**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**
**Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique**

**Université Yahia Farès de Médéa**
**Faculté de la Technologie**
**Département : Génie Mécanique**

**Mémoire de fin d'étude pour l'obtention du diplôme de Master en génie mécanique**

**Spécialité : Energétique**

***Thème***

# *Étude thermique et dynamique par simulation de l'échangeur de chaleur à faisceaux et calandre (E-702 SH-HBK)*

**Réalisé par** :

**BENHEBAL Ishaq.**

**Dirigé par** :

**Pr. ALLICH Mounir.**

**Dr. REBHI Redha.**

Promotion : 2017-2018

## *Dédicaces*

*Je dédie ce modeste travail à :*

*Mes cher parents qui m'ont éclairé mon chemin, que Dieu le Tout Puissant les bénisse.*

*Mes frères, et Ma sœur,*

*Ma famille,*

*Tous mes amis.*

*Ishaq.*

## *Remerciements*

*Tout d'abord, nous remercions le bon Dieu ALLAH, de nous accorder la connaissance de la science et de nous avoir aidés de réaliser ce modeste travail.*

*Nous tenons à remercier Pr. ALLICH.M notre promoteur pour son soutien et ses conseils considérables et Dr. REBHI.R pour ses aides précieuses.*

*Nous remercions également tous notre gratitude à nos professeurs du département : Génie Mécanique qui nous ont guidés au cours de nos études.*

*J'ai remercié également tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin.*

## *Résumé*

Notre travail consiste, dans un premier temps, à faire des généralités sur le transfert de chaleur et une classification des différents types des échangeurs de chaleur.

L'objectif principal de ce travail est l'étude de performance dynamique et statique de l'échangeur par la méthode analytique de DTLM, le coefficient d'échange globale et la surface d'échange ainsi que la stabilité de forme par un calcul de RDM suivi par la simulation avec le logiciel Ansys, enfin les méthodes de maintenance et comment faire l'entretiens.



**Mots Clés :**

Échangeurs des chaleurs tubulaires, transfert de chaleur, méthode DTLM, performance, stabilité de la forme, l'encrassement.



## *Abstract*

Our work consists, at first time, making generalities on the transfer of heat and classification of the various types of heat exchangers.

The main objective of this work is the study of dynamic and static performance of the heat exchanger. By the analytical method of global DTLM, the coefficient of exchange global and the surface of exchange, as well as the stability of shape by a calculation of RDM followed by the simulation with the software Ansys, finally the methods of maintenance and how to make maintain it.



**Keywords:**

Tubular Heat exchanger, transfer of heat, DTLM method, performance, shape stability, the fouling.



## ملخـــص

هذا العمل يتمثل أولا، القيام بدراسة حول عموميات التبادلات الحرارية وتصنيف مختلف انواع أجهزة المبادلات الحرارية. والهدف الرئيسي من هذا العمل هو القيام بدراسة ديناميكية وثابتة في الاداء للمبادل الحراري باستعمال طريقة DTLM، وحساب معامل التبادل الكلي ومساحة التبادل الحراري، وكذلك الاستقرار في البنية باستعمال حساب مقاومة المواد تليها المحاكاة على الحاسوب باستعمال برنامج Ansys، واخيرا اساليب الصيانة وكيفية الحفاظ عليه.



**الكلمات المفتاحية:**

المبادل الحراري ذو أنابيب، نقل الحرارة، طريقة DTLM، الأداء، الاستقرار في البنية، الانسداد والاتساخ.

**NOMENCLATURE**

| Symbole | Unité | Définition |
|---|---|---|
| SH | / | Sonatrach |
| HBK | / | Haoud Berkaoui |
| DTLM | / | déférence de températures logarithmique moyennes |
| NUT | / | Nombre d'unités de transfert |
| D | [mm] | Diamètre |
| e | [mm] | Epaisseur |
| F | / | coefficient de correction. |
| h | [Kcal/h.m$^2$.°C] | Coefficient de transfert de chaleur par convection |
| L,L′ | [mm] | Longueur |
| ṁ | Kg/h | Débit massique |
| Φ | Kcal/h | Quantité de chaleur |
| r, R | [mm] | Rayon |
| T | C° | Température |
| Q | [kw] | Flux de chaleur |
| $\lambda$ | [w/m.K] | Coefficient de conductivité thermique du matériau |
| S | [m$^2$] | La surface d'échange |
| U | [Kcal/h.m$^2$.°C] | Coefficient de transfert de chaleur global |
| $R_e$ | / | Nombre de REYNOLDS |
| Nu | / | Nombre de NUSSELT |
| Pr | / | Nombre de PRANDTL |
| µ | centpoise | Viscosité dynamique |
| W | (kg/h.m$^2$). | Vitesse massique |
| $\sigma_r^{20°}$ | daN/mm$^2$ | La résistance de rupture |
| $\sigma e^{20°}$ | daN/mm$^2$ | La limite d'élasticité |
| tc | C° | La température de calcul |
| [σ] | daN/mm$^2$ | résistance pratique à traction de l'acier |
| φ | / | Coefficient de soudure |

# Table des Matières

DEDICACE

REMERCIMENT

RESUME

NOMENCLATURE

LISTE DES TABLEAUX

LISTE DES FIGURES

Introduction générale ..... 1

**Chapitre I : Généralité sur le transfert de chaleur**

I.1 INTRODUCTION : ..... 2

I.2 LES DIFFERENTS MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR : ..... 2

I.2.1 La conduction : ..... 2

I.2.2 La convection : ..... 2

I.2.3 Le rayonnement : ..... 3

I.3 LOIS FONDAMENTALES DE TRANSFERT DE CHALEUR ..... 4

I.3.1 Conduction : ..... 4

I.3.2 Convection : ..... 7

I.3.3. Rayonnement : ..... 10

**Chapitre II : Généralité sur les échangeurs de chaleur**

II.1 INTRODUCTION : ..... 11

II.2 DEFINITION D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR : ..... 11

II.3 CLASSIFICATION DES ECHANGEURS DE CHALEUR : ..... 11

II.3.1 Echangeurs tubulaires : ..... 11

II.3.2 Type des échangeurs tubulaires : ..... 12

II.3.3. Les constituions d'un échangeur de chaleur tube et calandre : ..... 15

II.3.4. Echangeurs de type TEMA : ..... 20

II.3.5. Les échangeurs à plaques: ..... 22

II.3.5.1. Différente type des échangeurs à plaque : ..... 22

II.3.6. Echangeurs á spirale : ..... 23

II.3.7 Echangeurs á circuits imprimés : ..... 24

**Chapitre III : Calcul thermique de l'échangeur E-702**

III.1. INTRODUCTION : ..... 26

III.2. PRESENTATION DE PROBLEME : ..... 26

III.3. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DE L'ECHANGEUR E-702 : ..... 26

III.3.1.PRESENTATION DE L'ECHANGEUR REBOUILLEUR E-702 : ..... 27

III.4. LA THEORIE DE CALCUL THERMIQUE : ..... 29

III.4.1. Méthodes générales de calcul pour les échangeurs: ..... 29
III.4.2. PRINCIPE DE CALCUL THERMIQUE D'UN ECHANGEUR : ..... 29
III.4.3 Calculs thermiques de l'échangeur tubulaire : ..... 32
III.5. CALCUL DE VERIFICATION DE L'ECHANGEUR E-702 : ..... 34
III.5.1. DONNEES DE CALCUL : ..... 34
III.5.2. Calcul des différents paramètres : ..... 34
1. Calcul de la quantité de chaleur échangée : ..... 34
2. Calcul de surface d'échange globale S : ..... 35
3. Calcul de Différence de température moyenne logarithmique DTLM ..... 35
4. Calcul des coefficients locaux de transfert de chaleur : ..... 37
6. Calcul la surface d'échange globale S : ..... 41
7. Calcul des pertes de charge : ..... 41
III.6 Conclusion et recommandations ..... 46

**Chapitre IV : Calcul mécanique de l'échangeur E-702**

IV.1 INTRODUCTION : ..... 47
IV.2 DONNEES DE DEPART : ..... 47
IV.2.1 Choix de matériaux : ..... 47
IV.2.2 CONDITION DE CALCUL ..... 48
IV.3 CALCUL MECANIQUE : ..... 50
IV.3.1 CALCUL DES EPAISSEURS ..... 50
IV.4 Calcul de vérification : ..... 54
IV.4.1 Calcul de vérification d'une bride : ..... 54
IV.4.2 Vérification de la stabilité de forme de la calandre : ..... 58
IV.4.3 Les charges réparties : ..... 64
IV.4.4 Les charges concentrées : ..... 65
VI.4.5 Détermination des réactions d'appui dues au poids de l'eau et du calorifuge : ..... 65
VI.4.6 Détermination les moments fléchissant correspondant au poids de l'appareil maximum possible : ..... 66
VI.4.7 Vérification la stabilité de forme de la calandre : ..... 67
IV.6 ETUDE DE CAS ET SIMULATION PAR L'ANSYS ..... 69
IV.6.1 Modélisation avec logiciel solidworks ..... 69
IV.6.2 Simulation numérique avec logiciel Ansys-dynamique explicite ..... 69
IV.6.2.1 Module Meshing ..... 69
IV.6.2.2 module dynamique explicite : ..... 70
IV.6.2.3 module dynamique explicite -SOLVER ..... 70
IV.6.2.4 Interprétation des résultats : ..... 73

**Chapitre V : Maintenance de l'échangeur E-702**

INTRODUCTION : ..... 74
V.1 Définition de la maintenance : ..... 74
V.2 Objectifs et importance de la maintenance : ..... 74
V.3 Types de maintenance : ..... 74

V.3.1 Maintenance corrective : 75
V.3.2 Maintenance préventive : 75
V.3.3 Maintenance systématique : 75
V.3.4 Maintenance conditionnelle : 75
V.4 Principaux problèmes des échangeurs de chaleur : 76
V.4.1 État de dégradation des échangeurs de chaleur : 76
V.4.2 Problèmes d'exploitation 77
V.4.3 Tableau récapitulatif des causes, effets et remèdes de dégradation des échangeurs de chaleur 80
V.5 Méthodes de nettoyage des échangeurs : 80
V.5.1 Les déférents types de nettoyage des échangeurs 81
1. Nettoyage mécanique : 81
2. Nettoyage chimique : 82
Conclusion générale 83
Bibliographie.. 84
Liste des annexes 85

# *Liste des tableaux*

**Tableau 01** : valeurs du coefficient de conductivité thermique pour différents Corps aux conditions normales…….…….05

**Tableau 02**. Caractéristiques des fluides…….36

**Tableau 03**. Tableau récapitulatif des résultats……47

**Tableau 04**. Les données de process……...49

**Tableau 05**. Les résistances pratique à la traction à T=255°c……52

**Tableau 05.** Tableau récapitulatif des causes, effets et remèdes de dégradation des échangeurs de chaleur.....83

# *Liste des figures*

Fig. I.1. Phénomène de conduction ..... 2
Fig. I.2 : Phénomène de convection ..... 3
Fig. I.3 : Phénomène de rayonnement ..... 3
Fig. I.4:Sens du flux de chaleur ..... 4
Fig. I.5. Paroi plan ..... 5
Fig. I.6. Paroi accolées ..... 5
Fig. I.7.Paroi cylindrique ..... 6
Fig.I.8.Paroi sphérique ..... 6
Fig. II.1 – Echangeur tubulaires[1] ..... 12
Fig. II.2.Echangeur à tubes concentriques ..... 12
Fig. II.3. Echangeur à tube coaxial ..... 12
Fig. II.4.Echangeurs à courants croisés ..... 13
Fig.II.5.Distribution de température dans un échangeur à courants croisés ..... 13
Fig. II.6. Echangeurs tubulaire 1 passe calandre et 1 passe tubes (a), 2 passes tubes (b) ..... 14
Fig. II.7 .Echangeur à tubes et calandre ..... 14
Fig. III.8. Echangeur multitubulaire ..... 15
Fig. II.9. Boites de distribution ..... 15
Fig. II.10.Exemple d'une calandre simple une seule passe. ..... 16
Fig.II .11. Plaque tubulaire ..... 16
Fig. 13 Outil de dudgeonnage. ..... 17
Fig. II.12 Outil de dudgeonnage ..... 17
Fig. II.13 Plaque tubulaire ..... 17
Fig. II.14. Disposition des tubes ..... 18
Fig.II .15.Quelques formes de chicanes ..... 18
Fig.II .16. Les Entretoises ..... 19

Fig.II .17. Déflecteurs ..... 19
Fig. II .18.Exemples de combinaison d'échangeurs TEMA ..... 21
Fig.II .19.Echangeur à plaques et joins ..... 22
Fig.II .20.Echangeur lamellaire ..... 23
Fig.III .21. Echangeurs á plaques brasées. ..... 23
Fig.II .22. Echangeur spirale avec couvercle ouvert ..... 24
Fig.II .23.Différentes configurations d'écoulement des échangeurs spirales ..... 24
Fig.II .24.canaux d'écoulement et cœur d'un échangeur à circuit imprimé ..... 25
Fig. III.1 l'emplacement de l'échangeur dans le process (*Sonatrach DP HBK*)..... 26
Fig. III.2: Principe de calcul thermique d'un échangeur ..... 30
Fig. III.3 : Schéma de calcul par la méthode de la différence moyenne logarithmique ..... 31
Fig. III.4a : Schéma de calcul par la méthode du nombre d'unité de transfert ..... 32
Fig. III.4b : Schéma de calcul par la méthode du nombre d'unité de transfert ..... 32
Fig. III.5 Diagramme des températures. ..... 366
Fig. III.6 Les Résistances de Transfert Thermique de L'échangeur. ..... 37
Fig. IV.1 : Tenue des aciers à haute température (à 20°-100%) ..... 49
Fig. IV.2 dimensions de la bride « S.O » ..... 54
Fig. VI.3.Schéma de calcul des réactions des appuis et des moments fléchassent. ..... 68
Fig. IV.4.la géométrie de l'échangeur tubulaire avec solidworks. ..... 69
Fig. IV.5.module maillage..... 70
Fig.IV.6 Montre le module dynamique explicite-solver *(Déplacement directionnel)* ..... 71
Fig.IV.7 Montre le module dynamique explicite-solver *(Déplacement total)* ..... 71
Fig.IV.8 Montre le module dynamique explicite-solver *(contrainte équivalente von-Mises)* . 72
Fig.IV.9 Montre le module dynamique explicite-solver (contrainte normale axe X)..... 72
Fig.V.1 : Échangeur tubulaire encrassé..... 77

## *Liste des annexes*

Abaque du calcul de coefficient de correction F .....86

Assemblage et dessins détaillé de rebouilleur déethaniseur .....87

# Introduction générale

Les procédés utilisés en industrie du raffinage des produits pétroliers demandent souvent que les fluides traités soient réchauffés ou refroidis, au cours des diverses procédés auxquelles ils sont soumis. La chaleur mise en œuvre représente une importante dépense d'énergie, et il s'avère très utile de récupérer la plus grande quantité possible au profit des fluides de procédés. C'est essentiellement pour cette tâche que les échangeurs de chaleur sont faits, c'est pour cette raison qu'ils constituent un appareillage omniprésent dans toute unité de raffinage, ou de traitement des hydrocarbures.

Les échangeurs de chaleur existent pratiquement dans chaque unité pétrochimique, ils représentent couramment près de 30% de l'ensemble des équipements et installations industrielles

L'échangeur de chaleur est un appareil thermique de grande importance dans l'installation industrielle thermique et énergétique.

À cet effet pour garantir la continuité de la production et assurer le bon fonctionnement avec un bon rendement et un gain énergétique optimal. Il doit choisir les paramètres d'exploitation adéquate par un calcul thermique et une maintenance correcte et protection les équipements contre les différents facteurs de défaillances.

Le présent mémoire consiste l'objet d'une étude énergétique thermique et maintenance d'un échangeur de chaleur à faisceau et calandre tube en U destine au réchauffement de la charge qui vienne de fond du dééthaniseur

Dans l'étude théorique nos exposerons une étude général sur les différents modes de transfert de chaleur et les différents types d'échangeurs de chaleur ; leur classification, et définir les éléments qui contient.

Dans la partie calcul, le travail sera divisé en deux parties partie études énergétique et autre mécanique, on traitera le problème qui est l'instabilité de la boucle de réchauffement de la charge (condensat) et un autre problème mécanique c'est la résistance et la stabilité du forme durant son fonctionnement dans ce type des équipements statique, suivi d'une simulation avec le logiciel de calcul l'ANSYS pour la vérification.

En fin, on parlera sur la maintenance et les différents types de l'encrassement et leurs remèdes, en outre la sécurité de l'exploitation.

# Chapitre I

# Généralités sur le transfert de chaleur

## I.1 INTRODUCTION :

Le transfert de chaleur est la transmission de l'énergie thermique d'une région à une autre, sous l'influence d'une différence de température.

La chaleur peut être transmise par conduction, convection ou rayonnement. Bien que les trois processus puissent avoir lieu simultanément.

## I.2 LES DIFFERENTS MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR :

### I.2.1 La conduction :

Ce mode de transfert de chaleur s'applique particulièrement aux solides en présence d'un gradient de température au repos ou mobile, mais tranquille. Il correspond à une propagation de la chaleur se faisant par contact entre particules (atomes ou molécules) voisines.

Dans ce mode de transfert, la matière se comporte véritablement comme un conducteur de chaleur.

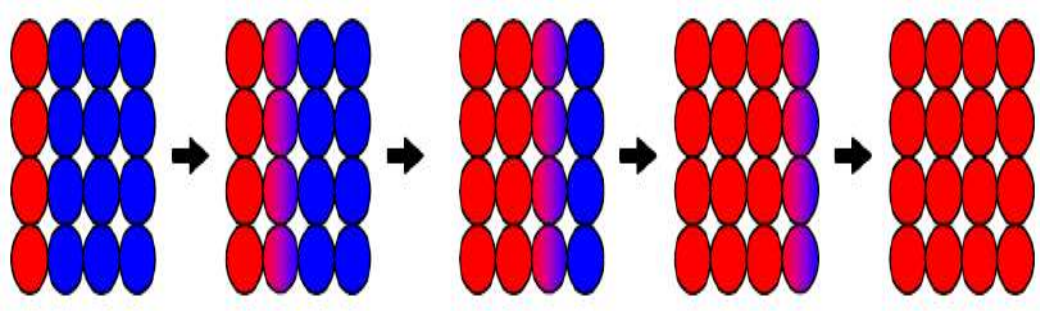


**Fig. I.1. Phénomène de conduction**

### I.2.2 La convection :

Le transfert de chaleur par convection se produit entre deux phases dont l'une est généralement au repos et l'autre en mouvement en présence d'un gradient de température. Par suite de l'existence du transfert de chaleur d'une phase à l'autre, il existe dans la phase mobile des fractions du fluide (ou agrégats) ayant des températures différentes. Le mouvement du fluide peut résulter de la différence de masse volumique due aux différences de températures (on parle alors de convection libre ou naturelle) ou à des moyens purement mécaniques (on parle alors de convection forcée).

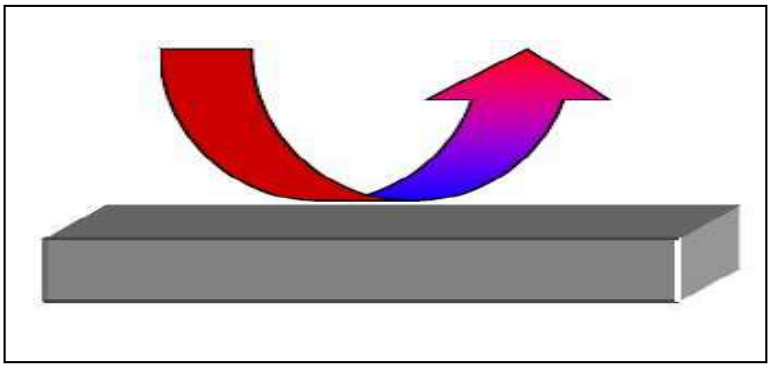


**Fig. I.2 : Phénomène de convection**

## I.2.3 Le rayonnement :

Un point matériel chauffé émet un rayonnement électromagnétique dans toutes les directions situées d'un même côté du plan tangent au point matériel. Lorsque ce rayonnement frappe un corps quelconque, une partie peut être réfléchie, une autre transmise à travers le corps (dit diathermique si tout est transmis), et le reste est quantitativement absorbé sous forme de chaleur.

Il existe trois types distincts de transmission de chaleur par rayonnement :

**a)Emission :**

Tout corps ayant une température égale à (0 K), émet des radiations transportables de l'énergie qui provient de son énergie interne.

**b) Propagation :**

Les radiations électromagnétiques se propagent dans le vide séparent entre un corps émetteur et un corps récepteur à la vitesse de lumière. Lorsque le rayonnement se propage au travers d'un corps plus ou moins transparent, la vitesse de propagation est inférieure à la célérité de lumière.

**c) Absorption :**

Les radiations reçues par un corps sont absorbées particulièrement ; les corps semi transparents réfléchissent une partie de l'énergie des radiations.

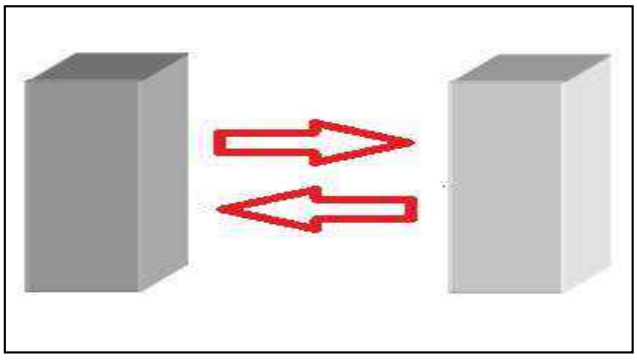


**Fig. I.3 : Phénomène de rayonnement**

## I.3 LOIS FONDAMENTALES DE TRANSFERT DE CHALEUR

### I.3.1 CONDUCTION :

L'échange de chaleur par conduction est défini par la relation de FOURIER (1822) ; la valeur instantanée de la quantité de chaleur transmise dans l'unité de temps est proportionnelle :

- A la section plane perpendiculairement traversée par le flux calorifique.
- A la conductivité thermique du matériau traversée qui dépend des propriétés physiques de la matière.
- Au gradient de température qui est le rapport de la variation de la température à la distance parcourue par le flux calorifique.

$$\mathbf{Q} = \frac{\boldsymbol{dq}}{\boldsymbol{d\tau}} = -\boldsymbol{\lambda}.\boldsymbol{S}.\frac{\boldsymbol{dT}}{\boldsymbol{dL}} \qquad (1.1)$$

Avec :

**Q** : Flux de chaleur [kw].

$\boldsymbol{dq}$ : Quantité de chaleur [kJ].

$\boldsymbol{d\tau}$: Temps [s].

$\boldsymbol{dT}$ : Température[k].

$\boldsymbol{dL}$ : Épaisseur du matériau traversé par le flux de chaleur [m].

$\boldsymbol{S}$: Section traversée par le flux de chaleur [$m^2$].

$\boldsymbol{\lambda}$: Coefficient de conductivité thermique du matériau. [w/m.K].

On voit que le gradient de température ($\frac{dT}{dL}$), est négatif dans l'équation ci-dessus :

Cela signifie que le flux calorifique va du chaud au froid. Le signe du gradient est opposé à celui du flux.

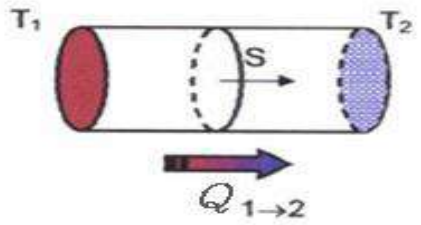



**Fig. I.4:Sens du flux de chaleur**

On représente dans le tableau **01** les conductivités de quelques corps solides, liquides et gazeux. D'une façon générale, les métaux sont beaucoup plus conducteurs de chaleur que les substances non métalliques. Les gaz sont plutôt mauvais conducteurs : le caractère isolant de la laine de verre est dû à la présence de l'air emprisonné entre les fibres.

| Matériau | (w /m.k) | Matériau | (w /m.k) |
|---|---|---|---|
| Argent | 419 | Grés | 1.8 |
| Cuivre | 386 | Verre | 0.78 |
| Aluminium | 204 | Chêne | 0.17 |
| Fer (pur) | 73 | Laine de verre | 0.038 |
| Acier Inox | 16 | Eau | 0.556 |
| Mercure | 8.2 | Air | 0.0262 |

**Tableau 01 : valeurs du coefficient de conductivité thermique pour différents Corps aux conditions normales.**

## Cas particuliers :

### a) Cas d'une paroi plane :

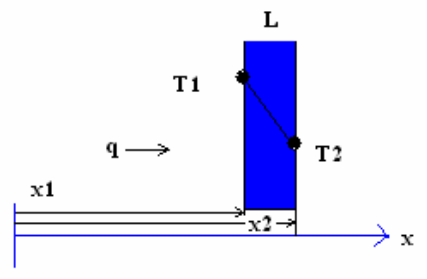



**Fig. I.5. Paroi plan**

Flux de chaleur :

$$\boldsymbol{Q = \frac{S\times\lambda\times\Delta T}{L} = \frac{\Delta T}{(\frac{L}{S\times\lambda})}} \quad (1.2)$$

Resistance thermique:

$$\boldsymbol{R_{th} = (\frac{L}{S\times\lambda})} \quad (1.3)$$

Conductance thermique :

$$\boldsymbol{K = \frac{1}{R_{th}} = \frac{S\times\lambda}{L}} \quad (1.4)$$

### b) Cas de parois accolées :

Une paroi peut être composée de plusieurs matériaux différents en contact physique les uns avec les autres sur une surface S. L'épaisseur de la paroi est L et chacun des matériaux à une épaisseur $L_1$, $L_2$, $L_3$,….$L_n$

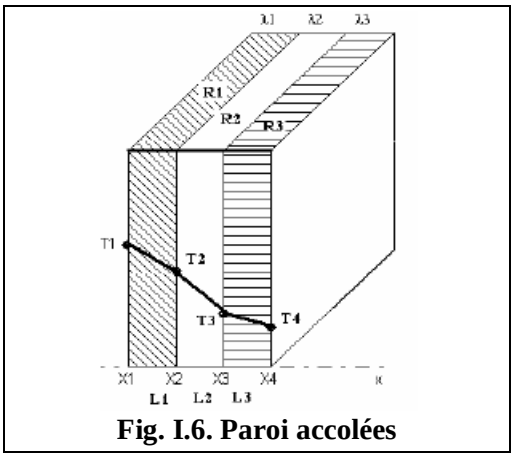



**Fig. I.6. Paroi accolées**

elle que : $L = \sum_{i=1}^{i=n} L_i$

Les matériaux constituant la paroi ont des conductivités thermiques qui sont respectivement $\lambda_1$, $\lambda_2$, $\lambda_3$.

$T_1$, $T_4$ températures des deux extrémités en [°C].

Chaque élément de paroi est traversé par le même flux thermique :

$$\mathbf{q=q_1=q_2=q_3=\ldots\ldots q_n=Cte}$$

Avec $\begin{cases} q_1 = \frac{T_1 - T_2}{\left(\frac{L_1}{\lambda_1 \times S}\right)} \\ q_2 = \frac{T_2 - T_3}{\left(\frac{L_2}{\lambda_2 \times S}\right)} \\ q_3 = \frac{T_3 - T_4}{\left(\frac{L_3}{\lambda_3 \times S}\right)} \end{cases}$ (1.5)

Resistance thermique:

$$R_{th} = \frac{L}{\lambda \times S} \quad (1.6)$$

Flux de chaleur:

$$q = \frac{T_1 - T_4}{(\Sigma R_{th})} \quad (1.7)$$

### *c)* Cas d'une paroi cylindrique *:*

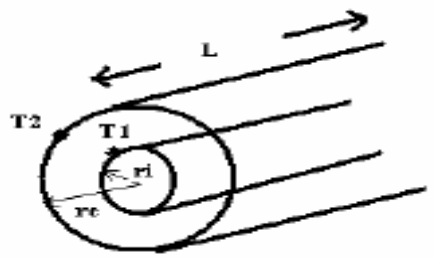



**Fig. I.7.Paroi cylindrique**

$L$: Longueur de la paroi cylindrique.

$r_i, r_e$: Rayons extérieur et intérieur du cylindre.

$T_1, T_2$: Températures correspondant respectivement

à $r_i$ et $r_e$ .

