



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



Université Amar Thelidji- Laghouat

FACULTE : TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT : GÉNIE DES PROCÉDÉS

MEMOIRE DE MASTER

Présenté par :

LAIB Sabrin

NOUARI Roufida Hiba-Tallah

DOMAINE : Sciences et Technologies

FILIERE : Industries Pétrochimiques

OPTION : Génie Pétrochimiques

Thème

**Etude d'Encrassement d'un Echangeur de Chaleur
à Tube Et Calandre à Tête Flottante**

Jury de soutenance :

Nom et Prénom	Grade	qualité
ZAROUKI Hamza	MCB	Président
ABDELMOUIZ Ahmed	MCB	Examineur
MERIGUI Khaled	MAA	Rapporteur

Promotion : JUIN 2024

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

Dédicace

Je dédie ce travail A mes très chers parents : Aucune dédicace ne saurait exprimer l'amour, le dévouement et le respect que j'ai toujours eu pour vous. Rien au monde ne vaut les efforts fournis jour et nuit pour mon éducation et mon bien-être. Ce travail est le fruit de vos sacrifices. Puisse Allah le tout puissant vous préserver et vous accorder sante, longue vie et bonheur. A mes frères et sœurs adores : Les mots ne suffisent guère pour exprimer l'amour que j'ai pour vous. Je vous souhaite un avenir plein de bonheur et de réussite. Je vous exprime à travers ce travail tous mes sentiments de fraternité. A toute ma famille pour leurs encouragements et leur soutien. A mes chers amis. A toutes les promotions de deuxième année master Je dédie ce travail enfin à toute personne ayant contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce travail.

Laib Sabrin

Dédicace

Avant toute parole, remercier Dieu pour la bénédiction d'arriver aujourd'hui et de terminer ma carrière scolaire. Avec une grande gratitude et un cœur débordant de gratitude, je présente cette thèse à ma famille bien-aimée. Mes parents, dont l'amour, le soutien et le sacrifice constants ont été le fondement de tous mes succès. Vos encouragements et votre foi en moi ont éclairé chaque étape de mon parcours académique. À mon père, Bagdad, pour sa sagesse, ses précieux conseils et son appui indéfectible. Votre exemple de persévérance m'a toujours inspiré. À ma mère Fatiha, pour son amour inconditionnel, sa patience sans fin et ses prières charitables. Votre présence a été un pilier de confort et de force. Pour mes frères et sœurs, pour leur soutien, leur compréhension et leur moment de joie partagée, votre présence a enrichi mon voyage d'une manière inestimable. J'espère que ce travail reflète votre amour et votre soutien indéfectible. Merci beaucoup

Nouari Refaïda

Remerciement

Je remercie Allah, le tout puissant, le miséricordieux, de m'avoir appris ce que j'ignorais, de m'avoir donné la santé et tout dont je necessitais pour l'accomplissement de cette thèse.

Grand merci et respect à mes très chers parents, à mes frères et mes sœurs pour leurs soutiens et encouragement.

Je tenais à remercier mon encadreur MERIGUI Khaled, son précieux conseil et son aide durant toute la période du travail.

Je remercie aussi les membres de jury qui m'ont fait l'honneur d'accepter le jugement de mon travail.

Je remercie tous mes amis et toutes les personnes qui ont contribués de près ou de loin à la réalisation de ce travail

Liste des Figures

<i>Chapitre I Généralité sur les échangeurs de chaleur</i>		
Figure 1	Classement selon type de conception des échangeurs	6
Figure 2	Mode d'écoulement de deux fluides dans un échangeur	7
Figure 3	Compacité de la surface d'échangeur	7
Figure 4	Évolution de la température du fluide chaud et froid le long d'un échangeur de chaleur à courant co-courant.	11
Figure 5	Évolution de la température du fluide chaud et du fluide froid le l'ongle	12
Figure 6	Composition d'un échangeur a plaques	16
Figure 7	Echangeur à tubes et calandre : technologie principale avec boîte fixe, boîte flottante et tube en U	17
Figure 8	Les différents types d'échangeurs tubulaires	18
<i>Chapitre II Phénomène d'encrassement</i>		
Figure 1	Préchauffeur P30-GA-21-01 A/B	20
Figure 2	Schéma de Faisceau tubulaire	20
Figure 3	faisceau tubulaire	21
Figure 4	Schéma de la plaque tubulaire de préchauffeur	21
Figure 5	chicanes transversales	22
Figure 6	Tirants et Entretoises	22
Figure 7	Déflexeur	23
Figure 8	la tête flottante	23
Figure 9	Echangeur encrassé et propre	25
Figure 10	Outil de dudgeonnage des tubes	27
Figure 11	Extracteur faisceau	28
Figure 12	Quelques équipements utilisent dans le test hydrostatique	29
<i>Chapitre III Calcul thermique et dynamique</i>		
Figure 1	Écoulement de fluide à travers la calandre	36
Figure 2	Definition de diameter equivalent	37
Figure 3	L'évolution de la résistance à l'encrassement au cours du mois de janvier	44
Figure 4	L'évolution de la résistance à l'encrassement au cours du mois de juillet	44
Figure 5	L'évolution de la résistance d'encrassement en fonction de la température coté tube	45
Figure 6	L'évolution des pertes de charge côté tube au cours du mois de janvier	46
Figure 7	L'évolution de perte de charge côté tube au cours du mois de juillet	46

Liste des tableaux

Chapitre II Phénomène d'encrassement

Tableau 1	Description de préchauffeur	23
Tableau 2	Caractéristiques thermiques de préchauffeur P30-GA-21-01 A/B	24

Chapitre III calculs thermiques et dynamiques

Tableau 1	Caractéristiques de conception des préchauffeurs (A et B) pour la chaleur et les fluides.	32
Tableau 2	Corrélations utilisées pour le calcul des propriétés physiques des deux fluides	33
Tableau 3	Propriétés physiques des deux fluides	38
Tableau 4	Valeurs calculées des paramètres relatifs à la géométrie des échangeurs	39
Tableau 5	Comparaison entre les paramètres actuels et les paramètres de conception	50

Liste des Symboles

- A : Surface d'échange [m^2].
- a : Surface d'échange du tube [m^2].
- a_{ct} : La section de la calandre [m^2].
- a_t : La section par passe [m^2].
- B : espace entre chicane [m^2].
- D_c : Diamètre de la calandre [m].
- D_e : Diamètre équivalent [m].
- d_i : Diamètre intérieur [m].
- d_e : Diamètre extérieur [m].
- $DTLM$: Différence de température logarithmique moyenne [$^{\circ}C$].
- e : Epaisseur [m].
- F : Facteur de correction.
- G_B : vitesse massique côté tubes [$kg/h.m^2$].
- G_{ct} : vitesse massique côté calandre [$kg/h.m^2$].
- L : La longueur du tube. [m].
- N_t : Nombre de tube.
- P : Le pas. [m].
- Q : Quantité de chaleur. [Kcal/kg].
- Re : Reynolds.
- Rs : Résistance d'encrassement [$m^2 k /w$].
- T_1 : Température d'entrée côté calandre [C°]
- T_2 : Température de sortie côté calandre [C°]
- t_1 : Température d'entrée côté tube [C°]
- t_2 : Température de sortie côté tube [C°]
- Us = coefficient transfert sale [$w /m^2 k$].
- Up = coefficient de transfert propre [$w /m^2 k$].
- V : vitesse de circulation de fluide [m /s].
- ΔP_t : Perte de charge côté tube [bar].
- ΔP_c : Perte de charge côté calandre [bar].

Symboles grecs :

ϕ : Densité surfacique de flux de chaleur w/m^2

φ :Flux de chaleur W.

λ : Conductivité thermique W/m.K.

ρ :Masse volumique Kg/m^3 .

μ : Viscosité dynamique Kg/ms .

ν : Viscosité cinématique m^2/s .

ε : Efficacité.

SOMMAIRE

• Introduction Générale	2
<i>Chapitre I Généralité sur les échangeurs de chaleurs</i>	
I.1 Introduction	05
I.2 Classification des échangeurs de chaleur	05
I.3 Phénomène d'encrassement	08
I.4 Méthodes de calcul d'échangeur	08
I.5 Principe de fonctionnement	15
I.6 Différents types d'échangeurs de chaleur	15
I.7 Conclusion	18
<i>Chapitre II phénomènes d'encrassement</i>	
II.1 Introduction	20
II.2 Extérieurement	20
II.3 Description de Préchauffeur P30-GA-21-01 A/B	23
II.4 Le rôle de préchauffeur	24
II.5 Problèmes de fonctionnement des échangeurs	25
II.6.1 Présentation de la révision décennale	27
II.7 Conclusion	29
<i>Chapitre III calcul thermique et dynamique</i>	
III.1 Etude expérimentale du colmatage	31
III.2 Objectif du calcul	31
III.3 Donnée d'échange	32
III.4 calcul de la résistance à l'encrassement	32
III.5 Résultats et interprétation	44
III.6 Calcul des pertes de charge théorique	46
III.7 Calcul de l'efficacité du préchauffeur	49
III.8 Calcule le débit de pétrole brut non stabilisé (cote tube)	49
III.9 Comparaison entre le marché actuel et le marché du design	50
III.10 Conclusion	51
• Conclusion Générale	53
• Annexe	
• Bibliographie	

Introduction Générale

Introduction générale

Un échangeur de chaleur est un dispositif permettant de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre sans les mélanger. Le flux thermique y traverse la surface d'échange qui sépare les fluides. L'intérêt du dispositif réside dans la séparation des deux circuits et dans l'absence d'autres échanges que la chaleur, qui maintient les caractéristiques physico-chimiques (pression, concentration en éléments chimiques...), de chaque fluide inchangé hormis leur température ou leur état.

Il existe différents types d'échangeurs de chaleur, tels que les échangeurs à plaques, à calandre et à tubes. En particulier, les échangeurs de chaleur à tube et calandre à tête flottante sont largement utilisés dans diverses industries, notamment dans les secteurs pétrochimiques, énergétique, et de transformation chimique, en raison de leur capacité à gérer des différences de température élevées et des conditions de pression variées.

Le souci technologique majeur des échangeurs de chaleur est l'amélioration de l'échange thermique entre les deux fluides tout en générant le moins de pertes de charges ou de leur réduire à leur plus bas niveau possible, dans notre cas la cause de cette réduction est l'encrassement qui est un phénomène prépondérant dans la réduction des performances de ces installations où son degré s'évalue par la mesure du coefficient global d'échange de transfert et aussi la résistance d'encrassement en fonction du temps.

La température de la charge sortie batterie préchauffeur coté tube train 30, alimentant la colonne de stabilisation cas design est de 114°C actuellement est de l'ordre de 100°C. Cette contreperformance est d'essentiellement au phénomène de l'encrassement des préchauffeurs de la colonne (constat des révisions précédentes), le phénomène d'encrassement est caractérisé par un paramètre appelé la résistance d'encrassement.

Dans ce travail, nous présentons une étude numérique pour étudier le champ dynamique et thermique de l'écoulement de brut stabilisé coté calandre et brut non stabilisé coté tube.

Dans ce besoin, cette étude est répartie sur trois chapitres :

- Le premier chapitre constitue une étude bibliographique assez générale sur le transfert de chaleur et d'un échangeur de chaleur à tube et calandre à tête flottante.
- Le deuxième chapitre constituée la technologie de préchauffeur P30-GA-21-01 A/B (cas d'étude) dans l'unité de traitement de brut sud UTBS et une présentation du problème majeur (encrassement coté tube) influant sur la performance de cet échangeur aussi ces remèdes.

- Le troisième chapitre concerne l'étude thermique et dynamique de l'écoulement des fluides dans la calandre et les tubes ce chapitre sera terminé par une comparaison des performances cas design et cas actuel après révision. Le travail se termine par une Conclusion générale.

Chapitre I :
***Généralité sur les échangeurs
de chaleurs***

I.1 Introduction :

Le terme "échangeur de chaleur" est utilisé pour désigner tout dispositif qui permet exclusivement le transfert de chaleur d'un fluide à un autre à travers une paroi.

Un échangeur de chaleur a pour fonction de permettre un transfert d'énergie thermique d'un fluide à un autre sans que ces deux fluides ne se mélangent. Cette définition, très générale, couvre en réalité des utilisations très différentes.

L'application de différents modes de transfert de chaleur dans la conception d'équipements d'échange de chaleur industriels est d'une grande importance. Le coût de la chaleur dans une unité industrielle est énorme et il est essentiel de récupérer cette énergie pour en faire le meilleur usage dans la chaîne de production. Ainsi, l'économie joue un rôle important dans le développement de dispositifs capables d'effectuer des transferts de chaleur entre les phases.

Il existe de nombreuses applications pour les échangeurs de chaleur, que ce soit pour chauffer ou refroidir de l'eau, de l'huile, du liquide ou du gaz.

Le choix d'un échangeur dépend de nombreux paramètres : température, plage de pression, fluides, propriétés physiques et chimiques.

I.2 Classification des échangeurs de chaleur :

La classification des échangeurs peut obéir :

- a) Type de conception technologique.
- b) Procédé de transfert.
- c) Ecoulement des fluides.
- d) Degré de compacité.

a) Type de conception technologique :

C'est la classification la plus répandue. Le modèle le plus simple d'échangeur qui puisse exister se compose de deux tubes coaxiaux. L'un des fluides circule dans le tube intérieur, alors que l'autre circule dans l'espace annulaire formé par les deux tubes : c'est l'échangeur tubulaire. On peut avoir aussi des échangeurs à faisceaux et calandre, il existe d'autres types d'échangeur appelés échangeur à plaque, spiralés, à surface raclée, en plastique, à circuit imprimé et à tube en verre [1] .

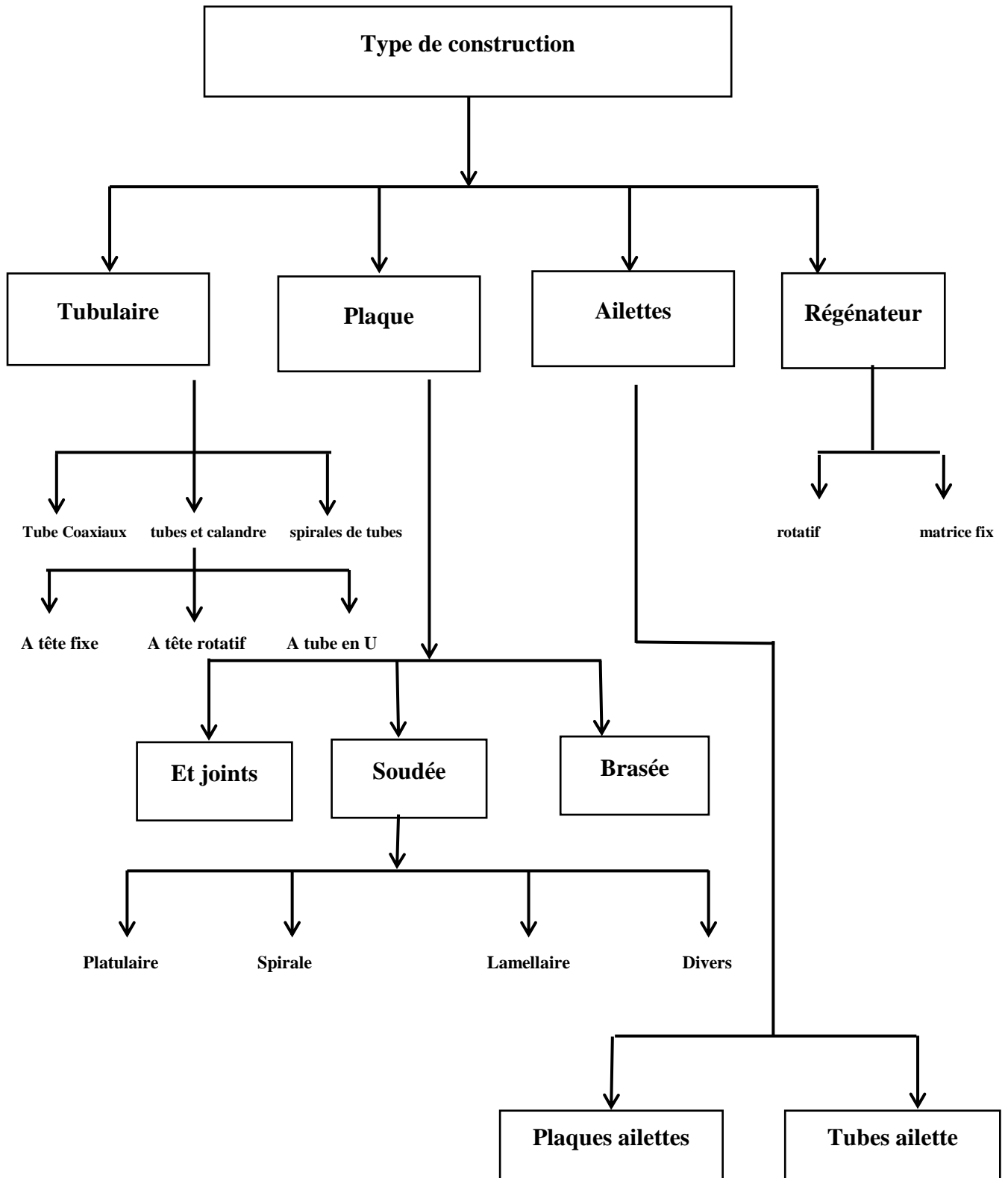


Figure I.1 :Classement selon type de conception des échangeurs [1]

b) Procédé de transfert :

Les fluides mis en jeu dans l'échangeur peuvent entrer en contact direct : c'est le cas des tours de refroidissement des centrales nucléaires. En revanche, si les fluides sont séparés par une paroi comme dans le cas d'un radiateur de chaleur, l'échangeur sera dit contact indirect [3].

c) Ecoulement des fluides :

Selon le sens d'écoulement de fluide on distingue trois types d'échangeurs :

- A co-courant.
- A contre-courant.
- A courant croisé.

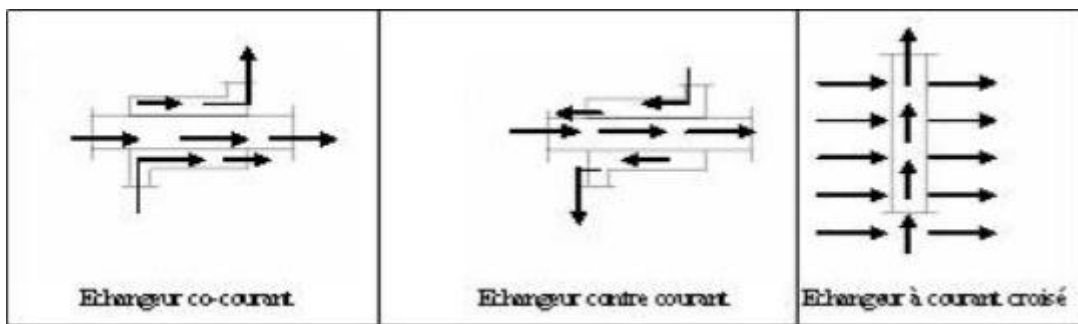


Figure I.2 -Mode d'écoulement de deux fluides dans un échangeur [1]

d) Degré de compacité :

Les échangeurs compacts sont construits pour présenter une grande sur face d'échange dans un volume réduit (supérieure 700 m² par m³). A titre d'exemple, illustre l'importance de la compacité en matière d'encombrement pour quelques types d'échangeurs[3].

