

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 énergétique et turbomachines

Par :

NASRI AMEUR

AZEGAGH ADEL

Thème

Calcul de bilan énergétique de la turbine à vapeur type 6-7 MP5

Soutenu le 01/07/2024 devant le jury composé de:

M. NAIT BOUDA.F

Président

M. ALLOUCHE.M

Rapporteur

M.MOULOUD.S

Examineur

Année Universitaire 2023-2024

À ma famille, mes amis, et à la mémoire de mon père bien-aimé,

Ce modeste travail est dédié à vous tous. À ma famille qui a toujours été mon roc, à mes amis qui ont partagé avec moi les hauts et les bas de ce voyage, et à mon père

A.NASRI

Je dédie ce travail à :

*Mes chers parents qui m'ont beaucoup aidés et qui se sont sacrifiés pour mon bien et qui m'ont
encouragé et soutenu le long de ma vie et durant mon cursus ;*

*A mes sœurs, mes frères ;
A ma chère Lamia ;
A toute ma famille ;
A tout mes amis sans exception ;
A toute la communauté universitaire ;*

Tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce modeste travail.

A.AZEGAGH

Remerciements

En premier lieu, nous exprimons notre profonde gratitude à Dieu tout-puissant pour nous avoir donné le courage et la patience nécessaires durant toute la période dédiée à la réalisation de ce travail.

Nous tenons à adresser nos remerciements les plus sincères à notre promoteur, M. Mouloud, pour avoir accepté de diriger notre travail, pour son soutien constant, sa disponibilité et la confiance qu'il nous a accordée. Nous exprimons également notre gratitude à M. Mazouz, pour son encadrement bienveillant et sa disponibilité tout au long de notre stage.

Nos remerciements vont aussi aux membres du jury, qui nous font l'honneur de participer à l'évaluation de ce travail. Leurs remarques précieuses contribueront certainement à enrichir et consolider ce travail.

Nous adressons une pensée reconnaissante à nos chères familles pour leur soutien indéfectible.

Nos remerciements s'étendent également à tous nos enseignants du département de Génie Mécanique pour leurs conseils avisés et leur compréhension.

Enfin, que toutes les personnes ayant contribué de près ou de loin à la réalisation de ce modeste travail trouvent ici l'expression de notre sincère gratitude.

SYMBOLE	Description	Unité
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 massique 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 à la sortie	$J.kg^{-1}.k^{-1}$
S_j	Entropie massique du fluide au droit de 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}	Energie 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}_e^-	Puissance transformation fournie	W
\dot{W}^+	Puissance transformation reçue	W
\dot{W}_{ek}^+	Puissance transformation effective reçue	W
\dot{W}'_{utile}	Puissance utile de la turbine	W
\dot{W}'_{reel}	Puissance réel de la turbine	W
\dot{W}'_{th}	Puissance théorique de la turbine	W
$P_{energetique}$	Perte énergétique de la turbine	W
\dot{E}_{wt}^+	Copuissance-transformation reçue de la turbine	W
\dot{E}_t^-	Puissance fournie par la turbine	W
\dot{L}_t	Perte exergétique de la turbine	W

Lettre grecs :

Symbole	Description
---------	-------------

F	Froid
C	Chaud
Δ	Différence
η, ε	Rendement, efficacité
Θ	Facteur de Carnot
$\chi_{lt, \%}$	Perte exergétique relative

Indices et abréviation :

Symbole	Description
a	Atmosphère
e	Effectif, entrée
t	Turbine
HP	Haut pression
MP	Moyenne pression
BP	Basse pression
TVA	Turbine à vapeur

Table des matières

Introduction générale	1
Chapitre I: description de l'installation	
I.1 Introduction	2
I.1 Situation géographique	2
I.3 Activités de CEVITAL	3
I.4 Missions et objectifs et valeur de l'entreprise	3
I.4.1 Valeur de l'entreprise	3
I.4.2 Missions et objectifs	3
I.5. Différents organes constituant le complexe CEVITAL	5
I.6 Généralités	7
I.6.1 Description de la cogénération	7
I.6.2 La composition de la centrale à vapeur de CEVITAL:	8
I.6.2.1 La cogénération du groupe CEVITAL:	8
I.6.3 Turbine à vapeur	9
I.6.3.1 Différents type de turbines à vapeur:	11
I.6.4 Réducteur:	12
I.6.5 Alternateur:	12
I.6.6 Système d'huile de lubrification:	13
I.6.7 Système d'huile haute pression HP:	13
I.7 Conclusion:	13
Chapitre II: L'approche énergétique et l'approche exergetique	
II .1 Introduction:	14
II .2 Approche énergétique:	14
II .2.1 Bilan énergétique:	14
II .2.2 Énergie effective:	15

<u>II .2.3 Puissance-transformation et puissance-transformation effective:</u>	15
<u>II .2.4 Efficacité ou rendement thermique:</u>	16
<u>II .3 Approche exergetique:</u>	17
<u>II .3.1 Historique et définition:</u>	17
<u>II .3.2 Bilan exergetique:</u>	17
<u>II .3.3 Expression générale:</u>	19
<u>II .3.4 Travail effectif maximal <i>Ee max</i> – :</u>	19
<u>II .3.5 La coénergie:</u>	19
<u>II .3.6 La Coenthalpie:</u>	20
<u>II .3.7 Co-travail-chaleur et Co-puissance-chaleur:</u>	20
<u>II .3.8 Cotravail transformation et copuissance transformation:</u>	21
<u>II .3.9 Pertes exergetique:</u>	21
<u>II .3.10 Perte exergetique due à la dissipation:</u>	21
<u>II .3.11 Perte exergetique due au transfert de chaleur avec chute de température:</u>	21
<u>II .3.12 Rendement exergetique:</u>	22
<u>II .4 Conclusion:</u>	23
Chapitre III: Analyse énergétique et exergetique de la turbine à vapeur 6-7 MP5 du complexe CEVITAL	
<u>III.1 Introduction:</u>	23
<u>III.2 Turbine à vapeur du groupe turbo-alternateur [7]:</u>	23
<u>III.2.1 Parties constitutives de la turbine 6-7 MP5:</u>	24
<u>III.2.2 Caractéristiques de fonctionnement de la turbine:</u>	26
<u>III.3 Surveillance de la ligne d'arbre de la turbine à vapeur 6-7 MP5:</u>	26
<u>III.3.1 Vibration:</u>	27
<u>III.3.2 Température:</u>	27
<u>III.3.3 Capteurs de vitesse:</u>	27
<u>III.4 Analyse fonctionnelle de la turbine à vapeur:</u>	27
<u>III.4.1 Description de la turbine à vapeur:</u>	27

<u>III.5 Analyse fonctionnelle du démarrage turbine à vapeur 6-7 MP5:</u>	27
<u>III.5.1 Préparation au démarrage:</u>	27
<u>III.5.2 Autorisation de démarrage:</u>	28
<u>III.6 L'analyse énergétique de la turbine:</u>	29
<u>III.6.1 Calcul de la puissance utile:</u>	29
<u>III.6.2 Calcul le rendement isentropique de la turbine:</u>	30
<u>III.6.2 Calcul la perte énergétique:</u>	30
<u>III.7 L'analyse exergetique de la turbine:</u>	30
<u>III.7.1 Copuissance-transformation reçue par la turbine:</u>	31
<u>III.7.2 Puissance fournie par la turbine:</u>	31
<u>III.7.3 Bilan exergetique de la turbine:</u>	31
<u>III.7.4 Rendement exergetique de la turbine:</u>	32
<u>III.8 L'analyse des deux bilans énergétique et exergetique:</u>	32
<u>III.9 Conclusion:</u>	33
<u>Conclusion générale:</u>	34

Liste des figures

<u>I.1 : Localisation géographique du complexe CEVITAL</u>	Error! Bookmark not defined.
<u>I.2 : Organigramme de complexe CEVITAL</u>	Error! Bookmark not defined.
<u>I.3 : Organigramme de la direction énergie</u>	Error! Bookmark not defined.
<u>I . 4: Principe de fonctionnement de la cogénération</u>	Error! Bookmark not defined.
<u>I .5 : Principe de fonctionnement du groupe turbo-alternateur</u>	Error! Bookmark not defined.
<u>I .6 : Composition du turbo-alternateur de CEVITAL</u>	Error! Bookmark not defined.
<u>I .7 : Schéma de la turbine à vapeur.</u>	Error! Bookmark not defined.
<u>I .8 : Différents types de turbines à vapeur.</u>	Error! Bookmark not defined.
<u>II .1 : schéma d'un système thermodynamique quelconque</u>	Error! Bookmark not defined.
<u>II .2 : schéma d'un système thermodynamique quelconque</u>	Error! Bookmark not defined.
<u>III.1 : Plaque signalétique de la turbine à vapeur</u>	Error! Bookmark not defined.
<u>III.2 : Rotor d'une turbine à vapeur.</u>	Error! Bookmark not defined.
<u>III.3 : Vus de la ligne turbo-alternateur.</u>	Error! Bookmark not defined.
<u>III.3 : Schéma de la turb-alternateur.</u>	Error! Bookmark not defined.
<u>III.4 : Répartition du rendement énergétique et des pertes énergétiques</u>	Error! Bookmark not defined.
<u>III.5 : Répartition du rendement exergetique et des pertes exergetiques</u>	Error! Bookmark not defined.

Liste des tableaux

Tableau I .1 : Caractéristiques de la turbine à vapeur de CEVITAL.... **Error! Bookmark not defined.**

Tableau I .2 Caractéristiques de l’alternateur de CEVITAL. **Error! Bookmark not defined.**

Tableau III.1 Les paramètres de la turbine à vapeur 6-7 MP5 du complexe CEVITAL.....**Error! Bookmark not defined.**

Tableau III.2 Caractéristiques de la vapeur à l’entrée et à la sortie de la turbine . **Error! Bookmark not defined.**

Introduction générale

Introduction générale

Les croissances industrielles, qui dépendent en grande partie de l'approvisionnement en énergie, pourront être suffisantes pour répondre aux besoins humains de base. L'utilisation de la vapeur d'eau est un facteur crucial dans presque chaque industrie, et c'est là que les générateurs et les chaudières sont nécessaires pour actionner et perfectionner la production des usines. Des turbines à vapeur sont utilisées dans de nombreuses industries pour générer de l'électricité ou pour entraîner des équipements tels que des compresseurs, des ventilateurs et des pompes.

Pour cela le complexe CEVITAL de Bejaia a opté pour l'installation de deux turbines afin de produire de l'électricité qui sert à l'alimentation du complexe et ces deux dernières devront répondre à trois exigences essentielles : stabilité, économie et surtout continuité du service, ainsi l'exploitation de ces deux turbines exigent l'alimentation en électricité de ces aux qui doivent aussi répondre aux trois exigences essentielles précédentes, et l'automatisation de ces dernières.

