

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE DE M'HAMED BOUGARA BOUMERDÈS



FACULTE DES SCIENCES
Département Physique



Mémoire de fin d'Etude
En vue de l'obtention du Diplômestère physique
Spécialité : Energétique

Option : Gaz

Thème

L'impacte de l'échangeur rotatif sur le rendement de la chaudière
et la possibilité de le remplace par un échangeur fixe

Réalisé par : HATEM AHMED

Suivi par : Mm. F. KADDOURI
Dr. A. CHELLIL

Encadré Par : Mr.KALAI

Soutenu publiquement devant le jury :

Mr. ALALLOU Président

Mm. F. KADDOURI Promotrice

Mme. ABD ELLAHOUM Examineur

Année Universitaire

2016/2017



Une vue de la centrale thermique de CAP-DJINET



Remerciement

Le plus grand Merci tout d'abord au bon « Dieu » qui nous a guidé dans le bon sens durant notre vie et qui nous a donné le courage, la volonté, et la force pour élaborer ce travail de recherche.

*Je tiens, avant tout, à exprimer ma profonde gratitude à Mm **KADDOURI**, ma promotrice pour sa patience, sa disponibilité, ses conseils et son aide constant qu'il m'a apporté tout au long de ce travail. Je remercie aussi **Dr. A. CHELLIL***

*Je tiens également à remercier mon encadreur **Mr. KALAI** de leurs soutien et directives nécessaires à cette pratique et J'exprime mes profonds remerciements et tous mes respects à Monsieur **S. CHELLIL***

HATEM AHMED





Dédicace

Je dédie ce travail à :

A MA TRÈS CHÈRE MÈRE :

*Ma très chère mère qui m'a soutenu et contribué
pleinement dans l'aboutissement et la réussite de
mon parcours scolaire.*

A mes chères sœurs

A mon cher petit frère :

A mes très chers amis

HATÈM AHMED



SOMMAIRE

Introduction generale	1
------------------------------------	---

Chapitre I : Description de la Centrale de Cap –Djanet

I-1-Introduction.....	3
I-2- Rôle de la centrale thermique	3
I-3- Caractéristiques de Centrale Thermique de Cap Djanet.....	3
I-4-Combustible	4
I-5-La combustion	4
I-6- Production de la chaleur.....	5
I-7-Les principaux organes de la centrale	5
I-7-1-Chaudière ou générateur de vapeur	6
I-7-2- Turbine à vapeur.....	7
I-7-3-Alternateur.....	10
I-7-4- Poste d'eau	10
I-7-5-Les pompes.....	12
I-7-6-Les réchauffeurs	13
I-7-7-Auxiliaires électriques.....	13
I-7-8-Auxiliaires communs aux quatre tranches	13
I-8-Principe de Fonctionnement de la centrale thermique	13
I-9-Différentes transformations au niveau d'une tranche.....	14
I-9-1-Le circuit eau- vapeur.....	14
I-9-2-le circuit air-fumées.....	16
I-10-Conclusion	17

Chapitre II : Présentation est étude thermique de réchauffeur rotatif

II-1-Introduction	18
-------------------------	----

SOMMAIRE

II-2-Définition et types d'un réchauffeur rotatif	18
II-2-1- Définition	18
II-2-2-types d'un réchauffeur rotatif.....	18
II -3-Les applications principales	19
II -3-1-Préchauffeur d'air	19
II -3-2-Réchauffeur de gaz	20
II -3-3-Préchauffeur de gaz.....	20
II-4-Description du réchauffeur d'air rotatif "Ljungström"	21
II-4-1-Fonctionnement de réchauffeur d'air rotatif	21
II-4-2-Les éléments de construction de réchauffeur rotatif	22
II-5- Nettoyage des surfaces de chauffe	25
II-5-1-Pendant la marche par souffleurs	25
II-5-2-Pendant l'arrêt, par lavage à l'eau.....	25
II-5-3-Lubrification	26
II-6-Les problèmes rencontrés au niveau des réchauffeurs rotatifs	26
II-6-1- Les fuites	26
II-6-2-Corrosion et encrassement	27
II-7-Transfert thermique de l'échangeur rotatif.....	28
II-7-1- Notion de flux thermique	28
II-7-2- Mode de transfert thermique	28
II-8-Echangeur a contre – courant.....	29
II-8-1-Caractères généraux	29
II-8-2-Le bilan énergétique de chaque coté.....	29
II-9- L'efficacité thermique d'un échangeur rotatif.....	31
II-9-1-L'efficacité thermique d'un échangeur à contre courant par (ΔTLM)	31
II-9-2-Calculer l'efficacité par la méthode de NUT	34

SOMMAIRE

II-9-3-Amélioration de l'efficacité de l'échangeur rotatif.....	36
II-10-Conclusion.....	37

CHAP III : Rendement de la chaudière

III -1-Introduction.....	38
III -2-Rendement de la chaudière	38
III -3- Le paramètre de calcul de rendement de la chaudière	39
III-3-1- la puissance utile.....	39
III-3-2- Bilan énergétique de la chaudière.....	40
III-3-3- La puissance introduite	41
III-4-la variation de rendement de la chaudière en fonction d'efficacité.....	48
III-5-Conclusion.....	48

Chapitre IV : Dimensionnement d'un Echangeur à ailettes

IV-1-Introduction.....	49
IV-2-Définition d'un échangeur tubulaire.....	49
IV-3-Les types des échangeurs tubulaires.....	49
IV-3-1-Echangeurs de chaleur.....	49
IV-3-2-Réfrigérant.....	50
IV-3-3-Condenseur.....	50
IV-3-3-Evaporateur ou vaporiseur.....	50
IV-3-4-Rebouilleur	50
IV-4- Echangeur à ailettes.....	50
IV_5_ Différentes types d'ailettes.....	50
IV-5-1-Ailettes transversales.....	50
IV-5-2-Ailettes annulaires	51
IV-5-3-Ailettes spiralées.....	51
IV-5-4-Ailettes longitudinales.....	52

SOMMAIRE

IV-6-calculer le coefficient d'échange globale de l'échangeur	52
IV-6-1-Calculer nombre des ailettes et des tubes	53
IV-6-2-Calculer la différence surface	53
IV-6-3-Calculer la section de côté air Aa	54
IV-6-4-Calculer la section de côté fumée Af	54
IV-6-5-Calculer le nombre de Reynold Re	55
IV-6-6-Calculer le coefficient de convection côté d'air Ua	55
IV-6-7-Calculer le coefficient de convection côté fumée Uf	55
IV-6-8-Calculer le rendement total d'ailette η_0	56
IV-7-Calculer les pertes de charge	57
IV-7-1-Calculer les pertes de charge à l'intérieur des tubes ΔPt	57
IV-7-2-Calculer des pertes de charges à travers section ailette ΔPS	57
IV-8-Commentaire et interprétation	58
IV-9-Comparaison entre les deux échangeurs	58
IV-10-Conclusion	59
Conclusion générale	60
Référence bibliographique	62

LISTE DES FIGEURS

Liste des figures :

Figure. I.1 : Schéma de la réaction de combustion	5
Figure .I.2 Le corps HP	8
Figure I.3.Le corps MP	9
Figure .I.4. Le corps BP	9
Figure .I.5.Turbine à soutirage de vapeur	10
Figure .I.6. Condenseur	11
Figure .I.7. Vue d'une bache alimentaire de la centrale.....	11
Figure. I .8. Schéma d'un dégazeur.....	12
Figure I.9. Schéma d'une tranche.....	14
Figure. I .10. Schéma de circuit air-fumée de la chaudière.....	17
Figure. II.1. Différents types d'échangeur	19
Figure. II.2. Schéma de passage d'air et des fumées.....	22
Figure. II.3.Les cases.....	22
Figure. II.4.Les tôles	22
Figure. II.5.réchauffeur d'air rotatif.....	24
Figure. II.6.Schéma des points des prélèvements des fumées	25
Fig. II .7. Le passage des fuites à travers les joints	27
Figure .II.8.Schéma présente le bilan énergétique	29
Figure. II.9.L'efficacité coté gaz chaud	32
Figure. II.10.L'efficacité coté gaz froid	32
Figure. II.11.Variation de l'efficacité du réchauffeur en fonction de sa vitesse de rotation...	37
Figure.III.1. diagramme de mollie	38
Figure. III.2. La variation de rendement de la chaudière	48

LISTE DES FIGEURS

Figure .IV.1.Différents types d'échangeurs tubulaires.....	49
Figure. IV.2. Ailettes transversales	50
Figure .IV.3 . Ailettes annulaires	51
Figure .IV.4 . Ailettes spiralées.....	51
Figure. IV.5. Ailettes longitudinales	52
Figure.IV6. schéma d'un tube à ailettes	53
Figure. IV.7. Schéma d'échangeur a ailette	54

Liste des tableaux

Liste des tableaux :

Tableau -II-1- Les températures à l'entrée et à la sortie du réchauffeur rotatif	32
Tableau -III-1- l'enthalpie de diagramme de mollie	41
Tableau- IV-1- données technique	52
Tableau- IV-2- résultats des calculs	56

Nomenclature

Symbol	Designation	Unite
T	Temperature	°C
S	surfaces d'échange	m²
Ø	flux de chaleur	W
U	coefficient de transfert de chaleur par convection	w/m²°C
Cp	Chaleur spécifique	J.kg⁻¹.k⁻¹
ε	efficacité de échangeur contre – courant	
C_r	Rapport capacitif de la roue	
M	la masse totale de la roue	Kg
N	la vitesse de rotation de la roue	tr /min
L	chaleurs latente de vaporisation de l'eau	KJ/kg
d	den site de gaz	
T_{ce}	Température d'entrée de Fluide chaud	°C
T_{cs}	Température de sortie de fluide chaud	°C
T_{fe}	Température d'entrée de fluide froid	°C
T_{fs}	Température de sortie de fluide froid	°C
T_{al}	Température d'essai sortie de ventilateur de soufflage	°C
T_{des}	Température de désigne	°C
T_{amb}	Température ambient d'essai	°C
T_{ref}	Température de référence	
T_g	Température de gaz naturel	
T_p	Température de la paroi solide	
T_∞	Température du gaz loin de la paroi	
Φ_{vf}	Débit volumique de fumée	m³/s
Φ_{va}	Débit volumique de l'air	m³/s
M_{vgaz}	Masse volumique de gaz	kg/m³
M_{vair}	Masse volumique de l'air	kg/m³
M_{vfumée}	Masse volumique des fumée	kg/m³
B_{fe}	Chaleur sensible	kcal /kg.

Nomenclature

C_{pm}	Chaleur spécifique de la combustible	kcal/kg° C
B_{xe}	L énergie électrique	kcal/kg
η_{VR}	Rendement du moteur électrique du ventilateur de Recyclage.	
P_{RA}	Puissance du moteur électrique du réchauffeur rotatif	KW
P_{VR}	Puissance de moteur électrique du ventilateur de recyclage	KW
P_{utile}	Puissance utile	KW
V_{RA}	Tension entre du réchauffeur rotatif d'air	KV
V_{VR}	Tension entre du ventilateur de recyclage	KV
I_{RA}	Courant de phase absorbé par le réchauffeur d'air	A
I_{VR}	Courant de phase absorbé par le ventilateur de recyclage	A
$\cos \theta$	Facteur de puissance	
\dot{m}_{gaz}	Débit massique de gaz naturel	kg/s
$\Phi_{v\text{ gaz}}$	Débit volumique de gaz naturel	m³/s
\dot{m}_f	Débit massique d'air	kg/s
\dot{m}_c	Débit massique de fumée	kg/s
Φ_{vf}	Débit volumique de fumée	m³/s
h	enthalpie	kJ/kg
PCS	Pouvoir calorifique supérieur	Kcal / kg
PCI	pouvoir calorifique inférieur	kcal / m³
N_{ail-m}	Nombre des ailettes	
δ	Espacement entre deux ailettes	mm
e	Epaisseur des ailettes	mm
N_{ail}	Nombre total des ailettes	

Nomenclature

L	longueur du tub	mm
N_{tub}	Nombre du tub dans un range	
R	nombre de range	
l	nombre du tub total	
x	longueurs de l'échangeur	M
h	hauteur d'ailette	mm
S₀	Surface externe du tube	m²
S_I	Surface interne du tube	m²
S_{ail-ext}	Surface total d'ailette extérieur	m²
S_{ail-int}	Surface total d'ailette intérieur	m²
S_e	Surface du tub sans ailette	m²
S_T	Surface totale du tube ailette	m²
S_{moy}	Surface moyenne coute tube	m²
V_a	vitesse d'écoulement de l'air dans les tubes	m/s
V_f	vitesse d'entre de fumée	m/s
A_a	la section de côté air	m²
A_f	section de côté fumée	m²
v_a	viscosité cinématique de l'air	m²/s
μ_a	viscosité dynamique d'air	kg/m.s
μ_f	viscosité dynamique de la fumée	kg/m.s
P	perimeter de Mollie	mm
D_H	Diamètre hydraulique	mm
R_e	Nombre de Reynolds	
Nu	nombre de Nusselt	
Pr	nombre de parant	
λ	conductivite thermique d'acier	w/m°C
U_a	Coefficient de convection côté d'air	W/m² °C

Nomenclature

U_f	Coefficient de convection côté fumée	$W/m^2 \text{ } ^\circ C$
$\eta_0 \cdot \eta_{ail}$	Rendement d'ailette	
f	coefficient de friction	
ΔP_t	pertes de charge à l'intérieur des tubes	bar
ΔP_s	pertes de charges à travers section ailette	bar
f_a	Coefficient de perte de charge a`traversé ce type formule de Briggs	
G_{max}	vitesse massique de la fumée a traversé les ailettes	kg/m²S
U_o	Coefficient de convection global	W/m² °C

Indice :

E	Entré
s	Sortie
t	tubes
Int	intérieur
ext	extérieur
HP	haute pression
BP	basse pression
MP	moyenne pression
C	chaud
F	froid

Introduction générale



INTRODUCTION GÉNÉRALE

L'accès à l'énergie est un enjeu de taille et un véritable défi collectif pour les pays en développement.

Depuis le Sommet de Rio en 1992, l'accès à l'énergie est considéré comme un élément indispensable pour un développement durable. En effet, l'implantation de services énergétiques modernes (centrale électrique, éclairage, centrale thermique...) permet non seulement d'améliorer la qualité de vie des populations, mais aussi de briser le cercle de la pauvreté en améliorant l'efficacité des services de santé et d'éducation, et en favorisant le développement industriel.

L'Algérie dispose de nombreuses centrales de production d'énergie électrique qui consomment de grandes quantités de combustible et évacuent une masse importante de l'énergie dans l'atmosphère sous forme de fumée dégagée pendant le fonctionnement de la chaudière qu'on considère comme des pertes.

Ces pertes peuvent augmenter considérablement la facture d'énergie consommée dans une centrale et constitue un défi majeur dans le cadre de la rentabilité économique, ce problème pousse les praticiens vers la recherche de nouvelles solutions qui permettent de rationaliser la consommation de l'énergie et préserver le rendement maximal de la station.

L'une des solutions fréquemment adoptée dans les centrales thermiques est bien l'intégration d'un échangeur d'air dans le système.

La centrale thermique de CAP-DJINET l'une des unités les plus importantes de la production d'électricité en Algérie, nous avons choisi cette centrale pour faire notre stage pratique car elle répond aux objectifs de notre recherche.

Notre projet de fin d'étude a pour objectif de répondre sur la question principale de notre thème :

Quels sont les effets de l'intégration d'un échangeur rotatif sur le rendement de la chaudière, Et quelle est la possibilité de le remplacer par un autre échangeur fixe ?

Pour répondre à cette question nous avons organisé ce travail en quatre chapitres.

_ Le premier chapitre présente la description de la Centrale de Cap-Djanet. Et contient des explications détaillées sur le mécanisme de fonctionnement d'une centrale thermique ;

_ UN deuxième chapitre est consacré pour étudier l'échangeur comme variable indépendante dans notre travail, commençant par une conceptualisation de l'échangeur (définition ; types ; caractéristiques d'échangeur rotatif ...), et terminé par les calculs de l'efficacité d'un échangeur rotatif ;

_ Le troisième chapitre a été réservé pour démontrer la variable dépendante de notre travail : le rendement de la chaudière et sa variation selon l'efficacité de l'échangeur rotatif utilisé ;

_ Le dernier chapitre est réservé pour la deuxième tranche de notre question : la possibilité de remplacer l'échangeur rotatif par un autre fixe.

Chapitre I

Description de la Centrale thermique de

Cap-Djanet



I-1- Introduction

Dans ce chapitre, afin de mieux appréhender le fonctionnement d'une centrale thermique et le mécanisme de la production de l'électricité, il est pertinent d'étudier et illustrer les composants principaux de la centrale et analyser les différentes transformations au cours de son fonctionnement.

Dans les centrales thermiques à combustion, le combustible est brûlé dans une chaudière utilisant la chaleur dégagée par la combustion pour produire de la vapeur d'eau sous pression. Cette vapeur alimente une turbine entraînant un alternateur.

I-2-Rôle de la centrale thermique

Le rôle d'une centrale thermique est de transformer l'énergie chimique contenue dans un combustible, en énergie électrique en passant par l'intermédiaire de l'énergie thermique et Mécanique.

Cette transformation s'opère dans divers appareils en utilisant les propriétés physiques de l'eau sous ses diverses formes liquides et vapeur.

I-3- Caractéristiques de Centrale Thermique de Cap Djanet

- La superficie de centre est de 35 hectares.
- Statut Juridique : filiale SONELGAZ.
- Société Algérienne de Production d'Electricité SPA.
- Site: la centrale est située au bord de mer, à l'Est d'Alger, près de la ville de Ras Djanet, dans la Wilaya de Boumerdès.

Le choix du site s'est fait sur la base des critères suivants :

- A proximité de la mer, besoin important en eau de mer pour refroidissement
- A proximité de consommateurs importants situés dans la zone industrielle (ROUIBA-REGHAIA).
- Conditions du sous-sol favorables, ne nécessitant pas de fondations profondes.
- Possibilité d'extension.

- **Activités**

Produit de l'électricité par transformation de l'énergie calorifique

La centrale thermique de **Cap Djanet** est l'une des plus importantes centrales du pays, elle se compose de quatre tranches identiques de type thermique vapeur d'une puissance unitaire de 176MW chacune aux bornes alternateur, soit une puissance totale installée de 704MW, la puissance nette évacuée est de 672MW.

La consommation totale des auxiliaires de l'ensemble des quatre tranches et des auxiliaires communes est de 32MW.

