

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE
LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE SAAD DAHLED BLIDA
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE MECANIQUE



MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

MEMOIRE PREPAREE POUR l'obtention du diplôme
Master en Génie Mécanique
OPTION : ENERGETIQUE

Thème

**Étude thermodynamique des systèmes de refroidissement
d'huile de graissage d'une société de production de l'électricité**

Présenté par :
HENNICHE Mohamed
ESSAADI Boualem

Proposé par :
Mr. BOURAS Djafar

Encadré par :
Pr. BOUMEDDANE Boussad

Soutenu le 19 / 07 / 2021

Année Universitaire : (2020 / 2021)

Remerciement

Tous d'abord, nous tiens à remercier en premier lieu Dieu clément et miséricordieux de notre avoir donné la force et la volonté et le courage de mener à terme ce modeste travail.

*Nous remercions vivement notre promoteur **Pr. BOUMEDDANE Boussad** pour ses encouragements, ses conseils, sa disponibilité, sa gentillesse, sa patience, et son aide précieux qu'il nous a offert dans la réalisation de ce travail.*

*Nos vifs remerciements s'adressent également à **Mr. BOURAS Djafar** aussi bien que **Mr. DJAFER Abdelhakim** aussi bien que **Mme. AZOUNI Kaouter** qui nous a formé et accompagné tout au long de cette expérience professionnelle avec beaucoup de patience et de pédagogie.*

Nos remerciements s'adressent tous les employés du SONEGAS sans oublier tous les cadres et les agents du centre de formation du SONEGAS de Larbaâ pour les conseils qu'ils ont pu nous prodiguer au cours de stage.

Nos remerciements s'adressent au personnel administratif du département de Génie mécanique pour leur disponibilité, ainsi qu'à tous les enseignants qui ont participé à notre formation.

Nos remerciements vont également aux membres du jury qui ont bien voulu lire et corrige ce mémoire.

Aussi, nos vifs remerciements à tous ceux qui ont contribués de près ou de loin à la réalisation de ce modeste travail.

Nous remercions chaleureusement la famille, les collègues et tous les amis.

Dédicace

« Louange à Dieu, le seul et unique »

Je dédie ce modeste travail à mes chers parents, eux dont les encouragements m'ont insufflé une ardeur nouvelle.

A mon cher père qui à tout fait pour que je réussisse et à qui je souhaite une longue vie.

A ma chère mère pour le sacrifice énorme qu'elle a toujours éprouvé, et sa patience sans limite,.

A mes sœurs et frères.

A tout les membres de ma famille.

A tous mes professeurs sans exception, mon binôme pour sa gentillesse et son courage. dont la disponibilité et la courtoisie ont été constantes à mon égard.

HENNICHE Mohamed

Table des matières

Remerciement	
Dédicace	
Liste des symboles	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Résumé	
Introduction générale.....	01
Chapitre-I :Présentation de la région et Généralités sur les turbines à gaz	
Introduction	03
I.1Présentation de la société SONELGAZ et la filiale SPE	03
I.2 Présentation de la région de LARBAA	04
I.2.1 Situation géographique	04
I.2.2 Historique du champ du Larbaa	05
I.2.3 CONCEPTION DE LA CENTRALE	05
I.3 les Types des turbine à gaz.....	06
I.3.1 Généralités	06
I.3.2 SYSTÈME GAZ NATUREL.....	07
I.3.2.1 FONCTION DU SYSTÈME	07
I.3.2.2 Description du système	07
I.3.2.3 Qualité du gaz naturel demandée par la Turbine à Gaz	09
I.3.3 Système du gasoil	10
I.3.3.1 Fonction du système	10
I.3.3.2 Description du système	10
I.4 présentation de turbine a gaz du site et cycle de fonction	11
I.4.1 Turbine à gaz V94.2	11
I.4.1.1 Chambre d'admission	12
I.4.1.2 Compresseur	12
I.4.1.3 Chambre de combustion	13
I.4.1.3.1 Mode diffusion	13
I.4.1.3.2 Mode pré-mixe (pré-mélangé)	14
I.4.1.4 Turbine	14

Table des matières

I.4.1.5 Diffuseur et Cheminée	15
I.4.1.6 Rotor	15
I.4.1.7 Stator	16
I.4.1.8 Générateur et Transformateur	16
I.4.1.8.1 Générateur	16
I.4.1.8.2 Transformateur principale (TP)	17
I.4.2 les Système	17
I.4.2.1 Détendeur de gaz	17
I.4.2.2 Système de refroidissement	18
I.4.2.3 Système de démarrage	20
I.4.2.4 Système D'injection D'eau	20
I.4.2.5 Système De L'Huile Hydraulique	21
I.4.2.6 Huile de graissage	21
I.4.3 Cycle de base	22
I.4.4 CARACTERISTIQUES GENERALES ET DONNEES DU PROJET	23
I.4.4.1 DONNÉES DE LA PLAQUE SIGNALÉTIQUE	23
I.4.4.2 DONNEES DE CALCUL	24
I.5 Cycle thermodynamique	24
I.5.1 Formule générale	25
I.5.2 Le rendement réel	25
I.5.3 le rendement théorique	25
I.5.4 Rendement	25

Chapitre-II :Les échangeurs de chaleur et l'encrassement

II.1 Les échangeurs de chaleur	26
Introduction	26
II.1.1 Définition d'un échangeur thermique	26
II.1.2Composition d'un échangeur	27
II.1.3 Étude d'un échangeur	27
II.1.4 le mode de transfert de chaleur : dans l'échangeur thermique	27
II.1.5 Principaux buts et fonctions d'un échangeur de chaleur	27
II.1.6 Type de contact.....	28

Table des matières

II.1.7 Les types de les échangeurs	30
II.1.7.1 L' échangeur tube en forme u	30
II.1.7.2 échangeur tubulaire : horizontal / vertical	31
II.1.7.3 Échangeur a spiral	33
II.1.7.4 Echangeur a plaque	34
II.1.7.5 Un échangeur à ailettes	35
II.2 L' encrassement	36
INTRODUCTION	36
II.2.1 DEFINITION	36
II.2.2 LES DIFFERENTS TYPES D'ENCRASSEMENT	37
II.2.2.1 CLASSIFICATION SUIVANT LE MECANISME DE L'ENCRASSEMENT	37
II.2.2.1.1 Encrassement par précipitation	37
II.2.2.1.2 Encrassement par réaction chimique	38
II.2.2.1.3 Encrassement particulaire	39
II.2.2.1.4 Encrassement par corrosion	39
II.2.2.1.5 Encrassement biologique	39
II.2.2.1.6 Encrassement par gel	40
II.2.2.2 CLASSIFICATION SUIVANT LA NATURE DU DEPOT	40
II.2.2.2.1 Dépôts durs	40
II.2.2.2.2 Dépôts poreux	40
II.2.2.2.3 Dépôts mous	41
II.2.3 FORMULATION DE LA RESISTANCE D'ENCRASSEMENT	41
II.2.4 Différentes courbes d'encrassement	42
II.2.4.1 Evolution linéaire	42
II.2.4.2 Evolution à vitesse décroissante	42
II.2.4.3 Evolution exponentielle	42
 Chapitre-III :Les échangeurs de la centrale de Larbaa	
Définition de l'entreprise.....	44
III.1 Description	45
III.2 Fonctionnement	46
III.3 Installation	47
III.4 Utilisation	49

III.5 Maintenance52

Chapitre-IV :Les calcules

IV.1 DIMENSIONNEMENT DE L'ECHANGEUR A PLAQUES INOX BRASEES
par le méthode de DTLM 64

IV.1.1 RAPPEL THEORIQUES64

IV.1.2 CALCUL DU COEFFICIENT D'ECHANGE K65

IV.1.2.1 Calcul de K et prise en compte de l'encrassement66

IV.1.2.2 Calcul de K sans les résistances d'encrassement66

IV.1.3 APPLICATION67

IV.1.3.1 CALCUL DU Δt_1 ET Δt_2 DE L'ECHANGEUR67

IV.1.3.2 CALCUL DU Δt_m DE L'ECHANGEUR67

IV.1.3.3 NOMBRE DE PRANDTL67

IV.1.3.4 Calcul des coefficients de filmes68

IV.1.3.5 Calcul de coefficient d'échange global K avec et sans les résistances
d'encrassement.....68

IV.1.3.6 Calcul de quantité de chaleur68

IV.1.3.6 surface de l'échangeur 69

IV.2 DIMENSIONNEMENT DE L'ECHANGEUR A PLAQUES INOX BRASEES
par le méthode de NUT70

IV.2.1 RAPPEL THEORIQUES70

IV.2.2 APPLICATION72

IV.2.2.1 CALCULE C_{min} 72

IV.2.2.2 Calculer p_{MAX}73

IV.2.2.3 Calculer $p_{réel}$73

IV.2.2.4 L'efficacité de l'échangeur thermique73

IV.2.2.5 rapport des débits de capacité thermique73

IV.2.2.6 Calculer NUT.....73

IV.2.2.7 La Surface d'échange.....73

IV.3 comparaison entre la méthode de DTLM avec la méthode de NUT75

conclusion générale76

références bibliographique

NOMENCLATURES

NOMENCLATURES

Symbole	Désignations	Unité
η	Rendement	[-]
W_{net}	Energie libérée net	[KJ]
h	L'enthalpie	[KJ/mol]
η_r	Le rendement réel	[-]
η_{th}	Le rendement théorique	[-]
e_d	épaisseur du dépôt.	[m]
K_d	conductivité thermique du dépôt.	[W/m ² K]
m_d	masse du dépôt par unité de surface.	[kg]
ρ_d	masse volumique de dépôt.	[kg/m ³]
C_p, C_v	Chaleurs spécifiques à pression constante et à volume constant.	[KJ/kg]
T_E	Température entrée	[K]
T_S	Température sortie	[K]
T_c	Température chaude	[K]
T_f	Température froide	[K]
A	surface de l'échangeur	[m ²]
Δt_m	écart moyen logarithmique de température	[K]
K	coefficient d'échange global	[W/m ² K]
I	coefficient de sécurité $I = 1$	[-]
Q	puissance échangée	[KW]
\dot{m}	débit	[kg/s]
Δt	différence de température entre l'entrée et la sortie	[K]
DTLM	(Différence de Température Logarithmique Moyenne).	[-]
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
μ	Viscosité	[Pa.s]
λ	Conductivité thermique	[W/m ² K]
h_1 et h_2	Coefficient d'échange convectif de chaque fluide	[W/m ² K]
Pr	le nombre de Prandtl	[-]
e	l'épaisseur de la plaque d'échange	[m]
R	Résistance d'encrassement	[m ² °C/W]
λ_w	conductivité thermique de la plaque	[W/m ² °C]
ΔP	Perte de charge	[KPa]
E	L'efficacité d'un échangeur	[-]
$P_{réel}$	la puissance thermique réellement	[W]
P_{max}	la puissance maximum	[W]
C_{min}	Le débit de capacité thermique massique minimale	[W/k]
C_{max}	Le débit de capacité thermique massique maximale	[W/k]
NUT	nombre d'unités de transfert qui est représentatif du pouvoir d'échange de l'échangeur	[-]

Liste des figures

Liste des figures

Figure	Titre	Page
Chapitre I :Présentation de la région et Généralités sur les turbines à gaz		
I.1	Logo de SONELGAZ	03
I.2	Logo de SPE Algérie	03
I.3	Emplacement géographique de la central de Larbaa.	04
I.4	Emplacement de SPE Larbaa	05
I.5	Les éléments de la turbine à gaz	11
I.6	Chambre d'admission	12
I.7	Compresseur	13
I.8	Chambre de combustion	14
I.9	Turbine	14
I.10	Cheminée	15
I.11	diffuseur	15
I.12	Rotor	15
I.13	Stator	16
I.14	Générateur	16
I.15	Transformateur principale	17
I.16	Détendeur de gaz	18
I.17	Système de refroidissement	19
I.18	Circuit de refroidissement	20
I.19	Station de l'eau d'injection	21
I.20	reservoir de l'huile hydraulique	21
I.21	Cycle idéal	23
I.22	Cycle thermodynamique	24
Chapitre II :Les échangeurs de chaleur et l'encrassement		
II.1	échangeur tube en forme u.	30
II.2	échangeur tubulaire : horizontal .	32
II.3	échangeur tubulaire : vertical.	32
II.4	Échangeur a spiral.	33
II.5	Échangeur a plaque.	34
II.6	Échangeur à ailettes.	35
II.7	Exemple d'un faisceau de tubes d'un échangeur encrassé.	36
II.8	Différents types d'évolution de la résistance d'encrassement en fonction du temps	43
Chapitre III : Les échangeurs de la centrale de Larbaa		
III.1	Échangeur a plaque	45
III.2	Fonctionnement d'Échangeur a plaque.	47
Chapitre IV : Les calculs		

Liste des figures

IV.1	diagramme de DTLM.	64
IV.2	La variation de la surface d'échange thermique en fonction de coefficient d'échange K par la méthode de DTLM	69
IV.3	Évolution de l'efficacité en fonction de NUT et C pour des échangeurs thermiques.	74
IV.4	La variation de la surface d'échange thermique en fonction de coefficient d'échange K par la méthode de NUT	75

Liste des tableaux

tableau	Titre	Page
Chapitre I :Présentation de la région et Généralités sur les turbines à gaz		
TAB I.1	caractéristique globale de la centrale TG larbaa	06
TAB I.2	DONNÉES DE LA PLAQUE SIGNALÉTIQUE.	23
TAB I.3	DONNEES DE CALCUL.	24
Chapitre II : Les échangeurs de chaleur et l'encrassement		
TAB II.1	les Avantages et les Inconvénients et les Utilisation d'échangeur tube en forme u..	31
TAB II.2	les Avantages et les Inconvénients et les Utilisation d'échangeur tubulaire : horizontal.	32
TAB II.3	les Avantages et les Inconvénients et les Utilisation d'échangeur tubulaire : vertical.	32
TAB II.4	les Avantages et les Inconvénients et les Utilisation d'échangeur a spiral.	33
TAB II.5	les Avantages et les Inconvénients et les Utilisation d'échangeur a plaque.	34
TAB II.6	les Avantages et les Inconvénients et les Utilisation d'échangeur à ailettes.	35
Chapitre III : Les échangeurs de la centrale de Larbaa		
TAB III.1	l'entreprise responsable de la fabrication de la centrale électrique de larbaa	44
TAB III.2	Liquides détergents.	53
TAB III.3	Produits de nettoyage – Incrustation, entartrage.	57
TAB III.4	Produits de nettoyage – Croissance biologique, boues.	57

Résumé

Le but de cette note est d'étudier les échangeurs thermique Et connaître ses types, tel quel des éléments clés pour la récupération et la conversion d'énergie dans les industries.

Aussi bien que l'étude du phénomène d'encrassement des échangeurs à plaques, Et son effet sur les transferts de chaleur.

Un des problèmes sérieux et complexes auxquels sont confrontés diverses industries est l'accumulation, sur les surfaces d'échange de chaleur, de substances organiques ou de matières.

Ce phénomène, appelé encrassement, nuit au bon fonctionnement des équipements en réduisant leur efficacité thermique et en entraînant une perte de charge considérable.

Cela conduit à des pertes économiques importantes dues au pompage et au nettoyage fréquent des installations.

A cet effet, un stage a été effectué dans société de production de l'électricité-Blida.

Les études ont porté sur les échangeurs sont utilisés pour refroidir l'huile de graissage et l'huile de soulèvement par l'eau.

Le phénomène d'encrassement a pu être mis en évidence, en partie, par l'étude des évolutions des températures d'entrée et de sortie des fluides chaud et froid, des flux de chaleur et des coefficients de transfert de chaleur.

Mots clés : *les échangeurs thermique, encrassement, échangeurs à plaques, transferts de chaleur.*

Abstract

The purpose of this note is to study heat exchangers and know their types, as they are key elements for energy recovery and conversion in industries.

As well as the study of the fouling phenomenon of plate heat exchangers, and its effect on heat transfer.

One of the serious and complex problems facing various industries is the build-up on heat exchange surfaces of organic substances or materials.

This phenomenon, called fouling, affects the proper functioning of the equipment by reducing its thermal efficiency and causing a considerable pressure drop.

This leads to significant economic losses due to pumping and frequent cleaning of installations.

For this purpose, an internship was carried out in the electricity production company-Blida.

The studies focused on the exchangers are used to cool lubricating oil and uplift oil by water.

The fouling phenomenon has been highlighted, in part, by studying changes in the inlet and outlet temperatures of hot and cold fluids, heat flows and heat transfer coefficients.

Keywords: heat exchangers, fouling, plate exchangers, heat transfers.

المخلص

الغرض من هذه المذكرة هو دراسة المبادلات الحرارية ومعرفة أنواعها، حيث إنها عناصر أساسية لاستعادة الطاقة وتحويلها في الصناعات.

وكذلك دراسة ظاهرة تلوث المبادلات الحرارية للصفائح وتأثيرها على انتقال الحرارة. من المشاكل الخطيرة والمعقدة التي تواجه الصناعات المختلفة تراكم المواد العضوية أو المواد على أسطح التبادل الحراري.

تؤثر هذه الظاهرة، التي تسمى القاذورات، على الأداء السليم للمعدات من خلال تقليل كفاءتها الحرارية والتسبب في انخفاض كبير في الضغط.

هذا يؤدي إلى خسائر اقتصادية كبيرة بسبب الضخ والتنظيف المتكرر للمنشآت.

لهذا الغرض تم تنفيذ تدريب داخلي في شركة إنتاج الكهرباء - البليدة.

الدراسات التي تركز على المبادلات تستخدم لتبريد زيت التشحيم وزيت الرفع بالماء. تم تسليط الضوء على ظاهرة القاذورات، جزئياً، من خلال دراسة التغيرات في درجات حرارة مدخل ومخرج السوائل الساخنة والباردة، وتدفقات الحرارة ومعاملات انتقال الحرارة.

الكلمات المفتاحية: المبادلات الحرارية، القاذورات، المبادلات الصفائح، نقل الحرارة.

INTRODUCTION GENERAL

L'étude des transferts thermiques par convection forcée autour d'obstacles a suscité un intérêt grandissant durant ces dernières décennies.

Cet intérêt est dicté par le rôle joué par telles configurations dans de nombreuses applications industrielles dans différents domaines : le refroidissement des composants électroniques, la climatisation, les échangeurs de chaleur, les centrales nucléaires ... etc.

Au cours du quart de siècle passé, l'importance des échangeurs de chaleur a augmenté énormément du point de vue de la conservation de l'énergie, la conversion, la récupération et la mise en œuvre réussie des nouvelles sources d'énergie. Son importance est également en augmentation du point de vue des préoccupations environnementales telles que la pollution thermique, la pollution atmosphérique, la pollution de l'eau et l'élimination des déchets.

Les échangeurs de chaleur représentent une part importante dans les procédés industriels et consomment une portion de l'énergie nécessaire. L'encrassement de ces derniers a un impact sur leur performance et affecte ainsi, les performances économiques. Ce sont les secteurs de l'industrie pétrolière et de l'agroalimentaire qui sont le plus touchés par le problème.

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande part (90 %) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés.

Avant d'utiliser un échangeur de chaleur dans un système quelconque, il faut faire un dimensionnement .

L'effet néfaste de l'encrassement apparaît notamment dans la réduction de l'efficacité thermique des équipements et l'augmentation de la perte de charge. Il conduit, par conséquent, à des pertes économiques très importantes traduites par les dépenses supplémentaires dues à plus de pompage et au nettoyage fréquent des installations. A titre d'exemple et selon une étude effectuée en 1984 ,l'encrassement a coûté à l'industrie américaine près de 5 milliards de dollars annuellement.

Pour les besoins de notre étude, nous avons effectué un stage au sein de centre de production de l'électricité où l'on s'est intéressé à l'unité de production constituée de deux échangeurs de chaleur à plaques pour chaque groupe.

- ce dernier passe par plusieurs étapes :

Le choix technologique qui est la tache de thermicien.

Le calcul thermique qui dépend des données : soit la méthode de ΔT_{ML} (différence de température moyenne logarithmique) ou la méthode NUT (nombre d'unités de transfert).

Le calcul des pertes de charge.

- TRAVAIL DEMANDE :

Le travail qui nous a été demandé dans le cadre de l'obtention de diplôme de master conception mécanique consiste à étudier un échangeur thermique qui refroidissement d'huile de graissage d'un central de production d'électricité.

- PROBLÉMATIQUE :

Le but de cette étude est de voir, à travers des mesures des températures des fluides et des débits, l'évolution du phénomène d'encrassement et ses effets négatif set son effet sur la surface d'échange thermique.

- Le présent travail est réparti en quatre chapitres

Après cette brève introduction, nous commencé dans :

CHAPITRE (I) : Présentation de la région et Généralités sur les turbines à gaz

CHAPITRE (II) : Les échangeurs de chaleur et l'encrassement

CHAPITRE (III) : Les échangeurs de la centrale de Larbaa

CHAPITRE (IV) : les calcules.

Enfinement, ce mémoire sera terminé par une conclusion générale

Introduction :

Dans ce chapitre après avoir déménagé et jeté un regard sur le système de production d'énergie en Algérie. Nous allons décrire et Présenter la région et la turbine utilisée à la centrale de production puis son principe de fonctionnement.

Où il La construction de la centrale de Larbaa a été décidée dans le cadre de la réalisation du plan 2000 MW qui compte sept centrales électriques de type turbines à gaz : les centrales de Batna, Relizane, Larbaa, Alger Port, Oran Est, Annaba et M'sila.

I.1Présentation de la société SONELGAZ et la filiale SPE :

La société nationale d'électricité et du gaz SONELGAZ détient le monopole de gestion de l'énergie électrique dans notre pays. Elle est née de l'ancienne société publique de l'électricité et du gaz d'Algérie en 1968.

Actuellement, la SONELGAZ assure la production, le transport et la distribution de l'électricité et du gaz et des travaux de réalisation de certains projets de ces derniers sur le territoire national tout en visant à répondre de manière régularisée, sure et permanente aux besoins réclamés par l'immense clientèle.

La société de production d'électricité est l'acteur principal et historique sur la scène nationale de la production de l'électricité, elle dispose du plus grand parc de production avec plus de 12019 MW développés à ces jours, ce qui lui confère une position du premier opérateur sur le réseau interconnecté. Elle est présente sur tout le territoire national.

Créé en janvier 2004, Elle a pour mission la production d'électricité à partir des sources thermiques et hydrauliques répondants aux exigences de disponibilité, fiabilité sécurité et protection de l'environnement. Elle est également chargée de commercialiser l'électricité produite.



Figure I.1 : Logo de SONELGAZ.



Figure I.2 : Logo de SPE Algérie.

I.2 Présentation de la région de LARBAA :

la centrale électrique de LARBAA 4X140MW appartient a la société de production de l'électricité SPE qui est filiale du groupe SONELGAZ.

I.2.1 Situation géographique :

La centrale électrique turbines à gaz de LARBAA est implantée dans la localité de BELOUADI à environ 04 kilomètres au Nord du chef lieu de la Daïra de Larbaa, Wilaya de Blida et à environ 08 Kilomètres de la commune des Eucalyptus Wilaya d'Alger. La superficie du terrain disponible servant d'assiette pour l'implantation de la centrale est de l'ordre de 5.4 hectares. Le site est à proximité à la fois du poste d'évacuation d'énergie électrique et du gazoduc SONATRACH alimentant la capitale et ses environs, passant près de la ville des Eucalyptus. Le poste d'évacuation de l'énergie électrique est de type extérieur, il est constitué de quatre (04) travées entièrement équipées, aboutissant sur 02 jeux de barres 220 KV. Il est constitué de :

04 arrivées groupes.

05 Départs 220 KV (Alger Est 1, Alger Est 2 , Metal Sider , Béni Merad ,Hamr el Ain).

01 Coupleur de barres.

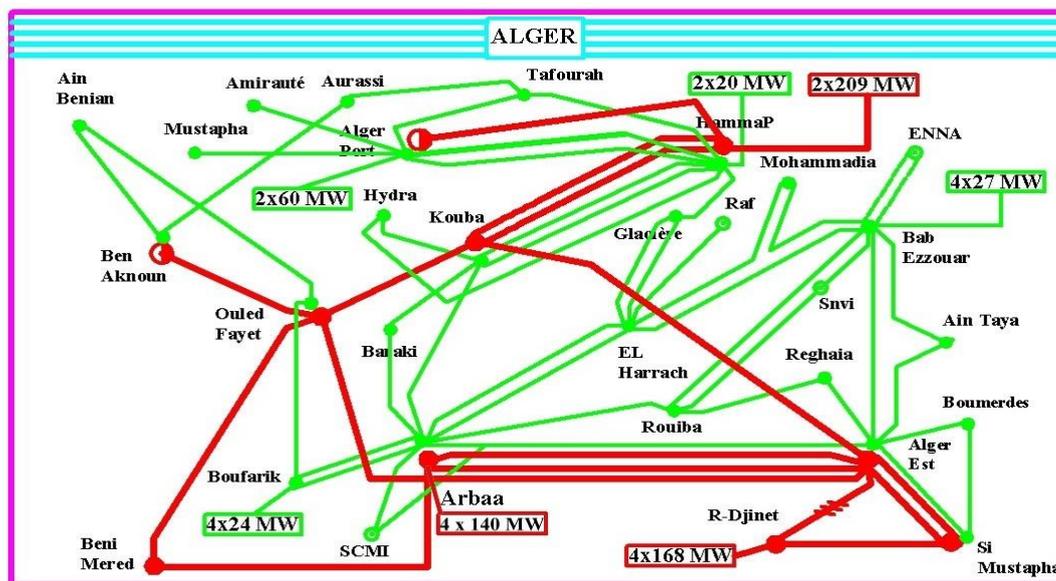


Figure I.3 : emplacement géographique de la central de Larbaa.

