



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de L'enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
جامعة أمحمد بوقرة بومرداس
Université M'Hamed Bougara de Boumerdès
كلية المحروقات والكيمياء
Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie



Département Génie des Procédés Chimiques et Pharmaceutiques

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

En vue d'obtention du diplôme de Master

Spécialité : Génie des Procédés

Option : Hygiène Sécurité et Environnement (HSE)

Thème

**CALCUL DE VERIFICATION DE LA
BATTERIE D'ECHANGE 12E1(A/B/C) AU
NIVEAU DE LA RAFFINERIE D'ARZEW**

Présenté par :

DIAF SOUHILA

Devant le jury :

Mr. SAOUD ABDESSELAM	Prof	UMBB	Encadrant
Mme. BEDDA KAHINA	Prof	UMBB	Examineur
Mme. BENMEBROUKA HAFSA	Prof	UMBB	Examineur

Année universitaire : 2023/2024

REMERCIEMENTS

*LE PLUS GRAND MERCI REVIENT À MON DIEU QUI LUI SEUL M'A GUIDÉ
DANS LE BON CHEMIN DURANT MA VIE ET QUI M'AIDE À RÉALISER CE
MODESTE TRAVAIL.*

*À MES PARENTS POUR M'AVOIR ENCOURAGÉ ET PERMIS
D'ENTREPRENDRE LA FORMATION. SANS EUX, JE N'EN SERAIS PAS LÀ.*

*JE REMERCIE VIVEMENT MON ENCADREUR MR. A. SAOUD ; QUI M'A
AIDÉ À ÉLABORER CE TRAVAIL*

*JE TIENS REMERCIER ÉVIDEMMENT L'ENSEMBLE DU PERSONNEL DE LA
RAFFINERIE D'ARZEW*

DÉDICACE

***JE DÉDIE CE TRAVAIL, À MES PARENTS,
À MES FRÈRES, À TOUS MES AMIS, À
TOUS MES COLLÈGUES, ET À TOUS CEUX
QUI ONT CONTRIBUÉ DE PRÈS OU DE LOIN,
À MA FORMATION.***

Liste des figures

<i>Figure I.1 : Situation géographique de raffinerie d'Arzew.....</i>	<i>11</i>
<i>Figure I.2 :Capacité de production de la raffinerie d'Arzew.....</i>	<i>12</i>
<i>Figure I. 3 Plan de la raffinerie d'ARZEW</i>	<i>19</i>
<i>figure II 1 :Schéma synoptique de la zone des carburants (zone 4)</i>	<i>22</i>
<i>figure II 2 :Description de la colonne de distillation atmosphérique.....</i>	<i>23</i>
<i>figure II 3 :Description de la processus d'isomérisation :</i>	<i>27</i>
<i>figure III 1 :Circulation des fluides dans un échangeur de chaleur à faisceau tubulaire et calandre</i>	<i>29</i>
<i>figure III 2R :épartition en pourcentage des recettes par type d'échangeur sur le marché totale de l'échangeur</i>	<i>31</i>
<i>figure III 3 :Exemple d'un échangeur de chaleur à plaques</i>	<i>33</i>
<i>figure III 4 :Exemple d'un échangeur double tubes.....</i>	<i>34</i>
<i>figure III 5 :Photo d'un échangeur à faisceau tubulaire et calandre</i>	<i>34</i>
<i>figure III 6 :Échangeurs à tête flottante.....</i>	<i>35</i>
<i>figure III 7 :Echangeur à tubes en U.....</i>	<i>35</i>
<i>figure III 8 :Echangeur à plaque tubulaire fixes.....</i>	<i>36</i>
<i>figure III 9 :Schéma typique d'un échangeur tubes calandre.....</i>	<i>36</i>
<i>figure III 10 : Plaques tubulaires</i>	<i>37</i>
<i>figure III 11 :Disposition des tubes.....</i>	<i>37</i>
<i>figure III 12 :Type de chicane.....</i>	<i>38</i>
<i>figure III 13 :Type de chambre de distribution</i>	<i>39</i>
<i>figure III 14 :Plaque de protection du faisceau</i>	<i>40</i>
<i>figure III 15 :Symbolisme de classement des échangeurs d'après l'association Américain</i>	<i>41</i>
<i>figure III 16 :Exemple d'un échangeur à ailettes.....</i>	<i>42</i>
<i>figure III 17 :Les trois modes de transfert de chaleur</i>	<i>43</i>
<i>figure III 18 :Transfert thermique par conduction</i>	<i>44</i>
<i>figure III 19 :Transfert thermique par convection.....</i>	<i>45</i>
<i>figure III 20 :Transfert thermique par rayonnement.....</i>	<i>46</i>
<i>figure III 21 :évolution des températures dans un échangeur à co-courant</i>	<i>46</i>
<i>figure III 22 : évolution des températures dans un échangeur à contre-courant.</i>	<i>47</i>
<i>figure III 23 :les deux types du courant croisé.....</i>	<i>48</i>
<i>figure III 24 :Echangeur à co-courant.....</i>	<i>49</i>
<i>figure III 25 :Echangeur à contre-courant.....</i>	<i>51</i>

Liste des tableaux

<i>Tableau 1 :Caractéristiques des échangeurs 12E1.....</i>	<i>62</i>
<i>Tableau 2 :Calcul de la ΔTLM.</i>	<i>68</i>
<i>Tableau 3 :Valeurs de Δt aux extrémités chaude et froide</i>	<i>69</i>
<i>Tableau 4 :Valeurs de Δt aux extrémités chaude et froide.....</i>	<i>69</i>
<i>Tableau 5 :Valeurs de Δt aux extrémités chaude et froide.....</i>	<i>70</i>
<i>Tableau 6 :Valeurs de Δt aux extrémités chaude et froide.....</i>	<i>70</i>
<i>Tableau 7 :Coefficient de film (h_0) pour chaque zone.....</i>	<i>73</i>
<i>Tableau 8 :Coefficient de film (h_0) pour chaque zone.....</i>	<i>74</i>
<i>Tableau 9 :Valeurs calculées des surfaces partielles d'échange.....</i>	<i>75</i>
<i>Tableau 10 : Récapitulatif des valeurs des surfaces d'échange.</i>	<i>76</i>
<i>Tableau 11 : Valeurs calculées des pertes de charge partielles</i>	<i>77</i>
<i>Tableau 12 : Valeurs calculées des pertes de charge partielles Côté calandre.....</i>	<i>77</i>
<i>Tableau 13 : Récapitulatif des valeurs des pertes de charge</i>	<i>78</i>

NOMONCLATURE:

BRA	brut réduit atmosphérique	
BTX	Benzène, Toluène, Xylène.	
GPL	Pétrol Liquefies	
LSRN:	Light Strught Run Naphta.	
HSRN	Heavy Strught Run Naphta	
NO:	Octane Nember.	
PONA	Paraffine Oléfine Naphtène Aromatique	
Cp	La chaleur spécifique	kcal/(kg°C)
λ	La conductivité thermique	kcal/(h.m °C)
Q	quantité de chaleur	kcal/h
m	débit massique	kg/h
DTLM	différence logarithmique moyenne de température	°C
f	coefficient de correction	
R	le rendement thermique de l'échangeur	
E	l'efficacité de transfert de l'échangeur	
U's	coefficient de transfert sale	kcal/(h.m ² . oC
A	la surface d'échange	m ²
N _t '	nombre de tube par calandre	
a _e	surface d'échange d'un tube.	m ²
n _c	nombre de passes côté calandre	
a _t	la surface d'échange d'un tube	m ²
U _s	coefficient global de transfert sale	kcal/(h..m. °C)
T _c , t _c	température calorique	°C
J _h	coefficient de transfert de chaleur à l'intérieur du tube	
d _i	diamètre intérieur du tube	m
μ	viscosité du fluide	kg/(h.m).
G _t	vitesse massique coté tube	kg/(h.m ²)
Re	nombre de Reynolds	
h _i	coefficient de film interne	kcal/m ² h°C
λ	conductivité thermique du solvant pauvre	kcal/(h.m.°C)
B	espacement entre chicanes.	m
a _t	Section de passage coté tube	m ²
a _{ct}	Section de passage coté calandre	m ²
D _c	diamètre calandre	m
G _{ct}	Vitesse massique coté calandre	kg/(h.m ²)
D _{eq}	Le diamètre équivalent	m
μ _t	la viscosité	Pa.s
h _{io}	coefficient de transfert de chaleur externe	kcal/m ² h°C
U _p	coefficient global de transfert propre	Kcal/m ² h°C
R _s	Calcul de la résistance d'encrassement	(Kcal/m ² h°C)-1
Δ P _t	Pertes de charge coté tube	kg/cm ²
Δ P _c	Pertes de charge coté calandre	kg/cm ²

SOMMAIRE

SOMMAIRE:

Introduction :	9
Chapitre I : Présentation de la raffinerie d'Arzew	11
I.1 Historique de la raffinerie:	11
I.2 Situation géographique :	11
I.3. Mission et Objectifs assignés :	11
I.4 Capacité de production:	12
I.5 Présentation des principales installation de la RA1Z:	12
I.5.1: Département de production P1:	12
I.5.2 : Département de production P2	15
I.5.3 : Département de production P3	16
I.5.4 : Département de production P4	17
Département de sécurité industrielle	17
Chapitre II: Aperçu sur la zone des carburants (Z4)	21
II.1 Description du procès de la zone 4 :	21
II.2 Unité 11 (Distillation atmosphérique, topping) [11]	22
II.2.1 Description de la colonne de distillation atmosphérique :	23
II.3 Unité 12 (reformage catalytique) :	24
II.3.1 Description de l'unité de platforming : [11]	24
II.4. Unité 13 (fractionnement des gaz Propane et Butane)	25
II.4.1 le dépropaniseur :	25
II.4.2 Le débutaniseur	26
II.5 Unité d'isomérisation (unité 17)	26
Chapitre III : Généralités sur les échangeurs de chaleur	29
III.1. Principe de fonctionnement des échangeurs	30
III.2 Notions fondamentales	31
III.3 Classification des échangeurs :	31
III.3.1 Type de contact:	31
III.3.2. Classement technologique	32
III.3.3. Classement suivant le mode de transfert de chaleur :	32
III.3.4. Classement suivant le procédé de transfert de chaleur	32
III.3.5. Classement fonctionnel	32
III.3.6. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange :	32
III.4 Différents types d'échangeurs	33

SOMMAIRE

III.4.1 Echangeur à plaques	33
III.4.2 Echangeurs tubulaires	33
III.4.3 Echangeur à ailettes	42
III.5 Le transfert de chaleur	42
III.5.1 La conduction	43
III.5.2 La convection	44
III.5.3 Le rayonnement :	45
III.6- Les courants de transfert :	46
III-6-1-Co-courant (ou échangeur anti-méthodique) :	46
III-6-2-Contre-courant (ou échangeur méthodique):	46
III-6-3-Courants croisés :	47
III.7- Méthodes de calculs pour l'échangeur à faisceau et calandre:	48
III.7.1 Quantité de chaleur échangée Q :	48
III.7.2 DTLM : méthode de différence de température logarithmique moyenne	49
III.7.3 Méthode NUT (Nombre d'Unités de Transfert)	52
III.7.4 Le risque des croisements de températures.....	55
III.7.5- La règle d'or : pincer sans croiser	55
III.8 Calcul de dimensionnement :	56
III.8.1 Calcul thermique :	56
III.8.2 Calcul hydraulique	57
CHAPITRE IV- Calcul des échangeurs 12E1	61
IV.1 – Généralités sur les échangeurs	61
IV.2 – Présentation des échangeurs 12E1	61
IV.3 – Méthodologie de calculs	62
IV.4 - Bilans thermiques	63
IV.4.1.1 - Côté calandre (Echauffement)	63
IV.4.1.2 - Côté tube (REFROISISSEMENT)	65
IV.4.2 - Calcul de la ΔTLM	67
IV.4.3 - Calculs de la température calorique	69
IV.4.4 - Calcul du coefficient de film	71
IV.4.5 - Calcul des surfaces d'échange de chaque zone	74
IV5. Bilans hydraulique	76
IV5.1-Calcul des pertes de charge :	76
Conclusion :	79

Introduction :

Dans les environnements industriels, il est fréquemment nécessaire d'apporter une grande quantité de chaleur à une section spécifique du système. Dans la plupart des cas, cette chaleur est transférée à travers l'utilisation d'un échangeur de chaleur. En effet, les échangeurs de chaleur sont responsables de près de 90% des transferts d'énergie dans l'industrie. Ces dispositifs, essentiels pour les thermiciens, permettent de réguler la température d'un système ou d'un produit en échangeant de la chaleur entre deux milieux. 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 évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés. Ils sont indispensables dans de nombreuses applications telles que le chauffage, la climatisation, la réfrigération, le refroidissement électronique, le génie des procédés, le stockage d'énergie, ou encore la conversion d'énergie thermique en énergie mécanique ou électrique. Dans un échangeur de chaleur conventionnel, un fluide chaud cède une partie de son énergie à un fluide froid. Ce type d'échangeur fournit les bases nécessaires pour définir et dimensionner cet équipement, ainsi que pour comprendre les phénomènes qui s'y déroulent. Les efforts visant à améliorer les performances des échangeurs de chaleur se concentrent sur l'intensification des transferts convectifs, comme en témoigne le nombre croissant d'études portant sur l'insertion d'éléments dans des espaces tubulaires. Cette approche pourrait grandement contribuer à la conception de nouveaux dispositifs thermiques ou à l'optimisation des aspects économiques des réseaux de transfert de chaleur.

Le travail à réaliser dans le cadre de ce projet de fin d'études m'a été proposé au niveau de la raffinerie d'Arzew au terme d'un stage pratique que j'ai eu la chance d'y effectuer. Le travail en lui-même porte sur l'analyse des performances d'un échangeur de chaleur de type tube-calandre 12 E-1(A/B/C) de l'unité 12 du complexe RAIZ. Notre thème renferme une étude thermique qui consiste essentiellement à déterminer la surface d'échange thermique nécessaire et le flux thermique échangé, et une autre étude hydraulique qui fait appel à la mécanique des fluides, nécessaire pour la détermination des pertes de charges dans l'échangeur. L'objectif de notre étude est de collecter toutes les données actuelles et de conception afin de procéder à un calcul de vérification pour évaluer l'état de la batterie d'échange. Pour arriver à terme de ce travail, on a abordé en premier lieu Présentation de la raffinerie d'Arzew le second chapitre est basé sur Aperçu sur la zone des carburants (Z4) et Le troisième chapitre quelques généralités sur les échangeurs de chaleur ainsi que leurs critères de classification, L'étude de l'échangeur à faisceau et calandre et savoir sa description, son assemblage et ses différents types suivie d'une étude des modèles de calculs des échangeurs de chaleur et enfin le quatrième chapitre porte sur l'étude numérique de l'échangeur à faisceau et calandre. On termine notre modeste travail par une conclusion.

Chapitre I : Présentation de la raffinerie d'Arzew

Chapitre I : Présentation de la raffinerie d'Arzew

I.1 Historique de la raffinerie :

La raffinerie d'Arzew dénommée (RAIZ) est une unité productrice qui traite la richesse de notre sous-sol en produits rentables tenant compte de leur qualité. Elle a été réalisée dans le cadre du premier plan quadriennal (1970 - 1973), sa construction à été confiée à la société japonaise (JAPAN GASOLINE CORPORATION) les travaux de construction furent lancés le 19 Juin 1970, le démarrage des unités débuta en juillet 1972, l'ensemble des unités était en service dès mars 1973

I.2 Situation géographique :

La raffinerie d'Arzew a une superficie de 170 hectares, le complexe est situé dans la zone industrielle d'Arzew sur le plateau d'EL-MOHGUEN à 30 km de la ville d'ORAN, elle consomme 25.000 (m³/h) de gaz naturel et 10.000 (m³/ jour) d'eau de barrage de Fergoug (une retenue d'eau de la wilaya de Mascara en Algérie) et traite actuellement [1] :

- ✓ 2.5 million de tonnes de pétrole brut acheminé par pipeline des champs de HASSIMESSAOUD;
- ✓ 300.000 tonnes de brut réduit importé pour la production des bitumes.



Figure I.1 : Situation géographique de raffinerie d'Arzew.

I.3. Mission et Objectifs assignés :

La mission de la raffinerie d'Arzew est d'assurer dans les normes une production adaptée aux exigences et aux besoins du marché national et international en termes d'énergie et ses dérivés. Elle a pour principales taches :

Chapitre I : Présentation de la raffinerie d'Arzew

Le traitement (raffinage) du pétrole brut venant de Hassi-messaoud à travers la RTO (Sonatrach, TRC région Ouest), et le brut réduit importé.

Satisfaire la demande nationale et internationale en carburants, combustibles, lubrifiants, bitumes, et de plus en plus, en produits de base pour la pétrochimie (naphta, kérosène, fiouls).

Exporter les produits excédentaires.

Pour répondre aux besoins importants de lubrifiants, la construction d'une unité de production de 120000 t/an a été confiée à un consortium Européen en 1978

I.4 Capacité de production:

La raffinerie d'Arzew traite 3.5 millions de tonnes par an de pétrole brut saharien et 280 000 tonnes de pétrole importé. La production respecte la norme Euro V-et la capacité annuelle de production des différentes unités est de :

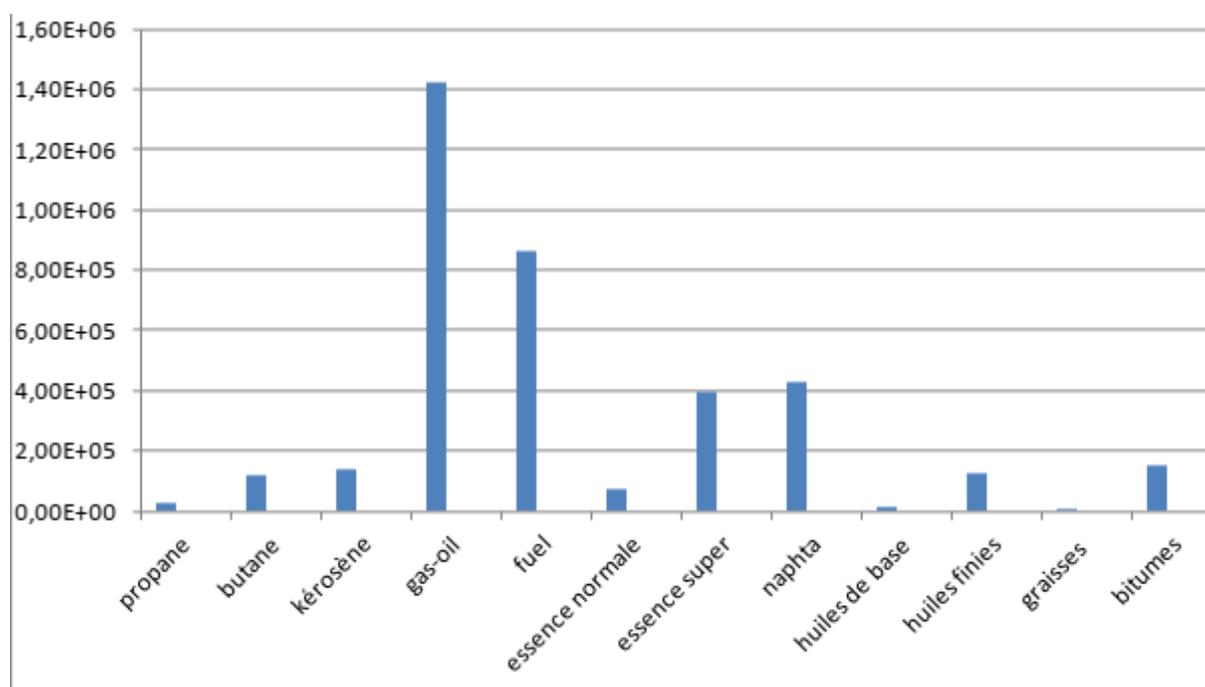


Figure I.2 : Capacité de production de la raffinerie d'Arzew

I.5 Présentation des principales installation de la RA1Z:

La raffinerie d'Arzew est divisée en quatre départements de production : le P1, le P2, le P3 et le P4. Chaque département est composé de plusieurs zones dédiées à des activités spécifiques. De plus, chaque département est équipé de différentes unités de production, comme suit :

I.5.1: Département de production P1:

Ce département concerne la production des carburants, des lubrifiants et les bitumes en traitant le pétrole brut de Hassi-Messaoud comme charge et le brut réduit importé (BRI) pour la production des bitumes. Elle est constituée des zones suivantes :

Zone 03 (Les utilités)

Cette zone est construite pour l'Alimentation des autres zones en : air, vapeur, eau, électricité, et gaz qui sont très importants pour les unités de traitement. Elle se divise en plusieurs unités :

- **Unité 31:** Production de vapeur d'eau à haute pression qui sert au stripage, et Comme énergie motrice des turbos générateurs.
- **Unité 32:** Production de l'eau distillée, utilisé comme eau d'alimentation pour les chaudières.
- **Unité 33:** Distributions d'eau de refroidissement, utilisée pour les opérations de Refroidissement des produits.
- **Unité 34:** Production d'électricité qui sert à alimenter les unités de traitement.
- **Unité 35:** Gaz de combustion au niveau des chaudières et des fours.
- **Unité 36:** Productions d'air service et d'air instrument.
- **Unité 67:** Réseaux d'incendie.