L'investissement pour sa réalisation a été de **2 500 000 000DA**

I-4- Combustible

Le combustible utilisé pour les chaudières est le gaz naturel de HASSI R'MEL acheminé par le gazoduc avec $170.8.10^3 \text{ m}^3/\text{h}$ comme débit nécessaire pour assurer la pleine charge des 4 groupes. Le secours est assuré par du fuel (oïl domestique) de $10\,000 \text{ m}^3$ chacun stocké dans deux réservoirs, La consommation nominale de combustible par groupe est [1] :

➤ En marche au gaz est de : $\dot{m}_{v \text{ gaz}} = 42.7.10^3 \text{ m}^3/\text{h}$

➤ Et au fuel de : $\dot{m}_{\text{fuel}} = 47 \text{ m}^3/\text{h}.$

• Teneur des éléments chimiques du gaz naturel

Masse molaire de gaz naturel (M)= 188,44g/mol

Carbone (C) : 71,12 %
Oxygène (O) : 01,75 %
Azote (N) : 05,06 %
Hydrogène (H) : 22,07 %

I- 5- La combustion

La combustion des combustibles est une transformation chimique qui libère, une certaine quantité de chaleur, suite à une réaction chimique entre l'oxygène et le combustible.

La réaction de combustion [1]:



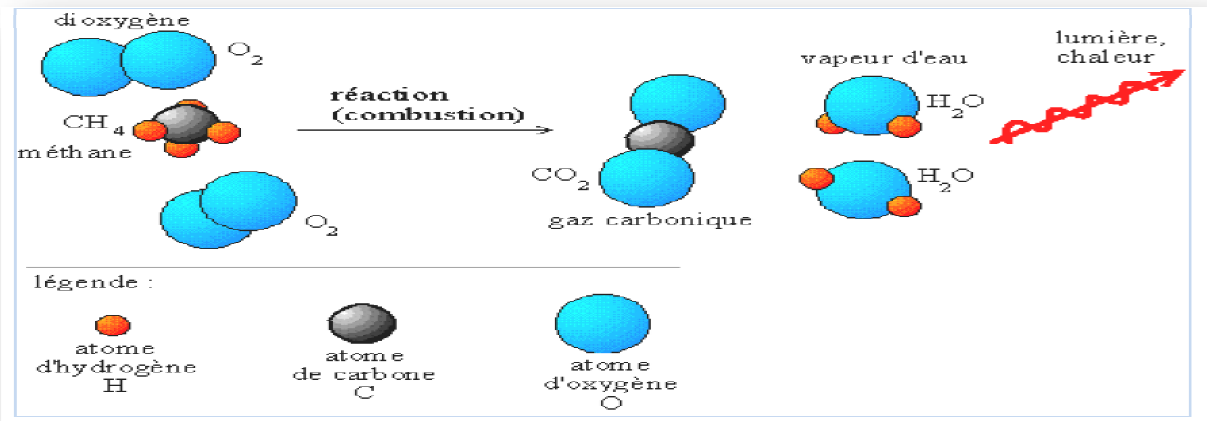


Figure .I.1 : Schéma de la réaction de combustion

I-6- Production de la chaleur

- Il faut introduire le combustible dans le foyer ;
- introduire l'air nécessaire à la combustion ;
- régler la proportion d'air et de combustion afin d'obtenir une combustion complète et Rationnelle ;
- assurer l'utilisation aussi complète que possible de la chaleur dégagée ;
- assurer l'évacuation des fumées.

Le gaz naturel parvient à la station détente de gaz par pipe enterrée. Quatre tubes distribuent ce gaz aux chaudières de chaque tranche, autres tubes conduisent ce gaz aux autres consommateurs comme dessalement.

Dan une usine thermique, il faut successivement produire de la chaleur, par combustion d'un combustible, puis produire de la vapeur à haute température et haute pression, ensuite faire détendre cette vapeur dans une turbine afin de produire un travail mécanique, enfin de récupérer la vapeur par condensation et la renvoyer à la chaudière [1].

I-7- Les principaux organes de la centrale

- Générateur de vapeur (chaudière).
- Turbine à vapeur.
- Condenseur.
- Bâche alimentaire.
- Pompe d'extraction.

- Pompe d'alimentation.
- Réchauffeurs haute et basse pression.
- Alternateur.

I-7-1- Chaudière ou générateur de vapeur

Le rôle de ce générateur de vapeur est de faire passer l'eau d'alimentation de l'état liquide à l'état de vapeur surchauffée, à haute pression, en vue d'alimenter la turbine .Il est à circulation naturelle, doté d'une chambre de combustion, avec surchauffe [1].

- **Caractéristiques**

Température de vapeur surchauffée	540 °C
Pression à la sortie des surchauffeurs	147 bar
Température de la vapeur resurchauffée	535 °C

- **Constitution**

- **Un économiseur**

C'est un échangeur de chaleur ; constitué d'un serpentin en fin de parcours des gaz de combustion, l'eau en provenance du poste de réchauffage, alimenté les soutirages de la turbine, se réchauffe dans l'économiseur avant son introduction dans le ballon, à une température inférieure à celle d'ébullition

- ❖ **Les caractéristiques d'un économiseur**

Surface d'échange	2080m ²
Volume d'eau.	10.5m ³
Pression de service	164.3 bar

- **Un ballon**

C'est un réservoir placé au-dessus de la chambre de la combustion, qui renferme de l'eau à l'état liquide provenant de l'économiseur alimentant les tubes écrans vaporisateurs et de l'eau à l'état vapeur provenant des tubes écrans pour l'alimentation des surchauffeurs.

- ❖ **Les caractéristiques d'Un ballon**

Pression de service	160 bar
Volume d'eau	26.9m ³

➤ Des colonnes de descente et des tubes écrans

Les tubes écrans constituant les parois de la chambre de combustion, sont alimentés à leur partie inférieure par quatre colonnes dites de descente. La chaleur reçue par ces tubes, essentiellement par rayonnements, est transmise à l'eau en vue de sa vaporisation.

➤ Des surchauffeurs

Les surchauffeurs, au nombre de trois (primaire, secondaire et tertiaire), permettant grâce à la récupération de la chaleur sensible des fumées provenant du foyer, d'élever la température de la vapeur au-delà du point de saturation pour atteindre la valeur de 540°C , et ce, afin d'éliminer l'humidité contenue dans cette vapeur et donc d'améliorer le rendement de la turbine et ainsi diminuer la consommation du combustible.

➤ Des désurchauffeurs

Une partie de l'eau d'alimentation est déviée avant son entrée dans l'économiseur dans un circuit annexe et injectée dans la vapeur surchauffée à un étage intermédiaire de surchauffe. Elle sert au réglage de la température de vapeur à la sortie de la dernière surchauffeur. L'injection de cette eau de désurchauffe dans la vapeur se fait par pulvérisation dans un mélange appelé désurchauffeur.

➤ Des brûleurs

Le générateur de vapeur est équipé de huit brûleurs fonctionnent au gaz naturel ou fuel léger. Ils sont disposés sur quatre étages de la face avant la chaudière.

➤ Chambre de combustion

Elle représente la source de chaleur du générateur de vapeur. Elle est constituée de tubes écrans qui reçoivent la chaleur émise par les flammes des brûleurs.

I-7-2- Turbine à vapeur

La turbine est une machine à une ligne d'arbre composé de corps HP, MP, BP qui Servent à convertir l'énergie calorifique d'un courant de vapeur en énergie mécanique, ces Corps sont by- passés et permettent un conditionnement de la vapeur [1].

• Caractéristiques

La vitesse	3000tr/m
La puissance	176MW
La pression	138bar.
La température de la vapeur	535°C.

- **Constitution**

- **Corps HP**

Le corps HP est constitué d'une enveloppe externe en tonneau sous plan de joint axial et une enveloppe interne devisée, selon de même plan de joint axial est montée à l'intérieur de l'enveloppe externe [1].

- ❖ **Caractéristiques du corps HP**

La pression d'admission	138 bar
Le débit de vapeur	532t/h.
La température de vapeur	535°C



Figure .I.2 Le corps HP [1]

- **Corps MP**

Ce corps est composé d'une enveloppe externe, sous plan de joint horizontal et l'enveloppe interne à double flux, la vapeur resurchauffé pénètre au milieu de l'enveloppe par le bas et par le haut.

- ❖ **Caractéristiques du corps MP**

La pression d'admission	36 bar.
Le débit de vapeur	129.96 kg/s.
La température de vapeur	535°C.



Figure I.3.: Le corps MP [1]

➤ *Corps BP*

Ce corps est composé de trois enveloppes à plan point horizontale, le corps BP est de Type de double flux composé d'une carcasse et une double enveloppe, la vapeur qui sort du Corps MP pénètre dans celui-ci pour empêcher la déformation des enveloppes sous l'effet des Dilatations thermique.

❖ *Caractéristiques du corps BP*

La pression d'admission	5.5 bar.
Le débit de vapeur	406t/h.
La température de vapeur	282°C.



Figure .I.4. Le corps BP

➤ *Les soutirages*

Le principe des soutirages dans une machine à vapeur est d'utiliser de la vapeur qui a Déjà travaillé dans la turbine pour réchauffer l'eau d'alimentation (figure I.5). Une partie Seulement de la vapeur circulant dans la turbine est prélevée, et de plus, cette vapeur prélevée A déjà cédé à la turbine la majeure partie de sa force vive. L'échange de chaleur s'effectue Dans un échangeur de calorie (par surface). La vapeur refroidie est ensuite redirigée vers le

Condenseur [2].

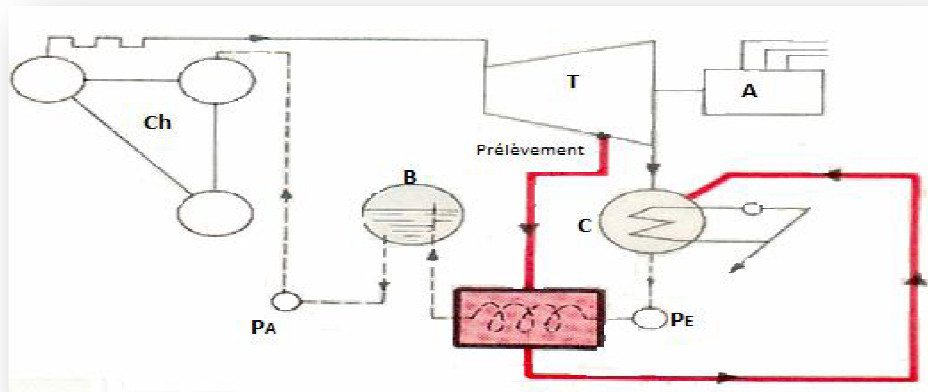


Figure .I.5.Turbine à soutirage de vapeur [2]

T : turbine ; c : condenseur ; ch.: chaudière ;
 A : alternateur ; PA : pompe d'alimentation ;
 PE : pompe d'extraction ; B : bâche alimentaire.

I-7-3- Alternateur

L'énergie disponible à l'arbre de la turbine est communiquée à l'alternateur qui se compose essentiellement d'un rotor et d'un stator. L'application d'un courant au rotor produit un champ magnétique. La rotation du rotor provoque la rotation du champ magnétique. Ce qui induit un courant triphasé [1].

❖ Caractéristiques

Puissance nominale	220 MW
Puissance active	176 MW
Système de réfrigération	hydrogène (H2 sous 3 bars)

I-7-5- Poste d'eau

Le poste d'eau comprend l'ensemble des appareils depuis l'échappement de la turbine jusqu'à l'entrée de l'économiseur de la chaudière et est constitué des éléments suivants :

- **Condenseur**

Le condenseur utilisé est un échangeur à échange par surface, il est placé sous le corps basse pression (BP) de la turbine. La vapeur se condense au contact des parois des tubes,

dans lesquelles passe l'eau de refroidissement de mer. L'échange de chaleur est de types fluides séparés à faisceaux tabulaires [2].

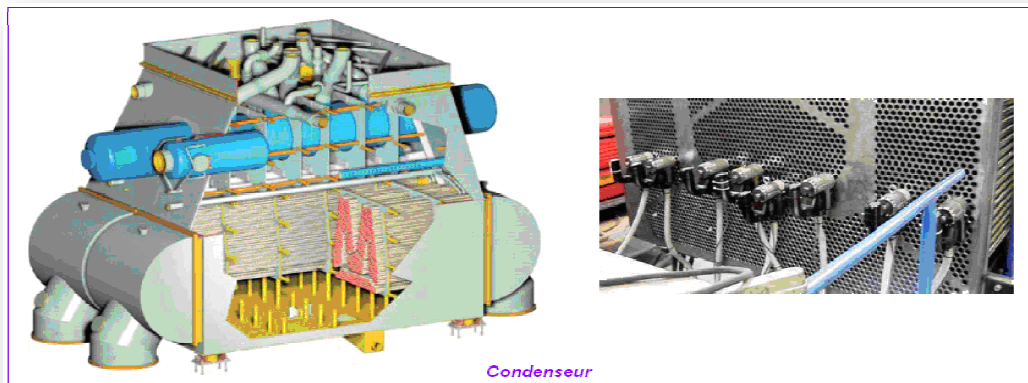


Figure .I.6. Condenseur [2]

- **La bêche alimentaire**

La bêche alimentaire sert à alimenter la chaudière avec de l'eau, l'eau de la bêche alimentaire est chauffée à une certaine température en utilisant la quantité de chaleur du débit de soutirage. La bêche alimentaire se situe au-dessus des pompes alimentaires [2].



Figure .I.7. Vue d'une bêche alimentaire de la centrale [2]

❖ **Ses Caractéristiques :**

La température à la sortie	151 °C.
La pression	4,9 bars
Le débit	145, 34 kg/s.

- **Le dégazeur**

Le dégazeur a pour rôle d'éliminer les gaz agressifs tel que l'oxygène et le gaz carbonique dissous dans l'eau alimentaire afin de protéger les installations telles que la chaudière. L'élimination des gaz agressifs se fait par l'évaporation des gaz dissous dans l'eau par l'augmentation de la température[2].

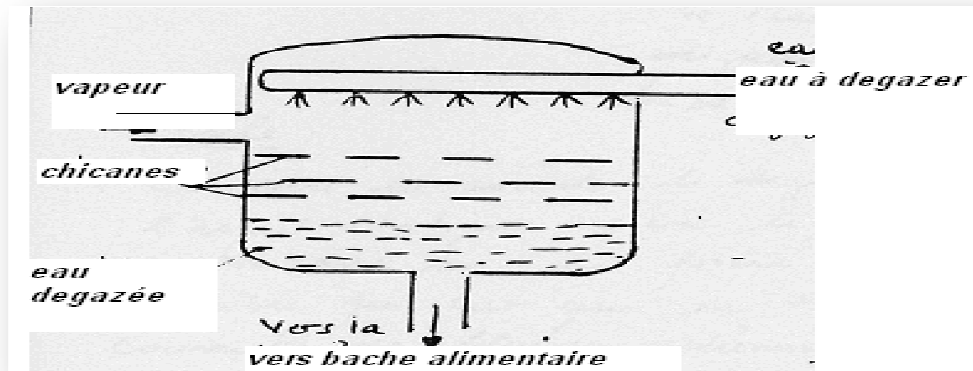


Figure. I .8. Schéma d'un dégazeur [2]

I-7-5- Les pompes

- **Les pompes d'extraction**

Les pompes d'extraction sont installées pour Assurer le transfert de l'eau du puits du condenseur jusqu'à la bache alimentaire.

❖ **Caractéristiques des pompes d'extraction**

Pression de service (hauteur totale)	16,8 bars
Débit nominal	414 m ³ /h.
Température de sortie	33 °C

- **Les pompes d'alimentations**

Elles se situent au-dessous de la bache alimentaire, elles servent à alimenter la chaudière à partir de la bache alimentaire.

Chaque groupe de pompes d'eau d'alimentation est commandé par un moteur commun d'une tension de 6,3 KV et une puissance de 300 KW [2].

I-7-6- Les réchauffeurs

Les réchauffeurs sont des échangeurs de chaleur, elles ont pour rôle de réchauffer l'eau d'alimentation de la chaudière cette dernière assurée par plusieurs soutirages dont chacun correspond à réchauffeur, ce sont en générale des échangeurs par surfaces, à l'exception de la bêche alimentaire qui est un changeur par mélange [2].

I-7-7- Auxiliaires électriques

Les auxiliaires électriques se situent à l'intérieur de deux bâtiments à cinq niveaux entre deux chaudières, on trouve [2] :

• Niveau 05,15m : salle de câble
• Niveau 08,35m : tableau MT -BT
• Niveau 11,65m : salle de câble
• Niveau 14,75m : batteries, redresseur et salle électrique
• Niveau 18,65m : salle de commande

I-7-8- Auxiliaires communs aux quatre tranches

- Une station de production d'hydrogène
- La station de pompage
- Un poste de détente gaz (réduire 60 bar jusqu'à 6 bar)
- Un poste de dépotage et transfert fuel
- Station de dessalement de l'eau de mer
- Station de déminéralisation
- Electro chloration

I-8- Principe de Fonctionnement de la centrale thermique

Le système de fonctionnement de cette centrale est figuré sous plusieurs circuits, le principal est le circuit eau-vapeur, il décrit les différentes transformations que subit l'eau durant le service du groupe, un autre important circuit est air- fumées qui représente le chemin d'air frais nécessaire admis dans la chaudière à travers les bruleurs pour la combustion, et pour que les fumées soient recyclées ou rejetées vers l'atmosphère la cheminée après la combustion.

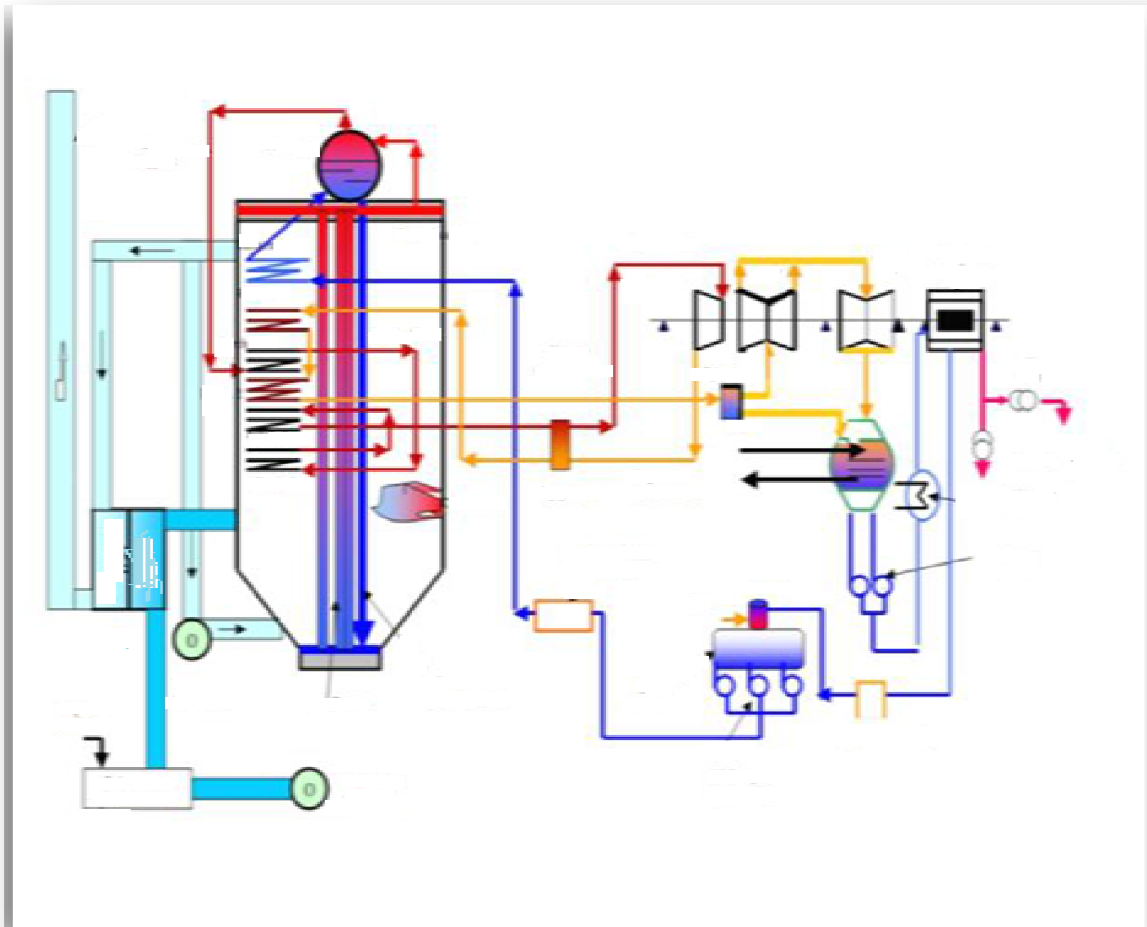


Figure I.9. Schéma d'une tranche [1]

I-9- Différentes transformations au niveau d'une tranche

I-9- 1_Le circuit eau- vapeur

C'est le circuit principal et tous les autres gravitent autour de lui et son service, c'est dans ce circuit que se réalise le cycle de Rankine.