Notre objectif dans ce mémoire est d'appliquer l'analyse énergétique pour faire l'évaluation des performances thermodynamique de la turbine à vapeur de CEVITAL. Ce présent de mémoire est structuré en 4 chapitres :

Le premier chapitre sert comme prologue, donnant un aperçu général sur les installations à cogénération, en particulier, celle du " complexe CEVITAL ". Dans le deuxième chapitre, on explore les principes fondamentaux de l'analyse énergétique et exégétique ainsi que la terminologie utilisée pour décrire ces concepts.

Le quatrième et dernier chapitre est consacré à l'application de cette analyse à la turbine à vapeur de CEVITAL et son fonctionnement

Chapitre I

I.1 Introduction :

CEVITAL est l'une des entreprises algériennes qui a vu le jour dès le début de l'économie de marché dans notre pays. En 1998, des fonds privés ont financé sa création. Situé dans le port de Bejaïa, son centre de production couvre une superficie de 45000 m².

En offrant une large gamme de produits de haute qualité, le complexe contribue au développement de l'industrie agroalimentaire nationale et vise à satisfaire les besoins du marché national et à exporter le surplus.

Les meilleurs sont ceux qui maîtrisent les coûts, les charges et offrent le meilleur rapport qualité/prix, selon les nouvelles données économiques nationales sur le marché de l'agroalimentaire. Cela est essentiel pour obtenir une position sur le marché que CEVITAL négocie avec les grandes sociétés commerciales internationales, ces produits se vendent dans différentes villes africaines (Lagos, Niamey, Bamako, Tunis, Tripoli...).

I.1 Situation géographique

CEVITAL est implanté au niveau du nouveau quai du port de Bejaia à 3 Km du sud-ouest de cette ville, à proximité de la RN 26. Cette situation géographique de l'entreprise lui a beaucoup profité étant donné qu'elle lui confère l'avantage de proximité économique. En effet elle se trouve proche du port et l'aéroport, et il s'étend sur une superficie de 14 hectares



Figure I.1 : Localisation géographique du complexe CEVITAL [1].

I.3 Activités de CEVITAL

Lancé en Mai 1998, le complexe CEVITAL a débuté son activité par le conditionnement d'huile en Décembre 1998.

En Février 1999, les travaux de génie civil de la raffinerie ont débuté, cette dernière est devenue fonctionnelle en Août 1999. L'ensemble des activités de CEVITAL est concentré sur la production et la commercialisation des huiles végétales, de margarine et de sucre et se présente suit :

- Raffinage des huiles (1800 tonnes/jour) ;
- Conditionnement d'huile (1400 tonnes/heure) ;
- Production de margarine (600 tonnes/jour) ;
- Fabrication d'emballage (PET). Poly-Ethylène-Téréphtalate (9600 unités/heure) ;
- Raffinage du sucre (2000 tonnes/jour) ;
- Raffinage du sucre (3000 tonnes/jour) ;
- Stockage des céréales (120000 tonnes) ;
- Minoterie et savonnerie en cours d'étude ;
- Cogénération production de l'énergie électrique avec une puissance théorique de 50 MW.

I.4 Missions et objectifs et valeur de l'entreprise

I.4.1 Valeur de l'entreprise

- Ecoute et Respect ;
- Intégrité et Transparence ;
- Solidarité et Esprit d'équipe ;
- Initiative et persévérance ;
- Courage et Engagement de performance.

I.4.2 Missions et objectifs

L'entreprise a pour mission principale de développer la production et d'assurer la qualité et le conditionnement des huiles, des margarines et du sucre à des prix nettement plus compétitif et cela dans le but de satisfaire le client et le fidéliser.

- Les objectifs visés par CEVITAL peuvent se présenter comme suit :
- L'extension de ses produits sur tout le territoire national ;
- L'importation de graines oléagineuses pour l'extraction directe des huiles brutes ;
- L'optimisation de ses offres d'emploi sur le marché du travail ;
- L'encouragement des agriculteurs par des aides financières pour la production locale des Graines oléagineuses ;

- La modernisation de ses installations en termes de machine et technique pour augmenter le volume de sa production ;
- Le positionnement de ces produits sur le marché étranger par leurs exportations.

I.5. Différents organes constituant le complexe CEVITAL

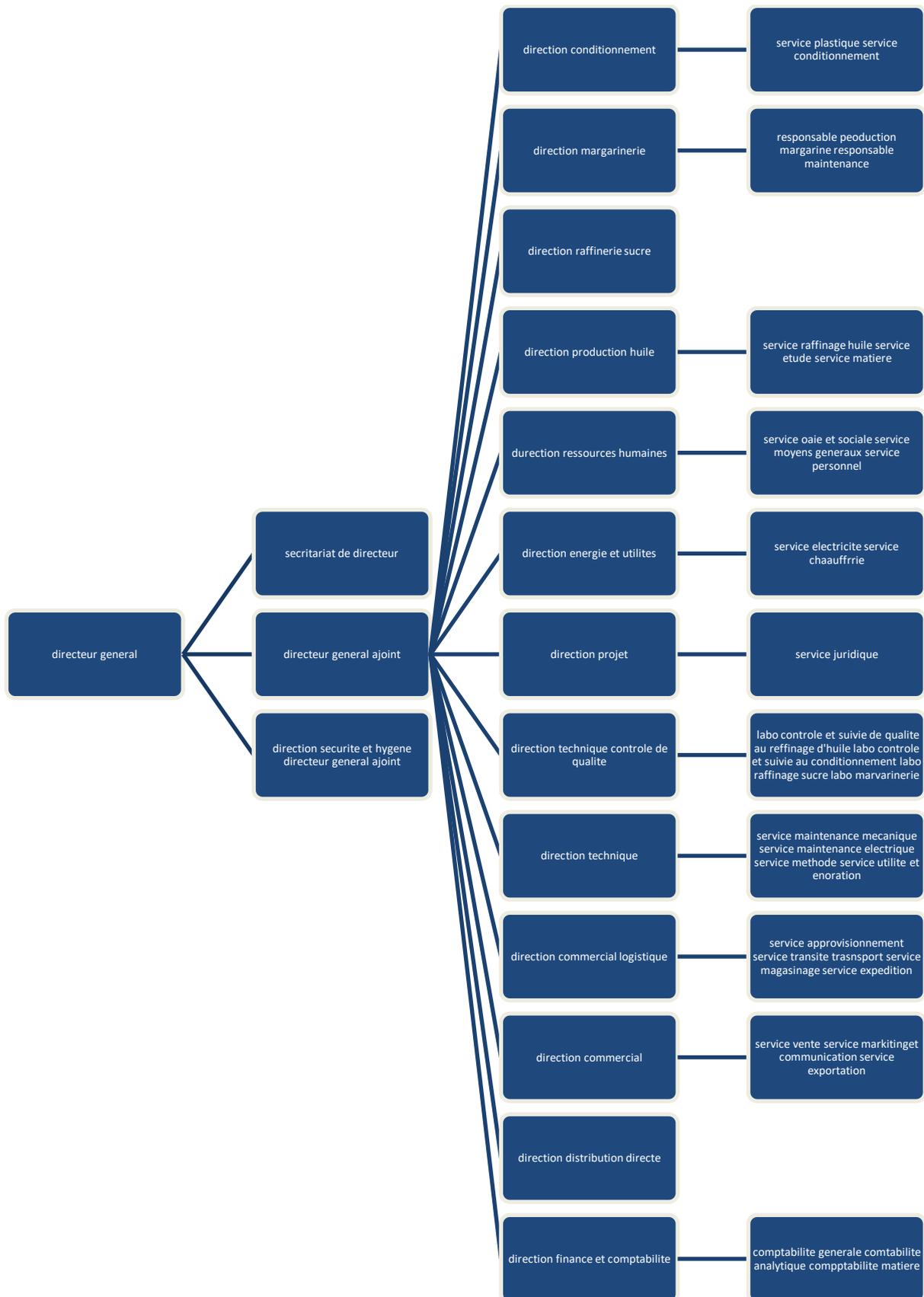


Figure I.2 : Organigramme de complexe CEVITAL [2].

- ❖ Département énergie (production, maintenance et distribution de l'énergie électrique). On distingue :
 - Le poste 60kV ;
 - Le poste 30kV ;
 - La cogénération.
- ❖ Département chaufferie (production et distribution de la vapeur)

Les différents départements de la direction énergie sont représentés dans l'organigramme suivant,

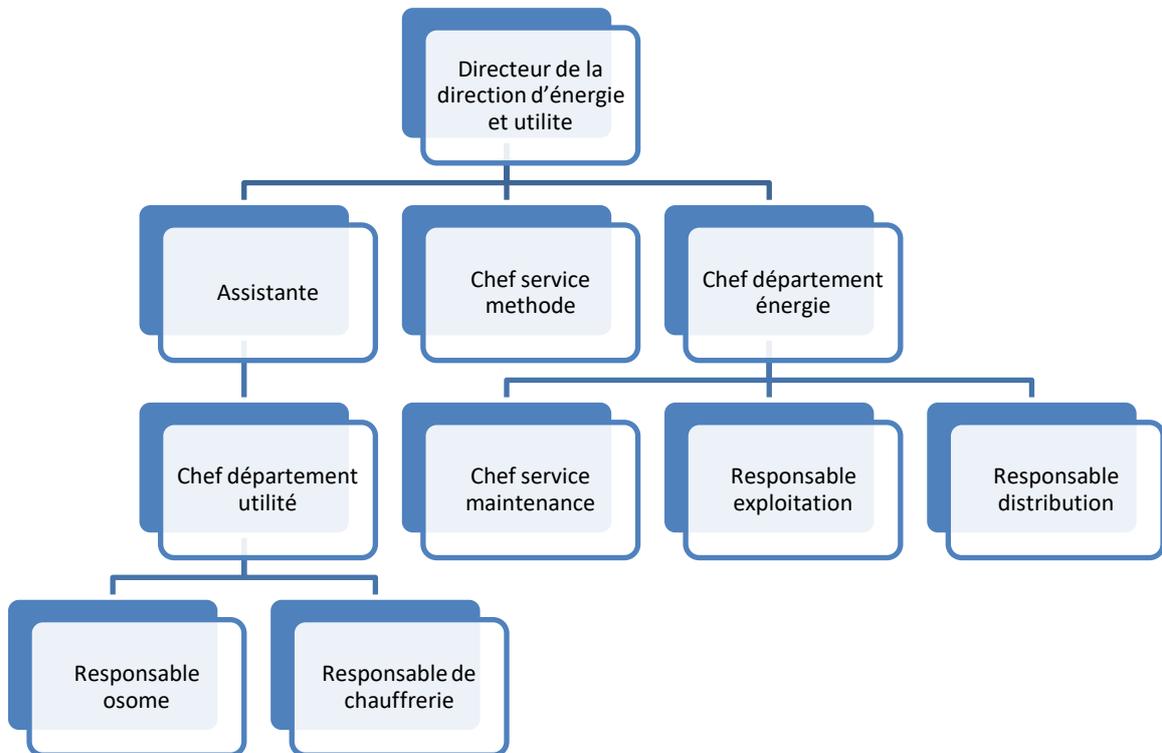


Figure I.3 : Organigramme de la direction énergie [2].