Zone 04 (Les carburants)

C'est le point de départ du procès de raffinage du pétrole brut Elle comprend 5 unités :

- **Unité 11:** c'est l'unité de distillation atmosphérique (Topping). Elle a comme rôle la Séparation par distillation atmosphérique des différents composants contenus dans le pétrole selon leurs densités, du plus léger au plus lourd. Il s'agit :
 - Du gaz de pétrole liquéfié (LPG)
 - Du naphta léger LSRN
 - Du naphta lourd HSRN
 - Du kérosène
 - Du gasoil léger et lourd
 - Le résidu atmosphérique (BRA)
- **Unité 12 : (Reforming catalytique) :** elle traite le naphta lourd (HSRN) provenant de la distillation atmosphérique dans le but de produire une base d'essence à indice d'octane élevé (reformat).
- **Unité 13 :(traitement du gaz) :** elle traite le gaz obtenu de l'unité11, 12 et 17 en le Séparant en produits purs, tel que le propane et le butane (C₃H₈, C₄H₁₀).
- **Unité 17 : (l'isomérisation):** elle traite le naphta léger (LSRN) provenant de la

• **Unité 18 : (l'unité du système de l'huile chaude)** : le rôle de cette unité est de fournir La chaleur (par l'utilisation d'un fluide caloporteur) pour les unités 11 et 17.

Zone 07 (Les lubrifiants 1)

Cette zone a pour but la fabrication des huiles de base à partir de brut réduit atmosphérique (BRA) venant du topping (unité 11), sa capacité de production est de 50 000 T/an. Elle comprend les unités suivantes :

- **Unité 20:** stockage des huiles.
- **Unité 21:** c'est l'unité de distillation sous vide. Elle traite le résidu provenant de L'unité 11 de la zone 4 (BRA) qui est soutiré sous vide, afin d'obtenir des huiles de Base semi-finis :
 - Gasoils VGO
 - Huiles SPO (Spindle)
 - Huiles mi-visqueuses (MVO)
 - Huiles visqueuses (VO)
 - Le résidu sous vide (RSV)
- **Unité 22:** c'est l'unité de désasphaltage au propane. Elle traite le résidu sous vide RSV venant de l'unité 21 dans une colonne par l'extraction en utilisant le propane

Comme solvant, afin d'obtenir une huile désasphaltée (DAO).

- **Unité 23:** elle s'appelle l'unité de l'extraction liquide-liquide. Les huiles Spindle, MVO, VO et DAO produites par les unités 21 et 22, sont envoyées dans cette unité afin D'améliorer leurs indices de viscosité. Ceci est rendu possible grâce à l'élimination des

Aromatiques et des naphènes par le procédé d'extraction liquide-liquide en utilisant furfurool comme solvant.les huiles obtenus sont :

- Spindle
- Mi-visqueuse (SAE 10)
- Visqueuse (SAE 30)
- Bright Stock (BS)

- **Unité 24:** c'est l'unité de déparaffinage des huiles au MEC/toluène. Elle traite les 4 Coupes d'huiles obtenues par l'unité 23 en utilisant MEC/TOLUENE comme solvant, Afin d'extraire les paraffines. Donc le but est d'améliorer leur point d'écoulement.

- **Unité 25:** c'est l'unité de l'Hydrofinishing. Elle traite alternativement les huiles Déparaffinées obtenues dans l'unité 24 par l'hydrogène dans un réacteur contenant un Catalyseur à base de Fe/Co-Mo pour éliminer les impuretés tel que le soufre afin

D'améliorer certains paramètres tel que la couleur, l'odeur, la stabilité thermique et la Résistance à l'oxydation.

Zone 10 (production de bitumes):

Cette zone concerne la production des bitumes routiers et oxydé,

Elle comprend 2 unités :

- **Unité 14:** c'est l'unité de Flash sous vide. Elle traite un mélange de Brut réduit importé (BRI) l'asphalte qui est récupéré de l'unité 22. Ce mélange est fractionné sous

Vide en gasoils et en produit visqueux obtenu en fond de colonne, lequel est traité dans la section soufflage à l'air pur pour obtenir des bitumes routiers.

- **Unité 15:** c'est l'unité de Semi Blowing (soufflage). Dans cette unité on procède à l'oxydation de la charge (Bitume routier + Gasoil) afin d'obtenir du bitume oxydé, conditionné dans des sacs de 25 Kg.

Les Zones de stockage

- **Zone 08 et 09:** stockage du résidu atmosphérique dans 2 bacs.
- **Zone 11, 12 et 13:** stockage du brut de Hassi-Messaoud; 3 bacs de 60 000T et 2 bacs de 50000 T.
- **Zone 31:** Contient une torche P1

I.5.2 : Département de production P2

La réalisation de ce département fut suite aux demandes importantes en lubrifiants, elle

Comprend trois principales zones :

Zone 05 (Les huiles de base)

Cette zone assure la production des huiles de base (SPO, SAE10, SAE30, BS), elle a une capacité de production de 120 000 T/an. Le traitement se fait de la même façon que dans la zone 07. Elle englobe deux compartiments : HB3 et HB4.

HB3 : composé des unités suivantes :

- **Unité 100:** distillation sous vide.
- **Unité 150:** huile caloporteur.
- **Unité 160:** traitement des eaux acides.
- **Unité 200:** désasphaltage au propane.
- **Unité 300:** extraction au Furfural.

HB4 : comprend les unités suivantes :

- **Unité 400:** déparaffinage au MEC/Toluène.

- **Unité 500:** hydrofinishing
- **Unité 600:** hydrogénation des paraffines

Zone 19 (Les utilités):

Elle assure le bon fonctionnement de la chaîne de production des huiles de base ; elle Comprend les unités suivantes :

- **Unité 1100:** production de vapeur.
- **Unité 1200:** production de l'énergie électrique.
- **Unité 1300:** tour de refroidissement des eaux.
- **Unité 1400:** gaz de combustion.
- **Unité 1500:** production d'air comprimé (air instrument et air de service).
- **Unité 1600:** traitement et production d'eau distillé et déminé.
- **Unité 1700:** réseau de torche P2.
- **Unité 1800:** traitement des affluents.
- **Unité 280:** production de gaz inerte.

I.5.3 : Département de production P3

Une nouvelle réorganisation des départements de production a ajouté un troisième Département qui comprend les zones suivantes :

Zone 06 (Production des huiles finies)

Elle est conçue pour le mélange et le conditionnement des huiles finies à partir des huiles de base fabriquées dans cette 1^{ère} chaîne de production. Les mélanges des huiles de base sont réalisés avec des additifs pour améliorer les caractéristiques. Le lubrifiant est conditionné dans des fûts de 200 litres. La gamme des lubrifiants se compose de : huile pour moteur, huile industrielle, huile de graissage. Huile hydraulique, huile de coupe, graisses industrielles.

- **Unité 3000: (Production des huiles finies et des graisses)**

Elle comporte les unités suivantes :

- **Unité 3100:** (Production des huiles finies): Elle est destinée à fabriquer des huiles finies à partir des huiles de base fabriquées dans les unités 100 à 500 et des additifs importés. Les grades d'huiles fabriquées sont :

Huiles pour moteurs (Essence, Diesel, huiles pour transmission).

Huiles industrielles [hydraulique (TISKA), turbines (TORBA), engrenage (FODDA), compresseur (TORADA), et huiles divers].

- **Unité 3200:** Préparation et conditionnement des graisses.
- **Unité 3300:** Conditionnement des paraffines.

- **Unité 3400, 3500, 3600:** Assurent le conditionnement des huiles finies.

- **Unité 3700:** Installation portuaires, Son rôle consiste:

Au déchargement des additifs importés des navires.

Aux suivis des bacs de stockage (contrôle de température, niveau, pression, etc.)

Au transfert des additifs vers RA1Z par camions citerne.

Au chargement d'huiles de base dans les navires.

- **Unité 3800:** Pomperie eaux brutes.

- **Unité 3900:** (Production des huiles finies)

Elle est réalisée en 1997, elle assure le conditionnement et le remplissage des huiles finies en bidons de 2 et 5 Litres et de la graisse en pots de 1 Kg.

I.5.4 : Département de production P4

Zone 28 (stockage et expédition):

C'est une zone de stockage des matières premières, des mélanges, des expéditions et des produits semi-finis et finis, ainsi que le pétrole brut.

Zone 30 chargements de produits finis

Cette zone est spécialisée dans le chargement des carburants (essences, gaz oil) dans les camions et wagon des trains

Zone 27 (Unité 1800 « Station de traitement des effluents »):

Le rôle de cette zone est récupérer les eaux usées et les traiter. Elle est composée de deux bassins de séparation et de décantation physique (API et PPI).

Laboratoire de contrôle

Durant toutes les étapes de raffinage au niveau des différentes unités, les produits semi-finis et finis sont soumis selon un programme bien défini à un contrôle de qualité rigoureux au niveau du laboratoire.

Avant tout transfert ou expédition de produit fini, un certificat de qualité attestant la conformité de ce produit aux spécifications arrêtées est établi.

Le laboratoire contrôle aussi la qualité des eaux, les rejets et procède aux analyses des différents échantillons spéciaux.

Département de sécurité industrielle

Etant donné les dangers, et les risques continuels qui peuvent se présenter dans une raffinerie de pétrole tel qu'explosions, incendies, intoxications, et électrocution. Le rôle du département de sécurité dans ce contexte est primordial pour la préservation du patrimoine humain et matériel. Il comporte 3 services :

Service prévention

Assure les travaux de maintenance, les animations (photos et conseils sensibilisant sur les lieux de travail), l'hygiène de l'unité, et les statistiques des accidents de travail (en utilisant l'arbre des causes).

Service intervention

Assure l'entretien des équipements de lutte contre l'incendie (fixe et mobile), la formation du groupe d'intervention de réserve (GIR), la gestion des produits extincteurs, les travaux de maintenance (ne jours de repos et fériés, quand l'inspecteur n'est pas présent), l'exécution du planning de sauvetage journalier et du programme d'exercices des plans d'attaques contre les incendies.

Service surveillance :

Surveille et contrôle le flux entrant et sortant des personnes et des équipements Il faut noter que les risques les plus important sont dus aux sources de chaleurs, d'où la sensibilisation du personnel concernant le triangle de feu.

Chapitre I : Présentation de la raffinerie d'Arzew

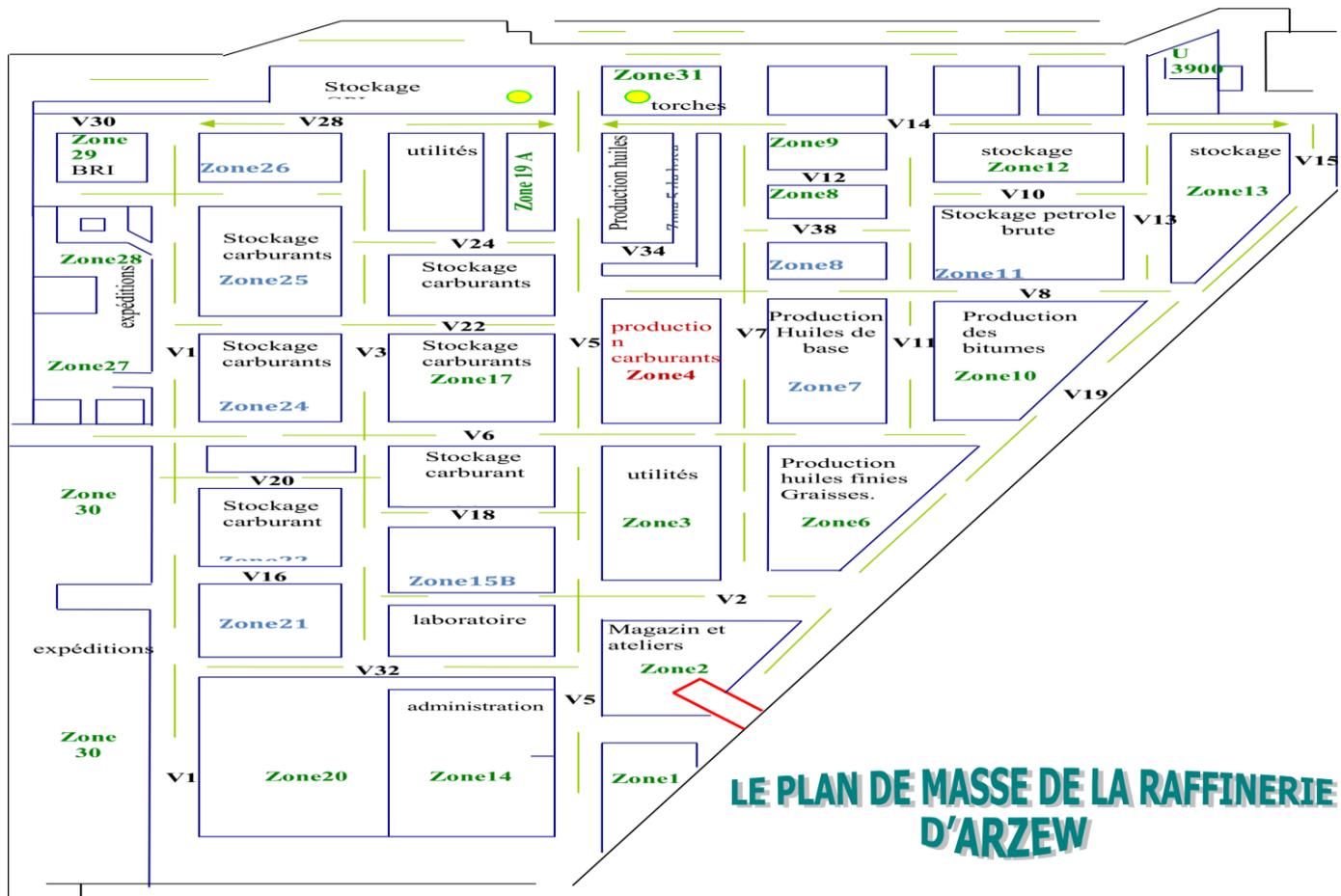


Figure I. 3 Plan de la raffinerie d'ARZEW

Chapitre II :

Aperçu sur la zone

des carburants

(Z4)

Chapitre II: Aperçu sur la zone des carburants (Z4)

De manière générale, les carburants se présentent sous forme de composés chimiques, souvent liquides ou gazeux, et sont utilisés pour fournir de l'énergie mécanique lors de leur combustion dans des moteurs thermiques. Initialement, le terme "carburant" était réservé aux produits utilisés dans les moteurs classiques à allumage commandé, équipés d'un carburateur et d'un système d'allumage par étincelle. Aujourd'hui, ce terme s'applique à tous les produits alimentant une variété de moteurs, allant des moteurs classiques à essence et diesel aux réacteurs d'avion. L'utilisation de carburants est devenue essentielle à travers le monde, et les unités de production de carburants jouent un rôle majeur dans le développement de l'industrie du raffinage, étant parmi les premiers procédés utilisés à grande échelle dans cette industrie. En ce qui concerne les carburants automobiles, historiquement les essences étaient classées en deux catégories en fonction de leur indice d'octane : essence normale (NO 92) et super (NO 98). Certains pays européens, comme la Grande-Bretagne, commercialisent parfois un grade intermédiaire, avec des essences deux étoiles, trois étoiles et quatre étoiles. Dans les années 80, face aux pressions des écologistes et aux restrictions réglementaires concernant la qualité des essences, un nouveau grade appelé essence verte a fait son apparition sur le marché. Même si son indice d'octane minimal est de 95, cette essence ne contient pas de plomb alkylé et sa part de marché ne cesse de croître dans le monde entier.

II.1 Description du procès de la zone 4 :

La zone **04** existe depuis la construction de la raffinerie d'Arzew. Cette unité a été conçue pour répondre à la progression importante et sans cesse croissante de la consommation en carburant du marché national.

Les unités de fabrication que l'on rencontre dans cette zone comportent :

- ❖ Unité de distillation fractionnée atmosphérique (topping : unité **11**).
- ❖ Unité de reformage catalytique (platforming : unité **12**).
- ❖ Unité de récupération des GPL (gas-plant : unité **13**).
- ❖ Unité d'isomérisation (unité **17**)

Chapitre II : Aperçu sur la zone des carburants (Z4)

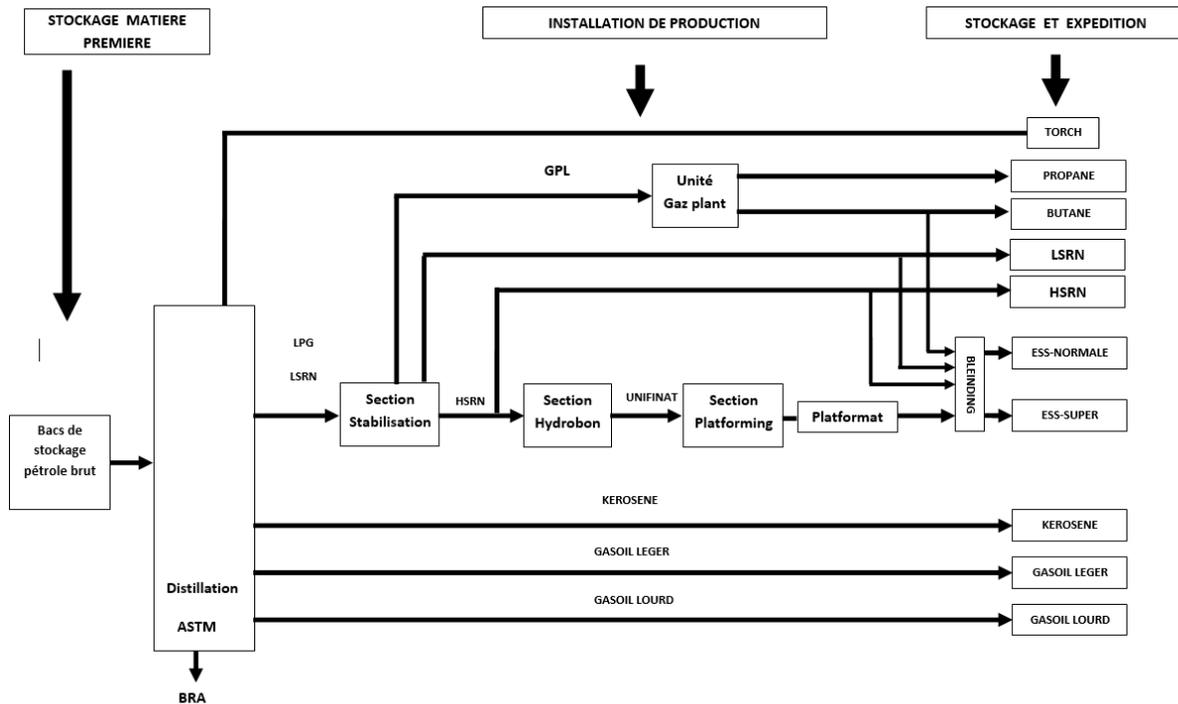


figure II 1 Schéma synoptique de la zone des carburants (zone 4)

II.2 Unité 11 (Distillation atmosphérique, topping) [11]

Comme son nom l'indique, cette distillation est réalisée sous pression Atmosphère. Ils sont produits dans une tour de distillation d'une hauteur de 50 à 60 mètres et d'un diamètre de 7 mètres, et il y a environ 50 plateaux de fractionnement. Cet appareil peut traiter jusqu'à 30 000 tonnes de pétrole par jour. A cet effet, du pétrole brut est introduit dans la tour à une température de 380 °C. Grâce à cette distillation, les produits suivants ont été récupérés :

- Moins de 40°C : les gaz et les essences qui seront ensuite séparés grâce à la distillation sous pression élevée.
- Entre 40 et 180°C : le naphta
- Entre 180 et 230°C : les kérosènes et les pétroles lampants. -Entre 230 et 360°C : le gazole atmosphérique.
- plus de 360°C : les produits lourds qui vont quitter la colonne par le bas pour subir une distillation sous pression réduite.

Cette unité traite **90.000 bar/j**par an de brut de Hassi Messaoud.

Elle est conçue pour produire :

- LPG (le propane et le butane).
- LSRN (essence légère).
- HSRN (essence lourde).
- Kérosène.
- LGO (gas-oil léger).
- HGO (gas-oil lourd).
- BRA (le brut réduit atmosphérique)

Chapitre II : Aperçu sur la zone des carburants (Z4)

Cette unité comprend deux sections citées ci-après :

- ✓ **Section de fractionnement principal.**
- ✓ **Section stabilisation des gaz de tête.**



figure II 2Description de la colonne de distillation atmosphérique

II.2.1 Description de la colonne de distillation atmosphérique :

La colonne de distillation est un dispositif cylindrique vertical d'une hauteur allant de 40 à 50 m. Il est équipé de cloisons horizontales appelées plateaux, dont le rôle est d'assurer un contact étroit entre le liquide et la vapeur, de manière à réaliser l'équilibre des phases après transfert de chaleur et de matière. , Elle se divise en trois zones :

Zone d'alimentation ou zone de flash. Zone de rectification.

Zone d'épuisement. [12]

II.3 Unité 12 (reformage catalytique) :

Le reformage catalytique est largement utilisé pour convertir les hydrocarbures du naphta à faible indice d'octane en hydrocarbures à indice d'octane plus élevé. Le naphta est une fraction pétrolière qui représente généralement 15 à 30 % du poids du pétrole brut et dont le point d'ébullition est compris entre 30°C et 200°C. De plus, le reformat produit dans le procédé de reformage catalytique du naphta comprend des aromatiques (BTX), qui est un produit pétrochimique très important. L'hydrogène est un sous-produit précieux du processus de reformage catalytique du naphta et est utilisé dans la plupart des raffineries pour l'hydrocraquage, l'hydrotraitement et d'autres processus consommant de l'hydrogène [13]. Cette unité sert à produire, à partir des coupes (**Naphta lourd**) constituées principalement par les essences de distillation direct, des bases de carburant à haut indice d'octane. Par ailleurs, elle fournit l'hydrogène nécessaire pour les hydrotraitements effectués.

Le premier grand tournant de la technologie du procédé de reforming catalytique fut pris par la grande compagnie américaine **UOP**, qui avait développé le procédé de platforming basé sur un catalyseur de platine sur alumine chlorée.

