



République Algérienne Démocratique Et Populaire  
Ministère De L'enseignement Supérieur Et De La Recherche Scientifique  
Université Echahid Hamma Lakhdar-Eloued  
Faculté De La Technologie  
Département Génie Des Procèdes Et Pétrochimie






## *Mémoire De Fin D'étude*

En Vue De L'obtention Du Diplôme de :  
**MASTER ACADEMIQUE**

**Domaine: Sciences et Technologies**  
**Filière: Industrie pétrochimique**  
**Spécialité: Génie pétrochimie**

**Présenté par :**

-  Alhatemi Naseem
-  Khezzane Abderaouf
-  Labid Oualid

## **Thème**

*Optimisation d'exploitation d'un échangeur de  
chaleur tubulaire dans le processus de  
séparation de pétrole brut*

Soutenu le 05 /06/2018

### Devant le Jury:

Mr S.Laouini	Président	Université d'El Oued.
Mr B.khaled	Examineur	Université d'El Oued.
Mme S.Menaceur	Rapporteur	Université d'El Oued.

**2017/2018**

# *Remerciements*

*Nous tenons tout d'abord à remercier Allah le tout puissant et miséricordieux, qui nous a donné la force et la patience d'accomplir ce modeste travail.*

*Nous tenons à remercier tous nos enseignants du département Génie des Procédés et Péetrochimie et toutes les enseignants de Raffinage et Péetrochimie, pour les efforts qu'ils ont fournis durant notre cursus afin de nous amener jusqu'au bout de la formation.*

*Nos remerciements spéciaux vont au docteur **Menaceur souheïla** notre encadreur de mémoire pour sa gentillesse, pour ses conseils et de m'avoir guidé pas à pas dans notre travail.*

*Nous tenons à exprimer notre profonde gratitude à Professeur **Ahmouda kaouthar**.*

*Aussi nous tenons également à exprimer notre gratitude aux membres de jury pour avoir accepté de discuter et d'évaluer ce travail.*

*Nos remerciements également à tous membres unité groupement beer sbea avec qui nous avons eu le plaisir de travailler.*

*Nos remerciements spéciaux vont au Ingénieur **Taha Daoudi**.*

*Enfin, grands merci à nos familles respectives et nos amis qui nous ont aidés.*

*Nous profitons de l'occasion pour remercier tous ceux qui ont collaboré de près ou de loin à la réalisation de ce projet, nous dis Merci.*

# Dédicace

Je dédie ce modeste travail à:

Avant tous à mes chers parents.

Je tiens à dédier ce travail aussi à tous ceux qui me  
sont chers :

A ceux qui ont fait de moi ce que je suis :

Mes dédicaces s'adressent également à mon cher  
frère.

À toutes mes sœurs.

Et à tous les membres de ma famille et toute  
personne qui porte le nom **khezzane**.

Aussi, je dédie ce travail à tous mes chers amis.

A tous les enseignants et toutes les enseignantes de  
Raffinage et pétrochimie.

Aux personnes qui m'ont aide et encouragé et qui  
m'ont accompagné durant mes études supérieurs.

A la fin je dédie très chaleureusement ce projet à  
mon binôme :

Labid oualid

El hatimi nassimee

# *Dédicace*

Je dédie ce modeste travail à:

Avant tous à mes chers parents.

Je tiens à dédier ce travail aussi à tous ceux qui me  
sont chers :

A ceux qui ont fait de moi ce que je suis :

Mes dédicaces s'adressent également à mon cher  
frère.

À toutes mes sœurs.

Et à tous les membres de ma famille et toute  
personne qui porte le nom **ALHATEMI**.

Aussi, je dédie ce travail à tous mes chers amis.

A tous les enseignants et toutes les enseignantes de  
Raffinage et pétrochimie.

Aux personnes qui m'ont aide et encouragé et qui  
m'ont accompagné durant mes études supérieurs.

A la fin je dédie très chaleureusement ce projet à  
mon binôme :

Khezzane abderaouf

El hatimi nassimee

# *Dédicace*

Je dédie ce modeste travail à:

Avant tous à mes chers parents.

Je tiens à dédier ce travail aussi à tous ceux qui me  
sont chers :

A ceux qui ont fait de moi ce que je suis :

Mes dédicaces s'adressent également à mon cher  
frère.

À toutes mes sœurs.

Et à tous les membres de ma famille et toute  
personne qui porte le nom **Labid**.

Aussi, je dédie ce travail à tous mes chers amis.

A tous les enseignants et toutes les enseignantes de  
Raffinage et pétrochimie.

Aux personnes qui m'ont aide et encouragé et qui  
m'ont accompagné durant mes études supérieurs.

A la fin je dédie très chaleureusement ce projet à  
mon binôme :

Khezzane abderaouf

El hatimi nassimee



sommaires

## Sommaire

Liste des figures.....	
Liste des tableaux.....	
Liste des symboles.....	
Introduction Générale.....	1
Chapitre I : Historique du champ de Bir Seba.....	2
I.1.Situation Géographique Et Historique :.....	2
I.2.Production Du Champ Bir Seba: .....	2
PHASE 1 .....	2
PHASE 2 .....	3
I .3. L’organigramme de groupement Bir Seba : .....	3
I.3.1. Département Exploitation :.....	4
I.3.2. Département Engineering & Production :.....	4
a. Service mesure et contrôle :.....	4
b. Service puits (opérations) : .....	5
I.3.3. Département Maintenance :.....	5
Références du chapitre I.....	7
Chapitre II: Séparation stabilisation et stockage du brut .....	9
II.1. Réseau de collecte du brute :.....	9
GS3 (10/ 19/15).....	9
II.1.1. Séparation et stabilisation d’huile : .....	9
II.1.2.Stockage et exportation de pétrole : .....	12
II.2.1.La compression du gaz de flash : .....	15
II.3.1.Déshydratation du gaz : .....	18
II.3.2.L’exportation de gaz: .....	21
II.4. Systèmes de fluid colporteur & recuperation de chaleur .....	21
II.5. Huille Chaude (DOWTHERM) .....	24
II.5.1. Définition (DOWTHERM) :.....	24
II.5.2. Propriétés typiques du fluide DOWTHERM : .....	24
II.5.3. Sélection De Fluide .....	25
Références du chapitre II.....	26
CHAPITRE III : Transfert de chaleur.....	26
III.1. Définitions : .....	26
III.2 Différents modes de transmission de la chaleur : .....	26

III. 2.1	Transfert par conduction (ou conductibilité) : .....	26
III.2.2	Transfert par convection : .....	26
III.2.3	Transfert par rayonnement (ou radiation) : .....	27
III.3	Lois fondamentales d'échange de chaleur : .....	27
III.3.1	Loi générale .....	27
III.3.2	Loi de FOURRIER .....	28
III.4	Classification des appareils de transfert de chaleur : .....	30
	Références du chapitre III .....	31
	Chapitre IV: Echangeur de chaleur .....	32
IV.1.	Définitions .....	32
IV.1.1.	Définition d'un échangeur .....	32
IV.1.2.	Principe De Fonctionnement D'un Echangeur tubulaire .....	32
IV.2.	Les Differentes Types d'échangeurs : .....	34
IV.2.1.	Les Échangeurs À plaque : .....	34
IV.2.2.	LES ÉCHANGEURS TUBULAIRES .....	37
IV.2.2.1.	Principe des échangeurs tubulaires : .....	37
IV.2.2.2.	Les échangeurs à faisceau tubulaire : .....	43
IV.2.2.3.	Les échangeurs type KETTLE(AKT) : .....	44
IV.2.2.4.	Les échangeurs à tête flottante : .....	45
IV.2.2.5.	Les échangeurs à tubes en "U" : .....	46
IV.2.3.	LES AÉRORÉFRIGÉRANTS .....	47
IV.2.3.1.	Aéroréfrigérants à air induit : .....	49
IV.2.3.2.	Aéro réfrigérants à air forcé : .....	49
	.....	50
IV.2.4.	Avantages Et Inconvénients Des Differentes Types .....	50
IV.2.4.1.	Échangeurs à plaques : .....	50
IV.2.4.2.	Échangeurs tubulaires : .....	51
IV.2.4.3.	Aéro réfrigérants : .....	53
	Références du chapitre IV .....	54
	Chapitre V : Dimensionnement D'un Echangeur De Chaleur : .....	60
V-1-	Generalites : .....	60
V-2-	Logique De La Phase De Dimensionnement : .....	60
V-4-	Methodes De Calcul Analytique : .....	62
V-4-1	Principes De Calcul : .....	62
V-4-2-	Calculs thermiques des échangeurs tubulaires : .....	65
	Références du chapitre V .....	67

<b>Chapitre VI: Partie Expérimentale .....</b>	<b>68</b>
<b>VI.1. Introduction : .....</b>	<b>68</b>
<b>VI.2. : Dimensionnement D'3hx1111 Dans Le Cas Design .....</b>	<b>69</b>
<b>VI.3. Dimensionnement D'3hx1111 Dans Le Cas Actuel: .....</b>	<b>75</b>
<b>VI.4. Dimensionnement D'un Nouvel Echangeur : (Pas Triangulaire).....</b>	<b>79</b>
<b>VI.5. Dimensionnement D'un Nouvel Echangeur (Pas Carre Renvase) : .....</b>	<b>88</b>
<b>VI.6.1 Estimation Des Coûts D'installation De L'appareil.....</b>	<b>97</b>
<b>VI.6.2. Interprétation des résultats.....</b>	<b>100</b>
<b>VI.7.1 Présentation de HYSYS.....</b>	<b>101</b>
<b>VI.7.2 Définition de HYSYS :.....</b>	<b>101</b>
<b>VI.7.3 Étapes de simulation .....</b>	<b>102</b>
<b>VI.7.4 Conditions opératoire:.....</b>	<b>102</b>
<b>VI.7.5. La simulation:.....</b>	<b>103</b>
<b>VI.7.6 Résultats : .....</b>	<b>104</b>
<b>Conclusion.....</b>	<b>104</b>
<b>Références du chapitre VI .....</b>	<b>105</b>
<b>Conclusion générale .....</b>	<b>106</b>

## Liste des figures

### Chapitre I : Historique du champ de Bir Seba

Figure.I1 : Surface du Périmètre d'exploitation BRS 277,7 Km <sup>2</sup> Surface du Périmètre d'exploitation MOM 176 Km <sup>2</sup> .....	2
Figure.I2 .L'organigramme de groupement Bir Seba.....	3
Figure.I. 3:C'est le service essentiel, assure le bon fonctionnement de l'usine 24h/24h. ....	4

### Chapitre II: Séparation stabilisation et stockage du brut

Figure II 1:PID Séparation et stabilisation d'huile.....	11
Figure II 2:PID Stockage et exportation de pétrole. ....	14
Figure II 3:La compression du gaz de flash. ....	16
Figure II 4:Compression du gaz d'expédition. ....	17
Figure II 5:Traitement du gaz.....	20
Figure II 6: Systèmes de fluide caloporteur & récupération de chaleur (système 45 / 46 .....	23

### CHAPITRE III :Transfert de chaleur

Figure III1 .:Répartition de l'énergie rayonnée .....	30
---	----

### Chapitre IV: Echangeur de chaleur

Figure IV. 1: Principe de fonctionnement d'un échangeur[2].....	32
Figure IV. 2: échange de chaleur entre de fluide[3]. ....	33
Figure IV. 3: Courants parallèle[3]. ....	34
Figure IV. 4: Échangeur à plaques[1].....	34
Figure IV. 5: Détail de plaques d'un échangeur à plaques[1]. ....	35
Figure IV. 6: Circulation à courants parallèles[3]. ....	35
Figure IV. 7: Circulation à contre-courant[3].....	36
Figure IV. 8: Principe de l'échangeur tubulaire[4]. ....	37
Figure IV. 9: Chicane de la calandre[4]. ....	37
Figure IV. 10: Cloisonnement de la calandre[4].....	38
Figure IV. 11: Échangeur «double » contre-courant[4].....	38
Figure IV. 12: Principe d'un échangeur tubulaire 1- 2[4]. ....	39
Figure IV. 13: Principe d'un échangeur 2 - 4[5] .....	39
Figure IV. 14: Échangeur tubulaire à contre courant[5].....	40
Figure IV. 15: Échangeur tubulaire à courant parallèle[5]. ....	41
Figure IV. 16: Échangeur tubulaire à cross flow[6]. ....	42
Figure IV. 17: Faisceau tubulaire[3].....	43
Figure IV. 18: La calandre[3].....	43
Figure IV. 19: Les calottes[3]. ....	43
Figure IV. 20: Échangeur type Kettle[5]. ....	44

## Liste des figures

---

---

Figure IV. 21: Échangeur à tête flottante[1].	45
Figure IV. 22: Exemple d'un échangeur à tubes en "U"[3].	46
Figure IV. 23: Composition d'un échangeur à tubes en "U"[3].	46
Figure IV. 24: Exemple d'aéro réfrigérant[4].	47
Figure IV. 25: Batterie d'aéroréfrigérants à air induit[4].	48
Figure IV. 26: Principe de l'aéroréfrigérants à air induit[3].	49
Figure IV. 27: Principe de l'aéroréfrigérants à air forcé[3].	50
Figure IV. 28:Échangeur tubulaire	51
Figure IV. 29: Échangeur en tube U[3].	51
Figure IV. 30: Échangeur à faisceau tubulaire horizontal[3].	52
Figure IV. 31: Echangeur à faisceau tubulaire vertical[3].	52

### ChapitreV :Dimensionnement D'un Echangeur De Chaleur

Figure V. 1:Logique de phase de dimensionnement.	61
Figure V. 2 :Principe de calcul thermique d'un échangeur[2].	62
Figure V. 3 :Schéma de calcul par la méthode de la différence moyenne	64
Figure V. 4:Schéma de calcul par la méthode du nombre d'unité de transfert[2].	64

### Chapitre VI: Partie Expérimentale

Figurevi.1. : Echangeur A Contre – Courant	70
Figurevi.2. : Echangeur A Contre –Courant.	75
Figurevi.3. : Echangeur A Contre – Courant.	80
Figurevi.4. : Echangeur A Contre – Courant.	89
Figurevi.5. :SIMULATION.	102
Figurevi.6. : LES PROPRIÉTÉS DE LA CHARGE.	103

## Liste des tableaux

---

---

### Chapitre II: Séparation stabilisation et stockage du brut

Tableau.II. 1: Propriétés typiques du fluide DOWTHERM.....	24
--	----

### Chapitre VI: Partie Expérimentale

Tableau VI. 1: Les données de calcul de l'échangeur.....	80
Tableau VI. 2: Les paramètres physiques du résidu et de brut. ....	85
Tableau VI. 3:Les valeurs de coefficient de friction $[(f)]_t$ .....	87
Tableau VI. 4:Propriétés et paramètres de l'échangeur.....	88
Tableau VI. 5:Les données de calcul de l'échangeur. ....	88
Tableau VI. 6:Les paramètres physiques du résidu et de brut.....	94
Tableau VI. 7:Les valeurs de coefficient de friction $[(f)]_t$ .....	96
Tableau VI. 8:Propriétés et paramètres de l'échangeur . ....	96
Tableau VI. 9:comparution entre les Résultats Actuelle –Proposé et design.....	97
Tableau VI. 10 :conditions opératoire de l'échangeur.....	102
Tableau VI. 11:Résulta de simulation pour échangeur.....	104

## Liste des symboles

---

### SYMBOLES UTILISES POUR LE CALCUL DE L'ECHANGEUR

$M$  = Debit Gaz-Oil (Kg/h)

$C_{pg}$  = Chaleur spécifique (Kcal/Kg.°c)

$T_1$  = Température entrée (°c)

$T_2$  = Température sortie (°c)

$D_c$  = Diamètre intérieur calandre (m)

$D_e$  = Diamètre équivalent (m)

$B$  = Espacement entre chicane (m)

$n_c$  = Nombre de passe

$r$  = Facteur d'encrassement

$\mu_{Tc}$  = Viscosité dynamique (Kg/m.h)

$\lambda_{Tc}$  = Conductivité thermique (Kcal/m.h.°c)

$\rho_{Tc}$  = Masse volumique (Kg/m<sup>3</sup>)

$m$  = Débit brut (Kg/h)

$C_{pB}$  = Chaleur spécifique du brut (Kcal/Kg.°c)

$t_1$  = Température entrée brut (°c)

$t_2$  = Température sortie brut (°c)

$d_i$  = Diamètre intérieur des tubes (m)

$d_0$  = Diamètre extérieur des tubes (m)

$N_t$  = Nombre de tube.

$n$  = Nombre de passage.

$P_t$  = Pas

$\mu_{tc}$  = Viscosité dynamique du brut (Kg/m.h)

$\lambda_{tc}$  = Conductivité thermique du brut (Kcal/m.h.°c)

## Liste des symboles

---

$\rho_{Tc}$  = Masse volumique du brut (Kg/m<sup>3</sup>)

$d_B$  = Densité du brut.

Re = Nombre de Reynolds.

$G_B$  = Vitesse massique (Kg/h.m<sup>2</sup>)

$d_G$  = Densité du gaz-oil.

$\mu_{Bt}$  = Viscosité du brut à la température tube

$\mu_{Gt}$  = Viscosité du gaz-oil à la température tube

l = longueur des tubes (m)

$N_c$  = nombre chicane

# *Introduction générale*

## Introduction Générale

Le processus de traitement de brut au niveau du groupement Bir Seba ne peut assurer, d'une façon permanente, une qualité du brut conforme aux normes de stockage en termes de salinité et de tension de vapeur (TVR), car la dégradation de ces paramètres peut engendrer d'énormes problèmes provoquant ainsi des dégâts tant sur le plan matériel qu'humain.

Pour maîtriser le risque de ce problème, nous avons adopté une approche basée sur l'amélioration de la qualité d'huile, en tenant compte l'aspect budgétaire. Pour ce faire, on est appelé à proposer une solution qui consiste à optimiser les paramètres d'exploitation des équipements tels que échangeur de chaleur en amont de la batterie de séparation de brut ; cette place thermique proprement dite, comprenant des calculs géométriques (sections de passage des fluides, diamètre hydrauliques, etc...), puis des calculs de transfert de chaleur et des pertes de charges, nécessitant tous les deux l'appel à des corrélations adéquates.

Le groupement de Bir seba dispose d'un centre de production qui a été mis en production en Août 2015, composé d'une unité de traitement de brut par (Séparation et stabilisation) à savoir:

- Une séparation triphasique (brut-gaz-eau) équipé essentiellement par des échangeurs de chaleur installés en amont des séparateurs (2eme et 3eme étage).
- Stockage de brut pour l'exporter par une pipe de 130km de longueur vers Haoud el Hamra (HEH),
- Séchage et compression gaz qui sera par la suite exporter vers le centre de traitement gaz ZCINA à Hassi Messaoud.

Notre présente étude consiste à vérifier l'ensemble des paramètres de fonctionnement de l'échangeur deuxième étage qui est le premier élément dans la chaîne de traitement qui contribue d'une façon directe dans la réalisation d'un produit final avec des spécifications requises à l'expédition notamment la tension de vapeur TVR.

Notre étude consiste à optimiser les conditions du travail de l'échangeur thermique par simulation, en utilisant le(Haysys). Pour bien simuler le processus.

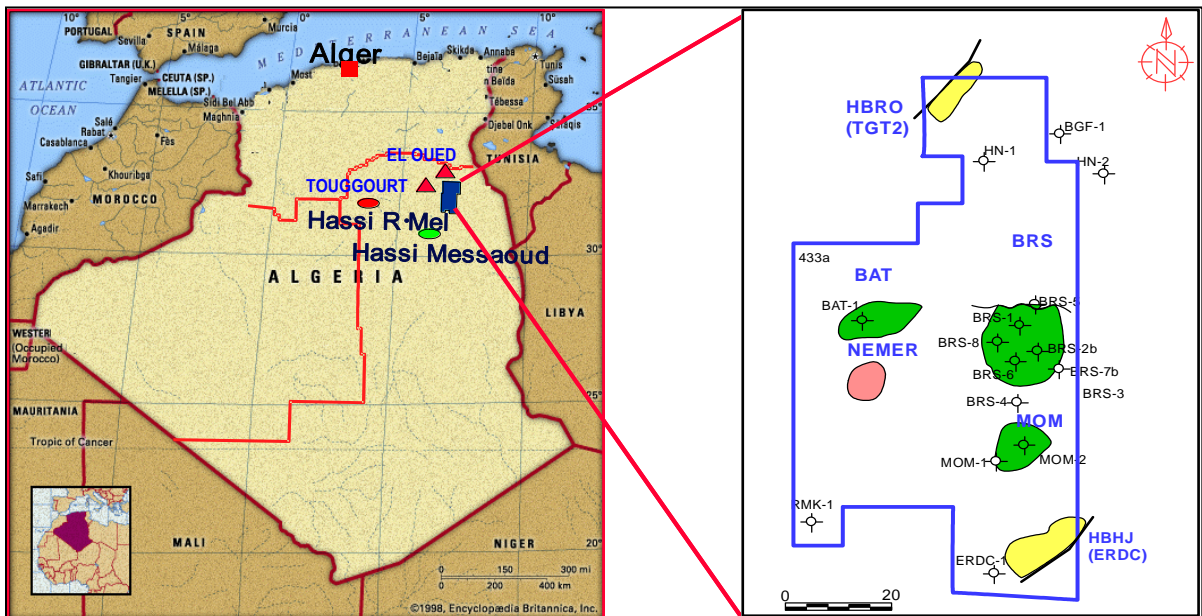
# *Etude bibliographique*

*Chapitre I : Historique du  
champ de Bir Seba*

## Chapitre I : Historique du champ de Bir Seba

### I.1.Situation Géographique Et Historique :

Bir Seba est situé à 130 km au Hassi Messaoud, la découverte de ce champ à l'année 2003 et la réalisation d'un centre de traitement et production d'huile et de gaz à 24 Novembre 2011. Ce champ pétrolier est exploité conjointement par SONATRACH PVEP et PTTEP. Le champ existant se compose des emplacements des puits, un centre de traitement et production de brut et de gaz naturel (CPF). Le taux de production actuel de pétrole est de 20000 barils de brut par jours pour la 1<sup>ère</sup> phase et 40000 barils de brut par jours pour la 2<sup>ème</sup> phase.



**Figure.I1** : Surface du Périmètre d'exploitation BRS 277,7 Km<sup>2</sup> Surface du Périmètre d'exploitation MOM 176 Km<sup>2</sup>

### I.2.Production Du Champ Bir Seba:

#### PHASE 1

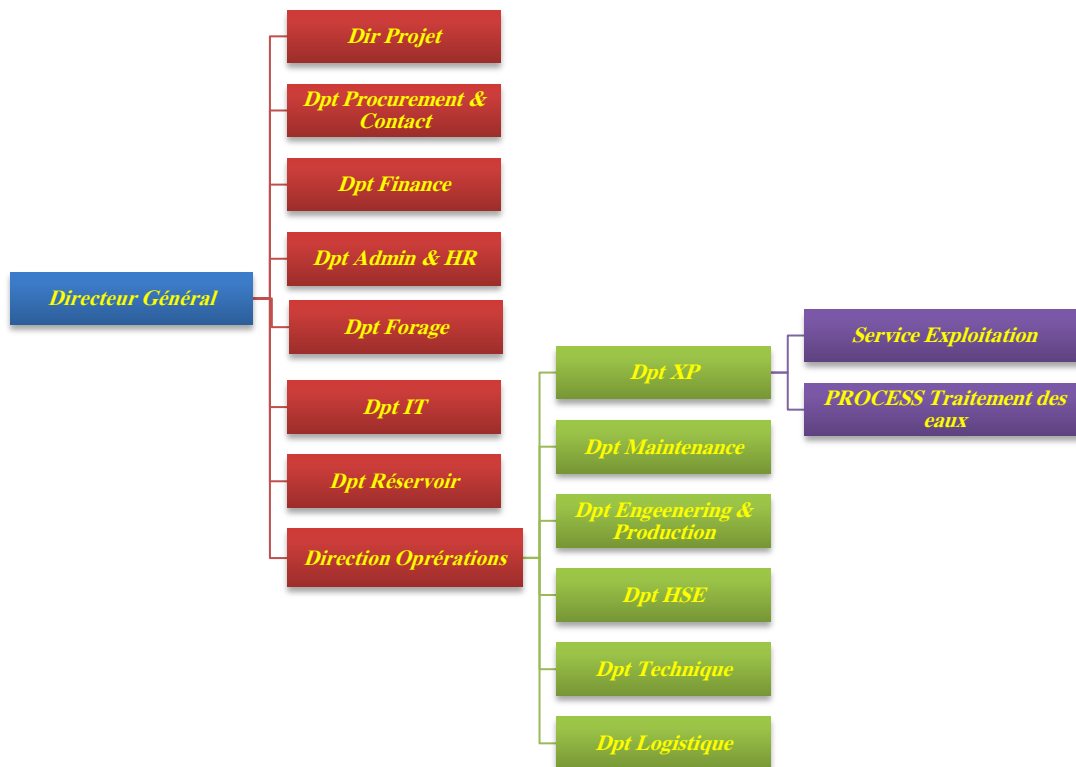
- 1- Production : 20,000 bbl/ Jour
- 2- Production à partir d'H HAMRA : 16 puits producteurs
  - ✓ Manifold de Production : 3
  - ✓ Déplétion Naturelle
  - ✓ Production d'Huile vers HEH
  - ✓ Gaz Associé vers ZCINA

## PHASE 2

- 1- Production : 40,000 bbl/ jour
- 2- 38 Puits producteurs et 4 Manifold de production (GS)
  - ✓ HAMRA – 33 Puits
  - ✓ T1 – 5 Puits
- 3- 14 Puits Injecteurs d'eau (HAMRA)
- 4- Maintien de Pression par injection d'eau (à partir de la 5<sup>ème</sup> Année)
- 5- Gaz lift (à partir de la 5<sup>ème</sup> Année)

### I .3. L'organigramme de groupement Bir Seba :

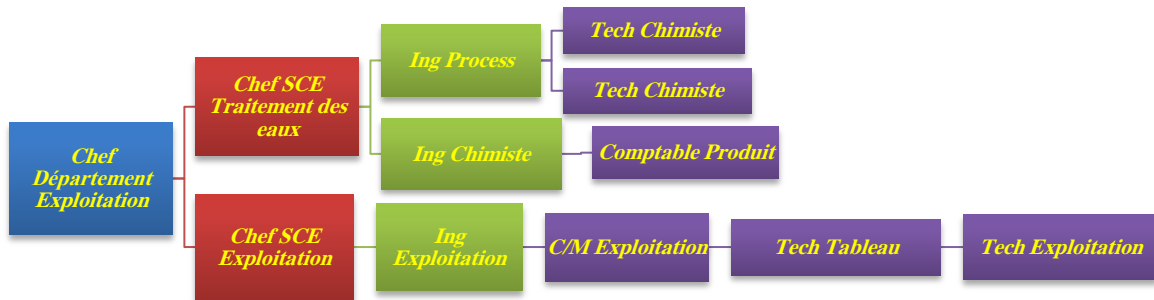
L'organigramme suivant donne le mode d'organisation du complexe et ses différentes structures



**Figure.I2** .L'organigramme de groupement Bir Seba

### I.3.1. Département Exploitation :

L'organigramme de département d'exploitation :



**Figure.I. 3:** C'est le service essentiel, assure le bon fonctionnement de l'usine 24h/24h.

### I.3.2. Département Engineering & Production :

Le Département Engineering & Production assure la gestion et le bon fonctionnement des puits du champ GBRS, en plus des opérations d'entretien et de test des puits.

Le Département E.P / GBRS est constitué de deux (02) services :

- Service mesures et contrôle.
- Service puits (opérations).

#### a. Service mesure et contrôle :

- Le contrôle journalier des puits : la pression de tête et de ligne, la température de tête et de ligne, le niveau dans le bac de l'inhibiteur de corrosion, la pression dans les espaces.
- Annulaires tubing/tubage 7" tubage 7"/tubage 9"<sup>5/8</sup> et tubage 9"<sup>5/8</sup>/tubage 13"<sup>1/8</sup>, % débit de puits, débit de pompe...
- Le réglage de débit suivant la demande de la salle de contrôle.
- La surveillance permanente de tous les puits du champ de GBRS.
- Dégorgement des puits producteurs.
- Ouverture de puits par action sur la vanne automatique 'B'.

- L'exécution des manœuvres sur la tête de puits tels que la fermeture ou l'ouverture des puits.
- Le prélèvement d'échantillons d'eau pour le contrôle de la salinité au laboratoire.
- Dépressuriser la ligne au niveau du puits ou du manifold.
- Etablissement des bilans de production journaliers, hebdomadaires, mensuels, et annuels.
- Superviser l'opération de well test <sup>(2)</sup> (séparateur mobile).

#### **b. Service puits (opérations) :**

Elle occupe essentiellement des opérations d'entretien des équipements de surface ou de fond (wire line) des puits producteurs pour assurer un fonctionnement optimal et en bonnes conditions de sécurité :

- Assurer la supervision de tous types d'opérations sur les puits producteurs : coiled tubing, workover, wireline<sup>(3)</sup>, snubbing,...etc.
- Le changement des équipements usés de la tête de puits ou des réseaux de raccordement du puits.
- Le remplissage des bacs de l'inhibiteur de corrosion de chaque puits pour assurer la continuité d'injection.
- Le graissage des vannes et nettoyage de la tête de puits.

Le contrôle et vérification de l'état des équipements au niveau de l'atelier

#### **I.3.3. Département Maintenance :**

Le service de maintenance est composé de trois sections possédant chacune son propre atelier :

##### 1-Section mécanique

Elle s'occupe de la maintenance préventive et curative des machines tournantes de l'unité telles que les pompes, moteurs, les aéro-réfrigérants ainsi que les équipements statiques tels que les séparateurs, les échangeurs de chaleur, les colonnes de distillation etc....

##### 2-Section électricité

Elle s'occupe de la maintenance préventive et curative des équipements électriques de l'unité tels que les moteurs les disjoncteurs, les transformateurs etc....

##### 3-Section instrumentation :

Elle s'occupe de la maintenance préventive et curative des équipements et instruments des systèmes asservis de l'unité.

**Département HSE :**

Le département HSE est composé des service prévention, service intervention, 2 ingénieurs d'environnement et centre médical il a comme objectif principal préserver les personnes, les installations, et l'environnement de tout endommagement à travers la relation des inspection, audits, évaluations des risque professionnels, analyse de sécurité des tâches .ect. Aussi pour réduire et atténuer la gravité des accidents par l'utilisation des moyens humains et matériels pour la lutte anti-incendie. sau etages et secours 13.1 organigramme du Département HSE.

Prévention de service vise à réduire le taux d'apparition des accidents jusqu'à le rendre ZERO conformément à la politique HSE de GBRS, en utilisant un arsenal de documents (check-list rapport.) et systèmes tels que : Système Permis de travail EvR analyse sécurité des tâches JSA inspections et audit induction HSE Formation et sensibilisations HSE 13 intervention Ce service est primordial dans l'organisation du Dpt HSL car il intervient qu'après l'appariteur.