- **Production de la vapeur**

Il faut assurer l'alimentation en eau de la chaudière, puis la vaporisation de l'eau et la surchauffe de la vapeur.

- **Transformateurs de l'eau**

- **Echauffement de l'eau**

L'eau provenant du condenseur est à une température $T_1=33^\circ\text{C}$, il faut l'amener à la température d'ébullition T_2 , cet échauffement s'effectue d'abord dans le réchauffeur, au moyen de vapeur soutirée dans la turbine, puis dans l'économiseur au moyen des gaz de combustion, à la sortie de l'économiseur, la température de l'eau est de l'ordre de 285°C , c'est-à-dire tout près de la température d'ébullition [6].

➤ Vaporisation

A pression constante la température d'ébullition T_2 est constante, cette température s'élève lorsque la pression augmente, $T_2 = 347^\circ\text{C}$ environ. Pour pouvoir échauffer l'eau jusqu'à cette température sans ébullition préalable, il faut donc la comprimer à la pression où la vapeur doit être produite. L'échauffement donc précédé d'une compression à 160 bars.

La vaporisation s'effectue dans la chaudière, elle nécessite une grosse quantité de chaleur, fournie par le gaz de combustion. Et ce mécanisme passe par quatre étapes essentielles [6].

❖ 1^{er} Transformation (compression)

L'eau froide est prise à la bache alimentaire alimentée par le condenseur et par l'eau d'appoint après distillation, elle est comprimée successivement par les pompes, et réchauffée par les réchauffeurs BP et HP au moyen de vapeur de soutirage, elle passe enfin à l'économiseur où les gaz de combustion élèvent encore sa température, avant son introduction dans la chaudière. Au début de la transformation l'eau était à 33°C et la pression absolue de 0,05 bars, à la fin, elle est à 285°C et à 160 bars environ [6].

❖ 2^{ème} Transformation

Elle s'effectue dans la chaudière. L'eau chaude comprimée arrive au réservoir supérieur, elle parcourt les parois tubulaires qui tapissent la chambre de combustion, à travers ces tubes, A la partie supérieure du réservoir, on recueille de la vapeur saturée humide, celle-ci est dirigée sur trois faisceaux tubulaires en série, la vapeur se sèche dans le premier, la surchauffe s'effectue dans les faisceaux suivants. Pendant cette transformation, la pression ne change pas, tandis que la température atteint son maximum 540°C [6].

❖ 3^{ème} Transformation

La vapeur surchauffée arrive à la partie haute pression HP de la turbine, où elle se détend à 40 bars et où elle se refroidit à 357°C , elle fournit donc un premier travail moteur, puis elle retourne dans le foyer où elle circule dans le faisceau tubulaire de

resurchauffe, la pression reste constant, mais la température atteint pour la deuxième fois son maximum 540°C. La vapeur revient à la turbine, se détend et se refroidit dans les étages moyen et basse pression, en fournissant à nouveau un travail moteur.

❖ 4^{ème} Transformations

Elle s'effectue dans le condenseur, la condensation de la vapeur s'y effectue sous vide (0,05 bars) à la température de 33 °C environ. L'eau recueillie est froide.

I-9-2- le circuit air-fumées

• Ventilateurs de soufflage

L'air de combustion est aspiré par deux (02) ventilateurs de soufflage, ont pour rôle de fournir l'air de combustion nécessaire au générateur de vapeur

Les deux ventilateurs refoulent l'air dans la chambre de combustion à travers le réchauffeur d'air rotatif et les préchauffeurs d'air à vapeur.

Le réglage de débit d'air est effectué par les régulateurs de turbulence (à l'aspiration de chaque ventilateur) [2].

❖ Caractéristiques

On peut assurer 60 % de la charge du groupe avec un seul ventilateur en service.

Type	ventilateur radial à un seul flux
Débit d'air	166.66 kg/s
Puissance	1200 KW
Pression	99.64 mbar

• Ventilateur de recyclage

(02) ventilateurs de recyclage, ont pour rôle de recycler, en fonction de la charge, une partie des fumées issues de la combustion afin de régler la température à la sortie du resurchauffeur [2].

❖ Caractéristiques

Débit des fumées	163.89 kg/s
Pression	31.37 mbar

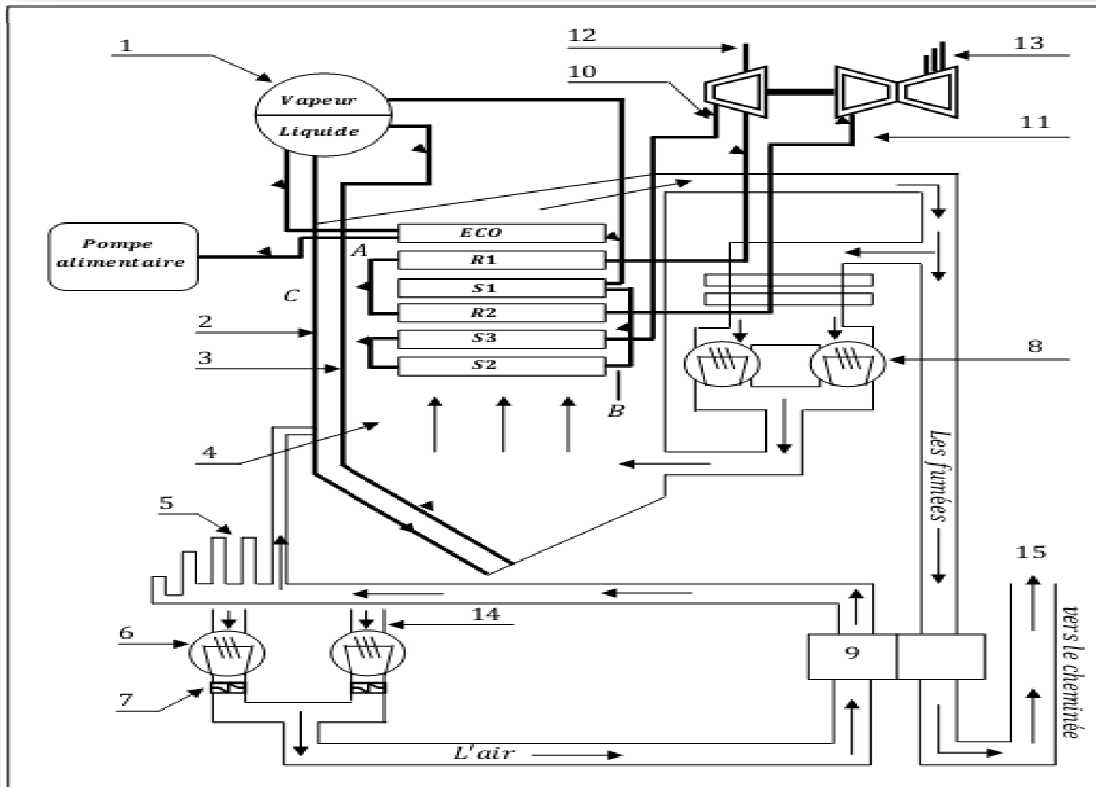


Figure. I .10. Schéma de circuit air-fumée de la chaudière [2]

- | | |
|-----------------------------------|--|
| 1. Ballon de la chaudière | 10. La vapeur entrante à la turbine HP. |
| 2. Colonne de descente. | 11. La vapeur entrante à la turbine MP. |
| 3. Tube d'écrans. | 12. La vapeur sortante de la turbine HP. |
| 4. Evaporateur. | 13. Soutirage de la turbine MP. |
| 5. Gaine d'air pour les brûleurs. | 14. La gaine d'aspiration. |
| 6. Ventilateur de soufflage. | 15. Fumées sortantes de la cheminée. |
| 7. Préchauffeur de vapeur. | A. Les resurchauffeurs. |
| 8. Ventilateur de recyclage. | B. Les surchauffeurs. |
| 9. Le réchauffeur d'air rotatif. | C. Le générateur de vapeur. |

I-10- Conclusion

Dans ce chapitre on a essayé de détailler les principes d'une centrale thermique (son fonctionnement et ces composants), et comme le (réchauffeur rotatif) l'un de ces composants est l'élément essentiel de notre recherche nous avons consacré le 2^{ème} chapitre pour décrire et détailler cet composant.

Chapitre II

Présentation et Etude thermique de réchauffeur rotatif

II-1- Introduction

Les échangeurs d'air peuvent classés en deux types, récupératrices et régénératifs basés sur son principe d'opération. L'échangeur thermique installer au niveau de la centrale de CAP-DJINET est un échangeur thermique rotatif génératif, connu sous le nom réchauffeur d'air ou réchauffeur de gaz, a été inventé par l'ingénieur *suédois Frederick Ljungström* en **1922**. Dans un échangeur thermique rotatif la chaleur est transférée d'un gaz chaud à un gaz froid à travers un cylindre rotatif de feuilles de métal assemblées, appelées des **lamelles**, un gaz chaud passe sur la surface des lamelles métalliques élevant leur température. Lorsque le rotor tourne à environ 1 à 10tr/min, les lamelles chaudes se déplacent dans le flux de gaz froid accroissant sa température.

Les échangeurs thermiques rotatifs sont produits dans diverses tailles selon l'application mais peuvent avoir un diamètre allant jusqu'à 20m, pour un poids de plusieurs de **tonnes**. Ils sont de différents types selon les secteurs d'admissions.

II-2- Définition et types d'un réchauffeur rotatif

II-2-1- Définition

L'échangeur rotatif comme son nom l'indique est une roue en rotation lente. Ce type d'échangeur est un échangeur de surface. Elle est assimilée à un nid d'abeilles en acier. A un instant donné chaque coté de la surface est traversé par les courants d'air ou des fumées. La rotation de la roue permet la transmission de la chaleur cédée par les fumées à l'air .ce transfert de chaleur se fait par convection permettant de dire que le transfert par rayonnement et par conduction n'intervient pas dans ce type d'échangeur [3].

II-2-2- types d'un réchauffeur rotatif

- **Réchauffeur rotatif bi-secteurs**

Un réchauffeur bi-secteur divise les flux de gaz et d'air en deux. Ainsi, l'un des cotés du réchauffeur ne traite que le gaz et l'autre ne prend en charge que l'air. Les chaudières conventionnelles au charbon possède en général deux réchauffeurs bi-secteur différents, l'un chargé de fournir l'air de combustion principal, et l'autre un réchauffeur de taille plus réduite, étant donner pour réchauffé de l'air à plus haute pression, qui est transféré aux pulvérisateurs de charbon [3] .

- **Réchauffeur rotatif tri-secteurs**

Le réchauffeur tri-secteurs divise le côté de l'air en deux chemins différents. La plus grande section prend en charge l'air de combustion principal, qui est préchauffé avant

d'être conduit vers la chaudière. La plus petite section prend en charge l'air à plus haute pression qui est chauffé avant d'être conduit vers les pulvérisateurs de charbon. Le principal avantage est l'association des deux réchauffeurs en un seul [3].

- **Réchauffeur rotatif à quatre secteurs**

Le réchauffeur rotatif à quatre secteurs est similaire aux tri-secteurs, dans la mesure où il prend en charge à la fois l'air de combustion principale de la chaudière et l'air fourni aux pulvérisateurs de charbon. L'air à plus haute pression utilisé pour alimenter les pulvérisateurs de charbon se trouve entre deux sections d'air de combustion, c'est la différence principale.

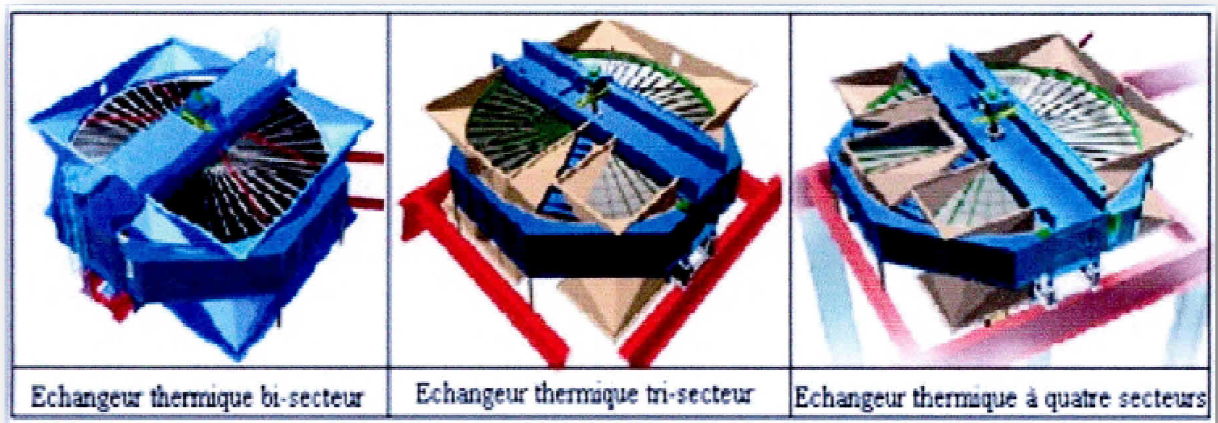


Figure. II.1. Différents types d'échangeur [3]

II -3- Les applications principales

Il existe trois applications principales pour les échangeurs thermiques rotatifs, ils sont :

II -3-1- Préchauffeur d'air

Dans les installations des chaudières alimentées par énergie fossile, le gaz qui sort de la zone de la chaudière contient encore une quantité considérable d'énergie thermique.

L'utilisation d'un préchauffeur d'air pour récupérer une grande quantité de cette énergie, est la ramener dans la chaudière accroît l'efficacité thermique de l'installation d'environ un tiers et permis à la centrale de générer quasiment 10% de plus d'électricité, l'échangeur thermique rotatif préchauffe l'air qui transporte le charbon vers la chaudière (l'air primaire) et l'air qui se dirige directement vers les brûleurs (l'air secondaire) [3].

II -3-2- Réchauffeur de gaz

Les réchauffeurs de gaz utilisés dans les usines de désulfuration des gaz de combustion, réduisent la température de ces derniers avant qu'ils n'entrent dans l'installation de DGC. Dans la plupart des épurateurs humides, les réservoirs et tuyaux principaux sont recouverts de caoutchouc ou de verre pailleté pour prévenir la corrosion. Si les gaz de combustion reentraient dans l'opérateur sans avoir baissé en température, cela peut endommager le caoutchouc ou le revêtement.

Le réchauffeur de gaz transfère alors la chaleur retirée du flux de gaz entrant dans l'installation de DGC vers le gaz froid qui en sort, pour en élever la température. Cela empêche l'eau de se condenser dans les conduites et la cheminée en aval, ce qui permet de minimiser la corrosion et aide à produire un panache de gaz flottant lorsqu'il sort du haut de l'échappement [3] .

II -3-3- Préchauffeur de gaz

Une station du RSC (Réduction Sélective Catalytique) de NO_x peut être installée en aval du préchauffeur d'air (un système de traitement final ou un faible teneur en poussière). Dans cette situation, un préchauffeur de gaz est utilisé pour récupérer la chaleur qui quitte la station NO_x et l'utilise pour préchauffer le gaz de combustion avant qu'il n'entre dans la station de NO_x , car la réaction catalytique se produit à des températures comprises entre 300 et 360°C [3].

II-4- Description du réchauffeur d'air rotatif "Ljungström"

Modèle de construction	Réchauffeur d'air Ljungström SGP		
Disposition de l'arbre	Verticale		
Nombre de tours du rotor à un nombre de tours du moteur de 1460 tr/min	1.85 tr/min (commande principale)		
Nombre de tour du rotor à un nombre de tours du moteur de 1450 tr/min	1.65 tr/min (commande auxiliaire)		
Le diamètre du boîtier (enveloppe)	8974 mm		
La hauteur du boîtier	2170 mm		
Les tôles de chauffe	1 ^{ère} couche	570 mm	{ surface: $S = 31.690 \text{ m}^2$ }
	2 ^{ème} couche	570 mm	
	3 ^{ème} couche	300 mm	

II-4-1- Fonctionnement de réchauffeur d'air rotatif

Le réchauffeur d'air Ljungström est constitué d'un rotor tournant dans un boîtier autour d'un axe vertical. Trois couches de tôle de chauffe sont disposées à l'intérieur de ce boîtier, lors de la rotation du rotor elles sont traversées alternativement par le gaz de fumée et par l'air à contre-courant. Les tôles absorbent la chaleur du gaz de fumée et la transmettent ensuite à l'air, ce qui cause une variation de température pendant la circulation [3].

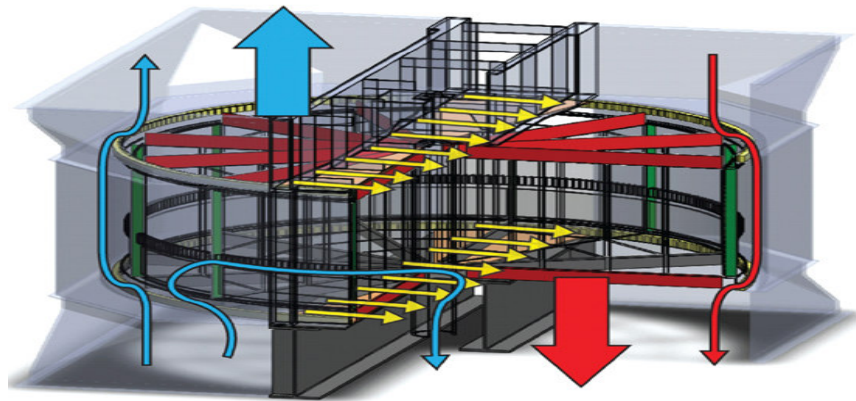


Figure. II.2. Schéma de passage d'air et des fumées [3]

II-4-2- Les éléments de construction de réchauffeur rotatif

- **Les tôles de chauffe**

Pour ce qui est de la 1^{er} et de la 2^{eme} couche de tôles de chauffe sont en acier de 0,5 mm, 3^{eme} couche de tôle de chauffe est la couche inférieure, à la froide est constituée de tôles de chauffe en tôle accordé de 1,0 mm. Ces dernières ont une plus grande résistance contre les effets corrosifs des dépassements vers le bas du point de rosé .