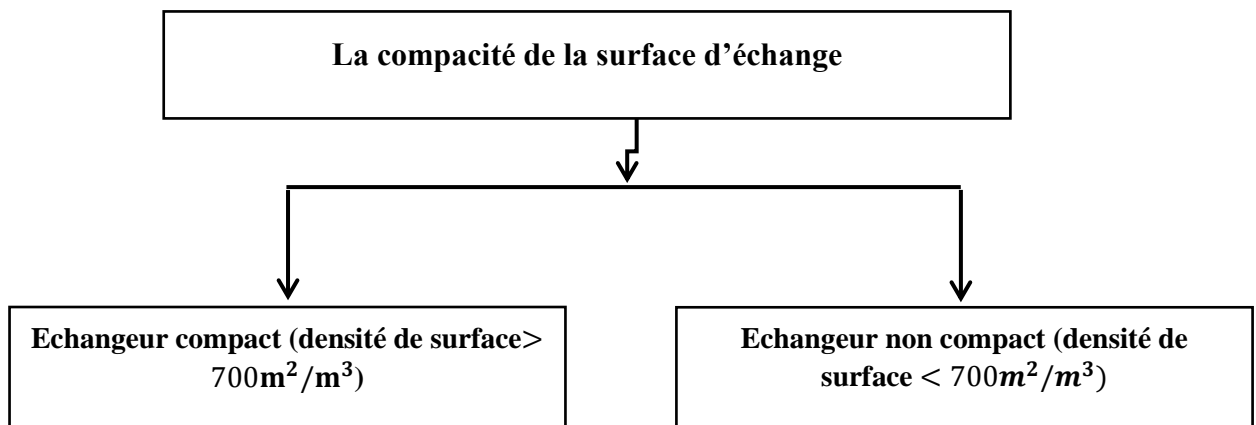


Figure I.3 la compacité de la surface d'échangeur.

I.3 Phénomène d'encrassement :

Le phénomène de l'encrassement dans les échangeurs de chaleur est un sujet. Les principaux problèmes rencontrés par les utilisateurs d'échangeurs de chaleur sont liés aux phénomènes d'encrassement. La connaissance des lois de transmission de chaleur est essentielle pour tous les ingénieurs et techniciens qui doivent traiter des problèmes thermiques : ingénieurs en réfrigération, ingénieurs thermiques, spécialistes en génie des procédés, ... lorsque deux corps, ou deux cercles, ne sont pas à la même température, ils ne sont pas en équilibre thermique. Nous pouvons alors observer un transfert d'énergie calorifique du corps ou du milieu le plus chaud vers le plus froid. Il est connu que le transfert de chaleur spontané est impossible d'un milieu froid à un milieu chaud. Il existe 2 méthodes de calcul : la méthode du nombre d'unités de transfert (NUT) et la différence de température logarithmique moyenne entre les deux fluides (DTLM). Pour transmettre la chaleur, on utilise trois mécanismes de base : la conduction, la convection et le rayonnement[2].

I.4 Méthodes de calcul d'échangeur :

I.4.1 Méthode du nombre d'unités de transfert (NUT) :

Objectif : dimensionnement d'un échangeur tubulaire par la méthode du Nombre d'Unités de Transfert (NUT). Exemple concret de ce dimensionnement.

La méthode du Nombre d'Unités de Transfert (NUT) est basée sur le calcul de la performance d'un échangeur de chaleur. En effet, cette méthode permet :

- ✓ d'estimer le nombre d'unités de transfert.
- ✓ De calculer l'efficacité de l'échangeur à partir des équations numériques ou du tableau.
- ✓ De déterminer les températures de sortie des fluides où l'efficacité est connue.

L'efficacité d'un échangeur est définie comme le rapport de la puissance de sortie de chaleur réellement échangée P réelle à la puissance maximale qu'il est théoriquement possible d'échanger P_{max} si l'échangeur est parfait[3].

$$E = \frac{P_{real}}{P_{max}} \quad (I.1)$$

Le débit de chaleur réel d'un échangeur P_{real} [w].

OU :

q_{mh} , q_{mc} : débit massique des fluides chaud et froid en [kg/s].

C_{ph}, C_{pc} : chaleur spécifique à pression constante des fluides chaud et froid respectivement/kg.k

$\Delta T_h, \Delta T_c$: Différence de température des fluides chaud et froid, respectivement, en K ou °C.

$$\Delta T_h = \Delta T_{hi} - T_{ho} \quad (I.2)$$

T_{hi}, T_{ci} : Températures d'entrée de fluide chaud et froid, respectivement, en K ou °C.

T_{ho}, T_{co} : Températures de sortie de fluide chaud et froid, respectivement, en K ou °C.

La puissance d'échange maximale théoriquement possible P_{max} est le produit du débit de chaleur le plus bas d'un fluide C_{min} [W/K] et de la température égale à l'écart maximal dans l'échangeur de chaleur soit $(T_{hi} - T_{ci})$.

$$P_{max} = C_{min}(T_{hi} - T_{ci}) \quad (I.3)$$

Le débit massique de chaleur minimum C_{min} est le produit du débit massique (q_m) par la chaleur spécifique (c_p) du fluide :

$$C_{min} = \min(q_{mh}, c_{pc}) = \min(c_h, c_c) \quad (I.4)$$

L'efficacité de l'échangeur de chaleur est :

si le côté chaud a le minimum (q_m, C_p) Product :

Ou : si le côté froid a le produit minimum (q_m, c_p)

$$E = \left(\frac{P_{real}}{P_{max}} \right) = Ch \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{hi} - T_{ci}} = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{hi} - T_{ci}} = \Delta T_h / \Delta T_{max} \quad (I.5)$$

Ou : si le côté froid a le produit minimum (q_m, c_p).

$$E = \left(\frac{P_{real}}{P_{max}} \right) = C_c \cdot \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}} = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}} = \Delta T_c / \Delta T_{max} \quad (I.6)$$

Lorsque les températures de sortie des fluides sont inconnues (ce qui est souvent le cas dans un esimulation), l'efficacité d'un échangeur est déterminée par les équations suivantes :

Pour l'écoulement des fluides en contre-courant :

$$E = \frac{1 - e^{-NUT \cdot (1-C)}}{1 - C \cdot e^{-NUT \cdot (1-C)}} \quad (I.7)$$

Pour la circulation de fluide en co-courant :

$$E = \frac{1 - e^{-NUT \cdot (1+C)}}{1 + C} \quad (I.8)$$

En déduisant NUT des équations ci-dessus, nous pouvons avoir les relations suivantes :
 Pour l'écoulement de fluides à contre-courant :

$$NUT = \frac{1}{C-1} \cdot \ln\left(\frac{E-1}{C.E-1}\right) \quad (\text{I.9})$$

Pour la circulation de fluide en co-courant :

$$NUT = \frac{-\ln[1-(1+C).E]}{1+C} \quad (\text{I.10})$$

Avec :

NUT : nombre d'unités de transfert qui est représentatif de la puissance d'échangeur :

$$NUT = U.S/C_{\min} \quad (\text{I.11})$$

U : coefficient global d'échange thermique qui dépend du débit et des caractéristiques du fluide, en W (m².K).

S : Surface d'échange en (m²).

C : rapport des flux de capacité thermique.

$$C = C_{\min}/C_{\max} \quad (\text{I.12})$$

Cas particuliers :

Pour tous les types d'échangeurs : si C=1

$$E=1-e^{-NUT} \quad (\text{I.13})$$

Pour un échangeur de chaleur à contre-courant : si C=1

$$E=\frac{NUT}{NUT+1} \quad (\text{I.14})$$

Si les températures de sortie sont connues, le calcul d'un échangeur par la méthode du Nombre d'Unités de Transfert (NUT) consiste à :

Calculer l'efficacité de l'échangeur de chaleur E et le rapport des débits de capacité thermique :

$$C = C_{\min} - C_{\max} \quad (\text{I.15})$$

Déterminer le nombre d'unités de transfert NUT en utilisant des formules ou des graphiques.

Déterminer la surface d'échange S par l'équation suivante :

$$NUT = \frac{U.S}{C_{\min}} \quad (\text{I.16})$$

I.4.2 Différence de température logarithmique moyenne entre les deux fluides (ΔTLM) :

Objet : Calcul de la différence de température logarithmique moyenne entre les deux fluides (DTLM) en fonction de leur mode d'écoulement pour un échangeur de chaleur. Exemple d'utilisation concrète de ce calcul[4].

Un échangeur de chaleur (ou échangeur thermique) est un système destiné à transférer de l'énergie thermique d'un fluide à un autre. L'échangeur de chaleur occupe une place indispensable dans tous les systèmes thermiques (industriels, automobiles, aéronautiques, résidentiels ou bâtiments tertiaires) [5].

Les principaux rôles des échangeurs de chaleur sont :

- abaisser ou augmenter la température d'un fluide.
- effectuer un ou plusieurs changements d'état.

Il existe deux modes d'écoulement différents :

- a) écoulement à co-courant : écoulement parallèle de fluides dans la même direction.
- b) écoulement à contre-courant : écoulement parallèle de fluides mais dans des directions opposées.

a) Échangeur fonctionnant en co-courant :

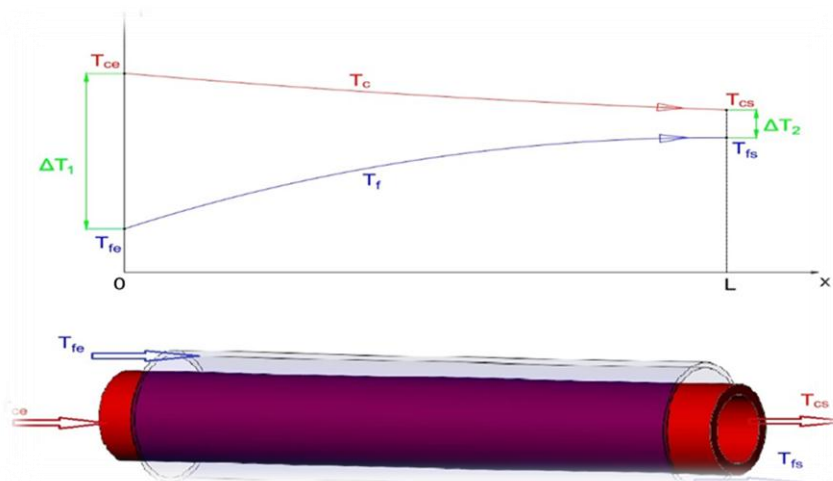


Figure I.4 : Évolution de la température du fluide chaud et froid le long d'un échangeur de chaleur à courant co-courant.

La différence de température logarithmique moyenne ΔTLM (DTLM) est définie comme suit :

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (1.17)$$

Avec :

$$\Delta T = T_{hi} - T_{ci} \quad (1.18)$$

$$\Delta T = T_{ho} - T_{co} \quad (1.19)$$

T_{hi}, T_{ci} : températures d'entrée des fluides chaud et froid, respectivement.

T_{ho}, T_{co} : Température de sortie des fluides chaud et froid, respectivement. Bas du formulaire.

b) Échangeur de chaleur à contre-courant :

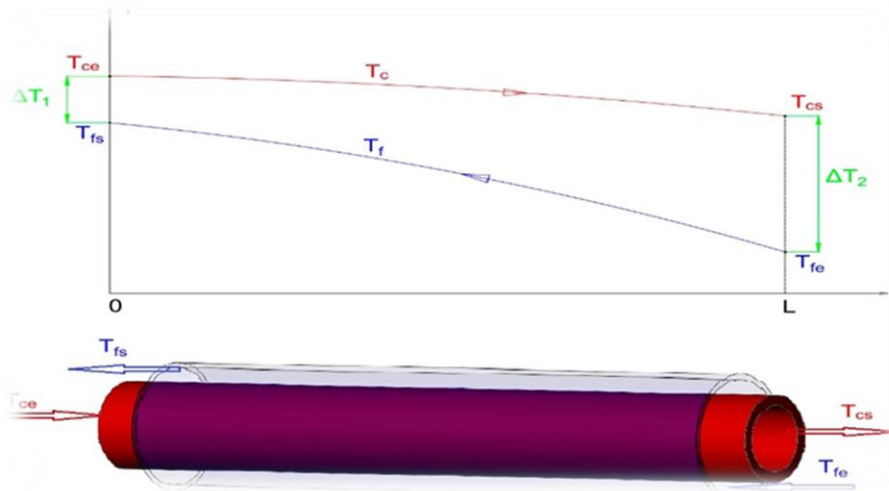


Figure I.5 : Évolution de la température du fluide chaud et du fluide froid le long de l'axe [4]

• l'échangeur de chaleur à contre-courant :

Une approche similaire à celle adoptée dans le cas du co-courant conduit alors à :

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (1.20)$$

Avec :

$$\Delta T_1: T_{hi} - T_{co} \quad (1.21)$$

$$\Delta T_2 = T_{ho} - T_{ci} \quad (1.22)$$

T_{hi}, T_{ci} : Températures d'entrée du fluide chaud et froid, respectivement.

T_{ho}, T_{co} : Températures de sortie du fluide chaud et froid, respectivement.

a) Quantité de chaleur (Q) :

C'est une quantité d'énergie calorifique mise en jeu (absorbée, produite ou transférée). On l'exprime dans le système international d'unités (SI), en joule (J) ou en calorie (1cal = 4.1855 J).

b) Température (T) :

Elle exprime l'état thermique d'un milieu, état lié au niveau d'agitation thermique des molécules qui le constituent. On peut le repérer dans une échelle conventionnelle, comme l'échelle Celsius (°C), ou bien on la mesure dans une échelle absolue définie en s'appuyant sur la loi de la thermodynamique, comme l'échelle Kelvin (K).

c) Phénomène de conduction thermique :

Dans les corps solides dont la température est hétérogène, on observe à l'état Pur, des phénomènes de conduction thermique, propagation de la chaleur, de Proche en proche, des régions les plus chaudes vers les régions les plus froides sans déplacement apparent de matières. Les fluides sont également le siège de tels phénomènes. L'énergie se transmet donc, de molécule à molécule, grâce au couplage mécanique qui existe entre elle (corps solides), ou par leurs chocs des unes contre les autres quand elles sont libres (gaz). Tout corps matériel solide, liquide ou gazeux peut donc conduire ou transporter de la chaleur.

❖ Loi de Fourier

D'après l'hypothèse fondamentale de Fourier qui régit le transfert de chaleur unidimensionnel par conduction. La loi énoncée par Fourier s'écrit :

$$Q = -\lambda A(dt/dx) \quad (1.23)$$

Où :

Q : Quantité de chaleur échangée [kW].

A : Surface d'échange de chaleur [m²].

dt/dx : Gradient de température le long de x .

λ : Coefficient de proportionnalité de la loi de Fourier (ou conductivité thermique) [kW/mk].

Le signe (-) qui apparaît dans cette expression signifie que la chaleur se propage dans le sens des températures décroissantes.

c) Phénomène de convection thermique :

❖ Définition :

La convection thermique intervient essentiellement lors des échanges thermiques entre une paroi solide et un fluide en contact avec la paroi. Cette convection peut être naturelle lorsque les variations de la masse volumique du fluide, résultent des variations de sa température, comme elle peut être forcée si le mouvement du fluide est réalisé par un travail mécanique externe (ventilation, agitation, pompage). Par suite des phénomènes convectifs naturels ou forcés, le fluide convecteur peut simplement s'échauffer ou se refroidir sans changer d'état physique, il s'agit alors de convection sans changement d'état. Mais il peut aussi, au contact de la paroi avec laquelle il échange de la chaleur, subir une modification

dans son état physique, il s'agit alors de convection avec changement d'état (ébullition, condensation, etc.).

❖ Loi de Newton :

C'est la loi fondamentale de la convection thermique donnée par la loi de Newton :

$$Q = hA(T_s - T_\infty) \quad (1.24)$$

Q : Quantité de chaleur échangée [kW].

A : Surface d'échange de la chaleur [m²].

T_s : Température de la surface du solide en contact avec le fluide.

T_∞ : Température du fluide.

h : Coefficient de la loi de Newton (coefficient de convection thermique) [kW/ m². °C].

Ce coefficient caractérise l'efficacité de la convection, il dépend :

- Des caractéristiques de la paroi en contact avec le fluide : forme, dimension et état de surface.
- De la manière dont le fluide circule par rapport à la paroi : orientation de la vitesse et grandeur de cette vitesse.
- Des caractéristiques physiques du fluide : conductivité thermique, chaleur massique, masse volumique et viscosité.

e) Phénomène de rayonnement :

Définition :

Lorsqu'un corps est porté à une température quelconque, il émet un rayonnement de nature électromagnétique comparable à la lumière ou aux ondes hertziennes, qui transportent de l'énergie et peut se propager, même dans le vide absolu, à la vitesse de la lumière ($C=3.108\text{m/s}$). Un autre corps, recevant ce rayonnement, peut en absorber une fraction plus ou moins grande qui est alors transformée en chaleur. Il est ainsi possible, grâce au rayonnement, même en absence de tout support matériel, de transmettre de la chaleur d'un corps vers un autre à une température plus basse.

❖ Loi de Boltzmann :

Elle concerne l'émission totale d'une surface d'un corps noir ou gris, qui surmonte cette surface.

La loi de Boltzmann exprime le flux de chaleur émis par la surface :

$$Q = \varepsilon\sigma T^4 \quad (1.25)$$

Q : Flux de chaleur émis [kW/m²].

ε : Emissivité de la surface.

$\sigma = 5.669 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{k}^4$: Constante de Stephane-Boltzmann.

$$Q = FGF_{\varepsilon\sigma}(T_i^4 - T_o^4) \quad (1.26)$$

Où :

FG : Facteur géométrique ($FG = 1$, si toute l'énergie du corps (1) est reçue par le corps (2), et vice versa).

F_{ε} : Facteur fonction des émissivités des corps.

Dans la réalité, tout échange thermique s'effectue simultanément et éventuellement sous trois modes de transfert qui se concurrencent, l'échange est alors la somme des trois effets.

Cependant, lorsque l'un des modes est prédominant, on négligera l'effet des deux autres. 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 diverses opérations auxquelles ils sont soumis. La chaleur mise en œuvre représente une importante dépense d'énergie dont il est nécessaire de récupérer la plus grande quantité possible. De ce fait les échangeurs de chaleur constituent des appareillages importants.

I.5 Principe de fonctionnement :

Un échangeur de chaleur est un dispositif de récupération de chaleur d'un fluide à un autre. Le flux de chaleur traverse la paroi de séparation des différents fluides. La chaleur peut être caractérisée comme un transfert d'énergie d'un système à un autre en raison d'une différence de température. Selon la deuxième loi de la thermodynamique (la chaleur dans l'univers s'écoule continuellement des corps chauds vers les corps froids), ce transfert d'énergie se produit de la température la plus importante à la plus basse. Il s'arrête donc lorsque les deux fluides sont à des températures identiques [5] [6].

I.6 Différents types d'échangeurs de chaleur :

I.6.1 Les échangeurs à plaques

Un échangeur à plaques est constitué d'un ensemble de plaques métalliques embouties au travers desquelles s'effectue le transfert de chaleur entre deux fluides.