**Références du chapitre I**

**Références :**

[1] : Documents interne du service exp, Groupement Bir Seba Hassi Messaoud

*Chapitre II: Séparation stabilisation  
et stockage du brut*

**Chapitre II: Séparation stabilisation et stockage du brut****II.1. Réseau de collecte du brute :**

Après l'extraction du gaz des puits, les courants doivent être regroupés de façon à être distribués d'une manière efficace et sans risque, ce qui est assuré par le réseau des collectes du gaz qui est une série de conduites. On a trois stations de collecte seront installées pendant la Phase 1 ; GS1, GS2 et GS3. La GS1 est située dans la limite de batterie de CPF. Les GS2 et GS3 sont éloignées des CPF. Chaque station de collecte comprend un collecteur de production, un collecteur d'essai et un séparateur d'essai. Les fluides de puits provenant du site du puits seront envoyés à l'unité d'essai de puits dans chaque GS par le flowline de production et le collecteur d'essai.

Les puits de chaque GS :

GS1 (6 /9/12/14/18/11).

GS2 (8/13/16/17/20/21/22).

GS3 (10/ 19/15).

**II.1.1. Séparation et stabilisation d'huile :**

Le brut arrive au centre des (gathring) sont envoyés au séparateur 1er étage (03V-1111) à pression 14.5 bar puis vers le réchauffeur d'huile 2ème étage (03HX-1111), qu' est chauffée jusqu'à température 65C° ; puis vers le séparateur 2ème étage (03V-1112) à pression 4.5 bars après le brute sont chauffées dans le réchauffeur d'huile 3ème étage (03HX-1112) jusqu'à température 75C° ; puis il est envoyé vers le séparateur 3ème étage (03V-1113) à pression 0.4 bars. la séparation est assurée avec d' injection des produits chimiques qu' on l'appellent désimulsifiant.

Les réchauffeurs d'huile pour obtenir la température requise et satisfaire ainsi à la spécification relative à la tension de vapeur RVP((été) <0.48 bara (7.0 psia) à 37.8oC. RVP (hiver) <0.69 bara (10 psia) à 37.8oC.), en utilisant des fluides caloporteurs. A partir de chaque étage de séparation, la vapeur sera envoyée vers les installations de compression et de traitement de gaz, tandis que l'eau sera envoyée vers les installations de traitement des eaux produites. Le brut issu du système de séparation d'huile est acheminé vers le système de dessalage. Les eaux de l'aquifère, après avoir été traitées, sont utilisées pour le lavage à effectuer dans le processus de dessalage. L'huile provenant du séparateur 3ème étage est envoyée par la pompe de transfert d'huile (03P-1111A/B) vers le déshydrateur à 10 bars et puis vers le dessaleur. Les teneurs en eau et en sel seront réduites encore davantage dans le

dessaleur pour produire un pétrole dont le BS&W et la salinité sont inférieurs respectivement à 0.5 % vol et à 0.004% poids. En Phase 1, les eaux sortant du trois séparateurs et de déshydrateur seront acheminées vers l'unité de traitement des eaux produites (33), puis vers le bassin d'évaporation. L'unité de traitement des eaux produites sera modifiée lors de la Phase 2 pour permettre l'utilisation des eaux produites traitées dans l'opération d'injection d'eau.

De l'eau brute ou bien de service est injectée en amont de la vanne mélangeur raccordé au dessaleur. L'eau de dilution est chauffée dans l'échangeur de chaleur à contre-courant de l'eau sortant du déshydrateur, afin de maximiser la séparation huile/eau et de réduire la tendance à l'émulsion huile/eau. L'eau séparée dans le dessaleur est renvoyée par la pompe de recyclage d'eau de lavage vers le déshydrateur, puis mélangée à l'huile provenant du séparateur 3ème étage.

Le brut stabilisé est refroidi par le réfrigérant, puis acheminé vers les bacs de stockage. Le brut hors spécification sera envoyé au bac de stockage off-spec et réacheminé vers le réchauffeur d'huile 3ème étage (03HX-1112) ou le système de dessalage.

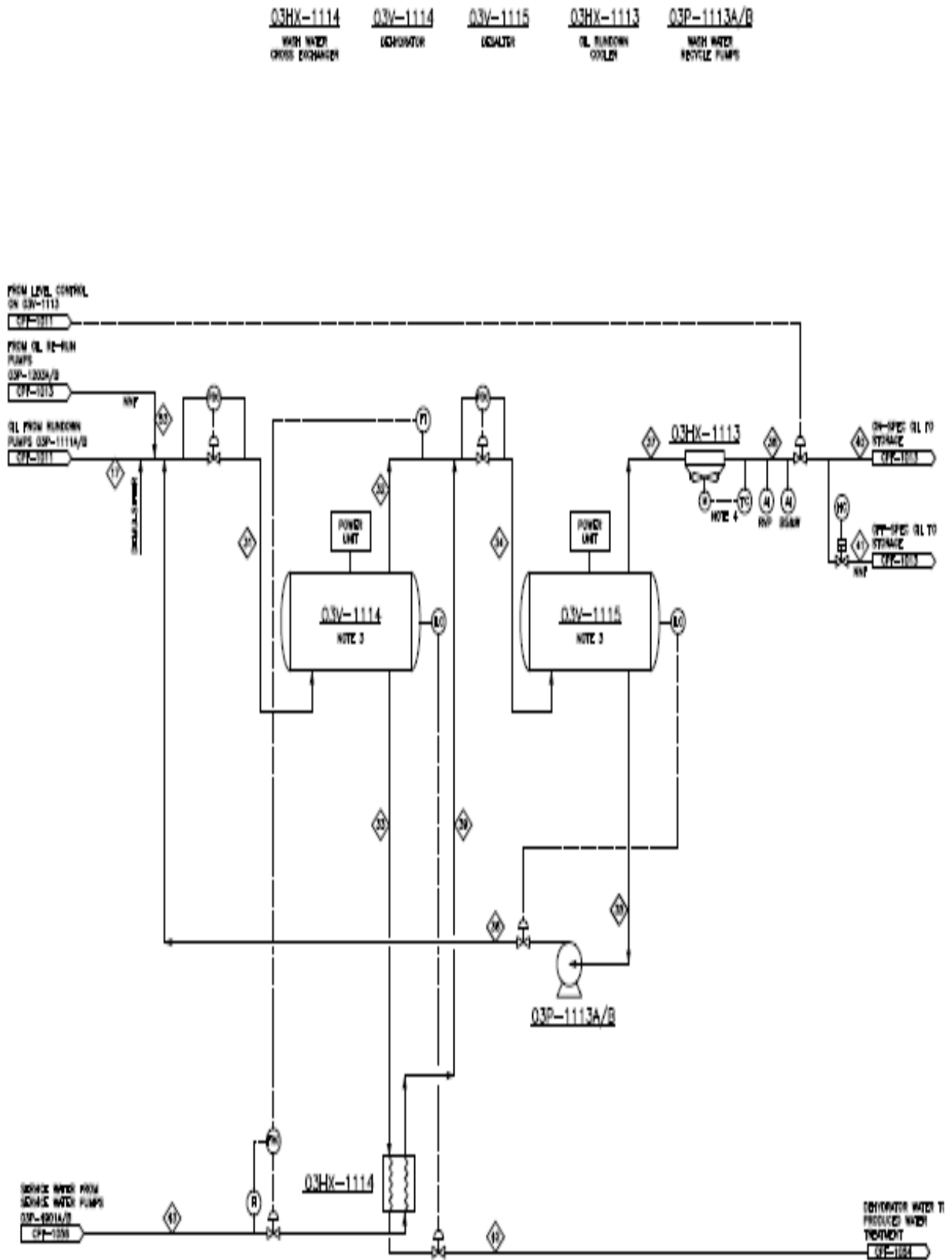


Figure II 1:PID Séparation et stabilisation d'huile.

### II.1.2. Stockage et exportation de pétrole :

Le système 12 est constitué des équipements suivants :

- les bacs de stockage de pétrole (03TK-1201A/B/C)
- le bac de stockage off-spec (03TK-1202)
- les pompes de gavage de l'huile (03P-1201A/B)
- les pompes d'exportation de pétrole (03P-1202A/B)
- les pompes de réacheminement de l'huile (03P-1203A/B)
- la gare de racleur départ (03V-1201)
- la gare de racleur arrivée (04V-1201)
- le système de comptage fiscal (04ME-1201)

Trois bacs de stockage à toit flottant, pour le remplissage (recette), la tranquillisation (décantage) et l'expédition (exportation), sont prévus pour la Phase 1, chacun ayant un volume utile de 20,000 bbls. Un autre bac d'un volume utile de 25,000 bbls est fourni pour le stockage du brut hors spécification. Deux autres bacs de stockage de 20,000 bbls seront requis pour la Phase 2.

Les tuyauteries doivent être configurées de manière à permettre convenablement la permutation des fonctions des bacs : production, décantage et exportation. Le pétrole exporté doit être conforme à la spécification de la tension de vapeur Reid (RVP). L'huile du bac off-spec est acheminée soit au réchauffeur d'huile 3ème étage, soit au déshydrateur, ou renvoyée vers les installations de stockage après avoir été testée. Le pétrole sera exporté par un pipeline de 130 km de long vers Haoud el Hamra (HEH) où il afflue dans trois oléoducs existants à destination d'Arzew, de Skikda et de Bejaia. A HEH, les pipelines existants sont protégés contre la surpression ; l'excès de fluide est évacué par des soupapes de sûreté vers un réseau d'évent existant de 30".

Les gares de racleur départ et arrivée sont installées sur l'oléoduc 12". Les opérations de raclage ont pour but de prévenir la corrosion due à la présence d'eau et d'améliorer l'efficacité du pipeline en enlevant le dépôt de paraffine qui s'y forme. Il est prévu des postes de sectionnement tous les 20 km sur le pipeline, qui sont commandés à distance à partir de la salle de contrôle de BRS. La communication avec les postes de sectionnement se fait par liaison fibre optique. Les paramètres clés tels que pression, température et position de vanne sont transmis à la salle de contrôle de BRS. Toute éventuelle fuite de

l'oléoduc est décelée par la détection de pression différentielle, la détection de pression très basse et par l'équilibrage du débit massique.

L'unité de comptage fiscal constituée de deux débitmètres de haute précision avec un "prover" est installée au point de livraison à Haoud El Hamra. Les installations de Haoud el Hamra appartiendront à et seront exploitées par l'Exploitant de HEH. Des vannes motorisées (MOV) sont fournies autour de la gare de racleur arrivée et du point de raccordement (tie-in) avec le pipeline existant pour les opérations à distance. Les paramètres clés sont transmis à la salle de contrôle de BRS.

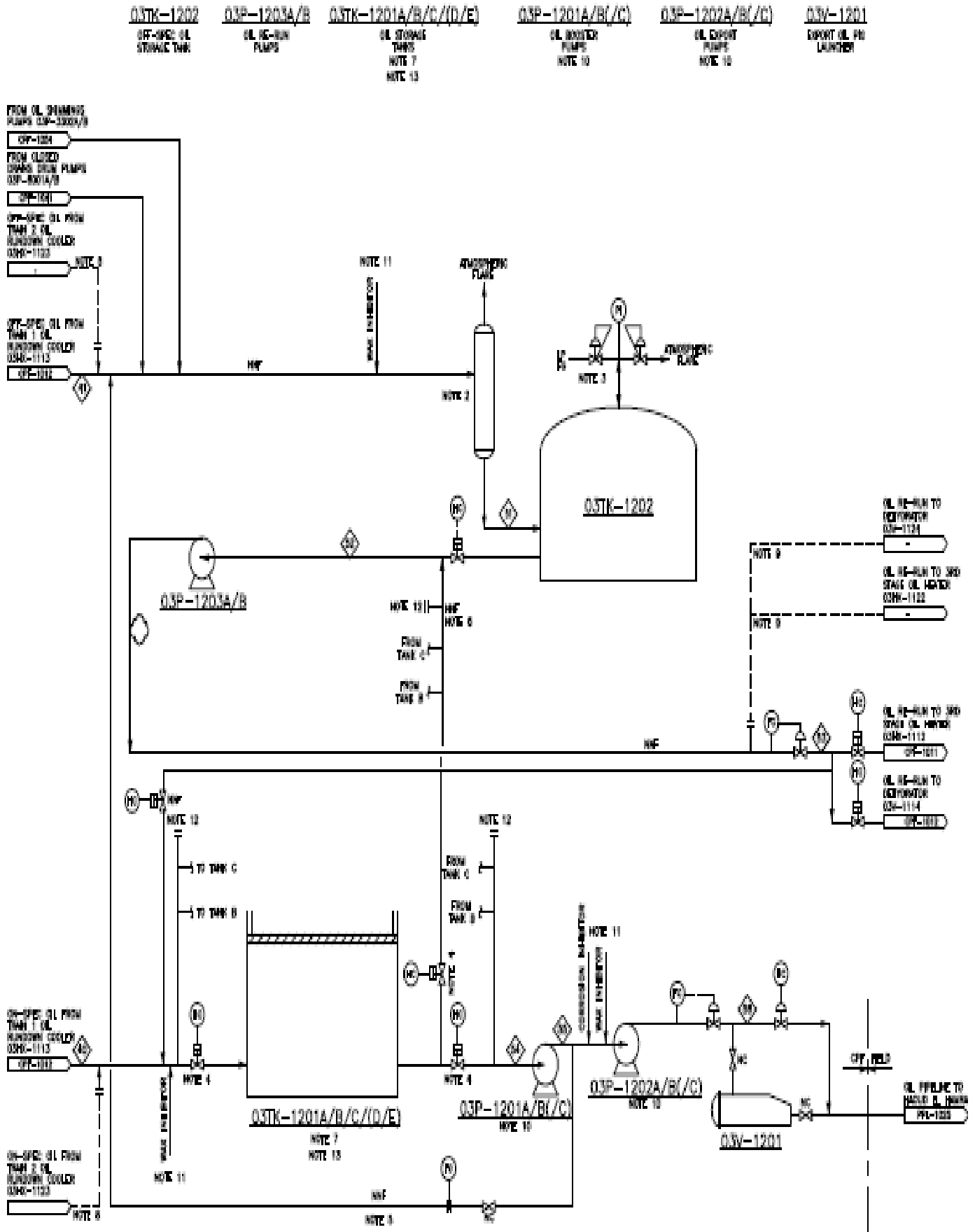


Figure II 2:PID Stockage et exportation de pétrole.

**II.2.La compression du gaz:****II.2.1.La compression du gaz de flash :**

Le gaz sortant du séparateur 3ème étage (03V-1113) à une pression de 0.4 barg est admis dans un ballon d'aspiration (03V-2211A/B), qui a pour fonction d'éliminer tout liquide entraîné. Puis le gaz est envoyé dans le compresseur du gaz de flash 1<sup>er</sup> étage (03ME-2211A/B), qui comprime le gaz jusqu'à 4.2 barg. Le gaz comprimé est refroidi jusqu'à 60°C par un réfrigérant final (03HX-2211A/B). Le gaz refroidi est envoyé vers un ballon de refoulement (03V-2212A/B).

Le mélange des gaz provenant du compresseur 1er étage et du séparateur 2<sup>ème</sup> étage est envoyé au ballon d'aspiration 2ème étage (03V-2213A/B) pour éliminer tout liquide entraîné dans le gaz, avant d'être comprimé jusqu'à 15.5 barg dans le compresseur du gaz de flash 2ème étage (03ME-2212A/B). Le gaz ainsi comprimé est refroidi jusqu'à 60°C par le réfrigérant final 2ème étage (03HX-2212A/B) et, enfin, envoyé au ballon d'aspiration du compresseur gaz d'expédition (03V-2311A/B).

Les condensats récupérés du ballon d'aspiration 1er étage (03V-2211A/B) sont directement envoyés au réseau de drain fermé, tandis qu'en raison de la haute pression, les condensats du ballon de refoulement 1er étage (03V-2212A/B) et du ballon d'aspiration 2ème étage (03V-2213A/B) sont recyclés vers l'amont du réchauffeur d'huile 3ème étage (03HX-1112).

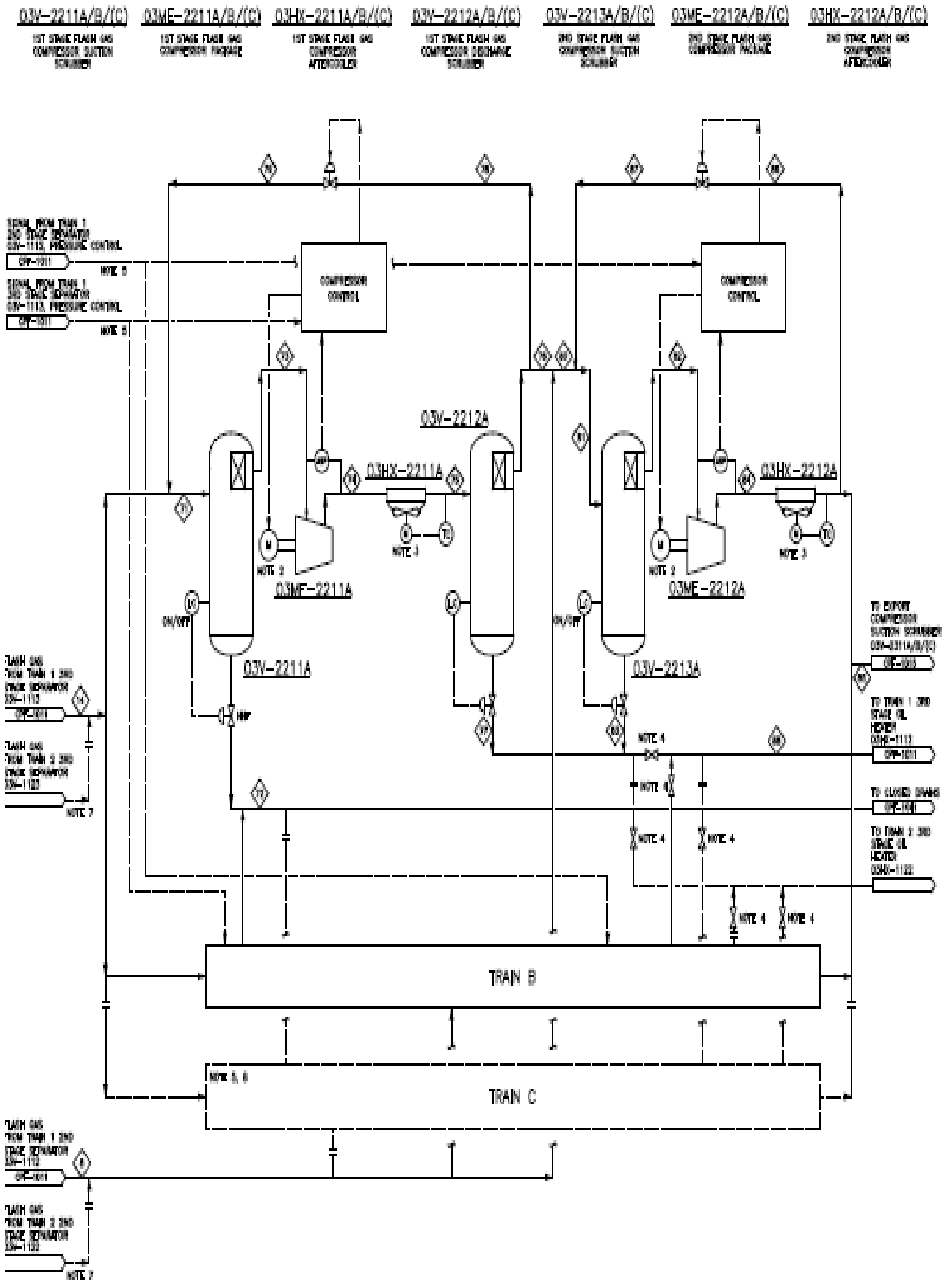


Figure II 3: La compression du gaz de flash.

**II.2.2. Compression du gaz d'expédition:**

Les gaz combinés provenant du séparateur 1er étage (03V-1111) à une pression de 14.8 barg et du compresseur gaz de flash 2ème étage sont admis dans un ballon d'aspiration (03V-2311A/B), qui a pour fonction d'éliminer tout liquide entraîné. Puis le gaz est envoyé au compresseur, qui comprime le gaz jusqu'à 61.8 barg. Le gaz comprimé est refroidi par un réfrigérant (03HX-2311A/B). Le gaz refroidi est envoyé à un système de déshydratation.

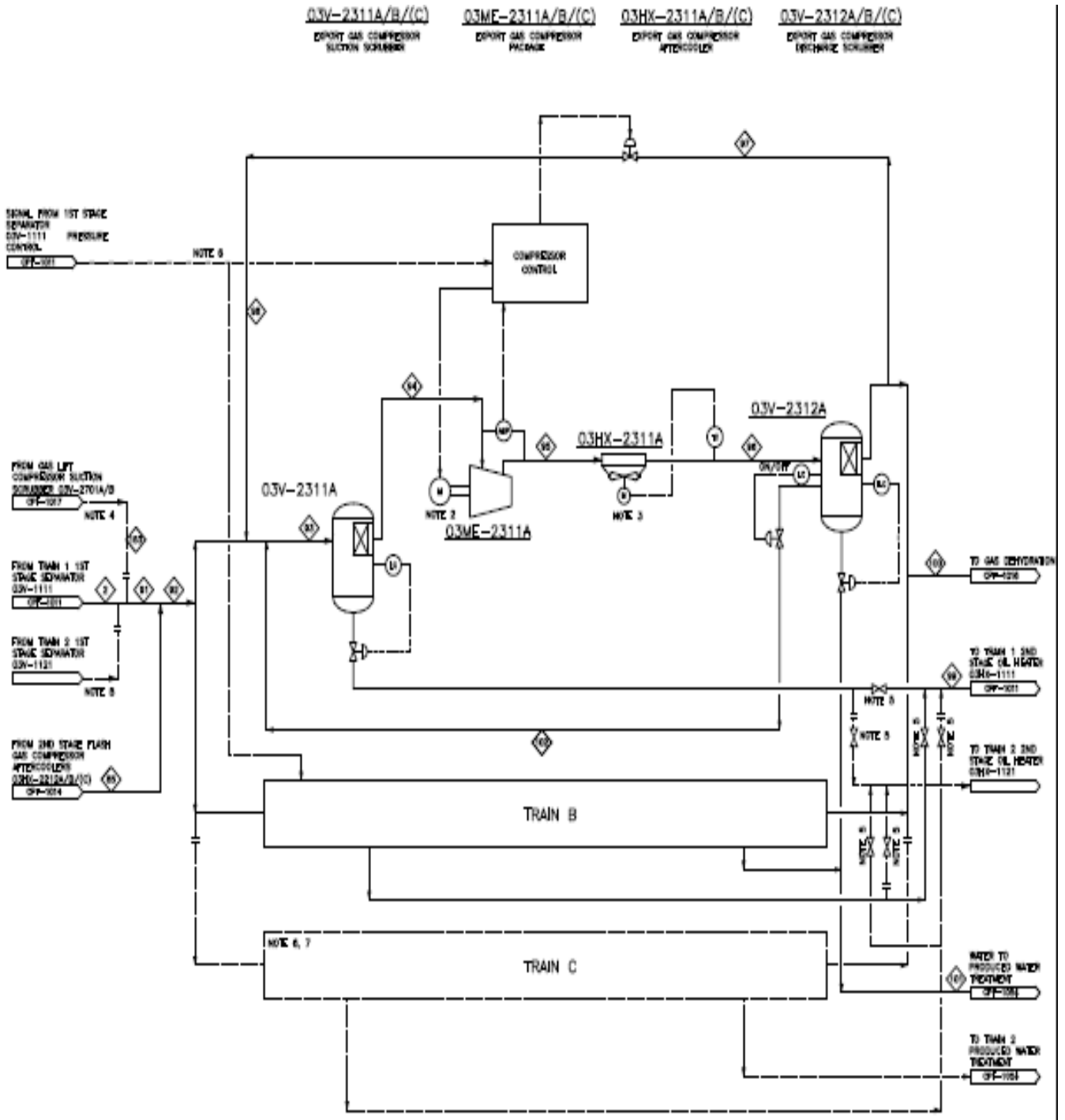


Figure II 4: Compression du gaz d'expédition.

### II.3. Traitement du gaz:

#### II.3.1. Déshydratation du gaz :

Le système 28 est constitué des équipements suivants:

- le réchauffeur du gaz d'alimentation (03HX-2801)
- le sécheur (03V-2801A/B/C)
- le réfrigérant du gaz de régénération (03HX-2803)
- le séparateur du gaz de régénération (03V-2802)
- le compresseur du gaz de régénération (03ME-2801A/B)
- le réchauffeur du gaz de régénération (03HX-2802A/B-1/2/3)
- le filtre de sortie sécheur (03F-2801A/B)

Le gaz provenant du compresseur d'exportation de gaz entre dans le réchauffeur du gaz d'alimentation (03HX-2801) côté tube pour y être surchauffé, puis s'achemine vers le sécheur.

Après être sorti du réchauffeur du gaz d'alimentation, le gaz entre dans l'un des trois sécheurs (03V-2801A/B/C). Le système de déshydratation a pour fonction d'enlever l'eau contenue dans le gaz jusqu'à une proportion inférieure à 50 ppmv au moyen d'un tamis moléculaire.

La logique de régulation du processus de déshydratation est exécutée de sorte que l'un des trois sécheurs soit en mode d'adsorption, alors que les deux autres sont soit en mode de régénération, soit hors ligne (en secours). La déshydratation du gaz s'effectue à travers le lit de tamis moléculaire, doté d'un système de régulation ad hoc qui contrôle les modes de fonctionnement séquentiels : adsorption, régénération et standby. Les cycles de fonctionnement sont : 8 heures de déshydratation, 6.4 heures de régénération (3.8 heures de chauffe et 2.6 heures de refroidissement) et 1.6 heures de standby. Un des trois lits d'adsorption est hors ligne (en secours).

La régénération se fait en deux étapes: la chauffe (pour chasser l'eau) et le refroidissement (pour mettre le lit en mode d'adsorption aussi rapidement que raisonnablement possible).

Régénération :

Le débit du gaz de régénération est contrôlé tout au long d'une séquence par le régulateur 03FIC-2801. Le lit à régénérer est mis en mode de régénération. Les vannes de séquence sont mises en mode de chauffe comme dans le Tableau 4.3.

La température de consigne des réchauffeurs du gaz de régénération est augmentée par un système de séquence ment jusqu'à la température requise pour la régénération (290°C sur les

P&ID). Le lit à régénérer est chauffé progressivement à raison de  $10.6^{\circ}\text{C}/\text{min}$ , pour chasser de l'eau. Lorsque la partie supérieure du lit atteint la température requise de  $290^{\circ}\text{C}$ , le régulateur de séquence commande la baisse de la température de consigne des réchauffeurs et, en conséquence, l'alimentation de ces derniers en fluide caloporteur s'arrête.

Les réchauffeurs sont par la suite refroidi jusqu'à la température égale à celle du gaz déshydraté sorti de l'unité de déshydratation. Le gaz de régénération ainsi refroidi traverse le lit régénéré et le refroidit jusqu'à ce que la température à la partie supérieure du lit atteigne  $100^{\circ}\text{C}$ . Les réchauffeurs peuvent être contournés en utilisant les vannes de séquence pour faciliter le processus de refroidissement du lit. La température de sortie du réfrigérant du gaz de régénération est réglée égale ou supérieure à la température de consigne du réfrigérant final du compresseur d'exportation de gaz. Cela permet de s'assurer qu'il n'y a pas à craindre la condensation des liquides quand le gaz humide provenant des compresseurs d'exportation de gaz et le gaz de régénération recyclé se mélangent. La pression sur le lit en cours de régénération sera maintenue constante, comme les compresseurs du gaz de régénération sont des machines de type centrifuge à vitesse fixe et à débit constant, donc contrôlés sur le flux de recyclage allant vers le séparateur du gaz de régénération.

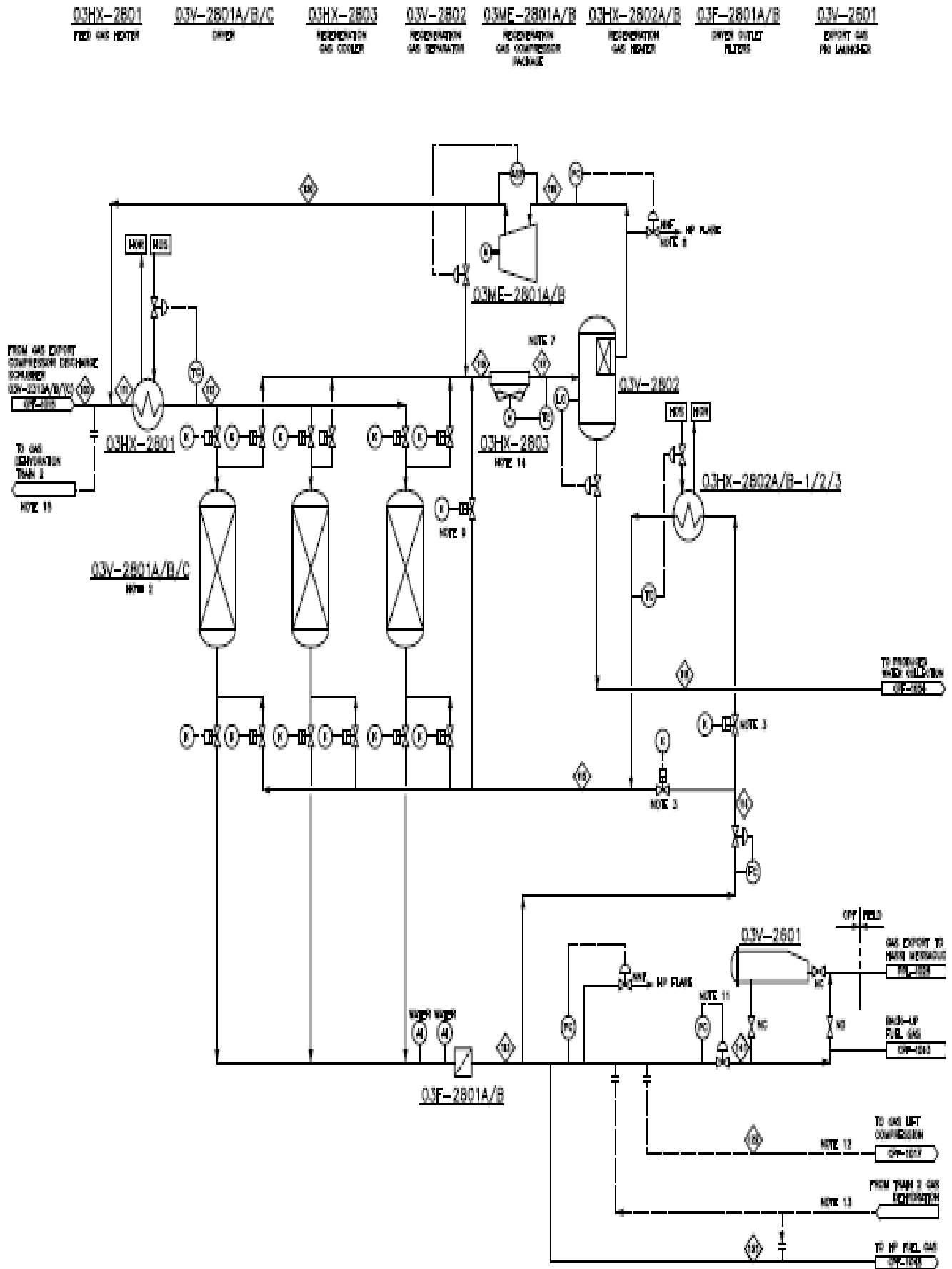


Figure II 5: Traitement du gaz.