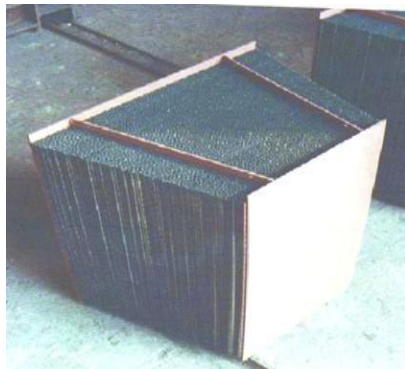


Figure. II.3. Les cases [3]

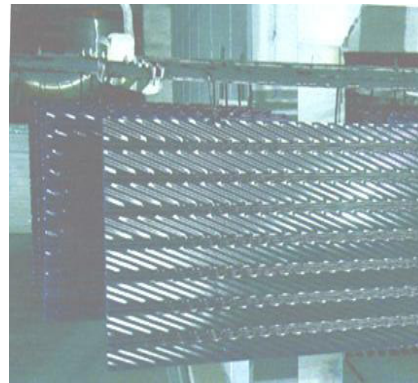


Figure. II.4. Les tôles [3]

- **Guidage de l'arbre ou rotor**

Le guide du rotor se fait dans deux paliers à roulement supérieur et inférieurs avec carter d'huile de graissage, les deux roulements (supérieur et inférieurs) à rouleaux radial. Le refroidissement de l'huile des carters se fait à l'aide de deux serpentins rafraîchisseurs pour le palier supérieur et d'un serpentant pour le palier inférieur les serpentins sont disposés autour du roulement et plongés dans le bain d'huile [3].

- **Support supérieur du réchauffeur**

Les forces horizontales du palier supérieur ainsi que le couple de réaction de la commande est absorbent par le support du réchauffeur supérieur.

- **Le boîtier**

Le boîtier s'appuie pour un tiers de son poids par 4 pieds et par le tréteau inférieur sur l'appui principal des réchauffeurs, pour un autre tiers par l'intermédiaire de la lanterne supérieure et du palier-guide supérieur sur le bout d'arbre supérieur et pour le dernier tiers de sont poids par l'intermédiaire de 8 jambes de forces sur supports des réchauffeurs extérieurs [3].

- **Joints périphériques et joints radiaux**

Pour isoler le courant de gaz de fumée au courant d'air, le rotor est pourvu tant sur sa fin chaude que sur sa fin froide respectivement un joint périphérique et 24 joints radiaux vissés aux parois radiales.

- **Le détecteur d'incendie**

Le détecteur est constitué de 5 thermo- couples montés dans la tubulure d'entrée du gaz de fumée. Chacun des ces zones lesquelles le rotor est divisé a son propre voyant lumineux localisant de manière le centre de l'incendie. Un contact pour la transmission de l'alarme- incendie au poste de contrôle est à la disposition. La position du centre de l'incendie ne peut pourtant être vérifiée que sur place à l'aide des voyants lumineux.

- **La commande**

La commande du rotor peut s'effectuer à partir d'un des deux moteurs de commande par l'intermédiaire d'un réducteur à arbre creux, le rotor peut être en Plus tourné (actionnement manuel) par l'intermédiaire d'une manivelle à course libre à montée sur le second bout du moteur de commande principale et mise en service seulement pour des périodes courtes, principalement lors de réparation .

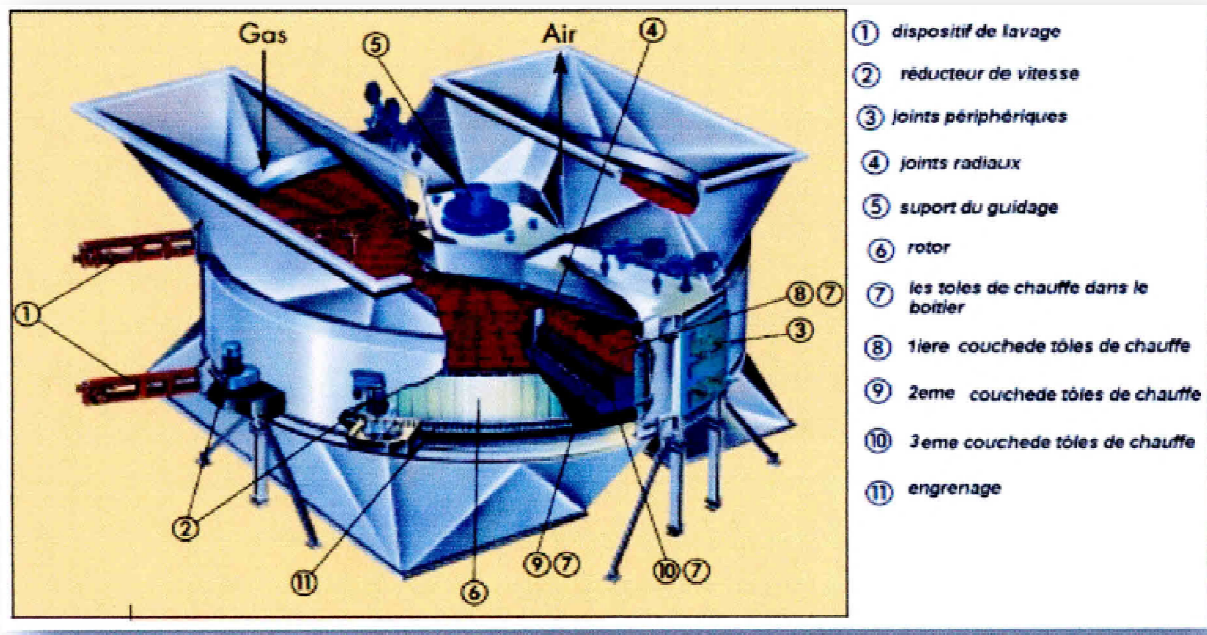


Figure. II.5. réchauffeur d'air rotatif [3]

- **Les ouvertures aménagées sur le réchauffeur d'air**

- Deux ouvertures de montage dans l'enveloppe du boîtier pour le renouvellement des corbeilles à tôles de chauffe et joints périphériques. Une ouverture de visite pour la visite du réchauffeur par le bas aménagée respectivement dans les boîtes de jonction inférieure (extrémité froide) pour la conduite d'air et de gaz de fumée. D'autres ouvertures de visites se trouvent dans la conduite supérieure de gaz de fumée et d'air pour la visite et l'introduction des premières et secondes couches de tôles de chauffe.
- Un étoupage d'arbre supérieur et inférieur avec raccordement à l'air d'étanchéité pour l'isolement du gaz de fumée qui existe respectivement sur les percées de l'arbre du rotor supérieur et inférieur.
- Deux boîtes à étoupes sont aménagées sur les boîtes des souffleurs de suie.
- Sur les boîtiers de jonction pour la conduite d'air et celle des gaz de fumée (Extrémité froide et chaude), on trouve des tubulaires de mesure, elle finit par un filetage extérieur et sont fermées par calottes de gaz [6].

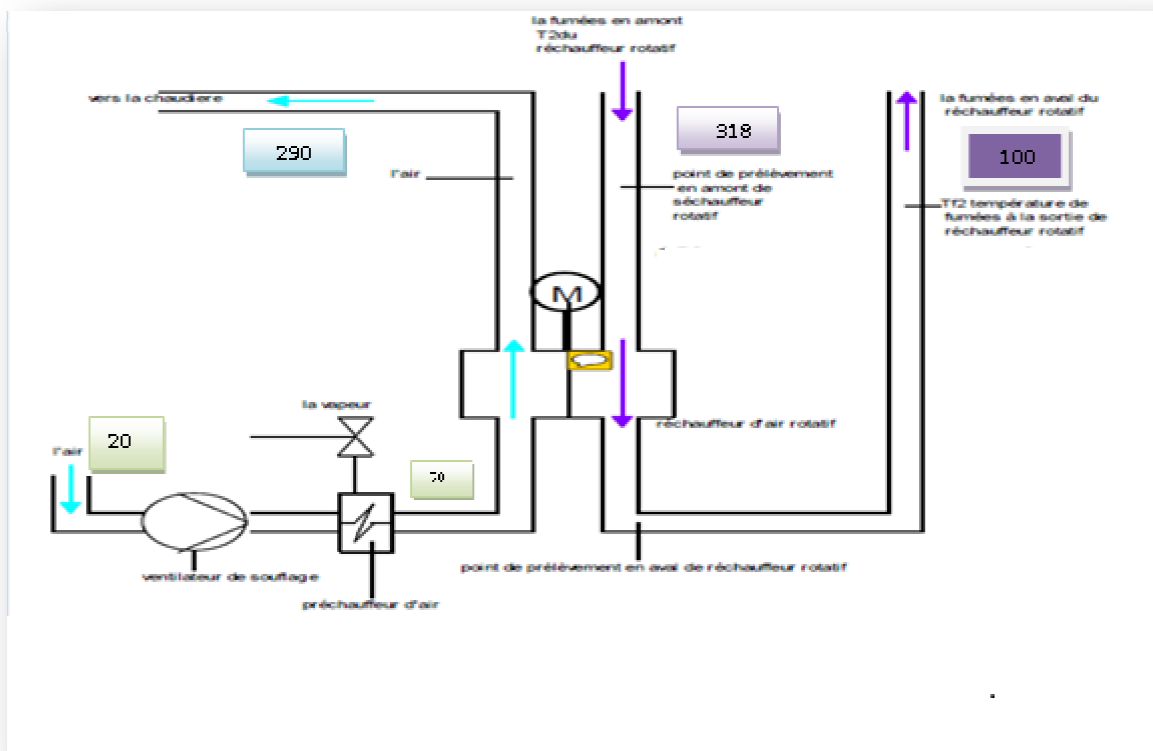


Figure. II.6.Schéma des points des prélèvements des fumées et mesure des températures[

II-5- Nettoyage des surfaces de chauffe

II-5-1- Pendant la marche par souffleurs

Actionner les souffleurs à la vapeur il faut pour cela enclenche l'actionnement électrique du souffleur le rotor en marche cette Entraînement met en marche le mouvement pivotant des buses des souffleurs à l'entrée et à la sortie des gaz de fumée qui peuvent être alimentées séparément avec du vapeur

Le soufflage de toute la chauffe par souffleur de sure dure environ 50minutes, c'est la durée d'un mouvement de va-et-vient du bus du souffleur [6]

II-5-2- Pendant l'arrêt par lavage à l'eau

On se sert à cet effet du dispositif fixe de lavage des buses multiples sur la fin chaude du gaz de fumées. Il faut continuer à procéder au lavage jusqu'à ce que l'eau s'écoulant réagisse en général de façon neutre ou jusqu'à ce qu'une inspection montre que toute pendant le lavage. La pression avant les buses est de 3 a 5bar la quantité correspondante

d'eau est de 900 l/min à une pression d'environ 3 bar, vu que la plupart des dépôts partent à l'eau, il serait avantageux de réchauffer l'eau à 80°C environ, mais ceci n'est possible dans la plupart des cas à cause de l'abondance de l'eau [6].

II-5-3- Lubrification

L'engrenage est lubrifié par circulation forcée, la pompe à engrenages est bridée à la partie supérieure de l'engrenage elle est entraînée à partir de l'engrenage cylindrique. Tous les paliers et dentures sont alimentés en huile de graissage à travers des tuyauteries et buses. Une soupape de non-retour empêche la vidange intempestive des tuyaux lors de l'arrêt de l'engrenage. Le carter inférieur présente la forme d'une cuvette à huile. Le niveau d'huile peut être constaté par un verre regard d'huile à marquage de niveau d'huile. Le palier à roulement de sortie se trouve au dessous du niveau d'huile, il est donc graissé par barbotage. Une bague de bordure qui dépasse du niveau d'huile empêche que l'huile coule directement vers les joints de l'arbre de sortie. Est pour assurer la bonne lubrification il faut contrôler les niveaux d'huiles. Du palier du rotor inférieur et supérieur, Placie un thermomètre à huile que mesuré la température sur les paliers. Assurer le débit volumique d'huile de pompe à engrenage (11 l/min) à (1450tr/min) (moteur principale) et (5,6L/min) à (737tr/min) (moteur auxiliaire) [6].

II-6- Les problèmes rencontrés au niveau des réchauffeurs rotatifs

II-6-1- Les fuites

Le service du contrôle économique qui est concerné par le calcul de l'efficacité du réchauffeur rotatif Ljungström, prend des mesures mensuelles en plein charge procédant les étapes suivantes [6]

- **L'analyse des fumées** : A partir des dispositifs situés en amont et en aval de ce réchauffeur coté fumée et à l'aide d'un appareil font ces analyses pour :
 - Vérifier le taux de CO₂, O₂ et CO
 - Vérifier l'étanchéité par le calcul des taux de fuites d'air vers les fumées
 - Contrôler le taux d'émissivité de CO₂ et CO vers l'atmosphère.

- **Le contrôle :** Prendre de la salle de commande la valeur de température, pression et débit à partir des enregistreurs numériques, et des indicateurs installés dans cette salle, ces paramètres sont en amont et en aval de réchauffeur d'air rotatif.

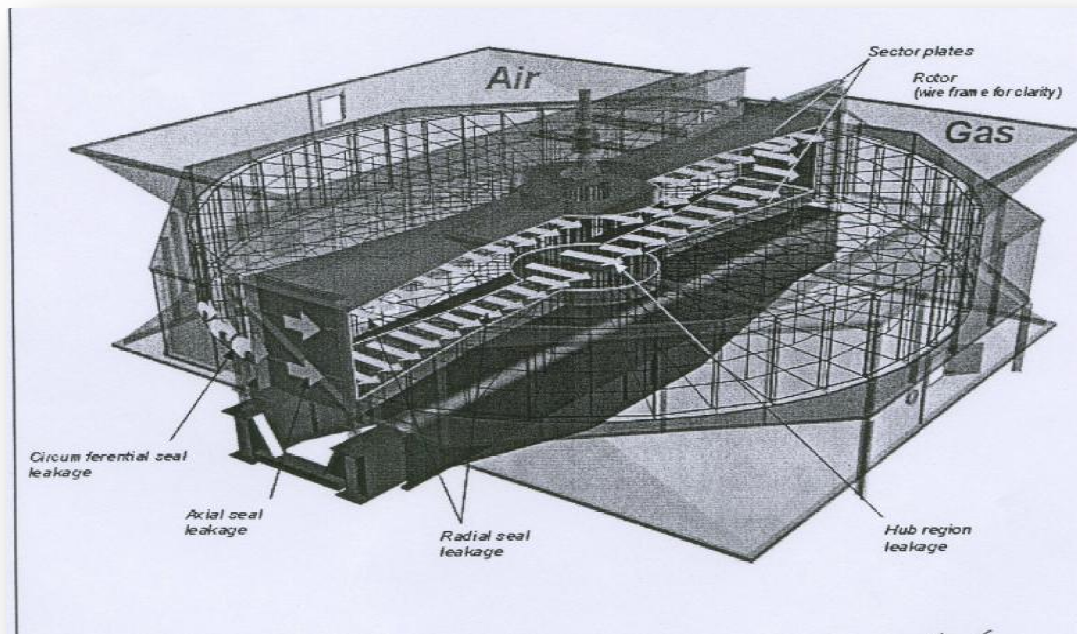


Fig. II .7. Le passage des fuites à travers les joints [3]

II-6-2- Corrosion et encrassement

Tous les préchauffeurs d'air dans les usines alimentées au charbon et au pétrole sont soumis à un certain degré de corrosion et d'encrassement, provoqué par l'approche soit de l'acide sulfurique, soit du point de rosée de l'eau. L'encrassement renforcé par l'acide dépend du contenu en soufre de combustible et de la quantité de conversion de SO_2 en SO_3 dans la chaudière. Dans les unités utilisant le charbon comme combustible, cet encrassement et cette corrosion peuvent être limités par la présence de particules de cendres volantes. Dans le cas des unités utilisant le pétrole comme combustible, une conversion supérieure de SO_2 en SO_3 peut se produire avec très peu de limitation en raison de la quantité minimale de cendres dans le pétrole [6].

- **Encrassement des extrémités chaudes**

Les lamelles des extrémités chaudes ont une tendance de l'encrassement du fait de l'accumulation de grandes particules de cendre fondues dans les passages des lamelles et du tassement de plus petites particules derrière celle-ci. Généralement, ces grandes particules surviennent du fait des conditions de combustion non optimales dans la chaudière. Cela peut être résolu par l'utilisation d'un profil de lamelle moins sujet à l'encrassement et plus facile à nettoyer et/ou par l'installation d'appareils de ramonage des points chauds [6].

- **Encrassement des points froids**

L'encrassement des points froids survient généralement suite à une insuffisance de cendre dans le flux gazeux pour absorber l'acide de condensation formé à partir du soufre dans le combustible. L'encrassement des points froids peut également être provoqué par la teneur élevée en soufre dans le combustible liquide associée à des très basses températures combinées des points froids [6] .

II-7- Transfert thermique de l'échangeur rotatif

II-7-1- Notion de flux thermique

Pour tout les modes de Transfert de chaleur, on définit le flux de chaleur $Q(W)$ comme la quantité de chaleur $Q(J)$ traversant une surface isotherme $S (m^2)$ pendant le temps $\Delta t (s)$.

On définit également le coefficient global de transfert thermique U défini par rapport à une surface A soumise à une différence de température ΔT , qui peut s'appliquer pour tout type de transfert thermique. $Q = U S \Delta T$

II-7-2- Mode de transfert thermique

Le transfert thermique dans un échangeur rotatif se fait généralement par convection.

- **Transfert thermique par convection**

La convection est le mode le plus important de transfert thermique entre une paroi d'un solide et un fluide ou gaz en écoulement. La convection peut être libre si le

déplacement du gaz ou du fluide se fait uniquement par différence de densité, et par contre si le fluide est animé d'un mouvement par un moyen mécanique comme les pompes, les compresseurs et les ventilateurs [4] .

La convection sera donc forcée .ce mécanisme de transfert est déterminé par la loi de Newton . .

$$\Phi = U S (T_P - T_{\infty})$$

• **Evolution des températures dans l'échangeur rotatif**

Dans le réchauffeur rotatif la matrice tourne continuellement entre deux flux gazeux a un temps donné, le flux qui traverse chaque portion de la matrice sera généralement à contre courant comme c'est mentionné dans la figure suivante [4] :

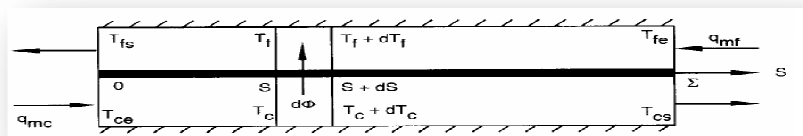


Figure .II.8.Schéma présente le bilan énergétique [4]

II-8- Echangeur a contre – courant

II-8-1- Caractères généraux

L'entrée du fluide chaud est maintenant contiguë à la sortie du fluide froid et vice-versa Nous choisissons comme sens des abscisses S le sens d'écoulement du fluide chaud pour Une variation $dS > 0$ de S on a donc toujours $dT_c < 0$ (T_c décroît dans cette direction) mais Également $dT_f < 0$ puisqu'on se dirige vers l'entrée du fluide froid [5].