I.6 Généralités :

I.6.1 Description de la cogénération :

La cogénération est la production et l'utilisation simultanées d'électricité et de chaleur à partir d'une même source d'énergie primaire dans la même installation. Elle repose sur le fait que la production d'électricité (à partir d'un moteur thermique ou d'une turbine) dégage une quantité importante de chaleur qui est généralement inutilisée. La cogénération utilise cette chaleur pour obtenir un rendement énergétique global de 85 % [3].

Un rendement électrique d'environ 35 % est obtenu par une installation classique, tandis que le reste de l'énergie (65%) est perdu sous forme de chaleur. Dans un système de cogénération, un alternateur transforme 30 à 35 % de l'énergie primaire en électricité, tandis que 65 % reste sous forme de chaleur, dont 50 à 55 % sont récupérées pour chauffer un circuit d'eau au travers d'un échangeur. Cette eau peut être utilisée pour chauffer les bâtiments, l'eau chaude sanitaire ou des procédés industriels. La production d'électricité sera soit consommée sur place, soit vendue sur le réseau électrique public [3].

La cogénération permet également d'augmenter la consommation de combustible et de réduire les rejets de gaz à effet de serre. Cependant, car la chaleur se transporte mal, les installations de cogénération doivent produire au plus près des lieux de consommation [4].

Il est possible d'utiliser la cogénération à grande et à petite échelle, à la fois dans des installations industrielles, des centrales électrothermiques et dans des environnements résidentiels, grâce à la micro-cogénération, il est possible de générer une base de chaleur et d'électricité [3].

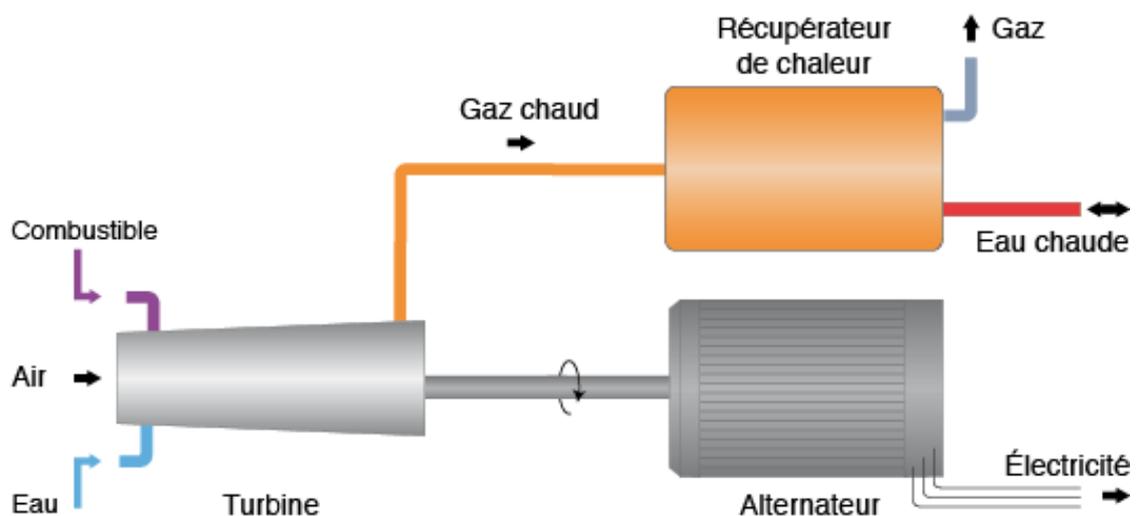


Figure I.4 : Principe de fonctionnement de la cogénération [3].

1.6.2 La composition de la centrale à vapeur de CEVITAL:

16.2.1 La cogénération du groupe CEVITAL:

L'objectif de l'installation de l'unité de cogénération est de répondre aux besoins d'énergie du complexe. Elle est principalement utilisée pour produire de la vapeur et générer de l'énergie thermique pour produire de la vapeur utilisée dans tout le complexe, qui est également utilisée dans les raffineries d'huile de sucre et dans la partie de production d'électricité [4]. Les deux parties de cette installation sont :

- ❖ La partie production de vapeur.
- ❖ La partie production d'électricité [4].

➤ La partie production de vapeur :

Elle produit de la vapeur surchauffée à une pression et à une température prédéterminée. Ses principaux équipements sont :

- ✓ La bache eau ultra pure
- ✓ Turbo pompe
- ✓ Économiseur
- ✓ Le ballon (séparateur)
- ✓ Chaudière [4]

➤ La partie production d'électricité :

Deux groupes turbo-alternateur composent la section de production d'électricité. La vapeur générée dans la section précédente est dirigée vers une turbine à haute température et pression, qui transforme ensuite l'énergie thermique en énergie mécanique via un alternateur. Le groupe turbo-alternateur est ce qu'on appelle [4].

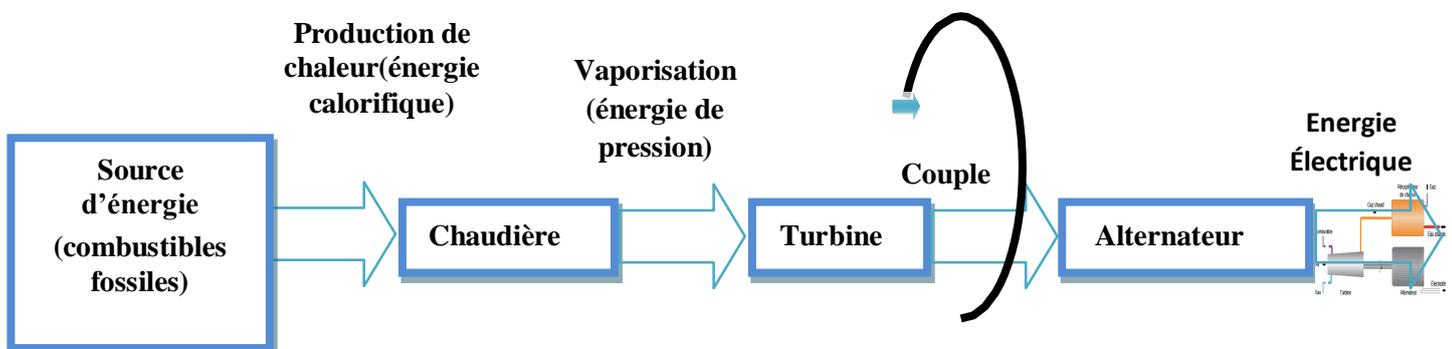
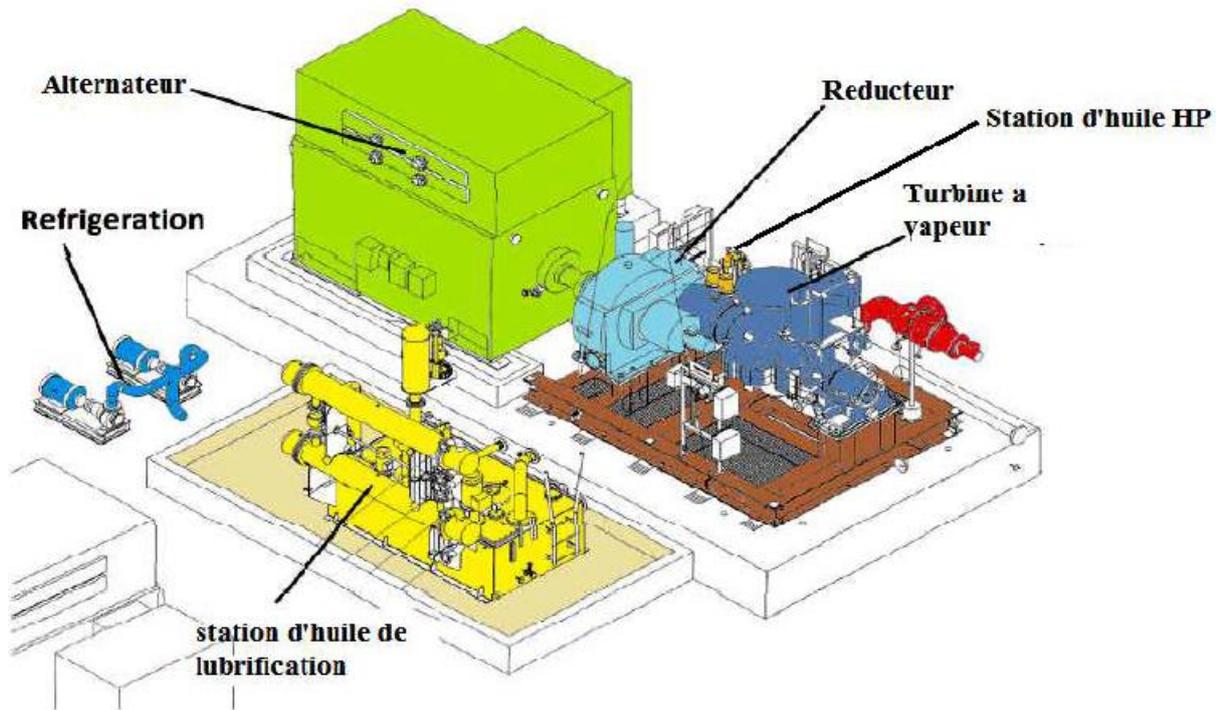


Figure I.5 : Principe de fonctionnement du groupe turbo-alternateur [4].**Figure.6 :** Composition du turbo-alternateur de CEVITAL [4].

II .6.3 Turbine à vapeur :

Une turbine à vapeur est un appareil qui extrait l'énergie thermique de la vapeur d'eau sous pression et l'utilise pour faire tourner l'arbre de sortie.

Cette technique est exclusivement utilisée par les grandes centrales électriques, nucléaires ou à combustible fossile pour convertir la vapeur produite en excédent en électricité et vapeur. La transformation de l'énergie thermique du combustible en électricité

Afin de répondre à ses besoins d'énergie électrique et thermique pour son complexe agroalimentaire de Bejaia, le groupe CEVITAL a choisi ce type d'installation.

Les deux turbines utilisées dans le complexe CEVITAL sont à vapeur TYRMODYN à contre pression de type 6-7 MP5.

Le rôle de la turbine à vapeur est de convertir l'énergie thermique en énergie mécanique dans les aubes du rotor qui entraîne un arbre couplé à un alternateur via un réducteur, elle est constituée de : stator, rotor, paliers, butée. Ces principales caractéristiques sont illustrées dans le tableau 1 [4].