**II.3.2.L'exportation de gaz:**

Le système 26 est constitué des équipements suivants:

- deux vannes de régulation pour l'exportation de gaz (03PV-2601A/B)
- la gare de racleur départ (03V-2601)
- six postes de sectionnement sur le gazoduc

Le gaz provenant du CPF afflue dans le pipeline conduisant à Hassi Messaoud (ZCINA) pour davantage de traitement. Une vanne régulatrice de contre-pression (03PV-2601A/B) est prévue en amont de l'entrée au pipeline afin de:

- Maintenir un rapport de pression minimal entre aspiration et refoulement des compresseurs gaz d'expédition pour éviter le blocage,
- Fournir une pression constante pour l'alimentation en fuel gaz HP.
- Fournir une pression constante pour l'aspiration des futurs compresseurs Gaz- Lift.
- Fournir une pression constante pour un comptage exact du gaz.
- Assurer les conditions stables pour le fonctionnement de l'unité de déshydratation du gaz.

**II.4. Systèmes de fluid caloporteur & recuperation de chaleur :**

Les systèmes 45 et 46 sont constitués des équipements suivants:

- le ballon d'expansion (03V-4601)
- le filtre (03F-4601)
- les pompes de distribution (03P-4601A/B/C)
- le réfrigérant (03HX-4601)
- l'unité de récupération de chaleur (03ME-4501A/B)
- le four de fluide caloporteur (03ME-4602)
- le ballon de drain (03V-4602)
- les pompes de drain (03P-4602/S)
- le réservoir de stockage (03TK-4601)
- les pompes de stockage (03P-4603/S)

Dans le projet de développement du champ de Bir Seba, un système de fluide caloporteur est prévu pour satisfaire aux demandes en quantité de chaleur échangée des équipements de procédé.

Un liquide caloporteur, Dowtherm G, se circule à l'aide des pompes de distribution dans un circuit fermé.

Une partie de ce fluide est transféré à l'unité de récupération de chaleur (WHRU) du turboalternateur à gaz, où elle est chauffée jusqu'à 325°C, pour être utilisée pour la chauffe du gaz de régénération à 290°C au niveau de l'unité de déshydratation. En régime normal, l'unité de récupération de chaleur est capable, à elle seule, de satisfaire aux exigences de procédé en matière de chauffe. Avant le démarrage et pour compléter la demande en fluide caloporteur transitoirement pendant la période de déséquilibre entre la fourniture de chaleur par le WHRU et la demande en fluide caloporteur, un four à chauffe directe de capacité réduite est prévu pour chauffer le fluide caloporteur contenu dans le circuit .

Le fluide caloporteur entre alors dans les réchauffeurs du gaz de régénération (03HX-2802A/B-1, 2, 3) et le réchauffeur du gaz d'alimentation (03HX-2801).

Cette partie du fluide (d'environ 180°C) est ensuite mélangée à la sortie de ces échangeurs avec le reste du fluide véhiculé par les pompes de distribution, pour créer un flux de fluide chauffant d'une température mélangée de 120°C, qui peut être utilisé convenablement aux réchauffeurs de brut 2ème et 3ème étages (03HX-1111 et 03HX-1112) sans causer de dépôt de tartre.

Le fluide caloporteur provenant de la sortie de ces échangeurs est ensuite refroidi à travers un réfrigérant avant d'être réacheminé vers les pompes de distribution.

Une partie du fluide refoulé par les pompes de distribution est renvoyée vers l'aspiration de ces pompes, en passant par un filtre, pour éliminer toute rouille ou toutes particules de coke générées par la dégradation du fluide caloporteur sous haute température des unités WHRU.

Un ballon d'expansion est prévu pour permettre au fluide caloporteur de se dilater lorsque sa température monte pendant le démarrage d'une température ambiante à la température de service et de maintenir plein le système lorsque celui-ci se refroidit au moment de l'arrêt.

Pour préserver le volume de fluide caloporteur contenu dans le circuit, il sera prévu un ballon de drain pour récupérer le fluide caloporteur drainé des équipements, ainsi qu'un réservoir de stockage pour stocker le fluide caloporteur du système, lorsque celui-ci est vidangé pour les opérations de maintenance.

Le réservoir de stockage est également utilisé pour le remplissage du circuit lors du démarrage et pour l'injection de fluide d'appoint par des pompes qui lui sont associées lors du fonctionnement normal.

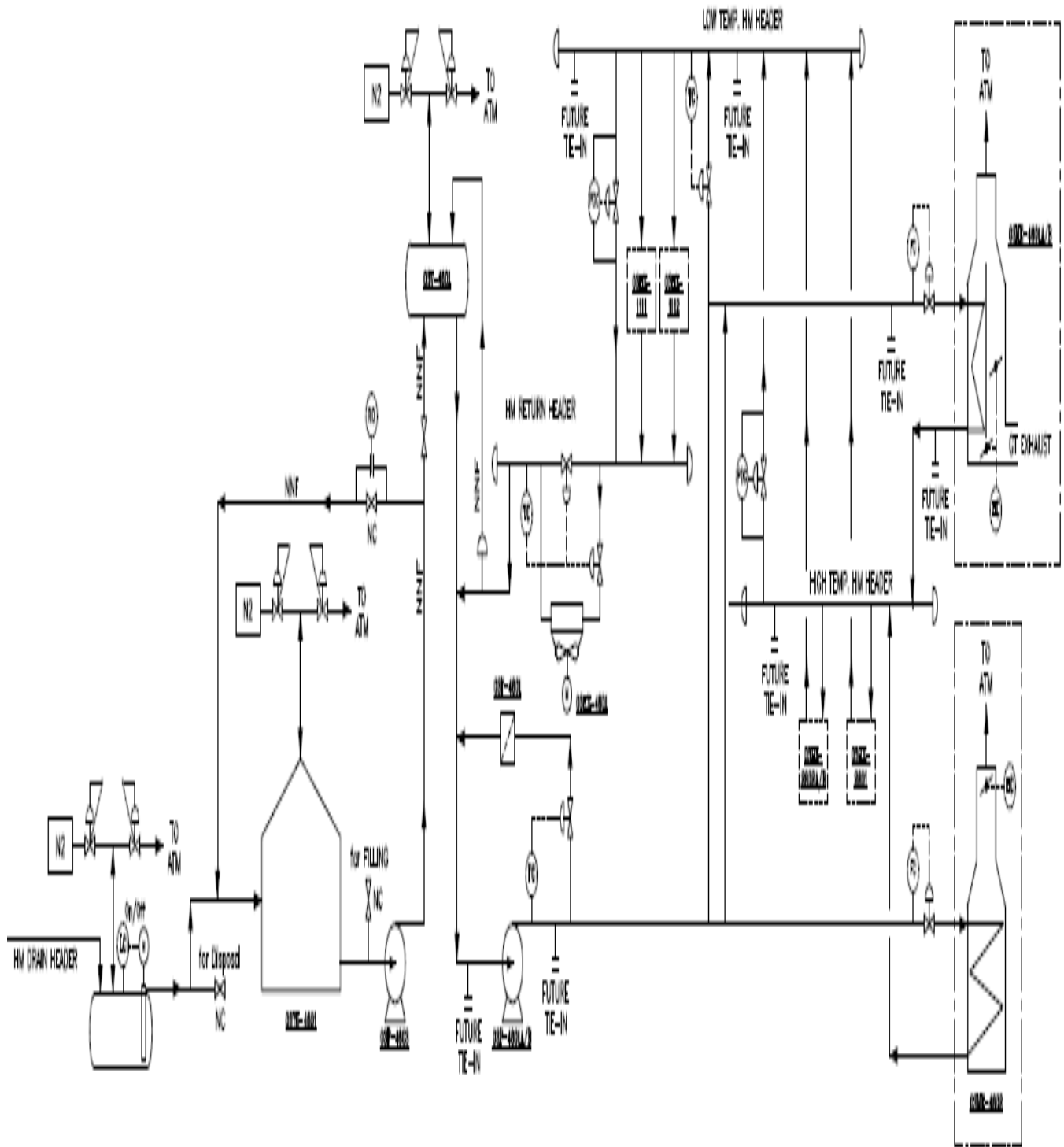


Figure II 6: Systèmes de fluide caloporteur & récupération de chaleur (système 45 / 46)

**II.5. Huille Chaude (DOWTHERM)****II.5.1. Définition (DOWTHERM) :**

Le fluide caloporteur DOWTHERM \* G contient un mélange de composés di- et tri-acryliques qui fournit une performance inégalée dans les systèmes de transfert de chaleur en phase liquide. C'est le fluide de transfert de chaleur en phase liquide sous pression le plus thermiquement stable sur le marché aujourd'hui et ses caractéristiques d'écoulement sont excellentes à basse température.

**II.5.2. Propriétés typiques du fluide DOWTHERM :****Tableau.II. 1:** Propriétés typiques du fluide DOWTHERM.

Composition: Mixture of di- and tri-aryl compounds	
Couleur: Ambre clair à brun	
Propriété Unités SI	Unités anglaise
Point de cristal sous 4 ° C	inférieur à 40 ° F
Point d'ébullition du reflux atmosphérique 289 ° C	552 ° F
Point d'éclair1 137 ° C	280 ° F
Température d'auto-inflammation 432 ° C	810 ° F
Constantes pseudo-critiques: Tc 548 ° C Pc, 27,56 bar Vc 3.150 l / kg	1018 ° F  27,2 atm  , 0.0505 ft3 / lb
Poids moléculaire moyen	204,6
Densité à 75 ° F Densité @ 25 ° C	8,71 lb / gal 1043 kg / m3

### II.5.3. Sélection De Fluide

#### a-Criteres La Stabilité :

DOWTHERM G fluide offre de bonnes stabilité thermique à des températures élevées à 675 ° F (360 ° C). Le maximum a température du film recommandée est 725 ° F (385°C). DOWTHERM G fluide est un mélange de composés et ne présente pas un point de congélation fini. Le fluide peut soit subcooler ou développer cristaux en dessous de 40 ° F (4 ° C). Si le fluide circule, il restera pompable jusqu'à très bas températures. Le minimum a limite de comptabilités d'un fluide est défini par de nombreux fabricants de pompes comme la température adon le fluide atteint une viscosité de 1000 centipoises (1000 mPa s).

#### b-Stabilité thermique :

La stabilité thermique d'une chaleur le liquide de transfert ne dépend pas seulement sur sa structure chimique, mais aussi sur la conception et le fonctionnement profil de température du système dans lequel il est utilisé. Maximum la vie pour un fluide peut être obtenues suivant l'ingénierie du son pratique dans la conception de la chaleur système de transfert. Trois domaines clés de l'objectif sont: la conception et l'exploitation le réchauffeur et / ou l'énergie unité de récupération, empêchant le produit chimique la contamination et l'élimination contact du fluide avec l'air

**Références du chapitre II**

**Références :**

[1] : Documents interne du service exp, Groupement Bir Seba Hassi Messaoud

# *CHAPITRE III :*

## *Transfert de chaleur*

**CHAPITRE III : Transfert de chaleur****III.1. Définitions :**

Les mécanismes du transfert de chaleur sont complexes, on se contentera de donner ici quelques idées simples à propos des trois modes de transmission habituellement différenciés bien qu'ils soient très imbriqués dans la plupart des cas [1].

**III.2 Différents modes de transmission de la chaleur :**

La théorie des échanges thermiques a pour objet l'étude de la propagation de la chaleur. Cette propagation se présente sous trois formes fondamentales : la convection, la conduction et le rayonnement [1].

**III. 2.1 Transfert par conduction (ou conductibilité) :**

Chacun sait qu'en chauffant l'extrémité d'une barre de fer, la chaleur gagne l'autre extrémité jusqu'à ce que l'équilibre des températures soit réalisé. En effet, on a réalisé un état vibratoire intense qui se propage progressivement le long de la barre jusqu'à ce que toutes les molécules atteignent le même état vibratoire c'est-à-dire la même température. Le transfert qui se fait par contact entre les molécules voisines d'un solide est le transfert par conduction.

Il concerne aussi les échangeurs de chaleur en phases fluides qui se font à l'occasion des chocs entre les molécules, le nombre des chocs dépendant de l'agitation moléculaire, donc des conditions de température pour les liquides, de température et de pression pour les gaz[2].

**III.2.2 Transfert par convection :**

La chaleur est transportée par des molécules en mouvement qui viennent se réchauffer au contact d'un corps chaud et véhiculent cette énergie calorifique pour la céder à un corps froid.

Ce mode de transfert impliquant un mouvement ne concerne que les fluides. Le déplacement des filets fluides peut se faire de façon naturelle, c'est le cas pour les couches d'air qui s'échauffent au contact de la paroi d'un radiateur et s'animent d'un mouvement ascendant. En raison des différences de densité entre air chaud et air froid, les couches d'air chaud plus légères sont alors remplacées par des couches d'air froid et ainsi de suite, les mouvements sont dits de convection, et le transfert se fait par convection naturelle ou libre [2].

Le mouvement peut être communiqué par appareils extérieurs tels qu'un ventilateur dans le cas d'un radiateur soufflant, ou une pompe forçant la circulation d'eau chaude d'un

chauffage central. Le transfert se fait alors par convection forcée avec des vitesses de circulation généralement supérieures à celles rencontrées en convection libre [2].

### **III.2.3 Transfert par rayonnement (ou radiation) :**

Tout corps, même placé dans le vide, émet de l'énergie qui se transmet sous forme d'onde et tout autre corps placé sur son trajet absorbe toute ou une partie de cette énergie.

L'énergie rayonnée est plus grande que la température de la source émettrice.

L'énergie solaire est particulièrement importante pour une température superficielle du soleil de l'ordre de 6000°C. [2]

Les trois formes de transfert sont généralement présentes simultanément, et très souvent la convection précède la conduction.

Dans les divers appareils et matériaux, le régime de propagation de la chaleur peut être stationnaire.

En industrie, les lois de la transmission de la chaleur sont largement utilisées dans le calcul des quantités de chaleur échangées et dans le dimensionnement des appareils fonctionnant suivant ce principe. C'est le cas par exemple des condenseurs, des aéroréfrigérants, des échangeurs et des fours [2].

### **III.3 Lois fondamentales d'échange de chaleur :**

On considère seulement le transfert en régime permanent pour lequel les paramètres sont constants dans le temps.

#### **III.3.1 Loi générale :**

La loi générale des transferts se traduit par

$$\text{Flux} = \text{potentiel} / \text{Résistance} \dots \dots \dots \text{(III.1)}$$

Compte tenu des définitions suivantes :

Tableau III. 1: Définition de symboles

Définition	Symboles :	Unités usuelles	
Quantité de chaleur	Q	Kilocalorie	British thermal unit
Débit de chaleur	Q	Kcal /h	BTU/h
Surface d'échange	F	m <sup>2</sup>	Ft <sup>2</sup>
Taux de transmission	Φ	Kcal/h.m <sup>2</sup>	BTU/hft <sup>2</sup>
Potentiel de t°C	Δθ=θ <sub>1</sub> - θ <sub>2</sub>	°C	°F
Résistance au transfert	R	h.m <sup>2</sup> .°C/Kcal	hfE <sup>2</sup> F/BTU

La loi de transfert s'écrit :

$$\Phi = Q/F = \Delta\theta/R \quad \dots\dots\dots (III.2)$$

Φ : Taux de transmission [Kcal /h.m<sup>2</sup>].

Q : Débit de chaleur [Kcal /h].

F : Surface d'échange [m<sup>2</sup>].

Δθ : Potentiel de température [°C].

R : Résistance au transfert [h .m<sup>2</sup>. °C/kcal].

Le flux de chaleur étant le débit de chaleur par unité de surface d'échange est inversement proportionnel à la résistance au transfert qui reste à définir selon le mode de transfert et les caractéristiques du système considéré [3].

### III.3.2 Loi de FOURRIER :

#### a- Conduction :

Une quantité de chaleur s'écoulant par conduction à travers un élément de surface peut s'exprimer par la loi de FOURRIER :

$$dQ = -(dt/dx).dF .d \quad \dots\dots\dots(III.3)$$

Où :

**dQ** : Quantité de chaleur transmise [J/h].

$\lambda$  : Conductivité thermique [J/m.h .°C].

**dt/dx** : Gradient de température.

**d $\tau$**  : Temps [h].

**dF** : Surface [m<sup>2</sup>].

**b- Convection :**

La quantité de chaleur transmise par convection « Q » est déterminée par l'équation de Newton-Richon :

$$Q = \alpha \Delta t F \quad \dots\dots\dots (III.4).$$

Où :

**Q** : Quantité de chaleur transmise par convection [W].

$\alpha$  : Coefficient d'échange de chaleur [W/m<sup>2</sup>.°C] .

$\Delta t$  : Différence de température entre le fluide et la paroi [°C].

**F** : Surface d'échange [m<sup>2</sup>].

Préalablement, on détermine le régime d'écoulement à l'aide du Reynolds, ensuite, on calcule le Nussel après avoir calculé le Grashoff et Prandlt.

**Re < 2300** le régime est laminaire.

**2300 < Re < 5000** le régime est transitoire.

**Re > 5000** le régime est turbulent.

**c- Rayonnement :**

La transmission dépend de la propriété optique, la température et la longueur d'onde. L'énergie rayonnante en contact avec un corps quelconque, se divise en trois parties ; la première se réfléchit, la seconde s'absorbe et la dernière traverse le corps.

$$Q_T = Q_A + Q_R + Q_{tr} \dots\dots\dots (III.5)$$

Où :

**Q<sub>T</sub>** : énergie totale.

**Q<sub>A</sub>** : énergie absorbée.

**Q<sub>R</sub>** : énergie réfléchi.

**Q<sub>tr</sub>** : énergie traversant.

Il existe quatre lois principales qui décrivent le transfert de chaleur par rayonnement, on peut citer l'une d'elles par exemple : loi de STEPHAN-BOLTZMAN.

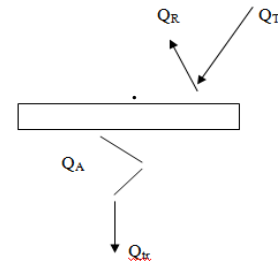


Figure III1 .: Répartition de l'énergie rayonnée

### III.4 Classification des appareils de transfert de chaleur :

Les procédés dans l'industrie chimique exigent que les fluides soient réchauffés au cours des diverses opérations technologiques.

Les appareils dans lesquels s'effectue l'échange de chaleur entre un fluide froid et autre chaud sont soit des échangeurs de chaleur, soit des fours.

D'après le contact entre les deux fluides, on distingue deux types d'échangeurs de chaleur :

- Échangeurs par mélange (contact direct).
- Échangeurs par surface (contact indirect à travers une paroi métallique).

Dans les échangeurs par surface, l'échange de chaleur se fait à travers une paroi qui sépare les fluides à températures différentes.

Dans l'industrie chimique et pétrochimique les échangeurs par surface sont les plus répandus [4].

**Références du chapitre III****Références :**

[1]: TRANSFERTS THERMIQUES Yves JANNOT 2012 page5/ page 63

[2]: Adil Ridha, « Transfert de Chaleur », Université de Caen (2009/2010).

[3]: YVES JANNOT, professeur au LEPT-ENSAM de Bordeaux, transfert thermique.

[4]: A. BONTEMPS, A. GARRIGUE, C. GOUBIER, J. HUETZ, C. MARVILLET, P. MERCIER et R. VIDIL – Échangeur de chaleur – Technique de l'Ingénieur, Traité Génie Énergétique

*Chapitre IV:*

*Échangeur chaleur*

## Chapitre IV: Echangeur de chaleur

### IV.1. Définitions

#### IV.1.1. Définition d'un échangeur

Un échangeur peut avoir différentes fonctions dans une installation et avoir d'autres noms :

- **Échangeur**

Il permet le transfert de chaleur d'un fluide vers un autre sans changement d'état de ces fluides

- **Condenseur**

Il permet le changement d'état d'un fluide : exemple passer de l'état liquide à l'état gazeux

- **Rebouilleur**

Échangeur de chaleur utilisé pour réchauffer ou vaporiser un fluide

- **Réchauffeur**

Il permet d'augmenter la température d'un fluide ou d'un solide pour l'utiliser dans un système exemple réchauffage de l'huile pour une meilleure circulation dans les pipes, réchauffage du gaz avant l'entrée dans une turbine.

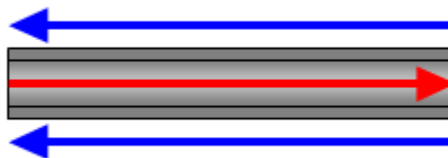
- **Cooler**

Il permet de refroidir un gaz ou un fluide après que celui-ci ait été utilisé exemple soustraire les calories emmagasinées par de l'huile lubrification d'un moteur thermique.

Chacune de ces différentes applications nécessite des techniques de mise en œuvre particulière [1].

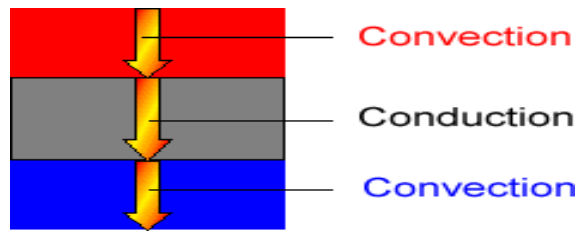
#### IV.1.2. Principe De Fonctionnement D'un Echangeur tubulaire

Deux fluides sont mis en contact par l'intermédiaire d'une paroi :



**Figure IV. 1:** Principe de fonctionnement d'un échangeur[2].

L'échange de chaleur entre les deux fluides suit trois étapes :



**Figure IV. 2:** échange de chaleur entre de fluide[3].

- Transfert de chaleur par **convection** du fluide chaud vers la
- Transfert de chaleur par **conduction** à travers la paroi.
- Transfert de chaleur par **convection** de la paroi vers le fluide froid

Le bon fonctionnement d'un échangeur est caractérisé par la delta T entre l'entrée et la sortie du fluide, c'est à dire une différence de température entre les deux fluides. Pour calculer le taux de transfert de chaleur dans un échangeur. Il peut être calculé à partir des différences de température la plus grande et la plus petite  $T_1 - t_2$  et  $T_2 - t_1$ .

La première valeur à connaître est la différence de température moyenne logarithmique. Cette valeur peut être calculée ou prise sur les abaques suivants elles dépendent des températures entrées et sorties des fluides et aussi de la configuration de l'échangeur [2].

$$Q = U_0 * A * \Delta T$$

*Q = taux de transfert de chaleur*

*U<sub>0</sub> = coefficient global de transfert de chaleur*

*A = surface de transfert*

*Delta T = différence de température moyenne logarithmique (LMT)*

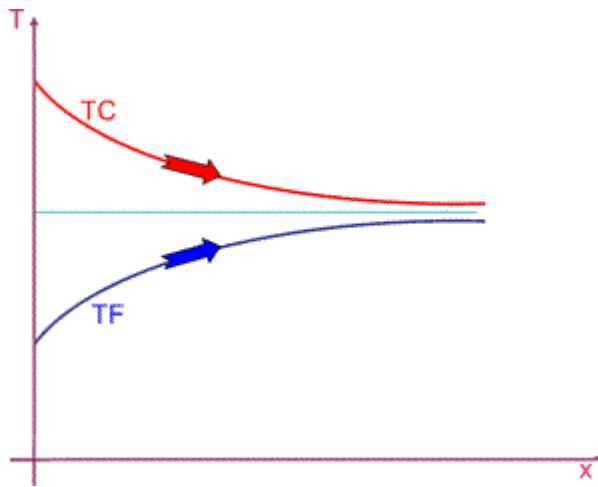


Figure IV. 3: Courants parallèles[3].

En un point donné de l'échangeur, le transfert de chaleur avec un des 2 fluides (en  $W/m^2$ ) est proportionnel à l'écart entre la température  $T$  de ce fluide et la température  $T_p$  de la paroi en ce point [3].

Pour analyser l'échange, on visualise le profil des températures  $T(x)$  le long de l'échangeur: fluide chaud en rouge, fluide froid en bleu, paroi en noir.

## IV.2. Les Différents Types d'échangeurs :

### IV.2.1. Les Échangeurs À plaque :

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

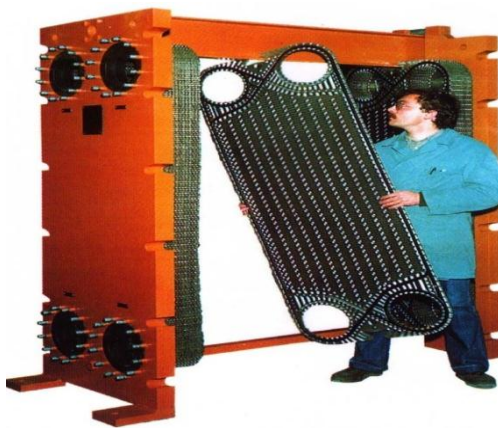


Figure IV. 4: Échangeur à plaques[1].

**a-Les plaques** sont serrées entre un bâti fixe et un bâti mobile. Elles sont positionnées et guidées par 2 barres support inférieure et supérieure.

**b-Les bâtis** maintiennent les plaques serrées au moyen de tirants. Les deux barres guides sont-elles même supportées par un pied support.

**c-Un joint** par plaque assure l'étanchéité de l'échangeur ainsi que la répartition des fluides dans les canaux formés par deux plaques[1].



**Figure IV. 5:** Détail de plaques d'un échangeur à plaques[1].

- Grande compacité  $300 \text{ m}^2/\text{m}^3$
- Surface jusqu'à  $1500 \text{ m}^2$  en un seul appareil
- Pressions maximales de 21 bars
- Températures maximales de  $180^\circ\text{C}$
- Pour des débits jusqu'à  $2500 \text{ m}^3/\text{H}$

#### a-Sens de circulation des fluides :

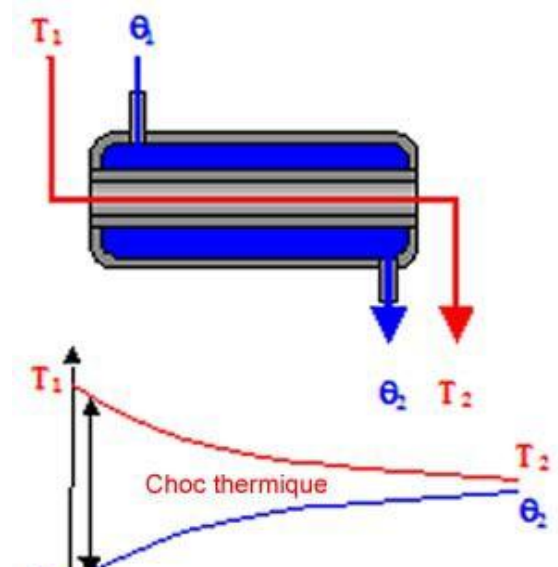
Deux types de circulation sont possibles

#### - a-1 Circulation à courants parallèles ou Co-courant (ou anti méthodique) :

Dans ce cas les deux fluides circulent dans le même sens.

La différence de température entre les deux fluides est donc maximum à l'entrée de l'échangeur (risque de choc thermique) et tend vers 0 à la sortie de l'échangeur.

On est donc limité par le fait que  $\Delta T_2 < T_2$ . Ce type de circulation des fluides est le moins efficace.



**Figure IV. 6:** Circulation à courants parallèles[3].

### a-2 Circulation à contre-courant (ou méthodique) :

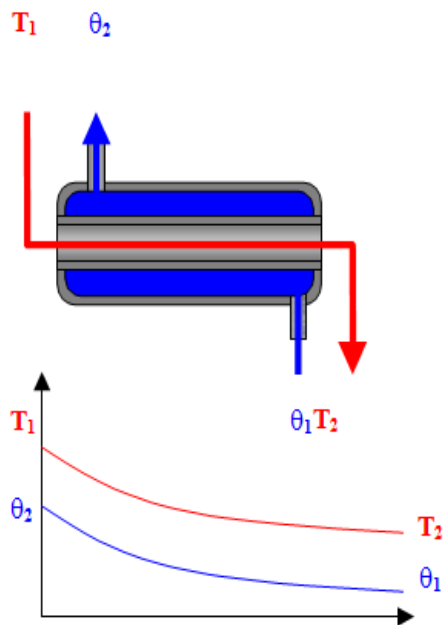


Figure IV. 7: Circulation à contre-courant[3].

Dans ce cas les deux fluides circulent en sens inverse. La différence de température entre les deux fluides reste donc constante dans tout l'échangeur.

De plus on peut avoir  $\theta_2 <, =$  ou  $> T_2$  ce qui permet d'utiliser une plus grande plage de température. Ce type de circulation des fluides est le plus efficace.

## IV.2.2. LES ÉCHANGEURS TUBULAIRES

### IV.2.2.1. Principe des échangeurs tubulaires :

Un des fluides circule dans un faisceau de tubes monté sur deux plaques tubulaires.

Ce faisceau est logé dans une calandre munie de tubulures d'entrées et de sortie pour le fluide circulant à l'extérieur des tubes du faisceau.

Ce fluide suit un trajet imposé entre les chicanes. Celles-ci ont pour rôle entre autres de supporter les tubes du faisceau afin d'éviter leurs déformations.

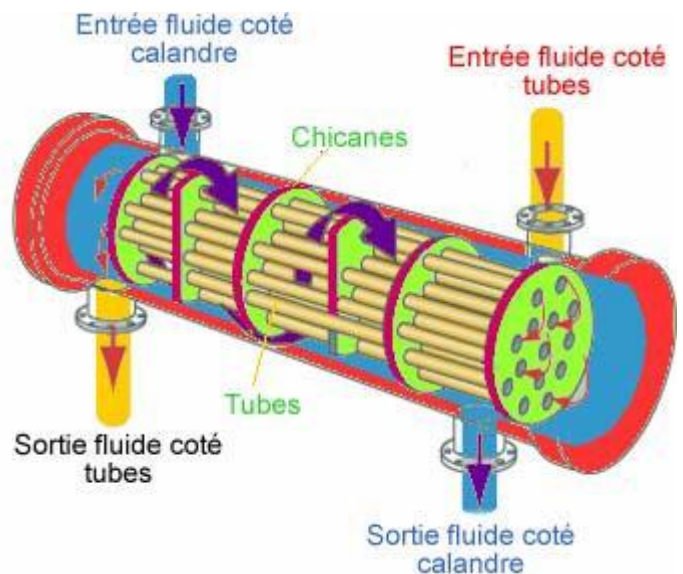


Figure IV. 8: Principe de l'échangeur tubulaire[4].

Les échangeurs tubulaires sont équipés de chicanes ou cloisonnements :

#### a-Chicanage de la calandre :

On place des cloisonnements sur le trajet du fluide pour éviter qu'il ne suive un chemin préférentiel. La turbulence créée améliore également le transfert.

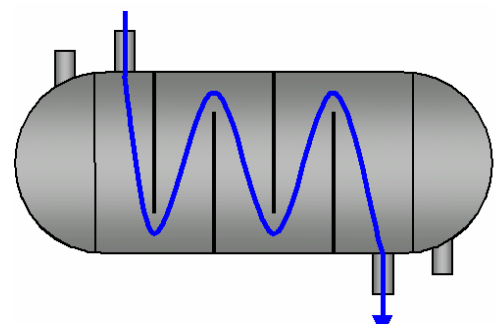
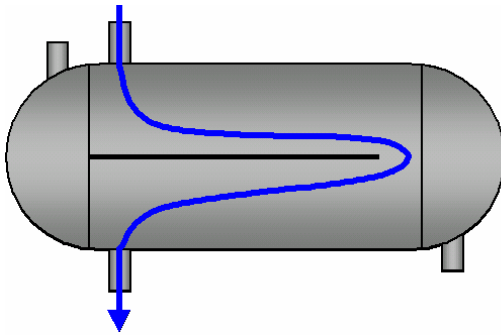


Figure IV. 9: Chicane de la calandre[4].