II.3.1 Description de l'unité de platforming : [11]

La fonction origine du procédé de platforming est de valoriser le Naphta lourd (**HSRN**), provenant de l'unité de distillation atmosphérique avec un faible indice d'octane (**NO= 44**), pour obtenir un mélange de carburants à indice d'octane élevé en favorisant catalytiquement des groupes spécifiques de réactions chimiques.

Cette unité comprend deux sections citées ci-après :

- ✓ **Section Hydrobon.**
- ✓ **Section platforming.**

Section Hydrobon

Le Naphta lourd HSRN provenant de l'unité de distillation atmosphérique contient du soufre, de l'azote, de l'oxygène et d'autres composants constituant un poison pour le catalyseur du platforming. C'est pour ça la section d'hydrobon a été conçue pour transformer et éliminer les composants indésirables par hydrogénation et en même temps à saturer les oléfines pour obtenir des produits de haute qualité. Le réacteur d'hydrobon 12C1 est chargé avec le catalyseur S9 de type CO-MO sur le support d'alumine

La capacité de l'unité d'hydrobon est de 56 m³/h.

Section platforming

Le platforming est un procédé catalytique où on emploie un catalyseur sélectif afin de transformer en présence de l'hydrogène, l'unifinat en produit de base de meilleure qualité pour la fabrication des essences. La capacité de l'unité de platforming est de 56M³/h.

II.4.Unité 13 (fractionnement des gaz Propane et Butane)

Cette unité a pour but de récupérer le propane et le butane à partir des produits de tête du stabilisateur de l'unité de Topping et de tête de débutaniseur de l'unité de reforming catalytique. Elle est constituée par deux colonnes (le dépropaniseur et le dééthaniseur).

Cette unité pour but de récupérer le propane et le butane du produit de tête du stabilisant de l'unité de distillation atmosphérique et du produit de tête du débutaniseur du reformeur catalytique.

La charge pénètre dans le ballon tampon GPL (13D1), où le gaz est séparé, le liquide aspiré par la pompe d'alimentation (13G1) du dééthaniseur est ensuite chauffé à 75°C par échange thermique avec l'effluent du dépropaniser, puis chargé Entrez dans la 12ème planche du dééthaniseur [11]

II.4.1 le dépropaniseur :

Un dépropaniseur est une colonne de distillation binaire utilisée dans les procédés industriels pour séparer le propane et le butane. Il fonctionne en chauffant le bas de la colonne, ce qui fait monter la vapeur et entraîne les molécules les plus légères vers le haut, tandis que les plus lourdes se déposent en bas sous l'effet de la gravité. Le reflux en haut de la colonne condense la vapeur et renvoie du liquide dans la colonne. La température en haut et en bas de la colonne est directement liée aux composants présents

Les paramètres de contrôle incluent le débit de vapeur, le débit de liquide et la proportion de propane dans l'alimentation, qui est un facteur de perturbation. L'objectif est d'identifier un modèle linéaire de la colonne et de concevoir un contrôleur multivariable pour un fonctionnement optimal [14]

Le débutaniseur est un appareil utilisé principalement dans l'industrie chimique et pétrolière pour isoler le butane, un hydrocarbure saturé, des autres composés présents dans les mélanges gazeux ou liquides. Il fonctionne sur la base de différences de température et de pression, qui permettent de séparer les différents éléments en fonction de leurs propriétés physiques. Le

mélange initial est refroidi et soumis à une certaine pression, provoquant ainsi la condensation du butane.

Dans le raffinage du pétrole brut, le débutaniseur produit un mélange de butane, de propane, d'éthane et de méthane, et la fraction butane est séparée du propane dans le dépropaniseur. Quand il s'agit de gaz naturel, le débutaniseur intervient après que le propane a été séparé dans le dépropaniseur[14].

II.4.2 Le débutaniseur :

Le débutaniseur contribue ainsi à la production de gaz de pétrole liquéfié (GPL) et d'autres produits dérivés, tels que le propane et l'éthane. Il est donc essentiel pour optimiser l'utilisation des ressources énergétiques issues des hydrocarbures.

En résumé, le débutaniseur est un dispositif clé dans l'industrie pétrolière et chimique, permettant la séparation du butane et d'autres hydrocarbures pour produire des produits énergétiques variés [10].

II.5 Unité d'isomérisation (unité 17)

L'unité d'isomérisation joue un rôle essentiel dans la fabrication d'essence propre dans les raffineries de pétrole. Elle convertit des molécules linéaires comme le pentane normal en molécules ramifiées à indice d'octane plus élevé, améliorant ainsi la qualité de l'essence produite.

Le processus d'isomérisation est une réaction cruciale dans l'industrie pétrolière, permettant de transformer les paraffines linéaires en iso-paraffines à indice d'octane plus élevé. Cette transformation est essentielle pour produire de l'essence à haut indice d'octane tout en réduisant la présence de composés aromatiques, ce qui permet de répondre aux normes environnementales strictes.

Chapitre II : Aperçu sur la zone des carburants (Z4)

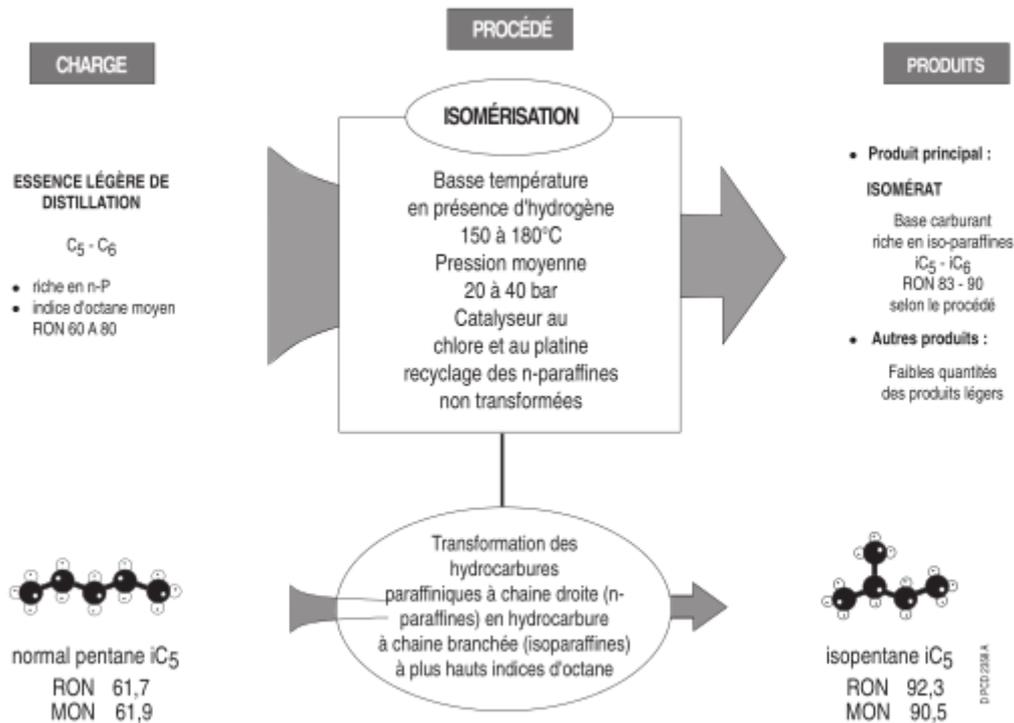


figure II 3 Description de la processus d'isomérisation :

Le Naphta léger LSRN provenant de l'unité de distillation atmosphérique contient du soufre, de l'azote, de l'oxygène et d'autres composants constituant un poison pour le catalyseur.

C'est pour ça la section naphta hydrotraitement est destinée à transformer et à éliminer les composants indésirables par hydrogénation et en même temps à saturer les oléfines pour obtenir des produits de haute qualité.

Est un procédé d'isomérisation concerne des n-paraffines en iso paraffines, et pour but d'améliorer l'indice d'octane de la coupe pétrolière naphta léger, plus particulièrement de celles qui contiennent des pentanes et des hexanes normaux ainsi que des pentanes et des hexanes ramifiés (coupes C5/C6)

Chapitre III : Généralités sur les échangeurs de chaleur

Chapitre III : Généralités sur les échangeurs de chaleur

L'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 traverse la surface d'échange qui sépare les fluides. La plupart du temps, on utilise cette méthode pour refroidir ou réchauffer un liquide ou un gaz qu'il est impossible ou difficile de refroidir ou chauffer directement, par exemple l'eau d'un circuit primaire de refroidissement de centrale nucléaire [1].

L'échangeur thermique dispose de réseaux parallèles à travers lesquelles circulent les fluides à des températures différentes. Ces derniers sont séparés par une paroi aux capacités conductrices optimales. C'est l'écart de température entre les deux fluides qui permet l'échange de chaleur. [2]

Un échangeur thermique ne mélange pas les deux fluides, il permet simplement le transfert de chaleur entre les deux.

- ❖ Pour cela, les deux fluides sont séparés par une paroi très conductrice (cuivre, aluminium, inox, acier).
- ❖ L'écart de température entre les deux fluides permettra le transfert de chaleur, la chaleur allant toujours du plus chaud vers le plus froid.
- ❖ De ce fait, au niveau de l'échangeur, le premier fluide entre chaud et ressort refroidi, tandis que le second fluide entre froid et ressort plus chaud

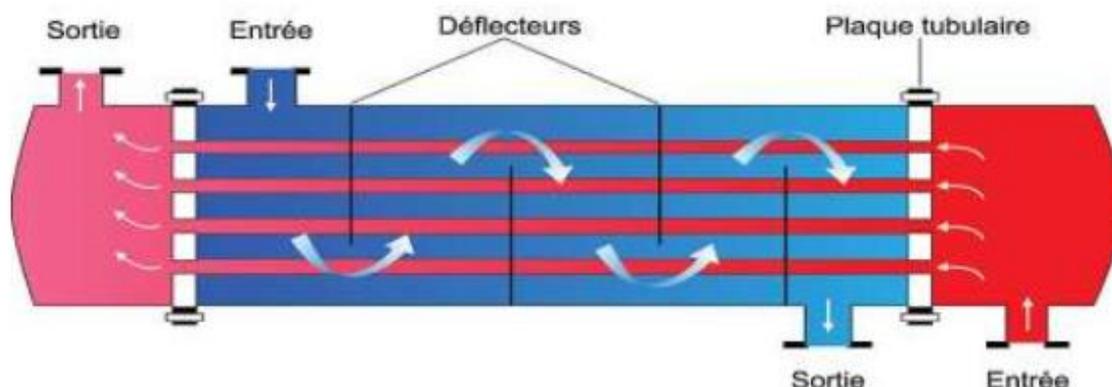


figure III : 1Circulation des fluides dans un échangeur de chaleur à faisceau tubulaire et calandre

Généralement, dans un échangeur thermique, les fluides évoluent à contre-courant (l'un entre en haut et l'autre entre en bas) ou à courant croisé (l'un avance horizontalement, l'autre

verticalement). Ce phénomène permet d'améliorer le transfert de chaleur par rapport à une évolution à Co-courant (les deux fluides avancent dans le même sens).

III.1. Principe de fonctionnement des échangeurs [3]:

Un échangeur de chaleur a (comme son nom l'indique) pour fonction de transférer de la chaleur d'un milieu fluide vers un autre.

Ce sont des éléments couramment rencontrés autour de nous dans le bâtiment (radiateur) mais aussi dans un grand nombre d'applications industrielles. Chaque fois que l'on veut évacuer de la chaleur pour diminuer le risque (radiateur automobile, composants électroniques, centrales nucléaires) ou récupérer de la chaleur pour l'utiliser (radiateur...) il est fait appel à un échangeur de chaleur.

Généralement pour assurer efficacement cet échange de chaleur au moins un des fluides est mis en mouvement (pompe, ventilateur). Pour augmenter cet échange, et donc le transfert d'énergie, il peut être fait appel au changement de phase (condenseurs, évaporateurs, bouilleurs...), système utilisé couramment dans les machines thermiques ou les caloducs.

Tous les modes de transferts sont mis en jeu dans les échangeurs de chaleur :

A- Le transfert de chaleur :

La conduction apparaît toujours dans la paroi qui a pour fonction de séparer les 2 fluides qui doivent échanger de la chaleur. Cette paroi généralement métallique et de faible épaisseur a en conséquence une résistance thermique faible.

Le rayonnement quant à lui, en raison des niveaux de températures faibles est le mode de transfert le moins prépondérant. Toutefois, pour certaines applications (exemple : chaudière avec bruleur) il est loin d'être négligeable.

La convection en raison des fluides mis en jeu est sans doute le mode le plus important et le plus délicat à estimer. Elle dépend fortement du type de fluide à utiliser, des vitesses mises en jeu et de la géométrie de l'échangeur.

B- Le transfert de masse :

Les fluides étant en mouvement afin d'assurer le transfert d'énergie, ce transfert de masse est l'élément moteur de l'analyse technique d'un échangeur.

Les échangeurs de chaleurs mettent en jeu 2 fluides qui peuvent avoir des propriétés très différentes. Par exemple le radiateur d'un local a pour fluide interne de l'eau et est situé dans de l'air.

Le choix des fluides est conditionné par des critères de coût (l'eau et l'air sont les plus intéressants), de tenue aux températures (élevées ou négatives), de performance de transfert d'énergie (forte capacité calorifique) et aussi de compatibilité avec les matériaux utilisés par l'échangeur (corrosion...).

A la différence des autres appareils thermiques, l'échangeur de chaleur ne contient aucune pièce mécanique mobile. Le calcul des performances de cet appareil est très complexe, on doit connaître exactement : sa géométrie (surface d'échange et sections de passage des fluides), ses caractéristiques thermo-physiques, les vitesses d'écoulement des fluides, les températures d'entrées des fluides, etc.

Dans le domaine des échangeurs de chaleur les résistances thermiques par conduction et par rayonnement sont souvent négligées devant la résistance convective globale des deux fluides.

Le domaine des échangeurs de chaleur peut être considéré comme une synthèse des domaines suivants : Transferts thermiques, Mécanique des fluides, Corrosion, Encrassement, etc.

III.2 Notions fondamentales

L'échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid sans contact direct entre les deux fluides. Le même fluide peut conserver son état physique (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases : c'est le cas des condenseurs, évaporateurs, bouilleurs, ou des tours de refroidissement. En principe, pour les échangeurs les plus courants dans l'industrie, les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi ou cloison à faible inertie thermique au travers de laquelle les échanges se font par conduction. En effet, la chaleur que l'un des fluides cède à la paroi par convection le long de la surface de contact est transférée par conduction et cédée à l'autre fluide par convection le long de l'autre face. Le rayonnement n'intervient de manière significative, que s'il existe des différences de température très importantes entre un fluide et la paroi [4].

III.3 Classification des échangeurs :

Les échangeurs tubulaires (Tubes et calandre, coaxial...) sont les plus répandus et représentable, en 1998, quasiment 50% des parts de marché en Europe. Les échangeurs dits compacts (échangeurs à plaques et joints par exemple), qui ont connus une croissance importante dans les années 90, tendent à faire diminuer ce pourcentage mais la grande adaptabilité des échangeurs tubulaires (tenue en pression et en température, diversité des matériaux...etc.) fait qu'il est difficile d'assurer leurs remplacements par d'autres technologies (Figure III.2) [5].

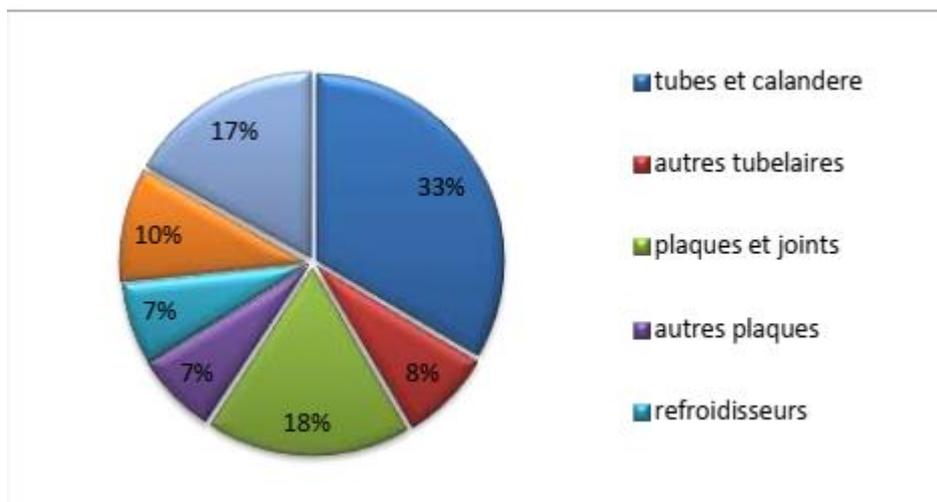


figure III 2 : Répartition en pourcentage des recettes par type d'échangeur sur le marché totale de l'échangeur

Il existe différents critères pour classer les types d'échangeurs de chaleur, et chacun d'eux a sa propre logique :

III.3.1 Type de contact: [6]

Échangeurs à contact direct : Le type le plus simple comprend un récipient où

Canalisation dans lequel les deux fluides sont directement mélangés et atteignent la même température finale.

Échangeurs à contact indirect : les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi.

III.3.2. Classement technologique :

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

- à tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires ;
- à plaques : à surface primaire ou à surface secondaire ;
- autres types : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé

III.3.3. Classement suivant le mode de transfert de chaleur :

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées, etc.) ; il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient.

III.3.4. Classement suivant le procédé de transfert de chaleur

Suivant qu'il y a ou non stockage de chaleur, on définit un fonctionnement en récupérateur ou en régénérateur de chaleur :

- transfert sans stockage, donc en récupérateur, avec 2 ou un passage et un écoulement en général continu ;
- transfert avec stockage, donc en régénérateur, avec un seul passage et un écoulement intermittent, la matrice de stockage étant statique ou dynamique.

III.3.5. Classement fonctionnel

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

- ✓ □ les deux fluides ont un écoulement monophasique ;
- ✓ □ un seul fluide à un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs ;
- ✓ □ les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapocondenseurs.

III.3.6. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange :

On retiendra deux types de paroi :

- les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux :
Superalliages, métaux ou alliages réfractaires ;
- les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc.

III.4 Différents types d'échangeurs

III.4.1 Echangeur à plaques

L'échangeur à plaques est un type d'échangeur de chaleur qui connaît un usage croissant dans l'industrie et dans le génie climatique. Il est composé d'un grand nombre de plaques disposées en forme de mille feuilles et séparées les unes des autres d'un espace de quelques millimètres où circulent les fluides. Le périmètre des plaques est bordé d'un joint qui permet par compression de l'ensemble d'éviter les fuites, entre les deux fluides vers l'extérieur (Figure III.3)

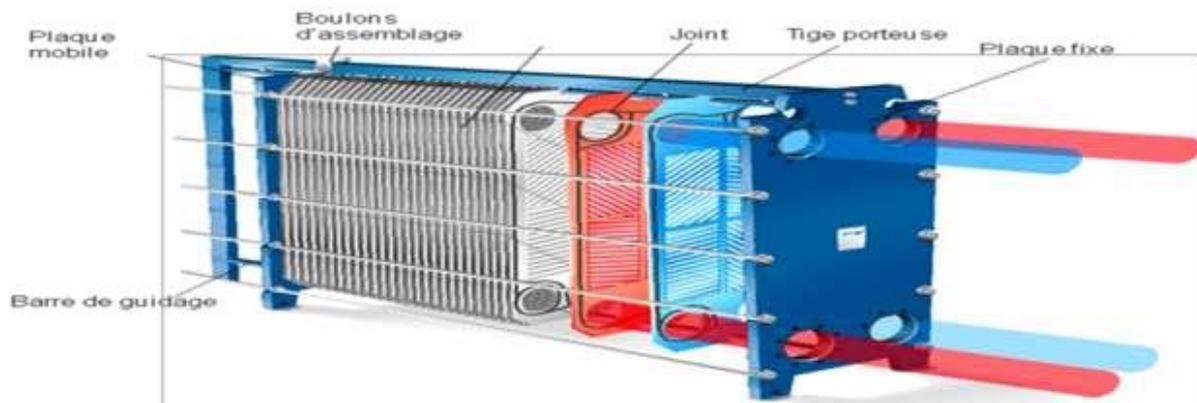


figure III 3 : Exemple d'un échangeur de chaleur à plaques

Les plaques ne sont pas plates mais possèdent une surface ondulée selon un schéma bien précis afin de créer un flux turbulent synonyme d'un transfert de chaleur plus performant et de répartir les fluides sur toute la surface d'échange. Plus il y a de plaques, plus la surface d'échange est grande et plus l'échangeur est efficace [2].

III.4.2 Echangeurs tubulaires

III.4.2.1 Echangeur double tubes

Un échangeur tubulaire simple (Figure III.4) est constitué de deux tubes cylindriques coaxiaux. Un fluide (généralement le chaud) circule dans le tube intérieur, l'autre dans l'espace compris entre les deux tubes. Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid s'effectue à travers la paroi qui constitue le tube intérieur [2].

Ils sont constitués de tubes dont la paroi forme la surface d'échange. Ils comportent soit un tube unique (serpentin), soit deux tubes coaxiaux (échangeurs bitubes), soit un faisceau de tubes enfermés dans une enveloppe appelée calandre.

Les échangeurs de chaleur haute-sécurité à double-tubes jouent un rôle important lorsque la prévention du mélange des fluides est primordiale en cas de fuite. Ils sont largement utilisés et sont la norme dans l'industrie chimique, l'industrie énergétique, lourde et légère, dans les secteurs du pétrole et du gaz, maritime, des transports, de la réfrigération et des aliments et boissons.