Les plaques sont serrées entre un bâti fixe et un bâti mobile. Elles sont positionnées et guidées par 2 barres support inférieur et supérieur. Les bâtis maintiennent les plaques serrées au moyen de tirants. Les deux barres guides sont-elles même supportées par un pied support. Un joint par plaque assure l'étanchéité de l'échangeur ainsi que la répartition des fluides dans les canaux formés par deux plaques.

Le raccordement des fluides s'effectue généralement sur le bâti fixe de l'appareil. L'emboutissage des plaques en chevrons ou en cannelures (industries alimentaires) favorise la turbulence des fluides

et assure une bonne tenue à la pression. Les fluides circulent alternativement entre les plaques. Grâce aux corrugations l'écoulement est souvent turbulent même à faible vitesse, générant ainsi des coefficients d'échange très élevés

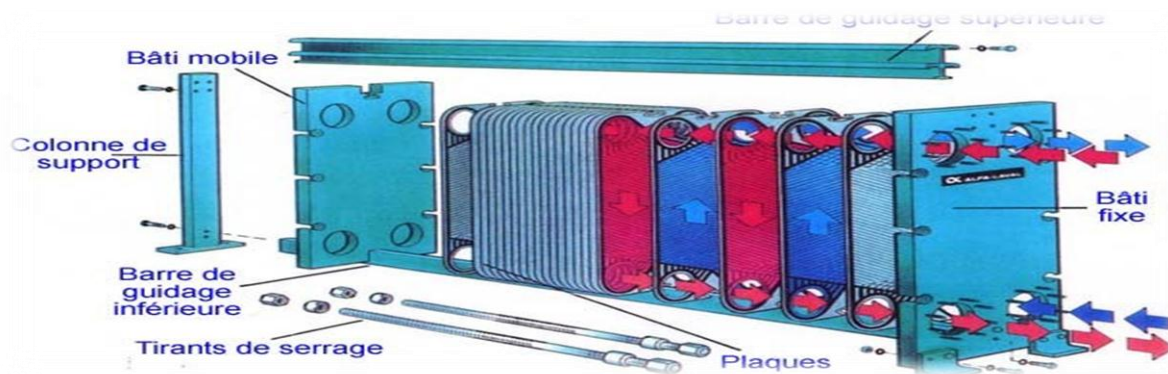


Figure I.6 : Composition d'un échangeur à plaques

I.6.2 Échangeurs tubulaires et à calandre :

Ce type de dispositif est le plus courant dans les raffineries. IL est constitué d'un faisceau de tubes montés sur deux plaques tubulaires et portant un certain nombre de chicanes.

À chaque extrémité sont fixées les boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur de la poutre en plusieurs passages. La poutre est logée dans une calandre avec des tubes d'entrée et de sortie. Pour le second fluide qui circule à l'extérieur des tubes en suivant la trajectoire imposée par les chicanes [11].

La désignation la plus courante pour ce type d'échangeur de chaleur est la norme américaine TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association)

- Assemblage tube-calandre :

Les principales technologies d'échangeurs tube-calandre sont :

Échangeur à plaques tubulaires fixes : cette plaque peut être soudée directement sur la virole. Ces dispositifs peuvent accueillir le nombre maximum de tubes à l'intérieur de l'enveloppe, mais ils ne peuvent être utilisés que si la différence de température entre le tube et l'enveloppe est importante. Mais ils ne peuvent être utilisés que si la différence de température entre les fluides chauds et froids est suffisamment faible pour que la dilatation ou la concentration du faisceau soit acceptable.

Suffisamment faible pour que la dilatation ou la concentration du faisceau soit acceptable. Le nettoyage de l'extérieur des tubes ne peut se faire que par des moyens chimiques.

Échangeur à tête flottante : l'une des plaques tubulaires est fixe, la seconde, d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser. De diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme l'enveloppe. Ces dispositifs permettent la dilatation thermique du faisceau ainsi que son nettoyage mécanique.

Échangeur à tubes en U : L'utilisation de tubes coudés permet de supprimer une plaque tubulaire, tout en concevant les propriétés d'expansion de la tête flottante.

Propriétés d'expansion de la tête flottante. Le nettoyage mécanique à l'intérieur des tubes est ces poutres sont généralement utilisées dans les rebouilleurs à vapeur.

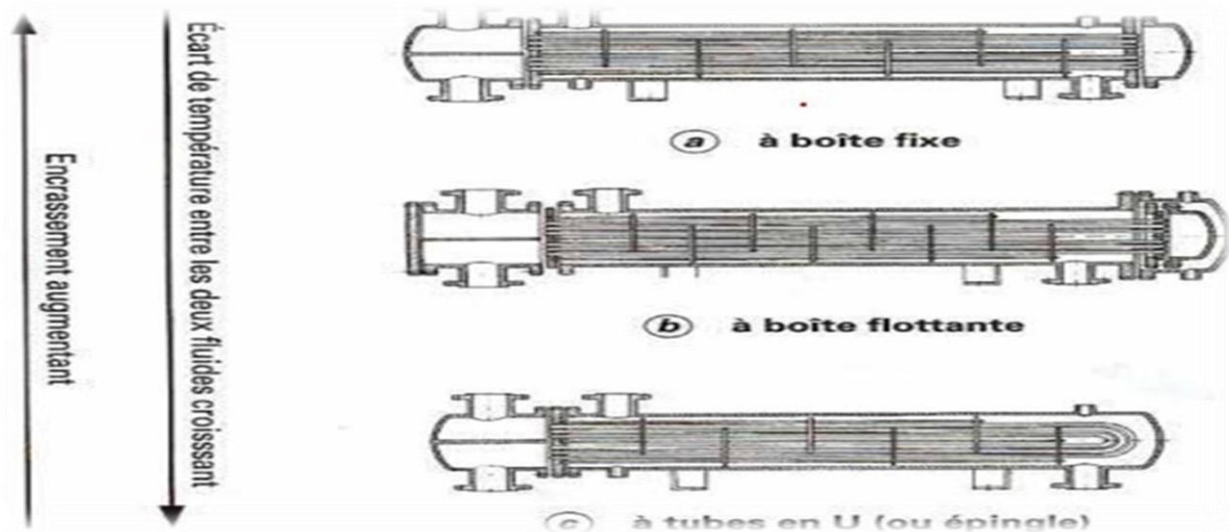


Figure I.7 : Echangeur à tubes et calandre : technologie principale avec boîte fixe, boîte flottante et tube en U

I.6.3 Échangeurs tubulaires :

Pour des raisons historiques et économiques, les échangeurs utilisant des tubes comme principal composant de la paroi d'échange sont les plus courants [9].

Trois catégories peuvent être distinguées en fonction du nombre de tubes et de leur agencement toujours réalisé pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée :

- a) Échangeur monotube : le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpent **Figure I.8**

Échangeur coaxial : dans lequel les tubes sont le plus souvent coudés. En général, le fluide chaud ou à haute pression s'écoule dans le tube intérieur. **Figure I.8**

- b) Échangeur multitubulaire : il existe sous quatre formes :

- Échangeur à tubes séparés : à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant sont placés plusieurs tubes de petit diamètre maintenus à distance par des entretoises.

L'échangeur de chaleur peut être droit ou enroulé. **Figure I.8**

Échangeur tubulaire fermé : pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide externe vers le tube, un ruban enroulé en spirale est placé autour de certains d'entre eux.

Figure I.8

Échangeur à tubes à ailettes : ces tubes améliorent le coefficient d'échange thermique **Figure I.8**

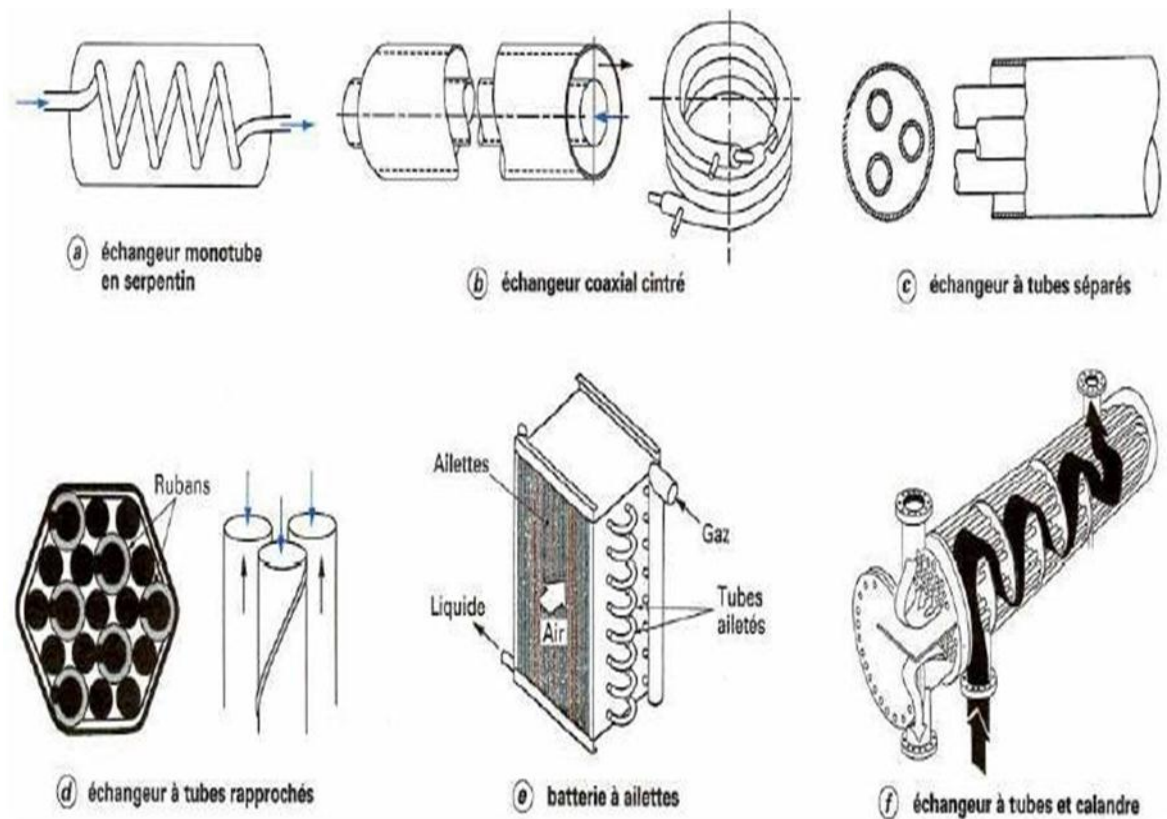


Figure I.8 : les différents types d'échangeurs tubulaires

I.7 Conclusion

Les échangeurs de chaleurs sont utilisés principalement dans les secteurs de l'industrie (Chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.).

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

Chapitre II

Phénomène d'encrassement

II.1 Introduction :

Avant d'entamer notre étude sur les préchauffeurs P30-GA-21-01 A/B de l'unité UTBS nous allons développer théoriquement un échangeur à tête flottante, avec ces composants. Les éléments essentiels constituant l'échangeur :

II.2 Extérieurement :

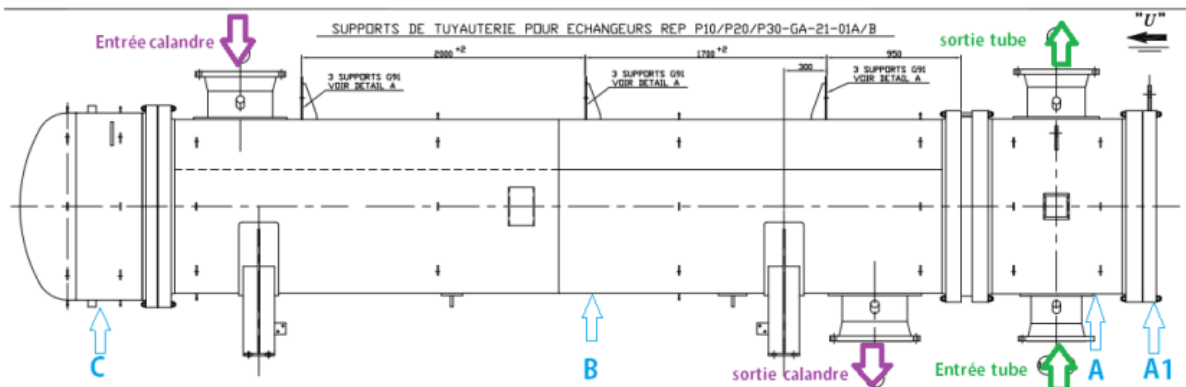


Figure II.1 préchauffeur P30-GA-21-01 A/B. d'échangeur (distributeur), Calandre (virole) et Events et vidange[8].

II.3 Intérieurement :

a. Faisceau tubulaire :

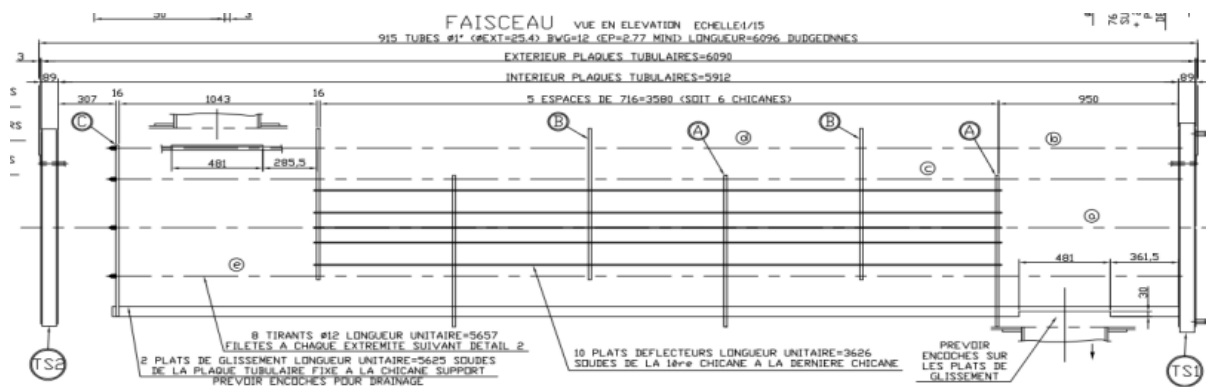


Figure II.2 Schéma de Faisceau tubulaire.

Faisceau tubulaire il est composé de :

- 02 plaques tubulaires.
- 915 tubes de diamètre intérieur 25.4 mm et de longueur 6096mm.
- 8 tirants de longueur 5657mm et les entretoises.
- 07 chicanes maintenues par 10 plats.
- un déflecteur.
- 02 plats de glissements.



Figure II.3 Faisceau Tubulaire

b. Deux plaques tubulaires :

Ce sont des plaques percées et supportant le faisceau tubulaire aux extrémités de la calandre. Leur épaisseur est calculée de façon à tenir compte de la différence de pression entre le fluide dans la calandre et le fluide dans les boîtes ainsi que des contraintes dues aux différences de dilatation entre tubes et calandre. Les tubes sont fixés sur les plaques par dudgeonnage, les plaques tubulaires ont chacune 915 trous sur pas carré incliné.

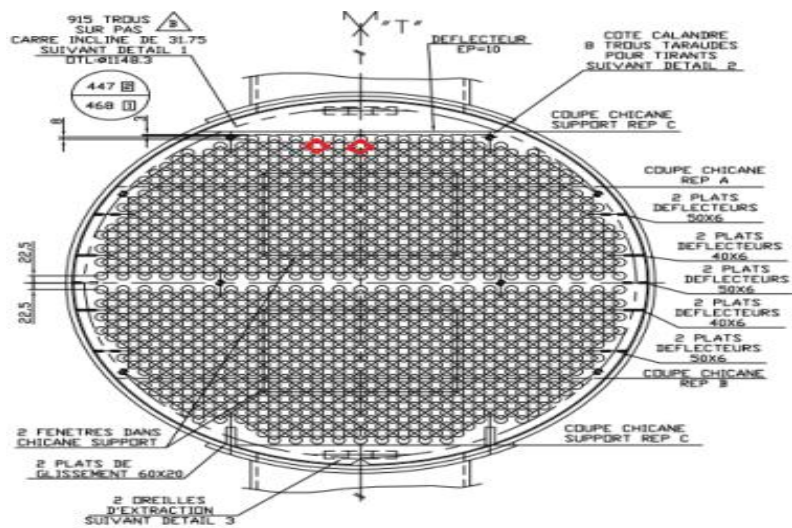


Figure II.4 Schéma de la Plaque Tubulaire de Préchauffeur.

c. Chicane :

De forme verticale, 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.

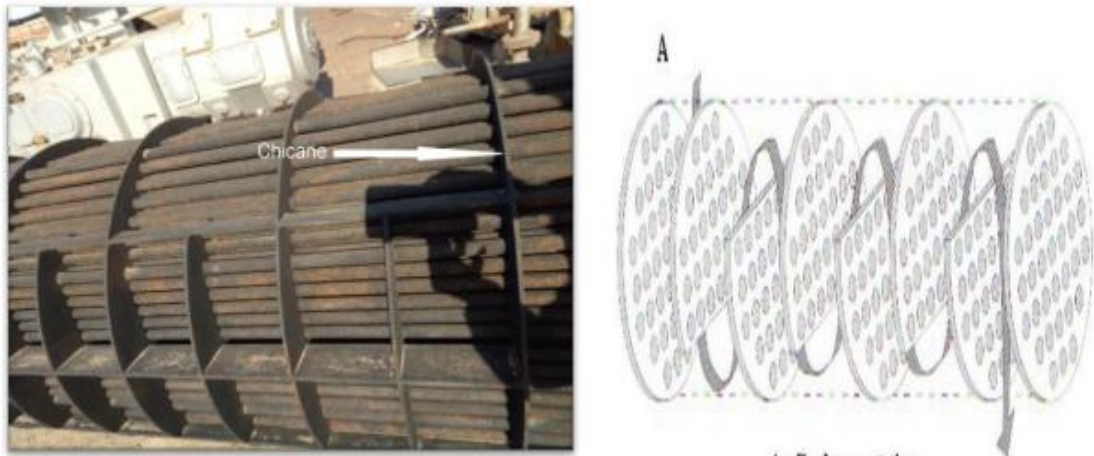


Figure II.5 Chicanes Transversales

d. Tirants et entretoises :

Assurent la liaison et l'espacement des chicanes et confèrent de la rigidité au faisceau.

