

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA 1
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE MECANIQUE

Projet de Fin d'Etudes
Pour l'obtention du Diplôme de Master en
Energétique

Titre :

**Effet de la température de l'air d'alimentation sur les
performances d'une turbine à gaz 9FB**

Proposé et encadré par :

- M.Said Mohamed

Réalisé par :

- Akroul Fatima-Zahra

- Bekhti Samia

Année universitaire 2019/2020



REMERCIEMENT

Je tiens à remercier Dieu le tout puissant de m'avoir donné le courage, la force et la volonté pour réaliser ce travail.

Je vifs remerciements à mon promoteur Mr : Saïd Mohamed qui ma guidée et orientée durant ce mémoire.

A l'ensemble des enseignants du département énergétique Et tous les personelles de la production

SKH

Sans oublier ceux qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail, et ceux qui ont fait l'honneur de jurer ce mémoire.

Merci

Samia & Fatima

Sommaire :

Résumé
Dédicace.....
Remerciement.....
Liste des figures
Liste des tableaux.....
Nomenclature.....
Sommaire
Introduction General.....	01
Chapitre I	Généralité sur les turbines à gaz
Introduction	02
I.1-Object de la TG	02
I.2-Difinition de la TG	03
I.3- les éléments de TG	04
I.3.1-Compresseur	04
I.3.2-Chambre De Combustion	04
I.3.3-Turbine	04
I.4- Classification des turbines à gaz	05
I.4.1- D'après le mode de construction	05
I.4.1.a-Turbine mono-arbre	05
I.4.1.b-Turbine bi-arbre	05
I.4.2-D'après le mode de travail.....	06
I.4.2.a-Turbine à action	06

I.4.2.b-Turbine à réaction	06
I.4.3- D'après le mode du fonctionnement	07
I.4.3.a- Turbine à cycle ferme	07
I.4.3.b-Turbine à cycle ouvert	08
I.5- Principe de fonctionnement de la turbine à gaz	09
I.6- Domaines d'application	10

Chapitre II Descriptions et son fonctionnement de la turbine à gaz 9FB de Hadjret-Ennuos.

Introduction	11
II.1 -Description de la turbine à gaz	11
II.1.1-Fonctionnement de la turbine.....	11
II.1.2-Caractiristique nominal de la turbine.....	12
II.1.2.a -Le rotor	12
II.1.2.b -Le stator.....	13
II.1.2.c -Le compresseur.....	14
II.1.2.d -Chambre de combustion	15
II.1.2.e -La turbine.....	16
II.1.2.f -L'alternateur	18
II.2 –Paramètre de fonctionnement	20
II.2.1 –Taux de compression de TG	20
II.2.2 –Température d'entrée de la turbine	20
II.2.3 –Température échappement / pression	20
II.2.4 –Température de l'air ambiant.....	20

Chapitre III Bilan énergétique et calcul des performances de La turbine à gaz (9FB)

Introduction	21
III .1- Les cycles thermodynamique pour la production de puissance.....	21
III .1.1- cycle de Carnot.....	21
III.1.2 - Cycle de base (Cycle de Joule ou de Brayton).....	22
III.2- Description et étude du cycle air-gaz le plus simple :.....	23
III.2.1-Diagramme thermodynamique :.....	23
III.2.1.a-cycle idéal.....	24
III.2.1.b : cycle réel.....	25
III.3- Etude théorique de la TG.....	26
III.3.1-Rendements isentropique.....	26
III.3.1.a - Un compresseur.....	27
III.3.1.b- une détente.....	29
III.3.1.c -La chambre de combustion :.....	31
III.3.2- Rendement thermique global.....	33
III.4- Calculer thermodynamique de la turbine à gaz.....	34
III.4.1- Le diffuseur :.....	35
III.4.1.a- Caractéristiques de l'air à l'entrée des diffuseurs.....	35
III.4.1.b- Caractéristiques de l'air à la sortie du diffuseur.....	36
III.4.2 –Compresseur.....	38

III.4.2.a- Bilan énergétique du compresseur :.....	38
III.4.2.b- Calcul des paramètres thermodynamique du compresseur.....	39
III.4.3-La chambre de combustion.....	42
III.4.3.a- Calcul thermodynamique pour la chambre combustion.....	43
III.4.4- La turbine.....	45
III.4.4.a- Bilan énergétique de la turbine.....	46
III.4.4.b- calcul thermodynamique pour les turbines.....	46
III.5- Calcul les performances de la turbine à gaz	49
III.6 –L'état de cycle vue les cycles précédents	52
III.6.1 –L'influence de la température ambiante sur le travail utile	52
III.6.2 - L'influence de la température ambiante sur le rendement thermique	53
III.6.3 –Influence de la température ambiante sur la consommation spécifique	54
Conclusion générale	55

Liste des figures :

<u>Figure 1.1</u> : Turbine à gaz GE 9FA	02
<u>Figure 1.2</u> : Turbine à gaz en coupe avec les différents éléments.	03
<u>Figure 1.3</u> : Compresseur d'air.....	04
<u>Figure 1.4</u> : chambre de combustion.....	04
<u>Figure 1.5</u> : partie turbine.	04
<u>Figure 1.6</u> : schéma de la turbine à un seul arbre.....	05
<u>Figure 1.7</u> : schéma de la Turbine bi-arbre.....	06
<u>Figure 1.8</u> : Les modes de travail de Turbine à gaz	07
<u>Figure 1.9</u> : schéma et Diagrammes de cycle fermé.....	07
<u>Figure 1.10</u> : schéma et Diagrammes de cycle ouvert.....	08
<u>Figure 1.11</u> : Schéma descriptif d'une turbine à gaz	09
<u>Figure 2.1</u> : Schéma simplifié des éléments principaux de la TG.....	11
<u>Figure 2.2</u> : rotor de la turbine.....	12
<u>Figure 2.3</u> : stator de la turbine.....	13
<u>Figure 2.4</u> : compresseur de la TG.....	15
<u>Figure 2.5</u> : Fonctionnement et régulation de la chauffe.....	16
<u>Figure 2.6</u> : la turbine	17
<u>Figure 2.7</u> : refroidissement de la turbine.....	18
<u>Figure 2.8</u> : Démarrage de l'alternateur.....	19
<u>Figure 3.1</u> : Cycle de Joule (Baryton).....	23
<u>Figure 3.2</u> : Diagrammes p-v et T-s pour un cycle idéal de Brayton.....	24
<u>Figure 3.3</u> : Diagrammes p-v et T-s pour un cycle réel de Brayton.....	25
<u>Figure 3.4</u> : Transformation sur un étage du compresseur.....	27

<u>Figure 3.5</u> : Transformation sur un étage de turbine.....	29
<u>Figure 3.6</u> : La variation du W_u en fonction de la température ambiante.....	51
<u>Figure 3.7</u> : évolution du rendement en fonction des différentes températures d'entrée compresseur.....	52
<u>Figure 3.8</u> : évolution de la consommation spécifique en fonction des différentes températures entrée compresseur.	53

Liste des tableaux :

<u>Tableau 3.1</u> : Paramètre nécessaires pour le calcul du compresseur.....	37
<u>Tableau 3.2</u> : Paramètre nécessaires pour le calcul de la chambre de combustion.....	41
<u>Tableau 3.3</u> : Paramètre que caractéristique l'entrée de la turbine.....	44
<u>Tableau 3.4</u> : Variation de la température en fonction des performances.....	

Nomenclature :

Symbole	Definition	Unite
C_p	Chaleur spécifique à pression constante	(KJ/Kg k)
h	Enthalpie	(kJ/Kg)
\dot{m}	Débit massique	(Kg/s)
p	Pression	(bar)
P_c	Puissance calorifique	(W)
P_{ci}	Pouvoir calorifique inférieur des combustibles	(kJ/Kg k)
Q	Quantité de chaleur	(kJ/Kg)
C_s	Consommation spécifique	Kg/kwh
r_{air}	Constant de l'air	(kJ/Kg k)
a	Vitesse de son	(m/s)
r	Constant de gaz	(kj/kg k)
T	Temperature	(k)
W	Travail	(KJ/Kg)
V	vitesse	(m/s)
M_m	Masse molaire	(g/mol)
η	Rendement	%
τ	Rapport de temperature	---
π	Rapport de pression	---

ملخص :

من خلال هذا المبحث قمنا بدراسة ترموديناميكية ذو عقدة غازية (9FB) بحجرة النص في الطاقة الحالية بالتركيز على المعطيات المسجلة عبر مدخل و مخرج هذا المحرك من اجل هذا تم اخذ طريقة لدراسة هذا المحرك, وهي الاستناد على الطريقة الترموديناميكية .