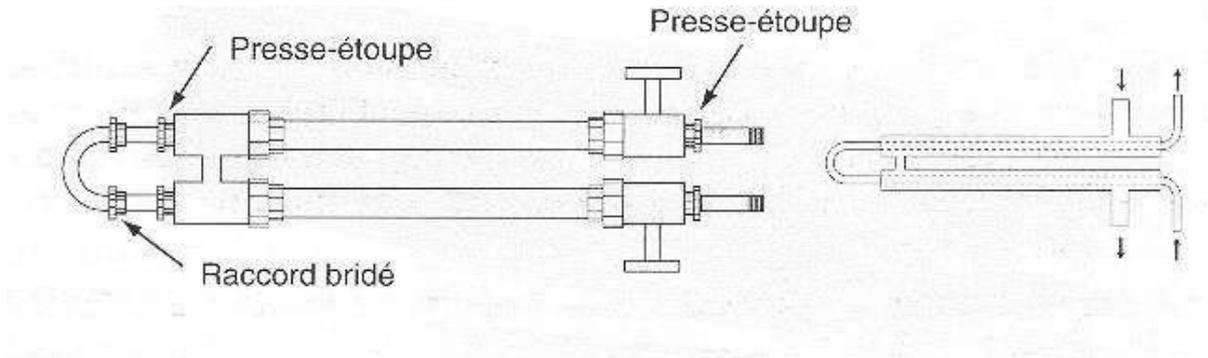


figure III 4 : Exemple d'un échangeur double tubes

III.4.2.2 Echangeur à faisceau tubulaire et calandre

Ce type d'échangeurs est de loin le plus répandu dans les unités de transformations des industries chimiques et pétrochimiques (Figure III.5).

Un schéma typique d'un échangeur à faisceau tubulaire, aussi appelé échangeur multitubulaire ou échangeur tubes et calandre, est présenté ci-dessous. L'appareil est constitué d'un faisceau de tubes, disposés à l'intérieur d'une enveloppe dénommée calandre. L'un des fluides circule à l'intérieur des tubes et l'autre à l'intérieur de la calandre, autour des tubes. Le nombre de chicanes ainsi que leurs formes sont optimisés afin d'améliorer le transfert de chaleur. À chaque extrémité du faisceau sont fixées des boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur des tubes. Leur configuration peut être à une seule ou à plusieurs passes. La calandre est elle aussi munie de tubulures d'entrée et de sortie (connexions) pour le fluide qui circule à l'extérieur des tubes suivant le chemin imposé par les chicanes. Le choix du diamètre des tubes est aussi optimisé en fonction de la nature du fluide qui y circule [2].

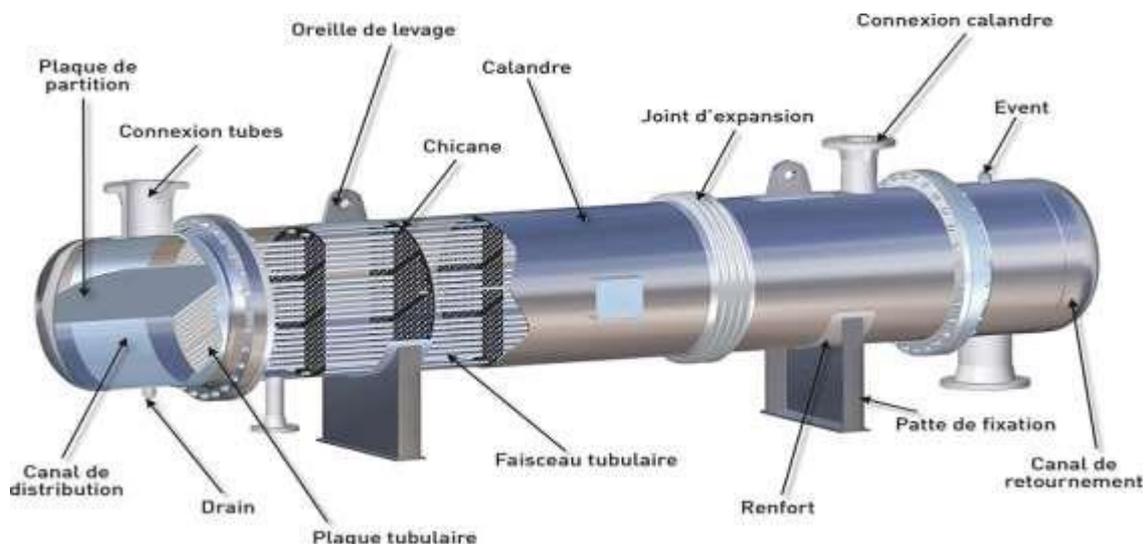


figure III 5 : Photo d'un échangeur à faisceau tubulaire et calandre

A- Les échangeurs à tête flottante :

L'une des plaques tubulaires est fixe (fig III.6), la seconde plaque, d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement de l'intérieur du capot qui ferme la calandre. Ces appareils permettent l'expansion thermique du faisceau ainsi que son nettoyage mécanique, constituent la presque totalité des échangeurs utilisés en raffinerie [7].

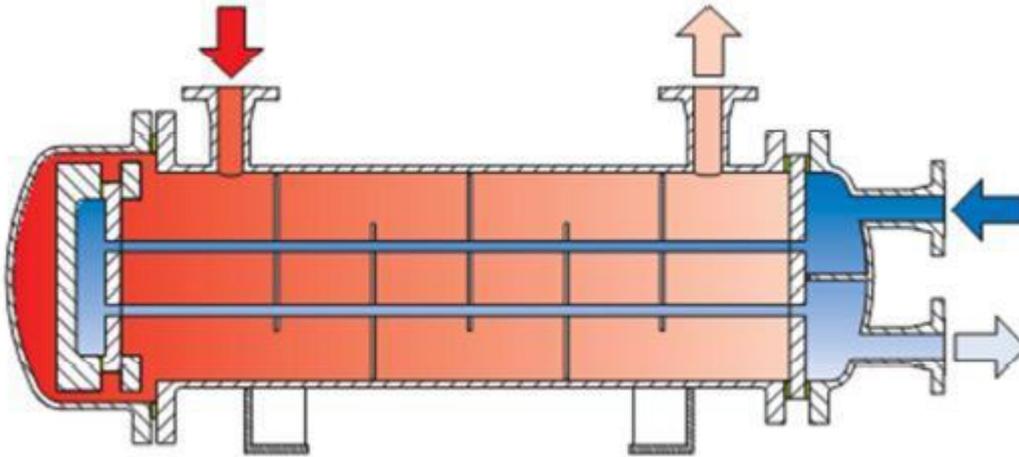


figure III 6 : Échangeurs à tête flottante

B- Les échangeurs à tubes en U

L'utilisation de tubes coudés supprime une plaque tubulaire (fig. III.7), tout en conservant les propriétés d'expansion de la tête flottante. L'économie réalisée par le coût d'une plaque tubulaire est compensée par l'impossibilité de nettoyage mécanique de l'intérieur des tubes, ces faisceaux seront surtout utilisés dans les rebouilleurs à vapeurs

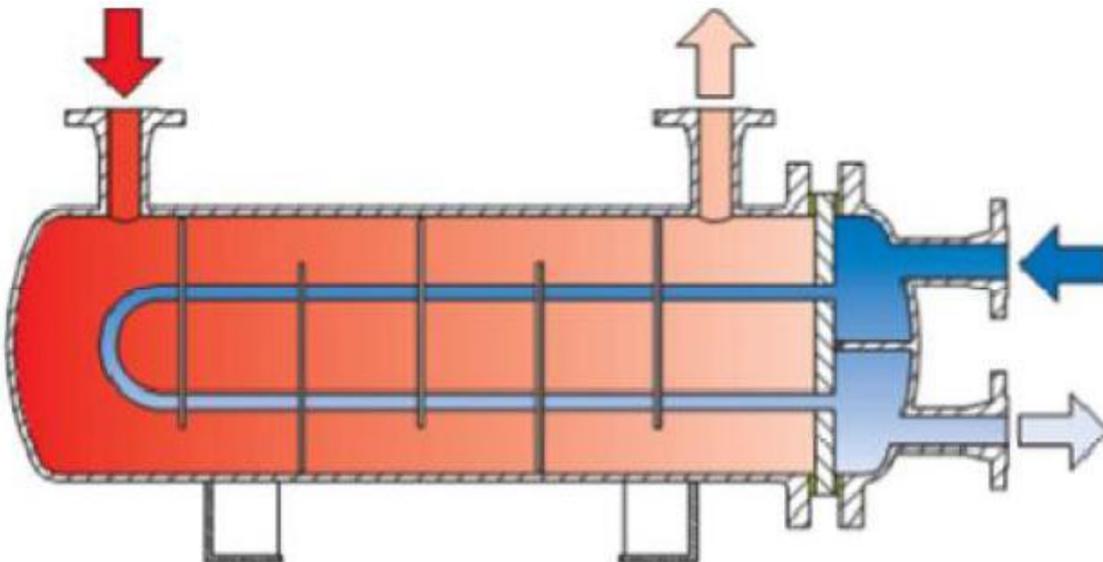


figure III 7 :Echangeur à tubes en U

C- Les échangeurs à plaque tubulaire fixes :

Soudées sur la calandre (figIII.8), ils ne peuvent être utilisés que si la différence de température entre les fluides chaud et froid est suffisamment faible pour que la dilatation du faisceau soit acceptable [7].

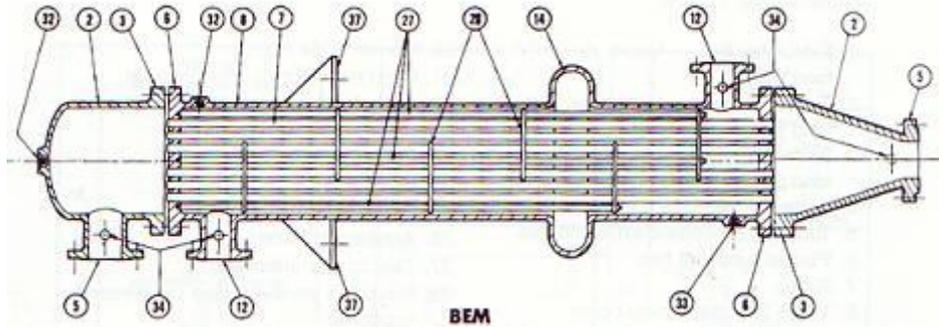


figure III 8 : Echangeur à plaque tubulaire fixes

III.4.2.3 Les échangeurs à faisceau et calandre :

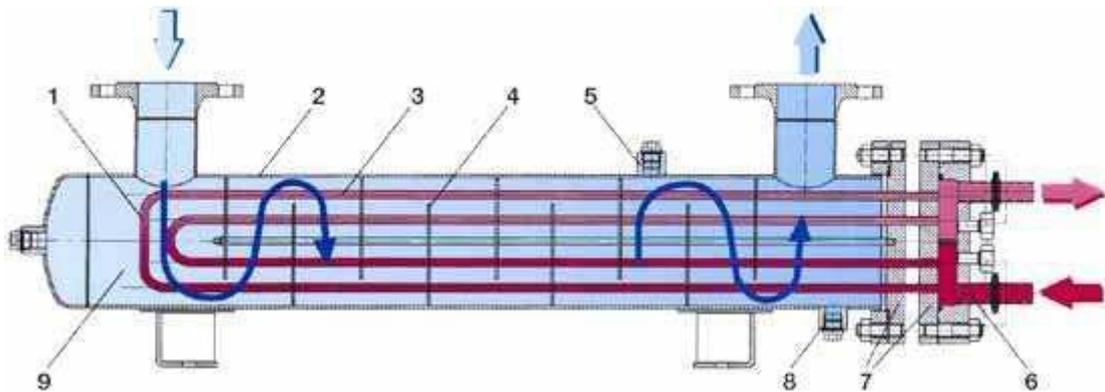


figure III 9 : Schéma typique d'un échangeur tubes calandre

1. Faisceau tubulaire
2. Enveloppe (calandre)
3. Intérieur tube
4. Chicane
5. Raccord évent
6. Intérieur boîte à eau
7. Plaque tubulaire
8. Raccord vidange
9. Intérieur enveloppe

Ce type d'échangeurs est de loin le plus répandu dans les unités de transformations des industries chimiques et pétrochimiques. Un faisceau de tubes est situé à l'intérieur d'une calandre (figure.III.9) dans laquelle circule le deuxième fluide. Cette conception se retrouve également dans les condenseurs, les rebouilleurs et les fours multitubulaires [8].

a. La calandre :

C'est l'enveloppe métallique entourant le faisceau tubulaire. L'acier au carbone est le Matériau le plus couramment utilisé pour la construction des calandres. A chaque extrémité Sont soudées

les brides qui porteront le couvercle et la boîte de distribution. Les tubulures d'entrée et de sortie sont soudées avec plaques de renforcement, selon la pression de service. Enfin la calandre pourra être équipée d'anneaux pour le levage et portera la plaque d'identité de l'appareil.

b. Les Plaques tubulaires

Ce sont des plaques (figure III.10) percées supportant les tubes à leurs extrémités, leurs épaisseurs varient entre 5 et 10 cm. Les tubes généralement sont fixés par : mandrinage, dudgeon nage, et par soudage dans les applications à haute pression [8].

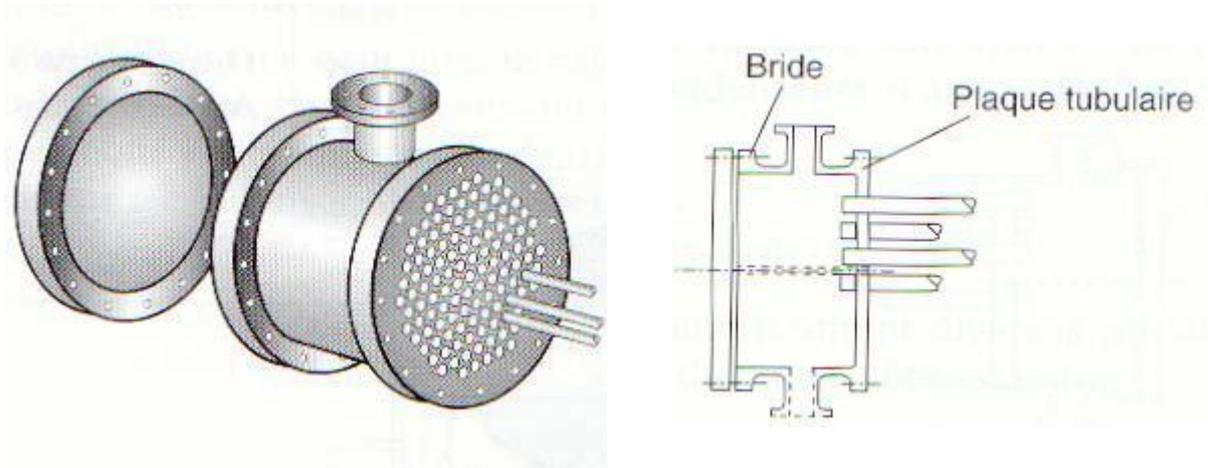


figure III 10 : Plaques tubulaires

c. Le Faisceau

C'est l'ensemble des tubes constituant le faisceau (figure III.11). Les épaisseurs de tubes sont normalisées selon le calibre BWG (Birmingham wire Gage). La perforation des trous dans les plaques tubulaires est normalisée ; elle s'effectue selon une disposition soit au pas carré, soit au pas triangulaire. Le pas est la distance centre à centre de deux tubes voisins.

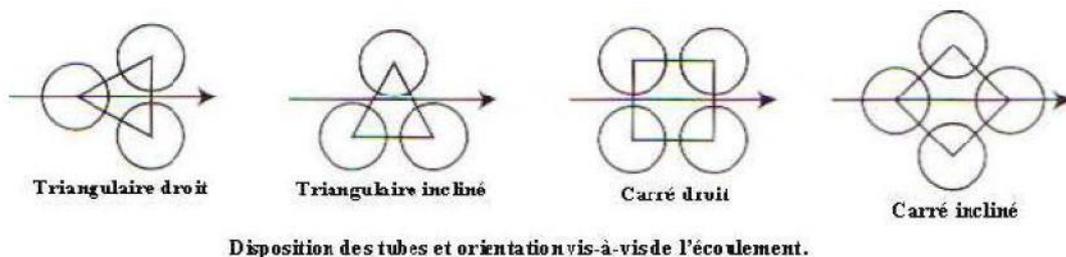


figure III 11 : Disposition des tubes

Le pas triangulaire permet de placer environ 10% de tubes de plus que le pas carré sur une plaque tubulaire de diamètre donné, mais en contrepartie, la disposition des tubes rend impossible leur nettoyage extérieur par insertion de grattoirs ou de racloirs à travers le faisceau. Pour ces appareils, il faut avoir recours au nettoyage chimique et réserver leur emploi pour des fluides propres.

d. Les chicanes :

Chapitre III : Généralités sur les échangeurs de chaleur

Les chicanes peuvent avoir deux rôles :

- Augmenter la rigidité du faisceau, pour éviter les phénomènes de vibration
- Augmenter la vitesse du fluide

Il existe deux types de chicanes

Les Chicanes transversales (fig III.12) Sont généralement constituées par un disque ayant un diamètre légèrement inférieur à celui de la calandre et comportant un segment libre dont la surface représente 20 à 45% de la section totale. Ces chicanes ont pour but d'allonger le chemin du fluide circulant dans la calandre, et d'améliorer ainsi le transfert à l'extérieur du tube. Dans le cas des échangeurs horizontaux, une échancrure est aménagée à la partie inférieure des chicanes pour faciliter la vidange et le nettoyage et vite l'encrassement par stagnation à la partie inférieure

Les chicanes transversales assurent la rigidité du faisceau tubulaire, elles sont solidaires à la plaque tubulaire fixe au moyen de tirant et entretoise qui occupent la place de tube Les standards (TEMA) imposent un nombre de tirants entre 4 à 10.

Les Chicanes longitudinales Sont généralement constituées par une simple tôle insérée au milieu du faisceau cette disposition oblige le fluide à effectuer un aller et un retour dans la calandre [8].

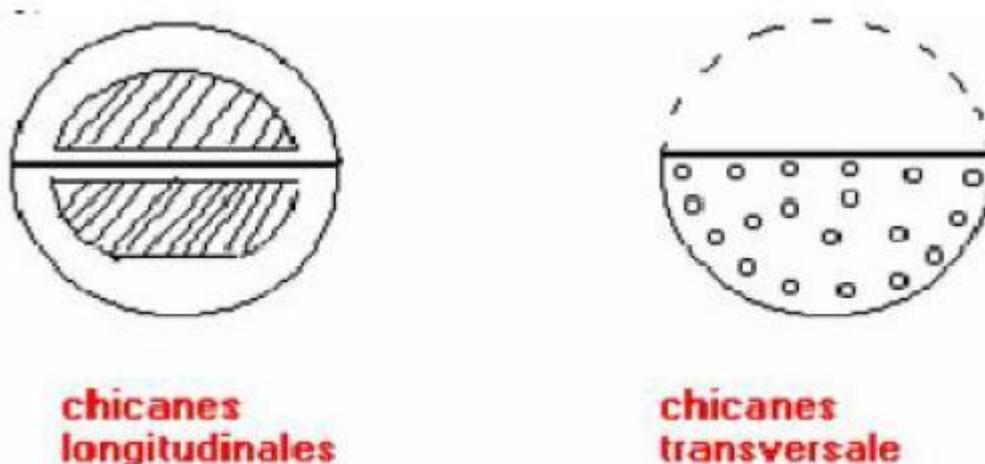


figure III 12 : Type de chicane

e. Boîtes de distribution ou chambres de distribution :

La chambre de distribution ou boîtes de distribution (fig III . 13) permet de distribuer le fluide en vue de réaliser 1, 2, 4,6 ou 8 passes. Le nombre de passe est généralement limité par la perte de charge admissible. Le second facteur limitant est si la différence de température à l'entrée et à la sortie est importante ; pour une différence de 150 °C une seule passe s'impose [8]

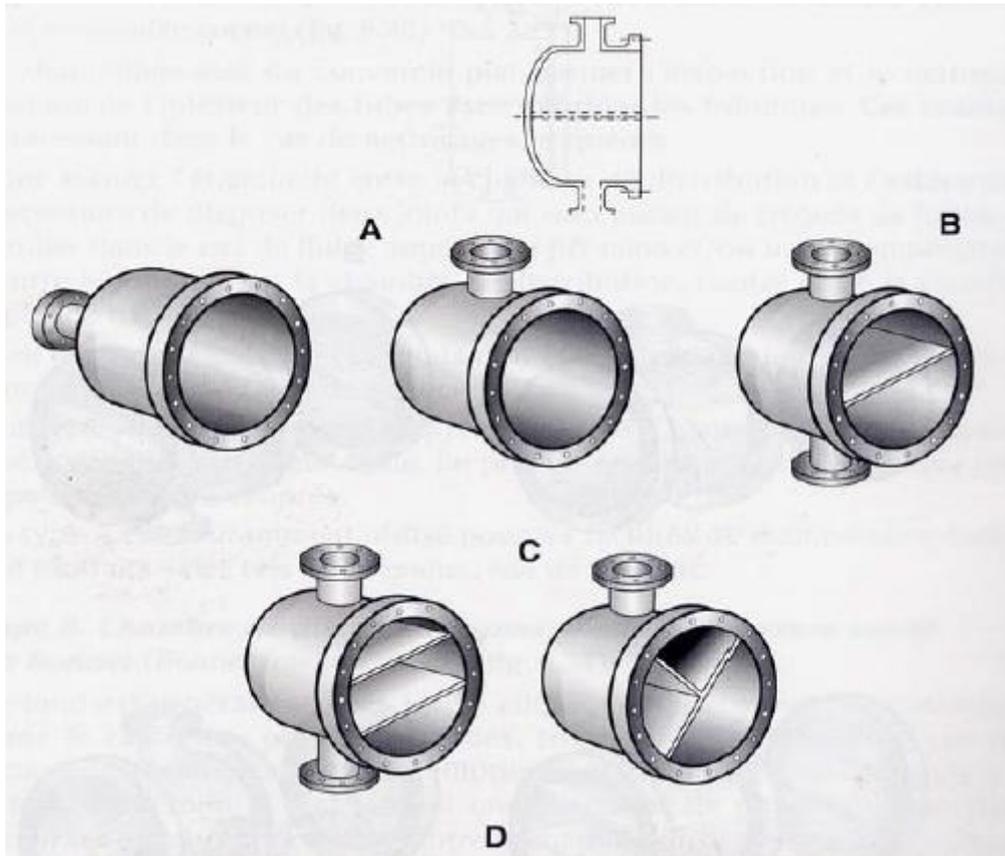


figure III 13 : Type de chambre de distribution

f. Déflecteurs ou plaque de protection du faisceau :