Tableau I.1 : Caractéristiques de la turbine à vapeur de CEVITAL [4]

Vitesse de rotation turbine	5900 tr/min
Survitesse électrique	6490 tr/min
La pression normale de fonctionnement	54 bar
La pression maximale de fonctionnement	60 bar
La température maximale de fonctionnement	480 °C
La température normale de fonctionnement	476 °C
Le taux moyen maximal de variation de la température vapeur Admission	165°C/heure
Le taux maximal admissible	540°C/heure

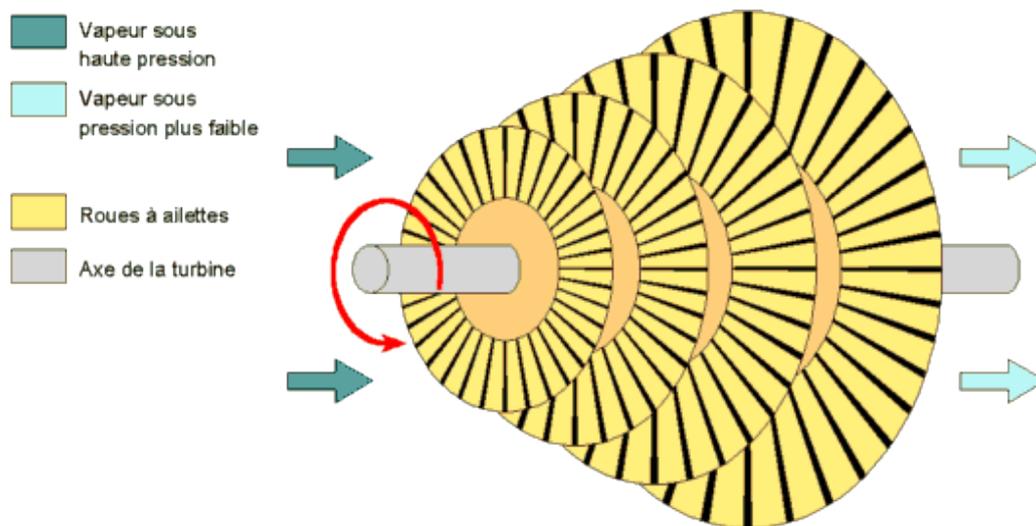


Figure I.6 : Schéma de la turbine à vapeur.

1.6.3.1 Différents type de turbines à vapeur:

On distingue quatre grandes catégories de turbines à vapeur en fonction de leur utilisation :

① *La turbine à condensation :*

Dans des conditions où la vapeur est complètement détendue jusqu'à une pression proche de 0,02 à 0,04 bar, elle est ensuite liquéfiée dans un condenseur refroidi soit par l'air ambiant, soit par de l'eau. Ce type de turbine est principalement utilisé dans les établissements qui produisent de la puissance motrice [5].

En raison de la faible pression de sortie de la vapeur, des condensats se forment dans la turbine et doivent être évacués via un purgeur. Le rendement global est d'environ trente 30%

② *La turbine à contre-pression:*

Dans lequel la vapeur est détendue d'une pression élevée, généralement supérieure à 40 bars, jusqu'à une pression faible, généralement inférieure à 4 bars. Grâce aux hautes températures et pressions que l'on peut obtenir dans la chaudière, ce type de turbine permet de produire une puissance mécanique. Après la détente, la vapeur dans une turbine à contre-pression reste exclusivement en phase gazeuse [5].

③ *La turbine à soutirage et à condensation :*

Dans un corps haut pression, la vapeur subit une détente partielle jusqu'à une pression moyenne d'environ 20 bars. Une partie de la vapeur est ensuite dirigée vers un réseau d'utilisation, tandis que le reste est détendu dans un corps basse pression, tel qu'une turbine à condensation. Ce type de turbine est largement utilisé dans les usines de cogénération [6].

④ *La turbine à soutirage et à contre-pression :*

La seule différence par rapport au précédent est que la vapeur d'eau s'échappe dans un réseau BP à basse pression au lieu d'être condensée [5].

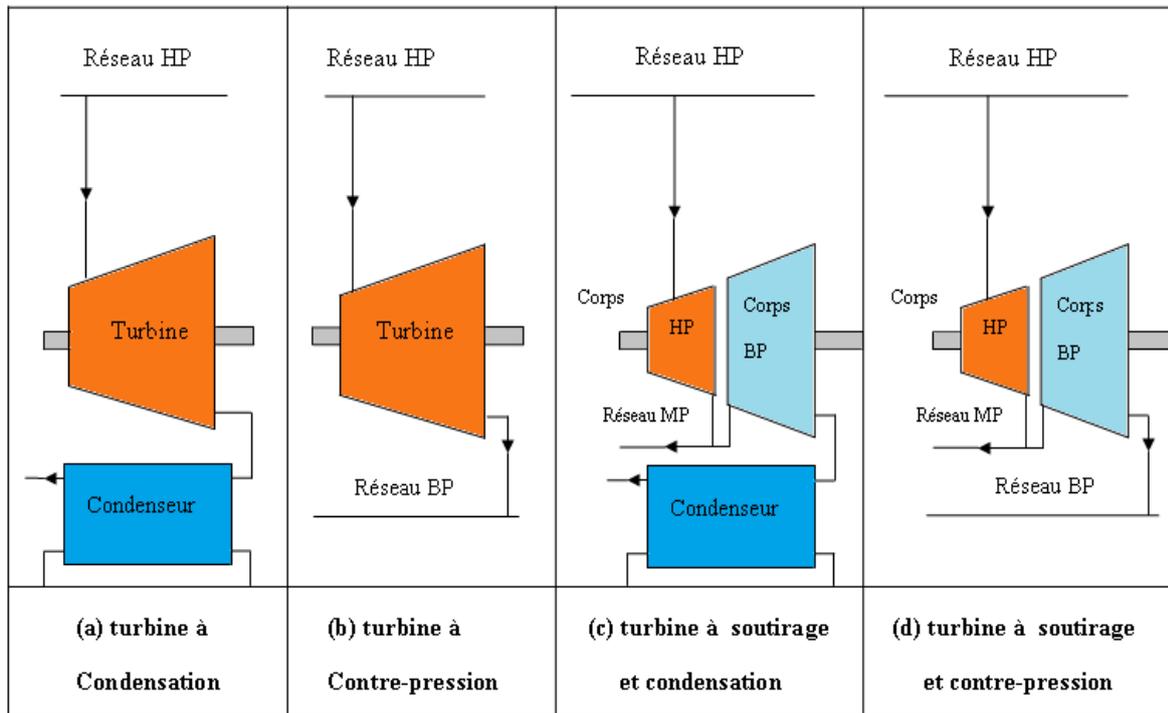


Figure I.7 : Différents types de turbines à vapeur.

1.6.4 Réducteur:

Il est indispensable d'utiliser un réducteur afin de diminuer la vitesse de rotation de 5900 tr/min à 1500 tr/min [4].

1.6.5 Alternateur:

La marque de l'alternateur installée dans le complexe est JISALT 435 MEGA. Il s'agit d'une machine triphasée synchrone à quatre pôles, avec un arbre horizontal et une auto-ventilation.

L'alternateur est constitué d'un seul bloc qui inclut :

- Une partie supérieure du stator comprend un caisson d'entrée d'air, tandis que des bus en cuivre provenant des sorties phase et neutre sont placés latéralement ;
- Un rotor et son dispositif d'accouplement ;
- L'alternateur d'excitation, le redresseur tournant et l'alternateur à aimants permanents (PMG) sont situés sur l'alternateur ;
- Deux paliers ;
- Un système de refroidissement au moyen d'un circuit de ventilation fermé ;
- Un groupe de soulèvement qui permet de diminuer les efforts sur les coussinets ;
- Ces caractéristiques principales sont illustrées dans le tableau ci-dessous [4].

puissance apparente S_n	5900 tr/min
Puissance active P_n	6490 tr/min
Facteur de puissance $\cos \varphi$	0.8
Vitesse	1500 tr/min
Survitesse	1800 tr/min pendent 2 min
Tension nominal U_n	11 KV
Courant nominal I_n	1647 A
Fréquence f	50 Hz
Indice de protection	IP 54
Indice de refroidissement	IC 8A1W7
Mode d'excitation	Tournante

Tableau I.2 Caractéristiques de l'alternateur de CEVITAL.

1.6.6 Système d'huile de lubrification:

Ce sont des éléments interconnectés qui se composent d'un réservoir, de pompes, de réfrigérants, de filtres, de raccords, de tuyaux et d'appareils de contrôle. Il est conçu pour alimenter le circuit de lubrification avec une huile propre et à une température et une pression basse, ainsi que les paliers et les butées de la turbine, du réducteur et de l'alternateur.

1.6.7 Système d'huile haute pression HP:

Le système d'huile HP est conçu pour fournir de l'huile haute pression à 130 bars aux vérins d'admission de vapeur de la turbine :

- Le vérin de commande de la vanne d'arrêt ;
- Le servo-vérin de commande des soupapes d'admission vapeur ;
- Le servo-vérin de commande de l'obturateur à grille.

1.7 Conclusion:

Dans ce chapitre, nous avons exposé quelques éléments généraux concernant la fabrication de la vapeur, ainsi que son utilisation dans l'industrie. Par la suite, nous avons donné une description de la centrale de cogénération du groupe CEVITAL, puis nous avons exposé ces équipements et instruments, ainsi que leurs caractéristiques et leurs fonctions dans la centrale.

Chapitre II

II.1 Introduction:

Dans le contexte actuel de gestion des ressources et de lutte contre le changement climatique, l'efficacité énergétique et l'optimisation des systèmes énergétiques sont des préoccupations essentielles. L'approche énergétique et l'approche exergetique sont deux approches analytiques utilisées en thermodynamique pour étudier les flux d'énergie dans un système. Chaque approche présente une vision distincte de l'utilisation et de la conversion de l'énergie sur des aspects particuliers [7].

II.2 Approche énergétique:

II.2.1 Bilan énergétique:

Considérons un système thermodynamique quelconque, donnant lieu à des transfert-travail, des transfert-chaueur, et des transferts de masse.

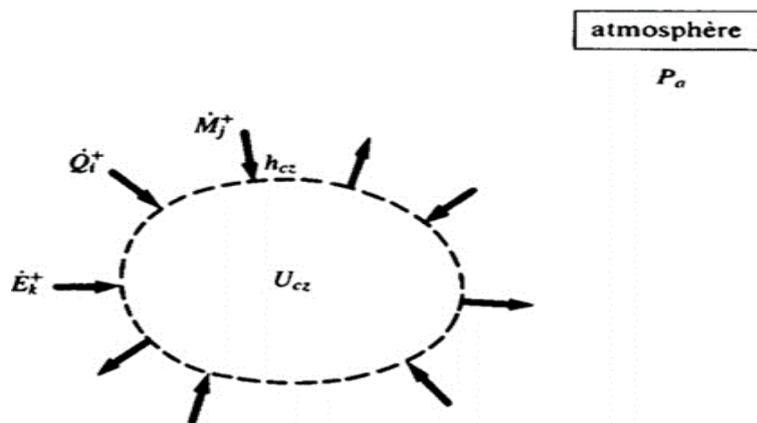


Figure II.1 : Schéma d'un système thermodynamique quelconque [6].

Selon le premier principe de la thermodynamique, la relation suivante représente le bilan énergétique en puissance qui représente ce système

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

Avec :

U_{cz} : Énergie interne du système.