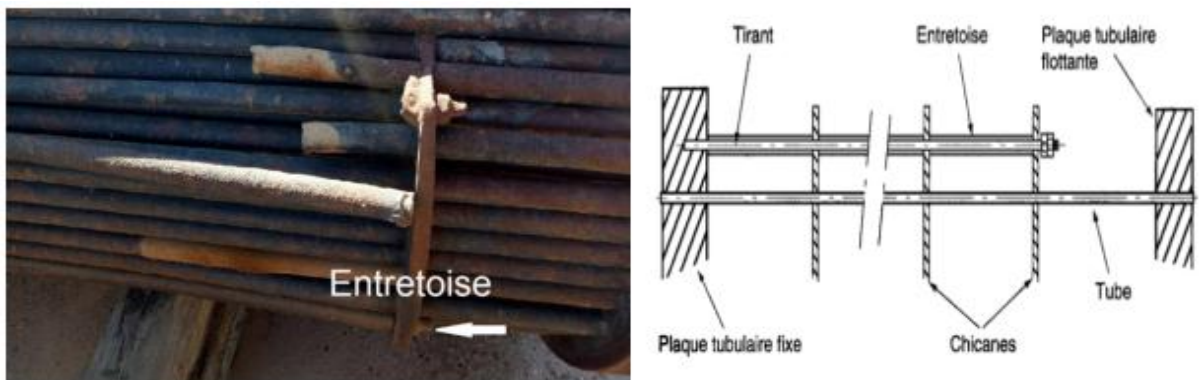


Figure II.6 Tirants et Entretoises.

e. Déflecteur :

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

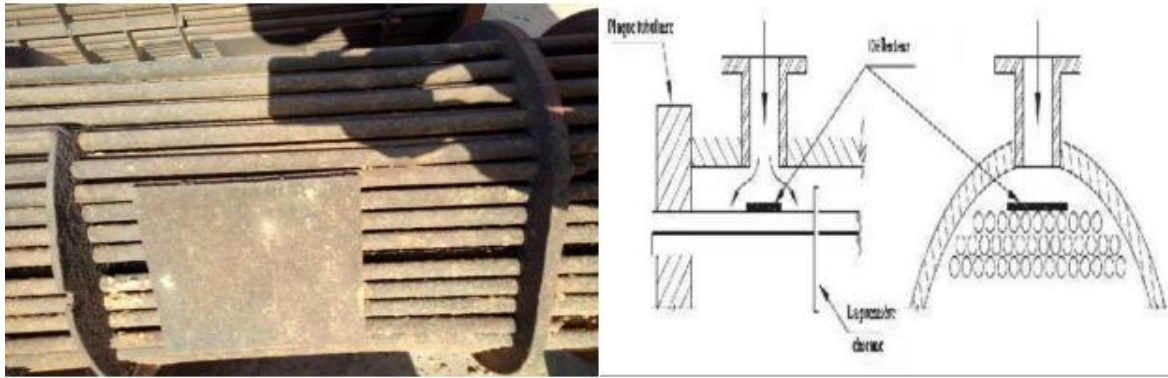


Figure II.7 Déflecteur.

f. Tête flottante avec ses accessoires :

Anneaux demi-lune et les éclisses elle sert de fermeture des tubes et se fixe sur la plaque tubulaire arrière.

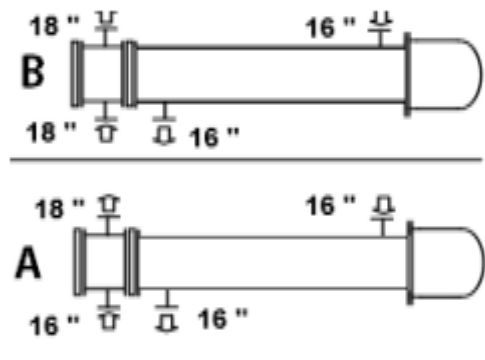


Figure II.8 la tête flottante.

II.4 Description de Préchauffeur P30-GA-21-01 A/B :

Tableau II.1 : Description de préchauffeur [8].

Référence		ASME VII div /TEMA R/API 660 /DPEM	
Surface		851 m ²	
Dimension		1200 -6096 AES	
Type de fluide		Huile / Huile	
poids		Calandre : 17430kg	Tube : 10900kg
Nombre du tube : 915	ϕ_{ext} : 25,40mm	épaisseur : 2,77mm	Longueur : 6096mm
chicanes		Simple segmentation 716 mm	
Déflecteur		Oui	

Diamètre des tubulures	Calandre		Tube	
		Entrée 16'' 150 RF	Sortie 16'' 150 RF	Entrée 16 ' A 18''B 150RF
Nombre de passe	Calandre : 1		Tube : 2	
Type de bride	WN RF			
Type de joint	10			

II.5 Le rôle de préchauffeur :

Le préchauffeur de la colonne de stabilisation est constitué de deux échangeurs de chaleur huile/huile avec leurs deux chambres (côté tubes) en série qui permettent de chauffer une partie ($\approx 80\%$) de l'huile provenant du dessaleur et d'obtenir la température requise pour l'alimentation chaude de la colonne. Le préchauffage est fourni par l'huile stabilisée (via le côté calandre des échangeurs), issue du fond de la colonne de stabilisation. La température en sortie du préchauffage de la colonne de stabilisation côté calandre est régulée par le contrôleur de température 21-TIC-0X101 (température de consigne de 120°C) qui agit en « split-range » sur les vannes 21-TV-0X101 A, en sortie huile chaude (côté calandre) du second échangeur en ligne (PX0-GA-21-01A), et 21-TV-0X101 B agit elle, comme by-pass à l'arrivée huile chaude (côté calandre) du premier l'échangeur en ligne (PX0-GA-21-01 B)[8].

Tableau II.2 caractéristiques thermiques de préchauffeur P30-GA-21-01 A/B.

Equipement	PX0-GA-21-01 A/ B
Chaleur échangée	14,9MW
Pression de service	6,9 Bar (tubes)/5,6(calandre)
Température de service entrée	68°C (tubes) / $135\text{-}160^{\circ}\text{C}$ (calandre)
Température de service sortie	$82\text{-}114^{\circ}\text{C}$ (tubes) / 120°C (calandre)
Pression de calcul	23Bar (tubes)/8,8Bar(calandre)
Température de calcule	160°C (tubes)/ 206°C (calandre)

II.6 Problèmes de fonctionnement des échangeurs :

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 latente 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 et est en phase d'être régie par une normalisation européenne. Dans notre cas en prenons le problème d'encrassement comme cas d'étude.

II.6.1 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.

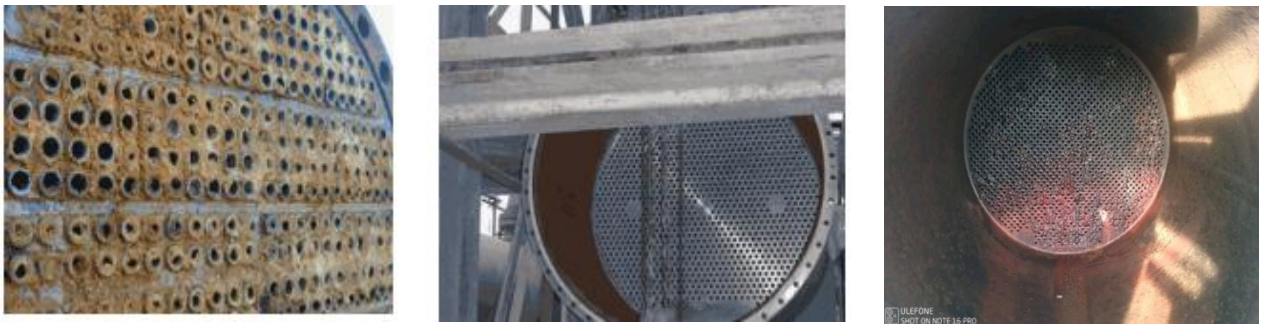


Figure II.9 Echangeur encrassé et propre[8].

II.6.2 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.

II.6.3 Impact d'encrassement sur le dimensionnement des échangeurs :

D'un point de vue thermique, l'encrassement d'un échangeur se traduit par la diminution de ses performances. En effet, les différents dépôts localisés sur la surface d'échange génèrent

une résistance thermique supplémentaire qui s'oppose au transfert de chaleur à travers la paroi et par suite une diminution du coefficient d'échange global. Et pour cela Il existe des procédés mécaniques et chimiques de prévention de l'encrassement pendant le fonctionnement de l'échangeur. L'objectif de ces procédés est non seulement une amélioration notable des performances, mais également une augmentation de l'aduré de service entre deux arrêts programmés (pour maintenance)[8].

II.6.4 Maintenance de l'échangeur :

Selon la réglementation ministérielle, les appareils à pression à gaz qu'on nomme APG subissent deux révisions systématiques, la première est la révision triennale, c'est-à-dire chaque trois ans, ou l'appareil est présenté à un inspecteur d'un organisme de contrôle agréé par l'état (Sonatrach travaille avec ENACT : entreprise nationale de contrôle technique), la deuxième est la révision décennale c'est-à-dire chaque 10 ans. L'appareil doit être présenté et inspecté par ENACT et en plus doit subir un test hydrostatique en présence de l'inspecteur. Avant d'entrer dans les détails, parlons un peu de la maintenance des échangeurs de chaleur. Chaque installation pétrolière possède des équipements statiques : colonne, échangeurs de chaleur, four, aérons réfrigérants, ballons et rebouilleurs.

Pour assurer un bon fonctionnement de ces sites pétroliers, un organisme bien détaillé soit étudié et réalisé. Cet organisme est composé de directions ou divisions qui s'occupent de tâches de travail.

- La direction exploitation veille sur la marche et la production du site.
- La direction maintenance suit toutes les opérations de réparation et de changement des machines endommagées
- La direction sécurité sensibilise les travailleurs sur la sécurité des installations et intervient en cas d'incendie ou accident de travail.
- La direction logistique sert de support à toutes ces directions (besoin matériels spécifiques comme grue grand tonnage, chariots élévateurs, camions)

En dehors de ces deux systèmes de révisions cités ci-dessus, le service maintenance pratique deux sortes de maintenance :

- a. Maintenance préventive .
- b. Maintenance curative.

a. Maintenance préventive :

C'est une maintenance systématique. Un contrôle routinier est réalisé par les gens de la maintenance (mécaniciens, électriciens, instrumentiste, informaticiens) Pour les échangeurs qui nous concernent on observe :

- Etanchement de fuite au niveau des boites.
- Changement d'instruments de régulation défectueux.

b. Maintenance curative :

Mélange de deux produits qui circulent dans l'échangeur (tubes percés ou dudgeonnage défectueux), pour réparer ces deux problèmes procéder au test d'étanchéité coté calandre et obturer les tubes percés ou dudgeonner les tubes fuyards.



Figure II.10 Outil de dudgeonnage des tubes.

II.7 Présentation de la révision décennale :

Suivant un programme bien déterminé chaque unité de production doit être arrêtée pour entamer la révision de ces équipements qui étaient en service. En plus de la tâche des tests hydrostatiques programmée dans la révision décennale les mêmes tâches seront réalisées dans les deux révisions. Suivi de la révision du préchauffeur :

A. Opération de démontage :

- 1) Installation des échafaudages.
- 2) Dé calorifugeage des parties boulonnées.
- 3) Mise sous joints pleins coté calandre.
- 4) Démontage de la boîte de distribution, calotte et tête flottante.
- 5) Extraction du faisceau en utilisant un extracteur de faisceau et une grue.
- 6) Transfert de toutes ces pièces vers la plate-forme de nettoyage.



Figure II.11 Extracteur faisceau.

B. Opération de nettoyage :

- 1- Nettoyage interne de la calandre.
- 2- Nettoyage des faisceaux tubulaires intérieurement et extérieurement.
- 3- Nettoyage des boites de distribution, calottes et têtes flottantes.

C. Inspection :

Une 1ère inspection a été réalisée avant le nettoyage. Constatation d'un encrassement dans les tubes. Présence de paraffine dans la tête flottante, extérieurement les faisceaux apparaissent propres. On conclut que les tubes sont encrassés à l'intérieur à cause de brut non stabilisé.

Une 2ème inspection sera réalisée après le nettoyage. Aucune réserve de la part d'inspection. Les tubes sont bien nettoyés intérieurement et extérieurement, pas de déformation des chicanes, aucune corrosion n'apparaît sur les surfaces des tubes. Remontage des faisceaux sur site et préparation pour test hydrostatique :

D. Test hydrostatique :

➤ Test coté calandre :

Une fois les faisceaux sont sur site on place les anneaux de test avant et arrière. On place 02 vannes de test l'une au point de vidange et l'autre au point de l'évent, on remplit la calandre avec de l'eau traitée et on place un manomètre et un enregistreur de pression, on gonfle à la pression d'épreuve par palier, après 2 heures d'attente un bon diagramme est tracé dans l'enregistreur (aucune fuite et aucun tube percé : test positif).

- Décompression par palier, vidange et soufflage à l'air de la calandre.

➤ Test coté tube :

On démonte les anneaux de test et on remonte la boîte de distribution et la tête flottante. Mise en place d'un enregistreur et d'un manomètre étalonnés on remplit les tubes avec l'eau traité et on gonfle à la pression d'épreuve par palier. Après 2 heures d'attente : aucune fuite à signaler, la charte de diagramme est bonne.

- Décompression, vidange et soufflage à l'air des tubes.
- Remise en place la calotte et dépose les joints pleins coté calandre.
- Le préchauffeur est prêt à remettre en service après installation des instruments de régulation.



Figure II.12 Quelques équipements utilisés dans le test hydrostatique.

II.8 Conclusion :

L'utilisation industrielle des échangeurs de chaleur ne pose pas de problèmes particuliers dans le cas où les parois des surfaces d'échange restent propres pendant toute la durée du fonctionnement de l'appareil. Mais dans de nombreuses applications, il n'en est pas ainsi. La circulation de l'un des fluides est souvent accompagnée de la formation de dépôt et habituellement, l'épaisseur de ce dernier croît avec le temps. Or la présence de ces dépôts réduit le flux thermique et empêche de réaliser entièrement l'opération désirée. Il est donc indispensable de procéder à un nettoyage périodique d'un tel échangeur.

Chapitre III
Calcul thermique et
dynamique

III.1 Etude expérimentale du colmatage :

L'étude d'un échangeur de chaleur permet de dimensionner un dispositif fournissant un service thermique donné avec une surface d'échange et une géométrie optimales. En fait, il s'agit de fournir à l'utilisateur un échangeur aussi économique que possible. Face aux contraintes technologiques (taille, standardisation, etc.) et économiques, un compromis doit être trouvé entre la puissance de pompage et le coût d'un échangeur.

III.2 Objectif du calcul :

L'objectif de notre calcul concerne principalement la vérification des performances de l'échangeur P30GA-21-01 A/B après nettoyage et changement des tubes (retubage), en calculant la résistance au colmatage, ses pertes de charge et son efficacité. Et dans la deuxième partie, nous nous intéressons au suivi des performances de l'échangeur dans le temps avant la maintenance.

Dans le cas de notre étude, le préchauffeur est composé de deux échangeurs placés en série, pouvant être considérés comme un seul échangeur ayant les caractéristiques suivantes :

- Le même débit de brut traverse le côté tube de chaque échangeur.
- Le même débit de brut traverse le côté enveloppe de chaque échangeur.
- Le nombre total de tubes est la somme des tubes de chaque échangeur.
- Le nombre total de passages du côté tube est égal à deux fois le nombre de passages du côté tube de chaque échangeur.
- Les températures d'entrée et de sortie des fluides sont prises aux extrémités de la bobine.
- Le débit volumique du brut reste constant le long du circuit de préchauffage.

a. Simplification des hypothèses :

Nous nous limitons dans notre étude à l'aspect thermique du problème, en posant certaines hypothèses à cet égard, à savoir :

- Le régime est permanent.
- Les propriétés thermo physiques des fluides sont constantes (dans l'intervalle de température considéré).
- L'échangeur est adiabatique.
- Le transfert de chaleur se fait par convection et conduction.
- La seule surface d'échange est la surface de séparation des deux fluides (pas de changement de phase).

Les caractéristiques de ces changeurs sont présentées dans le tableau suivant :

III.3 Données d'échange :

Tableau III.1 Caractéristiques de conception des préchauffeurs (A et B) pour la chaleur et les fluides.

	Côté calandre	Côté tube
fluide circulant	brut stabilisé	Brut non stabilisé
Débit entrant (kg/h)	M=539 081,1	m=454452,2
Température d'entrée (°C)	Ti=160	ti=68 =68 ,1
Température de sortie (°C)	To =119,8	to=114,1
Nombre de passes	02	4
Perte de charge (bar)	0.7	0.6
Densité à 15°	0.79	0.78
Chaleur spécifique à pression constante (Kj/kg°C)	2.466	2.198
Facteur d'encrassement (m² k° / w)	0.00035	0.00035
Tubes Diamètre extérieur (m)	25,4 10 ⁻³	
Diamètre intérieur de la calandre (m)	1.2	
Nombre des Tubes	1830	
Hauteur : triangulaire (m)	31,75 10 ⁻³	
Épaisseur du tube (m)	2,77 10 ⁻³	
Longueur du tube (m)	6.096	

III.4 calcul de la résistance à l'encrassement :

Pour accéder à la résistance à l'encrassement Fr [9], il faut déterminer :

- Au démarrage de l'installation, le coefficient d'échange en conditions propres Up .
- Périodiquement, le coefficient d'échange global dans des conditions encrassant les USA .
- La résistance à l'encrassement est donnée par $R = 1/Us - 1/Up$.

Pour le calcul d'un échangeur tube et calandre, cette méthode est semi-empirique, basée sur des travaux expérimentaux sur des échangeurs commerciaux.

III.4.1 les propriétés physiques des deux fluides :

Les corrélations utilisées pour le calcul des propriétés physiques des deux fluides sont représentées dans le tableau suivant :

Tableau III.2 corrélations utilisées pour le calcul des propriétés physiques des deux fluides

propriétés physiques	Corrélations	condition d'utilisation
Densité	$d_4^T = d_4^{15} - \alpha(T_m - 15)$	T(c°) $\alpha=0.00075 d_4^{15}:0.765-0.770$ $\alpha=0.00075 d_4^{15}:0.785-0.795$ $\alpha=0.00075 d_4^{15}:0.795-0.800$
Chaleur spécifique (KJ/Kg°C)	Relation de Gragoe: $C_p=(0,388+0,00045*T_m*4,18$ $7/(spgr60/60)0,5$	32F° < T < 400F° 0,96 <spgr60/60<0,96
viscosité Dynamique (kg/ms)	$\mu=A*e^{B/T_m}$	T (K) Pour le brut $A=1,06 \times 10^{-3}$ $B=15,003$
conductivité Thermique W/m2 K	$\lambda = 0,17 - (1,418 \times 10^{-4} T_m)$	T(K)

III.4.2 Bilan thermique:

Somme des énergies entrantes = somme des énergies sortantes

$$Q = MC_p \cdot (T_1 - T_2) m \cdot C_p' (t_1 - t_2) \quad (3.1)$$

$$Q = MC_p \cdot (T_1 - T_2) m \cdot C_p' \cdot (t_1 - t_2) \quad (3.2)$$

QV : Débit volumétrique du fluide côté calandre (m3/h)

Q'V : Débit volumétrique du fluide côté tube (m3/h).

ρ : la masse volumique côté calandre (kg/m3) .

ρ' : la masse volumique côté faisceau (kg/m3) .

Cp : Chaleur moyenne (kJ/kg C).

T_1 : Température d'entrée côté calandre (C°).

T_2 : Température de sortie côté calandre (C°).

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

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

III.4.3 Calcul de la différence de température moyenne (ΔTLM) :

La différence de température est donnée par :

$$\Delta TLM = \frac{(\Delta T_{max} - \Delta T_{min})}{\log\left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}\right)} \quad (3.3)$$

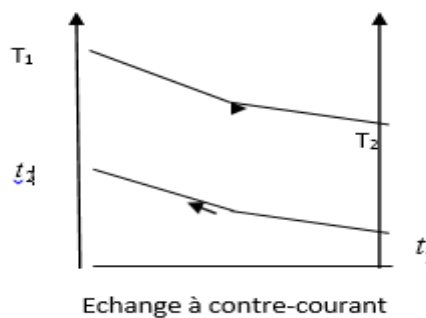
Par exemple :

T_1 : Température d'entrée calandre.

