

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA-BEJAIA

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Installations Energétiques et Turbomachines

Par :

CHALLAM Mohamed Ouidir

Thème

**Analyse exergetique de la centrale à cycle combiné Gaz-Vapeur de
Ras-Djinet 1131 MW**

Soutenu le 25/06/2023 devant le jury composé de :

Mr. SADAOUI.D	Président
Mr. DJERRADA.A	Rapporteur
Mr. HAMDIM	Examineur
Mr. MOULOUD.S	Examineur

Année Universitaire 2022-2023

Je dédie ce modeste travail :

A mes parents, aucun hommage ne pourrait être à la hauteur de

Leurs sacrifices pour moi, Que Dieu leur procure

Une bonne santé et longue vie.

A mes frères, à ma sœur

A toute ma famille, à mes amis

Et à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin pour que ce

Projet soit possible.

Remerciements

En premier lieu, je tiens à remercier Dieu tout puissant qui m'a donné la force et la persévérance pour réaliser ce travail.

Je tiens à exprimer ma sincère reconnaissance à mon enseignant et promoteur, Mr. Djerrada Abderrahmane, pour son précieux soutien tout au long de ce travail. Sa guidance experte, sa disponibilité constante et ses conseils éclairés ont été d'une aide inestimable. Je suis profondément reconnaissant envers Mr. Djerrada pour sa passion, son dévouement et sa contribution essentielle à la réussite de ce projet.

Je tiens à exprimer mes sincères remerciements à mon co-promoteur de l'entreprise SPE, Mr. Karabadji, Sa disponibilité, son expertise et sa générosité en partageant les données nécessaires ont grandement contribué à la réalisation de cette étude. De plus, je souhaite exprimer ma profonde reconnaissance envers tous les ingénieurs de la centrale de Ras-Djinet pour leur accueil chaleureux, leurs explications détaillées et leur partage de connaissances et d'expérience dans le domaine.

Je tiens à exprimer ma reconnaissance aux membres de jury pour avoir accepté d'examiner et de juger ce travail ainsi que l'ensemble des enseignants du département de Génie Mécanique pour tout ce qu'ils m'ont transmis le long de ma formation

Je remercie également tous mes amis, mes camarades et tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail

Grandeurs physiques :

C	Vitesse	$m.s^{-1}$
\dot{E}_k^+	Puissance-travail reçue de l'élément k	W
\dot{E}_k^-	Puissance travail fournie à l'élément k	W
\dot{E}_{ek}^+	Puissance travail effective reçue de l'élément k	W
E_{emax}^-	Travail effective maximal	J
\dot{E}_{qi}^+	Copuissance-chaleur reçue de la source à la température T_i	W
\dot{E}_{qi}^-	Copuissance-chaleur cédée de la source à la température T_i	W
\dot{E}_{wn}^+	Copuissance transformation reçue au niveau du réseau n	W
\dot{E}_{wn}^-	Copuissance transformation fournie au niveau du réseau n	W
g	Accélérateur de la pesanteur	$m.s^{-2}$
h_e, h_s	Enthalpie massique du fluide à l'entrée et à la sortie	$J.kg^{-1}$
h_{cz}	Enthalpie massique totale du fluide	$J.kg^{-1}$
j_{cz}	Coénergie totale	J
k_e, k_s	Coenthalpie totale massique à l'entrée et à la sortie	$J.kg^{-1}$
\dot{L}	Perte exergétique globale, en puissance	W
M	Masse	kg
\dot{M}_j^+	Débit masse reçue au niveau de la section j	$kg.s^{-1}$
P_a, P_0	Pression atmosphérique	Pa
\dot{Q}_i^+	Puissance-chaleur reçue de la source i	W

\dot{Q}_a^+	Puissance-chaleur reçue de l'atmosphère	W
S	Entropie massique du système	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
S_e, S_s	Entropie massique du fluide à l'entrée et la sortie	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
S_j	Entropie massique du fluide au droit de la section j	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
\dot{S}^i	Taux de création d'entropie due aux opérations internes	W.K ⁻¹
T	Température	K
T_i	Température de la source chaude	K
T_a, T_0	Température de l'état mort	K
t	Temps	s
U	Energie interne	J
u	Energie interne massique	J.kg ⁻¹
U_{cz}	Energie interne totale	J
u_{cz}	Énergie interne totale massique	J.kg ⁻¹
U_e	Energie interne effective	J
u_e	Energie interne effective massique	J.kg ⁻¹
U_{ecz}	Energie interne effective massique	J.kg ⁻¹
V	Volume massique	m ³ .kg ⁻¹
\dot{W}^+	Puissance transformation reçue	W
\dot{W}_e^-	Puissance transformation fournie	W
\dot{W}_{ek}^+	Puissance transformation effective reçue	W
\dot{m}_{GN}	Débit molaire du combustible	kmol.s ⁻¹
\dot{m}_B	Débit masse du combustible	kg.s ⁻¹

M_{GN}	Masse molaire moyenne du gaz naturel	kg.kmol ⁻¹
C_{px}	Chaleur massique à pression constante du point x	J.kmol ⁻¹ .K ⁻¹
C_{px}	Chaleur molaire à pression constante du point x	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
R	Constante universelle des gaz parfaits	J.mol ⁻¹ .K ⁻¹
\bar{C}_p	Chaleur massique moyenne à pression constante	J.kmol ⁻¹ .K ⁻¹
$\underline{\Delta}k_{0,j}$	Pouvoir exergétique du chaque composant du gaz naturel	J.mol ⁻¹
$\underline{\Delta}k_{0,GN}$	Pouvoir exergétique du gaz naturel	J.mol ⁻¹
M_{gb}	Masse molaire des gaz de combustion	kg.kmol ⁻¹
X_j	Fraction molaire du composant j	
X_n	Fraction molaire du composant n	

Lettres grecs :

α	froid
β	chaud
Δ	Différence
η, ε	Rendement, efficacité
Θ	Facteur de Carnot

Indices et abréviations :

a	Atmosphère
e	Effectif, Entrée
t	Turbine
p	Pompe
ex	Exergie
B	Combustible
CC	Chambre de combustion
cc	Cycle combiné
cg	Cycle à gaz
cv	Cycle à vapeur
c	Compresseur
cd	Condenseur
gb	Gaz brûlés
HP	Haute pression
MP	Moyenne pression
BP	Basse pression
HRSG	Chaudière de récupération (Heat Recovery Steam Generator)
GN	Gaz naturel
Eva	Évaporateur
Eco	Économiseur

Sur	Surchauffeur
RHTR	Réchauffeur (Reheater)
Gen	Générateur
TG	Turbine à vapeur
TV	Turbine à gaz
CEP	Pompe d'extraction (Condensate Extraction Pump)
BFP	Pompe alimentaire (boiler feed pump)
CWP	Pompe à circulation d'eau (cooling water pump)
SPE	La Société Algérienne de Production de l'Électricité
CCGV	Cycle combiné gaz-vapeur

Table des matières

Table des matières	v
Table des figures	vi
Liste des tableaux	vii
Introduction générale.....	1
Chapitre I : Description générale de la centrale	
I.1. Introduction	3
I.2. Présentation de la centrale	3
I.3. Principaux composants d'un groupe de production	5
I.3.1 Turbine à gaz	5
I.3.2 Chaudière de récupération	6
I.3.2.1 Eléments composants de la chaudière de récupération	7
I.3.3 Turbine à vapeur	10
I.3.4 Le condenseur :.....	11
I.3.5 Les pompes hydrauliques principales	11
I.3.5.1 Pompes d'extraction (CEP)	11
I.3.5.2 Les pompes alimentaires (BFP)	12
I.3.5.3 Pompes à circulation d'eau (CWP)	12
I.3.6. Générateur électrique	13
I.4. Systèmes auxiliaires	14
I.4.1. Système de traitement de l'eau de mer	14
I.4.1.1. Système de chloration électrique	14
I.4.1.2. Système de dessalement	14
I.4.1.3. Système de déminéralisation	14
I.4.2. Système de production d'hydrogène	15
I.4.3. Système d'alimentation du gaz de combustion	15
I.4.4. Système d'alimentation en fuel (mazout)	16
I.5. Fonctionnement d'un groupe de production	16
I.6. Conclusion	17

Chapitre II : Approche énergétique et approche exergetique

II.1. Introduction	18
II.2. Approche énergétique	18
II.2.1. Bilan énergétique	18
II.2.2. Energie effective	19
II.2.3. Puissance-transformation et puissance-transformation effective	20
II.2.4. Efficacité ou rendement thermique	21
II.3. Approche exergetique	22
II.3.1. Bilan exergetique	22
II.3.2. Expression générale	24
II.3.3. Travail effectif maximal Ee_{max} –	24
II.3.4. La coénergie	24
II.3.5. La coenthalpie	25
II.3.6. Cotravail-chaleur et copuissance-chaleur	25
II.3.7. Cotravail-transformation et copuissance-transformation	26
II.3.8. Pertes exergetiques	26
II.3.9. Perte exergetique due à la dissipation	27
II.3.10. Perte exergetique due au transfert de chaleur avec chute de température	27
II.3.11. Rendement exergetique	28
II.4. Conclusion	29

Chapitre III: Application de l'analyse exergetique a la centrale de Ras-Djinet

III.1. Introduction	30
III.2. Description de l'unité étudiée	30
III.3. Propriétés des différents fluides dans la centrale	30
III.4. Calculs préliminaires	33
III.4.1. Pouvoir exergetique du gaz naturel	33
III.4.2. Débit molaire du combustible	34
III.4.3. Masse molaire des gaz de combustion	35

III.5. Analyse exergetique du cycle à gaz.....	35
III.5.1. Analyse exergetique du compresseur	36
III.5.2. Analyse exergetique de la chambre de combustion	37
III.5.3. Analyse exergetique de la turbine	39
III.5.4. Bilan du cycle à gaz	40
III.6. Analyse exergetique de cycle à vapeur	41
III.6.1. Analyse exergetique de la turbine à vapeur	41
III.6.1.1. Analyse exergetique du corps HP	41
III.6.1.2. Analyse exergetique du corps MP	43
III.6.1.3. Analyse exergetique du corps BP	44
III.6.2. Analyse exergetique de la chaudière de récupération	45
III.6.2.1. Analyse exergetique de la section 1	46
III.6.2.2. Analyse exergetique de la section 2.....	48
III.6.2.3. Analyse exergetique de la section 3.....	50
III.6.2.4. Analyse exergetique de la section 4.....	52
III.6.2.5. Analyse exergetique de la section 5.....	54
III.6.2.6. Analyse exergetique de la section 6.....	56
III.6.2.7. Analyse exergetique de la section 7.....	58
III.6.2.8. Analyse exergetique de la section 8.....	60
III.6.2.9. Analyse exergetique de la section 9.....	62
III.6.2.10. Bilan de la chaudière de récupération	64
III.6.2.10.1 Perte totale.....	64
III.6.2.10.2. Le rendement exergetique	64
III.6.3. Analyse exergetique du condenseur	65
III.6.4. Analyse exergetique de la pompe d'extraction CEP	66
III.6.5. Analyse exergetique de la pompe alimentaire BFP	67
III.7. Bilan global de la centrale.....	68
III.7.1. La Perte exergetique globale	68
III.7.2. Rendement exergetique global de la centrale	69
III.8. Analyse est discussion des résultats.....	70
Conclusion générale	74
Bibliographie	75
Annexe	78

Table des figures

I.1	Vue sur l'ensemble des composants de la centrale.....	4
I.2	Vue en coupe de la turbine SGT5-4000F	5
I.3	Vue globale de la chaudière de récupération.....	6
I.4	Vue en coupe de la ST SST5-3000	10
I.5	Vue en coupe du générateur SGen-2000H	13
II.1	Schéma d'un système thermodynamique quelconque	18
II.2	Schéma d'un système thermodynamique quelconque	22
III.1	Schéma de fonctionnement de la centrale de Ras-Djinet.....	31
III.2	Schéma représentatif du cycle à gaz.....	35
III.3	Schéma représentatif de la turbine à vapeur.....	41
III.4	Représentation de la section (1) de la chaudière de récupération.....	46
III.5	Représentation de la section (2) de la chaudière de récupération.....	47
III.6	Représentation de la section (3) de la chaudière de récupération.....	50
III.7	Représentation de la section (4) de la chaudière de récupération.....	52
III.8	Représentation de la section (5) de la chaudière de récupération.....	54
III.9	Représentation de la section (6) de la chaudière de récupération.....	56
III.10	Représentation de la section (7) de la chaudière de récupération.....	58
III.11	Représentation de la section (8) de la chaudière de récupération.....	60
III.12	Représentation de la section (9) de la chaudière de récupération.....	62
III.13	Représentation du condenseur de vapeur.....	65
III.14	Représentation de la pompe d'extraction.....	66
III.15	Représentation de la pompe alimentaire	67
III.16	Répartition des pertes exergétiques dans la chaudière de récupération.....	72
III.17	Répartition des pertes exergétiques dans la centrale.....	73
III.18	Schéma de la centrale de Ras-Djinet.....	79

Liste des tableaux

I.1	Les paramètres principaux des ballons de vapeur	8
I.2	Surfaces d'échange des économiseurs	8
I.3	Surfaces d'échange de chaleur des évaporateurs	9
I.4	Surfaces d'échange des surchauffeurs	9
I.5	Surfaces d'échange des réchauffeurs	9
I.6	Fiche technique du condenseur	11
I.7	Caractéristiques de la pompe d'extraction	11
I.8	Caractéristiques techniques de la pompe alimentaire	12
I.9	Caractéristique technique de la pompe à circulation d'eau	12
I.10	Paramètres nominaux de SGen5-2000H	13
III.1	Propriétés thermodynamique du circuit eau/vapeur.....	32
III.2	Caractéristiques thermodynamique du circuit air / gaz brulés.....	33
III.3	Composition en volume du gaz naturel utilisé.....	33
III.4	Composition volumique des gaz de combustion	35
III.5	Différentes sections de la chaudière de récupération.....	45
III.6	Tableau récapitulatif des résultats obtenus dans la centrale.....	70
III.7	Tableau récapitulatif des résultats obtenus dans la chaudière.....	71

Introduction générale

La Société Algérienne de Production de l'Électricité (SPE) prévoit de mettre en service huit nouvelles centrales à cycle combiné gaz-vapeur (CCGV) en Algérie, chacune ayant une capacité de production dépassant un gigawatt GW. Cette initiative témoigne de l'engagement de l'Algérie à répondre à la demande croissante en électricité de manière efficace et durable. En optant pour cette technologie, l'Algérie pourra bénéficier des avantages en termes d'efficacité énergétique et de réduction des émissions de gaz à effet de serre associés aux centrales à cycle combiné [1].

La centrale de Ras-Djinet se positionne comme l'une des principales centrales à cycle combiné gaz-vapeur (CCGV) parmi les nouvelles installations en Algérie, contribuant de manière significative à renforcer la capacité de production d'électricité du pays.

Effectivement, avec le coût élevé de la production d'énergie, il devient essentiel d'optimiser les installations de production d'énergie afin de minimiser les pertes thermodynamiques. L'analyse énergétique traditionnelle, qui se base sur le premier principe de la thermodynamique, peut s'avérer insuffisante pour caractériser ces pertes thermodynamiques au niveau des équipements énergétiques. C'est là que l'analyse exergetique entre en jeu, en tant que complément à l'analyse énergétique.

La théorie de l'exergie consiste en un outil de travail extrêmement pratique dès qu'on veut mettre en évidence la qualité thermodynamique d'un système, quelles que soient sa taille, sa complexité et la nature des phénomènes dont il est le siège (élément, appareil, machine, installation, système). Elle permet de poser un véritable « diagnostic » concernant la « santé thermodynamique » du système, en décelant toutes les imperfections correspondants à l'enchaînement suivant [2]:

Irréversibilité → dégradation de l'énergie → perte

Notre objectif dans ce mémoire est d'appliquer l'analyse exergetique pour faire une évaluation des performances thermodynamiques de la centrale de Ras-Djinet. Le présent mémoire est structuré en trois chapitres :

Un premier chapitre où nous présenterons la centrale étudiée et les équipements installés.

Dans le deuxième chapitre, on explore les principes fondamentaux de l'analyse énergétique et exergetique, ainsi que la terminologie spécifique utilisée pour décrire ces concepts.

Le troisième et dernier chapitre est consacré à l'application de cette analyse à la centrale de Ras-Djinet.

Chapitre I

I.1. Introduction :

Les centrales à cycle combiné, basées sur la combinaison des cycles à gaz et à vapeur, représentent une avancée technologique majeure dans le domaine de la production d'électricité. Grâce à cette approche novatrice, ces centrales offrent une efficacité énergétique supérieure et contribuent à une utilisation optimale des ressources.

Dans ce chapitre, nous présenterons dans le détail les caractéristiques techniques de la centrale de Ras-Djinet, mettant en évidence les technologies utilisées et les principales composantes du système à cycle combiné. Nous examinerons de près les technologies de récupération de chaleur, les turbines à gaz et à vapeur, ainsi que les échangeurs de chaleur. Cette analyse approfondie nous permettra de mieux comprendre l'architecture et les processus techniques qui contribuent aux performances énergétiques exceptionnelles de la centrale de Ras-Djinet.

I.2. Présentation de la centrale :

La centrale de Ras-Djinet est située à 70 Km de l'est de la capitale Alger dans la wilaya de Boumerdès, construite sur un vaste site de 18 hectares. Elle a été achevée et mise en production en mai 2018. Au cours de l'année 2019, la centrale a connu une exploitation totale.

La centrale de Ras-Djinet est à cycle combiné d'une puissance nette de 1131.1 MW, se compose principalement de trois 3 groupes de production mono-arbre (single shaft) fonctionnant en 30% de vapeur et 70% de gaz. Ces groupes, désignés sous les noms de groupe 50, 60 et 70

L'énergie électrique produite au niveau de cette centrale est transférée actuellement vers deux transformateurs de (400 volt chacun) à Si Mustapha(Boumerdès) et El Affroune (Blida), un troisième transformateur est prévu à l'avenir à Akbou (Bejaïa), avant le transfert de cette électricité vers le réseau national de transport d'électricité.

I.3. Principaux composants d'un groupe de production :

I.3.1 Turbine à gaz :

La turbine à gaz installé est de marque Siemens SGT5-4000F (voir figure I.2), elle est à chambre de combustion annulaire avec un arbre unique commun partagé entre le compresseur et la turbine. La turbine génère une puissance nominale de 249.2 MW à une vitesse de rotation de 3000 tr/min [3], elle est conçue pour le double allumage (gaz naturel/mazout), elle se compose principalement de :

Un compresseur : qui de type axial, à haut rendement, à 15 étages avec répartition de débit optimisé, chaque étage comprend une rangée d'aubes rotatives qui converties l'énergie mécanique en énergie cinétique et une rangée stationnaires qui transforme l'énergie cinétique en pression.

Chambre de combustion : la chambre de combustion annulaire est située entre le compresseur et la turbine, elle comporte 24 brûleurs hybrides uniformément répartis sur la circonférence [4]. La chambre de combustion annulaire inclut une zone de combustion conique à rotation symétrique dont la section transversale diminue vers la sortie de la chambre de combustion avec des boucliers thermique en céramique couvrant la zone.

Turbine de détente : c'une turbine de type axial est composée de 4 étages qui convertissent l'énergie cinétique en énergie mécanique.

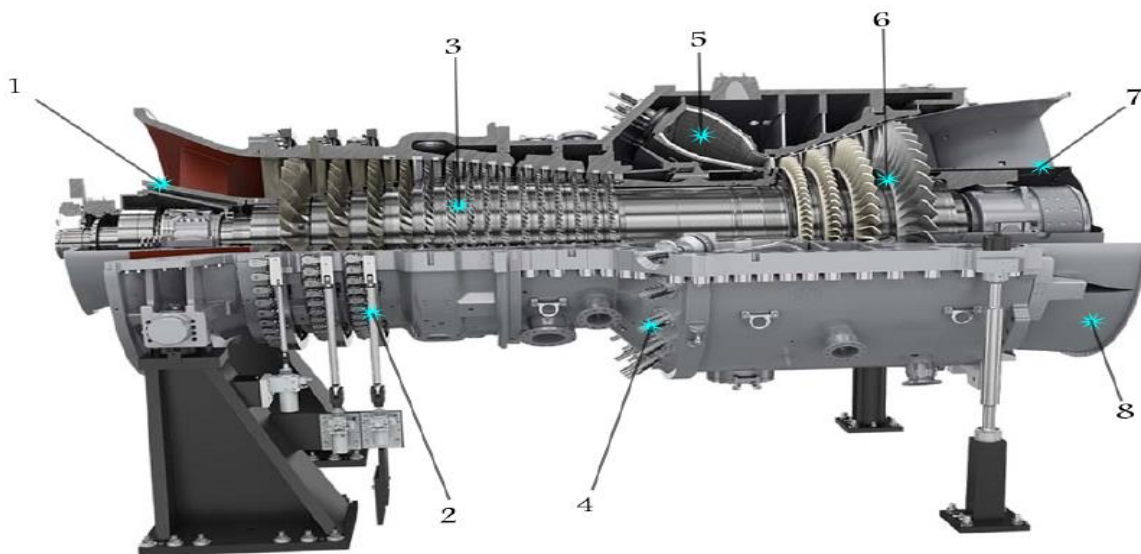


Figure I.2 : Vue en coupe de la turbine SGT5-4000F

- | | |
|---|------------------------------------|
| 1- Corps de palier du compresseur | 5- Chambre de combustion annulaire |
| 2- Leviers de commandes des aubes directrices | 6- Turbine |
| 3- Compresseur | 7- Corps de palier de la turbine |
| 4- Bruleurs | 8- Enveloppe extérieure (casing) |

I.3.2 Chaudière de récupération :

C'est un générateur de vapeur par récupération de chaleur des gaz d'échappement (HRSG) de type à circulation naturelle, horizontale et sans postcombustion qui utilise les gaz d'échappement de la turbine à gaz pour produire de la vapeur surchauffée à 3 trois niveaux de pression différents, un système à haute pression (HP), un système à pression moyenne (MP) et un système à basse pression (BP). Un système de réchauffage (RHTR) a également été fourni pour améliorer encore l'efficacité du cycle combiné. La chaudière est fabriquée et fournie par NOOTER/ERIKSEN[5].