Pour éviter ou du moins minimiser l'érosion de tube du faisceau, des déflecteurs de protection (figIII.14) peuvent être installés faces aux tubulures d'entrée du fluide côté calandre, l'obligation de leur mise en place est définie dans les standards (TEMA) en fonction de la nature, de l'état du fluide et du produit ρu^2 (ρ : masse volumique, u vitesse du fluide) Ces déflecteurs, d'une épaisseur de l'ordre de 1/2in, sont circulaires, carrés ou rectangulaires, soudés sur des tirants ou entretoise[8]

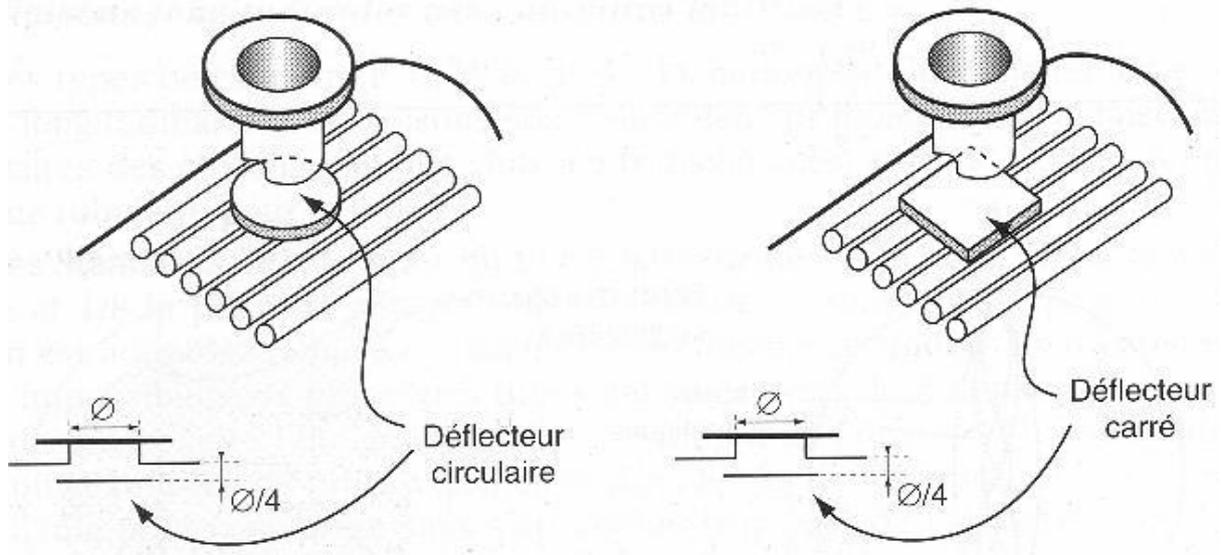


figure III 14 : Plaque de protection du faisceau

g. Les passes :

Dans sa forme la plus simple, les fluides entrent d'un côté et sortent de l'autre côté des tubes et de la calandre. On parle alors d'une seule passe de chaque côté. Les fluides peuvent circuler dans le même sens (co-courant) ou en sens opposé (contre-courant). Le transfert de chaleur est amélioré lorsque la vitesse et l'agitation du fluide augmentent. Il arrive souvent que la vitesse des fluides soit trop faible avec une seule passe. Pour augmenter la vitesse tout en conservant le même nombre de tubes, on augmente le nombre de passes : le fluide parcourt les tubes dans un sens pour certains et dans l'autre sens pour d'autres. Cela conduit à des échangeurs avec 2, 4, 6, 8 passes du côté des tubes. Le coefficient de transfert de chaleur augmente avec la vitesse à la puissance 0,8, tandis que la perte de charge augmente avec la vitesse au carré. En pratique, des vitesses entre 1 m/sec et 3 m/sec dans les tubes sont recommandées. Du côté de la calandre, la vitesse du fluide est ajustée en installant des chicanes transversales qui servent également de support pour les tubes. On peut aussi créer plusieurs passes en installant des chicanes longitudinales, bien que cette méthode rende le nettoyage entre les tubes plus difficile. Tous les composants de ces échangeurs sont normalisés par des organisations telles que la T.E.M.A. (Tubulaire Exchangers Manufacturer's Association), l'A.S.M.E. (American Society of Mechanical Engineers) et l'A.P.I. (American Petroleum Institute). Pour classer les différents types d'échangeurs, l'Association américaine des constructeurs d'échangeurs tubulaires a défini un système de lettres pour chaque type de composant, comme les boîtes d'entrée, la calandre et les boîtes de retour. Ainsi, chaque échangeur est caractérisé par trois lettres.

Chapitre III : Généralités sur les échangeurs de chaleur

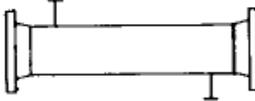
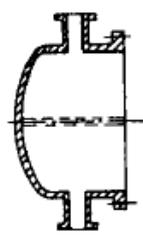
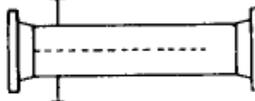
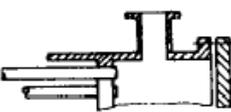
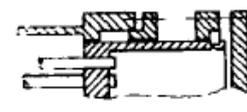
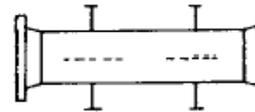
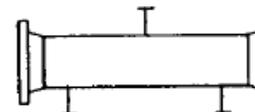
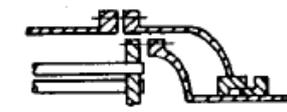
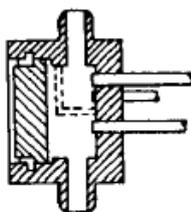
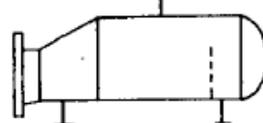
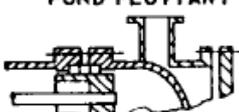
	CALANDRES	FONDS DE CALANDRES
A	 E CALANDRE A 1 PASSE	 L IDENTIQUE AU DISTRIBUTEUR TYPE A (1)
B	 B DISTRIBUTEUR A FOND SOUDE	 M IDENTIQUE AU DISTRIBUTEUR TYPE B (1)
C	 F CALANDRE A 2 PASSES AVEC CHICANE LONGITUDINALE	 N IDENTIQUE AU DISTRIBUTEUR TYPE C (1)
D	 G ECOULEMENT SEPRE	 P FOND FLOTTANT AVEC PRESSE ETOUPE EXTERIEUR
E	 H DOUBLE ECOULEMENT	 S FOND FLOTTANT AVEC ANNEAUX DEMONTABLES
F	 J ECOULEMENT DIVISE	 T FOND FLOTTANT
G	 K DISTRIBUTEUR SPECIAL POUR HAUTE PRESSION	 U FAISCEAU A TUBES EN "U"
H	 W REBOUILLEUR	 W PRESSE-ETOUPE EXTERIEUR A DETECTEUR DE FUITE

figure III 15 : Symbolisme de classement des échangeurs d'après l'association Américain

III.4.3 Echangeur à ailettes

Les échangeurs de chaleur à ailettes (Figure III.16) sont surtout utilisés pour refroidir et échauffer des liquides au moyen de gaz ou inversement. L'eau, la saumure, la vapeur saturée, l'huile hydraulique, l'huile lubrifiante, l'huile thermique, les agents réfrigérants qui condensent ou s'évaporent etc. conviennent comme agents réfrigérants ou chauffants. Cet échangeur est très simple et peut prendre des formes particulières, ce qui le rend intéressant dans l'électronique

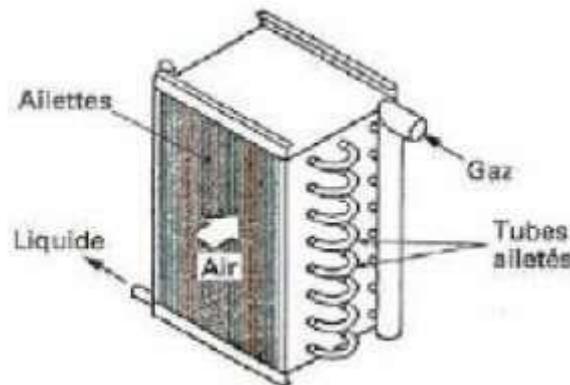


figure III 16 : Exemple d'un échangeur à ailettes

III.5 Le transfert de chaleur

Un transfert thermique, est l'un des modes d'échange d'énergie interne entre deux systèmes, un autre étant le travail : c'est un transfert d'énergie thermique qui s'effectue hors de l'équilibre thermodynamique. On distingue trois types de transfert thermique, qui peuvent coexister :

- Conduction: due à la diffusion progressive de l'agitation thermique dans la matière.
- Convection: transfert thermique qui accompagne les déplacements macroscopiques de la matière.
- Rayonnement: qui correspondent à la propagation de photons (radiation).

La quantité de chaleur Q est la quantité d'énergie échangée par ces trois types de transferts, elle s'exprime en joules (J). Par convention, $Q > 0$ si le système reçoit de l'énergie. La thermodynamique s'appuie sur le concept de chaleur pour ériger le premier et le deuxième

Principe de la thermodynamique.

La signification du mot « chaleur » dans le langage courant entretient souvent des ambiguïtés et des confusions, notamment avec la température. S'il est vrai que les transferts thermiques spontanés se font depuis les régions de température plus élevée vers les régions de température plus basse, il est néanmoins moins possible de réaliser un transfert thermique d'un corps froid vers le corps chaud, à l'aide d'une machine thermique comme un réfrigérateur. Par ailleurs, lors d'un changement d'état, par exemple lors de l'ébullition, un corps pur ne change pas de température alors qu'il échange de l'énergie sous forme de chaleur [4].

On distingue trois types de transfert thermique, qui peuvent exister (Figure III.17) :

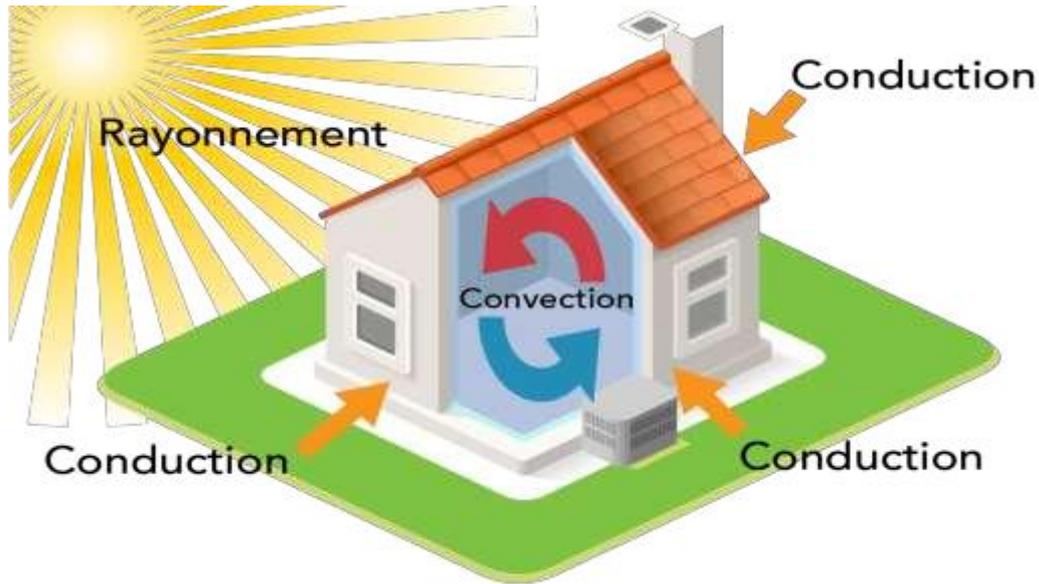


figure III 17 : Les trois modes de transfert de chaleur

III.5.1 La conduction

Le transfert par conduction (Figure III.18). La conduction thermique est un processus où la chaleur est transférée sans déplacement de matière, et implique les solides et les fluides immobiles. Ce transfert peut se produire à l'intérieur d'un seul matériau ou entre deux matériaux en contact. L'énergie thermique, résultant des vibrations des atomes autour de leur position d'équilibre, se propage de proche en proche par diffusion. Les cristaux ont un mode de transfert thermique particulier lié aux vibrations du réseau cristallin. Dans le cas d'une paroi solide d'épaisseur uniforme avec une différence de température $T_1 - T_2$ entre ses deux surfaces, le flux thermique dépend de la conductivité thermique λ des matériaux (exprimée en $W m^{-1} K^{-1}$).

$$\Phi_{1-2} = \lambda \cdot S \cdot \frac{T_1 - T_2}{e} = \frac{T_1 - T_2}{R_{th}}$$

R_{th} : est la résistance thermique de conduction.

Pour une étude plus approfondie, il faut exploiter la loi de Fourier :

$$\vec{\varphi} = -\lambda \vec{grad} T$$

C'est une loi de diffusion similaire à la loi de Fick qui décrit la diffusion de la matière

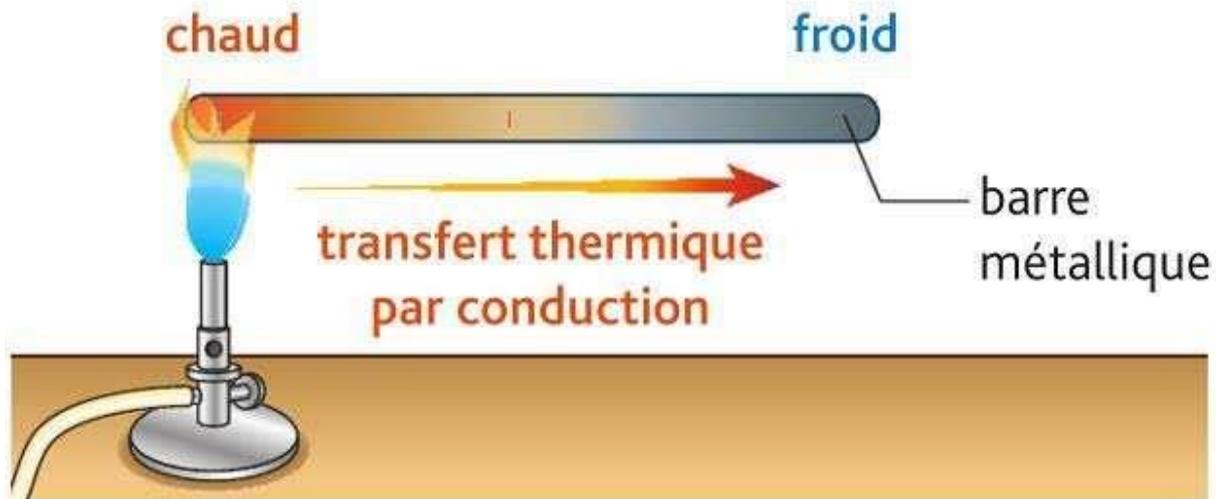


figure III 18 : Transfert thermique par conduction

III.5.2 La convection

Le transfert de chaleur par convection est causé par le déplacement des molécules, ce qui entraîne un transfert microscopique de l'énergie thermique. Ce phénomène se produit dans les fluides (liquides ou gaz) ainsi qu'à l'interface entre un solide et un fluide. Lorsque ces molécules se déplacent, elles transfèrent leur énergie thermique à d'autres parties du système. On peut distinguer deux types de convection.

- La convection naturelle (ou libre) est due à la différence de masse volumique entre les particules composant le fluide. Les particules des zones chaudes, de masse volumique plus faible, montent et laissent leur place à des particules plus froides ; elles cèdent une partie de l'énergie thermique et leur température diminue, ce qui les pousse à rejoindre une partie plus chaude.
- La convection forcée est due à la mise en mouvement du fluide par une action extérieure comme un l'effet d'un ventilateur. Le mouvement accélère le transfert thermique

Dans le cas le plus simple d'une paroi solide de surface S et de température homogène T_1 en contact avec un fluide à la température T_2 à grande distance de la paroi, le flux thermique dépend du coefficient de convection thermique h du matériau ($W m^{-2} K^{-1}$) :

$$\Phi_{1-2} = h(T_1 - T_2) = \frac{T_1 - T_2}{R_{th}}$$

R_{th} : Est la résistance thermique de convection. Autrement écrit

$$\varphi = h(T_1 - T_2)$$

Le transfert thermique peut être formulé par la loi de refroidissement de Newton qui indique qu'il est proportionnel à la différence de température entre le corps étudié et son milieu environnant.

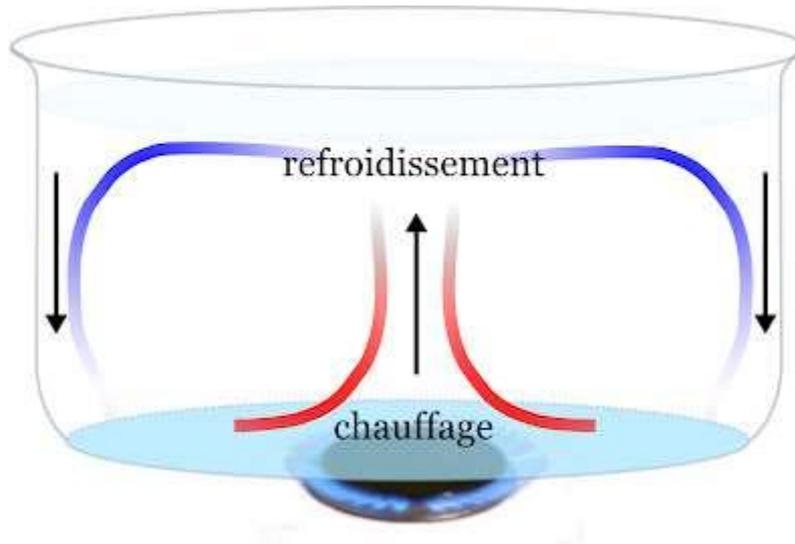


figure III 19 : Transfert thermique par convection

III.5.3 Le rayonnement :

Le rayonnement, parfois appelé rayonnement thermique, est une forme de rayonnement électromagnétique. Il est souvent associé au rayonnement infrarouge, qui est généralement prédominant dans les échanges thermiques. Peu importe sa température, un corps émet du rayonnement, dont l'intensité varie en fonction de cette température. La longueur d'onde du rayonnement émis dépend également de la température du corps. Par exemple, le rayonnement thermique émis par le soleil est principalement dans le spectre visible, tandis que les corps plus froids comme les mammifères émettent dans l'infrarouge. Ce mode de transfert thermique est le seul à se produire dans le vide, comme c'est le cas du rayonnement solaire atteignant la Terre. Cependant, il se produit également à travers des matériaux transparents. Il est crucial de le prendre en compte dans des situations de températures élevées ou en l'absence de conduction et de convection.

Le corps noir est un corps théorique capable d'absorber la totalité du rayonnement qu'il reçoit. Il présente la propriété de respecter la loi de Planck et la loi du déplacement de Wien qui permettent de déterminer son spectre d'émission en fonction de sa température.

Le flux thermique surfacique, s'exprime par rapport à l'émission du corps noir dans la loi de Stefan-Boltzmann

$$\varphi = \varepsilon \sigma T^4$$

Avec:

- σ : constante de Stefan-Boltzmann ($5,6703 \times 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-4}$)
- ε : émissivité, indice valant 1 pour un corps noir et qui est compris entre 0 et 1 selon l'état de surface du matériau (sans dimension)
- T : température du corps (K).

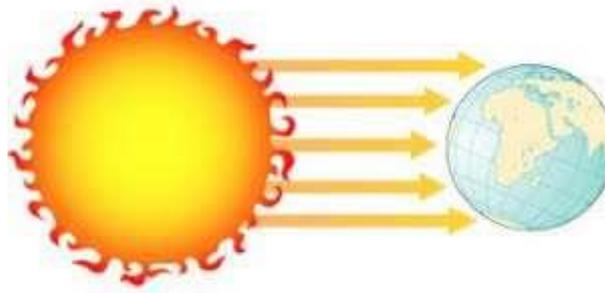


figure III 20 : Transfert thermique par rayonnement

III.6- Les courants de transfert :

Les concepts essentiels dans le domaine des échangeurs de chaleur sont les suivants :

III-6-1-Co-courant (ou échangeur anti-méthodique) :

Les deux fluides se déplacent parallèlement et dans la même direction. Dans un échangeur co-courant, la température de sortie du fluide froid est toujours inférieure à celle du fluide chaud.

