

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



Faculté des Sciences de L'Ingénieur
Département Génie Mécanique

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

En vue de l'obtention du diplôme de **MASTER** en Génie Mécanique

Spécialité

Energétique

*Impact du préchauffeur d'air à vapeur sur le
rendement global de groupe de production
électrique et sur la consommation spécifique
de la chaudière*

Présenté par :

DEBBAH ZINEB

YAMANI SARA

Promoteur :

Mr. OUALI

Encadreur :

Mr. TARZI YACINE

Promotion 2018- 2019

REMERCIEMENT

Avent tout, nous remercions le dieu de nos avoir gardés en bonne santé afin de mener à bien ce projet de fin d'étude, nous remercier également nos familles pour les sacrifices qu'elles ont faits pour que nous terminions nos études.

*Nous exprimons toutes nos profondes reconnaissances à notre promoteur **Mr. OUALI***

*Nous plus vifs remerciements vont à notre encadreur **Mr. TARZI Yacine** pour tous ses aides et les nombreux conseils éclairés qu'il n'a cessé de nous prodiguer, pour sa disponibilité, ses encouragements et son sérieux dans le travail afin de réaliser ce projet.*

*Nous adressons nos sincères remerciements aux ingénieurs de la centrale thermique de CAP DJINET **Mr. BATROUNI, Mr. ZAOUI, Mr. KLAI**, et spécialement **Mr. KORCHI** pour nous avoir permis de réaliser ce stage dans des bonnes conditions.*

Une pensée pleine de reconnaissance à tout les enseignants du département Génie mécanique

***Mr. HIMRANE, Mr. DAIMEALLAH, Mr. BOUSHAKI, Mr. GRINE** qui a contribué à notre formation pendant toute la durée de nos études à fin d'acquies ce modeste travail.*

Nous remercions aussi également les membres des jurys pour l'effort qu'ils feront dans le but d'examiner ce modeste travail.

Dédicace

Je dédie ce travail

A la femme qui a consacré sa vie pour que la mienne soit meilleure, par l'aide et le soutien qu'elle m'a réservé, pour que je puisse continuer mes études, ma très chère mère.

*A mon père qui m'a apporté toute l'aide dont j'avais besoin.
A ma très adorable tante NORA qui m'encouragé toujours à suivre le chemin du savoir, mes chère grande parent RABEH Dahbia, ma tante FARIDA, et mes frères YASSINE, ZAKI, LILIA.*

A toutes les personnes qui m'ont entouré, encouragé et aidé et surtout mon amie AMINE, ma très chère copine KAMILA, ma chère binôme ZINEB, mes chère amies SOULEF, FELLA et tous les gens qui m'aiment.

SARA

Dédicace

Je dédie ce travail à :

A mes chères parent qui m'ont toujours encouragé

A mes chères sœurs IKRAM, WIDAD, FARAH

A mon grand-père OMAR

*A Mes tantes HAKIMA et NAIMA sans oublié mon oncle
ABDENOUR*

A mes adorables amis :

*IMANE, SOULEF, SARA, SIHEM, FELLA, SELMA
HADJER, IBTISSEM, MERIEM, SANAA*

DEBBAH ZINEB

SOMMAIRE

Introduction générale.....	1
Chapitre I : Présentation du groupe de production électrique de la centrale thermique de CAP-DJINET.	
1.1 Description de la centrale thermoélectrique de CAP- DJINET	2
1.2 Caractéristiques techniques de la centrale.....	3
1.2.1 Le générateur de vapeur.....	3
1.2.2 La turbine.....	7
1.2.3 Poste d'eau.....	11
1.2.4 L'alternateur.....	14
1.2.5 Auxiliaire électrique	15
1.2.6 Salle de commande.....	15
1.2.7 Transformateur principale d'évacuation d'énergie.....	16
1.3 Description du fonctionnement de la production d'énergie	16
1.3.1 Le cycle de fonctionnement.....	18
1.3.2 Les différentes stations du circuit électrique.....	20
Chapitre II : Etude bibliographique sur les centrales thermiques à production électrique et introduction aux échangeurs de chaleur.	
2.1 Introduction.....	22
2.2 Bibliographie.....	22
2.3 Généralités sur les échangeurs de chaleur.....	27
2.3.1 Définition de l'échangeur de chaleur.....	27
2.3.2 Les différentes modes de transfert thermique.....	28
2.3.3 Loi de transmission de la chaleur.....	30
2.3.4 Caractéristiques et modèles d'échangeur de chaleur.....	30
2.4 Méthodes de calcul des performances d'un échangeur.....	40

SOMMAIRE

Chapitre III : Etude des performances du cycle eau-vapeur du groupe de production électrique.

3.1 La combustion.....	45
3.1.1 Définition de la combustion.....	45
3.1.2 Type de combustion.....	45
3.2 Le pouvoir calorifique.....	46
3.3 Le combustible utilisé par la centrale.....	46
3.4 Rendement de la chaudière.....	47
3.4.1 Calcul de la puissance utile.....	47
3.4.2 Calcul de la puissance introduite.....	51
3.4.3 Calcul de la puissance perdue.....	52
3.4.4 Détermination du rendement de la chaudière à des charges différentes (50%,75% et 100%).....	54
3.5 Le rendement global du cycle de la vapeur.....	54
3.5.1 Calcul du rendement global du cycle à une charge de 50%.....	56
3.5.2 Calcul du rendement global du cycle à une charge de 75%.....	65
3.5.3 Calcul di rendement global du cycle à une charge de 100%.....	68
3.6 Calcul de la consommation spécifique.....	71

Chapitre IV : Etude des performances du groupe de production électrique en absence du préchauffeur d'air et proposition de solution.

4.1 Calcul des performances du groupe de production électrique en absence du préchauffeur d'air à vapeur.....	74
4.1.1 Calcul du rendement de la chaudière en absence du préchauffeur d'air.....	74
4.1.2 Calcul du rendement du cycle vapeur en absence du préchauffeur d'air.....	76
4.1.3 Calcul de la consommation spécifique en absence du préchauffeur d'air.....	76
4.1.4 Discussion des résultats.....	77
4.1.5 Aspect économique.....	80
4.2 Calcul des performances du préchauffeur d'air à vapeur utilisé au niveau de la centrale.....	82
4.2.1 Détermination de la surface d'échange du préchauffeur d'air à vapeur.....	82
4.2.2 Détermination de l'efficacité du préchauffeur d'air à vapeur.....	84

SOMMAIRE

4.3 Proposition de solutions alternatives.....	85
Conclusion générale	92
Liste de références.....	93

LISTE DES FIGURES

Liste des figures :

Figure 1.1 : vue de la centrale thermique CAP- DJINET.....	3
Figure 1.2 : Le préchauffeur d'air à vapeur.....	6
Figure 1.3 : Schéma d'ensemble d'élément de la chaudière.....	7
Figure 1.4 : Corps BP de Turbine à vapeur.	9
Figure 1.5 : le condenseur de la centrale de RAS DJINET.....	12
Figure 1.6 : Vue de bêche alimentaire de la centrale.....	12
Figure 1.7 : Vue de réchauffeur basse pression BP.....	13
Figure 1.8 : Alternateur.....	14
Figure 1.9 : Salle de commande.....	15
Figure 1.10 : Transformateur principal.....	16
Figure 1.11 : Les principaux composants et circuit eau-vapeur.....	18
Figure 1.12 : Diagramme entropique (T, S) de la centrale de RAS DJINET à six soutirages.....	19
Figure 2.1 : la conduction.....	28
Figure 2.2 : la conduction.....	29
Figure 2.3 : le rayonnement.....	29
Figure 2.4 : Echangeur de chaleur à contre-courant.....	31
Figure 2.5 : Echangeur de chaleur à Co-courant.....	31
Figure 2.6 : Schéma de deux types d'échangeurs à courants croisés.....	32
Figure 2.7 : Evolutions des températures le long d'échangeurs à courants parallèles.....	32
Figure 2.8 : Échangeur de chaleur tubulaire à double tube.....	34
Figure 2.9 : Echangeurs de chaleur à calandre et faisceaux tubulaires horizontaux.....	35
Figure 2.10 : Echangeurs de chaleur à calandre et passage de tube en U.....	35
Figure 2.11 : Echangeur en serpentin.....	36
Figure 2.12 : Echangeur de chaleur à plaque jointé.....	37
Figure 2.13 : Echangeur à spirale.....	38
Figure 2.14 : Composantes de base d'un échangeur de chaleur à plaques avec ailettes.....	39
Figure 2.15 : Tubes à ailettes longitudinaux.....	40

LISTE DES FIGURES

Figure 2.16 : Tubes avec ailettes internes.....	40
Figure 2.17 : Schéma d'un échangeur thermique rotatif régénératif (à gauche) et panier de lamelles (à droite).	41
Figure 3.1 : schéma descriptif de la chaudière.....	48
Figure 3.2 : Schéma descriptif des composants de la turbine.....	57
Figure 3.3 : schéma descriptif des composants du corps HP de la turbine.....	58
Figure 3.4 : schéma descriptif des composants du corps MP.....	59
Figure 3.5 : schéma descriptif des composants du corps BP.....	60
Figure 3.6 : schéma descriptif de la pompe d'extraction.....	61
Figure 3.7 : schéma descriptif de la pompe nourricière.....	62
Figure 3.8 : schéma descriptif de la pompe principale.....	63
Figure 4.1: Le rendement de la chaudière en présence et en absence d'un préchauffeur en fonction de la charge.....	77
Figure 4.2 : Rendement global du cycle en présence et en absence d'un préchauffeur d'air en fonction de la variation de la charge.....	78
Figure 4.3 : Consommation spécifique du combustible en présence et en absence du préchauffeur en fonction de la charge.....	80
Figure 4.4 : schéma descriptif de l'échangeur Compabloc Alfa Laval.....	88
Figure 4.5 : écoulement croisé dans des canaux soudés de Compabloc.....	89

Liste des tableaux

Liste des tableaux :

Tableau 1.1 : Les différentes stations du circuit eau -vapeur.....	20
Tableau 2.1 : Avantages et inconvénients d'un échangeur de chaleur à doubles tubes.....	34
Tableau 2.2 : Avantages et inconvénients des échangeurs de chaleur à calandre et faisceaux tubulaires horizontaux.....	35
Tableau 2.3 : Avantages et inconvénients des échangeurs de chaleur à calandre et passage de tube en U.....	36
Tableau 2.4 : Efficacité d'échangeur à courant parallèle.....	43
Tableau 3.1 : les composants du gaz naturel de Hassi-Rmel.....	47
Tableau 3.2 : Valeurs d'enthalpie de générateur de vapeur (chaudière).....	50
Tableau 3.3 : Débits du combustible.....	52
Tableau 3.4 : Rendement de la chaudière pour des charges variables.....	54
Tableau 3.5 : Paramètre thermodynamiques de l'eau à 50% de charge.....	56
Tableau 3.6 : Débit des fuites à 50% de charge (50%).....	58
Tableau 3.7 : Soutirages à 50% de charge.....	58
Tableau 3.8 : Paramètre thermodynamiques de l'eau à 75% de charge.....	65
Tableau 3.9 : les fuites au niveau de la turbine à 75% de charge.....	66
Tableau 3.10 : Soutirages à 75% de charge.....	66
Tableau 3.11 : paramètre thermodynamiques de l'eau à une charge de 100%.....	69
Tableau 3.12 : Fuites au niveau de la turbine à une charge de charge 100%.....	70
Tableau 3.13 : Soutirages de la turbine à une charge de 100%.....	70
Tableau 3.14 : Rendement de cycle à charge variable.....	71
Tableau 3.15 : Consommation spécifique à charge variable.....	72
Tableau 4.1 : Débits du combustible en absence du préchauffeur d'air à vapeur.....	74
Tableau 4.2 : Tableau comparatif des rendements de la chaudière.....	77
Tableau 4.3 : Tableau comparatif du rendement global du cycle.....	78

Liste des tableaux

Tableau 4.4: Tableau comparatif de la consommation spécifique du combustible.....	79
Tableau 4.5 : Tableau comparatif du cout du combustible	81
Tableau 4.6: Caractéristiques du préchauffeur d'air à vapeur.....	82
Tableau 4.7 : Les échangeurs disponibles sur le marché.....	86
Tableau 4.8 : caractéristiques technique de Compabloc-Alfa Laval.....	89
Tableau 4.9 : Caractéristiques de l'échangeur proposé.....	90

Nomenclature

Symbole	Désignation	Unité
PSC	Pouvoir calorifique supérieur	KJ/Kg
PCI	Pouvoir calorifique inférieur	KJ/Kg
h_{ig}	la différence d'enthalpie du changement de phase liquide-vapeur à pression de saturation	KJ/Kg
W	Travail	KJ
Q	Quantité de chaleur	KJ
Ec	Energie cinétique	KJ
EP	Energie potentiel	KJ
H	L'enthalpie	KJ
\dot{W}	Travail en terme de puissance	KW
\dot{Q}	Quantité de chaleur en terme de puissance	KW
\dot{H}	Enthalpie en terme de puissance	KW
\dot{E}_c	Energie cinétique en terme de puissance	KW
\dot{E}_p	Energie potentiel en terme de puissance	KW
\dot{m}	Débit massique	Kg/s
h	Enthalpie massique	KJ/Kg
P_{utile}	Puissance utile	KW
$P_{introduite}$	Puissance introduite	KW

Nomenclature

\dot{m}_g	Débit gaz	Kg/s
P_{perdue}	Puissance perdue	KW
η_{ch}	Rendement chaudière	%
W_p	Travail de la pompe	KJ/Kg
W_t	Travail de la turbine	KJ/Kg
W_{pe}	Travail de la pompe D'extraction	KJ/Kg
W_{pn}	Travail de la pompe nourricière	KJ/Kg
W_{pp}	Travail de la pompe principale	KJ/Kg
η_t	Rendement turbine	%
η_{pe}	Rendement de la pompe d'extraction	%
η_{pn}	Rendement de la pompe nourricière	%
η_{pp}	Rendement de la pompe principale	%
T	Température	°C
W_{Hp}	Travail du corps haut pression	KJ/Kg
W_{Mp}	Travail du corps moyenne pression	KJ/Kg
W_{BP}	Travail du corps basse pression	KJ/Kg
S1	Soutirage 1 au niveau du corps BP	Kg/s
S2	Soutirage 2 au niveau du corps BP	Kg/s

Nomenclature

S3	Soutirage 3 au niveau du corps BP	Kg/s
S4	Soutirage 4 au niveau du corps MP	Kg/s
S5	Soutirage 5 au niveau du corps MP	Kg/s
S6	Soutirage 6 au niveau du corps HP	Kg/s
\dot{Q}_{ch}	Puissance de la chaudière	KW
Q_{ch}	Quantité dégagé par la chaudière	KJ/Kg
\dot{W}_{Pe}	Puissance de la pompe d'extraction	KW
\dot{W}_{pp}	Puissance de la pompe principale	KW
\dot{W}_{Pn}	Puissances de la pompe nourricière	KW
Csp	Consommation spécifique	Kg/KWh
P_{eff}	Puissance effective	KW
C	Le cout	DA
ϕ	Le flux de chaleur	KW
λ	Conductivité thermique	$W \cdot m^{-1} \cdot K$
ΔTLM	Différence des températures logarithmique moyenne	/
h	Coefficient d'échange par convection	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
T_{ce}	Température d'entrée de source chaude	°C

Nomenclature

T_{cs}	Température de sortie de source chaude	°C
T_{fe}	Température d'entrée de source froide	°C
T_{fs}	Température de sortie de source froide	°C
U_c	Coefficient d'échange de source chaude	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
U_f	Coefficient d'échange de source froide	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
NUT	Nombre d'unité de transfert	/
C_{min}	Débit de la capacité thermique minimale	$J \cdot s^{-1} \cdot K^{-1}$
C_{max}	Débit de la capacité thermique maximale	$J \cdot s^{-1} \cdot K^{-1}$
ρ	La masse volumique	Kg/m^3
v	La vitesse	m/s
N	Nombre des tubes	/
S'	La section d'un seul tube	m^2
L	La longueur	m
S	La section de la conduite du passage	m^2
D	Diamètre	m
$S_{échange}$	Surface d'échange	m^2
\dot{m}_f	Débit de fluide froid	Kg/s
\dot{m}_c	Débit de fluide chaud	Kg/s
C_{pf}	Capacité thermique massique de source froide	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$

Nomenclature

C_{pc}	Capacité thermique massique de source chaude	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
C_p	Capacités thermiques massiques	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
ε_c	Efficacité de source chaude	/
ε_f	Efficacité de source froide	/

Introduction générale

L'accès à l'énergie est un enjeu de taille, c'est un véritable défi pour les nations. 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 d'installations énergétiques modernes 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 en favorisant le développement industriel. L'Algérie dispose de nombreuses centrales de production d'énergie électrique. Ces centrales consomment de grandes quantités de combustible, leur efficacité reste un défi de taille.

Les pertes d'énergies peuvent augmenter considérablement la facture du combustible consommé dans une centrale et constituent un défi majeur dans le cadre de la rentabilité économique. Ce problème pousse les experts vers la recherche de nouvelles solutions qui permettent de diminuer la consommation de l'énergie tout en offrant des installations avec des rendements acceptables.

L'une des solutions fréquemment adoptées dans les centrales thermiques est l'intégration d'un échangeur d'air dans le système pour l'amélioration du rendement de la chaudière.

Le but de notre travail est d'examiner l'impact du préchauffeur d'air-vapeur sur le rendement global du groupe de production électrique et sur la consommation spécifique de la chaudière qui munie la centrale thermique de CAP-DJINET

Notre mémoire comporte quatre chapitres :

Dans le premier chapitre, nous présentons une description de la centrale thermique de Cap-Djinet ainsi que le rôle de ses différents équipements avec leurs caractéristiques principales.

Le second chapitre est réservé à une étude bibliographique sur les centrales thermiques à production électrique avec une introduction aux échangeurs de chaleur.

Le troisième chapitre porte sur l'étude des performances du cycle eau-vapeur du groupe de production électrique.

Le quatrième chapitre est consacré à l'analyse des performances du groupe de production électrique en absence du préchauffeur d'air et proposition de solution alternative (changement du préchauffeur d'air).

On termine ce travail par une conclusion générale qui synthétise les principaux résultats de ce travail.

Chapitre 1 : Présentation du groupe de production électrique de la centrale thermique de CAP-DJINET.

Introduction :

Ce chapitre présente le groupe de production électrique de la centrale thermique de CAP-DJINET avec une description des auxiliaires généraux et électriques intervenant dans le cycle de production de l'énergie électrique.

1.1. Description de la centrale thermoélectrique de CAP- DJINET :

La centrale thermique de CAP-DJINET se situe au bord de la mer à l'est d'Alger près de la ville de CAP-DJINET dans la wilaya de Boumerdes. Elle occupe une superficie de 35 hectares. C'est une branche de la société nationale de l'électricité et de gaz SONELGAZ par abréviation. La centrale a été construite par un consortium Austro-Allemand : SEIMENS-KWU-SGP, et mise en service pour la première fois en 1986. [1]

La centrale est une centrale thermique qui produit le courant électrique avec une capacité de 704 MW répartie en quatre 4 unités de production de type thermique à vapeur d'une puissance unitaire de 176 Mégawatts (MW) bornes alternateur. La puissance fournie au réseau national est de 672MW bornes usine, transportée au poste d'intersection ALGER/EST par l'intermédiaire de 04 lignes de transport de 220 kW. La consommation totale des auxiliaires des quatre tranches et des auxiliaires communs est d'environ 32 MW. [2]

Chaque tranche est composée d'un générateur de vapeur, d'une turbine, d'un condenseur et d'un post d'eau. [3]

Cette centrale alimente le réseau par l'intermédiaire de deux postes haute tension (Boudouaou et Si Mustapha). Elle alimente des consommateurs importants, situés notamment dans la zone industrielle (Rouiba Réghaia). [3]

Chapitre 1 : Présentation du groupe de production électrique de la centrale thermique de CAP-DJINET.



Figure (1.1) : vue de la centrale thermique CAP- DJINET. [2]

Caractéristiques techniques de la centrale :

La centrale Thermique de CAP-DJINET est composée de plusieurs installations importantes pour la production de l'électricité, les installations sont :

Générateur de vapeur (chaudière) :

Le générateur de vapeur ou chaudière de type pressurisé à circulation naturelle (circulation naturelle de l'eau et de vapeur, l'eau qui arrive par gravité vers les tubes écrans, sera vaporisée sous l'effet de la combustion, et la vapeur produite, sera acheminée vers la partie supérieure de ballon chaudière par différence de densité avec l'eau), a pour rôle de transformer l'eau en vapeur à haute pression pour alimenter le GTA (Groupe Turbo Alternateur). [4]

Constitution du générateur de vapeur :

- **Économiseur :**

C'est un échangeur de chaleur, constitué d'un serpentin en fin de parcours des gaz de combustion, il a comme fonction principale, la réception, le réchauffement et le guidage de l'eau d'alimentation avant le ballon chaudière. [4]

Chapitre 1 : Présentation du groupe de production électrique de la centrale thermique de CAP-DJINET.

- **Ballon :**

C'est un réservoir placé au-dessus de la chambre de combustion qui renferme 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. [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 descente. La chaleur reçue par ces tubes, essentiellement par rayonnement, est transmise à l'eau en vue de sa vaporisation. [3]

- **Les Surchauffeurs :**

Les surchauffeurs, au nombre de trois (primaire, secondaire et tertiaire) servent à réchauffer la vapeur d'eau à partir de vapeur saturée. Les surchauffeurs sont montés en lignes parallèles dans le parcours des gaz de combustion. [4]

- **Les Resurchauffeurs :**

La vapeur à la sortie de corps HP de la turbine est amenée dans la conduite de vapeur à resurchauffer. Deux surchauffeurs sont prévues pour surchauffer cette vapeur. Ils sont montés en lignes parallèles, qui se croisent à la sortie du premier resurchauffeur. Entre ces deux resurchauffeurs se trouve l'injection de désurchauffeurs alimentée par l'eau d'alimentation. A la sortie, la vapeur passe dans la conduite de vapeur resurchauffée ou elle est menée aux vannes d'interception du corps MP de la turbine. [4]

- **Les Désurchauffeurs :**

Une partie de l'eau d'alimentation est déviée avant son entrée vers l'économiseur dans un circuit annexe et injectée dans la vapeur surchauffée à un étage intermédiaire de surchauffeurs.

Elle sert ainsi au réglage de la température de vapeur à la sortie de dernière surchauffeur. L'injection de cette eau de désurchauffeurs dans la vapeur se fait par pulvérisation dans un mélangeur appelé désurchauffeur. [3]

- **Les bruleurs :**

Le générateur de vapeur est équipé de huit bruleurs qui fonctionnent au gaz ou au fuel léger. Ils sont disposés sur quatre étages de la face avant de la chaudière. [3]

Chapitre 1 : Présentation du groupe de production électrique de la centrale thermique de CAP-DJINET.

- **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. [3]

- **Préchauffeurs d'air à vapeur :**

Les préchauffeurs d'air à vapeur servent à l'augmentation de la température d'air de la combustion avant le réchauffeur d'air rotatif. Ceci permet de régler la température de l'air de telle sorte qu'aucune condensation ne se forme sur les tôles de chauffe du réchauffeur rotatif (dans les cas où le point de rosée des fumées n'est pas atteint).

Chaque chaudière est composée de deux préchauffeurs qui comprennent trois éléments assemblés situés l'un à côté de l'autre. Ces éléments se constituent chacun d'un collecteur de vapeur supérieur et d'un collecteur de condensat inférieur et des tuyaux de chauffage intermédiaires.

Les surfaces de chauffe des échangeurs thermiques se composent de tubes en acier galvanisés.

- **Les caractéristiques du préchauffeur d'air à vapeur :**

- Capacité : 4 999 000 kcal/h.
- Quantité de l'air : 229 700 m³/h.
- L'entrée de l'air : 0°C.
- Sortie de l'air : 70°C.
- Résistance de l'air : 9,7 mm CE.
- Fluide de chauffage : vapeur 8 bar, 250°C.
- Quantité de vapeur de chauffe : 10 019 kg.
- La longueur préchauffeur de : 4 m
- La hauteur des tubes : 4,8 m
- La largeur du préchauffeur : 0,32 m

Ces données de référence au débit maximum d'air pour la charge de la chaudière.

Chapitre 1 : Présentation du groupe de production électrique de la centrale thermique de CAP-DJINET.

La vapeur de chauffe est seulement disponible si la chaudière de vapeur est déjà chauffée, si la pression dans le réservoir s'élève à 3 Bars, au moins et si le système de vapeur auxiliaire en état de service est connecté directement au réchauffeur d'air à vapeur par le poste de by-pass HP et les postes de transformation de vapeur auxiliaire. [8]



Figure (1.2) : Le préchauffeur d'air à vapeur. [2]

- **Réchauffeur d'air rotatif :**

Le réchauffeur rotatif est constitué d'un rotor tournant dans un boîtier autour d'un axe vertical. Trois couches de tôles de chauffe sont disposées à l'intérieur de ce boîtier et (lors de la rotation du rotor) sont traversées alternativement par les fumées et par l'air à contre-courant. Elles absorbent de la chaleur des fumées et la transmettent à l'air. [4]

- **Ventilateurs de soufflage :**

Les ventilateurs de soufflage sont au nombre de deux et ont pour rôle de fournir l'air de combustion nécessaire au générateur de vapeur. [4]

- **Ventilateurs de recyclage :**

Chaque tranche est équipée de deux ventilateurs de recyclage (ou de recirculation) des fumées. Ils 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 réchauffeur. [4]

Chapitre 1 : Présentation du groupe de production électrique de la centrale thermique de CAP-DJINET.