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

\dot{Q}_i^+ : puissance-chaueur 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 $P_a \left(\frac{dV}{dt} \right)$ est donnée par le système, elle est définie par la relation :

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

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 (III.3) dans (III.2) 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 Énergie effective:

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

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

Et sous forme massique :

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

La grandeur U_e peut-être considérée comme 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 [8] :

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

Et sous forme massique :

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

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

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

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

Le concept d'énergie-transformation (puissance-transformation) est très intéressant, car il permet de regrouper dans une théorie unique les systèmes fermés, les systèmes ouverts en régime permanent et les systèmes ouverts en régime non permanent. Examinons la relation entre la puissance et la transformation. On définit ce concept par la relation suivante :

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

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

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

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

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

Dans le cas d'un système ouvert en régime permanent, étant donné que le volume du système est constant, les grandeurs effectives sont en accord avec les grandeurs elles-mêmes, ce qui permet d'occulter l'adjectif effectif.

Donc, l'expression de la puissance-transformation se réduit :

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

II .2.4 Efficacité ou rendement thermique:

Définition :

Le rendement énergétique correspond à la corrélation entre la quantité d'énergie produite et la quantité d'énergie consommée lors d'un processus.

Comme le bilan énergétique (III.12) représente la conservation de l'énergie, il n'est en principe pas suffisant pour indiquer la perte thermodynamique. Effectivement, le fonctionnement d'un système quelconque implique toujours de recevoir de l'énergie sous une ou plusieurs formes et de l'en donner sous une ou plusieurs formes. Il en découle que toute définition adéquate du " rendement thermique " doit, en toute rigueur, aboutir à l'unité, c'est-à-dire à 100%, ce qui ne fournit aucune précision intéressante [6].

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 élevée, plus le système est efficace dans sa conversion d'énergie thermique en travail.

Toutefois, il est généralement admis que l'énergie-chaleur transfère 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 [6].

Dans le cas des installations motrices, des installations de chauffages, et des installations combinées, le bilan (II .12) peut se mettre sous la forme [8]:

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

On conclut que l'efficacité d'un telle système peut s'exprimée par la relation [8]:

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

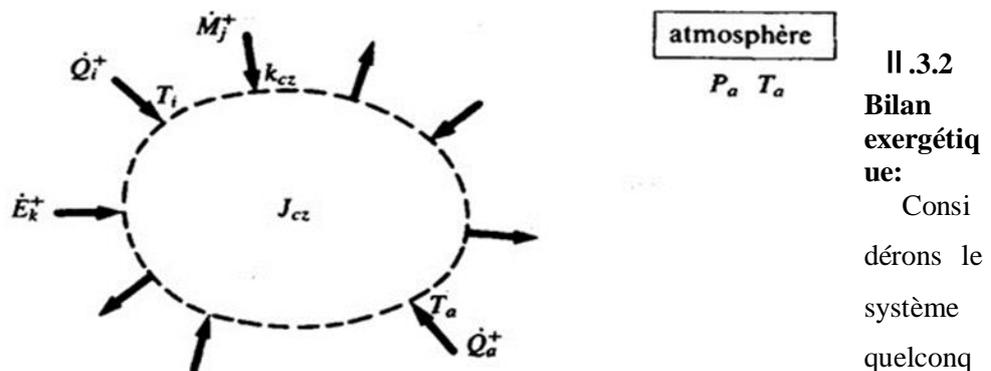
II .3 Approche exergetique:

II .3.1 Historique et définition:

C'est en 1889 déjà que Georges Gouy a émis l'idée que la potentialité d'un système au point de vue de la production de travail pouvait être exprimée par une fonction contenant non seulement l'énergie interne du système, mais encore la température T_a et la pression P_a de l'atmosphère extérieur au système lui-même.

Depuis lors, les implications et les conséquences de cette idée ont été étudiées et développées dans différents pays par un certain nombre de chercheurs, sous le terme général de théorie de l'exergie.

Il est maintenant largement reconnu que la théorie de l'exergie est extrême féconde, car elle débouche sur une comptabilité dite exergetique qui englobe le premier et le deuxième principe de la thermodynamique. Seule cette comptabilité exergetique permet d'évaluer quantitativement ce que l'on appelle qualitativement la dégradation de l'énergie.



ue, représenté sur la figure ci-dessous

Figure II .2 : schéma d'un système thermodynamique quelconque [6].

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

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

Avec :

\dot{E}_{ek}^+ : Puissance-travail effective reçue par le système au niveau de l'élément mobile

$\delta \dot{Q}_i^+$: Puissance-chaleur reçue de la source a la température T_i .

\dot{Q}_a^+ : Puissance-chaleur reçue de l'atmosphère a 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 :

$$\frac{ds}{dt} = \sum_i \left[\int \frac{\delta \dot{Q}_i^+}{T_i} \right] + \sum_j [s_j \dot{M}_j^+] + \dot{S}^i \quad (II.17)$$

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

$$\frac{ds}{dt} \text{ Par : } \quad \sum_n \left[\frac{ds}{dt} \right]_n \quad (II.18)$$

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

$J_{cz} = U_{ecz} - T_a S$: Coénergie totale.

$K_{cj} = h_{czj} - T_a s_j$: Coenthalpie totale massique.

$\Theta = 1 - \frac{T_a}{T}$: Facteur de Carnot.

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

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

$\dot{E}_w^+ = \sum_j [\int k_{czj} \dot{M}_j^+] - \frac{d_{jcz}}{dt}$: Copuissance-transformation reçue.

$\dot{L} = T_a \dot{S}^i$: Perte exergetique.

II .3.3 Expression générale:

Etant donné ces définitions, le bilan exergetique (II .20) peut être mis sous forme [6]:

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

Où 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 de réseau d'écoulement n.

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

II .3.4 Travail effectif maximal $E_{e\max}^-$:

Le travail effective maximal $E_{e\max}^-$ qu'il est possible de tirer d'un système est égal à la somme des exergie-chaleur et des exergie-transformation reçues par le système, et c'est celui qui sera fourni par le système idéal défini de la manière suivante [6]:

■ Tous les éléments du système idéal subissent exactement les mêmes transformations thermodynamique que dans le système réel, c'est-à-dire que toutes 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 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 diminué des pertes exergetique.

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

II .3.5 La coénergie:

La coénergie peut être conceptualisée comme une fonction d'état exergetique définie par la relation suivante, exprimée de manière absolue [6]:

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

Et sous forme massique :

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

Les valeurs moyennes de la pression et de la température de l'atmosphère, supposées constantes, sont représentées par P_a et T_a respectivement.

L'introduction de cette fonction permet de prendre en considération l'impact de l'environnement sur le système étudié. Par conséquent, la coénergie joue un rôle crucial dans l'analyse exergetique des systèmes énergétiques.

II .3.6 La Coenthalpie:

La coenthalpie peut être considérée comme une fonction d'état extrinsèque définie par la relation suivante, sous forme absolue [6]:

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

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 constants.

L'introduction de la fonction K est justifiée par le rôle important qu'elle joue dans le bilan exergetique

II .3.7 Co-travail-chaaleur et Co-puissance-chaaleur:

Le cotravail-chaaleur E_{qi}^+ représente le travail maximal que l'on peut obtenir à partir de l'énergie-chaaleur Q_i^+ reçue d'une source thermique donnée, grâce à un cycle fonctionnant entre la température T_i de cette source et T_a celle de l'atmosphère [6].

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

II .3.8 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, réalise à l'aide de processus réversibles.

Pour atteindre le travail maximal, il est nécessaire que la dissipation soit minimale et que tous les transferts de chaleur se fassent de manière réversible entre le système en question et l'atmosphère. Ceci est réalisé en utilisant un cycle réversible qui opère entre la température (T) du système et celle de l'atmosphère T_a [6].

Le cotravail-transformation est défini par la relation :

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

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

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

II .3.9 Pertes exergetique:

La perte exergetique L correspond à la réduction de la capacité à obtenir du travail, causée par les irréversibilités internes du système. Elle représente l'énergie dissipée dans un système thermodynamique qui ne peut pas être exploitée pour accomplir un travail utile [6].

La perte exergetique L est définie par la relation :

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

II .3.10 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 [6]:

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

Avec :

δR : Dissipation due à un frottement visqueux.

T : la température à laquelle se produit le frottement.

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

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

Ou sous la forme de puissance :

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

Ou \dot{R} est la puissance de dissipation

II .3.11 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 :

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

Avec :

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

T_C : Température du corps chaud.

T_F : Température au corps froid.

Dans le cas général ou les températures T_F et T_C sont variables, la perte exergetique est donnée par l'intégral :

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

La perte exergetique résultant d'un transfert de chaleur avec chute de température correspond à la différence entre la copuissance-chaleur reçue par le corps chaud et celle cédée au corps froid. En conséquence, nous pouvons l'exprimer ainsi :

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

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 .3.12 Rendement exergetique:

Contrairement au bilan énergétique qui exprime la conservation de l'énergie, le bilan exergetique met en évidence la notion des pertes thermodynamiques de manière plus précise.

Le bilan (III .24) peut se mettre sous la forme [8]:

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

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 :

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

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 prestation exergetique.

• $\eta = 1$: Dans le cas où le système est totalement réversible.

II.4 Conclusion:

En résumé, tandis que l'approche énergétique se concentre sur la quantité totale d'énergie, l'approche exergetique met l'accent sur la qualité de l'énergie et sa capacité à être convertie en travail utile, en tenant compte des pertes thermodynamiques. Ces deux approches se complètent mutuellement et offrent des informations précieuses pour comprendre et optimiser les systèmes énergétiques, permettant ainsi d'évaluer à la fois les aspects globaux et la performance spécifique de l'énergie disponible.

Chapitre III

III.1 Introduction:

La turbine à vapeur est l'un des piliers fondamentaux industries modernes, convertissant l'énergie thermique en énergie mécanique avec une efficacité cruciale pour les processus industriels.

Ce chapitre se concentre sur une analyse approfondie du fonctionnement de la turbine à vapeur du complexe CEVITAL, ainsi que sur le calcul de son bilan énergétique et exergetique.

III.2 Turbine à vapeur du groupe turbo-alternateur [7]:

La turbine à vapeur se compose d'une série de roues munies d'ailettes. La vapeur sous pression circule d'abord à travers les roues de diamètre réduit avant d'atteindre celles de diamètre plus important. En conséquence, la turbine se met en rotation, entraînant ainsi l'alternateur et étant couplée par l'intermédiaire d'un réducteur de vitesse.

Effectivement, il s'agit d'une turbine à contre-pression de modèle 6-7MP5, d'un poids de 1917 kg, qui convertit l'énergie thermique de la vapeur produite par la chaudière en énergie mécanique. Cette énergie mécanique est ensuite convertie en énergie électrique par le biais d'un alternateur. Les détails de la turbine à vapeur sont fournis dans la figure IV.1.