Figure I.3 : Vue globale de la chaudière de récupération

Les gaz d'échappement passent dans le conduit divergent, et arrivent aux surfaces d'échange de chaleur, incluses dans l'enveloppe de la chaudière avant d'être acheminé vers l'atmosphère par une cheminée. La chaudière est divisée en plusieurs sections dans le sens d'écoulement du débit des gaz d'échappement. On trouve successivement :

- Le réchauffeur 2
- Le surchauffeur HP 2
- Le réchauffeur 1
- Le surchauffeur HP 1
- L'évaporateur HP
- Le surchauffeur MP 2
- L'économiseur HP 2
- Le surchauffeur MP 1
- L'évaporateur MP
- L'économiseur MP / L'économiseur HP 1
- Le surchauffeur BP
- L'évaporateur BP
- Le préchauffeur (Economiseur BP)

I.3.2.1 Eléments composants de la chaudière de récupération :

Le dégazeur :

Le dégazeur a pour fonction d'éliminer les gaz non condensés comme l'oxygène (O₂) et le gaz CO₂ des condensats lors du remplissage initial de la chaudière et du démarrage de l'installation. Il fait partie intégrante du ballon basse pression (BP).

Les ballons :

La chaudière de récupération se compose de trois ballons de vapeur, un pour chaque niveau de pression. Ces ballons de vapeur jouent un double rôle .D'une part, ils servent de réservoirs d'eau pour le système de circulation de la chaudière [5]. D'autre part, ils sont équipés d'un premier séparateur de type à chicane qui permet de séparer la vapeur de l'eau liquide. Ce séparateur à chicane utilise des obstacles internes pour diriger le flux et favoriser la séparation des phases.

De plus, les ballons de vapeur sont équipés de séparateurs secondaires à banc chevron. Ces séparateurs supplémentaires utilisent un arrangement de lames en forme de chevron pour augmenter la surface de séparation et améliorer la purification de la vapeur. Ils garantissent une très haute pureté de la vapeur fournie aux surchauffeurs; celle-ci contient qu'une très faible quantité d'eau liquide.

caractéristiques ballon	Température de conception	Pression de conception	Capacité de vapeur	Source d'alimentation
Ballon BP	180°C	8 bar	13104 kg/h	Pompe d'extraction
Ballon MP	249°C	35 bar	74412 kg/h	Pompe alimentaire
Ballon HP	341°C	139.6 bar	269424 kg/h	Pompe alimentaire

Tableau I.1 : Les paramètres principaux des ballons de vapeur

Les économiseurs :

La chaudière se compose de quatre économiseurs, répartis en fonction des différents niveaux de pression : un économiseur à basse pression, un à pression moyenne et deux à haute pression [5]. Ces économiseurs sont des échangeurs de chaleur à ailettes. Leur fonctionnement consiste à faire circuler l'eau d'alimentation dans des tubes à ailettes, où elle entre en contact avec les gaz chauds. Cette interaction thermique permet à l'eau de gagner en température en absorbant la chaleur des gaz d'échappement.

Economiseur	BP	MP	HP 1	HP 2
Surface avec ailettes (m ²)	59357	8162	25113	18150

Tableau I.2 : Surfaces d'échange des économiseurs

Les évaporateurs :

La chaudière de récupération est conçue avec trois évaporateurs, chacun adapté à un niveau de pression spécifique. Ces évaporateurs sont des échangeurs de chaleur à ailettes, équipés de surfaces étendues pour augmenter la surface de contact entre les fluides. Cela favorise un transfert de chaleur plus efficace. Dans le fonctionnement de la chaudière, l'eau saturée est prélevée du fond des ballons vapeur correspondant à chaque niveau de pression. Elle est ensuite dirigée à travers une boucle de circulation naturelle, où elle entre en contact avec les gaz d'échappement. Au cours de ce processus, l'eau absorbe la chaleur provenant des gaz d'échappement dans une quantité équivalente à la chaleur latente de vaporisation. Après

avoir absorbé la chaleur des gaz d'échappement, l'eau saturée, désormais transformée en vapeur, retourne au ballon correspondant.

Evaporateur	BP	MP	HP
Surface avec ailettes (m ²)	27755	25208	32448

Tableau I.3 : Surfaces d'échange de chaleur des évaporateurs

Les surchauffeurs :

La chaudière est équipée de cinq surchauffeurs, répartis en fonction des différents niveaux de pression requis : un surchauffeur à basse pression, deux surchauffeurs à pression moyenne et deux surchauffeurs à haute pression. Ces surchauffeurs jouent un rôle essentiel dans le processus de production de vapeur. Ils sont conçus comme des échangeurs de chaleur à ailettes, dont l'objectif est de chauffer la vapeur au-delà de sa température de saturation afin de fournir une vapeur surchauffée de haute qualité qui répond aux exigences de la turbine à vapeur.

Surchauffeur	BP	MP 1	MP 2	HP 1	HP 2
Surface avec ailettes (m ²)	2010	3017	3017	11638	10026

Tableau I.4 : Surfaces d'échange des surchauffeurs

Les réchauffeurs :

Deux échangeurs de chaleur qui visent à augmenter à nouveau la température de la vapeur surchauffée provenant de la sortie du deuxième surchauffeur MP et la vapeur revenant de l'échappement de la turbine HP après d'avoir été combinée. Ils permettent d'obtenir une vapeur surchauffée à une température plus élevée pour répondre aux besoins de la turbine à vapeur MP.

réchauffeur	MP 1	MP 2
Surface avec ailettes (m ²)	6692	6573

Tableau I.5 : Surfaces d'échange des réchauffeurs

La Cheminée :

C'est un cylindre vertical de 60 m de hauteur et un diamètre de 5.7 m, son rôle est d'acheminer les gaz d'échappement de la turbine à gaz depuis la sortie de la chaudière de récupération vers l'atmosphère. la cheminée est fourni avec un silencieux afin de réduire le bruit à la sortie.

I.3.3 Turbine à vapeur :

La turbine à vapeur à 3 corps illustrée dans la figure (I.4) est de type ST SST5-3000, la puissance nominale 127.8MW, et sa vitesse de rotation est de 3000 tr/min [7].

Le modèle de la turbine à vapeur se compose d'un cylindre HP de type cylindrique et d'un cylindre MP / BP à débit direct s'écoulant axialement dans le condenseur.

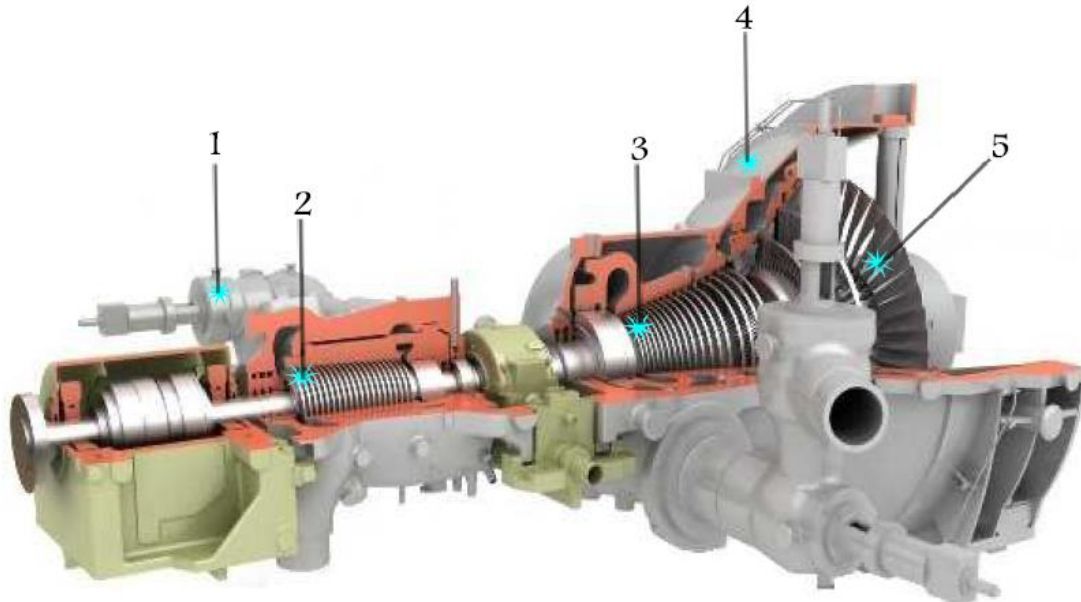


Figure I.4 : Vue en coupe de la ST SST5-3000

- | | |
|----------------------|----------------------------------|
| 1- Vanne de contrôle | 4- Enveloppe extérieure (casing) |
| 2- Turbine HP | 5- Turbine BP |
| 3- Turbine MP | |

Le corps HP (haute pression) : Le corps HP est de construction à simple et à double paroi avec un porte-lame stationnaire et un carter externe. Il est muni d'une vanne d'arrêt et de contrôle de vapeur principale, soudée, soutenue par des supports supplémentaires. La turbine HP est constituée de 27 étages de réaction à tambour torsadé [7].

Le corps MP (moyenne pression) : La turbine MP est constituée de 16 étages de réaction avec une réaction d'environ 50% [7]. La vapeur qui traverse le corps MP continue à se détendre directement dans le corps BP .

Le corps BP (base pression) : Le corps BP est formé de 7 étages de réaction (4 étages à tambour torsadé et 3 étages standards) [7]. L'extrémité du diffuseur et de l'échappement du carter sont disposées axialement et reliées au condenseur.

I.3.4 Le condenseur :

C'est un échangeur de chaleur à surface à une seule pression de condensation, traversé par l'eau de mer froide, il est constitué d'une seule coque rectangulaire, deux passes d'eau et contient 10 602 m² de surface de condensation [8].

Pression de condensation	0.0514 bar
Facteur de propriété	85%
Débit d'eau de refroidissement	34000 m ³ /h
Augmentation de la température de l'eau de refroidissement	Max. 6°C
Vitesse latérale dans le tube	2.5 m/s
Coefficient de transfert de chaleur	12 610.263 W/m ² K
Niveau de bruit	85 dB
Conception de charge de chaleur	220460 kW

Tableau I.6 : Fiche technique du condenseur

I.3.5 Les pompes hydrauliques principales :

I.3.5.1 Pompes d'extraction (CEP) :

Deux pompes d'extraction de condensat (2X100%) de type verticales, à plusieurs étages et à volute sont fournies pour chaque module de la centrale [9].

La fonction principale de la pompe d'extraction de condensat est de pomper le condensat en aspirant depuis la cheminée du condenseur pour le décharger dans le ballon BP passant par le condenseur de vapeur de presse-étoupe et le préchauffeur de condensat (économiseur BP).

Capacité	580 m ³ /h
NPSH _r	3 m
Efficacité de la pompe	81%
Puissance de l'arbre	457 kW
Puissance du moteur électrique	480 kW

Tableau I.7 : Caractéristiques de la pompe d'extraction CEP

I.3.5.2 Les pompes alimentaires (BFP) :

Deux pompes d'alimentation de la chaudière horizontales à deux positions (2x100%) sont fournies pour chaque bloc de la centrale.

La pompe est de type centrifuge horizontal à plusieurs étages à fendage radial et à barillet [10]. Elle adopte la structure du disque d'équilibrage et de la multi-volute pour équilibrer les poussées axiales et radiales.

La fonction de la pompe d'alimentation de la HRSG est de fournir l'eau d'alimentation du ballon BP à la section économiseur HP et à travers un purgeur intermédiaire, au circuit de pression intermédiaire MP du générateur de vapeur à récupération de chaleur (HRSG).

Liquide pompé		Eau d'alimentation
Débit de décharge	HP	330 m ³ /h
	MP	125 m ³ /h
NPSH _r		10 m à débit d'aspiration
Efficacité de la pompe		75%
Vitesse de rotation		2977 tr/min
Puissance de l'arbre		2104 kW
Puissance du moteur		2400 kW

Tableau I.8 : Caractéristiques techniques de la pompe alimentaire BFP

I.3.5.3 Pompes à circulation d'eau (CWP) :

Deux (2x50%) pompes de circulation d'eau type de boîtier vertical, multi-étages, volute [11]. Son rôle est d'alimenter en eau froide le condenseur de surface à vapeur pour absorber la chaleur du cycle.

Type	Vertical, type à écoulement mixte, sans retrait
Liquide pompé	Eau de mer
Débit de décharge	18 000 m ³ /h
TDH	23 MWC
Service	Continu

Tableau I.9 : Caractéristique technique de la pompe à circulation d'eau

I.3.6. Générateur électrique :

Le générateur de Siemens de modèle SGen5-2000H illustré dans la figure (I.10) est un générateur à arbre unique directement couplé à la turbine à gaz à une extrémité et couplé à la turbine à vapeur à l'autre extrémité grâce à un dispositif de serrage [12].

Son rôle est de convertir le travail mécanique fourni par l'arbre des deux turbines en énergie électrique.

Puissance apparente	431 MVA à 35 °C
Courant d'induit nominal	11 310 A
Tension d'induit nominale	22,00 kV \pm 5 %
Vitesse	3 000 tr/min
Facteur de puissance	0,9 (inductif)
Excitation	Excitation statique
Type de refroidissement	refroidi à l'hydrogène

Tableau I.10 : Paramètres nominaux de SGen5-2000H



Figure I.5 : Vue en coupe du générateur SGen-2000H

I.4. Systèmes auxiliaires :

I.4.1. Système de traitement de l'eau de mer :

I.4.1.1. Système de chloration électrique :

La fonction du système d'électro-chloration est de produire une solution d'hypochlorite de sodium à partir de l'eau de mer, de la stocker et d'injecter une quantité adéquate dans le système d'admission pour contrôler la croissance biologique de l'eau de mer, afin d'éviter tout encrassement pouvant être causé par les micro-organismes marins.

I.4.1.2. Système de dessalement :

L'eau d'alimentation venant de la prise d'eau de mer à la station de dessalement sera filtrée par des crépines d'auto-nettoyage avec reflux automatique. Ensuite l'eau de mer sera traitée avec des produits détartrants et anti-mousse, et elle est dé-chlorée avant de passer aux stations de dessalement.

Le principe de dessalement de base adopté dans l'usine de dessalement est la distillation sous vide, c'est-à-dire à basse pression. Le système de dessalement sera de type à multiples effets, avec thermo compresseur de vapeur. Le système est divisé en plusieurs sous-systèmes mentionnés ci-dessous :

- Évaporateur
- Circuit de distillat, d'eau de mer et circuit de saumure
- La vapeur HP et le système de condensat relatif
- Système de ventilation et système de dosage des produits chimiques

Les unités de dessalement de Ras Djinet sont conçues pour un rendement de distillat net de 1100 m³/jour chacune à l'exception du débit de retour du condensat de vapeur, contenant 10 ppm de TDS, avec une température d'eau de mer variant de 16 °C à 24 °. L'eau dessalée est stockée dans deux bâches d'une capacité de 2700 m³ chacune [13].

I.4.1.3. Système de déminéralisation :

Le système sert à déminéraliser l'eau dessalée produite à l'usine de dessalement avant son utilisation dans le circuit eau/vapeur.

Le système se compose principalement d'une pompe d'alimentation, un échangeur d'ions à lit mélangé, d'un souffleur mélangeur de résine et d'un système d'injection et de

stockage de produits chimiques. . Une résine cationique fortement acide et une résine anionique fortement basique sont mélangées dans le réservoir afin de produire une eau déminéralisée de la plus haute qualité. L'eau déminéralisée sera ensuite stockée dans deux réservoirs de 800 m³ chacun, avant son utilisation dans le circuit eau/vapeur.

I.4.2. Système de production d'hydrogène :

Le système de génération d'hydrogène est constitué de 2 courants (2x100%) ayant chacun [14] :

- un électrolyseur à eau HySTAT 10/20 d'une capacité de 11,25 Nm³ /h d'hydrogène jusqu'à 99,998 % de pureté et une pression de 10-20 bar, qui divise l'eau en hydrogène et oxygène, en utilisant l'électricité. Il s'agit d'un procédé 100 % sans émissions et sans carbone
- Un réservoir tampon intermédiaire de petite taille
- Un compresseur monté sur châssis pour augmenter la pression jusqu'à 160 bar

À partir de la station de compression, l'hydrogène sera alimenté dans un stockage à haute pression, ce qui rendra disponibles de grandes quantités d'hydrogène pour le refroidissement du générateur.

I.4.3. Système d'alimentation du gaz de combustion :

Le système d'alimentation et de conditionnement de gaz combustible fournit du gaz naturel à un certain niveau de propreté, de pression et de température pour répondre aux critères de fonctionnement et de conception du principal utilisateur de gaz naturel (Turbine à gaz / GT). Ce processus est nécessaire pour s'assurer que les aérosols, la condensation d'eau libre et les particules solides ne seront pas présents afin de prévenir la corrosion, l'érosion et la formation de dépôts dans les systèmes de transmission ou de distribution de gaz aux principaux utilisateurs.

Les principaux composants du système d'alimentation en gaz combustible sont :

- Soupape d'arrêt d'urgence (00EKG10AA061)
- Tambour d'élimination (00EKB20A001)
- Patin de mesure de gaz combustible (00EKG40CF501)
- Filtres d'entrée de gaz combustible (00EKG21 / 22AT001)

- Compresseurs de gaz combustible (00EKH11 / 12 / 13AN001)
- Chauffe-gaz au point de rosée (00EKC11 / 12AC001)
- Station de réduction de pression (00EKD11/12/13/14AA001)
- Chauffe-eau à gaz combustible (50EKC10AC001 / 002)
- Filtre de dernière chance (50EKE21à001)
- Réservoir des condensats (50EKR10BB001)

I.4.4. Système d'alimentation en fuel (mazout) :

Le système d'alimentation assure que le mazout est injecté dans la chambre de combustion à la pression optimale, au degré d'atomisation et au débit massique. Le mazout est utilisé comme carburant de secours.

Les principaux composants du système d'alimentation sont :

- Système de déchargement et de stockage du mazout
 - Pompes de déchargement de mazout (00EGA10/20AP001)
 - Réservoirs de stockage de mazout (00EGB11/12BB001)
- Système d'acheminement du mazout
 - Pompes d'acheminement de mazout (50EGC10/20AP001)
 - Filtre coalesce mazout (50EGC30AT001)
 - Filtre d'aspiration de mazout (50EGC10 / 20AT001)

I.5. Fonctionnement d'un groupe de production :

Le compresseur des turbines à gaz aspire l'air ambiant à travers un filtre à air d'admission, le comprime et l'alimente au système de combustion. Le gaz combustible est introduit dans le système de combustion est brûlé avec de l'air comprimé. Les gaz brûlés qui en résulte de la combustion s'écoulent dans la turbine. Le gaz se dilate et entraîne la turbine à gaz. La puissance mécanique générée dans la turbine entraîne l'alternateur et le compresseur.

Les gaz brûlés issues de la combustion qui sort de la turbine à gaz est à haute température et transporte beaucoup d'énergie thermique. Cette énergie thermique d'échappement de la turbine à gaz est utilisée pour produire de la vapeur dans une chaudière

de récupération HRSG. La vapeur générée est alimentée à différentes étapes de la turbine à vapeur (HP / MP / BP).

La vapeur d'échappement du corps BP de la turbine à vapeur est condensée dans un condenseur à surface de vapeur en utilisant l'eau de mer comme source froide pour absorber la chaleur de cycle. Les condensats sont évacués par des pompes d'extraction vers le système de préchauffage des condensats (économiseur BP).

Les pompes d'alimentation de la HRSG doivent aspirer depuis le ballon de vapeur BP et fournir l'eau d'alimentation au circuit haute pression HP et, par une purge intermédiaire, au circuit de pression intermédiaire MP.

La vapeur du ballon à vapeur HP circule à travers le surchauffeur et va vers la turbine à vapeur HP. La vapeur prélevée de la décharge du corps HP retourne à la chaudière de récupération, où elle est mélangée avec la vapeur surchauffée MP. Puis, en passant par deux réchauffeurs elle retournera pour continuer sa détente dans le corps de la turbine MP.

Enfin, la vapeur prélevée de la décharge du corps MP va poursuivre directement sa détente dans le corps BP de la turbine à vapeur ; La vapeur provenant de surchauffeur BP de la chaudière de récupération est admise dans la décharge du corps MP ou dans la transition. La vapeur déchargée du corps de la turbine BP est envoyée au condenseur de surface de vapeur.

I.6. Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons examiné en détail la centrale électrique, en décrivant ses différents composants et en expliquant comment ils fonctionnent ensemble. Cette analyse approfondie nous a permis de mieux comprendre la stratégie mise en œuvre dans ce type de centrale. Dans le prochain chapitre, nous aborderons l'approche énergétique et exergetique, en fournissant un aperçu des concepts clés.

Chapitre II

II.1. Introduction :

L'efficacité énergétique et l'optimisation des systèmes énergétiques sont des préoccupations majeures dans le contexte actuel de gestion des ressources et de lutte contre le changement climatique, l'approche énergétique et l'approche exergetique sont deux approches analytiques utilisées en thermodynamique pour étudier les flux d'énergie dans un système [15]. Chacune de ces approches offre une perspective différente sur l'utilisation et la conversion de l'énergie, en se concentrant sur des aspects spécifiques.