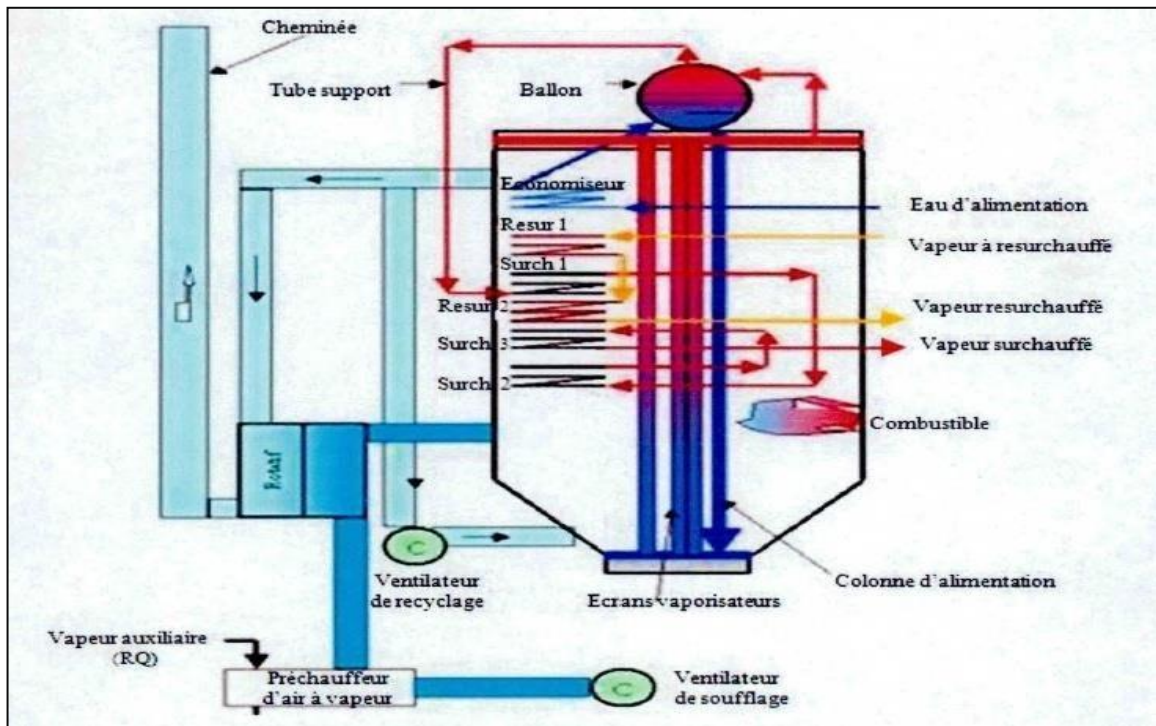


Figure (1.3) : Schéma d'ensemble d'élément de la chaudière. [3]

▪ Les Caractéristiques du générateur de vapeur : [4]

- Capacité de vaporisation maximale : 523 t/h.
- Pression de service : 160 bars.
- Température de la vapeur : 540°C.
- Température d'eau d'alimentation : 246°C.

La Turbine :

La turbine de la centrale de CAP-DJINET est de type à condensation et à une resurchauffe, elle est à une seule ligne d'arbre composée de trois corps HP (haute pression), MP (moyenne pression), BP (basse pression). Elle comporte six soutirages de vapeur qui alimentent trois réchauffeurs BP, la bêche alimentaire et deux réchauffeurs HP. [5]

La turbine transforme l'énergie thermique contenue dans la vapeur provenant de la chaudière en un mouvement de rotation de l'arbre. Le travail mécanique obtenu sert à entraîner l'alternateur.

Chapitre 1 : Présentation du groupe de production électrique de la centrale thermique de CAP-DJINET.

▪ **Les caractéristiques de la turbine :**

- Longueur : 16,125 m.
- Largeur : 13 m.
- Poids : 500 tonne.
- Puissance : 176 MW.
- Pression : 138,3 bars.
- Température vapeur : 535°C.
- Vitesse de rotation : 3000 tr/mn. [5]

▪ **Les différents corps de la turbine de CAP-DJINET :**

➤ **Le corps HP :**

Le corps HP de la turbine à simple flux et double enveloppe est une construction en tonnant. Il est équipé d'un étage de réglage et réalisé sous la forme d'un étage à action pour la régularisation par groupe des tuyères.

La vapeur conduite à la turbine par l'intermédiaire des tuyauteries parvient aux soupapes régulatrices après avoir traversé les vannes d'arrêt. A partir de ces soupapes la vapeur s'écoule dans l'enveloppe. Des clapets anti-retour sont placés sur les tuyauteries de resurchauffe entre le corps HP et les resurchauffeurs pour empêcher le reflux chaud du resurchauffeur vers le corps HP.

Le corps HP est équipé de deux boîtes étanches qui assurent l'étanchéité de l'intérieur de l'enveloppe par rapport à l'atmosphère aux points de passage de l'arbre côté admission et côté sortie de la vapeur. Le palier d'extrémité et palier porteur à deux coins d'huile est monté en tête de la machine. [5]

➤ **Le corps MP :**

Le corps MP de la turbine à double flux et double enveloppe est équipé de deux vannes et deux soupapes modératrices symétriques de part et d'autre du corps.

La vapeur resurchauffée véhiculée par les tuyauteries parvient aux soupapes modératrices après avoir traversé les vannes d'interceptions. A partir des soupapes modératrices, la vapeur s'écoule dans le corps de la turbine vers les demi corps supérieurs et

Chapitre 1 : Présentation du groupe de production électrique de la centrale thermique de CAP-DJINET.

Inférieurs. Elle pénètre dans l'enveloppe interne par les pipes d'admission bridées au centre de l'enveloppe externe. Cette disposition qui se traduit par des directions d'écoulement opposées dans les deux flux.

Tout comme le corps HP, le corps MP est équipé de deux boîtes étanches. Tous les étages du corps MP sont des étages à réaction dont le degré de réaction est de 50%.

Le corps de palier arrière du corps MP est disposé entre les corps MP et BP. Il sert à supporter l'enveloppe du corps MP et les rotors des corps MP et BP. [5]

➤ Le corps BP :

Le corps BP est du type à double flux. Il s'agit d'une construction mécano-soudée comprenant une carcasse et une double enveloppe.

La vapeur provenant du corps MP pénètre dans le corps interne de l'enveloppe double en amont des aubages BP par les pipes d'admission disposées de part et d'autre du corps BP.

Le corps du palier arrière est disposé entre le corps BP et l'alternateur qui sert à supporter le rotor du corps BP. [5]



Figure (1.4) : Corps BP de Turbine à vapeur. [2]

Chapitre 1 : Présentation du groupe de production électrique de la centrale thermique de CAP-DJINET.

- **Les Soutirages de la centrale**

Les soutirages du central de CAP-DJINET sont au nombre de six et ont pour rôle de réchauffer l'eau d'extraction et d'alimentation à travers les différents réchauffeurs. [3]

- **Circuit des soutirages bas pression :**

- **1^{er} soutirage :**

La vapeur est prélevée de la partie BP de la turbine, elle passe par les conduites ensuite par les conduites au réchauffeur RBP₁. Le condensat dans le réchauffeur RBP₁ est amené au réfrigérant des condensats. [1]

- **2^{ième} soutirage :**

La vapeur est prélevée de la partie RBP de la turbine, elle passe par les conduites à clapets anti-retour ensuite par les conduites au réchauffeur RBP₂. Le condensat dans le réchauffeur RBP₂ est amené vers le réchauffeur RBP₁. [1]

- **3^{ième} soutirage :**

La vapeur est prélevée de la partie BP de la turbine, elle passe par les conduites à clapets anti-retour ensuite par les conduites au réchauffeur RBP₃. Le condensat dans le réchauffeur RBP₃ est amené vers le réchauffeur RBP₂. [1]

- **4^{ième} soutirage :**

La vapeur est prélevée de la partie BP de la turbine, elle passe par les conduites à clapets anti-retour ensuite par les conduites au système de vaporisation de la bache alimentaire.

- **Circuit des soutirages hauts pression :**

Les soutirages HP proviennent de la turbine MP et HP jusqu' aux tubulures d'entrée des deux réchauffeurs RHP₅ et RHP₆. [1]

- **5^{ième} soutirage :**

La vapeur est prélevé d'un étage de la partie MP de la turbine, elle passe par les conduites à clapets anti-retour ensuite par les conduites au réchauffeur RHP₅. [1]

Chapitre 1 : Présentation du groupe de production électrique de la centrale thermique de CAP-DJINET.

- **6^{ème} soutirage :**

La vapeur est prélevée de la partie HP de la turbine, elle passe par les conduites pour le réchauffage de la bêche alimentaire. Le circuit des condensats à la sortie des réchauffeurs RHP est amené vers la bêche alimentaire. [1]

Poste d'eau :

Le poste d'eau est l'ensemble des appareils qui transfèrent l'eau d'alimentation du cycle depuis le condenseur jusqu'à la chaudière qui conditionne cette eau du point de vue température et teneur en oxygène. [6]

- **Condenseur :**

Le condenseur utilisé dans l'installation est un échangeur à échange par surface. Il est placé sous le corps BP. L'eau de circulation (eau de mer) et la vapeur sont séparées par les parois des tubes.

Ce condenseur comprend essentiellement :

- D'une boîte à eau.
- Une plaque tubulaire en titane.
- Une plaque tubulaire à chaque extrémité du corps du condenseur.
- Une manchette raccordant le corps du condenseur à la bride d'échappement de la turbine.
- Un puits situé à la partie inférieure du corps du condenseur où est recueillie la vapeur condensée.

Les principales fonctions de condenseur sont :

- Assurer la condensation de la vapeur d'eau évacuer du corps BP de la turbine par la circulation de l'eau de mer de refroidissement (débit de $2 \times 12000 \text{ m}^3/\text{h}$) dans les 14850 tubes en titane contenu dans le condensateur.
- Augmenter la chute d'enthalpie de la vapeur détendue en établissant une dépression atmosphérique afin d'améliorer le rendement.
- Dégazer le condensat et d'évacuer les incondensables en majorité l'air.
- Recevoir également le condensat des réchauffeurs BP. [6]

Chapitre 1 : Présentation du groupe de production électrique de la centrale thermique de CAP-DJINET.



Figure (1.5) : le condenseur de la centrale de RAS DJINET. [2]

- **Bâche alimentaire :**

C'est un réservoir qui réserve l'eau en charge au cours de l'aspiration des pompes et assure le dégazage du condensat. Cette dernière joue le rôle d'un échangeur à mélange (Réchauffeur), l'eau est chauffée alors par le soutirage S4 du corps MP de la turbine. En condensant la vapeur qui est prélevée à la turbine [2].

- **Les caractéristiques de la bâche alimentaire : [6]**

- La pression : 5bar
- La température : 150°C
- La longueur de bâche : 16.5m
- Le diamètre de l'enveloppe : 3.6m
- Le volume total : 163m³



Figure (1.6) : Vue de bâche alimentaire de la centrale.

Chapitre 1 : Présentation du groupe de production électrique de la centrale thermique de CAP-DJINET.

- **Les réchauffeurs d'eau :**

- **Les réchauffeurs à haut pression (RHP4, RHP5) :**

Les deux réchauffeurs à haut pression sont des échangeurs thermiques et ont pour rôle de réchauffer l'eau d'alimentation qui vient du collecteur situé en amont des pompes alimentaires. Le fluide chaud utilisé est la vapeur provenant des soutirages des corps moyenne pression de la turbine. [6]

- **Les réchauffeurs à basse pression (RBP1, RBP2, RBP3) :**

Le rôle des trois réchauffeurs BP est de réchauffer le condensat lors de son transfert du condenseur à la bache alimentaire. Pour cela on utilise une partie de chaleur de la vapeur, qui est soutirée à la partie basse pression de la turbine. Il s'agit ici des soutirages (1, 2, 3). Les réchauffeurs BP sont commutés successivement. [6]



Figure (1.7) : Vue de réchauffeur basse pression BP. [2]

- **Les Pompes :**

- **Pompes d'extraction :**

La pompe d'eau d'extraction a pour rôle d'acheminer le condensat principal à la sortie du condenseur jusqu'à la bache alimentaire en passant par les réchauffeurs à basse pression. [6]

- **Pompes alimentaires :**

La pompe alimentaire sert à refouler l'eau d'alimentation de la bache alimentaire vers la chaudière en passant à travers les réchauffeurs à haute pression et l'économiseur.

On distingue deux types de pompes :

Chapitre 1 : Présentation du groupe de production électrique de la centrale thermique de CAP-DJINET.

- **Les pompes nourricières :**

Ce sont des pompes auxiliaires de type centrifuge à un étage, elles servent à augmenter la pression de l'eau d'alimentation de 4.9 bars à 11 bars. [6]

- **Les pompes principales :**

Ce sont des pompes centrifuges radiales à 6 étages. Elles sont placées en aval des pompes nourricières, elle augmente la pression de l'eau de 11 bars jusqu'à 177 bars. Pour chaque groupe, on trouve trois pompes nourricières et trois pompes principales. [2]

- **Pompes de circulation :**

Leur débit est de 12000 m³/h chacune, et leur rôle sert à refouler l'eau de mer jusqu'au condenseur. Après avoir traversée le condenseur, l'eau de réfrigération est rejetée vers le canal de rejet qui aboutit à la mer. [2]

Alternateurs (SIEMENS) :

L'alternateur de la centrale de CAP-DJINET est une machine synchrone triphasée. C'est un alternateur bipolaire à refroidissement direct du rotor et à refroidissement indirect de l'enroulement du stator avec de l'hydrogène. L'alternateur est une machine transformatrice d'énergie, c'est pour cela qu'il transforme l'énergie mécanique de la turbine en énergie électrique. [7]



Figure (1.8) : Alternateur. [2]

Chapitre 1 : Présentation du groupe de production électrique de la centrale thermique de CAP-DJINET.

▪ Les Caractéristiques de l'alternateur :

- Puissance active : 176 MW.
- Puissance nominale : 220 MVA.
- Tension nominale : 15.5 KV.
- La fréquence : 50 HZ.
- Facteur de puissance : $\cos \varphi$: 0.8
- Excitatrice principale et pilote (Excitation : à diodes tournantes).
- Poids de stator complet 198 tonnes.
- Poids de rotor seul 36.7 tonnes. [7]

Auxiliaires électrique :

Les Auxiliaires électriques se situent à l'intérieur de deux bâtiments à 05 niveaux situés entre deux chaudières, on trouve :

- Niveaux 5.15 m : salle de câble.
- Niveaux 8.35 m : tableaux MT, BT.
- Niveaux 11.65 m : salle de câble.
- Niveaux 14.75 m : batteries, redresseurs et salle électrique.
- Niveaux 18.65 m : salle de commande. [2]

Salle de commande :

Les quatre groupes de production d'électricité sont contrôlés et réglés, chacun à partir d'un pupitre dans deux salles de commande climatisées et insonorisées. [2]



Figure (1.9) : Salle de commande. [2]

Chapitre 1 : Présentation du groupe de production électrique de la centrale thermique de CAP-DJINET.

Transformateur principal d'évacuation d'énergie :

Le courant électrique fourni par l'alternateur a une tension trop élevée pour pouvoir être transporté par les lignes aériennes du transport haute tension. Des transformateurs ont pour fonction d'élever cette tension jusqu'à 225 ou 338 kV, C'est l'organe qui adapte la tension alternateur à la tension réseau pour pouvoir évacuer l'énergie produite vers le réseau national à travers des lignes aériennes.

Chaque alternateur est raccordé par des gaines à un transformateur élévateur de 15.5 kV à 220 kV d'une puissance de 220 MVA à travers un disjoncteur coupleur. Les transformateurs élévateurs ont un poids de 140 tonnes (sans les radiateurs) et leur réfrigération est assurée par une circulation forcée d'huile, laquelle est elle-même refroidie par l'air. [2]



Figure (1.10) : Transformateur principal. [2]

Description de fonctionnement d'une tranche de production d'énergie électrique :

La pompe d'extraction aspire l'eau du puits du condenseur qui est à 33°C et 0.05 bars, la refoule à une pression environ 16 bars vers les réfrigérants d'hydrogène ; en passant par trois réchauffeurs basse pression BP1, BP2, BP3 ; pour augmenter la température d'eau par le système des soutirages du corps basse pression de la turbine et sera acheminée jusqu'à la bêche alimentaire en traversant le dégazeur qui chasse l'oxygène contenu dans l'eau.

L'eau étant à 151°C et 4.7 bars, deux pompes alimentaires l'aspirent de la bêche alimentaire et la refoule à une pression de 175 bars pour alimenter le ballon chaudière qui est suspendu à une hauteur d'environ 50 mètre, avant qu'elle n'arrive au ballon chaudière, elle

Chapitre 1 : Présentation du groupe de production électrique de la centrale thermique de CAP-DJINET.

Passe par deux réchauffeurs à haute pression (HP5, HP6) pour atteindre 246°C et 172 bars et l'économiseur pour augmenter encore sa température jusqu'à 350°C et 160 bars.

Par gravité, l'eau descend par les quatre (4) colonnes de descentes en bas de la chaudière où se trouve le collecteur. L'eau alimente directement les écrans vaporisateurs ou elle s'évapore par exposition à la chaleur fournie par l'allumage des brûleurs. Le mélange, sous forme d'émulsion eau-vapeur, remonte vers le ballon, par différence de densité et par effet de circulation naturelle la vapeur produite dans ces écrans occupera la partie supérieure du ballon chaudière alors que l'eau occupe la partie inférieure. Cette vapeur produite est toujours humide

(420°C) pour la rendre sèche, elle traverse trois (3) surchauffeurs pour augmenter sa température, à sa sortie atteindra les (540°C) elle devient vapeur sèche.

Cette vapeur surchauffée sera introduite dans le corps haut pression de la turbine (HP) à une température de (540°C) et une pression d'environ (155 bars), elle sort du corps (HP) à une température de (350°C) et une pression de (38 bars) d'où elle a subi une grande détente, pour qu'elle atteigne encore une fois les (540°C), elle doit passer par la suite dans deux (2)

Resurchauffeurs avant qu'elle ne soit dirigée dans le corps moyen pression (MP) d'où elle sort à une pression de (4.7bars) et une température de (290°C). Ensuite, celle-ci se dirige vers le corps basse pression (BP) ou elle se détend complètement, se retrouvant à une pression (0.05bars) et une température de (33°C). Après avoir accomplie sa fonction dans le corps basse pression (BP) se dirige directement vers le condenseur qui est relié au corps basse pression (BP), à la fin de cycle la vapeur se condense dans le condenseur par l'effet d'échange de chaleur par courant inverse avec l'eau de mer en circuit ouvert indépendant de la vapeur rejetée par le corps basse pression (BP). L'eau de mer est refoulée par les pompes de circulations qui se trouvent dans la station de pompage. La vapeur condensée est récupérée dans le puits du condenseur et le cycle eau-vapeur recommence. [9]

Chapitre 1 : Présentation du groupe de production électrique de la centrale thermique de CAP-DJINET.

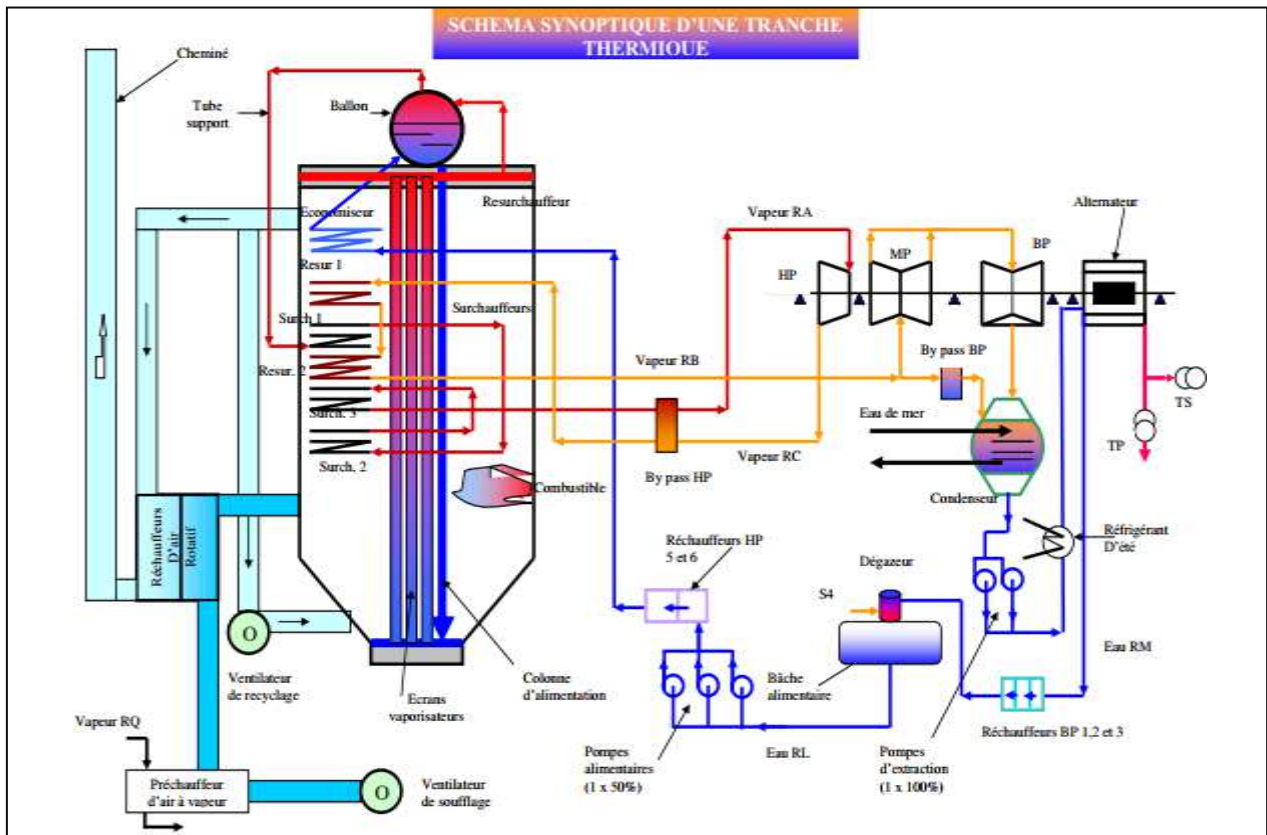


Figure (1.11) : Les principaux composants et circuit eau-vapeur [5].

Le cycle du fonctionnement :

La centrale de CAP-DJINET est une installation fonctionne suivant le cycle de Rankine-Hirn ou bien Rankine à resurchauffe avec soutirage pour le réchauffement d'eau d'alimentation. [1]

Chapitre 1 : Présentation du groupe de production électrique de la centrale thermique de CAP-DJINET.