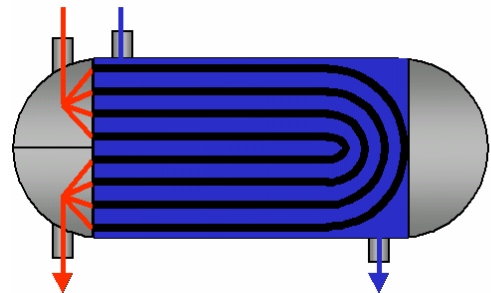
### b-Cloisonnement pour la circulation dans les tubes ou dans la calandre :



On obtient ainsi des échangeurs multi passes côté calandre.

**Figure IV. 10:** Cloisonnement de la calandre[4].

On augmente ainsi les longueurs de circulation (donc la surface d'échange) et on peut ainsi réaliser un échangeur avec un "double" contre- courant.



**Figure IV. 11:** Échangeur «double » contre-courant[4].

Trois types d'échangeurs de chaleur sont différenciés pour la direction du flux de fluide :

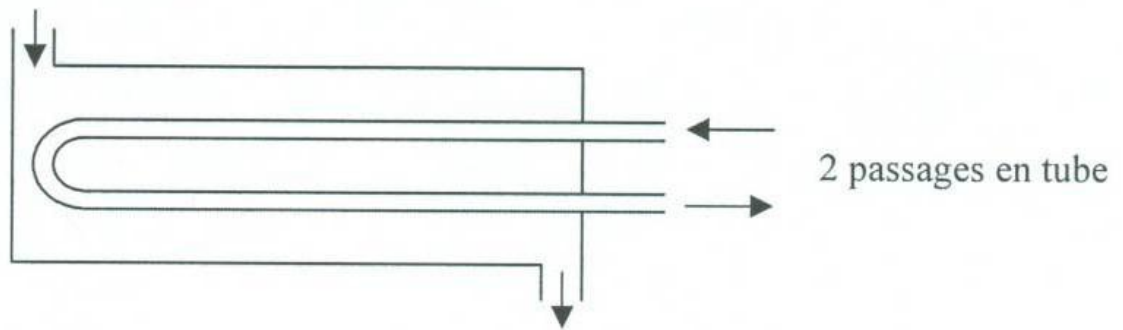
- contre-courant (counter flow)
- flux parallèle (parallel flow)
- écoulement en travers (cross flow)

**c-Les Passes :**

On appelle passe le nombre de fois ou le fluide effectuera le trajet à l'intérieure de l'équipement

C'est l'échangeur à faisceau le plus simple, le fluide circulant dans l'enveloppe effectue un seul passage, tandis que le fluide circulant dans le tube, effectue deux passages.

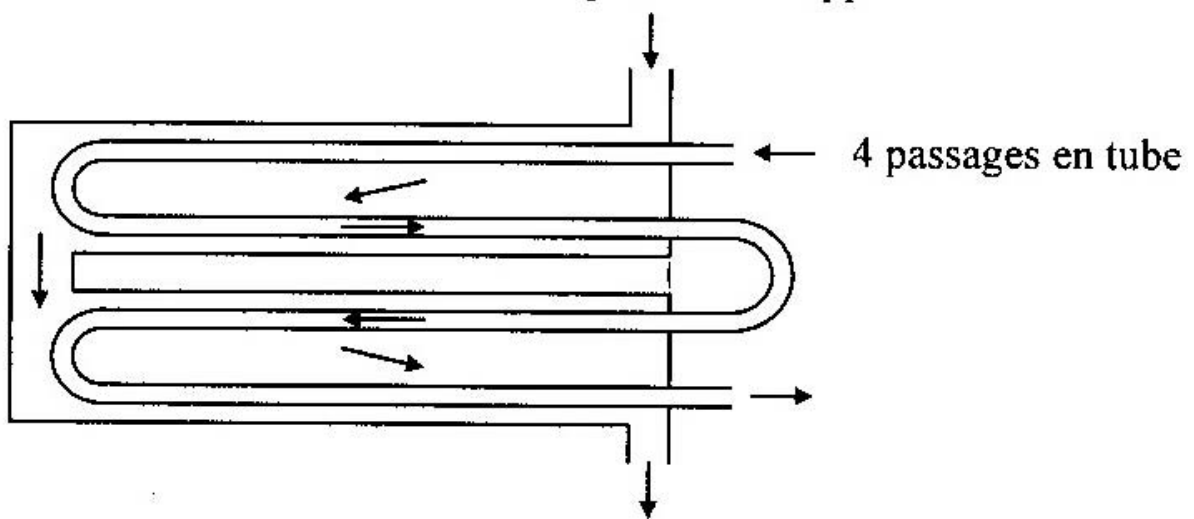
1 passage en enveloppe



**Figure IV. 12:** Principe d'un échangeur tubulaire 1- 2[4].

Une passe en tube s'effectue à co-courant avec l'écoulement en calandre, tandis que l'autre s'effectue à contrecourant. L'écoulement à co-courant est moins efficace que l'écoulement à contre-courant

2 passages en enveloppe



**Figure IV. 13:** Principe d'un échangeur 2 - 4[5].

#### d- Échangeurs tubulaires à contre-courant :

On peut voir dans les courbes ci-dessus le plus grand est la différence de température, la surface de transfert, et le coefficient de transfert, la plus grande quantité de chaleur peut être transférée.

En fait dans un échangeur à contre-courant la température du fluide froid sortant peut-être supérieure à celle du fluide chaud sortant, on observe un croisement de température [5].

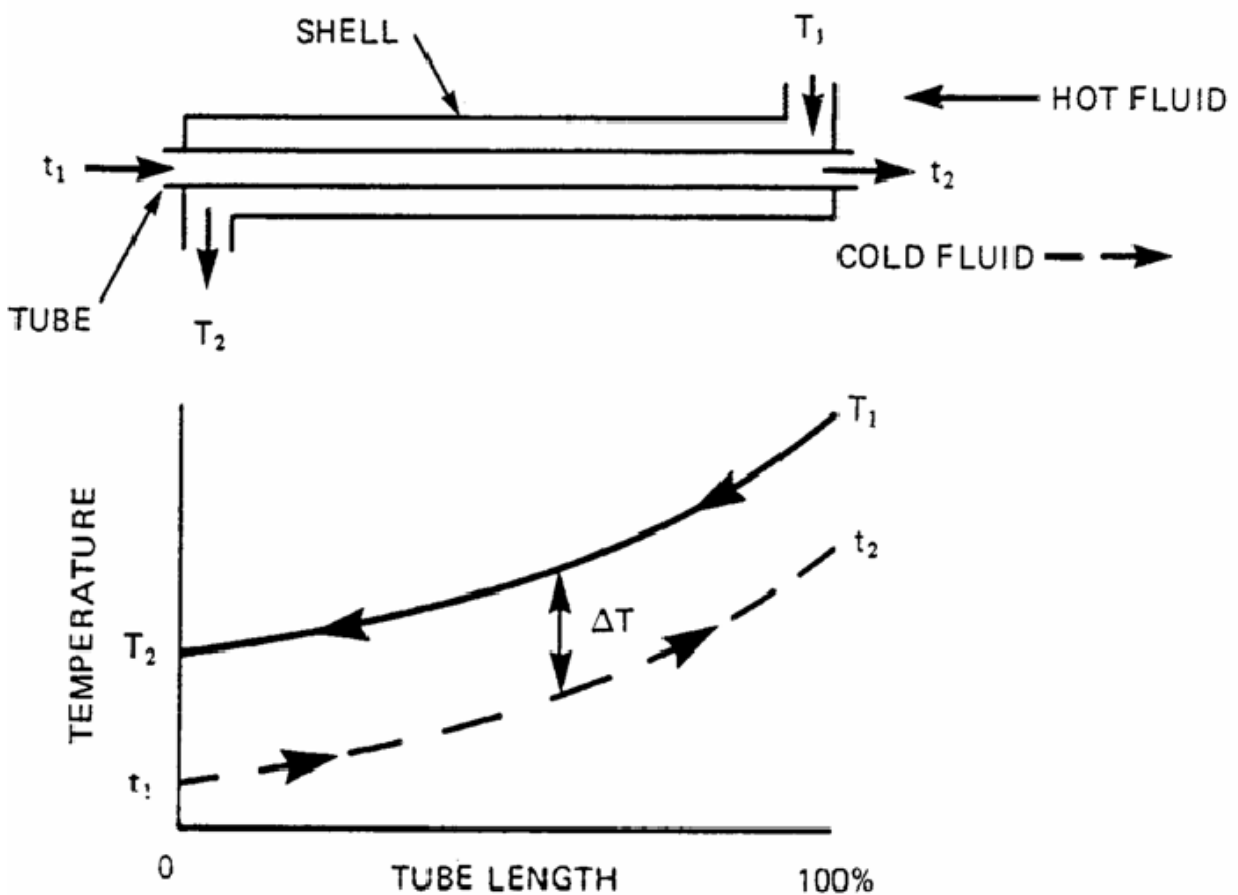
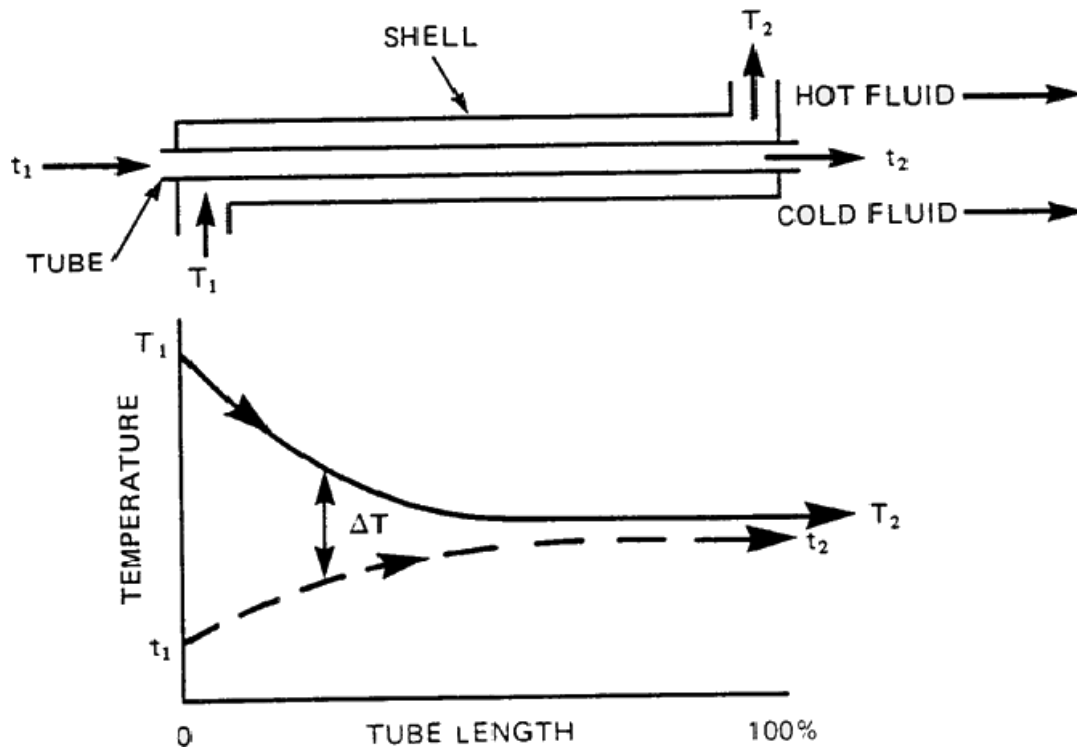


Figure IV. 14: Échangeur tubulaire à contre courant[5].

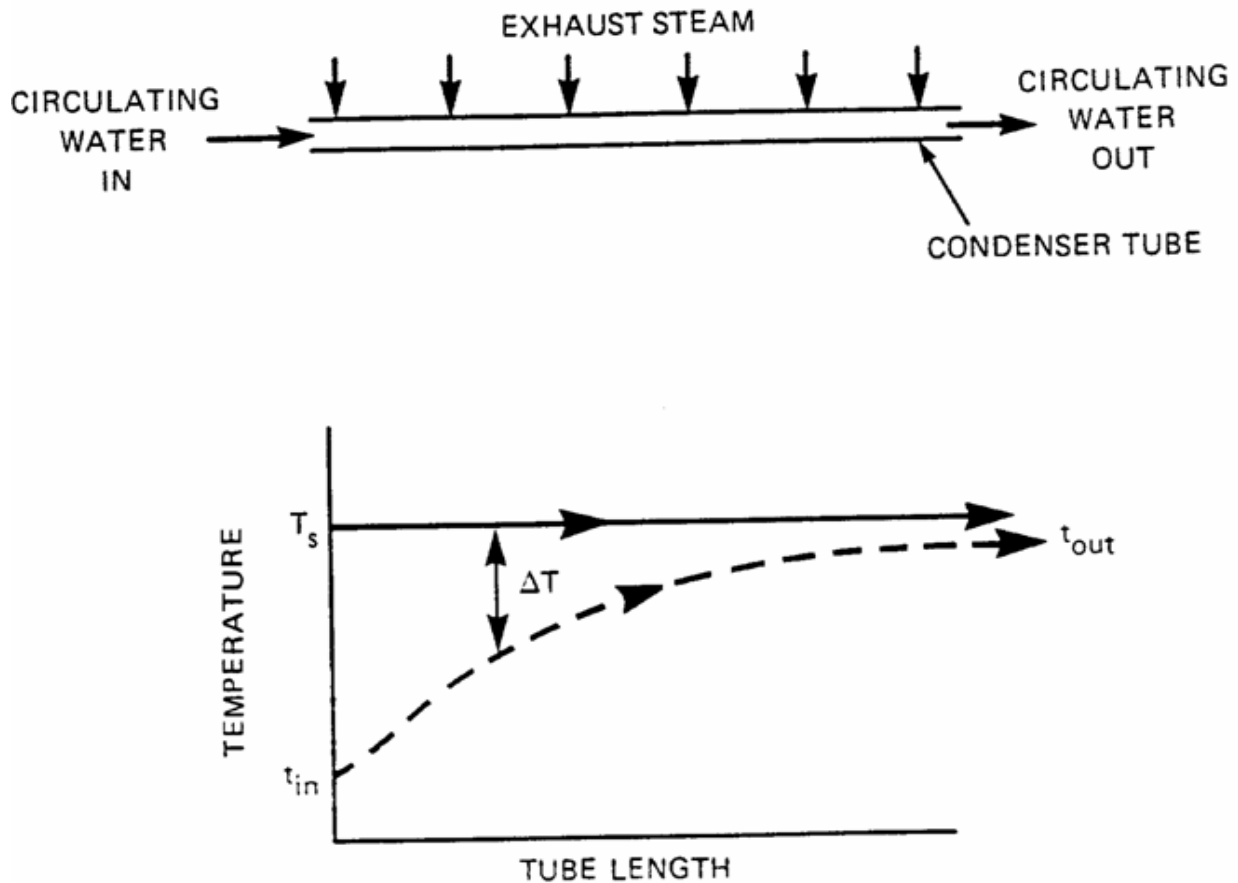
*e- Échangeurs tubulaires a courant parallèle*

**Figure IV. 15:** Échangeur tubulaire à courant parallèle[5].

La figure ci-dessus montre le changement de température de deux liquides passant à travers un échangeur parallèle.

Quand le fluide froid entre dans l'échangeur le duty de transfert de chaleur est important à cause de la différence de température. Au fur et à mesure que la chaleur est transférée du fluide chaud vers le fluide froid leurs températures deviennent plus proches et le duty de transfert devient faible[5].

*f. Échangeurs tubulaires à crossflow :*



**Figure IV. 16:** Échangeur tubulaire à cross flow[6].

La courbe ci-dessus montre le profil de température pour une condensation dans les tubes.

Cette courbe est plate car le cas considéré, condensation de vapeur à pression constante (substance pure). Dans le cas de condensation d'un mélange (hydrocarbures par exemple) cette courbe ne sera pas plate.

Il en sera de même pour le refroidissement dans les tubes d'un aéro réfrigérant

—           Fluide thermique - Eau

### IV.2.2.2. Les échangeurs à faisceau tubulaire :

Les échangeurs tubulaires sont constitués :

- d'un faisceau tubulaire
- d'une calandre
- de boîtes de distribution et de retour

#### a-Le faisceau tubulaire :

est composé de deux à plusieurs centaines de tubes soudés ou dudgeonnés à leur extrémité sur une plaque

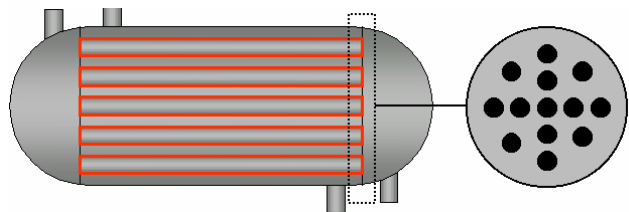


Figure IV. 17: Faisceau tubulaire[3].

**b-La calandre :** est un tube cylindrique de gros diamètre dans laquelle est placé le faisceau tubulaire.

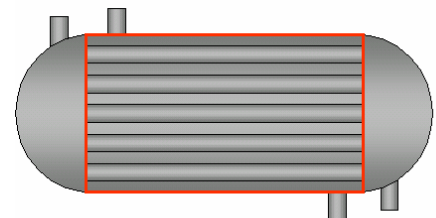


Figure IV. 18: La calandre[3].

**c-Les boîtes de distribution et de retour :** sont fixées aux extrémités et servent de collecteur pour le fluide circulant dans les tubes.

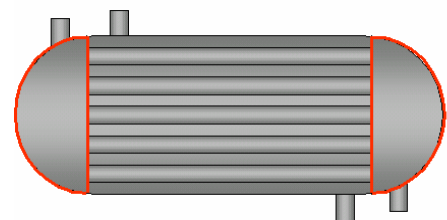


Figure IV. 19: Les calottes[3].

### IV.2.2.3. Les échangeurs type KETTLE(AKT) :

Cet appareil, est utilisé quand il s'agit de vaporiser partiellement ou totalement un liquide et, est conçu pour assurer la séparation des deux phases. Le liquide à vaporiser vient baigner le faisceau tubulaire à l'intérieur duquel circule le fluide chaud. Un déversoir maintient le niveau liquide juste au-dessus du faisceau, sauf dans le cas des générateurs de vapeur [5].

La calandre est d'un diamètre nettement supérieur à celui du faisceau, ce qui aménage une zone de désengagement de la vapeur et permet d'éviter les entraînements de liquide. La vapeur produite sort par la ou les tubulures situées sur la partie supérieure de la calandre.

Le liquide non vaporisé passe au-dessus du barrage et il est soutiré de l'appareil généralement sous contrôle de niveau (les prises de niveau apparaissent sur le schéma).

Ici, le faisceau (à deux passes) est du type en U mais on utilise également des fonds flottants

Ce type d'appareil tolère des taux de vaporisation élevés. Mais le temps de séjour du liquide y est relativement grand, ce qui favorise l'encrassement [5].

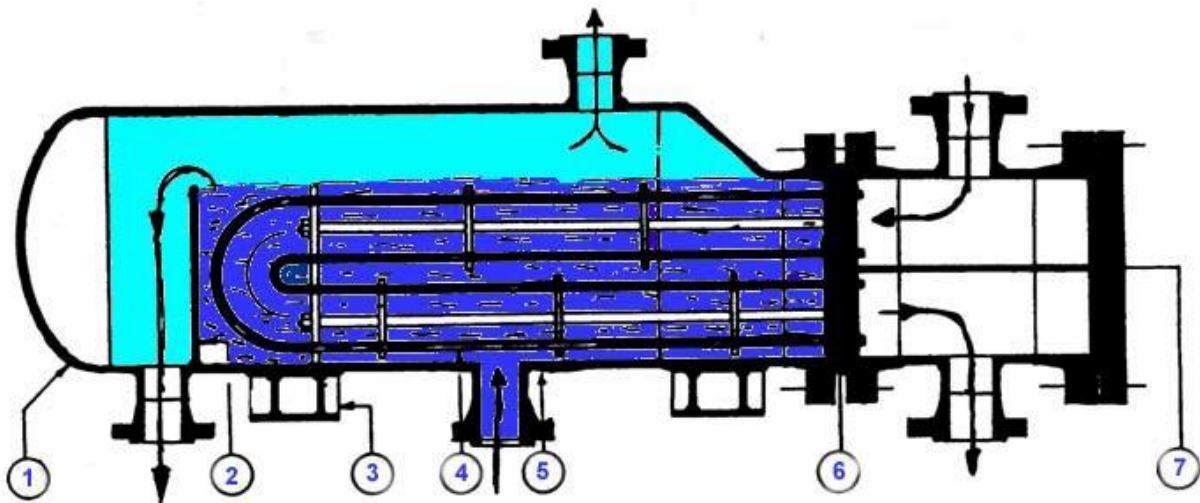


Figure IV. 20: Échangeur type Kettle[5].

- 1. Fond calandre
- 2. Déversoir
- 3. Support de l'appareil
- 4. Tube en U de faisceau

- 5. calandre
- 6. Plaque fixe
- 7. Plaque partage

#### IV.2.2.4. Les échangeurs à tête flottante :

L'une des plaques tubulaires est fixe, bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque, d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre [1].

Ces appareils, permettant l'expansion thermique du faisceau ainsi que son nettoyage mécanique, constituent la presque totalité des échangeurs utilisés avec les tubes en U

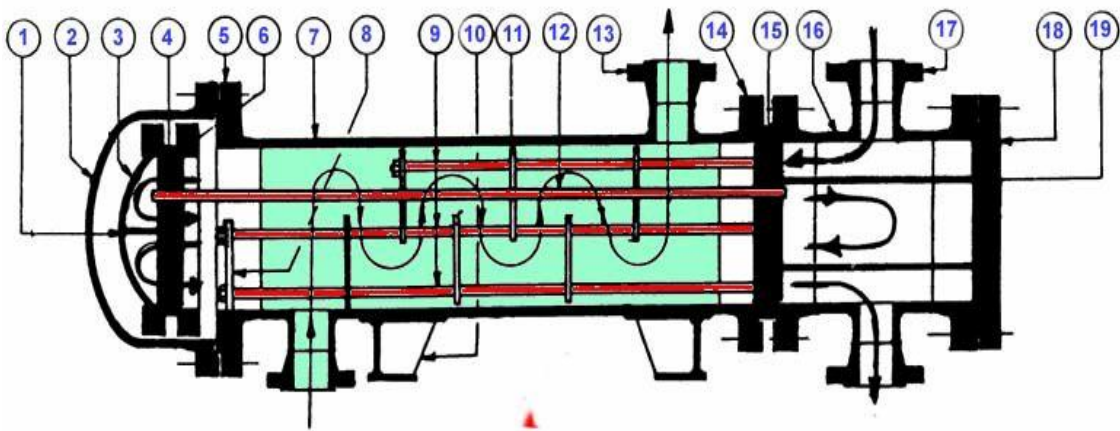


Figure IV. 21: Échangeur à tête flottante[1].

- |   |                                     |
|---|-------------------------------------|
| 1. Cloison de couvercle de tête flottante | 11.chicane                          |
| 2. Couvrir le calandre                    | 12. Tube de faisceau                |
| 3. Couvrir le tête flottante              | 13. Piquage sur calandre            |
| 4. Plaque flottante                       | 14. Bride calandre                  |
| 5. Bride calandre                         | 15. Plaque fixe                     |
| 6. Contre bride de tête flottante         | 16. Boite distribution              |
| 7. Calandre                               | 17. Piquage sur boite distribution  |
| 8. Plaque support                         | 18. Couvercle de boite distribution |
| 9. Entre toise set tirants                | 19. Plaque partage sur boite        |
| 10. Support de l'appareil                 |                                     |

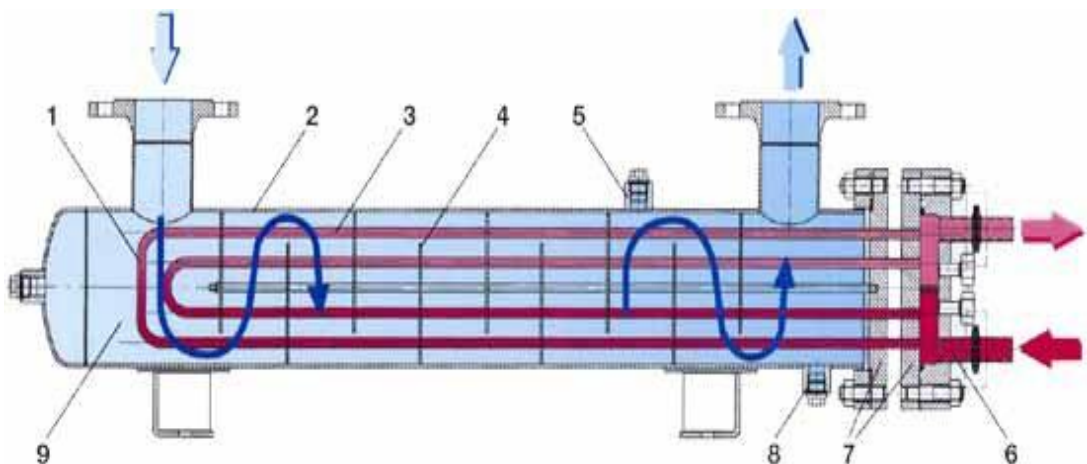
#### IV.2.2.5. Les échangeurs à tubes en "U" :

L'utilisation des tubes en forme d'épingles à cheveux supprime une plaque tubulaire, tout en conservant les d'expansion de la tête flottante



**Figure IV. 22:** Exemple d'un échangeur à tubes en "U"[3].

Le nombre de tubes est plus faible que dans les autres appareils par suite du diamètre minimal de cintrage des tubes. Ces faisceaux seront utilisés à chaque fois que le fluide coté tube est propre exemple : Eau douce, Gaz, Gazole[3].



**Figure IV. 23:** Composition d'un échangeur à tubes en "U"[3].

- |                          |                     |
|--------------------------|---------------------|
| 1. Faisceau tubulaire    | 7. Plaque tubulaire |
| 2. Enveloppe             | 8. Raccord vidange  |
| 3. Intérieur tube        | 9. Intérieur envelo |
| 4. Chicane               |                     |
| 5. Raccord évent         |                     |
| 6. Intérieur boîte à eau |                     |

### IV.2.3.LES AÉRORÉFRIGÉRANTS



**Figure IV. 24:** Exemple d'aéro réfrigérant[4].

Les aéro réfrigérants utilisent l'air ambiant comme fluide de refroidissement, cet air après aspiration (Tirage forcé) par des ventilateurs axiaux traverse des faisceaux de tubes comportant des ailettes extérieures.

A l'intérieure de ces tubes circule le fluide à refroidir ou à condenser.

Les faisceaux de tubes sont la plupart du temps disposés horizontalement, la circulation de l'air et du fluide coté tubes » effectuant à courant croisés.

Les aéro réfrigérants sont dits à :

- **Air forcé** lorsque les ventilateurs sont placés au-dessous des faisceaux,
- **Air induit** lorsque les ventilateurs sont placés au-dessus des faisceaux.

Le débit d'air peut être réglé par des vent elles (volets orientables) placées à l'entrée ou à la sortie de l'air. Une batterie d'aéros comporte plusieurs cellules pour lesquelles on définit deux aires importantes :

- **Aire de passage** : Surface permettant à l'air de passer à travers l'aéro (Aire facial)
- **Aire d'échange** : entre l'air et le fluide circulant à l'intérieur des tubes (Aire échange)

A l'intérieur des tubes ailettes circule le produit en condensation, ou en réfrigération. Le faisceau aboutit à des boîtes de distribution ou collecteurs, qui répartissent le débit en une ou plusieurs passes.

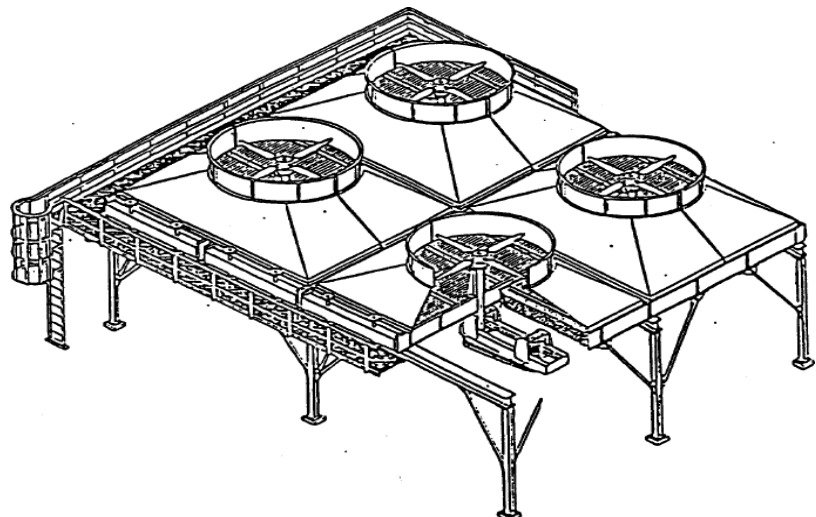
Ces boîtes de distribution peuvent être à couvercle démontable ou soudé. Dans ce dernier cas, un bouchon fileté se trouve dans l'axe de chaque tube ce qui permet de le nettoyer, ou de le condamner le cas échéant [4].

La température de l'air étant sujette à variations, il existe différents systèmes de régulation de ces appareils dont les principaux sont :

- Arrêt ou mise en service d'un ou plusieurs ventilateurs,
- Pales à inclinaison variable permettant de faire varier le débit d'air en circulation soit d'une manière continue en marche, soit par un changement de réglage à l'arrêt,
- Vitesse variable des ventilateurs,
- Utilisation des persiennes ou vent elles placées au-dessus du faisceau permettant de réguler le déb.

**a-Possibles échanges :**

- Air – Eau



**Figure IV. 25:** Batterie d'aéroréfrigérants à air induit[4].

### IV.2.3.1. Aéroréfrigérants à air induit :

Les appareils à tirage induit : le ventilateur est au-dessus du faisceau.