II-8-2- Le bilan énergétique de chaque coté

$$dQ = U (T_c - T_f) dS = -\dot{m}_c Cp_c dT_c = -\dot{m}_f Cp_f dT_f \tag{II.1}$$

Avec : $\dot{m}_c Cp_c = C_c$

$$\dot{m}_f C_{p_f} = C_f$$

On tire de (1) la relation suivante :

$$d(T_c - T_f) = -dQ \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_f} \right) \quad (\text{II.2})$$

On peut écrire aussi que :

$$d(T_c - T_f) / (T_c - T_f) = -U dS \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_f} \right) \quad (\text{II.3})$$

En intégrant pour U constant :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = - \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_f} \right) U dS \quad (\text{II.4})$$

$$X = 0 : T_c - T_f = T_{ce} - T_{fs}$$

$$X = L : T_c - T_f = T_{cs} - T_{fe}$$

$$\log \frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}} = - \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_f} \right) U S \quad (\text{II.5})$$

$$Q = C_c(T_{ce} - T_{cs}) = C_f(T_{fs} - T_{fe})$$

$$\log \frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}} = - \left(\frac{T_{ce} - T_{fe}}{Q} - \frac{T_{fs} - T_{fe}}{Q} \right) U S$$

$$\log \frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}} = [(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})] \frac{U S}{Q} \quad (\text{II.6})$$

$$Q = \frac{[(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})]}{\log \frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}}} U S$$

Comme le flux cède par le gaz chaud est restitué par gaz froid à contre courant on peut écrire :

$$\int_{T_{ce}}^{T_{cs}} C_c dT = \int_{T_{fe}}^{T_{fs}} C_f dT \quad (\text{II.7})$$

$$Q = C_c(T_{ce} - T_{cs}) = C_f(T_{fs} - T_{fe})$$

Evolution de température coté gaz chaud :

$$D' où l'expression de T_{CS} : T_{CS} = T_{ce} - \frac{C_f(T_{fs} - T_{fe})}{C_c}$$

Evolution de température coté gaz froid :

D'où l'expression de T_{fs} :

$$T_{fs} = T_{fe} + \frac{C_c(T_{ce} - T_{cs})}{C_f}$$

Et posons $R = \frac{C_{min}}{C_{max}}$

II-9- L'efficacité thermique d'un échangeur rotatif

II-9-1- L'efficacité thermique d'un échangeur à contre courant par la méthode de (ΔTLM)

On définit l'efficacité d'un échangeur comme le rapport du flux de chaleur effectivement transfère dans l'échangeur au flux de chaleur maximal qui serait transfère dans la même condition de températures d'entre des deux fluide dans un échangeur de longueur infinie fonctionnant a` contre – courant [7].

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}}$$

D'où : $\varepsilon = \frac{C_c(T_{ce} - T_{cs})}{C_{min}(T_{ce} - T_{fe})}$

$$\varepsilon = \frac{C_f(T_{fs} - T_{fe})}{C_{min}(T_{ce} - T_{fe})}$$

On définit alors deux types d'efficacité :

- Cas où $C_c < C_f$, le fluide chaud commande le transfert $C_{min} = C_c$

Notée : $\varepsilon = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})}$

- Cas où $C_c > C_f$, le fluide froid commande le transfert $C_{min} = C_f$

Notée $\varepsilon = \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})}$

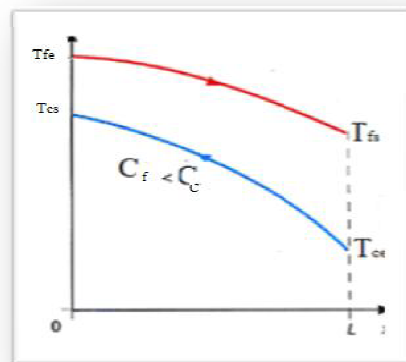
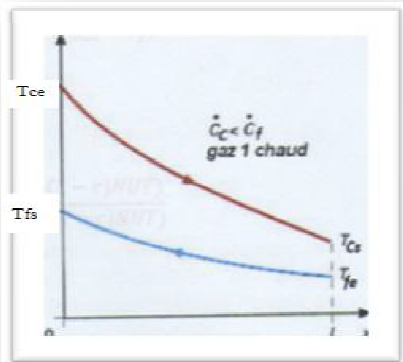


Figure.II.9.L'efficacité coté gaz chaud [7]

Figure.II.10.L'efficacité coté gaz froid [7]

Tableau –II-1- Les températures à l'entrée et à la sortie du réchauffeur rotatif

	Fluide chaud	Fluide froid
Température d'entre °C	318	70
Température de sortie °C	100	290
Débite massique kg /s	163.89	166.66
Chaleur spécifique J / kg. K	1021	1005

- **Calcul la quantité de chaleur échangée**

Suppose le fluide froide commande le Transfer : $C_{min} = C_f$

$$Q = C_f (T_{fs} - T_{fe})$$

$$Q = 166.66 \times 1005 \times (290 - 70)$$

$$Q = 38.48 \text{ MW}$$

- **Calcul le coefficient d'échange global U ($\text{W}/\text{m}^2\text{°C}$) par la méthode ΔTLM**
- **Calcul de la Différence Températures (ΔTLM)**

$$\Delta TLM = \frac{[(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})]}{\log \frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}}}$$

$$\Delta TLM = 68.96^{\circ}\text{C}$$

$$Q = U S \Delta TLM \quad \Longrightarrow \quad U = \frac{Q}{S \Delta TLM}$$

$$U = 1.686 \times 10^4 \text{ W/m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

- **Calcule l'efficacité**

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}}$$

$$Q = C_c(T_{ce} - T_{cs}) = C_f(T_{fs} - T_{fe})$$

Le ΔT_{max} est accessible au fluide qui possède le plus petit débit thermique, le flux maximum transféré est donc :

$$Q_{max} = C_{min} \Delta T_{max}$$

$$\text{Donc } Q_{max} = C_{min} (T_{ce} - T_{fe})$$

$$Q = C_c(T_{ce} - T_{cs}) \quad \Longrightarrow \quad C_c = \frac{Q}{(T_{ce} - T_{cs})}$$

$$\text{AN : } C_c = 1.67339 \times 10^5 \text{ J/s k}$$

$$\text{On: } \dot{m}_c = \frac{C_c}{C_{pc}} \quad \dot{m}_c = 163.89 \text{ kg/s}$$

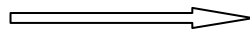
$C_c < C_f$ le fluide chaude commande le transfert

$$C_{min} = C_c \quad \text{Notée : } \varepsilon = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} \quad \varepsilon = 0.88$$

II-9-2- Calcule l'efficacité par la méthode de NUT

➤ Calcule le rapporte R

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



$$R = 0.99$$

On détermine NUT :

Posons : $NUT = \frac{U S}{C_{min}}$

$$NUT = 3.2$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NUT(1-R))}{1 - R \exp(-NUT(1-R))} \quad \text{(II.8)}$$

$$\varepsilon = 0,88$$

Utilise le programme **fortran** pour Calculer l'efficacité thermique de l'échangeur rotatif

$$\varepsilon_f = \varepsilon \left[1 - \frac{1}{9(C_r)^{1.93}} \right]$$

C'est une corrélation pour l'échangeur sensible rotatif [7] :

$$C_r = \frac{M.N.C_m}{C_{min}}$$

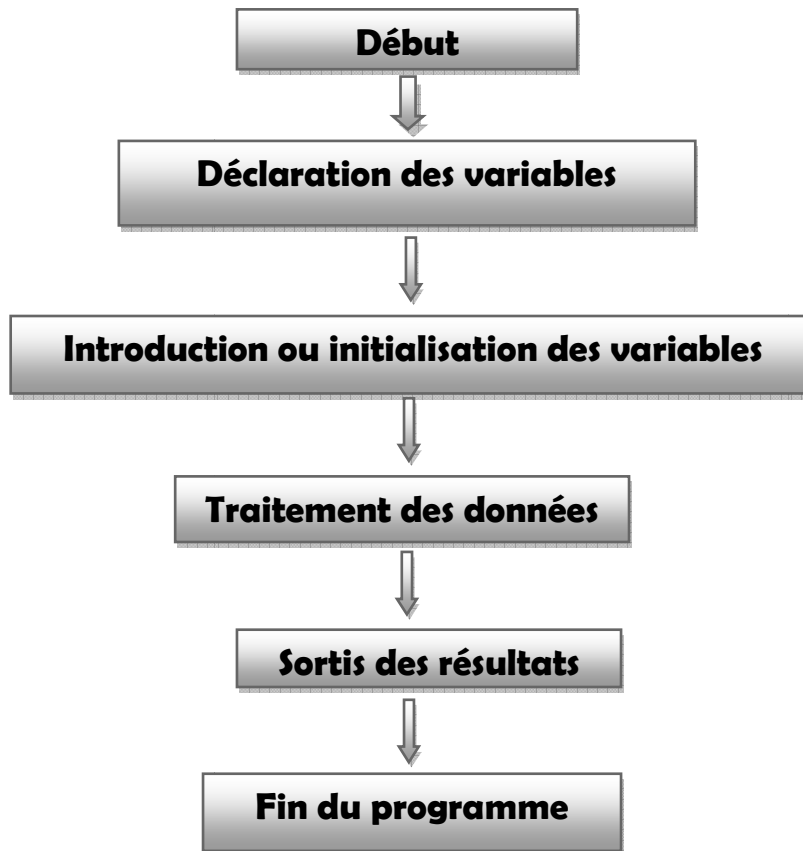
Avec : M = 16000 kg

N = 1.85 tr /min

$C_m = 460 \text{ J/kg.k}$

$c_{min} = c_c = 1.6733 \times 10^5 \text{ J/kg.s}$

Organigramme du programme fortran



Programme : calcule l'efficacité de réchauffeur rotatif

```
program efficacite
  real :: M,N,E,Ef,C_min,C_m,C_r
  M=16000
  N=0.0308
  E=0.88
  C_m=460
  C_min=1.67330*(10**5)
  C_r=(C_m*N*M)/C_min
  Ef=E*(1-1/(9*(C_r**1.93)))
  print*,'-Efficacite d''echangeur contre-courant',E,
  print*,'-Masse totale de la matrice accumulatrice ',M,'kg'
  print*,'-vitesse de rotation de la roue',N,'tour/sec'
  print*,'-Chaleur specifique ',C_m,'J/kg.k'
  print*,'-Rapport capacitif de la roue:',C_r,
  print*,'-Efficacite thermique d''echangeur rotatif ',Ef,
end program
```

Résultat de programme

```
-Efficacite d'echangeur contre-courant    0.880000
-Masse totale de la matrice accumulative  16000.0   kg
-Vitesse de rotation de la roue          3.080000E-02tour/sec
-Chaleur specifique                       460.000    J/kg.k
-Rapport capacitif de la roue:            1.35474
-Efficacite thermique d'echangeur rotatif  0.825580
```

Programme fortran : l'efficacité en fonction de la vitesse de rotation de la roue

```
program vitesseefficacite
  real :: N , C_min, C_m, M, E, Ef, k_min, tab(10), t(10)
  integer :: i
  E=0.88
  M =16000
  C_m=460
  C_min=1.67330*(10**5)
  Ef=0.82

  print*, '      efficacite      vitesse(t/s) '
  do 10 i=1,6

  tab(i)=((1.67330*(10**5))/(16000*460))* (0.88/(9*(0.88-Ef)))** (1/1.93)
  t(i)=Ef
  print*, t(i), tab(i),
  Ef=Ef+0.01
  10 continue

end program vitesseefficacite
```

Le résultat de programme

```
efficacite      vitesse(t/s)
0.820000        3.028105E-02
0.830000        3.318201E-02
0.840000        3.712647E-02
0.850000        4.293344E-02
0.860000        5.273676E-02
0.870000        7.509223E-02
```

II-9-3-Amélioration de l'efficacité de l'changeur rotatif

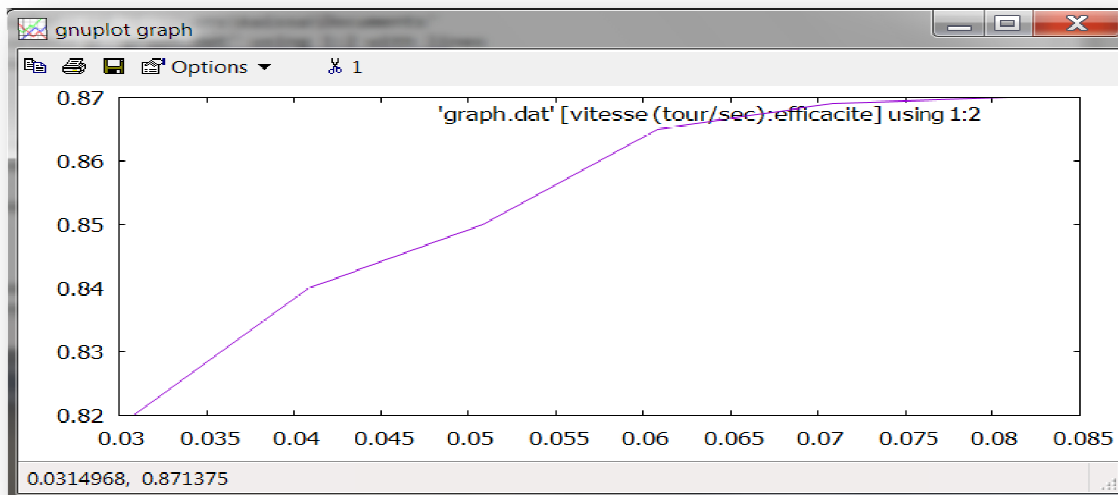


Figure. II.11.Variation de l'efficacité du réchauffeur en fonction de sa vitesse de rotation

Le graphe dans le figure (II.11.) représente une variation d'efficacité du réchauffeur en fonction de la vitesse de rotation N de la roue. On remarque une augmentation d'efficacité proportionnelle à la vitesse de rotation. à faible vitesse de rotation, de l'ordre de 0.03tr/s l'efficacité est 82%. en augment la vitesse de rotation jusqu'à 0.06079tr/s , on peut atteindre une efficacité de 86.35%.

II-10- Conclusion

Ce chapitre a été consacré à la présentation des différents types d'échangeurs qui se varient selon leurs applications et domaine d'utilisation, et en deuxième partie, on a calculé les différents paramètres nécessaires pour obtenir l'efficacité d'un échangeur rotatif. Pour donner une confirmation et plus de crédibilité à nos résultats, nous avons utilisé le programme FORTRAN, qui nous a permis de détecter la nature de la relation entre l'efficacité d'un échangeur et la vitesse de rotation.

Chapitre III

Rendement de la chaudière

III -1- Introduction

Dans ce cas on va déterminer et estimer les différents paramètres de la chaudière, puissance précédant de température et efficacité du réchauffeur d'air rotatif.

Utilisant la même méthode suivie à la centrale de CAP-DJIET, les calculs sont sur la tranche 1 (TR20) leur rendement était trouvé en (2016) 88 %

Le rendement de la chaudière se résume par les 'étape suivant :

III -2- Rendement de la chaudière

Comme toute installation, le rendement de la chaudière est donné par le rapport de la puissance utile délivrée par la chaudière est la puissance introduite à la chaudière :

$$\eta = \frac{P_{utile}}{P_{introduite}} \times 100 \quad [10]$$

- **Diagramme de cycle**

Tout cycle peut être représenté sur des diagrammes différents, on cite par exemple les Diagrammes : T-S, Clapeyron (P-V), Mollière etc., par une courbe fermée dont les différents points représentent à chaque instant l'état du fluide utilisé. Dans notre recherche on a choisi le diagramme de Mollière [8].

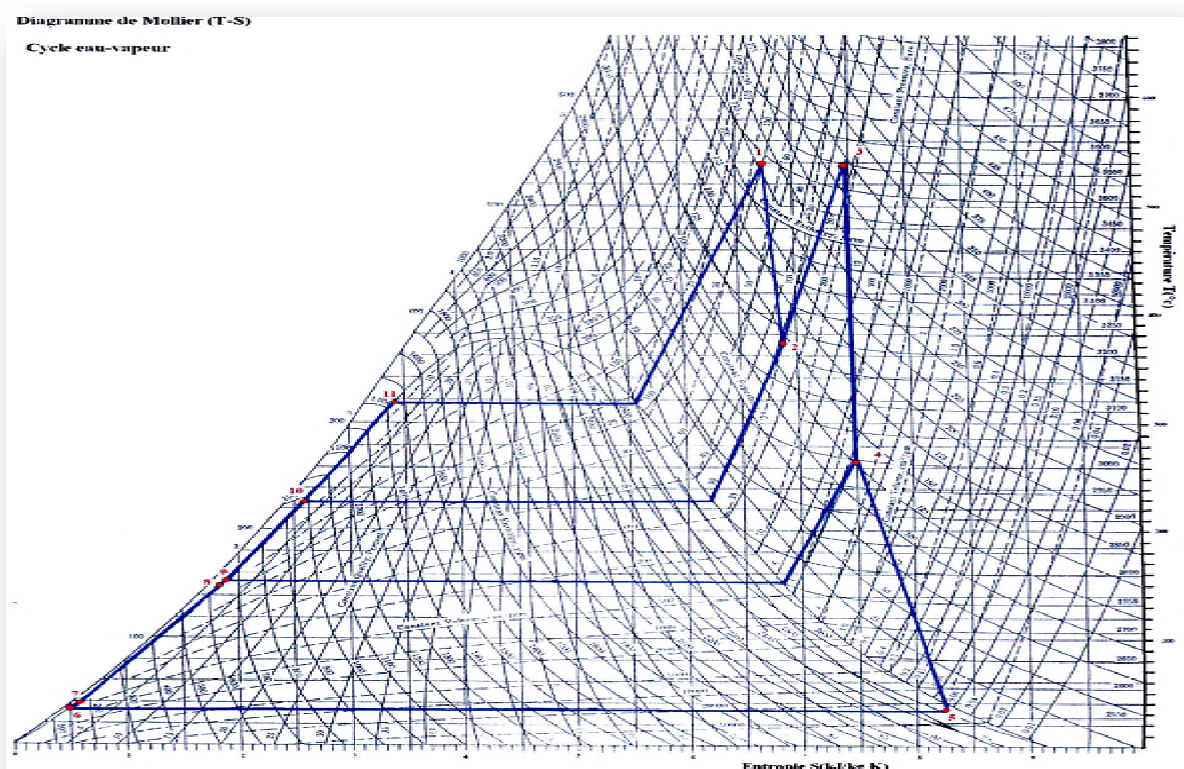


Figure.III.1. diagramme de mollière [8]

- 1 \Longrightarrow 2 : dentent de vapeur dans le Corps HP
- 2 \Longrightarrow 3 : le réchauffeur de vapeur.
- 3 \Longrightarrow 4 : dentent de vapeur dans le corps MP.
- 4 \Longrightarrow 5 : dentent de vapeur dans le corps BP.
- 5 \Longrightarrow 6 : condensation de vapeur
- 6 \Longrightarrow 7 : le pompage de l'eau par les pompes d'extraction.
- 7 \Longrightarrow 8 : le réchauffage de l'eau par le réchauffeur BP.
- 8 \Longrightarrow 9 : le pompage de l'eau par les pompe d'alimentation.
- 9 \Longrightarrow 10 : le réchauffage de l'eau par le réchauffeur HP.
- 10 \Longrightarrow 11 : le réchauffage de l'eau dans l'économiseur est son passage de l'état liquide à l'état vapeur dans le ballons chaudière.