Résumé :

Dans ce travail, j'ai fait une étude thermodynamique de la turbine à gaz (9FB) de la centrale électrique Hadjret Ennoss, en se basant sur les mesures de tous les paramètres nécessaires à l'entrée et à la sortie de la turbine à gaz ont choisi donc de travailler avec une méthode approche thermodynamique.

Summary:

In this wish, I make a thermodynamic study to the gas turbine (9FB) of Hadjret Ennos. In the actual state, being based on the measures of all parameters necessary to the entry and the exit of the gas turbine. For that, we use one method, is based on thermodynamic approach.

γ	Coefficient isentropique	---
M	Nombre de Mach	---
ρ	Masse volumique	Kg/m ³
S	section	m ²
R	Constant des gaz	Kj kg k
Les indices		
0	Ambiant	
a	L'air	
cc	Chambre de combustion	
t	totale	
g	Gaz	
ut	Utile	
is	isentropique	
f	dossage	
D	Diffuseur	
C	Compresseur	
T	turbine	
G	Générateur	

Introduction générale :

Une turbine à gaz est une machine thermique (moteur) servant à la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique utile. Elle est, principalement, utilisée dans les centrales thermiques de production de l'électricité.

Le premier progrès notable concernant les turbines à gaz provient de la mise au point de nouveaux matériaux supportant de hautes températures. La température d'entrée turbine atteint en effet 1 500°C aujourd'hui contre 1 100°C il y a 50 ans. Simultanément, les matériaux mis au point pour les hautes températures se sont avérés capables de supporter de fortes contraintes mécaniques. Le ratio de compression, qui n'excédait pas 15 il y a quelques années, atteint ainsi aujourd'hui une valeur de 30. Un troisième progrès majeur est imputable à la mise en œuvre de techniques de revêtement céramique. Enfin, de nouvelles techniques de refroidissement ont été héritées de l'industrie aéronautique.

L'évolution majeure des turbines à gaz est celle de l'élargissement de leur gamme de puissance. Les puissances unitaires maximales des turbines à gaz ont fortement augmenté ces dernières années. En 10 ans, elles ont doublé pour avoisiner les 300 MW électriques. A l'opposé, les progrès techniques ont permis, pour certaines applications, le développement de turbines de faible puissance (1 MW).

Après cette brève introduction, les thèses présentes en trois chapitres :

- Au premier chapitre, on trouve une généralité sur les turbines à gaz.
- Le deuxième concerne les des descriptions et fonctionnement de la turbine à gaz.
- Au troisième chapitre le bilan énergétique et calcul des performances de la turbine gaz (9FB).

Enfin on termine l'étude une conclusion.

Chapitre I

Généralité sur les turbines à
gaz.

Introduction :

Les turbines à gaz ont connu à la cour des dernières années un développement considérable dans des nombreuses applications industrielles. En particulier dans le domaine du transport et de la production de l'énergie électrique et de la réinjection des gaz.

I.1-Objet de TG 9FB :

La centrale à cycle combiné de Hadjret est composée de trois turbines gaz fabriquées par General Electric de type 9FB.

Chaque turbine à gaz de type 9FB de General Electric entraîne un alternateur. L'énergie provenant des alternateurs est distribuée vers le réseau électrique algérien et vers l'alimentation électrique de la centrale, alors que l'énergie thermique issue des turbines gaz est dirigée vers les chaudières de récupération HRSG (het recovery steam generator) pour la production de vapeur. Cette vapeur est ensuite utilisée par une turbine vapeur. [1]

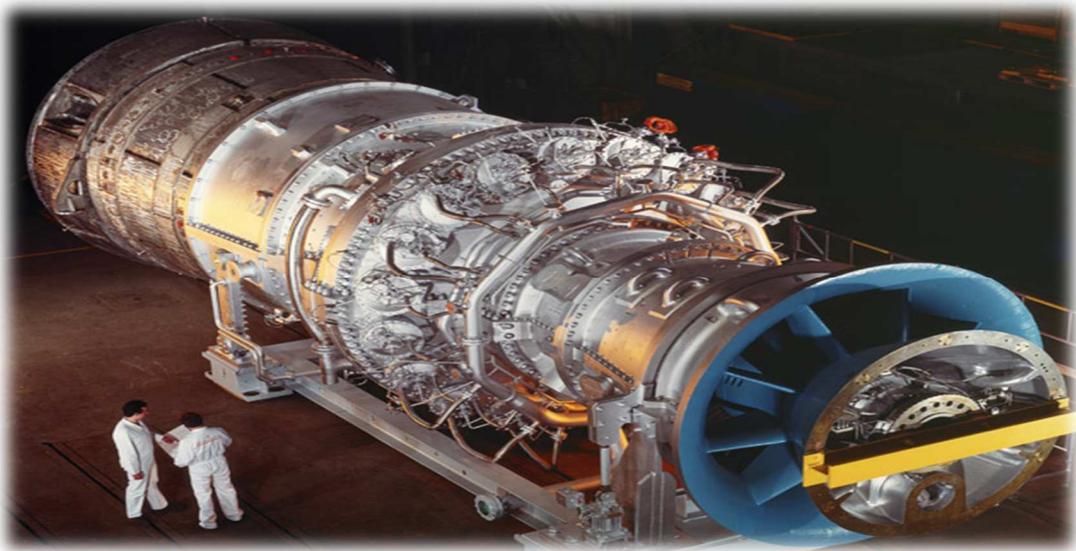


Figure 1.1 : Turbine à gaz GE 9FB.

I.2-Définition :

La turbine à gaz 9FB est un moteur à combustion interne de tous les points de vue. Elle peut être considérée comme un système autosuffisant. En effet, elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertie cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel. [2]

❖ Fiche technique de la turbine à gaz :

Fabricant: Général Electric

Modèle: 9FB

Puissance: 268,8 MW

Poids: 300 Tm

Combustible: Gaz Naturel ou/et gazole

Température de Gaz à l'entrée : 15 °C

Pression de Gaz à l'entrée: 15 bars

Nombre de brûleurs: 18

Nombre d'étages de turbine: 3

Température d'échappement: 623 °C

Consommation de gaz à pleine charge: 18,3 kg/s [3]

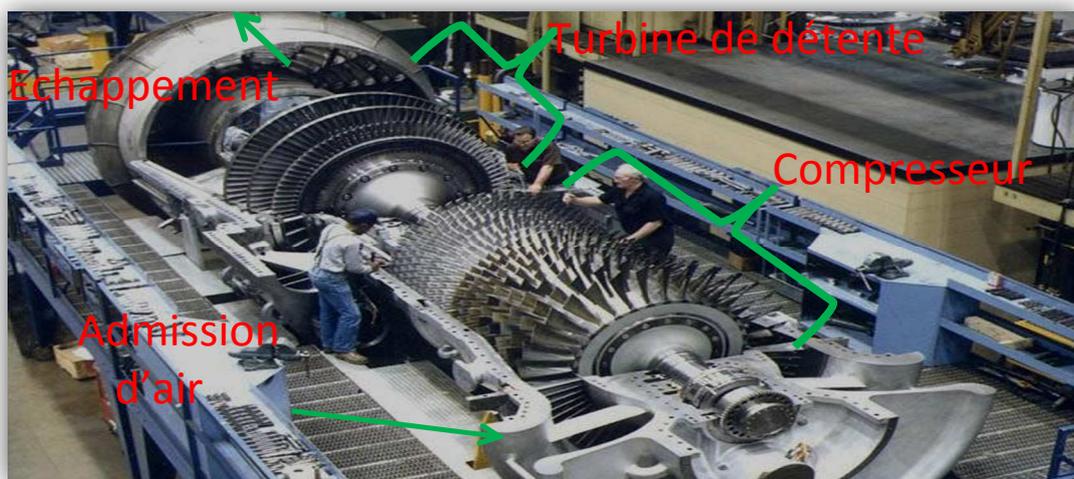


Figure 1.2 : Turbine à gaz en coupe avec les différents éléments.

I.3- les éléments de la turbine à gaz :

La turbine gaz 9FB de GE est constituée d'un compresseur à flux axial de 18 étages, composé de 18 chambres de combustions de forme cylindriques et d'une turbine à flux axial de 3 étages. Elle fonctionne selon le cycle de brayton.

I.3.1-Un compresseur d'air :

Dans la turbine à gaz, c'est le compresseur axial qui assure la compression d'air ce type compresseur est choisi pour pouvoir assurer un grand débit d'air et une pression suffisante pour la combustion.