Flux de chaleur :

$$q = \frac{2 \times \pi \times L \times \lambda \times (T_1 - T_2)}{\ln \frac{r_e}{r_i}} \quad (1.8)$$

### d) Cas d'une paroi sphérique :

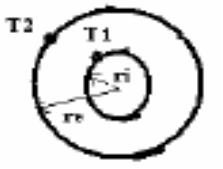



**Fig.I.8.Paroi sphérique**

En régime permanent, la formule donnant le flux de chaleur est :

$$Q = \frac{4\pi L \lambda r_e r_i (T_1 - T_2)}{r_e - r_i} \quad (1.9)$$

Toujours T1 est supérieure à T2.

## I.3.2 CONVECTION :

La convection entre une surface et un fluide est en fait un problème de conduction dans un milieu en mouvement. Les équations à mettre en œuvre sont celles de la mécanique des fluides et celles de la conduction.
Toutefois les problèmes de convection thermiques sont trop difficiles pour admettre des solutions mathématiques rigoureuses. En convection naturelle ou en convection forcée, on utilise une forme empirique de loi de Fourrier.

Le flux de chaleur transmis par convection entre une surface et un fluide est donné par la relation suivante :

$$\boldsymbol{Q_c = hS(T_{paroi} - T_{fluide})} \qquad (1.10)$$

Avec **:**
$\boldsymbol{Q_c}$ : Le flux de chaleur par convection [Kcal/h].
$\boldsymbol{h}$: Coefficient d'échange de chaleur [Kcal/h.m$^2$.°C].
$\boldsymbol{S}$: Surface d'échange où surface de contact entre le fluide et le solide [m$^2$].
$(\boldsymbol{T_{paroi} - T_{fluide}})$ : Différence de température entre la surface du solide $T_{Paroi}$ et celle du fluide $T_{fluide}$ loin de la surface en [°C].

En fait le problème n'est pas repoussé car il s'avère que $h$ (coefficient de convection) n'est pas constant et que sa détermination n'est pas aisée. On a exprimé $h$ globalement pour l'ensemble de la surface, il s'agit donc d'une valeur moyenne pour le système. En fait $h$ varie localement.

## 1. Coefficient de transfert de chaleur global U :

Le coefficient de transfert de chaleur global **U**, a été établi en tenant compte de toutes les résistances existant entre le fluide chaud et le fluide froid. La différence de température est celle existant entre le fluide chaud et le fluide froid.

Si on reprend l'exemple cité précédemment et qu'on considère maintenant deux fluides, l'un à l'intérieur du tube et l'autre à l'extérieur à différent température $T_1$ et $T_2$ on peut facilement démontrer que :

$$\boldsymbol{Q = \frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{h_1 S_1} + \frac{\ln(\frac{r_2}{r_1})}{2\pi L\lambda} + \frac{1}{h_2 S_2}} = U_2 \times S_2 \times \Delta T} \qquad (1.11)$$

Où :
$\boldsymbol{T_1}$ : Température du fluide 1.
$\boldsymbol{T_2}$ : Température du fluide 2.
$\boldsymbol{h_1}$: Coefficient de convection du fluide 1.
$\boldsymbol{h_2}$ : Coefficient de convection du fluide 2.
$\boldsymbol{S_1}$ : Surface latérale de l'intérieur du tube.
$\boldsymbol{S_2}$ : Surface latérale de l'extérieur du tube.

$\mathbf{U_2}$ : Coefficient de transfert de chaleur global se basant sur la surface extérieure.

D'où : $$\frac{1}{U_2} = \frac{r_2}{h_1 r_1} + \frac{S_2 \ln(\frac{r_2}{r_1})}{2\pi L\lambda} + \frac{1}{h_2} \quad (1.12)$$

De la même manière on peut écrire pour le coefficient de transfert de chaleur global $\mathbf{U_1}$:

$$\frac{1}{U_1} = \frac{1}{h_1} + \frac{S_1 \ln(\frac{r_2}{r_1})}{2\pi L\lambda} + \frac{r_1}{r_2 h_2} \quad (1.13)$$

Il faut noter que le produit : $\mathbf{U_1.S_1 = U_2.S_2}$ (1.14)

## 2. Analyse dimensionnelle :

Le principe de cette méthode consiste à décrire un phénomène en fonction d'un certain nombre de grandeurs n, parmi lesquelles certaines k, sont indépendants ou fondamentales, les autres ayant leurs variations liées aux variations des premières. Le problème de la convection dépend de **05** nombres adimensionnels : le nombre de **Reynolds Re**, le nombre de **Nusselt Nu**, le nombre de **Prandtl Pr**, le nombre de **Grashoff Gr**, le nombre de **Rayleigh Ra**.

### a) Nombre de REYNOLDS :

Rapport des forces d'inertie aux forces de viscosité, caractérise l'écoulement dans une canalisation :

$$Re = \frac{\rho \times V \times D}{\mu} \quad (1.15)$$

Avec :

**ρ** : Masse volumique du fluide $[\frac{kg}{m^3}]$.

**V** : Vitesse moyenne du fluide $[\frac{m}{s}]$.

**D** : Plus petite dimension géométrique du problème.

**μ** : Viscosité dynamique du fluide [Pa.s].

### b) Nombre de NUSSELT :

Rapport de la quantité chaleur échangée par convection à la quantité de chaleur échangée par conduction :

$$Nu = \frac{h \times D}{\lambda} \quad (1.16)$$

D'où :

$\boldsymbol{h}$: Coefficient d'échange convectif en $[\frac{W}{m^2.k}]$.

$\boldsymbol{\lambda}$: Conductivité thermique du fluide en $[\frac{W}{m.k}]$.

### c) Nombre de PRANDTL :

Caractérisé la distribution des vitesses par rapport à la distribution des températures, c'est une caractéristique du fluide :

$$\boldsymbol{Pr = \frac{\mu \times Cp}{\lambda}} \quad (1.17)$$

Avec :

$\boldsymbol{Cp}$ : Capacité thermique massique du fluide en $[\frac{J}{Kg}]$.

$\boldsymbol{\mu}$ **:** Viscosité dynamique de fluide en [Pa.s].

### d) Nombre de GRASHOF :

Caractérise écoulement en convection naturelle :

$$\boldsymbol{Gr = \frac{g \times \beta \times \rho^2 \times D^3 \times \Delta T}{\mu^2}} \quad (1.18)$$

Avec :

$\boldsymbol{\beta}$ : Dilatabilité du fluide [$K^{-1}$]

$\Delta \boldsymbol{T}$: Différence de température entre fluide et paroi :

$$\Delta \boldsymbol{T} = \mathbf{T_{Paroi} - T_{Fluide}} \quad (1.19)$$

### e) Nombre de RAYLEIGH :

Caractérise l'écoulement en convection naturelle :

$$\boldsymbol{Ra = Pr.Gr = \frac{g \times \beta \times D^3 \times \Delta T}{\alpha \times \upsilon}} \quad (1.20)$$

Avec :

$\boldsymbol{\alpha = \frac{\lambda}{(\rho \times Cp)}}$ : Diffusivité thermique $[\frac{m2}{s}]$.

$\boldsymbol{\upsilon}$ : Viscosité cinématique du fluide $[\frac{m2}{s}]$.

### I.3.3. Rayonnement :

La transmission dépend des propriétés optiques, la température et la longueur d'onde. Il existe quatre lois principales qui décrivent le transfert de chaleurs par rayonnement, On peut citer l'une d'elle par exemple loi de STEPHANE –BOLTZMAN.

### 3.1 Loi de STEPHANE-BOLTZMAN :

Le pouvoir d'émission d'un corps est proportionnel à la quatrième puissance de la température :

$$\boldsymbol{Q = \sigma_0 \times C_0 \times F \times T^4} \qquad (1.21)$$

Avec:

$\boldsymbol{F}$ **:** Surface [$m^2$].

$\boldsymbol{T}$ **:** Température [K].

$\boldsymbol{\sigma_0}$ **:** Constante de STEPHANE-BOLTZMANN égale à 5,67 [$\frac{W}{m^2.K^4}$].

$\boldsymbol{C_0}$**:** Pouvoir d'émission d'un corps noir absolu [$\frac{W}{m^2}$]**.**

# Chapitre II

# Généralités sur les échangeurs de chaleur

## II.1 INTRODUCTION :

Les procédés utilisés dans l'industrie demandent souvent que les fluides traités soient réchauffés ou refroidis avec ou sans changement de phases au cours des services opérations auxquelles ils sont soumis.

Les process les plus couramment rencontrés dans l'industrie pétrochimique ou autre, font intervenir l'échange de chaleur entre deux fluides. Le système utilisé dans cette situation est un échangeur de chaleur : c'est un appareil destiné à transférer un flux de chaleur d'un fluide à un autre. En général, les deux fluides sont séparés par une paroi constituant ainsi une résistance thermique

La fabrication industrielle des produits chimiques nécessite de porter les charges correspondantes à des températures, différentes de la température ambiante, le plus souvent par élévation de la température, parfois par abaissement. Ensuite, il convient de ramener les produits formés à une température de stockage voisin de celle de l'ambiante.

## II.2 DEFINITION D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR :

C'est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur entre des fluides à travers une paroi sans contact directe entre les deux fluides, le fluide qui cède de la chaleur est dit "fluide chaud" tandis que celui qui en reçoit est dit "fluide froid".[4]

## II.3 CLASSIFICATION DES ECHANGEURS DE CHALEUR :

Il existe différents classements des échangeurs de chaleur suivant le critère utilisé. Le classement peut être envisagé en fonction :

- Du mode de construction (critère technologique) ;
- Selon le mode d'écoulement (à courant parallèle, à contre-courant, et à courant croisé)
- La nature des matériaux qui le contient (métallique, verre, plastique, graphite) ;
- La nature des fluides de transfert (liquide, gaz, mélange de plusieurs phases, solides pulvérisant).
- Du contact direct ou non entre les deux fluides (évaporation ou condensation);

Selon la conception technologique on peut les classer comme suit :

### II.3.1 Echangeurs tubulaires :

Pour des raisons historiques et économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répondus. La figure (**II.1**) illustre les différents composants de ce type d'échangeurs.

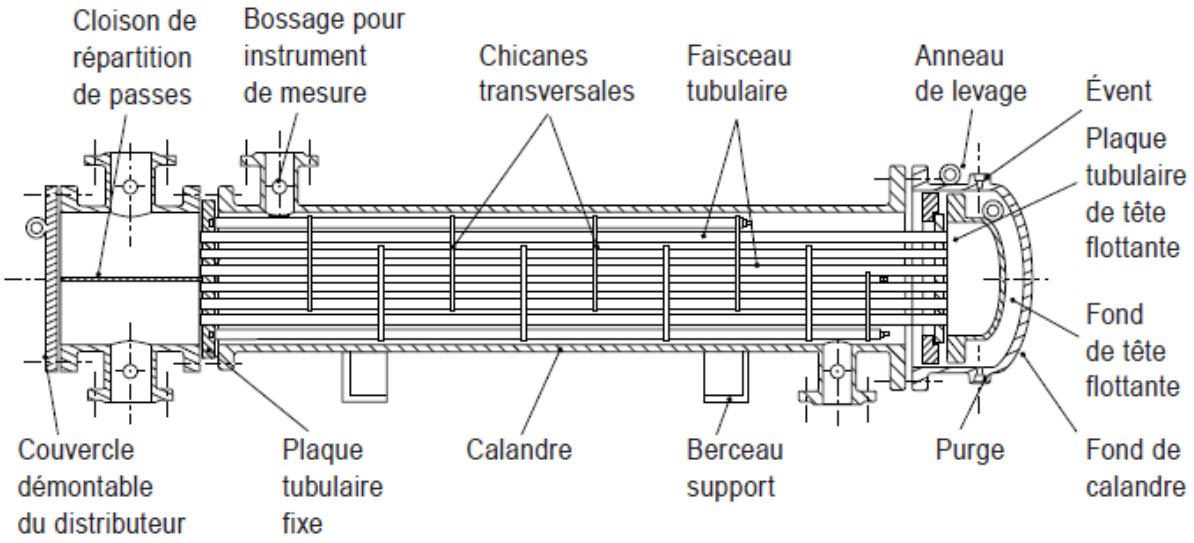



**Fig. II.1 – Echangeur tubulaires[1]**

## II.3.2 Type des échangeurs tubulaires :

### II.3.2.1 Echangeur coaxial :

C'est le plus simple de l'échangeur à deux fluides séparés. Il se compose de deux tubes coaxiaux. Le premier fluide circule dans le tube intérieur, le second circule dans l'espace annulaire formé par les deux tubes. Si les deux fluides circulent dans le même sens, on aura conçu alors un échangeur Co-courant (courants parallèles). Dans le cas contraire, il s'agira d'un échangeur à contre-courant (figure **II.2**).

L'inconvénient de ce type d'échangeur est qu'il devient très encombrant, lorsque le flux de chaleur à échanger devient important. Il reste donc réservé aux industriels utilisant de faibles puissances thermiques (figure **II.3**). **[1]**

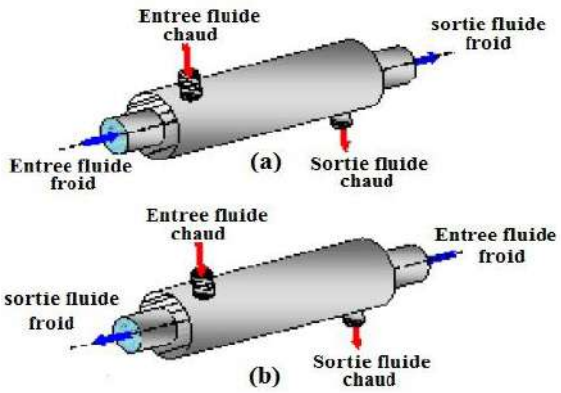



**Fig. II.2.Echangeur à tubes concentriques : (a) Co-courant et (b) contre-courant.**

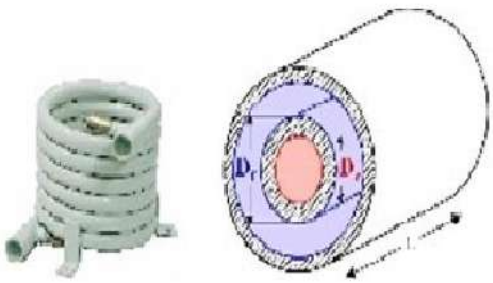


**Fig. II.3. Echangeur à tube coaxial**

### II.3.2.2. Echangeur à courants croisés :

Il est utilisé quand les deux fluides circulent dans des directions qui se croisent, Figure **II.4**.

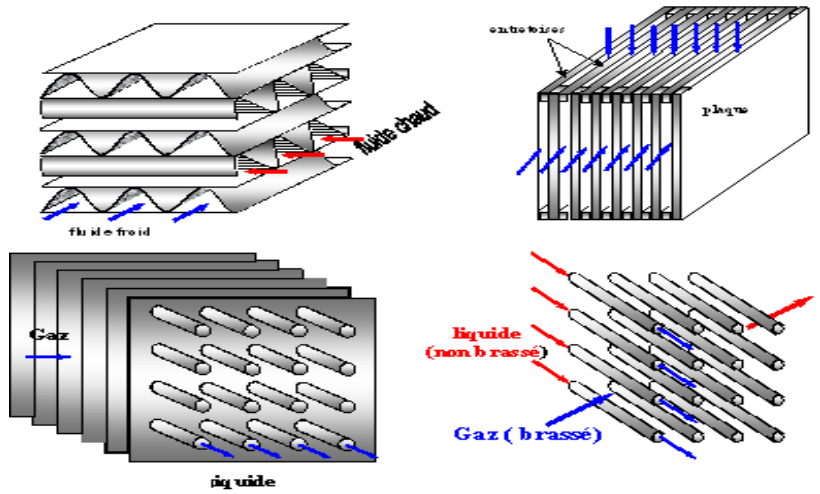



**Fig. II.4.Echangeurs à courants croisés**

La figure **II.5** donne un aperçu sur la distribution de température dans ce type d'échangeurs.

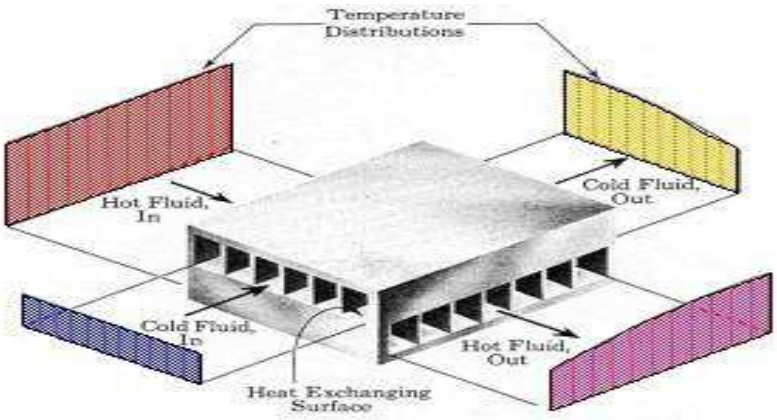



**Fig.II.5.Distribution de température dans un échangeur à courants croisés**

### II.3.2.3. Echangeur tube et calandre :

Les échangeurs à faisceaux tubulaires connus aussi sous le nom d'échangeurs à tube et calandre, sont des appareils thermiques dans lesquels circulent deux fluides qui échangent de la chaleur. Les fluides peuvent être des corps purs tels que l'eau, l'alcool, le fréon,... ou des corps complexes comme les produits pétroliers. Il s'avère difficile d'obtenir des surfaces d'échanges importantes avec ce type de configuration sans aboutir à des appareils très encombrants. Ce qui a conduit à la conception de géométries à faisceaux de tubes logés dans une enveloppe appelée calandre. La figure **II.6 (a)** montre

un schéma simplifié d'un échangeur tubulaire avec un seul passage de tubes et un seul passage dans la calandre. Le cas de deux passes côté tubes et une passe côté calandre est illustré par la figure **II.6 (b)**. Notons l'existence de chicanes qui forcent le fluide à s'écouler perpendiculairement aux tubes d'une part, et favorisent la turbulence d'autre part, améliorant ainsi l'échange de chaleur.

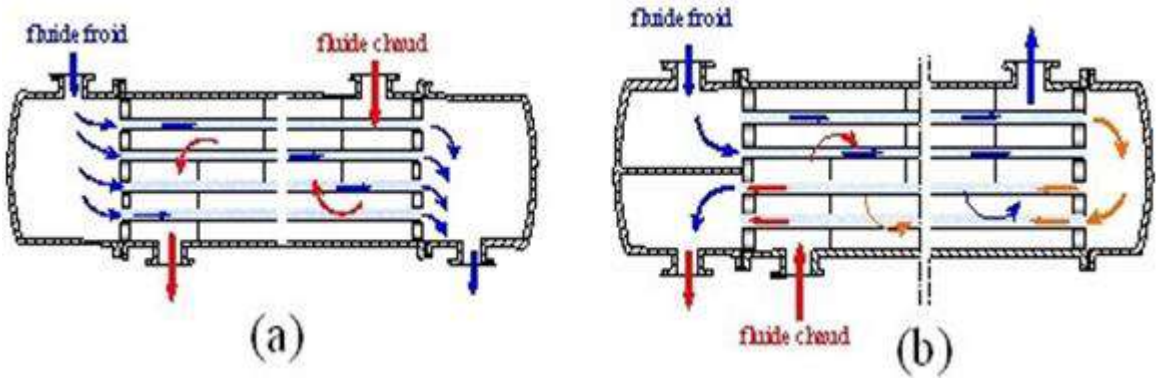



**Fig. II.6. Echangeurs tubulaire 1 passe calandre et 1 passe tubes (a), 2 passes tubes (b).**

Enfin, La figure **II.7** schématise le cas d'un échangeur à tubes et calandre dans deux configurations différentes : l'une concernant un échangeur avec un passage côté calandre et 2 passages côté tubes, et l'autre avec 2 passages côté calandre et 4 passages côté tubes.

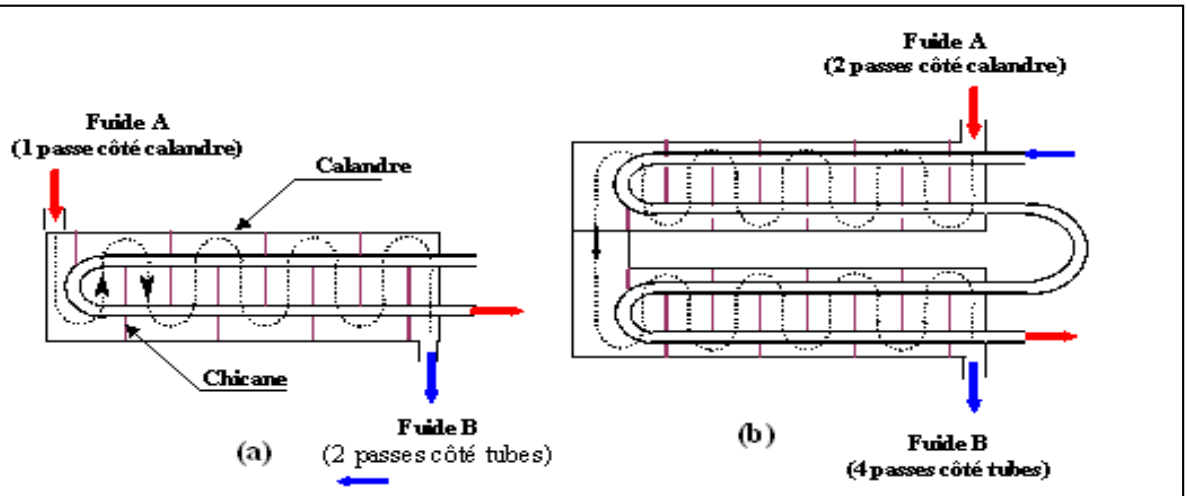



**Fig. II.7 .Echangeur à tubes et calandre**

Un faisceau de tubes est inséré dans une calandre pour permettre l'échange de chaleur entre le fluide circulant à l'intérieur des tubes et celui circulant dans la calandre (figure **II.8**). Ici le problème d'encombrement est minimisé car la surface d'échange peut aller jusqu'à 300 $m^2$ , ce qui en fait un

échangeur compact et très utilisé par l'industrie (chimique, pétrochimique, froid industriel, agro-alimentaire, centrales thermique et nucléaire, ...).

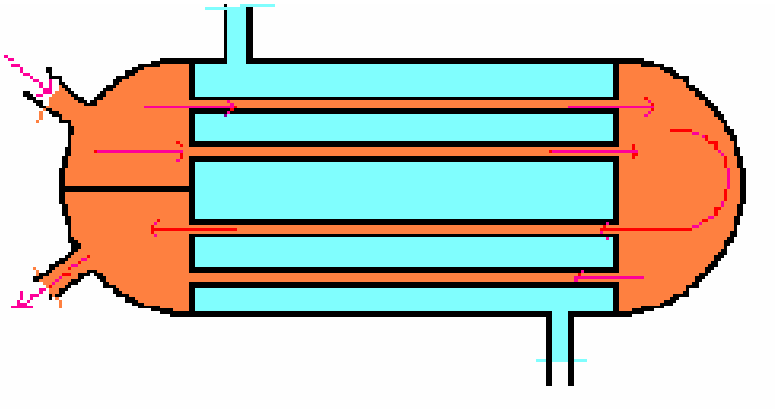


**Fig. III.8. Echangeur multitubulaire** [1]

## II.3.3. Les constituions d'un échangeur de chaleur tube et calandre :

Les éléments essentiels constituant cet échangeur sont :

### 1. Boîte d'échangeur (distributeur) :

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 des boîtes dépend non seulement du type choisi mais aussi du nombre de passes. [1]

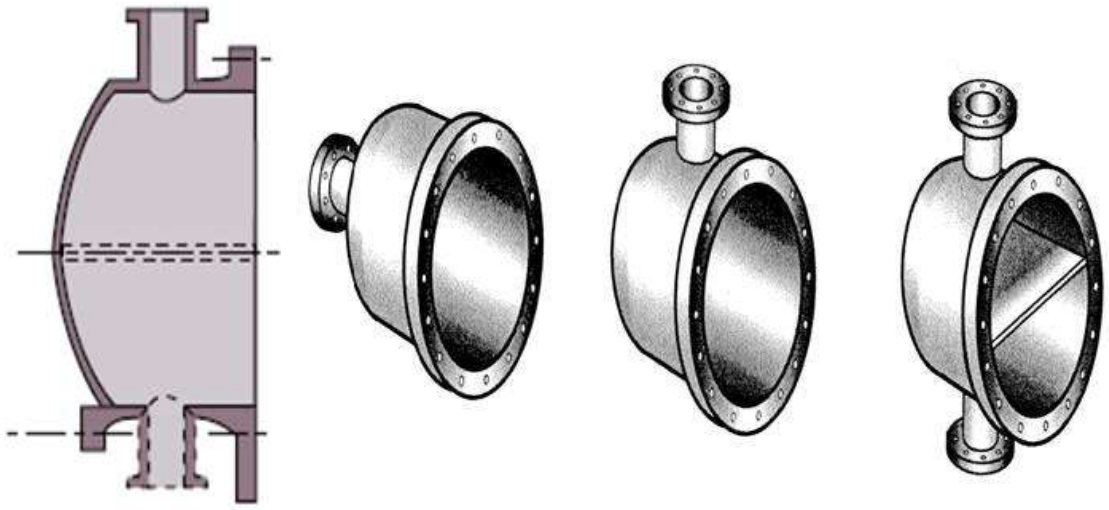


**Fig. II.9. Boites de distribution [1]**

## 2. Calandre :

C'est l'enveloppe métallique cylindrique entourant le faisceau tubulaire. Son matériau doit être compatible avec le fluide utilisé. [1]

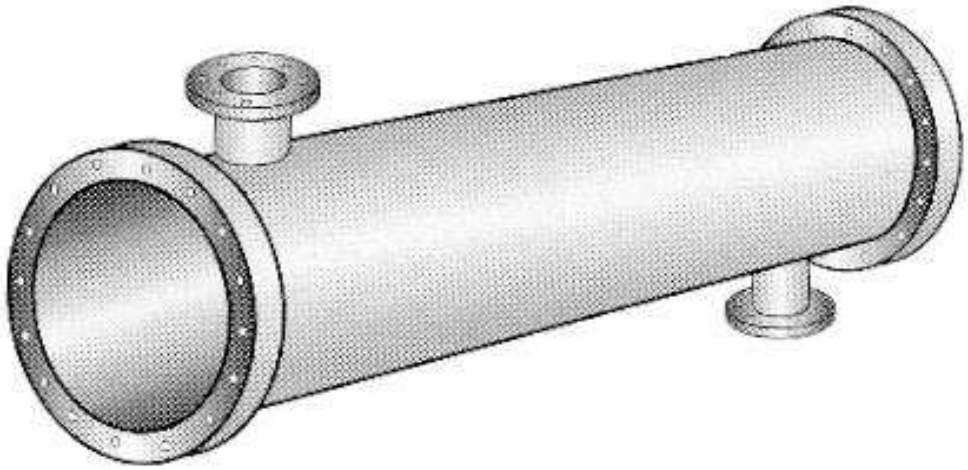


**Fig. II.10.Exemple d'une calandre simple une seule passe.**

## 3. Plaques tubulaires et fixation des tubes :

Ce sont des plaques percées supportant les tubes à leurs extrémités. Leur épaisseur (5 à 10 cm) est calculée en fonction de la différence de pression entre le fluide dans la calandre et le fluide dans les boîtes d'une part, des contraintes dues aux différences de dilatation entre les tubes et la calandre d'autre part. [1]

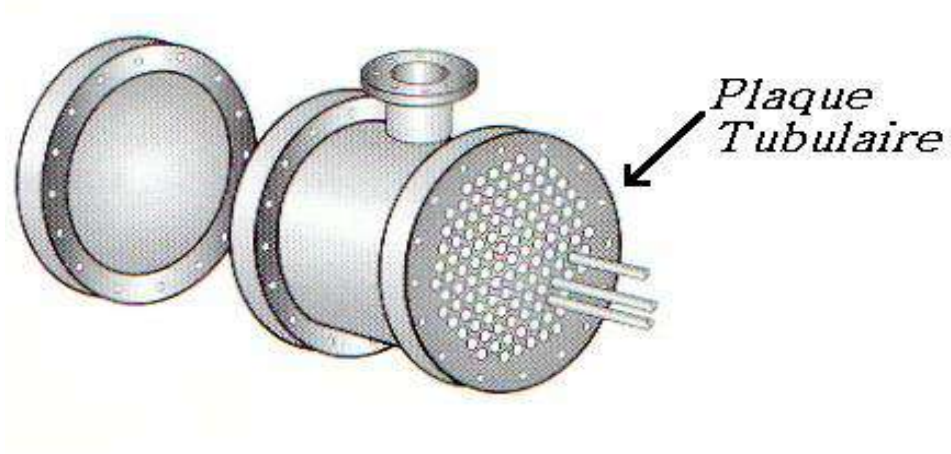



**Fig. II .11 Plaque tubulaire**

Les tubes sont généralement fixés dans la plaque tubulaire par dudgeonnage ; l´opération consiste à provoquer une expansion uniforme du métal dans l´alésage de la plaque tubulaire, permettant d´assurer une étanchéité par contact métal-métal.