T_2 : Température de sortie calandre.

t_1 : Température d'entrée du tube.

t_2 : Température de sortie du tube.



Calcul de la température moyenne corrigée :

$$\Delta TLM_{Corrected} = \Delta TLM \cdot F \quad (3.4)$$

Où : F est déterminé à partir du graphique $F=f(R, E)$ (voir la figure 1 de l'annexe A).

$$R = (T_1 - T_2)/(t_2 - t_1) \quad (3.5)$$

Et :

$$E = t_2 - t_1 - T_1 - t_1 \quad (3.6)$$

Remarque :

- ✦ Le terme E caractérise l'efficacité de l'échange thermique .
- ✦ Le terme F mesure l'efficacité du dispositif par rapport au contre-courant pur .
- ✦ $0,8 < F < 1$ pour les échangeurs de chaleur à calandre et à tube avec quatre passes du côté du tube et deux passes du côté de la calandre.

III.4.4 Détermination de la température calorique T_c, t_c :

$$T_c = T_2 + F_c(T_1 - T_2) \quad (3.7)$$

$$t_c = t_1 + F_c(t_2 - t_1) \quad (3.8)$$

Avec : $F_s = f(k_c, R)$, $K_c = f(\Delta t, d)$ et $R = t_2 - t_1 / T_1 - T_2$ sont déterminés selon le graphique (voir annexe A figure N°2).

- **Calcul du coefficient de transfert :**

$$U_s = \frac{Q}{A \Delta T L M_c} \quad (3.9)$$

US : Coefficient de transfert

A : Surface d'échange globale m^2 obtenue à partir de design

III.4.4 Calcul de la résistance à l'encrassement par la méthode de kern :

La détermination du coefficient de transfert local U_p nécessite l'estimation des coefficients de film h_i et h_0 , les étapes suivantes seront présentées pour déterminer le coefficient de transfert propre

- **III.4.4.1 Côté tube :**

- **Section par passage :**

$$a_t = \frac{N_t}{n_t} * \frac{\pi d_t^2}{4} \quad (3.10)$$

- **Vitesse de masse G_T :**

$$G_t = \frac{m}{at} \quad (3.11)$$

Caractéristiques des fluides à T_c et t_c : C_p, d, λ

- **Calcul du nombre de Reynolds :**

$$R_e = \frac{(d_i * G_i)}{\mu} \quad (3.12)$$

- **Détermination j_h selon le nombre de Reynolds et le graphique (voir annexe A, graphique N°3) nous trouvons les coefficients j_h et F :**

$$j_h = \left(\frac{h_i * d_i}{\lambda} \right) * \left(\frac{c_p * \mu}{\lambda} \right)^{-\frac{1}{3}} * \Phi_t^{-1} \quad (3.13)$$

Donc :

$$\frac{h_i}{\phi_t} = j_h \left(\frac{\lambda}{d_i} \right) * \left(\frac{\mu * C_p}{\lambda} \right)^{\frac{1}{3}} \tag{3.14}$$

$$\left(\frac{h_{i0}}{\phi_t} \right) = \left(\frac{h_i}{\phi_t} \right) \left(\frac{d_i}{d_0} \right) \tag{3.15}$$

III.4.4. 2 Côté calandre :

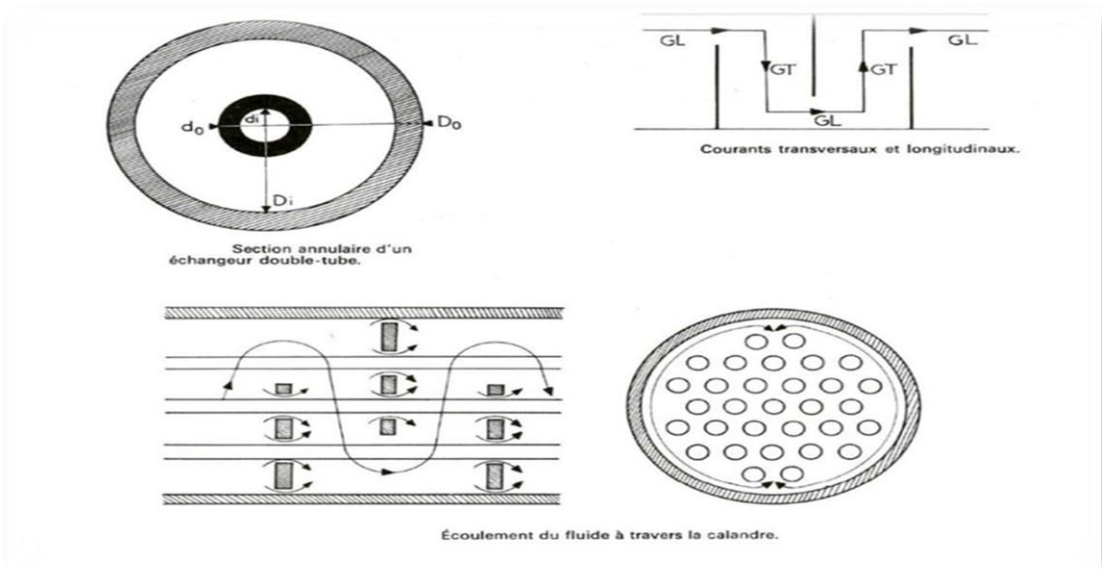


Figure III. 1 Écoulement de fluide à travers la calandre.

- **Section par Calandre :**

$$a_{ct} = \left(\frac{D_c}{P} \right) * (P - d_0) * B \tag{3.16}$$

- **Vitesse de masse G'_t :**

$$G'_t = \left(\frac{M}{a_{ct}} \right) \tag{3.17}$$

Caractéristiques du fluide T_c : CP' , d' , d , λ' .

- **Calcul du nombre de Reynolds :**

$$R'_e = \left(\frac{D_e * G'_t}{\mu'} \right) \tag{3.18}$$

- **Calcul du diamètre équivalent (D_e) :**

$$D_e = \left(\frac{4 * P^2}{\pi * d_0} \right) - d_0 \tag{3.19}$$

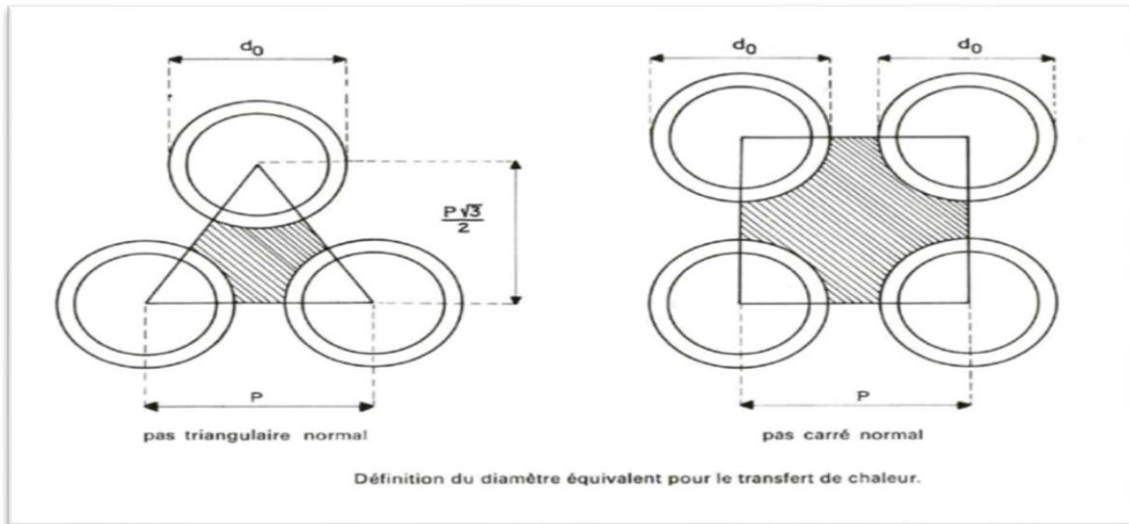


Figure III.2 Définition de diamètre équivalent .

Détermination $j_h D'$ après le nombre de Reynolds et le graphe (voir annexe A, graphe N° 4) on tire les coefficient j_h' et F' :

$$j_h' = \left(\frac{h_0 * De}{\lambda'}\right) * \left(\frac{cp' * \mu'}{\lambda'}\right)^{\frac{1}{3}} \Phi_S^{-1} \tag{3.20}$$

Donc :

$$\left(\frac{h_0}{\Phi_S}\right) = j_h' * \left(\frac{\lambda'}{De}\right) * \left(\frac{cp' * \mu'}{\lambda'}\right)^{\frac{1}{3}} \tag{3.21}$$

- Calcul de la température de paroi :

❖ La viscosité μ_p dépend de la température T_p :

$$T_p = tc - \frac{\frac{h_0}{\Phi_S}}{\frac{h_0}{\Phi_S} + \frac{h_{i0}}{\Phi_S}} (Tc - tc) \tag{3.22}$$

❖ Détermination de μ_t à t :

$$\Phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0.14} \tag{3.23}$$

$$h_{i0} = \left(\frac{h_{i0}}{\Phi_t}\right) * \Phi_t \tag{3.24}$$

- Calcul du coefficient de transfert propre :

$$U_P = \left(\frac{h_{i0} * h_0}{(h_{i0} + h_0)}\right) \tag{3.25}$$

- Coefficient de résistance à l'encrassement :

$$R_d = \frac{U_P - U_S}{U_P U_S} \tag{3.26}$$

III.4.6 Exemple de calcul :

Pour cet exemple, la date du (01/08/2020) qui correspond aux quelques jours du train 30 a été remis en service après la révision triennale 2020, la procédure de calcul de la résistance à l'encrassement est organisée comme ci-dessous :

❖ **Températures caloriques T_c, t_c :**

$$T_c = T_2 + F_c(T_1 - T_2) \qquad t_c = t_2 + F_c(t_1 - t_2) \qquad (3.27)$$

$$T_1 = 143.22^\circ\text{C} \qquad T_2 = 121.36^\circ\text{C} \qquad d_4^{15} = 0.8019$$

$$t_1 = 67.8^\circ\text{C} \qquad t_2 = 92.88^\circ\text{C} \qquad d_4^{15} = 0.7993$$

Selon (graphique N° 2 de l'annexe A), nous avons $F_s = 0.52$, et par conséquent

$$T_s = 131.83\text{C}^0 \text{ and } t_s = 80.86\text{C}^0$$

Propriétés physiques des deux fluides T_c et t_c :

Tableau III.3 Propriétés physiques des deux fluides

Brut stabilise				Brut non stabilisé			
ρ_h (kg/m3)	C_{ph} (KJ/Kg°C)	μ_h (kg/ms)	Λ_h (W/m K)	$\rho_{h'}$ (kg/m3)	$C_{pc'}$ (KJ/Kg°C)	$\mu_{c'}$ (kg/ms)	$\lambda_{h'}$ (W/m K)
719,797	2,093	0,0010996	0,113	752,90	1,9864	0,0011059	1,20

En utilisant les températures thermiques calculées précédemment et la corrélation dans le tableau (2) et les annexes, les propriétés physiques des deux fluides :

❖ **Calcul du Calcul du ΔTLM :**

$$\Delta TLM = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \qquad \Delta TLM = 51.93^\circ\text{C} \qquad (3.28)$$

❖ **Facteur de correction F_s :**

$$R = \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)} = 0.87 \qquad E = \frac{(t_1 - t_2)}{(T_1 - t_1)} = 0.33 \qquad (3.29)$$

Selon le graphique (voir annexe 01, graphique 1) $F_s = 0,98$.

$$\Delta TLM_c = \Delta TLM * F_c \Delta TLM = 50.89\text{C}^0 \qquad (3.30)$$

❖ Coefficient de transfert thermique sale U_S :

$$A = 851m^2$$

Par :

$$A = \frac{Q}{(U_S \times \Delta TLMC)} ET \quad U_S = \frac{Q}{A \times DTLMC} \tag{3.31}$$

$$U_S = 251.99w/m^2.K$$

Tableau III. 4 Valeurs calculées des paramètres relatifs à la géométrie des échangeurs

	Symboles	Relation	Valeur
Passage côté tube (m ²)	at	$at = \left(\frac{N_t}{n_t}\right) \times \left(\frac{\pi d_i^2}{4}\right)$ $di = d_o - 2e$	0,142
Grille côté passage d'air (m ²)	act	$act = (D_c/p) \times (p - d_o) \times B$	0,17
Diamètre hydraulique relatif du flux externe des faisceaux de tubes (m ²)	De	$De = (4 \times p^2 / \pi \times d_o) - d_o$	0,025

Calcul du coefficient de transfert propre U_p :

A. Côté tube (faisceau) :

➤ **Section par passage :**

$$a_t = \left(\frac{N_t}{n_t}\right) \times \left(\frac{\pi d_i^2}{4}\right) a_t = 0.142m^2 \tag{3.32}$$

➤ **Vitesse de masse G_t :**

$$G_t = \left(\frac{m}{at}\right) G_t = 826.06 kg.m^2.h \tag{3.33}$$

➤ **Calcul du nombre de Reynolds :**

$$Re = \left(\frac{d_i}{\mu}\right) \times G_t \quad Re = 14938.4378 \tag{3.34}$$

Selon le nombre de Reynolds et (voir annexe 01, graphique 3), les coefficients et F sont tirés :

$$j_h = \left(\frac{h_i \times d_i}{\lambda}\right) * (Cp \times \frac{\mu}{\lambda})^{-1/3} * \Phi_t^{-1} j_h \quad j_h = 50 \quad \text{et} \quad F = 0.05 \tag{3.35}$$

Donc :

$$\frac{h_i}{\phi_t} = jh \left(\frac{\lambda}{d_t} \right) \times (Cp * \frac{\lambda}{\mu})^{\frac{1}{3}} = \frac{790.125w}{m^2} . k \quad (3.36)$$

$$\frac{h_{i0}}{\phi_t} = \left(\frac{h_i}{\phi_t} \right) * \left(\frac{d_i}{d_0} \right) \left(\frac{h_{i0}}{\phi_t} \right) = 632.099w/m^2 . k \quad (3.37)$$

B. Côté calandre :

➤ Section par calandre :

$$a_{ct} = \left(\frac{D_c}{p} \right) * (p * d_0) * B \quad a_{ct} = 0,17m^2 \quad (3.38)$$

➤ Vitesse massique G_t' :

$$G_t' = \left(\frac{M}{a_{ct}} \right) \quad G_t' = 729,28kg/m^2h \quad (3.39)$$

➤ Calcul du nombre de Reynolds :

$$R'_e = \left(\frac{D_e * G_t'}{\mu} \right) \quad (3.40)$$

➤ Calcule du diamètre (D_e) :

$$D_e = \left(\frac{4 * p^2}{\pi * d_0} \right) - d_0 \quad D_e = 0.025m \quad R'_e = 16575,3511 \quad (3.41)$$

Selon le nombre de Reynolds (voir Annexe A, graphe N° 4 on tire les coefficients j'_h et F'

$$j'_h = \left(\frac{h_0 * D_e}{\lambda'} \right) * \left(\frac{c_p * \mu}{\lambda'} \right)^{-\frac{1}{3}} * \phi_c^{-1} j'_h = 73 \text{ et } F' = 0,073 \quad (3.42)$$

Donc

$$\left(\frac{h_{i0}}{\phi_t} \right) = j_h \left(\frac{\lambda}{d_i} \right) * \left(\frac{Cp * \mu}{\lambda} \right)^{\frac{1}{3}} = 790,125 W/m^2K \quad (3.43)$$

$$\left(\frac{h_{i0}}{\phi_t} \right) = \left(\frac{h_i}{\phi_t} \right) \left(\frac{d_i}{d_0} \right) \left(\frac{h_{i0}}{\phi_t} \right) = 632,099W/m^2K \quad (3.44)$$

C. Côté calandre :

➤ Section par calandre :

$$a_{ct} = \left(\frac{D_c}{p} \right) * (p - d_0) * B \quad a_{ct} = 0,17m^2 \quad (3.45)$$

➤ Vitesse massique G_t' :

$$G_t' = \left(\frac{M}{a_{ct}} \right) \quad G_t' = 729,28Kg / m^2h \quad (3.46)$$

➤ Calcul du nombre de Reynolds :

$$R'_e = \left(\frac{D_e * G_t}{\mu'} \right) \quad (3.47)$$

➤ Calcul du diamètre (D_e) :

$$D_e = \left(\frac{4 * p^2}{\pi * d_0} \right) - d_0 \quad D_e = 0,025 m R'_e = 16575,3511 \quad (3.48)$$

Selon le nombre de Reynolds (voir annexe A, graphe N° 4) on tire les coefficients j'_h et F' :

$$j'_h = \left(\frac{h_0 * D_e}{\lambda} \right) * \left(\frac{C_p * \mu'}{\lambda} \right)^{\frac{1}{3}} * \phi_c^{-1} j'_h = 73 \text{ et } F' = 0,073 \quad (3.49)$$

Donc :

$$\left(\frac{h_e}{\phi_c} \right) = j'_h \left(\frac{\lambda}{D_e} \right) * \left(\frac{C_p * \mu'}{\lambda} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{h_0}{\phi_c} \right) = 1425,35 w/m^2.k \quad (3.50)$$

$$T_p = t_c - \frac{\frac{h_0}{\phi_c}}{\frac{h_0}{\phi_c} + \frac{h_{i0}}{\phi_s}} (T_c - t_c) \quad T_p = 110,78^\circ C \quad (3.51)$$

➤ Détermination des viscosités des fluides à la température T_p :

$$\mu_p = 0,00110224 \text{ kg/msa} \quad T_p = 110,78$$

μ_t et μ'_t :

$$\mu_t = 0,00109996 \text{ kg/ms.} \quad \mu'_t = 0,00110596 \text{ Kg/ms.}$$

$$\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad \phi_t = 0,99970985 \quad (3.52)$$

$$\phi_c = \left(\frac{\mu'}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad \phi_c = 1,00047128 \quad (3.53)$$

$$h_{i0} = \left(\frac{h_0}{\phi_t} \right) * \phi_t \quad h_{i0} = 632,397758 \text{ W/m}^2.k \quad (3.54)$$

$$h_0 = \left(\frac{h_0}{\phi_c} \right) * \phi_c \quad h_0 = 898,245 w/m^2.k \quad (3.55)$$

$$U_p = \left(\frac{h_{i0} * h_0}{(h_{i0} + h_0)} \right) U_p = 371,117 \text{ W/m}^2.k \quad (3.56)$$

La résistance d'encrassement se calcule au moyen du coefficient global de transfert de chaleur relative à la surface sale et propre calculée précédemment.

$$R_d = \frac{U_p - U_s}{U_p U_s} \quad R_d = 0,0127 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W} \quad (3.57)$$

III.4.7 Algorithme de calcul utilisant la méthode KERN :

Le calcul de la résistance à l'encrassement par la méthode KERN est effectué en suivant le diagramme illustré dans la figure suivante :