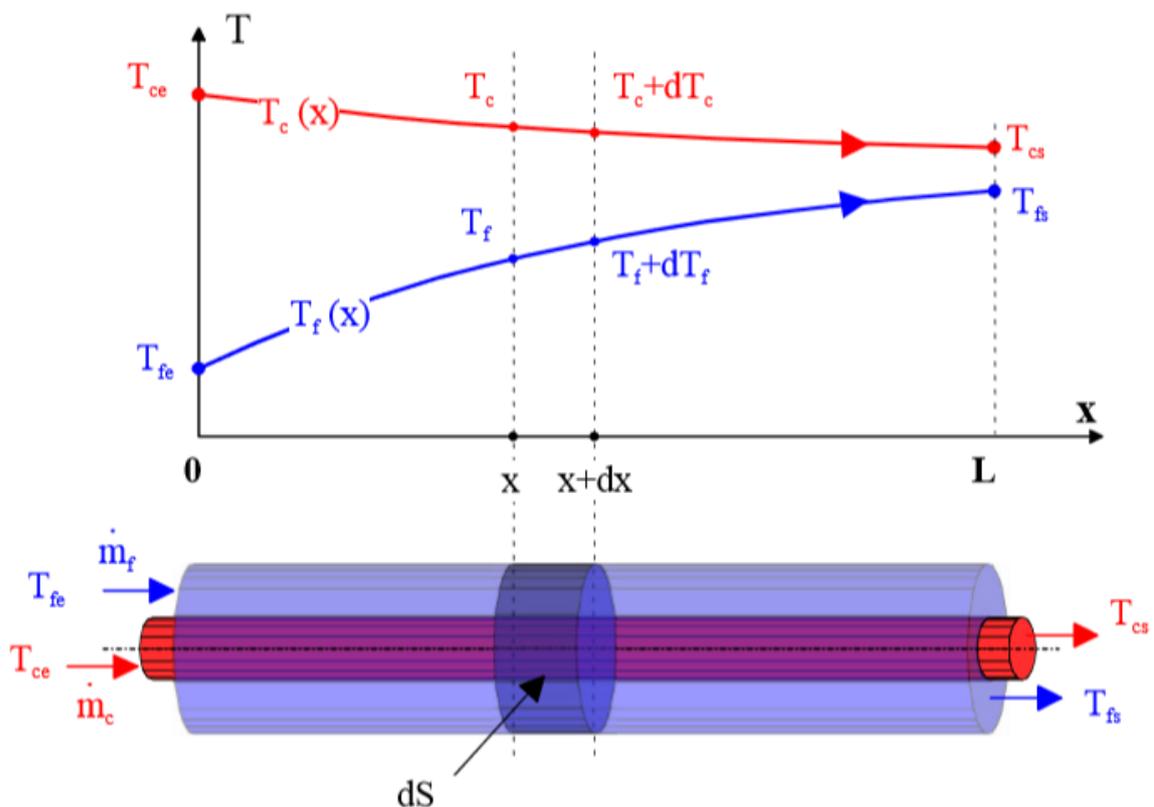


figure III 21 : évolution des températures dans un échangeur à co-courant

III-6-2-Contre-courant (ou échangeur méthodique) :

Les deux fluides se déplacent parallèlement mais en sens opposés. Dans un échangeur contre-courant, le taux de transfert de chaleur est généralement plus efficace que dans un échangeur

co-courant, ce qui permet d'obtenir une température de sortie du fluide froid plus élevée que celle du fluide chaud.

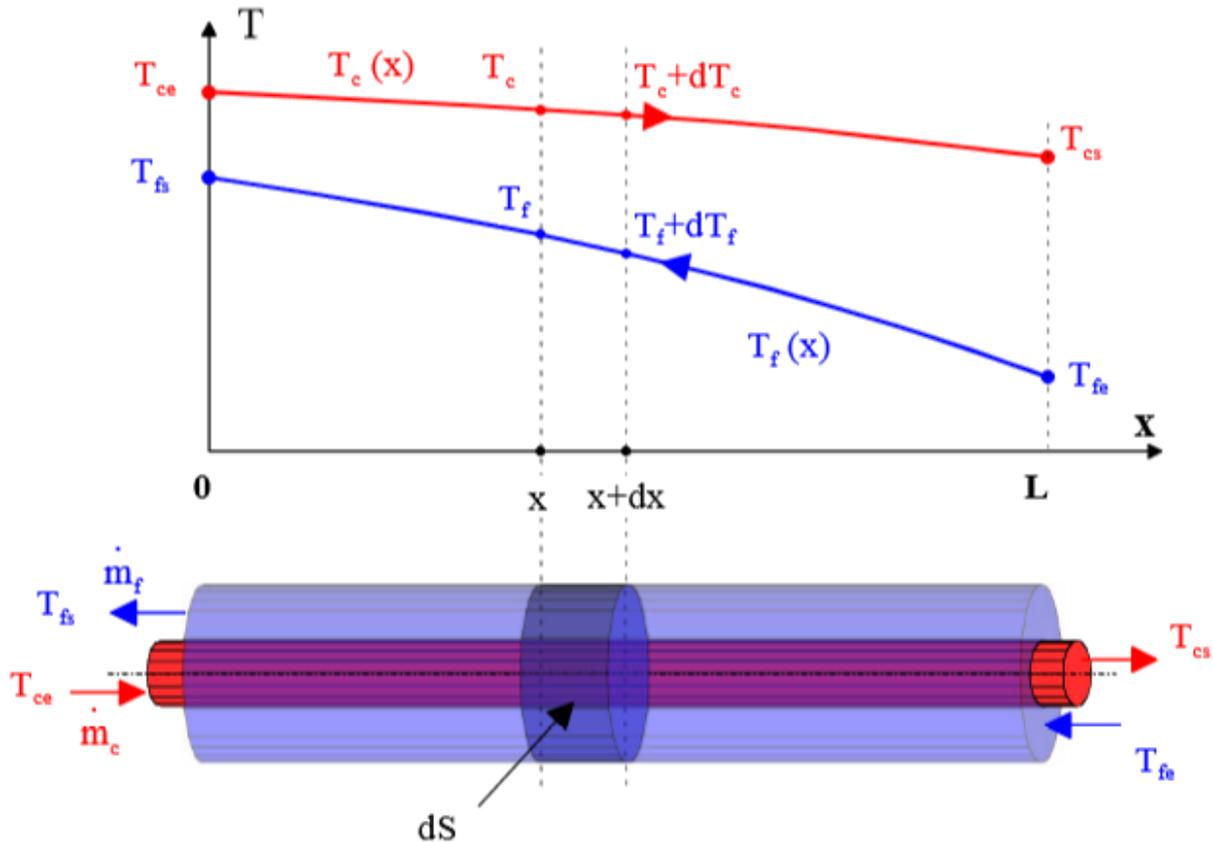


figure III 22 : évolution des températures dans un échangeur à contre-courant.

III-6-3-Courants croisés :

Les deux fluides circulent dans des directions plus ou moins perpendiculaires. Les échangeurs à courants croisés se situent entre les échangeurs co-courants et contre-courants, offrant des avantages spécifiques en termes d'efficacité.

Ces distinctions sont fondamentales pour comprendre comment fonctionnent et comment sont efficaces les échangeurs de chaleur en fonction de l'orientation des flux de fluides.

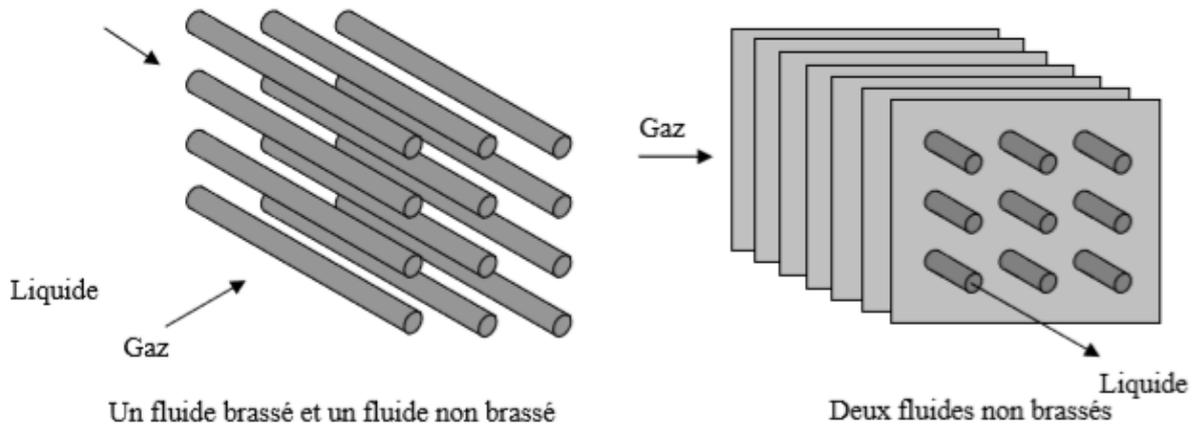


figure III 23 : les deux types du courant croisé.

III.7- Méthodes de calculs pour l'échangeur à faisceau et calandre:

Le calcul des échangeurs de configurations diverses a longtemps calqué sur celui des échangeurs à courants parallèles. Il existe deux grandes méthodes de calcul des échangeurs de chaleur qui sont la méthode de différence de température logarithmique moyenne DTLM et la méthode NUT appelée NOMBRE D'UNITES DE TRANSFERT. [6]

III.7.1 Quantité de chaleur échangée Q :

Il est possible d'établir le bilan thermique global en écrivant que la quantité de chaleur Q perdue par de fluide chaud est égale à celle prise par le fluide froid.

$$\phi \text{ céder} = \phi \text{ reçu}$$

Alors :

$$\phi = MCp (T_1 - T_2) = mc (t_2 - t_1)$$

Par ailleurs on peut appliquer l'équation de Fourier à l'ensemble de l'appareil :

$$\phi = U \cdot A \cdot DTLM$$

Les valeurs de U, DTLM sont fonction de la disposition interne du tube, du nombre de passes et des caractéristiques de l'écoulement de fluide

Q : la quantité de chaleur dégagée ou reçue (en kcal / h).

U : le coefficient de transfert global (en kcal / h.m². °C)

A : la surface d'échange offerte par l'appareil (en m²).

DTLM : différence de température logarithmique moyenne des deux fluides (en °C).

III.7.2 DTLM : méthode de différence de température logarithmique

moyenne

La Méthode de la différence logarithmique des températures (DTLM) est l'une des méthodes de dimensionnement des échangeurs qui permet de déterminer la surface de l'échangeur et ne s'applique que dans des conditions strictes :

- ❖ Le coefficient d'échange global est supposé constant,
- ❖ Les échangeurs sont à circulation parallèle (Co ou contre-courant) ou corrigé d'un facteur F si ce n'est pas le cas,
- ❖ Les capacités thermiques massiques des fluides sont supposées constantes tout au long du processus.

L'évolution de la température de chaque fluide à partir des températures d'entrée T_{ce} et T_{fe} conditionnent directement la valeur moyenne de ΔT . Elle est fonction :

De la nature et des débits respectifs des deux fluides.

Du sens d'écoulement relatif des deux fluides qui peuvent circuler soit à co-courant (fig III.24) purou à contre-courant parallèles.

A. Cas Co-courant : [9]

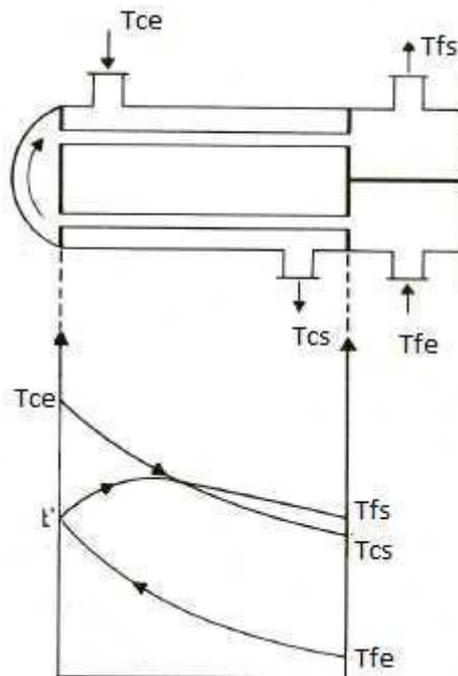


figure III 24 : Echangeur à co-courant

L'étude de la différence moyenne de température dans un appareil s'effectuera en supposant que le coefficient global de transfert est constant en tout point, ainsi que les chaleurs spécifiques des fluides et qu'il n'y a ni pertes thermiques, ni changement de phases au cours du transfert.

Chapitre III : Généralités sur les échangeurs de chaleur

Dans ces conditions l'expression de la puissance thermique et du flux de chaleur transféré du fluide chaud au fluide froid à travers l'élément dS seront respectivement exprimées par :

$$\begin{aligned}\Phi &= q_{tc} T_{ce} - T_{cs} = q_{tf} T_{fe} - T_{fs} \\ d\Phi &= -q_{tc} \cdot dT_c = q_{tf} \cdot dT_f\end{aligned}$$

Ou $q_t = q_m$ et C_p : Débit thermique unitaire

$$dT_c = -\frac{d\Phi}{q_{tc}} \text{ et } dT_f = \frac{d\Phi}{q_{tf}}$$

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}}\right) \cdot k \cdot (T_c - T_f) \cdot dS$$

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -\left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}}\right) \cdot k \cdot dS$$

Comme k a été supposé constant depuis le début du problème. Alors l'intégration de (5) de $S=0$ à S donne :

- ✓ A l'entrée de l'échangeur ($x=0$) $T_c - T_f = T_{ce} - T_{fe}$
- ✓ A la sortie de l'échangeur ($x=S$) $T_c - T_f = T_{cs} - T_{fs}$

$$\frac{\ln(T_{sc} - T_{fs})}{T_{ce} - T_{fe}} = -\left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}}\right) \cdot k \cdot S$$

A partir des relations (1) et (6) on obtient :

$$\frac{\ln(T_{sc} - T_{fs})}{T_{ce} - T_{fe}} = [(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})]$$

On obtient finalement :

$$\Phi = k \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}} \cdot S$$

Or la puissance thermique d'un échangeur à faisceau et calandre est caractérisée par

$$\Phi = k \cdot S \cdot DTLM$$

Donc :

$$DTLM = \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}}$$

Soit :

$$DTLM = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

B- Cas contre courant: [9]

- ✓ La chaleur massique des fluides reste sensiblement constante pendant leur traversée de l'échangeur (pratique = calcul des chaleurs massiques pour des conditions moyennes des fluides dans l'échangeur)
- ✓ Le coefficient U reste sensiblement constant tout le long de la surface d'échange donc ce qui suppose que les coefficients de convection fluides-paroi le soient.
- ✓ Dans les bureaux d'étude on utilise généralement des abaques fournissant directement
- ✓ DTLM en fonction de ΔT_2 et ΔT_1 ($\Delta T_2 + \Delta T_1$) / 2.

III.7.3 Méthode NUT (Nombre d'Unités de Transfert)

La méthode du Nombre d'Unité de Transfert (NUT) repose sur le calcul des performances d'un échangeur thermique. En effet, cette méthode permet :

- ❖ D'évaluer le nombre d'unités de transfert ;
- ❖ De calculer l'efficacité de l'échangeur à partir des équations numériques ou des abaques ;
- ❖ De déterminer les températures de sortie des fluides dans le cas où l'efficacité est connue.

La méthode NUT est une approche élégante et rapide pour résoudre la plupart des problèmes rencontrés dans les études d'ingénierie concernant les échangeurs, en particulier les échangeurs à faisceau et calandre. Ces problèmes se divisent en deux catégories principales : les problèmes de conception, où les températures d'entrée et de sortie sont fixées et les débits sont connus, et il s'agit de sélectionner le modèle d'échangeur approprié et de déterminer sa taille pour obtenir la température de sortie souhaitée. La méthode consiste à calculer R et NUT (E) pour en déduire la surface Σ nécessaire. Ces problèmes sont souvent liés à l'optimisation. D'autre part, il y a les problèmes de performances, où les données sont le modèle et la taille de l'échangeur, les débits et les températures d'entrée, et l'objectif est de déterminer la puissance (Φ) et les températures de sortie. Le calcul des écarts de températures d'entrée-sortie dans les échangeurs à courants parallèles met en évidence les rapports $k\Sigma/qt_c$ et $k\Sigma/qt_f$, qui sont des nombres sans dimension. Ces nombres, représentatifs du pouvoir d'échange de l'appareil, sont appelés "nombre d'unités de transfert" et sont notés NUT cotée fluide chaud ou NUT f coté fluide froid.

$$\{ NUT_c = \frac{k\Sigma}{qt_c}; NUT_f = k\Sigma/qt_f \}$$

Le nombre d'unités de transfert relatif au fluide qui possède le petit débit thermique unitaire q_{\min} est habituellement désigné par NUT.

$$NUT = k\Sigma/qt_{\min}$$

Dans la modélisation des échangeurs, le nombre NUT et R le facteur de dés équilibre $R = \frac{q_{\min}}{q_{\max}}$ Jouent un rôle important dans la détermination de l'efficacité de l'échangeur thermique.

La méthode NUT s'adapte très bien aux études d'optimisation.

Considérons l'exemple d'échangeur à contre-courant $T_{ce} - T_{fe}$ est la borne inférieure de l'écart ($T_c - T_f$) dans l'échangeur, tandis que $(T_{ce} - T_{fe})$ est sa borne supérieure :

Chapitre III : Généralités sur les échangeurs de chaleur

$$(T_{cs} - T_{fe}) = \Delta T_{INF} \quad \Delta T_{INF} = \inf. (T_c - T_f)$$

$$(T_{ce} - T_{fs}) = \Delta T_{SUP} \quad \Delta T_{SUP} = \sup (T_c - T_f)$$

Le rapport $\Delta T_{INF}/\Delta T_{SUP}$ est en relation avec l'efficacité E ainsi que du facteur de déséquilibre R de l'échangeur.

$$\frac{\Delta T_{INF}}{\Delta T_{SUP}} = \frac{1 - E}{1 - Re}$$

En dérivant par rapport à E , R étant donné, on obtient

$$\frac{d}{dE} \left(\frac{\Delta T_{INF}}{\Delta T_{SUP}} \right) = \frac{1-E}{1-Re} < 0$$

C'est-à-dire que $(\Delta T_{INF}) / (\Delta T_{SUP})$ diminue si E augmente. La meilleure efficacité est donc obtenue en minimisant le rapport $(\Delta T_{INF}) / (\Delta T_{SUP})$ C'est ce que l'on appelle la méthode du pincement.

Il faut remarquer que cette optimisation conduit généralement à une augmentation de la Surface d'échange Σ , puisque les écarts de températures $(T_c - T_f)$ sont diminués. Elle doit donc à limiter un moment donné entré en compétition avec des critères économiques qui tendront à limiter Σ pour ne pas accroître le cout de fabrication.

L'efficacité d'un échangeur est définie comme le rapport de la puissance thermique réellement échangée $p_{réel}$ à la puissance maximum qu'il est théoriquement possible d'échanger p_{max} si l'échangeur est parfait.

$$E = \frac{Préel}{P_{max}}$$

La puissance thermique réellement échangée d'un échangeur $p_{réel}$, [W] :

$$Préel = q_{mc} \cdot C_{pc} \cdot \Delta T_c = -q_{mf} \cdot C_{pf} \cdot \Delta T_f$$

Où :

q_{mc}, q_{mf} : Débit massique des fluides respectivement chaud et froid en kg/s.

$T_c, \Delta T_f$: Ecart de température des fluides respectivement chaud et froid, en K ou en °C;

$$\Delta T_c = T_{ce} - T_{cs}$$

$$\Delta T_f = T_{fe} - T_{fs}$$

T_{ce}, T_{fe} : Températures d'entrée des fluides respectivement chaud et froid, en K ou en °C

T_{cs}, T_{fs} : Températures de sortie des fluides respectivement chaud et froid, en K ou en °C

La puissance d'échange maximum théoriquement possible p_{max} est le produit du débit de capacité thermique le plus faible d'un fluide C_{min} , [W/K] et de la température égale à l'écart maximal existant dans l'échangeur soit $(T_{ce} - T_{fe})$

$$p_{max} = C_{min} * (T_{ce} - T_{fe})$$

Chapitre III : Généralités sur les échangeurs de chaleur

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

$$C_{min} = \min(q_{mc} * c_{pc} ; q_{mf} * c_{pf}) = \min(C_c ; C_f)$$

L'efficacité de l'échangeur thermique s'écrit :

Si le côté chaud présente le produit ($q_m * c_p$) minimum :

$$E = \frac{\text{Préel}}{\text{P max}} = \frac{C_c * (T_{ce} - T_{cs})}{C_c * (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_{\text{max}}}$$

Où :

Si le côté froid présente le produit ($q_m * c_p$) minimum :

$$E = \frac{\text{Préel}}{\text{P max}} = \frac{C_f * (T_{fs} - T_{fe})}{C_f * (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{\Delta T_f}{\Delta T_{\text{max}}}$$

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

Pour une circulation des fluides à contre-courants

$$E = \frac{1 - e^{-NUT(1-C)}}{1 - C * e^{-NUT(1-C)}}$$

Pour une circulation des fluides à Co-courants :

$$E = \frac{1 - e^{-NUT(1+C)}}{1 + C}$$

En déduisant NUT des équations ci-dessus on peut avoir les relations suivantes :

Pour une circulation des fluides à contre-courants :

$$NUT = \frac{1}{C-1} * \ln\left(\frac{E-1}{C * E - 1}\right)$$

Pour une circulation des fluides à Co-courants :

$$NUT = \frac{-\ln[1 - (1+c) * E]}{1 + C}$$

Où :

NUT : nombre d'unités de transfert qui est représentatif du pouvoir d'échange de l'échangeur :

$$NUT = \frac{U * S}{C_{min}}$$

Chapitre III : Généralités sur les échangeurs de chaleur

U : coefficient global d'échange de chaleur qui dépend des caractéristiques de l'écoulement et des fluides, en $W/(m \cdot K)$

S : Surface d'échange, en m^2

C : rapport des débits de capacité thermique

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$

Cas particuliers :

Pour tous les types d'échangeurs : si $C = 0$

$$E = 1 - e^{-NUT}$$

Pour l'échangeur à contre-courant : si $C = 1$

$$E = \frac{NUT}{NUT + 1}$$

Il existe des abaques pour déterminer l'efficacité de l'échangeur thermique en fonction des valeurs NUT et C pour la plupart des configurations courantes.