On peut donc représenter un cycle par des diagrammes à deux coordonnées dont le plus courant est le diagramme température entropie (T-S) :

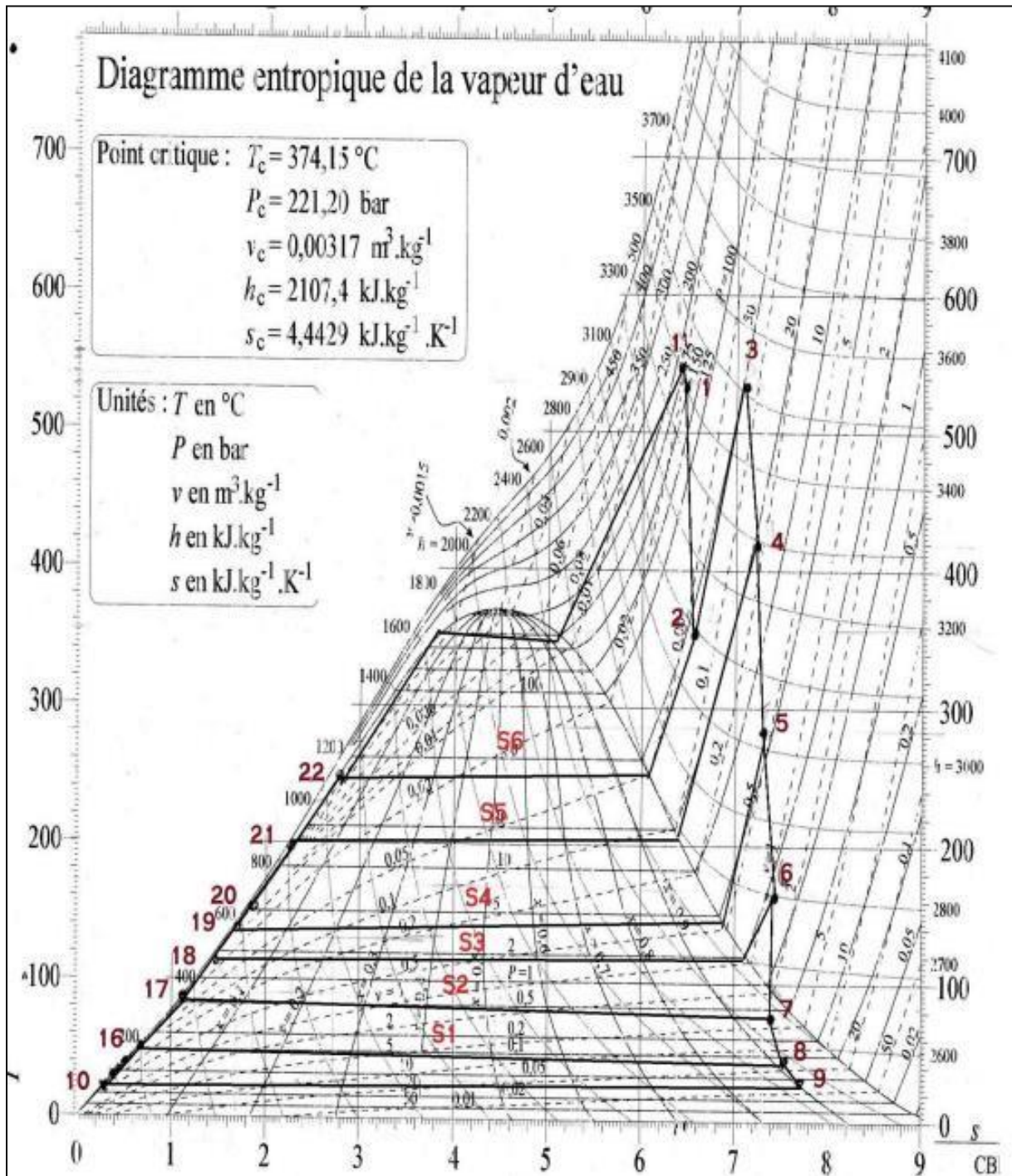


Figure (1.12) : Diagramme entropique (T, S) de la centrale de RAS DJINET à six soutirages. [9]

Chapitre 1 : Présentation du groupe de production électrique de la centrale thermique de CAP-DJINET.

Les différentes stations du circuit thermique :

Les transformations	Le comportement du fluide
1' → 1	La vapeur subit des pertes de charges dans les conduites.
1 → 2	La vapeur se détend dans la turbine corps haut pression HP.
2 → 3	Resurchauffe de la vapeur sortante de corps haut pression.
3 → 5	La vapeur se détend dans le corps moyen pression avec deux soutirages S5 et S4.
5 → 9	La vapeur rentre dans le corps basse pression avec trois soutirages S3, S2 et S1.
9 → 10	La vapeur est condensée dans le condenseur.
10 → 11	L'eau est pompée par une pompe d'extraction.
11 → 12	L'eau d'extraction passe par le réfrigérant d'alternateur pour refroidir l'hydrogène.
12 → 14	L'eau d'extraction refroidis les buées de vapeur et la vapeur des éjecteurs.
14 → 15	Refroidissement du condensat auxiliaire du corps basse pression rassemblés dans le refroidisseur.
15 → 18	Refroidissement de l'eau d'extraction dans trois les réchauffeurs basse pression.
18 → 19	La bêche alimentaire reçoit de l'eau d'extraction traverse certain réchauffeur et de la vapeur soutirée de S4.
19 → 20	Alimentation de la chaudière par les pompes alimentaires.
20 → 22	Réchauffement de l'eau d'alimentation dans les réchauffeurs haut pression (HP5, HP6).
22 → 1'	Passage de l'eau de l'état liquide à l'état vapeur dans la chaudière.

Tableau (1.1) : Les différentes stations du circuit eau -vapeur. [9]

Chapitre 1 : Présentation du groupe de production électrique de la centrale thermique de CAP-DJINET.

Conclusion :

Dans ce chapitre on a présenté les différentes composantes de groupe de production électrique du central thermique de CAP-DJINET.

2.1 Introduction :

Dans ce chapitre nous abordons une étude bibliographique sur les centrales thermiques à production électrique et introduction aux échangeurs de chaleur.

2.2. Bibliographie :

De nombreux chercheurs ont étudié les centrales thermiques à vapeur pour améliorer les performances de ces dernières et proposer de nouvelles technologies qui permettent d'optimiser les centrales.

Dans la partie qui suit plusieurs études vont être présentées :

BHATT, M. Siddhartha (2000) ont constaté que les pertes d'énergie les plus importantes se produisent dans la conduite de vapeur, ces segments du circuit de vapeur offrent un potentiel considérable en matière de récupération d'énergie et d'économie de carburant. Cela permet l'amélioration du rendement de la chaudière.

GHODSIPOUR, N. et SADRAMELI, M. (2003) ont simulé un régénérateur rotatif en résolvant un modèle mathématique développé et optimisé avec la méthode de conception expérimentale. Dans cette méthode, l'effet des paramètres sans dimension sur l'efficacité des échangeurs thermiques rotatifs a été étudié. Les résultats de la simulation ont été comparés aux données expérimentales.

SKIEPKO et al. (2004), ont fait une modélisation sur le préchauffeur d'air dans le but de comparer les résultats obtenus sur la base de modélisation théorique avec des données expérimentales directement mesurées.

Les résultats représentant les distributions de température des gaz échangeurs de chaleur et la matrice à rotation continue sont illustrés au moyen de diagrammes 3D. Pour le préchauffeur d'air rotatif de 5,3 m de diamètre, les distributions de température calculées sont comparées aux données expérimentales. Il y a eu une approche entre la théorie et les expériences.

KUPRIANOV, Vladimir I (2005), ont fait une étude théorique et expérimentale sur le développement et l'application de la méthode d'optimisation de l'air excessif pour les chaudières à vapeur à combustibles fossiles. Le concept d'optimisation de l'air excessif basé sur les coûts est présenté.

Chapitre 2 : Etude bibliographique sur les centrales thermiques à production électrique et introduction aux échangeurs de chaleur

Trois études de cas ont été réalisées en effet les chaudières de chauffage utilisant du lignite, du mazout, ainsi que la chaudière industrielle installée dans les raffineries. Les limites et les contraintes liées à l'application de méthodes sont également abordées.

Comme c'est indiqué dans ces travaux, le fait de régler les excès d'air de combustion sur les valeurs optimales permet de réduire sensiblement les coûts totaux de fonctionnement, associés à la consommation de carburant et à l'impact sur l'environnement.

Rosen et al. (2007), ont effectué des analyses d'énergie et d'exergie sur la centrale thermique à vapeur, Ces analyses suggèrent que le générateur de vapeur est le dispositif de l'installation le plus efficace et il est possible d'accroître considérablement l'efficacité globale de l'installation en réduisant ses irréversibilités.

Une éventuelle modification de la centrale est étudiée pour augmenter l'efficacité de la centrale en réduisant le taux d'irréversibilité dans le générateur de vapeur. La modification consiste à réduire la fraction de l'air de combustion en excès de 0,40 à 0,15.

Les résultats montrent que l'efficacité énergétique globale des centrales augmente de 1,4% lorsque la fraction de l'air de combustion en excès diminue de 0,4 à 0,15.

Rosen et al. (2008), ont étudié les modifications du taux d'irréversibilité du générateur de vapeur et de l'efficacité de l'installation, ils ont conclu que la diminution de la fraction d'air de combustion en excès ou de la température des gaz de cheminée provoque une diminution du taux d'irréversibilité dans le générateur de vapeur, principalement en raison de la diminution du taux d'irréversibilité associé à la combustion dans ce dispositif ce qui implique une amélioration de l'efficacité énergétique de la centrale est de 1,3% lorsque la fraction d'air en excès diminue de 0,4 à 0,15 et de 3,5% lorsque la température des gaz de cheminée diminue de 149 ° C à 87 ° C.

WANG et al. (2008), ont établi une relation entre l'efficacité de la centrale thermique et le processus complet d'irréversibilité dans le préchauffeur d'air rotatif en utilisant l'analyse exergie. Pour cela, ils ont examiné les effets de la variation des principaux paramètres de conception sur l'efficacité du préchauffeur d'air rotatif, l'efficacité exergétique et l'efficacité de la centrale thermique, en modifiant un certain nombre de paramètres du préchauffeur d'air rotatif. En outre, certaines conclusions sont tirées et des recommandations sont formulées afin de donner un aperçu de la conception de certains paramètres optimaux.

Chapitre 2 : Etude bibliographique sur les centrales thermiques à production électrique et introduction aux échangeurs de chaleur

SANAYE et al. (2008), ont simulé un régénérateur rotatif air-air (préchauffeur d'air ou roue thermique) tel que les conditions de fonctionnement optimales de ce dernier conçu pour le conditionnement d'air fabriqué dans le laboratoire d'amélioration des systèmes d'énergie (ESIL).

Les performances d'un tel régénérateur rotatif ont été modélisées et les valeurs numériques des résultats de modélisation ont été vérifiées à l'aide des données expérimentales obtenues à partir des tests de l'équipement.

Les conditions de fonctionnement optimales du régénérateur rotatif ont été obtenues à l'aide d'une technique d'optimisation d'algorithme génétique soumise à une liste de contraintes. La fonction d'objectif de la technique d'optimisation été l'efficacité thermique, tandis que les paramètres de conception (variables de décision) été les débits volumétriques des courants d'air froid et chaud, la vitesse de rotation de la matrice et la surface frontale de l'échangeur (surface de transfert de chaleur).

La valeur expérimentale de l'efficacité a montré une proximité acceptable (2,07%) avec la valeur correspondante obtenue à partir de la modélisation et de l'optimisation du système.

ALJUNDI, Isam H (2009), ont fait une analyse d'énergie et d'exergie d'une centrale électrique. L'analyse exergetique de l'installation a montré que la perte d'énergie majeure a été constatée dans le système de chaudière d'où 77% de l'apport d'énergie exothermique dans le cycle ont été détruits.

La destruction par exergie dans la chambre de combustion est principalement affectée par la fraction d'air en excès et la température de l'air à l'entrée. Les inefficacités de la combustion peuvent être réduites en préchauffant l'air de combustion et en réduisant le rapport air / carburant. Bien que le pourcentage de destruction d'exergie et l'efficacité d'exergie de chaque composant du système aient changé avec la température ambiante de référence et ils ont conclu que la chaudière est la principale source d'irréversibilités dans le système.

PAFF et al, (2009), ont conclu que les analyses du procédé oxyfuel a indiqué une dépendance caractéristique à la récupération de chaleur des gaz sortant de la turbine de détente. Pour l'optimisation globale des processus, la minimisation des contraintes thermiques et électriques est demandée pour faire fonctionner le HTM-ASU.

Si le potentiel d'économie d'énergie spécifié au moyen de procédés de séparation de l'air optimisés peut réellement être atteint dans la pratique, la baisse d'efficacité peut être réduite à 8,4%.

Chapitre 2 : Etude bibliographique sur les centrales thermiques à production électrique et introduction aux échangeurs de chaleur

ESPATOLERO et al (2010), ont effectué une simulation complète du cycle de vapeur d'une chaudière à l'aide de logiciel « Aspen Plus », des différentes configurations d'installations sont examinées à des températures de sortie de gaz réduites, pour optimiser les performances pour augmenter la production d'énergie et l'efficacité nette de cette dernière.

SHI et al. (2011), ont fait une étude expérimentale et théorique de l'utilisation d'un échangeur de chaleur compact à tubes à ailettes pour un générateur de vapeur à récupération de chaleur afin de récupérer la chaleur sensible et la chaleur latente.

Les caractéristiques de transfert de chaleur et de perte de charge de l'échangeur de chaleur à ailettes et à tubes sont théoriquement étudiées. Une corrélation du transfert de chaleur combiné convection – condensation est obtenue à l'aide des modèles d'analogie de transfert de chaleur et de masse.

Les résultats expérimentaux ont montré que le facteur de Colburn et le facteur de friction de l'air humide, sont plus importants que ceux de l'air sec, ils ont également constaté que la différence de facteur « f » entre air humide et air sec diminuent à mesure que le nombre de Reynolds côté air augmentait et que le facteur 'f' et le facteur 'j' pour air humide augmente avec la concentration de vapeur d'eau.

WANG et al. (2012), ont fait une étude de cas sur la récupération de la chaleur perdue dans les gaz de combustion avant d'entrer dans un désulfuriseur de gaz de combustion dans une centrale de 600 MW, cette chaleur résiduelle peut être récupérée en installant un économiseur basse pression pour chauffer l'eau condensée, ce qui permet d'économiser la vapeur extraite de la turbine à vapeur pour chauffer l'eau condensée, ce qui permet d'obtenir un travail supplémentaire. Ils ont conclu qu'il est possible d'installer des LPE (économiseur basse pression) dans le système de gaz de combustion d'échappement entre le ventilateur de pressurisation et le FGD (désulfuriseur de gaz de combustion,) ce qui a peu d'incidences négatives sur l'unité. Les avantages générés incluent une économie d'équivalent charbon de 2 à 4 g/kWh et une économie d'eau de 25 à 35 t / h en pleine charge avec une réduction correspondante des émissions de CO₂.

XU et al. (2013), ont effectué une analyse techno-économique et une optimisation conceptuelle d'un système de récupération de chaleur utilisant les gaz d'échappement de la chaudière. Cette étude est basée sur les principes de l'ingénierie thermodynamique, transfert de chaleur ainsi que les données d'une unité de production d'énergie typique de 1000 MW en Chine, des conclusions importantes sont obtenues :

Chapitre 2 : Etude bibliographique sur les centrales thermiques à production électrique et introduction aux échangeurs de chaleur

- L'effet de l'énergie d'échappement des gaz de combustion est affecté non seulement par la température des gaz d'échappement côté chaudière mais aussi par solution intégrée côté vapeur / eau. Le grade de la vapeur d'extraction de substitution a une influence déterminante sur l'effet d'économie d'énergie
- L'analyse technico-économique révèle que la performance économique du système de substitution de la vapeur à haut étage n'augmente pas avec l'augmentation de la chaleur récupérée et avoir un point optimal.
- Un système de substitution de la vapeur à haut étage pour la récupération de chaleur des gaz de combustion dans une centrale électrique peut produire des effets d'économie d'énergie plus importants que celui du système de substitution de la vapeur à bas étage.

HEIDARI-KAYDAN et al. (2014), ont effectué une simulation d'un préchauffeur rotatif en considérant une matrice rotative comme un support poreux en utilisant le logiciel FLUENT. Les résultats ont indiqué que les lignes isothermes au sein de la matrice sont presque linéaires sauf à proximité du centre de la matrice.

Ils ont constaté que la vitesse de rotation avait un effet significatif sur l'efficacité du préchauffeur et que l'augmentation de la vitesse de rotation augmente l'efficacité très rapidement jusqu'à une certaine limite.

HASANBEIGI et al. (2016), ont réalisé une étude pour le but de développer et d'appliquer un cadre de modélisation de la courbe du coût d'efficacité énergétique d'un système de vapeur afin de quantifier le potentiel d'économie d'énergie et les coûts associés de la mise en œuvre d'un ensemble de mesures d'optimisation de système de vapeur sur les chaudières et les systèmes de vapeur du secteur industriel chinois.

AHMADI et al. (2016), ont à étudier le cycle de la vapeur de la centrale électrique « Shahid Montazeri » d'Ispahan d'une puissance unitaire individuelle de 200 MW. À l'aide d'équations de masse, d'énergie et d'équilibre exergétique, tous les équipements de cycle ont été analysés individuellement tel que l'efficacité énergétique, l'efficacité exergétique et l'irréversibilité ont été calculées.

Ils ont utilisé le logiciel EES (Engineering Equation Solver) pour effectuer les analyses. Les valeurs et les ratios relatifs à la perte de chaleur et à la perte d'exergie ont été présentés pour chaque équipement.

Chapitre 2 : Etude bibliographique sur les centrales thermiques à production électrique et introduction aux échangeurs de chaleur

Les résultats de l'analyse énergétique montrent que 69,8% de la totalité de l'énergie perdue dans le cycle se produit dans le condenseur en tant que principal équipement gaspillant l'énergie.

2.3 Généralité sur les échangeurs thermiques :

2.3.1 Définition de l'échangeur de chaleur :

L'échangeur de chaleur est un dispositif utilisé pour transférer l'énergie thermique entre deux ou plusieurs fluides, entre une surface solide et un liquide, à différente température et en contact thermique. [27]

Il dispose de quatre niveaux de températures : les températures d'entrée et de sortie du fluide froid et les températures d'entrée et sortie du fluide chaud. Souvent les fluides mis en jeu n'ont pas les mêmes masses volumiques ni les mêmes débits d'écoulement. [28]

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande part (90 %) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés. On les utilise principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.). Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés. [29]

Le domaine des échangeurs de chaleurs peut être considéré comme une synthèse des domaines suivants : transferts thermiques, mécanique des fluides, corrosion, encrassement, etc. [30]

2.3.2 Les différents modes de transfert de chaleur :

- **La Conduction :**

La conduction est définie comme étant le mode de transmission de la chaleur provoquée par la différence de température entre deux régions d'un milieu solide, liquide ou gazeux, ou encore entre deux milieux en contact physique, le milieu n'est le siège d'aucun mouvement macroscopique interne (sans déplacement appréciable des particules de ce corps). Elle se fait par interaction directe des particules voisines et agitation (transfert de mouvement de molécule à molécule), C'est un transfert lent. La conduction se fait dans les solides et les fluides fixes. Le transfert de chaleur par conduction caractérise tous les transferts de chaleur qui s'effectuent dans les parois séparant deux corps à des températures différentes. C'est le cas des surfaces d'échange des échangeurs de chaleur. [30]

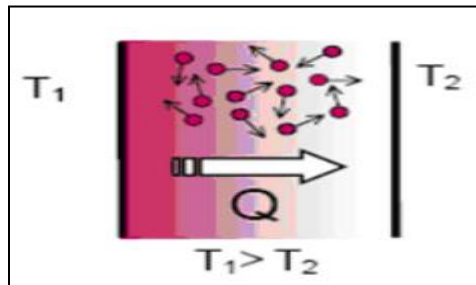


Figure (2.1) : la conduction. [40]

- **La Convection :**

C'est un transfert de chaleur dans la matière avec mouvement macroscopique de la matière. Ce type de transfert n'intervient que pour les liquides et les gaz (C'est le fluide en mouvement qui transporte de la chaleur) ; elle caractérise la propagation de la chaleur dans un fluide, gaz ou liquide, dont les molécules sont en mouvement. On distingue deux types de convection :

La convection forcée : le mouvement du milieu est engendré par un dispositif externe (le vent, un ventilateur, ...)

La convection naturelle : le mouvement du fluide est engendré par les variations de densité causées par les variations de température au sein du fluide. C'est un mode de transfert rapide en général.

Chapitre 2 : Etude bibliographique sur les centrales thermiques à production électrique et introduction aux échangeurs de chaleur

La combinaison de ces deux types fondamentaux de convection est dite la convection Mixte causée à la fois par des différences de pression et de température.

Le transfert d'énergie thermique est encore effectué très efficacement en tirant parti de changements d'état d'un fluide bien choisi : l'évaporation, la liquéfaction et la condensation C'est le cas de notre échangeur. [30]

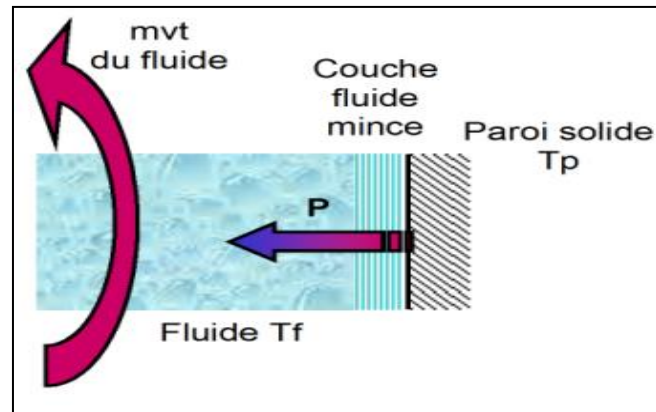


Figure (2.2) : la convection. [30]

- **Le Rayonnement :**

Le rayonnement est l'écoulement de chaleur par ondes électromagnétique d'un corps haute température vers un corps à température plus basse. Il y a rayonnement lorsque les corps sont séparés par des molécules soit lorsqu'ils se trouvent dans le vide. Le rayonnement permet le transfert de chaleur sans aucun intermédiaire matériel (comme le soleil qui transmet la chaleur vers les planètes). [31]

Dans ce mode de transfert on trois phénomènes : émission, propagation, absorption. [30]

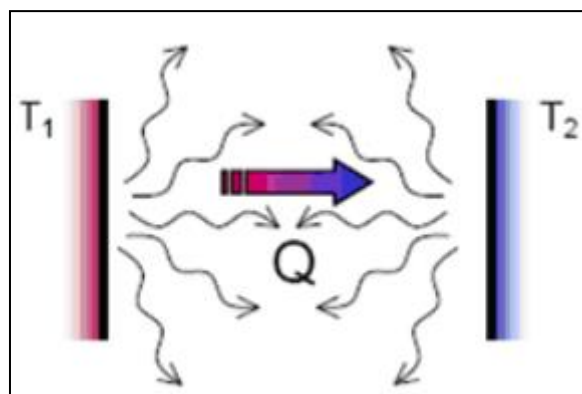


Figure (2.3) : le rayonnement. [30]

2.3.3 Loi de transmission de la chaleur :

- **La loi de Fourier :**

La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier :

La densité de flux est proportionnelle au gradient de température Fourier a donné (1822) une loi phénoménologique qui s'exprime comme suite : [31]

$$\phi = \lambda \cdot S \cdot \Delta T \quad (2.1)$$

Avec :

ϕ : La quantité de chaleur échangée en [w].

λ : Le coefficient de conduction en [w/m².C°].

S : La surface d'échange en [m²].

ΔT : La différence de température [°C].

- **La loi de Newton :**

La loi fondamentale de la convection est la loi de NEWTON s'exprime comme suite : [40]

$$\phi = h \cdot A \cdot \Delta TLM \quad (2.2)$$

Avec :

ϕ : La quantité de chaleur échangée en [w].

h : Le coefficient de transfert de chaleur par convection en [w/m². C°].

A : La surface d'échange en [m²].

ΔTLM : La Différence de température logarithmique moyenne [°C].

2.3.4 Les caractéristiques et modèles d'échangeurs de chaleur :

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs. Énumérons les principaux.