III -3- Le paramètre de calcule de rendement de la chaudière

III-3-1- la puissance utile

La puissance utile est la chaleur absorbé par le fluide qui fournis le travail, généralement l'eau et la vapeur, cette quantité est déterminée par la variation d'enthalpie de flux échange durant son passage par le générateur de vapeur .on trouve qu'il va quatre flux échange dans les moderne chaudières [8] :

- Le premier flux nomme habituellement le flux primaire, c'est le flux échange par la vapeur depuis sa rentre dans l'économiseur avec un débit \dot{m}_1 , arrive du dernier rechauffeur HP avec une enthalpie h_{11} , jusqu'à l'entre du corps HP de la turbine avec une enthalpie h_1 . La quantité de chaleur absorbée par ce flux est :

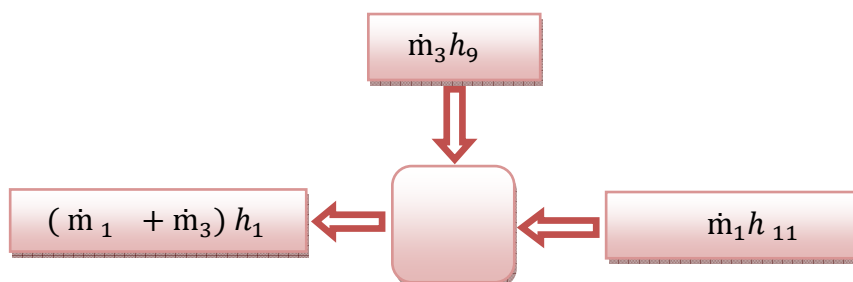
$$\dot{m}_1(h_1 - h_{11}) .$$
- Le deuxième flux a` considère ce lui dérivant de resurchauffeur avec un débit \dot{m}_2 et un changement`enthalpie de $(h_3 - h_2)$.la puissance echangee est $\dot{m}_2(h_3 - h_2)$.
- Les deux autre dernière flux a considère sont ceux des désurchauffeurs.

L'eau de la désurchauffe est alimentée par les pompes alimentaires avec un débit \dot{m}_3 et une enthalpie de h_9 , donc le flux échangé par le désurchauffeur est $\dot{m}_3(h_1-h_9)$, et celui échangé par désurchauffeur du resurchauffeur est $\dot{m}_4(h_3-h_9)$.

III-3-2- Bilan énergétique de la chaudière

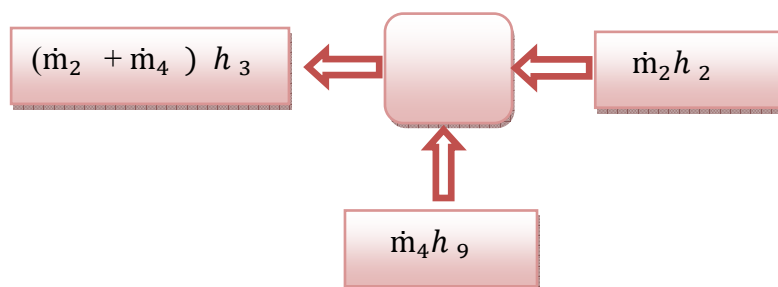
Le bilan se base sur les échangeurs principaux qui ont un impacte sur le changement d'état thermodynamique de vapeur dans la chaudière [9]

- **Bilan sur les surchauffeurs :** les surchauffeurs sont des échangeurs à mélange, le bilan est le suivant



$$\dot{m}_1 h_{11} + \dot{m}_3 h_9 \implies (\dot{m}_1 + \dot{m}_3) h_1$$

- **Bilan sur le resurchauffeur**



$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_9 \implies (\dot{m}_2 + \dot{m}_4) h_3$$

L'égalité des deux flux entre est sortie obtient :

$$\dot{m}_4 h_9 + \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_1 h_{11} + \dot{m}_3 h_9 = (\dot{m}_2 + \dot{m}_4) h_3 + (\dot{m}_1 + \dot{m}_3) h_1$$

L'expression devient :

$$P_{utile} = \dot{m}_1 (h_1 - h_{11}) + \dot{m}_2 (h_3 - h_2) + \dot{m}_3 (h_1 - h_9) + \dot{m}_4 (h_3 - h_9)$$

Avec :

Le désurchauffeur a pour but essentiel la régulation de température de la vapeur.

Tableau III-1- l'enthalpie de diagramme de mollie

Désignation	Paramètre	Unité
Débite d'eau entre économiseur \dot{m}_1	145.34	Kg/s
Enthalpie eau entrée économiseur h_{11}	1071.18	kJ/kg
Enthalpie vapeur entrée corps HP h_1	3317	kJ/kg
Débite vapeur sortie corps HP \dot{m}_2	129.96	Kg/s
Enthalpie vapeur sortie corps HP h_2	3112.9	kJ/kg
Enthalpie vapeur entrée corps MPH ₃	3528.6	kJ/kg
Débit d'eau d'injection pour la désurchauffe des surchauffeurs \dot{m}_3	16.5	Kg/s
Débit d'eau d'injection pour la désurchauffe des resurchauffeurs \dot{m}_4	1.158	Kg/s
Enthalpie d'eau d'injection pour la désurchauffe h_9	654.04	KJ/kg

L'application de ce paramètre (tableau-III-1-) ne donne le résultat suivant :

$$P_{utile} = 427699.4313 \text{ KW}$$

III-3-3- La puissance introduite

- **Pouvoir calorifique d'un combustible**

C'est la quantité de chaleur dégagée par la combustion complète, sous la pression atmosphérique normale, de l'unité de combustible, celui-ci ainsi que les produits de combustion étant à 25°C. On distingue deux variétés de pouvoir calorifique, le pouvoir calorifique supérieur et le pouvoir calorifique inférieur [9].

- **Le pouvoir calorifique supérieur PCS**

Le pouvoir calorifique est dit supérieur lorsque l'eau qui s'est formée lors de la combustion est ramenée à l'état liquide, sa chaleur latente de formation est ainsi récupérée car elle nous rapporte des calories supplémentaires. On obtient de ce fait un pouvoir calorifique supérieur qui est calculé d'après la relation suivante [9] :

$$PSC = PCI + mH_2O.L$$

Avec : $L = 2258 \text{ KJ/kg}$

$$\text{PCS} = \text{PCI} + \text{chaleur latente d'évaporation}$$

Et pour les gaz naturels riche en méthane on trouve sensiblement la relation suivant

$$\text{PCS} = 1.1 \text{ PCI}$$

➤ Le pouvoir calorifique inférieur PCI

Lorsque l'eau formée lors de la combustion est à l'état vapeur, sa chaleur latente de vaporisation ne peut pas être utilisée. on obtient de ce fait un pouvoir calorifique inférieur. est c'est le cas dans la chaudière ou les gaz de fumée sont évacués à plus de 100°C [9].

Pour le gaz naturel utilise le $\text{PCI} = 8966.95 \text{ kcal /m}^3$

$$\text{PCS} = 9863.649 \text{ Kcal /m}^3$$

On a :

$$M_{vgaz} = d \cdot M_{vair}$$

$$d = 0.6324$$

$$M_{vair} = 1.2928 \text{ kg/m}^3$$

$$M_{vgaz} = 1.2928 \times 0.6324$$

$$M_{vgaz} = 0.8175 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{PCS} = 12064.1501 \text{ Kcal / kg}$$

• Chaleur sensible fournie au combustible B_{fe}

C'est la quantité de chaleur nécessaire pour chauffer 1kg du combustible, par la température du gaz naturel (T_g) est la température de référence (T_{ref}) [8].

$$B_{fe} = C_{pm} (T_g - T_{ref})$$

➤ La Température de référence (T_{ref})

Afin d'évaluer correctement la puissance introduites il est indispensable en premier lieu de déterminer la température de référence qui est définie pour prendre en considération dans le calcul du rendement, la température d'air après les ventilateurs de soufflage, et la température du projet, elle est calculée comme suit :

$$T_{ref} = T_{des} + T_{al} - T_{amb}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{des} = 19^{\circ} \text{C} \\ T_{al} = 39.4^{\circ} \text{C} \\ T_{amb} = 28^{\circ} \text{C} \end{array} \right. \Rightarrow T_{ref} = 30.4^{\circ} \text{C}$$

Donne :

$$C_{pm} = 0.477 \text{ kcal/kg}^{\circ} \text{C (constant)}$$

$$T_g = 16^{\circ} \text{C.}$$

$$T_{ref} = 30.4^{\circ} \text{C.}$$

• L'énergie électrique

L'énergie électrique B_{xe} est l'équivalence thermique de la puissance électrique fournie à la chaudière pour le fonctionnement du réchauffeur d'air rotatif et des ventilateurs de recyclage. Cette chaleur est donnée par la relation suivante [9].

$$B_{xe} = \frac{860 (\varepsilon_f P_{RA} + \eta_{VR} \cdot P_{VR})}{\dot{m}_{gaz}}$$

$$\varphi_{v\text{ gaz}} = 42,771093 \cdot 10^3 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$M_{v\text{ gaz}} = 0,8176 \text{ (kg/m}^3\text{)}.$$

$$\dot{m}_{gaz} = \dot{m}_{v\text{ gaz}} \cdot M_{v\text{ gaz}}$$

A.N :

$$\dot{m}_{gaz} = 34969,646 \text{ kg/h}$$

➤ **puissance du réchauffeur rotatif**

$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_f = 0.82 \\ I_{RA} = 14 \text{ A} \\ V_{RA} = 0.4 \text{ KV} \end{array} \right. \Longrightarrow P_{RA} = 1.732 \times V_{RA} \times I_{RA} \times \cos \theta \quad \text{(III.1)}$$

Avec : $\cos \theta = 0.8$

$$P_{RA} = 7.7504 \text{ KW}$$

➤ **Puissance de ventilateur de recyclage**

$$\eta_{VR} = 0.94$$

$$\text{Ventilateur 1} \left\{ \begin{array}{l} I_{VR1} = 15 \text{ A} \\ V_{VR1} = 6.3 \text{ KV} \end{array} \right. , \quad \text{ventilateur 2} \left\{ \begin{array}{l} I_{VR2} = 14 \text{ A} \\ V_{VR1} = 6.3 \text{ KV} \end{array} \right.$$

$$P_{VR} = 1.732 \times \cos \theta \times (I_{VR1} \times V_{VR1} + I_{VR2} \times V_{VR1}) \quad \text{(III.2)}$$

$$P_{VR} = 253.15 \text{ KW}$$

La chaleur totale introduite dans la chaudière est comme suite

$$Q_{int} = B_{fe} + B_{xe} + PCS$$

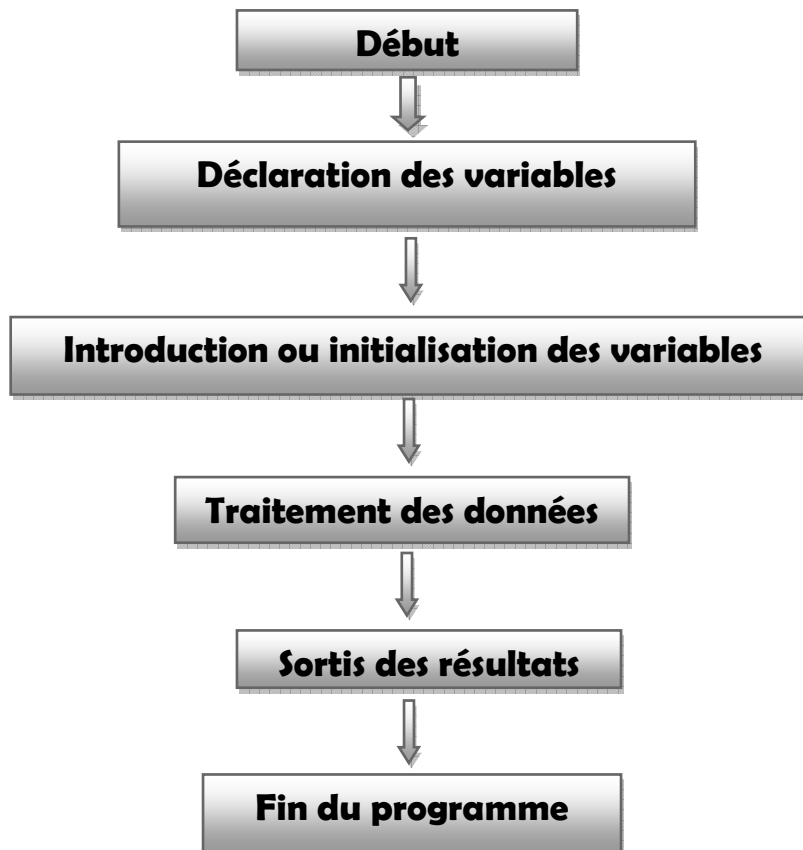
La puissance introduite c'est le produit entre le débit du combustible (gaz) est la chaleur introduite

$$P_{int} = \dot{m}_{gaz} \times Q_{int}$$

$$\eta = \frac{P_{utile}}{P_{introduite}} \times 100$$

On utilise le programme fortran pour calculer la chaleur sensible et l'énergie électrique et la (chaleur et la puissance) introduite et le rendement de la chaudière est tracé sur le graphe (la variation de rendement de la chaudière en fonction de l'efficacité de réchauffeur rotatif)

Organigramme



Programme : calcule le rendement de la chaudière

```

program rendement
real m1,m2,m3,m4,h1,h11,h2,h3,h9,Bfe,Bxe,mg,Pvr,Nvr,Pra,Nra,Tg,Cpm,PCS,
* Tref,Qint,Putil,Pint,Cr,N
integer i,k
h1=3317 !kj/kg
h11=1071.18 !kj/kg
h2=3112.9 !kj/kg
h3=3528.6 !kj/kg
h9=654.04 !kj/kg
m1=145.34 !kg/s
m2=129.96 !kg/s
m3=16.5 !kg/s
m4=1.158 !kg/s
Tref=30.4 !°c
PCS=12064.1501 !kcal/kg
Cpm=0.477 !kcal/kg°c
Tg=16 !°c

Pra=7.7504 !kw
Nvr=0.94
Pvr=253.15 !kw
mg=34969.646 !kg/h
k=100
Cr=1.35
open(1,FILE='RESULTA2.DAT',STATUS='UNKNOWN')
Putil=m1*(h1-h11)+m2*(h3-h2)+m3*(h1-h9)+m4*(h3-h9)
print*, 'puissance utile',Putil
Bfe=Cpm*(Tg-Tref)
print*, 'chaleur sensible',Bfe
Bxe=(860*((Nra*Pra)+(Nvr*Pvr)))/mg
print*, 'energie electrique',Bxe
Qint=Bxe+Bfe+PCS
print*, 'chaleur introduite',Qint

do i=82,k
Nra=i*0.88*(1-(1/(9*(Cr**1.93))))
Qint=Bxe+Bfe+PCS
Pint=mg*Qint
Pint=(Pint*4.18)/3600
N=(Putil/Pint)*100
write(1,*) Nra,N
enddo
end

```

Résultats de programme

puissance utile 427699.400000	energie électrique 23.197060
chaleur sensible -6.916500	chaleur introduite 12080.430000
energie électrique 5.852117	Pint= 490509.500000
chaleur introduite 12063.090000	rendement= 87.194940
Nra= 67.667270	Nra= 75.919380
energie électrique 21.481620	energie électrique 23.387660
chaleur introduite 12078.720000	chaleur introduite 12080.620000
Pint= 490439.800000	Pint= 490517.200000
rendement= 87.207320	rendement= 87.193570
Nra= 68.492490	Nra= 76.744590
energie électrique 21.672230	energie électrique 23.578260
chaleur introduite 12078.910000	chaleur introduite 12080.810000
Pint= 490447.600000	Pint= 490525.000000
rendement= 87.205950	rendement= 87.192180
Nra= 69.317700	Nra= 77.569800
energie électrique 21.862830	energie électrique 23.768870
chaleur introduite 12079.100000	chaleur introduite 12081.000000
Pint= 490455.300000	Pint= 490532.700000
rendement= 87.204570	rendement= 87.190810
Nra= 70.142910	Nra= 78.395010
energie électrique 22.053430	energie électrique 23.959470
chaleur introduite 12079.290000	chaleur introduite 12081.190000
Pint= 490463.100000	Pint= 490540.400000
rendement= 87.203190	rendement= 87.189440
Nra= 70.968120	Nra= 79.220220
energie électrique 22.244040	energie électrique 24.150070
chaleur introduite 12079.480000	chaleur introduite 12081.380000
Pint= 490470.800000	Pint= 490548.200000
rendement= 87.201820	rendement= 87.188060
Nra= 71.793330	Nra= 80.045430
energie électrique 22.434640	energie électrique 24.340680
chaleur introduite 12079.670000	chaleur introduite 12081.570000
Pint= 490478.500000	Pint= 490555.900000
rendement= 87.200440	rendement= 87.186680
Nra= 72.618540	Nra= 80.870640
energie électrique 22.625240	energie électrique 24.531280
chaleur introduite 12079.860000	chaleur introduite 12081.770000
Pint= 490486.300000	Pint= 490563.700000
rendement= 87.199070	rendement= 87.185310
Nra= 73.443750	Nra= 81.695850
energie électrique 22.815850	energie électrique 24.721880
chaleur introduite 12080.050000	chaleur introduite 12081.960000
Pint= 490494.000000	Pint= 490571.400000
rendement= 87.197690	rendement= 87.183930
Nra= 74.268960	Nra= 82.521060
energie électrique 23.006450	energie électrique 24.912490
chaleur introduite 12080.240000	chaleur introduite 12082.150000
Pint= 490501.800000	Pint= 490579.100000
rendement= 87.196310	rendement= 87.182560
Nra= 75.094170	Press any key to continue

III-4- la variation de rendement de la chaudière en fonction de l'efficacité de réchauffeur rotatif