III.7.4 Le risque des croisements de températures [6]

La situation la plus grave à laquelle un échangeur puisse être confronté est lorsque le fluide "froid" a une température supérieure à celle du fluide "chaud", c'est-à-dire lorsque

$$T_f > T_c.$$

À première vue, cette possibilité peut sembler improbable. En réalité, il n'y a aucun risque que cela se produise dans les échangeurs à simple passage pour chaque fluide, qu'ils soient à courants parallèles ou croisés, car cela violerait le second principe de la thermodynamique. Cependant, dans le cas des échangeurs P-N, il est possible que cela se produise si l'on ne fait pas attention et qu'une partie de la surface d'échange fonctionne avec $T_f > T_c$. Cela est appelé un "croisement de températures" (ou une inversion).

III.7.5- La règle d'or : pincer sans croiser : [6]

Les deux concepts précédents nous enseignent des points essentiels :

- 1) le pincement améliore l'efficacité de l'échangeur,
- 2) la surface d'échange peut parfois fonctionner à l'envers.

Il est maintenant évident que ces deux questions peuvent être liées, et il est facile d'imaginer qu'un pincement trop serré et mal contrôlé pourrait entraîner un croisement des températures si les configurations des écoulements le permettent. La conclusion est claire et se résume en une recommandation simple : il faut pincer sans croiser.

III.8 Calcul de dimensionnement :

III.8.1 Calcul thermique :

A. Calcul du flux thermique maximum dans un échangeur [9]

Nous considérons le cas d'un échangeur globalement adiabatique : la chaleur perdue par le fluide chaud est alors entièrement transférée au fluide froid. Donc de ce fait la quantité de chaleur perdue par le fluide chaud est égale à celle prise par le fluide froid. Si l'on néglige les pertes thermiques :

$$\phi = q_{tc} (T_{ce} - T_{cs}) = q_t (T_{fe} - T_{fs})$$

D'une manière générale, quel que soit le modèle de l'échangeur, le flux thermique maximal peut être exprimé par :

$$\phi_{max} = \phi_{mi} (T_{ce} - T_{fe})$$

Cette relation est justifiée parce qu'aucun des deux fluides ne peut subir une variation de température supérieure à $(T_{ce} - T_{fe})$ car il faudrait que le fluide froid sorte à une température supérieure à T_{ce} , ou que le fluide chaud sorte à une température inférieure à T_{fe} , ce qui est physiquement impossible.

B- Calcul de l'efficacité thermique : [9]

L'efficacité d'un échangeur est définie comme le rapport entre la puissance thermique réellement échangée (préel) et la puissance maximale théoriquement échangeable (p_{max}) si l'échangeur était parfait. Qui est évidemment sans dimension :

L'efficacité de l'échangeur thermique s'écrit :

Si le côté chaud présente le produit $(q_m * c_p)$ minimum

$$E = \frac{\text{Préel}}{P_{\max}} = \frac{C_c * (T_{ce} - T_{cs})}{C_c * (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_{\max}} \quad 0 < E < 1$$

D'où :

Si le côté froid présente le produit $(q_m * c_p)$ minimum

$$E = \frac{\text{Préel}}{P_{\max}} = \frac{C_f * (T_{fs} - T_{fe})}{C_f * (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{\Delta T_f}{\Delta T_{\max}}$$

C- Influence de la surface d'échange globale S : [9]

Dans un échangeur quelconque, le champ de température n'est plus unidimensionnel, mais bi ou tridimensionnel. Mais puisque dans l'hypothèse $k = \text{cste}$, on a toujours localement :

$$d\phi = k \cdot T_c - T_f dS$$

De ce fait, le flux total échangé est proportionnel au volume limité par les surfaces $T_c(x, y, z)$ et $T_f(x, y, z)$. Cependant, il n'est plus proportionnel à la différence de température logarithmique moyenne DTLM. Cette grandeur n'a donc pas de sens physique bien net en dehors des échangeurs à courants parallèles, et son usage systématique ne s'impose nullement.

Chapitre III : Généralités sur les échangeurs de chaleur

Pour apprécier l'influence de la surface d'échange sur la puissance de l'échangeur, commençons par regarder le cas particulier d'un échangeur à contre-courant où $q_{tf} = q_{tc}$

$$d\phi = k \cdot T_c - T_f dS$$

En appelant A la surface totale d'échange :

Et

$$\frac{d\phi}{dA} = k \cdot T_{ce} - T_{sf} = cste$$

Tous les mètres carrés de la surface d'échange sont donc équivalents : quelle que soit Σ , chaque m^2 ajouté aura la même performance thermique.

Mais il faut aussi remarquer que :

$$d\phi / dA \rightarrow 0 \text{ quand } A \rightarrow \pm\infty \text{ (+ si } q_{tc} < q_{tf} \text{ et } q_{tf} < q_c).$$

Chaque mètre carré de surface supplémentaire a donc de moins en moins de valeur thermique, mais il coûte cher : c'est une taxe sans valeur ajoutée. En conséquence il faudra chercher une surface d'échange A économiquement optimale.

D- Le coefficient de transfert global U :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} + \frac{e_t}{\lambda_t} + \frac{1}{h_c} + R_s$$

En désignant par :

$\frac{e_t}{\lambda_t}$: La résistance due au tube (non négligeable si le fluide réfrigérant est l'eau)

h_c : Le coefficient de transfert de la chaleur du fluide chaud

R_s : Somme de toutes les résistances d'encrassement intérieur et extérieur

E-Efficacité de l'échangeur en fonction du NUT

Pour une circulation des fluides à contre-courants

$$E = \frac{1 - e^{-NUT(1-C)}}{1 - C * e^{-NUT(1-C)}}$$

Pour une circulation des fluides à Co-courants :

$$E = \frac{1 - e^{-NUT(1+C)}}{1 + C}$$

III.8.2 Calcul hydraulique

III.8.2.1 Etude des pertes de charge [6]

Les deux fluides qui traversent l'appareil s'écoulent sous l'effet d'un potentiel mesuré par la différentielle de pression ΔP entre l'entrée et la sortie et que l'on appelle la perte de charge. La valeur de cette perte de charge est fonction de la vitesse de circulation des fluides et de leurs

caractéristiques physiques : densité et viscosité, ainsi que la géométrie de l'appareil. La dualité transfert de chaleur-perte de charge est marquée par le fait que l'accroissement du nombre de Reynolds provoque simultanément une augmentation du transfert et de la chute de pression. Il est d'usage courant de considérer en première approximation qu'on devra limiter la perte de charge à une valeur inférieure à 1 kg/cm² pour les appareils industriels travaillant sur le refoulement de pompes. Par contre, lorsque la circulation se fait naturellement par gravité, la perte de charge maximale est imposée par la hauteur hydrostatique disponible à l'entrée de l'appareil.

III.8.2.2- Perte de charge à l'intérieur des tubes : [9]

L'étude fondamentale de l'écoulement des fluides a permis d'établir la formule connue sous le nom d'équation de Fanning, valable en régime isotherme pour une longueur droite L de tuyauterie, de diamètre uniforme d_i :

$$\Delta P = \frac{f G^2 L}{d_i^2 \cdot \rho}$$

Avec :

f : coefficient de fiction, sans dimensions, fonction du nombre de Reynolds

G : vitesse massique v. ρ

ρ : masse volumique moyenne du liquide ou du gaz, mesuré à la température calorique ;

ΔP : Perte de charge (perte de pression)

La valeur du coefficient de fiction en fonction du nombre de Reynolds est donnée par les expressions suivantes :

- Régime laminaire: ($Re < 2100$)

$$f = \frac{32}{Re}$$

- Régime turbulent: ($Re > 2100$)

Tubes lisses d'échangeurs :

$$f = 0,0028 + 0,25 \cdot Re^{-0,32}$$

Tubes rugueux :

$$f = 0,007 + 0,528 \cdot Re^{-0,42}$$

L'expression de la perte de charge totale d'un échangeur à faisceau et calandre proposée par Kern est caractérisée par :

$$\Delta P_t = \frac{n_t \cdot G_t^2}{\rho} \left(\frac{f_t \cdot l}{d_t \cdot \phi_t} + 2 \right)$$

III.9.2.3. Pertes de charge à l'extérieur des tubes : [9]

Les facteurs caractérisant l'écoulement dans la calandre sont très nombreux : le courant principal du fluide s'écoule tantôt perpendiculairement au faisceau, tantôt parlement, au travers d'une section de passage constamment variable. Les tolérances de construction introduisent, en outre, des courants secondaires de fuite qui ont d'autant plus d'importance que le diamètre

Chapitre III : Généralités sur les échangeurs de chaleur

de la calandre est petit. A l'usage, ces courants secondaires peuvent se développer ou se réduire selon qu'il y a érosion ou colmatage des jeux entre les divers éléments.

Kern simplifie le problème en ne prenant en considération que les échangeurs industriels pour lesquels la hauteur du segment libre de la chicane h est égal au quart du diamètre intérieur de la calandre. Dans ces conditions, les vitesses massiques G_{CT} et G_{CL} sont assez voisines et peuvent être confondues.

La perte de charge est calculée par l'équation de Fanning modifiée :

$$\Delta P_C = \frac{f_{ct} G_{ct}^2 (N_c + 1)}{\rho D_e \cdot \phi_c}$$

Donc en résumé le calcul hydraulique consiste à l'étude des pertes de charge ou de pression au sein de l'échangeur. Comme on l'a étudié précédemment le résultat trouvé est caractérisé par :

Pertes de charge coté tubes :

$$\Delta P_t = \frac{n_t \cdot G_t^2}{\rho} \left(\frac{f_t \cdot l}{d_t \cdot \phi_t} + 2 \right)$$

Pertes de charge coté calandre :

$$\Delta P_C = \frac{f_{ct} G_{ct}^2 (N_c + 1)}{\rho D_e \cdot \phi_c}$$

Qui peut être écrit aussi sous la forme si le fluide réfrigérant est l'eau :

$$\Delta P_C = \frac{f_c G_c^2 (N_c + 1) D_c}{2.524 \cdot 10^{15} D_e \cdot d}$$

Comme en transfert de chaleur, Donohue décompose le calcul en deux éléments :

Avec :

X : le rapport de l'aire du segment libre à la section intérieure de la calandre.

D_c : Diamètre intérieur de la calandre.

h : hauteur libre sous chicane.

N_t : le nombre total de tubes du faisceau

ΔP_{Ct} : Perte de charge transversale, relative à l'écoulement du fluide perpendiculairement au faisceau entre deux chicanes.

Si l'on appelle N_c , le nombre de chicanes transversales, la perte de charge totale à l'intérieur de la calandre sera donné par :

$$\Delta P_t = \frac{1}{\rho \cdot \phi_c} \left[N_c G_{CL}^2 + (N_c + 1) \left(\frac{D_c - h}{P} \right) f_{CT} G_{CT}^2 \right]$$

CHAPITRE IV-

Calcul d'un échangeur de chaleur tube et calandre 12E1

CHAPITRE IV- Calcul des échangeurs 12E1

Il est très important pour notre étude de collecter toutes les données actuelles et celles de conception afin de procéder à un calcul de vérification afin d'évaluer l'état de la batterie d'échange.

IV.1 – Généralités sur les échangeurs

Les procédés utilisés dans l'industrie du raffinage des produits pétroliers demandent souvent que les fluides traités soient réchauffés ou refroidis, avec ou sans changement de phase, au cours des diverses opérations auxquelles ils sont soumis. La chaleur mise en œuvre représente une importante dépense d'énergie ou, dans certains cas, un gisement d'énergie, dont il est nécessaire de récupérer la plus grande quantité possible au profit de fluide de procédé ou d'utilité.

Ainsi, les échangeurs de chaleur jouent un rôle essentiel et omniprésent dans toutes les unités de raffinage, permettant d'optimiser les transferts thermiques et de récupérer efficacement l'énergie thermique pour améliorer l'efficacité globale des opérations.

L'unité de reforming catalytique d'une raffinerie met en jeu des réactions de transformations endothermiques, ce qui exige la fourniture d'énormes quantités de chaleur pour atteindre le seuil de température au-delà duquel les réactions sont possibles.

Dans tout calcul d'échangeur de chaleur, le but recherché est d'obtenir la récupération d'une certaine quantité de chaleur dans les conditions économiques optimales.

La dualité transfert de chaleur-perte de charge domine tout le problème. En effet, les résistances sont d'autant plus faibles que la vitesse de circulation et le nombre de Reynolds sont élevés, ce qui entraîne une réduction de la surface d'échange à prévoir. En contrepartie, l'élévation du nombre de Reynolds provoque une augmentation de la perte de charge.

Pour des conditions d'entrée spécifiées et des vitesses données pour les deux fluides entrant en jeu (chaud et froid), la surface à accorder au transfert est limitée par la notion de « transfert marginal ».

IV.2 – Présentation des échangeurs 12E1

Parmi les nombreux échangeurs de la section considérée, nous avons limité nos calculs à quelques-uns d'entre eux, considérés comme étant essentiels dans le fonctionnement dans cette section. Il s'agit de la batterie d'échangeurs 12E1.

Il faut savoir que les échangeurs 12E1 (A/B/C) sont constitués d'une seule série d'échangeurs, cette série étant constituée de trois échangeurs. Cette série, de type (1-2), a

Chapitre IV : calcul des échangeurs 12E1

été assimilée à un seul échangeur de type (3-6) dans les calculs que nous avons effectués. [15]

Nous avons rassemblé les différentes caractéristiques de cette série d'échangeurs dans le tableau n°1.

Tableau 1 : Caractéristiques des échangeurs 12E1.[16]

	Coté tubes		Coté calandre	
	Entrée	Sortie	Entrée	Sortie
Débit total (kg / h)	41633.60		41633.60	
Température (°F)	622.76	266	145.4	473.72
Température (°C)	328.2	130	63	245.4
Débit : - vapeur (kg / h)	41633.60	11698.35	2835.248	41633.60
- liquide (kg / h)		29935.25	38798.352	-
Diamètre interne D_i (m)	0.019		0.750	
Diamètre externe d_0(m)	0.023		-	
Longueur des tubes (m)	6		-	
Nombre de tubes (N_t)	472*3= 1416		-	
Espacement entre chicanes (B) (en m)	0.45		-	
Nombre de passe	$n_t = 2 * 3$		$n_c = 1 * 3$	
Pas	1		-	
Surface installée (m²)	165			
Surface d'écoulement par tube (a_{t1}) (m²)	2.83* 10 ⁻⁴		-	

IV.3 – Méthodologie de calculs

L'échangeur de chaleur est un équipement thermique dont le transfert de chaleur est assuré par l'écoulement de deux sources de chaleur dont l'une cède des calories et l'autre les récupère, et cette quantité de chaleur est exprimée par la relation suivante :

$$Q = U * A * \Delta TLM$$

Où :

Q : la quantité de chaleur dégagée ou reçue (en kcal / h).

U : le coefficient de transfert global (en kcal / h.m². °C)

A : la surface d'échange offerte par l'appareil (en m²).

ΔTLM : différence de température logarithmique moyenne des deux fluides (en °C).

Pour un appareil donné dont la surface d'échange **A** est une caractéristique géométrique calculable, les valeurs de **U** et de **ΔTLM** sont fonctions de la disposition interne des tubes, du nombre de passes et des caractéristiques de l'écoulement des fluides.

En ce qui concerne notre travail, nous allons donc examiner le comportement de cette batterie d'échangeurs 12E1 du point de vue de leur surface d'échange **A** et leur coefficient global d'échange **U** et de la perte de charge **Δp** .

L'objectif recherché est de vérifier et collecter tous les données actuelles de cette batterie d'échangeurs

Pour atteindre notre objectif, nous adopterons une méthode classique de Kern ([3,8]) de dimensionnement des échangeurs faisant intervenir un certain nombre d'étapes de calcul et de détermination de grandeurs intermédiaires telles que le nombre de Reynolds, le coefficient interne de film, etc.

IV.4 - Bilans thermiques

IV.4.1.1 - Côté calandre (Echauffement)

Les échangeurs 12E1 sont des échangeurs bi-phasiques de sorte que l'on peut distinguer deux zones suivant l'intervalle de température qui y prévaut :

- **Première zone** (145.4 °F – 413 °F) : on a le préchauffage de la vapeur et du liquide (HSRN et le gaz circulant).

- **Deuxième zone** (413 °F – 473.72°F) : on a l'évaporation du liquide ainsi que la surchauffe de la vapeur.

Examinons successivement les phénomènes mis en jeu respectivement dans ces deux zones.

a) Zone de préchauffage :

Chapitre IV : calcul des échangeurs 12E1

Etant donné que l'on a la présence simultanée de deux phases, il faudra les considérer séparément. Nous calculerons donc les quantités de chaleur relatives aux deux phases en présence, soit :

❖ Vapeur

$$Q_V = m_v * C_p * \Delta T$$

A partir des données suivantes :

$$m^v = 2835.248 \text{ kg / h}$$

$$C_p = (4 - d) * (T_m + 670) / 6450$$

$$T_m = (145.4 + 413) / 2 = 279.2^\circ\text{F}$$

$$d = 0.73868$$

Nous avons donc :

$$C_p = 0.480 \text{ kcal / kg. } ^\circ\text{C}$$

Et donc :

$$Q_V = 2835.248 * 0.480 * (211.66 - 63) = 202314.22 \text{ kcal / h}$$

Soit:

$$Q_V = \underline{\underline{202314.22 \text{ kcal / h}}}$$

❖ Liquide

$$Q_L = m_L * \Delta h^L$$

Avec :

m_L : débit massique de HSRN

Δh^L : la variation d'enthalpie du liquide (HSRN) (en kcal / kg)

$$\Delta h^L = h^L_{145.4} - h^L_{413}$$

L'application numérique donne alors :

$$\Delta h^L_{145.4} = 1458 \text{ Kcal/kg (lue à partir de l'abaque donné en annexe [A])}$$

$$m_L = 38798.352 \text{ kg / h}$$

$$\Delta h^L_{413} = 1443 \text{ Kcal/kg}$$

et enfin :

$$Q_L = \underline{\underline{115114.710 \text{ kcal / h}}}$$

b) Zone d'évaporation du liquide : la quantité de chaleur échangée s'exprime par :

$$Q^v_1 = m_L * (H^v_{473.72} - H^v_{413})$$

Avec :

$$\Delta H^v = H^v_{473.72} - H^v_{413}$$

$$\Delta H^v_{473.72} = 178.95 \text{ kcal/kg}$$

$$\Delta H^v_{413} = 178.95 \text{ kcal/kg}$$

on aura:

$$\underline{Q^v_1 = 601374.456 \text{ kcal / h}}$$

c) Surchauffe de la vapeur :

$$Q^v_2 = m^v * C_p * \Delta T$$

Les données sont :

$$T_m = (413 + 473.72) / 2$$

$$T_m = 443.36 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$d = 0.7222$$

$$C_p = 0,566 \text{ kcal / kg. }^\circ\text{C}$$

Soit :

$$\underline{Q^v_2 = 54144.220 \text{ kcal / h}}$$

La quantité de chaleur totale du côté calandre est donc égale à :

$$Q_{\text{tot}} = \Sigma Q_i = 202314.22 + 115114.710 + 601374.456 + 54144.220$$

Soit :

$$Q_{\text{tot}} = 972947.606 \text{ kcal / h}$$

IV.4.1.2 - Côté tube (REFROIDISSEMENT)

- **Première zone** (622.76 °F – 397 °F) : on a le refroidissement de la vapeur
- **Deuxième zone** (397 °F – 266°F) : on a la condensation du vapeur ainsi que la Sur refroidis le liquide et la vapeur.

A) Zone de refroidissement :

❖ *Liquide*

$$Q_v = m^v * C_p * \Delta T$$

A partir des données suivantes :

$$m^v = 41633.60 \text{ kg / h}$$

$$C_p = (4 - d) * (T_m + 670) / 6450$$

$$T_m = (622.76 + 397) / 2 = 509.88^\circ\text{F}$$

Chapitre IV : calcul des échangeurs 12E1

$$d = 0.713$$

$$C_p = (4 - d) * (T_m + 670) / 6450$$

$$C_p = 0,600 \text{ kcal / kg. } ^\circ\text{C}$$

$$\underline{QL = 1335010.08 \text{ kcal / h}}$$

b) Zone de condensation de vapeur : la quantité de chaleur échangée s'exprime par :

❖ VAPEUR

$$Q_v = m_v * \Delta H^v$$

Avec :

ΔH^v : la variation d'enthalpie du (unifinat) (en kcal / kg)

$$\Delta H^v = h^v_{622.76} - h^v_{397}$$

L'application numérique donne alors :

$$\Delta H^v_{397} = 243.73 \text{ Kcal/kg} \quad m_v = 11698.35 \text{ kg / h}$$

$$\Delta H^v_{622.76} = 173.30 \text{ Kcal/kg}$$

Et enfin :

$$\underline{Q_v = 823914.7950 \text{ kcal / h}}$$

❖ Liquide

$$Q^L_1 = m_v * (h^L_{266.76} - h^L_{397})$$

Avec :

$$\Delta h^L = h^L_{266.76} - h^L_{397} \quad m_v = 11698.35$$

$$\Delta h^L_{266.76} = 218.657 \text{ kcal/kg}$$

$$\Delta h^L_{397} = 313.66 \text{ kcal/kg}$$

on aura:

$$\underline{Q^L_1 = 1111378.34 \text{ kcal / h}}$$

c) Sur refroidis le liquide :

$$Q^v_2 = m^v * C_p * \Delta T$$

Les données sont :

$$T_m = (397 + 266) / 2$$

$$T_m = 331.5^\circ\text{F}$$

$$D=0.731$$

$$C_p = 0,507 \text{ kcal / kg. } ^\circ\text{C}$$

Soit :

$$\underline{Q^v_2 = 1104442.78 \text{ kcal / h}}$$

La quantité de chaleur totale du côté tube est donc égale à :

$$Q_{\text{tot}} = \Sigma Q_i = 1335010.08 + 823914.7950 + 1111378.34 + 1104442.78$$

Soit :

$$Q_{\text{tot}} = 3270314.659 \text{ kcal / h}$$

IV.4.2 - Calcul de la ΔTLM

L'évolution de la température de chaque fluide à partir des températures d'entrées T_1 et t_1 conditionne directement la valeur moyenne de Δt . Elle est en fonction :

- De la nature et des débits respectifs des deux fluides.
- du sens d'écoulement.