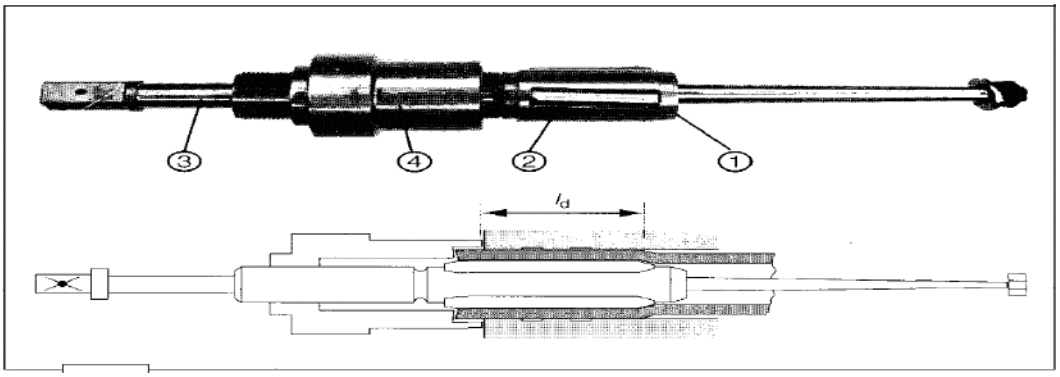



**Fig. II.12 Outil de dudgeonnage.**

Un dudgeon est constitué principalement d´un mandrin ou cage munis de galets montés sur une broche. L´outil est introduit dans l´extrémité du tube avec un faible jeu ; mis en rotation, il est poussé parallèlement à l´axe du tube, les galets pressent la paroi intérieure.

## 4. Faisceau tubulaire :

C'est lui qui constitue la surface d'échange par rapport à l'écoulement dans la Calandre, on peut avoir plusieurs dispositions des tubes [1]:

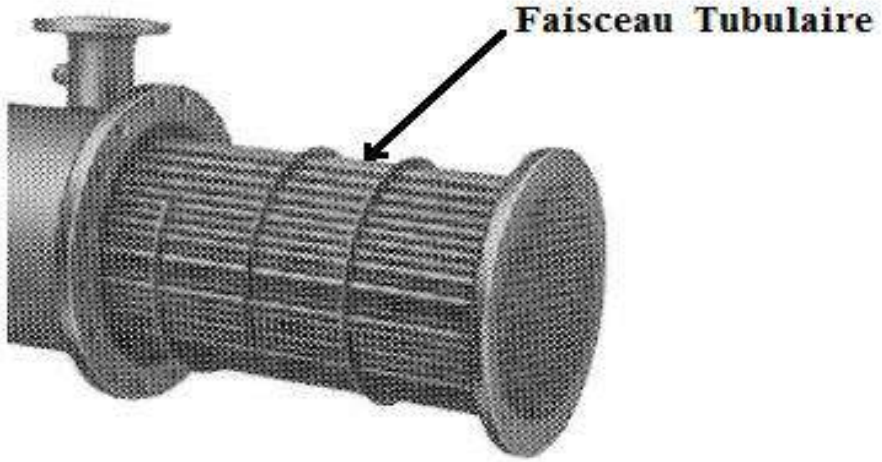



**Fig. II.13 Plaque tubulaire**

## 5. Disposition des tubes :

Ce sont généralement des tubes normalisés disposés de deux façons possibles le pas carré et le pas triangulaire (figure **II. 14**). [1]

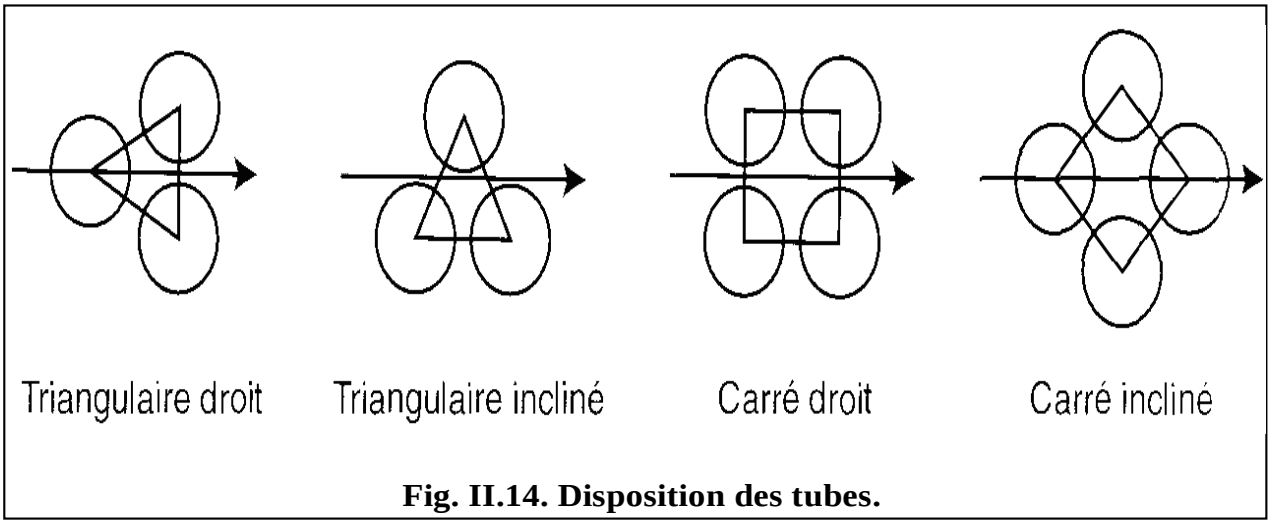



**Fig. II.14. Disposition des tubes.**

## 6. Chicanes :

pouvant être de forme horizontales ou transversales, elles servent à assurer une bonne rigidité du faisceau et un bon brassage du fluide, car en augmentant la vitesse d'écoulement de celui-ci, elles améliorent le coefficient d'échange.

Cependant, un compromis doit être réalisé entre le coefficient d'échange et les pertes de charge.

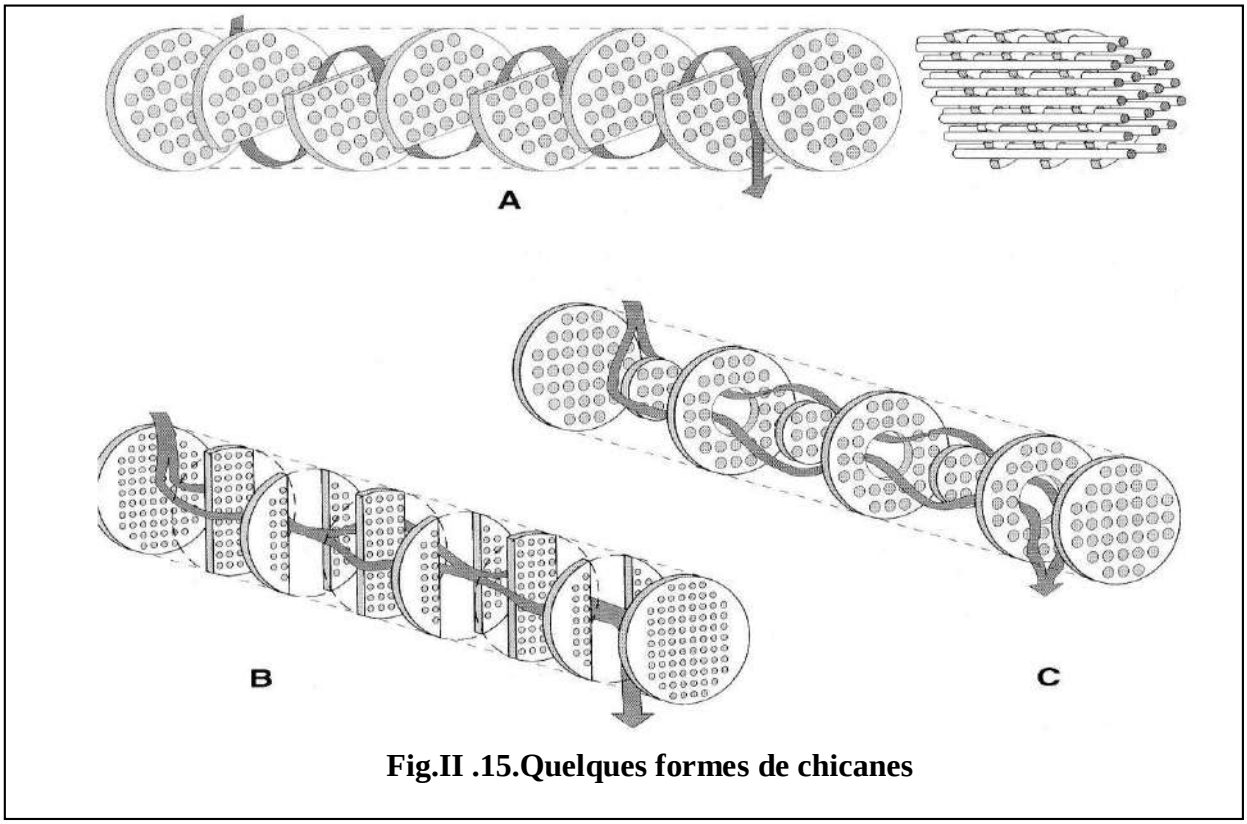



**Fig.II .15.Quelques formes de chicanes**

## 7. Les entretoises :

Les entretoises sont des plaques intermédiaires qui ont pour rôle d'amortir les vibrations des tubes.

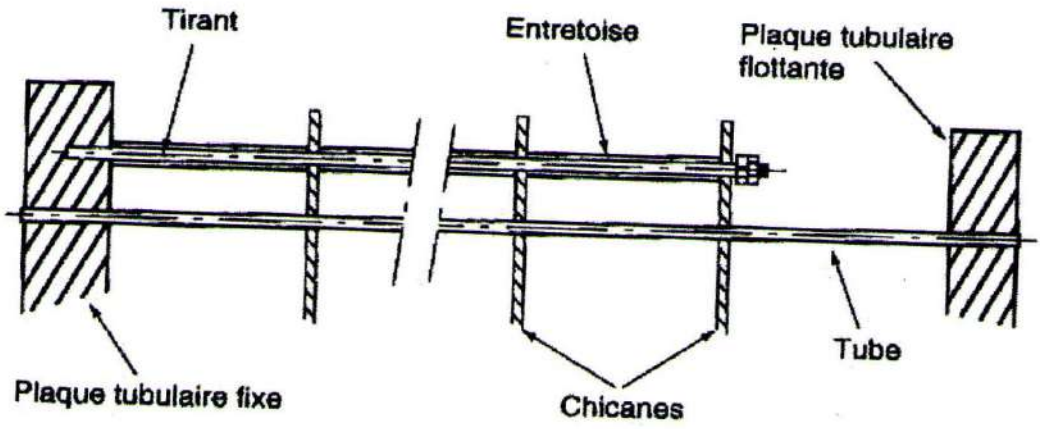



**Fig.II .16. Les Entretoises**

## 8. Déflecteurs :

Assurent l'orientation de l'écoulement du fluide afin d'assurer une bonne distribution de celui-ci et protègent dans certains cas, le faisceau contre l'impact direct du fluide entrant.

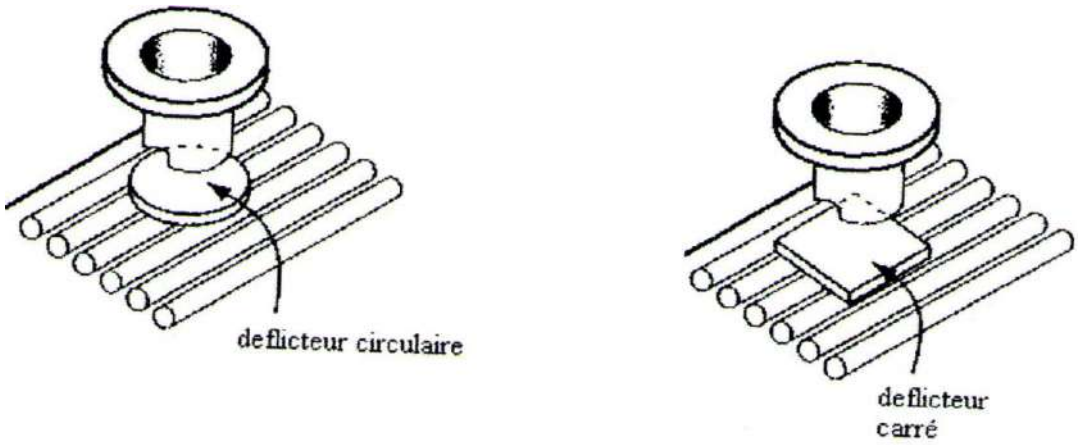



**Fig.II .17. Déflecteurs**

## 9. Events et vidange :

Dans toute conception d'un échangeur destiné pour le réchauffage ou le refroidissement d'un liquide, il est impératif de prévoir des piquages de vidange et d'évents afin d'éliminer d'éventuelles poches de gaz qui en stagnant dégradent les performances de l'échangeur.

## II.3.4. Echangeurs de type TEMA :

Le TEMA (standards of Tubulaire Exchanger Manufactures Association) prévoit trois classes d'échangeurs tubulaires classés selon l'ordre de sévérité croissante : C, B et R.

Ainsi, la classe C concerne les échangeurs ne présentant aucun risque d'utilisation (préparateurs d'eau chaude, par exemple). La classe B est adopté par la majorité des cas. Quant à la classe R, elle est réservée aux échangeurs fonctionnant dans des conditions jugées très dures (du point de vue mécanique) ou dans des conditions inhabituelles (gaz toxique, par exemple).

La combinaison de distributeurs, de calandres et de fonds de calandre (boîtes arrières) permet de réaliser un type d'échangeur TEMA, qui est désigné par trois lettres représentant respectivement le type de boîte avant, de calandre et de boîte arrière de l'échangeur. Le tableau de la figure **II .18** donne quelques combinaisons possibles d'échangeurs de type TEMA **[2]**

.

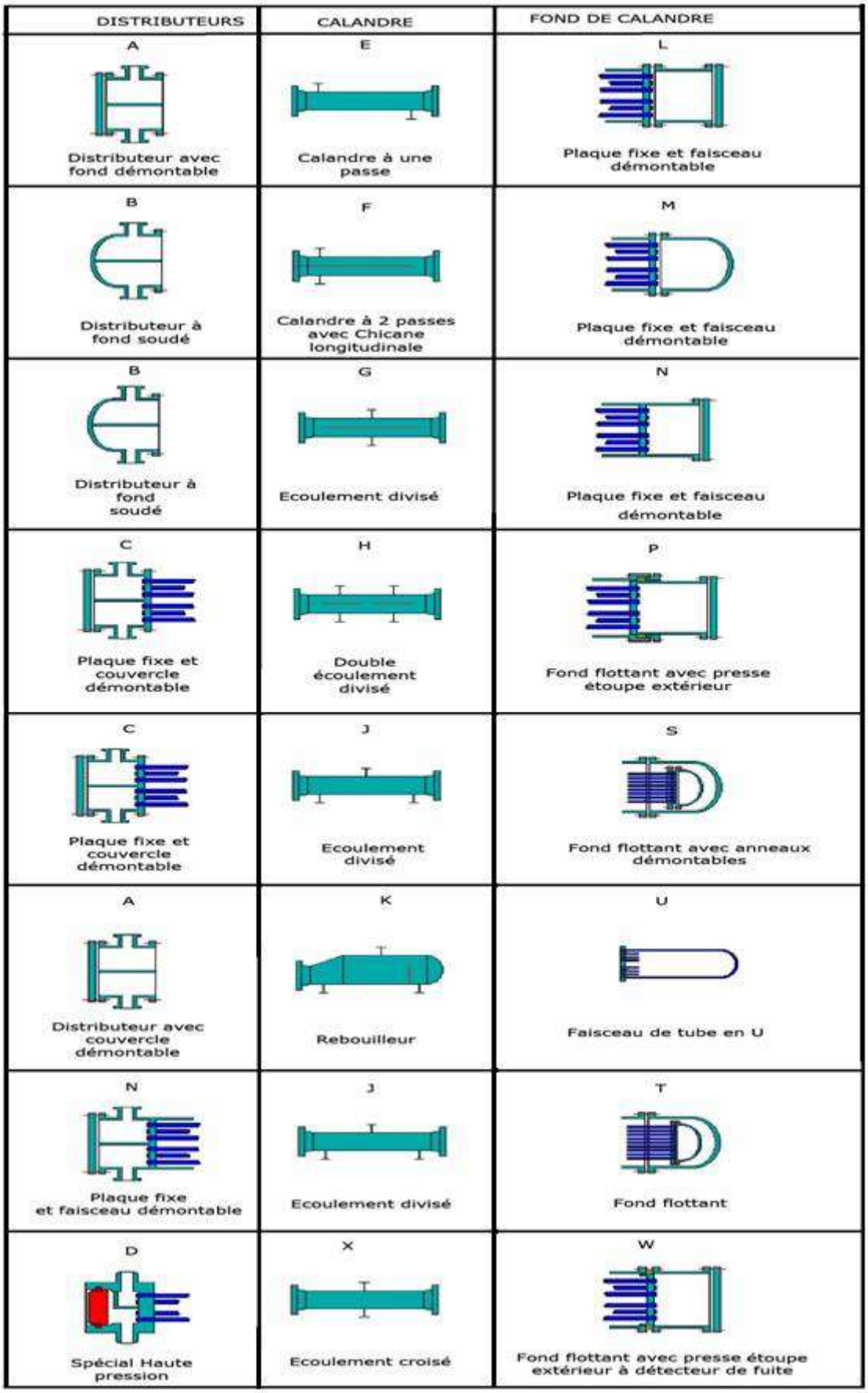



**Fig. II .18.Exemples de combinaison d'échangeurs TEMA**

## II.3.5. Les échangeurs à plaques:

Ils sont les plus fréquemment utilisés. Les échangeurs à plaque sont constitués par un assemblage de plaques cannelées indépendante. Les plaques sont encastrées et serrées dans un bâti chaque paire de plaques adjacentes forme un canal et les fluides (produits et fluides caloporteurs) circulent alternativement dans les canaux. Des profils spéciaux sont utilisés pour augmenter la turbulence, ainsi le coefficient de convection. Les plaques sont équipées des joints permettant d'éviter tout mélange des fluides.

On distingue suivant la géométrie de canal utilisé les échangeurs à surface primaire et les échangeurs à surface secondaire.[3]

### II.3.5.1. Différente type des échangeurs à plaque :

#### 1) Les échangeurs à plaques et joint :

L'appellation « échangeur à plaques et joints » est plus précise et permet d'éviter la confusion avec les échangeurs à plaque soudée ou à plaque brasée qui seront décrits par la suite.

Dans un échangeur à plaque et joints la surface d'échangeur est composée de série de plaques métalliques, équipés de joints, serrés les unes contre les autres à l'aide des tirons entre deux flasques, l'un fixe et l'autre mobile.

Les échangeurs à plaques et joints sont surtout utilisés pour le transfert de chaleur monophasique.

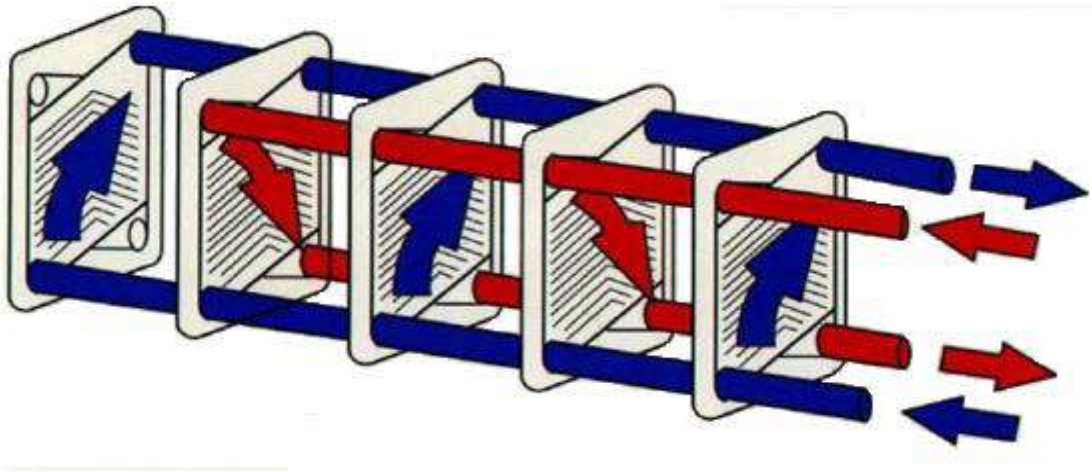


**Fig.II .19.Echangeur à plaques et joins.**

### 2) L'échangeur lamellaire :

C'est variante de l'échangeur à tube et calandre dans lequel le faisceau est constitué de « tubes aplatis » ou lamelle. (Figure **II.20**)

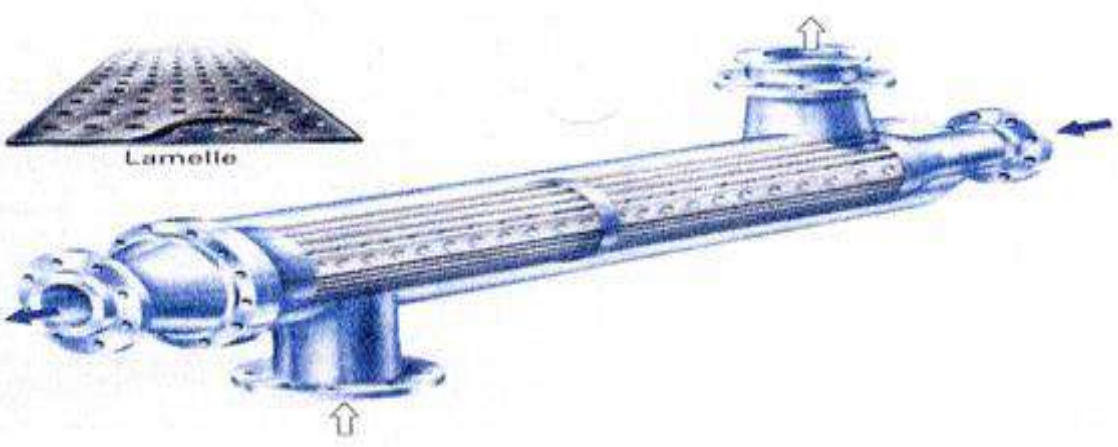



**Fig.II .20.Echangeur lamellaire**

### 3) Echangeurs á plaques brasées :

Ces échangeurs sont réalisés en aluminium ou en acier inoxydable, ils sont constitués par un empilage de tôles gaufrées (ondes) séparées par des tôles Planes

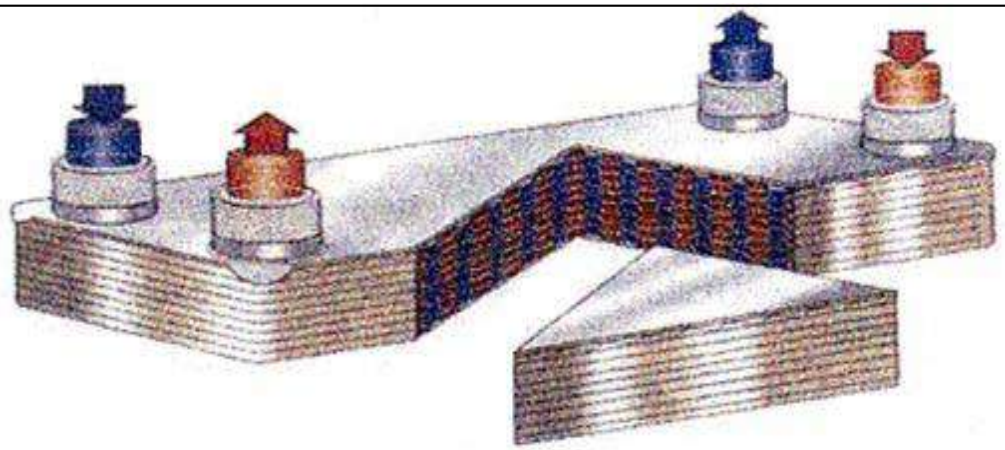


**Fig.III .21. Echangeurs á plaques brasées.**

## II.3.6. Echangeurs á spirale :

Généralement constitués de deux ou quatre bandes de tôle enroulées et maintenues parallèles (par des taquets soudés sur les plaques) autour d'un collecteur central cylindrique, ils sont assez compacts.

Les tôles sont soudées bord à bord de chaque côté du cylindre pour assurer l'étanchéité inter-circuit. L'écoulement circulaire du fluide provoque un écoulement turbulent qui augmente l'efficacité

de l'échange et empêche les solides en suspension de se déposer. Les plages d'utilisation vont de −40 °C à 300 °C en température et du vide absolu à 25 bar en pression.

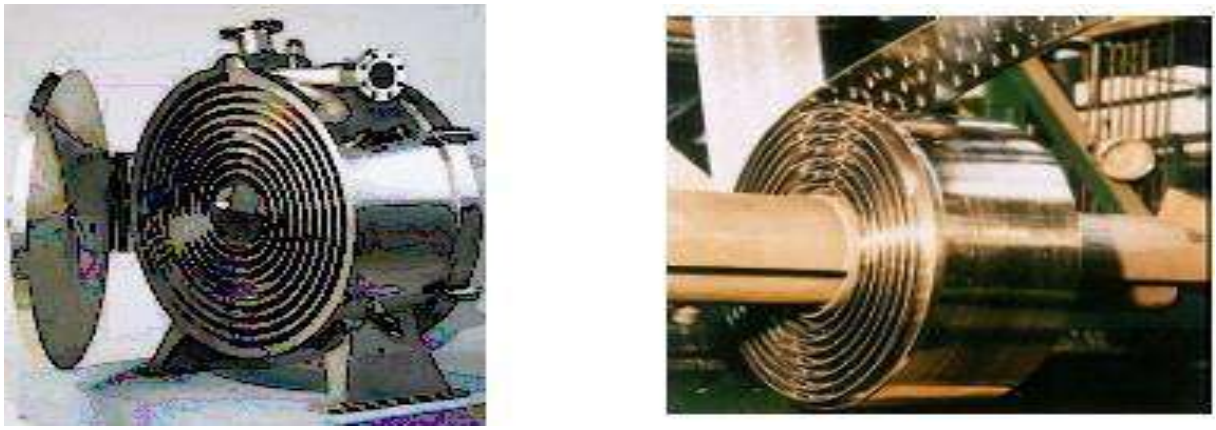


**Fig.II .22. Echangeur spirale avec couvercle ouvert (à gauche) et en cours de fabrication (à droite).**

Selon le domaine d'application, les échangeurs à spirale peuvent être utilisés en trois configurations :

- écoulement spiral à contre-courant (figure **II.23a**) : le fluide chaud entre axialement et sort radialement alors que le fluide froid entre radialement et sort axialement,
- écoulement transversal / spiral (figure **II.23b**) : le premier fluide traverse l'échangeur verticalement, le second décrit un écoulement "spiralé"
- écoulement combiné (figure **II.23c**).