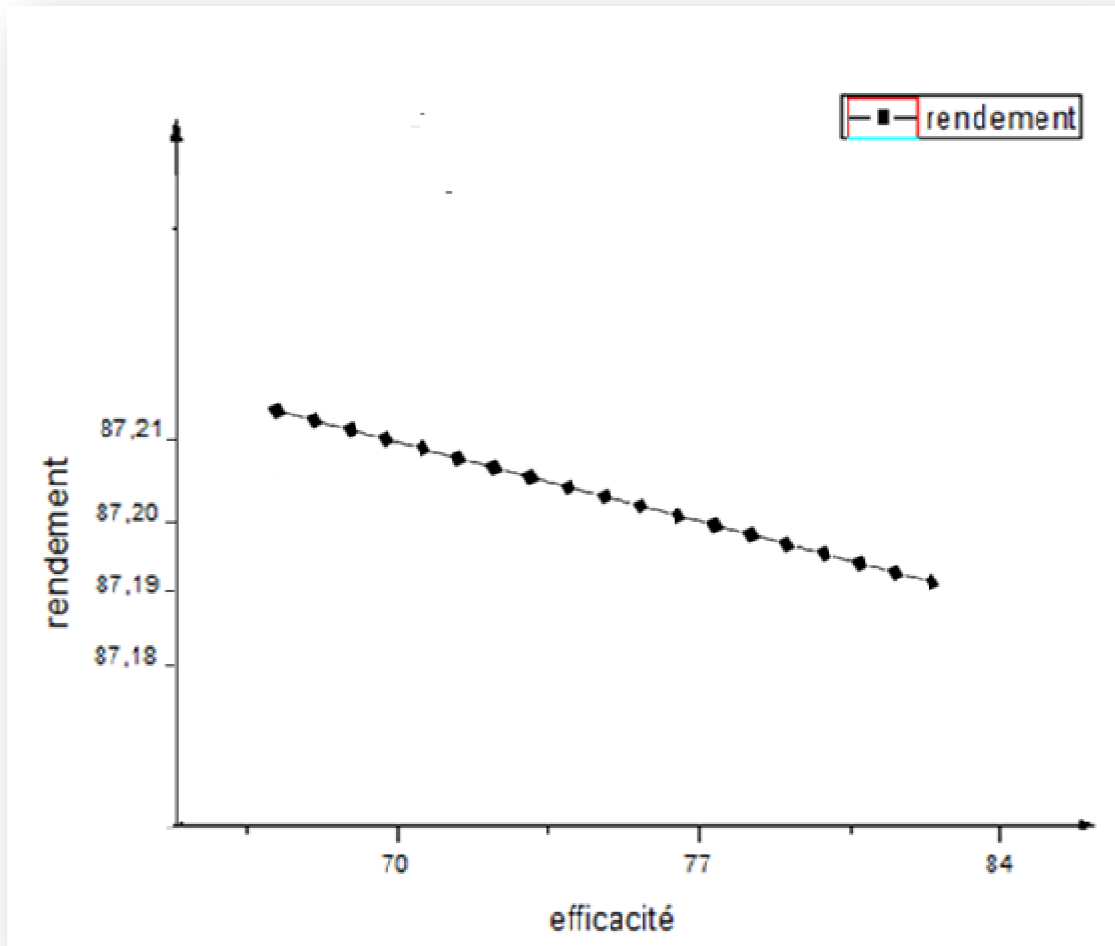


Figure.III.2. La variation de rendement de la chaudière en fonction de l'efficacité de réchauffeur rotatif

Le graphe dans le figure (III.2.) représente une variation de rendement de la chaudière en fonction de l'efficacité de réchauffeur rotatif. On remarque lorsque l'efficacité de réchauffeur rotatif augmente le rendement de la chaudière diminue.

III-5- Conclusion

Dans ce chapitre nous avons détaillé le fonctionnement de la chaudière, et éclairci la relation de son rendement et l'efficacité de réchauffeur rotatif utiliser. D'après les résultante obtenue ; On a constaté que le rendement de la chaudière Diminue avec l'augmentation de l'efficacité de réchauffeur rotatif.

Chapitre IV

Dimensionnement d'un Echangeur à ailettes

IV-1- Introduction

Durant ces dernières années, l'intérêt considérable de fabriquer des échangeurs de plus en plus compacts a conduit vers la recherche des techniques d'intensification des échanges de chaleur entre une source chaude et une source froide. Parmi les techniques utilisées dans la conception des échangeurs de chaleur à faisceau de tubes, l'utilisation des ailettes permet d'augmenter le niveau de la turbulence dans la couche limite, ainsi que la surface d'échange de chaleur.

Et afin de tester la deuxième hypothèse de notre recherche : **(la possibilité de remplacer un échangeur rotatif par un échangeur fixe)** nous allons faire une comparaison entre l'échangeur rotatif et l'échangeur fixe

IV-2- Définition d'un échangeur tubulaire

Comme son nom l'indique un échangeur tubulaire est constitué de tubes dont la paroi forme la surface d'échange. Il est encore appelé échangeur à faisceau de tubes et à calandre. Ce sont des échangeurs dans lesquels circulent deux fluides qui sont généralement à l'état liquide, chacun des deux fluides peuvent changer la phase [4].

IV-3- Les types des échangeurs tubulaires

il existe plusieurs types des échangeurs tubulaires qui se différencient selon le mode de fonctionnement (Figure .IV.1):

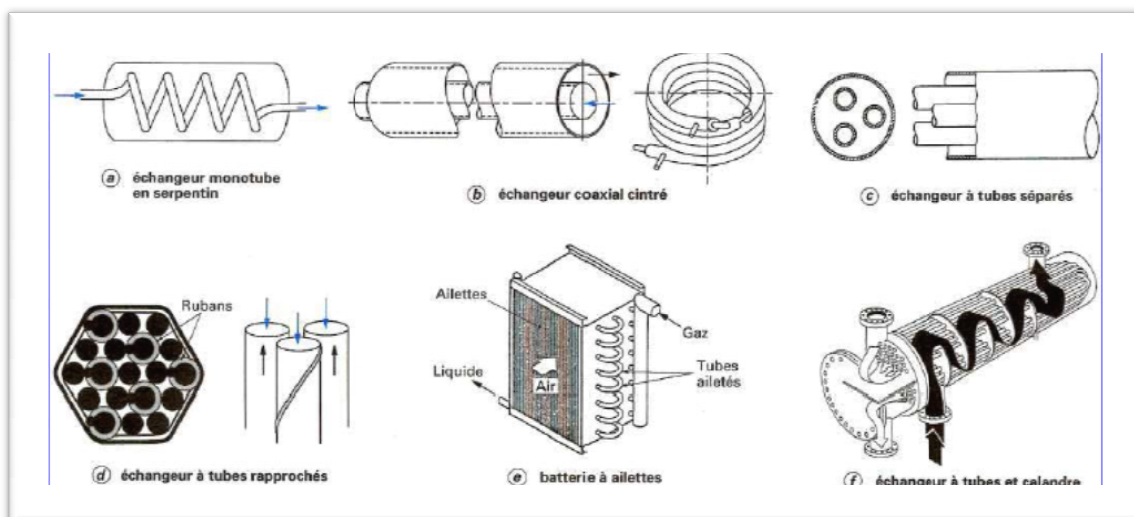


Figure .IV.1. Différents types d'échangeurs tubulaires [4]

IV-3-1- Echangeurs de chaleur

Se dit d'un appareil dans lequel l'échange se fait sans changement de phase.

IV-3-2- Réfrigérant

Refroidissent d'un liquide ou un gaz par circulation d'un fluide auxiliaire qui peut être un fluide de procédé ou de l'eau.

IV-3-3- Condenseur

Lorsque l'un des deux fluides en phase vapeur est condensé avec sous refroidissement du condensat ou non.

IV-3-4- Evaporateur ou vaporiseur

Lorsqu'il y a vaporisation d'un fluide et surchauffe éventuelle.

IV-3-4- Rebouilleur

Lorsque l'appareil fournit à un produit de fond de colonne de distillation la chaleur latente nécessaire à la vaporisation.

IV-4- Echangeur à ailettes

Un échangeur à ailettes est un échangeur relativement simple, il consiste une conduit cylindrique ou rectangulaire sur lequel sont fixées des lames métalliques de différentes formes. Le fluide de refroidissement est en général l'air ambiant. Ces échangeurs sont les plus souvent sur les effluents gazeux industriels et peuvent être fabriqués avec des métaux soudables les plus divers. Ils peuvent fonctionner à des pressions de plusieurs centaines de bars et à des températures pouvant atteindre 600°C, les tubes ailettes peuvent être de différentes natures. Les ailettes sont généralement des disques d'acier Les ailettes peuvent être disposées de différentes façons [4].

IV-5- Différentes types d'ailettes

il existe plusieurs types d'ailettes qui se différencier selon son positionnement dans les tubes [5] :

IV-5-1- Ailettes transversales :

On considère que les ailettes extérieures aux tubes ; elles peuvent être continues ou indépendantes (fig. IV.2).

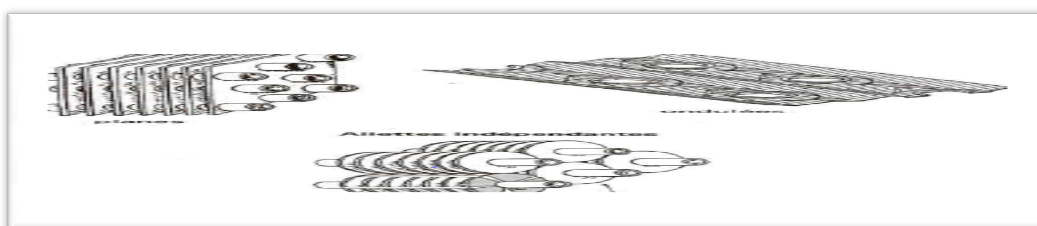


Figure. IV.2. Ailettes transversales [5]

Les ailettes continues sont traversées par plusieurs tubes. De forme généralement rectangulaire, elles sont souvent fabriquées par emboutissage puis fixées par dilatation des tubes. Un collet fixe l'écartement entre les ailettes. Elles peuvent être planes ou ondulées ; l'ondulation provoque une perturbation de l'écoulement qui améliore l'échange thermique. Les ailettes indépendantes sont traversées par un seul tube. Elles peuvent être pleines ou segmentées. Les ailettes indépendantes peuvent être de différentes sortes [5].

IV-5-2- Ailettes annulaires

En principe des ailettes pleines (figure .IV.3.)

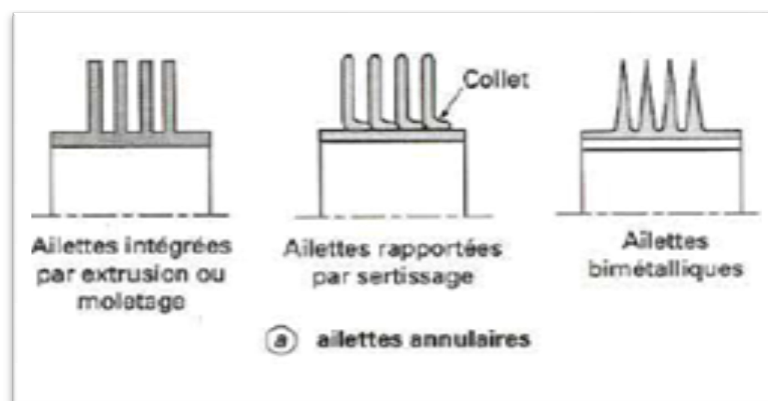


Figure .IV.3 . Ailettes annulaires [5]

IV-5-3- Ailettes spiralées

Pleine ou segmentée, bien adaptée aux grandes longueurs de tubes. Elle est généralement obtenue par enroulement d'un ruban serti ou soudé sur le tube. Si la hauteur de l'ailette est grande devant le rayon du tube [5] (Figure .IV.4) .

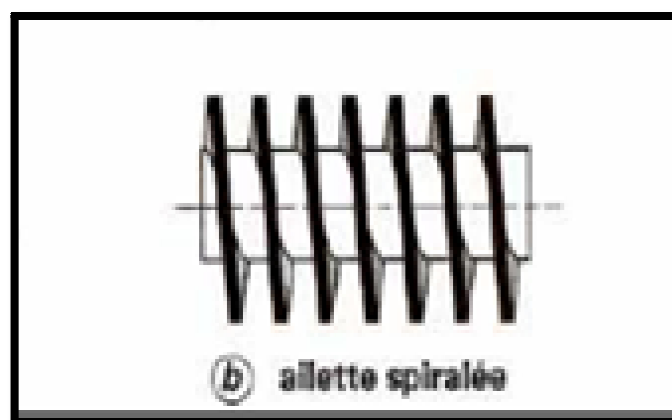


Figure .IV.4 . Ailettes spiralées [5]

IV-5-4- Ailettes longitudinales

Les ailettes sont disposées suivant l'axe des tubes (**figure IV.5.**) ; elles peuvent être situées à l'intérieur ou à l'extérieur des tubes.

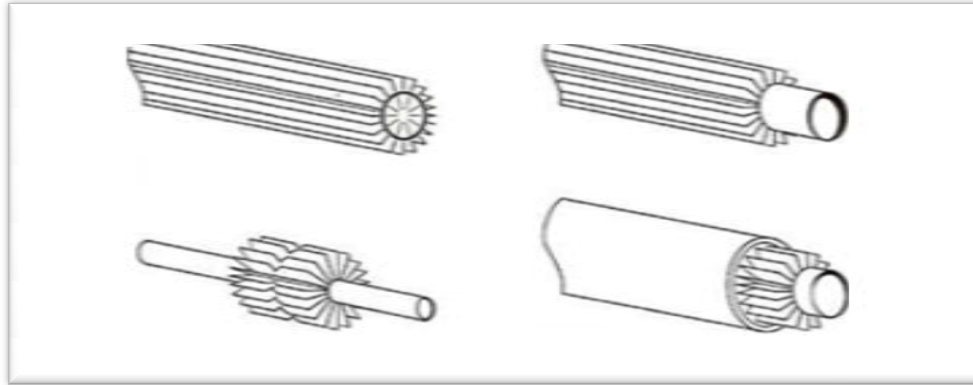


Figure. IV.5. Ailettes longitudinales [5]

IV-6- calcule le coefficient d'échange globale de l'échangeur

On a sélectionné le type d'ailette avec les dimensions suivantes [4] :

Tableau-IV- 1- des données techniques

	Désignation	Valeur
Caractéristiques des tubes	$D_{tub-int}$	34.9
	$D_{tub-ext}$	38
	E	1.55
	L	8000
	λ	50
	X	19.50m
	δ	93
Caractéristiques des tubes a ailettes	$D_{ail-ext}$	38
	E	0.5
	δ	2.67
	H	23.5
	Λ	50
	$D_{ail-int}$	3.9

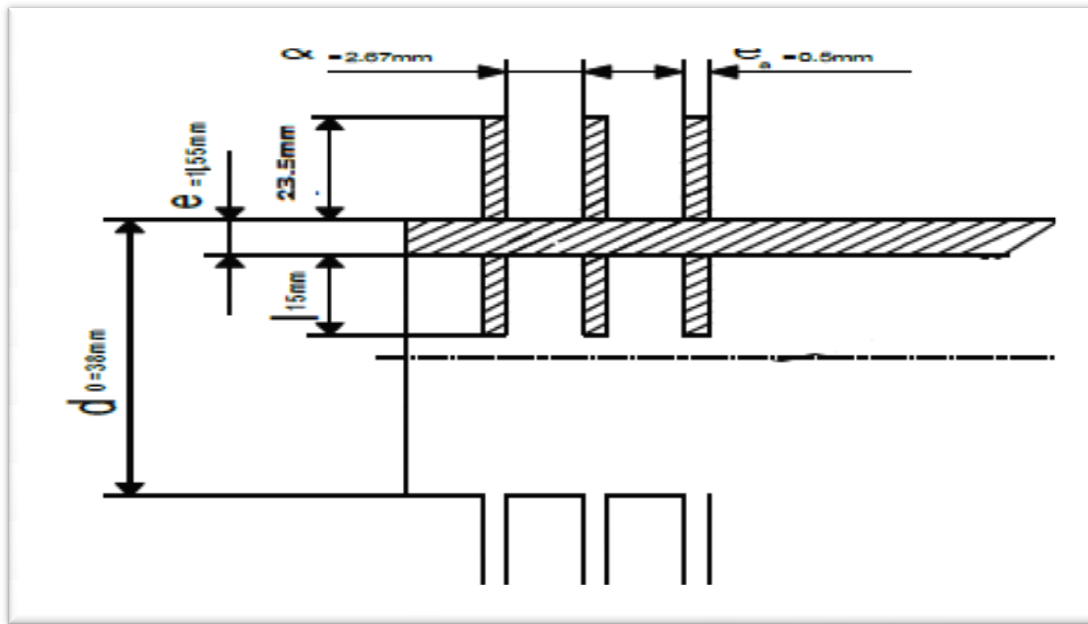


Figure.IV6. schéma d'un tube à ailettes

IV-6-1- Calcule nombre des ailettes et des tubes

$$N_{ail-m} = \frac{1}{s+e}$$

$$N_{ail} = L N_{ail-m}$$

$$h = \frac{D_{ail-ext} - D_{tub-ext}}{2}$$

$$N_{tub} = \frac{l}{R}$$

$$(1 + 0.5) \times \delta = x$$

$$l = \frac{x}{\delta} - 0.5$$

Résultat : voir le tableau IV-2-

IV-6-2- Calcule la différence surface

$$S_0 = \pi D_{tub-ext} L$$

$$S_I = \pi D_{tub-int} L$$

$$S_e = \pi \times D_{ail-ext} \times (L - e_{ail} \times N_{ail})$$

$$S_{moy} = \frac{\pi(D_{tub-ext} - D_{tub-int})}{2} \times L$$

$$S_T = S_{ail-ext} + S_e$$

$$S_{ail-ext} = 2 \times \frac{\pi}{4} (D_{ail-ext}^2 - D_{tub-ext}^2) \times N_{ail} + e_{ail} \times N_{ail} \times \pi D_{ail-ext}$$

$$S_{ail-int} = 2 \times \frac{\pi}{4} (D_{tub-int}^2 - D_{ail-int}^2) \times N_{ail} + e_{ail} \times N_{ail} \times \pi D_{ail-int}$$