Ce chapitre explorera les concepts fondamentaux de l'approche énergétique et de l'approche exergetique. Nous examinerons les principes de base de chaque approche, les outils et les méthodologies d'analyse associés, ainsi que les avantages et les limites de chacune afin d'évaluer les performances du système étudié.

II.2. Approche énergétique

II.2.1. Bilan énergétique

Considérons un système thermodynamique quelconque représenté dans la figure (II.1), donnant lieu à des transfert-travail, des transfert-chaueur, et des transferts de masse.

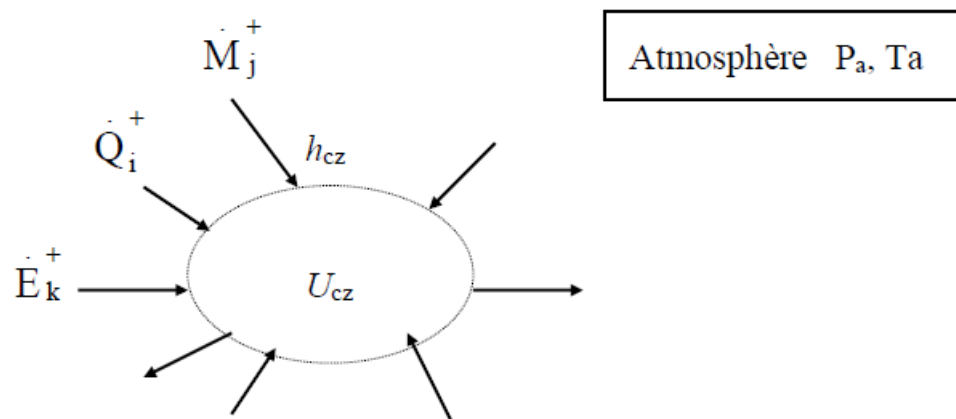


Figure II.1 : Schéma d'un système thermodynamique quelconque

En vertu du premier principe de la thermodynamique, le bilan énergétique en puissance qui représente ce système est donné par la relation suivante :

$$\frac{dU_{cz}}{dt} = \sum_k [\dot{E}_k^+] + \sum_i [\dot{Q}_i^+] + \sum_j [h_{czj} \dot{M}_j^+] \quad (\text{II.1})$$

Avec :

U_{cz} : énergie interne du système.

\dot{E}_k^+ : puissance-travail technique reçue par le système au niveau de la machine k.

\dot{Q}_i^+ : puissance-chaleur reçue d'une source a la température T_i .

\dot{M}_j^+ : débit-masse reçu au droit d'une section j.

h_{czj} : enthalpie totale massique du fluide au droit de la section j.

Remarquons que le système baigne dans l'atmosphère à pression P_a . Donc, lorsque son volume V augmente de dV, une puissance-travail P_a (dV/dt) est donnée par le système à l'atmosphère.

Nous intéressons à la puissance-travail effective fournie par le système, elle est définie par la relation [2] :

$$\sum_k [\dot{E}_{ek}^-] = \sum_k [\dot{E}_k^-] - P_a \frac{dV}{dt} \quad (II.2)$$

Avec : $[\dot{E}^+] = -[\dot{E}^-]$

D'où :

$$\sum_k [\dot{E}_k^+] = \sum_k [\dot{E}_{ek}^+] - P_a \frac{dV}{dt} \quad (II.3)$$

Remplaçant (II.3) dans (II.1) on obtient :

$$\frac{d(U_{cz} + P_a V)}{dt} = \sum_k [\dot{E}_{ek}^+] + \sum_i [\dot{Q}_i^+] + \sum_j [h_{czj} \dot{M}_j^+] \quad (II.4)$$

II.2.2. Energie effective :

Nous définissons l'énergie effective par la relation, sous forme absolue [2] :

$$U_e = U + P_a V \quad (II.5)$$

Et sous forme massique :

$$u_e = u + P_a v \quad (II.6)$$

La grandeur U_e peut être considérée comme une fonction d'état extrinsèque, c'est-à-dire U_e dépend de la fonction d'état P_a qui est extérieure au corps considéré. L'énergie effective totale est sous forme absolue [2] :

$$U_{ecz} = U_e + M \frac{\bar{c}^2}{2} + MgZ \quad (\text{II. 7})$$

Et sous forme massique :

$$u_{ecz} = u_e + \frac{\bar{c}^2}{2} + gZ \quad (\text{II. 8})$$

En vertu de (II.5) et (II.7) le bilan énergétique devient :

$$\frac{dU_{ecz}}{dt} = \sum_k [\dot{E}_{ek}^+] + \sum_i [\dot{Q}_i^+] + \sum_j [h_{czj} \dot{M}_j^+] \quad (\text{II. 9})$$

II.2.3. Puissance-transformation et puissance-transformation effective :

L'introduction de la notion puissance-transformation revêt une grande importance, car elle englobe l'ensemble des systèmes fermés et les systèmes ouverts en régime permanent ou en régime non permanent dans une théorie cohérente. On définit ce concept par la relation suivante :

$$\dot{W}^+ = \sum_j [h_{czj} \dot{M}_j^+] - \frac{dU_{cz}}{dt} \quad (\text{II. 10})$$

On définit aussi la puissance-transformation effective par la relation :

$$\dot{W}_e^+ = \sum_j [h_{czj} \dot{M}_j^+] - \frac{dU_{ecz}}{dt} \quad (\text{II. 11})$$

Si on utilise la puissance-transformation effective \dot{W}_e^+ reçue au niveau de chaque réseau n, on peut écrire le bilan énergétique sous la forme :

$$\sum_k [\dot{E}_{ek}^+] + \sum_i [\dot{Q}_i^+] + \sum_n [\dot{W}_{en}^+] = 0 \quad (\text{II. 12})$$

Pour un système ouvert en régime permanent, compte tenu du fait que le volume reste constant, et les grandeurs effectives concordent avec les grandeurs intrinsèques ce qui permet l'omission de l'adjectif effectif. La puissance transformation se réduit à l'expression :

$$\dot{W}^+ = \sum_j [h_{czj} \dot{M}_j^+] \quad (\text{II. 13})$$

II.2.4. Efficacité ou rendement thermique :

Définition :

L'efficacité thermique ou le rendement thermique est une mesure de l'efficacité avec laquelle un système ou un processus utilise l'énergie thermique pour effectuer un travail utile. Il s'agit d'une mesure de l'énergie thermique convertie en travail par rapport à la quantité totale d'énergie thermique fournie au système.

Etant donné que le bilan énergétique (II.12) exprime la conservation de l'énergie, il est en principe inadéquat pour mettre en évidence la notion de pertes thermodynamiques. En effet, la manipulation d'un système quelconque consiste toujours à recevoir de l'énergie sous une ou plusieurs formes possibles et à en donner également sous une ou plusieurs formes. Il en résulte que toute définition correcte du rendement thermique doit, en toute rigueur, conduire à l'unité, c'est-à-dire à 100%, ce qui n'apporte aucune précision intéressante [2].

Dans la pratique, il est avantageux de définir des paramètres significatifs qui peuvent être utilisés pour exprimer une caractéristique pertinente du système étudié. Plus le rendement thermique est élevé, plus le système est efficace dans sa conversion d'énergie thermique en travail.

Toutes fois, il est généralement admis que l'énergie-chaleur transférée entre le système et l'atmosphère ne peut être considérée ni comme une prestation reçue, ni comme une prestation donnée, car elle n'a pas de valeur intrinsèque [2].

Dans le cas des installations motrices, des installations de chauffages, et des installations combinées, le bilan (II.12) peut se mettre sous forme [2]:

$$\sum [\dot{E}_e^-] + \sum [\dot{Q}_i^-] + \sum [\dot{W}_e^-] = \sum [\dot{E}_e^+] + \sum [\dot{Q}_i^+] + \sum [\dot{W}_e^+] - \dot{Q}_a^+ \quad (\text{II.14})$$

On conclut que l'efficacité d'un telle système peut s'exprimée par la relation [2]:

$$\varepsilon = \frac{\sum [\dot{E}_e^-] + \sum [\dot{Q}_i^-] + \sum [\dot{W}_e^-]}{\sum [\dot{E}_e^+] + \sum [\dot{Q}_i^+] + \sum [\dot{W}_e^+]} \quad (\text{II.15})$$

II.3. Approche exergetique :

II.3.1. Bilan exergetique :

Considérons le système quelconque, représenté sur la figure ci-dessous

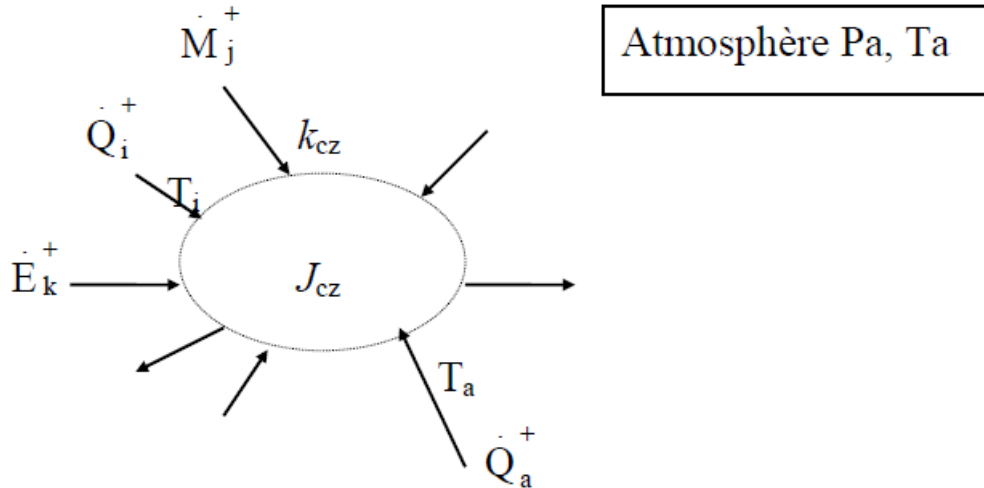


Figure II.2 : Schéma d'un système thermodynamique quelconque

Le premier principe de la thermodynamique est exprimé par le bilan énergétique en puissance suivant [2] :

$$\sum_k [\dot{E}_{ek}^+] + \sum_i [\int \delta \dot{Q}_i^+] + \dot{Q}_a^+ + \sum_n [\dot{W}_{en}^+] = 0 \tag{II.16}$$

Avec :

\dot{E}_{ek}^+ : puissance-travail effective reçue par le système au niveau de la machine k

\dot{Q}_i^+ : puissance-chaleur reçue de la source à la température T_i

\dot{Q}_a^+ : puissance-chaleur reçue de l'atmosphère à la température T_a

\dot{W}_{en}^+ : puissance transformation effective reçue au niveau du réseau n

Le deuxième principe de la thermodynamique est exprimé par le bilan d'entropie [2] :

$$\frac{dS}{dt} = \sum_i [\int \frac{\delta \dot{Q}_i^+}{T_i}] + \sum_j [s_j \dot{M}_j^+] + \dot{S}^i \tag{II.17}$$

Etant donné la propriété d'extensivité de l'entropie, nous pouvons effectuer des sommations sur les réseaux n et de remplacer :

$$\frac{dS}{dt} \quad par : \quad \sum_n [\frac{dS}{dt}]_n \tag{II.18}$$

$$\sum_j [s_j \dot{M}_j^+] \quad \text{par :} \quad \sum_n \left\{ \sum_j [s_j \dot{M}_j^+] \right\}_n \quad (\text{II. 19})$$

D'autre part, nous pouvons traiter séparément la source à la température T_i constituée par l'atmosphère et remplacer [2] :

$$\sum_i \left[\int \frac{\delta \dot{Q}_i^+}{T_i} \right] \quad \text{par :} \quad \sum_i \left[\int \frac{\delta \dot{Q}_i^+}{T_i} + \frac{\dot{Q}_a^+}{T_a} \right] \quad (\text{II. 20})$$

En tenant compte de (II.18), (II.19), (II.20), le bilan se mettra sous la forme suivante :

$$\sum_i \left[\int \frac{\delta \dot{Q}_i^+}{T_i} \right] + \sum_n \left\{ \sum_j [s_j \dot{M}_j^+] - \frac{dS}{dt} \right\}_n + \frac{\dot{Q}_a^+}{T_a} + \dot{S}^i = 0 \quad (\text{II. 21})$$

En multipliant ce bilan par la température T_a de l'atmosphère, on aura l'équation suivante :

$$\sum_i \left[\int \frac{T_a \delta \dot{Q}_i^+}{T_i} \right] + \dot{Q}_a^+ + \sum_n \left\{ \sum_j [T_a s_j \dot{M}_j^+] - \frac{d}{dt} (T_a S) \right\}_n + T_a \dot{S}^i = 0 \quad (\text{II. 22})$$

Le bilan exergetique est obtenu en éliminant \dot{Q}_a^+ entre les équations (II.16) et (II.22), par soustraction membre à membre :

$$\begin{aligned} & \sum_k [\dot{E}_{ek}^+] + \sum_n \left\{ \sum_j [(h_{czj} - T_a s_j) \dot{M}_j^+] - \frac{d}{dt} (U_{ecz} - T_a S) \right\}_n + \\ & \sum_i \left[\int \left(1 - \frac{T_a}{T_i} \right) \delta \dot{Q}_i^+ \right] - T_a \dot{S}^i = 0 \end{aligned} \quad (\text{II. 23})$$

Le bilan (II.23), fait apparaitre un certain nombre de grandeur nouvelle, qui sont définies comme suit [2] :

$$j_{cz} = U_{ecz} - T_a S \quad : \text{coénergie totale.}$$

$$k_{cj} = h_{czj} - T_a s \quad : \text{coenthalpie totale massique.}$$

$$\Theta = 1 - \frac{T_a}{T} \quad : \text{facteur de Carnot.}$$

$$\dot{E}_e^+ = \dot{E}^+ + P_a \frac{dt}{dt} \quad : \text{puissance-travail effective reçue.}$$

$$\dot{E}_q^+ = \int \Theta \delta \dot{Q}^+ \quad : \text{copuissance-chaleur reçue.}$$

$$\dot{E}_w^+ = \sum_j \left[\int k_{czj} \dot{M}_j^+ \right] - \frac{dj_{cz}}{dt} \quad : \text{copuissance-transformation reçue.}$$

$$\dot{L} = T_a \dot{S}^i \quad : \text{perte exergetique.}$$

II.3.2. Expression générale :

Etant donné ces définitions, le bilan exergetique (II.20) peut être mis sous forme [2] :

$$\sum_k [\dot{E}_{ek}^+] + \sum_i [\dot{E}_{qi}^+] + \sum_n [\dot{E}_{wn}^+] = \dot{L} \geq 0 \quad (\text{II. 24})$$

Ou nous avons :

\dot{E}_{ek}^+ : puissance-travail effective reçue par le système au niveau de la machine k.

\dot{E}_{qi}^+ : copuissance-chaleur reçue de la source à la température T_i .

\dot{E}_{wn}^+ : copuissance-transformation reçue au niveau du réseau d'écoulement n.

\dot{L} : perte exergetique globale, en puissance.

II.3.3. Travail effectif maximal $E_{e\max}^-$:

Le travail effectif maximal $E_{e\max}^-$ qu'il est possible de tirer d'un système est égal a la somme des exergie-chaleur et des exergie-transformation reçues par le système, et c'est celui que sera fourni par le système idéal défini de la manière suivante [2] :

- Tous les éléments du système idéal subissent exactement les mêmes transformations thermodynamique que dans le système réel, c'est-à-dire que toute les énergies-transformation W_n^+ sont les mêmes, donc aussi les cotravaux-transformation E_{wn}^+ .
- Toutes les énergies-chaleur Q_i^+ sont les mêmes donc aussi les cotravaux-chaleur \dot{E}_{qi}^+ .
- Toutes les opérations internes sont réversibles, c'est-à-dire $S^i=0, L=0$.

D'autrement dit, le travail fourni par un système est égal au travail maximal diminue des pertes exergetique.

$$E_e^- = \sum_i [E_{qi}^+] + \sum_n [E_{wn}^+] - L \quad (\text{II. 25})$$

II.3.4. La coénergie :

La coénergie peut être considérée comme une fonction d'état extrinsèque définie par la relation suivante, sous forme absolue [2] :

$$J = U_e + T_a S = U + P_a V - T_a S \quad (\text{II. 26})$$

Et sous forme massique :

$$J = u_e - T_a s = u_e + P_a v - T_a s \quad (\text{II. 27})$$

Où P_a et T_a sont respectivement les valeurs moyennes de la pression et de la température de l'atmosphère, considérées comme constantes.

L'introduction de cette fonction permet de tenir compte de l'influence de l'environnement sur le système étudié. Ainsi, la coénergie joue un rôle important dans l'analyse exergetique des systèmes énergétiques.

II.3.5. La coenthalpie :

La coenthalpie peut être considérée comme une fonction d'état extrinsèque définie par la relation suivante, sous forme absolue [2] :

$$K = H - T_a S \quad (\text{II. 28})$$

Et sous forme massique :

$$k = h - T_a s \quad (\text{II. 29})$$

Où P et T sont respectivement les valeurs moyennes de la pression et de la température de l'atmosphère, considérées comme constantes.

II.3.6. Cotravail-chaaleur et copuissance-chaaleur :

Le cotravail-chaaleur E_{qi}^+ est le travail maximale qu'il est possible d'obtenir à partir de l'énergie-chaaleur Q_i^+ reçue de la source thermique i , à l'aide d'un cycle réversible fonctionnant entre les températures T_i de la source et T_a de l'atmosphère [2].

Le cotravail-chaaleur E_{qi}^+ est défini par la relation :

$$E_{qi}^+ = \int \Theta \delta Q_i^+ = \int \left(1 - \frac{T_a}{T_i}\right) \delta Q_i^+ \quad (\text{II. 30})$$

De la même manière on peut définir la copuissance-chaaleur \dot{E}_{qi}^+ en puissance par la relation :

$$\dot{E}_{qi}^+ = \int \Theta \delta \dot{Q}_i^+ = \int \left(1 - \frac{T_a}{T_i}\right) \delta \dot{Q}_i^+ \quad (\text{II. 31})$$

Nous constatons que :

- Pour $T_i = \infty$, nous avons $\Theta = 1$ et le cotravail-chaleur E_{qi}^+ est égal à l'énergie-chaleur Q_i^+ ;
- Pour $T_a < T_i < \infty$, nous avons $0 < \Theta < 1$ et le cotravail-chaleur est inférieur a l'énergie-chaleur, et cela d'autant plus que T_i est faible ;
- Pour $T_i = T_a$, nous avons $\Theta = 0$ et le cotravail-chaleur est nul ;

II.3.7. Cotravail-transformation et copuissance-transformation :

Le cotravail-transformation est le maximum de travail qu'on peut exploiter lors d'une transformation thermodynamique d'un système, réalisé à l'aide de processus réversibles.

L'obtention du travail maximal suppose notamment que la dissipation est nulle et que tout transfert-chaleur s'effectue de façon réversible entre le système considéré et l'atmosphère, c'est-à-dire à l'aide d'un cycle réversible fonctionnant entre la température T du système et la température de l'atmosphère T_a [2].

Le cotravail-transformation est défini par la relation :

$$E_w^+ = \sum_j \left[\int k_{czj} M_j^+ \right] - \Delta J_{cz} \quad (\text{II. 32})$$

De la même manière en définit la copuissance-transformation par la relation:

$$\dot{E}_w^+ = \sum_j \left[\int k_{czj} \dot{M}_j^+ \right] - \frac{dJ_{cz}}{dt} \quad (\text{II. 33})$$

II.3.8. Pertes exergetiques :

La perte exergetique L est la diminution de la possibilité d'obtention d'un travail, due aux irréversibilités internes du système. Elle représente la quantité d'énergie perdue dans un système thermodynamique, qui ne peut pas être utilisée pour effectuer un travail utile [2].

La perte exergetique L est définie par la relation :

$$\dot{L} = T_a \dot{S}^i \geq 0 \quad (\text{II. 34})$$

II.3.9. Perte exergetique due à la dissipation :

L'augmentation d'entropie due à l'irréversibilité mécanique causée par le frottement visqueux est donnée par la relation suivante [2] :

$$\delta S^i = \delta S^r = \frac{\delta R}{T} \quad (\text{II. 35})$$

Avec :

δR : dissipation due à un frottement visqueux.

T : la température à laquelle se produit le frottement.

Dans le cas général où la température T est variable, la perte exergetique L_r s'écrit sous la forme suivante :

$$L_r = \int \frac{T_a}{T} \delta R \quad (\text{II. 36})$$

Ou sous forme de puissance :

$$\dot{L}_r = \int \frac{T_a}{T} \delta \dot{R} \quad (\text{II. 37})$$

Où \dot{R} est la puissance de dissipation.

II.3.10. Perte exergetique due au transfert de chaleur avec chute de température :

L'augmentation d'entropie due à un transfert-chaleur avec chute de température est donnée par la relation suivante [2] :

$$\delta S^i = \delta S^t = \left(\frac{1}{T_\alpha} - \frac{1}{T_\beta} \right) \delta Q_\beta^\alpha \quad (\text{II. 38})$$

Avec :

δQ_β^α : énergie-chaleur transférée du corps α au corps β .

T_α : température du corps chaud.

T_β : température du corps froid.