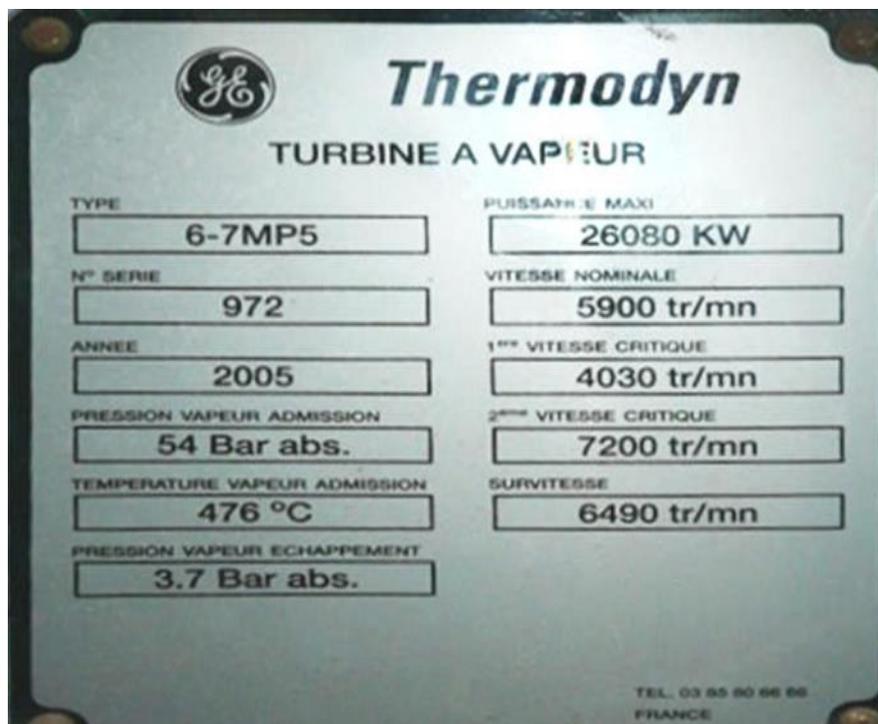


Figure III.1 : Plaque signalétique de la turbine à vapeur

III.2.1 Parties constitutives de la turbine 6-7 MP5:

La turbine de groupe CEVITAL est constituée principalement de :

➤ **le stator :**

Le stator d'une turbine à vapeur de modèle 6-7 MP5 est la partie stationnaire de la turbine qui guide le flux de vapeur vers les roues mobiles. Il est conçu pour optimiser l'efficacité de la conversion d'énergie thermique en énergie mécanique en dirigeant la vapeur de manière appropriée à travers les ailettes des roues mobiles.

➤ **Le rotor :**

Le rotor d'une turbine à vapeur de modèle 6-7 MP5 est la partie mobile de la turbine qui est responsable de la conversion de l'énergie cinétique de la vapeur en énergie mécanique rotative. Il est constitué de 5 étages simples à action. Les ailettes sont en acier à 13 % de chrome, les attaches d'ailettes étant de type "Talon TE" (Étage2). Ces ailettes sont empilées par la périphérie du disque dans une gorge en forme de TE ; seule la dernière de la rangée est spéciale est arrêtée par broches cylindriques et placées au centre du paquet "Talon SAPIN" (étage 1, 3, 4, 5).

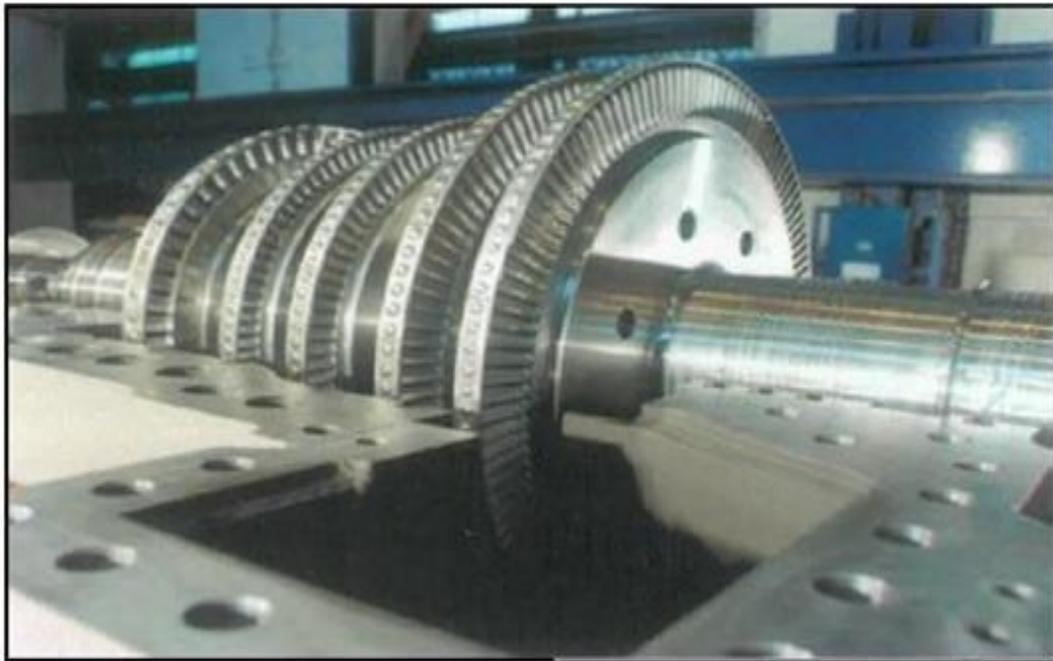


Figure III.2 : Rotor d'une turbine à vapeur.

➤ **Les paliers :**

Cette turbine possède deux types de paliers : **avant et arrière**

❖ **Palier avant :**

Le palier avant de type glissant repose sur un socle, il comprend un coussinet, une butée et une contrebutée.

❖ **Coussinet avant :**

- Jeu diamétral : 0.219/0.291 mm ;
- pression nominale de graissage : 1.5 bar ;
- débit nominale de graissage : 43 l/min ;
- température métal maximale de l'antifricition : 120° C (seuil de déclenchement).

❖ **Butée**

Elle est caractérisée par :

- Jeu axial : 0, 50 mm au minimum ;
- Pression nominale de graissage : 1, 5 bar ;
- Débit nominal de graissage : 105 l/min ;
- Température métal maximale de l'antifricition : 128° C (seuil de déclenchement).

❖ **Palier arrière :**

Le palier arrière repose sur le socle il comprend aussi un coussinet arrière.

❖ **Vanne d'arrêt d'admission :**

La turbine est munie d'une vanne d'arrêt qui assure l'admission de la vapeur sortante de la chaudière lors de son ouverture au sein de la turbine. Cette vanne est boulonnée sur le côté de la boîte a soupape de vanne d'arrêt est équipée d'un pilote ayant pour but de diminuer l'effort d'ouverture. Quand la turbine est en fonctionnement. La fermeture de la vanne d'admission (assistée par ressort) est obtenue :

- Automatiquement en cas de déclenchement des sécurités (fermeture rapide) ;
- Manuellement sur déclenchement volontaire sur coup-de-poing d'arrêt d'urgence ;
- À distance par bouton-poussoir (fermeture lente), elle est munie d'un filtre permanent.

❖ **Commande de la vanne d'admission**

- La vanne est ouverte ou fermée par un vérin hydraulique haute pression
- Elle est munie de deux contacts de fin de course

❖ **Commande:**

- Type : vérin hydraulique (tout ou rien)
- Fermeture par ressort

❖ **Soupapes régulatrices:**

Elles sont sous le contrôle de la régulation qui assure la rapidité, la précision et la stabilité du fonctionnement. Les soupapes d'admissions sont commandées par l'intermédiaire d'une barre externe actionnée par un servo-vérin hydrauliques haut pression places sous la dépendance du régulateur de vitesse. Le ressort de traction a tendance à la fermeture qui surgit à la fermeture des soupapes lors d'un déclenchement.

III.2.2 Caractéristiques de fonctionnement de la turbine:

Les caractéristiques de fonctionnement de la turbine sont :

❖ **Les vitesses:**

La vitesse de rotation de la turbine 5 900 tr/min

La survitesse de la turbine 6 490 tr/min

La vitesse critique de flexion de la turbine

- N°1 : 4 030 tr/min
- N°2 : 7 200 tr/min

❖ **L'admission:**

● **Variations de pression admission :**

- La pression normale de fonctionnement est de 54 bars ;
- La pression maximale de fonctionnement est de 60 bars ;
- La pression moyenne de la vapeur admission sur 12 mois de service ne doit pas dépasser 60 bars.

● **Variations de température vapeur admission :**

- La température normale de fonctionnement est de 476 °C ;
- La température maximale de fonctionnement est de 480 °C ;
- La moyenne de la température de vapeur admission sur 12 mois de service ne doit pas dépasser 480°C.

III.3 Surveillance de la ligne d'arbre de la turbine à vapeur 6-7 MP5:

La surveillance de la ligne d'arbre d'une turbine à vapeur, telle que le modèle 6-7 MP5, est une pratique essentielle pour garantir son bon fonctionnement et prévenir les défaillances potentielles. Cette surveillance implique généralement l'utilisation de capteurs de vibration, de capteurs de température et de capteurs de vitesse pour détecter toute anomalie ou tout signe de détérioration dans

la ligne d'arbre.

III.3.1 Vibration:

Les capteurs de vibration sont utilisés pour détecter les vibrations excessives qui pourraient indiquer un désalignement, un déséquilibre ou des dommages aux paliers.

III.3.2 Température:

Les capteurs de température sont utilisés pour surveiller la température des paliers et des autres composants critiques, car une augmentation de la température peut indiquer un frottement excessif ou une surchauffe.

III.3.3 Capteurs de vitesse:

La turbine est équipée de 5 capteurs de vitesse installés radialement en face d'une roue 32 dents.

- 3 capteurs sont dédiés à la protection survitesse.
- 2 capteurs sont dédiés à la régulation de vitesse.

III.4 Analyse fonctionnelle de la turbine à vapeur:

III.4.1 Description de la turbine à vapeur:

Cette turbine, de modèle 6-7MP5, est une turbine à contre-pression qui convertit l'énergie thermique de la vapeur en énergie mécanique, atteignant une vitesse de rotation de 5 900 tr/mn. Elle a la capacité de détendre 150 tonnes par heure de vapeur, initialement à 54 bars absolus et 476°C, jusqu'à une pression de 3,7 bars et une température de 140°C. Le schéma du circuit de vapeur est illustré par (annexe 1).

La turbine est équipée :

- * D'une vanne d'arrêt à commande hydraulique.
- * D'un jeu de soupapes d'admission à commande hydraulique permettant l'admission vapeur de façon décalée dans chacun des secteurs d'admission.
- * De son instrumentation de surveillance (sondes dans les paliers, capteurs de vibration, etc....) et de régulation (vitesse, pression vapeur, température, etc....).

III.5 Analyse fonctionnelle du démarrage turbine à vapeur 6-7 MP5:

III.5.1 Préparation au démarrage:

- Démarrer le système d'huile de lubrification.
- Démarrer le système vireur et groupe de soulèvement.
- Démarrer le système d'huile de régulation.
- Mettre en service l'éjecteur EJ141.
- Ouvrir les vannes de purge.
- Conditionner l'échappement de la turbine par ouverture du by-pass de la vanne d'isolement à

l'échappement.