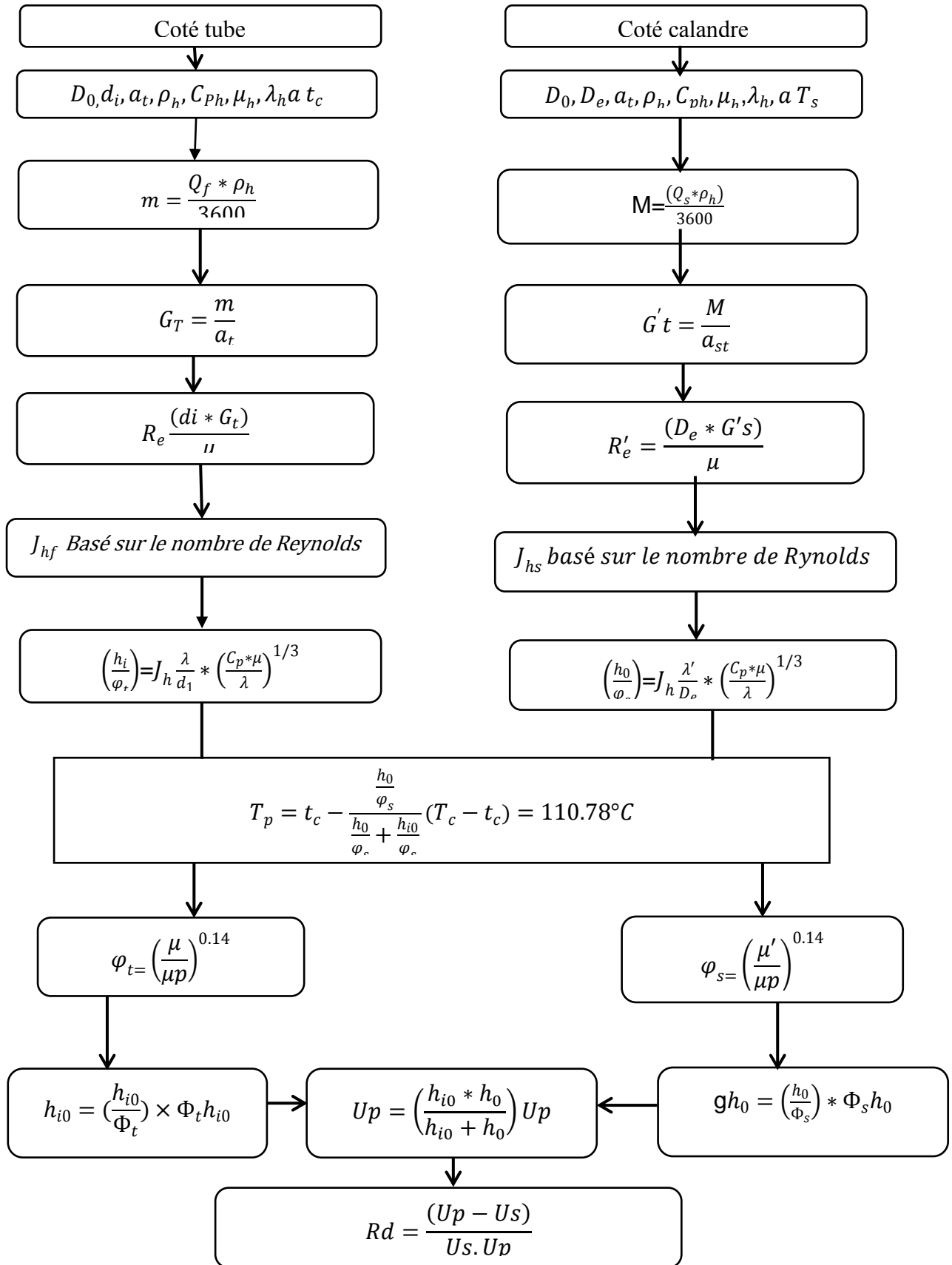


Diagramme de la méthode KERN.

III.5 Résultats et interprétation :

A. Avant révision 2020 :

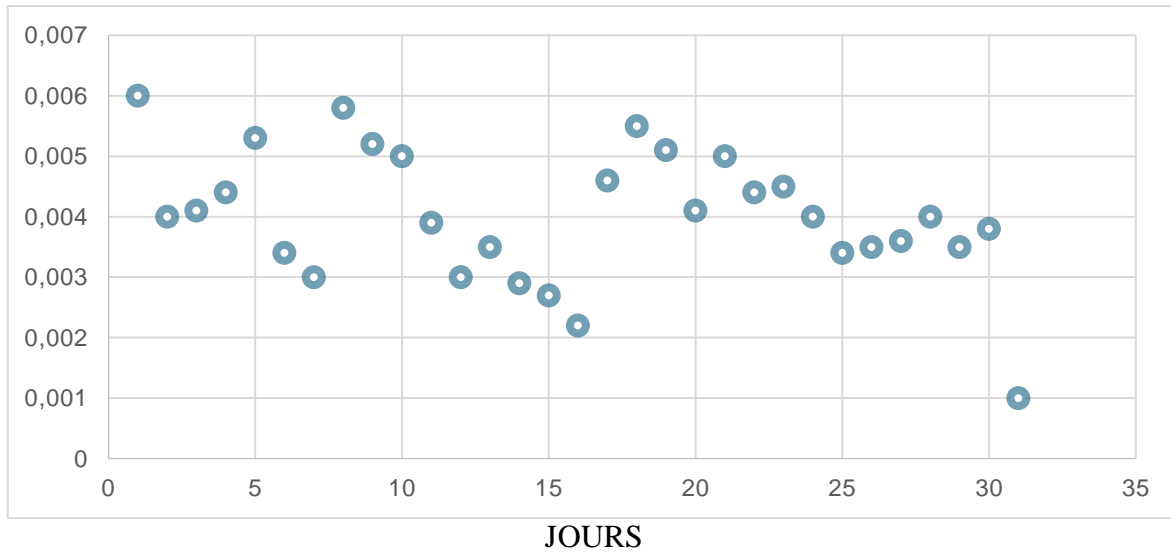


Figure III.3 L'évolution de la résistance à l'encrassement au cours du mois de janvier.

B. Après révision 2020 :

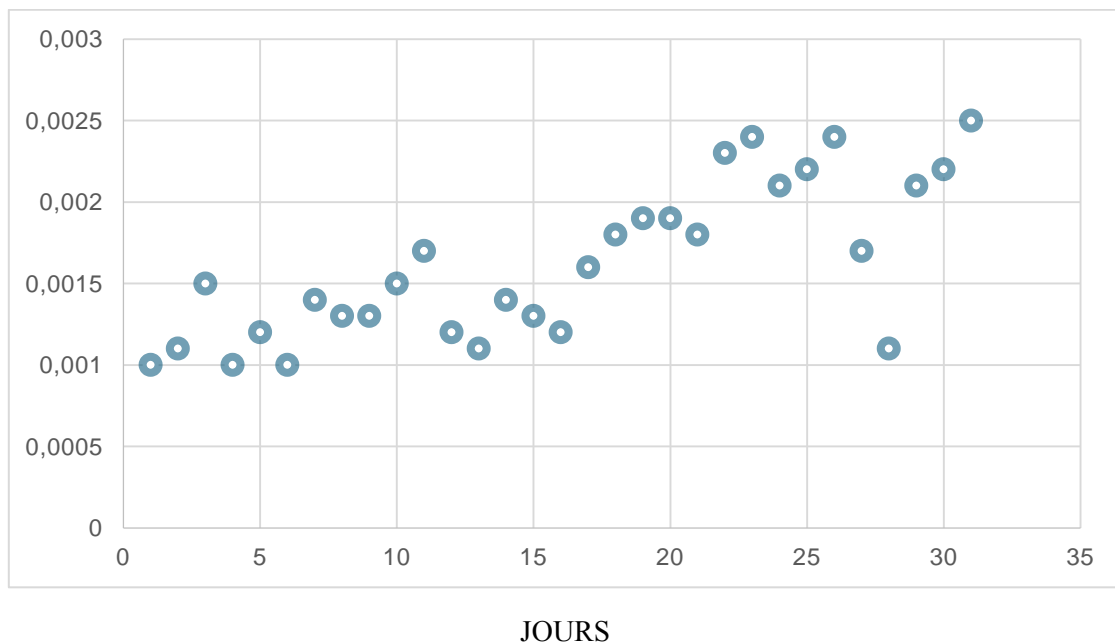


Figure III.4 L'évolution de la résistance à l'encrassement au cours du mois de mars.

La valeur de la résistance d'encrassement R_d oscille entre 0,003 et 0,006 m^2k/w (figure III.3).

L'augmentation de la valeur de la résistance pour le mois avant la révision s'explique par la présence importante des dépôts sur les surfaces d'échanges coté tubes jusqu'à une valeur pratiquement stable,

La fluctuation de R_d est due à la variation des paramètres du processus entre autre débit et température au niveau de la batterie de préchauffeur.

L'évolution de la résistance d'encrassement en fonction du temps suit une allure linéaire, la valeur de la résistance d'encrassement R_d après la révision oscille entre 0,001 et 0,0025 $m^2 k^\circ / w$ (figure III.4).

La diminution de R_d est due au nettoyage des tubes de la batterie de préchauffeur.

D'après les figures (III.3, III.4), nous remarquons que la résistance d'encrassement en fonction de temps n'est pas constante, elle est supérieure à celle de design, sachant que le débit est faible par rapport au design.

A la lumière des figures (III.3, III.4) on peut dire que la résistance d'encrassement du préchauffeur, calculée pendant les deux mois de monitoring, est élevée par rapport à celle tolérée au design, cela constitue un moyen d'évaluations de l'importance de dépôt formé sur la surface d'échange coté tubes.

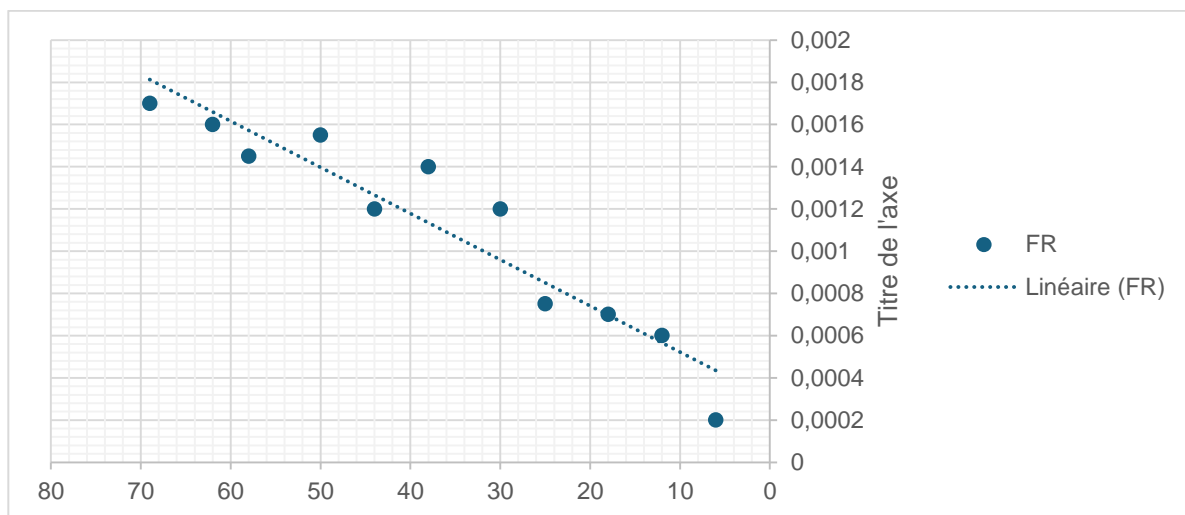


Figure III.5 L'évolution de la résistance d'encrassement en fonction de la température côté tube

La figure (III.5) représente l'évolution de la résistance d'encrassement en fonction de la température de brut non stabilisé coté tube qui est une courbe linéaire croissante donc on conclut que l'augmentation de la température du fluide au-dessus de 68°C valeur design, favorise l'élévation de la résistance d'encrassement et par conséquent la formation du dépôt sur les parois des tubes.

III.6 L'évolution des pertes de charge en fonction du temps :

➤ **Avant la révision :**

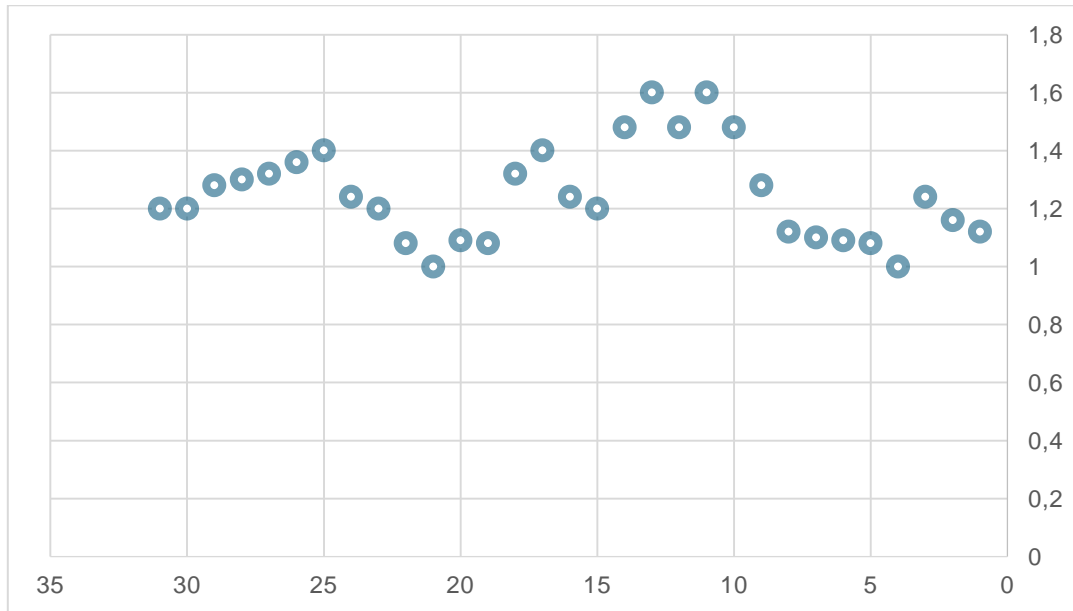


Figure III. 6 L'évolution des pertes de charge côté tube au cours du mois de janvier.

D'après la figure, la perte de charge coté tubes en fonction de temps durant le mois de janvier avant la révision n'est pas constante, elle est très inférieure celle de design. Ceci est expliqué par la présence des dépôts à l'intérieur des tubes.

➤ **après révision :**

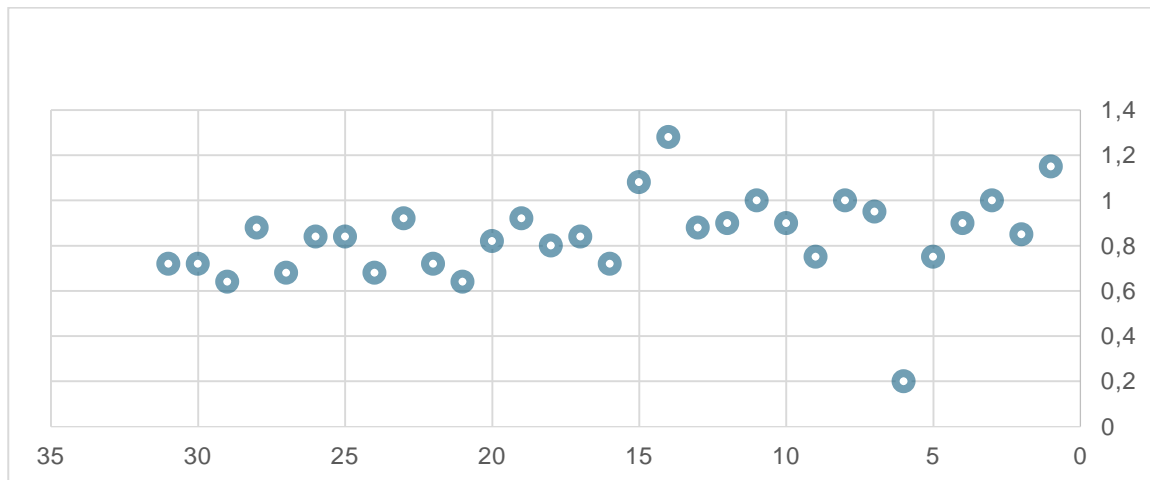


Figure III.7 L'évolution de perte de charge côté tube au cours du mois de mars.

D'après la figure III.7 la perte de charge coté tubes en fonction de temps durant le mois mars juste après la révision n'est pas constante, cette fluctuation est due à la variation de débit, elle varie entre 0,6 et 1,2 bar presque la valeur de design (0,9 bar) parce que les tubes sont propres.

3.2 Calcul des pertes de charge théorique :

a) Coté tube :

$$\Delta P_t = \frac{n_c \cdot n_t \cdot G_T^2}{3,75 \cdot 10^{12} \cdot \text{spg}(60/60)} \times \left[\frac{F_t \cdot L}{d_i \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_t}\right)^{0,14}} + 2 \right] \quad \text{et} \quad \phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14}$$

$$d_i = d_0 - 2e \quad \text{et} \quad F_t = 0,00280 + 0,250 R_e^{-0,32}$$

n_c : Nombre de passe côté calandre.

n_t : Nombre de passe côté tube.

G_T : Vitesse massique.

F_t : Facteur de friction a l'intérieur des tubes en fonction de nombre de Reynolds.

d_i : Diamètre interne des tubes.

L : la longueur des tubes.

ϕ_t : Correctif coté tube.

b) Coté calandre :

$$\Delta p_c = \frac{n_c \cdot F_{ct} \cdot G_{ct}^2 \cdot (N_c + 1) \cdot D_c}{3,75 \cdot 10^{12} \cdot d \cdot D_e \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_t}\right)^{0,14}} \quad \phi_c = \left(\frac{\mu'}{\mu_p}\right)^{0,14}$$

$$F_t = 0,00280 + 0,250 R_e^{-0,32} \quad D_e = \left(\frac{4 \cdot P^2}{\pi \cdot d_0}\right) - d_0$$

n_c : Nombre de passe côté calandre.

N_c : Nombre de chicane.

G_{ct} : Vitesse massique.

F_{ct} : Facteur de friction de la calandre en fonction de nombre de Reynolds.

D_e : Diamètre équivalent.

D_c : Diamètre de la calandre.

ϕ_c : Correctif coté calandre. (spgr60/60).