Dans le cas général où les températures T_α et T_β sont variable, la perte exergetique est donnée par l'intégral :

$$\dot{L}_t = \int \left(\frac{T_a}{T_\alpha} - \frac{T_a}{T_\beta} \right) \delta \dot{Q}_\beta^\alpha \quad (\text{II. 39})$$

La perte exergetique due à un transfert de chaleur avec chute de température est égale à la différence entre la copuissance-chaleur reçue du corps chaud et la copuissance-chaleur donnée au corps froid. Et de cela nous concluons que nous pouvons l'écrire comme ceci :

$$\dot{L}_t = \dot{E}_{q\alpha}^+ - \dot{E}_{q\beta}^- \quad (\text{II. 40})$$

Dans laquelle nous définissons ;

$\dot{E}_{q\alpha}^+$: la copuissance-chaleur reçue du corps chaud.

$\dot{E}_{q\beta}^-$: la copuissance-chaleur donnée au corps froid.

II.3.11. Rendement exergetique :

Contrairement au bilan énergétique exprimant la conservation de l'énergie, le bilan exergetique met bien en évidence la notion des pertes thermodynamique.

Le bilan (II.24) peut se mettre sous la forme [2]:

$$\sum [\dot{E}_e^-] + \sum [\dot{E}_q^-] + \sum [\dot{E}_w^-] = \sum [\dot{E}_e^+] + \sum [\dot{E}_q^+] + \sum [\dot{E}_w^+] - \dot{L} \quad (\text{II. 41})$$

Ou toutes les copuissances utiles données par le système figurent au premier membre et toutes les copuissances reçues par le système figurent au second membre.

Nous n'admettons que la définition du rendement exergetique d'un système quelconque [2]:

$$\eta_{ex} = \frac{\sum [\dot{E}_e^-] + \sum [\dot{E}_q^-] + \sum [\dot{E}_w^-]}{\sum [\dot{E}_e^+] + \sum [\dot{E}_q^+] + \sum [\dot{E}_w^+]} \quad (\text{II. 42})$$

Le rendement exergetique d'un système est compris entre 0 et 1, selon l'inégalité : $0 \leq \eta \leq 1$

- $\eta = 0$: dans le cas où le système ne fournit aucune prestation exergetique.
- $\eta = 1$: dans le cas où le système est totalement réversible.

II.4. Conclusion :

En somme, l'approche énergétique se focalise sur la quantité totale d'énergie, tandis que l'approche exergétique met l'accent sur la qualité de l'énergie et sa capacité à être convertie en travail utile en incluant les pertes thermodynamiques. Les deux approches sont complémentaires et fournissent des informations précieuses pour comprendre et optimiser les systèmes énergétiques, en permettant d'évaluer tant les aspects globaux que la performance spécifique de l'énergie disponible.

Chapitre III

III.1. Introduction :

L'analyse exergetique presente un intérêt majeur en permettant un raisonnement basé sur la destruction de quantités d'énergie plutôt que sur la création d'entropie.

Dans ce dernier chapitre, nous allons appliquer cette méthode d'analyse exergetique à la centrale de Ras-Djinet. Notre objectif sera d'examiner de manière détaillée toutes les pertes thermodynamiques et le rendement exergetique de chaque composant de l'installation. En effectuant cette analyse approfondie, nous pourrions évaluer la perte exergetique globale ainsi que le rendement exergetique de l'ensemble de l'installation.

III.2. Description de l'unité étudiée :

L'unité étudiée se manifeste par ce qui suit :

- compresseur.
- chambre de combustion.
- turbine à gaz.
- chaudière de récupération.
- turbine à vapeur.
 - Corps HP.
 - Corps MP.
 - Corps BP.
- Condenseur.
- Pompe d'extraction.
- Pompe alimentaire.

III.3. Propriétés des différents fluides dans la centrale :

Les propriétés thermodynamiques, notamment la pression et la température, des divers fluides circulant dans le cycle sont relevées depuis la salle de contrôle de la centrale, et elles sont présentées dans les tableaux (III.1) et (III.2).

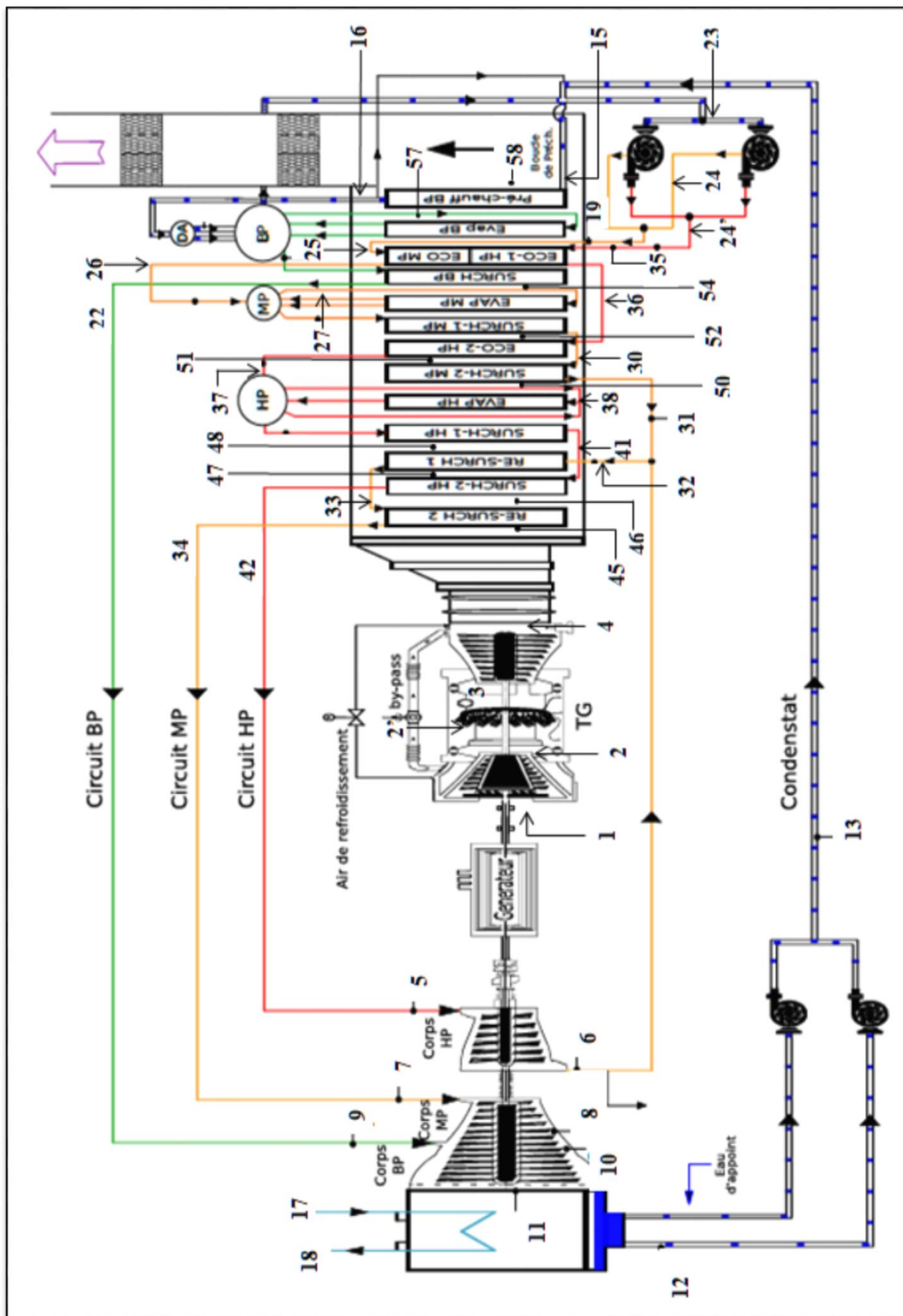


Figure III.1 Schéma de fonctionnement de la centrale de Ras-Djinet

Propriétés thermodynamiques du fluide (eau/vapeur) dans les différents points de la centrale :

Points	Débit (kg.s ⁻¹)	Pression (bar)	Température (°c)	Enthalpie (kJ.kg ⁻¹)	Entropie (kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	Etat physique
5	71.99	117.92	565.02	3522.23	6.71169	Vap sur
6	71.99	32.16	373.2	3165.97	6.79318	Vap sur
7	85.93	29.1	564.94	3604.22	7.43222	Vap sur
8	85.93	3.5	283.1	3033.78	7.56976	Vap sur
9	10.14	3.5	231.26	2927.83	7.3698	Vap sur
10	96,07	3.5	277.64	3022,597	7,54961	Vap sur
11	96.07	0.0514	33.35	2365.93	7.72391	Vap hum
12	96.07	0.0514	33.35	139.807	0.482918	Liq sat
13	96.07	25.5	33.52	142,9288	0,484759	Liq comp
15	126.6	18.7	55	231,834	0,7671	Liq comp
16	105.85	13.7	149.9	632,301	1,84075	Liq comp
17	9444.4	2.10	24	100.84	0.353124	Liq comp
18	9444.4	1.60	30	125.876	0.436707	Liq comp
22	10.14	4.19	232.6	2927,92	7,28821	Vap sur
23	95.25	5.0345	152.1	641.205	1.86301	Liq comp
24	23.26	37	152.7	645.785	1.86557	Liq comp
24'	71.99	133	155.6	664.126	1.88401	Liq comp
25	23.26	36.1	152.7	645.37	1.86567	Liq comp
26	23.26	32.8	234.7	1012.38	2.65284	Liq comp
27	16.95	31	234.4	1012.36	2.65322	Liq sat
30	16.95	30.8	284.5	2950.61	6.45001	Vap sur
31	16.95	30.3	337.5	3107.85	6.89256	Vap sur
32	85.93	30.3	365	3148.58	6.77839	Vap sur
33	85.93	30	491	3436.66	7.20464	Vap sur
34	85.93	29.6	565.7	3605.22	7.42095	Vap sur
35	71.99	132.5	155.6	664.095	1.88406	Liq comp
36	71.99	130.9	234	1011.39	2.62748	Liq comp
37	71.99	129.7	320.9	1464.01	3.44819	Liq comp
38	71.99	129.7	320.9	1464.3	3.4489	Liq comp
41	71.99	125.3	471.2	3262.83	6.3576	Vap sur
42	71.99	120.81	566.5	3523.22	6.7046	Vap sur

Tableau III.1 : Propriétés thermodynamique du circuit eau/vapeur

Vap hum : vapeur humide

Vap sur : vapeur surchauffée

Liq comp : liquide comprimé

Liq sat : liquide saturé

Caractéristiques des fluides (air/ gaz brulés) dans les différents points de la centrale :

Points	Débit (kg.s ⁻¹)	Pression (bar)	Température (K)	Fluide
1	601,9	1.013	290,15	Air
2	601,9	18,6	702,15	Air
2'	616,2	18,6	702,15	gaz brulés
3	616,2	17,484	1571,95	gaz brulés
4	616,2	1,2	880,75	gaz brulés
45	616,2	1,2	880,75	gaz brulés
46	616,2	1,2	860,95	gaz brulés
47	616,2	1,2	835,25	gaz brulés
48	616,2	1,2	801,25	gaz brulés
50	616,2	1,2	618,815	gaz brulés
51	616,2	1,2	615,45	gaz brulés
52	616,2	1,2	568,15	gaz brulés
54	616,2	1,2	519,95	gaz brulés
57	616,2	1,2	433,95	gaz brulés
58	616,2	1,2	357,15	gaz brulés

Tableau III.2 : Caractéristiques thermodynamique du circuit air / gaz brulés

III.4. Calculs préliminaires

III.4.1. Pouvoir exergetique du gaz naturel

Le combustible utilisé est le gaz naturel, dont la composition volumique est la suivante :

Constituant	Formule Chimique	Fraction Volumique	Pouvoir exergetique Δk_0 (kJ/kmol)
Méthane	CH ₄	84.0200	830174
Ethane	C ₂ H ₆	6.8500	1493827
Propane	C ₃ H ₈	2.0000	2147941
Butane	C ₄ H ₁₀	0.8000	2800902
Pentane	C ₅ H ₁₂	0.1950	3454100
Hexane	C ₆ H ₁₄	0.1300	4122282
Azote	N ₂	5.8300	
dioxyde de carbone	CO ₂	0.175	

Tableau III.3 : Composition en volume du gaz naturel utilisé

Le pouvoir exergétique est donné par la règle des mélanges :

$$\underline{\Delta}k_{0,GN} = \sum X_j \underline{\Delta}k_{0,j}$$

Avec :

X_j : Fraction molaire du composant.

$\underline{\Delta}k_{0,j}$: Pouvoir exergétique du composant

Ce qui nous donne :

$$\begin{aligned} \underline{\Delta}k_{0,GN} = & 0.8402 \times 830174 + 0.0685 \times 1493827 + 0.02 \times 2147941 + 0.008 \\ & \times 2800902 + 0.00195 \times 3454100 + 0.0013 \times 4122282 \end{aligned}$$

$$\underline{\Delta}k_{0,GN} = 877299,8419 \text{ kJ.kmol}^{-1}$$

III.4.2. Débit molaire du combustible

Le débit molaire du combustible est donné par la relation :

$$\dot{m}_{GN} = \frac{\dot{m}_B}{M_{GN}}$$

Masse molaire moyenne du combustible :

$$M_{GN} = \sum X_i M_i$$

$$M_{GN} = 18,847175 \text{ kg.kmol}^{-1}$$

Donc le débit molaire est :

$$\dot{m}_{GN} = \frac{14.3}{18,847175}$$

$$\dot{m}_{GN} = 0,7587 \text{ kmol.s}^{-1}$$

III.4.3. Masse molaire des gaz de combustion :

Nous présenterons dans le tableau III.4 la composition molaire des gaz de combustion [16]:

Gaz	Fraction volumique %
O ₂	0,1005
N ₂	0,7252
H ₂ O	0,1243
CO ₂	0,05

Tableau III.4 : Composition volumique des gaz de combustion

Masse molaire des gaz de combustion :

$$M_{gb} = \sum X_n M_n$$

$$M_{gb} = (28,013 \times 0,7252) + (18,015 \times 0,1243) + (44,01 \times 0,05) + (31,99 \times 0,1005)$$

$$M_{gb} = 27,97 \text{ kg.kmol}^{-1}$$

III.5. Analyse exergétique du cycle à gaz :

Le cycle à gaz est représenté par la figure ci-dessous :

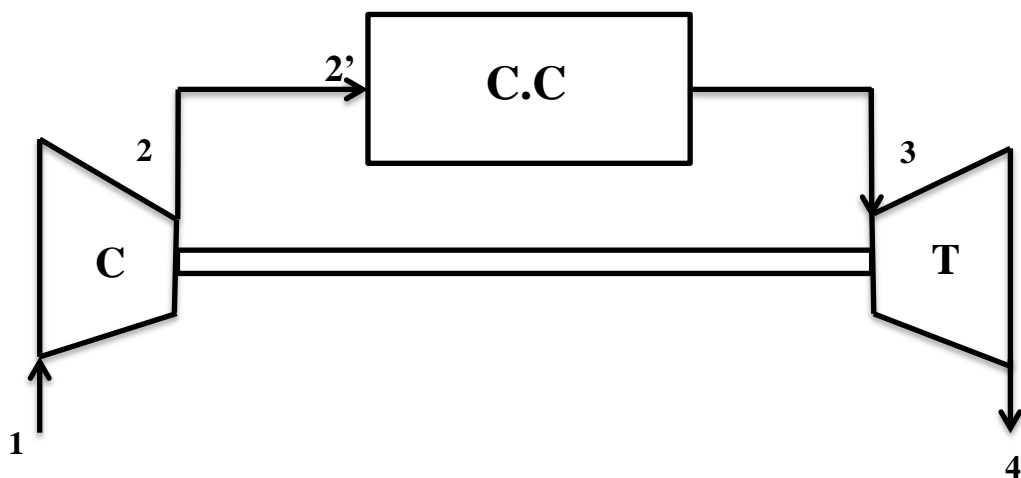


Figure III.2 : Schéma représentatif du cycle à gaz

III.5.1. Analyse exergétique du compresseur :

La puissance de travail consommée par le compresseur :

$$\dot{E}_c^+ = \dot{m}_1 \bar{C}_p (T_2 - T_1)$$

D'après la table thermodynamique de l'air [17] :

$$\begin{cases} C_{p1} = 1,006 \text{ kJ.kg}^{-1}\text{K}^{-1} \\ C_{p2} = 1,0802 \text{ kJ.kg}^{-1}\text{K}^{-1} \end{cases}$$

$$\bar{C}_p = \frac{C_{p1} + C_{p2}}{2} = \frac{1,006 + 1,08025}{2} = 1,0431 \text{ kJ.kg}^{-1}\text{K}^{-1}$$

$$\dot{E}_c^+ = 601,9 \times 1,043125 \times (702,15 - 290,15)$$

$$\dot{E}_c^+ = 258677,0583 \text{ kW}$$

La copuissance-transformation fournie à l'air est:

$$\dot{E}_w^- = \dot{m}_1 (k_2 - k_1)$$

$$\dot{E}_w^- = \dot{m}_1 [(h_2 - h_1) - T_a (S_2 - S_1)]$$

$$\dot{E}_w^- = \dot{m}_1 [\bar{C}_p (T_2 - T_1) - T_a (\bar{C}_p \ln \frac{T_2}{T_1} - r \ln \frac{P_2}{P_1})]$$

$$\dot{E}_w^- = 601,9 [1,043125 \times (702,15 - 290,15) - 290 (1,043125 \ln \frac{702,15}{290,15} - 0,2871 \ln \frac{18,6}{1,013})]$$

$$\dot{E}_w^- = 243608,1994 \text{ kW}$$

La perte exergétique est :

1^{er} méthode :

$$\dot{L}_c = \dot{E}_c^+ - \dot{E}_w^-$$

$$\dot{L}_c = 258677,0583 - 243608,1994$$

$$\dot{L}_c = 15068,8588 \text{ kW}$$

2^{ème} méthode :

$$\dot{L}_c = \dot{m}_1 \times T_a \times (S_2 - S_1)$$

$$\dot{L}_c = \dot{m}_1 \times T_a \times (\bar{C}_p \ln \frac{T_2}{T_1} - r \ln \frac{P_2}{P_1})$$

$$\dot{L}_c = 601.9 \times 290 \times (1,043125 \ln \frac{702.15}{290.15} - 0.2871 \ln \frac{18.6}{1.013})]$$

$$\dot{L}_c = 15068,8588 \text{ kW}$$

Le rendement exergetique est alors :

$$\eta = \frac{\dot{E}_w^-}{\dot{E}_c^+} = \frac{243608,1994}{258677,0583}$$

$$\eta = 94,17 \%$$

III.5.2. Analyse exergetique de la chambre de combustion :

Le déroulement du processus de combustion est comme suit : On suppose que les gaz de combustion se forment instantanément dès l'entrée dans la chambre de combustion et atteignent la température ($T_{2'}$). Ensuite, ils traversent la chambre de combustion qui est assimilée à un échangeur de chaleur, où ils absorbent une quantité d'énergie équivalente à celle fournie par le combustible, avec :

$$\dot{m}_{2'} = \dot{m}_B + \dot{m}_2$$

Calcul de la copuissance-transformation reçue par la chambre de combustion :

$$\dot{E}_{WB}^+ = \dot{m}_{GN} \times P_{ex,B} = \dot{m}_B \times \underline{\Delta}k_{0,GN}$$

$$\dot{E}_{WB}^+ = \dot{m}_B \times \underline{\Delta}k_{0,GN}$$

$$\dot{E}_{WB}^+ = 0,7587 \times 877299,8419$$

$$\dot{E}_{WB}^+ = 665637,5685 \text{ kW}$$

Calcul de la copuissance-transformation reçue par les gaz de combustion :

$$\dot{E}_w^- = \dot{m}_{2'}(k_3 - k_{2'})$$

$$\dot{E}_w^- = \dot{m}_{2'}[(h_3 - h_{2'}) - T_a(S_3 - S_{2'})]$$

$$\dot{E}_w^- = \dot{m}_{2'}[\bar{C}_p(T_3 - T_{2'}) - T_a(\bar{C}_p \ln \frac{T_3}{T_{2'}} - r \ln \frac{P_3}{P_{2'}})]$$

Par une interpolation linéaire dans la table thermodynamique des gaz de combustion [17], on aura la chaleur molaire à pression constante des produits de combustion à $T = 702.15 \text{ K}$:

$$\begin{cases} C_{p_{O_2}} = 32.1223 & \text{kJ. kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{N_2}} = 30.1368 & \text{kJ. kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{H_2O}} = 37.5245 & \text{kJ. kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{CO_2}} = 49.6345 & \text{kJ. kmol}^{-1}K^{-1} \end{cases}$$

On obtient :

$$\bar{C}_{p2'} = \frac{\sum X_n C_{p_n}}{M_{gb}} = 1,1522 \text{ kJ. kg}^{-1}K^{-1}$$

Par une interpolation linière dans la table thermodynamique des gaz de combustion [17], on aura la chaleur molaire à pression constante des produits de combustion à $T = 1571.95 \text{ K}$:

$$\begin{cases} C_{p_{O_2}} = 36.7640 & \text{kJ. kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{N_2}} = 35.0729 & \text{kJ. kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{H_2O}} = 47.2190 & \text{kJ. kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{CO_2}} = 58.8765 & \text{kJ. kmol}^{-1}K^{-1} \end{cases}$$

On obtient :

$$C_{p3} = \frac{\sum X_n C_{p_n}}{M_{gb}} = 1,3565 \text{ kJ. kg}^{-1}K^{-1}$$

$$\bar{C}_p = \frac{C_{p3} + C_{p2'}}{2} = \frac{1,3565 + 1,1522}{2} = 1,2544 \text{ kJ. kg}^{-1}K^{-1}$$