- **Classification selon le type de contact :**

- **Échangeurs à contact direct :**

Le type le plus simple comprend un récipient ou canalisation dans lequel les deux fluides sont directement mélangés et atteignent la même température finale. [32]

- **Échangeurs à contact indirect :**

Les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi. [32]

- **Classification selon la disposition des flux :**

- **Echangeur à Contre-courant :**

Les deux fluides sont parallèles mais de direction opposée. Les variations de températures des deux fluides peuvent être idéalisées comme unidimensionnelles suivant la direction de l'écoulement seulement. L'arrangement à contre-courant à l'efficacité thermique la plus élevée comparée à tous les autres arrangements. Un échangeur ne peut être à contre-courant sur toute sa longueur puisqu'il nécessite une configuration particulière à l'entrée et à la sortie des fluides. [27]

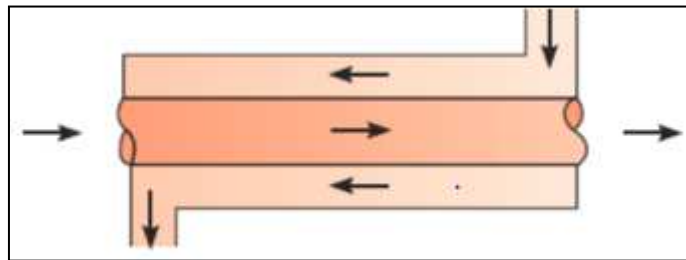


Figure (2.4) : Echangeur de chaleur à contre-courant. [33]

- **Echangeur à Co-courant :**

Les deux fluides entrent ensemble par la même extrémité. Les variations de températures des deux fluides peuvent être idéalisées comme unidimensionnelles suivant la direction de l'écoulement seulement. Il a l'efficacité thermique la plus faible comparé aux autres configurations, avec la possibilité d'avoir une grande différence de température des fluides à l'entrée, ce qui conduit à des contraintes thermiques élevées sur la paroi de l'échangeur. [27]

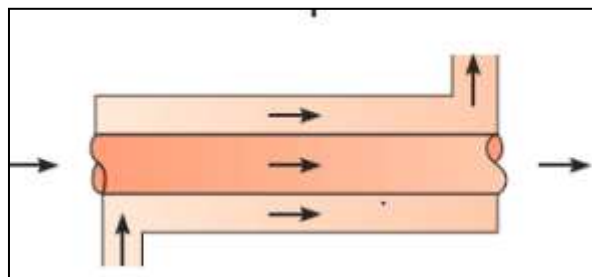


Figure (2.5) : Echangeur de chaleur à co-courant. [43]

➤ **Echangeur à courants croisés :**

Les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre. Un fluide est dit non brassé s'il s'écoule dans une veine divisée en plusieurs canaux parallèles distincts et de faible section, il est dit brassé dans le cas contraire. Le brassage a pour effet d'homogénéiser les températures dans la section droite de la veine. Les échangeurs à courants croisés sont surtout utilisés pour des échangeurs entre un gaz circulant en calandre et un liquide circulant dans les tubes. [34]

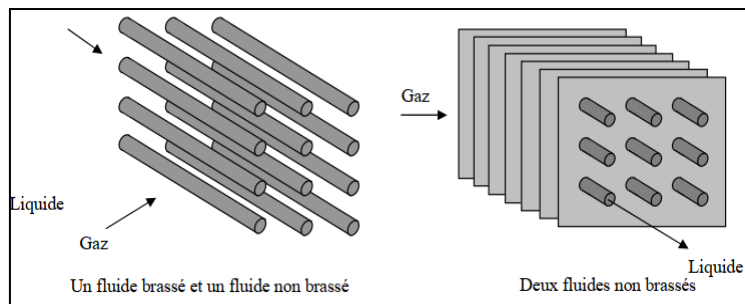


Figure (2.6) : Schéma de deux types d'échangeurs à courants croisés. [34]

• **Distribution des températures :**

Les figures donnent l'allure de quelques distributions de températures des échangeurs très simple. On a porté en abscisses l'aire de la surface d'échange, variant depuis zéro, à l'entrée de l'appareil (extrémité où rentre le fluide chaud), jusqu'à sa valeur totale, à la sortie du fluide chaud. Les températures sont repérées à l'aide d'indices e signifiant entrée et s sortie, c désignent le fluide chaud et f le fluide froid. [30]

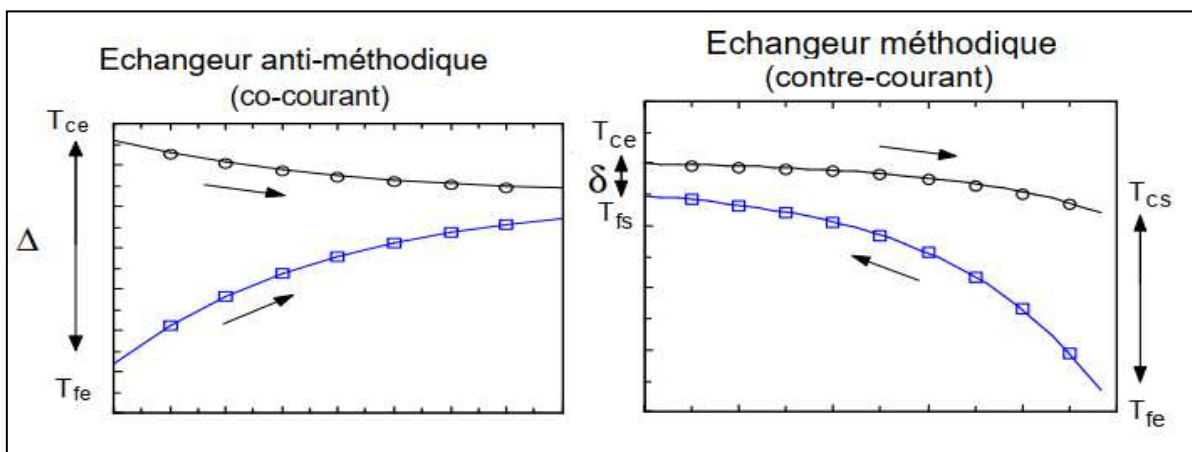


Figure (2.7) : Evolutions des températures le long d'échangeurs à courants parallèles. [35]

Chapitre 2 : Etude bibliographique sur les centrales thermiques à production électrique et introduction aux échangeurs de chaleur

- **Classification selon suivant les types d'échange :**

- **Echangeur sans changement de phase :**

Les échangeurs de chaleur sans changement de phase correspondent aux échangeurs dans lesquels l'un des fluides se refroidit pour réchauffer le deuxième fluide sans qu'il y ait changement de phase .les températures des fluides sont donc variables, tout le long de l'échangeur.

- **Echangeur avec changement de phase :**

Les échanges avec changement de phase sont caractérisés par trois cas différents:

- l'un des fluides se condense alors que l'autre se vaporise : ces échangeurs sont rencontrés dans les machines frigorifiques.

- le fluide secondaire se vaporise en recevant de la chaleur du fluide primaire, lequel ne subit pas de changement d'état. Ils sont appelés évaporateurs.

-le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas de transformation d'état. [32]

- **Classification selon la géométrie :**

- **Échangeur de chaleur tubulaire :**

Ces échangeurs sont généralement des tubes circulaires, elliptiques ou rectangulaires. Leur design est relativement très flexible dû à la grande variabilité des paramètres primaires de ces échangeurs, soit le diamètre et l'épaisseur des tubes, leur longueur et leur configuration. Ils sont utilisables pour des applications à haute pression par rapport à l'environnement et entre les fluides. Ils sont principalement utilisés pour des applications liquide-liquide et liquide-changement de phase. Ils sont également utilisés dans des applications gaz-liquide et gaz-gaz lorsque la température et/ou la pression d'opération sont élevées. [36]

On les regroupe en trois principales catégories :

- **Échangeur à tube concentrique :**

Constitué de deux tubes coaxiaux dans lesquels deux fluides sont soit à contre-courant, soit co-courant. Ce type d'échangeur se transforme en un échangeur à triples tubes lors de l'ajout d'une conduite intermédiaire. L'échangeur triples tubes offre une meilleure efficacité de transfert de chaleur qu'un échangeur à tube concentrique, puisque le troisième tuyau

Chapitre 2 : Etude bibliographique sur les centrales thermiques à production électrique et introduction aux échangeurs de chaleur

améliore le transfert de chaleur à travers un passage d'écoulement supplémentaire le tout grâce à l'augmentation de la surface d'échange par unité de longueur. [27]

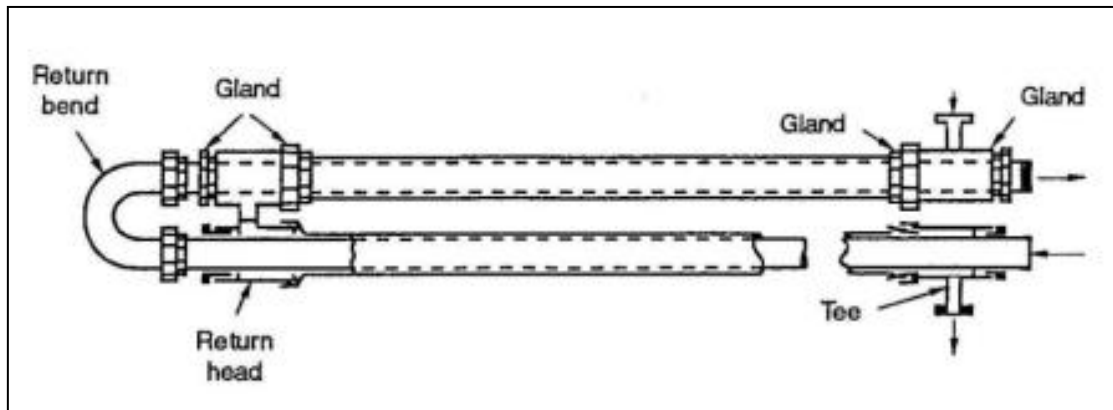


Figure (2.8) : Échangeur de chaleur tubulaire à double tube. [46]

Les avantages et inconvénients de ces échangeurs de chaleur sont présentés dans le tableau

(2-1) :

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none">• Prix relativement bas.• Fiable et simple.• Très bon coefficient de transmission thermique.	<ul style="list-style-type: none">• Puissance limitée.• Risque de « claquement » si le diamètre du trou est petit (<50 mm) et si la longueur est grande.

Tableau (2.1) : Avantages et inconvénients d'un échangeur de chaleur à doubles tubes. [36]

➤ Echangeurs à tubes et calandre :

C'est un échangeur à multi passe, peut assimiler à une superposition de plusieurs échangeurs à double tube il comporte un faisceau de tubes enfermé dans une enveloppe cylindrique appelée « calandre ». Un des fluides coule à travers les tubes et l'autre à travers l'enveloppe au-dessus du faisceau de tubes. L'implantation des chicanes permet d'irriguer mieux tous les tubes. Le nettoyage de l'échangeur s'en trouve facilité, bien que les tubes eux-mêmes demeurent difficiles à nettoyer. [30]

Chapitre 2 : Etude bibliographique sur les centrales thermiques à production électrique et introduction aux échangeurs de chaleur

On distingue deux type :

- **Echangeur à calandre et faisceaux tubulaires horizontaux :**

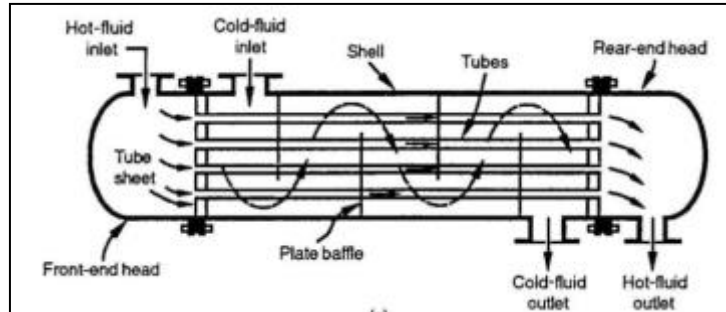


Figure (2.9) : Echangeurs de chaleur à calandre et faisceaux tubulaires horizontaux. [36]

Les avantages et inconvénients de ces échangeurs de chaleur sont présentés dans le tableau

(2.2) :

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> • Résiste aux fortes pressions • Toutes les puissances • Coût relativement bas 	<ul style="list-style-type: none"> • Sensible aux vibrations • Difficulté d'entretien • Contraintes dans les tubes

Tableau (2.2) : Avantages et inconvénients des échangeurs de chaleur à calandre et faisceaux tubulaires horizontaux. [36]

- **Echangeur à calandre et passage de tube en U :**

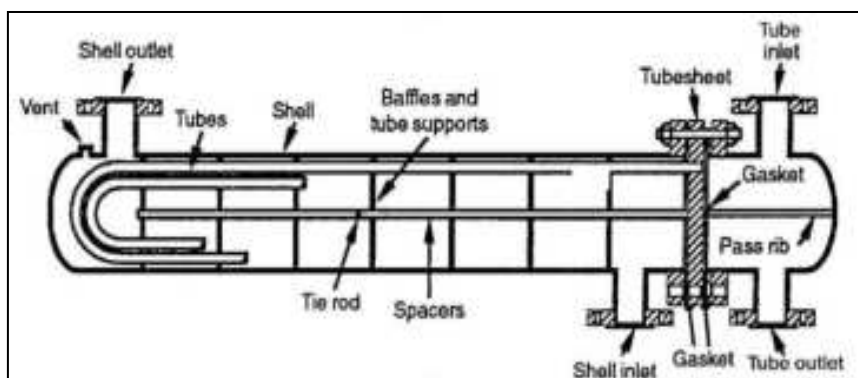


Figure (2.10) : Echangeurs de chaleur à calandre et passage de tube en U. [36]

Chapitre 2 : Etude bibliographique sur les centrales thermiques à production électrique et introduction aux échangeurs de chaleur

Les avantages et inconvénients de ces échangeurs de chaleur sont présentés dans le tableau

(2-3) :

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none">• Résiste aux fortes pressions• Large gamme de puissance disponible• Libre dilatation des tubes et du corps• Aucune utilisation de vapeur	<ul style="list-style-type: none">• Encombrement• Coût d'investissement élevé• Entretien difficile

Tableau (2.3) : Avantages et inconvénients des échangeurs de chaleur à calandre et passage de tube en U. [36]

➤ **Echangeurs à serpentin et tubes :**

Les échangeurs tubulaires de type serpentin en tube consistent en un enroulement de tuyau dans un réservoir. Le taux de transfert de chaleur est ainsi augmenté relativement à un tube droit. De plus, on retrouve une surface de contact considérable pour un donné. Le principal problème de ces échangeurs est la difficulté du nettoyage dû à la géométrie restreinte et les petits espaces entre chaque pièce. La figure (2.11) montre un type d'échangeur en serpentin. [36]



Figure (2.11) : Echangeur en serpentin. [33]

➤ **Échangeurs de chaleur à plaques :**

Les échangeurs à plaques sont généralement conçus de nombreuses plaques minces. Généralement, ces échangeurs de chaleur ne peuvent pas résister à de hautes pressions ou températures ni à de hautes différences de pression et température. Les principaux types de ces échangeurs sont désignés comme échangeurs à joint étanche, soudé, à plaques hélicoïdales, à lamelles, à circuits imprimés et à serpentín à plaque externe. [36]

Elles sont très utilisées pour certaines applications liquide -liquide (on particulier dans les industries alimentaires) dans le cas des échangeurs gaz -liquide ou gaz -gaz, la faible densité des gaz impose, si l'on veut rester à un niveau acceptable de perte de charge, que l'on réduise la vitesse de passage des gaz relativement à celles pratiquées pour les liquides. Réduire la vitesse c'est aussi réduire le coefficient de convection fluide -paroi, ce qui nécessite, à volume égal, une augmentation de la surface d'échange. Pour les échangeurs gaz -gaz les surfaces d'échanges adoptées sont très souvent constituées de plaques planes séparées par des ailettes braisées sur celles-ci les deux fluides circulant alternativement entre les plaques. Les ailettes permettent d'augmenter la surface d'échange et aussi, par leur disposition en quiconque de crée des interruptions dans les écoulements favorisant la turbulence et améliorant de ce fait les échanges thermiques. [30]

On les regroupe en trois principales catégories :

➤ **Echangeur jointé :**

Constitué d'un certain nombre de plaques métalliques rectangulaires scellées aux bords par des joints. Le tout est maintenu dans un cadre. Il est facilement démontable pour le nettoyage, l'inspection et l'entretien. [27]

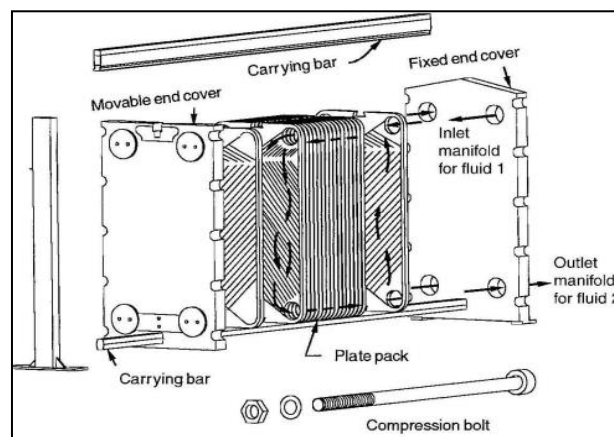


Figure (2.12) : Echangeur de chaleur à plaque jointé. [27]

➤ **Échangeur soudé :**

Les plaques métalliques sont soudées pour surmonter la limitation de pression et de température observée pour les échangeurs jointés. L'utilisation d'un fluide corrosif compatible avec le matériau des plaques est possible. L'inconvénient d'un tel système est qu'il n'est pas démontable donc difficilement applicable en serriculture. [27]

➤ **Echangeur à spirale :**

Il est composé de deux plaques enroulées hélicoïdalement pour former une paire de canaux en spirale. Le diamètre de l'échangeur et la surface d'échange sont grands. Cet échangeur n'est pas aussi efficace que les échangeurs à plaques non déformées, mais pour une même capacité d'échange, il nécessite moins de surface d'échange qu'un échangeur tubulaire. Mais il est utilisable que pour des différences de pression et de température limitées. [27]

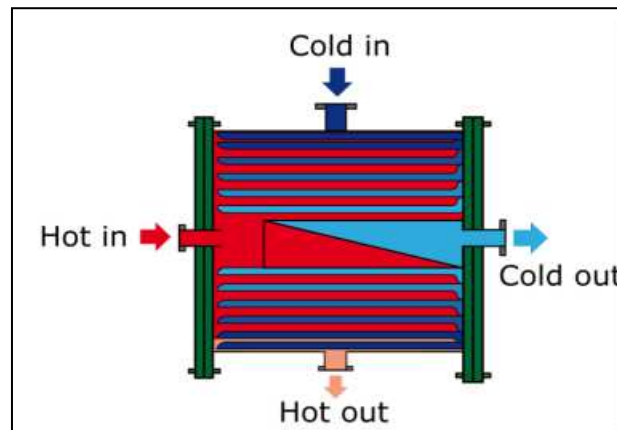


Figure (2.13) : Echangeur à spirale. [31]

➤ **Échangeur de chaleur à surface étendue :**

D'après les auteurs (Shah et Sekulic, 2003), l'efficacité des échangeurs de chaleur est généralement inférieure à 60% avec une densité de surface du transfert de chaleur inférieure à $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Tel est le cas des échangeurs utilisant des gaz dont le coefficient de transfert de chaleur est faible, la surface d'échange doit être grande pour avoir une efficacité élevée. Dans certaines applications, une efficacité plus élevée est essentielle malgré un volume et une masse de l'échangeur limité. L'une des méthodes les plus courantes pour augmenter cette surface est l'ajout des ailettes ce qui permet d'augmenter la surface d'échange de 5 à 12 fois. Ce type d'échangeur est appelé échangeur à surface étendue ou échangeur à ailettes.

L'échangeur à ailettes permet d'augmenter le transfert de chaleur. Cet échangeur se compose de couches de plaques-aillettes placées en alternance. Ces couches sont séparées par

Chapitre 2 : Etude bibliographique sur les centrales thermiques à production électrique et introduction aux échangeurs de chaleur

des feuilles et retenues par des barres latérales. L'avantage de ce type d'échangeur est qu'il a une grande surface d'échange avec un poids léger. Suivant l'application désirée, différents types de plaque tel que plaque pleine, perforée, ou ondulée sont utilisés pour créer l'échangeur. Ce type d'échangeur est utilisé pour une large gamme de températures et de pressions pour les échanges entre gaz-gaz, gaz-liquide et les fonctions multi-phases comme la liquéfaction de l'air. [27]

➤ **Echangeur à plaque avec ailettes :**

Ce type d'échangeur de chaleur consiste à ajouter des ailettes ondulées entre des plaques parallèles. Les ailettes sont généralement de forme triangulaire ou rectangulaire. Parfois, les ailettes sont incorporées dans un tube plat avec des arrondis, ce qui élimine le besoin de barres de soutien. D'autres géométries sont possibles selon le type d'échangeur de changeur à plaques. Dans des applications gaz-liquide, les ailettes sont généralement utilisées seulement du côté gaz de l'échangeur. Les échangeurs à plaques avec ailettes sont regroupés en trois catégories : ailettes non coupées, comme triangulaires ou rectangulaires, ailettes non coupées avec courbe et ailettes interrompues. La figure (2.14) montre des configurations courantes d'ailettes. [36]

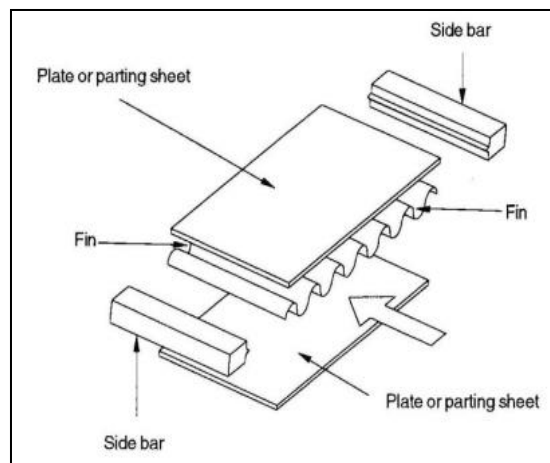


Figure (2.14) : Composantes de base d'un échangeur de chaleur à plaques avec ailettes. [36]

➤ **Echangeurs tubulaires à ailettes :**

On retrouve deux catégories de tubes à ailettes : les tubes conventionnels et les tubes de spécialité. Dans un tube conventionnel, le transfert de chaleur entre les fluides se fait par conduction à travers la paroi du tube. Dans un échangeur de spécialité, le transfert de chaleur

Chapitre 2 : Etude bibliographique sur les centrales thermiques à production électrique et introduction aux échangeurs de chaleur

se fait par l'intermédiaire d'un tube dans le lequel un liquide passe de gaz à liquide avec un effet convectif, on nomme ce tube caloduc.

Les tubes les plus communs sont ronds ou rectangulaires, par contre, des tubes elliptiques sont aussi utilisés. Les ailettes sont généralement placées sur l'extérieur du tube et sont fixées mécaniquement, collées, soudées, brasées ou extrudées.

Dépendamment du type d'ailettes, les échangeurs de chaleur tubulaires à ailettes sont regroupés dans les trois catégories suivantes : tube simple à ailettes, tubes à ailettes continues et tubes longitudinaux. Il existe également des tubes avec ailettes internes. [36]

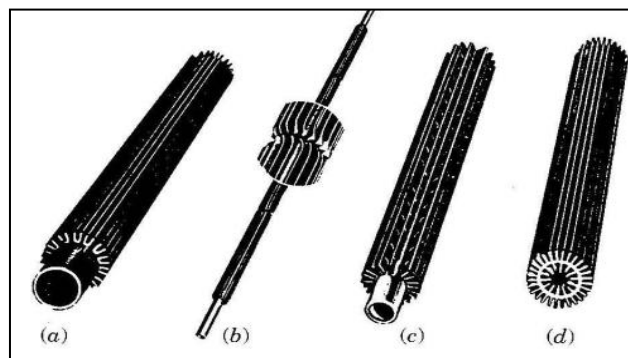


Figure (2.15) : Tubes à ailettes longitudinaux. [36]

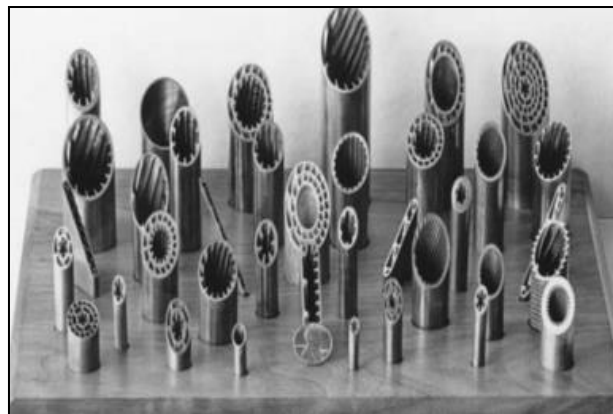


Figure (2.16) : Tubes avec ailettes internes. [36]

➤ **Échangeurs de chaleur régénératifs rotatifs :**

L'échangeur thermique rotatif régénératif, communément connu sous le nom de préchauffeur d'air ou réchauffeur de gaz, a été inventé par l'ingénieur suédois Frederick Ljungstrom en 1922. Peu après, Howden et Ljungstrom se sont associés pour commercialiser cette technologie pour l'utiliser dans l'industrie de la production d'énergie électrique [HOW]. Dans un échangeur thermique rotatif (figure 2.17), la chaleur est transférée d'un gaz chaud à

Chapitre 2 : Etude bibliographique sur les centrales thermiques à production électrique et introduction aux échangeurs de chaleur

un gaz froid à travers un cylindre rotatif de feuilles de métal densément assemblées, appelées des lamelles. Ces lamelles sont assemblées dans des conteneurs et tournent lentement dans un flux gazeux et dans l'autre. Un gaz chaud fluit sur la surface des lamelles métalliques, élevant leur température. Lorsque le rotor tourne, à environ 1 tr/min., les lamelles chauffées se déplacent dans le flux de gaz froid, accroissant sa température. [36]

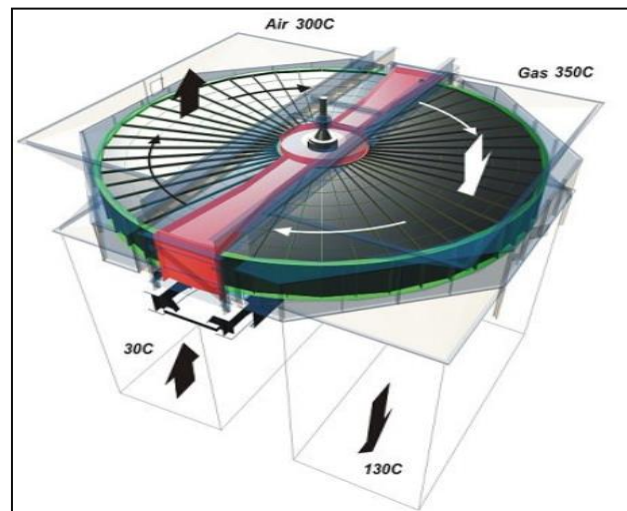


Figure (2.17) : Schéma d'un échangeur thermique rotatif régénératif (à gauche) et panier de lamelles (à droite). [36]

- **Classification selon la nature du matériau de la paroi d'échange :**

On fabrique les échangeurs de chaleur en matière extrêmement nombreuse. Le choix de matériaux pour les différentes pièces de l'échangeur dépend surtout des conditions de service (température, pression, degré de corrosivité du milieu). La température de service des échangeurs de chaleur se trouve couramment dans les limites d'utilisation des aciers au carbone (de -30° à 475°C). Les matériaux employés pour la réalisation des tubes sont le plus souvent métalliques (acier, laiton). Les céramiques se développent dans les échangeurs où transitent des fluides à haute température. Les tubes en plastique (généralement de très petit diamètre) sont également utilisés, sont en faisceaux, soit intégrés dans des plaques minces qui leur servent de raidisseurs. [30]

On retiendra deux types de paroi :

- les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux (superalliages), métaux ou alliages réfractaires.
- les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc. [32]

2.4 méthode de calcul des performances d'un échangeur :

Le dimensionnement ou les performances des échangeurs dépendent de nombreux paramètres et variables ce sont :

- ✓ Les débits massiques de fluide froid et chaud.
- ✓ Les températures d'entrée T_{ce} et T_{fe} et de sortie T_{cs} et T_{fs} des deux fluides.
- ✓ Les coefficients d'échange thermique relatifs à chaque fluide U_c et U_f .
- ✓ La résistance thermique de la paroi.
- ✓ La surface d'échange.
- ✓ Les pressions des deux fluides, peu variables.
- ✓ Les propriétés thermo physiques des fluides, qui interviennent dans la détermination des coefficients U_c et U_f . Il s'agit essentiellement de la capacité thermique massique C_p , de la masse volumique, la conductivité thermique et de la viscosité. [37]

Deux méthode permettant d'évaluer les performances d'un échangeur en régime permanent la méthode DTLM (moyenne logarithmique de la différence de température) et la méthode NUT (nombre d'unité de transfert).