Premier cas avant la révision :

c) Coté tube :

$$F_t = 0.00280 + 0.250R_e^{-0.32}$$

$$R_e = 11367,768 \quad F_t = 0.00280 + 0.250(11367,768)^{-0.32} = 0,01539285$$

$$n_c = 2$$

$$n_t = 4$$

$$G_t = 628,400395 \text{ m/s}$$

$$d_4^{15} = 0,7986$$

$$d_i = d_0 - 2e = 0,02 \text{ m}$$

$$L = 6,096 \text{ m}$$

$$t\phi = 1,00044625$$

$$\Delta P_t = \frac{4.2. (628,400395)^2}{3,75. 10^{12}. 0,7986} \left[\frac{0,01539285. 6,096}{1,00044625. 0,02} + 2 \right] = 1,3562. 10^{-5} \text{ pascal} = 1,3562 \text{ bar}$$

d) Coté calandre :

$$R_e = 14894,8121 \quad F_t = 0,00280 + 0,250 (14894,8121)^{-0.32} = 0,01434965$$

$$D_e = \left(\frac{4 * P^2}{\pi * d_0} \right) - d_0$$

$$n_c : 2$$

$$N_c : 17$$

$$G_{cT} : 655,160535$$

$$D_e : 0,025 \text{ m.}$$

$$D_c : 1,2.$$

$$\phi_c : 0,99969234$$

$$d_4^{15} = 0,8042$$

$$\Delta P_c = \frac{2.0,01434965. (655,160535)^2. (17 + 1). 1,2}{3,75. 10^{12}. 0,8042. 0,025. 0,99969234} = 8,22855 \cdot 10^{-6} \text{ pas} = 0,8228551 \text{ bar}$$

III.7 Calcul de l'efficacité du préchauffeur :

On définit l'efficacité (ε) de la batterie préchauffeur de la manière suivante :

❖ **Cas design :**

$$\varepsilon = Q/Q_{max} = (t_2 - t_1)/(T_1 - t_1) \quad T_1 = 160c^0, t_1 = 68.1c^0, t_2 = 114c^0$$

$$\varepsilon = Q/Q_{max} = (114 - 68,1)/(160 - 68,1) = 50\%$$

T_1 : Entrée calandre

t_2 : Sortie côté tube

t_1 : Entrée côté tube

❖ **Cas actuel :**

1er cas après révision :

$$\varepsilon = Q/Q_{max} = (t_2 - t_1)/(T_1 - t_1) \quad T_1 = 151,83c^0, t_1 = 75.95c^0, t_2 = 100,9c^0$$

$$\varepsilon = Q/Q_{max} = (100,9 - 75,95)/(151.83 - 75.95) = 33\%$$

❖ **Cas avant révision :**

$$\varepsilon = Q/Q_{max} = (t_2 - t_1)/(T_1 - t_1) \quad T_1 = 133,52c^0, t_1 = 70,33c^0, t_2 = 89,12c^0$$

$$\varepsilon = Q/Q_{max} = (89,12 - 70,33)/(133,52 - 70,33) = 29\%$$

On remarque qu'il y a un écart important entre l'efficacité cas design et cas actuel, cela se justifie par l'encrassement et au faible débit par rapport au design.

III.8 Calcule le débit de pétrole brut non stabilisé (cote tube) :

Connaissant la charge thermique cédée, on peut calculer le débit de brut non stabilisé selon la formule :

$$Q = C_P G_1 (T_e - T_s) = G_2 \cdot C_P (t_s - t_e)$$

Donc :

$$G_2 = \frac{Q_1}{C_P (t_s - t_e)} \quad \text{et} \quad Q_1 = G C_P (T_e - T_s)$$

Où :

Q : La quantité de chaleur cédée par le brut stabilisé.

C_p : La chaleur spécifique.

T_E, T_S : Les températures d'entrée et de sortie de brut stabilisé (coté calandre).

t_e, t_s : Les températures d'entrée et de sortie de brut stabilisé (coté calandre).

- **1 er cas avant la révision :**

$$Q = G_1 C_p (T_2 - T_1) = 72117,49 \times 2,108 \times (151,47 - 123,53) = 21921620,33 \text{Kj/h}$$

- ❖ **Cote calandre**

$$G_1 = 72117,49 \text{kg/h} , C_p = 2108 \text{kJ/kg} , T_1 = 151,47 \text{c}^0 , T_2 = 123,53 \text{c}^0$$

- ❖ **Côté tube :**

$$C_p = 20261 \text{kJ/kg} , T_1 = 73,25 \text{c}^0 , T_2 = 100,47 \text{c}^0$$

$$G_2 = \frac{21921620,33}{2,026 \cdot (100,47 - 73,25)} = 397497,082 \text{kg/h} , G_2 = 397497,082 \text{kg/h}$$

- **2e cas après la révision :**

$$Q = G_1 C_p (T_2 - T_1) = 4150082108(151830 - 128570) = 21897452 \text{kJ/h}$$

- ❖ **Côté calandre :**

$$G_1 = 415008 \text{kg/h} , C_p = \text{kJ/kg} , T_1 = 151830 \text{c}^0 , T_2 = 128570 \text{c}^0$$

- ❖ **Côté tube :**

$$C_p = 20048 \text{kJ/kg} , T_1 = 75,95 \text{c}^0 , T_2 = 100,91 \text{c}^0$$

$$G_2 = \frac{21897452,709}{2,0048 \cdot (100,91 - 75,95)} = 437590,349 \text{kg/h}$$

III.9 Comparaison entre le marché actuel et le marché du design :

Tableau III.5 Comparaison entre les paramètres actuels et les paramètres de conception

	Cas design	Cas actuel
Débit de pétrole brut stabilisé (kg/h)	539081 ,1	437590,349
$T_{1\text{entrée}}$ (c°)	160	151.830
$T_{2\text{sortie}}$ (c°)	119.8	128.570
ΔT_{LM} corrigé (c)	46.1	50.73
ΔP (bar)	0.9	0.8

ε efficacité (%)	50	33
Débit de pétrole brut instable (kg/h)	455041,8	397497,082
t_1 entrée (c°)	68 ,1	70.950
t_2 sortie (c°)	114.1	95.910
ΔP (bar)	0.9	1.3
U_s (w/m ² k)		235.08
U_p (w/m ² k)	380	341.879
Fr (m ² k /w)	0.00035	0.00300

III.10 Conclusion

L'objectif de ce travail est d'étudier le comportement dynamique et thermique de deux écoulements dans un échangeur de chaleur dans le cas actuel d'un échangeur calandre et tubulaire et le cas de conception dans la veine d'écoulement du fluide.

Au-delà de cette étude, une attention particulière a été portée à la batterie des préchauffeurs (A et B) du train 30, les fluides entrants : le brut non stabilisé et le brut stabilisé respectivement (côté tube et côté calandre) Ils sont très salissants et posent des défis importants pour l'efficacité et la durée de vie.

La surveillance des échangeurs de chaleur permet une bonne connaissance de l'évolution des paramètres thermiques et dynamiques des deux fluides dans les conditions spécifiques du procédé. C'est le but de cette étude. La formation de dépôts (encrassement) est une résistance thermique qui provoque des perturbations dans ces paramètres.

L'étude réalisée sur cet échangeur Tube-Calandre (Shell) montre qu'il rencontre des problèmes qui se manifestent par la présence de résistances supplémentaires et une augmentation des pertes de charges. Ce changement entraîne l'incapacité d'assurer l'échange de chaleur. D'où la nécessité d'augmenter sa surface d'échange.

Cette étude permet d'optimiser les paramètres de fonctionnement actuels et de les comparer avec ceux des cas de conception, estimant ainsi les différentes méthodes possibles pour éliminer l'encrassement des tubes afin d'améliorer l'efficacité de l'échangeur de chaleur.

Une étude complémentaire, c'est-à-dire une analyse qualitative des gisements, est plus que nécessaire pour mieux comprendre et maîtriser le phénomène d'encrassement.

Conclusion Générale

Conclusion Générale

L'objectif de ce travail est d'étudier le comportement dynamique et thermique de deux écoulements dans un échangeur de chaleur dans le cas actuel d'un échangeur faisceau et calandre et le cas design dans la veine d'écoulement des fluides.

Le monitoring des échangeurs de chaleur permet la bonne connaissance de l'évolution des paramètres thermique et dynamique des deux fluides sous les conditions spécifiques au processus .C'est le but de cette étude. La formation des dépôts (encrassement) est une résistance thermique qui provoque des perturbations dans ces paramètres.

Cette étude a été menée dans le but d'analyser le comportement dynamique et thermique de deux écoulements dans un échangeur de chaleur. La surveillance de cet échangeur a révélé des problèmes liés à la formation de dépôts, entraînant une augmentation des résistances supplémentaires et des chutes de pression, ce qui compromettrait l'échange de chaleur. Suite à une révision et un entretien, la résistance à l'encrassement a été réduite, passant de $0,001 < R_d < 0,006$ à $0,001 < \Delta p < 0,0025$, avec des chutes de pression diminuant de $1 < \Delta p < 1,6$.

Cette amélioration démontre l'importance d'une surveillance continue des échangeurs de chaleur et de l'analyse qualitative des dépôts pour optimiser leur efficacité et assurer un fonctionnement optimal



Annexe

Les abaques

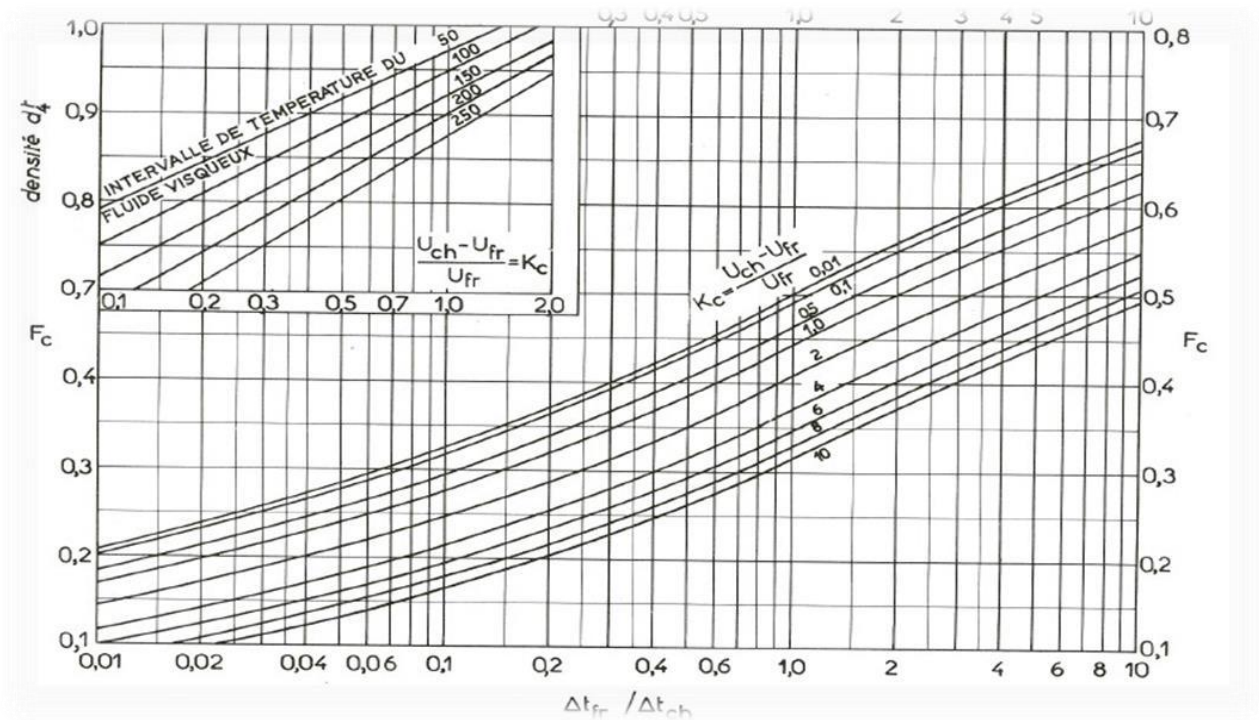


Figure (01)-Détermination des températures caloriques. [4]

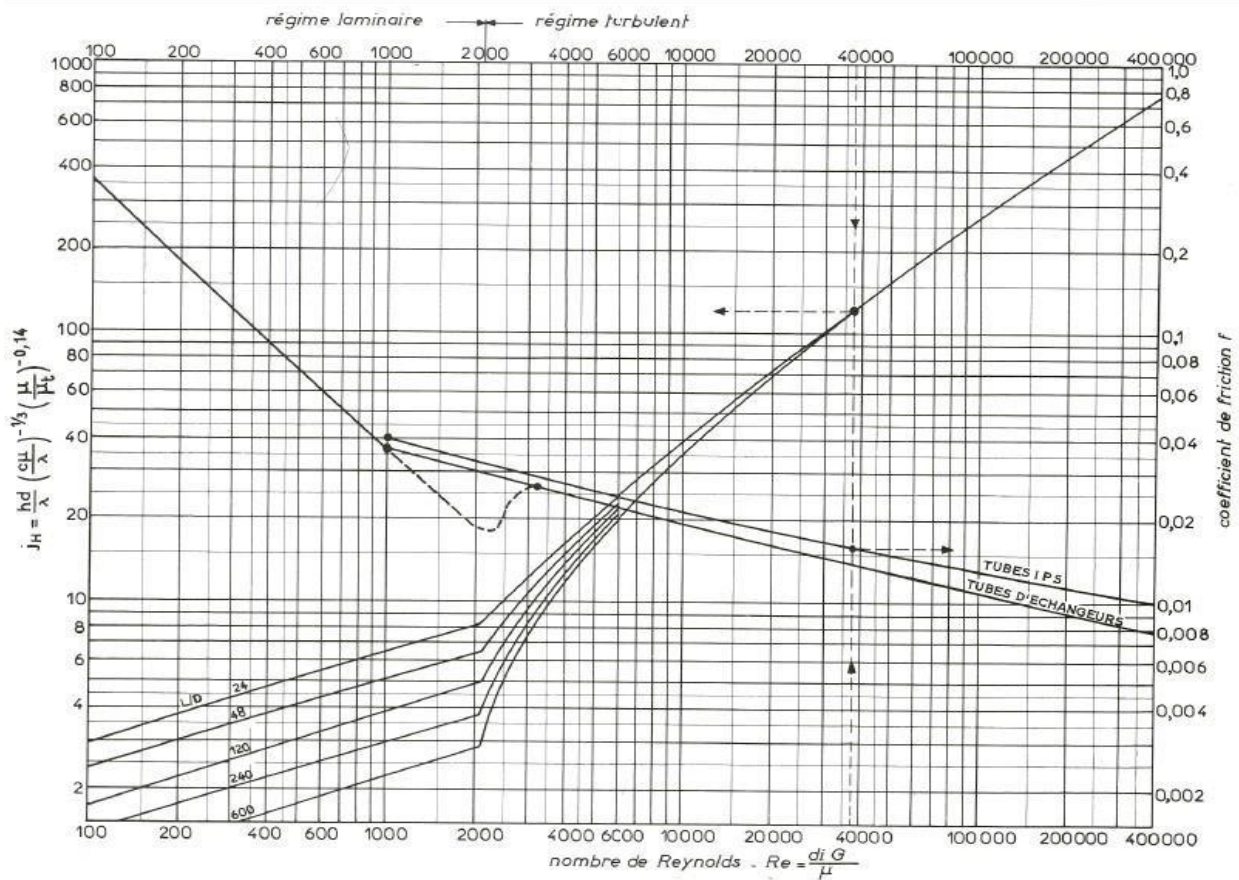
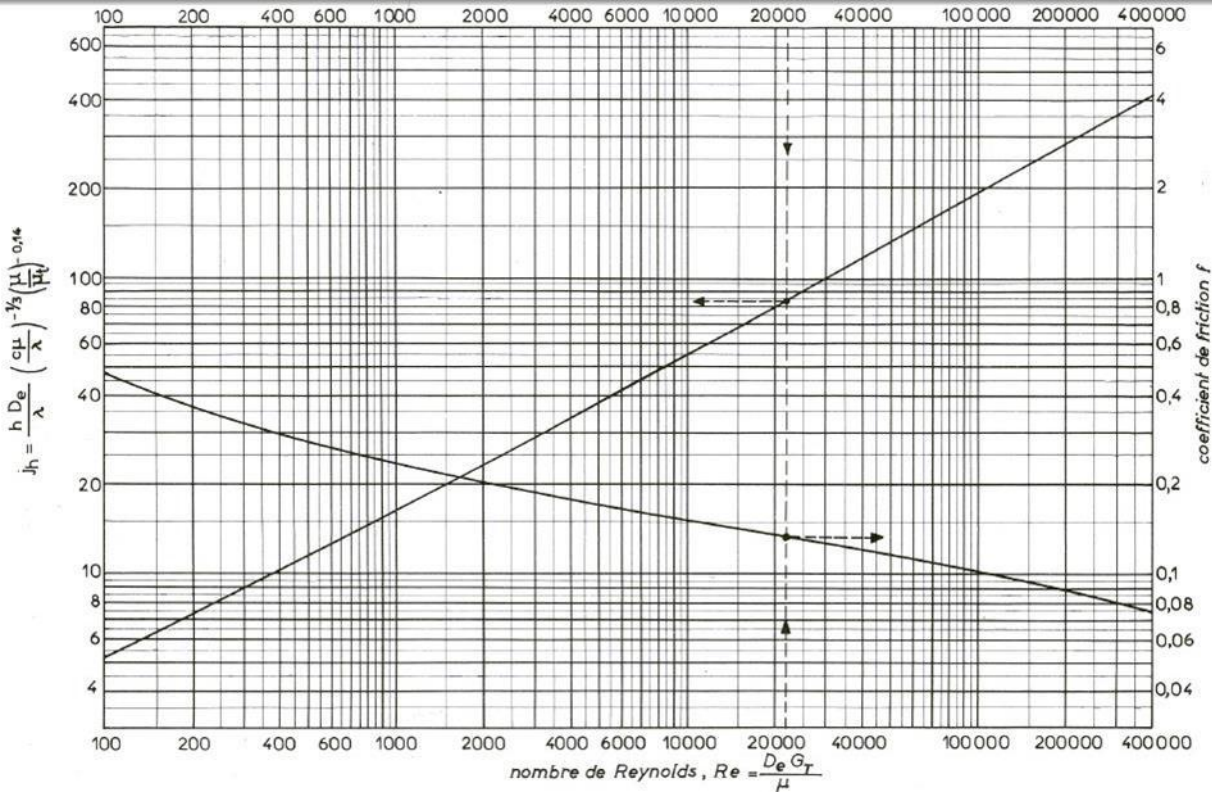


Figure (03)-Coefficient de transfert et coefficient de friction en fonction de nombre Reynolds modifié à l'extérieur des tubes. [3]





ECHANGEUR TUBULAIRE
SHELL & TUBE HEAT EXCHANGER
FEUILLE DE DONNEES THERMIQUES
THERMAL DATA SHEET
REPERE / ITEM

F10077-SSA-EQP-DTS-02720-E
N° à rappeler / Ref. Number

P10/P20/P30-GA-21-01A/B

0	3 / 5
Rev	PAGE

Ce document est la propriété de SAIPEM S.p.A. - This is the property of SAIPEM S.p.A. - This document is the property of SAIPEM S.p.A.

GTV 010-1 A 1/1 e1406887 09/2003

This document is the property of SAIPEM S.p.A. - This is the property of SAIPEM S.p.A. - This document is the property of SAIPEM S.p.A.