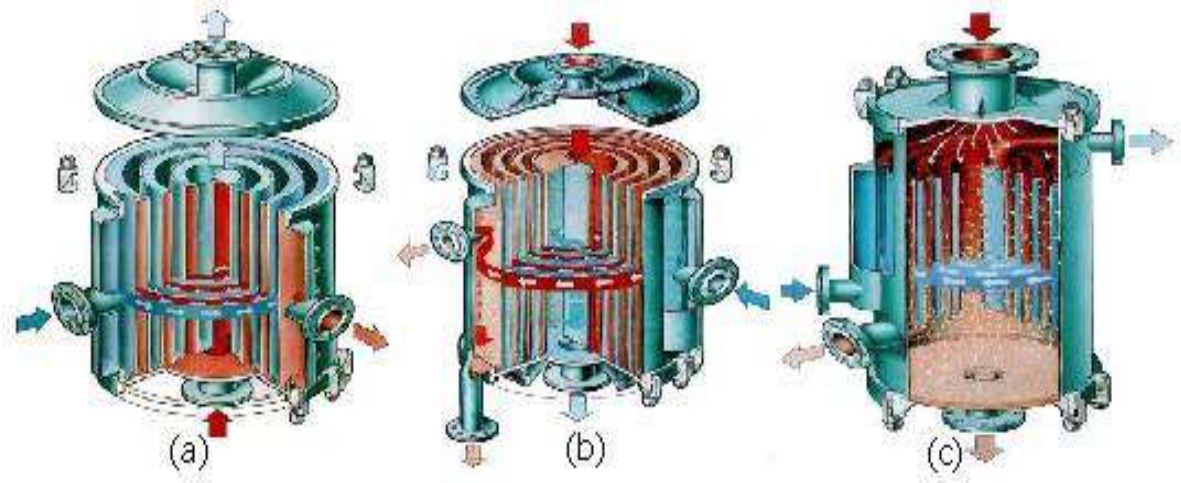



**Fig.II .23.Différentes configurations d'écoulement des échangeurs spirales**

## II.3.7 Echangeurs á circuits imprimés :

Ce type d'échangeurs bien qu'apparus entre 1985 et 1990, constitue une véritable innovation dans la technologie des échangeurs. Ainsi des pressions de l'ordre de 200 bar sont couramment utilisées, avec des pointes pouvant aller jusqu'à 300 bar voire 500 bar, et des températures de service variant entre −200 °C et 900 °C , selon la nature du matériau utilisé et la pression de service, pour des canaux possédant une profondeur comprise entre 0.5 et 2 mm.

Ces échangeurs se distinguant par leur degré de compacité sont considérés comme des échangeurs à plaques compacts.

Leur fabrication obéit à un processus semblable à celui utilisé dans la fabrication des cartes électroniques (d'où le nom de ces échangeurs).

La technique employée est basée sur le passage d'un fluide spécial (eau forte) sur des plaques d'alliage réalisant ainsi un usinage photochimique de ces dernières. Les plaques obtenues (figure **II.24**) sont ensuite assemblées par une technique de soudage diffusion.

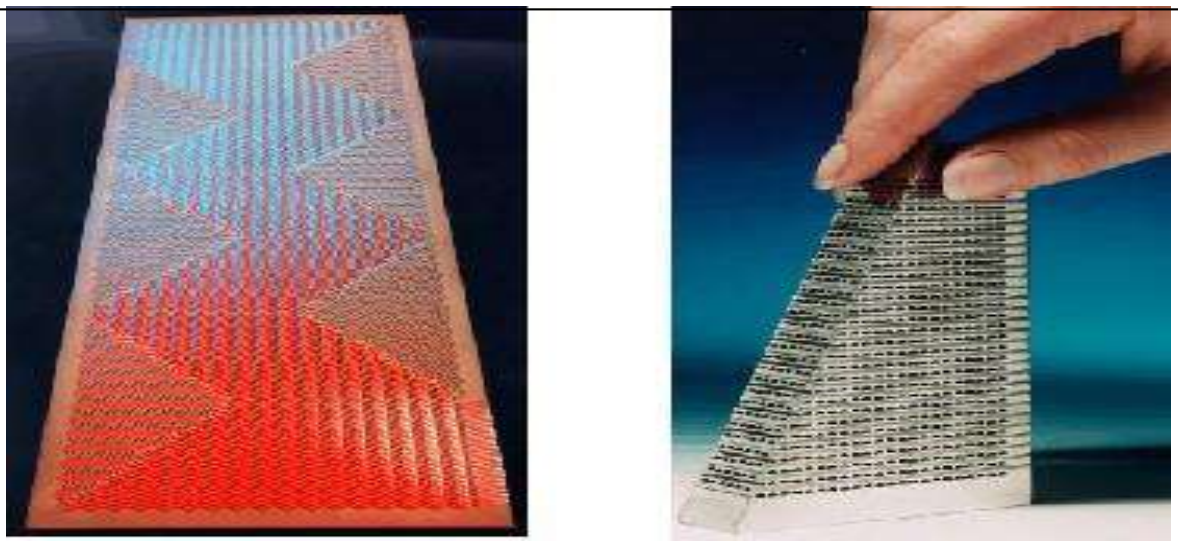


**Fig.II .24.canaux d'écoulement et cœur d'un échangeur à circuit imprimé.**

# Chapitre III

# Calcul thermique de l'échangeur

# E-702

## III.1. INTRODUCTION :

L'équipement qu'on étudie est un échangeur de chaleur liquide / liquide de type faisceaux et calandre tube en U. Les tubes sont montés sur la plaque tubulaire fixe qui est soudées entre la calandre et la boite de distribution, l'échangeur repose sur deux supports, les tubes peuvent être disposés sur la plaque tubulaire en pas carrée.

## III.2. PRESENTATION DE PROBLEME :

Souvent et pendant le déroulement de process On rencontre des problèmes dans l'unité de traitement de gaz, l'un de ces problèmes est l'instabilité de système de réchauffement dans la phase de séparation primaire ; pour que ce système contienne plusieurs échangeurs on a essayé de faire une étude sur l'un de ces échangeurs.

## III.3. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DE L'ECHANGEUR E-702 :

L'échangeur E-702 (montré sur la figure suivante) est un équipement statique, l'échange thermique dans cette appareil se fait entre le condensât provenant de ballon de separation (fluide froid) ,et l' huile chaude (fluide chaud) . Le passage de condensât dans l'échangeur s'effectue sans changement de phase.

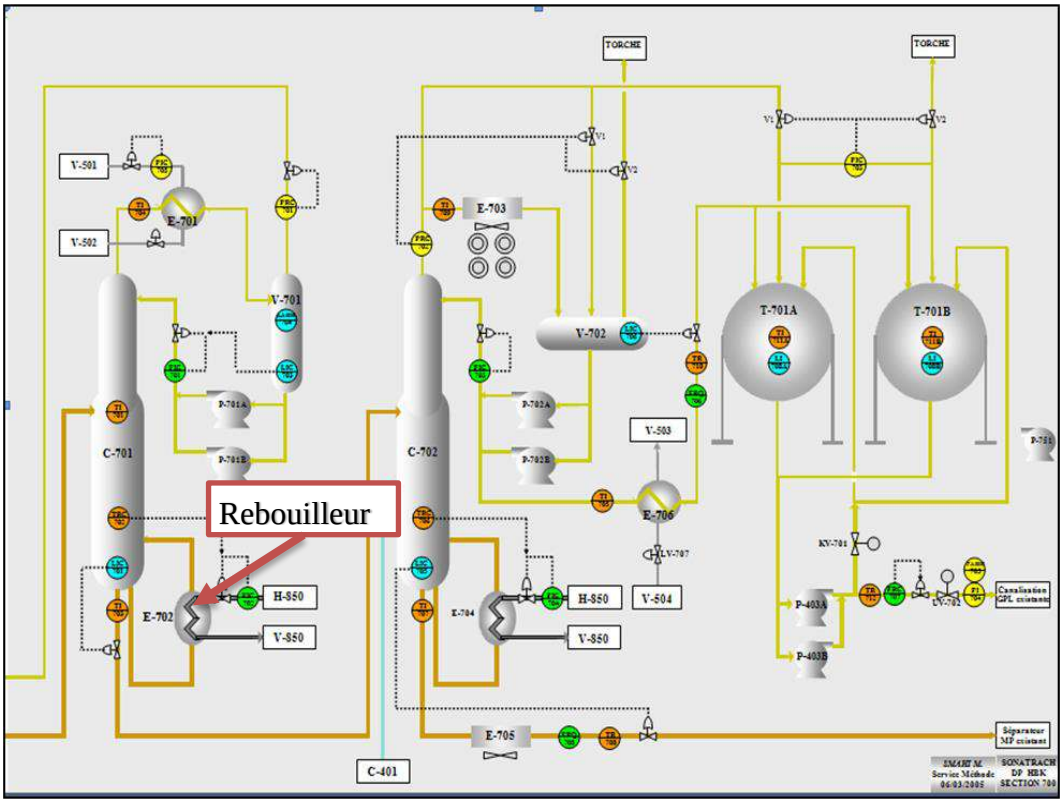



**Fig. III.1 l'emplacement de l'échangeur dans le process (*Sonatrach DP HBK*)**

## III.3.1.PRESENTATION DE L'ECHANGEUR REBOUILLEUR E-702 :

Les éléments de construction de l'échangeur E-702 sont :

### 1. Les tubes du faisceau :

Les tubes sont de forme en U et sont montés sur la plaque tubulaire par dudgeonnage (voir fig. II.12 et fig. II.13).

### Caractéristiques du faisceau : [9]

Le fluide circulant : Huile chand.
-Nombre des tubes : $n_t$ = 252 U.
-Diamètre extérieur des tubes : **$d_e$ =** 19,05 mm
-Epaisseur des tubes : **$e_t$** = 2,30 [mm].
-Type des tubes : **U.**
-Surépaisseur de corrosion : 1.5 [mm].
-Longueur des tubes **:** $L = 5000 + R$ [mm]**.**
-Pas triangle : **P** = **25,4** mm
- Matériau des tubes : **SA-179.**
-Conductivité de l'acier du tube : $\lambda_p$ = 51,9 [w/m °c].
-La surface d'échange : S= 148$[m^2]$.
-La pression admissible : $P_{adm}$ = 6,1[bar].
- La perte de charge admissible : $\Delta P_{adm}$ = 0,1 [bar].

### 2. La calandre :

C'est l'enveloppe métallique cylindrique qui entoure le faisceau tubulaire.
Elle est munie d'une tubulure à chaque extrémité. Dans le cas de grands débits, il est nécessaire de réduire la vitesse d'arrivée sur le faisceau pour limiter les risques d'érosion, et de vibration des tubes.

### Caractéristiques de la calandre :[9]

- Le fluide circulant : Hydrocarbures.
-Diamètre extérieur de calandre : $D_e = 805[mm]$
-Diamètre intérieur de calandre : $D_i = 760[mm]$
-Epaisseur de la calandre : $e_{cal} = 12$ [mm]
-Longueur de la calandre : $L_c = 5634$ [mm]
- Matériau de la calandre : **SA-516-70**
-Surépaisseur de corrosion : 1,5 [mm]
-La pression admissible : $P_{adm}$ = 27,1 [bar]
- La perte de charge admissible : $\Delta P_{adm}$ = 1 [bar]

## 3. La plaque tubulaire :

C'est une plaque percée supportant les tubes à leur extrémité. Les tubes peuvent être fixés à la plaque tubulaire par dudgeonnage,

### Caractéristiques de la plaque :[9]

-Diamètre extérieur de plaque : $D_{ep} = 830[mm]$

-Diamètre intérieur de plaque :$D_{ip} = 754[mm]$

-Epaisseur de la plaque : $e_p = 85[mm]$

-Matériaux **: SA-105**

## 4. Boite d'entrée et de sortie :

C'est une boite fixée par boulons sur la calandre dans l'un de ces cotés qui porte une tubulure d'entrée au-dessus et une tubulure de sortie au-dessous.

### Caractéristiques de la boite :[9]

-Diamètre extérieur de la boite : $d_{eb} = 805mm$

-Diamètre intérieur de la boite : $d_{ib} = 760mm$

-Epaisseur de la boite : $e_b = 12\ mm$

-Matériaux de la boite : SA- 105

## 5. Les chicanes :

Elles ont pour rôle d'augmenter la vitesse de fluide dans la calandre et la rigidité du faisceau pour éviter les phénomènes de vibration et de flambage.

Dans le cas de transfert de chaleur sans changement de phase les chicanes ont le rôle d'améliorer le coefficient de transfert.

## 6. Les tirants et les entretoises :

Ce sont des dispositifs assurant la liaison du système de chicanes, qui où pour objet de maintenir les chicanes en évitant les déplacements provoques par la force engendrée par le fluide et la plaque tubulaire supporté solidement en place en générale le nombre des tirants varie de 2, 4, 6 jusqu'à 8 suivant le diamètre de l'échangeur

## 7. Les déflecteurs :

Ils sont installés au niveau des tubulures, ont pour but de la diminution de l'érosion des tubes par le flux des fluides. Ces déflecteurs, d'une épaisseur de l'ordre de 12 mm, sont circulaires, soudés sur des tirants ou entretoise.

## 8. Supports :

L'échangeur repose sur deux supports dont l'un est fixe (cote boite de distribution).et l'autre mobile, le dernière assure les dilatations thermiques libre de la calandre par rapport à la fondation en béton.

## III.4. LA THEORIE DE CALCUL THERMIQUE :

### III.4.1. Méthodes générales de calcul pour les échangeurs:

Chaque constructeur possède sa méthode de calcul thermique, mais très peu de méthodes sont diffusées. Les méthodes DTLM et NUT sont utilisées et adaptées pour les échangeurs de chaleurs.

Les deux méthodes aboutissent aux mêmes résultats. Cependant un certain nombre d´arguments semblent plaider en faveur de la méthode NUT.

Comparons les deux démarches :

L´étude suivante consiste à établir pour un mode de circulation la loi de transfert globale et à mettre en évidence les limites de performances. Pour ce faire les hypothèses simplificatrices suivantes ont été prises.

- ***Les bilans d´énergie*** : se réduisent aux bilans thermiques traduisant que la chaleur perdue par le fluide chaud est entièrement récupérée par le fluide froid.
- ***Le coefficient d´échange globale U:*** est fonction des températures des fluides par l´intermédiaire des vitesses d´écoulement et des caractéristiques des fluides.
- ***Les chaleurs massiques Φ :*** introduites dans les bilans thermiques sont également des valeurs moyennes dans les intervalles de températures considérés. **[5]**

## III.4.2. PRINCIPE DE CALCUL THERMIQUE D'UN ECHANGEUR :

La figure **(III.2)** illustre dans son principe, le calcul thermique d'un échangeur en précisant :

- Les données nécessaires : données géométriques de fonctionnement et propriétés physiques des fluides.
- La place thermique proprement dite, comprenant des calculs géométriques (sections de passage des fluides, diamètre hydrauliques, etc.…), puis des calculs de transfert de chaleur et de pertes de pression.
- Les résultats, sous forme succincte (puissance thermique échangée et pertes de pression) ou forme plus détaillée (valeurs locales des coefficients d'échanges, nombres dimensionnels caractéristiques, etc.…). [10]

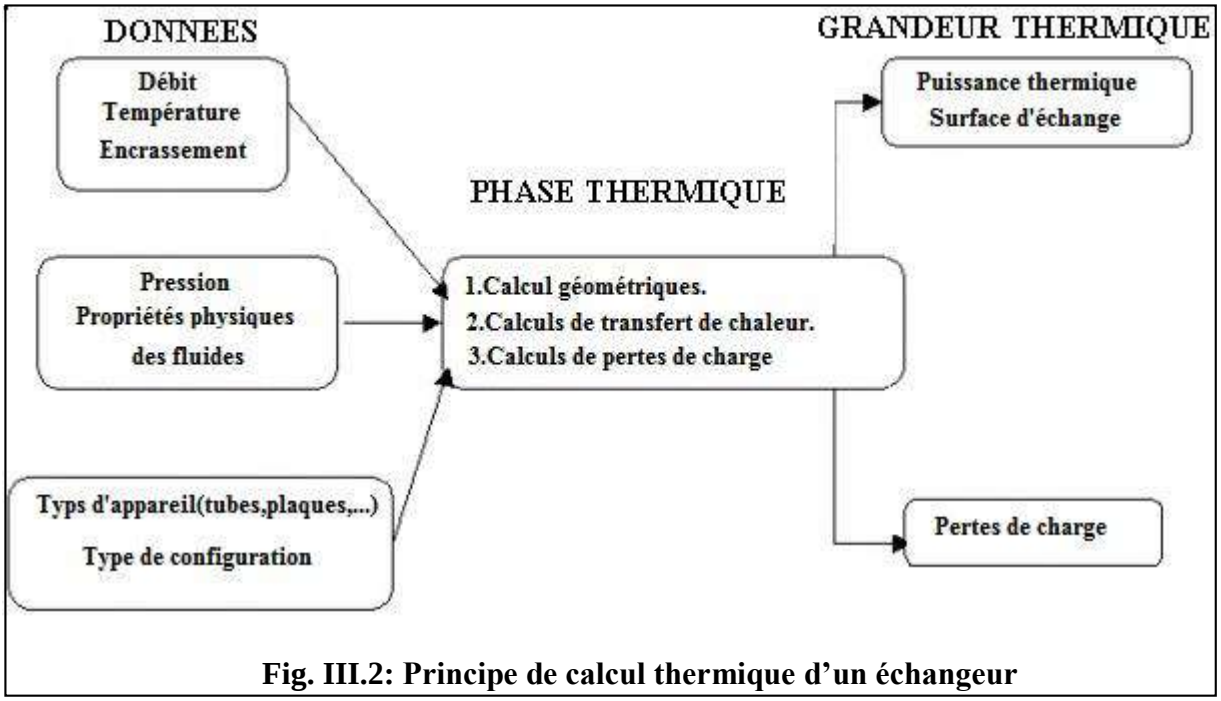



**Fig. III.2: Principe de calcul thermique d'un échangeur**

## A).Méthode de différence de température logarithmique moyenne (DTLM) :

La valeur locale de la puissance élémentaire dΦ échangée à travers un élément de surface dS (voir fig.1.4) est donnée par l'équation : [10]

$$d\phi = U.(T_1 - T_2).dS \qquad (3.1)$$

Avec :

- U : coefficient d'échange global.
- $T_1$ et $T_2$ températures des fluides $F_1$ et $F_2$ de part et d'autre de la paroi.

La surface d'échange totale s'obtient en intégrant l'équation précédente :

$$S = \int \frac{d\phi}{U.(T_1 - T_2)} \qquad (3.2)$$

L'intégration ne peut s'effectuer que si l'on connaît l'évolution du coefficient d'échange U en fonction des températures T1 et $T_2$, dont l'évolution suivant l'écoulement doit elle-même être connue.

Globalement, la surface d'échange ne peut être calculée qu'en admettant les hypothèses suivantes :

- On définit une température moyenne caractéristique ;
- On suppose constant le coefficient d'échange global U déterminé à la température caractéristique d'échange. La surface s'obtient par la relation : [10]

$$S = \frac{\phi}{U.F.DTM} \qquad (3.3)$$

Avec :

DTLM : Est la différence moyenne de température entre les deux fluides sur tout l'échange

Dans la pratique, on préfère exprimer cette différence moyenne à partir de la différence moyenne logarithmique d'un échangeur à contre-courant calculé avec les mêmes températures d'entrée et de sortie des fluides, multipliée par un facteur correctif F.

Ce facteur correctif F vaut 1 dans le cas d'un échangeur à contre-courant. Le déroulement de calcul peut se faire schématiquement par la figure **(III.3)**

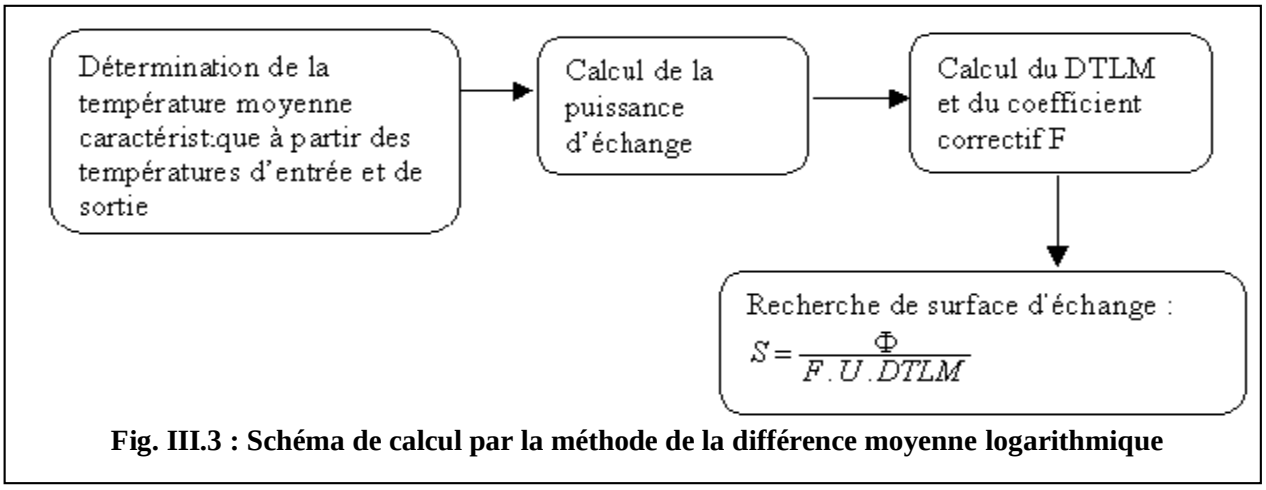



**Fig. III.3 : Schéma de calcul par la méthode de la différence moyenne logarithmique**

Ainsi, cette méthode de calcul revient à écrire que la puissance thermique échangée est proportionnelle à l'aire de la surface d'échange et à la différence de température moyenne logarithmique.

## B)-Méthode de Nombre d'Unité de Transfert (NUT) :

La méthode NUT permet une réponse élégante et rapide à la plupart des problèmes qui se posent dans les études d'ingénierie relatives aux échangeurs.

Le déroulement du calcul peut être schématiquement le suivant :

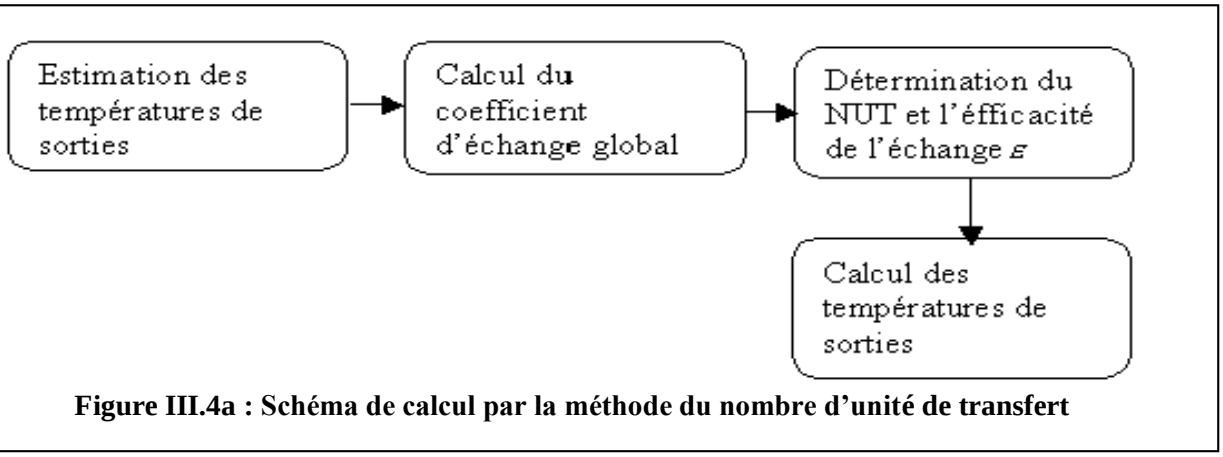



**Figure III.4a : Schéma de calcul par la méthode du nombre d'unité de transfert**

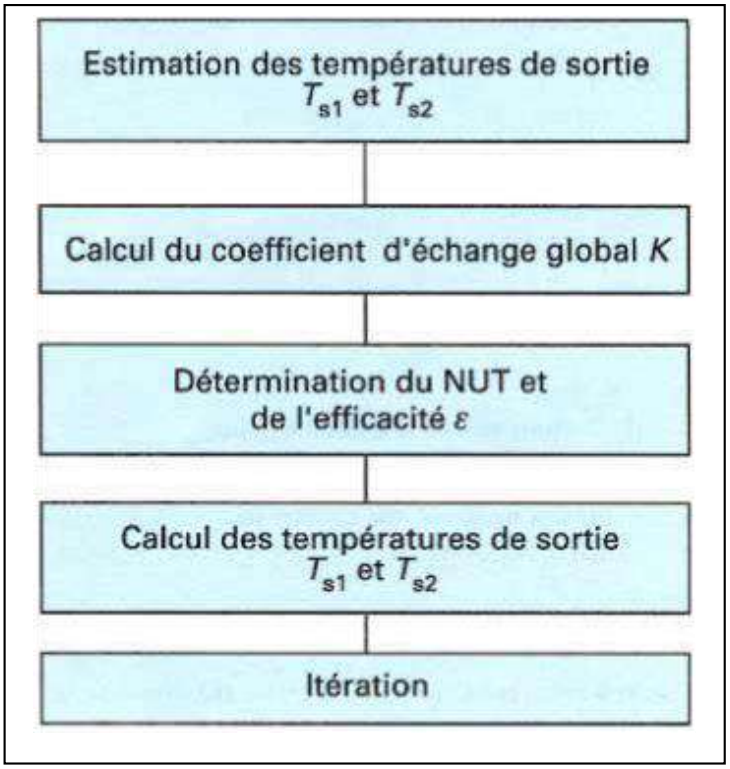



**Fig. III.4b : Schéma de calcul par la méthode du nombre d'unité de transfert** *(technique de l'ingénieur)[1]*

## III.4.3 Calculs thermiques de l'échangeur tubulaire :

Dans ce qui suit nous allons introduire les différentes grandeurs caractéristiques, ainsi que l'enchaînement des différentes étapes d'une méthode de calcul simplifiée pour des échangeurs tubulaires.

### 1. Grandeurs caractéristiques :

En général, l'échangeur de chaleur peut être caractérisé par les grandeurs suivantes :

- $m_1$ et $m_2$ : Les débits massiques des deux fluides.

- $C_1$ et $C_2$ : Les chaleurs massiques des deux fluides.
- $T_{1e}$ et $T_{2e}$ : Les températures d'entrée des deux fluides.
- $T_{1s}$ et $T_{2s}$ : Les températures de sortie des deux fluides.
- **Φ :** Le flux de chaleur échangé.
- U : Le coefficient d'échange global.
- S : La surface d'échange.

## 2. Méthodes de calcul simplifié :

La méthode de calcul explicitée ci-après permet de déterminer un ordre de grandeur de la surface d'échange et une configuration d'écoulement pour un cas de dimensionnement assez général ou l'on se donne :

- Les débits des deux fluides en présence.
- Les températures entrées-sorties d'un des fluides, ainsi que la température d'entrée du second fluide.

## 3. Etapes de calcul :

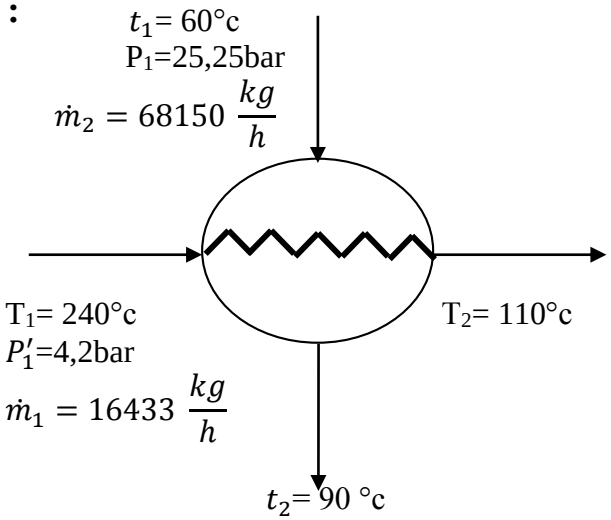
- Détermination de température du second fluide à partir des équations de bilan :

$$\phi = \dot{m}_1 . C_{p_1} . \left(T_{e_1} - T_{s_1}\right) = \dot{m}_2 . C_{p_2} . (T_{s_2} - T_{e_2}) \qquad (3.4)$$

- Calcul de l'écart de température moyen logarithmique.
- Calcul du nombre d'unité de transfert définissant le service thermique demandé ainsi que l'efficacité d'échange.
- Connaissant la géométrie de l'échangeur, il est nécessaire de choisir une vitesse caractéristique de l'écoulement dans les tubes.
- Calcul des coefficients de transfert de chaleur de chaque côtés des fluides considérés et cela en utilisant les corrélations appropriées.
- Evaluation du coefficient d'échange global de transfert de chaleur, sans tenir compte de l'encrassement (coefficient d'échange propre) pour un premier calcul, et en tenant compte de l'encrassement pour un deuxième calcul (coefficient d'échange encrassé).
- Calcul de la surface d'échange correspondante au coefficient d'échange calculé, et ceci suivant la méthode utilisée (méthode NUT, méthode de la moyenne logarithmique).
- Comparaison entre la surface nécessaire pour réaliser le service demandé et la surface considérée au début.
- Calcul des pertes de charge sur chaque circuit à partir des corrélations appropriées.
- Comparaison avec les pertes de charges maximales admissibles.