- **Méthode de la différence logarithmique des températures (ΔTLM) :**

ΔTLM est appelée la différence de température logarithmique moyenne entre les deux fluides (DTLM)

La formulation est la même, que l'échangeur soit à courants parallèles ou à contre-courants. La puissance thermique d'un échangeur tubulaire continu est donnée par la relation générale suivante : [37]

$$\phi = U.S.\Delta TLM \quad (2.3)$$

Avec :

U : Coefficient d'échange globale

S : Surface d'échange

$$\Delta TLM = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\text{Log} \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (2.4)$$

Chapitre 2 : Etude bibliographique sur les centrales thermiques à production électrique et introduction aux échangeurs de chaleur

- **Cas de Co-Courant :**

$$\Delta T1 = T_{ce} - T_{fe}$$

$$\Delta T2 = T_{cs} - T_{fs}$$

- **Cas de Contre-Courant :**

$$\Delta T1 = T_{ce} - T_{fs}$$

$$\Delta T2 = T_{cs} - T_{fe}$$

Avec:

T_{ce} : température d'entrée de fluide chaud

T_{cs} : température de sortie de fluide chaud

T_{fe} : température d'entrée de fluide froid

T_{fs} : température de sortie de fluide froid

- **La méthode ε -NUT (nombre d'unité de transfert) :**

La méthode ε -NUT est la plus adaptée pour la détermination de l'efficacité d'un échangeur car seules les températures d'entrée et les débits des fluides sont nécessaires contrairement à la méthode de la différence logarithmique de la température moyenne qui nécessite la connaissance des températures d'entrée et de sortie. [30]

Les expressions donnant l'efficacité dans différentes configurations sont résumées dans le tableau (2.4) :

Disposition de flux	L'efficacité
Courants parallèles et de même sens	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[(1 + C)]}{1 + C}$
Courants parallèles et de sens contraires	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[NUT(1 - C)]}{1 - C \exp[-NUT(1 - C)]}$

Tableau (2.4) : Efficacité d'échangeur à courant parallèle. [35]

Chapitre 2 : Etude bibliographique sur les centrales thermiques à production électrique et introduction aux échangeurs de chaleur

• L'efficacité de l'échangeur :

Pour déterminer l'efficacité de l'échangeur on choisit la méthode de NUT (nombre d'unité de transfert) tel que l'efficacité est définie comme suite : [37]

$$\varepsilon = \frac{\text{Quantité de chaleur transférée}}{\text{Quantité maximale de chaleur transférables}} \quad (2.5)$$

La quantité de chaleur transférée est représentée par le flux de chaleur gagné par le fluide froid ou perdu par le fluide chaud, c'est-à-dire : [47]

$$\Phi = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) = \dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) \quad (2.6)$$

Avec :

Φ : Le flux de chaleur échangés en (w).

\dot{m}_f et \dot{m}_c : Débit massique de fluide caloporteur froid (air) et chaud (vapeur) en (kg/s).

C_{pf} et C_{pc} : Capacité calorifique de fluide caloporteur froid et chaud en (J/kg k).

T_{fe} et T_{ce} : La température d'entrée de fluide caloporteur froid et chaud en (k).

T_{fs} et T_{cs} : La température d'entrée de fluide caloporteur froid et chaud en (k).

La chaleur maximale transférable est déterminée en utilisant la différence maximale de température (en prenant en compte les deux fluides) dans l'échangeur qui en fait la différence entre les températures entrantes des fluides chaud et froid. Le fluide auquel devrait être appliquée cette différence de température est celui qui délivre le minimum en termes de taux capacité calorifique ($\dot{m}C_p$). Donc : [37]

$$(\dot{m}_f C_p) \min(T_{ce} - T_{fe}) \quad (2.7)$$

Le fluide possédant le terme $(\dot{m}_f C_p) \min$ peut-être le fluide chaud ou le fluide froid.

Dans les deux cas, on aura respectivement : [37]

$$\varepsilon_c = \frac{\dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs})}{\dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (2.8)$$

$$\varepsilon_f = \frac{\dot{m}_f C_{pf} (T_{fe} - T_{fs})}{\dot{m}_f C_{pf} (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{T_{fe} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (2.9)$$

On peut écrire en général que : [37]

$$\varepsilon = \frac{\Delta T(\text{fluide minimum})}{\text{Différence maximale de l'échangeur}} \quad (2.10)$$

Introduction :

Ce chapitre présente une étude concernant les performances du cycle eau-vapeur d'un groupe de production électrique ceci par un calcul du bilan énergétique et de la consommation spécifique.

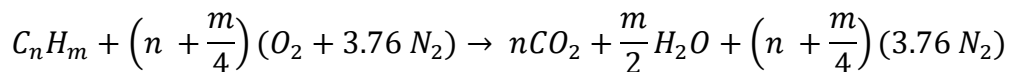
3.1 La combustion :

3.1.1 Définition de la combustion :

La combustion est un phénomène inévitable dans le domaine de la conversion d'énergie. Elle consiste essentiellement à produire de la chaleur qui peut être utilisée directement ou sous forme d'énergie mécanique. Dans le premier cas, les systèmes énergétiques sont basés sur les chaudières ou les fours. On cherche alors à obtenir des fumées où on peut récupérer un maximum de chaleur. Le second cas correspond aux moteurs de toutes sortes. Là, c'est l'enthalpie de gaz de fumées qui est transformée en énergie mécanique [38]

De manière générale, la combustion est l'ensemble des réactions chimiques qui se produisent au cours de l'oxydation complète ou partielle d'un combustible par un comburant (l'air). Ce sont des réactions d'oxydoréduction fortement exothermiques. [39]

La combustion complète d'un composé hydrocarboné produit du dioxyde de carbone (CO_2) et de l'eau et peut s'écrire sous la forme suivante :



Cependant, cette réaction ne représente qu'un bilan global de la combustion. Des réactions intermédiaires peuvent donner naissance à des composés chimiques différents de ceux cités dans l'équation de combustion générale. [40]

3.1.2 Type de combustion :

➤ La combustion stœchiométrique :

Il s'agit d'une combustion complète opérant sans excès ni défaut d'air, c'est –à-dire en mélange stœchiométrique.

Elle est dite théorique, car il est bien connu qu'une combustion complète obtenue à partir d'un mélange stœchiométrique constitue un cas idéal (en termes de dégagement de chaleur).

Son étude présente un grand intérêt pratique du fait qu'elle conduit à analyser la nature des produits, cela peut permettre la construction de mécanismes réactionnels qui peuvent être utilisés en CFD.

➤ Combustion non stœchiométrique :

La combustion dite non stœchiométrique est celle qui se produit avec un excès d'air ou de carburant de sorte que les coefficients stœchiométriques de l'équation de combustion ne soient plus respectés. Ces cas de figures sont exploités pour des besoins bien précis. Deux cas peuvent être rencontrés :

Chapitre 3 : Etude des performances du cycle eau-vapeur du groupe de production électrique.

1- combustion en mélange pauvre : c'est le cas le plus répandu en industrie d'où l'économie de carburant et les performances atteinte sans oublier les niveaux d'émissions polluantes assez réduits.

2- combustion en mélange riche : de manière générale c'est le cas à éviter par rapport aux performances et aux niveaux de pollutions qui résultent de ce mode. [40]

3.2 Le Pouvoir calorifique :

Le pouvoir calorifique massique ou volumique représente la quantité de chaleur dégagé, avec un signe opposé, par unité de masse ou volume du carburant lors de la réaction chimique de combustion.

On définit alors deux paramètres qui sont le pouvoir calorifique inférieur (PCI) et le pouvoir calorifique supérieur (PCS). [41]

Le pouvoir calorifique est dit pouvoir calorifique supérieur quand la combustion s'effectue à volume constant et quand l'eau formée au cours de la combustion est condensée. Ces conditions sont celles des mesures à la bombe calorimétrique. [42]

Le pouvoir calorifique est dit pouvoir calorifique inférieur quand la combustion est effectuée à pression constante (l'air libre). Dans ce cas, l'eau de combustion n'est pas condensée. [42]

La relation entre ces deux grandeurs peut s'écrire de la façon suivante :

$$PCS = PCI + h_{ig}$$

h_{ig} : la différence d'enthalpie du changement de phase liquide-vapeur à sa pression de saturation.[42]

le pouvoir calorifique supérieur est toujours plus grand que le pouvoir calorifique inférieur, car la condensation de la vapeur d'eau permet de récupérer une quantité de chaleur plus importante que le refroidissement des fumées (processus endothermique).[42]

3.3 Le combustible de la centrale :

Le combustible utilisé dans la centrale thermique de CAP-DJINET est le gaz naturel de HASSI-R'MEL. Le gas-oil est utilisé dans le cas de panne d'approvisionnement du gaz naturel.

Le gaz naturel a su trouver sa place dans les utilisations les plus diverses, domestiques et industrielles. Ce combustible représente plus de 20 % de la consommation énergétique mondiale. La croissance de la consommation gazière est liée en grande partie à son développement dans le secteur de la production d'électricité. [43]

La combustion du gaz naturel produit à la fois un dégagement de chaleur, et des produits de combustion rejetant de la vapeur d'eau. La condensation de cette vapeur d'eau (retour à l'état liquide sous forme de gouttelettes) libère une quantité de chaleur supplémentaire si elle est exploitée. [44]

Chapitre 3 : Etude des performances du cycle eau-vapeur du groupe de production électrique.

➤ Données physico-chimiques du gaz naturel :

Les combustibles industriels contiennent du carbone, très fréquemment de l'hydrogène (pétrole, gaz, bois), souvent du soufre et de l'oxygène. La composition d'un combustible doit être connue de l'utilisateur. Le fournisseur doit pouvoir indiquer les proportions respectives des divers constituants. [45]

Les composants du gaz naturel utilisé au niveau de la chaudière de la centrale et ses caractéristiques sont donnés dans les conditions normales (température égale à 15°C, et de 1atm).

Le tableau suivant donne la composition molaire d'un échantillon de gaz naturel prélevé au niveau de la centrale : [46]

Symbole	Molaire %
Azote N ₂	1,22
Dioxyde de carbone CO ₂	1,26
Méthane CH ₄	85,88
Ethane C ₂ H ₆	9,44
Propane C ₃ H ₈	1,69
n-Butane C ₄ H ₁₀	0,22
i-Butane C ₄ H ₁₀	0,21
n-Pentane C ₅ H ₁₂	0,03
i-Pentane C ₅ H ₁₂	0,05
Totale	100

Tableau (3.1) : les composants du gaz naturel de Hassi- Rmel.

3.4 Rendement de la chaudière (centrale thermique de RAS- DJINET) :

De manière générale, le rendement d'une chaudière utilisant n'importe quel carburant (gaz, fioul domestique, bois...) correspond au rapport entre la quantité de chaleur produite et la quantité d'énergie consommée. Le rendement de la chaudière de la centrale de CAP-DJENET est calculé par cette formule : [47]

$$\eta_{\text{Chaudière}} = \frac{\text{Puissance utile}}{\text{Puissance introduite}} \quad (3.1)$$

3.4.1 Calcul de la Puissance utile (puissance fournie par la chaudière) :

La puissance utile est la chaleur absorbée par le fluide qui fournit le travail, généralement l'eau et la vapeur, cette quantité est déterminée par la variation d'enthalpie de flux échangé durant son passage par le générateur de vapeur.

Le schéma représentatif de la chaudière ainsi que les débits qui la traverse sont données par la figure (3.1)

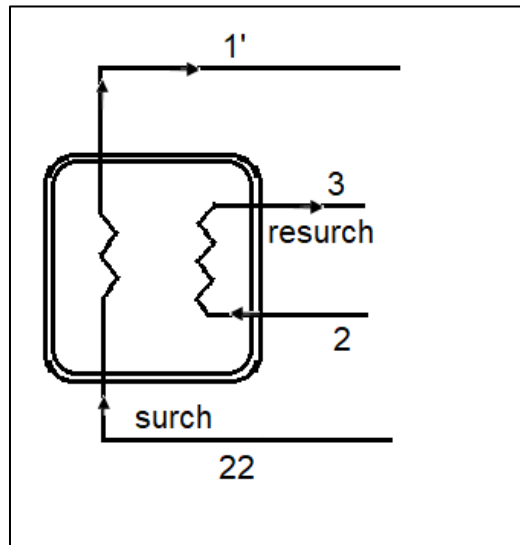


Figure (3.1) : schéma descriptif de la chaudière.

- **Le premier principe de la thermodynamique pour un système ouvert :**

Lorsque le système est ouvert, il y a lieu de tenir compte de l'énergie accompagnant la matière qui traverse le système (chaudière, turbine et pompe) par les différentes canalisations d'entrées(e) et de sorties (s). Cette énergie se présente sous les formes suivantes :

La variation de l'énergie interne : $\Delta U = U_e - U_s$

La variation de l'énergie cinétique : $\Delta E_c = m_e \frac{C_e^2}{2} - m_s \frac{C_s^2}{2}$

La variation de l'énergie potentielle : $\Delta E_p = m_e gz - m_s gz$

La variation de travail transvasement : $P_e V_e - P_s V_s$

Avec m_e et m_s désignent respectivement la masse de fluide correspondant aux flux de matière à l'entrée et sortie du système, $(U_e, C_e, Z_e, P_e, V_e)$, $(U_s, C_s, Z_s, P_s, V_s)$ sont l'énergie interne, la vitesse, l'altitude, la pression et le volume du fluide lorsque celui-ci traverse la frontière système milieu extérieur.

Le bilan énergétique d'un système ouvert s'écrit donc :

$$\Delta E_T = \Delta U + \Delta E_p + \Delta E_p \quad (3.2)$$

$$\Delta E_T = Q + W + \sum_{\text{entrée}} (U_e + m_e \frac{C_e^2}{2} + m_e gz + P_e V_e) - \sum_{\text{sortie}} (U_s + m_s \frac{C_s^2}{2} + m_s gz + P_s V_s) \quad (3.3)$$

Chapitre 3 : Etude des performances du cycle eau-vapeur du groupe de production électrique.

Avec :

W : le travail fournie ou absorbé par l'organe.

Q : quantité de chaleur absorbé ou fournit par l'organe

Si on introduit l'enthalpie : $H = U + PV$

L'équation (3.3) devient :

$$\Delta E_T = Q + W + \sum_{\text{entrée}} (H_e + m_e \frac{c_e^2}{2} + m_e gz) - \sum_{\text{sortie}} (H_s + m_s \frac{c_s^2}{2} + m_s gz) \quad (3.4)$$

L'enthalpie totale de l'unité de masse de fluide $h = H + \frac{c_e^2}{2} + gz$ en [KJ/Kg].

Donc l'équation (3.4) devient :

$$\Delta E_T = Q + W + \sum_{\text{entrée}} (m_e h_e) - \sum_{\text{sortie}} (m_s h_s) \quad (3.5)$$

On obtient une écriture en puissance du bilan d'énergie :

$$\Delta \dot{E}_T = \dot{Q} + \dot{W} + \sum_{\text{entrée}} (\dot{m}_e h_e) - \sum_{\text{sortie}} (\dot{m}_s h_s) \quad (3.6)$$

On applique le premier principe de la thermodynamique au système (chaudière) considérée sur la figure (3-1). Cela donne :

$$\dot{Q} + \dot{W} = \sum_{\text{sortie}} (\dot{m}_s h_s) - \sum_{\text{entrée}} (\dot{m}_e h_e) \quad (3.7)$$

Hypothèses :

- Pas de Production de travail dans la chaudière.

L'équation (3.7) du premier principe devient :

$$\dot{Q} = P_{\text{utile}} = (\dot{m}_{1'} h_{1'} - \dot{m}_{22} h_{22}) + (\dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2) \quad (3.8)$$

Avec :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{1'} &= \dot{m}_{22} = \dot{m}_{vv} \\ \dot{m}_3 &= \dot{m}_2 \end{aligned}$$

\dot{m}_{vv} : Le débit massique de la vapeur vive produit par la chaudière.

Chapitre 3 : Etude des performances du cycle eau-vapeur du groupe de production électrique.

Toutes les données pour calculer la puissance utile du générateur de vapeur (débit massique de vapeur, enthalpie massique) sont données dans le tableau ci-dessous pour 50% de charge, 75% et 100% :

Points identifiés sur la chaudière (Fig. 3.1)	Emplacement	50% de charge		75% de charge		100% de charge	
		Débit (Kg/s)	Enthalpies (KJ/Kg)	Débit (Kg/s)	Enthalpies (KJ/Kg)	Débit (Kg/s)	Enthalpies (KJ/Kg)
1'	Sortie de surchauffeur (3)	69.55	3409.4437	104.717	3422.4219	145.34	3427.9481
2	Entrée de resurchauffeur (1)	57.48	3038.0175	89.3	3064.7692	129.96	3111.8637
3	Sortie de resurchauffeur (2)	57.48	3525.8284	89.3	3541.3604	129.96	3531.7317
22	Entrée de surchauffeur (1)	69.55	1201.5674	104.717	1225.9747	145.34	1069.6508

Tableau (3.2) : Valeurs d'enthalpie de générateur de vapeur (chaudière).

D'après l'équation (3.8), la puissance utile est calculé comme suite :

Application numérique :

➤ La puissance utile pour une charge de 50% :

$$P_{\text{utile}} = 69,55 \times (3409,4437 - 1201,5674) + 57,48 \times (3525,8284 - 3038,0175)$$

$$P_{\text{utile}} = 181608,2066 \text{ KW}$$

➤ La Puissance utile pour une charge de 75% :

$$P_{\text{utile}} = 104,717 \times (3422,4219 - 1225,9747) + 89,3 \times (3541,3604 - 3064,7692)$$

$$P_{\text{utile}} = 272564,9556 \text{ KW}$$

➤ La Puissance utile pour une charge de 100% :

$$P_{\text{utile}} = 145 \times (3427,9481 - 1069,6508) + 129,969 \times (3531,7317 - 3111,8637)$$

$$P_{\text{utile}} = 397324,2858 \text{ KW}$$

Chapitre 3 : Etude des performances du cycle eau-vapeur du groupe de production électrique.

- **Quantité de chaleur massique fournie par la chaudière :**

La quantité de chaleur massique est donnée par l'expression suivante :

$$Q = \frac{\dot{Q}_{ch}}{\dot{m}_{vv}} \quad (3.8)$$

Avec :

\dot{Q}_{ch} : La puissance utile de la chaudière en [KW].

\dot{m}_{vv} : Le débit massique de la vapeur vive produit par la chaudière en [Kg/s].

A.N:

➤ à une charge de 50% :

$$Q = \frac{397324,2858}{145,34}$$

$$\mathbf{Q_{ch} = 2611,001461 \text{ KJ/Kg}}$$

➤ À la charge de 75% :

$$Q = \frac{272564,9556}{145,34}$$

$$\mathbf{Q_{ch} = 2602,87208 \text{ KJ/Kg}}$$

➤ À la charge de 100% :

$$Q = \frac{397324,2858}{145,34}$$

$$\mathbf{Q_{ch} = 2733,757299 \text{ KJ/Kg}}$$

3.4.2 Puissance introduite ($P_{introduite}$) :

La puissance introduite par le combustible est proportionnelle à son débit. Pour obtenir cette dernière, il suffit de multiplier le débit de combustible (gaz naturel) par son pouvoir calorifique supérieur (PCS).

Cette puissance est exprimée par : [47]

$$\begin{aligned} P_{introduite} &= P_{combustion} \\ P_{introduite} &= \dot{m}_g \cdot PCS \quad (3.10) \end{aligned}$$

\dot{m}_g : Le débit massique du combustible.

PCS: Pouvoir calorifique supérieur du gaz naturel (PCS = 12373.9 Kcal/Kg).

Chapitre 3 : Etude des performances du cycle eau-vapeur du groupe de production électrique.

Les débits du combustible pour les différentes charges sont donnés dans le tableau ci-dessous :

Charge	50%	75%	100%
Débit gaz [Kg/h]	19619,4738	23560,3971	30480,025

Tableau (3.3) : Débits du combustible.

D'après l'équation (3.10), la puissance introduite est calculé comme suite :

A.N :

- Puissance introduite pour une charge de (50%) :

$$P_{\text{introduite}} = \frac{19619,4738 \times 1237,9 \times 4,185}{3600}$$

$$P_{\text{introduite}} = \mathbf{282219,435 \text{ KW}}$$

- Puissance introduite pour une charge de (75%) :

$$P_{\text{introduite}} = \frac{23560,3971 \times 1237,9 \times 4,185}{3600}$$

$$P_{\text{introduite}} = \mathbf{338908,273 \text{ KW}}$$

- Puissance introduite pour une charge de (100%) :

$$P_{\text{introduite}} = \frac{30480,025 \times 1237,9 \times 4,185}{3600}$$

$$P_{\text{introduite}} = \mathbf{438444,758 \text{ KW}}$$

3.4.3 La puissance perdue :

La détermination des pertes thermiques consiste à déterminer la chaleur perdue par la chaudière. Ces pertes sont :

- Perte de chaleur due à l'humidité dans le combustible.
- Perte de chaleur due à l'humidité dérivante de la combustion de l'hydrogène du combustible.
- Perte de chaleur due à l'humidité dans l'air.
- Pertes par rayonnement et convection.
- Perte de chaleur due à la formation d'oxyde de carbone.

Chapitre 3 : Etude des performances du cycle eau-vapeur du groupe de production électrique.

En sais que la puissance introduite est donnée par la formule suivante : [47]

$$P_{introduite} = P_{utile} + P_{perdue} \quad (3.11)$$

Ensuite on en déduit la puissance perdue :

$$P_{perdue} = P_{introduite} - P_{utile} \quad (3.12)$$

Application numérique :

- La puissance perdue pour une charge de 50% :

$$P_{perdue} = 285973,831 - 181608,207$$

$$P_{perdue} = \mathbf{104365,625 \text{ KW}}$$

- La puissance perdue pour une charge de 75% :

$$P_{perdue} = 342648,284 - 272564,956$$

$$P_{perdue} = \mathbf{238282,659 \text{ KW}}$$

- La puissance perdue pour une charge e 100% :

$$P_{perdue} = 439739,378 - 397324,286$$

$$P_{perdue} = \mathbf{42415,0918 \text{ KW}}$$

3.4.4 Détermination du rendement chaudière :

D'après l'équation (3.1), le rendement de la chaudière est calculé comme suite :

A.N:

- Rendement chaudière pour la charge de (50%) :

$$\eta_{ch} = \frac{181608,207}{282219,435}$$

$$\eta_{ch} = \mathbf{63,50\%}$$

- Rendement chaudière pour la charge de (75%) :

$$\eta_{ch} = \frac{272564,956}{338908,208}$$

$$\eta_{ch} = \mathbf{79,54\%}$$

- Rendement chaudière pour la charge de (100%) :

$$\eta_{ch} = \frac{397324,2858}{438444,758}$$

$$\eta_{ch} = \mathbf{90,35\%}$$

Chapitre 3 : Etude des performances du cycle eau-vapeur du groupe de production électrique.

Les résultats sont résumés dans le tableau ci-dessous :

Charge	50%	75%	100%
Puissance utile [KW]	181608,207	272564,56	397324,286
Puissance introduite [KW]	285973,831	342648,284	439739,378
Puissance perdue [KW]	104365,625	238282,659	42415,0918
Rendement chaudière [%]	63,50%	79,54%	90,35%

Tableau (3.4) : Rendement de la chaudière pour des charges variables.

3.5 Rendement global de cycle :

Le rendement global de la centrale thermique est défini par la relation suivante : [47]

$$\eta_{cycle} = \frac{W}{Q_{ch}} \quad (3.13)$$

Tel que : $W = W_t - W_p \quad (3.14)$

W_t : Le travail de la turbine.

W_p : Le travail des pompes.

Q_{ch} : La quantité de chaleur consommée par la chaudière.