CLIENT : SONATRACH		REFERENCE CLIENT : 146W-UTBS-FA-MS-21GA-2720	
LIEU : ALGERIE - HASSI MESSAOUD SUD		CLIENT REFERENCE :	
LOCATION :		UNITE : UNITE DE TRAITEMENT DE BRUT	
PLANT :			
rev.			
1 SERVICE : STABILIZER FEED PRE-HEATER (summer2015 case) (1) (7)			
2 DIMENSION / SIZE : 1200 x 6096 mm TYPE : AES INSTALLATION : HOR. <input checked="" type="checkbox"/> VERT. <input type="checkbox"/> PARALLELE / PARALLEL 1 SERIE / SERIE 2			
3 SURFACE PAR APPAREIL (Eff.) : 851 (2) m ² Nb CORPS PAR APPAREIL : SURFACE PAR CORPS (Eff.) : 425.5 (2) m ²			
4 SURFACE PER UNIT (Eff.) N° SHELL PER UNIT SURFACE PER SHELL (Eff.)			
CARACTERISTIQUES DES FLUIDES / FLUID CHARACTERISTICS		COTE CALANDRE / SHELL SIDE	
COTE TUBES / TUBE SIDE		INLET CRUDE OIL	
FLUIDE CIRCULANT / FLUID CIRCULATING -		PRODUCT OIL	
DEBIT TOTAL A L'ENTREE / TOTAL FLOWRATE ENTERING kg/h		539 081,1 (3)	
DEBIT VAPEUR HC / HC VAPOR FLOWRATE IN OUT kg/h		14 974,5	
DEBIT LIQUIDE HC / HC LIQUID FLOWRATE IN OUT kg/h		539 081,1 539 081,1 454 452,2 439 563,0	
DEBIT VAPEUR D'EAU / STEAM FLOWRATE IN OUT kg/h		504,3	
DEBIT EAU / WATER FLOWRATE IN OUT kg/h		589,6 0,0	
DEBIT INCONDENSABLES / NON CONDENSABLE FLOW RATE kg/h			
EAU VAPORISEE OU VAP. COND. / VAPOR D OR COND'D STEAM kg/h			
MASSE VOLUMIQUE / DENSITY V/L kg/m ³		684,0 721,5 750,4 11,7 718,3	
VISCOSITE / VISCOSITY V/L mPa s		0,332 0,499 0,770 0,0107 0,489	
MASSE MOLAIRE VAP. / MOL. WT VAP. g/mole		50,30	
MASSE MOL. INCONDENS. / MOL. WT NON CONDENSABLE g/mole			
CAPACITE THERM. MASS. / SPEC. HEAT V/L kJ/kg.K		2,548 2,400 2,224 2,145 2,389	
CONDUCTIVITE THERMIQUE / THERMAL CONDUCTIVITY V/L W/m.K		0,086 0,106 0,113 0,027 0,104	
CHALEUR LATENTE / LATENT HEAT kJ/kg			
TEMPERATURE °C		160,0 119,8 68,1 114,1	
PRESSION ABS. A L'ENTREE / ABS. INLET PRESSURE bar a		6,60 7,85	
VITESSE / VELOCITY m/s		0,7 1,8	
PERTE DE CHARGE / PRESSURE DROP ALL CALC. bar		0,90 (6) 0,70 (6) 0,90 (6) 0,60 (6)	
FACTEUR D'ENCRASSEMENT / FOULING FACTOR m ² .K / W		0,00035 0,00035	
CHALEUR ECHANGEE / HEAT DUTY MW		14,9 (3) DTML CORRIGEE / MLTD CORRECTED : 46,1 °C	
COEFF. GLOBAL D'ECHANGE / OVERALL EXCHANGE COEFF. W/m ² .K		SERVICE 380,0 PROPRE / CLEAN	
CONSTRUCTION / CONSTRUCTION DATA		CALANDRE / SHELL	
CONSTRUCTION DATA		TUBES / TUBES	
CONSTRUCTION DATA		ORIENTATION TUBULURES / NOZZLES LOCATION	
PRESSION DE CALCUL / DESIGN PRESSURE bar eff.		8,8 / FV 23 / FV	
TEMPERATURE DE CALCUL / DESIGN TEMP. °C		206 / -5°C 160 / -5°C	
PRESSION D'ESSAI / TEST PRESSURE bar eff.		BY CODE BY CODE	
SUREP. CORROSION / CORROSION ALLOWANCE mm		3,0 3,0	
DPEM APPLICATION / DPEM APPLICATION		YES YES	
CODES DE REFERENCE / REFERENCE CODES		ASME VIII div1 / TEMA R / API 660 / DPEM	
TUBULURES / NOZZLES : ENTREE / INLET		18" / WN 150# RF 12"(A) 14"(B) / WN300# RF	
TUBULURES / NOZZLES : SORTIE / OUTLET		18" / WN 150# RF 14"(A) 16"(B) / WN300# RF	
NB PASSES / N°PASSES		1 2	
NB TUBES / N°TUBES : 915 - Øext : 25,40 mm - EP / Thk : Min. <input checked="" type="checkbox"/> Moy/Avg		2,77 mm - LONG. / LENGTH : 6096 mm	
MATERIAU TUBES / TUBES MAT. : CS / A179 (10)		- PAS / PITCH : mm - ORIENTATION 30° 60° <input checked="" type="checkbox"/> 45° 90°	
CALANDRE / SHELL : CS (10)		FOND CAL. / SHELL COVER : CS (10)	
BOITE / CHANNEL : CS (10)		FOND BOITE / CHANNEL COVER : CS (10)	
PLAQUE TUB. FIXE / FIXED TUBESHEET : CS (10)		PLAQUE TUB. FLOTTANTE / FLOAT. TUBESHEET : CS (10)	
FOND FLOT. / FLOATING HEAD COVER : CS (10)		DEFLECTEUR / IMPING. PROTECTION : YES / CS (10)	
CHICANES / CROSS BAFFLES : CS (10) - TYPE SINGLE SEG.		- ESPAC. / SPACING : 716 (13) mm - COUPE/CUT (% Ø) : Ver. <input type="checkbox"/> Hor. <input checked="" type="checkbox"/> 24,1	
CHICANES LONG. / BAFFLES LONG. : -		- ETANCHEITE / SEAL TYPE : -	
DEFLECTEURS LONG. / BY PASS SEAL ARRANG. : YES / CS (10)		- LIAISON TUBES - PLAQUE / TUBE - TUBE SHEET JOINT : EXPANDED	
TYPE DE BRIDES / FLANGES TYPE : - CAL. / SHELL : WN RF		- TUBE : WN RF	
TYPE DE JOINT / GASKET TYPE : - CAL. / SHELL : (10)		- TUBE : (10)	
ØV ² - TUB. ENTREE / INLET NOZZLE : 1580 kg/m s ² - ENTREE FAISCEAU / BUNDLE INL. : kg/m s ²		- SORTIE FAISCEAU / BUNDLE OUT. : kg/m s ²	
POIDS PAR CALANDRE / WEIGHT PER SHELL : (14) VIDE / EMPTY : ~ 17430 kg - FAISCEAU / BUNDLE : ~ 10900 kg		- PLEIN D'EAU / WATER FILLED : ~ 25000 kg	
REMARQUES / REMARKS :			
SEE NOTES PAGE 5			



MECHANICAL DATA SHEET

HEAT EXCHANGER

F10077-SSA-EQP-DTS-02721-E

REF. NUMBER

ITEM

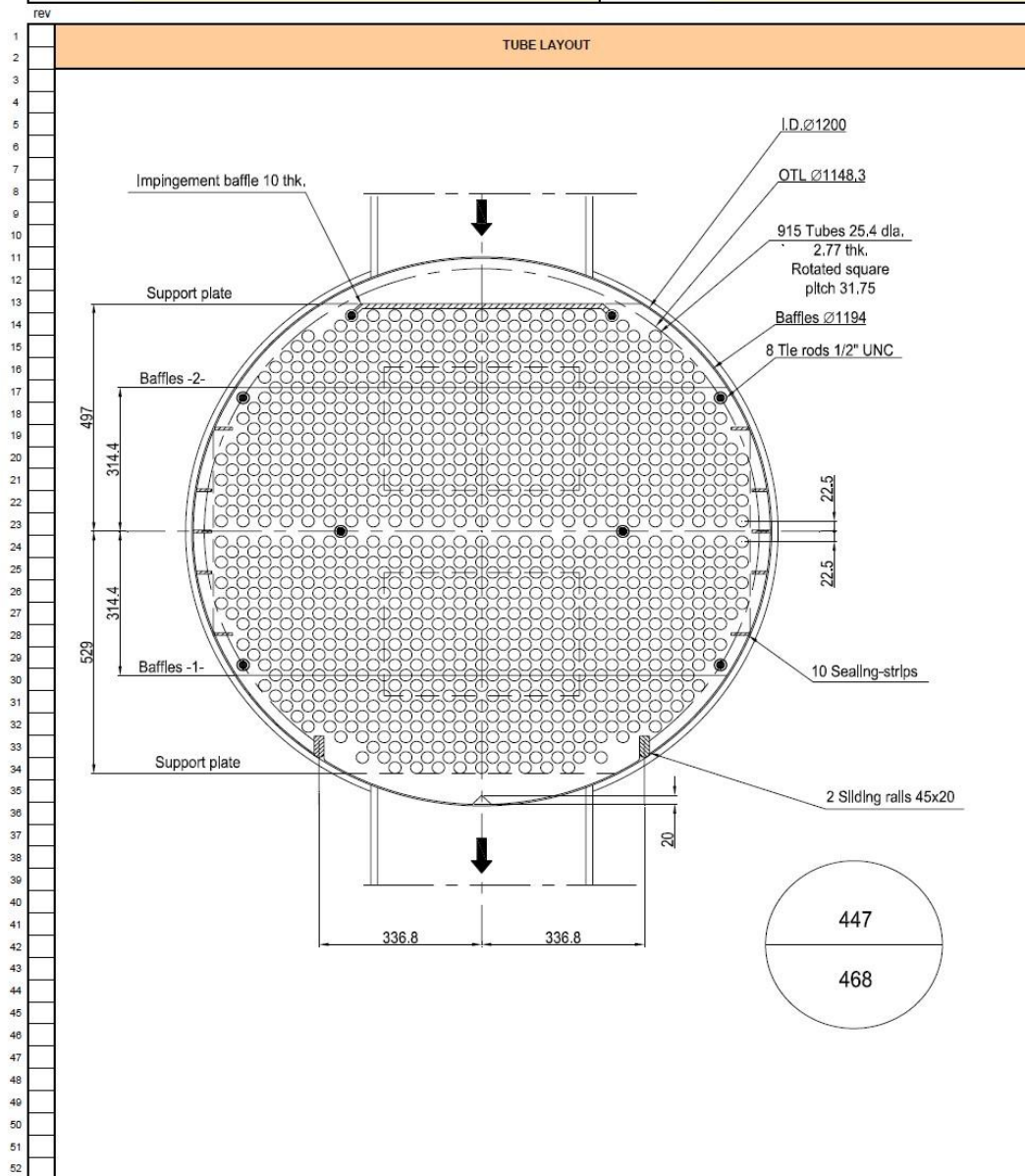
P10/P20/P30-GA-21-01 A/B


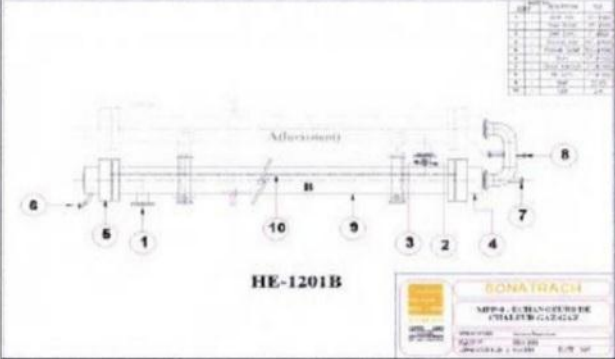

0	8 / 11
REV	PAGE

CLIENT :	SONATRACH	CLIENT REFERENCE :	146W-UTBS-FA-MS-GA-02721
LOCATION :	ALGERIE - HASSI MESSAOUD SUD	PLANT :	UTBS

This document is the property of SAIPEM s.a. No part may be reproduced without authorization.

TGV 021 A 4 / 4 15/05/151 09/2004
(Standard form STG 02 - Rev. 1 dated 15/01/2002)



 SONATRACH EXPLORATION PRODUCTION DIRECTION REGIONAL HASSI R'MEL DIRECTION TECHNIQUE DPRT: INSP/CORBOSION	Résultats d'inspection			Date	Janvier 2023	
				Inspecteurs	S-IKKOUR	
				Dernière inspection	Mai 2020	
Site/ Unité	MPP0 (Unité 1200)	Repère	HE-1201 B	Type de révision	Triennale	
Équipement	Echangeur de chaleur Gaz/Gaz	Nuance	A334-Gr60	N° de construction	602280	
Année de fabrication	1972	Constructeur	Motherwell thermal LTD	Pression Max See	94	
Année de démarrage	1972	Longueur (mm)	12800	Pression d'épreuve	141	
Code	ASME VIII Div I	Diamètre (mm)	649	Volume (L)	C:2360/ T:760	
Fluide	Gaz brut/Gaz sec	Epaiss.calandre	20	Epaiss tubes	2,41	
Description des contrôles						
				C	NC	Non C
1.	Contrôle visuelle de l'état externe			X		
2.	Contrôle du calorifuge			X		
3.	Contrôle des massifs			X		
4.	Contrôle des échelles					X
5.	Contrôle des plaque tubulaires			X		
6.	Contrôle des boîtes de distribution			X		
7.	Contrôle des injecteurs de glycol			X		
8.	Test de pulvérisation des injecteurs de glycol			X		
9.	Vérifier qu'il n'y a pas de dommages/déformations			X		
10.	Vérification des certificats d'inspection réglementaires			X		
11.	Test d'étanchéité pneumatique			X		
12.	Test hydrostatique décennale					X
C = conforme; NC = Non conforme ; Non C = Non concerné						
Représentation schématique:			Photo			
 <p style="text-align: center;">HE-1201 B</p>						



Référence

Les références

- [1]: **P.WUITHIER**, Raffinage et génie chimique, (tome I) 1987.
- [2] : **GRETH**, Echangeurs de chaleur : description des échangeurs. Techniques de l'ingénieur (N° B152, B2341), Génie énergétique, 5-1995.
- [3] : **C. DUFFAU, J-M. GRILLOT, J-M. NAVARRO, R. VIDIL**, Echangeurs de chaleur, L'encrassement dans les échangeurs: description, prévention et remèdes, Paris: Edition Tec et Doc, 1991.
- [4] : **M-A Masri**, Méthodologie d'approche d'étude de l'encrassement, 3èmes journée, Scientifique et Technique de Sonatrach, n° 1949, 1998.
- [5] : **PIERRE TRAMBOUZE**, Matériels et équipements, 1999.
- [6] : **R-H Perry**. Chilton Enginner Handbook, 5 ème edition.
- [7] : **J.P Wauquier**, Pétrole brut et produits pétroliers, TOME1, Edition Technique.
- [8] : **ANDRE BONTEMPS**, « ECHANGEUR DE CHALEUR » Université Joseph Fourier, Institut universitaire de Technologie, Département Génie thermique et Énergie (Grenoble)
- [9] : **Dr. A. ZIOUCHI**, Echangeurs de Chaleur (UFR Maintenance Industrielle).
- [10]: **Mr : M.Silini** ,Appareils statiques SH/IAP SKIKDA (séminaire 2009).
- [11] : **Support de Formation Exploration & Production Les Équipements Les Echangeurs Dernière Révision : 16/04/2007 TOTAL France.**
- [12] : **SLIMI Ahmed ZEDIRI Abdelhak** ,Etude d'encrassement des échangeurs de chaleur à faisceau et calandre 2018 /2019
- [13]: **N, Epstein**, Thinking about heat transfer fouling: a5x5 matrix, Heat Transfer Engineering, 4 (1), p 43-56, 1983.
- [14]: **N.F, Glen. S. F, Flynn. J.M, Grillo. P, Mercier**. Measurement and modelling of fouling on finned tubes. Fouling mechanisms: Theoretical and Practical aspects, Eurotherm Seminar 23, Grenoble, p 181-188, 1992.
- [15] : **J.M, Grillo** . Etude du dépôt de particules en phase gazeuse dans des canaux D'échangeurs thermiques à plaques, Thèse de l'Institut Polytechnique de Grenoble, 1989.
- [16]: **J.M, Grillo. G, Icart**. Fouling of a cylindrical probe and a finned tube bundle in a diesel exhaust environment, Experimental Thermal and Fluid Science, 14, p 442-454,1997.
- [17] : Etude d'encrassement des échangeurs de chaleur à faisceau et calandre.

عنوان المذكرة: دراسة مبادل حراري (كلندر / أنبوب عائم الرأس)

المؤطر: مريغي خالد

الإسم: رفيدة هبة الله / صبرين

اللقب: نواري / العايب

ملخص :

يهدف تبادل الحرارة إلى تحسين نقل الحرارة بين السائلين مع الحد الأدنى من خسائر الضغط. إن الارتباك، أو تكوين الأقمشة على أطراف التبادل، هو مشكلة كبيرة تؤدي إلى انخفاض فعالية هذه الأنظمة. من أجل تقييم الارتباك، يتم قياس معدل نقل الحرارة العام ومقاومة ارتباك مع مرور الوقت. وقد أظهرت دراسة على محركات (Tube-Shell) مشكلات كبيرة بسبب الارتباك، مما يؤدي إلى مقاومة إضافية وارتفاع خسائر الضغط. هذه المشاكل تمنع التبديل من ضمان نقل الحرارة الفعالة. للحفاظ على الأداء، تحتاج إلى تنظيفات منتظمة وتحسينات التصميم.

الكلمات المفتاحية: انسداد المبادل الحراري، الأبعاد الحرارية، تدفق، انابيب.

Memory Title : TUBE AND SHELL TUBULAR EXCHANGERS WITH FIOTANT HEAD

Name: NOUARI / LAIB

First name: Roufaida Hibatallh Sabrine

Directed by: Merigui khaled

Abstract:

Heat exchangers are designed to optimize heat transfer between two fluids while minimizing pressure losses. Cramping, or the accumulation of deposits on trading surfaces, is a major problem that reduces the effectiveness of these systems. To measure the coagulation, the overall heat transfer coefficient and coagulation resistance are measured over time. A study on a Tube-Shell type exchanger revealed significant problems due to clogging, resulting in additional resistance and increased pressure losses. These problems prevent the exchanger from ensuring efficient heat transfer. To maintain performance, regular cleaning and design improvements are required.

Key words: Clogging of a heat exchanger, thermal dimensioning, flow, tubes.

Titre du mémoire : ETUDE D ENCRASSMENT D UN ECHANGEUR DE CHALEUR A FAISCEAU ET CALANDER A TET FIOTANTE

Nom : NOUARI / LAIB
khaled

Prénom : Roufaida Hibatallh Sabrin

Encadreur : Merigui

Résumé

Les échangeurs de chaleur ont pour objectif d'optimiser le transfert de chaleur entre deux fluides tout en minimisant les pertes de pression. L'encrassement, ou l'accumulation de dépôts sur les surfaces d'échange, est un problème majeur qui réduit l'efficacité de ces systèmes. Pour évaluer l'encrassement, on mesure le coefficient de transfert thermique global et la résistance à l'encrassement au fil du temps.

Une étude sur un échangeur de type Tube-Shell a révélé des problèmes significatifs dus à l'encrassement, entraînant des résistances supplémentaires et une augmentation des pertes de pression. Ces problèmes empêchent l'échangeur d'assurer un transfert thermique efficace. Pour maintenir la performance, des nettoyages réguliers et des améliorations de conception sont nécessaires.

Le résumé doit être rédigé en deux langues différentes au moins

Mots clés : Encrassement d'un échangeur de chaleur, dimensionnement thermique, débit, tubes.

Le résumé doit être rédigé en deux langues différentes au moins