- Ouvrir la vanne d'isolement à l'échappement.

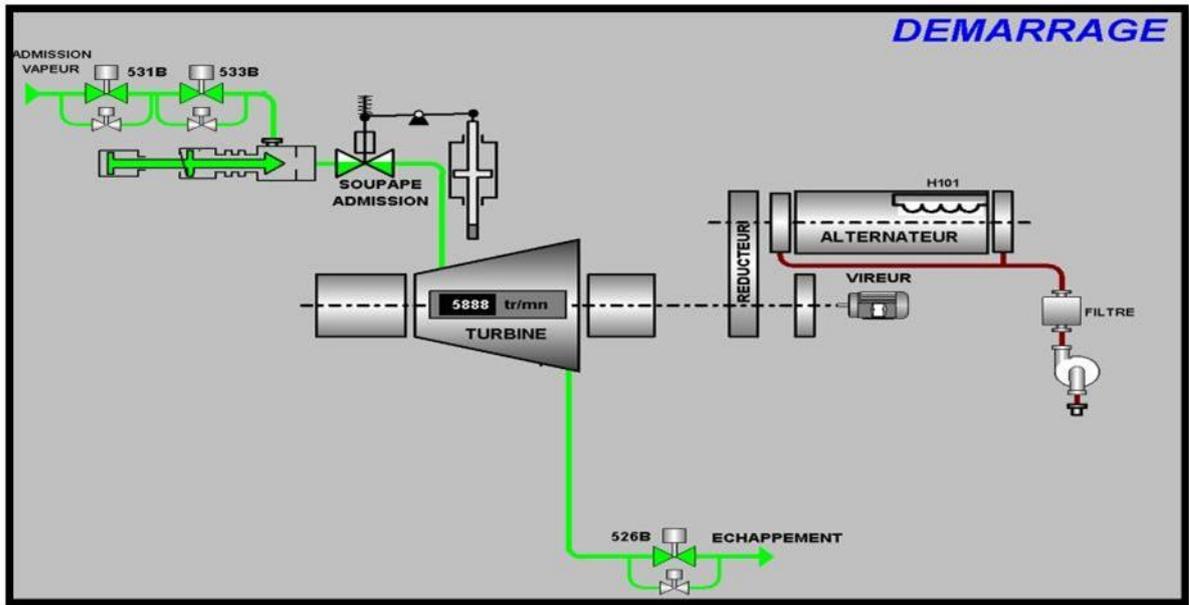


Figure III.3 : Vue de la ligne turbo-alternateur.

III.5.2 Autorisation de démarrage:

Un écran dédié résume les conditions d'autorisation de démarrage.

- Pas de niveau bas caisse à huile de lubrification
- Pas de pression basse lubrification
- Température huile lubrification (mesure en aval réfrigérant) correcte
- Système d'huile lubrification démarré
- Pompe de lubrification auxiliaire en auto
- Pompe d'évacuation des calories en auto
- Ventilateur de la caisse à huile en service
- Pas de niveau bas caisse à huile HP
- Pas de pression basse huile HP
- Température huile HP correcte
- Système d'huile HP démarré
- Vireur en service ou vitesse turbine > 350 tr/mn
- Vireur en auto
- Vanne d'arrêt fermée
- Vanne d'isolement à l'admission ouverte
- Vanne d'isolement à l'échappement ouverte
- La température métal échappement TE222 est supérieure à 140°C.

Le schéma d'autorisations de démarrage et déclenchement est représentée par (annexe 2, annexe 3).

III.6 L'analyse énergétique de la turbine:

	Admission	Echappement
Temperature (° C)	476	140
Pression (bar)	54	3.7
Débit (tonne/heure)	150	150
Vitesse de rotation (tours/ min)		5900
Puissance max (KW)		26080

Tableau III.1 : Les paramètres de la turbine à vapeur 6-7 MP5 du complexe CEVITAL.

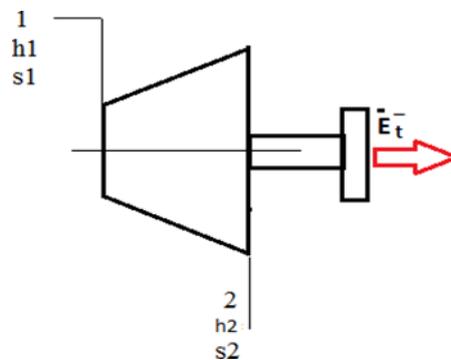


Figure III.3 : Schéma de la turbine a vapeur.

Propriétés de l'eau à l'entrée de la turbine :

$T_1 = 476^\circ C$ et $P_1 = 54 \text{ bar}$; vapeur surchauffée.

Tables thermodynamique :

$$\{h_1 = 3372,1 \text{ Kj. Kg}^{-1}$$

Propriétés de l'eau a la sortie de la turbine :

$T_2 = 140^\circ C$ et $P_2 = 3,7 \text{ bar}$: vapeur saturée.

Tables thermodynamique :

$$\{h_2 = 2772,1 \text{ Kj. Kg}^{-1}$$

III.6.1 Calcul de la puissance utile:

$$\dot{W}'_{utile} = \dot{q}_m \times (h_1 - h_2)$$

$$\dot{q}_m = 150 \times \left(\frac{1000}{3600}\right) = 41,666 \text{ Kg s}^{-1}$$

$$\dot{W}'_{utile} = 41,666 \times (3372,1 - 2772,1) = 25000 \text{ KW} = 25 \text{ MW}$$

III.6.2 Calcul le rendement isentropique de la turbine:

$$\eta_s = \frac{\dot{W}'_{reel}}{\dot{W}'_{th}}$$

La puissance réelle égale a la puissance utile : $\dot{W}'_{reel} = \dot{W}'_{utile}$

La puissance théorique : $\dot{W}'_{th} = 26080 \text{ KW} = 26,080 \text{ MW}$

D'où :

$$\eta_s = \frac{25000}{26080} \times 100 = 95,858\%$$

III.6.2 Calcul la perte énergétique:

$$P_{energetique} = \dot{W}'_{th} - \dot{W}'_{utile}$$

$P_{energetique} = 26080 - 25000 = 1080 \text{ KW} = 1,080 \text{ MW}$

On remarque qu'il Ya une perte d'énergie de 1080 KW

Avec : un pourcentage de perte d'énergie de 4.14%

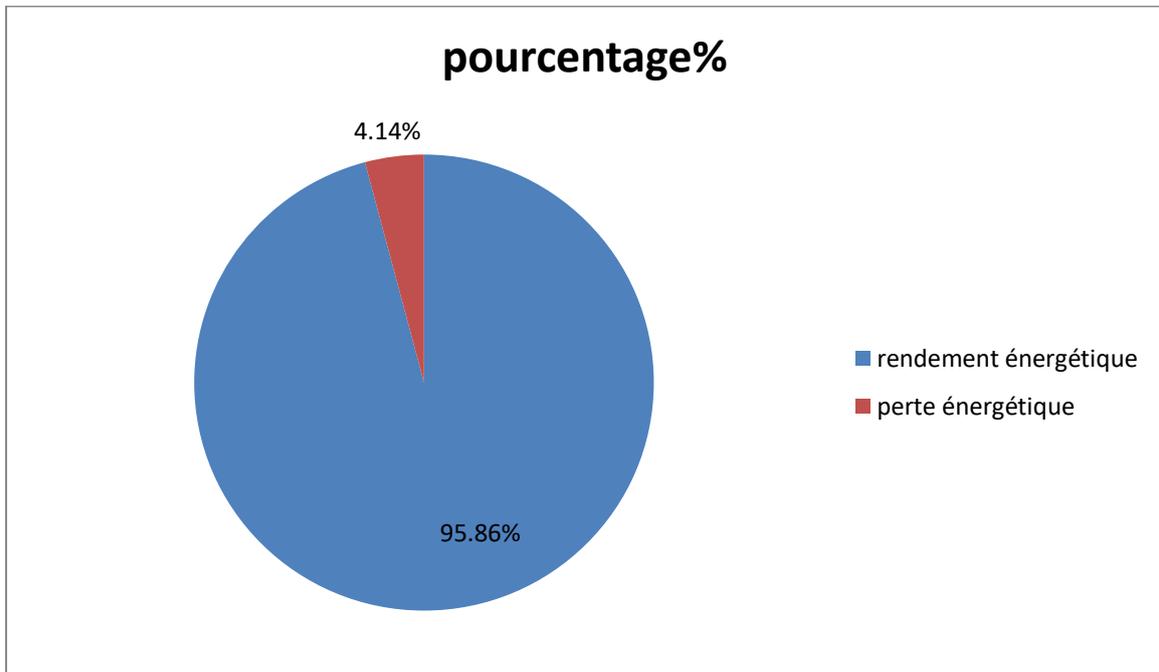


Figure III.4 : Répartition du rendement isentropique et des pertes énergétiques de la turbine.

III.7 L'analyse exergetique de la turbine:

Propriétés de l'eau q l'entrée de la turbine :

$T_1 = 476 \text{ °C} ; P_1 = 54 \text{ bar} ;$ vapeur surchauffée .

La température atmosphérique : $T_a = 25\text{°C} = 298,15 \text{ K}.$

Tables thermodynamiques :

$$\left\{ \begin{array}{l} h_1 = 3372.1 \text{ kj. kg}^{-1} \\ s_1 = 6.85393 \text{ kj. kg}^{-1}. \text{K}^{-1} \end{array} \right.$$

Calculer la coenthalpie a l'entrée :

$$k_1 = h_1 - T_a \times s_1 = 3372.1 - 298.15 \times 6.85393 = 1328.60 \text{ kj. kg}^{-1}$$

$$k_1 = 1328.60 \text{ kj. kg}^{-1}$$

Propriété de l'eau à la sortie de la turbine à vapeur :

$$T_2 = 140^\circ\text{C} ; P_2 = 2.7 \text{ bar} ; \text{vapeur saturée}$$

Tables thermodynamiques :

$$\begin{cases} h_2 = 2772.1 \text{ kj. kg}^{-1} \\ s_2 = 6.92050 \text{ kj. kg}^{-1}. \text{K}^{-1} \end{cases}$$

Calculer la coenthalpie a la sortie :

$$k_2 = h_2 - T_a \times s_2 = 2772.1 - 298.15 \times 6.92050 = 708.802 \text{ kj. kg}^{-1}$$

$$k_2 = 708.802 \text{ kj. kg}^{-1}$$

Points	$h(\text{kj. kg}^{-1})$	$s(\text{kj. kg}^{-1}. \text{K}^{-1})$	$k(\text{kj. kg}^{-1})$
1	3372.1	6.85393	1328.60
2	2772.1	6.92050	708.802

Tableau III.2 : Caractéristiques de la vapeur à l'entrée et à la sortie de la turbine

III.7.1 Copuissance-transformation reçue par la turbine:

La copuissance-transformation reçue par la turbine est donnée par la relation suivante :

$$\dot{E}_{wt}^+ = \dot{q}_m \times (k_1 - k_2)$$

$$\dot{E}_{wt}^+ = 41.666 \times (1328.60 - 708.802)$$

$$\dot{E}_{wt}^+ = 25824.503 \text{ kW}$$

III.7.2 Puissance fournie par la turbine:

La puissance fournie par la turbine est donnée par la relation suivante :

$$\dot{E}_t^- = \dot{q}_m \times (h_1 - h_2)$$

$$\dot{E}_t^- = 41.666 \times (3372.1 - 2772.1)$$

$$\dot{E}_t^- = 25000 \text{ kW}$$

III.7.3 Bilan exergetique de la turbine:

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

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

$$\dot{L}_t = 25824.503 - 25000$$

$$\dot{L}_t = 824.503 \text{ kW}$$

La perte exergetique relative à la perte exergetique dans la turbine est donnée par la relation

suivante :

$$\chi_{L_t, \%} = \frac{\dot{L}_t}{\dot{E}_{wt}^+} \times 100 = \frac{824.503}{25824.503} \times 100$$

$$\chi_{L_t, \%} = 3.197\%$$

III.7.4 Rendement exergetique de la turbine:

$$\eta_{ex,t} = \frac{\dot{E}_t^-}{\dot{E}_{wt}^+} \times 100 = \left(1 - \frac{\dot{L}_t}{\dot{E}_{wt}^+}\right) \times 100$$

$$\eta_{ex,t} = \frac{25000}{25824.503} \times 100 = \left(1 - \frac{824.503}{25824.503}\right) \times 100$$

$$\eta_{ex,t} = 96.803\%$$

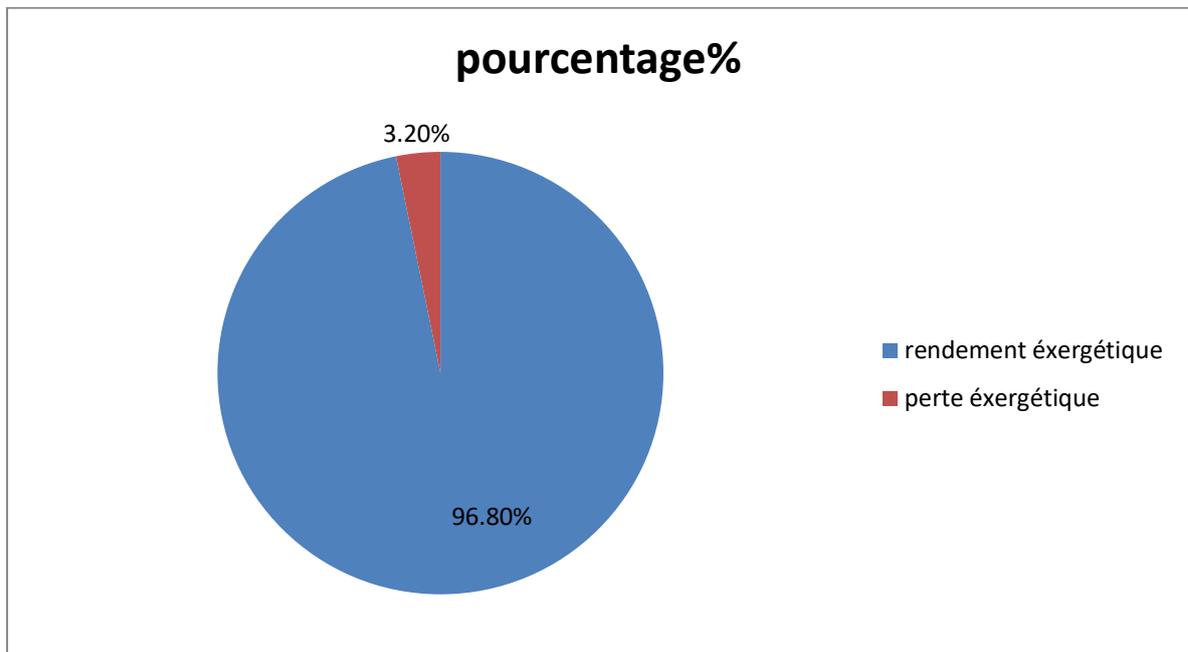


Figure IV.5 : Répartition du rendement exergetique et des pertes exergetiques.

III.8 L'analyse des deux bilans énergétique et exergetique:

L'analyse des bilans énergétique et exergetique de la turbine à vapeur du complexe CEVITAL révèle des performances assez élevées, avec des pourcentages respectifs de 95.858% pour le bilan énergétique et de 96.803% pour le rendement exergetique.

●Bilan Énergétique (95 %) :

Ce pourcentage indique que la turbine à vapeur convertit efficacement l'énergie thermique en énergie mécanique (travail utile). Un rendement de 95% suggère que seulement 5% de l'énergie totale fournie à la turbine est perdue sous forme de chaleur ou d'autres formes d'énergie non utilisables. Cela implique une conception et un fonctionnement efficaces de la turbine, ce qui est crucial pour maximiser l'utilisation de l'énergie thermique fournie et minimiser les pertes.

● **Rendement Exergetique (96%) :**

Le rendement exergetique mesure l'efficacité de la conversion d'énergie en travail utile, en tenant compte des irréversibilités thermodynamiques. Un rendement de 96% indique que la turbine à vapeur minimise les pertes exergetiques, ce qui signifie qu'elle convertit une grande partie de l'énergie disponible (exergie) en travail mécanique utile. Cela montre une optimisation de la conception et du fonctionnement de la turbine pour réduire les pertes dues à des processus irréversibles.

En combinant ces deux analyses, on peut conclure que la turbine à vapeur du complexe Cevital présente des performances élevées tant du point de vue énergétique que exergetique. Cela témoigne d'une conception bien pensée, d'une maintenance appropriée et d'une utilisation efficace des ressources énergétiques, ce qui contribue à l'efficacité globale du système et à la réduction des coûts énergétiques.

III.9 Conclusion:

. En conclusion, l'analyse du fonctionnement de la turbine à vapeur 6-7 MP5 et des bilans énergétique et exergetique démontre son importance critique dans le contexte du complexe CEVITAL. En atteignant des niveaux élevés d'efficacité énergétique et exergetique, la turbine contribue à l'efficacité opérationnelle, à la durabilité environnementale et à la compétitivité économique du complexe.

Conclusion générale

L'énergie est l'un des piliers fondamentaux du développement industriel moderne. L'optimisation de l'utilisation des ressources énergétiques est cruciale pour répondre aux besoins croissants de la société tout en minimisant l'impact environnemental. Le complexe industriel CEVITAL, situé à Bejaia, illustre parfaitement cette dynamique en intégrant des solutions avancées telles que la cogénération pour améliorer l'efficacité énergétique et réduire les coûts de production.

La cogénération, qui permet la production simultanée d'électricité et de chaleur à partir d'une même source d'énergie, représente une innovation significative dans le domaine industriel. Elle offre une meilleure utilisation de l'énergie primaire en récupérant la chaleur normalement perdue dans les processus de production d'électricité. Cette approche augmente non seulement le rendement énergétique global, mais contribue également à la réduction des émissions de gaz à effet de serre.

Dans ce mémoire, nous nous intéressons particulièrement à l'analyse énergétique et exergetique de la turbine à vapeur utilisée par le complexe CEVITAL. La turbine à vapeur est un équipement essentiel qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique, et son optimisation est cruciale pour améliorer les performances globales du complexe. Nous appliquerons des méthodologies rigoureuses pour évaluer les performances thermodynamiques de cette turbine, en mettant en lumière les inefficacités actuelles et les opportunités d'amélioration.

Ce travail est structuré en trois chapitres principaux. Le premier chapitre présente une vue d'ensemble du complexe CEVITAL et de ses installations de cogénération. Le deuxième chapitre introduit les concepts fondamentaux de l'analyse énergétique et exergetique, ainsi que la terminologie associée. Enfin Le troisième chapitre est dédié à l'analyse détaillée de la turbine à vapeur de CEVITAL, en utilisant les approches énergétique et exergetique pour évaluer ses performances ainsi discute des résultats de ces analyses et propose des recommandations pour améliorer l'efficacité énergétique de la turbine.

En conclusion, ce mémoire a fourni une analyse détaillée et complète du bilan énergétique et exergetique de la turbine à vapeur du complexe CEVITAL. Les recommandations formulées offrent des solutions pratiques et réalisables pour améliorer les performances de la turbine, contribuant ainsi à une meilleure gestion de l'énergie et à une durabilité accrue des opérations industrielles.

Références bibliographiques

[1] :Photo-Application Androïde : Google earth.

[2] : D. HARKAT, M. BOURDACHE : « Etude et redimensionnement de la boucle moyenne tension du complexe CEVITAL », Mémoire de master en électrotechnique option réseaux électriques, Université Abderrahmane Mira Bejaia, 2016 / 2017, 86 pages.

[3] : Site web : FONDATION D'ENTREPRISE ALCEN POUR LA CONNAISSANCE DES ENERGIES, Titre Accueil : Électricité et hydrogène, Site www.connaissacedesenergies.org, 2011-2018.

[4] : I. ABID, F.KERROUCHE : « Dimensionnement, Automatisation et Supervision des auxiliaires de deux Groupes Turbo-alternateurs au sein de l'entreprise CEVITAL », Mémoire de master en Automatisation industrielle et électromécanique, Université Abderrahmane Mira Bejaia, 2017, 94 pages.

[5] : www.scribd.com/doc/125864445/MEMOIRE-MASTER-2-MECANIQUE-PDF

[6] : L. Borel, - thermodynamique et Energétique, volume 1 -, Presses Polytechniques Et Universitaires Romandes (2005)

[7] : Thermodyn : 1X1593, N° de série : 972 et 973. Documentation CEVITAL « turbine à vapeur type 6-7 MP-5. 2010

Résumé

Notre étude concentre sur le calcul du bilan énergétique de la turbine à vapeur du complexe CEVITAL. Le travail se divise en plusieurs chapitres clés, chacun apportant des informations essentielles sur le contexte, la méthodologie et les résultats de l'étude. Dans la première partie de notre travail, une présentation générale pour le complexe CEVITAL ainsi la centrale à vapeur de ce complexe en mettant en évidence ses caractéristique techniques et ses principales composantes afin de mieux comprendre l'architecture et les processus technique de cette 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 fait l'analyse énergétique et exergetique de la turbine à vapeur 6-7 MP5 de complexe CEVITAL ainsi son fonctionnement

Abstract

Our study focuses on calculating the energy balance of the steam turbine at the CEVITAL complex. The work is divided into several key chapters, each providing essential information on the background, methodology and results of the study. In the first part of our work, a general presentation for the CEVITAL complex is given, as well as the steam plant of this complex, highlighting its technical characteristics and main components in order to better understand the architecture and technical processes of this plant. Secondly, we adopted the energy and exergy approach, examining the associated analysis tools and methodologies. At the end of our work, we carried out an energy and exergy analysis of the CEVITAL 6-7 MP5 steam turbine and its operation.

Annexes

Annexe 01