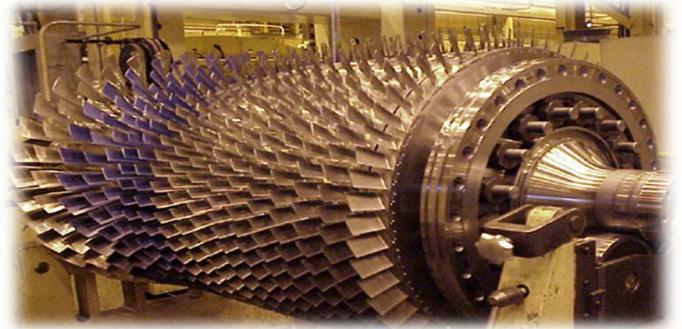


Figure 1.3: Compresseur d'air.

I.3.2-Une chambre de combustion :

Dans laquelle est introduit un combustible liquide ou gazeux qui, en brûlant, consomme partiellement l'air amené par le compresseur et élève la Température de ce mélange air- gaz de combustion, ce qui augmente en même temps son Volume .



Figure 1.4: chambre de combustion

I.3.3-Une Turbine :

Dans laquelle le mélange air - gaz sortant de la chambre de combustion à la pression obtenue après compression se détend dans plusieurs étages pour produire de l'énergie mécanique. Cette énergie sert à entraîner le compresseur d'air et à fournir à l'arbre de l'alternateur une puissance. [4]



Figure 1.5: partie turbine.

I.4- Classification des turbines à gaz :

Les turbines à gaz sont classées en deux principales catégories :

I.4.1 -Par le mode de construction :

I.4.1.a -Turbine mono-arbre : Le compresseur et les sections de la turbine sont montés sur un même arbre ce qui permet de tourner à la même vitesse, ce type est utilisé pour les applications qui n'ont pas besoin des variations de vitesse telle que l'entraînement des génératrices pour production de l'électricité.

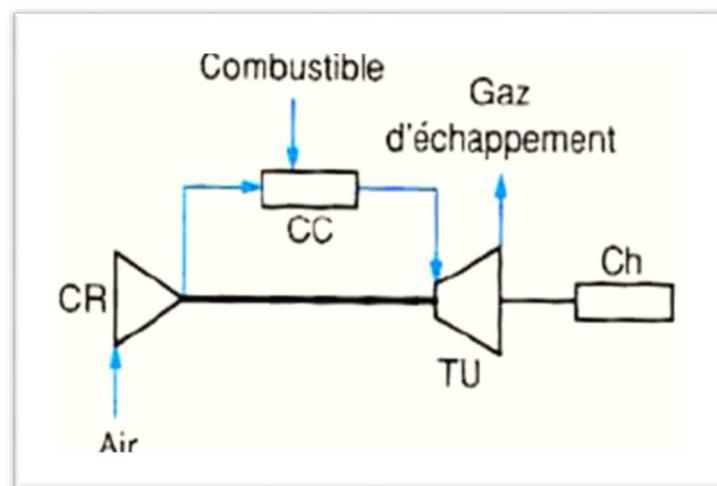


Figure 1.6 : schéma de la turbine à un seul arbre.

I.4.1.b -Turbine bi-arbre : Contrairement à la turbine à gaz à un seul arbre, les deux sections de la turbine ne sont pas reliées mécaniquement ce qui leur permet de tourner à des vitesses différentes ce type est utilisé dans les applications qui demandent une large variation de vitesse tel qu'entraînement des compresseurs. [5]

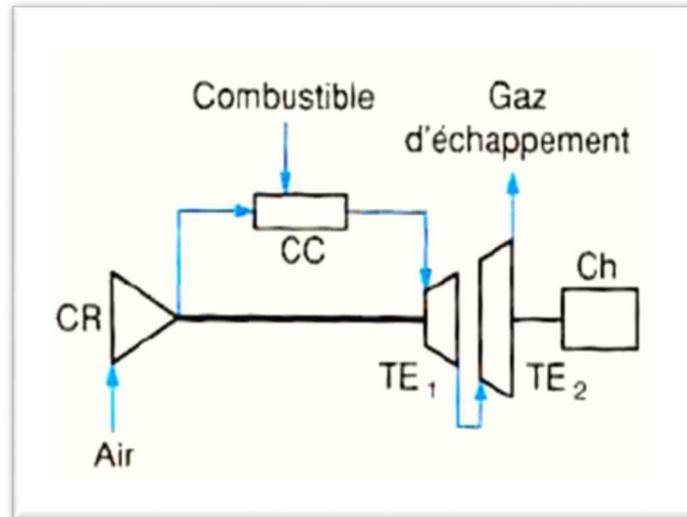


Figure 1.7 : schéma de la Turbine bi-arbre.

CC : Chambre de Combustion

CH : Charge

TU : Turbine

TE₁ : Turbine d'entraînement de compresseur

TE₂ : Turbine d'entraînement de la charge

I.4.2- D'après le mode de travail :

I.4.2.a -Turbine à action : Le principe de fonctionnement d'une turbine à action, est que la transformation thermodynamique du fluide se fait uniquement dans la directrice.

Les aubes mobiles n'ont qu'un rôle à jouer, c'est de transformer l'énergie cinétique acquise par la détente ($P_1 > P_2$) en travail mécanique communiqué au rotor. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique ($P_1 = P_2$). [6]

I.4.2.b -Turbine à réaction : Dans les turbines à réaction, nous savons que la détente se fait aussi bien dans les canaux fixes que dans les canaux mobiles, c.-à-d. qu'une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique ($P_1 > P_2 > P_3$). [6]

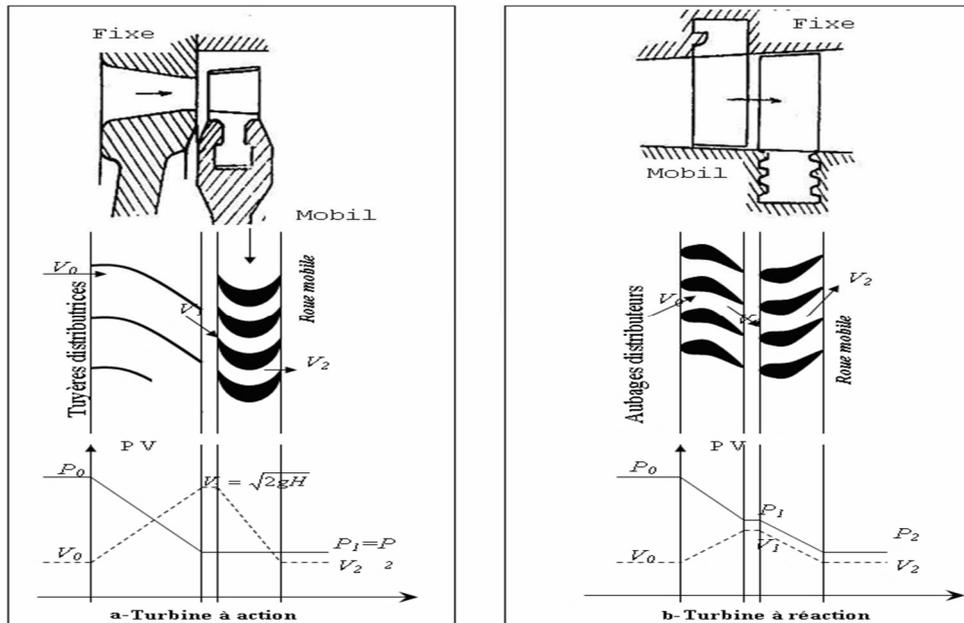


Figure 1.8 : Les modes de travail de Turbine à gaz et les aubages.

I.4.3- D'après le mode de fonctionnement :

Il existe deux cycles de fonctionnement f me et ouvert : [7]

I.4.3.a -Turbine à gaz à cycle fermé : Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

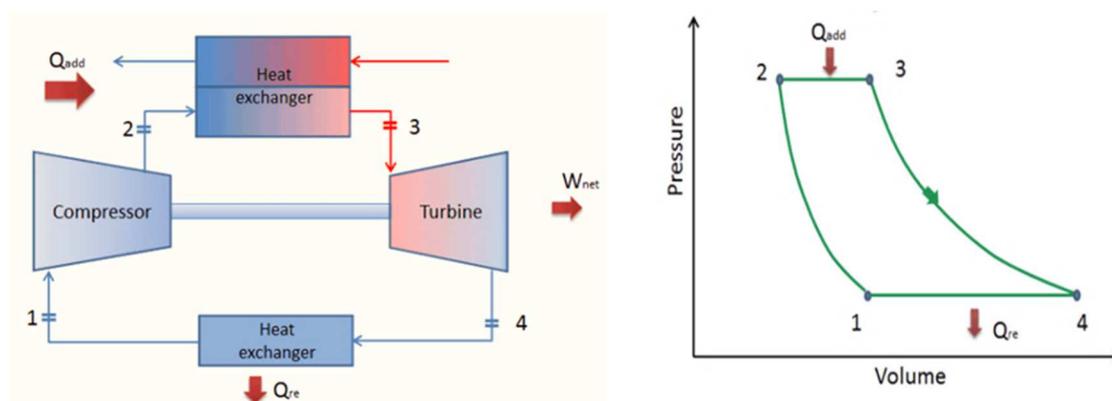


Figure 1.9 : schéma et Diagrammes de cycle fermé.