La centrale électrique de turbine à gaz de LARBAA est implantée dans la localité de BELOUADI à environ 04 kilomètres au Nord du chef lieu de la Daïra de Larbaa , wilaya de blida.

- La superficie du terrain disponible servant d'assiette pour l'implantation de la centrale est de l'ordre de 5.4 Hectares .

- Le site est à proximité à la fois du poste d'évacuation d'énergie électrique et du gazoduc SONATRACH alimentant la capitale et ses environs, passant près de la ville des Eucalyptus.

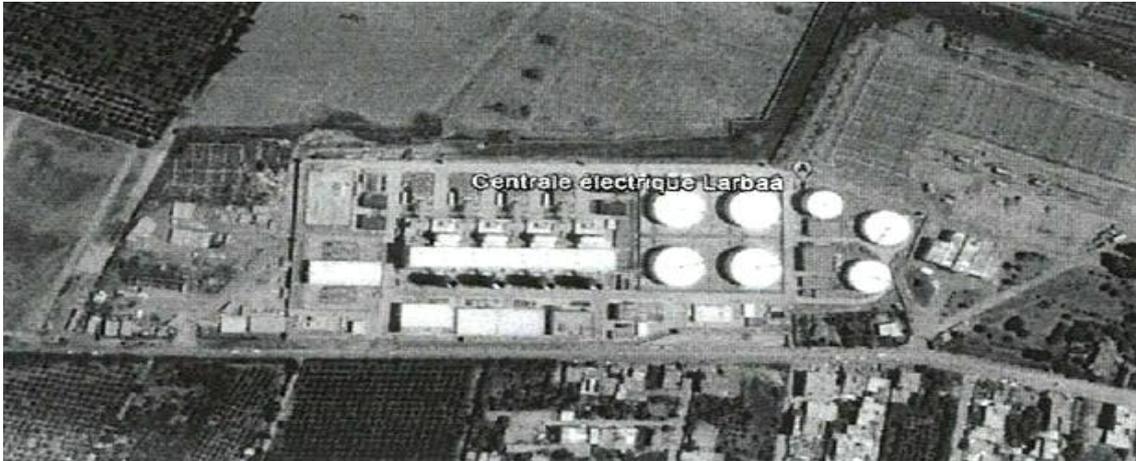


Figure I.4 : emplacement de SPE Larbaa

I.2.2 Historique du champ du Larbaa:

Marché : contact N°2007/242/KDM/007

Dat d mise en vigueur: 30 mai 2007

Délai de réalisation global:30.5 mois

Evacuation de l'Energie Electrique :

La centrale est destinée à faire face:

- A la demande d'énergie résultant de l'implantation dans la région de divers aménagements industriels et domestiques.
- A assurer un appoint au réseau général interconnecté.

I.2.3 CONCEPTION DE LA CENTRALE :

La centrale électrique est constituée de quatre groupes de turbines à gaz identiques dont la puissance totale est de 560 MW, le turbine est du type mono arbre à cycle simple, elle est couplée à un alternateur d'une puissance de 190 MVA.

TAB I.1 caractéristique globale de la centrale TG larbaa

Localisation du site	Larbaa Wilaya de Blida	
Superficie du site	6 hectares environ	
Type de centrale	Cycle ouvert-turbine à gaz	
Nombre de groupes	Quatre	
Puissance totale	560MW aux conditions du site	
Combustible principal	Gaz naturel	
Combustible de secours	Gasoil	
Constructeur	Ansaldo Energia (Italie)	
Date de mise en vigueur du contrat	30 mai 2007	
Délais de réalisation globale	environ 30 mois	
Montant total du projet (centrale électrique et évacuation)	253 851 503,00	EURO
	6 613 433 368,00	DA

I.3 les Types des turbine à gaz

I.3.1 Généralités:

Les turbines à gaz font partie des turbomachines définies par Rateau comme étant des appareils dans lesquels a lieu un échange d'énergie entre un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante et un fluide en écoulement permanent. Une turbine à gaz, appelée aussi turbine à combustion, est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir de l'énergie contenue dans un hydrocarbure (fuel, gaz...)

Selon le type de fluide utilisé, dit fluide actif ou fluide moteur, on a une turbine hydraulique, une turbine à vapeur ou une turbine à gaz. Dans ce dernier cas.

Selon le type d'énergie délivrée, les turbines à gaz se répartissent en deux classes : d'une part, les turbomoteurs fournissant de l'énergie mécanique disponible sur un arbre et, d'autre part, les turboréacteurs fournissant de l'énergie cinétique utilisable pour la propulsion.

C'est dans l'aéronautique que la turbine à gaz s'est imposée en priorité. Les turboréacteurs sont utilisés de façon quasi universelle pour la propulsion des appareils à voilure fixe : avions et missiles. Seule l'aviation générale (tourisme, affaires) utilise encore les moteurs alternatifs mais leur domaine est sans cesse grignoté par la turbine à gaz. Pour les voilures tournantes, de façon similaire, les turbomoteurs équipent aussi la quasi-totalité des différents types d'hélicoptères

Parmi les utilisations non aéronautiques, très diversifiées on peut citer :

- * les machines, utilisées dans les stations de pompage et de recompression des gazoducs et oléoducs ainsi que sur les plates-formes pétrolières off-shore ;

- * la traction terrestre, qu'elle soit ferroviaire avec les turbotrains ou d'application militaire pour les véhicules blindés, utilise en outre la grande puissance volumique de la turbine à gaz comparée à celles des moteurs Diesel ;

- * les installations industrielles dites à énergie totale où le turbomoteur peut fournir simultanément trois formes d'énergie : électrique (alternateur), pneumatique (par prélèvement d'air sur le compresseur), calorifique (récupérateur de chaleur des gaz d'échappement). Le rendement d'ensemble de telles installations est ainsi fortement revalorisé et peut atteindre 50 à 60 %

I.3.2 SYSTÈME GAZ NATUREL:

I.3.2.1 FONCTION DU SYSTÈME:

Le système gaz naturel est conçu pour alimenter les turbines à gaz avec gaz à un niveau de qualité tel que demandée par les Turbines à Gaz et aux conditions de pression et débit requises par les TG .

I.3.2.2 Description du système:

Le combustible devant alimenter la centrale est le gaz naturel qui est délivré à la centrale au moyen d'un gazoduc.

Le système combustible gaz porte sur une station de détente avec un circuit gaz adéquat et fiable pour répondre aux exigences de fonctionnement des turbines à gaz pour tous les régimes de fonctionnement.

Le souci fondamental dans la conception du poste gaz doit être la continuité de service des turbines à gaz et la sécurité et la fiabilité de fonctionnement Le système du gaz naturel, comprendra les suivants éléments principaux:

- un joint isolant (diélectrique) en amont du PDG
- une électrovanne pneumatique de sécurité avec by-pass

- un séparateur de liquides au 100% de la capacité totale avec by-pass, destiné à débarrasser le gaz des liquides en suspension qu'il est susceptible d'entraîner (eau, huiles légères ou lourdes, etc.)
- deux filtres, chacun au 100% de la capacité totale, destinés à débarrasser le gaz des particules solides en suspension qu'il est susceptible d'entraîner
- Un poste de comptage, au 100% de la capacité totale avec by-pass, avec correction en température et en pression permettent la mesure du débit à l'amont des réchauffeurs
- deux réchauffeurs à gaz type "Bain-marie" identiques installées en parallèle et capable d'assurer chacun le 100% du débit nécessaire au fonctionnement de deux turbines à gaz
- Un poste de détente primaire.

Il est prévu que chaque turbine à gaz a sa propre ligne de détente ; on va prévoir comme réserve une ligne de secours automatique et une ligne supplémentaire de secours manuel. Chacune d'entre les quatre lignes identiques installées en parallèle est capable d'assurer 100% (cent pour cent) du débit nécessaire au fonctionnement d'une turbine à gaz.

- Chaque ligne, comportant les détendeurs nécessaires au fonctionnement à tous débits, comprendra:
 - vannes d'isolement manuel de type à bille (deux pour chaque ligne, à l'entrée et à la sortie)
 - un clapet à bille d'arrêt (pour chaque ligne de détente)
 - soupapes protégeant les tronçons à différentes pressions contre les surpressions accidentelles
 - équipement de contrôle et mesure nécessaire à l'exploitation
 - système d'arrêt et de dépressurisation:
 - évent
 - système de purge En aval des lignes de détente il y aura un départ indépendant pour chaque turbine à gaz qui arrive au skid final d'unité qui va comprendre:

un poste de comptage qui permet la mesure du débit consommé; deux filtres séparateurs pour garantir le niveau de protection aux impuretés liquides et solides, demandé et imposé pour le fonctionnement des TG;

une vanne électropneumatique de sécurité et une soupape électropneumatique de décharge. Il est prévu un système d'azote de purge pour l'évacuation du gaz naturel et de l'air contenus dans les différents tronçons du système à activer avant l'action de manutention ou de réparation.

Les dimensions des tuyauteries sont calculées en employant la vitesse indiquée au point «données de projet», l'épaisseur est calculée conformément à la norme ANSI B 31.1. Les épaisseurs de la tuyauterie, classement et la typologie des soupapes et brides, sont détaillées dans le document "Spécification des tuyauteries" où la clé de lecture est la classe de la tuyauterie indiquée sur le P&ID dans chaque repère d'identification des lignes

I.3.2.3 Qualité du gaz naturel demandée par la Turbine à Gaz:

La tolérance pour la pression de projet sera le $\pm 2.5 \%$ de la valeur de projet à $15 \div 100 \%$ du débit maximum, et $\pm 5 \%$ à $0 \div 15 \%$ du débit maximum.

L'échelle pour la température de projet sera:

– Au minimum $-10 \text{ }^\circ\text{C}$.

– Au minimum 10 K au-dessus du point de rosée du gaz.

- Cette marge sera utilisée pour tous les constituants du gaz y compris les hydrocarbonés lourds. Cette condition va garantir l'absence de toute fraction liquide.

– Au minimum 15 K au-dessus du point de rosée de l'eau pour une concentration $> 10 \text{ ppm}$ de H_2S . Cette marge va

- prévenir la possible combinaison entre le sulfure d'hydrogène et l'eau, qui va causer la corrosion des composants du système gaz.

– Au maximum $130 \text{ }^\circ\text{C}$.

I.3.3 Système du gasoil:

I.3.3.1 Fonction du système:

Le système gaz naturel est conçu pour alimenter les deux turbines à gaz V94.2(6) avec gaz à un niveau de qualité tel que demandée par les deux Turbines à Gaz V94.2(6) et aux conditions de pression et débit requises par les TG mêmes.

I.3.3.2 Description du système:

* Description générale

Le Système du gasoil est projeté pour emmagasiner l'huile combustible et alimenter les turbines à gaz à la pression et débit demandés.

Les réservoirs principaux alimentent deux groupes des pompes d'alimentation (l'un pour l'unité 1 et l'autre pour l'unité 2).

Chaque groupe de pompe d'alimentation d'huile combustible est équipé avec deux pompes, chacune avec un débit suffisant aux les requêtes d'une turbine à gaz (consommation de combustible et combustible recirculé).

En outre, le système doit alimenter le réservoir du groupe électrogène de secours et le réservoir du diesel de la pompe contre l'incendie. Le système comprend principalement:

- 2 x 100% pompes de dépotage chacune avec filtre sur la tuyauterie d'aspiration
- 4 réservoirs de stockage principaux, chacun avec une capacité de 9000 m³
- 2 x 100% pompes d'alimentation de chaque TG, avec un filtre duplex monté sur la tuyauterie d'aspiration et un filtre duplex sur la tuyauterie de refoulement
- 1 pompe d'alimentation pour le réservoir des diesels avec un filtre simple monté sur la tuyauterie d'aspiration
- 2 x 100% accumulateur pneumatique pour chaque turbine à gaz
- 2 réservoirs des drainages du gasoil avec une capacité de 2 m³
- 2 pompes de drainage du gasoil

I.4 présentation de turbine a gaz du site et cycle de fonction :

I.4.1 Turbine à gaz V94.2 :

La turbine en exploitation à la centrale de production d'électricité LARBAA II est une turbine à gaz de marque V94.2 de type industriel à un seul arbre ayant une seule enveloppe d'une puissance nominale d'environ 139.9MW.

Elle est capable de faire fonctionner des générateurs dans des centrales à la charge de base et à la charge de crête, aussi qu'à des applications de commande mécanique.

Elle peut fonctionner avec des combustibles liquides ou des combustibles gazeux.

L'unité de turbine à gaz est formée des composants principaux suivants :

1. Générateur.
2. Réservoir d'huile avec montage
3. Structure d'admission .
4. Compresseur .
5. Chambre de combustion .
6. Turbine .
7. Diffuseur de turbocompresseur.

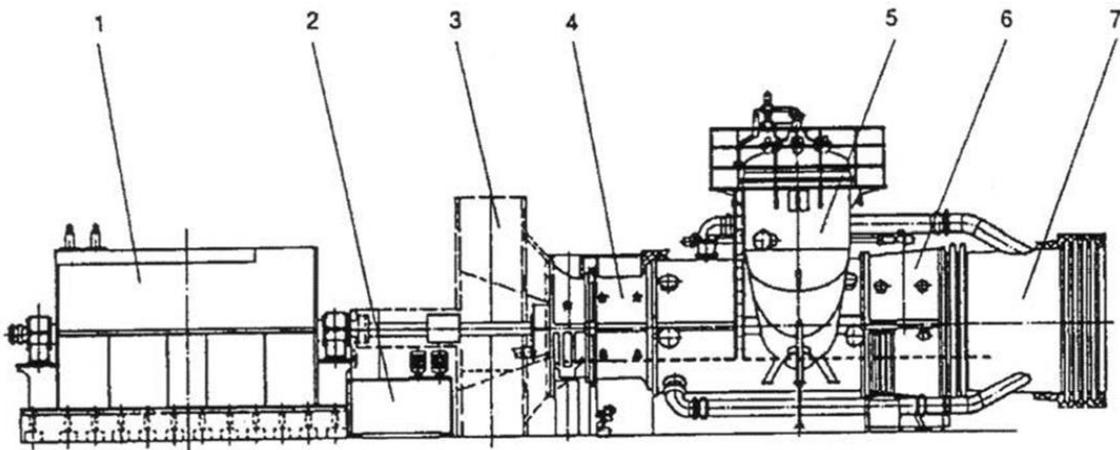


Figure I.5 : Les éléments de la turbine à gaz.

La turbine à gaz utilise l'air en tant que flux de travail qui est prélevé et comprimé par le compresseur (4).

Le combustible est ajouté et brûlé dans la chambre de combustion (5) pour chauffer l'air à la température d'entrée de la turbine. Le gaz chaud est amplifié à la pression atmosphérique dans la turbine (6).

Le gaz d'échappement sort de la turbine à travers le diffuseur de turbocompresseur (7) et est déchargé vers la cheminée ou les composants de l'installation en aval en cas de centrales électriques à cycle combiné.

La production utile est disponible à l'accouplement côté compresseur pour actionner le générateur (1).

I.4.1.1 Chambre d'admission:

L'air aspirer par le compresseur passe d'abord au chambre d'admission où elle le filtré par 3 types :

- le prie filtrage .
- Filtre cylindriques .
- Filtre coniques.

L'air filtré passe à travers le d'imper, qui sert à passer l'air dans un seul sens.

La chambre d'admission a un système auto nettoyeur des filtre et un système antigivrage qui fait en marche automatiquement si la température externe $< 5\text{ C}^\circ$.

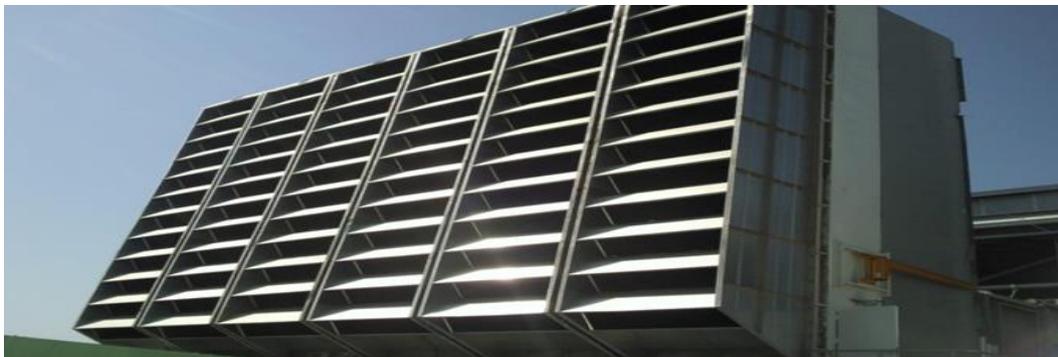


Figure I.6 : Chambre d'admission.

I.4.1.2 Compresseur:

Le compresseur constitué d'un ensemble d'ailettes fixes (stator) et mobiles (rotor), comprime l'air extérieur simplement filtré à la pression atmosphérique et la température ambiante, les IGV est l'instrument qui faire varie le débit d'air entrons dans le compresseur. L'angle maximale d'ouverture des IGV est 89° et l'angle minimale est 39° , le compresseur est composé de 16 étage, l'étage est un disque d'ailette, les disques sont monté du grand à petit, l'air sortie du compresseurs avec $T=300\text{ C}^\circ$ et $P=10$ à 12bars voire 30bars pour certains modèles.

L'air qui sort de compresseurs a deux rôles, le plus important est de lubrifier les différents éléments de la turbine, et l'autre entre dans la combustion.

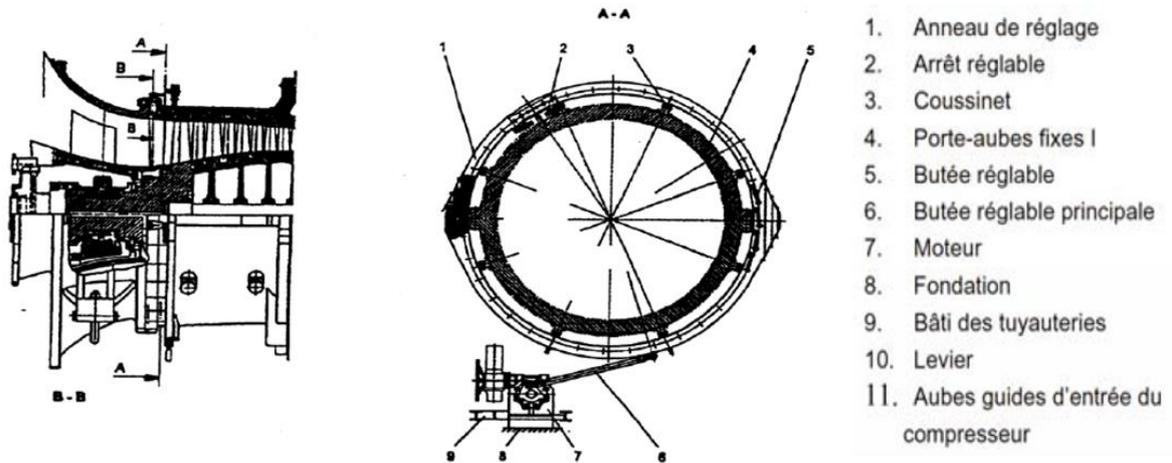


Figure I.7 : Compresseur.

I.4.1.3 Chambre de combustion:

Du combustible (gazeux ou liquide pulvérisé), est injecté dans la chambre de combustion qui confînt de :

- brique réfractaire qui support des chaleurs très élevé ;
- trous d'homme pour la maintenance ;
- système d'injection de gaz et l'air et l'étincelle (triangle du feu), ce système appelé les

bruleurs, où il se mélange pour entretenir une combustion continue, dans chaque chambre il y a 8 bruleurs.

NB :La température à la sortie de la chambre égale à 1200° C.

Elle a 3 modes de combustion :

I.4.1.3.1 Mode diffusion :

On met le groupe de la turbine en marche toujours avec ce mode, ce mode est fonctionné jusqu'à la T° d'échappement arrivera à 520 C° est équivalent à la puissance = 70 kW.

Ce mode fait passé le gaz àtravers un tuyau dans le bruleur et l'air dans un autre tuyau sans le mélangé, sauf que ce mode garantie une bonne flamme mais consomme plus de gaz.

I.4.1.3.2 Mode pré-mixe (pré-mélangé) :

Ce mode est mélangé le gaz naturels avec l'air au milieu de bruleur avant qu'arrive à l'étincelle, et pour garder la flamme on a un pilote qui la garde et varie sa qualité.



Figure I.8 : Chambre de combustion

I.4.1.4 Turbine:

Les gaz chauds se détendent en traversant la turbine, où l'énergie thermique et cinétique des gaz chauds est transformée en énergie mécanique.

La turbine est compose de deux parties : partie fixe (directrice) et partie mobile (4 étage d'aube) dans chaque aube il y a les ilette, Les ilette du 1er étage a des sortie d'air de refroidissement dans l'extrémité et dans le profil de sortie, 2ième étage a seulement les sortie des extrémités par contre les deux autre ils n'ont plus.



Figure I.9 : Turbine.

I.4.1.5 Diffuseur et Cheminée:

Les gaz chauds sort de la turbine avec une température de $T=540\text{ C}^\circ$ et une pression de $P=1,5$ bar vers le cheminée d'échappement à travers le diffuseur, on peut faire un montage de cycle combiné (turbine gaz-vapeur) à la sortie du diffuseur pour améliorer le rendement.

Le cheminé est équipé des silencieux ont comme rôles de diminué le bruit des gaz chauds et les vibrations.



Figure I.10 : Cheminée.

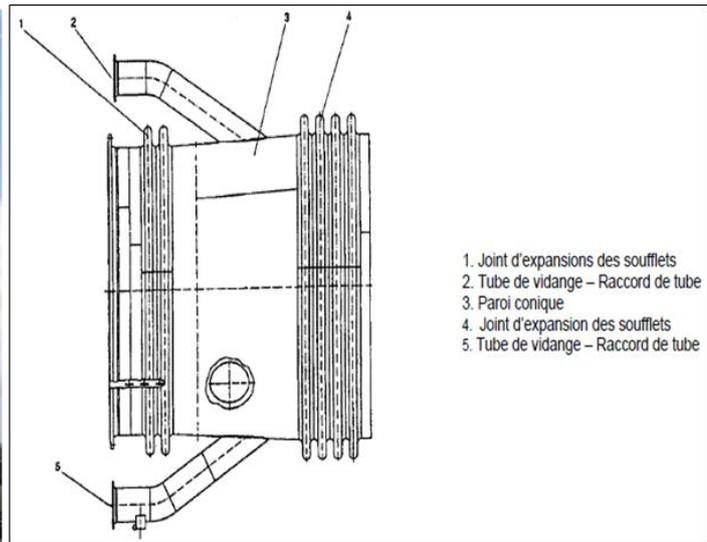


Figure I.11 : diffuseure

I.4.1.6 Rotor:

Le Rotor est l'ensemble de tous les éléments qui tourne le long de l'unité, Il est constitué d'un nombre de disque chacun avec une file de paliers. Les paliers à une méthode hydraulique sont utilisés pour serrer les pièces de manière qu'elles soient libres de la torsion.

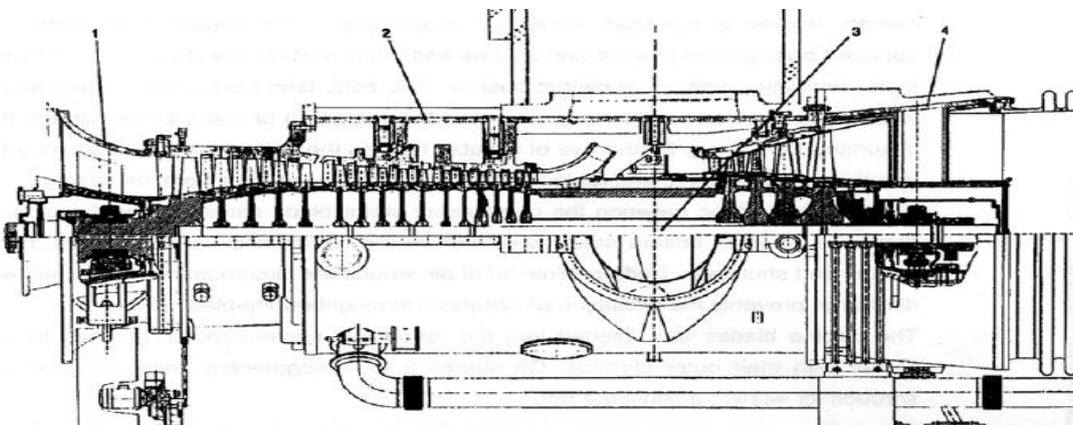


Figure I.12 : Rotor.

1. Support de palier du compresseur
2. Section centrale avec carte fileuse des aubes statoriques
3. Compresseur et rotor de la turbine avec tirant central
4. Garniture d'échappement avec coussinet

I.4.1.7 Stator:

La garniture externe contenant la pression, commune au compresseur et à la turbine, est constituée d'une section centrale cylindrique à laquelle sont fixés, côté compresseur, un porte-aubes statoriques fixes et un support de palier antérieur. Le porte-aubes statoriques agit aussi en tant que garniture externe. Sur le côté d'échappement de la garniture centrale il y a la garniture d'échappement avec le palier postérieur. À l'intérieur de la section centrale rigide il y a deux porte-aubes statoriques du compresseur et un pour les aubes du stator de la turbine. Ils sont supportés de manière à permettre une libre expansion thermique. L'air est prélevé à partir d'une prise d'air au-dessus du compresseur. La garniture d'échappement est formée d'un cylindre interne et d'une paroi légèrement conique.