De plus : $W_p = W_{pe} + W_{pn} + W_{pp} \quad (3.15)$

W_{pe} : Le travail de la pompe d'extraction

W_{pn} : Le travail de la pompe nourricière

W_{pp} : Le de la pompe principale

Donc on peut écrire : $\eta_{cycle} = \frac{W_t - (W_{pe} + W_{pn} + W_{pp})}{Q_{ch}} \quad (3.16)$

Chapitre 3 : Etude des performances du cycle eau-vapeur du groupe de production électrique.

Tenant compte des différentes pertes qui se traduisent par le rendement de la turbine, des pompes et de la chaudière le rendement du cycle s'exprime : [47]

$$\eta_{cycle} = \frac{W_t \eta_t - \left(\frac{W_{pe}}{\eta_{pe}} + \frac{W_{pn}}{\eta_{pn}} + \frac{W_{pp}}{\eta_{pp}} \right)}{\frac{Q}{\eta_{ch}}} \quad (3.17)$$

Avec

Q : la quantité de chaleur fournie par la chaudière (la puissance utile).

Tel que :

η_t : le rendement de la turbine

η_{pe} : le rendement de la pompe d'extraction

η_{pn} : le rendement de la pompe nourricière

η_{pp} : le rendement de la pompe principale

η_{ch} : le rendement de la chaudière.

On applique le premier principe de la thermodynamique au système (turbine, pompe)

Hypothèses :

- Les transformations sont adiabatiques dans la turbine et les pompes.

L'équation (3.7) devient :

$$W = \sum_{sortie} (m_s h_s) - \sum_{entrée} (m_e h_e) \quad (3.18)$$

Avec : $m_e = m_s = m$

Donc l'équation (3.18) dévient :

$$W = m(h_e - h_s) \quad (3.19)$$

Chapitre 3 : Etude des performances du cycle eau-vapeur du groupe de production électrique.

3.5.1. Calcul du rendement du cycle à moyenne charge (50%) :

Le calcul du rendement du cycle nécessite la connaissance des enthalpies du fluide moteur aux divers points caractéristiques du cycle.

Le tableau suivant résume les points nécessaires pour le calcul :

Points du cycle	Température (°C)	Pression (bar)	Enthalpie (KJ/Kg)	Titre de vapeur (Kgv/Kgm)	Débit de vapeur (kg/s)
1'	537	156.7	3409.4437	1	69.555
1	532	155	3397.4285	1	69.555
2	304.6	19.506	3038.0175	1	57.48
3	524	17.586	3525.8284	1	57.48
4	416.5	6.194	3307.2513	1	4.327
5	276.8	2.7657	3024.83	1	50.05
6	120	0.937	2718.7968	1	2.581
7	83.2	0.3386	2653.1944	1	2.749
8	43.09	0.0858	2470.1606	0.9540	0.397
9	26.99	0.0352	2379.2298	0.9293	50.975
10	26.8	0.0352	112.42427	0	57.296
11	27.1	20.893	115.59704	0	57.296
12	32.6	4.932	137.12462	0	57.296
13	33.7	4.932	141.72558	0	57.296
14	34.6	4.932	145.48925	0	57.296
15	36.4	4.809	153.00402	0	57.296
16	41.9	4.6861	175.9879	0	57.296
17	70.1	4.5631	294.00534	0	57.296
18	96.7	4.4402	405.76395	0	57.296
19	127.2	2.484	534.78351	0	69.555
19'	127.5	7.6865	536.41625	0	69.555
20	131	167.35	562.16322	0	69.555
21	174	167.13	745.69938	0	69.555
22	273.7	165.9	1201.5674	0	69.555

Tableau (3.5) : Paramètre thermodynamiques de l'eau à 50% de charge.

• **Travail de la turbine :**

C'est la somme des travaux des corps de la turbine elle s'exprime selon la relation suivante :

$$W_t = W_{HP} + W_{MP} + W_{BP} \quad (3.20)$$

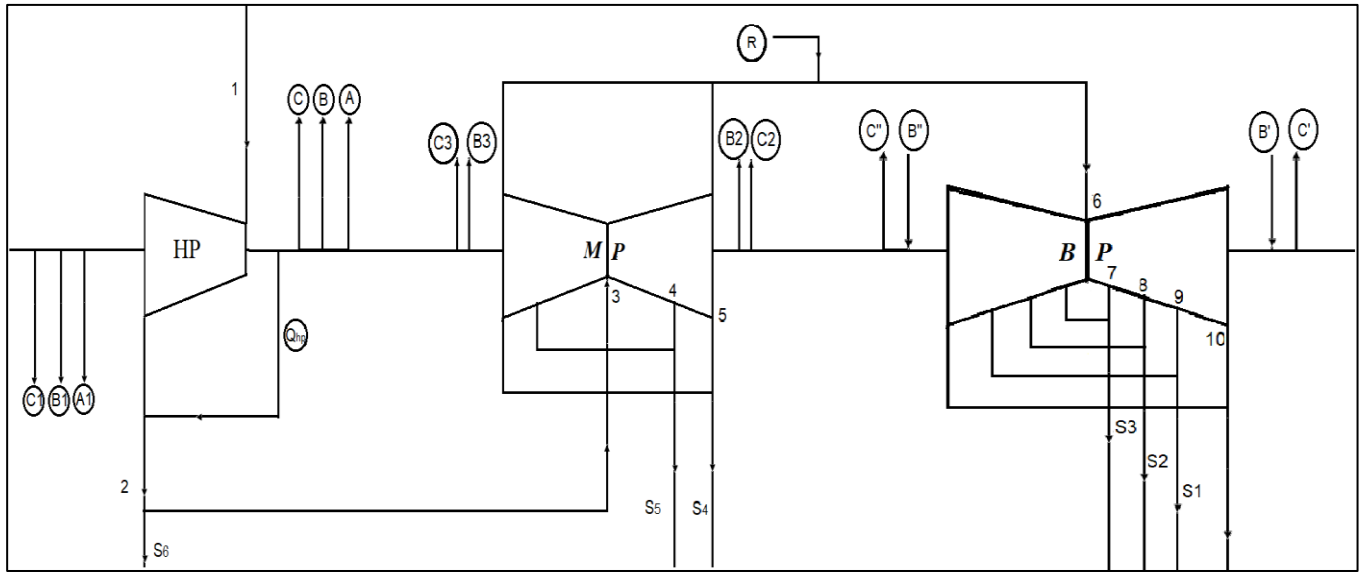


Figure (3.2) : Schéma descriptif des composants de la turbine.

Dans cette étude les calculs sont faits pour 1 Kg de la vapeur (fluide) sortante de la chaudière.

$$\dot{m}_{totale} \rightarrow 1 \text{ Kg/s}$$

Comme le débit massique entrant diffère du débit massique sortant à cause des fuites et des soutirages donc on peut écrire :

$$1 [\text{Kg}] \rightarrow \dot{m}_{totale} [\text{Kg/s}]$$

$$m[\text{kg}] \rightarrow \dot{m}_{totale} - \Sigma \text{fuites} [\text{Kg/s}]$$

Donc :

$$m = (\dot{m}_{totale} - \Sigma \text{fuites}) / \dot{m}_{totale}$$

$$m = 1 - (\Sigma \text{fuites} / \dot{m}_{totale}) \quad (3.21)$$

En remplace l'équation (3.21) dans l'équation (3.19) :

$$W = (1 - (\Sigma \text{fuites} / \dot{m}_{totale})) (h_e - h_s) \quad (3.22)$$

Chapitre 3 : Etude des performances du cycle eau-vapeur du groupe de production électrique.

Côté droit du corps HP [Kg/s]	Côté gauche du corps HP [Kg/s]	Côté droit du corps MP [Kg/s]	Côté gauche du corps MP [Kg/s]	Côté droit du corps BP [Kg/s]	Côté gauche du corps BP [Kg/s]
A=0,334	A1=0,34	B2=0,184	B3=0,243	B'=0,111	B''=0,111
B=0,072	B1=0,094	C2=0,024	C3=0,032	C'=0,023	C''=0,023
C=0,005	C1=0,006	/	/	/	R=0,674
QHP=2,112	/	/	/	/	/

Tableau (3.6) : Débit des fuites à 50% de charge (50%).

S1 [Kg/s]	S2 [Kg/s]	S3 [Kg/s]	S4 [Kg/s]	S5 [Kg/s]	S6 [Kg/s]
0,397	2,749	2,581	2,939	4,327	6,09

Tableau (3.7) : Soutirages à 50% de charge.

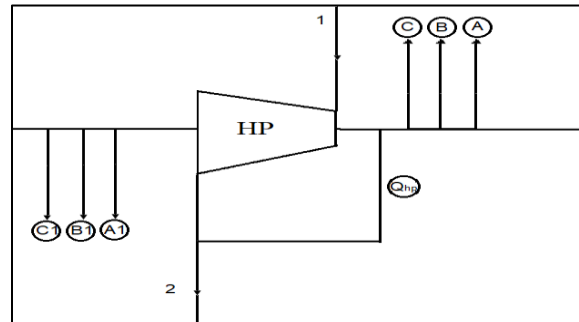
Avec:

$$\dot{m}_{vv}=69,555 \text{ Kg/s.}$$

\dot{m}_{vv} : Le débit massique de la vapeur vive produit par la chaudière à 50% de charge en [Kg/s].

➤ **Le travail du Corps HP de la turbine :**

La représentation du corps HP est donnée par le schéma de la figure (3.3)



Figure(3.3):schéma descriptif des composants du corps HP de la turbine.

D'après l'équation (3.22) On obtient :

$$W_{Hp} = \left[1 - \frac{A + B + C + Q_{hp}}{\dot{m}_{vv}}\right](h_1 - h_2)$$

A,B,C,Qhp : les fuites au niveau du corps HP.

Application numérique :

$$W_{Hp} = \left[1 - \frac{0,334 + 0,072 + 0,005 + 2,112}{69,555}\right](3397,4285 - 3038,0175)$$

$$W_{HP} = 346,37392 \text{ KJ/Kg}$$

➤ **Le travail du Corps MP de la turbine :**

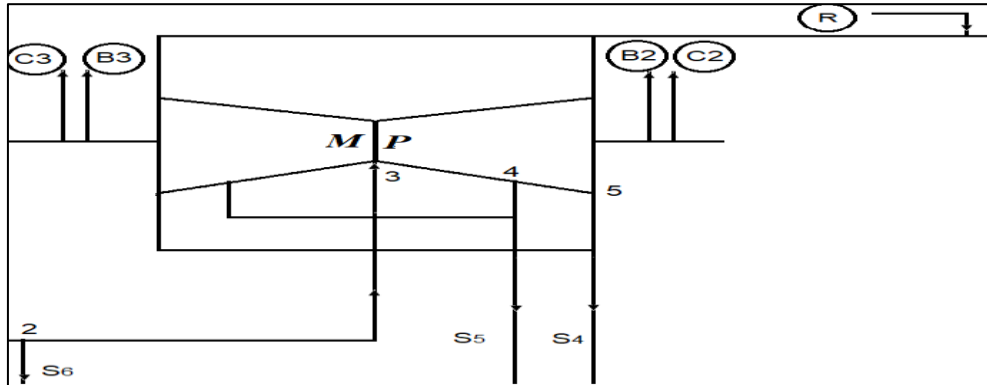


Figure (3.4) : schéma descriptif des composants du corps MP.

D'après l'équation (3.19) On obtient :

$$W_{MP} = \left[1 - \frac{A + B + C + Q_{HP} + A1 + B1 + C1 - Q_{HP} + S6}{m_{vv}} \right] (h_3 - h_4) + \left[1 - \frac{K + S5}{m_{vv}} \right] (h_4 - h_5)$$

Avec:

$$K = A + B + C + Q + A1 + B1 + C1 - Q + S6 + S5 = 6,941 \text{ [Kg/s]}$$

Tel que : (A, B, C, A1, B1, C1, Q_{HP}) sont des fuites au niveau du corps haut pression (HP).

S6 : Soutirage au niveau du corps HP.

S5 : Soutirage au niveau du corps moyen pression MP.

AN:

$$w_{MP} = \left[1 - \frac{0,334 + 0,072 + 0,005 + 0,34 + 0,094 + 0,006 + 6,09}{69,555} \right] (3525,8284 - 3307,2094) + \left[1 - \frac{6,941 - 4,327}{69,555} \right] (3307,2094 - 3024,83)$$

$$W_{MP} = 433,14079 \text{ KJ/Kg}$$

➤ **Le Corps BP de la turbine:**

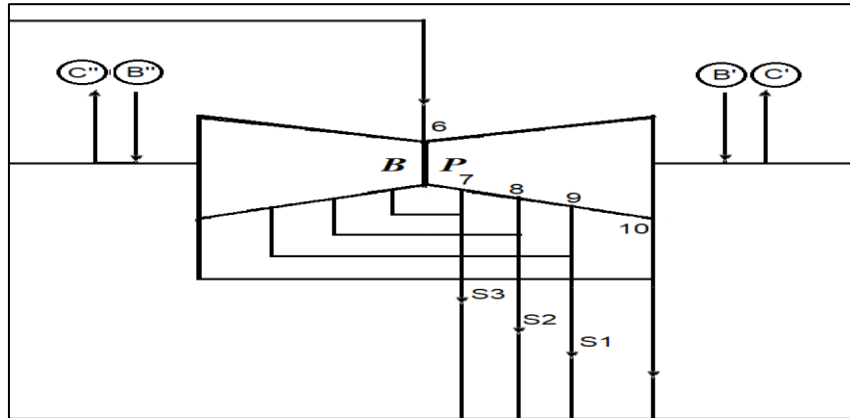


Figure (3.5) :schéma descriptif des composants du corps BP.

D'après l'équation (3.22), On obtient :

$$W_{Bp} = \left[1 - \frac{K + C2 + B2 + B3 + C3 - R + S4}{m_{vv}} \right] (h_5 - h_6) + \left[1 - \frac{G + S3}{m_{vv}} \right] (h_6 - h_7) + \left[1 - \frac{L + S2}{m_{vv}} \right] (h_7 - h_8) + \left[1 - \frac{T + S1}{m_{vv}} \right] (h_8 - h_9) \quad (3.22)$$

Avec :

$$G = K + C2 + B2 + B3 + C3 - R + S4 = 9,689 \text{ [Kg/s]}$$

$$L = G + S3 = 12,27 \text{ [Kg/s]}$$

$$T = L + S2 = 15,019 \text{ [Kg/s]}$$

Tel que :

C2, B2, B3, C3, R : les fuites au niveau du corps MP.

S4 : soutirage au niveau du corps MP.

S1 : Soutirage au niveau du corps BP.

S2 : soutirage au niveau du corps BP.

AN:

$$w_{Bp} = \left[1 - \frac{6,941 + 0,024 + 0,184 + 0,243 + 0,032 - 0,674 + 2,939}{69,555} \right] (3024,83 - 2718,7968) + \left[1 - \frac{9,689 + 2,581}{69,555} \right] (2718,7968 - 2653,1944) + \left[1 - \frac{12,27 + 2,749}{69,555} \right] (2653,1944 - 2470,1606) + \left[1 - \frac{15,019 + 0,397}{69,55} \right] (2470,1606 - 2379,2298)$$

Chapitre 3 : Etude des performances du cycle eau-vapeur du groupe de production électrique.

$$w_{BP} = 531,72095 \text{ KJ/Kg}$$

Alors d'après l'équation (3.20) on obtient :

$$w_t = 346,37392 + 433,14079 + 531,72095$$

$$w_t = 1311,2357 \text{ KJ/kg}$$

➤ **Travaux des pompes :**

➤ **Travail de la pompe d'extraction :**

La représentation de la pompe d'extraction est dans le schéma Ci-dessous :

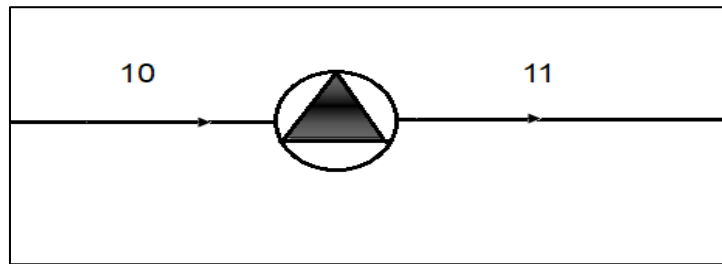


Figure (3.6) : schéma descriptif de la pompe d'extraction.

D'après l'équation (3.7) le travail de la pompe d'extraction est comme suite :

$$\dot{W}_{pe} = \dot{m}_{11}h_{11} - \dot{m}_{10}h_{10}$$

Comme : $\dot{m}_{11} = \dot{m}_{10} = \dot{m}$

$$\dot{W}_{pe} = \dot{m}(h_{11} - h_{10})$$

AN :

$$\dot{W}_{pe} = 114,415(139,8919 - 138,09589)$$

$$\dot{W}_{pe} = 181,78703 \text{ KW}$$

Le travail massique est donné par l'expression suivante : [48]

$$W_p = \frac{\dot{W}_p}{\dot{m}_{vv}} \quad (3.23)$$

D'après l'équation (3.23) le travail massique de la pompe d'extraction est comme suite :

$$W_{pe} = \frac{\dot{W}_{pe}}{\dot{m}_{vv}}$$

Chapitre 3 : Etude des performances du cycle eau-vapeur du groupe de production électrique.

Avec :

\dot{W}_{pe} : Le travail de la pompe d'extraction en [KW]

\dot{m}_{vv} : Le débit massique de la vapeur vive produit par la chaudière à 50% de charge en [Kg/s].

A.N :

$$W_{pe} = \frac{181.78703}{69.555}$$

$$W_{pe} = 2.6135724 \text{ KJ/Kg}$$

➤ **Travail de la pompe nourricière :**

La représentation de la pompe d'extraction est dans le schéma Ci-dessous :

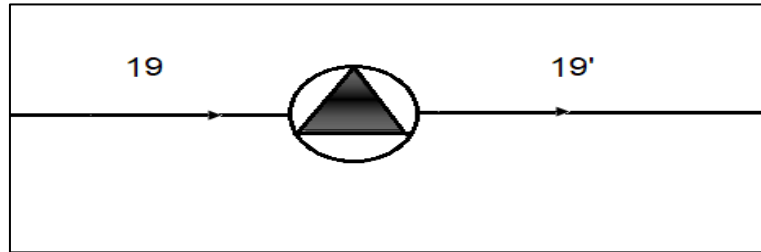


Figure (3.7) : schéma descriptif de la pompe nourricière.

D'après l'équation (3.7) le travail de la pompe d'extraction est comme suite :

$$\dot{W}_{pn} = \dot{m}_{19'} h_{19'} - \dot{m}_{19} h_{19}$$

Comme

$$\dot{m}_{19'} = \dot{m}_{19} = \dot{m}$$

$$\dot{W}_{pn} = \dot{m}(h_{19'} - h_{19})$$

AN :

$$\dot{W}_{pn} = 145,34(639,60871 - 638,7803)$$

$$\dot{W}_{pn} = 113,56523 \text{ KW}$$

D'après l'équation (3.23) le travail massique de la pompe nourricière est comme suite :

$$W_{pn} = \frac{\dot{W}_{pn}}{\dot{m}_{vv}}$$

Avec :

\dot{W}_{pn} : Le travail de la pompe nourricière en [KW]

Chapitre 3 : Etude des performances du cycle eau-vapeur du groupe de production électrique.

A.N :

$$W_{pe} = \frac{113.56523}{69.555}$$

$$W_{pn} = 1,63274 \text{ KJ/Kg}$$

➤ **Travail de la pompe principale :**

La représentation de la pompe principale est dans le schéma Ci-dessous :

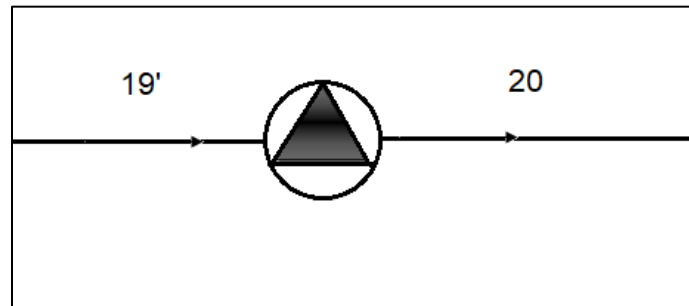


Figure (3.8) : schéma descriptif de la pompe principale.

D'après l'équation (3.8) le travail de la pompe principale est comme suite :

$$\dot{W}_{pp} = \dot{m}_{20}h_{20} - \dot{m}_{19}h_{19}$$

Comme :

$$\dot{m}_{20} = \dot{m}_{19} = \dot{m}$$

$$\dot{W}_{pp} = \dot{m}(h_{20} - h_{19})$$

A.N :

$$\dot{W}_{pp} = 145,34(661,84379 - 639,60871)$$

$$\dot{W}_{pp} = 1790,8305 \text{ KW}$$

D'après l'équation (3.23) le travail massique de la pompe principale est comme suite :

$$W_{pp} = \frac{\dot{W}_{pp}}{\dot{m}_{vv}}$$

Avec :

\dot{W}_{pp} : Le travail de la pompe principale en [KW].

Chapitre 3 : Etude des performances du cycle eau-vapeur du groupe de production électrique.

A.N :

$$W_{pe} = \frac{181.78703}{69.555}$$

$$W_{pp} = 25,74697 \text{ KJ/Kg}$$

Le rendement global du cycle calcule ainsi la relation (3.17) :

Pour une charge de 100% 75% et 50% on a :

- $\eta_t=0.98$ (donné de constructeur)
- $\eta_{pe}=0.77$ (donné de constructeur)
- $\eta_{pn}=0.70$ (donné de constructeur)
- $\eta_{pp}=0.78$ (donné de constructeur)
- $\eta_{ch}=0.9538$

A.N :

$$\eta_{cycle} = \frac{1311,2357 * 0.98 - \left(\frac{2,6135724}{0,77} + \frac{2,63274}{0,70} + \frac{25,74697}{0,78} \right)}{\frac{2611,001461}{0,6651}}$$

$$\eta_{cycle} = 31,74\%$$

Chapitre 3 : Etude des performances du cycle eau-vapeur du groupe de production électrique.

3.5.2 Calcul du rendement du cycle à 75% de charge :

Points du cycle	Température (°C)	Pression (bar)	Enthalpie (KJ/Kg.)	Titre de vapeur (Kgv/Kgm)	Débit de vapeur (kg/s)
1'	540	152.5	342204219	1	104.717
1	535	148.68	3412.9604	1	104.717
2	326.8	29.13	3064.7692	1	89.30
3	535	26.247	3541.3604	1	89.30
4	425	12.118	3316.5034	1	6.949
5	284.21	4.0812	3036.1335	1	73.425
6	175	1.3785	2825.4689	1	4.104
7	87.10	0.4958	2658.3856	1	4.433
8	50.10	0.1225	2473.8447	0.950	1.082
9	29.69	0.0411	2369.2659	0.923	50.975
10	29.70	0.0411	124.55256	0	84.196
11	29.90	19.249	127.14401	0	84.196
12	34.70	6.6917	146.0628	0	84.196
13	35.60	6.6917	149.82464	0	84.196
14	36.30	6.6917	152.75283	0	84.196
15	37.40	6.4261	157.66778	0	84.196
16	47.50	6.1606	199.53278	0	84.196
17	78.10	5.8951	327.66898	0	84.196
18	105.6	5.6296	443.39222	0	84.196
19	140.5	3.6683	591.67805	0	104.717
19'	140.65	11.15	592.8084	0	104.717
20	143.5	170.98	615.33177	0	104.717
21	188.8	170.47	810.21335	0	104.717
22	278.6	169.96	1225.9747	0	104.717

Tableau (3.8) : Paramètre thermodynamiques de l'eau à 75% de charge.

Chapitre 3 : Etude des performances du cycle eau-vapeur du groupe de production électrique.

Les débits des fuites à 75% de charge sont résumés dans le tableau suivant :

Côté droit du corps HP [Kg/s]	Côté gauche du corps HP [Kg/s]	Côté droit du corps MP [Kg/s]	Côté gauche du corps MP [Kg/s]	Côté droit du corps BP [Kg/s]	Côté gauche du corps BP [Kg/s]
A=0,49	A1=0,499	B2=0,295	B3=0,391	B'=0,110	B''=0,110
B=0,112	B1=0,147	C2=0,024	C3=0,032	C'=0,022	C''=0,022
C=0,005	C1=0,006	/	/	/	R=0,989
QHP=3,199	/	/	/	/	/
K [Kg/s]			10,042		
G [Kg/s]			14,683		
L [Kg/s]			18,787		
T [Kg/s]			23,22		

Tableau (3.9) : les fuites au niveau de la turbine à 75% de charge.

S1 [Kg/s]	S2 [Kg/s]	S3 [Kg/s]	S4 [Kg/s]	S5 [Kg/s]	S6 [Kg/s]
1,082	4,433	4,104	4,888	6,949	8,783

Tableau (3.10) : Soutirages à 75% de charge.

Avec :

$$\dot{m}_{vv} = 104,717 \text{ Kg/s}$$

m_{vv} : Le débit massique de la vapeur vive produit par la chaudière à 75% de charge en [Kg/s].