On aura :

$$\dot{E}_w^- = 616.2 \left[1,2544(1571.95 - 702.15) - 290 \left(1,2544 \ln \frac{1571.95}{702.15} - 0.2871 \ln \frac{17.484}{18.6} \right) \right]$$

$$\dot{E}_w^- = 488504,83 \text{ kW}$$

La perte exergetique est :

$$\dot{L}_{CC} = \dot{E}_{WB}^+ - \dot{E}_w^-$$

$$\dot{L}_{CC} = 665637,5685 - 488504,83$$

$$\dot{L}_{CC} = 177132.7385 \text{ kW}$$

Le rendement exergetique est alors :

$$\eta = \frac{\dot{E}_w^-}{\dot{E}_{WB}^+} = \frac{488504,83}{665637,5685}$$

$$\eta = 73,38 \%$$

III.5.3. Analyse exergetique de la turbine :

Calcul de la copuissance-transformation reçue par la turbine au niveau des gaz :

$$\dot{E}_w^+ = \dot{m}_3(k_3 - k_4)$$

$$\dot{E}_w^+ = \dot{m}_1[(h_3 - h_4) - T_a(S_3 - S_4)]$$

$$\dot{E}_w^+ = \dot{m}_1[\bar{C}_p(T_3 - T_4) - T_a(\bar{C}_p \ln \frac{T_4}{T_3} - r \ln \frac{P_4}{P_3})]$$

Par une interpolation linière dans la table thermodynamique des gaz de combustion [17], on aura la chaleur molaire à pression constante des produits de combustion à T = 880.75 K :

$$\begin{cases} C_{p_{O_2}} = 34,2518 & \text{kJ.kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{N_2}} = 31,9787 & \text{kJ.kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{H_2O}} = 39,7633 & \text{kJ.kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{CO_2}} = 52,7626 & \text{kJ.kmol}^{-1}K^{-1} \end{cases}$$

On obtient :

$$C_{p4} = \frac{\sum X_n C_{p_n}}{M_{gb}} = 1,2232 \text{ kJ.kg}^{-1}K^{-1}$$

$$\begin{cases} C_{p3} = 1,3565 & \text{kJ.kg}^{-1}K^{-1} \\ C_{p4} = 1,2232 & \text{kJ.kg}^{-1}K^{-1} \end{cases}$$

$$\bar{C}_p = \frac{C_{p3} + C_{p4}}{2} = \frac{1,356565164 + 1,223249905}{2} = 1,2899 \text{ kJ.kg}^{-1}K^{-1}$$

On aura :

$$\dot{E}_w^+ = 616.2[1,2899 \times (1571,95 - 880,75) - 290(1,2899 \ln \frac{1571,95}{880,75} - 0,2871 \ln \frac{17,484}{1,2})]$$

$$\dot{E}_w^+ = 553305,7137 \text{ kW}$$

Calcul de la puissance-travail donnée par la turbine au niveau du rotor est:

$$\dot{E}_t^- = \dot{m}_3 \bar{C}_p (T_3 - T_4)$$

$$\dot{E}_t^- = 616.2 \times 1,2899 \times (1571,95 - 880,75)$$

$$\dot{E}_t^- = 549394,1149 \text{ kW}$$

La perte exergetique est :

1^{er} méthode :

$$\dot{L}_{TG} = \dot{E}_w^+ - \dot{E}_t^-$$

$$\dot{L}_{TG} = 553305,7137 - 549394,1149$$

$$\dot{L}_{TG} = 3911,5987 \text{ kW}$$

2^{ème} méthode :

$$\dot{L}_{TG} = \dot{m}_3 \times T_a \times (S_3 - S_4)$$

$$\dot{L}_{TG} = \dot{m}_3 \times T_a \times \left(\bar{C}_p \ln \frac{T_4}{T_3} - r \ln \frac{P_4}{P_3} \right)$$

$$\dot{L}_{TG} = 616.2 \times 290 \times \left(1,2899 \ln \frac{1571,95}{880,75} - 0,2871 \ln \frac{17,484}{1,2} \right)$$

$$\dot{L}_{TG} = 3911,5987 \text{ kW}$$

Le rendement exergetique est alors :

$$\eta_{TG} = \frac{\dot{E}_t^-}{\dot{E}_w^+} = \frac{549394,1149}{553305,7137}$$

$$\eta_{TG} = 99,29 \%$$

III.5.4. Bilan du cycle à gaz :

La perte exergetique totale dans le cycle à gaz est :

$$\dot{L}_{cg} = \dot{L}_c + \dot{L}_{cc} + \dot{L}_t$$

$$\dot{L}_{cg} = 15068,85883 + 177132,7385 + 3911,5987$$

$$\dot{L}_{cg} = 196108 \text{ kW}$$

Dans un cycle combiné, la perte $\dot{L}_{4 \rightarrow 1}$ est négligée car elle est récupérée dans la chaudière de récupération. Contrairement au cycle à gaz classique, où cette perte d'énergie est généralement considérée comme une perte irrécupérable qui est rejetée dans l'atmosphère.

Le rendement exergétique du cycle à gaz :

$$\eta_{cg} = 1 - \frac{\dot{L}_{cg}}{\dot{E}_{WB}^+}$$

$$\eta_{cg} = 1 - \frac{196108}{665637,5685}$$

$$\eta_{cg} = 70,53 \%$$

III.6. Analyse exergétique de cycle à vapeur :

III.6.1. Analyse exergétique de la turbine à vapeur :

Les turbines à vapeur sont représentées par la figure ci-dessous :

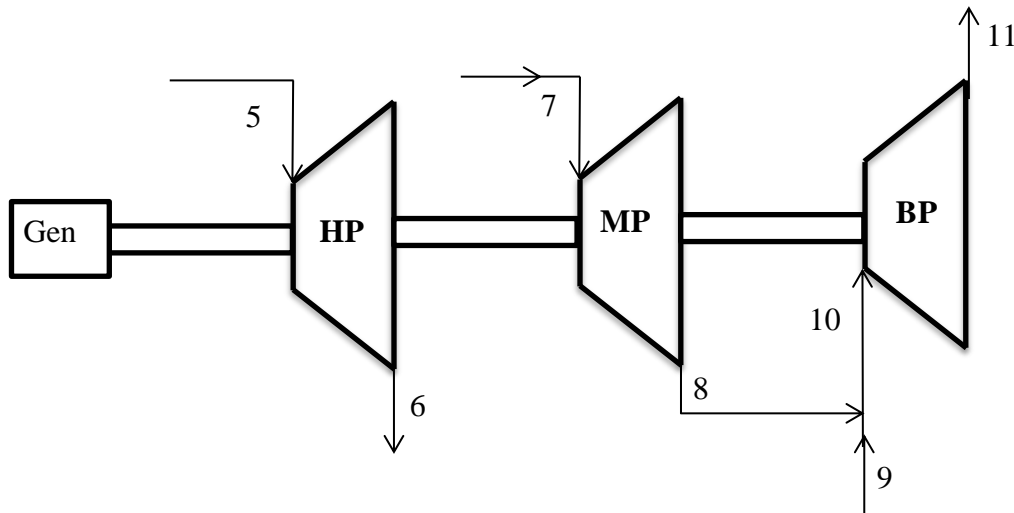


Figure III.3 : Schéma représentatif de la turbine à vapeur.

III.6.1.1. Analyse exergétique du corps HP :

La copuissance-transformation reçue par la turbine au niveau de la vapeur :

$$\dot{E}_w^+ = \dot{m}_5(k_5 - k_6)$$

Avec :

$$k_5 = h_5 - T_a \times S_5 = 3522,23 - 290 \times 6,71169 = 1575,8399 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$k_6 = h_6 - T_a \times S_6 = 3165,97 - 290 \times 6,79318 = 1195,9478 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

Donc :

$$\dot{E}_w^+ = 71.99 (1575,8399 - 1195,9478)$$

$$\dot{E}_w^+ = 27348,4322 \text{ kW}$$

La puissance-travail donnée par la turbine au niveau du rotor est:

$$\dot{E}_{HP}^- = \dot{m}_5 (h_5 - h_6)$$

$$\dot{E}_{HP}^- = 71.99 (3522,23 - 3165,97)$$

$$\dot{E}_{HP}^- = 25647,1574 \text{ kW}$$

La perte exergetique est :

1^{er} méthode :

$$\dot{L}_{HP} = \dot{E}_w^+ - \dot{E}_{HP}^-$$

$$\dot{L}_{HP} = 27348,43228 - 25647,1574$$

$$\dot{L}_{HP} = 1701,2748 \text{ kW}$$

2^{ème} méthode :

$$\dot{L}_{BP} = \dot{m}_5 \times T_a \times (S_6 - S_5)$$

$$\dot{L}_{BP} = 71.99 \times 290 \times (6,79318 - 6,71169)$$

$$\dot{L}_{BP} = 1701,2748 \text{ kW}$$

Le rendement exergetique est alors :

$$\eta_{HP} = \frac{\dot{E}_{HP}^-}{\dot{E}_w^+} = \frac{25647,1574}{27348,43228}$$

$$\eta_{HP} = 93,77 \%$$

III.6.1.2. Analyse exergetique du corps MP :

La copuissance-transformation reçue par la turbine au niveau de la vapeur :

$$\dot{E}_w^+ = \dot{m}_7(k_7 - k_8)$$

Avec :

$$k_7 = h_7 - T_a \times S_7 = 3604,22 - 290 \times 7,43222 = 1448,8762 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

$$k_8 = h_8 - T_a \times S_8 = 3033,78 - 290 \times 7,56976 = 838,5496 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

Donc :

$$\dot{E}_w^+ = 85.93 (1448,8762 - 838,5496)$$

$$\dot{E}_w^+ = 52445,3647 \text{ kW}$$

La puissance-travail donnée par la turbine au niveau du rotor est:

$$\dot{E}_{MP}^- = \dot{m}_7(h_7 - h_8)$$

$$\dot{E}_{MP}^- = 85.93 (3604,22 - 3033,78)$$

$$\dot{E}_{MP}^- = 49017,9092 \text{ kW}$$

La perte exergetique est :

1^{er} méthode :

$$\dot{L}_{MP} = \dot{E}_w^+ - \dot{E}_{MP}^-$$

$$\dot{L}_{MP} = 52445,3647 - 49017,9092$$

$$\dot{L}_{MP} = 3427,4555 \text{ kW}$$

2^{ème} méthode :

$$\dot{L}_{BP} = \dot{m}_7 \times T_a \times (S_8 - S_7)$$

$$\dot{L}_{BP} = 85.93 \times 290 \times (7,56976 - 7,43222)$$

$$\dot{L}_{BP} = 3427,4555 \text{ kW}$$

Le rendement exergétique est alors :

$$\eta_{MP} = \frac{\dot{E}_{MP}^-}{\dot{E}_w^+} = \frac{49017,9092}{52445,36474}$$

$$\eta_{MP} = 93,46 \%$$

III.6.1.3. Analyse exergétique du corps BP :

La copuissance-transformation reçue par la turbine au niveau de la vapeur :

$$\dot{E}_w^+ = \dot{m}_{10}(k_{10} - k_{11})$$

Avec :

$$k_{10} = h_{10} - T_a \times S_{10} = 3022,597 - 290 \times 7,54961 = 833,2101 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

$$k_{11} = h_{11} - T_a \times S_{11} = 2365,93 - 290 \times 7,72391 = 125,9961 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

Donc :

$$\dot{E}_w^+ = 96.07 (833,2101 - 125,9961)$$

$$\dot{E}_w^+ = 67942,0489 \text{ kW}$$

La puissance-travail donnée par la turbine au niveau du rotor est:

$$\dot{E}_{BP}^- = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_{11})$$

$$\dot{E}_{BP}^- = 96.07 (3022,597 - 2365,93)$$

$$\dot{E}_{BP}^- = 63085,9986 \text{ kW}$$

La perte exergétique est :

1^{er} méthode :

$$\dot{L}_{BP} = \dot{E}_w^+ - \dot{E}_{BP}^-$$

$$\dot{L}_{BP} = 67942,04898 - 63085,99869$$

$$\dot{L}_{BP} = 4856,0503 \text{ kW}$$

2^{ème} méthode :

$$\dot{L}_{BP} = \dot{m}_{10} \times T_a \times (S_{11} - S_{10})$$

$$\dot{L}_{BP} = 96.07 \times 290 \times (7.7239 - 7.5496)$$

$$\dot{L}_{BP} = 4856,0503 \text{ kW}$$

Le rendement exergétique est alors :

$$\eta_{BP} = \frac{\dot{E}_{BP}^-}{\dot{E}_w^+} = \frac{63085,9986}{67942,0489}$$

$$\eta_{BP} = 92,85 \%$$

La perte exergétique totale dans les turbines est :

$$\dot{L}_{TV} = \dot{L}_{HP} + \dot{L}_{MP} + \dot{L}_{BP}$$

$$\dot{L}_{TV} = 1701,2748 + 3427,4555 + 4856,0503$$

$$\dot{L}_{TV} = 9984,7807 \text{ kW}$$

III.6.2. Analyse exergétique de la chaudière de récupération :

Pour effectuer l'étude exergétique de la chaudière, nous l'avons subdivisée en neuf (09) sections, chacune est constituée d'un ou de plusieurs échangeurs, comme indiqué dans le tableau ci-dessous :

Section	Echangeurs
Section 1	Réchauffeur MP 2
Section 2	Surchauffeur HP 2
Section 3	Réchauffeur MP 1
Section 4	Surchauffeur HP 1
	Evaporateur HP 1
Section 5	Surchauffeur MP 2
Section 6	Economiseur HP 2
Section 7	Surchauffeur MP 1
	Evaporateur MP
Section 8	Surchauffeur BP
	Evaporateur BP
	Economiseur HP 1
	Economiseur MP
Section 9	Economiseur BP

Tableau III.5 : Différentes sections de la chaudière de récupération

III.6.2.1. Analyse exergetique de la section 1 :

La section 1 est représentée par la figure ci-dessous :

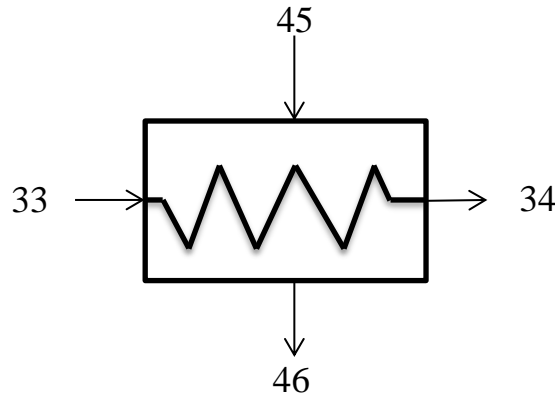


Figure III.4 : Représentation de la section (1) de la chaudière de récupération

Calcul de la copuissance-transformation donné par le circuit gaz brulés:

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = \dot{m}_{45}(k_{45} - k_{46})$$

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = \dot{m}_{45}[(h_{45} - h_{46}) - T_a(S_{45} - S_{46})]$$

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = \dot{m}_{45}[\bar{C}_p(T_{45} - T_{46}) - T_a(\bar{C}_p \ln \frac{T_{45}}{T_{46}} - r \ln \frac{P_{45}}{P_{46}})]$$

Par une interpolation linière dans la table thermodynamique des gaz de combustion [17], on aura la chaleur molaire à pression constante des produits de combustion à:

$$T = 860,95 K \quad \begin{cases} C_{p_{O_2}} = 34,1292 & \text{kJ. kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{N_2}} = 31,8463 & \text{kJ. kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{H_2O}} = 39,5107 & \text{kJ. kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{CO_2}} = 52,4462 & \text{kJ. kmol}^{-1}K^{-1} \end{cases}$$

On obtient :

$$C_{p46} = \frac{\sum X_n C_{p_n}}{M_{gb}} = 1,2176 \text{ kJ. kg}^{-1}K^{-1}$$

Avec :

$$\begin{cases} C_{p45} = 1.2232 \text{ kJ.kg}^{-1}\text{K}^{-1} \\ C_{p46} = 1,2176 \text{ kJ.kg}^{-1}\text{K}^{-1} \end{cases}$$

$$\bar{C}_p = \frac{C_{p45} + C_{p46}}{2} = \frac{1.2232 + 1,2176}{2} = 1,2057 \text{ kJ.kg}^{-1}\text{K}^{-1}$$

On aura:

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = 616,2 [1,2204(880,75 - 860,95) - 290(1,2204 \ln \frac{880,75}{860,95})]$$

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = 9931,7247 \text{ kW}$$

Calcul de la copuissance-transformation reçue par le circuit vapeur :

$$\dot{E}_{w\beta}^- = \dot{m}_{33}(k_{34} - k_{33})$$

$$\dot{E}_{w\beta}^- = \dot{m}_{33}[(h_{34} - h_{33}) - T_a(S_{34} - S_{33})]$$

$$\dot{E}_{w\beta}^- = 85,93[(3605,49 - 3437) - 290(7,42601 - 6,79528)]$$

$$\dot{E}_{w\beta}^- = 9084,7258 \text{ kW}$$

La perte exergétique est :

$$\dot{L}_{sect 1} = \dot{E}_{w\alpha}^+ - \dot{E}_{w\beta}^-$$

$$\dot{L}_{sect 1} = 9931,724768 - 9084,725832$$

$$\dot{L}_{sect 1} = 846,9989 \text{ kW}$$

Le rendement exergétique est :

$$\eta_{sect 1} = \frac{\dot{E}_{w\beta}^-}{\dot{E}_{w\alpha}^+} = \frac{9084,7258}{9931,7247}$$

$$\eta_{sect 1} = 91,47 \%$$

III.6.2.2. Analyse exergetique de la section 2 :

La section 2 est représentée par la figure ci-dessous :

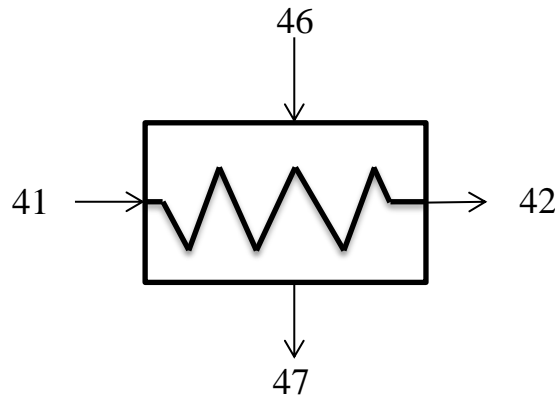


Figure III.5 : Représentation de la section (2) de la chaudière de récupération

Calcul de la copuissance-transformation donné par le circuit gaz brulés:

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = \dot{m}_{46}(k_{46} - k_{47})$$

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = \dot{m}_{46}[(h_{46} - h_{47}) - T_a(S_{46} - S_{47})]$$

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = \dot{m}_{46}[\bar{C}_p(T_{46} - T_{47}) - T_a(\bar{C}_p \ln \frac{T_{46}}{T_{47}} - r \ln \frac{P_{46}}{P_{47}})]$$

Par une interpolation linière dans la table thermodynamique des gaz de combustion [17], on aura la chaleur molaire à pression constante des produits de combustion à:

$$T = 835,25 K \quad \begin{cases} C_{p_{O_2}} = 33,7901 & \text{kJ.kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{N_2}} = 31,6757 & \text{kJ.kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{H_2O}} = 39,1827 & \text{kJ.kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{CO_2}} = 52.0396 & \text{kJ.kmol}^{-1}K^{-1} \end{cases}$$

On obtient :

$$C_{p47} = \frac{\sum X_n C_{p_n}}{M_{gb}} = 1,2105 \text{ kJ.kg}^{-1}K^{-1}$$

Avec:

$$\begin{cases} C_{p46} = 1,2176 & \text{kJ.kg}^{-1}K^{-1} \\ C_{p47} = 1,2105 & \text{kJ.kg}^{-1}K^{-1} \end{cases}$$

$$\bar{C}_p = \frac{C_{p46} + C_{p47}}{2} = \frac{1,2176 + 1,2105}{2} = 1,2057 \text{ kJ.kg}^{-1}\text{K}^{-1}$$

On aura :

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = 616,2 [1,2141(860,95 - 835,25) - 290(1,2141 \ln \frac{860,95}{835,25})]$$

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = 12652,3238 \text{ kW}$$

Calcul de la copuissance-transformation reçue par le circuit vapeur :

$$\dot{E}_{w\beta}^- = \dot{m}_{41}(k_{42} - k_{41})$$

$$\dot{E}_{w\beta}^- = \dot{m}_{41}[(h_{42} - h_{41}) - T_a(S_{42} - S_{41})]$$

$$\dot{E}_{w\beta}^- = 71,99 [(3523,22 - 3262,83) - 290(6,7046 - 6,3576)]$$

$$\dot{E}_{w\beta}^- = 11501,1224 \text{ kW}$$

La perte exergetique est :

$$\dot{L}_{sect 2} = \dot{E}_{w\alpha}^+ - \dot{E}_{w\beta}^-$$

$$\dot{L}_{sect 2} = 12652,3238 - 11501,1224$$

$$\dot{L}_{sect 2} = 1151,201439 \text{ kW}$$

Le rendement exergetique est :

$$\eta_{sect 2} = \frac{\dot{E}_{w\beta}^-}{\dot{E}_{w\alpha}^+} = \frac{11501,1224}{12652,3238}$$

$$\eta_{sect 2} = 90,90 \%$$

III.6.2.3. Analyse exergetique de la section 3 :

La section 3 est représentée par la figure ci-dessous :

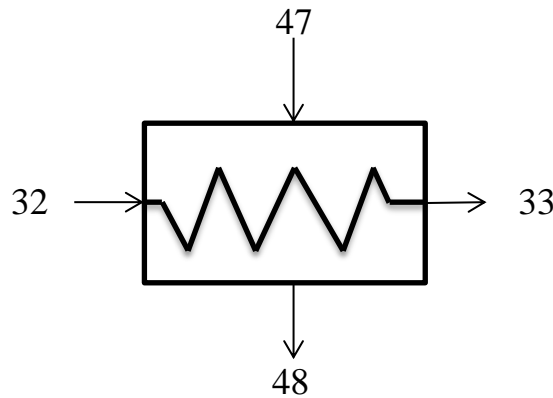


Figure III.6 : Représentation de la section (3) de la chaudière de récupération.