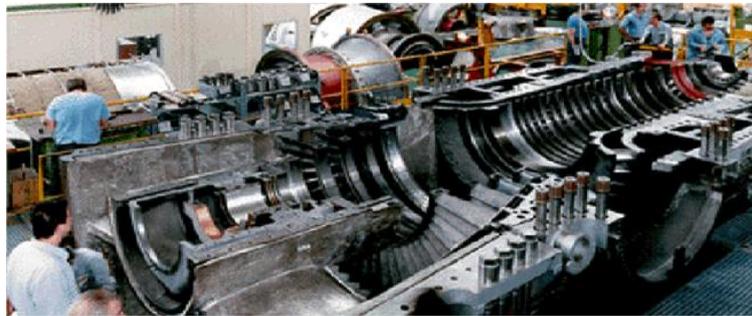


Figure I.13 : Stator.

I.4.1.8 Générateur et Transformateur:

I.4.1.8.1 Générateur:

Il est du type à deux pôles à rotor lisse, refroidi à airtventilé en circuit fermé.

Le générateur est composé de rotor (partie mobile) et le stator (partie fixe), couplé avec le turbocompresseur par un accouplement.

En excitant le rotor de générateur avec un courant continu à 95% de la vitesse nominal (3000tr/min), par une excitatrice statique qui crée un champ magnétique tournant.



Figure I.14 : Générateur.

I.4.1.8.2 Transformateur principale (TP):

Chaque groupe du central est relié au réseau grâce à son propre TP, il permet d'élever la tension de 15,5KV à 220KV qui est la tension sur le réseau de transport. Ce transformateur est mis dans un grillage mis à la terre qui sert de cage de faraday afin d'empêcher les lignes de champ de sortir, en effet elle peut nuire à la santé du personnel.



Figure I.15 : Transformateur principale.

I.4.2 les Systems :

I.4.2.1 Détendeur de gaz:

Le combustible alimentons la centrale est le gaz naturel qui est délivré à la centrale par GRTG.

Le gaz arrive directement vers une station de traitement et détente avec une grande pression, 53 bar à peu pers.il passe par différentes étape de traitement :

-D'abord le gaz passe par un filtre ou il est nettoyé de toutes les impuretés qui peuvent nuire à la chambre à combustion et à la turbine ou même à l'environnement. Parmi ces impuretés on peut citer la gazoline, qui est à une forme liquide. Ce dernier est évacuer vers un réservoir ou il est stocké avant d'être traité et jeter ;

-On doit réchauffer le gaz avant de le détendre. Le gaz naturel gel a une température assez élevée, on doit éviter qu'il gel dans les canalisations, ce qui pourrait causer de grave dégâts matérielles ;

-Détente du gaz, la pression est abaissée à 25 bar a peu prés.

Après le système de traitement le gaz est dirigé vers les groupes de la station grâce à rampes. Deux rampes qui travaillent en temps normal et deux autres en cas de défaillance des deux autres.

Chaque groupe à sa propre station de traitement du gaz combustible, dans cette autre station le gaz est filtre de nouveau pour s'assurer de sa pureté avant d'être pulvérisé dans les chambres à combustion. Le débit de gaz est contrôlé grâce à des vannes automatiques pour assurer le débit de gaz nécessaire pour la production de la puissance demandée par le réseau. La vitesse de rotation de l'alternateur étant fixe, la puissance électrique est en fonction du couple fournie à la turbine seulement.



Figure I.16 : Détendeur de gaz.

I.4.2.2 Système de refroidissement:

La protection interne du corps de la turbine sont des éléments avec un parcours du gaz chaud. Ils sont donc constitués d'alliages à haute température. Ces éléments demandent un refroidissement intensif. Le refroidissement aussi améliore la fiabilité du service des éléments dans le parcours du gaz chaud en augmentant de manière significative leur résistance à la corrosion à haute température.

Le corps interne est refroidi par l'air de sortie du compresseur extrait au diffuseur.

Dans les positions où les débits sont trop bas pour refroidir suffisamment le corps interne, un espace défini est produit par les déflecteurs de l'air de refroidissement à travers lesquels l'air coule le long du corps interne. L'air de refroidissement est limité au volume désiré par les restricteurs de flux.

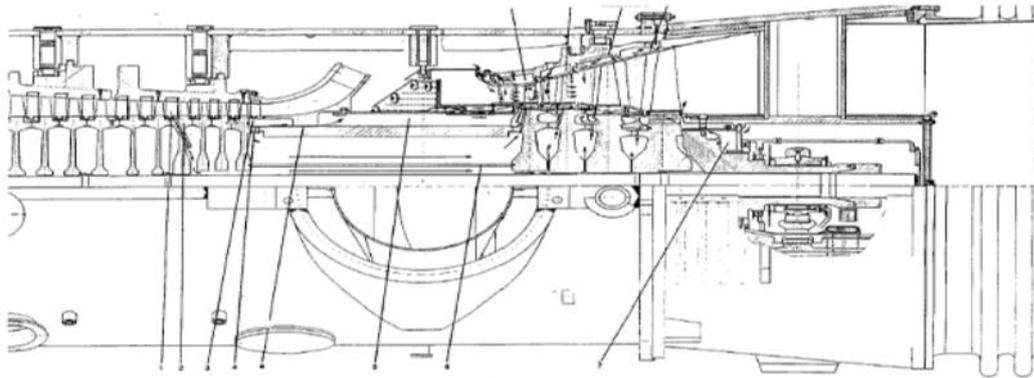


Figure I.17 : Système de refroidissement.

1. File d'aubes fixes du compresseur 12 .
 2. Disque rotorique du compresseur 13 .
 3. Chambre annulaire entre l'arbre central tubulaire et le diffuseur .
 4. Alésage dans l'arbre central tubulaire .
 5. Chambre annulaire entre la garniture protectrice et l'arbre central tubulaire .
 6. Tuyau cloison de l'air de refroidissement .
 7. Chambre annulaire entre l'arbre central postérieur et le corps de chapeau de l'arbre postérieur
- a. Garniture d'étanchéité d'arbre.

* Nous avons vu que la température d'entrée turbine est très haute comparée aux chiffres habituels pour d'autres composants mécaniques et il est donc nécessaire de protéger d'une certaine manière les ailettes et les aubes.

En utilisant une certaine quantité d'air comprimé aspirée par le compresseur. Qui passe à partir des aubes et sort par les trous dans les ailettes.

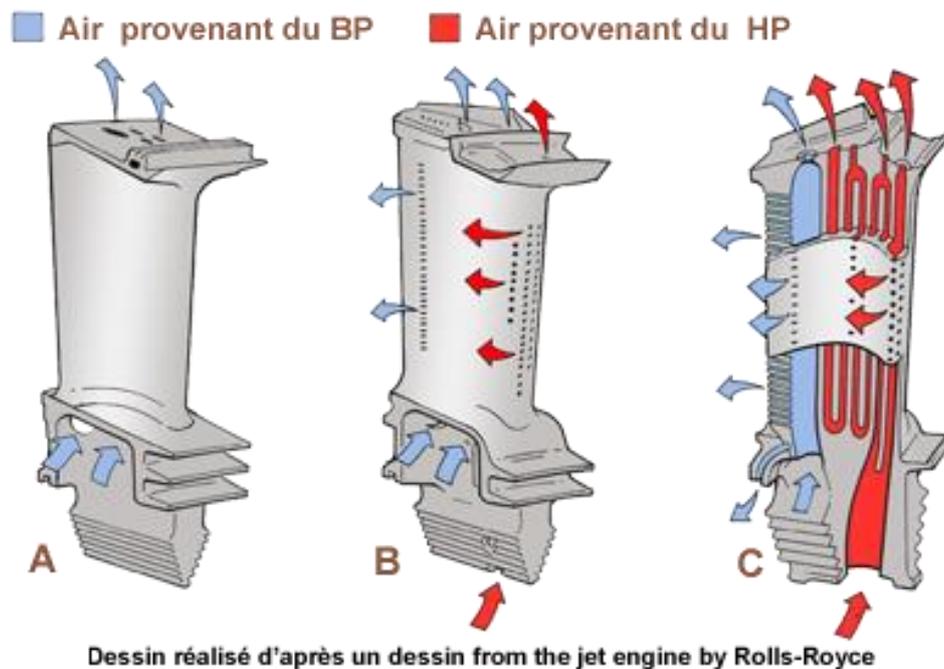


Figure I.18 : Circuit de refroidissement.

I.4.2.3 Système de démarrage:

Le démarrage d'un groupe est effectué grâce à variateur de fréquence et il se fait en 3 étapes :

1. On fait fonctionner la machine en moteur, tout en faisant varier à fréquence. L'alternateur va entrainer la turbine jusqu'à une vitesse de 2100tr/min ;
2. On coupe l'alimentation de la machine (excitation aussi) et on fait tourner la turbine grâce au cycle thermique jusqu'à 3000tr/min ;
3. On relance l'excitation, l'automate va s'occuper de réguler l'excitation, de synchroniser et de coupler l'alternateur au réseau.

La procédure de démarrage est effectuée par un automate ce qui la rend encore plus rapide, en effet c'est un des avantages de la central à turbine à gaz.

I.4.2.4 Système D'injection D'eau:

Le système d'injection de l'eau a le but de réduire l'émission de NOx pendant la marche à fioul. De la demi eau est nébulisée dans les brûleurs dans la zone des flammes, pour en réduire la température locale des flammes. Le système est constitué de pompes, un système de filtrage, soupapes de contrôle et d'arrêt, drainage, débitmètre. L'arrivée de l'eau est contrôlée selon la charge instantanée de la turbine à gaz.



Figure I.19 : Station de l'eau d'injection.

I.4.2.5 Système De L'Huile Hydraulique:

Le système hydraulique à haute pression est utilisé pour positionner les soupapes de contrôle du système combustible et pour ouvrir les soupapes d'arrêt d'urgence. L'unité a la fonction de fournir l'huile hydraulique nécessaire pour faire fonctionner les actionneurs des soupapes à la pression requise, en quantité suffisante, à la température optimale et en condition pure. Le poste d'alimentation de l'huile hydraulique comprend seulement les unités d'équipement nécessaire pour remplir cette tâche. L'unité centrale d'alimentation de l'huile hydraulique comprend tous les composants essentiels à l'alimentation d'huile hydraulique, tels que les pompes, les filtres, et les accumulateurs. Tous les composants sont montés sur le réservoir de l'huile hydraulique.



Figure I.20 : réservoir de l'huile hydraulique.

I.4.2.6 Huile de graissage:

Le système huile de lubrification alimente avec huile les coussinets de la turbine à gaz et du générateur, du vireur, et du système de soulèvement de l'huile. D'un côté il assure qu'un film d'huile se forme dans les coussinets pour séparer les arbres tournants des coquilles des

coussinets et minimise ainsi la friction. De l'autre côté, le flux de l'huile enlève la chaleur des coussinets. Les pompes de l'huile de lubrification transportent l'huile du réservoir à travers le refroidisseur, la vanne de régulation de température, et le filtre à la gaine d'arrivée des coussinets.

D'ici l'huile coule à travers les orifices vers les coussinets. À partir des coussinets l'huile coule dans le réservoir de l'huile de lubrification. Pendant le mode de fonctionnement de démarrage et arrêt, les coussinets sont alimentés par l'huile de soulèvement qui est pompée par la pompe de soulèvement de l'huile .

I.4.3 Cycle de base:

Le cycle BRYTON définit le modèle d'une turbine à gaz. Dans les diagrammes PV (pression-volume) et TS (température-entropie) indiqués ci-dessous, les quatre étapes du cycle sont :

(1-2) Compression isentropique.

(2-3) Chauffage à pression constante.

(3-4) Détente isentropique.

(4-1) Echappement à pression constante.

Dans un cycle simple de turbine à gaz, une base pression d'air est insufflée dans un compresseur (état 1) où il est comprimé à forte pression (état 2). Une énergie chimique est fournie au moyen de combustible qui est ajouté à l'air comprimé et mélangé dans la chambre de combustion. Pendant ce processus, l'énergie chimique est transformée en une énergie thermique qui est ajoutée au gaz à combustion de la turbine.

La combustion du gaz pénètre alors à la turbine (état 3) et s'étend à l'état 4 libérant une partie de son énergie au rotor et le reste s'échappe avec l'échappement de gaz qui est encore chaud en aval de la turbine.

L'énergie absorbée par le rotor est absorbée par le compresseur pour la compression de l'air, l'autre partie est utilisée pour mettre en marche le générateur. Dans le générateur, l'énergie mécanique du rotor est transformée en énergie électrique.

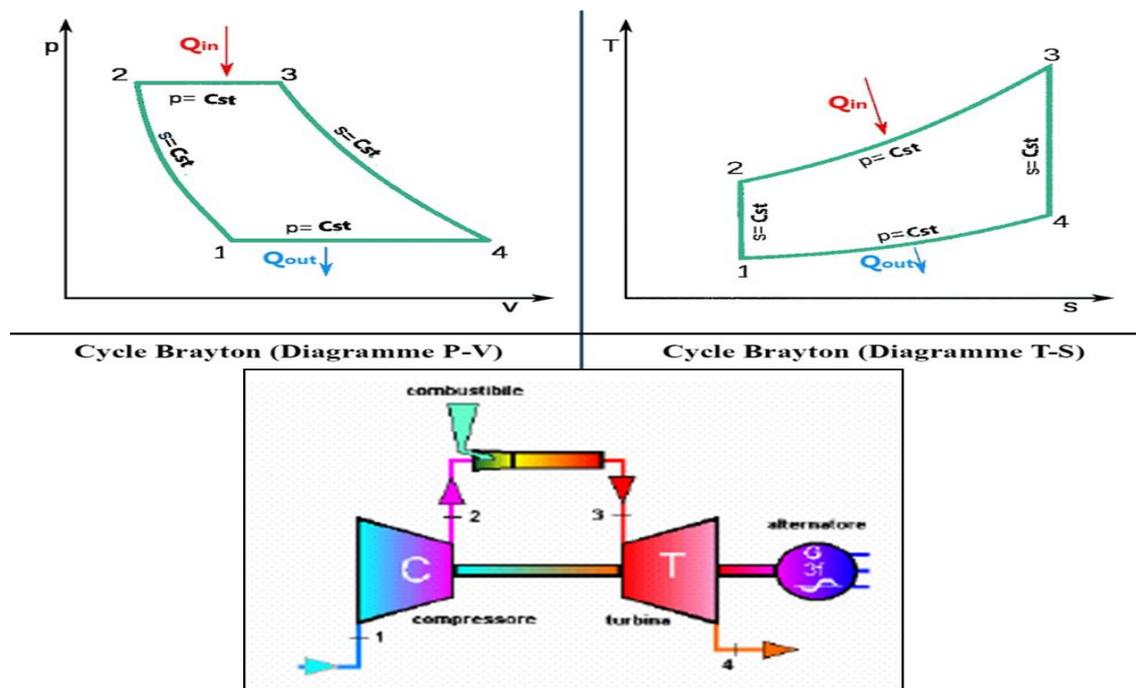


Figure I.21 : Cycle idéal.

I.4.4 CARACTERISTIQUES GENERALES ET DONNEES DU PROJET:**I.4.4.1 DONNÉES DE LA PLAQUE SIGNALÉTIQUE:**

TAB I.2 : DONNÉES DE LA PLAQUE SIGNALÉTIQUE.

Turbine à gaz Modèle V94.2	Turbine à gaz Modèle V94.2
Commande – n°: 0392 G 1	Commande – n°: 0392 G 2
Puissance maximale admissible : 173 MW Vitesse nominale: 50 Hz	Puissance maximale admissible : 173 MW Vitesse nominale: 50 Hz
<u>FABRIQUE EN ITALIE</u> Ansaldo Energia S.p.A.	<u>FABRIQUE EN ITALIE</u> Ansaldo Energia S.p.A.
N° de série: G 130 TG	N° de série: G 133 TG
Année de fabrication: 2007	Année de fabrication: 2007
Turbine à gaz Modèle V94.2	Turbine à gaz Modèle V94.2
Commande – n°: 0392 G 3	Commande – n°: 0392 G 4
Puissance maximale admissible : 173 MW Vitesse nominale: 50 Hz	Puissance maximale admissible : 173 MW Vitesse nominale: 50 Hz
<u>FABRIQUE EN ITALIE</u> Ansaldo Energia S.p.A.	<u>FABRIQUE EN ITALIE</u> Ansaldo Energia S.p.A.
N° de série: G 153 TG	N° de série: G 153 TG
Année de fabrication: 2008	Année de fabrication: 2008

I.4.4.2 DONNEES DE CALCUL:

TAB I.3 : DONNEES DE CALCUL.

Type : V94.2	Unité	Charge de base	Charge de base
Combustible :	--	GAZ	DISTILLAT
Pouvoir calorifique inférieur	kJ/kg	44821.9	42600
Puissance nominale de sortie brute aux bornes du générateur	MW	126,720	132,130
Consommation calorifique brute aux bornes du générateur	KJ/kW h	2647	2789
Débit du gaz d'échappement	kg/s	531	531
Température du gaz d'échappement	°C	561 +/- 8%	552 +/- 8%
Position des aubes directrices d'entrée	%	100	100
Condition de référence :			
- Vitesse	s-1	50	
- Température Ambiante	°C	35	
- Pression Ambiante	mbar	1,0058	
- Humidité relative	%	59	
- Cos ϕ du facteur de puissance	-	0,9	

I.5 Cycle thermodynamique:

Une représentation typique thermodynamique de la Turbine à Gaz à cycle ouvert est montrée dans la Figure suivante.

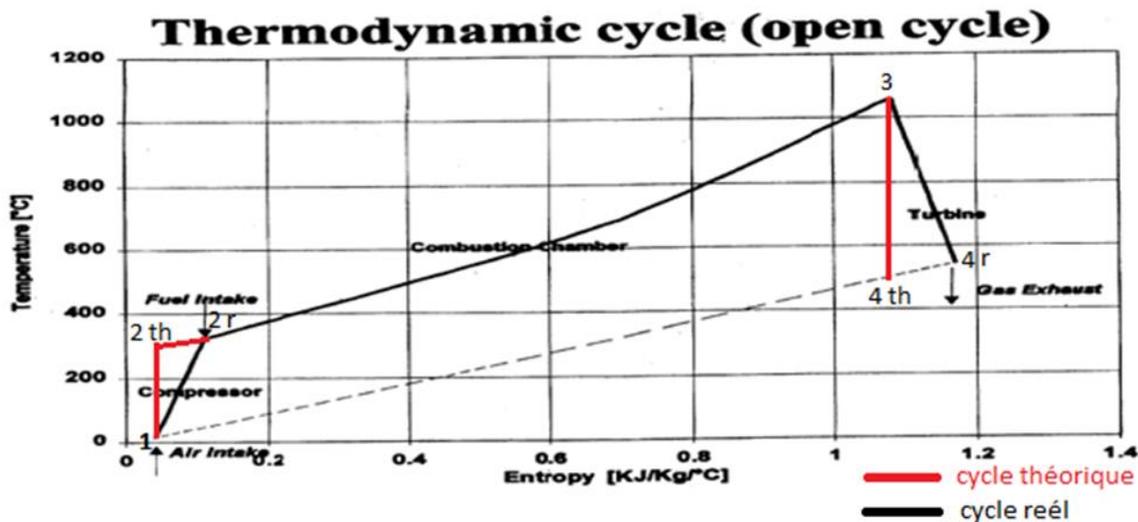


Figure I.22 : Cycle thermodynamique.

I.5.1 Formule générale:

Le rendement du cycle est donnée par :

$$\text{Rendement} = \frac{\text{Energie libérée net}}{\text{Production chaleur}}$$

Considérant les variation d'enthalpie (h), l'efficiencia du cycle est donnée par :

$$\eta = \frac{W_{\text{net}}}{Q_c} = \frac{W_t - W_c}{Q_c} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2)} = 1 - \frac{(h_4 - h_1)}{(h_3 - h_2)}$$

Avec : $W_t = C_p \cdot (T_3 - T_4)$

$$W_c = C_p \cdot (T_2 - T_1)$$

$$Q_c = C_p \cdot (T_2 - T_1)$$

Donc : $\eta = (c_p \cdot (T_3 - T_4) - c_p \cdot (T_2 - T_1)) / (c_p \cdot (T_3 - T_2))$

$$\eta = ((T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)) / ((T_3 - T_2))$$

$$\eta = 1 - ((T_4 - T_1)) / ((T_3 - T_2))$$

I.5.2 Le rendement réel:

$$\eta_r = ((T_3 - T_{4r}) - (T_{2r} - T_1)) / ((T_3 - T_{2r}))$$

$$\eta_r = ((1070.37 - 515.85) - (326 - 14.81)) / ((1070.37 - 326))$$

$$\eta_r = 0.2785 \approx 28\%$$

I.5.3 le rendement théorique:

$$\eta_{th} = ((T_3 - T_{4th}) - (T_{2th} - T_1)) / ((T_3 - T_{2th}))$$

$$\eta_{th} = ((1070.37 - 511.11) - (288.88 - 14.81)) / ((1070.37 - 288.88))$$

$$\eta_{th} = 0.3649 \approx 36\%$$

I.5.4 Rendement:

Le rendement faible de la turbine à gaz (25 à 36 %) est dû au fait qu'une quantité de l'énergie fournie par le combustible est détournée par le compresseur ou perdue sous forme de chaleur dans les gaz d'échappement. Il est possible d'améliorer le rendement en augmentant la température dans la chambre de combustion (plus de 1200°C) mais on se heurte au problème de tenue des matériaux utilisés pour la réalisation de la partie turbine.

C'est en récupérant la chaleur des gaz d'échappement (chauffage, production de vapeur ...) que le rendement global de la machine peut dépasser 50%. On utilise alors la chaleur des gaz d'échappement (plus de 500°C) pour produire de la vapeur dans une chaudière.

II.1 Les échangeurs de chaleur :

Introduction :

Dans le contexte énergétique actuel, la hausse des prix de l'énergie et la rareté des énergies fossiles poussent la société industrielle contemporaine à devenir de plus en plus efficace tant sur le plan financier et environnemental que sur l'aspect contrôle. Énergie. Ce dernier point essentiel aujourd'hui, conduit les industriels dans une recherche des meilleurs rendements de leurs procédés et une réduction de leur consommation d'énergie, devenus incontournables. L'objectif de performance énergétique par la maîtrise et la rationalisation de l'énergie pour une meilleure efficacité passe notamment par l'optimisation des différents corps de processus.

Cette nouvelle stratégie de performance énergétique n'est pas seulement judicieuse d'un point de vue écologique ou énergétique, elle est souvent très rentable dans de nombreux cas, même pour les petites installations. Cette rentabilité nécessite néanmoins une gestion minutieuse dans les petits systèmes, plus encore que dans les grandes installations. A partir d'une situation bien définie, la rentabilité ne peut être garantie qu'en recourant à des solutions techniques optimales offrant les meilleures performances possibles grâce à une gestion dynamique des systèmes. C'est là que l'échangeur de chaleur entre toujours en jeu et l'a toujours été. C'est un élément essentiel de la stratégie de performance énergétique.

A n'en pas douter, l'échangeur de chaleur occupe une place primordiale et essentielle dans tous les systèmes thermiques, que ce soit à usage industriel (chimie, pétrochimie, acier, agroalimentaire-IAA-, production d'énergie), pour l'automobile, l'aéronautique, les bâtiments résidentiels ou tertiaires. D'une manière générale, il est généralement admis que plus de 90% de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels passe au moins une fois dans un échangeur de chaleur.

II.1.1 Définition d'un échangeur thermique :

Un échangeur de chaleur est un appareil destiné à assurer un transfert de chaleur entre deux ou plusieurs fluides. Cet appareil réchauffe un fluide de procédé et en refroidit un autre souvent sans changement de phase. de l'un et l'autre .

Les échangeurs thermiques permettent des échanges de chaleur entre : deux liquides, deux gaz, ou un gaz et un liquide. En cas de transfert de chaleur accompagné de changement de phase, les échangeurs thermiques peuvent assurer une fonction d'évaporation ou de condensation.

II.1.2 Composition d'un échangeur :

Un échangeur de chaleur est constitué d'éléments d'échange de chaleur tels que un noyau ou une matrice contenant la surface de transfert de chaleur les éléments de distribution de fluides comme les en-têtes ou les réservoirs, les buses ou les tuyaux d'entrée et de sortie...etc.

II.1.3 Étude d'un échangeur :

- > Analyse thermique
 - surface d'échange thermique
 - flux échangé
 - distribution des températures des deux fluides (entrée et sortie)
- > Analyse hydraulique
 - pertes de charges dans l'appareil
- > Étude mécanique
 - efforts et contraintes ($f(T,P,\dots)$)
- > Optimisation économique pour une puissance à transférer
 - surface d'échange faible
 - vitesse des fluides élevée (pompe)
 - surface d'échange grande
 - vitesse des fluides faible (encombrement)

II.1.4 le mode de transfert de chaleur : dans l'échangeur thermique

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

II.1.5 Principaux buts et fonctions d'un échangeur de chaleur :

La fonction principale de l'échangeur thermique est de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre à des niveaux de températures distincts. Les fonctionnalités des échangeurs thermiques sont extrêmement diverses et variées ; les principales en sont les suivantes :

Préchauffeur ou refroidisseur d'un liquide ou d'un gaz (air par exemple) pour lesquels de très nombreux exemples pourraient être rappelés et qui se caractérise par une fonction simple :

le contrôle de la température du fluide en un point particulier du procédé

Récupérateur thermique qui permet d'introduire la notion de valorisation de l'énergie thermique d'un procédé.