#### Avantages :

- Bonne protection du faisceau
- Moins de risques de recirculation d'air (vitesse de sortie de l'air plus grande)
- Bonne distribution de l'air, bon tirage naturel par effet de cheminée quand les ventilateurs sont arrêtés (conserve 30 à 40 % de son efficacité)

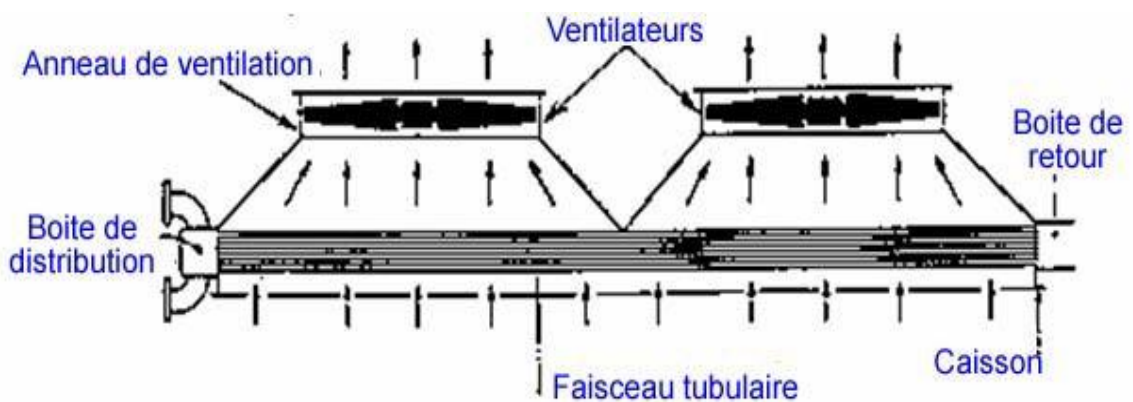


Figure IV. 26: Principe de l'aéroréfrigérants à air induit[3].

place libre sous le faisceau pour l'installation d'autres équipements sous réserve des problèmes de sécurité[3].

### IV.2.3.2. Aéro réfrigérants à air forcé :

Les appareils à tirage forcé : le ventilateur est sous le faisceau [3].

#### a-Avantages :

- Bonne disposition de l'ensemble moto ventilateur qui travaille dans l'air froid
- Puissance consommée plus faible
- Bonne accessibilité du faisceau
- Pas d'axe traversant le faisceau
- Moins de vibrations
- Maintenance plus

- facile
- Possibilité d'intervention

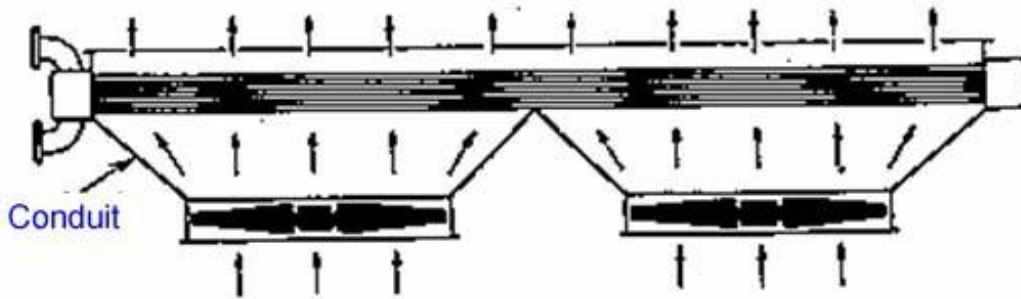


Figure IV. 27: Principe de l'aéroréfrigérants à air forcé[3].

#### Iv.2.4. Avantages Et Inconvénients Des Différents Types

##### IV.2.4.1. Échangeurs à plaques :

###### Avantages :

- à 10 fois moins encombrant que les tubulaires 4
- Très bon transfert de chaleur
- Très bon prix
- Peu de perte thermique
- Modulable

###### Inconvénients :

- Faible écart de température possible
- Régulation difficile
- Risque de fuite
- Éviter l'usage de produit chimique

#### IV.2.4.2. Échangeurs tubulaires :

##### a. Échangeur tubulaire

##### Avantages :

- Résiste aux fortes pressions
- Très bon coefficient de transfert
- Faible prix de revient
- Fiables et simples de conception
- Entretien curatif minimum

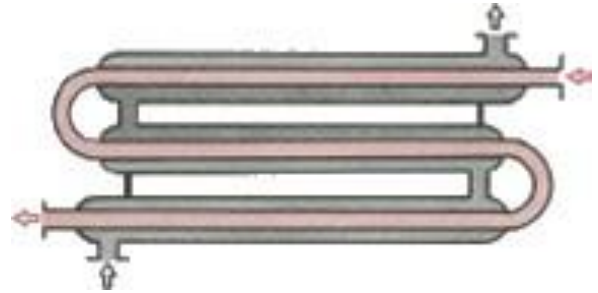


Figure IV. 28: Échangeur tubulaire

##### Inconvénients :

- Puissance limitée
- Risque de « claquements » si  $\phi$  faible ( $< 50$  mm) et grande longueur
- Taille limitée à quelques dizaines de  $m^2$

##### b. Échangeur en tube U

##### Avantages :

- Résiste aux fortes pressions
- Libre dilation des tubes et de la calandre
- Plage de puissance importante (de quelques  $m^2$  à plusieurs milliers)

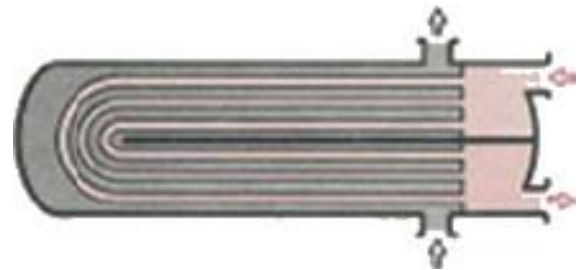


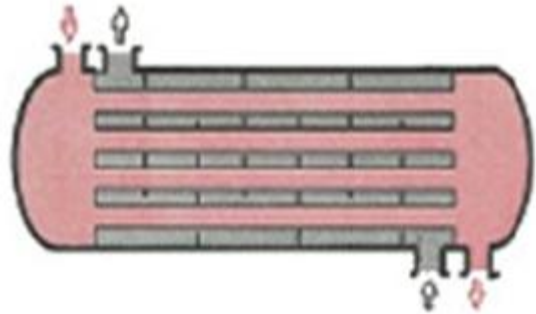
Figure IV. 29: Échangeur en tube U[3].

##### Inconvénients :

- Encombrement
- Prix de revient élevé
- Débouchage très difficile

*c. Échangeur à faisceau tubulaire horizontal***Avantages :**

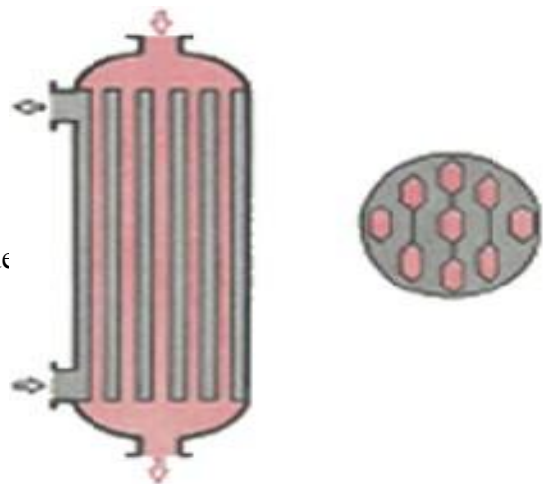
- Résiste aux fortes pressions
- Toutes puissances
- Économiques
- Accepte de grands écarts de T
- Peut être utilisé en condensation partielle

**Figure IV. 30:** Échangeur à faisceau tubulaire horizontal[3].**Inconvénients :**

- Contraintes sur les tubes
- Difficulté de nettoyage
- Sensible aux vibrations

*d. Échangeur à faisceau tubulaire vertical***Avantages :**

- Faible encombrement au sol
- L'échangeur peut être plein de cond
- Parfaitement adapté à l'échange vapeur HP / eau

**Figure IV. 31:** Echangeur à faisceau tubulaire vertical[3].

**Inconvénients :**

- Si le volume  $> 100$  l,  
soumis au contrôle  
des appareils sous  
pressions
- Formation possible de poches de gaz

**IV.2.4.3. Aéro réfrigérants :****Avantages :**

- Entretien facile
- Gratuité de l'air

**Inconvénients :**

- Modification des paramètres en cas de pluie (influence limitée en cas de tirage induit)
- Prix élevé
- Bruyant
- Impossible d'obtenir des températures très basses
- Encombrement.

**Références du chapitre IV****Références :**

- [1] : Documents interne du service exp, Groupement Bir Seba Hassi Messaoud
- [2]: TRANSFERTS THERMIQUES Yves JANNOT 2012 page5/ page 63
- [3]: Support de Formation EXP-PR-EQ120-FRDernière Révision: 16/04/2007 page 11/page49.
- [4]: Adil Ridha, « Transfert de Chaleur », Université de Caen (2009/2010).
- [5]: F. P. INCROPERA, D. P. DEWITT - Fundamentals of Heat and Mass Transfer - Wiley, N.Y. - 2002
- [6]: Photos trouve à SONATRACH Rhourd Nouss devisions d'exploite CSC-ECHANGEUR DE CHALEUR P10-GA-21-02 en 2016/03/12

*Chapitre V:*  
*Dimensionnement*  
*d'un échangeur de chaleur*

**Chapitre V : Dimensionnement D'un Echangeur De Chaleur :****V-1- Generalites :**

Le but d'un échangeur de chaleur est de transférer de la chaleur entre un fluide de service (eau, vapeur d'eau, fluide thermique) et un fluide procédé qui constitue le produit intéressant de la fabrication. Dans la pratique deux cas généraux se produisent.

L'échangeur disponible étant connu (type, surface), on veut savoir s'il peut convenir pour fournir ou enlever un flux de chaleur déterminé à un fluide procédé dont on connaît le débit et les températures d'entrées et de sorties qui sont imposées. On calcule alors par un bilan thermique le débit de fluide de service qui permettra d'effectuer ce transfert à partir des températures d'entrée et de sortie de ce fluide (imposées dans la pratique si on utilise de l'eau du réseau). Il est alors possible de déterminer le coefficient de transfert thermique global  $U$  nécessaire.

On vérifie ensuite que le coefficient  $U$  calculé à partir des relations de transferts thermiques (calcul entre autres des coefficients de convection) est bien supérieur à celui déterminé à partir des données générales sur les fluides et la surface totale de l'échangeur.

On souhaite calculer l'échangeur qui permettra de fournir ou enlever à un fluide procédé un certain flux de chaleur (débit, températures d'entée et de sortie connus du fluide procédé). On raisonne comme plus haut concernant le fluide de service et il devient alors possible de déterminer la surface d'échange nécessaire en estimant à priori un coefficient de transfert thermique global  $U$ . On vérifie alors aussi par des calculs si la valeur de  $U$  supposés est correcte. Dans ces deux cas, si les solutions ne conviennent pas il faut reprendre les calculs depuis le début en modifiant les hypothèses jusqu'à obtenir une solution satisfaisante. Cette procédure itérative est actuellement réalisée par des programmes informatiques [1].

**V-2- Logique De La Phase De Dimensionnement :**

Le problème du dimensionnement thermique dans une installation industrielle est illustré par la (**figure V-1**). Il commence, tout d'abord, par la sélection du type d'échangeur adapté au problème posé, puis vient la phase de dimensionnement thermique proprement dite ; elle est destinée à fixer par le calcul la surface d'échange nécessaire au transfert de puissance sur les fluides considérés. Cette phase de calcul est le plus souvent itérative et permet d'approcher par des essais successifs la solution qui semble la meilleure, à la fois du point de vue thermique et du point de vue hydraulique.

L'aspect hydraulique concerne les pertes de pression (charge) sur chaque circuit, et apparaît comme une contrainte au problème d'optimisation thermique : l'optimum géométrique, qui conduirait à une diminution de la surface pour le même rendement thermique, ne doit pas être pénalisant du point de vue des pertes de pression admissibles. Un calcul de dimensionnement d'échangeur doit être capable de résoudre ce problème[2].

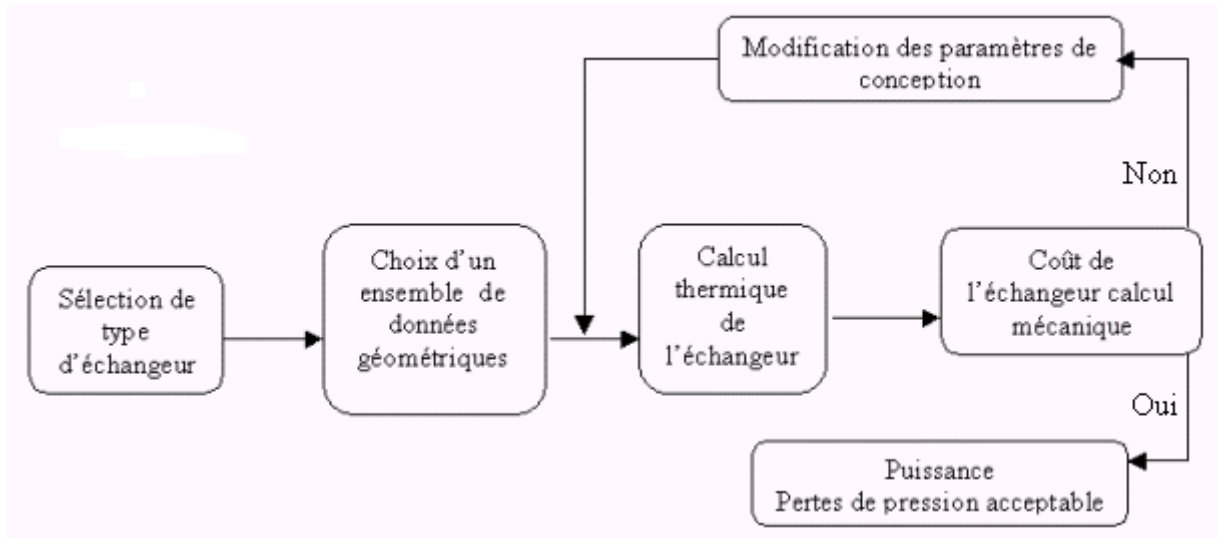


Figure V. 1: Logique de phase de dimensionnement

### V-3-Principe De Calcul Thermique D'un Echangeur :

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

- Les données nécessaires : données géométriques, de fonctionnement et propriétés physiques des fluides.
- La place thermique proprement dite, comprenant des calculs géométriques (sections de passage des fluides, diamètre hydrauliques, etc...), puis des calculs de transfert de chaleur et de pertes de pression, nécessitant tous les deux l'appel à des corrélations adéquates.
- Les résultats, sous forme succincte (puissance thermique échangée et pertes de pression) ou forme plus détaillée (valeurs locales des coefficients d'échanges, nombres dimensionnels caractéristiques, etc...)[2]:

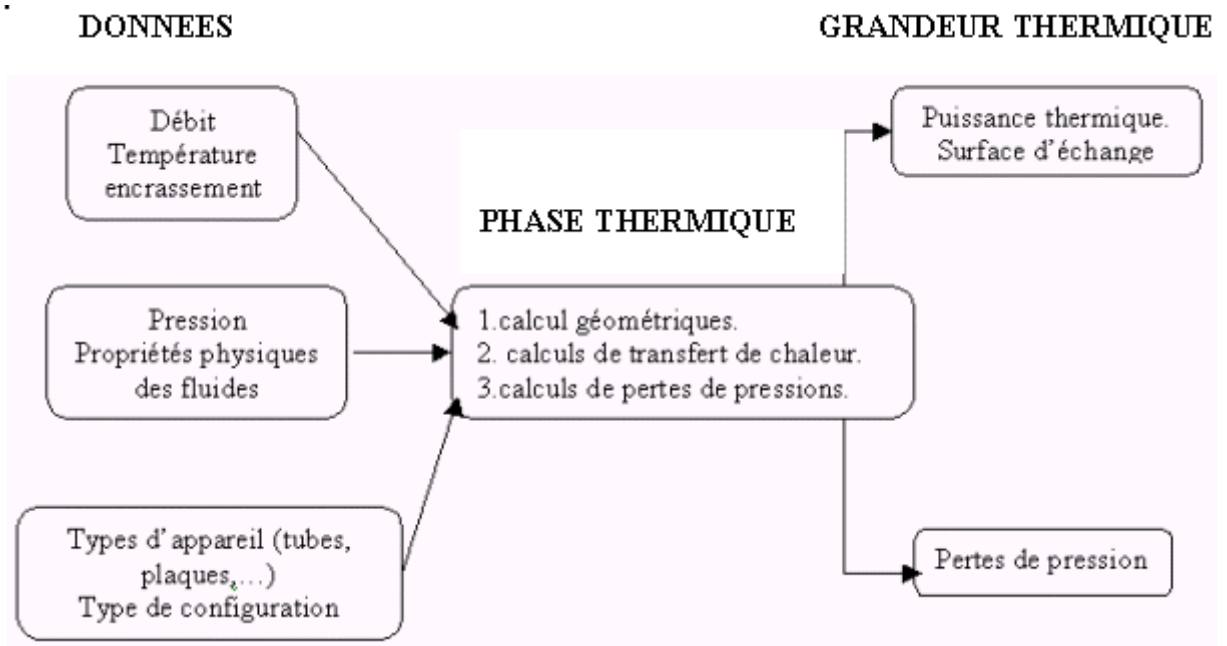


Figure V. 2 :Principe de calcul thermique d'un échangeur[2]

#### V-4-Methodes De Calcul Analytique :

##### V-4-1 Principes De Calcul :

Plusieurs critères sont à considérer pour le dimensionnement d'un échangeur suivant son utilisation. La puissance thermique est toujours la principale préoccupation, mais le choix définitif de l'échangeur peut dépendre d'autres paramètres tels que :

- Les pertes de pression ;
- L'encombrement ;
- La masse ;
- Une température de paroi à ne pas dépasser ;
- Les matériaux utilisés ;

Deux types de calcul thermique sont envisageables pour la caractérisation de l'échangeur :

- La détermination de surface d'échange  $S$  connaissant la puissance échangée et les températures d'entrée et de sortie des deux fluides.
- La détermination des températures de sorties des fluides, connaissant leurs températures d'entrée et la surface d'échange [3].

**A- Méthode de DTLM :**

La valeur locale de la puissance élémentaire  $d\Phi$  échangée à travers un élément de surface  $dS$  est donnée par l'équation :

$$d\Phi = U \cdot (T_1 - T_2) \cdot dS \dots\dots\dots V-1$$

Avec :

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

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

$$S = \int \frac{d\Phi}{U \cdot (T_1 - T_2)} \dots\dots\dots V-2$$

L'intégration ne peut s'effectuer que pas si l'on connaît l'évolution du coefficient d'échange U en fonction des températures et  $T_1$  et  $T_2$ , dont l'évolution suivant l'écoulement doit elle-même être connue.

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

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

$$S = \frac{\Phi}{U \cdot F \cdot DTLM} \dots\dots\dots V-3$$

Avec DTLM est la différence moyenne de température entre les deux fluides sur tout l'échangeur. Dans la pratique, on préfère exprimer cette différence moyenne à partir de la différence moyenne logarithmique d'un échangeur à contre-courant calculé avec les mêmes températures d'entrée et de sortie des fluides, multipliée par un facteur correctif F [4].

Ce facteur correctif F vaut 1 dans le cas d'un échangeur à contre-courant. Le déroulement de calcul peut se faire schématiquement par la **figure V-2** :

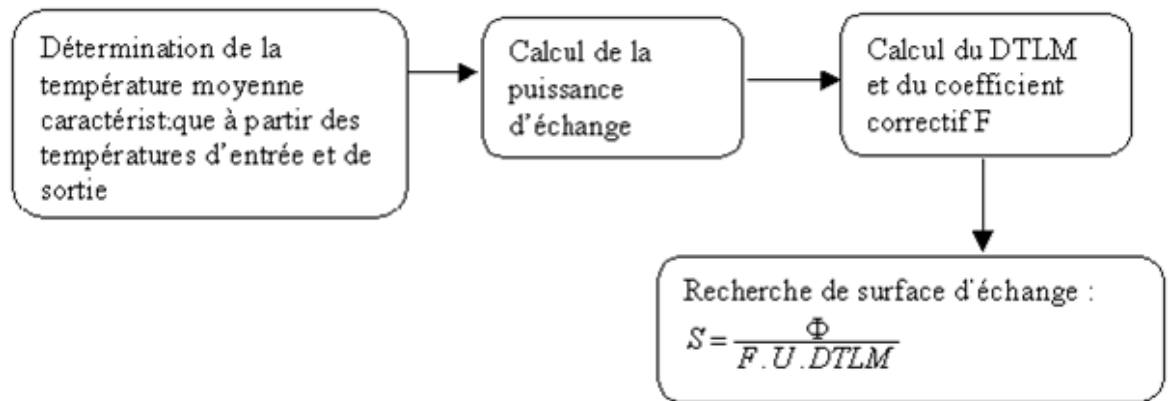


Figure V. 3 :Schéma de calcul par la méthode de la différence moyenne

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

#### B-Méthode de NUT :

La méthode NUT permet une réponse élégante et rapide à la plupart des problèmes qui se posent dans les études d'ingénierie relatives aux échangeurs. Ceux-ci se répartissent en deux grandes classes :

a. Des problèmes de conception dans lesquels les températures d'entrée et une température de sortie sont imposées, les débits étant connus Fig(V-4-b)

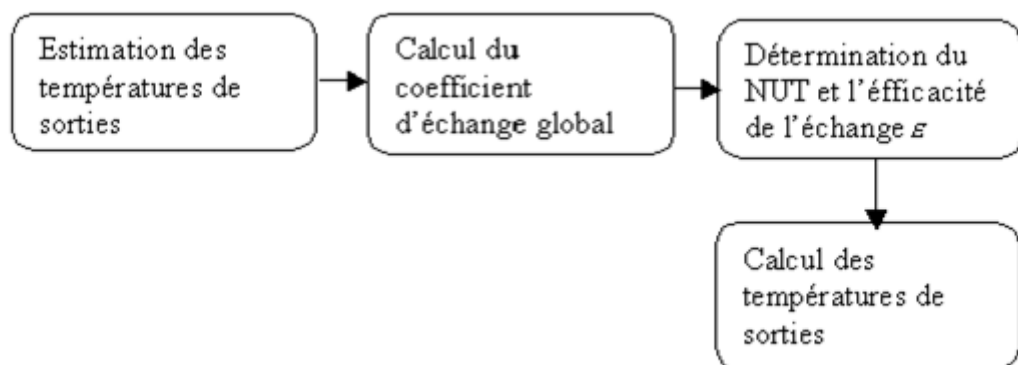


Figure V. 4:Schéma de calcul par la méthode du nombre d'unité de transfert[2].

La question est : Sélection le modèle d'échangeur le plus approprié, et chercher sa taille, c'est-à-dire la surface d'échange nécessaire pour obtenir la température de sortie désirée (**figure V-3-b**).

**b.** Des problèmes de performance ou les données sont le modèle et la taille de l'échangeur, les débits et les températures d'entrée. Il s'agit alors de déterminer la puissance et les températures de sorties. La méthode permet de calculer NUT à partir des données initiales, d'où l'en déduit la valeur de l'efficacité ; les deux températures de sortie. La puissance thermique s'obtient par le bilan enthalpique global [4].

#### V-4-2- Calculs thermiques des échangeurs tubulaires :

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

##### A-Grandeurs caractéristiques :

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

- $m_1$  et  $m_2$  : les débits massiques des deux fluides.
- $C_1$  et  $C_2$  : les chaleurs massiques des deux fluides.
- $T_{1e}$  et  $T_{2e}$  : les températures d'entrée des deux fluides.
- $T_{1s}$  et  $T_{2s}$  : les températures de sortie des deux fluides.
- $\Phi$  : le flux de chaleur échangé.
- $U$  : le coefficient d'échange global.
- $S$  : la surface d'échange.

##### B-Méthodes de calcul simplifié :

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

- Les débits des deux fluides en présence [5].
- Les températures entrées-sorties d'un des fluides, ainsi que la température d'entrée du second fluide.

**C-Etapes de calcul :**

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

$$\Phi = m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{1e} - T_{1s}) = m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{2s} - T_{2e}) \dots \dots \dots (V-4)$$

- Calcul de l'écart de température moyen logarithmique.
- Calcul du nombre d'unité de transfert définissant le service thermique demandé ainsi que l'efficacité d'échange.
- Connaissant la géométrie de l'échangeur, il est nécessaire de choisir une vitesse caractéristique de l'écoulement dans les tubes.
- Calcul des coefficients de transfert de chaleur de chaque côté des fluides considérés et cela en utilisant les corrélations appropriées.
- Evaluation du coefficient d'échange global de transfert de chaleur, sans tenir compte de l'encrassement (coefficient d'échange propre) pour un premier calcul, et en tenant compte de l'encrassement pour un deuxième calcul (coefficient d'échange encrassé).
- Calcul de la surface d'échange correspondante au coefficient d'échange calculé, et ceci suivant la méthode utilisée (méthode NUT, méthode de la moyenne logarithmique).
- Comparaison entre la surface nécessaire pour réaliser le service demandé et la surface considérée au début.
- Calcul des pertes de charge sur chaque circuit à partir des corrélations appropriées.
- Comparaison avec les pertes de charges maximales admissibles [5].

**Références du chapitre V****Références :**

[1] : Documents interne du service exp, Groupement Bir Seba Hassi Messaoud

[2]Un mémoire 2012: Etude des pertes de charge dans un tronçon de train de préchauffage  
Et refroidissement .universitaire Boumerdes;Page48-52

[3]: TRANSFERTS THERMIQUES Yves JANNOT 2012 page5/ page 63

[5]: J. Olivier MORISOT, thèse de Doctorat, 27 janvier 2000, Modèle de batterie froide à  
eau

glacée adapté à la maîtrise des consommations d'énergie en conception de bâtiments  
climatisés et en conduite d'installations page251/page262.

[5]: YVES JANNOT, professeur au LEPT-ENSAM de Bordeaux, transfert  
thermique.

***PARTIE***

***EXPERIMENTALE***

**Chapitre VI: Partie Expérimentale****VI.1. Introduction :**

Le groupement de beer seba est une unité de traitement de brut par (Séparation et stabulation)

Séparation 03 phase fluide-gaz-Léau. Stockage de fluide pour l'exporter par une pipe de 130km de long vers haoud el Hamra (HEH), séchage de gaz et élevé la pression du gaz par unité ZCINA. Cette unité est moderne a commencé à travail en 2015.

Le brut du gisement pouvant des stations de collecte sont envoyés aux trains de séparation les réchauffeuse d'huile 2eme et 3eme étage sont Install » s respectivement en amont des séparateur 2eme et 3eme étage pour obtenir la température requise de vapeur RVP, en utilisant des fluide caloporteur (fluide chaude).

Cette unité soulever du faible relative du rendorment qui atteint uniment 37%à cause d'un défaut de calcul et de dimensionnements d'un échangeur de chaleur.

Dans le cadre d'augmenter le rendement, nous alors faine de calcule et de dimensionnement du l'échangeur thermique dans le procède.

Notre étude consiste à optimiser les conditions du travail de l'échangeur thermique par simulation, en utilisant le(Haysys). Pour bien simuler le processuce, nous avons bien analyser les étapes de recherche suivantes ;

En première étape nous avons bien Précisé les paramètres de calcul de de dimensionnement de l'échangeur thermiques ; les températures de l'entrée et de la sortie du fluide caloporteur (huile), la différence de la température moyenne, la surface de l'échange de l'échangeur, la perte de charge thermique interne dans l'échangeur.....

En deuxième étape, nous avons calculé le bilan thermique dans l'échangeur pour déterminer la quantité du flux de chaleur transférée et le coefficient de transfert thermique.

En troisième étape, nous avons étudié les caractéristiques des deux fluides ; coté tube et coté calendre,

En fin, nous avons étudié l'effet de chaque paramètre de contrôle dans l'échangeur sur le rendement.

Ce problème et notre approche dépend de l'amélioration du rendement de l'échangeur de chaleur et de l'augmentation de la surface d'échange à travers les étapes suivantes:

- Etudier les dimensions et les caractéristiques de l'échangeur de chaleur
- Recalculer pour vérifier les données de conception.

Après notre calcul, nous avons constaté que la raison de ce problème est:

- La quantité d'huile chaude n'est pas compatible avec le nombre de tubes échangeurs de chaleur
- Diminution de la surface d'échange
- Perte en quantité

Nous avons donc suggéré plusieurs idées pour résoudre ce problème:

- Modification de la quantité et de la température de l'huile chaude.
- Augmenter l'échangeur de chaleur afin d'agrandir la surface d'échange.
- Remplacement d'un autre initiateur thermique.

Nous avons constaté que lorsque la l'augmentation de la température de l'huile chaude et augmenter debit de fluide chaude, la température du pétrole brut augmente, ce qui peut affecter le processus de traitement du pétrole et lorsqu'un autre échangeur de chaleur est ajouté, nous avons constaté que cette proposition nous coûtait économiquement. Cela nous coûte une perte dans le coût et la superficie de l'échangeur.

Mais quand vous changez l'échangeur de chaleur un autre après avoir effectué tous calcul et lire les résultats obtenus et a constaté que la bonne solution est de changer l'échangeur de chaleur avec un autre. Lors de l'ajout d'un autre échangeur et après avoir obtenu un bon résultat, Lorsqu'un autre échangeur de chaleur changé, nous voulons travailler sur l'amélioration de cet échangeur pour obtenir un bon rendement et une plus grande surface d'change.

- Modification du diamètre du tuyau de l'échangeur
- Changer la position des tubes

En tant que tel, nous avons obtenu des résultats:

Changer tubes échangeur et diamètre de tubes échangeurs, mais reste le même rendement et la même surface d'échange, soit lorsque le tubes de changement d'état à l'intérieur de l'échangeur constaté que lorsque les tubes (pas carré renversé) mieux que les tubes (pas triangulaire) et les résultats d'une augmentation du rendement et de l'efficacité et augmenter la surface d'échange.