## III.5. CALCUL DE VERIFICATION DE L'ECHANGEUR E-702 :

### III.5.1. DONNEES DE CALCUL :




**CARACTERISTIQUES DES FLUIDES :**

| | | Coté calandre | Coté tube |
|---|---|---|---|
| La chaleur spécifique (Cp) kcal/ kg.°C | | 0,898 | 0,703 |
| La viscosité (μ) c.p (centipoise). | | 0,0626 | 0,167 |
| La masse volumique moyenne ( $\rho_m$ ) kg/m$^3$ | | 434,4 | 883,6 |
| Conditions opératoires | Température (°C) entrée et sortie | T1 =87,6 T2 = 90,9 | t1 = 290 t2 =95,5 |
| | Pression (kg/cm²) entrée et sorti | 25,25 28,6 | 4,2 3,9 |
| | Débit massique (kg/h) | 203536 | 16433 |

**Tableau 2. Caractéristiques des fluides [**9]

### III.5.2. Calcul des différents paramètres :

### 1. Calcul de la quantité de chaleur échangée :

Pour le calcul de la quantité de chaleur échangée on utilise l'un des formules suivantes

**-fluide chaud :** L'huile chaude (coté tube)

$$\Phi_1 = \dot{m}_1 . C_{P1} . \Delta T = \dot{m}_1 . C_{P1} . (T_2 - T_1) \quad (3.5)$$

**-fluide froid** : Produit d'alimentation de DE-ETHANISEUR (coté calandre)

$$\Phi_2 = \dot{m}_2 . C_{P2} . \Delta T = \dot{m}_2 . C_{P2} . (t_1 - t_2) \quad (3.6)$$

Pour cela on utilise la formule (5) qui nous donne :

$$\Phi_1 = 16433 \times 0{,}703 \times (290 - 95{,}9)$$

$$\Phi_1 = 2247038 \text{ kcal/h}$$

Donc la quantité de chaleur échangée est égale :

$$\Phi = \Phi_1 = 2247038 \text{ kcal/h}$$

## 2. Calcul de surface d'échange globale S :

On a:

$$\Phi = U \times S \times DTLM \times F \quad (3.7)$$

La surface d'échange globale est alors égale à :

$$S = \frac{\Phi}{U \times DTLM \times F} \quad (3.8)$$

Avec :

S : Surface d'échange globale [$m^2$]

Φ : Quantité de chaleur échangée [$\frac{Kcal}{h}$]

U : Coefficient de d'échange global [$\frac{Kcal}{h.m^2.°C}$ ]

DTLM : Différence de température moyenne logarithmique [°C]

F **:** Facteur de correction.

## 3. Calcul de Différence de température moyenne logarithmique DTLM

$$DTLM = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{ln\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} \quad (3.9)$$

$\Delta T_{max} = T_1 - t_2 = 290 - 95{,}9 = 194{,}1$

$$\Delta T_{max} = 194{,}1°C$$

$\Delta T_{min} = T_2 - t_1 = 90{,}9 - 87{,}6 = 3{,}3$

$$\Delta T_{min} = 3{,}3°C$$

$$DTLM = \frac{194{,}1 - 3{,}3}{ln\frac{194{,}1}{3{,}3}} = 55{,}87 \text{ °c}$$

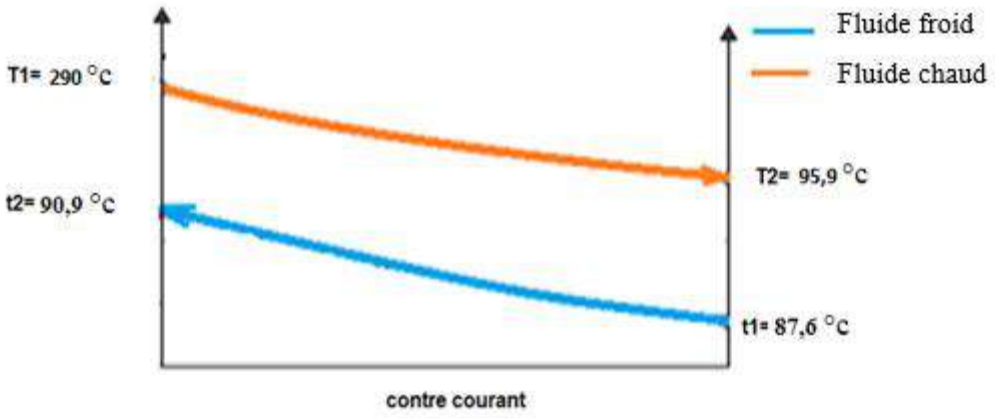



**Fig. III.5 Diagramme des températures.**

$\mathrm{DTM} = \mathrm{DTLM}.\mathrm{F}$

F : Facteur de correction.

Dans le cas :

Nombre de passe coté tube = 10

Nombre de passe coté calandre = 1

} On utilise l'abaque (voir annexe 02) de E et R pour trouver F

Tout d'abord on calcul les coefficients E et R :

$$E = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{90{,}9 - 87{,}6}{290 - 87{,}6} = 0{,}016$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{290 - 95{,}9}{90{,}9 - 87{,}6} = 58{,}81$$

D'après l'abaque on trouve la valeur de F≈ 0,98

$\Delta T_{DTLM} = \mathrm{DTLM}.\mathrm{F}$ =55,87 x 0,98=54,75 °c

$\Delta T_{DTLM}$ =54,75 °c

## 4. Calcul des coefficients locaux de transfert de chaleur :

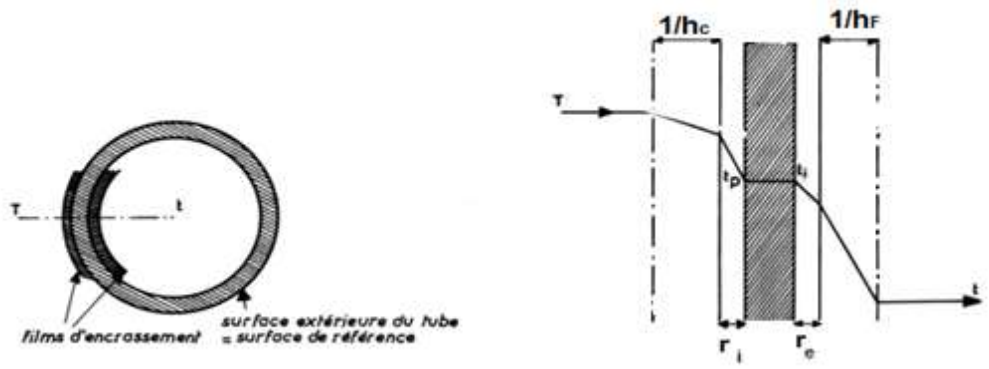



**Fig. III.6 Les Résistances de Transfert Thermique de L'échangeur.**

### 4.1. Calcul de coefficient d'échange global U :

$$U = \frac{\mathbf{1}}{\frac{d_e}{h_c \times d_i} + r_e + \frac{1}{h_f} + r_i \frac{d_e}{d_i} + \frac{d_e}{2 \times \lambda_p} ln\frac{d_e}{d_i}} \quad (3.10)$$

Avec :

$\frac{1}{h_c}$: Résistance dans le fluide chaud à l'intérieur du tube.

$\frac{1}{h_f}$ : Résistance dans le fluide froid à l'extérieur du tube.

$r_i$ : Résistance due au film d'encrassement déposé à l'intérieur du tube.

$r_e$ : Résistance due au film d'encrassement déposé sur l'extérieur du tube.

$\lambda_P$ : Conductivité thermique de la paroi $\boldsymbol{\lambda_p = 51,9\ \frac{w}{m.°C}}$

$d_e$ **:** Diamètre extérieur des tubes (m).

$d_i$ : Diamètre intérieur des tubes (m).

### 4.1.1. Calcul les coefficients de convection ($h_c$ et $h_f$) :

**A- Fluide coté tube $h_c$ :**

**A-1- Section de passage :**

$$A = \frac{N \times \pi \times {d_{in}}^2}{4} \quad (3.11)$$

Avec

$N$ : Nombre de tube = 252

$d_{in}$: Diamètre intérieur des tubes = 14,83 mm

$$A = \frac{252 \times 3,14 \times (14,83.10^{-3})^2}{4} = 0,043\ m^2$$

$$A = 0,043\ m^2$$

**A-2- La vitesse massique w :**

$$W = \frac{\dot{m}_1}{S} \qquad (3.12)$$

$\dot{m}_1$ : Débit massique ($\dot{m}_1 = 16433$cal/h).
$S$: Section de passage ($S = 0{,}043 m^2$)

$$w = \frac{16433}{0{,}043} = 451139{,}53$$

$$w = 451139{,}53\ kg/hm^2$$

**A-3- Calcul du nombre de Reynolds $R_e$ :**

$$Re = \frac{W \times di}{\mu_m} \qquad (3.13)$$

$d_i$ : Diamètre intérieur des tubes.
$w$ : vitesse massique.
$\mu_m$ : viscosité moyenne. $\mu_m$*=0,482 Kg/h.m*

$$R_e = \frac{(451139{,}53) \times (14{,}83.10-3)}{0{,}482} = 13880{,}49$$

$$Re = 13880{,}49$$

$R_e > 2300$ Donc le régime est turbulent

**A-4- Calcul du critère de Prandtl « Pr » :**

$$Pr = \frac{Cp_m \times \mu_m}{\lambda_m} \qquad (3.14)$$

$C_{Pm}$ : La chaleur spécifique moyenne de condensat 0,608 $kcal/kg°C$.

$\lambda_m$ : Conductivité thermique moyenne de condensat 0,0822 $Kcal/mh°C$.

De la formule (3.14) on a $P_r = \frac{0{,}608x0{,}482}{0{,}0822} = 3{,}01$

$$Pr = 3{,}53$$

**A-5- Calcul de critère de Nusselt Nu :**

Pour le régime turbulent **Nu** est donné par

$$N_u = 0{,}36 \times (Re)^{0{,}55} \times (Pr)^{0{,}33} \qquad (3.15)$$

$$Nu= 0,36\times (13880,49)^{0,55} \times (3,53)^{0.33}$$

$$Nu=103,60$$

**A-6- Calcul de $h_c$ :**

$$h_c = \frac{Nu\times \lambda_m}{D_{int}} \qquad (3.16)$$

$h_c = \frac{98,89\times\ 0,0822}{14,83.10^{-3}} = 574,27$

$h_c = 574,27\ Kcal/hm^2°C$

**B- Fluide coté calandre $h_f$ :**

**B-1- Section de passage $S_c$:**

$$S_C = \frac{D_{int}(P_b - d_{ex})\times(B-E)}{P_b} \qquad (3.17)$$

Avec :

$D_{int}$**:** Diamètre intérieur de la calandre $D_{int} = 0,76$ m.

$B$**:** Espace entre les chicanes $B = 0,\ 347$ m.

$E$**:** Epaisseur de chicane $E = 0,008$ m

$P_b$ **:** Pas de tube $P_b = 0,0254$ m.

$d_{ext}$: Diamètre extérieure de tube $d_{ext}$=0,01905 m

$S_c = \frac{0,76(0,0254-0,01905)\times(0,\ 347\ -0,008)}{0,0254} = 0\ ,064\ m^2$

$$S_C = 0,064\ m2.$$

**B-2- Vitesse massique w′:**

$$w' = \frac{\dot{m}_2}{S_c}$$

Avec :

$\dot{m}_2$ : Débit massique $\dot{m}_2 = 164150$ kcal/h

$S$: Section de passage $S = 0,064\ m^2$

$$W' = \frac{164150}{0,064} = 2564843,75\ kg/hm^2$$

$$w' = 2564843,75\ kg/hm^2$$

**B-3- Calcul de critère de Reynolds :**

$$Re' = \frac{W' \times d_{ex}}{\mu'_m} \qquad (3.18)$$

. $\mu'_m$ : viscosité moyenne. $\mu'_m$=*0,06255 Kg/h.m*

$Re' = \frac{2564843,75 \times 0,01905}{0,06255} = 781139,4 > 10000$ Donc le régime est turbulent

$$\mathrm{Re}' = 781139,4$$

**B-4- Critère de Prandtl $P_r$ :**

$$Pr' = \frac{Cp'_m \times \mu'_m}{\lambda'_m} \qquad (3.19)$$

$Cp'_m$ : La chaleur spécifique moyenne de condensat 0,896 $kcal/kg°C$.

$\lambda'_m$ : Conductivité thermique moyenne de condensat $0,120 \frac{Kcal}{mh}°C$

De la formule (3.19) $\Longrightarrow$ $Pr' = \frac{0,896x0,06255}{0,120}$

$$Pr' = 0,467$$

**B-5- Calcul de critère de Nusselt $N_u$ :**

Le régime est turbulent donc on calcule le nombre de Nusselt, **Nu** en utilisant la corrélation :

$$Nu' = 0,36 \times Re'^{0.55} \times Pr'^{0.33} \qquad (3.20)$$

$Nu' = 0,36 \times (781139,4)^{0.55} \times (0,467)^{0.33}$

Nu'= 487,72

**B-6- Calcul de $h_f$ :**

$$h_f = \frac{Nu' \times \lambda'_m}{d_{ext}} \qquad (3.21)$$

$h_f = \frac{487,72 \times 0,120}{0,01905}$

$$h_f = 3072,3\ Kcal/h.m2.°C$$

❖ **Calcul de coefficient d'échange global U :**

D'après la formule **(3.10)** :

$$U = \frac{1}{\frac{19.05}{574{,}27 \times 14.83} + 4.10^{-4} + \frac{1}{3072{,}3} + 2.10^{-4} \times \frac{19.05}{14.83} + \frac{0.01905}{2 \times 44.67} ln \frac{19.05}{14.83}}$$

$$U = 295{,}93\ kcal/m^2 h°C$$

## 6. Calcul la surface d'échange globale S :

D'après la formule (**8)** :

$$S = \frac{2247038}{295{,}93 \times 54{,}75 \times 0{,}98} = 141{,}51\ m^2$$

$$S = 141{,}51\ m^2$$

### 6.1 Nombre des tubes par unité :

$$N = \frac{S}{s_t} \qquad (3.22)$$

$s_t$: La section de passage dans les tubes.

$$s_t = \pi \times d_{ext} \times L \qquad (3.23)$$

$d_{ext}$ : Diamètre extérieur des tubes.

L : Longueur des tubes.

$s_t = 3{,}14 \times 0{,}01905 \times 10{,}708 = 0{,}640$

$$S_t = 0{,}640\ m^2$$

D'où :

$N = \frac{141{,}51}{0{,}640} = 221{,}10$

$$N = 221\ tubes$$

## 7. Calcul des pertes de charge :

Les deux fluides qui traversent l'appareil s'écoulent sous l'effet d'un potentiel mesuré par la différence de pression $\Delta P$ entre l'entrée et la sortie qui l'on appelle la perte de charge

**a). Coté tubes :**

Perte de charge cotée tube $\Delta P_t$ :[11]

$$\Delta P_t = \frac{f \times L \times W^2}{d_{int} \times \rho \times \phi_t} \qquad (3.24)$$

Avec :

$L$ : Longueur des tubes(m).

$w$ : Vitesse massique $\mathbf{w} = 36103$ Kg/h.m$^2$

$\rho$:Masse volumique de condensat $\boldsymbol{\rho}$ =748,9 kg/m$^3$ [9]

$d_{int}$ : Diamètre intérieur des tubes en (m)

$f$**:** Coefficient de friction en fonction du nombre de Reynolds est donné par les expressions suivantes :

-Régime laminaire : ( $Re < 2100$ ) f $= \frac{32}{R_e}$

-Régime turbulent : ( $Re > 2100$ ) :

1- Tubes lisses : $f = 0{,}00280 + 0{,}250 \times R_e^{-0{,}32}$

2- Tubes rugueux : $f = 0{,}0070 + 0{,}528 \times R_e^{-0{,}42}$

Dans notre cas le nombre de Reynolds $Re$ : $Re = 13880{,}49 > 2100$

Les tubes sont lisses

Alors :

f $= 0{,}00280 + 0{,}250 \times R_e^{-0{,}32}$

$= 0{,}0028 + 0{,}25 \times (13880{,}49)^{-0{,}32}$ **f** $= 0{,}01$

$\phi_t$ : C'est un terme correctif tenant compte des effets de chauffage et de refroidissement.

$\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_t}\right)^{0{,}14}$ En régime turbulent.

$\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_t}\right)^{0{,}25}$ En régime laminaire.

Dans notre cas le régime est turbulent alors : $\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_t}\right)^{0{,}14}$

Avec :

$\mu$ : Viscosité dynamique à la température ambiante et la pression atmosphérique.

$\mu_t$ : Viscosité dynamique à la température de la paroi du tube.

$\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_t}\right)^{0{,}14} \approx 1$

**(24)** $\Longrightarrow$ $\Delta P_t = \frac{0{,}01 \times 10{,}708 \times 451139.53^{\ 2}}{0.01483 \times 748{,}9 \times 1 \times (3600)^2}$ =151,41 Pascal

$\Delta P_t$ = 151,41 Pascal

Perte de charge dans la boite de distribution :

$$\Delta P_B = \frac{2 \times n_{pt} \times w^2}{\rho} \qquad (25)$$

Avec :

$n_{pt}$ : Nombre de passe coté tube qui est égale à 1.

$$\Delta P_B = \frac{2 \times 10 \times (451139.53)^{\ 2}}{748{,}9 \text{ x } (3600)^2} = 419{,}39 \text{ Pascal}$$

- Perte de charge totale :

$$\Delta P_{total\ tube} = \Delta P_{tube} + \Delta P_B \qquad (26)$$

$$\Delta P_{total\ tube} = 151{,}41 + 419{,}39 = 570{,}78\ Pascal = 0{,}0057\ bars$$

$$\Delta P_{total\ tube} = 0{,}0057\ bars$$

**b) Perte de charge coté calandre :**

- Perte de charge longitudinale :[11]

$$\begin{cases} \Delta P_{cl} = \frac{W_{cl}^2}{\rho \times \phi_c} \\ \phi_c = \left(\frac{\mu}{\mu_t}\right)^{0,14} \approx 1 \end{cases} \qquad (3.27)$$

$$W_{cl} = \frac{\dot{m}_2}{S_l} = \frac{\dot{m}_2}{\pi \times (D_C^2 - d_t^2 \times N_t) \times x} \qquad (3.28)$$

Avec :

$W_{cl}$ : Vitesse massique (kg/h.m$^2$).

$\rho$ : Masse volumique (kg/m$^3$).

$\phi_c$ : C'est un terme correctif tenant compte des effets de chauffage et de refroidissement.

$\dot{m}_2$ : Débit massique coté calandre (kg/h).

$S_l$ : Surface longitudinale (m$^2$).

$D_C$ : Diamètre de la calandre(m).

$d_t$ : Diamètre des tubes(m).

$N_t$ : Nombre des tubes.

$x$ : Coupe de chicane. $x = 17{,}5\ \%$.

$$W_{cl} = \frac{164150}{3{,}14 \times ((0{,}760)^2 - (0{,}01905)^2 \times 252) \times 0{,}175}$$

$$W_{cl} = 614474{,}94\ Kg/m^2.h$$

$$\Delta P_{cl} = \frac{(2500806{,}78)^2}{434{,}4 \times 1(3600)^2} = 67{,}06\ Pascal$$

$$\Delta P_{cl} = 0{,}00067\ bars$$

- Perte de charge transversale :

$$\Delta P_{ct} = \frac{N_{PC} \times f_{ct} \times W_{ct}^2}{\rho \times \phi_C} \qquad (3.29)$$

$$W_{ct} = \frac{\dot{m}}{S_{ct}} \qquad (3.30)$$

$$S_{ct} = \frac{D_C \times (P - d_t) \times B}{P} \qquad \text{(Voir fig.\textbf{II.10})} \qquad (3.31)$$

Avec :

$N_{PC}$ : Représente le nombre de passe coté calandre qui est égale à 1

$f_{ct}$ : Coefficient de friction en fonction du nombre de Reynolds

$w_{ct}$ : Vitesse massique en (kg/h.m$^2$).

$\rho$ : Masse volumique en (kg/m$^3$) 434 ,4.

$\dot{m}$ : Débit massique en (kg/h).

$S_{ct}$ : Surface transversale en (m$^2$).

$D_C$ : Diamètre intérieur de la calandre en (m).

$P$ : Pas de tube (m).

$d_t$ : Diamètre extérieur des tubes en (m).

$B$ : Distance entre les chicanes en (m).

Application numérique de la formule (3.30) :

$$S_{ct} = \frac{0{,}76 \times (0{,}0254 - 0{,}01905) \times 0{,}416}{0{,}0254} = 0{,}079\ m^2$$

$$S_{ct} = 0{,}079\ m^2$$

$$d'après\ la\ formule\ (\mathbf{3.30}) \Rightarrow\ W_{ct} = \frac{164150}{0{,}079} = 2076796{,}55\ \ kg/m^2h$$

$$W_{ct} = 2076796{,}55\ \ kg/m^2.h$$

$$R_e = \frac{D_e \times W_{ct}}{\mu} \qquad (3.32)$$

$$D_e = \left(\frac{3{,}464 \times P^2}{\pi \times d_{ext}} - d_{ext}\right) \qquad (3.33)$$

Avec :

$R_e$ : Le nombre de Reynolds.

$D_e$ : Diamètre équivalent en (m).

$\mu$ : La viscosité dynamique en (kg/h.m).

$d_{ext}$:Diametre extérieur des tubes en (m).

$P$ : Pas de tube.

D'après la formule (3.33) $\Longrightarrow$ $D_e = \left(\frac{3{,}464 \times (0{,}0254)^2}{3{,}14 \times 0{,}01905} - 0{,}01905\right)$

$$D_e = 0{,}01831\ m$$

D'après la formule (3.32) $\Longrightarrow$ $R_e = \frac{0{,}01831 \times 2076796{,}55.}{0{,}0625}$

$$R_e = 608457{,}82$$

*Re > 2100* (**Régime turbulent)**

$$f_{ct} = 1{,}50 \times \left(\frac{d_{ext}}{(P - d_{ext}) \times R_e}\right)^{0{,}2} \qquad (3.34)$$

$$f_{ct} = 1{,}50 \times \left(\frac{0{,}01905}{(0{,}0254 - 0{,}01905) \times 608457{,}82}\right)^{0{,}2} \qquad f_{ct} = 0{,}13$$

D'après la formule (3.29) $\Longrightarrow \Delta P_{ct} = \frac{1 \times 0{,}13 \times (2076796{,}55)^2}{434{,}4 \times 1 \times (3600)^2} = 99{,}59\ Pascal$

$$\Delta P_{ct} = 0{,}001 bars$$

- La perte de charge totale cotée calandre :

$$\Delta P_{CT} = N_c \times \Delta P_{cl} + (N_c + 1) \times \Delta P_{ct} \qquad (3.35)$$

$N_c$ : Nombre de chicane$N_c = 12$.

$\Delta P_{cl}$ : Perte de charge longitudinale cotée calandre.

$\Delta P_{ct}$ : Perte de charge transversale cotée calandre.

$\Delta P_{CT} = 12 \times 0{,}00067 + (12 + 1) \times 0{,}001 = 0{,}021\ bars$

$$\Delta P_{CT} = 0{,}021\ bars$$

| Caractéristiques | Résultats de calcul | Données de constructeur |
|---|---|---|
| Φ chaleur échangée (kcal/h) | 2247038 | 2289000 |
| Coefficient de d'échange global U (Kcal/hm$^2$°C) | 295,93 | 298 |
| DTLM=DTM | 54,75 | 56,3 |
| Surface d'échange (m$^2$) | 141,51 | 148 |
| $\Delta P_{tube}$ (bars) | 0,0057 | 0,05 |
| $\Delta P_{calandre}$ (bars) | 0,021 | 0,3 |

**Tableau 3. Tableau récapitulatif des résultats**

## III.6 Conclusion et recommandations

On remarque que nos résultat ne sont pas très éloignés de ceux du constructeur, mais aussi à cause de la détérioration de l'état de l'échangeur à cause des phénomènes d'encrassement et de corrosion d'où la nécessite d'effectuer des travaux de maintenance sur notre équipement pour améliorer sa productivité, ce qu'on va voir en détail dans le chapitre V suivant dédié à la maintenance. Et pour avoir un résultat de dimensionnement plus précis on suggestions un calcul avec le logiciel Hysis (Aspen one) spécial pour les échangeurs de chaleur.

# Chapitre IV

# Calcul mécanique de l'échangeur

# E-702

## IV.1 INTRODUCTION :

Dans ce chapitre, on fait le calcul mécanique de l' échangeur de chaleur à faisceau et calandre de tube en U (rebouilleur E-702 ) à d'écoulement co-courant, a pour but de la vérification de la résistance de l'appareil aux charges provoquées par les pressions, poids et contraires thermiques , aussi de la vérification de la stabilité de l'appareil contre la perte de forme des éléments (les tubes, la bride, la calandre) .

## IV.2 DONNEES DE DEPART :

| Caractéristique | Côté calandre | Côté tube |
|---|---|---|
| Nature de fluide | Hydrocarbure | Huile chaude (gasoil) |
| Pression de calcul bars | 27,1 | 6,7 |
| Pression de service bars | 25.4 | 4.2 |
| Température d'entrée Te C° | 60 | 240 |
| Température de sortie Ts C° | 90° | 110° |
| Température de calcul Tc C° | 255° | 255° |
| Surépaisseur de corrosion [mm] | 1 | 1 |
| Longueur [mm] | 5430 | 5000 |
| Diamètre [mm] | 760 | 19.05 |
| Nombre de passe | 1 | 2 |
| Nombre de tubes | | 252 U |

**Tableau 4. Les données de process [9]**

### IV.2.1 Choix de matériaux :

En prenant en considération les conditions de service ; pressions modérées températures inférieure à 475°c, choisissons les aciers au carbone.

Adoptons pour la fabrication des éléments de l'échangeur (calandre, couvercle de la calandre, plaque de distribution, plaque de renfort) l'acier au carbone A 515 GR60 (ASME) qui correspond en norme AFNOR A42 CP utilisé en grande température, ayant les caractéristiques mécanique suivantes :

$$\sigma_r^{20^\circ} = 44{,}8 \div 58{,}6 \ [\ \frac{daN}{mm^2}\ ] \qquad \text{et} \qquad \sigma_e^{20^\circ} = 24{,}4 \qquad [\frac{daN}{mm^2}]$$

$\sigma_r^{20^\circ}$ : La résistance de rupture à température 20°c

$\sigma_e^{20^\circ}$ : La limite d'élasticité à température 20°c

- Pour les tubes du faisceau, choisissons l'acier au carbone A179 qui correspond en AFNOR à A37 dont les caractéristiques mécaniques sont :

$$\sigma_r^{20°} = \quad 32{,}5 \quad [\frac{daN}{mm^2}] \qquad \text{et} \qquad \sigma_e^{20°} = 18 \quad [\frac{daN}{mm^2}]$$

- Pour les brides on utilise l'acier A 105 (XC18S AFNOR) dont les caractéristiques mécaniques sont : $\sigma_r^{20°} = \quad 48{,}2 \quad [\frac{daN}{mm^2}]$ et $\sigma_e^{20°} = 24{,}8 \quad [\frac{daN}{mm^2}]$

Pour les joints d'étanchéité choisissons l'amiante comprimé imprégné de caoutchouc (klingérite), approprie aux conditions de service données.

## IV.2.2 CONDITION DE CALCUL

### 1. Détermination des pressions de calcul :

La pression de calcul est la valeur la plus grande des deux valeurs calculées d'après la formule suivante :

$$P_{c,t} = \max \begin{cases} P_s+1 \\ P_s+10\%\ P_s \end{cases} \qquad (4.1)$$

$P_{c,t}$ : pression de calcul coté calandre, ou coté tube

Dans notre cas on utilise la pression utilisé dans chapitre III, Pc =28,6 bar et Pt=4,2 bars

### 2. Détermination des températures de calcul :

La température de calcul tc se détermine comme suit :

$$t_c = t_s+15°C \quad \text{pour } ts \geq 0. \qquad (4.2)$$
$$t_c = t_s-10°C \quad \text{pour } ts < 0.$$

Où $t_s$ est la température de service. En principe la température de calcul des éléments est variable, suivant la température de milieu baignant telle ou telle pièce. En simplifiant le calcul, on peut se baser sur la température de service la plus grande possible :

$t_s$=240 °C (température de gasoil)

$t_c = t_s+15°C = 240 +15= 255°C$

### 3. Calcul des résistances pratiques à la traction à la température de calcul ($t_c$=255°C) :

La température de calcul inférieur à 380 °C, alors la résistance pratique est :

$$[\sigma] = \min\left\{\frac{\sigma_r^{20}}{n_r}, \frac{\sigma_e^t}{n_e}\right\} \quad (4.3)$$

$\sigma_r^{20}$ : la résistance à la rupture à20 °c

$\sigma_e^t$ : la limite de l'élasticité à $t_c$=255°C

$n_r$, $n_e$ : sont les coefficients de sécurité envers $\sigma_r$ et $\sigma_e$ respectivement nr=3 ; ne=1,5 (norme AFNOR)

Pour les aciers au carbone, dans la zone de 20÷380°C ; $\sigma_r^t=\sigma_r^{20}$, d'où nous substituons $\sigma rt$ par $\sigma_r^{20}$.