La fonction de cet échangeur est alors d'assurer le transfert d'une capacité thermique maximale afin de permettre une valorisation maximale du rejet thermique sur des critères énergétiques et économiques.

Capteurs ou émetteurs thermiques dont les équipements ont pour fonction, respectivement, d'associer réception d'énergie thermique et transmission vers l'usage.

Les exemples les plus courants sont les capteurs solaires thermiques ainsi que les radiateurs domestiques qui assurent le confort thermique dans un bâtiment.

Déshumidificateurs ou condenseurs partiels qui assurent la condensation d'une vapeur en mélange avec un gaz incondensable pour obtenir, en fin d'opération, un gaz appauvri en vapeur :

l'exemple rencontré fréquemment est le déshumidificateur d'air humide qui permet d'assurer un contrôle de l'humidité de l'air en sortie de Centrale de Traitement d'Air (CTA)

Evaporateurs qui assurent l'évaporation complète ou partielle d'un liquide dans différents procédés notamment de production d'énergie mécanique (cycle moteur de Rankine, de Hirn) et de production frigorifique : cycle à compression (PAC), réfrigérateur. Condenseurs qui assurent la condensation complète ou partielle d'un gaz (vapeur) là encore par exemple pour la production d'énergie mécanique et frigorifique.

Le caloduc (Heat Pipe), véritable système thermique diphasique, qui permet notamment d'assurer la dissipation de la chaleur générée par les éléments électroniques, la récupération d'énergie, le maintien en température stable et uniforme.

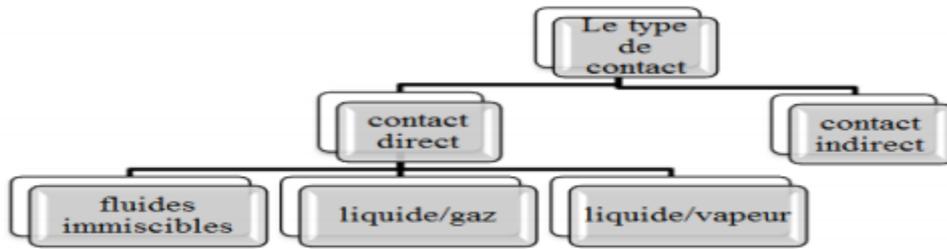
II.1.6 Type de contact :

Échangeurs à contact direct

Le type le plus simple comprend un récipient ou canalisation dans lequel les deux fluides sont directement mélangés et atteignent la même température finale.

Échangeurs à contact indirect

Les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi



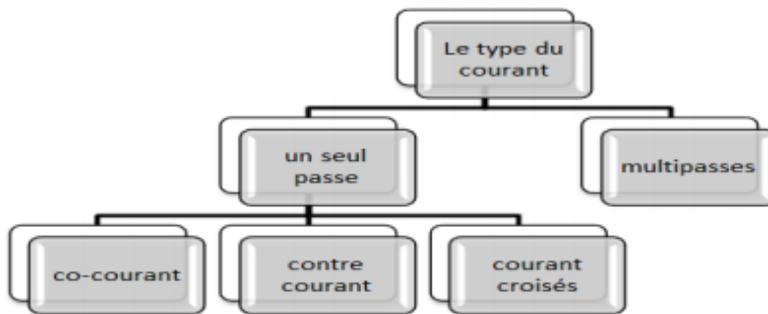
classification des échangeurs selon le type de contact

Classement suivant la disposition des écoulements

Dans les échangeurs à fluide séparés, les modes de circulation des fluides peuvent se ranger en deux catégories. Même sens « co-courants ».

Sens contraire « contre-courant ».

Ou bien les vecteurs vitesses sont perpendiculaire l'un à l'autre ; il s'agit cette fois de «courant croisés »



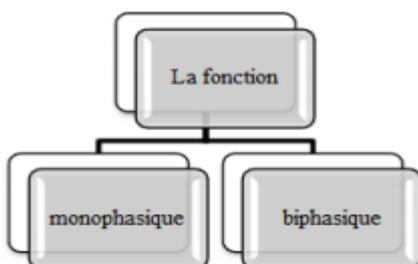
classification des échangeurs selon la configuration de l'écoulement

: Classement fonctionnel

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

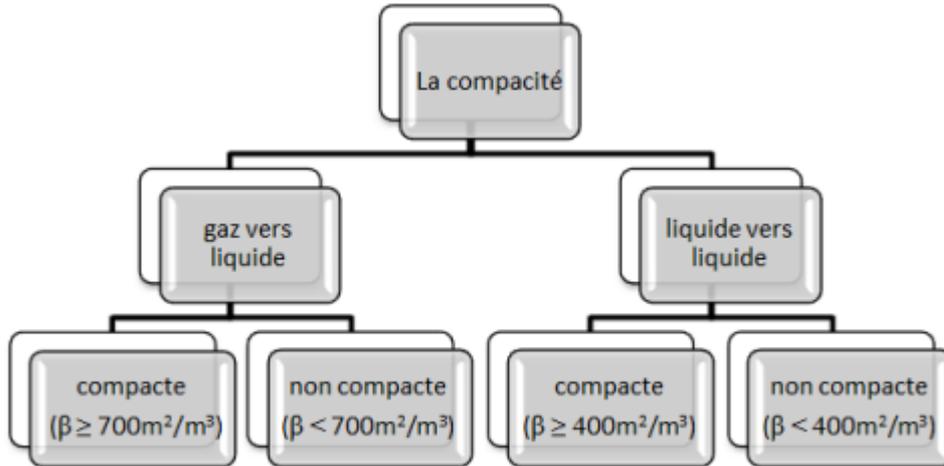
les deux fluides ont un écoulement monophasique.

un seul fluide a un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs



Classement suivant la compacité de l'échangeur

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur. Un échangeur soit considéré comme compact si sa compacité est supérieure à $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$; cette valeur est susceptible de varier de 500 à $800 \text{ m}^2/\text{m}^3$



II.1.7 Les types de les échangeurs :

Avec ces : Avantages / Inconvénients/ Utilisation

II.1.7.1 L' échangeur tube en forme u ;

Lorsque l'espace occupé par l'échangeur de chaleur dans l'installation est critique, on fabrique un échangeur de chaleur de type tubes en U, où le faisceau de tubes est placé à l'intérieur d'un boîtier rectangulaire. Ceci est uniquement possible pour les opérations à faible pression, c'est à dire, les applications gaz-gaz ou gaz-liquide. Les conduites sont également plus facilement connectées et une structure en tubes à ailettes permet de réduire encore la taille.



Figure II.1 : échangeur tube en forme u.

Exemples d'industries pour les échangeurs de chaleur à tubes en U:

- Solutions de récupération de la chaleur issue des déchets industriels
- Énergie
- Industrie pétrolière et gazière
- Industrie chimique

TAB II.1 : les Avantages et les Inconvénients et les Utilisation d'échangeur tube en forme u.

Avantages	Inconvénients	Utilisation
<ul style="list-style-type: none"> • Résiste aux fortes pressions • Libre dilatation des tubes et du corps • Toutes puissances 	<ul style="list-style-type: none"> • Encombrement • Prix de revient élevé • Débouchage difficile 	<ul style="list-style-type: none"> • vapeur/eau • Eau surchauffée/eau • Huile/eau • Process

II.1.7.2 échangeur tubulaire : horizontal / vertical :

Un échangeur tubes-calandre (ou échangeur de chaleur coque et tube, ou encore échangeur à tubes et virole) est constitué d'un faisceau de tubes disposé à l'intérieur d'une enveloppe dénommée calandre. L'un des fluides circule à l'intérieur des tubes et l'autre à l'intérieur de la calandre, autour des tubes. On ajoute en général des chicane dans la calandre, qui jouent le rôle de promoteurs de turbulence et améliorent le transfert thermique, ou des ailettes montées sur les tubes pour augmenter la surface d'échange lorsque les fluides en présence ont des coefficients d'échange très différents (échangeurs air / eau par exemple)

À chaque extrémité du faisceau est fixée une boîte de distribution qui assure la circulation du fluide à l'intérieur des tubes en une ou plusieurs passes. La calandre est elle aussi munie de tubulures d'entrée et de sortie pour le second fluide suivant le chemin imposé par les chicanes. Le faisceau de tubes peut être fixé à la calandre (soudé, brasé ou assemblé mécaniquement par dudgeonnage) ou bien flottant. Cette dernière configuration permet un démontage du faisceau de tubes pour la maintenance (nettoyage ou remplacement), mais limite le phénomène de contraintes de dilatation différentielle lorsque de brusques variations de température surviennent .

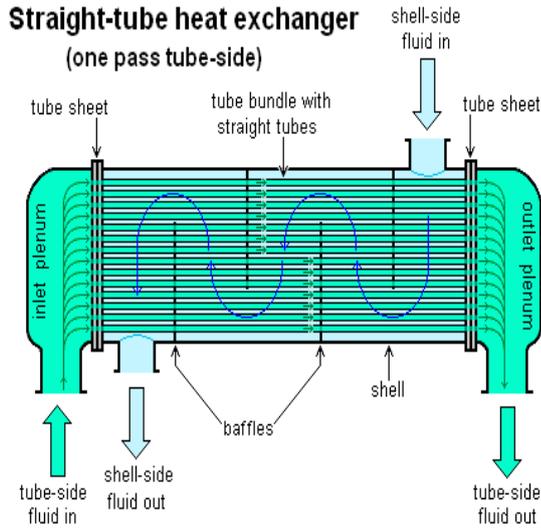
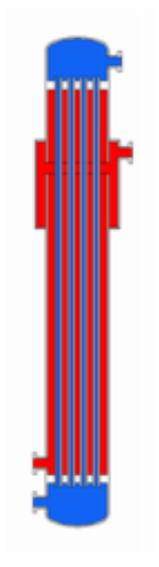


Figure II.2 : échangeur tubulaire : horizontal .

TAB II.2 : les Avantages et les Inconvénients et les Utilisation d'échangeur tubulaire : horizontal.

Avantages	Inconvénients	Utilisation
<ul style="list-style-type: none"> • Résiste aux fortes pressions • Pour toutes les puissances • Economique • Accepte des grands écarts de température • Peut être utilisé en condensation partielle 	<ul style="list-style-type: none"> • Contraintes sur les tubes • Difficulté de nettoyage (multitubes) • Sensible aux vibrations 	<ul style="list-style-type: none"> • Eau/eau • Vapeur/eau • Huile/eau • Eau surchauffée/eau

TAB II.3 : les Avantages et les Inconvénients et les Utilisation d'échangeur tubulaire : vertical.



Avantages	Inconvénients	Utilisation
<ul style="list-style-type: none"> • Faible encombrement • L'échangeur peut être plein de condensat • Parfaitement adapté à l'échange vapeur haute pression/eau 	<ul style="list-style-type: none"> • Formation de poche d'air 	<ul style="list-style-type: none"> • Vapeur HP/eau • Eau surchauffée/eau • Fluide thermique/eau • Fumées/eau • Process

Figure II.3 : échangeur tubulaire : vertical.

II.1.7.3 Échangeur a spirale :

L' échangeur à spirales consiste en 2 plaques de métal enroulées de manière hélicoïdale pour former une paire de canaux en spirale. Le diamètre de l'échangeur est relativement grand, avec une surface d'échange maximale d'environ 450 m^2 pour un diamètre de 3 m^3 , ce qui le place dans la catégorie des échangeurs non-compacts. L'échange de chaleur n'est pas aussi bon que celui de l'échangeur à plaques, car la surface d'échange ne possède pas en règle générale de profil, mais pour une même capacité d'échange, un échangeur spiral nécessite 20 % de moins de surface d'échange qu'un échangeur à faisceau tubulaire

Il est utilisable pour les liquides visqueux ou pour les mélanges liquide-solide et possède une capacité auto-nettoyante garantissant un encrassement réduit par rapport à l'échangeur à faisceau tubulaire. Il ne peut travailler qu'avec des différences de températures et de pression limitées.



Figure II.4 : Échangeur a spirale.

TAB II.4 : les Avantages et les Inconvénients et les Utilisation d'échangeur a spirale.

Avantages	Inconvénients	Utilisation
<ul style="list-style-type: none"> • Grande surface de contact • Large passage • Encombrement réduit • Excellent condenseur • Autonettoyant 	<ul style="list-style-type: none"> • Non démontable • Ecart de T limités 	<ul style="list-style-type: none"> • Eau/eau • Vapeur/eau • Eau surchauffée/eau

II.1.7.4 Echangeur a plaque :

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

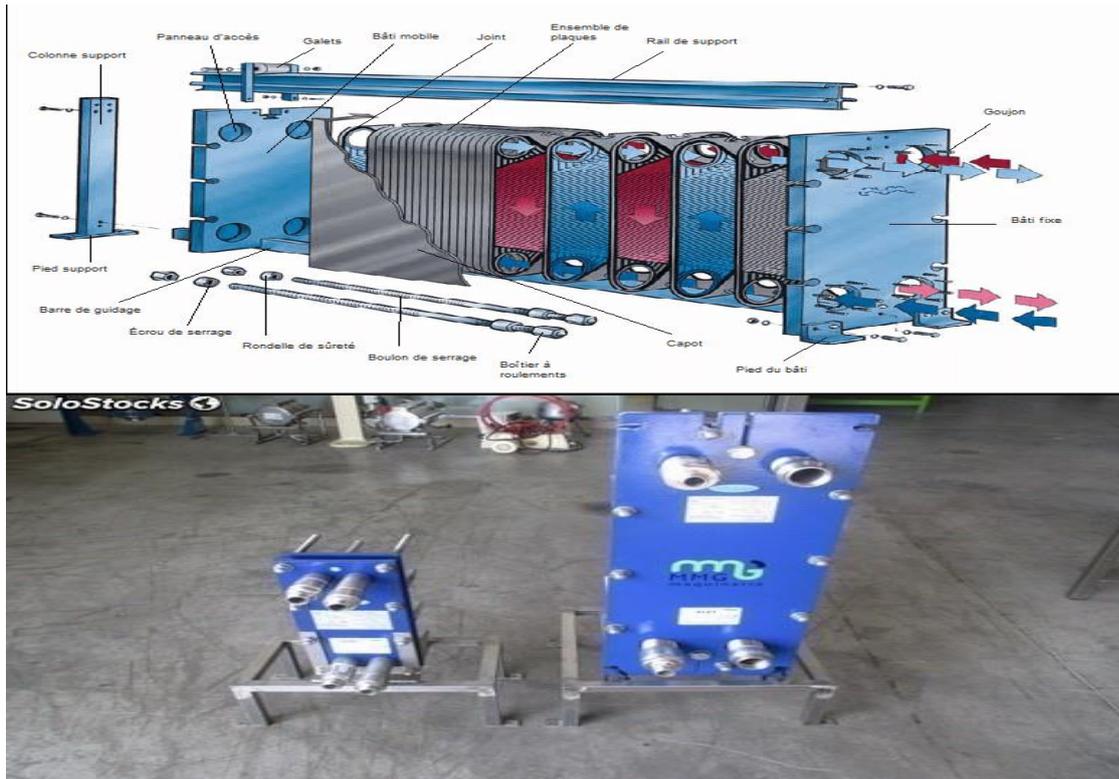


Figure II.5 : Échangeur a plaque.

TAB II.5 : les Avantages et les Inconvénients et les Utilisation d'échangeur a plaque.

Avantages	Inconvénients	Utilisation
<ul style="list-style-type: none"> • Compact • Très bons coefficients de transfert • Encombrement réduit • Prix compétitif • Peu de pertes thermiques • Modulable 	<ul style="list-style-type: none"> • Écart de température limité • Régulation délicate • Pertes de charge importantes • Pression de travail limitée 	<ul style="list-style-type: none"> • Eau/eau • Huile/eau • Eau surchauffée/eau

II.1.7.5 Un échangeur à ailettes :

Un échangeur à ailettes est un échangeur relativement simple : il consiste en un conduit cylindrique ou rectangulaire sur lequel sont fixées des lames métalliques de différentes formes. Le fluide de refroidissement est en général l'air ambiant. La chaleur est transférée du fluide chaud circulant dans le conduit principal aux lames métalliques par [conduction thermique](#) ; ces lames se refroidissent au contact de l'air.



Figure II.6 : Échangeur à ailettes.

TAB II.6 : les Avantages et les Inconvénients et les Utilisation d'échangeur à ailettes.

Avantages	Inconvénients	Utilisation
<ul style="list-style-type: none"> • Bonne résistance chimique • Inertie • Peu de pertes thermiques • Modulable 	<ul style="list-style-type: none"> • Sensible aux grands écarts de T • Sensible aux chocs • Coefficients de transfert moyen • Prix 	<ul style="list-style-type: none"> • Vapeur/eau • Eau/eau • Eau surchauffée/eau • Liquides corrosifs

II.2 L'encrassement :

INTRODUCTION :

Durant le fonctionnement normal d'un échangeur de chaleur, les surfaces d'échange sont souvent sujettes à des dépôts formés par les impuretés du fluide, formation de la rouille ou de produits d'autres réactions entre le fluide et le matériau de la paroi.

II.2.1 DEFINITION :

L'encrassement des équipements de transfert thermique est défini comme étant la déposition et l'accumulation de matériaux ou de substances indésirables sur les surfaces d'échange de chaleur . Ces dépôts peuvent être de la rouille, du tartre, de la vase, du coke, des cristaux, des résidus biologiques, des produits de réaction chimique ou la combinaison de plusieurs de ces éléments

. Cette couche d'encrassement qui se forme sur l'un ou les deux côtés de la surface d'échange de chaleur possède une conductivité thermique plus faible que celle du métal constituant cette surface, ce qui engendre l'augmentation considérable de la résistance au transfert thermique et donc, une diminution des performances de l'échangeur de chaleur. D'autre part, ce film d'encrassement réduit la section de passage du fluide entraînant, ainsi, une augmentation de la perte de charge dans l'appareil. Cela nécessite un surdimensionnement de l'équipement, une dépense d'énergie supplémentaire, une puissance de pompage importante et une réduction du taux de marche de l'unité sans oublier l'énorme perte économique importante due au démontage et nettoyage ainsi que le remplacement des appareils corrodés.



Figure II.7 : Exemple d'un faisceau de tubes d'un échangeur encrassé.

II.2.2 LES DIFFERENTS TYPES D'ENCRASSEMENT :

Il est possible de classer l'encrassement thermique selon le mécanisme qui contrôle la vitesse de sédimentation, le type d'installation de transfert de chaleur ou selon l'origine de l'encrassement .. Il ne faut pas perdre de vue que dans la réalité industrielle, l'encrassement est bien souvent mixte, c'est-à-dire constitué de la combinaison d'au moins deux types fondamentaux d'encrassement. Néanmoins, au stade de la formation du dépôt un type peut prédominer par rapport à la contribution des autres

II.2.2.1 CLASSIFICATION SUIVANT LE MECANISME DE L'ENCRASSEMENT :

Cette méthode de classification a été choisie par Epstein qui a cité d'autres chercheurs, à savoir : Bott, Somerscales et Knudsen. Ils ont identifié six types d'encrassement décrits ci-dessous :

II.2.2.1.1 Encrassement par précipitation :

L'encrassement d'une surface d'échange de chaleur par précipitation est généralement associé à la production et à la déposition d'un solide cristallin à partir de sels inorganiques présents dans une solution liquide d'alimentation et ayant une solubilité inverse avec la température. Les substances prédominantes de ce type d'encrassement renferment le carbonate de calcium, le sulfate de calcium le phosphate de calcium et plusieurs constituants de l'eau dure et de l'eau de mer.

Le terme entartrage est souvent utilisé pour décrire un dépôt cristallin dur et dense, bien entreposé sur une surface métallique, issu d'une eau de refroidissement d'un liquide dans un évaporateur. La formation de l'entartrage est conditionnée par l'existence de deux aspects : l'aspect thermodynamique et l'aspect cinétique:

◆ Aspect thermodynamique : Il est lié à la courbe de solubilité de la phase. La limite de solubilité doit être dépassée pour qu'il y ait entartrage.

◆ Aspect cinétique : Il est conditionné par une vitesse de déposition suffisamment rapide. Il est lié à la formation des premiers cristaux (nucléation) et à la croissance cristalline :
Nucléation : C'est la formation de germes initiaux (nucléi). C'est un phénomène lent qui peut être accéléré par la température et l'agitation du liquide. Il existe une taille critique en dessous de laquelle un nucleus est instable et tendra à se redissoudre. Au-delà, le nucleus pourra croître. Ceci correspond donc à une sursaturation à dépasser pour avoir la nucléation.

Croissance cristalline :

Lorsque la taille critique du nucleus est atteinte, la croissance a lieu puisque la solution sursaturée tend vers l'état d'équilibre par précipitation. Cette croissance se fait en deux étapes successives : la diffusion des constituants et l'intégration au réseau cristallin. La cinétique

globale sera contrôlée par l'étape la plus rapide. Plusieurs chercheurs qui ont travaillé sur l'entartrage des eaux de refroidissement ont considéré que la seconde étape est l'étape prédominante

. L'encrassement par précipitation est influencé par plusieurs facteurs, entre autre la température, la pression et le pH. Taborek et coll. cités dans le travail de Pinheiro , ont noté les deux cas suivants :

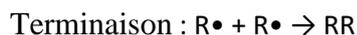
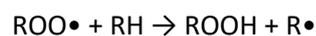
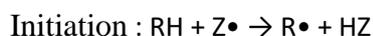
- Si la solution contient un sel pur, les dépôts cristallins sont forts et montrent de grandes forces d'adhérence à la surface, ce qui empêche le réentraînement. Dans ce cas, l'évolution de la résistance d'encrassement dans le temps passe par une période d'induction

II.2.2.1.2 Encrassement par réaction chimique :

Les dépôts sont des produits solides de réactions chimiques ayant eu lieu au voisinage de la surface d'échange de chaleur dont le matériau ne participe pas à la réaction mais peut agir comme catalyseur . Ces réactions sont souvent des réactions de polymérisation

Ce type d'encrassement peut être rencontré dans l'industrie nucléaire, alimentaire et dans les procédés de raffinage du pétrole. Il peut être affecté par les conditions opératoires (vitesse, température et concentration) ainsi que par la composition du fluide c'est-à-dire le constituant principal et les constituants secondaires même à l'état de trace tels que les oléfines, l'oxygène moléculaire et l'air, les composés oxygénés soufrés et azotés, les sels inorganiques, l'eau, les impuretés métalliques libres et les produits de corrosion De ce fait, plusieurs recherches ont été effectuées dans le but de modéliser ce type d'encrassement et trouver, ainsi, des solutions pour remédier à ce problème

Epstein caractérise la cinétique chimique de l'encrassement par réaction chimique comme étant une polymérisation par auto-oxydation qui se propage comme une réaction en chaîne à radicaux libres où la présence de l'oxygène joue un rôle prépondérant :



RH est une molécule d'hydrocarbure et Z• un radical libre qui peut provenir de n'importe quelle impureté présente dans le système telle que les composés soufrés et azotés ou les ions métalliques. Par ailleurs, l'auteur considère qu'une réaction de déshydrogénation oxydante

des hydrocarbures saturés en hydrocarbures non saturés et une polymérisation oxydante de ces derniers peut aussi contribuer à la formation de gommages qui se transforment en coke au cours du temps et avec l'augmentation de la température.

II.2.2.1.3 Encrassement particulaire :

C'est l'accumulation, sur une surface de transfert de chaleur, de particules dont la taille varie d'une fraction de μm à quelques dizaines de μm , se trouvant en suspension dans un fluide. Ceci renferme l'arrangement gravitationnel des particules relativement grandes sur une surface horizontale (encrassement par sédimentation), ainsi que la déposition de particules colloïdales par d'autres mécanismes sur une surface quelle que soit sa position. Ces dépôts peuvent être des produits de corrosion générés ailleurs dans l'installation comme, à titre d'exemple, le dépôt de magnétite en suspension dans l'eau qui a fait le sujet d'une étude de Basset et coll. ou des produits de réaction chimique ayant lieu loin de la surface d'échange, telle que la déposition des particules de cendres issues de la combustion du charbon dont une étude a été présentée par McCollor et coll

II.2.2.1.4 Encrassement par corrosion :

C'est le résultat d'une réaction chimique ou électrochimique entre la surface de transfert de chaleur et le fluide en écoulement. Les produits de corrosion encrassent la surface et peuvent stimuler l'attachement d'autres matières encrassantes. La corrosion peut être uniforme ou caractérisée par une perte d'épaisseur

La corrosion peut être uniforme ou caractérisée par une perte d'épaisseur régulière, par piqûre où l'attaque est limitée à des zones de très petites surfaces, fissurante à l'échelle microscopique ou sélective lorsqu'un seul élément d'un alliage subit une attaque sélective.

L'encrassement par corrosion est un promoteur potentiel pour tous les autres types d'encrassement. Les produits de corrosion peuvent en effet servir de germes de nucléation pour des solutions sursaturées, piéger les particules en suspension, servir d'abris pour le développement de micro-organismes et même catalyser certaines réactions.

II.2.2.1.5 Encrassement biologique :

Il est produit par les organismes biologiques qui s'attachent à la surface de transfert de chaleur et qui peuvent produire des boues qui s'y attachent aussi.