## **VI.2. : Dimensionnement D'3hx1111 Dans Le Cas Design :**

### **a-Bilan thermique :**

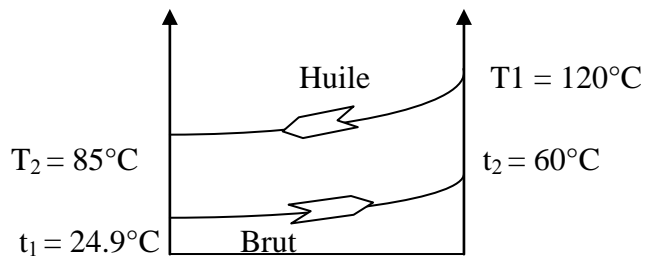
$H_1$	=58 kcal/kg	D'après l'annexe n02
$H_2$	=35 kcal/kg	D'après l'annexe n02
$h_1$	=10 kcal/kg	D'après l'annexe n02
$h_2$	=28 kcal/kg	D'après l'annexe n02

$$H(C_p T) \quad h=(C_p t)$$

$$Q=m.C_p (\Delta T)$$

$$Q= (33056,1) (58-35) =760290,3 \text{ kcal/kg}$$

$$Q= (17542,9) (28-10) =315772,2 \text{ kcal/kg}$$



*FigurVI.1. : Echangeur à Contre – courant.*

### b-Calcul de $\Delta T_{LM}$ :

$$\Delta T_{\max} = T_2 - t_1 = 85 - 24.9 = 60,1$$

$$\Delta T_{\min} = T_1 - t_2 = 120 - 60 = 60$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{60 - 60,1}{\ln \frac{60}{60,1}} = 60^\circ\text{C}$$

### c-Détermination de la facture F :

$$F = f(E, R)$$

$$E = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{60 - 24,9}{120 - 24,9} = 0,36$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{120 - 85}{60 - 24,9} = \frac{35}{35,1} = 0,99$$

$F = 0,99$ ..... D'après l'annexe n04

$$\Delta T_{LM} = 0,97 \cdot 60 = 58,2^\circ\text{C}$$

**d-Température calorique :**

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

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

$$F_c = f(K_C ; r)$$

Avec  $K_C = f(\Delta t, d_B)$  et  $r = \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2} = \frac{85 - 24,9}{120 - 60} = \frac{60,1}{60} = 1,001$

$$\Delta t = t_2 - t_1 = 60 - 24,9 = 35,1^\circ\text{C}$$

$$d_B = 0,76$$

$$K_C = f(\Delta t; d_B) = f(35,1; 0,76)$$

$K_C = 0,1$ ..... D'après l'annexe n03

$$F_c = f(K_C; r) = f(0,1; 1,001)$$

$F_c = 0,49$ ..... D'après l'annexe n03

$$T_c = 85 + 0,49(120 - 85) = 102,15^\circ\text{C}$$

$$t_c = 24,9 + 0,49(60 - 24,9) = 42^\circ\text{C}$$

**e-Calcul le coefficient de transfert propre :**

	VISCOSITÉ	Conductivité thermique
--	-----------	------------------------

	$\mu$ Kg/h-m	$\lambda$ kj/kg°C
Tc huile	1,99	0,12
t <sub>c</sub> brut	1,08	0,24

- **Coté tube** D'après l'annexe n03

1-Section par passe :

$$a_t = \frac{Nt}{n_t} \cdot \pi \cdot \frac{d_i^2}{4} \Rightarrow a_t = \frac{1328}{4} \cdot 3,14 \cdot \frac{(0,019)^2}{4} = 0,094 \text{m}^2$$

$$a_t = 0,094 \text{m}^2$$

2-Vitesse massique :

$$G_H = \frac{m}{a_t} = \frac{33056,1}{0,094} = 351660,63 \text{kg/h. m}^2$$

3-Nombre de Reynolds:

$$R_e = \frac{d_i \cdot G_H}{\mu} \quad R_e = (0,01351) (351660,63) / 1,99$$

$$R_e = 2381,42$$

4-Nombre de Prandt :

$$Pr = \mu C_p / \lambda = 1,995 \cdot 0,44 / 0,12$$

$$Pr = 7$$

5-Nombre de nusselt :

$$Nu = 0,021 (Re)^{0,8} (Pr)^{0,4} = 0,021 (2381,42)^{0,8} (7)^{0,4}$$

$$Nu = 230$$

6-Le coefficient de film interne :

$$(h_i = Nu \cdot \lambda / d_i, h_{i0} = h_i \cdot d_i / d_e)$$

$$h_i = 230 \cdot 0,12 / 0,01351$$

$$h_i = 2042,93 \text{Kj/hm}^2\text{°C}$$

$$h_{i0} = 2042,93 \cdot 0,01351 / 0,01905$$

$$h_{i0} = 1448,79 \text{Kj/hm}^2\text{°C}$$

**g-Coté calandre :**

1-Section par passe :

$$a_c = \frac{Dc}{P} (p-d_c), a_c = \frac{0,99}{0,02381} (0,02381 - 0,01905) 0,5$$

$$a_c = 0,098 \text{ m}^2$$

2-Diamètre équivalent :

$$De = \frac{3,464P^2}{\pi d_c} - d_c = \frac{3,464 (0,02381)^2}{3,14 \cdot 0,01905} - 0,01905$$

$$De = 0,01378 \text{ m}$$

3-Vitesse massique :

$$G_c = \frac{M'}{ac} = \frac{17542,9}{0,098}$$

$$G_c = 179009,1 \text{ kg/h. m}^2$$

4-Nombre de Reynolds:

$$Re = \frac{d_i G}{\mu} = \frac{0,01378 \cdot 179009,1}{1,08}$$

$$Re = 2284,02$$

5-Nombre de Reynolds :

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} = \frac{1,08 \cdot 0,58}{0,24}$$

$$Pr = 2,61$$

6-Nombre de Nusselt :

$$Nu = 0,021 (Re)^{0,8} (Pr)^{0,4} = 0,021 (2284,02)^{0,8} (2,61)^{0,4}$$

$$Nu = 150$$

7-Le coefficient de film externe :  $h_i = Nu \cdot \lambda / d_i$ 

$$h_i = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_i} = \frac{150 \cdot 0,24}{0,01378}$$

$$h_i = 2612, 48 \text{Kj/hm}^2\text{°C}$$

**h-LE COEFFICIENT DE TRANSFERT PROPRE :**

$$U_p = \frac{h_i h_o}{h_i + h_o} = \frac{1449.2612}{1449 + 2612}$$

$$U_p = 931.98 \text{Kj/hm}^2\text{°C}$$

**i-La Surface D'échange:**

$$A = \frac{Q}{U_p \cdot F \cdot \Delta T_{LM}} = \frac{7602993}{931,98 \cdot 58,2}$$

$$A = 14,01 \text{m}^2$$

**j-Calcul de Température de tube Tt:**

$$T_t = T_c - \left[ \frac{h_i}{h_o - h_i} \right] [T_c - t_c] = 102,15 - \frac{1449}{1449 + 2612} (102,15 - 42)$$

$$T_t = 80,72\text{°C}$$

**k- Détermination de Facteur  $\Phi_t$  :**

$$\Phi_t = (\mu / \mu_t)^{0,14}$$

	$\mu$	$\mu_t$ à Tt	$\Phi_t$
Coté tube	1,99	0,75	0,984
Coté Calandre	0,108	0,0654	0,995

- Perte de charge du tube :**

$$\Delta P_t = \frac{n_c \times n_t \times G_t}{1.271 \cdot 10^{15} \times d_r} \times \left( \frac{f_t \times l}{d_l \times \phi_t} + 2 \right)$$

$$\Delta P_t = \frac{1 \times 4 \times (35.16)^2}{1.271 \cdot 10^{15} \times 0.846} \times \left( \frac{0.014 \times 4.27}{0.01483 \times 1.03} + 2 \right) = 1.04 * 10^{-10} \text{kg/cm}^2$$

- Perte de charge coté calandre :**

$$\Delta P_c = \frac{n_c \times f_c \times (G_c^2) \times (N_c + 1) \times D_c}{1.271 \cdot 10^{15} \times d' \times D_e \times \phi_c}$$

$$\Delta P_c = \frac{1 \times 0.023 \times (175.16)^2 (10 + 1) \times 0.99}{1.271 \cdot 10^{15} \times 0.744 \times 0.014 \times 0.94} = 617.52 \cdot 10^{-12} \text{ kg/cm}^2$$

### VI.3. Dimensionnement D'3hx1111 Dans Le Cas Actuel:

#### a-Bilan thermique :

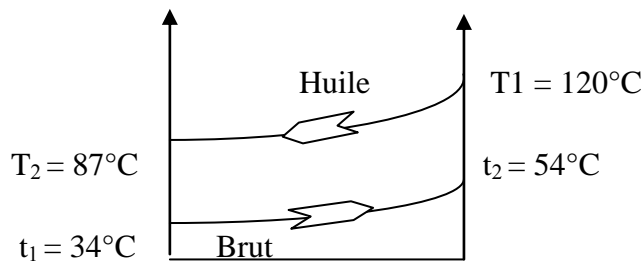
H <sub>1</sub>	=58 kcal/kg	<b>D'après l'annexe n02</b>
H <sub>2</sub>	=38 kcal/kg	<b>D'après l'annexe n02</b>
h <sub>1</sub>	=14 kcal/kg	<b>D'après l'annexe n02</b>
h <sub>2</sub>	=23 kcal/kg	<b>D'après l'annexe n02</b>

$$H=(C_p.T) ; h=(C_p.t)$$

$$Q=m.C_p (\Delta T)$$

$$Q= (33056, 1) (58-38) =661122 \text{ kcal/kg}$$

$$Q= (17542, 9) (23-14) =157886, 1 \text{ kcal/kg}$$



*FigureVI.2. : Echangeur à Contre – courant*

#### b-Calcul de $\Delta T_{LM}$ :

$$\Delta T_{max} = T_2 - t_1 = 87 - 34 = 53$$

$$\Delta T_{min} = T_1 - t_2 = 120 - 54 = 66$$

$$\Delta TLM = \frac{53-66}{\ln \frac{53}{66}} = 59,26^\circ\text{C}$$

**c-Détermination de la facture F :**

$$F = f(E, R)$$

$$E = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{54 - 34}{120 - 34} = 0,23$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{120 - 87}{54 - 34} = 1,65$$

$$F = f(0,23, 1,65)$$

$$F = 0,96 \dots \dots \dots \text{D'après l'annexe n04}$$

$$\boxed{\Delta TLM \text{ corrigé}} = F \cdot \Delta TLM = 0,96 \cdot 59,26^\circ\text{C}$$

$$\boxed{\Delta TLM \text{ corrigé}} = 56,88^\circ\text{C}$$

**d-Température calorique :**

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

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

$$F_c = f(K_C ; r)$$

$$\text{Avec } K_C = f(\Delta t, d_B) \quad \text{et} \quad r = \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2} = \frac{87 - 34}{120 - 54} = 0,8$$

$$\Delta t = t_2 - t_1 = 54 - 34 = 20^\circ\text{C}$$

$$d_B = 0,98$$

$$K_C = f(\Delta t; d_B) = f(20; 0,8)$$

$$K_C = 0,1 \dots \dots \dots \text{D'après l'annexe n03}$$

$$F_c = f(K_C; r) = f(0,1; 0,8)$$

$$F_c = 0,47 \dots \dots \dots \text{D'après l'annexe n03}$$

$$T_c = 87 + 0,47(120 - 87) = 102,51^\circ\text{C}.$$

$$t_c = 34 + 0,47(54 - 34) = 43,4^\circ\text{C}.$$

**e-Calcul le coefficient de transfert propre :**

	VISCOSITÉ	$\lambda$
Tc huile	2,01	0,12
t <sub>c</sub> brut	1,07	0,24

**a- Coté tube**

1-Section par passe :

$$a_t = \frac{Nt}{n_t} \cdot \pi \cdot \frac{d_i^2}{4} = \frac{1328}{4} \cdot 3,14 \cdot \frac{(0,019)^2}{4} = 0,094 \text{ m}^2$$

$$a_t = 0,094 \text{ m}^2$$

2-Vitesse massique :

$$G_H = \frac{m}{a_t} = \frac{33056,1}{0,094} = 351660,63 \text{ kg/h. m}^2$$

3-Nombre de Reynolds :

$$R_e = \frac{d_i \cdot G_H}{\mu}$$

$$R_e = (0,01351) (351660,63) / 2,01$$

$$R_e = 2363,64$$

4-Nombre de Prandt:

$$Pr = \mu C_p / \lambda = 1,995 \cdot 0,58 / 0,12$$

$$Pr = 9$$

5-Nombre de Nusselt :

$$Nu = 0,021 (Re)^{0,8} (Pr)^{0,4} = 0,021 (2363,64)^{0,8} (9)^{0,4}$$

$$Nu = 252$$

6-Le coefficient de film interne :

$$(h_i = Nu \cdot \lambda / d_i, h_{i0} = h_i \cdot d_i / d_e)$$

$$h_i = 252 \cdot 0,12 / 0,01351$$

$$h_i = 2238,34 \text{ Kj/hm}^2\text{°C}$$

$$h_{i0} = 2238,34 \cdot 0,01351 / 0,01905$$

$$h_{i0} = 1550,67 \text{Kj/hm}^2\text{°C}$$

**b-Coté calandre :**

1-Section par passe:

$$a_c = \frac{Dc}{P} (p-d_c) = \frac{0,99}{0,02381} (0,02381 - 0,01905) = 0,5$$

$$a_c = 0,098 \text{m}^2$$

2-Diamètre équivalent :

$$De = \frac{3,464P^2}{\pi d_c} - d_c = \frac{3,464 (0,02381)^2}{3,14 * 0,01905} - 0,01905$$

$$De = 0,01378 \text{m}$$

3-Vitesse massique :

$$G_B = \frac{M' 17542,9}{ac} = \frac{17542,9}{0,098}$$

$$G_B = 179009,1 \text{ kg/h. m}^2$$

4-Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{diG}{\mu} = \frac{0,01378 \cdot 179009,1}{1,07}$$

$$Re = 2305,36$$

5-Nombre de Prandt :

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} = \frac{1,07 \cdot 0,58}{0,24}$$

$$Pr = 2,58$$

6-Nombre de Nusselt :

$$Nu = 0,021 (Re)^{0,8} (Pr)^{0,4} = 0,021 (2305,36)^{0,8} (2,58)^{0,4}$$

$$Nu = 150,33$$

7-Le coefficient de film externe :

$$h_i = \frac{Nu_i \lambda}{d_i} = \frac{150,33 \cdot 0,24}{0,01378}$$

$$h_i = 2618,22 \text{ Kj/hm}^2\text{°C}$$

**c-Le Coefficient De Transfert Propre :**

$$U_p = \frac{h_i h_o}{h_i + h_o} = \frac{2618,22 \cdot 1550,67}{2618,22 + 1550,67}$$

$$U_p = 973,88 \text{ Kj/hm}^2\text{°C}$$

**d-La Surface D'échange :**

$$A = \frac{Q}{U_p \cdot F \cdot DTLM} = \frac{7602993}{973,88 \cdot 56,88}$$

$$A = 13,72 \text{ m}^2$$

• **Perte de charge du tube :**

$$\Delta P_t = \frac{n_c \times n_t \times G_t}{1,271 \cdot 10^{15} \times d_r} \times \left( \frac{f_t \times l}{d_l \times \phi_t} + 2 \right)$$

$$\Delta P_t = \frac{1 \times 4 \times (134,3)^2}{1,271 \cdot 10^{15} \times 0,846} \times \left( \frac{0,014 \times 4,27}{0,01483 \times 1,03} + 2 \right) = 4,12 \cdot 10^{-10} \text{ kg/cm}^2$$

• **Perte de charge coté calandre :**

$$\Delta P_c = \frac{n_c \times f_c \times (G_c^2) \times (N_c + 1) \times D_c}{1,271 \cdot 10^{15} \times d' \times D_e \times \phi_c}$$

$$\Delta P_c = \frac{1 \times 0,02 \times (24,365)^2 \times (8 + 1) \times 0,73}{1,271 \cdot 10^{15} \times 0,744 \times 0,014 \times 0,94} = 6,28 \cdot 10^{-12} \text{ kg/cm}^2$$

#### VI.4. Dimensionnement D'un Nouvel Echangeur : (Pas Triangulaire)

➤ **Les données de calculs**

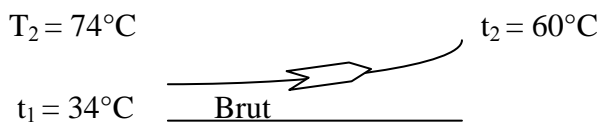
**Côté tubes :** fluide chaud.

**Côté calandre :** fluide froid.

**Tableau VI. 1:** Les données de calcul de l'échangeur

CARACTERISTIQUE DE LAPPAREIL				
Distribution de fluide	Coté calandre		Coté tubes	
Nature de fluide circulant	Brut		Huile	
Débit total du fluide entant kg/h	17542.9		33056.1	
Température (entrée/sortie) C°	34	60	120	74
Densité	0.756	0.7643	0.969	0.996
Viscosité Cp	0.86	0.74	1.36	2.26
Chaleur Spécifique KJ/Kg-°C	2.371	2.479	1.895	1.773
Conductibilité thermique W/m-°C	0.17	0.18	0.115	0.1195
Pression d'entrée bar .	5.5		7.01	

Huile T1 = 120°C



*FigureVI.3. : Echangeur à Contre – courant.*

**a-Calcul du bilan thermique :**

<b>H<sub>1</sub></b>	<b>58 kcal/kg</b>	<b>D'après l'annexe n02</b>
<b>H<sub>2</sub></b>	<b>32 kcal/kg</b>	<b>D'après l'annexe n02</b>

$h_1$	23 kcal/kg	D'après l'annexe n02
$h_2$	14 kcal/kg	D'après l'annexe n02

$$Q_{cédée} = Q_{reçue} \quad H = (T.CP) \quad h = (t.Cp')$$

$$Q = m.Cp'.\Delta t = m.(h_1 - h_2)$$

$$\text{Brut: } Q = 17542.9(23 - 14) = 157883.1 \frac{\text{Kcal}}{h} = \boxed{659963.89 \text{ KJ/h}}$$

$$\text{Huile: } T_2 = T_1 \quad Q/M.Cp = 120 - \frac{659963.89}{33056.1 \cdot 0.44} = 74 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q = M.Cp.\Delta T = M.(H_1 - H_2)$$

$$Q = 33056.1.(58 - 32) = 859458.6 \frac{\text{Kcal}}{h} = \boxed{3592536.9 \text{ kJ/h}}$$

#### b-Calcul de la DTLM :

$$\Delta TLM = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} = \frac{(120 - 34) - (74 - 34)}{\ln \frac{(120 - 34)}{(74 - 34)}} = 50^\circ\text{C}$$

#### c-Calcul de la température moyenne corrigée :

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{120 - 74}{60 - 34} = 1.76$$

$$E = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{60 - 34}{120 - 34} = 0.30$$

Alors le facteur de correction est :

$$F = 0.99 \dots \dots \dots (F: \text{d'après l'annexe n04})$$

Donc ;

$$\Delta TLM_{\text{corrigée}} = \Delta TLM.F = 50 * 0.99 = 49.5^\circ\text{C}$$

$nt = 04$  Passes côté tube

$nc = 01$  Passe côté calandre

**d-Choix de l'appareil :**

On choisit la valeur initiale de  $U_s$  (coefficient d'échange), selon la nature des fluides misent en service.

$$U_s = \boxed{125 \text{ Kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \dots\dots\dots (U_s: \text{d'après l'annexe n}^\circ 08)$$

$$\text{➤ } U_s = 125 * 4.18 = 522.5 \text{ KJ/hm}^2$$

**e-Estimation de la surface d'échange :**

$$A' = \frac{Q}{U_s F \Delta T_{LM}} = \frac{3592596.9}{522.5 * 49.5} = 131.3 \text{ m}^2$$

**f-Choisir le diamètre et la disposition de tubes :**

D'après l'annexe tableau () on choisit BWG 14 :

$$d_i = 1,483 \cdot 10^{-2} \text{ m (Diamètre intérieur de tubes).}$$

$$d_e = 19,05 \cdot 10^{-3} \text{ m (Diamètre extérieur de tubes).}$$

$$e = 2,10 \cdot 10^{-2} \text{ m (Épaisseur de tubes).}$$

D'après l'annexe n° 01 le tableau (2) la disposition des tubes en carré avec un pas  $P = 0,0254 \text{ m}$

**g-Surface d'échange d'un tube :**

La longueur de l'échangeur le plus utilisée.

$$L = \boxed{4,267 \text{ m}}$$

$$a = \pi \cdot d_e \cdot L = 3.14 * 4.267 * 0.01905 = 0,25 \text{ m}^2$$

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

$$A' = \pi \cdot d_e \cdot L \cdot N'_t \cdot n_c ; \iff N'_t = \frac{A'}{a \cdot n_c} = \frac{131.31}{0,25} = 525$$

Avec :

$A'$  : Surface d'échange nécessaire au transfert ( $\text{m}^2$ )

$d_e$  : Diamètre extérieur de tubes (m)

$L$  : Longueur de tubes (m)

$n_c$  : Nombre de passe côté calandre

$N'_t$  : Nombre de tubes estimé

Choix de l'appareil ( $n_c=1$ ) ou des appareils en série annexe n° 01 (tableau 3) donnant  $N_t$  le plus voisin possible de  $N'_t$ , avec un nbre de passe coter tube  $n_t= 4$  par calandre.

A partir le tableau de disposition des tubes en carré on a :

Caractéristique	Symbole	La dimension		
Nombre de tube	$N_t$	550		
Diamètre de la calandre	$D_c$	68.6 cm	0.686m	

**i-Section de passage coté calandre et le diamètre équivalent :**

$$a_c = \frac{D_c}{P} \times (P - d_e) \cdot B$$

$$B = \frac{\frac{D_c}{5} + D_c}{2} = \frac{\frac{0,68}{5} + 0,68}{2} = 0,4 \text{ m}$$

$$a_c = \frac{0,686}{0,0238} \cdot (0,0238 - 0,01905) \cdot 0,5 = 0,054 \text{ m}^2$$

$$D_e = \frac{4P^2}{\pi d_e} - d_e = \frac{4 \times 0,0254^2}{3,14 \times 0,01905} - 0,01905 = 0,0241 \text{ m}$$

**j-Calcul le nombre de chicane  $n_{ch}$  :**

$$L = n_{ch} \times B$$

$$\square \quad n_{ch} = \frac{L}{B} = \frac{4,267}{0,4} = 10$$

**k-Température calorique :**

1- **Fluide visqueux huile :**  $T_c = T_2 + F_c (T_1 - T_2)$

Les deux fluides sont visqueux donc on utilise l'annexe n° 07 pour trouver la valeur de  $K_c$  et  $F_c$ .

$$F_c = f\left(\frac{\Delta t_{fr}}{\Delta t_{ch}}, K_c\right)$$

$$K_c = f(d_4^t, T^\circ)$$

- Trouver la densité de huile à  $\Delta t_{ch} = 46^\circ C$  :

$$d_4^t = d_4^{15} - \alpha(t - 15) \dots \dots \dots \text{(d'après l'annexe n°06)}$$

$$d_4^{46} = 0,9195 - 0,00062(46 - 15) = 0,90$$

$$\frac{\Delta t_{fr}}{\Delta t_{ch}} = \frac{60 - 34}{120 - 74} = 0,56$$

D'après l'annexe n° 03 :

$$K_c = 0,1 \text{ et } F_c = 0,44 \text{ Alors que :}$$

$$T_c = T_2 + F_c (T_1 - T_2) = 120 + 0,44(120 - 74) = 140,24^\circ C$$

**2- Fluide visqueux Brut:**  $t_c = t_1 + F_c (t_2 - t_1)$

- Trouver la densité de brut à  $\Delta t_{fr} = 26^\circ C$  :

$$d_4^t = d_4^{15} - \alpha(t - 15)$$

$$d_4^{26} = 0,7979 - 0,000778(26 - 15) = 0,78$$

$$\frac{\Delta t_{fr}}{\Delta t_{ch}} = \frac{60 - 34}{120 - 74} = 0,56$$

$$K_c = \text{ et } F_c = \dots \dots \dots \text{(d'après l'annexe n° 03)}$$

$$t_c = t_1 + F_c (t_2 - t_1) = 34 + 0,44(60 - 34) = 45,44^\circ C$$

**3-Détermination des caractéristiques des fluides froid et chaud à la température  $T_C$  et**

$t_c$  :

$\lambda$ .....(d'après l'annexe n°05)

$C_p$ ..... (d'après l'annexe n°07)

D'après ces annexe les paramètres physiques du résidu et de brut est donné dans le tableau suivant :

**Tableau VI. 2:** Les paramètres physiques du résidu et de brut.

	$T_{calorifique} \text{ } ^\circ\text{C}$	$C_p \text{ Kcal/Kg. } ^\circ\text{C}$	$\lambda \text{ kcal/m. h. } ^\circ\text{C}$	$\mu \text{ Kg/m. h}$
<b>Brut</b>	45.44	0,47	0,23	1.09
<b>Huile</b>	140.24	0,5536	0,122	1.25

#### 4- Calcul du coefficient de transfert propre Up :

##### a) Coté tube :

##### 1-Section par passé :

$$at = \frac{N_t}{n_t} \times \frac{\pi \times d_i^2}{4} = \frac{550}{4} \times \frac{3,14 \times 0,01483^2}{4} = \boxed{0,0246 \text{ m}^2}$$

##### 2-Calcul de la vitesse massique :

$$\triangleright G_t = \frac{M}{at} = \frac{33056.1}{0,012 \times 0,0246} = \boxed{1343743.9 \text{ Kg/h.m}^2}$$

##### 3-Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{G_t \times d_l}{\mu} = \frac{1343743.9 \times 0.014}{1.25} = 15049.93$$

##### 4-Nombre de Prandt:

$$Pr = \mu \cdot C_p / \lambda = 1.25 \times 0.55 / 0.22 \quad Pr = 3$$

##### 5-Nombre de Nusselt:

$$Nu = 0.021(Re)^{0.8}(Pr)^{0.43} = 0.021(15050)^{0.8}(3)^{0.43} = 74$$

##### 6-Le coefficient de film intérieur :

$$h_i = Nu \cdot \lambda / d_l, \quad h_{i0} = h_i \cdot d_i / d_e$$

$$h_i = 74 \times 0.22 / 0.014 = 1162.85 \text{ KJ/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{i0} = 1162.85 \times 0.014 / 0.01905 = 854.58 \text{ KJ/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

##### b) Coté calandre :

##### 1-Section par passé :

$$a_c = 0,054 \text{ m}^2$$

**2-Vitesse massique :**

$$G_c = \frac{M}{a_c} = \frac{17542.9}{0,054} = 324868.518 \text{ Kg/h.m}^2$$

**3-Diamètre équivalent :**

$$De = 3.464 p^2/3.14d_i=3.464. (0.0238)^2-0.01905= 0.014\text{m}$$

**4-Nombre de Reynold :**

$$Re = \frac{Gt \times D_e}{\mu} = \frac{324868.51 \times 0,014}{1.09} = 4172.6$$

**5-Nombre de Prandt:**

$$Pr = \mu. Cp/\lambda = 1.09*0.47/0.23 \quad Pr = 2.22$$

**6-Nombre de Nusselt:**

$$Nu=0.021(Re)^{0.8}(Pr)^{0.43}=0.021(4172.6)^{0.8}(2.22)^{0.43}=23$$

**7-Le coefficient de film externe :**

$$h_i = Nu * \frac{\lambda}{d_i} = 23 * \frac{0.23}{0.014} = 377.85 \text{KJ/hm}^2\text{oC}$$

**8-Calcul de la température de tube (  $t_t$  ) :**

$$t_t = T_c - \frac{\frac{h_{i0}}{\Phi_t}}{\frac{h_0}{\Phi_t} + \frac{h_{i0}}{\Phi_t}} \times (T_c - t_c)$$

$$t_t = 140.24 - \frac{854.58}{377.85 + 854.58} \times (140.24 - 45.44) = \boxed{74.5c^0}$$

**9-Calcul de coefficient de transfert propre (Up) :**

$$Up = \frac{h_{i0} \times h_0}{h_{i0} + h_0} = \frac{377.85 \times 854.58}{377.85 + 854.58} = 262 \text{ Kcal/h.m}^2 \text{.}^\circ\text{C}$$

**10-La surface d'échange :**

$$A = \frac{Q}{Up * F * DTLM} = \frac{659946}{262 * 44.5} = \boxed{50.8m^2}$$

**11-Calcul de la résistance d'encrassement (Rs) :**

$$R_s = \frac{U_p - U_s}{U_p \times U_s} = \frac{262 - 125}{262 \times 125} = 4,183 \cdot 10^{-3} \text{ h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{°C/kcal}$$

**12-Calcul de perte de charge :**

Calcul de ( $f_t$ ) on fonction de nombre de Reynolds est :

- Régime laminaire Reynolds  $< 2100$  :  $f_t = \frac{32}{Re}$
  - Régime turbulent Reynolds  $> 2100$  :  $f_t = 0.0028 + 0.25 (Re)^{-0.32}$
- Les résultats obtenus après les calculs sont affichés dans le tableau suivant :

**Tableau VI. 3:** Les valeurs de coefficient de friction  $f_t$

	n(nombre de passe)	Vitesse massique $kg/h \cdot m^2$	Reynolds (Re)	$f_t$	$\phi$
<b>Coté tube</b>	4	1343743.9	15049.9	0.01431	0.98
<b>Coté calandre</b>	1	243651.38	4258	0.02	0.94

- **Système adiabatique :**

- **Perte de charge du tube :**

$$\Delta P_t = \frac{n_c \times n_t \times G_t}{1.271 \cdot 10^{15} \times d_r} \times \left( \frac{f_t \times l}{d_l \times \phi_t} + 2 \right)$$

$$\Delta P_t = \frac{1 \times 4 \times (134.3)^2}{1.271 \cdot 10^{15} \times 0.846} \times \left( \frac{0.014 \times 4.27}{0.01483 \times 0.98} + 2 \right) = 4.2 \cdot 10^{-12} \text{ kg/cm}^2$$

- **Perte de charge coté calandre :**

$$\Delta P_c = \frac{n_c \times f_c \times (G_c^2) \times (N_c + 1) \times D_c}{1.271 \cdot 10^{15} \times d \times D_e \times \phi_c}$$

$$\Delta P_c = \frac{1 \times 0.02 \times (24.365)^2 (8 + 1) \times 0.68}{1.271 \cdot 10^{15} \times 0.744 \times 0.014 \times 0.94} = 7.661 \cdot 10^{-12} \text{ kg/cm}^2$$

$$\eta = Q / Q_{\max}$$

Cas où le fluide chaud commande le transfert :  $qc_1 > qc_2$

$$Q_{\max} = qc_1 (T_{1e} - T_{2e}) = 14544.68(120 - 60) = 872681.04 ;$$

$$Q = qc_1(T_{1e} - T_{1s}) = 10174.88(120 - 74) = 468044.57$$

$$\eta = 468044.57 / 872681.04 = 0.53$$

### 13-Résultat et paramètres de l'échangeur :

Tableau VI. 4: Propriétés et paramètres de l'échangeur

Propriété & paramètre	Symbole	La valeur
-----------------------	---------	-----------

Tableau VI. 5 Les données de calcul de l'échangeur.

Energie échangée	Q	659963.89 Kcal/h	
Nombre de tubes nécessaires	N't	525	
Nombre de tubes réels	Nt	550	
Surface d'échange	A	131.3m <sup>2</sup>	
Différence de température moyenne logarithmique	$\Delta TLM_{\text{corrigée}}$	44.5°C	
Coefficient de transfert sale	Us	125 Kcal/h.m <sup>2</sup> .°C	
Coefficient de transfert propre	Up	120.6 Kcal/h.m <sup>2</sup> .°C	
Coefficient de film interne	h <sub>io</sub>	854.58 Kcal/h.m <sup>2</sup> .°C	
Coefficient de film externe	h <sub>o</sub>	377.85 Kcal/h.m <sup>2</sup> .°C	
Résistance d'encrassement	Rs	0.00418 h.m <sup>2</sup> .°C/Kcal	
Côté Tube	Nombre de passe	n <sub>t</sub>	4
	Diamètre extérieur	de	19,05 mm
	Diamètre intérieur	di	14,83 mm
	Épaisseur	e	2,10 mm
	Pas carré	P	25,4mm
	Longueur	L	4,267 m
	Débit de huile	M	33056.1Kg/h
	Température d'entrée de résidu	T <sub>1</sub>	120 °C
	Température de sortie de résidu	T <sub>2</sub>	74°C
	Perte de charges	$\Delta P_t$	$4.12 * 10^{-10} \text{ kg/cm}^2$
Côté calandre	Nombre de passe	n <sub>c</sub>	1
	Diamètre	Dc	68.6 cm
	Débit de Brut	m	17542.9 Kg/h
	Température d'entrée de Brut	t <sub>1</sub>	34°C
	Température de sortie de Brut	t <sub>2</sub>	60°C
	Perte de charges à l'extérieur des tubes	$\Delta P_c$	$6.28 * 10^{-12} \text{ kg/cm}^2$
	Nombre de chicanes	Nc	10

### VI.5. Dimensionnement D'un Nouvel Echangeur (Pas Carre Renvarse) :

#### 1-Les données de calculs

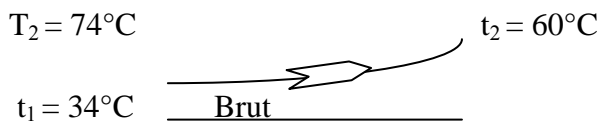
Côté tubes : fluide chaud.