D'après le graphe de tenue des aciers au carbone à haut température on détermine le coefficient K [12] qui permit de calculer la limite d'élasticité, et il est égal à 0,82

K : facteur d'intensité de contrainte en fonction de la température

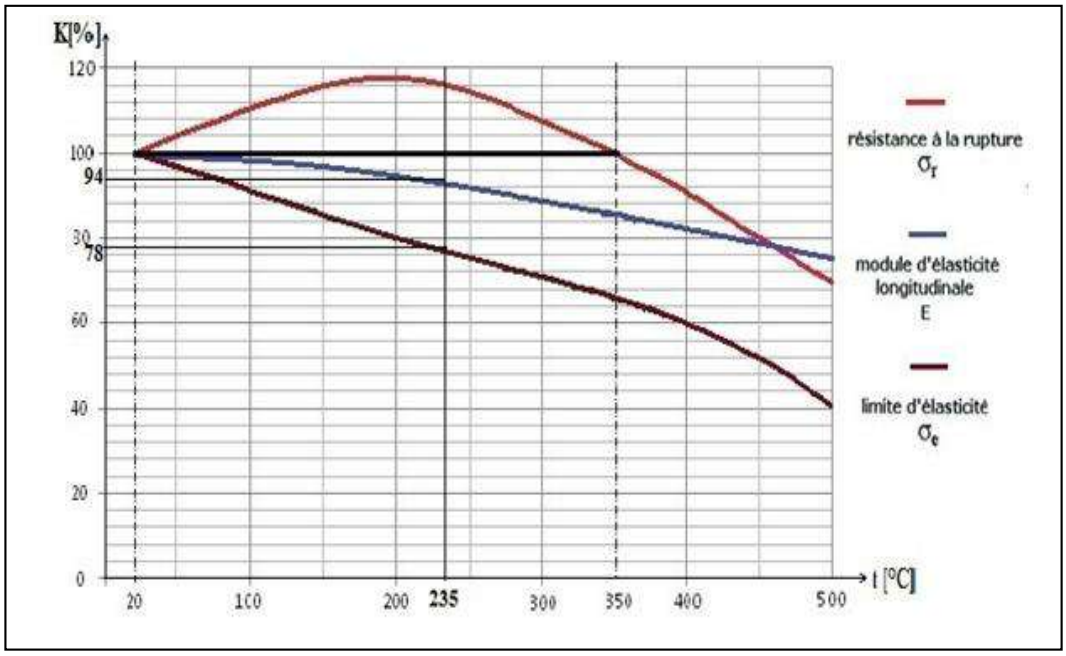



**Figure IV.1** : Tenue des aciers à haute température (à 20°-100%) [12]

On a : $\sigma_e^{255} = 0{,}82 \cdot \sigma_e^{20}$ [6] (4.4)

Alors :

| | $\sigma_e^{255}$ $[daN/mm^2]$ | $\sigma_r^{255}$ $[daN/mm^2]$ | $[\sigma]$ $[daN/mm^2]$ |
|---|---|---|---|
| la calandre A42 CP | 20 | *44,8* | 13,33 |
| l'acier A37 (tubes) | 14,76 | 32,5 | 9,84 |
| l'acier XC18S (brides) | 20,33 | 48,2 | 13,55 |

**Tableau 5. Les résistances pratique à la traction à T=255°c**

## IV.3 CALCUL MECANIQUE :

## IV.3.1 CALCUL DES EPAISSEURS

### 1. Epaisseurs des tubes :

Les tubes sont d'acier au carbone A179 (ASTM); avec une résistance à la rupture égale à 32.5 [daN/mm$^2$]. Ils sont soumis à la pression de deux cotés ; à l'intérieur une pression coté tube égale à 5,2 bars et à l'extérieure la pression coté calandre égale à 25,85 bars.

L'épaisseur de tube se calcule comme suit :

$$e = \frac{P_{ct}.d_e}{2[\sigma]\varphi + P_{ct}} + C \qquad (4.5)$$

Avec :

$[\sigma]$: Contrainte admissible à la traction de l'acier A37= 9,84 daN/mm$^2$.

$\varphi$ : Coefficient de soudage =1

$d_e$ : Diamètre extérieure des tubes = 19,05 mm

$C$ : Addition supplémentaire des épaisseurs. $C = C_1 + C_2' + C_2 + C_3$

$C_1$ : Surépaisseur de corrosion coté calandre= 1mm

$C_1'$ : Surépaisseur de corrosion coté tube= 1 mm

$C_2$ : Surépaisseur tenant compte des tolérances négatives de l'épaisseur de la paroi admettant là égale à 10% de e ; $c_2$=2,5*0,1=0,25 mm

$C_3$ : Surépaisseur d'érosion est égale à 0

AN : $e = \frac{0,052 \cdot 19.05}{2 \cdot 9,84 \cdot 1 + 0,052} + 2,25 = 2,30$ mm

$$e = 2,30 \text{ mm}$$

Comparaison entre l'épaisseur réelle avec l'épaisseur calculée :

**2,30<2,50**

Donc les tubes résistent à cette pression.

## 2. Épaisseur de la calandre :

Pour calculer l'épaisseur de la calandre ; on suppose que la calandre soit une cylindre à paroi mince dont la formule de calcul est [6]

$$e_c = \frac{P_{cc} \cdot D_{int}}{2[\sigma] \cdot \varphi - P_{cc}} + C[mm] \quad (4.6)$$

Avec :

$e_c$ : épaisseur de la calandre à calculer.

$P_{cc}$ : pression de calcul coté calandre.

$D_{int}$ : diamètre intérieure de la calandre.

[σ] : résistance pratique à traction de l'acier A42 CP.

$\varphi$ : Coefficient de soudure $\varphi = 0,8$ .[6]

C : addition supplémentaire en [mm]

$C = C_1 + C_2 + C_3$

$C_1$ : surépaisseur de la corrosion, $C_1$=1 mm

$C_2$ : addition pour la compensation de la tolérance négative de l'épaisseur de la paroi est égal à 0,8 - 1,3 mm on prend 1mm

$C_3$ : surépaisseur d'érosion est égal à 0.

Alors $e_c = \frac{0,2585 \cdot 760}{2 \cdot 13,33 \cdot 0,8 + 0,2585} + 2 = 9,10 + 2 = 11,10 \ \ mm$

Donc $e_c$=11,10 mm

Vérifions si la formule utilisé applicable

$$\frac{e_r}{D_{int}} \leq 0,1 \quad \rightarrow \frac{9,10}{760} = 0,0011$$

Donc la condition est respectée

### 3. Épaisseur de la plaque tubulaire :

La plaque tubulaire est un couvercle circulaire plat sollicité à la flexion,

La pression de calcul utilisée est la plus grande parmi $P_c$ et $P_t$, et la formule utilisée pour calculer l'épaisseur est :

$$e = D_{ij}\sqrt{\frac{K.P}{[\sigma]_f}} + C[mm] \qquad (4.7)$$

D'où ;

$D_{ij}$ : diamètre intérieur du joint d'étanchéité.=804 mm

P : la pression la plus grande parmi $P_c$ et $P_t$. $P_C$=0,286 daN/mm$^2$

$[\sigma]_f$ : la résistance pratique à la flexion du matériaux de la plaque.tel que

$[\sigma]_f$=1,2 $[\sigma]^t$=1 ,2 *13,55=16,26 daN/mm$^2$

C= $C_1$+$C_1$'+$C_2$+$C_3$ = 1+1+1+0= 3 mm

K : coefficient de pinçage qui dépend du mode de fixation de la périphérie de la plaque.[6]

D'après la résistance périphérique d'une plaque serrée entre deux bride on a : k=0,19 d'après sa résistance au centre k=0,122, il faudra comparer les deux cas et prendre la plus grande valeur.

Alors on a : $$e_1 = 804\sqrt{\frac{0,19 \cdot 0,286}{16,26}} = 47,18\ mm$$

$$e_2 = 804\sqrt{\frac{0,122 \cdot 0,286}{16,26}} = 37,40\ mm$$

*Donc on prend le premier $e_1$.*

Pour des raisons de sécurité, et d'homogénéité des épaisseurs on prendra l'épaisseur de la plaque égale à celle de la bride du couvercle et d'après le constructeur, l'épaisseur de la plaque tubulaire est :

$$e_{pt} = 85\ mm$$

## 4. Vérification de la résistance de dudgeonnage :

On peut déterminer la charge agissant sur un seul tube si l'on suppose qu'elle soit uniformément répartie par tube par la formule suivante :

$$q = P_c \frac{\pi \cdot d_{ext}^2}{4} \qquad [daN] \qquad (4.8)$$

Où, $P_c$ : est la pression de calcul cotés calandre

D'après la première méthode de calcul, la charge admissible [q], que la jonction tube

$$[q] = \pi \cdot d' \cdot [f] \qquad [daN] \qquad (4.9)$$

d' : est le diamètre de logement, en mm.

f : est la charge spécifique admissible pour l'unité de longueur de la circonférence du logement (valeur expérimental), en (daN/mm$^2$) [6]

Remplaçons d' par le diamètre extérieur des tubes $d_{ext}$ on aura :

$$[q] = \pi \cdot d_{ext} \cdot [f] \qquad [daN] \qquad (4.10)$$

Evidemment, la condition de résistance est : q < [q]

On a aussi la charge admissible opposée par dudgeonnage à l'extérieur du tube est :

$$[q] = h\ d_{ext}\ [f]' \qquad (4.11)$$

Ou, h : est la profondeur du dudgeonnage en [mm]

[f]' : est la charge spécifique admissible, opposée à l'extérieur par 1mm$^2$ de surface de contact tube-logement, valeurs expérimentales.[6]

[f]'= (1,5 ; 3 ; 4) [daN /mm$^2$] ; dans notre cas en prend [f]'=3 daN/mm$^2$

➡ $P_c \frac{\pi d_{ext}^2}{4} < h d_{ext} [f]'$ ; D'où tirons la formule de calcul de dudgeonage des échangeurs

$$P_c \frac{\pi d_{ext}}{4} < h\ [f]' \qquad daN/mm^2 \qquad (4.12)$$

La condition de résistance du dudgeonnage est : q < [q]

$$P_c \frac{\pi d_{ext}^2}{4} < h d_{ext}[f]' \Longrightarrow \quad h \geq \frac{\pi P_c d_{ext}}{4[f]'} \quad [mm] \qquad (4.13)$$

AN : $h = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}2585 \cdot 19{,}05}{4 \cdot 3} = 1{,}28\ [mm]$

$$h = 1{,}28 < 85 \text{ mm}$$

Ce qui est inferieur de l'épaisseur de plaque tubulaire (e=85mm) en raison de la bonne étanchéité effectuons le dudgeonnage sur toute l'épaisseur de la plaque.

## IV.4 Calcul de vérification :

### IV.4.1 Calcul de vérification d'une bride :

En choisissant la bride « S.O » De la calandre qui en acier XC18S, les goujons M20 l'ont fabriqués en acier A42 CD4.

- Dimension de la bride :[9]

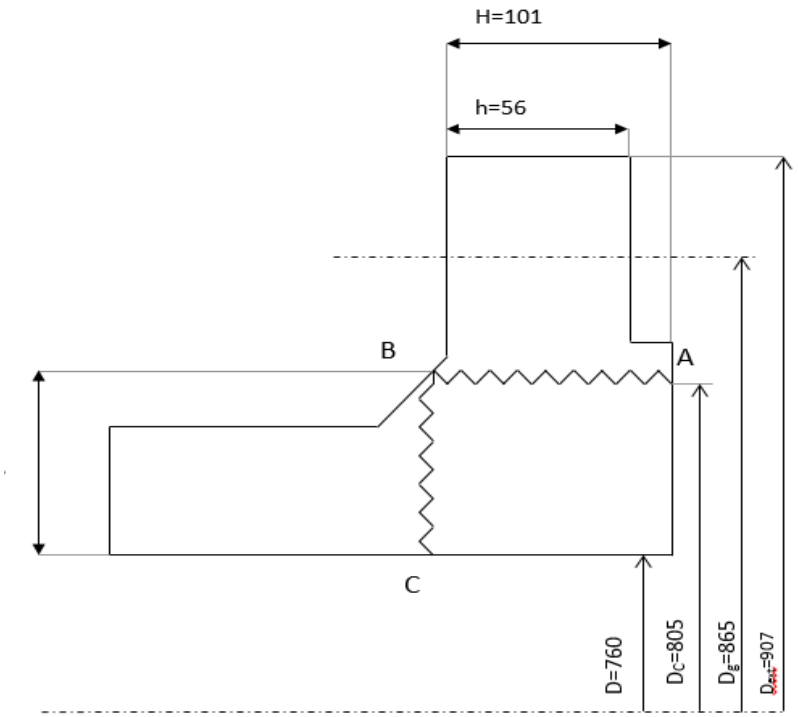



**Fig. IV.2 dimensions de la bride « S.O »**

**Déterminons la charge agissant sur les goujons des brides en service. [6]**

$$Q = \alpha \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_{mj}^2 \cdot P_{cc} + \pi \cdot D_{mj} \cdot \beta_{eff} \cdot P_{cc} \cdot m \qquad [daN] \qquad (4.14)$$

D'où :

$D_{mj}$ : diamètre moyen de joint d'étanchéité

$$D_{mj} = \frac{D_{ext} + D_{int}}{2} = \frac{830 + 804}{2} = 817\ mm$$

$P_t$ : pression de calcul coté tube Pcc=0,2585 daN/mm$^2$

$\beta_{eff}$ : largeur effective du joint (soumise au serrage), dépend de largeur géométrique b :

$b = \frac{D_{ext} - D_{int}}{2} \rightarrow b = \frac{830-804}{2} = 13mm$

On à : si b> 12mm $\Longrightarrow \beta_{eff} = 3{,}5\sqrt{b}$

b≤ 12mm $\Longrightarrow \beta_{eff} = b$

Donc : $\beta_{eff} = 3{,}5\sqrt{13} = 12{,}61\text{mm}$

m : coefficient de dépassement de la pression de serrage du joint ; m=3mm

α : coefficient de rigidité de liaison de bride ; α=0,8

AN : $Q = 0{,}8 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 817^2 \cdot 0{,}2585 + \pi \cdot 817 \cdot 12{,}61 \cdot 0{,}2585 \cdot 3$

$$Q = 133513{,}5 \quad daN$$

**La charge nécessaire pour le serrage (sans pression interne) des goujons :**

$$Q' = D_{mj} \cdot \frac{\beta_{eff}}{2} \cdot q \cdot \varphi \qquad [daN] \qquad (4.15)$$

D'où : q : pression de serrage sur les joints pour l'étanchéité ; q= 3 daN/mm$^2$

φ : coefficient de condition de travail des goujons lors de serrage des brides à 20° ; $\varphi = \frac{[\sigma]^t}{[\sigma]^{20°}}$

alors $\varphi = \frac{12{,}89}{16{,}07} = 0{,}80$

AN : $Q' = 817.\frac{12{,}61}{2}.3.0{,}80 = 12362{,}84$ da$N$

Pour la charge de calcul des goujons $Q_g$ on prend la valeur plus grande entre Q et Q'

Donc :

$$Qg = Q = \quad 133513{,}5 \quad daN$$

**Calcul de bride à la flexion :**

**La charge de calcul sur la bride**

$$Q_b = \frac{Q_g + nq_g}{2} \qquad [daN] \qquad (4.16)$$

AN: $Q_b = \frac{133513{,}5 + 48 \cdot 3046{,}1}{2} = 139863{,}2 \quad daN$

Le moment fléchissant en section A-B est égale à :

$$M_{AB} = Q_b \cdot L \qquad (4.17)$$

$Q_b$ : la charge de calcul sur la bride.

L : le bras de levier en vers la section.

$$L = \frac{D_g - D_c}{2} \qquad mm$$

$$L = \frac{865 - 805}{2} = 30\ mm$$

$M_{AB} = 139863{,}2 \quad \cdot 30 = 41{,}95\ 10^5 \quad daN.mm$

$$M_{AB} = 41{,}95\ 10^5 \quad daN.mm$$

Le module de flexion de la section A-B :

$$W_{AB} = \frac{\pi D_{int} h^2}{6}$$

AN : $W_{AB} = \frac{\pi \cdot 805 \cdot 56^2}{6} = 1{,}32\ 10^6 \quad mm^3$

**La contrainte de flexion dans la section A-B**

$$\sigma_{fAB} = \frac{M_{AB}}{W_{AB}} = \frac{4{,}195 \cdot 10^6}{1{,}32 \cdot 10^6} = 3{,}17 \quad [\frac{daN}{mm^2}] \qquad (4.18)$$

$$\sigma_{fAB} = 3{,}17\ daN/mm^2$$

- La résistance pratique à la flexion du matériau de la bride XC18S :

$$[\sigma]_f = 1{,}1[\sigma]$$ (Utilisée pour les aciers au carbone)

$[\sigma] = 13{,}55\ daN/mm^2$ (Calculer dans le paragraphe IV.4.3)

$$[\sigma]_f = 1{,}1 \cdot 13{,}55 = 14{,}90\ daN/mm^2$$

$$\sigma_{fAB} < [\sigma]_f$$

Donc bon résistance dans la section A-B.

- Le moment fléchissant en section B-C :

$M_{BC} = 0{,}4Q_b \cdot L'$ (4.19)

0,4 est le coefficient de diminution du moment par la résistance du plat la bride.

L′ : le bras de levier.

$$L' = \frac{D_g - D_c + (S - C)}{2}$$ (4.20)

C : Surépaisseur de la corrosion, C=3mm.

s : épaisseur du cône de bride,

$$S = \frac{D_c - D}{2} = \frac{805 - 760}{2} = 22{,}5mm$$ (4.21)

$$L' = \frac{865 - 805 + (22{,}5 - 3)}{2} = 39{,}75\ mm$$

$M_{BC} = 0{,}4 \cdot 139863{,}2 \cdot 39{,}75 = 2{,}22\ 10^6\ daN.mm$

$M_{BC}$=2,22 $10^6$ daN.mm

- Le module de la flexion de la section B-C

$W_{BC} = \frac{\pi(D_C - S + C) \cdot S^2}{6}$ (4.22)

$$W_{BC} = \frac{\pi(805 - 22{,}5 + 3).22{,}5^2}{6} = 2{,}08\ 10^5\ mm^3$$

$W_{BC}$=2,08.$10^5$ $mm^3$

- La contrainte de flexion de la section B-C :

$$\sigma_{fBC} = \frac{M_{AB}}{W_{BC}} \qquad (4.23)$$

$$\sigma_{fBC} = \frac{2{,}22.10^6}{2{,}08.10^5} = 10{,}66\ daN/mm^2$$

$$\sigma_{fBC} = 10{,}66\ daN/mm^2$$

On à $\sigma_{fBC} < [\sigma]_f$ → La section B-C résiste bien.

Les contraintes de flexion au niveau des sections dangereuses A-B et B-C sont bien inférieur à la contrainte admissible donc la contrainte de résistance de la bride est vérifiée.

## IV.4.2 Vérification de la stabilité de forme de la calandre :

Notre calcul consiste à déterminer les charges reparties sur l'échangeur et les charges concentrées pour calculer les réactions au niveau des appuis et les moments fléchissant compte tenu des poids du l'échangeur, liquide lors l'essai hydraulique et de calorifuge, à trouver la section dangereuse d'après la réaction et le moment fléchissant maximum et vérifier la stabilité de forme de la calandre contre la flexion.

Le poids de l'échangeur est une valeur variable. Toute fois en comparant les différents cas, il faudra choisir celui correspondant du poids maximum possible appareil calorifuge complètement rempli d'eau.

### 1. Détermination du poids de la calandre ($Q_C$) :

$$Q_c = \frac{\pi}{4} \cdot \rho \cdot L \cdot g(D_e^2 - D_i^2) \qquad (4.24)$$

$D_e$ : diamètre extérieur de la calandre=784 mm

$D_i$ : diamètre intérieur de la calandre=760 mm

L : longueur de la calandre=5430 mm

ρ : est la masse volumique de l'acier. φ=7,85.$10^3$ Kg/$m^3$

AN: $$Q_c = \frac{\pi \cdot 7{,}8510^3 \cdot 5{,}43 \cdot 9{,}81(0{,}784^2 - 0{,}76^2)}{4} = 12169{,}89\ N$$

Qc= 1217 daN

La charge répartie : $q_c = \frac{Q_c}{l} = \frac{1217}{5,43}$

$$q_c = 224,12\ daN/m$$

**2. Détermination du poids de la boite de distribution ($Q_b$) :**

$Q_b = \pi \cdot D_m \cdot e \cdot l \cdot \rho \cdot g \qquad [daN]$ (4.25)

Avec l ; la longueur de la boite de distribution

e : l'épaisseur de la boite = 12 mm

AN : $Q_b = \pi \cdot 0,792 \cdot 0,53 \cdot 0,012 \cdot 9,18 \cdot 7,85 \cdot 10^3$

$$Q_b = 121,86\ daN$$

**3. Détermination de poids de couvercle**

$Q_{pc} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot l \cdot \rho \cdot g$ (4.26)

Avec : D=760 mm ,l=202mm

AN : $Q_{pc} = \frac{\pi 0,76^2}{4} \cdot 0,202 \cdot 9,81 \cdot 7,85 \cdot 10^3$

$$Q_{pc} = 705,87\text{daN}$$

**4. Détermination des poids des éléments de faisceau tubulaire :[6]**

➢ **Poids de la plaque tubulaire :**

$Q_{pl} = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - nd^2) \cdot e \cdot \rho \cdot g \qquad [daN]$ (4.27)

Avec :

D : diamètre de la plaque en [m], 830 mm

d : diamètre de logement du tube [m], 20,1 mm

n : nombre des tubes. 252

AN : $Q_{pl} = \frac{\pi}{4} \cdot (0,83^2 - 252 \cdot 0,201^2) \cdot 0,202 \cdot 9,81 \cdot 7,85 \cdot 10^3$

$$Q_{pl} = 717,27\text{daN}$$

➢ **Poids des tubes :**

$$Q_T = \frac{\pi}{4}(d_{ext}^2 - d_{int}^2) \cdot l \cdot n \cdot \rho \cdot g \qquad [daN] \qquad (4.28)$$

D'où : $d_{ext}$ : diamètre extérieure des tube

$d_{int}$ : diamètre intérieure des tubes

l : longueur des tubes ; l= 5 m

n : le nombre des tubes ; n=252 en U

AN : $Q_T = \frac{\pi}{4}(0{,}01905^2 - 0{,}01655^2) \cdot 5 \cdot 252 \cdot 7{,}85 \cdot 10^3 \cdot 9{,}81$

$$Q_T = 678{,}24\ daN$$

➢ **Poids des tirants :**

$$Q_{tir} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot l \cdot n \cdot \rho \cdot g \qquad (4.29)$$

Avec : *d*=12mm, *l=5430mm*, *n=5*

$$Q_{tir} = \frac{\pi 0{,}012^2}{4} \cdot 5{,}43 \cdot 5 \cdot 7{,}85 \cdot 10^3 \cdot 9{,}81$$

$$Q_{tir} = 28{,}37\ daN$$

➢ **Poids des entretoises :**

$$Q_{ent} = (d_{ext}^2 - d_{int}^2) \cdot l \cdot n \cdot \rho \cdot g \qquad [N] \qquad (4.30)$$

D'où : $d_{ext}$, $d_{int}$ sont les diamètres extérieur et intérieur de l'entretoises

n : nombre de entretoises = 5.

l : longueur de l'entretoises = 4815 mm

AN : $Q_{ent} = (0{,}012^2 - 0{,}010^2) \cdot 4{,}815 \cdot 5 \cdot 7{,}85 \cdot 10^3 \cdot 9{,}81$

$$Q_{ent} = 81{,}57\ daN$$

➢ **Poids des chicanes :**

$$Q_{chi} = (S_1 - S_2) \cdot e \cdot n \cdot \rho \cdot g \qquad [N] \qquad (4.31)$$

D'ou :

$S_1$ : surface du rond $S_1 = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}755^2}{4} = 0{,}447\ m^2$

$S_2$ : surface du segment

$$S_2 = \frac{D^2}{8}\left(\frac{\pi \cdot \alpha}{180} - \sin\alpha\right) = \frac{0{,}755^2}{8}\left(\frac{\pi \cdot 90}{180} - \sin 90\right) = 0{,}04\ m^2$$

e= 12 mm; n=12.

AN: $Q_{chi} = (0{,}447 - 0{,}04) \cdot 0{,}012 \cdot 12 \cdot 7{,}85 \cdot 10^3 \cdot 9{,}81$

$$Q_{chi} = 451{,}31\ daN$$

- **Poids de la plaque support :**

$$Q_{PS} = \frac{\pi}{4}(D_{ext}^2 - D_{int}^2) \cdot e \cdot \rho \cdot g \quad [N] \qquad (4.32)$$

d'où : $D_{ext}$=784 mm , $D_{int}$= 760 mm, e= 12mm

AN : $Q_{PS} = \frac{\pi}{4}(0{,}784^2 - 0{,}760^2) \cdot 0{,}012 \cdot 7{,}85 \cdot 10^3 \cdot 9{,}81$

$$Q_{PS} = 107{,}57\ daN$$

Le poids total des éléments appartenant à faisceaux tubulaire est :

$$Q_{ef} = Q_T + Q_{tir} + Q_{ent} + Q_{chi} + Q_{PS}$$

$$Q_{ef} = 678{,}24 + 28{,}37 + 81{,}57 + 177{,}21 + 107{,}57$$

$$Q_{ef} = 1073\ daN$$

Cette charge est à peu près uniformément repartie sur la longueur des tubes (5 m).