Calcul de la copuissance-transformation donné par le circuit gaz brûlés:

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = \dot{m}_{47}(k_{47} - k_{48})$$

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = \dot{m}_{47}[(h_{47} - h_{48}) - T_a(S_{47} - S_{48})]$$

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = \dot{m}_{47}[\bar{C}_p(T_{47} - T_{48}) - T_a(\bar{C}_p \ln \frac{T_{47}}{T_{48}} - r \ln \frac{P_{47}}{P_{48}})]$$

Par une interpolation linière dans la table thermodynamique des gaz de combustion [17], on aura la chaleur molaire à pression constante des produits de combustion à:

$$T = 801,25 K \quad \begin{cases} C_{p_{O_2}} = 33,7597 & \text{kJ. kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{N_2}} = 31,4493 & \text{kJ. kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{H_2O}} = 38,7489 & \text{kJ. kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{CO_2}} = 51,5017 & \text{kJ. kmol}^{-1}K^{-1} \end{cases}$$

On obtient :

$$C_{p_{48}} = \frac{\sum X_n C_{p_n}}{M_{gb}} = 1,2009 \text{ kJ. kg}^{-1}K^{-1}$$

Avec :

$$\begin{cases} C_{p47} = 1,2105 \text{ kJ. kg}^{-1}K^{-1} \\ C_{p48} = 1,2009 \text{ kJ. kg}^{-1}K^{-1} \end{cases}$$

$$\bar{C}_p = \frac{C_{p47} + C_{p48}}{2} = \frac{1,2105 + 1,2009}{2} = 1,2057 \text{ kJ. kg}^{-1}K^{-1}$$

On aura:

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = 616.2[1,2057(835.25 - 801.25) - 290(1,2057 \ln \frac{835,25}{801,25})]$$

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = 16307,6517 \text{ kW}$$

La copuissance-transformation reçue par le circuit vapeur :

$$\dot{E}_{w\beta}^- = \dot{m}_{32}(k_{33} - k_{32})$$

$$\dot{E}_{w\beta}^- = \dot{m}_{32}[(h_{33} - h_{32}) - T_a(S_{33} - S_{32})]$$

$$\dot{E}_{w\beta}^- = 85.93[(3437 - 3150.56) - 290(7.20957 - 6.79528)]$$

$$\dot{E}_{w\beta}^- = 14289.807 \text{ kW}$$

La perte exergétique est :

$$\dot{L}_{sect 3} = \dot{E}_{w\alpha}^+ - \dot{E}_{w\beta}^-$$

$$\dot{L}_{sect 3} = 16307,6517 - 14289.8066$$

$$\dot{L}_{sect 3} = 2017,8450 \text{ kW}$$

Le rendement exergétique est :

$$\eta_{sect 3} = \frac{\dot{E}_{w\beta}^-}{\dot{E}_{w\alpha}^+} = \frac{14289,8066}{16307,6517}$$

$$\eta_{sect 3} = 87,62 \%$$

III.6.2.4. Analyse exergetique de la section 4 :

La section 4 est représentée par la figure ci-dessous :

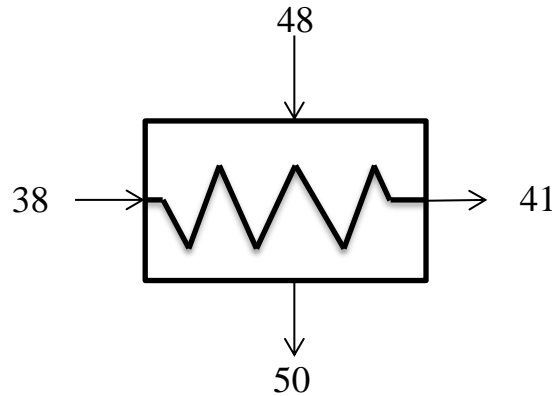


Figure III.7 : Représentation de la section (4) de la chaudière de récupération.

Calcul de la copuissance-transformation donné par le circuit gaz brulés:

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = \dot{m}_{48}(k_{48} - k_{50})$$

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = \dot{m}_{48}[(h_{48} - h_{50}) - T_a(S_{48} - S_{50})]$$

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = \dot{m}_{48}[\bar{C}_p(T_{48} - T_{50}) - T_a(\bar{C}_p \ln \frac{T_{48}}{T_{50}} - r \ln \frac{P_{48}}{P_{50}})]$$

Par une interpolation linière dans la table thermodynamique des gaz de combustion [17], on aura la chaleur molaire à pression constante des produits de combustion à:

$$T = 618.25 K \quad \begin{cases} C_{p_{O_2}} = 32,2723 & \text{kJ. kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{N_2}} = 30,2443 & \text{kJ. kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{H_2O}} = 36,5400 & \text{kJ. kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{CO_2}} = 47,7657 & \text{kJ. kmol}^{-1}K^{-1} \end{cases}$$

On obtient :

$$C_{p50} = \frac{\sum X_n C_{p_n}}{M_{gb}} = 1.1479 \text{ kJ. kg}^{-1}K^{-1}$$

Avec :

$$\begin{cases} C_{p48} = 1,2009 \text{ kJ. kg}^{-1}K^{-1} \\ C_{p50} = 1.1479 \text{ kJ. kg}^{-1}K^{-1} \end{cases}$$

$$\bar{C}_p = \frac{C_{p46} + C_{p47}}{2} = \frac{1,2009 + 1.1479}{2} = 1,1744 \text{ kJ. kg}^{-1}K^{-1}$$

On aura :

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = 616,2 [1,1744 (801,25 - 618,815) - 290(1,1744 \ln \frac{801,25}{618,25})]$$

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = 77803,6543 \text{ kW}$$

Calcul de la copuissance-transformation reçue par le circuit vapeur :

$$\dot{E}_{w\beta}^- = \dot{m}_{40}(k_{41} - k_{38})$$

$$\dot{E}_{w\beta}^- = \dot{m}_{40}[(h_{41} - h_{38}) - T_a(S_{41} - S_{38})]$$

$$\dot{E}_{w\beta}^- = 71.99 [(3262,83 - 1464,3) - 290(6,3576 - 3,4489)]$$

$$\dot{E}_{w\beta}^- = 68750,9539 \text{ kW}$$

La perte exergétique est :

$$\dot{L}_{sect 4} = \dot{E}_{w\alpha}^+ - \dot{E}_{w\beta}^-$$

$$\dot{L}_{sect 4} = 77803,6543 - 68750,9539$$

$$\dot{L}_{sect 4} = 9052,7004 \text{ kW}$$

Le rendement exergétique est alors :

$$\eta_{sect 4} = \frac{\dot{E}_{w\beta}^-}{\dot{E}_{w\alpha}^+} = \frac{68750,9539}{77803,6543}$$

$$\eta_{sect 4} = 88,36 \%$$

III.6.2.5. Analyse exergetique de la section 5 :

La section 5 est représentée par la figure ci-dessous :

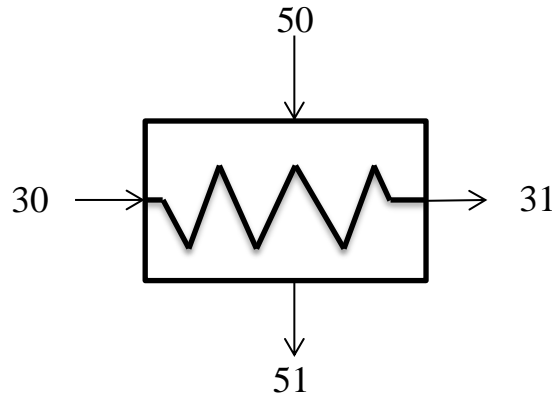


Figure III.8 : Représentation de la section (5) de la chaudière de récupération.

Calcul de la copuissance-transformation donné par le circuit gaz brulés:

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = \dot{m}_{50}(k_{50} - k_{51})$$

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = \dot{m}_{50}[(h_{50} - h_{51}) - T_a(S_{51} - S_{50})]$$

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = \dot{m}_{50}[\bar{C}_p(T_{50} - T_{51}) - T_a(\bar{C}_p \ln \frac{T_{50}}{T_{51}} - r \ln \frac{P_{50}}{P_{51}})]$$

Par une interpolation linière dans la table thermodynamique des gaz de combustion [17], on aura la chaleur molaire à pression constante des produits de combustion à:

$$T = 615,45 K \quad \begin{cases} C_{p_{O_2}} = 32,2420 & \text{kJ.kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{N_2}} = 30,2226 & \text{kJ.kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{H_2O}} = 36,5003 & \text{kJ.kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{CO_2}} = 47,6899 & \text{kJ.kmol}^{-1}K^{-1} \end{cases}$$

On obtient :

$$C_{p51} = \frac{\sum X_n C_{p_n}}{M_{gb}} = 1,1445 \text{ kJ.kg}^{-1}K^{-1}$$

Avec :

$$\begin{cases} C_{p50} = 1,1479 & \text{kJ.kg}^{-1}K^{-1} \\ C_{p51} = 1,1445 & \text{kJ.kg}^{-1}K^{-1} \end{cases}$$

$$\bar{C}_p = \frac{C_{p50} + C_{p51}}{2} = \frac{1,1479 + 1,1445}{2} = 1,1462 \text{ kJ.kg}^{-1}\text{K}^{-1}$$

On aura :

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = 616,2 [1,1462(618,815 - 615,45) - 290(1,1462 \ln \frac{618,815}{615,45})]$$

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = 1259,8795 \text{ kW}$$

Calcul de la copuissance-transformation reçue par le circuit vapeur :

$$\dot{E}_{w\beta}^- = \dot{m}_{30}(k_{31} - k_{30})$$

$$\dot{E}_{w\beta}^- = \dot{m}_{30}[(h_{31} - h_{30}) - T_a(S_{31} - S_{30})]$$

$$\dot{E}_{w\beta}^- = 16,95 [(3085,79 - 2951,32) - 290(6,6913 - 6,4540)]$$

$$\dot{E}_{w\beta}^- = 1112,4251 \text{ kW}$$

La perte exergétique est :

$$\dot{L}_{sect 5} = \dot{E}_{w\alpha}^+ - \dot{E}_{w\beta}^-$$

$$\dot{L}_{sect 5} = 1259,8795 - 1112,4251$$

$$\dot{L}_{sect 5} = 147,45 \text{ kW}$$

Le rendement exergétique est alors :

$$\eta_{sect 5} = \frac{\dot{E}_{w\beta}^-}{\dot{E}_{w\alpha}^+} = \frac{1112,4251}{1259,8795}$$

$$\eta_{sect 5} = 88,29 \%$$

III.6.2.6. Analyse exergetique de la section 6 :

La section 6 est représentée par la figure ci-dessous :

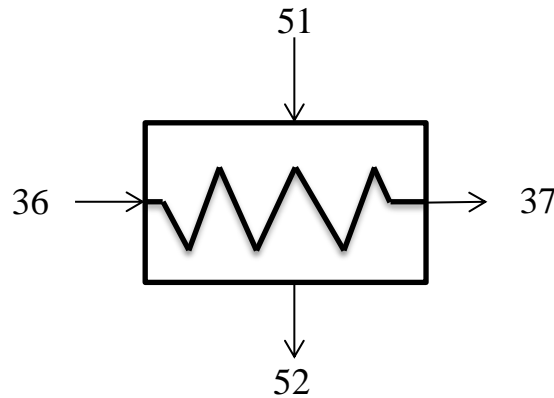


Figure III.9 : Représentation de la section (6) de la chaudière de récupération.

Calcul de la copuissance-transformation donné par le circuit des gaz brulés:

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = \dot{m}_{51}(k_{51} - k_{52})$$

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = \dot{m}_{51}[(h_{51} - h_{52}) - T_a(S_{51} - S_{52})]$$

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = \dot{m}_{51}[\bar{C}_p(T_{51} - T_{52}) - T_a(\bar{C}_p \ln \frac{T_{51}}{T_{52}} - r \ln \frac{P_{51}}{P_{52}})]$$

Par une interpolation linière dans la table thermodynamique des gaz de combustion [17], on aura la chaleur molaire à pression constante des produits de combustion à:

$$T = 568,15 K \quad \begin{cases} C_{p_{O_2}} = 31,7809 & \text{kJ. kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{N_2}} = 29,9535 & \text{kJ. kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{H_2O}} = 35,9686 & \text{kJ. kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{CO_2}} = 46,4769 & \text{kJ. kmol}^{-1}K^{-1} \end{cases}$$

On obtient :

$$C_{p52} = \frac{\sum X_n C_{p_n}}{M_{gb}} = 1,1337 \text{ kJ. kg}^{-1}K^{-1}$$

Avec :

$$\begin{cases} C_{p51} = 1,1445 & \text{kJ. kg}^{-1}K^{-1} \\ C_{p52} = 1,1337 & \text{kJ. kg}^{-1}K^{-1} \end{cases}$$

$$\bar{C}_p = \frac{C_{p51} + C_{p52}}{2} = \frac{1,1445 + 1,1337}{2} = 1,1391 \text{ kJ.kg}^{-1}\text{K}^{-1}$$

On aura :

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = 616,2 [1,1391(615,45 - 568,15) - 290(1,1391 \ln \frac{615,45}{568,15})]$$

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = 16923,6469 \text{ kW}$$

Calcul de la copuissance-transformation reçue par le circuit vapeur :

$$\dot{E}_{w\beta}^- = \dot{m}_{36}(k_{37} - k_{36})$$

$$\dot{E}_{w\beta}^- = \dot{m}_{36}[(h_{37} - h_{36}) - T_a(S_{37} - S_{36})]$$

$$\dot{E}_{w\beta}^- = 71,99 [(1464,01 - 1011,39) - 290(3,44819 - 2,62748)]$$

$$\dot{E}_{w\beta}^- = 15450,0690 \text{ kW}$$

La perte exergetique est :

$$\dot{L}_{sect 6} = \dot{E}_{w\alpha}^+ - \dot{E}_{w\beta}^-$$

$$\dot{L}_{sect 6} = 16923,6469 - 15450,0690$$

$$\dot{L}_{sect 6} = 1473,5779 \text{ kW}$$

Le rendement exergetique est alors :

$$\eta_{sect 6} = \frac{\dot{E}_{w\beta}^-}{\dot{E}_{w\alpha}^+} = \frac{15450,0690}{16923,6469}$$

$$\eta_{sect 6} = 91,29 \%$$

III.6.2.7. Analyse exergetique de la section 7 :

La section 7 est représentée par la figure ci-dessous :

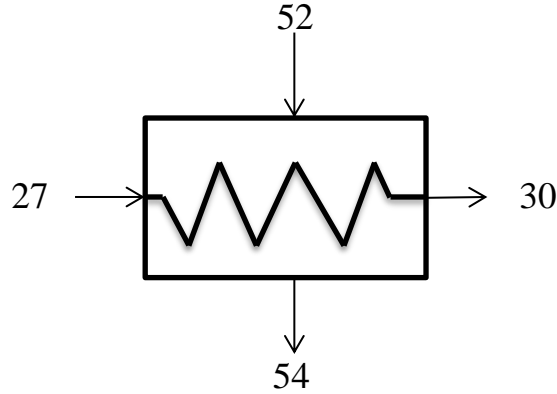


Figure III.10 : Représentation de la section (7) de la chaudière de récupération.

Calcul de la copuissance-transformation donné par le circuit gaz brûlés:

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = \dot{m}_{52}(k_{52} - k_{54})$$

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = \dot{m}_{52}[(h_{52} - h_{54}) - T_a(S_{52} - S_{54})]$$

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = \dot{m}_{52}[\bar{C}_p(T_{52} - T_{54}) - T_a(\bar{C}_p \ln \frac{T_{52}}{T_{54}}) - r \ln \frac{P_{52}}{P_{54}}]$$

Par une interpolation linière dans la table thermodynamique des gaz de combustion [17], on aura la chaleur molaire à pression constante des produits de combustion à :

$$T = 519.95 K \quad \begin{cases} C_{p_{O_2}} = 31,2952 & \text{kJ.kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{N_2}} = 29,6971 & \text{kJ.kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{H_2O}} = 35,4398 & \text{kJ.kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{CO_2}} = 45,1678 & \text{kJ.kmol}^{-1}K^{-1} \end{cases}$$

On obtient :

$$C_{p54} = \frac{\sum X_n C_{p_n}}{M_{gb}} = 1,1206 \text{ kJ.kg}^{-1}K^{-1}$$

Avec :

$$\begin{cases} C_{p52} = 1,1337 \text{ kJ.kg}^{-1}\text{K}^{-1} \\ C_{p54} = 1,1206 \text{ kJ.kg}^{-1}\text{K}^{-1} \end{cases}$$

$$\bar{C}_p = \frac{C_{p51} + C_{p52}}{2} = \frac{1,1337 + 1,1206}{2} = 1,1272 \text{ kJ.kg}^{-1}\text{K}^{-1}$$

On aura:

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = 616,2 [1,1272 (568,15 - 519,95) - 290(1,1272 \ln \frac{568,15}{519,95})]$$

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = 15621,8579 \text{ kW}$$

Calcul de la copuissance-transformation reçue par le circuit vapeur :

$$\dot{E}_{w\beta}^- = \dot{m}_{29}(k_{30} - k_{27})$$

$$\dot{E}_{w\beta}^- = \dot{m}_{29}[(h_{30} - h_{27}) - T_a(S_{30} - S_{27})]$$

$$\dot{E}_{w\beta}^- = 16,95 [(2951,32 - 1012,36) - 290(6,45401 - 2,65322)]$$

$$\dot{E}_{w\beta}^- = 14182,5887 \text{ kW}$$

La perte exergétique est :

$$\dot{L}_{sect 7} = \dot{E}_{w\alpha}^+ - \dot{E}_{w\beta}^-$$

$$\dot{L}_{sect 7} = 15621,8579 - 14182,5887$$

$$\dot{L}_{sect 7} = 1439,2691 \text{ kW}$$

Le rendement exergétique est alors :

$$\eta_{sect 7} = \frac{\dot{E}_{w\beta}^-}{\dot{E}_{w\alpha}^+} = \frac{14182,5887}{15621,8579}$$

$$\eta_{sect 7} = 90,78 \%$$

III.6.2.8. Analyse exergetique de la section 8:

La section 8 est représentée par la figure ci-dessous :

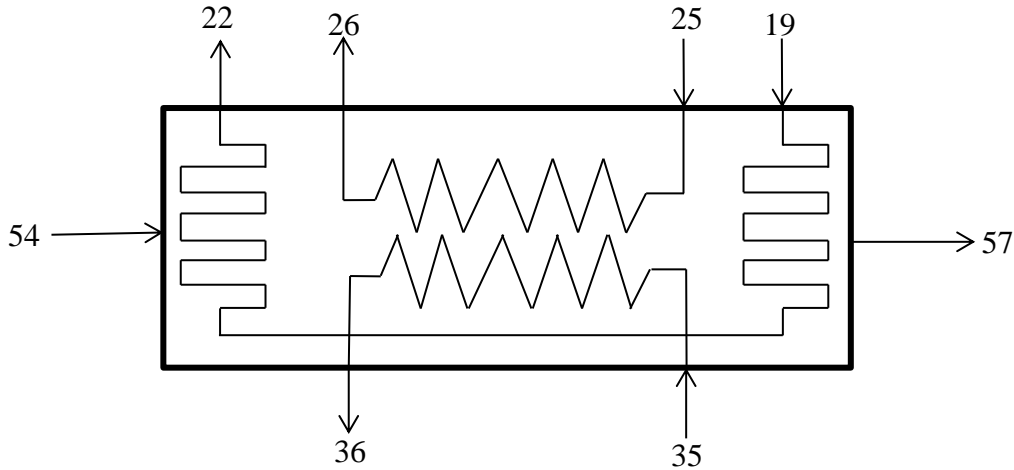


Figure III.11 : Représentation de la section (8) de la chaudière de récupération.