Côté calandre : fluide froid.

CARACTERISTIQUE DE LAPPAREIL

Distribution de fluide	Coté calandre		Coté tubes	
Nature de fluide circulant	Brut		Huile	
Débit total du fluide entant kg/h	17542.9		33056.1	
Température (entrée/sortie) C°	34	60	120	74
Densité	0.756	0.7643	0.969	0.996
Viscosité Cp	0.86	0.74	1.36	2.26
Chaleur Spécifique KJ/Kg-°C	2.371	2.479	1.895	1.773
Conductibilité thermique W/m-°C	0.17	0.18	0.115	0.1195
Pression d'entrée bar .	5.5		7.01	

Huile  $T_1 = 120^{\circ}\text{C}$



*Figure VI.4. : Echangeur à Contre – courant.*

**a-Calcul du bilan thermique :**

<b>H<sub>1</sub></b>	<b>58 kcal/kg</b>	<b>D'après l'annexe n</b>
<b>H<sub>2</sub></b>	<b>32 kcal/kg</b>	<b>D'après l'annexe</b>
<b>h<sub>1</sub></b>	<b>23 kcal/kg</b>	<b>D'après l'annexe</b>

$h_2$	14 kcal/kg	D'après l'annexe
-------	------------	------------------

$$Q_{\text{cédée}} = Q_{\text{reçue}} \quad H = (T.CP) \quad h = (t.Cp')$$

$$Q = m.Cp'.\Delta t = m.(h_1 - h_2)$$

$$\text{Brut : } Q = 17542.9(23 - 14) = 157883.1 \frac{\text{Kcal}}{h} = \boxed{659963.89 \text{KJ/h}}$$

$$\text{Huile: } T_2 = T_1 \quad Q/M.Cp = 120 - \frac{659963.89}{33056.1 \cdot 0.44} = 74 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q = M.Cp.\Delta T = M.(H_1 - H_2)$$

$$Q = 33056.1.(58 - 32) = 859458.6 \frac{\text{Kcal}}{h} = \boxed{3592536.9 \text{ kJ/h}}$$

#### b-Calcul de la DTLM :

$$\Delta TLM = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} = \frac{(120 - 34) - (74 - 34)}{\ln \frac{(120 - 34)}{(74 - 34)}} = 50^\circ\text{C}$$

#### c-Calcul de la température moyenne corrigée :

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{120 - 74}{60 - 34} = 1.76$$

$$E = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{60 - 34}{120 - 34} = 0.30$$

Alors le facteur de correction est :

$$\boxed{F = 0,99} \dots\dots\dots (F: \text{d'après l'annexe n04})$$

Donc ;

$$\Delta TLM_{\text{corrigée}} = \Delta TLM.F = 50 * 0.99 = 49.5^\circ\text{C}$$

$$nt = 04 \text{ Passes côté tube}$$

$$nc = 01 \text{ Passe côté calandre}$$

**d-Choix de l'appareil :**

On choisit la valeur initiale de  $U_s$  (coefficient d'échange), selon la nature des fluides misent en service.

$$U_s = \boxed{125 \text{ Kcal/h.m}^2.\text{°C}} \dots\dots\dots (U_s: \text{d'après l'annexe n°08})$$

$$\text{➤ } U_s = 125 * 4.18 = 522.5 \text{ KJ/hm}^2$$

**e-Estimation de la surface d'échange :**

$$A' = \frac{Q}{U_s F \Delta T_{LM}} = \frac{3592596.9}{522.5 * 49.5} = 131.3 \text{ m}^2$$

**f-Choisir le diamètre et la disposition de tubes :**

D'après l'annexe tableau () on choisit BWG 14 :

$$d_i = 1,483. 10^{-2} \text{ m (Diamètre intérieur de tubes).}$$

$$d_e = 19,05. 10^{-3} \text{ m (Diamètre extérieur de tubes).}$$

$$e = 2,10. 10^{-2} \text{ m (Épaisseur de tubes).}$$

D'après l'annexe n° 01 le tableau (2) la disposition des tubes en carré avec un pas  $P = 0,0254 \text{ m}$

**g-Surface d'échange d'un tube :**

La longueur de l'échangeur le plus utilisée.

$$L = \boxed{4,267 \text{ m}}$$

$$a = \pi. d_e. L = 3.14 * 4.267 * 0.01905 = 0,25 \text{ m}^2$$

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

$$A' = \pi. d_e. L. N'_t. n_c ; \implies N'_t = \frac{A'}{a. n_c} = \frac{131.31}{0,25} = 525$$

Avec :

$A'$  : Surface d'échange nécessaire au transfert ( $m^2$ )

$d_e$  : Diamètre extérieur de tubes (m)

$L$  : Longueur de tubes (m)

$n_c$  : Nombre de passe côté calandre

$N'_t$  : Nombre de tubes estimé

Choix de l'appareil ( $n_c=1$ ) ou des appareils en série annexe n° 01 (tableau 3) donnant  $N_t$  le plus voisin possible de  $N'_t$ , avec un nbre de passe coté tube  $n_t=4$  par calandre.

A partir le tableau de disposition des tubes en carré on a :

Caractéristique	Symbole	La dimension		
Nombre de tube	$N_t$	550		
Diamètre de la calandre	$D_c$	68.6 cm	0.686m	

**i-Section de passage coté calandre et le diamètre équivalent :**

$$a_c = \sqrt{2} \times \frac{D_c}{P} \times (P - d_e) \cdot B$$

$$B = \frac{\frac{D_c}{5} + D_c}{2} = \frac{\frac{0,68}{5} + 0,68}{2} = 0,4 \text{ m}$$

$$a_c = \sqrt{2} \times \frac{0,686}{0,0238} \cdot (0,0238 - 0,01905) \cdot 0,5 = 0,076 \text{ m}^2$$

$$D_e = \frac{4P^2}{\pi d_e} - d_e = \frac{4 \times 0,0254^2}{3,14 \times 0,01905} - 0,01905 = 0,0241 \text{ m}$$

**j-Calcul le nombre de chicane  $n_{ch}$  :**

$$L = n_{ch} \times B$$

$$n_{ch} = \frac{L}{B} = \frac{4,267}{0,4} = 10$$

**k-Température calorique :**

$$* \text{Fluide visqueux huile : } T_c = T_2 + F_c (T_1 - T_2)$$

Les deux fluides sont visqueux donc on utilise l'annexe n° 03 pour trouver la valeur de  $K_c$  et  $F_c$ .

$$F_c = f\left(\frac{\Delta t_{fr}}{\Delta t_{ch}}, K_c\right)$$

$$K_c = f(d_4^t, T^\circ)$$

- Trouver la densité de huile à  $\Delta t_{ch} = 46^\circ C$  :

$$d_4^t = d_4^{15} - \alpha(t - 15) \dots \dots \dots (\alpha : \text{d'après l'annexe n° 11})$$

$$d_4^{46} = 0,9195 - 0,00062(46 - 15) = 0,90$$

$$\frac{\Delta t_{fr}}{\Delta t_{ch}} = \frac{60 - 34}{120 - 74} = 0,56$$

D'après l'annexe n° 03:  $K_c = 0,1$  et  $F_c = 0,44$  Alors que :

$$T_c = T_2 + F_c (T_1 - T_2) = 120 + 0,44(120 - 74) = \boxed{140.24^\circ C}$$

$$* \text{Fluide visqueux Brut: } t_c = t_1 + F_c (t_2 - t_1)$$

- Trouver la densité de brut à  $\Delta t_{fr} = 26^\circ C$  :

$$d_4^t = d_4^{15} - \alpha(t - 15) \dots \dots \dots (\alpha : \text{d'après l'annexe n° 11})$$

$$d_4^{26} = 0,7979 - 0,000778(26 - 15) = 0,78$$

$$\frac{\Delta t_{fr}}{\Delta t_{ch}} = \frac{60 - 34}{120 - 74} = 0,56$$

$K_c =$  et  $F_c =$  .....(d'après l'annexe n° 03)

$$t_c = t_1 + F_c (t_2 - t_1) = 34 + 0,44(60 - 34) = 45.44^\circ C$$

**-Détermination des caractéristiques des fluides froid et chaud à la température  $T_c$  et**

$t_c$  :

$\lambda$ .....(d'après l'annexe n°05)

$C_p$ .....(d'après l'annexe n°06)

D'après ces annexe les paramètres physiques du résidu et de brut est donné dans le tableau suivant :

**Tableau VI.** Les paramètres physiques du résidu et de brut

	$T_{calorifique} \text{ } ^\circ\text{C}$	$C_p \text{ Kcal/Kg. } ^\circ\text{C}$	$\lambda \text{ kcal/m. h. } ^\circ\text{C}$	$\mu \text{ Kg/m. h}$
<b>Brut</b>	45.44	0,47	0,23	1.09
<b>Huile</b>	140.24	0,5536	0,122	1.25

**m-Calcul du coefficient de transfert propre Up :**

c) Coté tube :

**1-Section par passé :**

$$at = \frac{N_t}{n_t} \times \frac{\pi \times d_t^2}{4} = \frac{550}{4} \times \frac{3,14 \times 0,01483^2}{4} = \boxed{0,0246 \text{ m}^2}$$

**2-Calcul de la vitesse massique :**

$$\triangleright G_t = \frac{M}{at} = \frac{33056.1}{0,012 \times 0,0246} = \boxed{1343743.9 \text{ Kg/h. m}^2}$$

**3-Nombre de Reynolds :**

$$Re = \frac{G_t \times d_I}{\mu} = \frac{1343743.9 \times 0.014}{1.25} = 15049.93$$

**4-Nombre de Prandt:**

$$Pr = \mu \cdot C_p / \lambda = 1.25 \times 0.55 / 0.22 \quad Pr = 3$$

**5-Nombre de Nusselt:**

$$Nu = 0.021(Re)^{0.8}(Pr)^{0.43} = 0.021(15050)^{0.8}(3)^{0.43} = 74$$

**6-Le coefficient de film intérieur :**

$$h_i = Nu \cdot \lambda / d_I, \quad h_{i0} = h_i \cdot d_i / d_e$$

$$h_i = 74 \times 0.22 / 0.014 = 1162.85 \text{ KJ/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{i0} = 1162.85 \times 0.014 / 0.01905 = 854.58 \text{ KJ/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

**d) Coté calandre :**

**1-Section par passé :**

$$a_c = 0,076 \text{ m}^2$$

**2-Vitesse massique :**

$$G_c = \frac{M}{a_c} = \frac{17542.9}{0,076} = 230827.63 \text{ Kg/h.m}^2$$

**3-Diamètre équivalent :**

$$De = 3.464 p^2/3.14d_i = 3.464.(0.0238)^2/0.01905 = 0.014\text{m}$$

**4-Nombre de Reynold :**

$$Re = \frac{Gt \times De}{\mu} = \frac{230827.63 \times 0,014}{1.09} = 2964.75$$

**5-Nombre de Prandt:**

$$Pr = \mu . Cp/\lambda = 1.09*0.47/0.23 \quad Pr = 2.22$$

**6-Nombre de Nusselt:**

$$\text{➤ } Nu = 0.021(Re)^{0.8}(Pr)^{0.43} = 0.021(2964.75)^{0.8}(2.22)^{0.43} = 17.73$$

**7-Le coefficient de film externe :**

$$h_i = Nu \frac{\lambda}{d_t} = 17.73 * \frac{0.23}{0.014} = 291.27 \text{ KJ/hm}^2\text{oC}$$

**8-Calcul de la température de tube (  $t_t$  ) :**

$$t_t = T_c - \frac{\frac{h_{i0}}{\Phi_t}}{\frac{h_0}{\Phi_t} + \frac{h_{i0}}{\Phi_t}} \times (T_c - t_c)$$

$$t_t = 140.24 - \frac{854.58}{377.85 + 854.58} \times (140.24 - 45.44) = \boxed{74.5c^0}$$

**9-Calcul de coefficient de transfert propre (Up) :**

$$Up = \frac{h_{i0} \times h_0}{h_{i0} + h_0} = \frac{291.27 \times 854.58}{291.27 + 854.58} = 217.23 \text{ Kcal/h.m}^2 \cdot \text{oC}$$

**10-La surface d'échange**

$$A = \frac{Q}{U_p \cdot F \cdot DTLM} = \frac{659946}{217.23 \cdot 44.5} = 68.26 \text{ m}^2$$

**11-Calcul de la résistance d'encrassement (Rs) :**

$$R_s = \frac{U_p - U_s}{U_p \times U_s} = \frac{217.23 - 125}{217.23 \times 125} = 3.39 \cdot 10^{-3} \text{ h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{°C} / \text{kcal}$$

**12-Calcul de perte de charge :**

Calcul de ( $f_t$ ) on fonction de nombre de Reynolds est :

- Régime laminaire Reynolds  $< 2100$  :  $f_t = \frac{32}{Re}$
  - Régime turbulent Reynolds  $> 2100$  :  $f_t = 0.0028 + 0.25 (Re)^{-0.32}$
- Les résultats obtenus après les calculs sont affichés dans le tableau suivant :

**Tableau VI. 7.** Les valeurs de coefficient de friction  $[(f)_t]$ .

	n(nombre de passe)	Vitesse massique $kg/h \cdot m^2$	Reynolds (Re)	$f_t$	$\phi$
<b>Coté tube</b>	4	1343743.9	15049.9	0.01431	1.03
<b>Coté calandre</b>	1	230827.63	2964.75	0.022	0.94

- **Perte de charge du tube :**

$$\Delta P_t = \frac{n_c \times n_t \times G_t}{1.271 \cdot 10^{15} \times d_r} \times \left( \frac{f_t \times l}{d_l \times \phi_t} + 2 \right)$$

$$\Delta P_t = \frac{1 \times 4 \times (134.3)^2}{1.271 \cdot 10^{15} \times 0.846} \times \left( \frac{0.014 \times 4.27}{0.01483 \times 1.03} + 2 \right) = 4.12 \cdot 10^{-10} \text{ kg/cm}^2$$

- **Perte de charge coté calandre :**

$$\Delta P_c = \frac{n_c \times f_c \times (G_c^2) \times (N_c + 1) \times D_c}{1.271 \cdot 10^{15} \times d \times D_e \times \phi_c}$$

$$\Delta P_c = \frac{1 \times 0.02 \times (23.08)^2 (10 + 1) \times 0.73}{1.271 \cdot 10^{15} \times 0.744 \times 0.014 \times 0.94} = 6.87 \cdot 10^{-12} \text{ kg/cm}^2$$

$$\eta = 62\%$$

**Résultat et paramètres de l'échangeur :**

**Tableau VI. 8:** Propriétés et paramètres de l'échangeur .

Propriété & paramètre		Symbole	La valeur
Energie échangée		Q	659963.89 Kcal/h
Nombre de tubes nécessaires		N't	525
Nombre de tubes réels		Nt	550
Surface d'échange		A	131.3m <sup>2</sup>
Différence de température moyenne logarithmique		$\Delta TLM_{\text{corrigée}}$	44.5°C
Coefficient de transfert sale		U <sub>s</sub>	125 Kcal/h.m <sup>2</sup> .°C
Coefficient de transfert propre		U <sub>p</sub>	217.23 Kcal/h.m <sup>2</sup> .°C
Coefficient de film interne		h <sub>io</sub>	854.58 Kcal/h.m <sup>2</sup> .°C
Coefficient de film externe		h <sub>o</sub>	291.27 Kcal/h.m <sup>2</sup> .°C
Résistance d'encrassement		R <sub>s</sub>	0.0039 h.m <sup>2</sup> .°C/Kcal
Coté Tube	Nombre de passe	n <sub>t</sub>	4
	Diamètre extérieur	de	19,05 mm
	Diamètre intérieur	di	14,83 mm
	Épaisseur	e	2,10 mm
	Pas carré	P	25,4mm
	Longueur	L	4,267 m
	Débit de huile	M	33056.1Kg/h
	Température d'entrée de résidu	T <sub>1</sub>	120 °C
	Température de sortie de résidu	T <sub>2</sub>	74°C
	Perte de charges	$\Delta P_t$	4.12 * 10 <sup>-10</sup> kg/cm <sup>2</sup>
Coté calandre	Nombre de passe	n <sub>c</sub>	1
	Diamètre	D <sub>c</sub>	68.6 cm
	Débit de Brut	m	17542.9 Kg/h
	Température d'entrée de Brut	t <sub>1</sub>	34°C
	Température de sortie de Brut	t <sub>2</sub>	60°C
	Perte de charges à l'extérieur des tubes	$\Delta P_c$	6.87 . 10 <sup>-12</sup> kg/cm <sup>2</sup>
	Nombre de chicanes	N <sub>c</sub>	10

Tableau VI. 9:comparution entre les Résultats Actuelle –Proposé et design

	Cas design	Cas actuelle	Cas propose1	Cas propse2
Quantité de chaleur (kj/h)	760290.3	661122	859458.6	900422.1
$\Delta TLM(^{\circ}C)$	58.2	57	44.5	44.5
Surface d'échange(m <sup>2</sup> )	14.1	13.72	50.8	68.26
$\eta$	37%	36%	52.2%	61%

### VI.6.1 Estimation Des Coûts D'installation De L'appareil :

L'application de la méthode d'estimation donnée ci-après ne concerne que les faisceaux de tube les plus utilisés : 3/4" , BWG14 et d<sub>e</sub>=1" , BWG12.

Le cout unitaire « CU » de m<sup>2</sup> de surface d'échange dépend de la surface totale de l'échangeur, il prend en compte les coûts de matière première et de main d'œuvre, selon la taille, et diminue lorsque la surface d'échange augmente. Ceci est illustré par la courbe correspondant à l'échangeur de référence.

Le coût dépend également du faisceau des tubes (peut être, BWG, longueur du tube, disposition des tubes), des matériaux, du type d'échangeur, et la pression de calcul.

Des différents facteurs influent selon la formule suivante [8]

$$C = CU * A * F_1 * F_2 * F_3 * F_4 * (F_5 + F_6)$$

C : cout de l'échangeur

CU : cout unitaire du m<sup>2</sup> de la surface d'échangeur de référence (voir fig annexe)

A : surface d'échange en m<sup>2</sup>

F<sub>1</sub>, F<sub>2</sub>, ..... F<sub>6</sub> : coefficients correcteurs indiqués dans le tableau

**VI.6.2 Estimation du coût de l'investissement :**

**a- Appareil :**

DESIGNATION	PRIX UNITAIRE [\$]	SURFACE D'ECHANGE	NOMBRE DE L'APPAREIL	PRIX TOTAL [\$]		
Coût de l'échangeur	137	68.26m <sup>2</sup>	1	9351.62		
Facteurs correcteurs						
F <sub>0</sub>	F <sub>1</sub>	F <sub>2</sub>	F <sub>3</sub>	F <sub>4</sub>	F <sub>5</sub>	F <sub>6</sub>
1,20	0,85	1	1	1	0,4	1.3

F<sub>0</sub> , F<sub>1</sub> , F<sub>2</sub> , F<sub>3</sub> , F<sub>4</sub> , F<sub>5</sub> , F<sub>6</sub> ..... (D'après l'annexe n°)

Prix Unitaire [\$] ..... D'après Service d'achat.

Donc :

$$C = CU * A * F_1 * F_2 * F_3 * F_4 * (F_5 + F_6)$$

$$C = 137.68.26.0, 85.1.1.1 (0.4+1, 3)$$

$$C = 13513.09 [\text{\$}]$$

$$C = 14729.26 \text{ DOLAR}$$

$$C = 1590760.9 \text{ DA}$$

Calcul coût production d'Unité GPL :

Le prix de vente de GPL en tonne : 72 \$ pour 146 lL

$$Q_B = 421029.6 \text{ kg / jour}$$

$$C = 421029,6.72 = 207631.03 \text{ \$}$$

$$C = 22424151,85 \text{ DA /jour}$$

$$C = 22424151,85.365$$

$$C = 8184815424 \text{ DA / ans}$$

## Interprétation des résultats

Après avoir vérifié le dimensionnement de l'échangeur installé dans ses conditions normales d'exploitation il s'avère que le rendement de cet équipement est assez faible et ce est du essentiellement à :

- L'incohérence de la quantité du fluide caloporteur avec le nombre des tubes de l'échangeur.
- Présence d'une perte d'énergie.

Notre proposition d'amélioration des conditions de fonctionnement de l'échangeur s'est basée sur:

- Fixation des conditions de concentration et vitesse de mouvement.
- Fixation d'une valeur de la température du fluide caloporteur à la sortie de l'échangeur qui correspond à un bilan énergétique satisfaisant.

Une fois tous les paramètres ont été fixés, nous avons procédé à une simulation en utilisant le logiciel HYSYS qui nous a donné ce qui suit:

- Augmentation de la surface d'échange thermique qui a fait augmenter également le rendement qui a atteint 52% (pour la première itération).
- Pour la deuxième itération et dans le but d'améliorer aussi le rendement obtenu, nous avons opté pour la variation du diamètre des tubes ainsi que leur agencement à l'intérieur de la calandre. Les résultats obtenus se résument comme suit:
  1. La variation du diamètre des tubes du fluide caloporteur a conduit au même résultat précédent et ce s'explique par le nombre insuffisant des tubes d'où la surface d'échange demeure aussi faible.
  2. La variation de l'agencement des tubes à l'intérieur de l'échangeur (de la forme triangulaire vers une forme carrée) cela a fait augmenter le rendement jusqu'à 61,5% qui s'est expliqué par une propagation équitable du flux thermique avec la moindre perte d'énergie au sein de l'équipement.

**VI.7.1 Présentation de HYSYS**

HYSYS n'est pas le logiciel de simulation le plus flexible, ni le plus utilisé dans l'industrie, mais il a l'avantage d'être convivial et facile à utiliser une fois que les éléments de base sont compris. HYSYS a été développé pour l'industrie du pétrole, bien qu'il soit utilisé pour d'autres types de procédés chimiques. Les simulations sont accomplies en utilisant les outils des menus. En plus, il dispose d'une interface graphique pour la construction des diagrammes du procédé (*PDF – Procès Flow Diagrams*). On présente ici les étapes nécessaires pour une simulation. [9]

**VI.7.2 Définition de HYSYS :**

Le Simulateur HYSYS est un ensemble de modèles mathématiques des opérations unitaire (ballon, colonne de distillation, compresseur, vanne...etc.), ces opérations sont connectées dans un schéma de procédé PFD par le courant d'information généré dans ces opérations.

Donc le HYSYS est un programme informatique pour la simulation des procédés de l'industrie de gaz, des procédés de raffinage et de la pétrochimie,

- A l'état stationnaire.
- En situation dynamique.

Le HYSYS peut être utilisé pour :

- Engineering.
- Établissement des bilans matière et d'énergie d'un procédé industriel.
- Dimensionnement des équipements.
- Réajustement des paramètres de fonctionnement dans le cas de changement de composition de l'alimentation.
- Détermination des performances des équipements. Pour l'utilisation du HYSYS l'utilisateur doit :

- Choisir un modèle thermodynamique et les constituants.
- Établir le schéma de procédées PFD.

- Spécifier les paramètres nécessaires de chaque opération.
- Il peut aussi dimensionner des équipements.

Le HYSYS résout le schéma du procédé, les résultats sont des bilans de matières et d'énergie[9].

### VI.7.3 Étapes de simulation:

- Utilisation HYSYS 10 comme un programme de simulation.
- Utilisations des composants prises de la salle contrôle en programme DCS (annexe1)
- Utilisations de la conception de l'échangeur prise de service technique de la unité CSC.
- Utilisations du modèle thermodynamique NRTL (No Random Two Liquids) car il est adapté pour les processus d'échange de chaleur.
- Conditions opératoire pris de la table .... Pour l'état de l'échangeur de chaleur idéale.

### VI.7.4 Conditions opératoire:

**Tableau VI. 10** :conditions opératoire de l'échangeur

	Fluide froid coté calandre		Fluide chaud coté tube	
	Calcul	Simulation	Calcul	Simulation
<b>Debit volumique (kg/m<sup>3</sup>)</b>	17542.9	17542.9	33056.1	33056.1
<b>Température d' entré (°C)</b>	34	34	120	120
<b>Température de sortir (°C)</b>	60	60	74.1	74
<b>Pression (bar)</b>	55.	5.5	7.01	7.01

VI.7.5.La simulation:

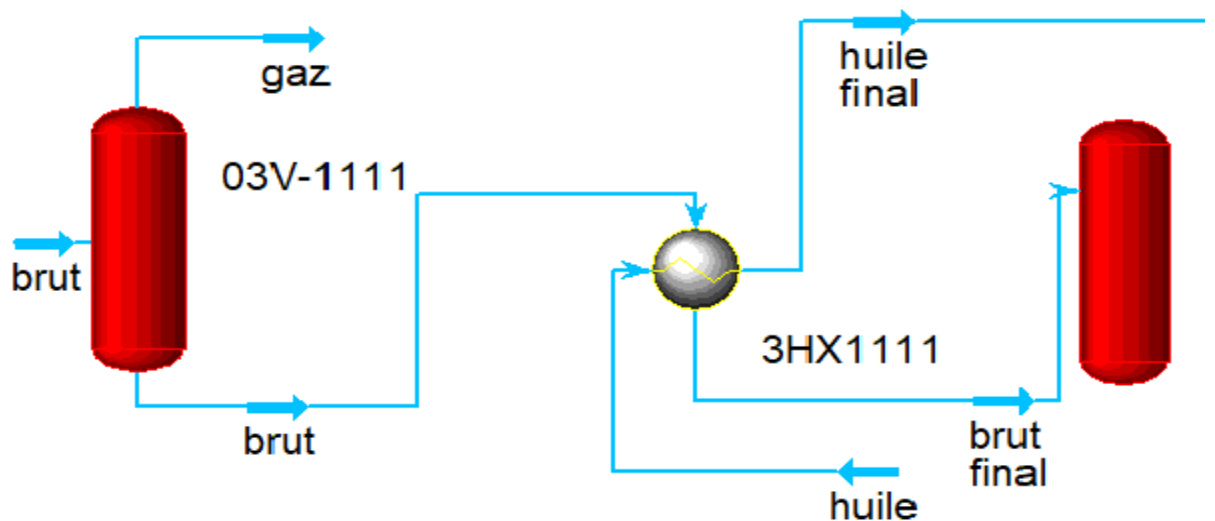
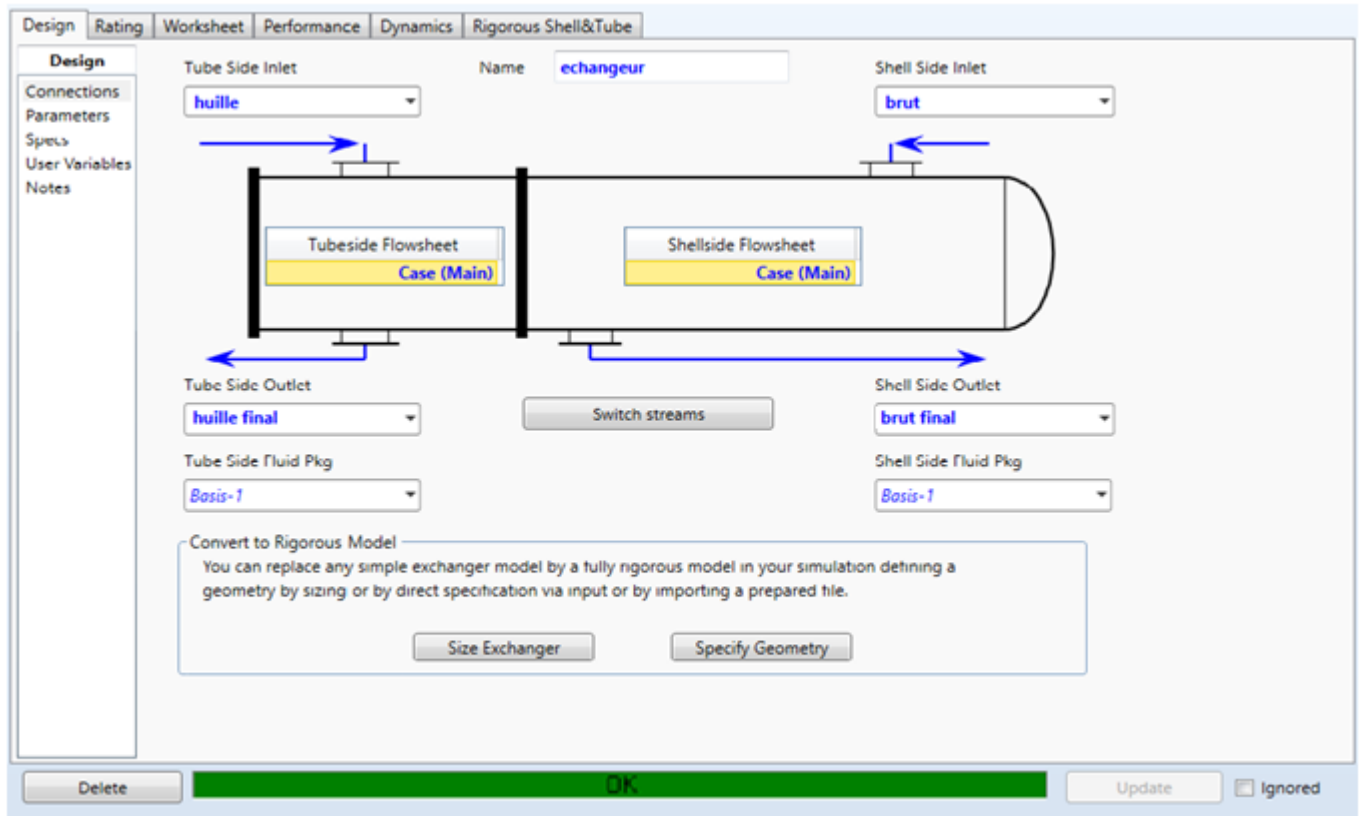


Figure VI.5: Schéma de simulation

## VI.7.6 Résultats :

Tableau VI. 11. Résulta de simulation pour échangeur

	Fluide froid coté calandre		Fluide chaud coté tube	
	Calcul	Simulation	Calcul	Simulation
<b>Débit volumique</b> (kg/m <sup>3</sup> )	17542.9	17542.9	33056.1	33056.1
<b>Puissance d'échange</b> (kj/h)	659963.89	659963.89	3592536.9	3592536.9
<b>Facteur de correction</b>	0.99	0.98	0.99	0.98
<b>Pression</b> (bar)	5.5	5.5	7.01	7.01
<b>Nombre de tube</b>	/		550	550
<b><math>\Delta TLM</math></b> (°C)	44.5	44.3	44.5	44.3

Les résultats obtenus par la logiciel de simulation HYSYS et les calculs du cas idéal de l'échangeur E 201 est presque identique coût actuelle ; la seule différence est la température de sortie du fluide chaud (+1.5 °C)

.Cette expérience montre qu'on peut appliquer la logiciel de simulation HYSYS pour obtenir des résultats réels que l'on peut appliquer sur le terrain.