La différence de la température moyenne logarithmique est définie par la relation suivante :

$$\Delta TLM = (\Delta t_1 - \Delta t_2) / \text{Ln}(\Delta t_1 / \Delta t_2)$$

La charge s'écoule à contre-courant donc :

$$\Delta t_1 = t_2 - T_1 \quad ; \quad \Delta t_2 = t_1 - T_2$$

Le calcul de la ΔTLM nécessite la connaissance de Δt_1 et de Δt_2 . Ces valeurs sont présentées dans le tableau n° 2.

Cependant, il est nécessaire d'apporter une correction de la ΔTLM à travers les termes **R** et **E** définis par :

$$R = (t_1 - t_2) / (T_2 - T_1)$$

$$E = (T_2 - T_1) / (t_1 - T_1)$$

E représente le rendement de l'échange.

$$\Delta t_c = f * \Delta TLM$$

f étant l'efficacité de l'appareil.

Chapitre IV : calcul des échangeurs 12E1

Tableau 2 : Calcul de la ΔTLM .

Température (°C)	Première zone	Deuxième zone	Première zone	Deuxième zone
t_1	328.2	202.77	326	328.2
t_2	202.77	130	130	326
T_1	148.88	63	63	211.66
T_2	245.4	148.88	211.66	245.4
Δt_1	53.83	67	67	114.34
Δt_2	82.8	53.83	114.34	82.8
ΔTLM	67.27	60.17	88.57	97.72

Les corrections porteront sur les deux zones d'étude :

1^{ère} zone : connaissant les valeurs de R_1 et de E_1 :

$$\begin{aligned} R_1 &= 1.300 & ; & & E_1 &= 0.538 \\ R_2 &= 0.846 & ; & & E_2 &= 0.614 \end{aligned}$$

L'abaque donnée en annexe [A] indique une efficacité f_1 égale à :

$$\begin{aligned} f_1 &= 0.95 \\ f_2 &= 0.97 \end{aligned}$$

Et donc :

$$\begin{aligned} \Delta t_{1c} &= \underline{63.90 \text{ °C}} \\ \Delta t_{2c} &= \underline{58.36 \text{ °C}} \end{aligned}$$

2^{ème} zone : là, de même, on aura :

$$\begin{aligned} R_3 &= 1.318 & & E_3 &= 0.565 \\ R_4 &= 0.065 & & E_4 &= 0.289 \end{aligned}$$

Soit :

$$\begin{aligned} f_3 &= 0.92 \\ f_4 &= 1 \end{aligned}$$

Et :

$$\underline{\Delta t_{3c} = 81.48^{\circ}\text{C}}$$

$$\underline{\Delta t_{4c} = 97.72^{\circ}\text{C}}$$

IV.4.3 - Calculs de la température calorique

Pour calculer la température calorique, nous avons suivi les étapes suivantes :

- a) calcul de la Δt de l'extrémité chaude et froide dans les étapes de préchauffe puis d'évaporation. Refroidissement puis Condensation

Préchauffage : le tableau ci-dessous présente les valeurs de Δt respectivement pour l'extrémité chaude et froide dans la zone de préchauffe

Tableau 3 : Valeurs de Δt aux extrémités chaude et froide

	Haute température (°C)	Basse température (°C)
Côté tube	326	130
Côté calandre	211.66	63
$\Delta T(^{\circ}\text{C})$	114.34	67

NB : Δt_{fr} : valeur à l'extrémité froide, et Δt_{ch} : valeur à l'extrémité chaude

- **Evaporation** : de la même manière que précédemment, on aura les valeurs calculées présentées dans le tableau n°4.

Tableau 4 : Valeurs de Δt aux extrémités chaude et froide

	Haute température (°C)	Basse température (°C)
Côté tube	328.2	326
Côté calandre	245.4	211.66
$\Delta T (^{\circ}\text{C})$	82.8	114.34

- **Refroidissement** : le tableau ci-dessous présente les valeurs de Δt respectivement pour l'extrémité chaude et froide dans la zone de refroidissement

Tableau 5 : Valeurs de Δt aux extrémités chaude et froide.

	Haute température (°C)	Basse température (°C)
Côté tube	328.2	202.71
Côté calandre	245.4	148.88
ΔT (°C)	82.8	53.83

➤ **Condensation** : de la même manière que précédemment, on aura les valeurs calculées présentées dans le tableau n°6.

Tableau 6 : Valeurs de Δt aux extrémités chaude et froide.

	Haute température (°C)	Basse température (°C)
Côté tube	202.71	130
Côté calandre	148.88	63
ΔT (°C)	53.83	67

La température calorique est donnée par la relation suivante :

$$t_c = t_2 + F_c * (t_1 - t_2)$$

Où : t_c est la température calorique (côté tubes)

$$T_c = T_1 + F_c * (T_2 - T_1)$$

Et :

T_c : température calorique (côté calandre)

$$F_c = (\Delta T_{LM} - \Delta t_{fr}) / (\Delta t_{ch} - \Delta t_{fr})$$

F_c étant un facteur de correction, égal ici à $F_c = 0.342$

L'application pour chacune des deux zones considérées donne :

➤ **Zone de préchauffage** :

$$t_c = 218.2^\circ\text{C}$$

$$T_c = 129.89^\circ\text{C}$$

$$F_c = 0.46$$

➤ *Zone d'évaporation :*

$$F_c = 0.52$$

$$t_c = 327.144^\circ\text{C}$$

$$T_c = 229.20^\circ\text{C}$$

➤ *Zone de refroidissement :*

$$F_c = 0.46$$

$$t_c = 260.43^\circ\text{C}$$

$$T_c = 193.09^\circ\text{C}$$

➤ *Zone de condensation :*

$$F_c = 0.52$$

$$t_c = 167.80^\circ\text{C}$$

$$T_c = 107.65^\circ\text{C}$$

IV.4.4 - Calcul du coefficient de film

La détermination des coefficients de transfert U_i nécessite l'estimation des coefficients de films h_{i0} et h_0 ainsi que les résistances d'encrassement R_{sio} et R_{s0} .

Mais, pour atteindre les valeurs des coefficients de film, il faut d'abord procéder au calcul de plusieurs paramètres tels que: le nombre de Reynolds Re , le j_h , la conductivité thermique (λ) ainsi que la chaleur spécifique C_p .

De plus, la méthode repose sur le calcul successif pour chacune des parties de l'échangeur tubulaire, à savoir le côté tubes et le côté calandre

IV.4.4.1 - Côté tubes [18]

La détermination du coefficient de film interne (coté tubes) h_{i0} est donnée par la relation [3] :

$$h_{i0} = J_h * \lambda / D_i * (C_p * \mu / \lambda)^{0,3} * D_i / d_0$$

◆ Calcul du nombre de Reynolds Re_t : il est donné par la relation suivante :

$$Re_t = D_i * G_t / \mu$$

Chapitre IV : calcul des échangeurs 12E1

Avec :

G_t : vitesse massique du fluide (en kg / m². h).

μ : viscosité dynamique (en CP).

Or : $G_t = G / a_t$

Où :

a_t : surface d'écoulement totale (en m²).

$$a_t = N_t * a_{t1} / n_t$$

En remplaçant par les valeurs, on a :

$$a_t = 0.0669 \text{ m}^2$$

Sachant que : $G_t = \text{kg} / \text{h} . \text{m}^2$

Alors : $Re > 2100$ (régime turbulent)

Calcul de J_h :

$$J_h = (h_{i0} * D_i / \lambda) (C_p * \mu / \lambda)^{-0,3} (\mu / \mu_t)^{-0,14} * d_0 / D_i$$

On considérera que :

$$(\mu / \mu_t)^{-0,14} = 1 \quad \text{car} \quad \mu < 1 \text{cp}$$

Tableau 7 : Coefficient de film (h0) pour chaque zone.

Caractéristiques	Zone de refroidissement à $t_m = 509\text{ }^\circ\text{F} = 265\text{c}$	Zone de condensation à $t_m = 509$ $^\circ\text{F} = 265\text{c}$	Zone de sur refroidissement $t_m = 331.5\text{ }^\circ\text{F} = 331.5\text{ }^\circ\text{C}$	
	vapeur		Liquide	vapeur
G_c (kg / h. m ²)	622325.859	177852.765	447462.630	177852.765
μ (kg / h. °C)	0.065	0.411	0.574	0.01802
λ (kcal / h. m. °C)	0.0489	0.0643	0.1076	0.1076
C_p (kcal / kg. °C)	0.600	0.701	0.507	0.0035
Re	181910.063	8221.903	14811.438	187525.11
j_h	218	51	71	286
hi_o (kcal / h.m ² .°C)	433.076	223.592	447.68	71.896

◆ Autres parameters:

$\mu, \lambda, C_p, \Delta H^v, \Delta h^l$ (lue à partir [17])

IV.4.4.2- Côté calandre [18]

Pour le calcul du coefficient de film du côté calandre, nous avons suivi les mêmes calculs avec quelques modifications

$$Re_{cl} = D_e * G_c / \mu$$

Le pas (**P**) est triangulaire implique l'application de la formule suivante [3] :

$$D_e = (3,464 * P^2) / (\pi * d_o) - d_o$$

D_e : diamètre équivalent (en m).

d_o : diamètre externe du tube (en m).

$$G_{ct} = G / a_{ct}$$

$$a_{ct} = (D_c / P) * (P - d_o) * B$$

D_c : diamètre de la calandre (en m)

Chapitre IV : calcul des échangeurs 12E1

$$D_e = 0.0079 \text{ m}$$

$$a_{ct} = 0,031 \text{ m}^2$$

$$J_h = (h_o * D_e / \lambda) (C_p * \mu / \lambda)^{-0,3}$$

Le tableau n°8 résume les différentes caractéristiques pour le calcul du coefficient de film dans chaque zone.

Tableau 8 : Coefficient de film (h0) pour chaque zone.

Caractéristiques	Zone de préchauffe à t_m =279.2 °F=137.33c		Zone d'évaporation de liquide à t_c = 443.36°F	Zone de surchauffe de la vapeur à t_c = 443.36°F=228.53C
	Liquide	vapeur		
G_c (kg / h. m ²)	1251559.79	91459.61	1251559.79	91459.61
μ (kg / h. °C)	0.902	0.041	0.330	0.055
λ (kcal / h. m. °C)	0.128	0.182	0.0013	0.063
C_p (kcal / kg. °C)	0.510	0.480	0.614	0.560
Re	10961.55	17622.707	29961.58	13136.925
j_h	60	78	104	66
h_o (kcal /h.m ² .°C)	1489.09	856.09	92.100	414.63

IV.4.5 - Calcul des surfaces d'échange de chaque zone

IV4.5.1 - Coefficient d'échange global de chaque zone

Ce coefficient est donné par l'expression [3] :

$$1 / U = 1 / h_{i0} + 1 / h_o + R_{s0} + R_{si0}$$

Avec :

U : coefficient d'échange global (en kcal/h.m². °C).

R_{s0} : résistance due au film d'encrassement déposé à l'extérieur du tube (en h.m². °C / kcal).

Chapitre IV : calcul des échangeurs 12E1

R_{sio} : résistance due au film d'encrassement déposé à l'intérieur du tube (en h.m².°C / kcal).

$$R_{s0} = 0,002 \text{ h. ft}^2 \cdot \text{°F} / \text{BTU} = 4,098 * 10^{-4} \text{ h. m}^2 \cdot \text{°C} / \text{kcal}$$

$$R_{sio} = 0,002 \text{ h. ft}^2 \cdot \text{°F} / \text{BTU} = 4,098 * 10^{-4} \text{ h. m}^2 \cdot \text{°C} / \text{kcal}$$

Les valeurs calculées du coefficient global d'échange sont rassemblées dans le tableau n°9.

IV4.5.2 Calcul des surfaces d'échange de chaque zone

Elle est déterminée par la relation suivante :

$$A_i = Q_i / U_i * \Delta T_i$$

Le tableau n°9 résume les différentes caractéristiques pour le calcul de la surface d'échange thermique :

Tableau 9 : Valeurs calculées des surfaces partielles d'échange.

	Zone de préchauffe		Zone d'évaporation	Zone de surchauffe
	liquide	vapeur		
U_i (En kcal/h. m ² . °C)	263.14	154.79	71.42	58.32
Δt_c (en °C)	81.78	81.78	97.72	97.72
Q_i (en kcal/h)	115114.710	202314.22	601374.456	59144.220
A_i (en m ²)	5.36	16,041	86.167	9.5

La surface d'échange totale est de :

$$A_T = \Sigma A_i = 117.091 \text{ m}^2$$

On peut à présent comparer les valeurs de la surface globale d'échange à celle déjà installée.

Tableau 10 :Récapitulatif des valeurs des surfaces d'échange.

SURFACE INSTALLÉE (M ²)	SURFACE CALCULÉE (M ²)
165	117.091

On remarque les résultats de calcul trouvés sont proches des données du Constructeur.

IV5. Bilans hydraulique

IV5.1-Calcul des pertes de charge :

Pour calculer la perte de charges de l'échangeur tube et calandre, il est essentiel de considérer les pertes de charge dans le tube et dans la calandre.

IV.5.1.1 - Côté tubes [18]

$$\Delta P = (n_c N_t G_t^2 / 1.271 10^{15} d) (f_t * l/d_i * \omega_t + 2)$$

$$L = n_t l \text{ (la longueur de l'échangeur (m))}$$

G_t : la vitesse massique (kg/h m²)

d : densité

Coefficient de friction f_t

$$f_t = 0.0028 + 0.25 (\text{Re})^{-0.32}$$

Tableau 11 : Valeurs calculées des pertes de charge partielles .

	Zone de refroidissement	Zone de condensation	Zone de sur refroidis	
			liquide	vapeur
ft	0.0079	0.016	0.014	0.0079
d	0.606	0.759	0.750	0.408
ΔPi kg/cm²	0.03781	0.00498	0.02793	0.00458

$$\Delta P_t = \Sigma \Delta P_i = 0.0753 \text{ kg/cm}^2$$

IV.5.1.2- Côté calandre [18]

$$\Delta P = (n_c * f_c * G_c^2 (N_c + 1) D_c / 1.27 * 10^{15} d D_e \phi_c)$$

$$L = (N + 1) DC$$

N_c : nombre de chicane

d : densité

Coefficient de friction ft

$$f_c = 1.50 (d_0 / ((p - d_0) Re_c))^{0.2}$$

Tableau 12 : Valeurs calculées des pertes de charge partielles Côté calandre

	Zone de préchauffe		Zone d'évaporation	Zone de surchauffe
	liquide	vapeur		
Fc	0.366	0.333	0.299	0.353
D	0.750	0.408	0.751	0.722
ΔPi kg/cm²	0.02065	0.00018	0.01676	0.00041

$$\Delta P_c = \sum \Delta P_i = 0.038 \text{ kg/cm}^2$$

Tableau 13 : Récapitulatif des valeurs des pertes de charge

PERTE DE CHARGE INSTALLEE (KG/CM ²)	PERTE DE CHARGE CALCULEE (KG/CM ²)
$\Delta P_c = 4.49$	$\Delta P_c = 0.038$
$\Delta P_t = 3.37$	$\Delta P_t = 0.0753$

Interpretation des results

✓ La marche de l'échangeur 12E1 est normale, et notre échangeur 12E1 est en bon état dans l'unité 12. Donc L'échangeur de chaleur se trouve dans un excellent état de fonctionnement, et tous les calculs et mesures effectués à proximité de l'échangeur confirment son bon fonctionnement. Les performances de l'échangeur sont conformes aux normes ce qui lui confère une bonne efficacité de transfert de chaleur, contribuant ainsi au bon fonctionnement du système dans lequel il est intégré. Les opérations de maintenance régulières ont permis de garantir la fiabilité de l'échangeur, assurant ainsi un échange thermique optimal dans les conditions de fonctionnement.

CONCLUSION

Conclusion :

L'objectif principal d'un échangeur de chaleur est d'atteindre une puissance d'échange désirée en utilisant la surface d'échange la plus petite possible et en minimisant les pertes de charges.

L'échangeur à faisceau et calandre fait partie de la famille des échangeurs tubulaires qui sont constitués de tubes dont la paroi forme la surface d'échange.

La détermination de la surface d'échange nécessaire pour réaliser le service thermique requis.

Les deux méthodes couramment utilisées sont :

1. La méthode de la Différence de Température Logarithmique Moyenne (DTLM) : Cette méthode se base sur la différence de température moyenne logarithmique entre les deux fluides. Elle permet de calculer la surface d'échange à partir des débits, températures d'entrée/sortie des fluides et du coefficient d'échange global.
2. La méthode du Nombre d'Unités de Transfert (NUT) : cette dernière se concentre sur l'efficacité de l'échange thermique. Elle utilise le rapport entre la surface d'échange réelle et la surface d'échange maximale théorique. Le NUT permet de déterminer la surface d'échange requise en fonction des débits et températures des fluides.

Ces deux méthodes sont complémentaires et couramment utilisées dans la conception des échangeurs de chaleur industriels. Elles permettent d'évaluer la surface d'échange nécessaire pour atteindre les performances thermiques souhaitées.

Les principaux modes de transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur sont la conduction et la convection. Pour assurer un transfert efficace de chaleur, il est essentiel d'avoir une différence de température significative entre les deux fluides en contact. L'échangeur de chaleur à contre-courant est préférable à celui à co-courant en raison de son efficacité accrue. Le bon fonctionnement de l'échangeur de chaleur dépend de divers paramètres, parmi lesquels la température, la pression, les propriétés physiques des fluides en circulation et le régime d'écoulement sont les plus importants.

Notre étude basée sur l'échangeur 12E1 de l'unité 12 qui se trouve en excellent état. Toutes les évaluations et les mesures effectuées à proximité confirment son bon fonctionnement. Il respecte pleinement les normes de performance, assurant un bon transfert de chaleur. Les opérations de maintenance régulières sont essentielles pour garantir la fiabilité et l'optimisation des performances thermiques de l'échangeur de chaleur pour cela doit faire :

- Inspections périodiques.
- Nettoyage et entretien.
- Remplacement des pièces usées.
- Surveillance des paramètres de fonctionnement.
- Respect des conditions de service.

CONCLUSION

Ainsi, une maintenance régulière et adaptée est cruciale pour préserver les performances thermiques de l'échangeur et garantir sa fiabilité dans le temps, conformément aux conditions de fonctionnement prévues.

L'échangeur de chaleur est un élément crucial dans de nombreux systèmes industriels et domestiques, permettant de transférer la chaleur d'un fluide à un autre de manière efficace. Lorsque l'échangeur est en bon état, il peut contribuer à optimiser la performance globale du système en permettant un transfert thermique efficace. Les calculs effectués à proximité de l'échangeur permettent de vérifier que celui-ci fonctionne correctement et que les températures et débits des fluides sont conformes aux valeurs prévues. En assurant une maintenance régulière et en surveillant de près l'état de l'échangeur, on peut s'assurer qu'il continue de fonctionner de manière optimale, prolongeant ainsi sa durée de vie et évitant d'éventuelles pannes coûteuses.

RÉFÉRENCES

- [1] - T. Slimane ; la remise en services de l'échangeur E1505 comme palliatif à l'arrêt de la Colonne de stabilisation DA4501 ; projet de formation d'induction d'induction ; 2014-2015 ; 52 p.
- [2]-Site Web: https://fr.wikipedia.org/wiki/%C3%89changeur_de_chaleur
- [3] - MARVILLET.C, MANIFICAT.A, BERRADA.N et WEBER.C (2014). E.Book TOME 1: Echangeurs Thermiques -: Technologies, Conception et dimensionnement, GRETh
- [4] - Mémoire – DEZIRI NADJEM EDDINE-Encadré par MZAD H. Simulation D'une Conception D'un Echangeur De Chaleur A Faisceau Et Calandre-Université Badji Mokhtar Annaba- Département Génie Mécanique- Filière Energétique et Environnement - 2017
- [5]- Site Web: <http://processs.free.fr/Pages/VersionClassique.php?page 4552>
- [6] - BONTEMPS. A, GUARRIGUE.A, GOUBIER.C, HUETZ.J, MARVILLET.C, MERCIER.P, VIDIL.R □ Echangeurs de chaleur, Techniques de l'ingénieur, traité Génie énergétique, Références B2340, B2341, B2342, B2343, B2344.
- [7] - A. Mekhnache, R. Cedrati ; Les échangeurs de chaleur ; séminaire ; centre des Techniques appliquées de SKIKDA ; 2006 ; 86 p
- [8] -S. Sall ; Introduction général échangeur de chaleur ; Mémoire de fin d'étude ; univtlemcen ; 2014 ; pp. 1-2.
- [9] - Initiation aux Transferts thermiques, Jean-François Sacadura, Tec & Doc Lavoisier
- [10] - <https://www.lalanguefrancaise.com/dictionnaire/definition/debutaniseur>
- [11] -raffinerie d'Arzew manuelle opératoire zone 4 carburants 2010
- [12] -raffinerie d'Arzew manuelle opératoire, Doudou Walid & Rouighi Rafik. Année scolaire : 2015/2016
- [13] - Raffinerie d'Arzew : M. Ou Yahia insiste sur la nécessité d'augmenter la production des carburants » [archive], sur APS, 1er octobre 2017
- [14] -<https://fr.techdico.com/traduction/francais-anglais/d%C3%A9propaniseur.html>
- [15] -PS Unité 12 : process spécification JGC (japon gasoline corporation)
- [16] -data sheet de l'unité 12E1
- [17] -heat balance U12 (billan thermique designe)
- [18] - PIERRE WUITHIER- raffinage et génie chimique, tome 2.