I.4.3.b -Turbine à gaz à cycle ouvert : C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère. Ce type de turbine qui est le plus répandu se divise en deux classes :

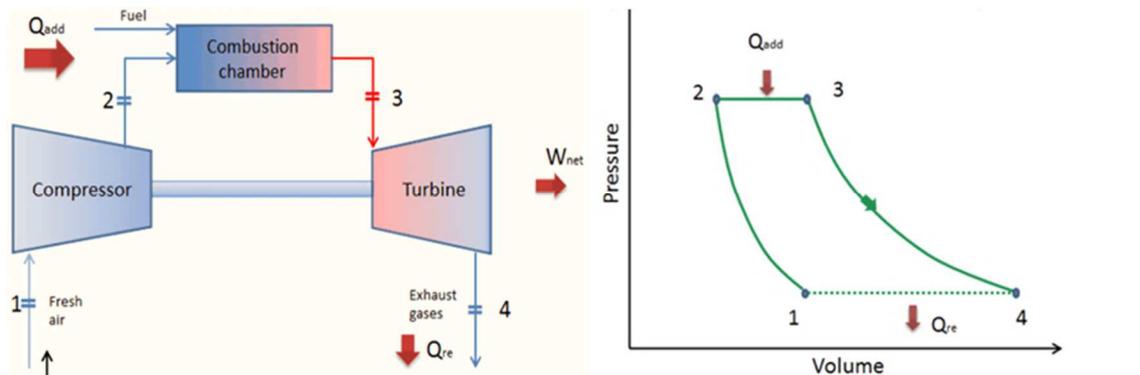


Figure 1.10 : schéma et Diagrammes de cycle ouvert.

- **Turbine à cycle simple :** c'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère à travers la cheminée.
- **Turbine à cycle avec régénération :** Les pertes de chaleur causées par les gaz d'échappement sont les plus importantes dans l'installation de turbine à gaz. Pour cela le rendement des installations de turbine à gaz peut être augmenté, en conduisant les gaz d'échappement dans un échangeur thermique où ils réchauffent l'air sortant du compresseur avant son entrée dans les chambres de combustion. On récupère une partie de chaleur sensible de ces gaz qui se trouvait perdue dans l'atmosphère. [8]

I.5-Principe de fonctionnement :

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante figure (1.11) :

- ❖ elle extrait de l'air du milieu environnant.
- ❖ elle le comprime à une pression plus élevée.
- ❖ elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion.
- ❖ elle achemine le mélange de l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre ; ceci sert, d'un côté, à fournir l'énergie utile à la machine conduite, couplée.
- ❖ avec la machine au moyen d'un accouplement et de l'autre côté à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine.
- ❖ Elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression et température résultant de la transformation mentionnée ci-dessus. [2]

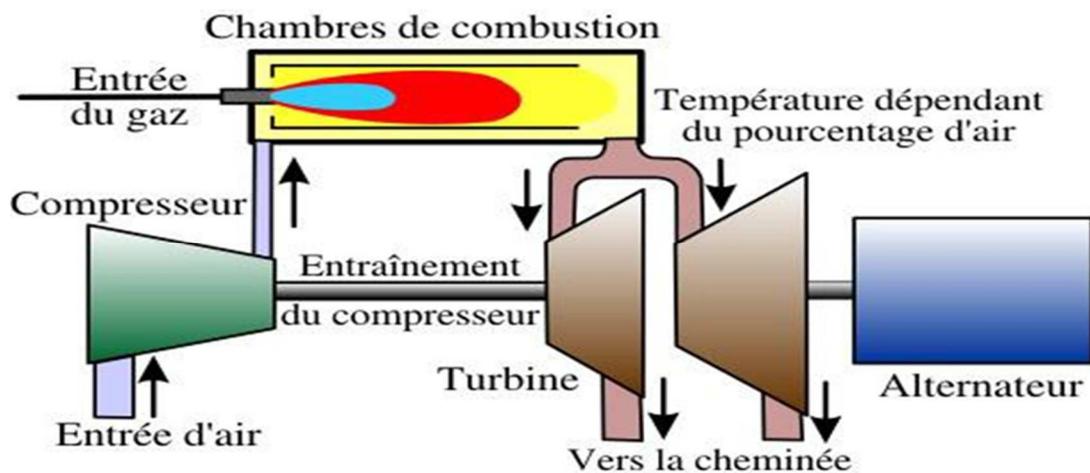


Figure 1.11 : Schéma descriptif d'une turbine à gaz.

I.6-Domains d'application :

Les turbines à gaz ont une très grande utilité dans l'industrie, du fait qu'elles sont des appareils pour la production de l'énergie mécanique. Elles peuvent être utilisées pour l'entraînement des : [10]

➤ Appareils fixes :

Ces appareils font l'objet d'un stage de formation. Ils sont destinés aux services industriels suivants :

- Transmission électrique, pour la production d'énergie électrique.
- Entraînement des compresseurs.
- Entraînement des pompes.
- Procédés industriels particuliers.

➤ Appareils mobiles :

Du point de vue historique, ces appareils ont été introduits en premier. Ils comprennent les domaines suivants:

- Chemins de fer.
- Propulsion maritime.
- Aviation.
- Traction routière.

Chapitre II

Description et son fonctionnement de la turbine à gaz 9FB de Hadjret-Ennous.

Introduction :

Les turbines à gaz au niveau du champ de Hadjret Ennuos sont modèle 9FB, Les progrès technologiques fondamentaux portent sur les turbines à gaz. Celles-ci voyant leurs performances s'améliorer, les cycles combinés ont pu être à leur tour perfectionnés, ainsi qu'au final la cogénération.

II.1 -Description de la turbine à gaz :

II.1.1- Fonctionnement de la turbine :

- Les turbines à gaz sont des moteurs thermodynamiques utilisant un écoulement constant d'un gaz (surtout de l'air), qui est comprimé et brûlé avec un combustible gazeux ou liquide. L'expansion de ce mélange à haute pression à travers une chambre à turbine produit une poussée qui propulse les avions s'il s'agit d'un moteur à réaction, ou qui actionne un arbre pour la propulsion marine ou pour la production d'énergie dans des installations fixes, cette turbine est composée de trois éléments

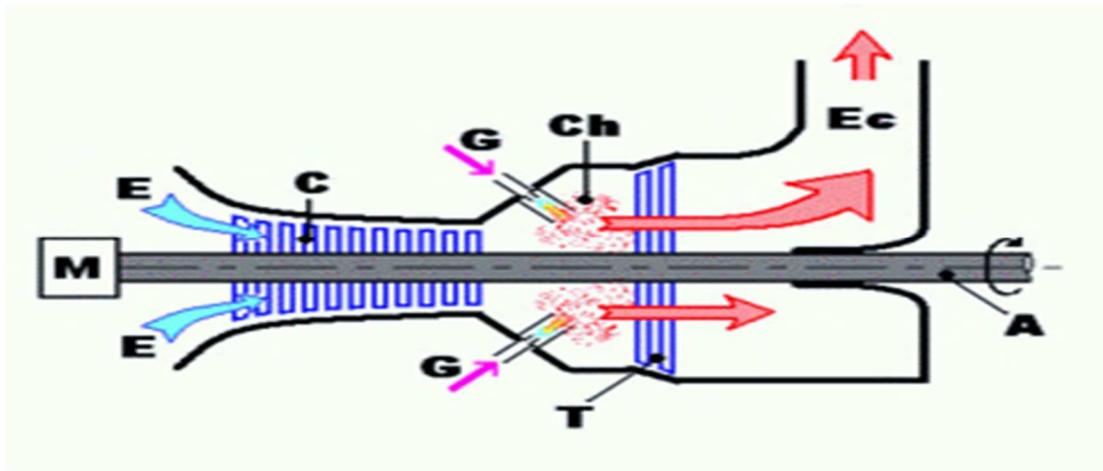


Figure 2.1 : Schéma simplifié des éléments principaux de la TG.