La charge répartie : = $q_{ef} \frac{Q_{ef}}{l} = \frac{1073}{5{,}43}$

$$q_{ef} = 197{,}6\ daN/m$$

- **Détermination du poids du tète flottante ($Q_{TF}$) :[6]**

**Détermination de poids plaque tubulaire mobile :**

$$Q_{pm} = \frac{\pi}{4}(D^2 - nd^2)e.\rho.g \qquad (4.33)$$

$$Q_{pm} = \frac{3.14}{4}(0{,}76^2 - 252.0{,}01905^2).0{,}04.9{,}81.7{,}85\ 10^2$$

$$Q_{pm} = 117{,}55\ daN$$

**Détermination de poids de l'anneau de serrage :**

$$Q_{as} = \frac{\pi}{4}.(D_{ext}^2 - D_{int}^2)h.\rho.g$$

$$Q_{as} = \frac{3,14}{4}.(0,907^2 - 0,805^2).0,074.7,85\ 10^3.9,81$$

$$Q_{as} = 78,11 \quad daN$$

- **Détermination du poids de bride :**

$$Q_b = \frac{\pi}{4}.(D_{ext}^2 - D_{int}^2).h.\rho.g \qquad (4.34)$$

$$Q_b = \frac{3,14}{4}.(0,907^2 - 0,805^2).0,056.7,85.10^2.9,81$$

$$Q_b = 59,11 \quad daN$$

- **Détermination du poids fond sphérique**

$$Q_{fs} = S.e.\rho.g \qquad (4.35)$$

$$s = \pi(h^2 + 2a^2) = 3,14.(0,184^2 - 2.0,38^2) = 1,01\ m^2$$

$$Q_{fs} = 1,01.0,012.7,85.10^3.9,81$$

$$Q_{fs} = 93.62 \quad daN$$

$Q_{TF} = Q_{pm} + Q_{as} + Q_b + Q_{fs}$

$$Q_{TF} = 348,39 \quad daN$$

- **Détermination du poids du couvercle de la calandre :**

**Poids de virole de couvercle :**

$$Q_{vc} = \pi \cdot D_m \cdot e \cdot l \cdot \rho \cdot g \quad [N] \qquad (4.36)$$

Avec : $D_m$=772 mm ; e= 12 mm, l= 202 mm

AN : $Q_{vc} = \pi \cdot 0,772 \cdot 0,012 \cdot 0,202 \cdot 7,85 \cdot 10^3 \cdot 9,81$

$$Q_{vc} = 452,72\ daN$$

**Poids de fonds elliptique :**

$$Q_{f.ell} = V \cdot \rho \cdot g \qquad (4.37)$$

Avec : V : volume du fond elliptique

$$V= \pi \cdot {D_{int}}^2 \cdot \left(\frac{H}{6}+\frac{h}{4}\right)$$

$$V=3{,}14\cdot 0{,}760^2 \cdot \left(\frac{0{,}202}{6}+\frac{0{,}024}{4}\right)$$

$$V=0{,}072\ m^3$$

Donc : $Q_{f.ell} = 0{,}072 \cdot 7{,}85 \cdot 10^3 \cdot 9{,}81$

$$Q_{f.ell} = 554{,}5\ daN$$

$$Q_{cc} = Q_{vc} + Q_{f.ell} = 452{,}72 + 554{,}5$$

$$\boxed{Q_{cc} = 1007\ daN}$$

- **Détermination du poids de l'eau :**

**Le poids de l'eau dans la boite distribution :**

$$q_{ed} = \left(\frac{\pi}{4}D_{int}^2 - D_{int}^2 \cdot e\right)\frac{l}{l}\cdot \rho' \cdot g \qquad \left[\frac{N}{m}\right] \qquad (4.38)$$

ρ' : masse volumique de l'eau = 1000 Kg/m$^3$

AN : $q_{ed} = \left(\frac{3{,}14}{4}\cdot 0{,}760^2 - 0{,}760^2 \cdot 0{,}012\right)\cdot\frac{0{,}506}{0{,}506}\cdot 1000 \cdot 9{,}81$

$$q_{ed} = 438{,}22\ daN/m$$

**Le poids de l'eau dans la calandre :**

$$q_{ec} = \frac{\left(\frac{\pi}{4}D_{int}^2 \cdot l - V\right)}{l}\rho' \cdot g \qquad \left[\frac{N}{m}\right] \qquad (4.39)$$

V : volume occupé par les dispositifs internes situés dans la calandre, en m$^3$

$$V = \frac{Q_{ef}}{\rho g} \quad ; \qquad V = \frac{5545}{7{,}85\cdot 10^3 \cdot 9{,}81}$$

$$V = 0{,}072 \quad m^3$$

Donc : $q_{ec} = \frac{\left(\frac{\pi}{4}0{,}760^2 \cdot 5{,}43 - 0{,}072\right)}{5{,}43}\cdot 1000 \cdot 9{,}81$ ⟶ $\boxed{q_{ec} = 432\ daN/m}$

**Le poids de l'eau dans le couvercle de la calandre :**

$$q_{ev} = \left(\frac{\pi}{4}.l + v - v'\right)\rho'.\frac{g}{l'} \qquad N/m \qquad (4.40)$$

$$v' = \frac{Q_{TF}}{\rho g} = \frac{348{,}39.10}{7{,}85..10^3.9{,}81} = 0{,}045\ m^3$$

$$q_{ev} = \frac{\frac{3,14}{4}.0,202 + 0,07 - 0,045}{0,732}.1000.9,81 = 246,013\ daN/m$$

$$q_{ev} = 246,013\ daN/m$$

- **Détermination du poids de calorifuge :**

Le poids de la couche de calorifuge dans l'échangeur embrassant la calandre et la boite de distribution :

$$Q_{clr} = \left[\frac{\pi}{4}(D_{ext}^2 - D_{int}^2) \cdot l + \frac{\pi}{4} \cdot D_{ext}^2 \cdot e_c\right] \cdot \rho'' \cdot g \qquad [N] \qquad (4.41)$$

$$Q_{clr} = [\frac{3,14}{4}(0,92^2 - 0,76^2) \cdot 5,43 + \frac{3,14}{4} \cdot 0,784^2 \cdot 0,08] \cdot 300 \cdot 9,81$$

$$Q_{clr} = 348,73\ daN$$

$q_{clr} = Q_{clr}/l'$ ; Avec $l'$ le longueur totale calorifugée.

$$q_{clr} = \frac{348,73}{6,45} = 54\ \ daN/m$$

$$q_{clr} = 54\ \ daN/m$$

## IV.4.3 Les charges réparties :

$q_c$: Poids de la calandre.

$q_{ef}$: poids total des éléments appartenant à faisceaux tubulaire

$q_{ed}$: Poids de l'eau dans la boite distribution

$q_{clr}$: Poids de La couche de calorifuge dans l'échangeur embrassant la calandre et la boite de distribution

$q_{ec}$: poids de l'eau dans la calandre

$q_{ev}$: Poids de l'eau dans le couvercle de la calandre

$q_a = q_c + q_{ef} = 224,12 + 248,08$ ; $q_a = 675,4\ \frac{daN}{m}$

$q_b = q_{ed} + q_{clr} = 438 + 54$ ; $q_b = 492\ \frac{daN}{m}$

$q_c = q_{ec} + q_{clr} = 432 + 54$ ; $q_c = 486\ \frac{daN}{m}$

$q_d = q_{ev} + q_{clr}$ =246+606 ; $q_d = 852\ \frac{daN}{m}$

### IV.4.4 Les charges concentrées :

$Q_A$: Poids de couvercle plat de la boite de distribution

$Q_b$: Poids de bride située à coté de la boite de distribution

$Q_{ptub}$: Poids de la plaque tubulaire fixe pèse

$Q_{vc}$: Poids de la virole du couvercle

$Q_{tf}$ : Poids de la téte flottante

$Q_{brtf}$: Poids de bride a cote de la flottante

$Q_{bd}$: Poids de la boite de distribution

Donc :

$Q_A = 706$ daN

$Q_B = Q_b + Q_{p\,tub} = 65 + 717$ ; $Q_B = 782{,}27$ daN

$Q_C = Q_{t\,f} + Q_{vc} = 348{,}39 + 452{,}72$ ; $Q_C = 801{,}11$ daN

$Q_D = Q_{br\,tf} = 95$ daN

$Q_E = Q_{b\,d} = 121{,}86$ daN

### VI.4.5 Détermination des réactions d'appui dues au poids de l'eau et du calorifuge :

$M_A = 0$ ;

$\sum M_A = Q_A \cdot 4{,}783 + Q_E \cdot 4{,}557 + q_a \cdot 4{,}151 \cdot \frac{4{,}151}{2} - Q_C \cdot 4{,}922 - Q_D \cdot 1{,}032 - q_a \cdot 1{,}032 \cdot \frac{1{,}032}{2} \cdot R'_B \cdot 3{,}5 = 0$

AN : $R'_B = 942{,}77\ daN$

$$R'_B = 942{,}77\ daN$$

et on a : $R'_A = (Q_A + Q_B + Q_C + Q_D + Q_E) - R'_B$

$R'_A = 1563{,}47$ daN

$$R'_A = 1563{,}47 \text{ daN}$$

$\sum M_A$=0 ;

$$\sum M_A = q_c \cdot 4{,}151 \cdot \frac{4{,}151}{2} + q_b \cdot 0{,}632 \left(5{,}557 + \frac{0{,}632}{2}\right) - q_c \cdot 1{,}032 \cdot \frac{1{,}032}{2} + q_b \cdot 0{,}622 \left(1{,}032 + \frac{0{,}632}{2}\right) - R''_B \cdot 3{,}5 = 0$$

$$R''_B = 1351{,}18\ daN$$

$$\sum M_B = 0\ ;$$

$$\sum M_B = q_b \cdot 0{,}622 \cdot 4{,}922 + q_c \cdot 4{,}532 \cdot \frac{4{,}532}{2} - q_c \cdot 0{,}48 \cdot \frac{0{,}48}{2} - q_b \cdot 0{,}632 \cdot 1{,}057 - R''_A \cdot 3{,}5 = 0$$

$$R''_A = 2061{,}34\ daN$$

Les réactions d'appui dues au poids maximum possible sont :

$$\begin{cases} R_A = R'_A + R''_A = 1563{,}47 + 2061{,}34 \\ R_B = R'_B + R''_B = 942{,}47 + 1351{,}18 \end{cases}$$

$R_A = 3624{,}81\ daN$ ; $R_B = 2293{,}65 daN$

## VI.4.6 Détermination les moments fléchissant correspondant au poids de l'appareil maximum possible :

En section A :

$$M_{fA} = Q_c \cdot 1{,}422 + Q_D \cdot 1{,}032 + q_a \cdot 1{,}032 \cdot \frac{1{,}032}{2} + q_d \cdot 0{,}622 \cdot 1{,}032 - q_c 1{,}032 \cdot \frac{1{,}032}{2}$$

$$M_{fA} = 2266{,}61\ daN.m$$

$$M_{fB} = Q_A.1{,}283 + Q_E.1{,}057 + Q_B.0{,}651 + q_a.\frac{0{,}651^2}{2}$$

$$M_{fB} = 2063{,}32\ daN.\text{m}$$

$M_{fC}$=$Q_A$ .3,172 + $Q_D$ · 2,782 + $q_a$.$\frac{2,782^2}{2}$+$q_d$ .0,621 .3,172 + $q_c$ . $2,782^2$ − $R_A$ .1,78

$$M_{fC} = 1544,2\ daN.\text{m}$$

### VI.4.7 Vérification la stabilité de forme de la calandre :

La contrainte de flexion dans la section B atteint : **[6]**

$$\sigma_{fB} = \frac{M_{fB}}{W_B}\ (\frac{daN}{mm^2})\ , \qquad (4.42)$$

ou $M_{fB} = 2063,32\ daN.m = 2,06332 . 10^6\ N.mm$

$W_B$:Module de flexion de la section de la clandre en $mm^3$

$$W_B = \frac{\pi}{4} D_{ext}^2 . e' = \frac{3,14}{4} . 784^2 . (12 - 2)$$

$$W_B = 4,827 . 10^6\ mm^3$$

$$\sigma_{fB} = \frac{2,06. 10^6}{4,827. 10^6}\ ;$$

$$\sigma_{fB} = 4,25\ daN/mm^2$$

$$[\sigma]_f = 1,1. [\sigma] = 1,1 \cdot 13,33 = 14,66\ daN/mm^2$$

$[\sigma]$ : La contrainte admissible à la flexion à température de fonctionnement de l'acier de la calandre 13,33 daN/mm².

Constatons que la contrainte effective de flexion est beaucoup plus inferieur à la résistance pratique à la flexion.

Donc la condition de la résistance mécanique de la calandre est respectée ;

$$\sigma_{fB} < [\sigma]_f$$

### Conclusion :

Le calcul mécanique a permis de vérifier les dimensions de résistance de l'échangeur.

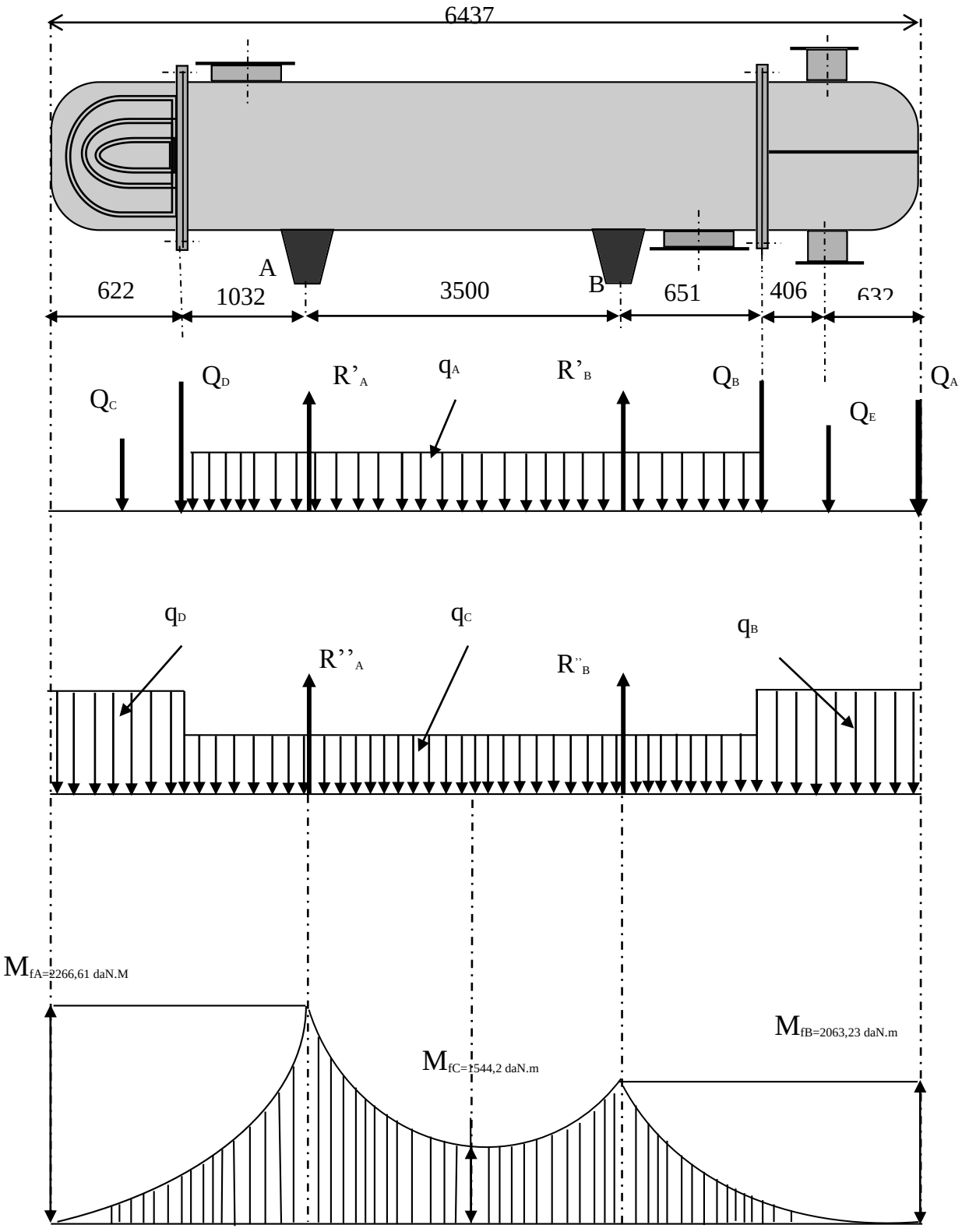



**Fig. VI.3.Schéma de calcul des réactions des appuis et des moments fléchassent.**

## IV.6 ETUDE DE CAS ET SIMULATION PAR L'ANSYS

### IV.6.1 Modélisation avec logiciel solidworks

L'échangeur de chaleur et ces composants ont été modélisés avec le logiciel Solidworks à partir de dessin (sur l'annexe 01) figure VI.4.

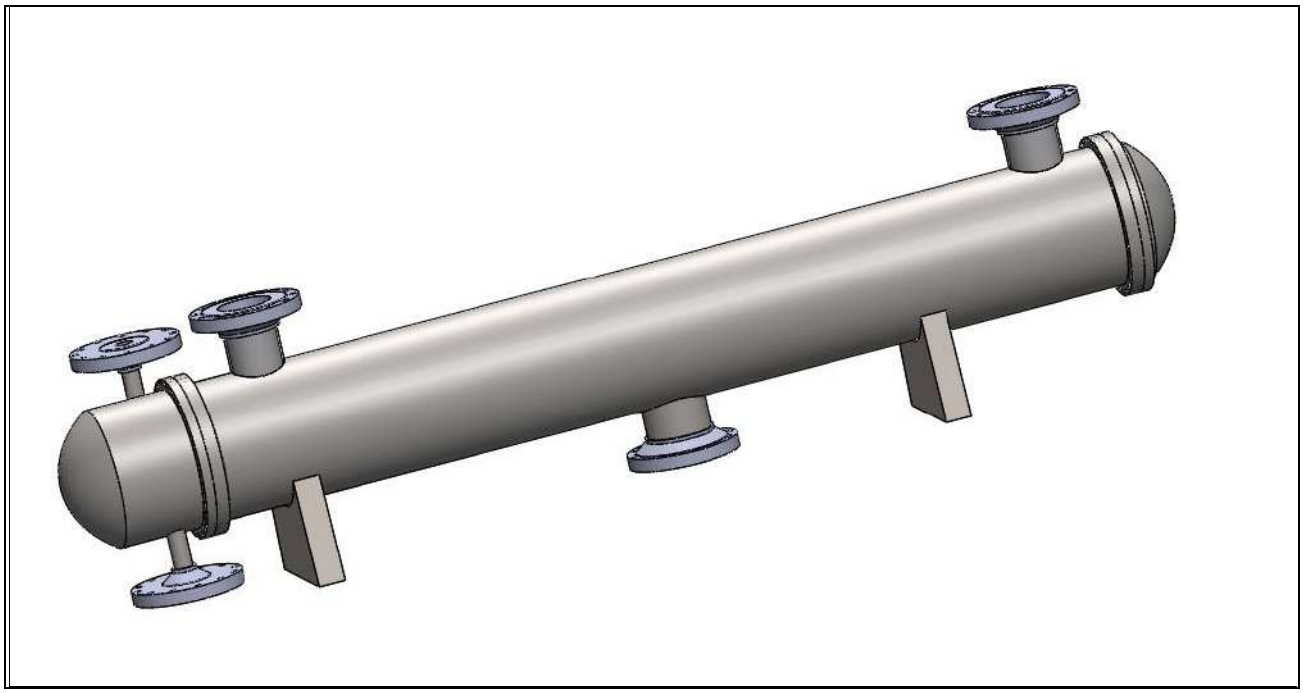


**Fig. IV.4.La géométrie de l'échangeur tubulaire avec solidworks.**

### IV.6.2 Simulation numérique avec logiciel Ansys-dynamique explicite

### IV.6.2.1 Module Meshing

Selon la théorie, plus le maillage d'une géométrie est raffiné, plus l'erreur sur les résultats devient faible. Le type de maillage dépend aussi de la complexité de la géométrie.

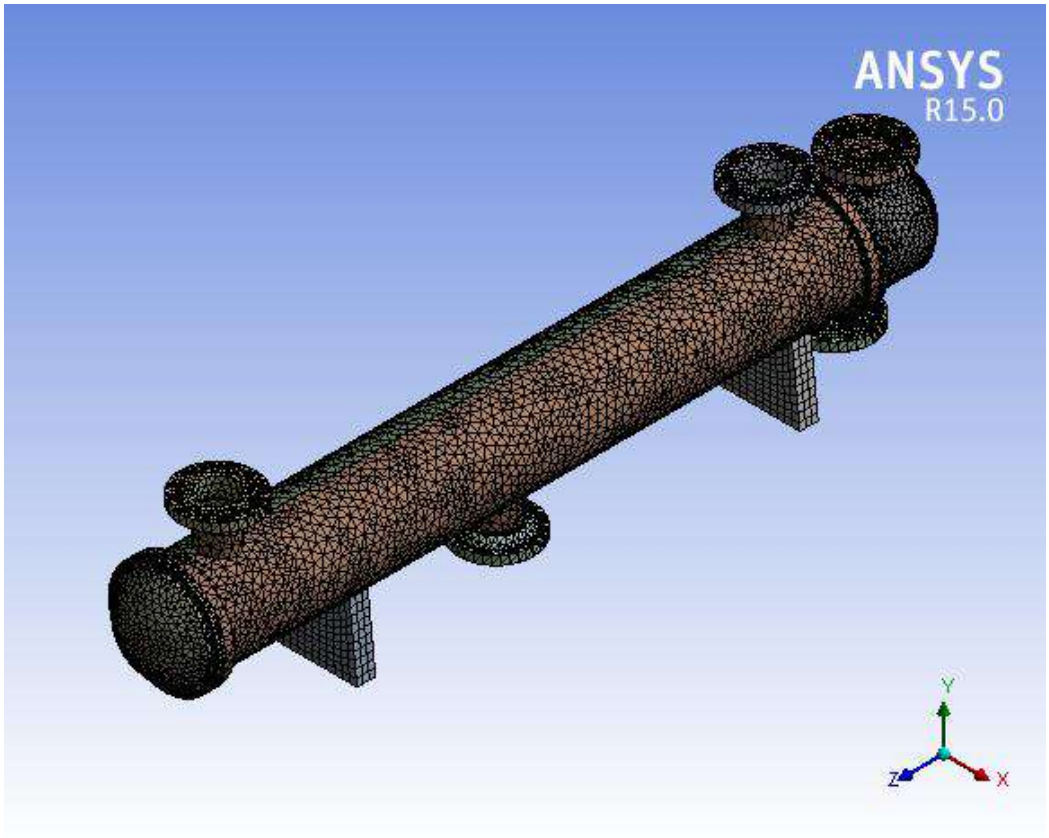



**Fig. IV.5.module maillage.**

### IV.6.2.2 module dynamique explicite :

L'analyse dynamique explicite est utilisée pour déterminer la réponse dynamique d'une structure due à la propagation d'une onde de contrainte, à un impact ou à des charges dépendant du temps qui changent rapidement. L'échange de moments entre les corps en mouvement et les effets d'inertie sont habituellement des aspects importants du type d'analyse en cours. Ce type d'analyse peut également être utilisé pour modéliser des phénomènes mécaniques fortement non linéaires.

### IV.6.2.3 module dynamique explicite -SOLVER

Le module dynamique explicite -SOLVER possède une interface visuelle qui affiche une variété de résolution et c'est aussi dans cette application que le solveur résout les équations numériques et génère les solutions.

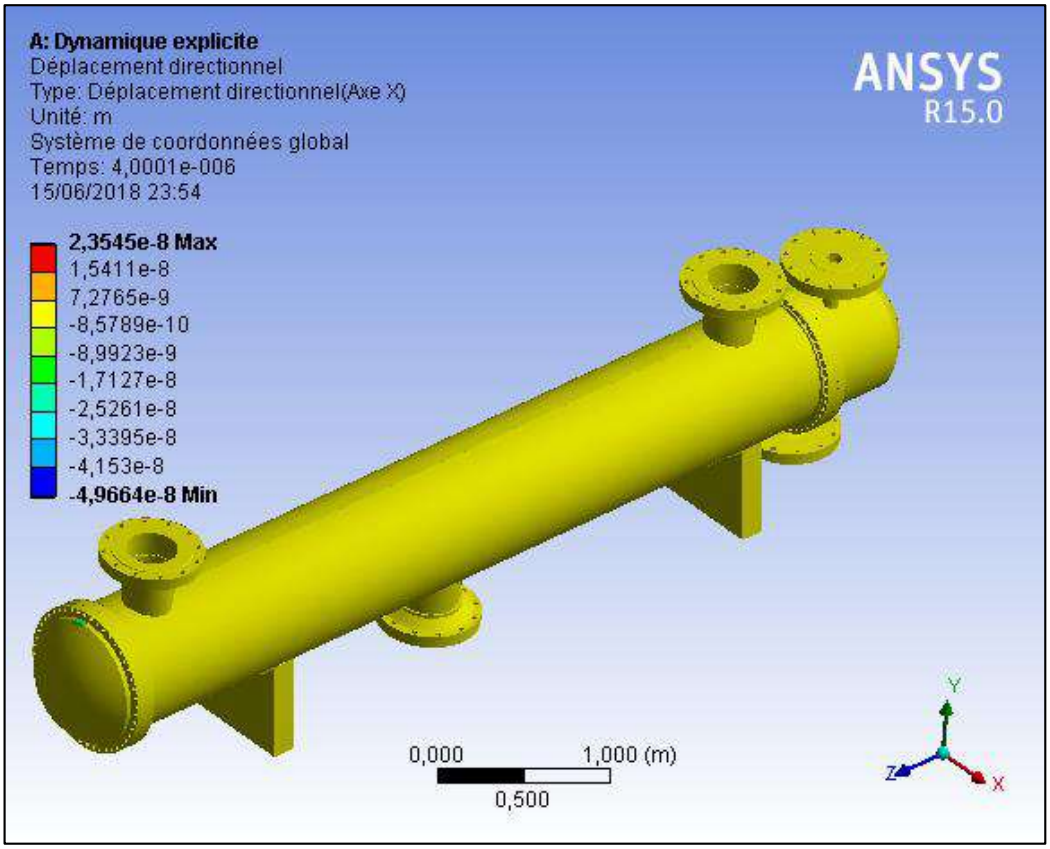



**Fig.IV.6 Montre le module dynamique explicite-solver *(Déplacement directionnel)***

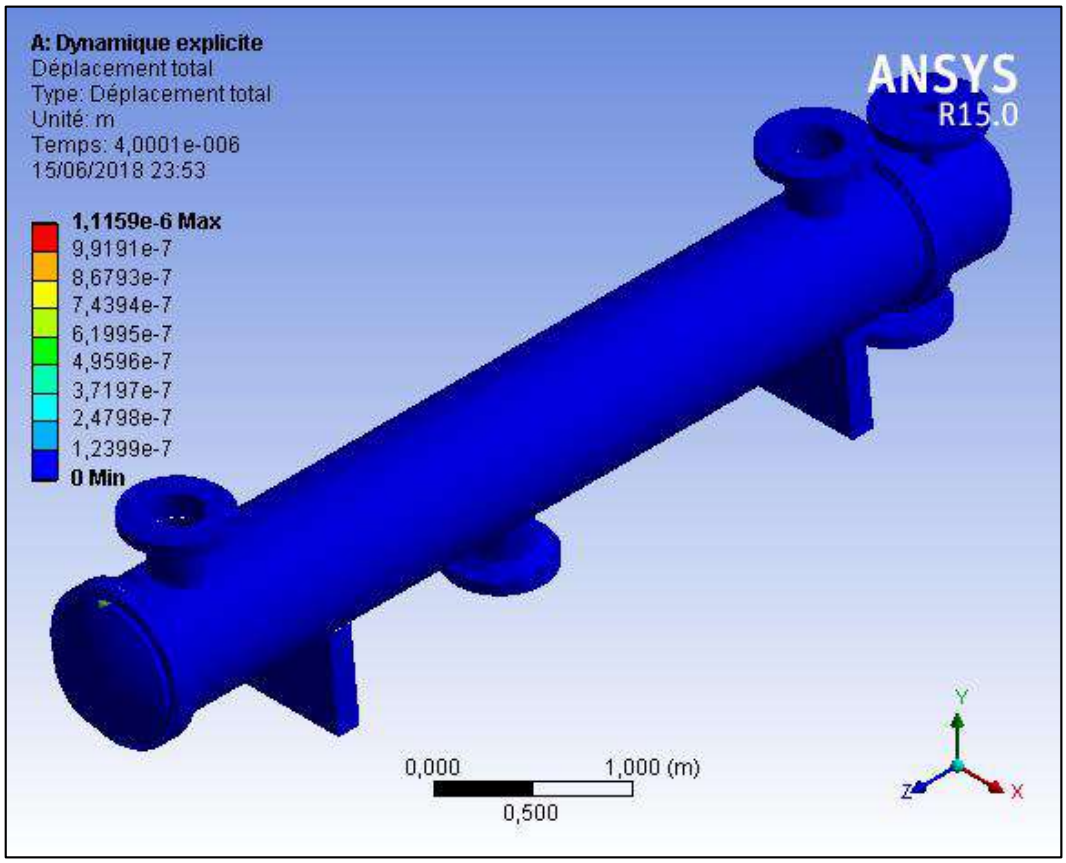



**Fig.IV.7 Montre le module dynamique explicite-solver *(Déplacement total)***

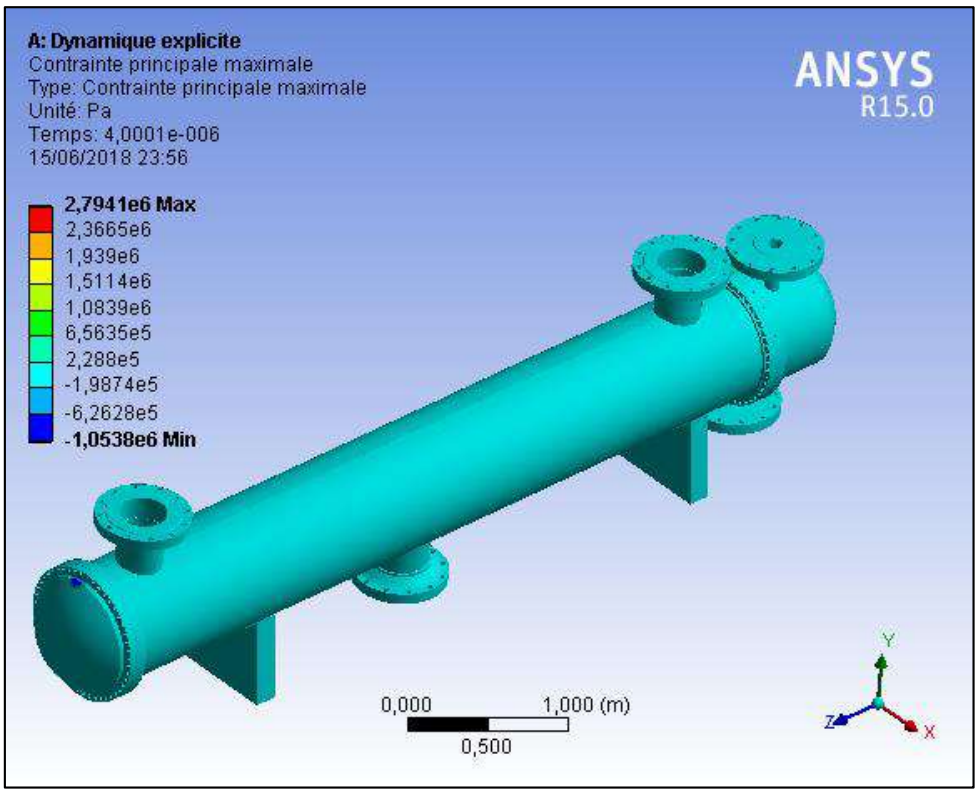



**Fig.IV.8 Montre le module dynamique explicite-solver *(contrainte principale max)***

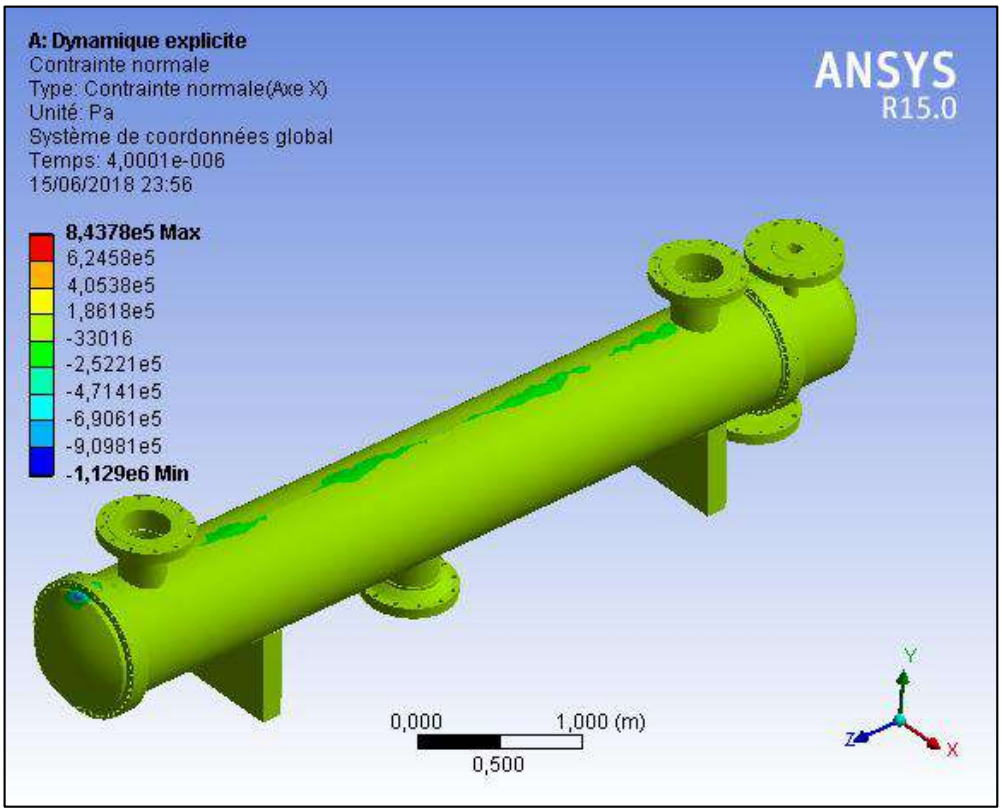



**Fig.IV.9 Montre le module dynamique explicite-solver *(contrainte normale axe X)***

### IV.6.2.4 Interprétation des résultats :

Les résultats des simulations numériques trouvées ne sont pas vraiment atteindre notre objectif à cause de la complicité de la géométrie de l'échangeur et la capacité du microordinateur, Qui nous permettons faire une comparaison approximative avec les résultats expérimentaux obtenus par le calcul analytique et à partir de Schéma de calcul des réactions des appuis et des moments fléchassent (fig. IV.3) et confirme la permission d'une vérification des dimensions de résistance de l'échangeur.