➤ **Travail totale de la turbine :**

D'après l'équation (3.22) et l'application numérique le travail massique totale de la turbine à une charge de 75% est comme suite:

➤ Corps HP : $W_{HP} = 335,53599 \text{ KJ/kg}$

➤ Corps MP : $W_{MP} = 437,85644 \text{ kJ/kg}$

➤ Corps BP : $W_{BP} = 542,16293 \text{ kJ/kg}$

$$W_t = 1315,5554 \text{ KJ/Kg}$$

Chapitre 3 : Etude des performances du cycle eau-vapeur du groupe de production électrique.

➤ **Puissance et travail des pompes :**

D'après l'équation (3.23) et l'application numérique le travail et le travail massique de la pompe d'extraction à une charge de 75% est comme suite :

➤ **Pompe d'extraction :**

$$\dot{W}_{pe} = 218,18972 \text{ KW}$$

$$W_{pe} = 2,0836132 \text{ KJ/Kg}$$

➤ **Pompe nourricière :**

$$\dot{W}_{pn} = 118,36686 \text{ KW}$$

$$W_{pn} = 1,13035 \text{ KJ/Kg}$$

➤ **Pompe principale :**

$$\dot{W}_{pp} = 2358,797 \text{ KW}$$

$$W_{pp} = 22,52337 \text{ KJ/Kg}$$

D'après l'équation (3.17) et l'application numérique le rendement global du cycle à une charge de 75% est comme suite :

➤ **Rendement du cycle :**

$$\eta_{cycle} = \frac{1315.55540,98 - \left(\frac{2,0836132}{0,77} + \frac{1,13035}{0,70} + \frac{22,52337}{0,78} \right)}{\frac{2602,87208}{0,7954}}$$

$$\eta_{cycle} = 38,38\%$$

Chapitre 3 : Etude des performances du cycle eau-vapeur du groupe de production électrique.

3.5.3 Calcul du rendement du cycle à une charge de 100% :

Points du cycle	Température (°C)	Pression (bar)	Enthalpie (KJ/Kg)	Titre de vapeur (Kgv/Kgm)	Débit de vapeur (kg/s)
1'	540	145.6	3427.9481	1	145.34
1	535	138.2	3422.6731	1	145.34
2	357.2	40.00	3111.8673	1	129.969
3	535	35.90	3531.7314	1	129.969
4	423.7	16.508	3307.2513	1	10.012
5	282.2	5.5287	3027.8861	1	112.928
6	173.2	1.8615	2818.9379	1	5.987
7	88.78	0.6611	2653.1944	0.9974	6.460
8	56.15	0.1643	2465.3461	0.9416	1.773
9	32.88	0.04936	2365.4144	0.9188	98.25
10	32.91	0.04936	138.09589	0	114.415
11	33.00	16.800	139.8919	0	114.415
12	37.60	8.8620	158.39204	0	114.415
13	38.20	8.8620	160.89975	0	114.415
14	38.80	8.8620	163.4074	0	114.415
15	40.30	8.3716	169.63279	0	114.415
16	52.10	7.8813	218.92883	0	114.415
17	84.50	7.3910	345.66772	0	114.415
18	113.39	6.9006	476.4237	0	114.415
19	151.40	4.9393	638.60871	0	145.34
19'	151.60	9.73	639.78093	0	145.34
20	154.3	177.00	661.84373	0	145.34
21	200.39	176.02	861.49797	0	145.34
22	246.3	175.04	1069.6508	0	145.34

Tableau (3.11) : paramètre thermodynamiques de l'eau à une charge de 100%.

Chapitre 3 : Etude des performances du cycle eau-vapeur du groupe de production électrique.

Les débits des fuites à 100% de charge sont résumés dans le tableau suivant :

Côté droit du corps HP [Kg/s]	Côté gauche du corps HP [Kg/s]	Côté droit du corps MP [Kg/s]	Côté gauche du corps MP [Kg/s]	Côté droit du corps BP [Kg/s]	Côté gauche du corps BP [Kg/s]
A= 0,66	A1= 0,672	B2=0,417	B3=0,552	B'= 0,109	B''=0,109
B= 0,153	B1= 0,201	C2=0,024	C3=0,032	C'= 0,022	C''=0,022
C= 0,005	C1= 0,066	/	/	/	R= 1,332
QHP= 4,47	/	/	/	/	/
K [Kg/s]			15,371		
G [Kg/s]			30,400		
L [Kg/s]			36,387		
T [Kg/s]			40,847		

Tableau (3.12) : Fuites au niveau de la turbine à une charge de charge 100%.

S1 [Kg/s]	S2 [Kg/s]	S3 [Kg/s]	S4 [Kg/s]	S5 [Kg/s]	S6 [Kg/s]
1,773	6,46	5,987	7,336	10,012	13,674

Tableau (3.13) : Soutirages de la turbine à une charge de 100%.

$$\dot{m}_{vv} = 145,34 \text{ Kg/s}$$

m_{vv} : Le débit massique de la vapeur vive produit par la chaudière à 75% de charge en [Kg/s].

- **Travail massique totale de la turbine :**

D'après l'équation (3.22) et l'application numérique le travail totale de la turbine à une charge de 100% est comme suite:

➤ Corps HP : $W_{Hp} = 299,82474 \text{ KJ/Kg}$

➤ Corps MP : $W_{Mp} = 431,00416 \text{ KJ/Kg}$

➤ Corps BP : $W_{Bp} = 491,99832 \text{ KJ/Kg}$

$$W_t = 1222,8272 \text{ KJ/Kg}$$

Chapitre 3 : Etude des performances du cycle eau-vapeur du groupe de production électrique.

- **Puissance et travaux des pompes :**

D'après l'équation (3.23) et l'application numérique le travail et le travail massique des trois pompes à une charge de 100% est comme suite :

- **Pompe d'extraction :**

$$\dot{W}_{Pe} = 205,49048 \text{ KW}$$

$$W_{Pe} = 1,4138605 \text{ KJ/Kg}$$

- **Pompe nourricière :**

$$\dot{W}_{Pn} = 170,37045 \text{ KW}$$

$$W_{Pn} = 1,7222 \text{ KJ/Kg}$$

- **Pompe principale :**

$$\dot{W}_{pp} = 3206,6161 \text{ KW}$$

$$W_{pp} = 22,06286 \text{ KJ/Kg}$$

- **Rendement du cycle :**

D'après l'équation (3.17) et l'application numérique le rendement global du cycle à une charge de 75% est comme suite :

$$\eta_{cycle} = \frac{1222,0427 \times 0,98 - \left(\frac{1,4138605}{0,77} + \frac{1,17222}{0,70} + \frac{22,06286}{0,78} \right)}{\frac{2733,757299}{0,9035}}$$

$$\eta_{cycle} = 38,52\%$$

Les résultats sont résumés dans le tableau ci-dessous :

La charge	50%	75%	100%
Le rendement global du cycle	31,74	38,38%	38,52%

Tableau (3.14) : Rendement de cycle à charge variable.

3.6 Calcul de la consommation spécifique :

La consommation spécifique du combustible constitue un critère essentiel pour l'appréciation des performances des installations énergétiques, elle se définit comme suite : [48]

$$Csp_{combustible} = \frac{\text{consommation horaire}}{\text{puissance effective}} = \frac{\dot{q}_{combustible}}{P_{effectif}} \quad (3.24)$$

Plus la consommation spécifique d'une installation est faible plus l'installation en question dite économique. [48]

On a:

$$\eta_g = \frac{\text{puissance effective}}{\text{puissance fournie}} = \frac{P_{effectif}}{\dot{q}_{combustible} \times PCS} \quad (3.25)$$

Avec :

η_g : le rendement global du cycle.

P_{eff} : la puissance effective en [KW]

$\dot{q}_{combustible}$: le débit massique du combustible en [kg/h]

PCS : le pouvoir calorifique du combustible (gaz naturel) en [Kcal/Kg]

D' où :

$$Csp_{combustible} = \frac{\dot{q}_{combustible}}{P_{effectif}}$$

D'après l'équation (3.25), la puissance effective est comme suite :

$$P_{effectif} = \eta_g \times \dot{q}_{combustible} \times PCS \quad (3.26)$$

On remplace l'équation (3.26) dans l'équation (3.24), on obtient :

$$Csp_{combustible} = \frac{1}{\eta_g \times PCS} \quad (3.27)$$

Avec : 1KWh=860 Kcal

Et : PSC=12373.9 Kcal/Kg

L'équation (3.27) devienne :

$$Csp_{(combustible)} = \frac{860}{\eta_g \times PCS} \quad [\text{Kg/KWh}] \quad (3.28)$$

Chapitre 3 : Etude des performances du cycle eau-vapeur du groupe de production électrique.

D'après l'équation (3.28) et l'application numérique la consommation spécifique du combustible pour 50% de charge 75% et 100% est comme suite :

- Consommation à charge de (50%) : $C_{sp_{50\%}} = 0,218970156 \text{ Kg/KWh}$
- Consommation à charge de (75%) : $C_{sp_{75\%}} = 0,181086835 \text{ Kg/KWh}$
- Consommation à plein charge (100%) : $C_{sp_{100\%}} = 0,18042868 \text{ Kg/KWh}$

Les résultats sont résumés dans le tableau ci-dessous :

Charge	50%	75%	100%
Consommation spécifique du combustible [Kg/KWh]	0,218970156	0,181086835	0,18042868

Tableau (3.15) : Consommation spécifique à charge variable.

3.7 Aspect économique :

D'après nos résultats :

$$2867,7 \text{ Kg/h} \rightarrow 37819126 \text{ DA/année}$$

$$\text{Débit de combustible [Kg/h]} \rightarrow \text{le cout [DA/an]}$$

D'après le débit massique du combustible donné dans le tableau (3.3) on peut déterminer le cout du combustible pour une année.

- Pour une charge de 50% :

$$C = \frac{19619,4738 \times 37819126}{2867,7}$$

$$C = 258,804 \text{ million DA/année}$$

- Pour une charge de 75% :

$$C = \frac{23560,3971 \times 37819126}{2867,7}$$

$$C = 310,713 \text{ million DA/année}$$

- Pour une charge de 100% :

$$C = \frac{30480,025 \times 37819126}{2867,7}$$

$$C = 401,969 \text{ million DA/année}$$

Chapitre 3 : Etude des performances du cycle eau-vapeur du groupe de production électrique.

Conclusion

Dans ce chapitre on a étudié les performances du groupe de production électrique à différentes charges avec la présence du préchauffeur. Les résultats montrent que les conditions de fonctionnement optimal ont été retenues pour le cas de 100% de charge.

Chapitre 4 : Impact et influence du préchauffeur d'air-vapeur sur les performances du groupe de production électrique

Introduction :

L'objectif de ce chapitre est de montrer l'impact du préchauffeur d'air à vapeur sur les performances de la centrale thermique de CAP-DJINET. En premier lieu, le rendement de la chaudière en absence du préchauffeur d'air a été réestimé. Ensuite, le rendement global du cycle puis la consommation spécifique du combustible en absence de ce dernier a été réévalués.

Afin d'améliorer les performances du cycle, un autre type d'échangeur a été proposé.

4.1 Calcul des performances du groupe de production électrique chaudière en absence du préchauffeur d'air :

4.1.1 Détermination du rendement de la chaudière à des charges différentes (50%, 75% et 100%) en absence du préchauffeur d'air :

- **Détermination de la puissance introduite par le combustible :**

Les débits du combustible (gaz naturel) en absence du préchauffeur d'air à vapeur pour les différentes charges sont donnés dans le tableau (4.1) :

Charge	50%	75%	100%
Débit gaz [Kg/h]	22029.5969	26800.7843	35890.516

Tableau (4.1) : Débits du combustible en absence du préchauffeur d'air à vapeur.

En utilisant l'équation citée dans le chapitre précédent (3.10), l'application numérique donne :

➤ Puissance introduite pour une charge de (50%) :

$$P_{\text{introduite}} = \frac{22029.5969 \times 1237.9 \times 4.185}{3600}$$

$$P_{\text{introduite}} = 316888.234 \text{ KW}$$

➤ Puissance introduite pour une charge de (75%) :

$$P_{\text{introduite}} = \frac{26800.7843 \times 1237.9 \times 4.185}{3600}$$

$$P_{\text{introduite}} = 385520.136 \text{ KW}$$

➤ Puissance introduite pour une charge de (100%) :

$$P_{\text{introduite}} = \frac{35890.516 \times 1237.9 \times 4.185}{3600}$$

$$P_{\text{introduite}} = 495732.938 \text{ KW}$$

Chapitre 4 : Impact et influence du préchauffeur d'air-vapeur sur les performances du groupe de production électrique

- **Détermination de la puissance perdue :**

En utilisant l'équation citée dans le chapitre précédent (3.12), l'application numérique donne :

- La puissance perdue pour une charge de 50% :

$$P_{\text{perdue}} = 316888.234 - 181608.207$$

$$\mathbf{P_{\text{perdue}} = 135280.027KW}$$

- La puissance perdue pour une charge de 75% :

$$P_{\text{perdue}} = 385520.136 - 272564.956$$

$$\mathbf{P_{\text{perdue}} = 112955.181 KW}$$

- La puissance perdue pour une charge de 100% :

$$P_{\text{perdue}} = 495732.938 - 397324.286$$

$$\mathbf{P_{\text{perdue}} = 98408.6524KW}$$

- **Détermination du rendement de la chaudière :**

En utilisant l'équation citée dans le chapitre précédent (3.1), l'application numérique donne :

- Rendement de la chaudière pour la charge de (50%) :

$$\eta_{ch} = \frac{181608.207}{316888.234}$$

$$\eta_{ch} = \mathbf{57.30\%}$$

- Rendement de la chaudière pour la charge de (75%) :

$$\eta_{ch} = \frac{272564.956}{385520.136}$$

$$\eta_{ch} = \mathbf{70.70\%}$$

- Rendement de la chaudière pour la charge de (100%) :

$$\eta_{ch} = \frac{397324.2858}{495732.938}$$

$$\eta_{ch} = \mathbf{80.14\%}$$

Chapitre 4 : Impact et influence du préchauffeur d'air-vapeur sur les performances du groupe de production électrique

4.1.2 Rendement du cycle en absence du préchauffeur d'air à vapeur :

En utilisant l'équation citée dans le chapitre précédent (3.17), l'application numérique donne :

➤ **Rendement du cycle à une charge de 50% :**

$$\eta_{cycle} = \frac{1311,2357 \times 0,98 - \left(\frac{2,6135724}{0,77} + \frac{2,63274}{0,70} + \frac{25,74697}{0,78} \right)}{\frac{2611,001461}{0,5730}}$$

$$\eta_{cycle} = \mathbf{27,35\%}$$

➤ **Rendement du cycle à une charge de 75% :**

$$\eta_{cycle} = \frac{1315,5554 \times 0,98 - \left(\frac{2,0836132}{0,77} + \frac{1,13035}{0,70} + \frac{22,52337}{0,78} \right)}{\frac{2602,87208}{0,7070}}$$

$$\eta_{cycle} = \mathbf{34,11\%}$$

➤ **Rendement du cycle à une charge de 100% :**

$$\eta_{cycle} = \frac{1222,0427 \times 0,98 - \left(\frac{1,4138605}{0,77} + \frac{1,17222}{0,70} + \frac{22,06286}{0,78} \right)}{\frac{2733,757299}{0,8014}}$$

$$\eta_{cycle} = \mathbf{34,17\%}$$

4.1.3 Consommation spécifique en absence du préchauffeur d'air à vapeur :

En utilisant l'équation citée dans le chapitre précédent (3.27), l'application numérique donne :

- Consommation spécifique à 50% de charge : $Csp_{50\%} = \mathbf{0,254117468 \text{ Kg/KWh}}$
- Consommation spécifique à 75% de charge : $Csp_{75\%} = \mathbf{0,20375587 \text{ Kg/KWh}}$
- Consommation spécifique à 100% de charge : $Csp_{100\%} = \mathbf{0,20339809 \text{ Kg/KWh}}$

Chapitre 4 : Impact et influence du préchauffeur d'air-vapeur sur les performances du groupe de production électrique

4.1.4 Discussion des résultats :

- **Discussions des résultats sur le rendement de la chaudière :**

Les résultats du rendement de la chaudière en présence et en absence du préchauffeur d'air à vapeur sont résumés dans le tableau (4.2).

Charge	50%	75%	100%
η_{ch} En présence de préchauffeur	63,50%	79,54%	90,35%
η_{ch} En absence du préchauffeur	57,50%	70,70%	80,14%

Tableau (4.2) : Tableau comparatif des rendements de la chaudière.

Le graphe suivant (Fig. 4.1) représente l'évolution du rendement de la chaudière en présence et en absence du préchauffeur d'air à vapeur en fonction de la variation de la charge.

On remarque une augmentation proportionnelle du rendement par rapport à la charge. Ce dernier est moins important en absence du préchauffeur d'air. Pour 100% de charge (140 MW), le rendement atteint 90.35% en présence du préchauffeur et 80.14% en absence du préchauffeur.

Cette différence est due au fait qu'une quantité de carburant additionnelle a été injectée afin de récupérer le déficit énergétique causé par l'absence du préchauffeur d'air.

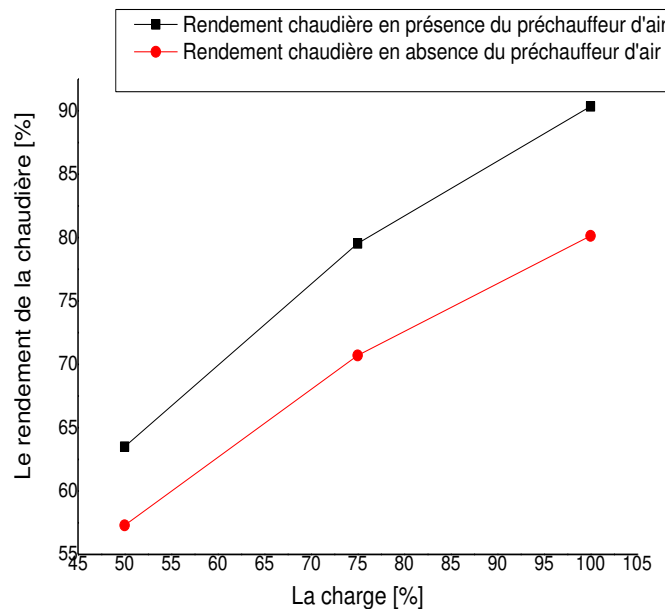


Figure (4.1) : Le rendement de la chaudière en présence et en absence d'un préchauffeur en fonction de la charge.

Chapitre 4 : Impact et influence du préchauffeur d'air-vapeur sur les performances du groupe de production électrique

- **Discussions des résultats sur le rendement global du cycle :**

Les résultats du rendement de cycle en présence et en absence d'un réchauffeur d'air à vapeur son résumée dans le tableau (4.3) :

La charge	50%	75%	100%
η_{cycle} En présence de préchauffeur	31,74%	38,38%	38,52%
η_{cycle} En absence de préchauffeur	27,35%	34,11%	34,17%

Tableau (4.3) : Tableau comparatif du rendement global du cycle.

Le graphe suivant (Fig. 4.2) représente l'évolution du rendement global du cycle en présence et en absence du préchauffeur d'air à vapeur en fonction de la variation de charge.

On remarque une augmentation proportionnelle du rendement par rapport à la charge. Ce dernier est moins important en absence du préchauffeur d'air. Pour 100% de charge (140 MW), le rendement atteint 38.52% en présence du préchauffeur et 34.17% en absence du préchauffeur.

Cette différence est due au fait qu'une quantité de carburant additionnelle a été injectée afin de récupérer le déficit énergétique causé par l'absence du préchauffeur d'air.

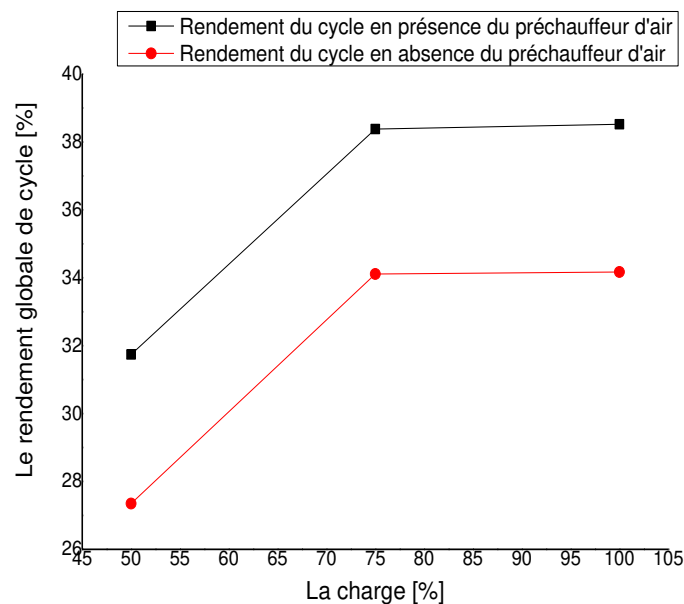


Figure (4.2) Rendement global du cycle en présence et en absence d'un préchauffeur d'air en fonction de la variation de la charge.

Chapitre 4 : Impact et influence du préchauffeur d'air-vapeur sur les performances du groupe de production électrique

- **Discussions des résultats sur la consommation spécifique du combustible :**

Les résultats de la consommation spécifique du combustible en présence et en absence d'un réchauffeur d'air à vapeur sont résumés dans le tableau (4.4) :

La charge	50%	75%	100%
Consommation spécifique de combustible [Kg/KWh]	0.21897	0.18108	0.18042
Consommation spécifique de chaleur en absence de préchauffeur [Kg/KWh]	0.25411	0.20375	0.20339

Tableau (4.4) : Tableau comparative de la consommation spécifique du combustible.

Le graphe suivant (Fig. 4.3) représente l'évolution de la consommation spécifique du combustible en présence et en absence du préchauffeur d'air à vapeur en fonction de la variation de charge.

On remarque que la consommation spécifique est inversement proportionnelle par rapport à la charge. Ce dernier est plus important en absence du préchauffeur d'air. Pour 100% de charge (140 MW), la consommation atteint 0.18042 [Kg/KWh] en présence du préchauffeur et 0.20339 [Kg/KWh] en absence du préchauffeur.

Cette différence résulte du fait qu'une quantité de carburant additionnelle a été injectée afin de récupérer le déficit énergétique causé par l'absence du préchauffeur d'air.

La consommation spécifique est inversement proportionnelle au rendement global du cycle, elle est toujours optimale à pleine charge du groupe.

Chapitre 4 : Impact et influence du préchauffeur d'air-vapeur sur les performances du groupe de production électrique

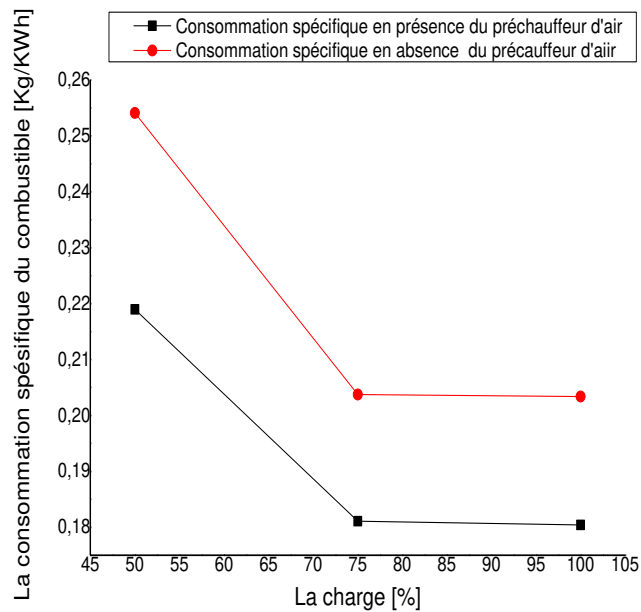


Figure (4.3) : Consommation spécifique du combustible en présence et en absence du préchauffeur en fonction de la charge.

4.1.5 Aspect économique :

D'après nos résultats :

$$2867,7 \text{ Kg/h} \rightarrow 37819126 \text{ DA/année}$$

$$\text{Débit de combustible [kg/h]} \rightarrow C[\text{DA/année}]$$

D'après le débit massique du combustible en absence du préchauffeur donné dans le tableau (4.3) on peut déterminer le cout du combustible pour une année.

- Pour une charge de 50%:

$$C = \frac{22029,5969 \times 37819126}{2867,7}$$

$$C = 290,525 \text{ million DA/année}$$

- Pour une charge de 75%:

$$C = \frac{26800,7843 \times 37819126}{2867,7}$$

$$C = 353,447 \text{ million DA/année}$$

Chapitre 4 : Impact et influence du préchauffeur d'air-vapeur sur les performances du groupe de production électrique

- Pour une charge de 100%:

$$C = \frac{35890,516 \times 37819126}{2867,7}$$

$$C = 401,969 \text{ million DA/année}$$

	50%	75%	100%
Le cout du combustible en présence du préchauffeur d'air [million DA/année]	258,804	310,713	401,969
Le cout du combustible en absence du préchauffeur d'air [million DA/année]	290,525	353,447	473,322
Le gain [million DA/année]	31,721	42,734	71,353

Tableau (4.5) : Tableau comparative de la consommation spécifique du combustible.