Un **compresseur** (repère C), constitué d'un ensemble de roues munies d'ailettes, comprime l'air extérieur (rep. E) simplement filtré jusqu'à 10 à 15 bars, voire 30 bars pour certains modèles.

- Du gaz (rep. G), ou un combustible liquide atomisé, est injecté dans **la chambre de combustion** (rep. Ch) où il se mélange à l'air comprimé et s'enflamme. Les gaz chauds

se détendent en traversant la turbine (rep. **T**), constituée d'une ou plusieurs roues également munies d'ailettes et s'échappent par la cheminée (rep. **Ec**).

- Le mouvement de rotation de **la turbine** est communiqué à l'arbre **A** qui actionne d'une part le compresseur, d'autre part l'appareil (pompe, alternateur...) accouplé à son extrémité droite. Pour la mise en route, on utilise un moteur de lancement (rep. **M**) qui joue le rôle de démarreur. Le réglage de la puissance et de la vitesse de rotation est possible en agissant sur le débit de l'air en entrée et sur l'injection du carburant. [9]

II.1.2 - Caractéristique nominale de la turbine :

II.1.2.a - Le rotor :

Le rotor se compose d'un axe tournant et de groupes d'enroulement de cuivre fixés à cet axe formant les enroulements de champ de l'Alternateur. Il est constitué de trois arbres creux maintenus par un tirant central et des disques. Chaque disque porte une couronne d'aubes, le profil des ailettes du compresseur est différent de celui de la turbine, celle du compresseur sont plus minces et plus étirées, leur longueur et leur largeur vont en diminuant depuis l'aspiration jusqu'au refoulement (Figure 2.2).

Toutes les aubes mobiles du compresseur et de la turbine peuvent être enlevées sans qu'il soit nécessaire de soulever le rotor de ses paliers.

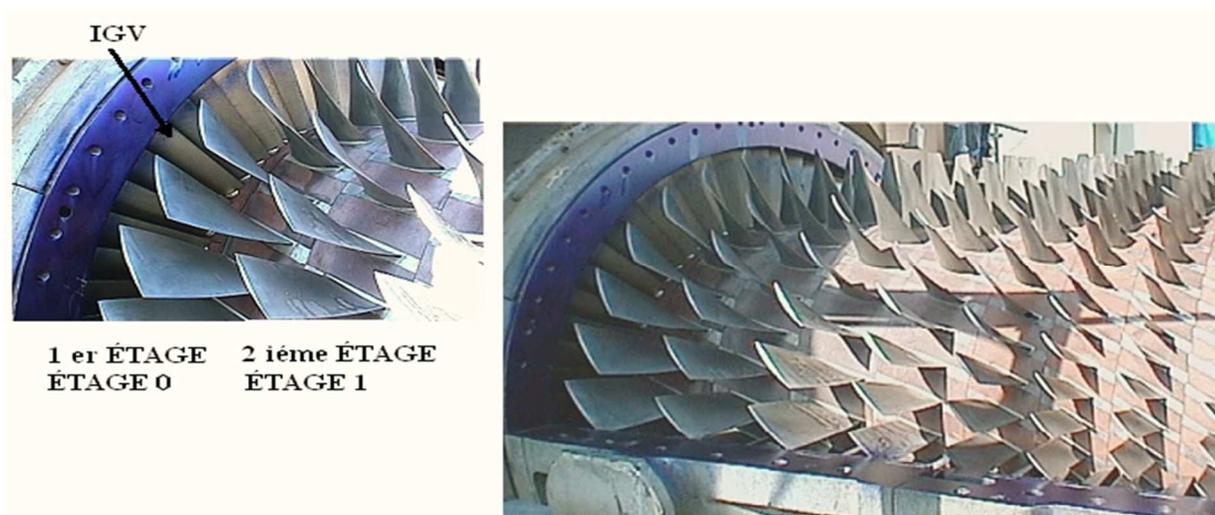


Figure 2.2 : rotor de la turbine.

II.1.2.b- Le Stator :

C'est la partie fixe dans le turboalternateur, les aubages ou ailettes fixes servent à canaliser le flux de l'air de manière à le soumettre aux forces des aubages mobiles sous un angle convenable.

Le stator est constitué d'une enveloppe, une section d'échappement, des diaphragmes, comme il est doté à son entrée d'un seul étage d'aubes à orientation variable dites IGV, destinées d'une part à maintenir la température des gaz d'échappement constante pour éliminer les baisses de rendement, et d'autre part pour assurer la stabilité et éviter le phénomène d'anti-pompage.

La modulation de la position des IGV permet ainsi de maintenir certaines contraintes, diverse pression et divers débits à l'intérieur des limites nécessaires au fonctionnement satisfaisant de la machine.

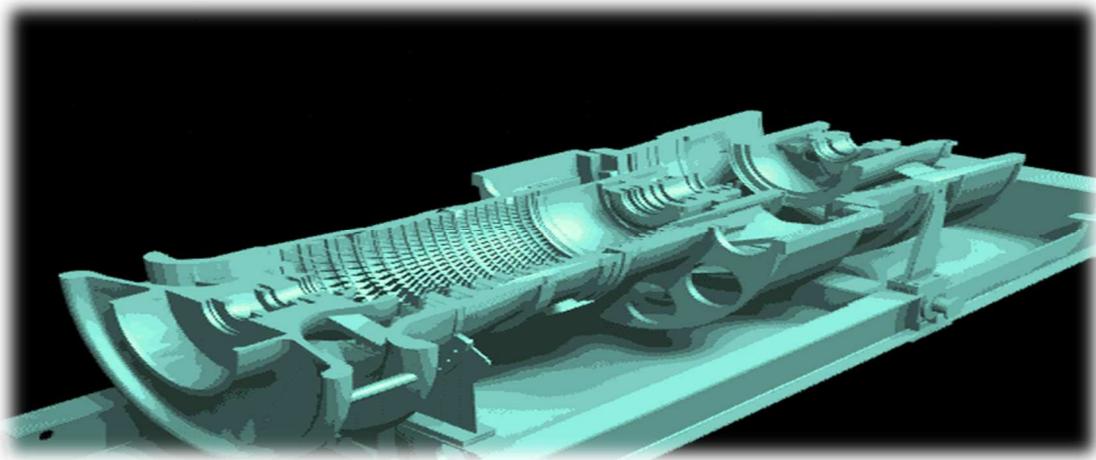


Figure 2.3 : stator de la turbine.

Au démarrage, les IGV sont réglées à la position :

- fermées $28,5^\circ$
 - limite la quantité d'air, les efforts sur la ligne arbre .Quand TNHCOR est atteinte
 - ouverture à l'angle minimum pleine ouverture 55° ou 40° suivant le mode de combustion
- TNHCOR : vitesse (TNH) corrigée par la T° arrivée d'air .
- vitesse et T° arrivée d'air influent sur le débit massique

II.1.2.c -Le compresseur :

Le compresseur utilisé dans la Turbine à gaz est un compresseur du type axial,

Comprimant l'air en la déplaçant par les ailettes en rotation et augmentant la pression dans les parties fixes adaptées. Les deux principaux éléments du compresseur à débit axiale sont le rotor et le stator, une rangée d'aubes du rotor alterne avec une rangée d'aubes du stator.

La plupart des compresseurs à débit axial sont conçu pour délivrer de l'air à des pressions 10 à 15 fois la pression d'entrée, le taux de compression de la 9FB est de 15:1.

A pleine charge, le compresseur utilise à peu près les deux tiers de l'énergie produite par les étages de la turbine, le tiers restant est utilisé pour faire fonctionner l'alternateur et produire de l'électricité. Il est extrêmement important que les aubages du compresseur demeurent propres afin de garantir l'efficacité et les performances maximales du compresseur. Un système de nettoyage, en marche et hors marche, avec savon, est prévu pour maintenir le compresseur propre et efficace.