Calcul de la copuissance-transformation donné par le circuit des gaz brulés:

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = \dot{m}_{55}(k_{54} - k_{57})$$

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = \dot{m}_{55}[(h_{54} - h_{57}) - T_a(S_{54} - S_{57})]$$

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = \dot{m}_{55}[\bar{C}_p(T_{54} - T_{57}) - T_a(\bar{C}_p \ln \frac{T_{54}}{T_{57}} - r \ln \frac{P_{54}}{P_{57}})]$$

Par une interpolation linière dans la table thermodynamique des gaz de combustion [17], on aura la chaleur molaire à pression constante des produits de combustion à:

$$T = 433.95 K \quad \begin{cases} C_{p_{O_2}} = 30,4406 & \text{kJ.kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{N_2}} = 29,3730 & \text{kJ.kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{H_2O}} = 34,5849 & \text{kJ.kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{CO_2}} = 42,4390 & \text{kJ.kmol}^{-1}K^{-1} \end{cases}$$

On obtient :

$$C_{p57} = \frac{\sum X_n C_{p_n}}{M_{gb}} = 1,1005 \text{ kJ.kg}^{-1}K^{-1}$$

Avec :

$$\begin{cases} C_{p54} = 1,1206 & \text{kJ. kg}^{-1}\text{K}^{-1} \\ C_{p57} = 1,1005 & \text{kJ. kg}^{-1}\text{K}^{-1} \end{cases}$$

$$\bar{C}_p = \frac{C_{p54} + C_{p57}}{2} = \frac{1,1206 + 1,1005}{2} = 1,1106 \text{ kJ. kg}^{-1}\text{K}^{-1}$$

On aura:

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = 616,2 [1,1106 (519,95 - 433,95) - 290(1,1106 \ln \frac{519,95}{433,95})]$$

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = 26545,4605 \text{ kW}$$

La copuissance-transformation reçue par le circuit vapeur :

$$\dot{E}_{w\beta}^- = \dot{m}_{35}(k_{36} - k_{35}) + \dot{m}_{25}(k_{26} - k_{25}) + \dot{m}_{19}(k_{22} - k_{19})$$

$$\begin{aligned} \dot{E}_{w\beta}^- &= \dot{m}_{35}[(h_{36} - h_{35}) - T_a(S_{36} - S_{35})] + \dot{m}_{25}[(h_{26} - h_{25}) - T_a(S_{26} - S_{25})] \\ &\quad + \dot{m}_{19}[(h_{22} - h_{19}) - T_a(S_{22} - S_{19})] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{E}_{w\beta}^- &= 71,99 [(1011,39 - 664,095) - 290(2,6274 - 1,8840)] + 23,26 [(1012,38 - 645,37) - \\ &\quad - 290(2,6528 - 1,8656)] + 10,14[(2927,92 - 631,766) - 290(7,2882 - 1,84075)] \end{aligned}$$

$$\dot{E}_{w\beta}^- = 19972,3901 \text{ kW}$$

La perte exergetique est :

$$\dot{L}_{sect 8} = \dot{E}_{w\alpha}^+ - \dot{E}_{w\beta}^-$$

$$\dot{L}_{sect 8} = 26545,4605 - 19972,3901$$

$$\dot{L}_{sect 8} = 6573,0704 \text{ kW}$$

Le rendement exergetique est alors :

$$\eta_{sect 8} = \frac{\dot{E}_{w\beta}^-}{\dot{E}_{w\alpha}^+} = \frac{19972,3901}{26545,4605}$$

$$\eta_{sect 8} = 75,23 \%$$

III.6.2.9. Analyse exergetique de la section 9 :

La section 9 est représentée par la figure ci-dessous :

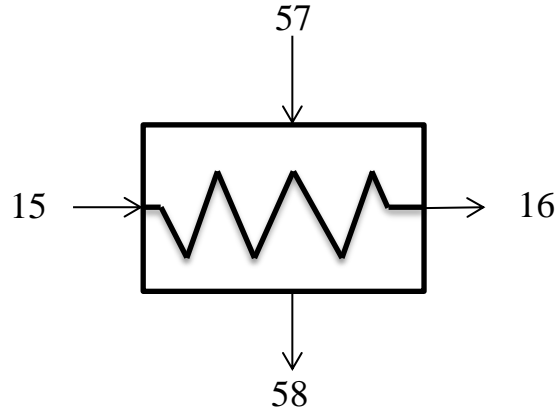


Figure III.12 : Représentation de la section (9) de la chaudière

Calcul de la copuissance-transformation donné par le circuit gaz brulés:

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = \dot{m}_{57}(k_{57} - k_{58})$$

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = \dot{m}_{57}[(h_{57} - h_{58}) - T_a(S_{57} - S_{58})]$$

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = \dot{m}_{57}[\bar{C}_p(T_{57} - T_{58}) - T_a(\bar{C}_p \ln \frac{T_{57}}{T_{58}} - r \ln \frac{P_{57}}{P_{58}})]$$

Par une interpolation linière dans la table thermodynamique des gaz de combustion [17], on aura la chaleur molaire à pression constante des produits de combustion à:

$$T = 357,15 K \quad \begin{cases} C_{p_{O_2}} = 29,7963 & \text{kJ.kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{N_2}} = 29,2070 & \text{kJ.kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{H_2O}} = 33,9730 & \text{kJ.kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{CO_2}} = 39,5628 & \text{kJ.kmol}^{-1}K^{-1} \end{cases}$$

On obtient :

$$C_{p58} = \frac{\sum X_n C_{p_n}}{M_{gb}} = 1,0860 \text{ kJ.kg}^{-1}K^{-1}$$

Avec :

$$\begin{cases} C_{p57} = 1,1005 & \text{kJ.kg}^{-1}K^{-1} \\ C_{p58} = 1,0860 & \text{kJ.kg}^{-1}K^{-1} \end{cases}$$

$$\bar{C}_p = \frac{C_{p57} + C_{p58}}{2} = \frac{1,1005 + 1,0860}{2} = 1,0932 \text{ kJ.kg}^{-1}\text{K}^{-1}$$

On aura:

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = 616,2 [1,0932 (433,95 - 357,15) - 290(1,0932 \ln \frac{433,95}{357,15})]$$

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = 13686,4058 \text{ kW}$$

Calcul de la copuissance-transformation reçue par le circuit vapeur :

$$\dot{E}_{w\beta}^- = \dot{m}_{15}(k_{16} - k_{15})$$

$$\dot{E}_{w\beta}^- = \dot{m}_{15}[(h_{16} - h_{15}) - T_a(S_{16} - S_{15})]$$

$$\dot{E}_{w\beta}^- = 126.6[(632,301 - 231,834) - 290(1,8397 - 0,7671)]$$

$$\dot{E}_{w\beta}^- = 11316,3815 \text{ kW}$$

La perte exergétique est :

$$\dot{L}_{sect\ 9} = \dot{E}_{w\alpha}^+ - \dot{E}_{w\beta}^-$$

$$\dot{L}_{sect\ 9} = 13686,4058 - 11316,3815$$

$$\dot{L}_{sect\ 9} = 2370,0242 \text{ kW}$$

Le rendement exergétique est alors :

$$\eta_{sect\ 9} = \frac{\dot{E}_{w\beta}^-}{\dot{E}_{w\alpha}^+} = \frac{11316,3815}{13686,4058}$$

$$\eta_{sect\ 9} = 82,68 \%$$

III.6.2.10. Bilan de la chaudière de récupération**III.6.2.10.1 Perte totale**

La perte exergétique totale dans la chaudière de récupération peut être calculée comme suit:

$$\dot{L}_{HRSG} = \sum \dot{L}_{section}$$

$$\begin{aligned} \dot{L}_{HRSG} = & 846,9989 + 1151,2014 + 2017,8450 + 9052,7004 + 147,4544 + 1473,5779 \\ & + 1439,2691 + 6573,0704 + 2370,0242 \end{aligned}$$

$$\dot{L}_{HRSG} = 25072,142 \text{ kW}$$

III.6.2.10.2. Le rendement exergétique

Le rendement exergétique de la chaudière de récupération est :

$$\eta = \frac{\sum \dot{E}_{w\ eau}^-}{\sum \dot{E}_{w\ gb}^+} = 1 - \frac{\dot{L}_{HRSG}}{\sum \dot{E}_{w\ gb}^+}$$

Avec :

$$\begin{aligned} \sum \dot{E}_{w\ gb}^+ = & 9931,7247 + 12652,3238 + 16307,6517 + 77803,6543 + 1259,8795 + \\ & + 16923,6469 + 15621,8579 + 26545,4605 + 13686,40582 \end{aligned}$$

$$\sum \dot{E}_{w\ gb}^+ = 190732,6055 \text{ kW}$$

Et :

$$\begin{aligned} \sum \dot{E}_{w\ eau}^- = & 9084,7258 + 11501,1224 + 14289,8066 + 68750,9539 + 1112,4251 + \\ & + 15450,0690 + 14182,5887 + 19972,3901 + 11358,2203 \end{aligned}$$

$$\sum \dot{E}_{w\ eau}^- = 165660,4634 \text{ kW}$$

On obtient :

$$\eta_{HRSG} = \frac{165660,4634}{190732,6055} = 1 - \frac{25072,142}{190732,6055}$$

$$\eta_{HRSG} = 86,85 \%$$

III.6.3. Analyse exergétique du condenseur :

Le condenseur est représenté par la figure ci-dessous :

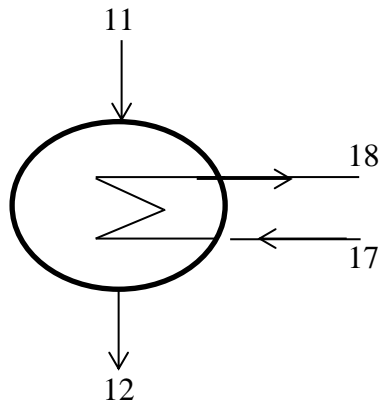


Figure III.13: Représentation du condenseur de vapeur

La copuissance-transformation reçue par la vapeur :

$$\dot{E}_w^+ = \dot{m}_{11}(k_{11} - k_{12})$$

$$\dot{E}_w^+ = \dot{m}_{11}[(h_{11} - h_{12}) - T_a(S_{11} - S_{12})]$$

$$\dot{E}_w^+ = 96.07 [(2365,93 - 139,807) - 290(7,7239 - 0,4829)]$$

$$\dot{E}_w^+ = 12134,1520 \text{ kW}$$

La copuissance-transformation donnée pour l'eau de mer :

$$\dot{E}_w^- = \dot{m}_{17}(k_{18} - k_{17})$$

$$\dot{E}_w^- = \dot{m}_{17}[(h_{18} - h_{17}) - T_a(S_{18} - S_{17})]$$

$$\dot{E}_w^- = 9444.4 [(125,876 - 100,84) - 290(0,4367 - 0,3531)]$$

$$\dot{E}_w^- = 7526,5256 \text{ kW}$$

La perte exergétique est :

$$\dot{L}_{cd} = \dot{E}_w^+ - \dot{E}_w^-$$

$$\dot{L}_{cd} = 12134,1520 - 7526,5256$$

$$\dot{L}_{cd} = 4607,6264 \text{ kW}$$

Le rendement exergétique est :

$$\eta_{cd} = \frac{\dot{E}_w^-}{\dot{E}_w^+} = \frac{7526,5256}{12134,1520}$$

$$\eta_{cd} = 62,02 \%$$

III.6.4. Analyse exergétique de la pompe d'extraction CEP :

La pompe d'extraction est représentée par la figure ci-dessous :

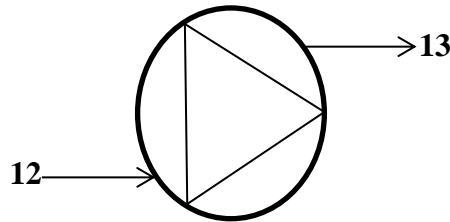


Figure III.14 : Représentation de la pompe d'extraction

La puissance-transformation reçue par la pompe d'extraction :

$$\dot{E}_p^+ = \dot{m}_{12}(h_{13} - h_{12})$$

$$\dot{E}_p^+ = 96.07 (142,9288 - 139,807)$$

$$\dot{E}_p^+ = 299,9123 \text{ kW}$$

La copuissance-transformation acquise par l'eau en quittant la pompe est:

$$\dot{E}_w^- = \dot{m}_{12}(k_{13} - k_{12})$$

$$\dot{E}_w^- = \dot{m}_{12}[(h_{13} - h_{12}) - T_a(S_{13} - S_{12})]$$

$$\dot{E}_w^- = 96.07 [(142,9288 - 139,807) - 290(0,484759 - 0,482918)]$$

$$\dot{E}_w^- = 248,6205 \text{ kW}$$

La perte exergétique est :

$$\dot{L}_{CEP} = \dot{E}_p^+ - \dot{E}_w^-$$

$$\dot{L}_{CEP} = 299,9123 - 248,6205$$

$$\dot{L}_{CEP} = 51,2917 \text{ kW}$$

Le rendement exergétique est alors :

$$\eta_{CEP} = \frac{\dot{E}_w^-}{\dot{E}_p^+} = \frac{248,6205}{299,9123}$$

$$\eta_{CEP} = 82,89 \%$$

III.6.5. Analyse exergetique de la pompe alimentaire BFP :

La pompe alimentaire est représentée par la figure ci-dessous :

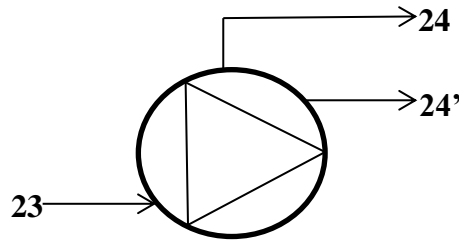


Figure III.15 : Représentation de la pompe alimentaire

Calcul de la puissance-transformation reçue par la pompe alimentaire :

$$\dot{E}_p^+ = \dot{m}_{24}(h_{24} - h_{23}) + \dot{m}_{24'}(h_{24'} - h_{23})$$

$$\dot{E}_p^+ = 23,26 \times (645,785 - 641,205) + 71,99 \times (664,126 - 641,205)$$

$$\dot{E}_p^+ = 1756,6135 \text{ kW}$$

Calcul de la copissance-transformation acquise par l'eau en quittant la pompe alimentaire

$$\dot{E}_w^- = \dot{m}_{24}(k_{24} - k_{23}) + \dot{m}_{24'}(k_{24'} - k_{23})$$

Avec:

$$k_{24} = h_{24} - T_a \times S_{24} = 645,785 - 290 \times 1,86557 = 107,7697 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

$$k_{24'} = h_{24'} - T_a \times S_{24'} = 664,126 - 290 \times 1,88401 = 117,7631 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

$$k_{23} = h_{23} - T_a \times S_{23} = 641,205 - 290 \times 1,86301 = 100,9321 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

On aura:

$$\dot{E}_w^- = 23,26 \times (107,7697 - 100,9321) + 71,99 \times (117,7631 - 100,9321)$$

$$\dot{E}_w^- = 1370,7062 \text{ kW}$$

La perte exergetique est :

$$\dot{L}_{BFP} = \dot{E}_p^+ - \dot{E}_w^-$$

$$\dot{L}_{BFP} = 1756,61359 - 1370,7062$$

$$\dot{L}_{BFP} = 387,907 \text{ kW}$$

Le rendement exergétique est alors :

$$\eta_{BFP} = \frac{\dot{E}_w^-}{\dot{E}_p^+} = \frac{1370,7062}{1756,61359}$$

$$\eta_{BFP} = 78.03 \%$$

La perte totale dans les pompes est :

$$\dot{L}_p = \dot{L}_{CEP} + \dot{L}_{BFP} = 51,2917 + 387,907$$

$$\dot{L}_p = 51,2917 + 387,907$$

$$\dot{L}_p = 439,1987 \text{ kW}$$

III.7. Bilan global de la centrale

III.7.1. La Perte exergétique globale :

La perte exergétique globale peut être calculée comme suit :

$$\dot{L}_{globale} = \dot{L}_c + \dot{L}_{cc} + \dot{L}_{TG} + \dot{L}_{HRSG} + \dot{L}_{TV} + \dot{L}_p + \dot{L}_{cd} + \dot{L}_{atm}$$

Avec:

$$\dot{L}_{atm} = \dot{m}_{58}(k_{58} - k_1)$$

$$\dot{L}_{atm} = \dot{m}_{58}[(h_{58} - h_1) - T_a(S_{58} - S_1)]$$

$$\dot{L}_{atm} = \dot{m}_{58}[\bar{C}_p(T_{58} - T_1) - T_a \bar{C}_p \ln \frac{T_{58}}{T_1}]$$

Par une interpolation linière dans la table thermodynamique des gaz de combustion [17], on aura la chaleur molaire à pression constante des produits de combustion à:

$$T = 290.15 \text{ K} \quad \begin{cases} C_{p_{O_2}} = 29,7963 & \text{kJ.kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{N_2}} = 29,2070 & \text{kJ.kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{H_2O}} = 33,9730 & \text{kJ.kmol}^{-1}K^{-1} \\ C_{p_{CO_2}} = 39,5628 & \text{kJ.kmol}^{-1}K^{-1} \end{cases}$$

On obtient :

$$C_{p1} = \frac{\sum X_n C_{p_n}}{M_{gb}} = 1.0688 \text{ kJ.kg}^{-1}K^{-1}$$

Avec :

$$\begin{cases} C_{p58} = 1,0860 & \text{kJ.kg}^{-1}K^{-1} \\ C_{p1} = 1.0688 & \text{kJ.kg}^{-1}K^{-1} \end{cases}$$

$$\bar{C}_p = \frac{C_{p58} + C_{p1}}{2} = \frac{1,0860 + 1.0688}{2} = 1.0774 \text{ kJ.kg}^{-1}K^{-1}$$

On aura:

$$\dot{L}_{atm} = 616,2 [1.0774(357,15 - 290.15) - 290(1.0774 \ln\left(\frac{357,15}{299.15}\right) - 0.2871 \ln\left(\frac{1.2}{1.013}\right))]]$$

$$\dot{L}_{atm} = 13172.8821 \text{ kW}$$

Finalement, on obtient :

$$\begin{aligned} \dot{L}_{globale} = & 15068,8588 + 177132.7385 + 3911,598759 + 25072,142 + \\ & 9984,7807 + 439,1987 + 12134,1520 + 13172.8821 \end{aligned}$$

$$\dot{L}_{globale} = 256916,3516 \text{ kW}$$

III.7.2. Rendement exergetique global de la centrale :

Le rendement exergetique de la centrale est donné par la relation suivante :

$$\eta = 1 - \frac{\dot{L}_{globale}}{\dot{E}_{WB}^+ + \dot{E}_c^+ + \dot{E}_p^+}$$

$$\eta = 1 - \frac{256916,3516}{665637,5685 + 258677,0583 + 2056,5258}$$

$$\eta = 72,26 \%$$

III.8. Analyse et discussion des résultats

Elément	Grandeur	Symbole	Valeur (kW)	Perte exergétique (kW)	Rendement exergétique %
Compresseur	Puissance-transformation reçue	\dot{E}_c^+	258677,0583	15068,8588	94,17
	copuissance-transformation fournie	\dot{E}_w^-	243608,1994		
Chambre de combustion	copuissance-transformation reçue	\dot{E}_{wB}^+	665637,5685	177132,738	73,39
	copuissance-transformation fournie	\dot{E}_w^-	488504,83		
Turbine à gaz	copuissance-transformation reçue	\dot{E}_w^+	553305,7137	3911,5987	99,29
	Puissance-transformation fournie	\dot{E}_t^-	549394,1149		
Chaudière de récupération	copuissance-transformation reçue	\dot{E}_w^+	190732,6055	25072,142	86,85
	Puissance-transformation fournie	\dot{E}_w^-	165660,4634		
Turbine HP	copuissance-transformation reçue	\dot{E}_w^+	27348,4322	1701,2748	93,77
	Puissance-transformation fournie	\dot{E}_{HP}^-	25647,1574		
Turbine MP	copuissance-transformation reçue	\dot{E}_w^+	52445,3647	3427,4555	93,46
	Puissance-transformation fournie	\dot{E}_{MP}^-	49017,9092		
Turbine BP	copuissance-transformation reçue	\dot{E}_w^+	67942,0489	4856,0502	92,85
	Puissance-transformation fournie	\dot{E}_t^-	63085,9986		
Condenseur	copuissance-transformation reçue	\dot{E}_w^+	12134,1520	4607,6264	62,02
	copuissance-transformation reçue	\dot{E}_w^-	7526,5256		
Pompe d'extraction	Puissance-transformation reçue	\dot{E}_p^+	299,9123	51,2917	82,8977
	copuissance-transformation fournie	\dot{E}_w^-	248,6205		
Pompe alimentaire	Puissance-transformation reçue	\dot{E}_p^+	1756,6135	387,907	78,03
	copuissance-transformation fournie	\dot{E}_w^-	1370,7062		

Tableau III.6 : Tableau récapitulatif des résultats obtenus dans la centrale

Sections	Grandeur	Symbole	Valeur (kW)	Perte exergétique (kW)	Rendement exergétique %	Perte relative %
Section 1	Copuissance-transformation donnée	$\dot{E}_{w\alpha}^+$	9931,72	846,99	91,47	3,38
	copuissance-transformation reçue	$\dot{E}_{w\beta}^-$	9084,72			
Section 2	Copuissance-transformation donnée	$\dot{E}_{w\alpha}^+$	12652,32	1151,20	90,90	4,59
	copuissance-transformation reçue	$\dot{E}_{w\beta}^-$	11501,12			
Section 3	Copuissance-transformation donnée	$\dot{E}_{w\alpha}^+$	16307,65	2017,84	87,62	8,06
	copuissance-transformation reçue	$\dot{E}_{w\beta}^-$	14289,80			
Section 4	Copuissance-transformation donnée	$\dot{E}_{w\alpha}^+$	77803,65	9052,70	88,36	36,16
	copuissance-transformation reçue	$\dot{E}_{w\beta}^-$	68750,95			
Section 5	Copuissance-transformation donnée	$\dot{E}_{w\alpha}^+$	1259,87	147,45	88,29	0,58
	copuissance-transformation reçue	$\dot{E}_{w\beta}^-$	1112,42			
Section 6	Copuissance-transformation donnée	$\dot{E}_{w\alpha}^+$	16923,64	1473,57	91,29	5,88
	copuissance-transformation reçue	$\dot{E}_{w\beta}^-$	15450,06			
Section 7	Copuissance-transformation donnée	$\dot{E}_{w\alpha}^+$	15621,85	1439,26	90,78	5,75
	copuissance-transformation reçue	$\dot{E}_{w\beta}^-$	14182,58			
Section 8	Copuissance-transformation donnée	$\dot{E}_{w\alpha}^+$	26545,46	6573,07	75,23	26,26
	copuissance-transformation reçue	$\dot{E}_{w\beta}^-$	19972,39			
Section 9	Copuissance-transformation donnée	$\dot{E}_{w\alpha}^+$	13686,40	2370,02	82,68	9,30
	copuissance-transformation reçue	$\dot{E}_{w\beta}^-$	11316,38			

Tableau III.7 : Tableau récapitulatif des résultats obtenus dans la chaudière

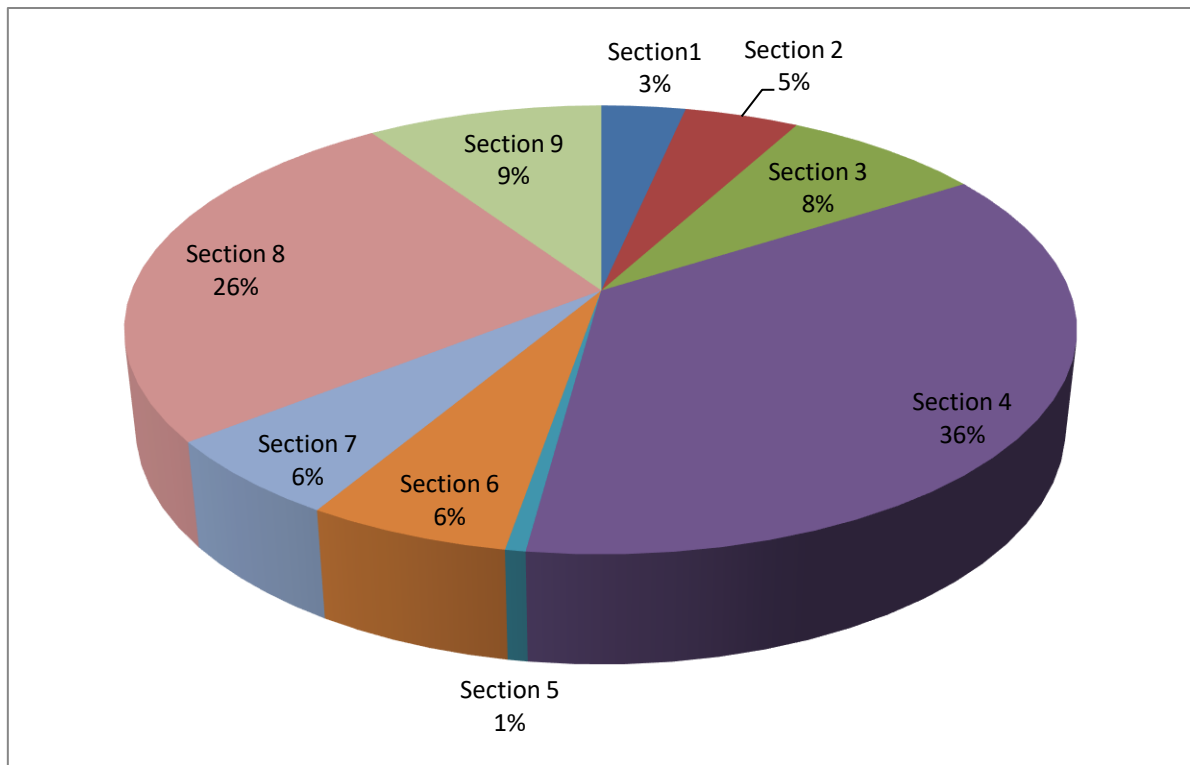


Figure III.16 : Répartition des pertes exergetiques dans la chaudière de récupération.