Design		Rating		Worksheet	Performance	Dynamics	Rigorous Shell&Tube
Worksheet	Name		Huile	Huile final	Brut	Brut final	
	Vapour	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	
	Temperature [C]	120,0	60,00	34,00	74,00		
	Pressure [bar]	7,000	5,000	5,000	7,000		
	Molar Flow [kgmole/h]	2061	2061	1093	1093		
	Mass Flow [tonne/d]	793,4	793,4	421,0	421,0		
	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	110,4	110,4	58,59	58,59		
	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-7,137e+004	-7,369e+004	-7,466e+004	-7,319e+004		
	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	177,8	174,2	171,1	172,9		
	Heat Flow [kJ/h]	-1,471e+008	-1,519e+008	-8,164e+007	-8,003e+007		

Delete OK Update  Ignored

*FIGURE .VI.6: les propriétés de la charg.*

**Conclusion**

Après 30 jours De stage pratique, nous avons conclu que la relation entre notre sujet principal et la réalité était grande: nous avons vu que le problème résidait dans l'échangeur de chaleur et dans le manque de rendement dû à la petite taille de l'échangeur qui ne correspondait pas aux valeurs Bonne rétroaction.

Le rendement a un rôle clé dans les résultats requis pour chaque usine car il est impliqué dans le coût et la quantité.

**Références du chapitre VI****Références :**

- [1] : Documents interne du service exp, Groupement Bir Seba Hassi Messaoud
- [2]: TRANSFERTS THERMIQUES Yves JANNOT 2012 page5/ page 63
- [3]: Support de Formation EXP-PR-EQ120-FR Dernière Révision: 16/04/2007 page 11/page49.
- [4]: Adil Ridha, « Transfert de Chaleur », Université de Caen (2009/2010).
- [5]: J. Olivier MORISOT, thèse de Doctorat, 27 janvier 2000, Modèle de batterie froide à eau glacée adapté à la maîtrise des consommations d'énergie en conception de bâtiments climatisés et en conduite d'installations page251/page262.
- [6]: J.F. SACADURA Initiation aux transferts thermiques - Technique et Documentation – Paris
- [7]: A. BONTEMPS, A. GARRIGUE, C. GOUBIER, J. HUETZ, C. MARVILLET, P. MERCIER et R. VIDIL – Échangeur de chaleur – Technique de l'Ingénieur, Traité Génie Énergétique
- [8]: F. P. INCROPERA, D. P. DEWITT - Fundamentals of Heat and Mass Transfer - Wiley, N.Y. - 2002
- [9]: Hysys Process Documentation, Hyprotech, Ing, AEA Groupe, Calgary, 2000 (CD.ROM)

# Conclusion générale

## Conclusion générale

---

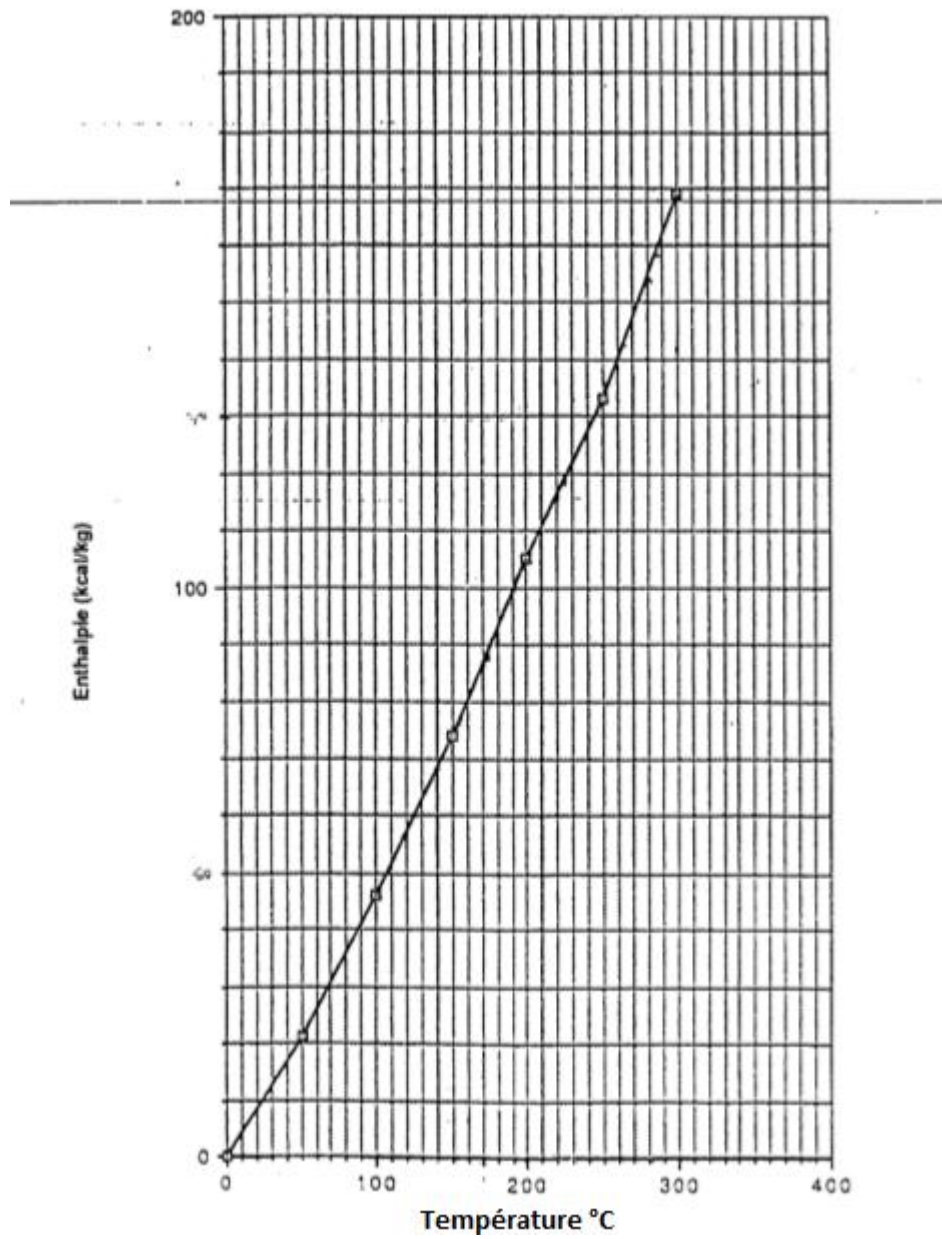
### Conclusion générale

Le stage que nous avons effectué au sein du Groupement de Bir Seba (Unité de séparation et stockage de brut) nous a permis de révéler que l'échangeur de chaleur 03 HX-1111 fonctionne avec un rendement de 37 % qui est considéré faible. Cette valeur du rendement affecte directement le procédé de séparation, c'est la raison pour laquelle nous avons focalisé notre étude sur cet équipement pour proposer des solutions afin d'augmenter le rendement de cet échangeur et améliorer par la suite la qualité du produit final pour qu'il acquise les caractéristiques requises lors de sa commercialisation.

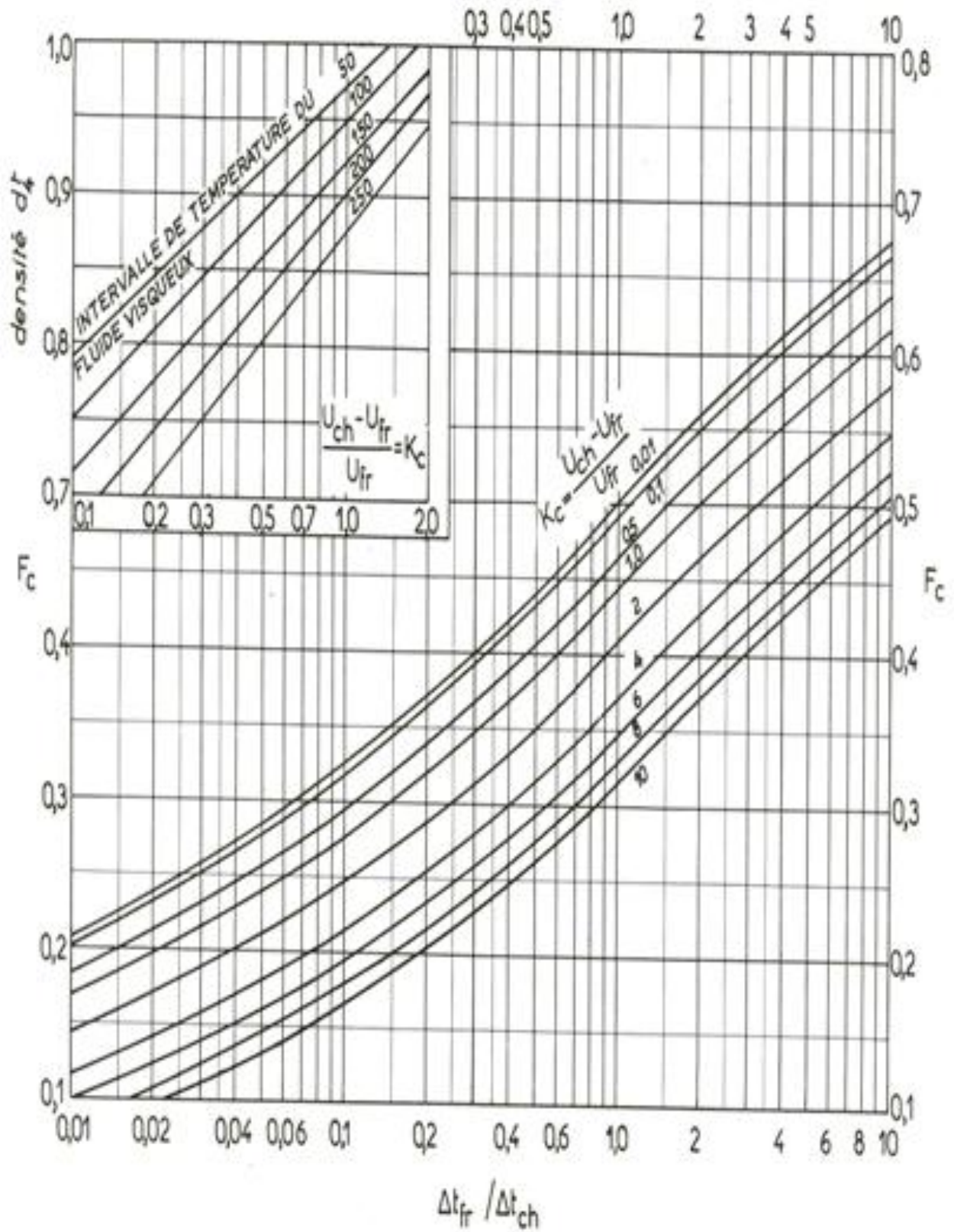
La vérification des dimensionnements de l'échangeur ainsi que les calculs des caractéristiques des fluides ont démontré que le volume de cet équipement ne convient pas avec la quantité d'huile (caloporteur) et brut qui en circule dedans. Cela nous a conduit à conclure qu'il y a une perte d'énergie causée par une mauvaise répartition de quantité de chaleur au sein de l'échangeur qui est due essentiellement à l'insuffisance de la surface d'échange. Les résultats de calculs obtenus consiste à la proposition d'un autre échangeur à la place de celui en exploitation mais cette fois-ci avec un volume réduit qui peut nous assurer une surface d'échange thermique plus grands et par conséquent un rendement plus élevé.

**ANNEX**

Annexe n° 02: Courbe de détermination Enthalpie en température :

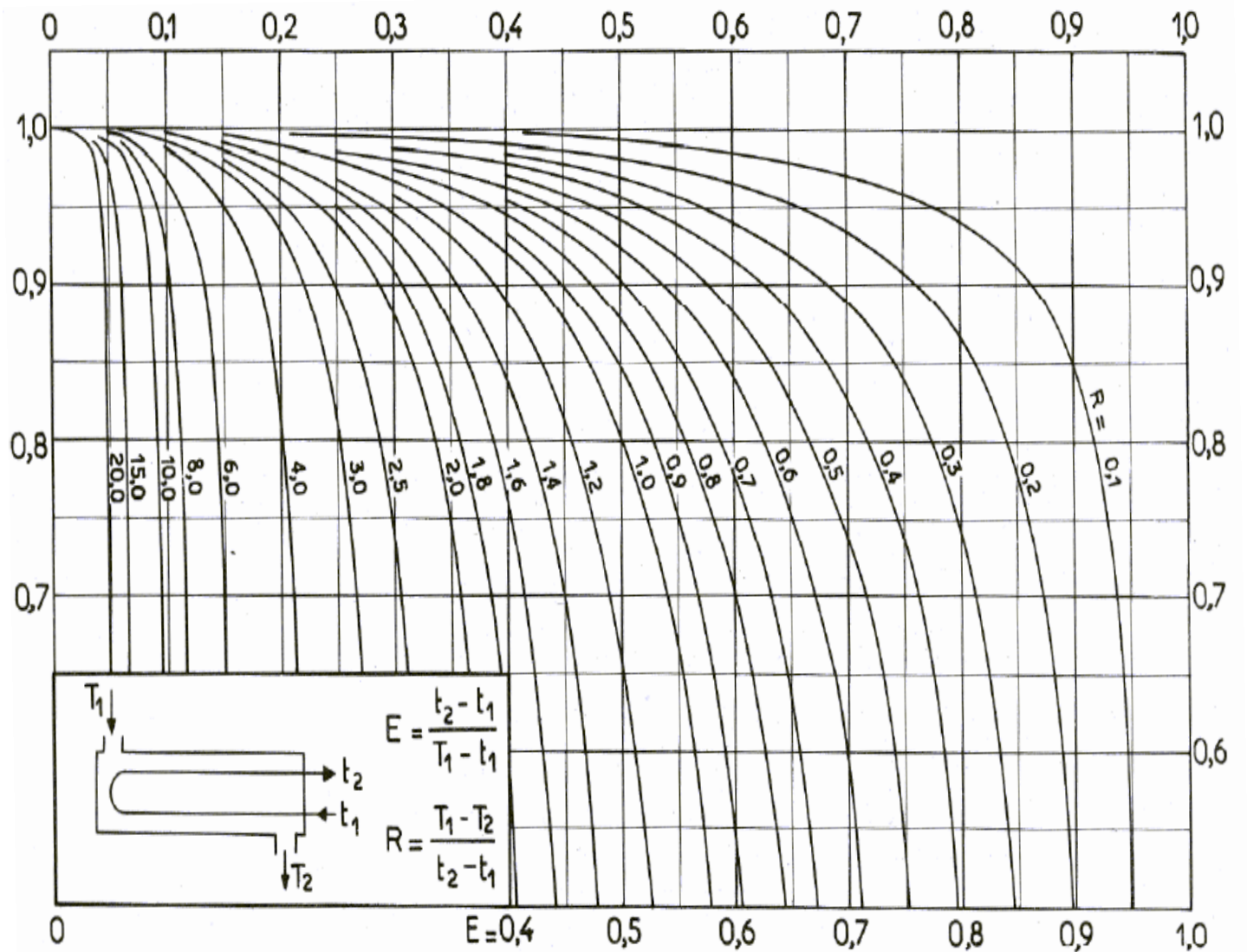


Annexe n° 03: courbe Détermination des températures caloriques

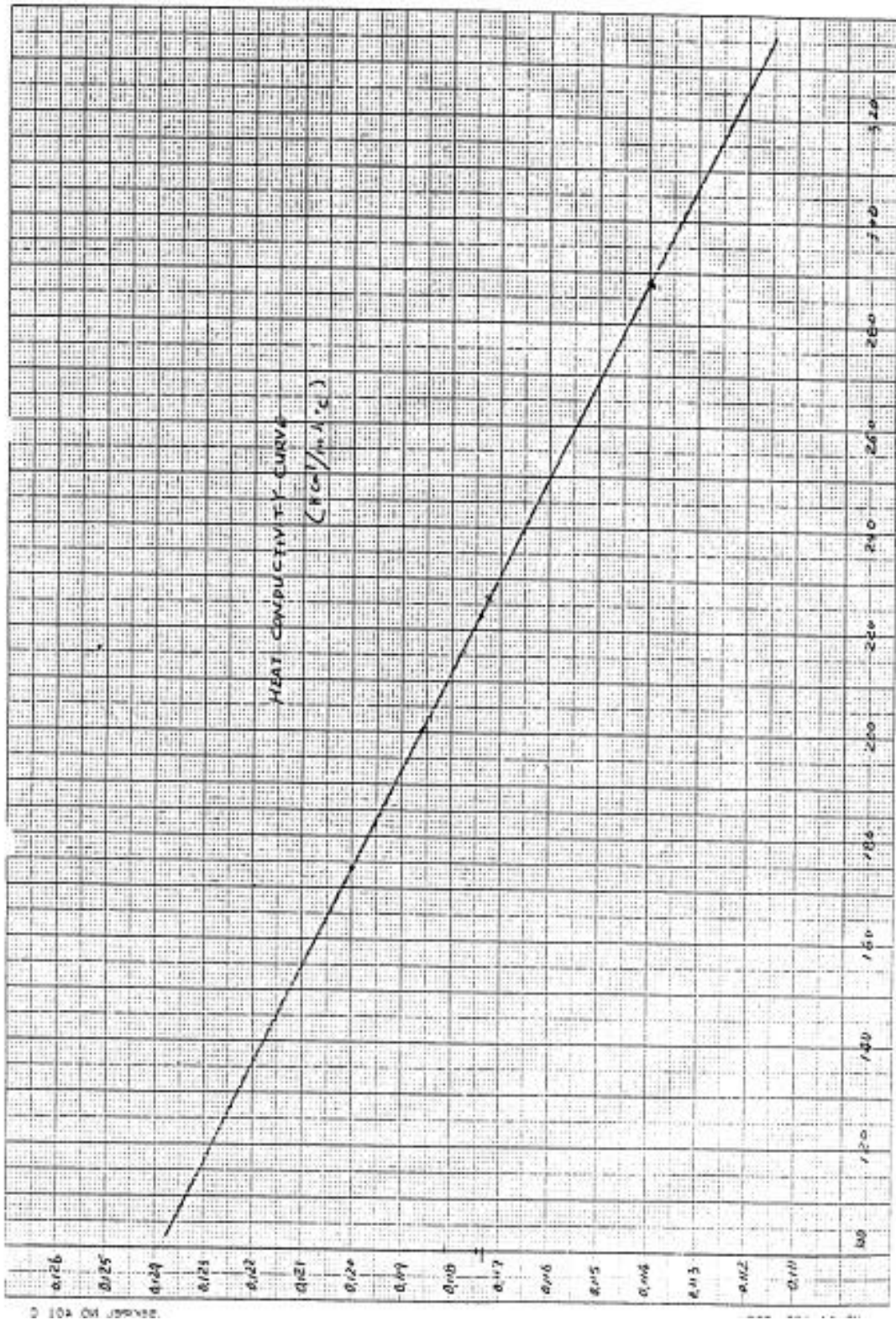


Annexe n° 04: courbe de détermination facteur de correction en fonction de E,R

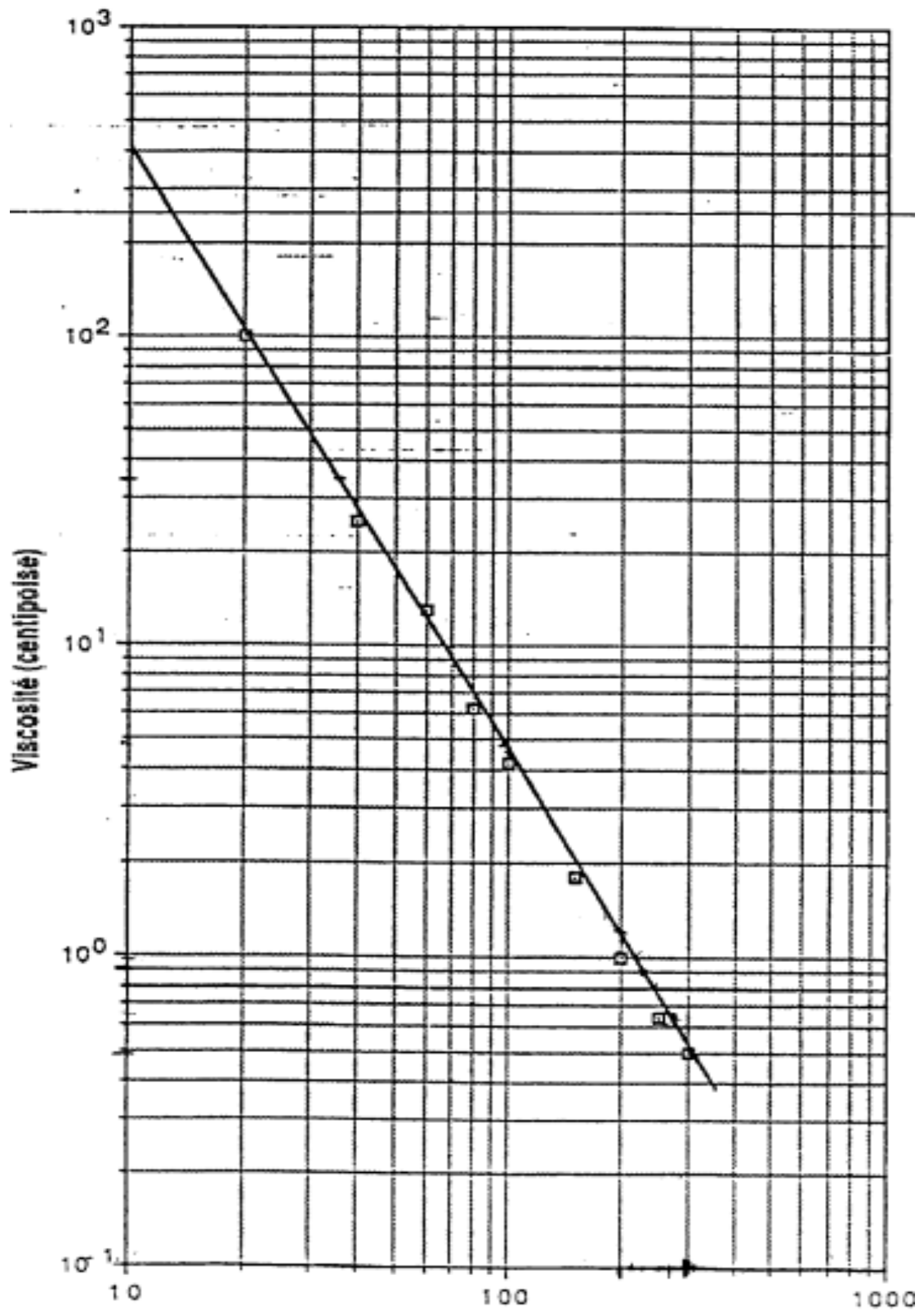
Une passe coté calandre, deux passes ou plus coté tube



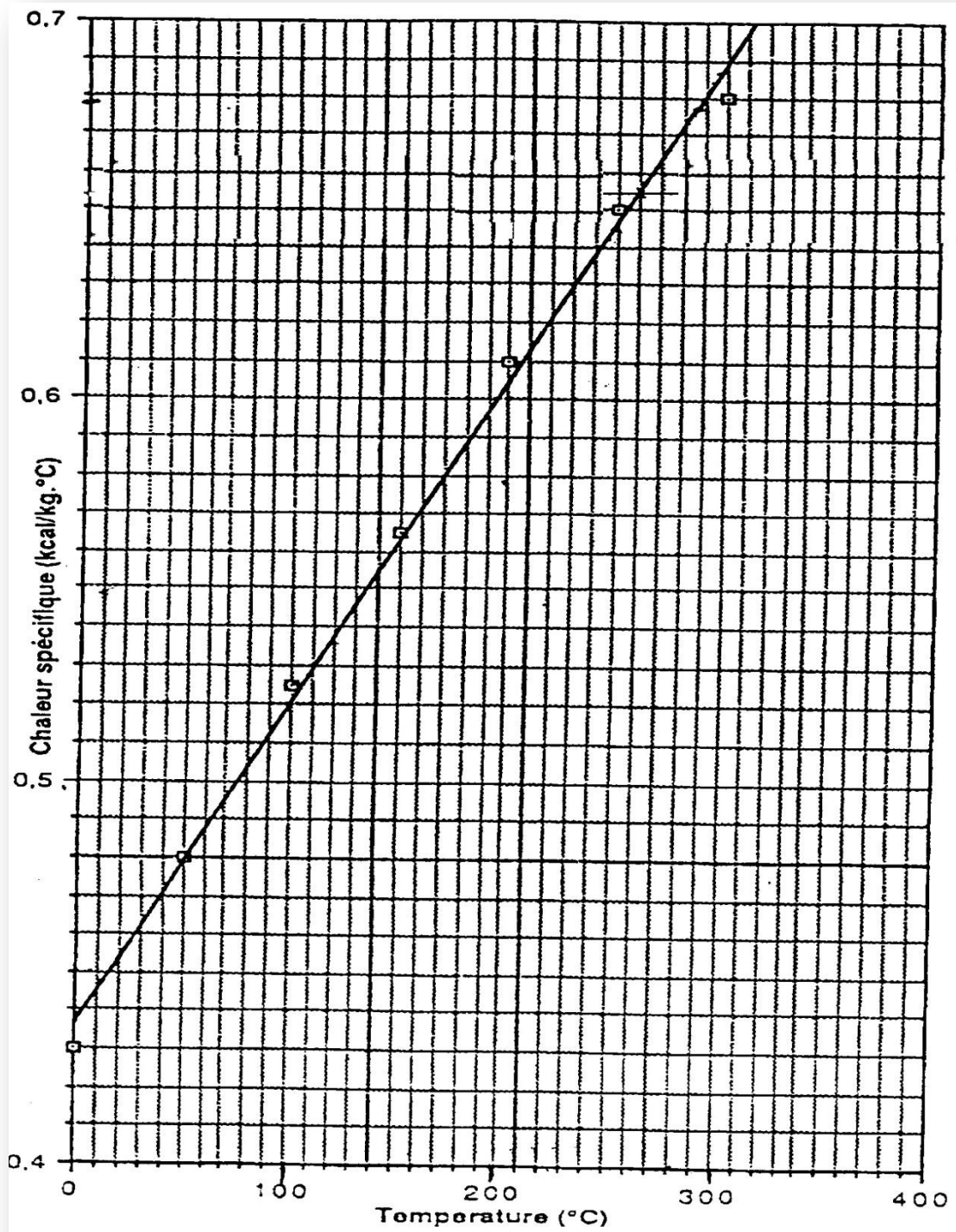
Annexe n° 05 : Courbe de détermination la conductivité :



Annexe n° 06 : Courbe de détermination de la viscosité :



Annexe n° 07 : Courbe de détermination la chaleur spécifique :



Annexe n° 08 :Diamètre équivalent du calander :

	PAS NORMAL CARRÉ OU TRIANGULAIRE (fig. V.1.4a et c)	PAS TRIANGULAIRE RENVERSÉ (fig. V.1.4b)	PAS CARRÉ RENVERSÉ (fig. V.1.4d)
Espacement entre tubes perpendiculairement au courant	$P$	$P\sqrt{3}$	$P\sqrt{2}$
Distance minimale de passage	$P - d_0$	$2(P - d_0)$	$2(P - d_0)$
Aire de passage : $a_{cT} = \alpha B D_c \frac{P - d_0}{P}$	$\frac{D_c}{P} (P - d_0) B$	$\frac{2}{\sqrt{3}} \frac{D_c}{P} (P - d_0) B$	$\sqrt{2} \frac{D_c}{P} (P - d_0) B$

*Annexe n° 09:* Tableau de détermination les valeurs du coefficient de transfert sale dans les différents

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

Annexe n° 10: Tableau caractéristique des tubes d'échangeurs :

CARACTÉRISTIQUES DES TUBES D'ÉCHANGEURS

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

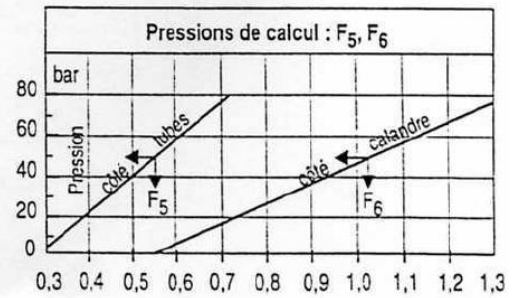
Annexe n°11 : détermine les coefficients correcteurs [1]

Tubes : $d_e = 1$ in BWG 12	$F_0$	1,20
-----------------------------	-------	------

	TYPE									
	AEM	AES	AEU	AKT	BEM	BES	BEU	BKT	BKM	BKU
$F_1$	0,92	1,00	0,90	1,25	0,90	0,95	0,85	1,20	1,05	1,03

$F_2$	Longueur des tubes en ft			
	10	16	20	24
	1,20	1,05	1,00	0,95

$F_3$	Disposition tubes	
	□	△
	1,10	1,00



MATÉRIAUX		$F_4$
Calandre	Tubes	
AC	AC	1,0
AC	Laiton Amirauté	1,7
AC	Bronze aluminium	1,8
AC	5 % chrome	1,6
AC	Inox 304	2,4
AC	Inox 316	2,7
0,5 % molybdène	0,5 % molybdène	1,3
1,25 % chrome	1,25 % chrome	1,6
5 % chrome	5 % chrome	1,9
Inox 304	Inox 304	2,8
Inox 316	Inox 316	3,3
Cladded Monei	Monel	6
20 % Cr - 25 % Ni	20 % Cr - 25 % Ni	7







## Abstract

This dissertation aims at studying the shortage in the revenue of temperature exchanges and knowing the reasons that lead to this problem. The shortage in the revenue leads to a large loss in either energy or loss in the mass, which negatively affect the treatment of crude oil and concrete loss in the desired production..

In our method, we adopted the temperature exchanger 03HX1111 in the Beer Sbea group of procesings the crude oil in Hassi Messaoud. After our study and analysis of the results, we found that there was a fluid that did not reach 03V1112, which led to a lack of temperature and negatively affected the separation process

The results obtained by the simulation using HYSYS10 were approximate to the calculated results with slight differences in the temperature of the hot liquid

We can study any phenomenon or idea through the HYSYS program in the shortest possible time and get acceptable results

Keywords: température, exchanges, HYSYS, crued oil, revenue, separation

## ملخص

يهدف هذا البحث إلى دراسة نقص في المردود للمبادلات الحرارية ومعرفة الأسباب التي تؤدي لهذا المشكل . إن النقص في المردود يؤدي إلى خسارة كبيرة سواء في الطاقة أو ضياع في الكتلة والتي تؤدي سلبا على معالجة النفط الخام وخسارة مادية تكمن في نقص الإنتاج المرغوب فيه.

ولقد اعتمدنا في منهجنا هذا على المبادل الحراري 03HX1111 في مجموعة بئر السبع لمعالجة النفط الخام لمنطقة حاسي مسعود وبعد دراستنا وتحليل النتائج وجدنا أن هناك كمية من المانع لا تصل إلى الفاصل 03V1112 مما أدى إلى نقص في درجة الحرارة وأثرت سلبا على عملية الفصل .

وقد كانت النتائج المحصل عليها بواسطة المحاكاة باستعمال HYSYS10 مرضية تقريبا للنتائج المحسوبة مع وجود اختلافات بسيطة في درجة حرارة السائل الساخن .

يمكن لنا بدراسة أي ظاهرة أو فكرة ما من خلال برنامج HYSYS في اقل وقت ممكن وإعطاء نتائج مقبولة .

.الكلمات المفتاحية: درجة الحرارة ،المبادل الحراري ،محاكاة ،النفط الخام ،المردود ،فصل .