Il y a deux sous tirage au compresseur, au 9e et au 13e étages de compression. Le sous tirage du 9e entre en jeux lors des démarrages et des arrêts, il intervient pour la protection contre les vibrations, le sous tirage du 13e lui sert au refroidissement des aubes directrices du 1^{er}, 2^e et 3^{ème} étages ainsi que les inters roues. La TG

N'utilise que 25% de l'air comprimé produite pour la combustion. [11]

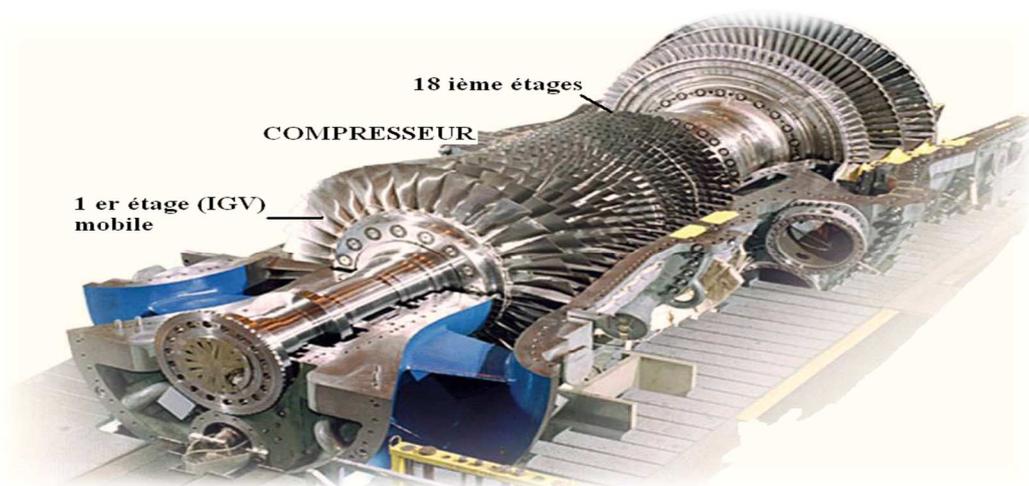


Figure 2.4: compresseur de la TG.

❖ Les principaux rôles du compresseur :

- Augmentation de l'énergie cinétique du fluide transformée ultérieurement en pression par diffusion,
- Augmentation de pression par effet centrifuge,
- Augmentation de pression dans un écoulement divergent

II.1.2.d -Chambre de combustion :

La chambre de combustion est conçue de manière à assurer une bonne combustion (l'air, combustible) afin d'augmenter son enthalpie. Elle est équipée de vingt-quatre bruleurs hybrides répartis régulièrement sur son périmètre afin de garantir une zone de température homogène. Cette conception assure un écoulement concentrique de l'air entre le compresseur et la chambre de combustion, puis entre la chambre de combustion et la turbine, ce qui est traduit par une perte de charge réduite.

Ainsi, dans le but de réaliser des réactions optimales, provoquant moins de pollution et plus d'énergie, les bruleurs hybrides sont faits de plusieurs injecteurs qui fonctionnent, à cet air effet, en mode pré mixte dans la plage de charge supérieure ou le combustible est mélangé dans l'injecteur avant d'être brûlé et en mode diffusion quand le combustible est brûlé pendant qu'il est mélangé à l'air.[1]

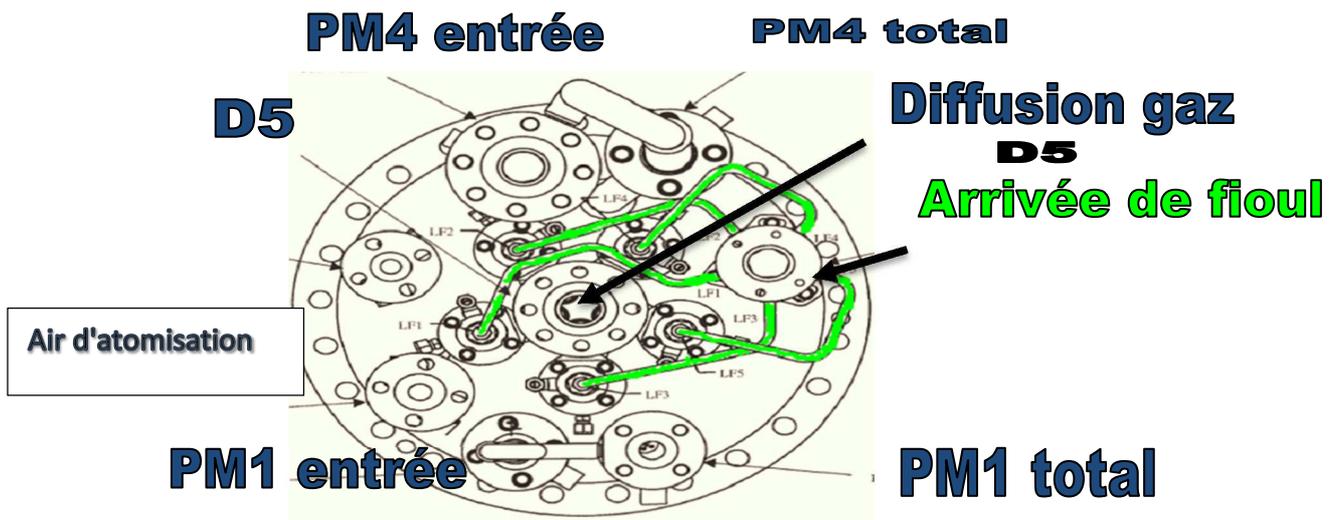


Figure 2.5 : Fonctionnement et régulation de la chauffe.

- Lors de la séquence d'allumage, les bougies sont alimentées à raison de 2,3 pulsations à la seconde, après la combustion s'entretiendra d'elle-même (auto-allumage);
- Immédiatement après les vannes de combustible du DGCV sont ouvertes et le combustible est admis au travers des injecteurs.
- L'air de balayage de combustible est injecté vers PM1 & PM4, puis le mélange combustible/air est enflammé.
- Des tubes croisés d'allumage distribuent la flamme entre les différentes chambres de combustion afin de s'assurer qu'elles sont toutes enflammées. (2 bougies)

II.1.2.e -La turbine :

Les gaz chauds issus de la chambre de combustion se détendent. La section turbine comprend 3 étages mobiles ainsi que 3 étages fixes, les directrices

Du fait des conditions extrêmes de fonctionnement.

- L'étage 0 de la turbine qui est en fait un déflecteur qui assure le positionnement de la veine de gaz et sa détente sur une base fixe.
- IL est refroidi, par canaux de refroidissement.



Figure 2.6 : la turbine.

❖ **Système de refroidissement de la turbine :**

L'air au refoulement du compresseur refroidit les aubes directrices appelées aussi injecteurs.

- L'air qui provient des 13 étages de la turbine, se dirige vers le 2^{ième} étage puis vers le 1^{er} après l'inter roue.
- L'air provenant du soutirage du 13^{ième} étage refroidit les aubes directrices du 3^{ième} étages, puis est dirigé vers l'inter roue du 2^{ième} étage.
- Les aubes directrices sont creuses et possèdent des trous d'air pour la circulation d'air de refroidissement, cette air se mélange ensuite avec le flux gazeux.

Le rotor de la turbine est constitué d'un arbre supportant trois étages de roues et de deux roues intervalles. Les ailettes de la turbine sont réalisées avec des fixations à queue d'aronde en forme de sapin à trois niveaux qui vont s'imbriquer dans les roues de la turbine

Le stator de la turbine contient trois étages d'aubes fixes qui dirigent les flux des gaz de combustion chaud à haute vitesse, ceux-ci se dilatent contre les ailettes et provoquent la rotation du rotor. Les étages du stator de la turbine, tout comme le rotor, augmentent de taille de l'intérieur vers l'extérieur pour d'adapter aux gaz d'échappement.

La coque de la turbine et l'ossature de l'échappement composent la plus grande partie de la structure du stator de la turbine à gaz, la coque impose une position radiale et axiale des aubes, ce positionnement est critique pour la performance de la turbine à gaz.

Les aubages et ailettes du premier niveau, sont les premières composantes de la partie turbine à entrer en contact avec les gaz chaud provenant des chambres combustion. [10]

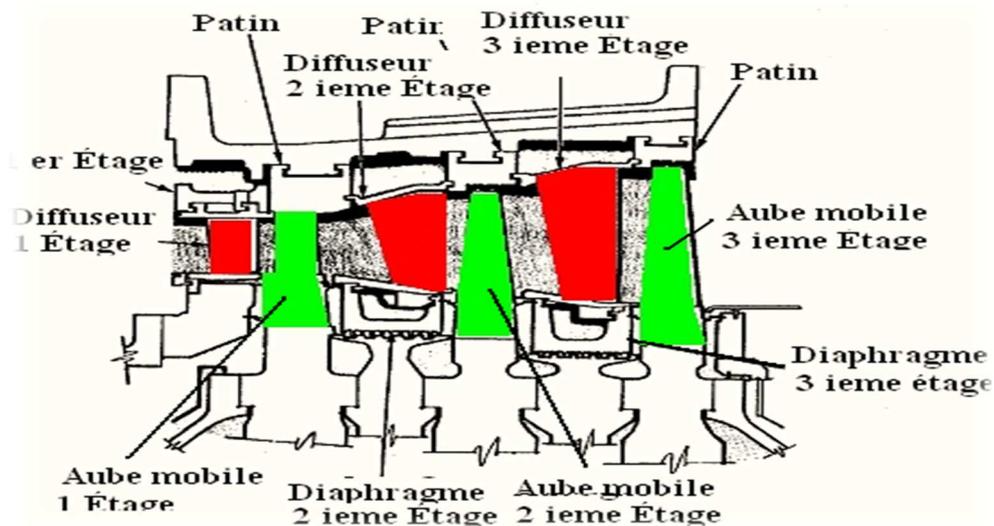


Figure 2.7 : refroidissement de la turbine.