Il est dû au développement de trois grands types de micro-organismes, à savoir : Les bactéries dont le développement est dû à un apport nutritif tels que les hydrocarbures ou l'ammoniaque, les algues qui se développent en présence de l'énergie solaire, et les champignons dont la croissance est surtout due aux changements de condition physique ambiante (pH, humidité, température). Ces micro-organismes s'attachent à la surface de

transfert de chaleur et créent un film. Il se produit dans les systèmes d'eau de mer et dans des types de systèmes de traitement des déchets

. Dans l'industrie alimentaire, cet encrassement peut aussi agir comme des sites pour supporter les bactéries et causer ainsi des produits non sanitaires.

II.2.2.1.6 Encrassement par gel :

Il s'agit de la solidification d'un liquide pur au contact d'une surface d'échange sous-refroidie (formation d'une couche de glace à l'intérieur des conduites) ou du dépôt d'un constituant à haut point de fusion d'un liquide au contact d'une surface de transfert de chaleur froide (dépôt des hydrocarbures paraffiniques)

Le premier et le dernier type appartiennent à une catégorie d'encrassement appelée encrassement par cristallisation.

II.2.2.2 CLASSIFICATION SUIVANT LA NATURE DU DEPOT :

Nelson a classé les types d'encrassement suivant les conditions individuelles de l'encrassement. Selon lui, il existe trois catégories d'encrassement : durs, poreux et mous.

II.2.2.2.1 Dépôts durs :

Les exemples de ce type d'encrassement sont : l'entartrage de l'eau, la corrosion, la rouille et le coke dur. En général, l'épaisseur et la résistance de ces dépôts augmentent avec le temps mais d'une manière indirectement proportionnelle. La résistance offerte par les dépôts denses et durs est directement liée à la conductivité du matériau composant le tartre.

Ces dépôts ne peuvent pas être nettoyés par la vapeur ou par rinçage avec de l'eau chaude mais peu d'entre eux peuvent être enlevés en utilisant des produits chimiques ou en utilisant des méthodes mécaniques usuelles c'est-à-dire, les outils de nettoyage ou les brosses.

II.2.2.2.2 Dépôts poreux :

Ils sont souvent constitués des mêmes matières qui composent les dépôts durs. A titre d'exemple, on peut citer :

- Le coke ou le charbon qui peuvent être déposés à partir de fluides tels que les produits de fond du topping, l'asphalte ou le goudron provenant des installations à vide ou des fonds de colonne de craquage.

- La boue et la saleté qui peuvent être déposées à partir de l'eau ou du pétrole brut.

- Fréquemment, les dépôts causés par la corrosion. Néanmoins, ces dépôts ne sont pas assez mous pour être enlevés par soufflement à la vapeur uniquement.

Ces dépôts peuvent être plus sérieux que les dépôts durs, car le fluide emprisonné dans les pores a souvent une conductivité thermique plus faible que celle du squelette dur du dépôt et par conséquent, la conductivité globale du dépôt serait encore plus faible.

II.2.2.2.3 Dépôts mous :

Les exemples de ce type de dépôts sont : la vase, la boue, la calamine, la poudre de coke, les feuilles et les fibres végétales. La résistance causée par ces dépôts ne dépend pas d'une façon considérable du matériau les formant, mais elle dépend du liquide emprisonné à l'intérieur des pores

. Plusieurs exemples de ce type de dépôt peuvent être enlevés avec des tiges ou des brosses et quelques-uns peuvent être efficacement enlevés par soufflage à la vapeur ou à l'air ou encore par rinçage avec de l'eau chaude

. Les dépôts durs et les dépôts poreux sont souvent attachés d'une façon serrée à la surface de sorte qu'ils soient peu affectés par une vitesse élevée. Cependant, plusieurs dépôts mous peuvent être presque complètement enlevés en maintenant une vitesse audessus de 4 ft/sec (1,22 m/s)

II.2.3 FORMULATION DE LA RESISTANCE D'ENCRASSEMENT :

La résistance thermique due à l'encrassement est incluse dans l'expression du coefficient global de transfert de chaleur d'un échangeur sous forme de deux résistances de part et d'autre de la paroi.

. Le coefficient global de transfert de chaleur U rapporté à la surface adjacente au fluide chaud s'écrit, alors :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + R_{d,c} + R_{cd} \cdot A_c + R_{d,f} \frac{A_c}{A_f} + \frac{1}{h_f} \frac{A_c}{A_f}$$

La résistance globale d'encrassement est donnée par la relation :

$$R_d = R_{d,c} + R_{d,f} \frac{A_c}{A_f}$$

En remplaçant l'expression de R_d :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + R_{c,d} \cdot A_c + \frac{1}{h_f} \frac{A_c}{A_f} + R_d$$

La résistance d'encrassement apparaît donc comme la différence entre la résistance thermique globale de l'échangeur à l'état encrassé et celle de l'échangeur à l'état propre, ou :

$$R_d = \frac{1}{U} - \frac{1}{U_p}$$

$$\text{Avec : } \frac{1}{U_p} = \frac{1}{h_c} + R_{c,d} \cdot A_c + \frac{1}{h_f} \frac{A_c}{A_f}$$

Le coefficient global de transfert de chaleur permet de déterminer la quantité de chaleur qui pourrait être échangée entre le fluide chaud et le fluide froid dans un échangeur de chaleur donné. Si cette valeur est inférieure à une valeur tolérable, l'échangeur de chaleur

nécessite un nettoyage. En pratique, l'évolution de la résistance d'encrassement peut être également suivie dans le temps en se basant sur la mesure de l'épaisseur, la masse ainsi que la conductivité thermique du dépôt. Ces quantités sont liées par la relation suivante :

$$R_d = \frac{e_d}{K_d} = \frac{m_d}{\rho_d K_d}$$

Avec :

e_d : épaisseur du dépôt.

K_d : conductivité thermique du dépôt.

m_d : masse du dépôt par unité de surface.

ρ_d : masse volumique de dépôt.

II.2.4 Différentes courbes d'encrassement :

II.2.4.1 Evolution linéaire :

Certains échangeurs, tels que les évaporateurs, possèdent une propriété de cette forme. Cette évolution est caractérisée par l'augmentation, à vitesse constante, de la résistance d'encrassement au cours du temps. Ceci est le résultat d'un dépôt dur et adhérent et indique que la vitesse de déposition est constante alors que la vitesse de réentraînement est nulle. Cette évolution s'exprime sous la forme :

$$R_d = K.t$$

où K est appelé le taux d'accroissement de R_d .

II.2.4.2 Evolution à vitesse décroissante

Elle est caractérisée par le fait que la résistance d'encrassement augmente avec le temps mais avec une vitesse qui s'affaiblit progressivement.

II.2.4.3 Evolution exponentielle

Après un certain temps de fonctionnement de l'échangeur, la résistance d'encrassement atteint une valeur constante appelée Résistance asymptotique d'encrassement. Cette évolution est corrélée par une équation qui décrit, également, le modèle général de l'encrassement obtenu par Kern et Seaton cité par Pinheiro et donné par la relation :

$$R_d = R_d^* (1 - e^{-\beta t}).$$

R_d^* : valeur asymptotique de la résistance d'encrassement lorsque $t \rightarrow \infty$

. β : paramètre représentant l'inverse du temps de relaxation. Il dépend des propriétés du système

. Dans ce cas, la vitesse de déposition est constante et celle de réentraînement est proportionnelle à l'épaisseur du dépôt (ou à la résistance elle-même). Ce qui rend le dépôt

mou et fragile et s'écaille facilement sous l'action des forces de cisaillement induites par la vitesse du fluide

. Dans la pratique, les vitesses élevées du fluide provoquent le réentraînement d'une bonne partie du dépôt et modifient, par conséquent, l'évolution de la résistance d'encrassement en fonction du temps. Selon Oufer, ce type de courbes est un cas particulier des cas généraux renfermant les évolutions linéaire, à vitesse décroissante et asymptotique et il est causé par le réentraînement soudain du dépôt. Ce type d'évolution est appelé Evolution en dents de scie.

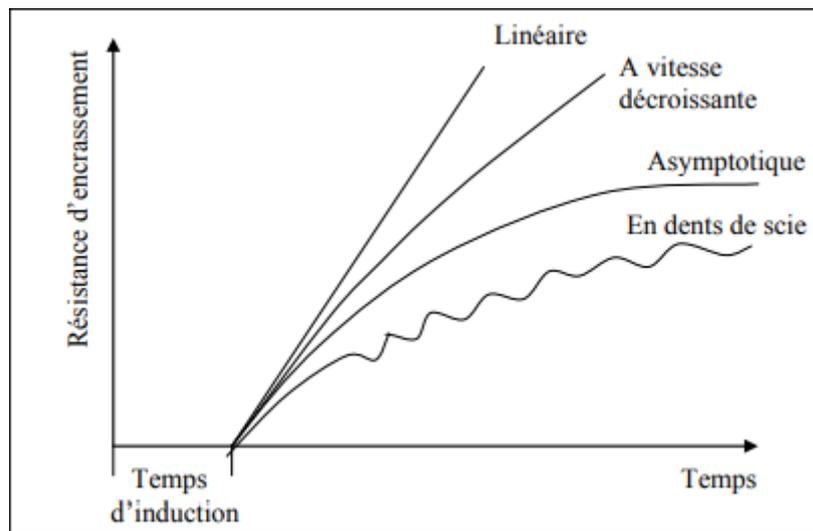


Figure II.8: Différents types d'évolution de la résistance d'encrassement en fonction du temps

Définition de l'entreprise responsable de la fabrication de la centrale électrique de larbaa :

TAB III.1 : l'entreprise responsable de la fabrication de la centrale électrique de larbaa.

Ansaldo Energia SpA	
Création	1991
Dates clés	1853 Création de Ansaldo
Forme juridique	Société Anonyme
Siège social	Gênes Italie
Direction	CEO : Giuseppe Zampini General Manager : Claudio Nucci
Actionnaires	Fondo Strategico Italiano à 45 %, Shanghai Electric Group à 40 %, Leonardo à 15 %
Activité	Construction électrique
Produits	Turbines à gaz, turbines à vapeur, centrales électriques
Effectif	2871 salariés (2013)
Site web	www.ansaldoenergia.com
Chiffre d'affaires	1079 M€ (2013)

Activité :

Ansaldo Energia est le principal fabricant italien de centrales électriques et de turbines. Le groupe est structuré en trois branches : les turbines à gaz, les turbines à vapeur et les centrales électriques et générateurs.

- Centrales électriques : centrales hydrauliques, centrales à cycle combiné, centrales thermiques, centrales à cycle ouvert, centrales géothermiques
- Composants : turbines à gaz de 70 à 290 MW, turbines à vapeur de 80 à 1 200 MW, turbogénérateurs, hydrogénérateurs

Les principales filiales :

- Ansaldo Nucleare SpA : principale entreprise italienne dans l'industrie nucléaire, actif dans la conception et la fabrication de centrales nucléaires, leur exploitation, leur démantèlement et le retraitement des déchets radioactifs.
- Ansaldo Fuel Cells : développement de piles à combustible à carbonate fondu, l'un des principaux acteurs européens
- Ansaldo Thomassen : fabrication de turbines à gaz
- Ansaldo ESG : fabrication de turbines à vapeur, de turbogénérateurs, de hydrogénérateurs

III.1 Description :

Principaux composants

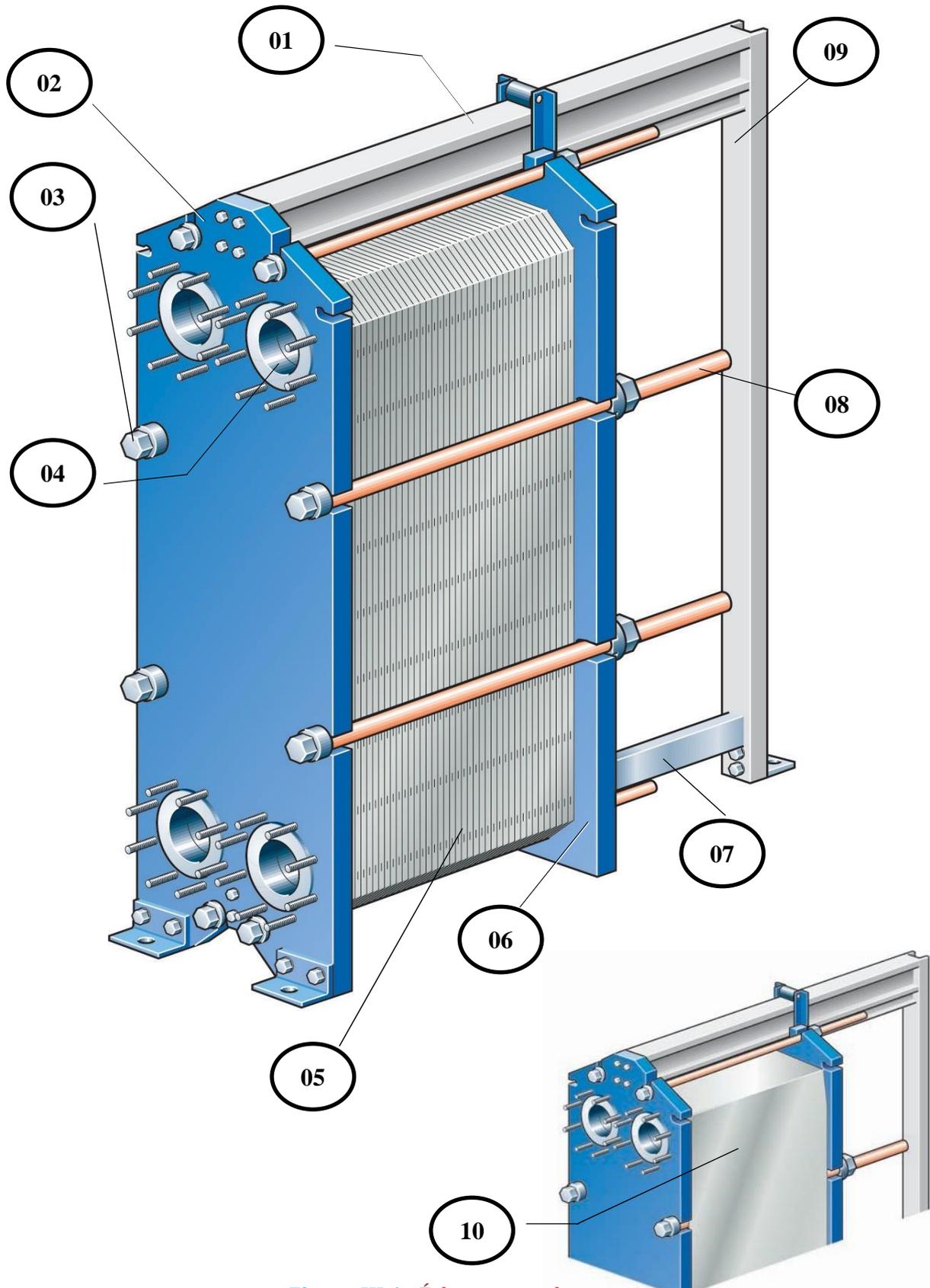


Figure III.1 : Échangeur a plaque.

- 01- Barre support** Supporte les plaques et le plateau de serrage mobile.
- 02- Bâti fixe**
- 03- Tirants de serrage** Compriment les plaques d'échange.
- 04- Raccordements** Des ouvertures sur le bâti fixe permettent aux fluides de circuler dans l'échangeur de chaleur. Tube de protection de tirant Des goujons montés autour des ouvertures assurent la fixation des tuyauteries d'alimentation sur l'appareil. Des revêtements métalliques ou en caoutchouc peuvent être utilisés pour protéger les ouvertures de la corrosion.
- 05- Plaques d'échange** Le transfert de chaleur entre deux fluides s'effectue à travers les plaques d'échange réalisées en tôle mince. Le nombre de plaques détermine la surface totale d'échange thermique.
- 06- Plateau de serrage** Plateau en acier mobile. Dans certains cas, des tubulures d'alimentation peuvent être raccordées sur le plateau de serrage.
- 07- Barre de guidage** Positionne les plaques d'échange à leur extrémité inférieure.
- 08- Tube de protection de tirant**
- 09- Pied support**
- 10- Tôles de protection** Fournies sur demande

III.2 Fonctionnement :

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

Les plaques sont positionnées dans un bâti comprenant une partie fixe et un plateau de serrage mobile et sont comprimées au moyen de tirants latéraux. Un joint par plaque assure l'étanchéité du canal ainsi que la répartition des fluides dans les canaux formés par deux plaques. Les corrugations des plaques favorisent la turbulence des fluides et assurent une bonne tenue à la pression différentielle.

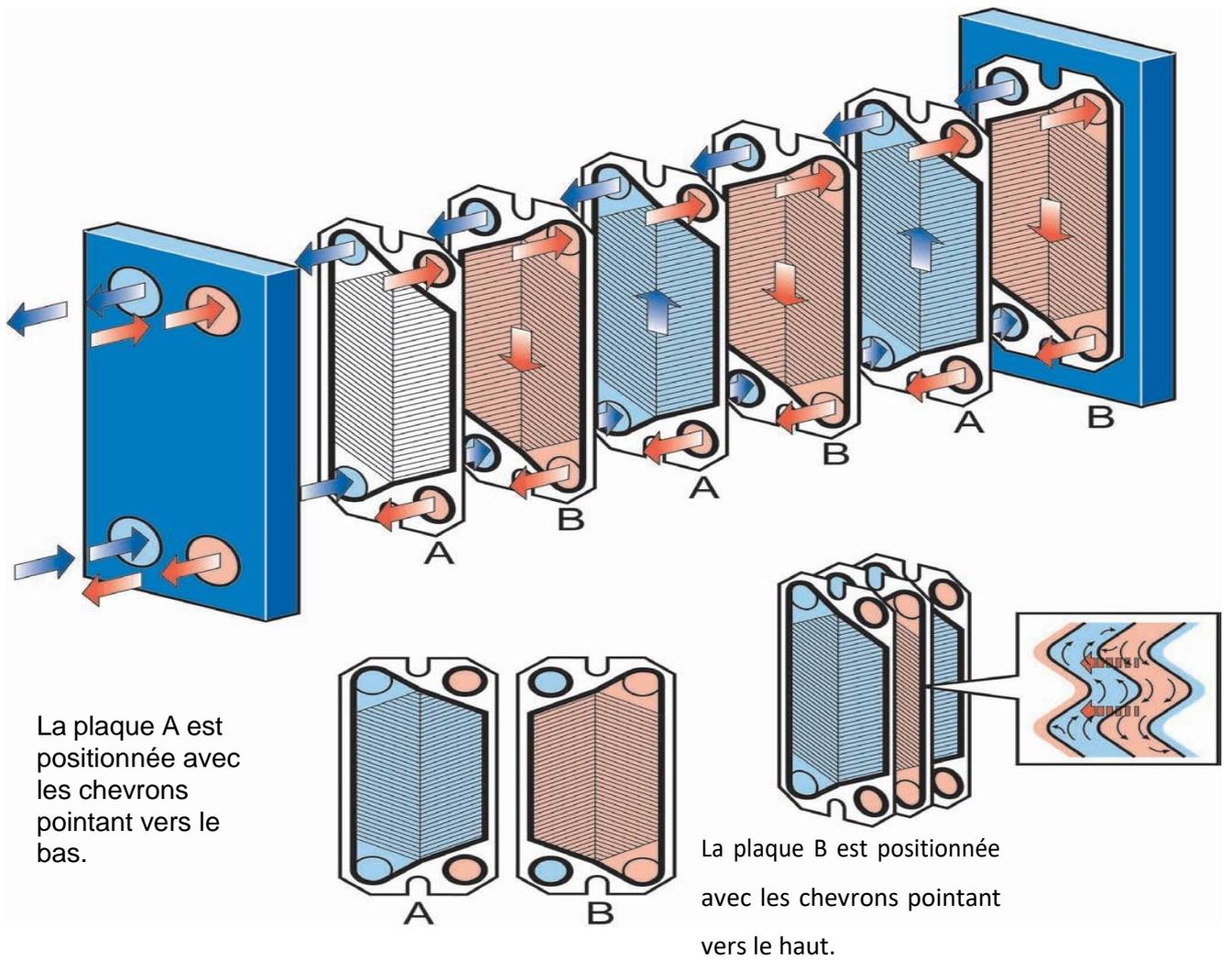


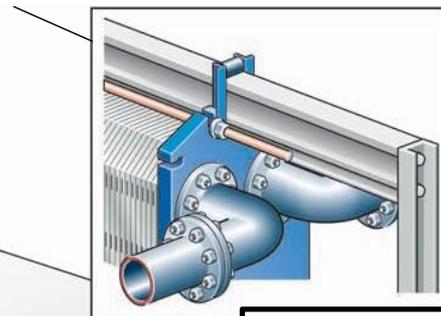
Figure III.2 : Fonctionnement d'Échangeur a plaque.

III.3 Installation :

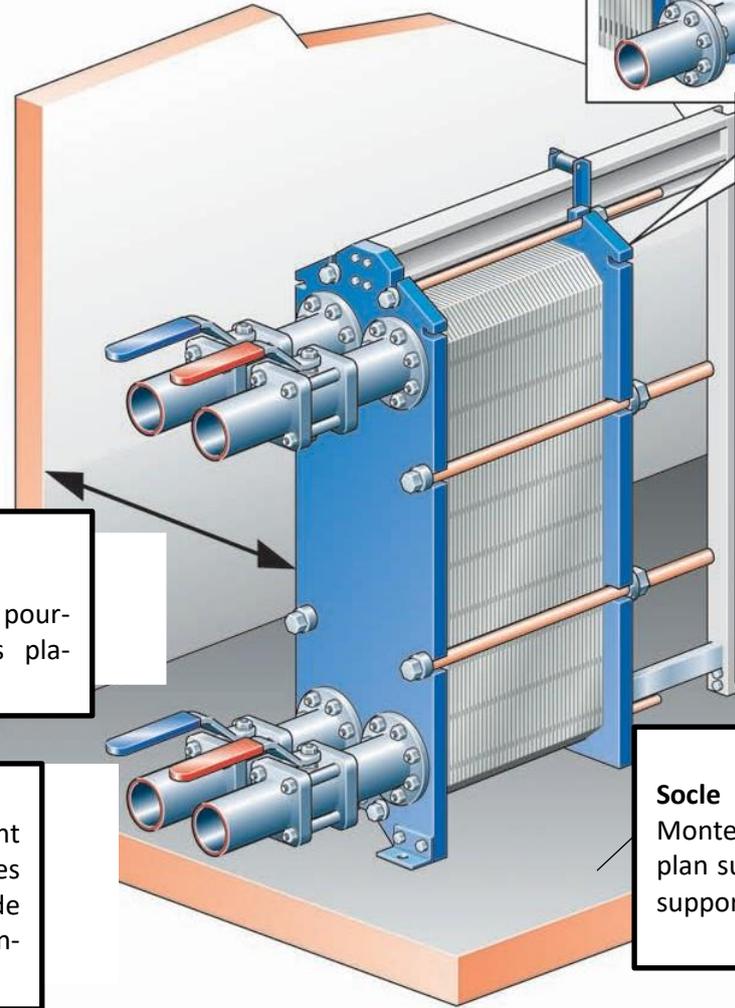
Conditions requises

Échangeurs multipasse : Raccordements sur le plateau de serrage

Il est important que les plaques soient serrées à la bonne cote (vérifier sur le plan) avant de raccorder les tuyauteries d'alimentation.



Coude
Afin de faciliter le démontage de l'échangeur à plaques, il est recommandé de monter un coude sur le raccordement du plateau de serrage, orienté vers le haut ou vers le côté, pour que la bride de raccordement à la tuyauterie soit en dehors du plan de déplacement du plateau de serrage.



Espace
Un espace libre minimum de 1 500 mm est requis pour pouvoir insérer ou retirer les plaques.

Vannes d'arrêt
Des vannes d'arrêt doivent être montées sur tous les raccordements, afin de pouvoir démonter l'échangeur à plaques.

Socle
Monter l'appareil sur un socle plan suffisamment robuste pour supporter le bâti.

Nota !

- Avant tout raccordement de tuyauterie, vérifier que le système est nettoyé de tout objet étranger.
- Lors du raccordement des tuyauteries, vérifier qu'elles n'entraînent pas des contraintes et des tensions sur l'échangeur de chaleur.
- Ne pas utiliser de vannes à fermeture rapide afin d'éviter le phénomène de coup de bélier.

Installer des soupapes de sûreté conformément aux réglementations en vigueur relatives aux récipients sous pression.
Il est recommandé de prévoir une isolation de l'échangeur lorsque la température de peau de l'échangeur est élevée ou basse.
Il est conseillé de recouvrir l'échangeur de chaleur d'un capot de protection.
Les pressions et températures d'étude sont indiquées sur la plaque signalétique de chaque modèle. Ces valeurs ne doivent jamais être dépassées

III.4 Utilisation :

Mise en route

Nota !

Si le système comporte plusieurs pompes, établissez tout d'abord s'il existe des instructions indiquant quelle pompe doit être activée en premier.

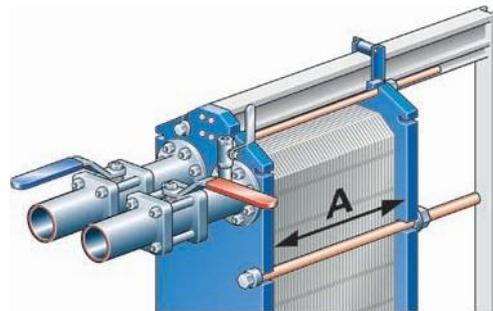
Nota !

Les réglages de débit doivent s'effectuer lentement de manière à éviter tout risque de coup de bélier.