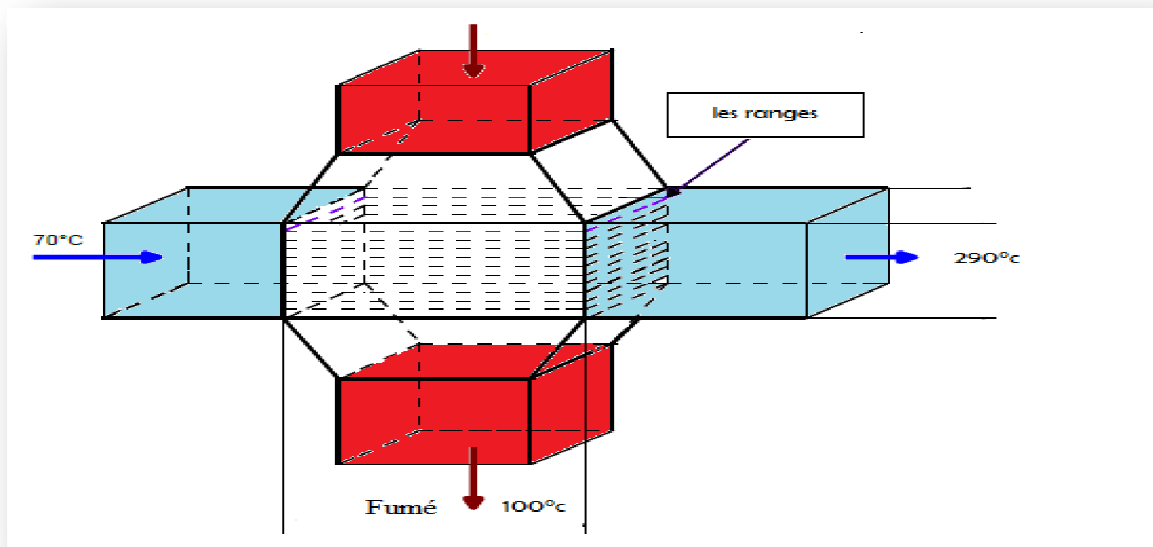


Figure. IV.7. Schéma d'échangeur a ailette

IV-6-3- Calcule la section de côté air A_a

La vitesse d'écoulement de l'air dans les tubes supposés : $V_a = 8 \text{ m/s}$

$$\varphi_{V_a} = V_a \times A_a \quad \Longrightarrow \quad A_a = \frac{\varphi_{V_a}}{V_a}$$

- $\varphi_{V_a} = \frac{\dot{m}_f}{M_{\text{vair}}}$

$$\dot{m}_f = 166.66 \text{ kg/s}$$

$$M_{\text{vair}} = 1.29 \text{ kg/m}^3$$

$$\varphi_{V_a} = 129.19 \text{ m}^3/\text{s}$$

IV-6-4- Calcule la section de côté fumée A_f

$$V_f = 3.45 \text{ m/s}$$

$$\varphi_{V_f} = V_f \times A_f \quad \Longrightarrow \quad A_f = \frac{\varphi_{V_f}}{V_f}$$

- $\varphi_{V_f} = \frac{\dot{m}_c}{M_{\text{vfumée}}}$

$$\dot{m}_c = 163.89 \text{ kg/s}$$

$$M_{\text{vfumée}} = 0.733 \text{ kg/m}^3$$

$$\varphi_{V_f} = 223.58 \text{ m}^3/\text{s}$$

IV-6-5- Calcule le nombre de Reynold R_e

- $R_e = \frac{v_a \times D_H}{\nu_a}$

avec : $\nu_a = 3.146 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$

- $D_H = \frac{4 \times S}{p}$

- $S = \frac{\pi \times D_{\text{tub-int}}^2}{4}$

- $p = \pi \times D_{\text{tub-int}}$

- $D_H = D_{\text{tub-int}}$

$$R_e = 8874.76 \quad \text{si} \quad R_e > 5000 \quad \Longrightarrow \quad \text{L'écoulement dans les tubes}$$

c'est un écoulement turbulent.

- On applique la relation de Colburn suivante :

- $Nu = 0.023 \times R_e^{0.8} \times Pr^n$

$$\text{Si } T_{\text{fluide}} > T_{\text{paroi}} \quad \Longrightarrow \quad n = 0.3$$

- $Nu = 0.023 \times R_e^{0.8} \times Pr^{0.3}$

- $Pr = \frac{c_p \times \mu_a}{\lambda}$

- $\mu_a = M_{\text{vair}} \times \nu_a$

- $Pr = \frac{c_{pa} \times M_a \times \nu_a}{\lambda}$

IV-6-6- Calcul le coefficient de convection côté d'air U_a

- $Nu = \frac{U_a \times D_{\text{tub-int}}}{\lambda} \quad \Longrightarrow \quad U_a = \frac{Nu \times \lambda}{D_{\text{tub-int}}}$

$$U_a = 56160.04 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

IV-6-7- Calcul le coefficient de convection côté fumée U_f

Il est important de calculer le mieux possible le coefficient de convection côté fumée étant donné que c'est les fumées qui contrôlent le transfert thermique. La formule de Briggs et Young [4].

- $U_f = 8.1 \times \frac{v_f^{0.718}}{D_{\text{tub-ext}}^{0.282}} \times \left(\frac{\delta_{\text{ail}}}{h}\right)^{0.292} \times \frac{S_{\text{ail-ext}}}{S_0} \quad \text{(IV.1.)}$

$$U_f = 77.5 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

IV-6-8- Calculer le rendement total d'ailette η_0

$$\bullet \quad \eta_0 = \frac{S_{ail} \times \eta_{ail} + S_0}{S_T} \quad (\text{IV.2.})$$

$$\bullet \quad \eta_{ail} = \frac{th \ m \ U_f}{mh} \quad (\text{IV.3.})$$

$$\bullet \quad m = \sqrt{\frac{2 \times U_f}{\lambda \times e_{ail}}} \quad (\text{IV.4.})$$

$$m = 78.74$$

$$\eta_{ail} = 0.51$$

$$\eta_0 = 0.53$$

Donc : le coefficient d'échange globale de l'échangeur est :

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{U_f \times \eta_0} + \frac{e_{ail}}{\lambda_{ail}} \times \frac{S_0}{S_{moy}} + \frac{e_{tub}}{\lambda_{tub}} \times \frac{S_0}{S_{moy}} + \frac{1}{U_a} \times \frac{S_0}{S_I}} \quad (\text{IV.5.})$$

$$U_0 = 41.05 \text{ w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tableau –IV-2 résultats des calculs

Nom	Description	unité	valeur
N_{ail}	Nombre des ailettes		2520
N_{tub}	Nombre des tubes par range	tub/range	21
l	Nombre totale des tubes	tub	210
h	L'hauteur d'ailette	mm	23.5
S_0	La surface interne du tube	m^2	0.954
S_I	La surface externe du tube	m^2	0.876
$S_{ail-ext}$	La surface interne d'ailette	m^2	23.20
$S_{ail-int}$	La surface externe d'ailette	m^2	4.742
S_e	La surface du tub sans ailette	m^2	0.8042
S_T	La Surface totale du tube ailette	m^2	24
S_{moy}	La Surface moyenne coute tube	m^2	0.91

A_a	La section de côté air	m^2	16.14
A_f	La section de côté fumée	m^2	64.8
Re	Le nombre de Reynold		8874.76
Pr	Le nombre de prant		8.15×10^{-4}
Nu	Le nombre de Nusselt		3.92
U_a	Le coefficient de convection côté d'air	$W/m^2 \text{ } ^\circ C$	56160.04
U_f	Le coefficient de convection côté fumée	$W/m^2 \text{ } ^\circ C$	77.5
m	Le Rapporte		78.74
η_{ail}	Le rendement de l'ailette		0.51
η_0	Le rendement total d'ailette		0.53
U_0	Le coefficient d'échange globale de	$w/m^2 \text{ } ^\circ C$	41.05

IV-7- Calculer les pertes de charge

IV-7-1- Calculer les pertes de charge à l'intérieur des tubes ΔP_t

$$\Delta P_t = \frac{f \times L \times V_a}{D_{tub-int}}$$

Le coefficient de friction dépend de nombre de Reynolds est donné par les expressions suivant [7].

✚ Si le régime est laminaire ($Re < 2100$) $\implies f = \frac{32}{Re}$

✚ Si le régime est turbulent ($Re > 2100$) on distingue deux cas :

✓ tubes lisses : $f = 0.0028 + 0.25 \times Re^{-0.32}$ (IV.6.)

✓ tubes rugueux : $f = 0.007 + 0.528 \times Re^{-0.42}$ (IV.7.)

On choisit des tubes lisses, donc le coefficient de friction s'écrit [7] :

$$f = 0.0028 + 0.25 \times Re^{-0.32} \quad \text{(IV.8.)}$$

$$f = 0.01643$$

$$\Delta P_t = 0.0024 \text{ bar}$$

IV-7-2- Calcul des pertes de charges à travers section ailette ΔP_S

Les formules les plus utilisées pour le calcul des pertes de charge coté fumées sont basées sur la proportionnalité de « ΔP_S » au produit « $f_a \cdot G^2_{max}$ » :

Cette formule ne tient pas compte des formes des ailettes ou de leur longueur. En effet le facteur « f_a » est uniquement en fonction du nombre de Reynolds et de l'écartement des tubes.

[7]

$$\Delta P_S = f_a \times \frac{G_{max}^2}{M_{vfumée}} \times R \quad (\text{IV.9.})$$

$$f_a = 18.93 \times \left(\frac{D_{tub-ext} \times G_{max}}{\mu_f} \right)^{-0.316} \left(\frac{\delta_{tub}}{D_{tub-int}} \right)^{-0.927} \quad (\text{IV.10.})$$

$$\mu_f = 4.54 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$$

$$G_{max} = \frac{\dot{m}_c}{A_f}$$

$$G_{max} = 2.53 \text{ kg/m}^2\text{S}$$

$$f_a = 0.67$$

A.N :

$$\Delta P_S = 58.50 \text{ pas}$$

$$\Delta P_S = 0.00058 \text{ bar.}$$

IV-8- Commentaire et interprétation

On obtient une vitesse coté tube de l'air de 8 m/s ce que implique que les pertes de charge sont de 0,0024 bar.

Cette surpression ne peut pas être assurée par les ventilateurs de soufflage. C'est la raison pour laquelle l'échangeur rotatif qui ne l'introduit pas de pertes de charge excessives s'impose. Nous ne pouvons donc pas utiliser ce type d'échangeur.

Nous déterminons dans ce calcul la raison pour placer l'échangeur rotatif, on ne peut pas utiliser un échangeur fixe.

IV-9- Comparaison entre les deux échangeurs

Echangeur d'air rotatif	Echangeur à tubes ailette
<ul style="list-style-type: none"> - Les pertes par joints périphérique et radiaux - La position de réchauffeur d'air rotatif est verticale qui demande des paliers inférieurs (palier axiale support tout le poids des paliers) ; - Risque de blocage des moteurs ; -il y a une quantité de fumées qui passe au Coûté` air. - il demande la lubrification (palier, moteur) - Risque de vibration car, il est une machine tournante autour d'un axe vertical. <p>_ le coefficient de convection globale U</p> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin: 10px auto;"> $U = 1.7 \times 10^4 \text{ w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ </div>	<ul style="list-style-type: none"> - Etanchéité est plus simple à réaliser; - Peut prendre des formes précises ; - Il n'y a pas de blocage ; -une séparation totale entre les gaz chauds et froids. -il ne demande pas la lubrification - appareil fixe. <p>_ le coefficient de convection globale U_0</p> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin: 10px auto;"> $U_0 = 41.05 \text{ w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ </div>

IV-10- Conclusion

Dans ce dernier chapitre nous avons réalisé une description détaillée de l'échangeur tubulaire à ailettes, commençant par la mesure de différents paramètres d'évaluation de performance :

- ✓ La surface d'échange.
- ✓ le coefficient d'échange global.
- ✓ Les pertes de charges.

En deuxième lieu, Une comparaison a été faite entre un échangeur à ailette et un 'autre rotatif afin de souligner l'appareil la plus performant et sélectionner le bon choix

Conclusion générale

CONCLUSION GÉNÉRALE

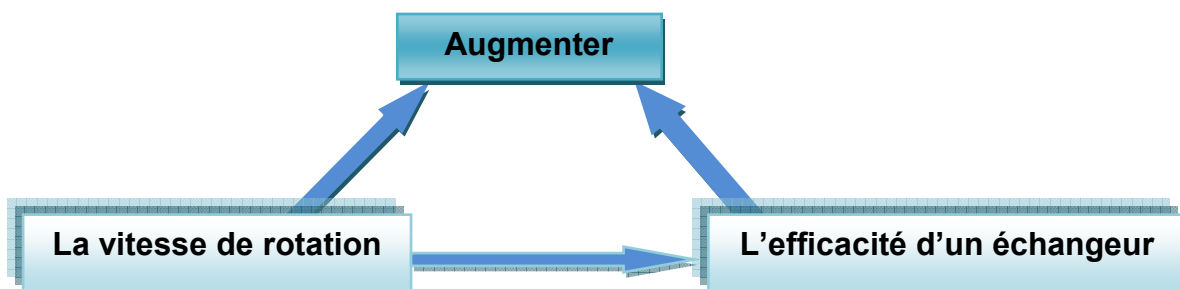
Conclusion générale

À travers d'étude du sujet et L'analyse de ses différents éléments pour répondre à la question principale de cette recherche :

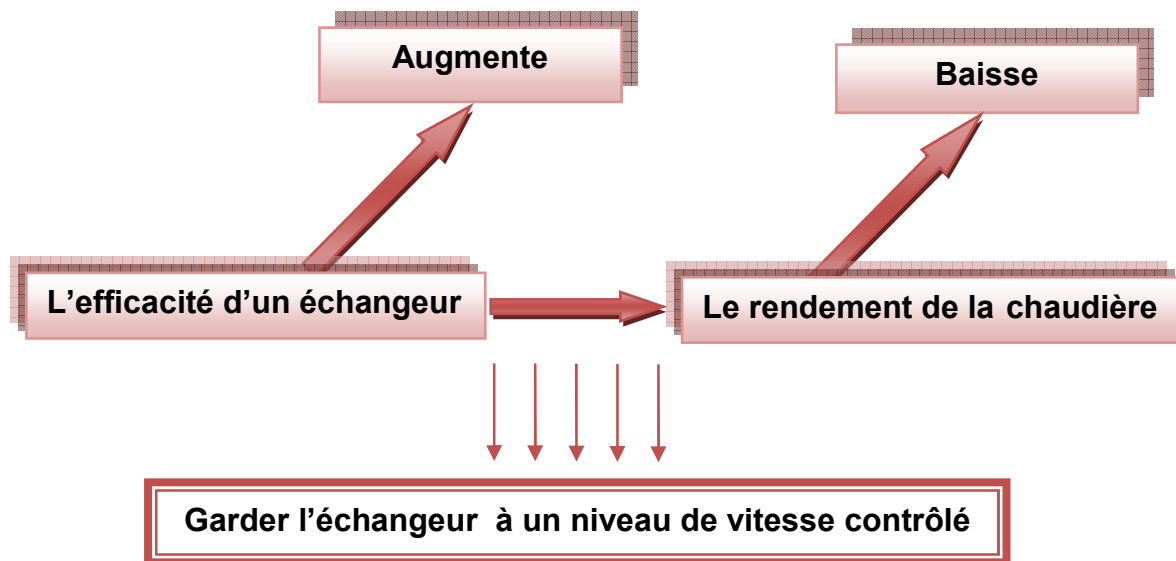
Quels sont les effets de l'intégration d'un échangeur rotatif sur le rendement de la chaudière, Et quelle est la possibilité de le remplace par un autre échangeur fixe ?

Nous avons atteint une série de résultants importantes:

- les centrales thermiques consomment des quantités considérables d'énergie (gaz), ce qui conduit à des coûts de production très élevé.
- l'échangeur d'aire l'un des moyens les plus utilisés pour rationaliser la consommation d'énergie dans les centrales thermique ;
- l'efficacité d'un échangeur se change progressivement salon la vitesse de rotation ;
- Lorsque la vitesse augmenter permettre à l'échangeur de récupérer de plus grand quantités du fumé ;



- Le rendement de la Chaudière baisse légèrement avec l'augmentation de l'efficacité de l'échauffeur rotatif ;



- L'utilisation d'un échangeur fixe contribue à l'économie de l'énergie consommée plus qu'un rotatif ;
- On ne peut pas remplacer l'échangeur rotatif par un échangeur fixe ;
- l'échangeur rotatif reste plus performant et préférable du fait que son coefficient de convection globale U est plus élevé que celui de l'échangeur fixe, ce qui conduit à réduire l'impact négatif sur la rentabilité de la chaudière ;

Reference bibliographique

Référence bibliographique

Documentation interne de la central de cap -Djanet	1
service de formation professionnelle, circuit eau est vapeur N^0 d'enregistrement : 5512	2
service de formation professionnelle, réchauffeur d'air rotatif N^0 d'enregistrement : 5518	3
Livre de Mr.Boussaid Mohammed.....	4
SACADURA J .F initiation au transfert thermique 6 ème tirage 2000 paris.....	5
thèse Doctorat docteur de l'université joseph fourrier en Mécanique – Energétique	6
Introduction aux échangeurs de chaleur Yves jannot.....	7
livre de Table Thermodynamique	8
REGER KLING, thermodynamique générale est application	9
BELEBBAS. Belkhayer, étude du rendement de la chaudière de cap-Djanet, FSI ,2008	10

annexe

Les constantes des chaleurs spécifique des différents gaz parfait

Gaz	$C_p = \text{kJ/kmol K}$	$\theta = (T(\text{k}))/100$
	$T^\circ(\text{K})$	
N ₂	$C_p = 39,060 - 512,79 \theta^{-1,5} + 1072,7 \theta^{-2} - 820,40 \theta^{-3}$	300-3500
O ₂	$C_p = 37,432 + 0,020102 \theta^{1,5} - 178,57 \theta^{-1,5} + 236,88 \theta^{-2}$	300-3500
H ₂	$C_p = 56,505 - 702,74 \theta^{-0,75} + 1165,0 \theta^{-1} - 560,70 \theta^{-1,5}$	300-3500
CO	$C_p = 69,145 - 0,70463 \theta^{0,75} - 200,77 \theta^{-0,5} + 176,76 \theta^{-0,75}$	300-3500
OH	$C_p = 81,546 - 59,350 \theta^{0,25} + 17,329 \theta^{0,75} - 4,2660 \theta$	300-3500
NO	$C_p = 59,283 - 1,7096 \theta^{0,5} - 70,6130 \theta^{-0,5} + 74,889 \theta^{-1,5}$	300-3500
H ₂ O	$C_p = 143,05 - 183,54 \theta^{0,25} + 82,751 \theta^{0,5} - 3,6989 \theta$	300-3500
CO ₂	$C_p = -3,7357 + 30,529 \theta^{0,5} - 4,1034 \theta + 0,024198 \theta^2$	300-3500
NO ₂	$C_p = 46,045 + 216,10 \theta^{-0,5} - 363,66 \theta^{-0,75} + 232,550 \theta^{-2}$	300-3500
CH ₄	$C_p = -672,87 + 439,74 \theta^{0,25} - 24,875 \theta^{0,75} + 323,88 \theta^{-0,5}$	300-3500
C ₂ H ₆	$C_p = -95,395 + 123,15 \theta^{0,25} - 35,641 \theta^{0,75} + 182,77 \theta^{-3}$	300-2000
C ₂ H ₄	$C_p = 6,895 + 17,26 \theta - 0,6402 \theta^2 + 0,00728 \theta^3$	300-2000
C ₃ H ₈	$C_p = -4,042 + 30,46 \theta - 1,571 \theta^2 + 0,03171 \theta^3$	300-1500
C ₄ H ₁₀	$C_p = 3,954 + 37,12 \theta - 1,833 \theta^2 + 0,003498 \theta^3$	300-1500

Tableau des abaques

tonEPI.com Espace Pour Ingénieur

Abaque : l'efficacité des échangeurs à contre-courants