Calcul de gain moyen :

$$gain_{moyen} = \frac{31,721 + 42,734 + 71,353}{3}$$

$$gain_{moyen} = 48,602 \text{ million DA/année}$$

Commentaire :

L'absence de préchauffeur d'air engendrer des pertes financières très importante estimé 48,6 million de dinars par année.

Chapitre 4 : Impact et influence du préchauffeur d'air-vapeur sur les performances du groupe de production électrique

4.2 Calcul des performances du préchauffeur d'air à vapeur utilisé au niveau de la centrale :

4.2.1 Détermination de la surface d'échange du préchauffeur d'air à vapeur :

D'après les caractéristiques du préchauffeur d'air à vapeur cité dans le tableau (4.5), on peut déduire la section de la conduite de passage de la vapeur.

	L'air	La vapeur
Le débit [kg/h]	229700	10019
La température d'entrée du préchauffeur [C°]	20	250
La température de sortie du préchauffeur [C°]	70	155

Tableau (4.6) : Caractéristiques du préchauffeur d'air à vapeur.

On a :

$$\dot{m} = \rho \cdot v \cdot s \quad (4.1)$$

Avec :

\dot{m} : Débit massique de la vapeur d'eau (vapeur auxiliaire) en (kg/s).

ρ : La masse volumique de la vapeur d'eau (à pression de 8 bars $\rho = 4,162 \text{ kg/m}^3$).

s : La section de la conduite du passage de la vapeur d'eau en(m^2).

v : La vitesse d'écoulement de la vapeur d'eau en ($v = 32\text{m}^2/\text{s}$)

Alors l'équation (4.1) devient :

$$s = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot v}$$

A.N :

$$s = \frac{10019}{3600 \times 4,162 \times 32}$$

$$s = \mathbf{0,0206 \text{ m}^2}$$

Cette conduite contient 288 tubes alors on peut trouver la section d'un seul tube :

$$s' = \frac{S}{N} \quad (4.2)$$

Avec :

Chapitre 4 : Impact et influence du préchauffeur d'air-vapeur sur les performances du groupe de production électrique

s' : La section d'un seule tube en(m²).

N : Le nombre des tubes de préchauffeur d'air à vapeur.

s : La section de la conduite de passage de la vapeur d'eau en(m²).

A.N:

$$s' = \frac{0,0206}{288}$$

$$S' = 7,16 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

Détermination du diamètre du tube du préchauffeur d'air :

On a :

$$s' = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (4.3)$$

Avec :

D : Diamètre de tube en [m]

Alors :

$$D = \sqrt{\frac{s' \times 4}{\pi}}$$

A.N :

$$D = \sqrt{\frac{7,16 \times 10^{-5} \times 4}{\pi}}$$

$$D = 9,55 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 9,55 \text{ mm}$$

La surface d'échange du préchauffeur peut être définie comme suit : [11]

$$S_{\text{échange}} = \pi \cdot D \cdot L \cdot N \quad (4.4)$$

Avec :

Chapitre 4 : Impact et influence du préchauffeur d'air-vapeur sur les performances du groupe de production électrique

L : La longueur des tubes du préchauffeur en [m]

A.N:

$$S_{\text{échange}} = 3.14 \times 9,55. 10^{-3} \times 4,8 \times 288$$

$$S_{\text{échange}} = \mathbf{41,48 \text{ m}^2}$$

4.2.2 Détermination de l'efficacité du préchauffeur d'air à vapeur :

Calcul du débit de la capacité thermique minimale :

Dans notre cas on a :

$$C_c = \dot{m}_c C_{pc} = \frac{10019 \times 2010}{3600}$$

$$C_c = 5593.93 \text{ J.s}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$C_f = \dot{m}_f C_{pf} = \frac{229700 \times 1.24 \times 1004}{3600}$$

$$C_f = 79435.36 \text{ J.s}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Donc : $C_{\min} = C_c$

En utilisant l'équation citée dans le chapitre précédent (2.7), l'application numérique donne :

$$\varepsilon = \frac{250 - 155}{250 - 20}$$

$$\varepsilon = \mathbf{0,4130 = 41,30\%}$$

Commentaires :

D'après le calcul de l'efficacité, on a remarqué que l'efficacité a une relation proportionnelle avec la surface d'échange, il est clair de favoriser la surface d'échange permettra une augmentation de l'efficacité.

Chapitre 4 : Impact et influence du préchauffeur d'air-vapeur sur les performances du groupe de production électrique

4.3 Proposition de solutions alternatives:

L'échangeur thermique est indispensable dans l'industrie afin de récupérer l'énergie et pour améliorer les procédés industriels. En cas de panne de ce dernier, la centrale de Cap Djinet pompe approximativement 13.27% en plus de carburant. Pour cela, l'utilisation d'échangeurs efficaces, performants et durables est primordiale. Dans cette partie on a étudié les différents modèles d'échangeurs qui peuvent améliorer les performances de notre centrale.

Les modèles d'échangeurs thermiques sur le marché

Il existe de nombreux modèles d'échangeurs thermiques différents. Ils peuvent être regroupés dans 4 familles principales :

- Tubulaires
- À plaques et joints
- À plaques brassé
- Aérauliques (échangeurs air/air)

Chapitre 4 : Impact et influence du préchauffeur d'air-vapeur sur les performances du groupe de production électrique

Le tableau ci-dessous résume quelque types d'échangeur disponible sur le marché :

Type d'échangeur	Avantage	Inconvénient	Utilisation	Fournisseur	Pays
Échangeurs tubulaires	<ul style="list-style-type: none"> • Robustes • Résistants à des pressions et températures extrêmes 	<ul style="list-style-type: none"> • Très grands • Peu performants • ils ne sont pas pratiques en termes de maintenance 	utilisables dans toutes les applications industrielles.	<ul style="list-style-type: none"> • Alfa Laval • API Heat Transfer • Barriquand • Hamon • Kelvion 	<ul style="list-style-type: none"> • France • Allemagne • France • Belgique • Allemagne
Les échangeurs à plaques et joints	<ul style="list-style-type: none"> • Performants • Compacts • Modulables 	<ul style="list-style-type: none"> • Limites de Température & pression • Perte de charge importante 	/	<ul style="list-style-type: none"> • Alfa Laval • API Heat Transfer • Barriquand • Hisaka 	<ul style="list-style-type: none"> • France • Allemagne • France • Japon
Les échangeurs à plaques soudées	<ul style="list-style-type: none"> • Performants • Compacts 	/	/	<ul style="list-style-type: none"> • Alfa Laval • API Heat Transfer • Barriquand 	<ul style="list-style-type: none"> • France • Allemagne • France
Les échangeurs à plaques brasées	<ul style="list-style-type: none"> • Plus résistants que les plaques et joints • Performants 	<ul style="list-style-type: none"> • Hermétiques • Non modulables 	utilisés dans les industries du génie climatique (HVAC – CVC).	<ul style="list-style-type: none"> • API Heat Transfer • Barriquand • Hisaka 	<ul style="list-style-type: none"> • Allemagne • France • Japon
Échangeurs thermiques « air » (ou échangeurs thermiques aérauliques)	<ul style="list-style-type: none"> • Faciles à installer • Robustes. • Ils offrent un rapport qualité/prix très intéressant. • Fiabiles à l'usage 	/	utilisés pour refroidir des procédés industriels, notamment en power et en raffinerie.	<ul style="list-style-type: none"> • CIAT • Güntner • Kelvion 	<ul style="list-style-type: none"> • / • Allemagne • Allemagne

Tableau (4.6) : Les échangeurs disponibles sur le marché

Chapitre 4 : Impact et influence du préchauffeur d'air-vapeur sur les performances du groupe de production électrique

D'après les pannes du préchauffeur d'air à vapeur de la centrale de Cap-Djinet et ses conséquences sur le préchauffeur rotatif, on propose l'élimination deux échangeurs et le remplacement de ces derniers par un seul avec les fumées comme fluide de chauffe.

Après étude des paramètres de fonctionnement, l'échangeur « Compabloc » de « Alfa Lava » semble obéir aux critères requis.

Description de l'échangeur proposé :

Le Compabloc Alfa Laval est le choix idéal pour un fonctionnement à haute température. Le cœur du Compabloc est constitué d'un ensemble de plaques de transfert de chaleur ondulées en acier inoxydable soudées de façon alternée pour former des canaux. Il est disponible dans six modèles différents : CP15, CP20, CPL30, CPL40, CPL50 et CPL75 avec des zones de transfert de chaleur allant de 0,7 à 320 m (7 à 3 450 ft). Chaque modèle se présente sous forme de module avec un nombre standard de plaques, afin d'effectuer toutes sortes de tâches.

Profil des plaques

Grâce à un nouveau profil des plaques amélioré, optimisé pour la solidité de la structure et les dynamiques d'écoulement, le Compabloc est plus résistant aux pics de pression avec une augmentation de la fiabilité et la sécurité de l'unité avec de meilleures performances en transfert de chaleur.

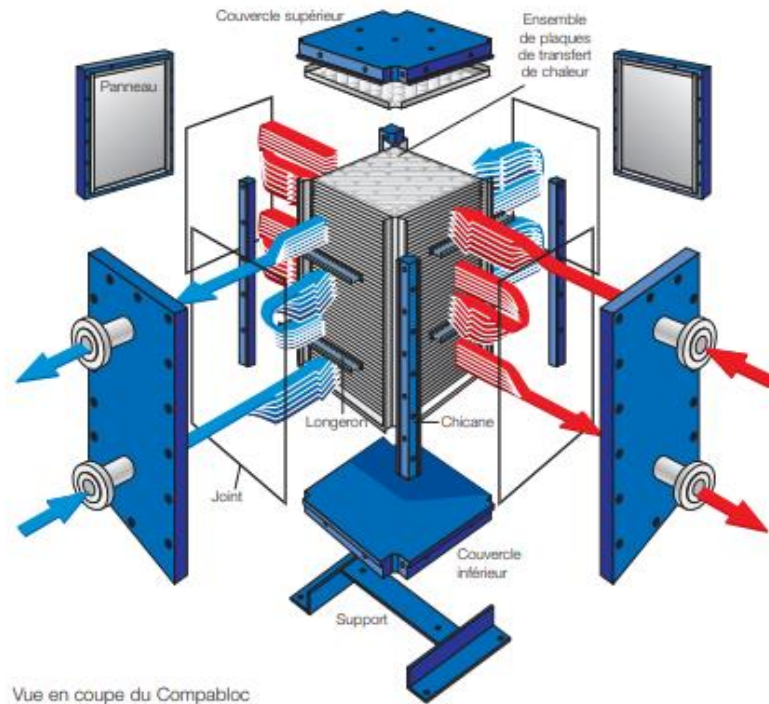


Figure (4.4) : schéma descriptif de l'échangeur Compabloc Alfa Laval.

Itinéraires de flux :

Les deux milieux s'écoulent alternativement dans des canaux soudés entre les plaques corruguées. Ils circulent par un dispositif d'écoulement croisé lors de chaque passe alors que le dispositif d'écoulement global d'une unité multi-passes est à contre-courant. L'unité peut être conçue pour fonctionner à co-courant si nécessaire. Chaque passe est séparée des passes adjacentes par une chicane emboutie qui force le fluide à tourner entre l'ensemble de plaques et le panneau, ce qui permet d'effectuer un rinçage à contre-courant. Les chicanes sont insérées dans l'ensemble de plaque. Les dimensions des chicanes sont calculées pour supporter un vide complet et peuvent être remaniées pour répondre à un changement de fonction.

Chapitre 4 : Impact et influence du préchauffeur d'air-vapeur sur les performances du groupe de production électrique

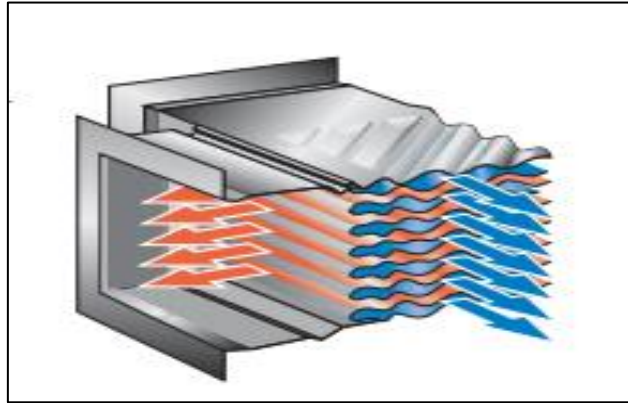


Figure (4.5) : écoulement croisé dans des canaux soudés de Compabloc

Les caractéristiques techniques de Compabloc-Alfa Laval :

Température de service	maximale 350 °C (660 °F), minimale -100 °C (-148 °F).
Pression de service	jusqu'à 35 bar (500 psi) selon les modèles, et vide complet (FV).
Zone de transfert de chaleur maximale	3200 m ² (3 4500 ft ²).
Débit maximal par unité	4 00000 m ³ /h
Plus faible approche de température possible	3 °C (5,4 °F).
Fonction	récupération de chaleur (alimentation/évacuation sur colonne de stripping/distillation, refroidissement, chauffage, condensation, condensation partielle, évaporation et refroidissement gazeux)
Performances	Longueur thermique faible à élever (NUT). Traitement de tous les médias corrosifs.

Tableau (4.7) : caractéristiques technique de Compabloc-Alfa Laval.

Chapitre 4 : Impact et influence du préchauffeur d'air-vapeur sur les performances du groupe de production électrique

- Détermination de L'efficacité du préchauffeur d'air à vapeur :

	Air	Fumées
Débit [Kg/h]	229700	559980
Capacité thermique [J/Kg. K]	1004	1041
Température d'entrée [°C]	20	450
Température de sortie [°C]	350	120

Tableau (4.8) : Caractéristiques de l'échangeur proposé.

Calcul du débit de la capacité thermique minimale :

Dans notre cas on a :

$$C_c = \dot{m}_c C_{pc} = \frac{559980 \times 1041}{3600}$$

$$C_c = 161927.55 \text{ J.s}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$C_f = \dot{m}_f C_{pf} = \frac{229700 \times 1004}{3600}$$

$$C_f = 64060.77 \text{ J.s}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Donc : $C_{min} = C_f$

En utilisant l'équation citée dans le chapitre précédent (2.6), l'application numérique donne :

$$\varepsilon = \frac{350 - 20}{450 - 20}$$

$$\varepsilon = \mathbf{0.7674 = 76.74\%}$$

Chapitre 4 : Impact et influence du préchauffeur d'air-vapeur sur les performances du groupe de production électrique

Conclusion :

D'après les calculs qu'on a faits, on peut dire que le préchauffeur d'air à vapeur a un rôle très important qui ne se limite pas seulement à la condensation sur les tôles du préchauffeur d'air rotatif, il a aussi un rôle dans l'augmentation du rendement de la chaudière, le rendement global du cycle et la diminution de la quantité de carburant consommée, donc il engendre un gain énergétique et économique très important.

Conclusion générale

Conclusion générale :

L'amélioration du rendement d'une centrale peut se faire par l'amélioration de l'un de ses équipements.

Ce travail montre qu'un bon fonctionnement des organes de la chaudière assurée par une bonne exploitation de l'installation permet de minimiser les pertes thermiques et d'améliorer le rendement global.

Une consommation excessive de combustible et l'évacuation de quantités importantes d'énergie dans l'atmosphère (fumées chaudes) représentent des pertes de chaleur pour la centrale et une augmentation de la quantité de gaz à effet de serre pour l'atmosphère. L'augmentation de la température des fumées engendre une diminution de rendement de la chaudière (chaleur inexploitée).

Dans ce travail, nous avons mis l'accent sur l'importance de l'amélioration du rendement de la chaudière sur l'augmentation des performances globales de la centrale.

Les résultats qu'on a obtenus montrent que la présence d'un système de préchauffeur d'air utilisé pour la combustion a un rôle très important. D'une part pour la réduction de la consommation spécifique et d'autre part pour l'augmentation du rendement.

Les calculs effectués nous permettent de proposer un autre échangeur qui peut remplacer les deux qui sont utilisés dans la centrale (préchauffeur d'air à vapeur et réchauffeur rotatif). Cela en augmentant le rendement d'environ 25% tout en assurant des matériaux assez résistants aux effets corrosifs.

Liste des références

- [1] Rabie Mehira. Pilotage en temps réel d'une centrale électrique à vapeur Pour l'amélioration du rendement. Mémoire de fin d'études magister, Univ. Hadj Lakhdar, Batna, 2012.
- [2] Attou Abderrahmene. Amélioration des performances énergétique et exégétique de la centrale thermique de RAS DJINET. Mémoire fin d'étude, Univ M'Hamed bougara Boumerdes, 2013/ 2014.
- [3] Chergui Mohamed, Koulache Abderrahmane. Etude de l'influence de la variation de charge de groupe sur le rendement global du cycle et sur la consommation spécifique. Mémoire fin d'étude, Univ M'hamed bougara Boumerdes, 2010.
- [4] Donnée technique Générateur de vapeur, Archives de constructeur de la centrale CAP-DJINET, Boumerdes, KWU, Service de formation, 1971.
- [5] Donnée technique Turbine, Archives de constructeur de la centrale CAP-DJINET, Boumerdes, KWU, Service de formation, 1971.
- [6] Donnée technique Poste d'eau, Archives de constructeur de la centrale CAP-DJINET, Boumerdes, KWU, Service de formation, 1971.
- [7] Donnée technique Alternateur, Archives de constructeur de la centrale CAP-DJINET, Boumerdes, KWU, Service de formation, 1971.
- [8] Donnée technique. Instruction de service pour l'ensemble d'installations NJ-réchauffeurs d'air à vapeur Archives de constructeur de la centrale CAP-DJINET, Boumerdes, KWU, Service de formation.
- [9] Donnée technique. Fonctionnement de circuit eau- vapeur Archives de constructeur de la centrale CAP-DJINET, Boumerdes, KWU, Service de formation.
- [10] BHATT, M. Siddhartha. Energy audit case studies I—steam systems. *Applied Thermal Engineering*, 2000, vol. 20, no 3, p. 285-296.
- [11] GHODSIPOUR, N. et SADRAMELI, M. Experimental and sensitivity analysis of a rotary air preheater for the flue gas heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, 2003, vol. 23, no 5, p. 571-580.
- [12] SKIEPKO, Teodor et SHAH, Ramesh K. A comparison of rotary regenerator theory and experimental results for an air preheater for a thermal power plant. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2004, vol. 28, no 2-3, p. 257-264.
- [13] KUPRIANOV, Vladimir I. Applications of a cost-based method of excess air optimization for the improvement of thermal efficiency and environmental performance of steam boilers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2005, vol. 9, no 5, p. 474-498.

Liste des références

- [14] ROSEN, Marc A. et TANG, Raymond. Effect of altering combustion air flow on a steam power plant: Energy and exergy analysis. *International journal of energy research*, 2007, vol. 31, no 3, p. 219-231.
- [15] ROSEN, Marc A. et TANG, Raymond. Improving steam power plant efficiency through exergy analysis: effects of altering excess combustion air and stack-gas temperature. *International journal of exergy*, 2008, vol. 5, no 1, p. 31-51.
- [16] WANG, Hong Yue, ZHAO, Ling Ling, ZHOU, Qiang Tai, *et al.* Exergy analysis on the irreversibility of rotary air preheater in thermal power plant. *Energy*, 2008, vol. 33, no 4, p. 647-656.
- [17] SANAYE, Sepehr, JAFARI, Saied, et GHAEBI, Hadi. Optimum operational conditions of a rotary regenerator using genetic algorithm. *Energy and Buildings*, 2008, vol. 40, no 9, p. 1637-1642.
- [18] ALJUNDI, Isam H. Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan. *Applied thermal engineering*, 2009, vol. 29, no 2-3, p. 324-328.
- [19] PFAFF, Imo et KATHER, Alfons. Comparative thermodynamic analysis and integration issues of CCS steam power plants based on oxy-combustion with cryogenic or membrane based air separation. *Energy Procedia*, 2009, vol. 1, no 1, p. 495-502.
- [20] ESPATOLERO, Sergio, CORTÉS, Cristobel, et ROMEO, Luis M. Optimization of boiler cold-end and integration with the steam cycle in supercritical units. *Applied Energy*, 2010, vol. 87, no 5, p. 1651-1660.
- [21] SHI, Xiaojun, CHE, Defu, AGNEW, Brian, *et al.* An investigation of the performance of compact heat exchanger for latent heat recovery from exhaust flue gases. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2011, vol. 54, no 1-3, p. 606-615.
- [22] WANG, Chaojun, HE, Boshu, SUN, Shaoyang, *et al.* Application of a low pressure economizer for waste heat recovery from the exhaust flue gas in a 600 MW power plant. *Energy*, 2012, vol. 48, no 1, p. 196-202.
- [23] XU, Gang, HUANG, Shengwei, YANG, Yongping, *et al.* Techno-economic analysis and optimization of the heat recovery of utility boiler flue gas. *Applied energy*, 2013, vol. 112, p. 907-917.
- [24] HEIDARI-KAYDAN, Armin et HAJIDAVALLOO, Ebrahim. Three-dimensional simulation of rotary air preheater in steam power plant. *Applied Thermal Engineering*, 2014, vol. 73, no 1, p. 399-407.
- [25] HASANBEIGI, Ali, HARRELL, Greg, SCHRECK, Bettina, *et al.* Moving beyond equipment and to systems optimization: techno-economic analysis of energy efficiency potentials in industrial steam systems in China. *Journal of cleaner production*, 2016, vol. 120, p. 53-63.

Liste des références

- [26] AHMADI, Gholam Reza et TOGHRAIE, Davood. Energy and exergy analysis of Montazeri steam power plant in Iran. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2016, vol. 56, p. 454-463.
- [27] LAATIL Fares. Développement d'un échangeur de chaleur air-air pour le milieu serricole. Mémoire présenté à l'école de technologie supérieure comme exigence partielle à l'obtention de la maîtrise en génie concentration énergies renouvelables et efficacité énergétique. Université du Québec. 2015.
- [28] Kamo cissk. Dimensionnement des échangeurs thermiques et étude des transferts thermiques de fluide supercritiques. Rapport de stage master 2 laboratoire d'échangeurs thermiques (LETh)-CEA Grenoble. Université de Lorraine.
- [29] ALI NEHARI Amine. Etude thermo-énergétique d'un échangeur de chaleur à plaque et joints. Mémoire pour l'obtention de diplôme de master. Université Abou-bakrbelkaid de Tlemcen. 2011.
- [30] BENAYED Nada. Etude et optimisation des échangeurs de chaleur. Mémoire présenté pour obtenir le diplôme de magister en physique. Université Mentouri Constantine. 2008
- [31] DEZIRINadjem Eddine. Simulation d'une conception d'un échangeur de chaleur à faisceau et calandre. Mémoire présente en vue de l'obtention du diplôme de master. Université BadjiMokhtar Annaba. 2016/2017
- [32] Taourit Farda. Etude du comportement dynamique et thermique de deux écoulements du fluide dans un échangeur de chaleur. Mémoire en master en génie énergétique. Université Abou-bakrbelkaid de Tlemcen. 2013.
- [33] BECLAYE Sébastien. Les échangeurs de chaleur. Université de Liège.
- [34] YVES Jannot. Transferts thermiques. Cours et exercices. Ecole des Mines de Nancy. 2016
- [35] BOURRET.B. Les échangeurs de chaleur. INSA Toulouse.
- [36] HUSSEIN Ibrahim. Etude et conception d'un échangeur thermique pour un système hybride de type éolien-diesel-stockage d'air comprimé. Rapport interne. 2008.
- [37] HADDAD Abdelkrim. Transferts thermiques cours de basse. Dar al djazairia. 2001.
- [38] André LALLEMAND : Professeur émérite des universités - Ancien directeur du département de génie énergétique de l'INSA de Lyon- Énergétique de la combustion- Aspects fondamentaux technique de l'ingénieur.
- [39] BORGHI (R.), DESTRIAU (M.) - La combustion et les flammes. - Technique de l'ingénieur (1995).
- [40] Chimie de la combustion- Flammes à base d'hydrocarbure Véronique DIAS : Docteur - Assistante de recherche au laboratoire de physico-chimie de la combustion à l'Université catholique de Louvain. Technique de l'ingénieur

Liste des références

- [41] Anthony Goncalves. Développement d'un système de combustion pour les résidus forestiers. Mémoire présenté à l'université du Québec comme exigence partielle de la maîtrise en ingénierie. 2010.
- [42] Jacqueline Doat. Ingénieur à la division cellulose et chimie du centre technique forestier tropical. Le pouvoir calorifique du bois.
- [43] [GAZ NATUREL-Gilles KIMMERLIN : Conseiller scientifique GDF SUEZ - Direction de la Recherche et de l'Innovation
- [44] chaudière à condensation, technique de l'ingénieur, 2014.
- [45] André LALLEMAND : Professeur émérite des universités - Ancien directeur du département de génie énergétique de l'INSA de Lyon. Énergétique de la combustion-caractéristique technique.
- [46] données de la centrale thermique de Ras Djinet. Analyse chromatographique du gaz naturel
- [47] Donnée technique de calcul des performances de groupe, Archives de constructeur de la centrale CAP-DJINET, Boumerdes, KWU, Service de formation, 1971.