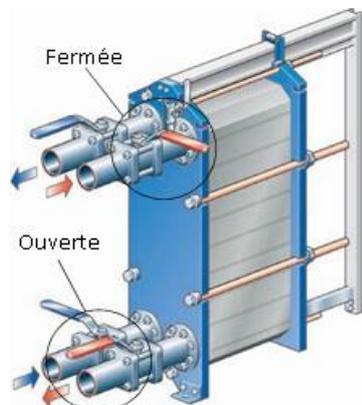
Le coup de bélier se manifeste par un pic de pression de courte durée qui peut se produire lors de la mise en route ou de l'arrêt du système. Il se manifeste comme une onde de choc se déplaçant dans le liquide à la vitesse du son. Ce phénomène risque de causer de graves dommages à l'équipe.

1 Contrôler que la cote A est correcte.

Pour A, se reporter au plan de l'échangeur inclus.

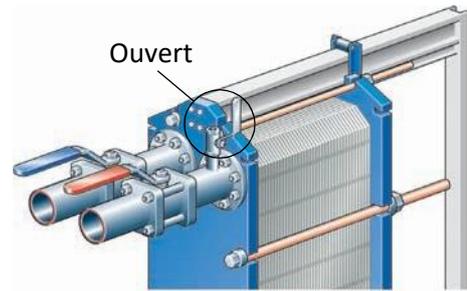


2 Vérifier que la vanne située entre la pompe et l'unité commandant le débit du système est fermée.

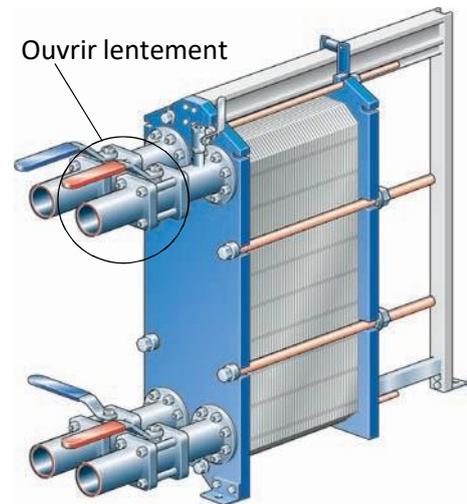


3 Si une vanne est placée à la sortie, s'assurer qu'elle est entièrement ouverte.

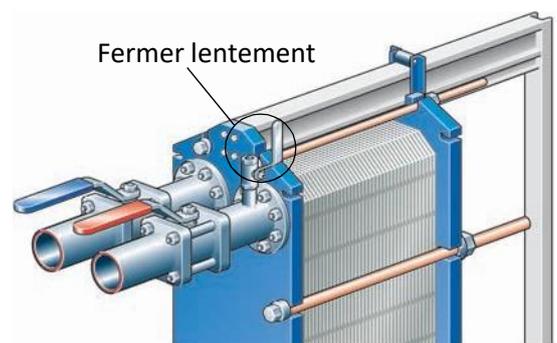
4 Ouvrir l'évent et démarrer la pompe.



5 Ouvrir la vanne lentement.



6 Lorsque tout l'air est purgé, fermer l'évent.



7 Répéter les étapes 1 à 6 pour le deuxième circuit.

Appareil en fonctionnement :

Nota !

Les réglages de débits doivent s'effectuer lentement pour protéger le système contre les variations soudaines et extrêmes de température et de pression.

En service, vérifier :

- que les températures et les pressions du fluide ne dépassent pas les limites stipulées sur les plans relatifs à l'échangeur de chaleur.
- qu'il n'apparaît pas de fuites dues à un serrage incorrect des plaques ou à des joints défectueux ou endommagés.
- que la barre support et la barre de guidage sont propres et graissés.
- que les tirants sont propres et graissés.

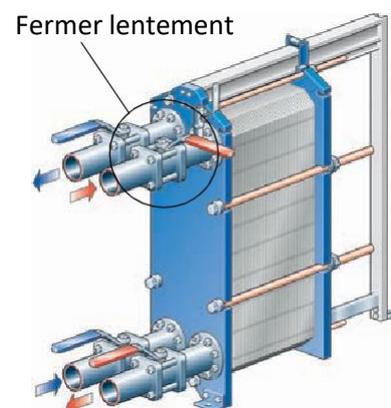
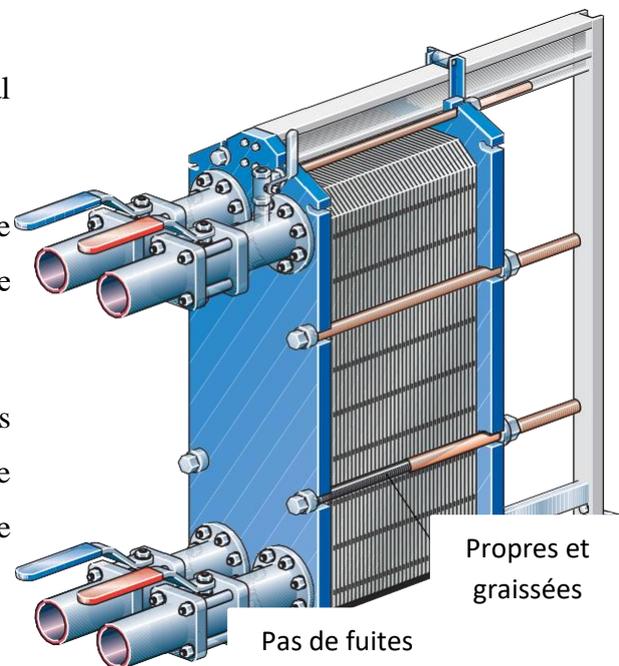
Toujours consulter votre représentant local Alfa Laval pour connaître

- la nouvelle cote de serrage du paquet de plaques si vous avez l'intention de changer le nombre de plaques
- le choix du matériau des joints si les pressions et les températures de service changent en permanence ou si un autre fluide va être utilisé dans l'échangeur.

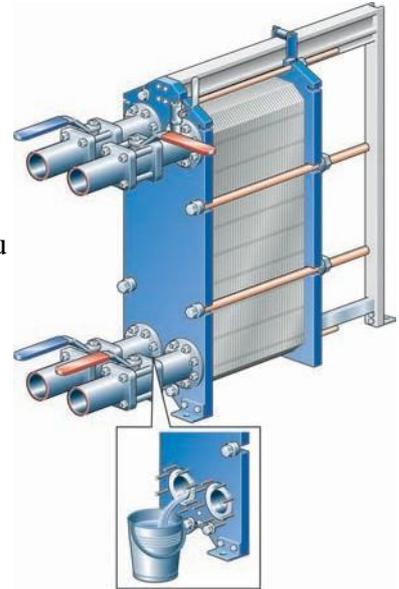
Nota !

Établir d'abord s'il existe des instructions indiquant quel circuit doit être arrêté en premier. En l'absence d'instruction particulière, arrêter le fluide chaud en premier.

- 1 Fermer lentement la vanne contrôlant le débit de la pompe qui va être arrêtée.



- 2 Lorsque la vanne est fermée, arrêter la pompe.
- 3 Répéter les étapes 1 à 2 pour l'autre circuit.
- 4 L'échangeur de chaleur doit être purgé s'il n'est pas utilisé pendant une période prolongée. La purge doit également être réalisée si le procédé est arrêté et que la température ambiante se trouve en dessous du point de congélation du fluide. En fonction du fluide utilisé, il est également recommandé de rincer et de sécher l'échangeur.



III.5 Maintenance :

L'équipement de nettoyage chimique (CIP) permet de nettoyer l'échangeur à plaques sans l'ouvrir.

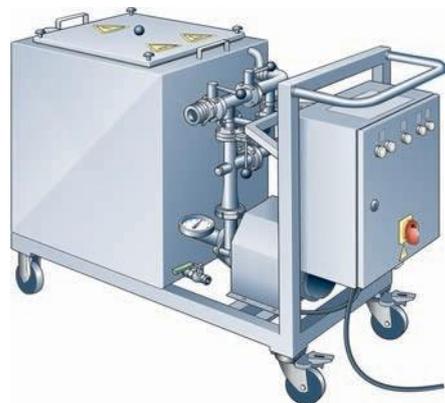
Si le nettoyage chimique ne peut pas être utilisé, le nettoyage doit s'effectuer manuellement, voir la section « Nettoyage manuel ».

Le nettoyage chimique assure :

- le nettoyage de l'encrassement et la dissolution des dépôts de tartre.
- la passivation des surfaces nettoyées afin de réduire leur sensibilité à la corrosion.
- la neutralisation des liquides détergents avant la purge.

Suivre les instructions relatives à l'équipement

Les modèles CIP suivants peuvent être utilisés : CIP75, CIP200, CIP400 et CIP800.



CIP.

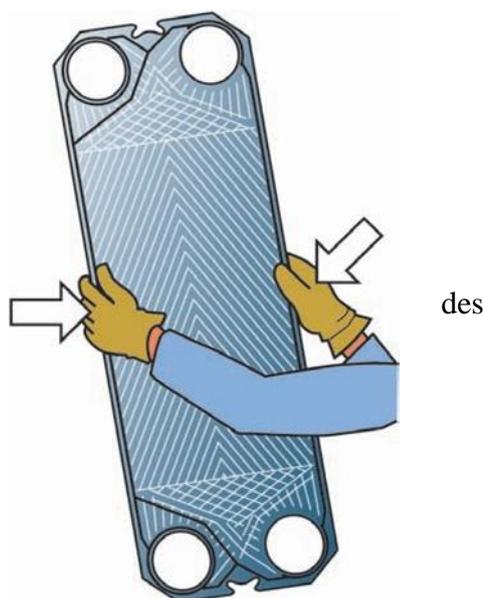
TAB III.2 : Liquides détergents.

Liquide détergent	Description
AlfaCaus	Liquide fortement alcalin pour le nettoyage de traces de peinture, degreasse, d'huile et de dépôts biologiques.
AlfaPhos	Liquide nettoyant acide pour l'élimination d'oxydes métalliques, de rouille, de tartre et d'autres dépôts inorganiques.
AlfaPass	Liquide alcalin pour la passivation (inhibition de la corrosion).
AlfaNeutra	Liquide fortement alcalin pour la neutralisation de l'AlfaPhos avant lapurge.
Alfa P-Scale	Poudre détergente acide contenant un inhibiteur de corrosion, particulièrement efficace pour l'élimination du carbonate de calcium et les autres dépôts inorganiques.
Alfa P-Neutra	Poudre alcaline pour la neutralisation de l'Alfa P-Scale usagé avant samise au rebut.
AlfaAdd	Un enrichissant de nettoyage neutre à utiliser avec AlfaPhos, AlfaCaus et Alfa P-Scale. Offre de meilleurs résultats sur des surfaces huileuses ou graisseuses et en présence de croissance biologique. AlfaAdd réduit également un éventuel moussage.
Alpacon Descalant	Agent nettoyant acide non dangereux à base d'eau conçu pour l'élimination du tartre, de la magnétite, des algues, de l'humus, des mollusques, des crustacés, de la chaux et de la rouille. Contient de la BIOGEN ACTIVE comme agent actif, un mélange biologique composé de substances renouvelables.
Alpacon Degreaser	Un dégraissant neutre à utiliser avec Alpacon Descalant. Élimine efficacement l'huile, la graisse ou les couches de produit lubrifiant tout en réduisant le moussage. Contient de la BIOGEN ACTIVE comme agent actif, un mélange biologique composé de substances renouvelables.

Nettoyage manuel

Avertissement !

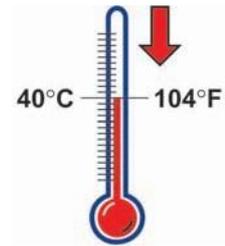
Afin d'éviter tout risque de blessures dues à des bords tranchants, il est recommandé de toujours porter des gants de protection lors de manipulation des plaques et des tôles de protection.



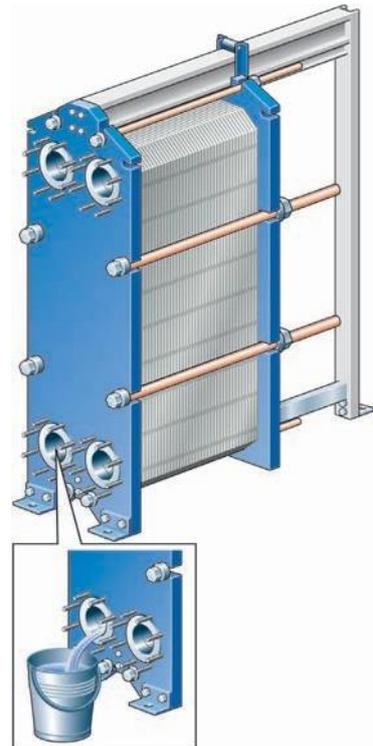
Ouverture de l'échangeur

Avertissement !

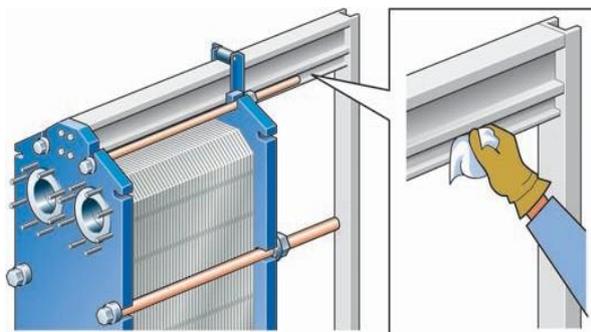
Si l'échangeur de chaleur est chaud, attendre qu'il refroidisse jusqu'à une température d'environ 40 °C (104 °F).



- 1 Purger l'échangeur de chaleur.



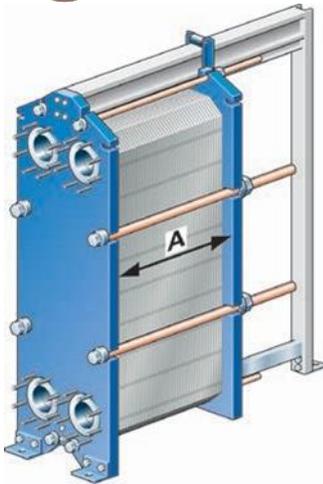
- 2 Contrôler les surfaces de frottement de labarre support et les nettoyer



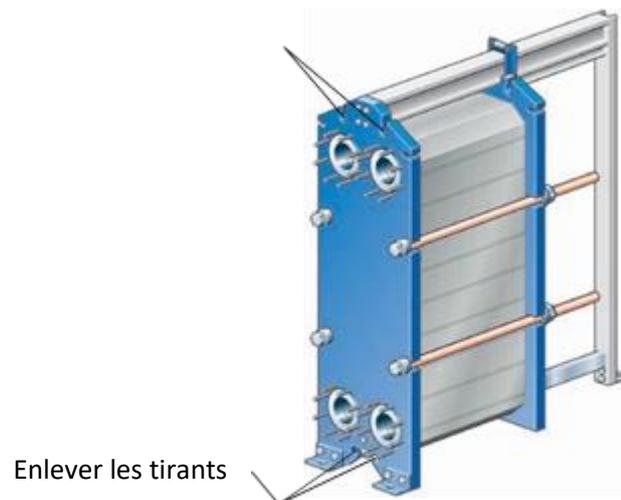
- 3 Tracer d'une ligne diagonale l'ensemble des plaques sur l'extérieur



4 Mesurer et noter la cote A.



5 Desserrer les tirants qui ne sont pas équipés de paliers et les retirer



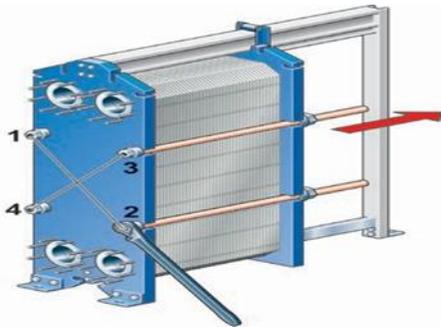
6 L'ouverture des paires de tirants qui sont équipés de paliers est à effectuer en deux étapes, en alternance et en diagonale, comme indiqué dans les figures ci-des- sous.

Étape	Tirant n°	À la cote
1	1-2-3-4	1,05A
2	1-2 ou 3-4	Ouverture de l'échan-geur

Il faut toujours veiller à ce que le bâti fixe et le plateau de serrage mobile soient paral- lèles. L'inclinaison du plateau de serrage mobile pendant l'ouverture ne doit pas dé- passer 10 mm (2 tours par tirant) sur la largeur et 25 mm (5 tours par tirant) dans le sens vertical.

Étape 1 : desserrer les quatre tirants en al- ternance et en diagonale jusqu'à ce que l'empilement des plaques mesure 1,05A

Étape 2 : desserrer les deux paires de ti- rants en alternance et en diagonale, com- me indiqué dans la figure ci-dessous



7 *Faire glisser le plateau de serrage sur la barre support afin de libérer l'ensemble des plaques

*Si les plaques doivent être numérotées, effectuer cette opération avant de les retirer

*Il est nécessaire de retirer les plaques du bâti si le nettoyage est effectué unique ment à l'eau, c'est-à-dire sans produit détergent. Enlever la plaque



Nettoyage manuel des appareils ouverts

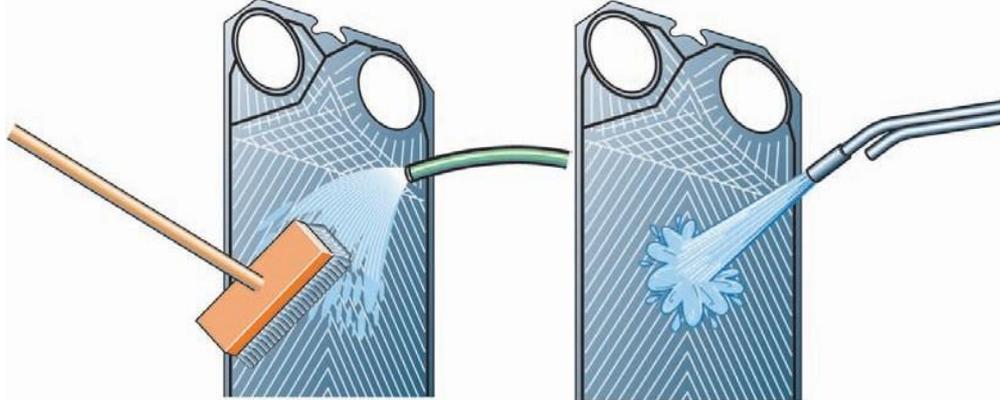
Attention !

Ne jamais utiliser d'acide chlorhydri- que avec des plaques en acier inoxy- dable. Ne pas utiliser d'eau contenant plus de 330 ppm Cl pour la prépara- tion de solutions de nettoyage. Il est très important de protéger les barres et le pied support en aluminium con- tre l'agression de produits chimiques.

Dépôts pouvant être enlevés avec de l'eau et une brosse

Les plaques n'ont pas besoin d'être retirées du bâti de l'échangeur pour le nettoyage.

- | | |
|--|--|
| 1 Enlever les dépôts au moyen d'une brosse souple et de l'eau courante. | 2 Rincer à l'eau à l'aide d'un équipement haute pression. |
|--|--|



Dépôts ne pouvant pas être enlevés avec de l'eau et une brosse

Les plaques doivent être retirées du bâti de l'échangeur pour le nettoyage.

- | | |
|---|--------------------------|
| 1 Frotter avec un produit nettoyant. | 2 Rincer à l'eau. |
|---|--------------------------|

TAB III.3 : Produits de nettoyage – Incrustation, entartrage.

Concentration maxi 4 % Température maxi 60 °C (140 °F)

Incrustation – Entartrage	Dépôt	Produit de nettoyage
Carbonate de calcium	Produits corrosifs	Acide nitrique
Sulfate de calcium	Oxydes métalliques	Acide sulfamique
Silicates	Argile de limon	Acide citrique
	Alumine	Acide phosphorique
	Organismes diatomiques et leurs coprolithes de différentes couleurs	Agents complexants (EDTA, NTA) Polyphosphates de sodium

TAB III.4 : Produits de nettoyage – Croissance biologique, boues.

Concentration maxi 4 % Température maxi 80 °C (176 °F)

Croissance biologique – boues	Produit de nettoyage
Bactérie	Hydroxyde de sodium
Nématodes	Carbonate de sodium
Protozoaire	L'efficacité du nettoyage peut être sensiblement améliorée par l'addition de petites quantités d'hypochlorite ou d'agents favorisant la formation de complexes et de surfactants.

Produits de nettoyage – Résidus d'huile, asphalte, corps gras

Dépôt	Produit de nettoyage
Résidus d'huile Asphalte Corps gras	Solvant paraffinique à base de naphta (par ex. kérosène). Nota! Les joints élastomères de qualités EPDM ont tendance à gonfler dans ces fluides. Le temps de contact doit être limité à 30 minutes.

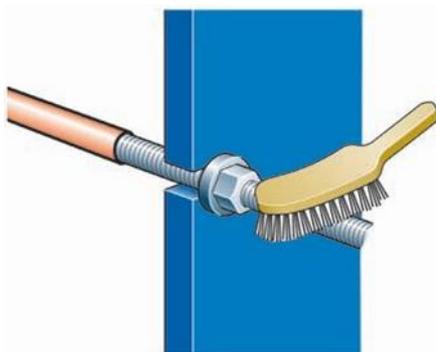
Attention !

Les solutions suivantes ne doivent pas être utilisées :

- Cétones (par ex. acétone, méthyle éthyle cétone, méthylisobutylcétone)
- Esters (par ex. acétate d'éthyle, acétate de butyle)
- Hydrocarbures halogénés (par ex. chloro- thène, tétrachlorure de carbone, fréons)
- Aromates (par ex. benzène, toluène).

Remontage de l'échangeur

- 1** Vérifier que toutes les faces de joints sont propres.
- 2** Nettoyer les filetages des tirants à l'aide d'une brosse métallique. Appliquer une fine couche de graisse sur les filetages, par ex. Gleitmo 800 ou équivalent.

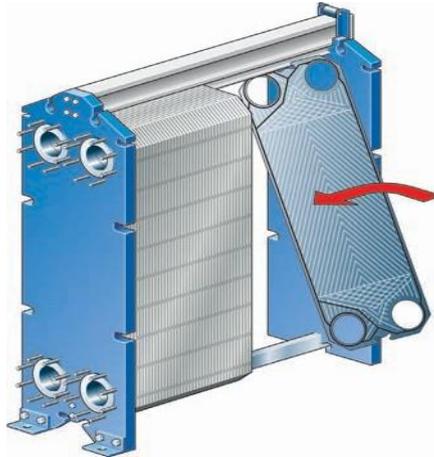


- 3** Fixer les joints sur les plaques ou vérifier que tous les joints sont correctement fixés.

Nota !

Un joint mal positionné dépasse généralement de sa gorge ou n'est pas en place dans son logement.

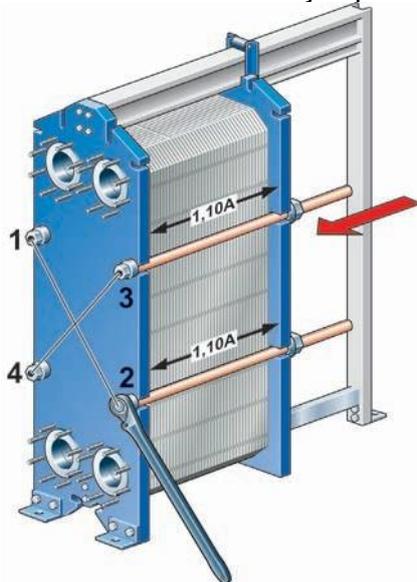
- 4** Monter les plaques en alternant la direction des chevrons toutes les deux plaques et en vérifiant que les joints sont orientés face au bâti fixe.



- 5** Comprimer l'ensemble des plaques. Le serrage se déroule en deux temps, voir les figures ci-dessous. Veiller toujours à ce que le bâti fixe et le plateau de serrage mobile soient parallèles.

Étape	Tirant n°	À la cote
1	1-2 ou 3-4	1,10A
2	1-2-3-4	A

Étape 1 : Serrer les deux paires de tirants en diagonale et en alternance jusqu'à ce que l'empilement des plaques mesure 1,10A.



Étape 2 : Les tirants sont ensuite serrés alternativement et en diagonale, tel qu'illustré sur la figure ci-dessous. Vérifier la cote A pendant le serrage aux endroits des tirants utilisés.



Nota !

Ne pas dépasser le couple maximum indiqué dans le tableau ci-dessous en cas d'utilisation d'un outil de serrage pneumatique. Mesurer la cote A pendant le serrage.

Taille du tirant	Tirant avec palier		Tirant avec rondelles	
	N·m	kpm	N·m	kpm
M24			450	45
M30			900	90
M39	1300	130	2000	200
M48	2100	210	3300	330

En cas de serrage manuel, il faut faire une estimation du couple.

S'il est impossible d'obtenir la cote A

- Vérifier le nombre de plaques et la cote A.

Vérifier si tous les écrous et les paliers bougent librement. Dans le cas contraire, nettoyer et lubrifier ou remplacer.

La cote A peut être dépassée dans des cas exceptionnels. Les longueurs suivantes peuvent alors être tolérées pour l'empilage des plaques

Longueur de l'empilage des plaques / plaque	Longueur de l'empilage des plaques (cote A)
>4 mm	A + 1 %
3–4 mm	A + 1,5 %
<3 mm	A + 2 %

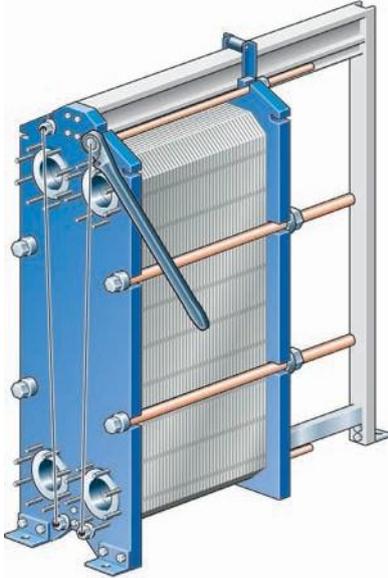
6

Mettre en place les autres tirants.