# Chapitre V

# Maintenance de l’échangeur

# E-702

## INTRODUCTION :

L'efficacité et la productivité de notre unité dépend en grand partie de la qualité des appareils d'échange de chaleur, mais ces derniers fonctionnent dans de rudes conditions (haute température, grande pression dépôts de tout genre, corrosion…) engendrant la diminution de l'efficacité et la disponibilité de ces équipements.

Dans la majorité des cas, ces équipements véhiculent des produits inflammables ou toxiques, de ce fait une défaillance pourrait avoir des conséquences désastreuses sur les équipements, le personnel ainsi que l'environnement. Le souci de sécurité impose de mettre en œuvre tout ce qui pourrait diminuer la probabilité d'apparition des défaillances. D'où la nécessité de maintenir les échangeurs à un niveau de productivité acceptable en veillant à régler tous les problèmes de fonctionnement qui peuvent survenir.

## V.1 Définition de la maintenance :

La maintenance est définie comme étant : l'ensemble des actions permettant de maintenir et de rétablir un bien dans un état spécifie. La maintenance moderne, est une activité technico-économique.

## V.2 Objectifs et importance de la maintenance :

L'expérience à montrer que toute usine, entreprise ou unité de production n'est jamais bénéficiaire si elle applique une mauvaise maintenance ou si elle la néglige.

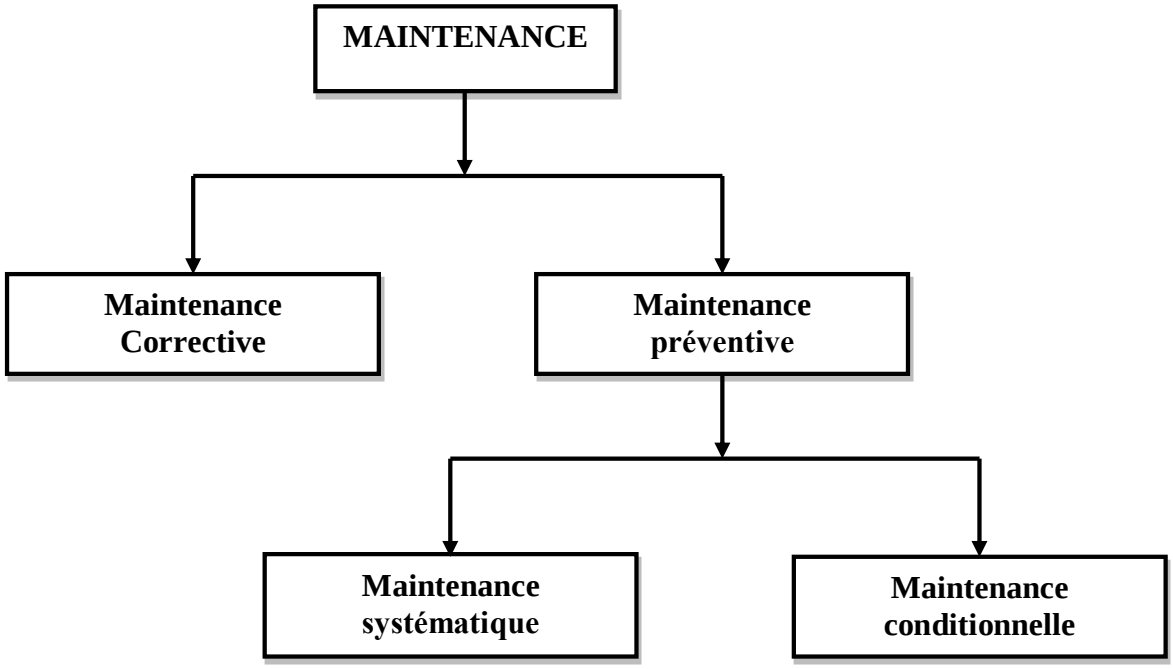
Ceci s'explique par la mauvaise connaissance de la vie du matériel, par la négligence des opérations et par le manque de soucis de maintenir l'outil de production en bon état.

Nous citons le rôle important de la maintenance :

- Assurer en permanence la production avec les coûts de fonctionnement et d'entretien minimums.
- Elever la disponibilité et fiabilité de l'équipement de production et auxiliaires.
- Garantir les qualités et productivités des produits finis.
- Moderniser l'équipement en permanence pour maintenir ou élever les performances d'origine.

## V.3 Types de maintenance :

On distingue deux types : la maintenance corrective et la maintenance préventive cette dernière comprend la maintenance systématique et la maintenance conditionnelle.




### V.3.1 Maintenance corrective :

Elle est caractérisée par le fait que l'intervention sur l'équipement ne se fait pas qu'à prés la défaillance, cela ne veut pas forcément dire qu'elle n'a pas été pensée. C'est elle qui permet la remise en marche de l'équipement dans les meilleures conditions en effectuant la réparation nécessaire après la défaillance.

Pour les cas des échangeurs de chaleur la maintenance corrective comprend deux types d'opération, légères lourdes ou importantes.

### V.3.2 Maintenance préventive :

La maintenance est préventive lorsque l'intervention sur l'équipement se fait avant l'apparition de la défaillance. Elle vise à augmenter la probabilité de bon fonctionnement d'un système. Elle comprend la maintenance systématique et la maintenance conditionnelle.

### V.3.3 Maintenance systématique :

Cette maintenance consiste à charger des éléments jugés comme très usagés ou à risque et à effectuer des opérations obligatoires à temps voulu comme le graissage des éléments de la machine, le changement de l'huile de lubrification, des joints…suivant un planning établi.

### V.3.4 Maintenance conditionnelle :

Elle consiste à surveiller à analyser de façon continue l'état de fonctionnement d'un équipement et son comportement avec le temps. Elle conserve généralement les équipements vitaux dont l'arrêt imprévu peut provoquer des pertes de production considérable. Permis ces

opérations, nous citons les mesures de vibration, les relevés des températures et des pressions, l'analyse des huiles et des produits véhiculés, les mesures des épaisseurs et le contrôle des PH.

## V.4 Principaux problèmes des échangeurs de chaleur :

La mise en service et l'exploitation des échangeurs de chaleur, dépendent de plusieurs facteurs, comme les matériaux de construction, les fluides en circulation, les températures aux entrées et sorties des appareils, les pressions, les débits et vitesses des fluides les contraintes mécaniques dans les différentes parties des échangeurs, les changements de phases, les états de surfaces des tubes, les interventions des opérateurs …etc. ceci provoque les dégradations des appareils et perturbe l'évolution du processus.

Le mode de dégradation des appareils doit être connu du personnel exploitant et du service de maintenance afin de prévoir la défaillance et d'éviter des situations catastrophe générale.

### V.4.1 État de dégradation des échangeurs de chaleur :

Les experts qualifiés peuvent déceler les défauts de fonctionnement de notre équipement par inspection visuelle interne, partielle ou complète, par un test des soudures avec des ultrasons en plus des tests hydrauliques, la plupart des temps les anomalies les plus rencontrées sont les suivantes :

- La présence de dépôts de sédiments, suie et d'oxyde de fer dans les boites de distribution allant jusqu'à 40 litres selon l'appareil ainsi que dans les distributions, plaques tubulaires, calandres, sur les chicanes, cloisons de séparation du distributeur et sur l'intérieur et l'extérieur des tubes ;
- Attaque de corrosion et piqûres sur la longueur des tubes, parois des calandres ;
- Perçage des tubes ;
- La déformation des cloisons des distributeurs vers le haut de 10 à1 5 mm de flèche en face de la tubulure d'entrée du brut (pour les échangeurs de préchauffage) ;
- L'écrasement des emmanchements des tubes au-dessus de la portée de joint, provoqué par la déformation des cloisons des boites de distribution ;
- De forts encrassements intérieurs et extérieurs des faisceaux pour certains échangeurs par un dépôt de consistance très dure ;

- Difficulté d 'extraction des fonds de calandre (pour les échangeurs à tête flottante), en raison des déformations des anneaux de maintien du fond de tête mobile dues aux nombreux montages et démontages de l'échangeur ;
- Présence de clapets plus en moins corrodés sur le déflecteur de certains échangeurs ;
- Dégradation des vannes d'entrée et l'échangeur ;
- Fuites au niveau du dudgeonnage des tubes à une pression plus de 5,5kg/cm$^2$ ;
- Corrosion dans les sections des cordons de soudure des tubes ;
- Décalorifugeage des boites de distribution.

## V.4.2 Problèmes d'exploitation

Lors de l'exploitation des échangeurs de chaleur, les industriels sont le plus souvent confrontés aux phénomènes liés à l'encrassement, la corrosion et les vibrations, voir la tenue mécanique des appareils. La tenue mécanique des échangeurs peut être considérée comme un problème à part, dans la mesure où pour les échangeurs de géométrie classique, elle est réglementée par des textes spécifiques.

### 1. Encrassement

L'encrassement englobe tout processus d'accumulation de particules solides contenues dans un fluide en circulation, soit par dépôt de tartre, soit par apparition de micro-organismes d'origine biologique. (Fig. V.1)




**Fig.V.1 : Échangeur tubulaire encrassé**

**A- Types d'encrassement**

Selon le mécanisme de dépôt, on convient de classer les différents types d'encrassement en six catégories :

- Encrassement particulaire,
- Corrosion,
- Entartrage,
- Encrassement biologique,
- Encrassement par réaction chimique,
- Encrassement par solidification.

**2. Corrosion :**

On définit la corrosion comme un processus de dégradation des matériaux métalliques (on convient également d'utiliser cette définition pour les matériaux non métalliques) sous l'action d'un milieu agressif. En principe les mécanismes de dégradation des matériaux métalliques et non métalliques sont différents, mais conduisent au même résultat pratique : la destruction du matériau.

**Types de corrosion**

Selon l'aspect des dégradations, la corrosion peut se présenter sous différentes

formes à savoir la corrosion généralisée ou la corrosion localisée.

**A) Corrosion généralisée**

Elle est caractérisée par une même vitesse de corrosion sur toute la surface métallique en contact avec le milieu agressif. En général, une surépaisseur de corrosion peut être adoptée sur les pièces, en tenant compte de la durée de vie de fonctionnement à prévoir pour la pièce considérée.

**A) Corrosion localisée**

Elle apparaît dans le cas où la vitesse de corrosion diffère d'un endroit à l'autre de

La surface du métal exposé à l'agent corrosif. Plusieurs formes de corrosion localisées sont observées dont on peut citer :

- *corrosion par piqûres* : seuls quelques endroits ponctuels de la surface métallique sont corrodés,
- *corrosion inter cristalline* : apparaît aux joints des grains du réseau cristallin,
- *corrosion sous tension* : cette forme de corrosion se manifeste dans les zones soumises à des contraintes mécaniques,

- *fatigue-corrosion* : elle concerne tout matériau en milieu corrosif marqué par des fissures et une rupture se produisant pour un nombre de cycles et une contrainte bien inférieurs au cas d'une fatigue en milieu non corrosif,
- corrosion galvanique : si deux métaux possédant un potentiel électrochimique différent sont mis en contact dans un milieu corrosif, il se produit alors passage d'un courant (création d'une pile électrique) conduisant à la corrosion du métal le plus négatif,

Retenons enfin, que la corrosion des métaux peut se faire selon des processus chimiques ou électrochimiques influencés par plusieurs paramètres dont : la nature du métal, son état de surface, la nature de l'agent agressif et les conditions physicochimiques (température, vitesse d'écoulement, ...).

**3. Vibrations**

L'importance des vibrations doit amener le concepteur d'un échangeur à prendre en considération ce volet au même titre que les transferts de chaleur et les pertes de charges. Les échangeurs de chaleur sont soumis à leurs propres vibrations générées par l'écoulement des fluides circulant dans la calandre (sans oublier les vibrations classiques induites par les chocs,...).

Il s'agira pour nous d'introduire les vibrations d'un système et de voir les caractéristiques vibratoires des tubes telles que fréquence propre et amortissement, ainsi que les caractéristiques hydrauliques (écoulement, in- stabilité,...).

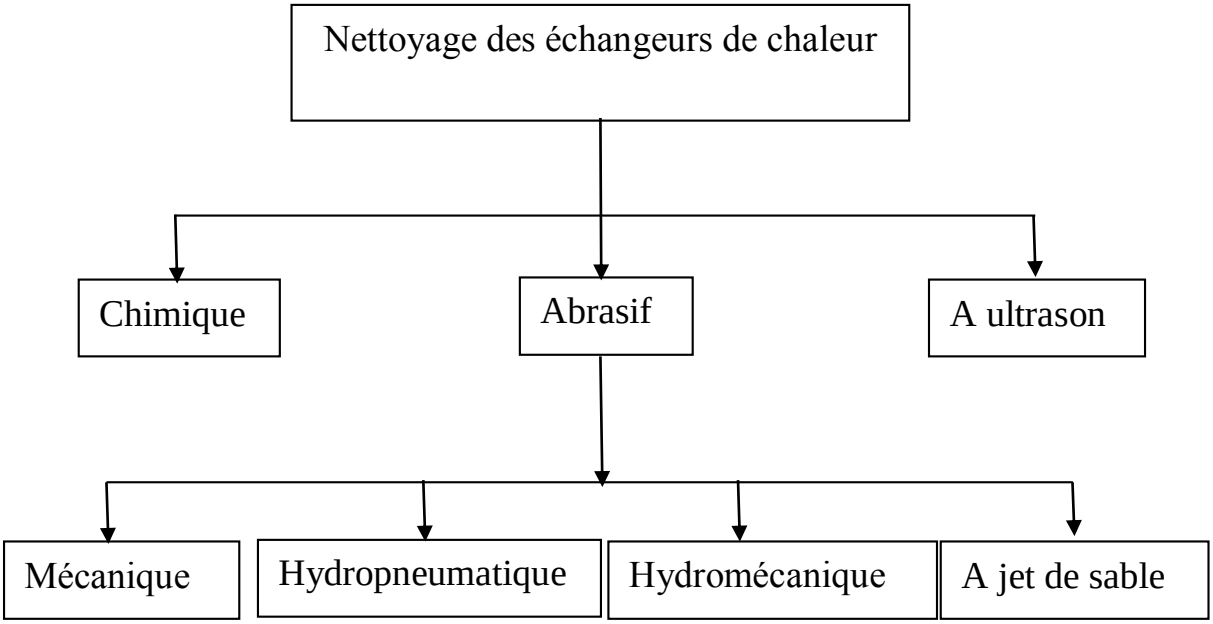
### V.4.3 Tableau récapitulatif des causes, effets et remèdes de dégradation des échangeurs de chaleur.

| Causes | Effets | Remèdes et mesure à prendre |
|---|---|---|
| Encrassement ; dépôts de tartre d'hydrocarbures, biologique ; bouchage des tubes et des conduites | Variation des paramètres du processus : température pression, vitesse, débits, des fluides… | Nettoyage au jet cleaner et l'eau, soufflage à l'air |
| Fuite importantes au niveau du dudgeonnage des tubes à une pression de 5.5 kg/cm$^2$, n > 10% | Variations des paramètres… | Retubage, établissement d'un procédé d'exécution de soudure |
| Fuites au niveau des tubes n ≤10 % | Variations des paramètres… | Bouchage des tubes percés. |
| Sévère corrosion de la plaque tubulaire avec des profondeurs allant jusqu'à 3 mm aux pourtours des soudures des tubes. | Variations des paramètres… | Soudage à l'arc.<br>Métallisation des plaques tubulaires. |
| Corrosion galvanique et fissuration par corrosion sous tension des boites de distributions | Variations des paramètres… | Modification de la qualité de métal ou isolement du milieu corrosif par métallisation et injection d'inhibiteur, utilisation d'un métal d'apport résistant à la fissuration par corrosion sous tension (ex. Inconel) |
| Augmentation brusques des températures et des pressions | Fluage, ruptures des pièces, corrosion. | |
| Corrosion, érosion | Diminution des épaisseurs, trous, fissures… | |
| Propagation de corrosion | Effets thermiques de soudure (contrainte de soudage) | Métallisation pour protéger la soudure et d'espérer une tenue de vie plus durable. |

## V.5 Méthodes de nettoyage des échangeurs :

Dans de nombreux cas, que les techniques de traitement de fluides et de nettoyage en contenu soient ou non utilisés, il est nécessaire de procéder à un nettoyage complet de l'appareil.

Les appareils d'échangeur de chaleur doivent être nettoyés périodiquement du tartre, des dépôts de sel, des saletés, du goudron, d'une coke et des micro-organigrammes.




## V.5.1 Les déférents types de nettoyage des échangeurs

Cette opération s'effectue pendant les phases d'arrêt de l'installation et deux principaux méthodes peuvent être utilisées mécanique ou chimique.

### 1. Nettoyage mécanique :

Le nettoyage mécanique pendant les phases d'arrêt peut être effectué sur l'échangeur en place lorsque l'espace disponible le permet ou sur une aire nettoyage (échangeur démonté). Plusieurs techniques peuvent être mise en œuvre.

### Procédés mécaniques pour les liquides :

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

Diverses techniques sont disponibles sur le marché pour le nettoyage en continue de la surface interne d'échangeurs tubulaires : a **boules, à brosses** ou **à ressort.** Ces procédés nécessitent une filtration en amont de l'échangeur.

Pour les échangeurs à plaques, des procédés analogues ont été mis au point, mais il est également possible d'utiliser des systèmes **à inversion de débit**. Enfin, dans certains cas vraiment extrêmes, des échangeurs à surface raclée peuvent être utilisés.

### Procédés mécaniques pour les gaz :

Pour les échangeurs fonctionnant avec des gaz poussiéreux, il existe différents procédés mécaniques de nettoyage in situ (vapeur, air comprimé, eau) ou de grenaillage, de soufflage acoustique, etc.

**2. Nettoyage chimique :**

Le nettoyage chimique présente de nombreux avantages :

- ✓ C’est une opération relativement rapide et efficace.
- ✓ Les surfaces d’échange ne subissent pas de dégâts mécaniques important
- ✓ Les solutions chimiques pénètrent jusqu'aux zones inaccessibles de l’échangeur et le traitement de toute la surface d’échange est réalisé.
- ✓ C’est une opération qui nécessite moins de mains œuvre que le nettoyage mécanique et qui, en outre, peut se réaliser in situ sans démontage de l’appareil.

## Conclusion générale

Au terme de ce travail, Nous avons pu remarquer que les échangeurs de chaleur sont des équipements très importantes dans les procédés de traitement, pour cela la vérification de leur performance est essentiel, et c'est ce que nous avons fait dans le chapitre de calcul thermique, en effet ce dernier nous a permis de calculer le coefficient d'échange globale et les pertes de charge qui sont les indices de performances .

On remarque que les résultats sont positifs étant donné qu'ils sont très proches de ceux donné par le constructeur, cela prouve que l'échangeur est en bon état de fonctionnement.

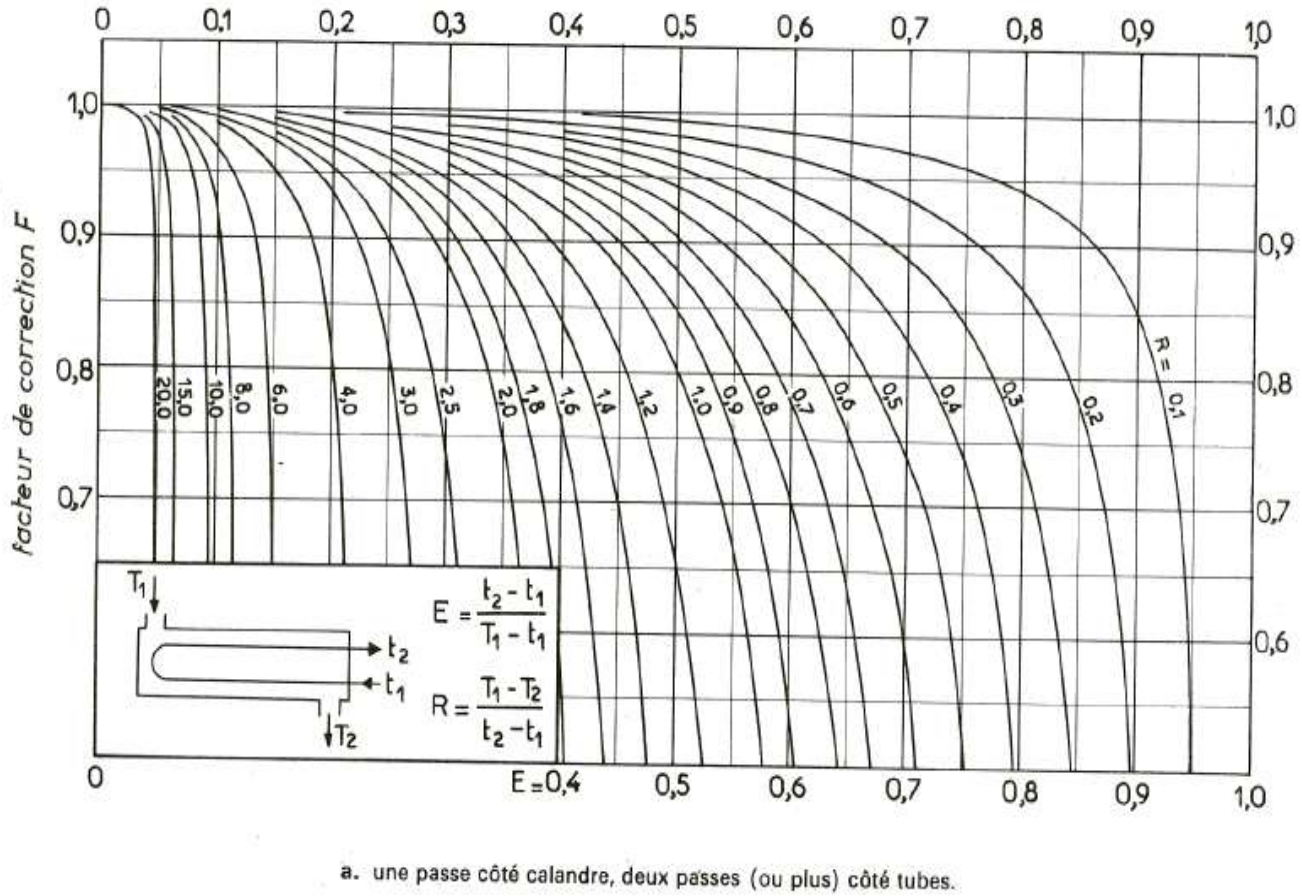
L'étude concernant la vérification mécanique de l'échangeur de chaleur (vérification du dudgeonnage, calcul d'une bride, ainsi que la stabilité de l'échangeur à la flexion) et les résultats trouvées , nous permis d'élucider le phénomène de flexion de l'échangeur au niveau de la calandre et la résistance des brides, ces résultats qui sont confirmées par le module DYNAMIQUE-EXPLICITE montre que l'échangeur E702 respecte les conditions de résistance et on peut l'exploité en tout sécurité.

Aussi notre travail, nous permet le savoir d'utiliser le logiciel ANSYS, qui reste un outil de calcul très efficace pour le calcul des structures.

En outre, Cette étude nous a permis également de mieux assimiler les programmes de maintenance appliquée sur les échangeurs de chaleurs.

# Bibliographie


- **[1] :** Technique de l'ingénieur ***Définitions et architecture générale*** **B 2 340**
- **[2] :** Standard de TEMA 8$^{eme}$ édition
- **[3] :** Technique de l'ingénieur ***description des échangeurs*** B **2 341**
- **[4]** : http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/echangeurs.html ; le 20/04/2018
- **[5]** échangeurs thermiques ; méthodes globales de calcul avec 11 problèmes résolus ; Jacques PADET ; 1994.
- **[6]** Appareils d'échange de chaleur Par (PREMIATCHKINE) cote 2.452/191 Bibliothèque de FHC
- **[7]** Appareils d'échange de chaleur des unités pétrochimiques ; PEREMIATCHKINE V et IOUCHKO ; Boumerdes 1985.
- **[8]** L'encrassement Dans Les Echangeurs : Description – Prévention – Remède par : C.DUFFAU – J.-M. GRILLOT ; J.-M. NAVARRO – R. VIDIL
- **[9]** Données de constructeur par l'entreprise Sonatarch Haoud Berkaoui
- **[10] :** Technique de l'ingénieur ; échangeur de chaleur Dimensionnement ***thermique*** **B 2 342**
- **[11]** A BONTEMPS et al., "Echangeurs de Chaleur. Problèmes de Fonctionnement", Techniques de l'Ingénieur, ***Traité génie Energétique, B2344***
- **[12]** Ténacité d'aciers de construction à déférentes températures et vitesse de chargement *J.Klepaczko, G. Pluvinage*




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

Annexe 02 abaque de calcul de coefficient de correction F