En analysant les pertes exergetiques et les rendements des différentes sections de la chaudière de récupération, il est observé que la section 4 présente la plus grande perte exergetique, avec une valeur de 9052,7 kW, suivie de près par la section 8 avec 6573,07 kW. Ces deux sections contribuent de manière significative aux pertes d'exergie de la chaudière de récupération. Ces pertes élevées peuvent être attribuées au grand écart de température entre les gaz d'échappement et l'eau dans ces sections spécifiques. Un écart de température plus important entraîne une plus grande différence de potentiel thermique, ce qui conduit à des pertes plus importantes et à des rendements plus faibles.

En ce qui concerne les rendements exergetiques, nous pouvons constater que les sections 1, 2, 6 et 7 affichent des rendements élevés, avec des valeurs de 91,47%, 90,90%, 91,29% et 90,78% respectivement. Cela suggère que le transfert de chaleur dans ces sections est optimisé et qu'il y a moins d'irrégularités thermiques, ce qui se traduit par une diminution des pertes d'exergie par rapport aux autres sections.

Les sections 3 et 5 présentent des rendements exergetiques légèrement plus bas par rapport aux autres sections, avec des valeurs de 87,62% et 88,29% respectivement. Ces rendements inférieurs peuvent être attribués à des écarts de température plus importants.

Les sections 8 et 9 affichent des rendements exergetiques relativement plus bas, avec des valeurs de 75,23% et 82,68% respectivement. Ces sections peuvent être des points critiques pour des améliorations afin de réduire les pertes d'exergie et d'améliorer l'efficacité globale de la chaudière de récupération.

En conclusion, l'analyse des résultats de chaque section de la chaudière de récupération met en évidence les zones spécifiques où les pertes exergetiques sont les plus élevées. En se concentrant sur l'optimisation de ces sections, en réduisant les écarts de température et en minimisant les sources d'irréversibilité thermique, il est possible d'améliorer l'efficacité exergetique de la chaudière de récupération et de réduire ces pertes d'exergie.

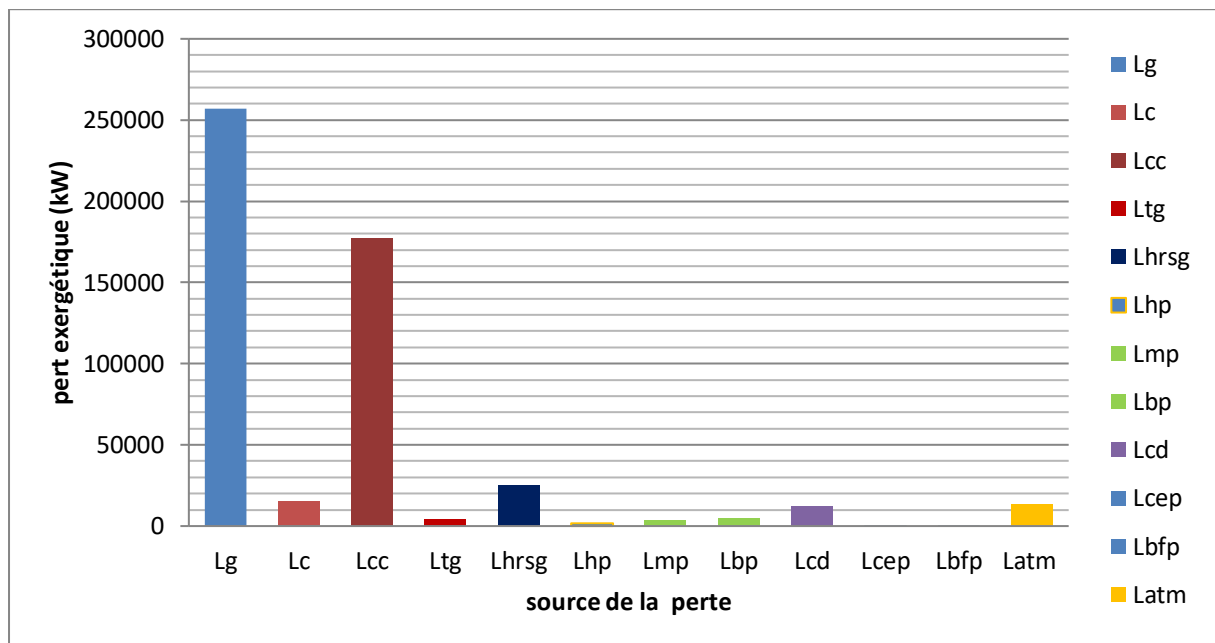


Figure III.17 : Répartition des pertes exergetique dans la centrale

Les résultats indiquent que la perte exergetique globale dans la centrale est de 256916,3508 kW. Cela signifie qu'une quantité considérable d'exergie est perdue tout au long du processus de conversion d'énergie dans la centrale. Cette perte exergetique globale peut être attribuée à plusieurs composants et processus présents dans le système.

En examinant les valeurs de pertes exergetiques spécifiques pour chaque composant, on observe des variations significatives. Les pertes exergetiques les plus élevées sont observées dans la chambre de combustion avec une valeur de 177132,738 kW. Cette perte exergetique est principalement due aux irréversibilités chimiques associées à la réaction de

combustion. Lorsque le carburant est brûlé dans la chambre de combustion, des réactions chimiques se produisent, générant des produits de combustion et de la chaleur. Cependant, ces réactions chimiques ne sont pas totalement réversibles, ce qui conduit à la création d'entropie et à une perte d'exergie. Cependant, malgré ces pertes exergetiques élevées, la chambre de combustion présente toujours un bon rendement de 73,39%. Suivie de la chaudière de récupération avec une valeur de 25072,142 kW. Il est important de noter que les pertes exergetiques spécifiques de chaque section de la chaudière de récupération varient, avec des rendements exergetiques allant de 75,23 % à 91,47 %. Cela suggère que certaines sections de la chaudière de récupération sont plus efficaces que d'autres en termes de réduction des pertes exergetiques. Ces deux composants semblent être les principaux contributeurs aux pertes exergetiques globales de la centrale.

Les autres composants, tels que le compresseur, les pompes, la turbine à gaz et les turbines à vapeur, présentent également des pertes exergetiques, mais à des niveaux relativement plus faibles. Ces pertes peuvent être attribuées à l'irréversibilité mécanique, qui est principalement causée par les frottements visqueux et les dissipations d'énergie associés au fonctionnement de ces composants.

Effectivement, il est important de prendre en compte aussi les gaz d'échappement de la centrale, qui seront évacués à une température de 84°C et avec un contenu exergetique de 13172 kW. Ces gaz d'échappement représentent une partie importante de la perte exergetique globale de la centrale. Ainsi qu'est particulièrement intéressant de noter la valeur exergetique 12134 kW évacuée sous forme de chaleur par le condenseur à l'eau de refroidissement.

Dans le contexte de la centrale à cycle combiné, il est souligné que les irréversibilités chimiques et thermiques jouent un rôle important dans les pertes exergetiques. Les irréversibilités chimiques sont principalement associées aux réactions de combustion dans la chambre de combustion, les irréversibilités thermiques, quant à elles, sont responsables de la dévalorisation de la température lors du transfert de chaleur à des températures plus basses, ce qui entraîne également des pertes significatives d'exergie. Il est donc crucial de prendre en compte ces deux types d'irréversibilités pour minimiser les pertes exergetiques dans la centrale. En revanche, les pertes exergetiques dues à l'irréversibilité mécanique sont considérées comme relativement faibles, voire négligeables par rapport à celles causées par d'autres irréversibilités.

Conclusion générale

Dans le cadre de cette étude, nous avons entrepris un diagnostic approfondi de la centrale à cycle combiné de Ras-Djinet. Notre objectif principal était de réaliser une analyse exergétique détaillée du cycle, en évaluant la destruction d'exergie et le rendement exergétique de chaque composant. Ce diagnostic nous a permis d'identifier les sources d'irréversibilité présentes dans le système et de proposer des mesures visant à les réduire.

Les résultats de notre étude ont mis en évidence des pertes exergétiques importantes au sein de la centrale de Ras-Djinet, en particulier dans la chambre de combustion en raison de l'irréversibilité chimique et la chaudière de récupération, en raison de l'irréversibilité dans le transfert de chaleur. Ces résultats soulignent l'importance de prendre des mesures pour réduire les irréversibilités et améliorer l'efficacité énergétique de la centrale, afin de minimiser les pertes exergétiques et d'optimiser l'utilisation des ressources énergétiques.

Afin d'optimiser les performances énergétiques de la centrale et de réduire les pertes exergétiques, plusieurs pistes d'amélioration peuvent être envisagées. Tout d'abord, il serait judicieux de se concentrer sur l'amélioration de processus de combustion.

En outre, il est essentiel de prêter une attention particulière à l'optimisation de chaque section de la chaudière de récupération, afin de réduire les pertes exergétiques. Cela peut être réalisé en cherchant à rendre l'échange calorifique entre les gaz chauds et l'eau aussi proche que possible de la réversibilité, tout en évitant un grand écart de température entre les deux fluides.

Enfin, il est recommandé d'établir un système de surveillance régulière des performances exergétiques de la centrale, ainsi que des procédures d'optimisation continues. Cela pourrait inclure des analyses périodiques de l'exergie, des audits énergétiques réguliers et des améliorations itératives basées sur les résultats obtenus. Une approche proactive de gestion et d'optimisation des performances énergétiques permettra de réduire les pertes exergétiques et de maximiser l'efficacité de la centrale à cycle combiné gaz-vapeur.

Références bibliographiques :

- [1] : [http : //www.spe.dz/](http://www.spe.dz/)
- [2] : L. Borel, - Thermodynamique et Energétique, Volume 1 -, Presses Polytechniques Et Universitaires Romandes (2005)
- [3] : Fiche technique de la SGT5-4000f - SPE, Ras-Djinet.
- [4] : Catalogue Siemens SGT5 4000F - SPE, Ras-Djinet.
- [5] : Manuel de fonctionnement et d'entretien de la chaudière, SPE, Ras-Djinet.
- [6] : Fiche technique de la chaudière Nooter/Eriksen- SPE, Ras-Djinet.
- [7] : Catalogue Siemens SST5-3000 - SPE, Ras-Djinet.
- [8]: Manuel de fonctionnement et maintenance du Condenseur à eau - SPE, Ras-Djinet.
- [9] : Fiche technique de la pompe d'extraction - SPE, Ras-Djinet.
- [10] : Fiche technique des pompes alimentaires BFP,- SPE, Ras-Djinet.
- [11] : Caractéristique technique de la pompe de circulation d'eau, - SPE, Ras-Djinet.
- [12] : Catalogue Siemens SGen-2000H - SPE, Ras-Djinet.
- [13] : Spécifications techniques pour le système de dessalement d'eau de mer, Daewoo Engineering & Construction
- [14]: Operation and maintenance manual hydrogen generation plant, Daewoo Engineering & construction.
- [15]: I. Dincer, M. Rosen, - Exergy: Energy, Environment, and Sustainable Development-, 2^{ème} Edition, (2013).
- [16]: A. Bendimerad, Etude de l'impact du système de refroidissement sur les performances d'une centrale à cycle combiné : Comparaison de la nouvelle centrale de Ras-Djinet avec la centrale d'Ain-Arnat. Mémoire de Master. ENP, Alger, (2018)

- [17]: R. Kling, - Thermodynamique Générale Et Application – Edition Techip -, Paris, (1980).

Résumé

Notre étude qui porte, sur l'analyse exergetique de la centrale à cycle combiné gaz-vapeur Ras-Djinet dont les capacités de production est de 1131,1 MW, l'étude menée dans ce travail consiste en l'ambition d'élaborer un diagnostic énergétique pour la centrale en question, pour objectif d'évaluer les pertes exergetiques et leur source.

Dans la première partie de notre travail, une présentation détaillée a été effectuée à la centrale de Ras-Djinet, en mettant en évidence ses caractéristiques techniques et ses principales composantes afin de mieux comprendre l'architecture et les processus techniques de la centrale.

Dans un deuxième lieu, nous avons adopté l'approche énergétique et exergetique ou on examine les outils et les méthodologies d'analyse associés

Au bout de notre travail, nous avons calculé le rendement et la perte exergetique de chaque composant de la centrale, ainsi que sa perte et son rendement global.

En outre, des suggestions ont été proposées, en fin de notre mémoire, afin de réduire les pertes et améliorer le rendement exergetique.

Mots clés : cycle combiné, exergie, irréversibilités, production d'énergie, chaudière de récupération.

Abstract

Our study focuses on the exergy analysis of the Ras-Djinet combined cycle gas-steam power plant, which has a production capacity of 1131.1 MW. The aim of this study is to develop an energy diagnostic for the power plant in order to evaluate exergy losses and their sources.

In the first part of our work, a detailed presentation of the Ras-Djinet power plant was conducted, highlighting its technical characteristics and main components to better understand the architecture and technical processes of the plant.

In the second part, we adopted an energy and exergy approach where we examined the associated tools and analysis methodologies.

At the end of our study, we calculated the overall exergy efficiency and losses for each component of the power plant, as well as its overall loss and efficiency.

Furthermore, suggestions were proposed in the conclusion of our thesis to reduce losses and improve exergy efficiency.

Keywords: combined cycle, exergy, irreversibilities, energy production, heat recovery boiler.

Annexe

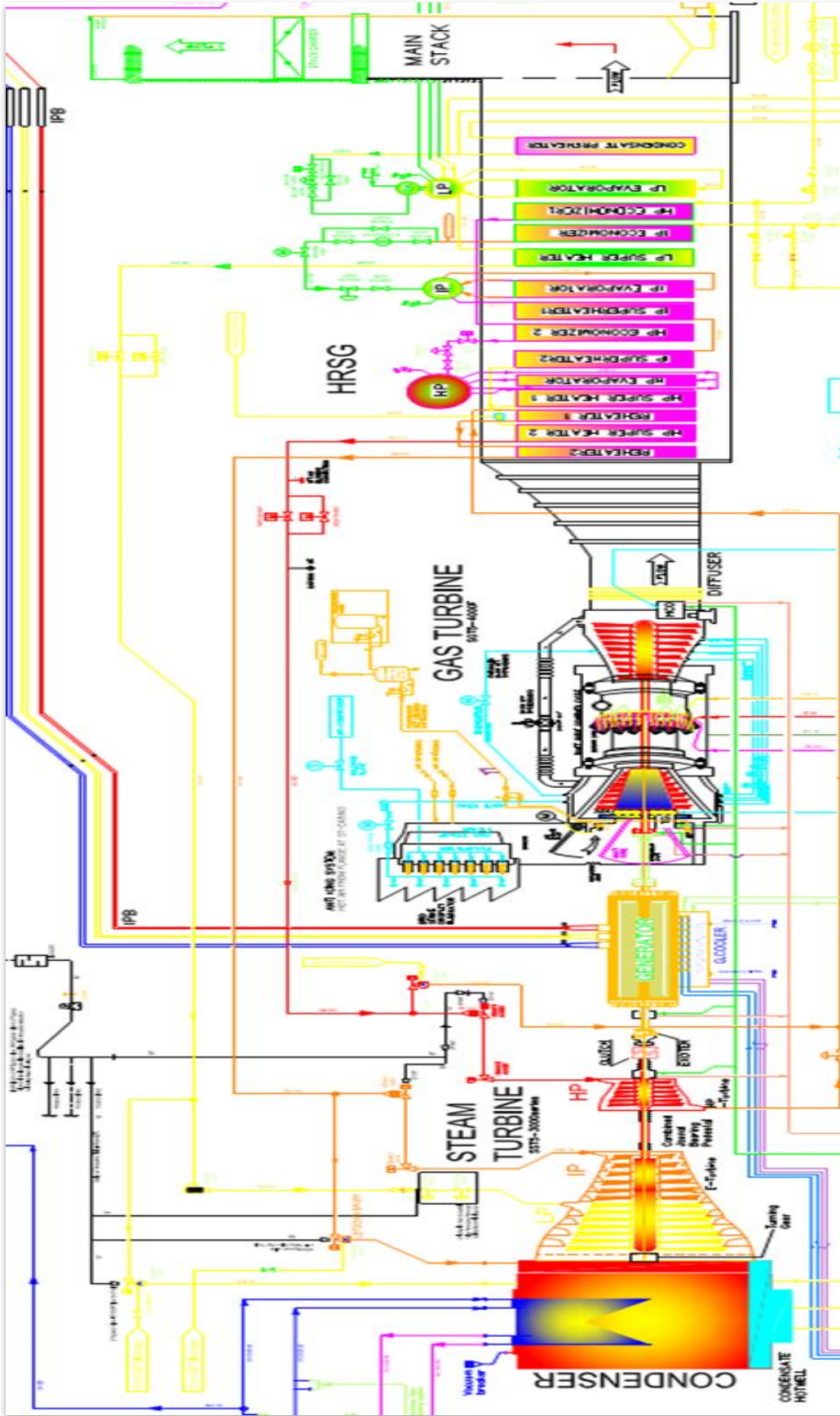


Figure III.18 : Schéma de la centrale de Ras-Djinet.

Résumé

Notre étude qui porte, sur l'analyse exergetique de la centrale à cycle combiné gaz-vapeur Ras-Djinet dont les capacités de production est de 1131,1 MW, l'étude menée dans ce travail consiste en l'ambition d'élaborer un diagnostic énergétique pour la centrale en question, pour objectif d'évaluer les pertes exergetiques et leur source.

Dans la première partie de notre travail, une présentation détaillée a été effectuée à la centrale de Ras-Djinet, en mettant en évidence ses caractéristiques techniques et ses principales composantes afin de mieux comprendre l'architecture et les processus techniques de la centrale.

Dans un deuxième lieu, nous avons adopté l'approche énergétique et exergetique ou on examine les outils et les méthodologies d'analyse associés

Au bout de notre travail, nous avons calculé le rendement et la perte exergetique de chaque composant de la centrale, ainsi que sa perte et son rendement global.

En outre, des suggestions ont été proposées, en fin de notre mémoire, afin de réduire les pertes et améliorer le rendement exergetique.

Mots clés : cycle combiné, exergie, irréversibilités, production d'énergie, chaudière de récupération.

Abstract

Our study focuses on the exergy analysis of the Ras-Djinet combined cycle gas-steam power plant, which has a production capacity of 1131.1 MW. The aim of this study is to develop an energy diagnostic for the power plant in order to evaluate exergy losses and their sources.

In the first part of our work, a detailed presentation of the Ras-Djinet power plant was conducted, highlighting its technical characteristics and main components to better understand the architecture and technical processes of the plant.

In the second part, we adopted an energy and exergy approach where we examined the associated tools and analysis methodologies.

At the end of our study, we calculated the overall exergy efficiency and losses for each component of the power plant, as well as its overall loss and efficiency.

Furthermore, suggestions were proposed in the conclusion of our thesis to reduce losses and improve exergy efficiency.

Keywords: combined cycle, exergy, irreversibilities, energy production, heat recovery boiler.