ملخص:

في شركات النفط، يعتبر المبادل الحراري عنصراً أساسياً للتحكم في الطاقة، واهم المشاكل المتعلقة بالهيدروليكيات الحرارية تتمثل في ضياع الضغط و دراسة ابعاد هذا المبادل والتي تنقص بسبب انسداد الانابيب . لهذا ، في هذا العمل تتم دراسات عددية للسلوك الديناميكي والحراري لتدفق مائعين لتحسين أداء هذه المعدات في حالة مبادل مجموعة أنابيب ، وتحديد الابعاد لرؤية أداء التحسين الواضح في المبادل الحراري.

كلمات مفتاحية: مبادل الحرارة، ابعاد، انسداد، تدفق، مجموعة انابيب

**Résumé :** Dans les sociétés pétrolières l'échangeur de chaleur est un élément essentiel pour la maîtrise de l'énergie, les problèmes relevant de la thermo hydraulique concernent les pertes de charges et le dimensionnement thermique des appareils réduits à cause d'encrassement des tubes. Pour cela, dans ce travail on va étudier numériquement le comportement dynamique et thermique d'un écoulement de deux fluides pour améliorer les performances de ces équipements dans le cas d'un échangeur à faisceau tubulaire, et détermination de dimensionnement thermique pour voir la nette amélioration des performances dans l'échangeur de chaleur.

**Mots clés :** Echangeur de chaleur, dimensionnement thermique, encrassement, écoulement, faisceau tubulaire,

## Abstract :

In oil companies, the heat exchanger is an essential element for energy control, problems relating to thermo-hydraulics concern pressure losses and the thermal sizing of devices reduced due to clogging of the tubes. For this, in this work goes numerically studies the dynamic and thermal behavior of a flow of two fluids to improve the performance of this equipment in the case of a tube bundle exchanger, and thermal sizing determination to see the clear improvement performance in the heat exchanger.

Key words: Heat exchanger, thermal sizing, fouling, flow, tube bundle