II.1.2.f -L'alternateur :

- L'alternateur 450H est un alternateur de moyenne puissance (max 544MVA, PF 0.8), débitant 19kV sur trois phases, en 50 Hz, muni d'une connection Y.
- Du à sa puissance relativement importante, il a besoin d'un refroidissement interne à l'hydrogène, sous une pression d'environ 75 psi (5 bar)
- L'hydrogène est ensuite refroidi à l'aide d'échangeur de chaleur gaz / eau par le circuit de refroidissement fermé.
- En raison de ces caractéristiques, l'alternateur 450H a besoin d'une série d'auxiliaires que nous allons détailler. [10]

❖ Démarrage de l'alternateur :

En tournant, le rotor met en rotation des ventilateurs installés directement dessus. Ces ventilateurs provoquent une circulation de l'hydrogène à l'intérieur de l'alternateur, propulsant celui-ci vers les zones à refroidir (enroulements stator). L'hydrogène chaud est ensuite dirigé vers des échangeurs gaz/eau, se refroidit, puis recommence son cycle.

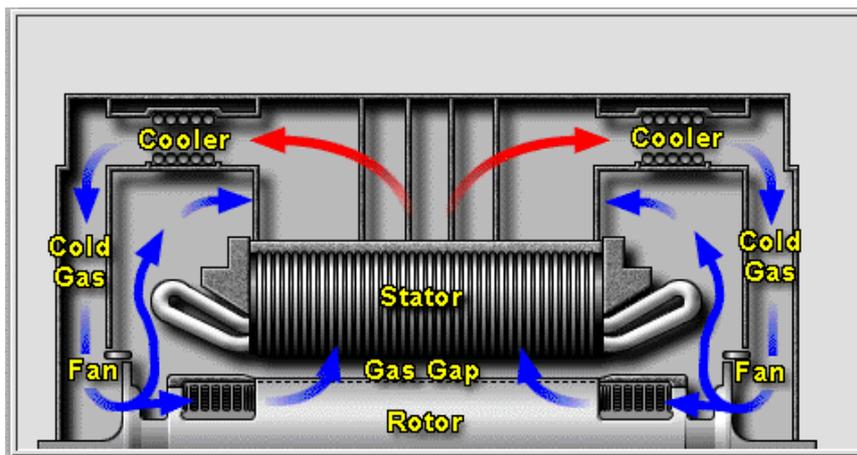


Figure 2.8 : Démarrage de l'alternateur.

Les turbines à gaz sont des moteurs thermodynamiques utilisant un écoulement constant d'un gaz (surtout de l'air), qui est comprimé et brûlé avec un combustible gazeux ou liquide. L'expansion de ce mélange à haute pression à travers une chambre à turbine produit une poussée qui propulse les avions s'il s'agit d'un moteur à réaction, ou qui actionne un arbre pour la propulsion marine ou pour la production d'énergie dans des installations fixes

L'une des caractéristiques uniques de ces unités est la chaleur considérable contenue dans les gaz d'échappement, dont on peut récupérer l'énergie pour d'autres applications comme la cogénération.

Les installations à turbine à gaz qui brûlent du gaz naturel sont l'un des types les moins polluants de centrales électriques à combustible fossile. Elles ne produisent que peu ou pas de dioxyde de soufre (SO₂) ou de monoxyde de carbone (CO). Leur forte efficacité d'ensemble peut contribuer à diminuer les émissions de dioxyde de carbone (CO₂) par unité d'énergie produite

Il y a environ 1000 installations fixes de ce type au Canada, qu'on utilise surtout pour la compression des gaz dans les pipelines et pour la production d'énergie électrique d'appoint, ainsi que dans des systèmes de cogénération ou de CEC. Les unités en service vers la fin de 2001 étaient des unités du type aviation ou industrielles, pour un total de 11 000 MW.

La disponibilité de gaz naturel abondant et à prix compétitif favorise le choix de turbines à gaz à cycles combinés pour la production d'électricité. Utilisés avec des turbines à vapeur, ces appareils peuvent jouer un rôle important dans le réaménagement d'anciennes centrales thermiques à vapeur.

S'ils sont situés à proximité d'un gros complexe industriel qui a besoin de vapeur pour ses procédés ou pour le chauffage des bâtiments, les systèmes utilisés pour la cogénération et comme systèmes énergétiques collectifs devraient permettre de réaliser des économies additionnelles. Ces types de systèmes, qui utilisent des combustibles plus propres comme le gaz naturel ou la biomasse, peuvent jouer un rôle important dans la lutte contre la pollution atmosphérique et les changements climatiques mondiaux.

II.2 –Paramètre de fonctionnement :

II.2.1 –Taux de compression de TG :

Le taux de compression du compresseur de la turbine à gaz a la plus grande influence sur l'ensemble du rendement de la TG. La compression de l'air par le compresseur est le résultat de sa conception, de sa performance et de son rendement.

II.2.2 –Température d'entrée de la turbine :

C'est la capacité de résister des pièces en contact avec les gaz chauds qui limite la température de mise à feu.

La conception de la 9FB permet des températures maximum de l'ordre 1411 °C, température approximative retrouvée au premier injecteur de la turbine.

II.2.3 –Température d'échappement / pression :

La température à l'échappement de la turbine est fonction de la pression, ainsi de faibles pressions d'échappement signifient de faibles températures d'échappement, en générale plus basse est la pression et la température d'échappement, meilleur est le rendement de la turbine.

La pression d'échappement est déterminée par la pression d'entrée et la conception du cheminement des fluxes de gaz d'échappement, la turbine est conçue pour détendre les gaz d'échappements aussi près que possible de la pression atmosphérique.

Le taux de détente de la turbine est légèrement inférieur à la taux de compression du compresseur.

II.2.4 –Température de l'air ambiant :

La performance de la TG varie significativement selon la pression et la température de l'air ambiant.

Une fois la pression connue, c'est la température ambiante qui devient le facteur le plus influent des changements des saisons, été / hiver principalement. [1]

Chapitre III

Bilan énergétique et calcul
des performances de la turbine
à gaz (9FB).

Introduction :

La turbine à gaz est un moteur thermique réalisant les différentes phases de cycle thermodynamique dans une succession d'organes traversés par un fluide moteur gazeux en écoulement continu c'est une différence fondamentale par rapport aux moteurs à pistons qui réalisent une succession temporelle des phases dans un même organe (généralement un cylindre).

III .1- Les cycles thermodynamique pour la production de puissance :

Avent d'établir notre étude du cycle air-gaz de la turbine 9FB nous rappelons d'abord qu'il existe plusieurs variantes de machines thermique, chacune utilisant le cycle thermodynamique qui lui associé.

III .1.1- cycle de Carnot :

La machine de Carnot est une machine à cycle fermé, fonctionnant suivant le cycle réversible, Du même nom, et donnant le rendement maximal qu'on peut attendre d'un moteur thermique, Fonctionnant entre les sources de chaleur Q_C et Q_F .

Le cycle de Carnot est constitué :

De deux isothermes, aux températures des sources T_c et T_f ,

De deux adiabatiques réversibles.

Dans un cycle de Carnot, le travail est donné par :

$$W_c = \int -pdv \quad (3.1)$$

Les deux sources T_1 et T_2 Fournissent au système les chaleurs Q_1 et Q_2 données par :

$$Q_c = Q_1 + Q_2 \quad (3.2)$$

La variation de l'énergie interne étant nulle le long du cycle :

$$dT = 0 \quad \text{et} \quad dU = 0$$

Le rendement de cycle est défini par le rapport du travail ($-W$) reçu par l'extérieur à la chaleur Q_1 fournie au système par la source chaude :

$$\eta = \frac{-W}{Q_1} = 1 + \frac{Q_2}{Q_1} \quad \Leftrightarrow \quad \eta = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (3.3)$$

Le rendement de Carnot dépend donc uniquement des températures des sources

III.1.2 - Cycle de base (Cycle de Joule ou de Brayton) :

Dans sa forme la plus simple, la turbine à gaz fonctionne selon le cycle dit de Joule (ou de Baryton) comprenant :

- Une compression adiabatique qui consomme de l'énergie mécanique ;
- Une combustion isobare ;
- Une détente adiabatique jusqu'à la pression ambiante qui produit de l'énergie Mécanique.