- Contrôler les rondelles.
- Lorsqu'ils sont serrés à fond, les tirants doivent tous être tendus de la même manière.
- La différence entre les longueurs des piles de plaques (la cote A) mesurées sur des tirants voisins ne doit pas dépasser :
 - 2 mm si $A < 1000$ mm
 - 4 mm si $A > 1000$ mm.

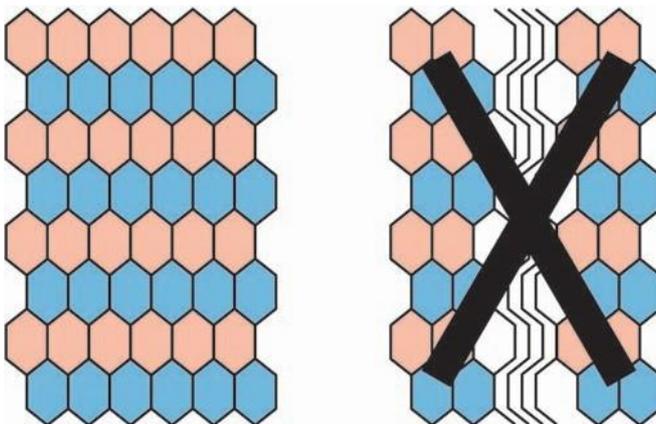
La longueur de la pile de plaques ne doit pas présenter une différence supérieure à 1 % au niveau de tous les tirants.

- Si l'appareil ne peut pas être rendu parfaitement étanche, serrer pour obtenir la cote $A - 1\%$. Il ne faut cependant pas dépasser le couple de serrage maximum.



7

Si les plaques sont correctement assemblées, les bords forment une structure en « nid d'abeilles », voir la figure ci-dessous.



Test de pression après la maintenance

*Avant le démarrage de la production, si des plaques ou des joints ont été retirés, insérés ou échangés, il est fortement recommandé d'effectuer un test de pression afin de vérifier l'étanchéité à la fois interne et externe du PHE. Lors de ce test, il faut tester un côté fluide à la fois avec l'autre côté ouvert à l'atmosphère.

*Le test de pression doit être effectué à une pression égale à la pression de service de l'unité réelle, mais jamais au-dessus de la pression de conception indiquée sur la plaque du constructeur.

*La durée recommandée du test est de 10 minutes.

Notez que les unités PHE des applications Réfrigération ainsi que les unités utilisant des fluides non miscibles avec

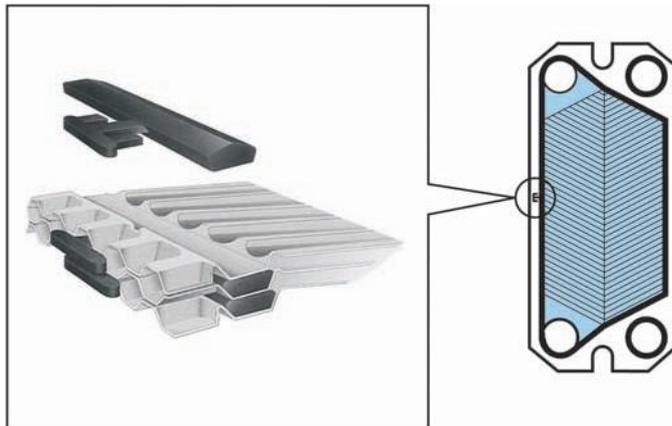
l'eau doivent être séchées après le test de pression hydrostatique.

*Veuillez consulter le bureau ou le représentant local du fournisseur afin d'obtenir des conseils relatifs à la procédure de test de pression.

Remplacement des joints

Joint mouluré

- 1 Ouvrir l'échangeur de chaleur conformément aux instructions de la page 9 et déposer la plaque qui nécessite un nouveau joint.
- 2 Déposer le joint usagé.
- 3 Assurez-vous que toutes les surfaces d'étanchéité sont sèches, propres et exemptes de corps étrangers.
- 4 Enclencher le joint mouluré sur la plaque. Rabattre les ergots de verrouillage sous la plaque.



Nota !

Veiller à ce que les deux ergots soient dans la position correcte. Poursuivre avec la prochaine plaque à re-garnir jusqu'à ce que toutes les plaques soient complètes.

- 5
- 6 Refermer l'échangeur de chaleur conformément aux instructions de la page 14.

Joint collé

Les instructions de collage séparées sont fournies avec la colle.

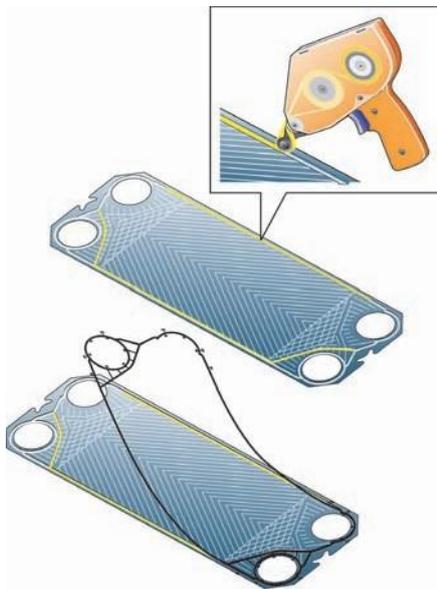
Joint « Clip-AD » (MX25)

Le joint dit « Clip-AD » est une combinaison de la fixation moulurée conventionnelle autour des raccords et de la fixation au moyen d'un ruban adhésif long des côtés des plaques.

L'utilisation du ruban adhésif (GC1) est une méthode simple qui permet un

positionnement précis du joint. Il est collé dans la gorge du joint avec un pistolet à bande spécial qui facilite l'application de la bande exactement à l'endroit voulu.

- 1 Ouvrir l'échangeur de chaleur conformément aux instructions de la page 9 et déposer la plaque qui nécessite un nouveau joint.
- 2 Déposer le joint usagé.
- 3 Il est inutile de retirer l'ancienne bande, car le film est très mince. Il faut cependant s'assurer que la gorge du joint est propre et sèche.
- 4 Coller la bande à l'aide du pistolet.



- 5 Fixer le joint à la plaque. Rabattre les ergots de verrouillage sous la plaque.
- 6 Refermer l'échangeur de chaleur conformément aux instructions

IV.1 DIMENSIONNEMENT DE L'ÉCHANGEUR A PLAQUES INOX BRASEES par la méthode de DTLM :

IV.1.1 RAPPEL THEORIQUES :

On sait que puissance transférée dans un échangeur de chaleur s'exprime selon la relation fondamentale :

$$Q = K.A.\Delta t_m.I \tag{IV 1}$$

La puissance échanger s'explicite aussi par le fait que la chaleur perdue par le fluide chaude est intégralement récupérée par le fluide froide (aux pertes par radiation près).

Soit :

$$Q_i = \dot{m} . C_{P_i} . \Delta t_i \tag{IV 2}$$

i =1 (fluid chaud) i =2 (fluid froid)

ainsi, si le fluide 1se refroidit de T_{E1} à T_{S1} et le fluide 2 se réchauffé de T_{E2} à T_{S2} , on a :

$$\Delta t_1= T_{E1}- T_{S1} \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (E=\text{entrée}) \qquad \Delta t_2= T_{S2}- T_{E2} \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (S=\text{sortie})$$

$$Q_1 = \dot{m}_1 * C_{P1} * \Delta t_1 \qquad Q_2 = \dot{m}_2 * C_{P2} * \Delta t_2$$

On applique le principe de la conservation de l'énergie, donc la quantité de chaleur cédée par l'huile est absorbée par l'eau comme c'est écrit :

$$Q_1 = Q_2 \tag{IV 3}$$

$$\text{et } \dot{m}_1 * C_{P1} * \Delta t_1 = \dot{m}_2 * C_{P2} * \Delta t_2 \tag{IV 4}$$

On commence par déterminer le DTLM (Différence de Température Logarithmique Moyenne).

Le DTLM (ΔTLM) est la moyenne logarithmique des pincements de température à chaque extrémité de l'échangeur.

a partir de ces différentes valeurs, on calcule Δt_m selon :

$$\Delta TLM = \frac{(T_{E1}-T_{S2})-(T_{S1}-T_{E2})}{LnT_{E1}-T_{S2}/T_{S1}-T_{E2}} \quad (\text{en valeur absolu}) \tag{IV 5}$$

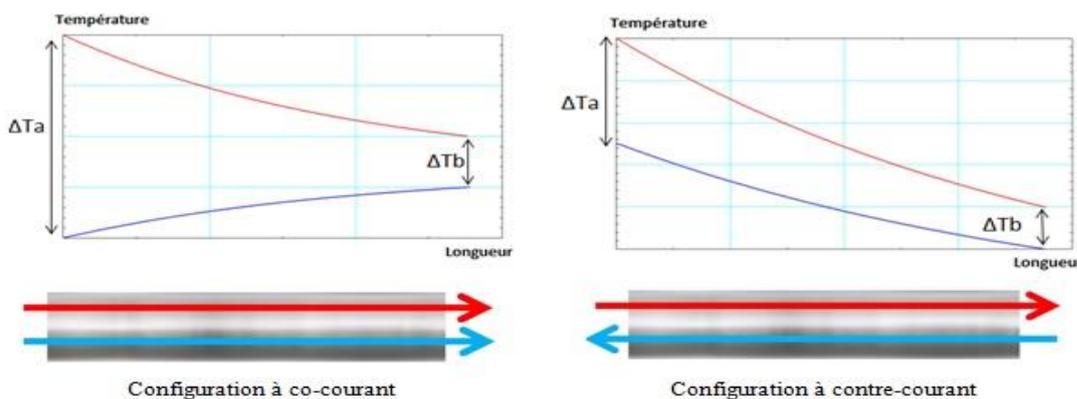


Figure IV.1 : diagramme de DTLM.

Ainsi, reprenant la formule (1), il est possible de définir la surface d'échange A, dès lors que Q et Δt_m sont connus et que K le bientôt.

LES DONNEES NECISSAIRES AU CALCUL D'UN ECHANGEUR :

Sont déjà considérées comme acquises les données procès évoquées ci-dessus soit :

- \dot{m}_1 et \dot{m}_2
- et T_{E1} et T_{S1} et T_{E2} et T_{S2} et Δt_m
- C_{P1} et C_{P2}

A quoi, il faut ajouter les propriétés physiques des fluides 1 et 2 , soit :

- Masse volumique ρ (kg/m³) soit ρ_1 et ρ_2
- Viscosité μ (CP) soit μ_1 et μ_2
- Conductivité thermique (W/m². °C) soit λ_1 et λ_2

Et aussi, les pertes de charge allouées sur chaque fluide (KPa) soit ΔP_1 ΔP_2

Ces propriétés physiques permettent de calculer le nombre de Prandtl (Pr)de chaque fluide :

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{\lambda} \quad \text{Soit } Pr_1 \text{ et } Pr_2 \quad (\text{IV } 6)$$

Note sur les pertes de charge : en première approximation, elles varient en fonction du carré des débits. Ainsi, à débit moitié du nominal, les pertes de charge sont à peu près le quart de celles du cas de base. Pour un calcul, on peut ainsi définir la perte de charge maximum autorisée sur un fluide, la perte de charge sur le second se déduisant de précédente en fonction du carré du rapport des débits.

IV.1.2 CALCUL DU COEFFICIENT D'ECHANGE K :

Nous nous limiterons ici à l'aspect strictement thermique du phénomène, qui se traduit par l'apparition d'une résistance supplémentaire R à la paroi, nommée « résistance d'encrassement ». Il se trouve en effet que la conductivité thermique de ces dépôts (encore appelés films d'encrassement) est généralement faible par rapport à celle des parois. Leur résistance thermique n'est donc pas négligeable et doit être prise en compte dans le calcul de k. Ceci entraîne bien entendu une diminution des performances thermiques des échangeurs au bout d'un certain temps de fonctionnement.

Les valeurs des résistances d'encrassement sont très variables car elles dépendent du type d'échangeur utilisé, de la nature des fluides et de la structure des écoulements.

Cependant, l'expérience montre qu'au fil du temps elles atteignent presque toujours une valeur asymptotique, ce qui est déjà rassurant. De ce fait, les calculs d'avant-projet seront conduits en prenant en compte cette valeur limite, et fourniront ainsi une borne inférieure pour les performances.

Citons seulement comme exemples, pour des échangeurs tubulaires :

Eau de mer a $T < 50\text{ }^{\circ}\text{C}$	$R = 10^{-04}\text{ m}^2 \cdot \text{K.W}^{-1}$
Eau de mer a $T > 50\text{ }^{\circ}\text{C}$	$R = 2.10^{-04}\text{ m}^2 \cdot \text{K.W}^{-1}$
Eau de ville a $T < 50\text{ }^{\circ}\text{C}$	$R = 2.10^{-04}\text{ m}^2 \cdot \text{K.W}^{-1}$
Eau de ville a $T > 50\text{ }^{\circ}\text{C}$	$R = 3,5.10^{-04}\text{ m}^2 \cdot \text{K.W}^{-1}$
Eau de rivière	$R = 3,5\text{ à }7.10^{-04}\text{ m}^2 \cdot \text{K.W}^{-1}$
Vapeur d'eau non grasse	$R = 1.10^{-04}\text{ m}^2 \cdot \text{K.W}^{-1}$
Vapeur d'eau grasse	$R = 2.10^{-04}\text{ m}^2 \cdot \text{K.W}^{-1}$
Liquides réfrigérants	$R = 1,8.10^{-04}\text{ m}^2 \cdot \text{K.W}^{-1}$
Fioul	$R = 4\text{ à }9.10^{-04}\text{ m}^2 \cdot \text{K.W}^{-1}$
Essence, gazole	$R = 2.10^{-04}\text{ m}^2 \cdot \text{K.W}^{-1}$
Huiles de lubrification	$R = 1,8.10^{-04}\text{ m}^2 \cdot \text{K.W}^{-1}$
Air non dépoussiéré	$R = 3,5.10^{-04}\text{ m}^2 \cdot \text{K.W}^{-1}$
Produits de combustion gazeux	$R = 20\text{ à }70.10^{-04}\text{ m}^2 \cdot \text{K.W}^{-1}$

Dans les échangeurs à plaques, les résistances sont en moyenne quatre fois plus faibles.

Pratiquement, on doit distinguer les résistances d'encrassement R_1 côté fluide chaud et R_2 côté fluide froid, la résistance totale étant pour une paroi plane :

On prendra R globale = $R_1 + R_2 = 1.8 * 10^{-4} + 3.5 * 10^{-4} = 5.3 * 10^{-4}\text{ }^{\circ}\text{C.m}^2/\text{W}$

IV.1.2.1 Calcul de K et prise en compte de l'encrassement :

Le coefficient d'échange d'un échangeur est donné par la formule ci-contre :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + \frac{e}{\lambda_w} + R_1 + R_2 \quad (\text{IV } 7)$$

IV.1.2.2 Calcul de K sans les résistances d'encrassement :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + \frac{e}{\lambda_w} \quad \text{avec } A_1 = A_2 \quad (\text{IV } 8)$$

Formule dans laquelle h_1 et h_2 sont les coefficients de film de chaque fluide, e l'épaisseur de la plaque d'échange, λ_w la conductivité thermique de la plaque et R les coefficients d'encrassement pour chaque fluide.

calculés sur la base de corrélations et de nombre adimensionnels tels que le Reynolds (R), le Prandlt (Pr) et le Nusselt (Nu)

Pour un échangeur à plaques inox prendre :

Conductivité thermique PLATES MATERIAL AISI 304 - 0.40 mm 16,3 (W m⁻¹ K⁻¹)

On prend :
$$\frac{e}{\lambda_w} = \frac{0.4 \cdot 10^{-3}}{16.3} = 2.454 \cdot 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}\cdot\text{m}^2/\text{W} \text{ (en moyenne)}$$

Re : exprimé en $^\circ\text{C}\cdot\text{m}^2/\text{W}$

On recommande de prendre des valeurs de Re de l'ordre de **10 fois** inférieures à celles préconisées pour les échangeurs tubulaires conventionnels.

Les valeurs de h1 et h2 se calculent alors à partir de la formule expérimentale suivante :

$$hi \frac{Pr_i^{-1/3}}{\lambda_i} = 234 \left(\frac{\Delta Pi \cdot \rho_i}{Np \cdot \mu_i^2} \right)^{0.3275} \quad (IV 9)$$

IV.1.3 APPLICATION :

Pour notre cas on a un programme thermique suivant :

Propriétés physiques de l'HUILE et de l'EAU :

Fluide	1 : HUILE	2 : EAU
Température de l'entre	T _{E1} = 66.6 $^\circ\text{C}$	T _{E2} = 50 $^\circ\text{C}$
Température de la sortie	T _{S1} = 54 $^\circ\text{C}$	T _{S2} = 55.2 $^\circ\text{C}$
débit	$\dot{m}_1 = 85180\text{kg/h} = 23.66 \text{ kg/s}$	$\dot{m}_2 = 98840\text{kg/h} = 27.45 \text{ kg/s}$
Masse volumiques	$\rho_1 = 849.2 \text{ kg/m}^3$	$\rho_2 = 1005\text{kg/m}^3$
Viscosités	$\mu_1 = 46 \text{ mPa/s}$	$\mu_2 = 0.67 \text{ mPa/s}$
Chaleurs spécifiques	C _{p1} = 2.01 kj/kg	C _{p2} = 4.19 kj/k g
Conductivités thermiques	$\lambda_1 = 0.13 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$	$\lambda_2 = 0.62 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$
Perte de charge	$\Delta P_1 = 47.68\text{Kpa}$	$\Delta P_2 = 20.13\text{Kpa}$

➤ Nombre de passe N=1

IV.1.3.1 CALCUL DU Δt_1 ET Δt_2 DE L'ECHANGEUR :

$$\Delta t_1 = T_{E1} - T_{S1} = 66.6 - 54 = 12.6 \text{ } (^\circ\text{C})$$

$$\Delta t_2 = T_{S2} - T_{E2} = 55.2 - 50 = 5.2 \text{ } (^\circ\text{C})$$

IV.1.3.2 CALCUL DU Δt_m DE L'ECHANGEUR :

$$(5) \rightarrow \Delta t_m = \frac{(66.6 - 55.2) - (54 - 50)}{\ln \frac{66.6 - 55.2}{54 - 50}} = 7.065^\circ\text{C}$$

IV.1.3.3 NOMBRE DE PRANDTL :

$$(6) \rightarrow Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{\lambda}$$

$$Pr_1 = \frac{2.01 \cdot 46}{0.13} = 711.23$$

$$Pr_2 = \frac{4.19 \cdot 0.67}{0.62} = 4.528$$

IV.1.3.4 Calcul des coefficients de films :

$$h1 \frac{Pr1^{-1/3}}{\lambda1} = 234 \left(\frac{\Delta P1 \cdot \rho1}{N \cdot \mu1^2} \right)^{0.3275} \rightarrow h1 \frac{711.23^{-1/3}}{0.13} = 234 \left(\frac{47.68 \cdot 849.2}{1 \cdot 46^2} \right)^{0.3275}$$

$$h1 \cdot 0.862 = 615.19$$

Ce qui donne : $h1 = 713.67 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$

$$h2 \frac{Pr2^{-1/3}}{\lambda2} = 234 \left(\frac{\Delta P2 \cdot \rho2}{N \cdot \mu2^2} \right)^{0.3275} \rightarrow h2 \frac{4.528^{-1/3}}{0.62} = 234 \left(\frac{20.13 \cdot 1005}{1 \cdot 0.67^2} \right)^{0.3275}$$

$$h2 \cdot 0.975 = 7822.67$$

Ce qui donne : $h2 = 8023.25 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$

IV.1.3.5 Calcul de coefficient d'échange global K :**Calcul de K et prise en compte de l'encrassement :**

Le coefficient d'échange d'un échangeur est donné par la formule ci-contre :

$$(7) \rightarrow \frac{1}{K} = \frac{1}{h1} + \frac{1}{h2} + \frac{e}{\lambda w} + R1 + R2$$

On a R_e globale = $R_{e1} + R_{e2} = 1.8 \cdot 10^{-4} + 3.5 \cdot 10^{-4} = 5.3 \cdot 10^{-4} \text{ °C} \cdot \text{m}^2 / \text{W}$

Et : $\frac{e}{\lambda w} = 2.454 \cdot 10^{-5} \text{ °C} \cdot \text{m}^2 / \text{W}$

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{713.67} + \frac{1}{8023.25} + 2.454 \cdot 10^{-5} + 5.3 \cdot 10^{-4}$$

$$\frac{1}{K} = (208.03) \cdot 10^{-5}$$

$$K = 480.68 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

Calcul de K sans les résistances d'encrassement :

$$(8) \rightarrow \frac{1}{K} = \frac{1}{h1} + \frac{1}{h2} + \frac{e}{\lambda w}$$

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{713.67} + \frac{1}{8023.25} + 2.454 \cdot 10^{-5}$$

$$\frac{1}{K} = (1550.3) \cdot 10^{-5}$$

$$K = 645 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

Si la Perte de charge ΔP augmente trop, l'échangeur s'arrête et est épuré et réparé, et le deuxième échangeur de réserve est utilisé.

IV.1.3.6 Calcul de quantité de chaleur :

$$Q = \dot{m}_1 \cdot C_{P1} \cdot \Delta t_1 = \dot{m}_2 \cdot C_{P2} \cdot \Delta t_2$$

$$Q = (85180 / 3600) \cdot 2.01 \cdot 12.6 = (98840 / 3600) \cdot 4.19 \cdot 5.2$$

$$Q = 599.241 \text{ KW}$$

$$Q = 599241 \text{ W}$$

IV.1.3.7 surface de l'échangeur

D'où $A = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_m \cdot l}$

<u>avec les résistances d'encrassement</u>	<u>sans les résistances d'encrassement</u>
$A = \frac{599241}{480.68 * 7.065 * 1} = 176.45 \text{ m}^2$	$A = \frac{599241}{645 * 7.065 * 1} = 131.50 \text{ m}^2$

Remarque :

L'augmentation du coefficient k entraîne une diminution de la surface d'échange thermique.

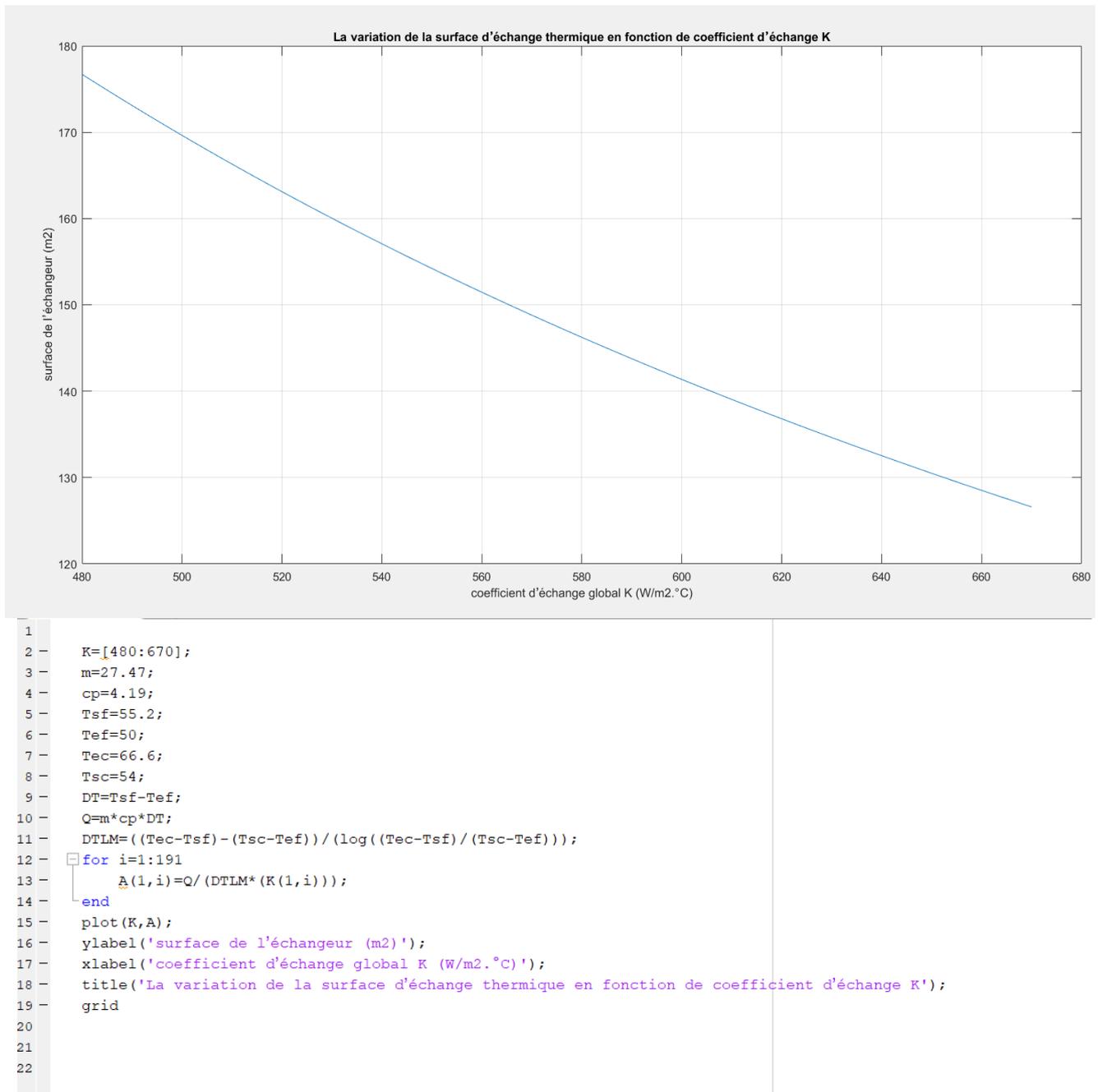


Figure IV.2 : La variation de la surface d'échange thermique en fonction de coefficient d'échange K par la méthode de DTLM.

IV.2 DIMENSIONNEMENT DE L'ÉCHANGEUR A PLAQUES INOX BRASEES par la méthode de NUT :

IV.2.1 RAPPEL THEORIQUES :

Objet : dimensionnement d'un échangeur par la méthode du Nombre d'Unité de Transfert (NUT).

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

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

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

$$E = \frac{P_{réel}}{P_{max}}$$

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

Où :

\dot{m}_c, \dot{m}_f : débit massique des fluides respectivement chaud et froid en Kg/h ;

C_{p_c}, C_{p_f} : chaleur spécifique à pression constante des fluides respectivement chaud et froid t, en J/(Kg.°k) ;

$\Delta t_c, \Delta t_f$: écart de température des fluides respectivement chaud et froid, en K ou en °C ;

$$\Delta t_f = T_{Ef} - T_{Sf}$$

$$\Delta t_c = T_{Sc} - T_{Ec}$$

T_{Ec}, T_{Ef} : températures d'entrée des fluides respectivement chaud et froid, en K.

T_{Sc}, T_{Sf} : températures de sortie des fluides respectivement chaud et froid, en K.

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

$$P_{max} = C_{min} * (T_{Ec} - T_{ef})$$

Le débit de capacité thermique massique minimale C_{min} est le produit du débit massique (\dot{m}) par la chaleur spécifique (C_p) du fluide :

$$C_{\min} = \min(\dot{m}_c \cdot c_{p_c}; \dot{m}_f \cdot c_{p_f}) = \min(c_c; c_f)$$

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

si le côté chaud présente le produit (\dot{m}, C_p) minimum:

$$E = \frac{p_{reel}}{p_{max}} = \frac{C_c (T_{ce} - T_{cs})}{C_c (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_{max}}$$

ou :

si le côté froid présente le produit (\dot{m}, C_p) minimum:

$$E = \frac{p_{reel}}{p_{max}} = \frac{C_f (T_{fs} - T_{fe})}{C_f (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{\Delta T_f}{\Delta T_{max}}$$

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

Pour une circulation des fluides à co-courants :

$$E = \frac{1 - e^{-nut \cdot (1-c)}}{1 - c * 1 - e^{-nut \cdot (1-c)}}$$

Pour une circulation des fluides à contre-courants :

$$E = \frac{1 - e^{-nut \cdot (1-c)}}{1 + c}$$

$$E = \frac{p_{reel}}{p_{max}}$$

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

Pour une circulation des fluides à contre-courants :

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

Pour une circulation des fluides à co-courants :

$$NUT = \frac{-LN(1 - (1 + C) * E)}{1 + C}$$

Où :

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

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

U: coefficient global d'échange de chaleur qui dépend des caractéristiques de l'écoulement et des fluides, en $W/(m^2 \cdot K)$;

S: Surface d'échange, en m^2 ;

C: rapport des débits de capacité thermique ;

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

Cas particuliers :

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

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

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

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

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

C'est-à-dire : $E = F(\text{Nut}, C, \text{CONFIGURATION DE L' ECOULEMENT})$

IV.2.2 APPLICATION :

IV.2.2.1 capacité thermique le plus faible d'un fluide C_{\min}

$$C_{\min} = 85180 * 2010 = 171\,211\,800 = 47558.833. \text{ W/K}$$

$$\dot{m}f * c_{pf} = 27.45 * 4.19 = 115.015 = 115015.5 \text{ W/K}$$

Donc le c_{\min} est $47558.833. \text{ W/K}$.

IV.2.2.2 la puissance maximum

$$P_{\max} = 47558.833 * (66.6-50) = 789476.6278 \text{ W}$$

IV.2.2.3 la puissance thermique réellement

$$P_{\text{réel}} = c_{\min} * (t_{ce} - t_{cs})$$

$$= 47558.833 * (66.6 - 54)$$

$$= 599241.296 \text{ W}$$

IV.2.2.4 L'efficacité d'un échangeur

$$E = \frac{p_{\text{réel}}}{p_{\text{max}}}$$

$$E = \frac{599241.296}{789476.6278} = 0.759$$

IV.2.2.5 rapport des débits de capacité thermique

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

C = 0.413

IV.2.2.6 NUT :

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

NUT = 1.78

IV.2.2.7 La Surface d'échange :

avec les résistances d'encrassement	sans les résistances d'encrassement
$S = \frac{NUT * C_{min}}{K} = \frac{1.78 * 47558.833}{480.68} = 176.11.$	$S = \frac{NUT * C_{min}}{K} = \frac{1.78 * 47558.833}{645} = 131.25$

tonEPI.com Espace Pour Ingénieur

Abaques pour déterminer l'efficacité des échangeurs thermiques

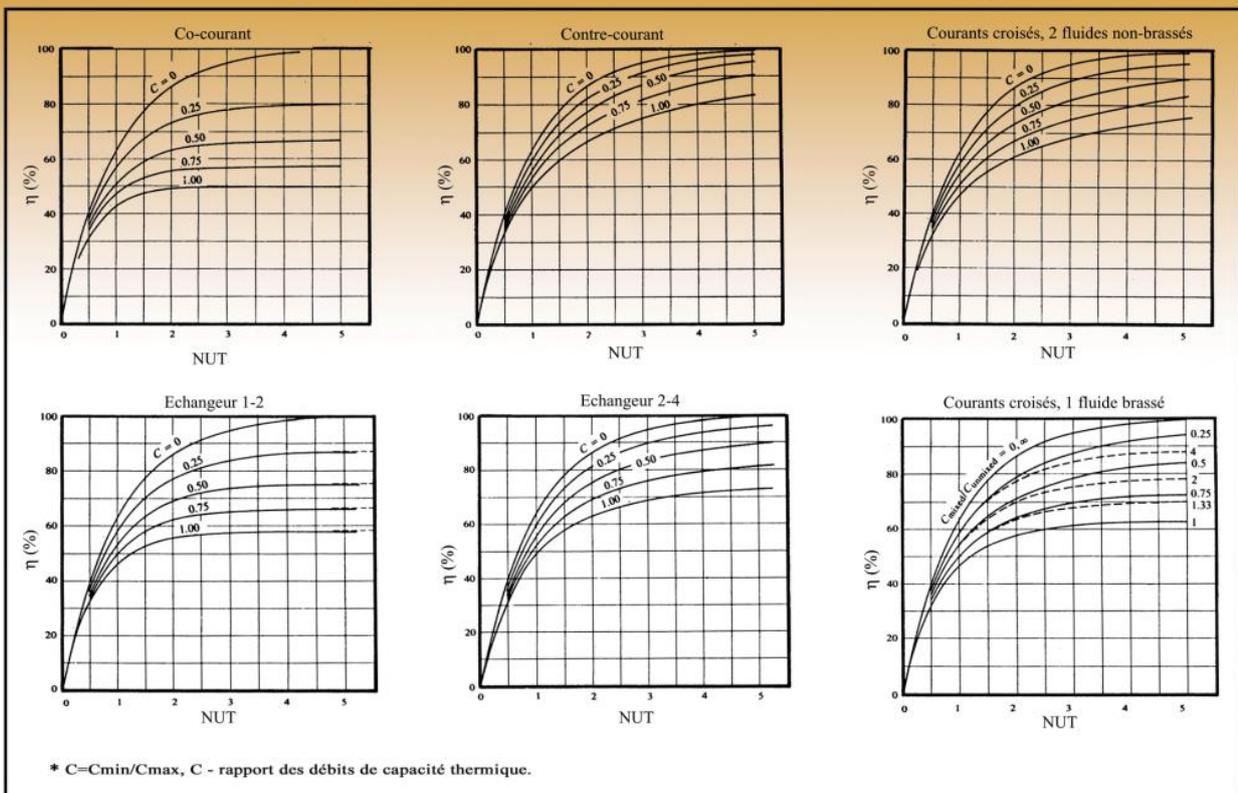


Figure IV.3 : Évolution de l'efficacité en fonction de NUT et $C = \frac{c_{min}}{c_{max}}$ pour des échangeurs thermiques.

```

1 K=[480:670];
2 mc=23.66;
3 mf=27.45;
4 cpc=2010;
5 cpf=4150;
6 Tce=66.6;
7 Tcs=54;
8 Tfe=50;
9 Cc=mc*cpc;
10 Cf=mf*cpf;
11 if (Cc<Cf)
12     Cc=Cmin;
13 end
14 if (Cf<Cc)
15     Cf=Cmin;
16 end
17 Pmax=Cmin*(Tce-Tfe);
18 Preel=Cmin*(Tce-Tcs);
19 E=Preel/Pmax;
20 NUT=(1/(C-1))*(log((E-1)/(C*E-1)));
21 C=Cmin/Cf;
22 for i=1:191
23     A(1,i)=(NUT*Cmin)/(K(1,i));
24 end
25 plot(K,A);
26 ylabel('surface de l'échangeur (m2)');
27 xlabel('coefficient d'échange global K (W/m2.°C)');
28 title('La variation de la surface d'échange thermique en fonction de coefficient d'échange K');
29 grid
30
31
32

```

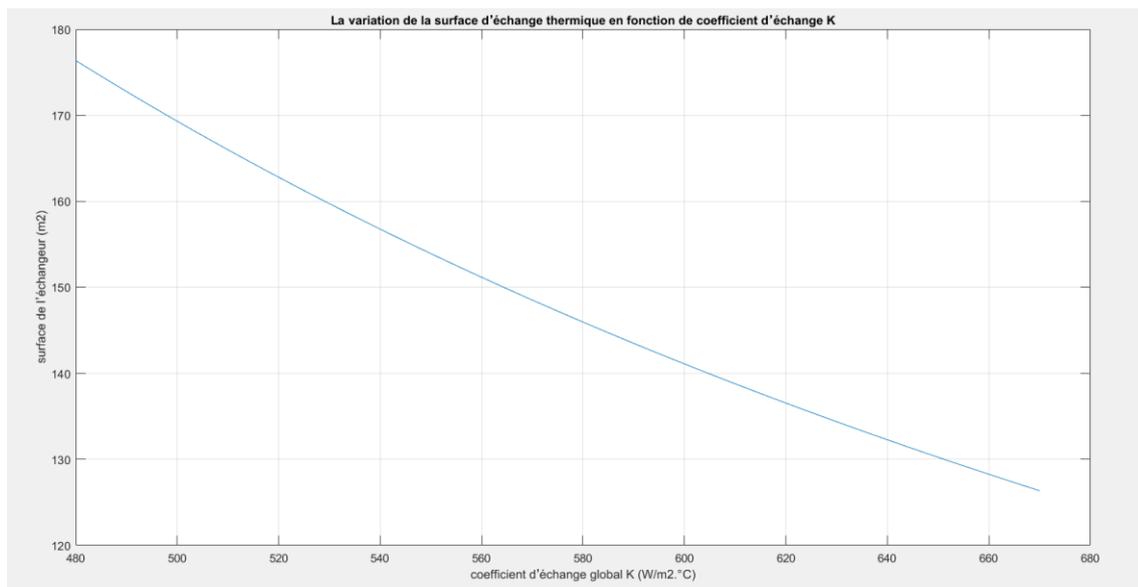


Figure IV.4 : La variation de la surface d'échange thermique en fonction de coefficient d'échange K par la méthode de NUT.

IV.3 comparaison entre la méthode de DTLM avec la méthode de NUT :

Après avoir calculé la surface de deux méthode , NUT et DTLM, nous avons remarqué que la surface d'échange thermique est la même.

	<u>la méthode de DTLM</u>	<u>la méthode de NUT</u>
<u>avec les résistances d'encrassement</u>	$A = \frac{599241}{480.68 * 7.065 * 1}$ = 176.45 m ²	$S = \frac{NUT * C_{min}}{K} = \frac{1.78 * 47558.833}{480.68}$ = 176.11 m ²
<u>sans les résistances d'encrassement</u>	$A = \frac{599241}{645 * 7.065 * 1}$ = 131.50 m ²	$S = \frac{NUT * C_{min}}{K} = \frac{1.78 * 47558.833}{645}$ = 131.25 m ²

CONCLUSION GENERAL

L'objectif de notre travail était d'étudier l'évolution du phénomène d'encrassement des échangeurs à plaques dans la centrale de production de l'électricité . Cet objectif a été atteint en partie.

L'échangeur de chaleur est un élément clé dans toute les industries donc son dimensionnement est très important pour un bon fonctionnement.

Nous avons, tout de même pu constater, à travers les mesures des températures et du calcul des flux de chaleur et des coefficients globaux de transfert de chaleur, les effets de l'encrassement sur l'efficacité de l'échangeur de chaleur.

Enfin, nous avons comparé les valeurs de surface de change entre les deux méthode , NUT et DTLM, nous avons remarqué que le coefficients d'encrassement joue un rôle majeur dans la définition de ces surfaces.

Référence bibliographique

Documentations :

- 1) hashemi, R. et Brown, R.L., 1992, « Heat exchanger fouling causes problems in gas and liquid systems », American Filtration Society Seminar, Chicago, Illinois.
- 2) Documentation «centrale turbine a gaz V94.2», de arbaa (SPE).
- 3) B. Mohamed, B. Mourad, «Contrôle et commande d'un démarrage en noir d'une turbine à gaz (Black Start)», mémoire de fin d'étude de master en Département d'Électronique, Université de Blida, (juin 2017).
- 4) cours-IUP-ME-Echangeur Thermique

Sites web :

- 5) http://fr.slideshare.net/garikaimarangwanda/turbine-gaz?qid=8641d86a-16b3-43ca-81dc-c6f48bd1deef&v=qf1&b=&from_search=1
- 6) <http://www.leseoliennes.be/economieolien/turbinegaz.htm>
- 7) http://agora.enim.fr/hk/3A_Thermo_C3_Turbines_gaz/C3_Turbines_gaz_web.publi/web/co/C3_Turbines_gaz_3.html
- 8) <https://www.encyclopedie-energie.org/les-echangeurs-de-chaleur/>
- 9) <https://www.geurtsheatexchangers.com/fr/>
- 10) <http://www.goodfellow.com/F/Acier-inoxydable-AISI-304.html>

ANNEXE



SONELGAZ
DIRECTION GENERALE DE L'ENGINEERING
DIRECTION DE L'ENGINEERING DES MOYENS DE PRODUCTION - KDM
Immeuble des 700 bureaux- RN 38-Gue de Constantine – ALGER
N° Fax : 213 21 83 90 17 - N° Tel. : 213 21 83 84 00

CENTRALE TURBINES A GAZ DE LARBAA de 4X139,9 MW

Titre:

**FEUILLES DONNEES SYST
REFRIG HUILE GRAIS
OIL COOLER data sheet**

Marché n° 2007/242/KD.M/007		Echelle	N. SONELGAZ LRA GM 502 008	Foglio Feuille 1	Segue Suit 2	Di De 2
Commessa N° Projet 0392	Emittente Emetteur PTE/TGS	Codice Emittente Teamcenter Emetteur Tc PTE/OTI	N. Entreprise 0392 SXMBVS002	Tipo doc. Type doc PDS	Classe Riservat. Classe Confidentielle 2	
Derivato da Derivé de	Rev. Rev.	Nominativo Fornitore Nome Fournisseur		N. doc. Fournitore N. doc. Fournisseur		

Entreprise:



Ansaldo Energia se réserve tous les droits sur ce document, qui ne doit pas être reproduit même partiellement, sans l'autorisation écrite de Ansaldo Energia

Indice	Scope	Modification	Rédigé	Contrôlé	Vérifié	Vérifié	Approuvé	Date
1	I	CONFORME A' L'EXECUTION	Grassi	Traverso P.			Di Pasquale	10/09/2009
0	X	PREMIERE EMISSION	Grassi	Traverso P.			Di Pasquale	27/11/2007



CENTRALE TURBINES A GAZ DE LARBAA de 4X139,9 MW

Titre:
**FEUILLES DONNEES SYST
REFRIG HUILE GRAIS
OIL COOLER data sheet**

Marché n° 2007/242/KD.M/007		Echelle	N. SONELGAZ LRA GM 502 008	Foglio Feuille 1	Segue Suit 2	Di De 2
Commessa N° Projet 0392	Emittente Emetteur PTE/TGS	Codice Emittente Teamcenter Emetteur Tc PTE/OTI	N. Entreprise 0392 SXMBVS002	Tipo doc. Type doc PDS	Classe Riservat. Classe Confidentielle 2	
Derivato da Derivé de	Rev. Rev.	Nominativo Fornitore Nome Fournisseur		N. doc. Fournitore N. doc. Fournisseur		

Entreprise:



Ansaldo Energia se réserve tous les droits sur ce document, qui ne doit pas être reproduit même partiellement, sans l'autorisation écrite de Ansaldo Energia

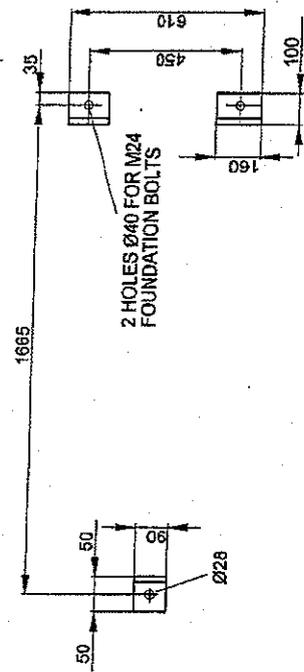
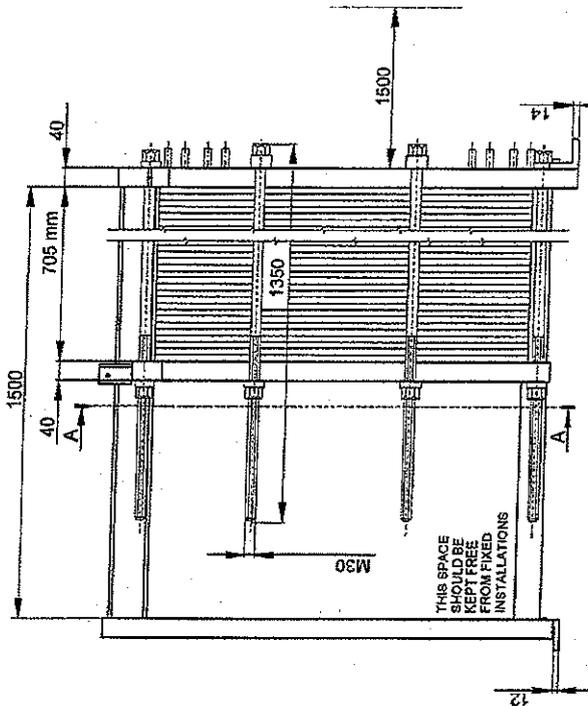
Indice	Scope	Modification	Rédigé	Contrôlé	Vérifié	Vérifié	Approuvé	Date
1	I	CONFORME A' L'EXECUTION	Grassi	Traverso P.			Di Pasquale	10/09/2009
0	X	PREMIERE EMISSION	Grassi	Traverso P.			Di Pasquale	27/11/2007

Progetto / Projet	N. Entreprise	Rev. Rev	Foglio Feuille	Di De
LARBAA 2X139,9	0392 SXMBVS002	1	3	3
Classe di Riservatezza Classe Confidentielle				2

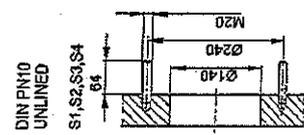
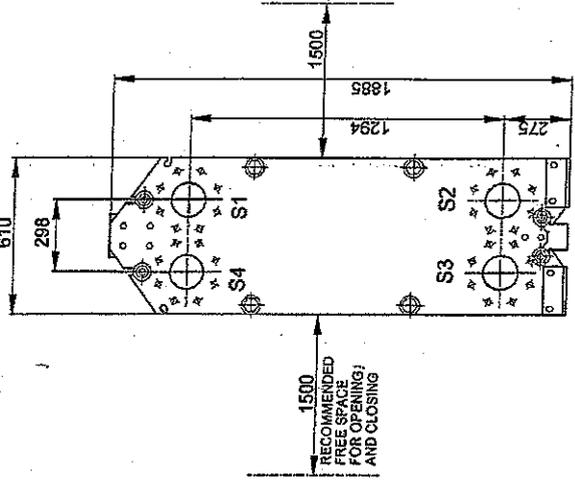
2. FEUILLE DONNÉES DU REFRIGÉRATEUR D'HUILE DE LA TURBINE À GAZ

(TYPE DE PLAQUE)							
1	IDENTIFICATEUR	KKS	MBV 23AH 001 / 002				
2	NOMBRE D'UNITÉS	2 x 100% puissance					
3	SURFACE DE L'UNITÉ	> 185 m ²					
4	INSTALLATION	À l'extérieur					
5	RÉFÉRENCE						
PERFORMANCE D'UNE UNITÉ ET CONSTRUCTION							
		CÔTÉ HUILE			CÔTÉ EAU		
6	FLUID CIRCULÉ	Huile minérale de la turbine			CCCW		
7	FLUIDE TOTAL EN ENTRÉE	100 m ³ /h			100 m ³ /h		
8							
9	GRAVITÉ SPÉCIFIQUE	849.2	kg/m ³	1005		kg/m ³	
10	VISCOSITÉ	ISO VG46			0.67 mPa/s cSt (à 15°C)		
11	CHALEUR SPÉCIFIQUE	2.01	kJ/kg°K	4.19		kJ/kg°K	
12	TEMPÉRATURE EN ENTRÉE	66.6	°C	50		°C	
13	TEMPÉRATURE EN SORTIE	54	°C	54.1		°C (*)	
14	TEMPÉRATURE DE PROJET	85	°C	85		°C	
15	PRESSION DE PROJET	8	bar ²	10		bar ²	
16	PRESSION D'ESSAI	12	bar ²	13		bar ²	
17	NOMBRE DE PASSAGES	1			1		
18	VITESSE	1.6	m/s	1.9		m/s	
19	CHUTE DE PRESSION	47.7	kPa	<20.1		kPa	
20	MARGE DE RENDEMENT				22%		
21							
22	CHALEUR ÉCHANGÉE	600			kW		
23	VITESSE DE TRANSFERT						
24	FACTEUR	0.00001 m ² h°K/kcal (1)					
25	LMTD	8.8 °C					
26							
27	MATÉRIEL DES PLAQUES	AISI 304 – 0,40 mm					
28	MATÉRIEL DES JOINTS	NBRP à mâchoires					
29	ZONE DE TRANSFERT DE LA	149.4 m ²					
30	DIRECTION DU FLUIDE	CONTRE-COURENT					
31	NUMÉRO DE PLAQUES	241					
32	POIDS	1329 KG					
		INI ET			OUTI ET		
33	CONNEXION HUILE	DIN	DN 150	PN 16	DIN	DN 150	PN 16
34	CONNEXION EAU	ANSI	6"	150#	ANSI	6"	150#
35							
36							
NOTES :							

PRESSURE PLATE
(MOVABLE)
SECTION A-A



FRAME PLATE
(FIXED)



REMARKS	SIDE1	SIDE2		
TEST PRESSURE	12 barg	15 barg	GASKET	NBRB CLIP-ON
DESIGN PRESSURE	8 barg	10 barg	PLATE MATERIAL	ALLOY 304
MAX TEMPERATURE	85 °C	85 °C	PLATE THICKNESS	0.40 mm
MIN TEMPERATURE	0 °C	0 °C	HEATING SURFACE	149,4 m²
NETWEIGHT	1329 kg		PLATE GROUPING	1* (100H+21ML)/1* (100H+21MH)
OPERATING WEIGHT	1673 kg			

TOTAL LENGTH	1750
TOTAL WIDTH	610
TOTAL HEIGHT	1941
PRESSURE DROP	47.68 KPa
FLOW RATE	85180 kg/h
TEMP.	54.0 °C
LIQUID VOL.	188,8 dm³
	20.13 KPa
	98940 kg/h
	56.2 °C
	188,8 dm³

ALL DIMENSIONS IN MILLIMETERS

SIDE	MEDIA	F.D.G.	INLET	TEMP.	OUTLET	TEMP.	FLOW RATE	PRESSURE DROP	LIQUID VOL.
1	OIL ISO VG 46		S4	66.6 °C	S3	54.0 °C	85180 kg/h	47.68 KPa	188,8 dm³
2	DEMI WATER		S2	50.0 °C	S1	56.2 °C	98940 kg/h	20.13 KPa	188,8 dm³

SUPPLIER	REF.	ITEM NO.
AGENT/REF. Alfa Laval S.p.A.		
CUSTOMER NAME / REF. NO. ANSALDO ENERGIA S.P.A.		
SIGN.		RISKCATEGORY N/A

PLATE HEAT EXCHANGER

M15-BFM

PED

QUOTATION
REFRIGERANTI OLIO

DATE
2007-12-18

REV
No. 0