Le cycle de Joule, comme il est bien représenté dans la figure (3.1), comporte deux Processus isentropiques (adiabatiques et réversibles) et un processus isobare.

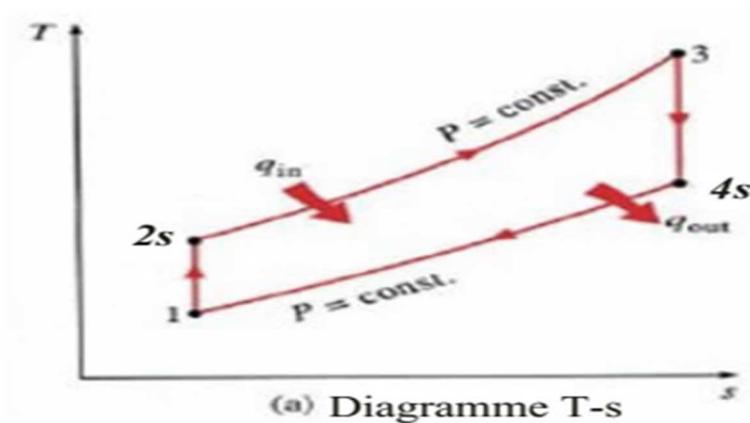


Figure 3.1: Cycle de Joule (Baryton).

- 1 à 2 : compression isentropique, (Compresseur).
- 2 à 3 : combustion isobare, (Chambre de combustion).
- 3 à 4 : détente isentropique, (Turbine).
- 4 à 1 : refroidissement isobarique, (Echappement).

Les quantités de chaleur échangées sont :

$$Q_{in} = C_v (T_3 - T_2) \quad (3.4)$$

$$Q_{out} = C_v (T_1 - T_4) = -C_v (T_4 - T_1) \quad (3.5)$$

Donc, Le rendement du cycle est donné par l'équation :

$$\eta = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} \quad (3.6)$$

III.2- Description et étude du cycle air-gaz le plus simple : [1]

III.2.1-Diagramme thermodynamique :

III.2.1.a-cycle idéal :

Le cycle idéal de travail d'une turbine à gaz est le cycle de Baryton, ils composé de deux adiabatiques réversibles (isentropique) et de deux processus à pression constante (figure 3.2).

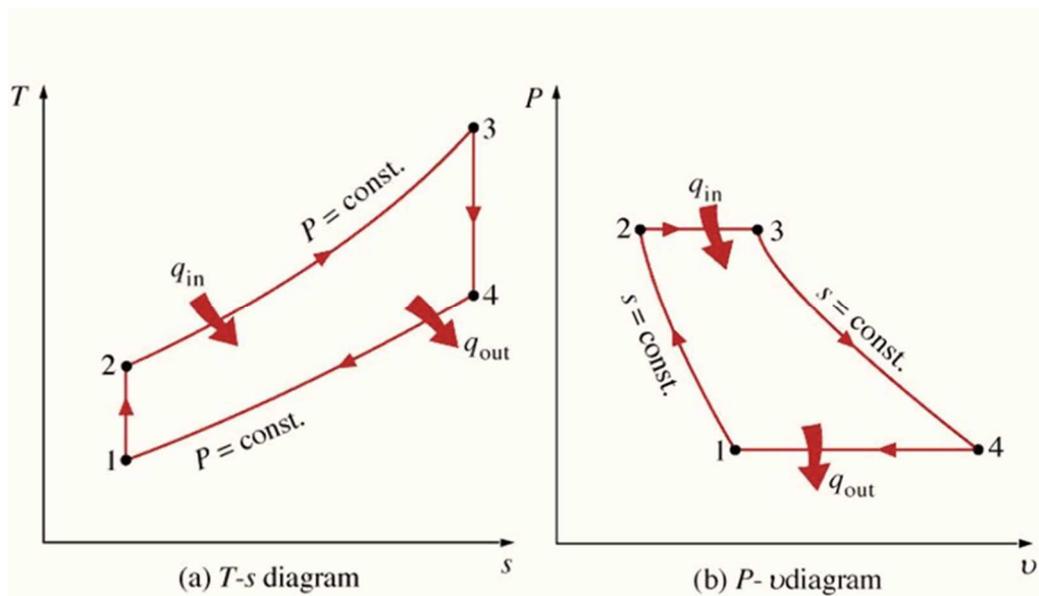


Figure 3.2 : Diagrammes p-v et T-s pour un cycle idéal de Brayton.

Le gaz est comprimé isentropiquement du point 1 à 2, le chauffage à la pression constante de 2 à 3, et alors une détente isentropique dans la turbine du point 3 à 4. Le refroidissement se produit du point 4 au point 1, dans un échangeur de chaleur (cycle fermé) ou à l'atmosphère (cycle ouvert).

III.2.1.b : cycle réel :

Le cycle de Brayton compte tenu du frottement du fluide est représenté sur les diagrammes p-v et T-s à la figure (III-), par 1-2-3-4. Les processus de compression et de détente en présence du frottement du fluide sont représentés par les lignes 1-2 et 3-4, on constate une augmentation d'entropie par rapport aux processus idéaux correspondants.

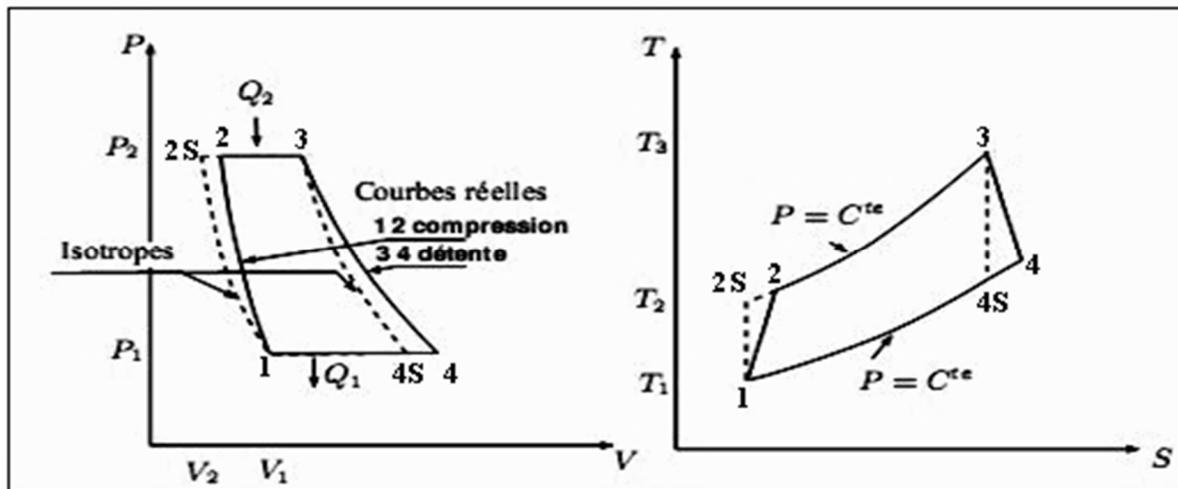


Figure 3.3 : Diagrammes p-v et T-s pour un cycle réel de Brayton.

On considère que le taux de détente dans la turbine égal au taux de compression du compresseur comme précédemment.

Les processus de compression et de détente avec le frottement du fluide peuvent être assignés à des polytropiques, également caractérisées par des rendements adiabatiques ou isentropiques, comme suit :

Rendement polytropique **du compresseur** :

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.7)$$

Si nous supposons que la chaleur spécifique est constante, le rendement thermique sera :

$$\eta_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (3.8)$$

Pour le rendement polytropique de **la turbine** nous avons :

$$\eta_t = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (3.9)$$

Et pour la chaleur spécifique constante, le rendement thermique sera :

$$\eta_{th} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \quad (3.10)$$

❖ Le cycle réel se différencie du cycle idéal de la manière suivante :

- La compression est adiabatique, le rendement isentropique η_{is} en raison des travaux de frottement, la température réelle est plus élevée que la température théorique, et la transformation de compression n'est plus isentropique 1-2s mais 1-2, tel que $T_2 > T_{2s}$.
- La détente dans la turbine est adiabatique, de rendement isentropique η_t : en raison des travaux de frottement, la transformation de la détente ne s'effectue pas suivant un arc d'isotrope, mais suivant un arc tel que $T_4 > T_{4s}$. [12]

III.3- Etude théorique de la TG : [13]

III.3.1-Rendements isentropiques :

Ces rendements sont dits isentropiques parce qu'ils comparent la transformation réelle a une transformation isentropique pour :

III.3.1.a - Un compresseur :

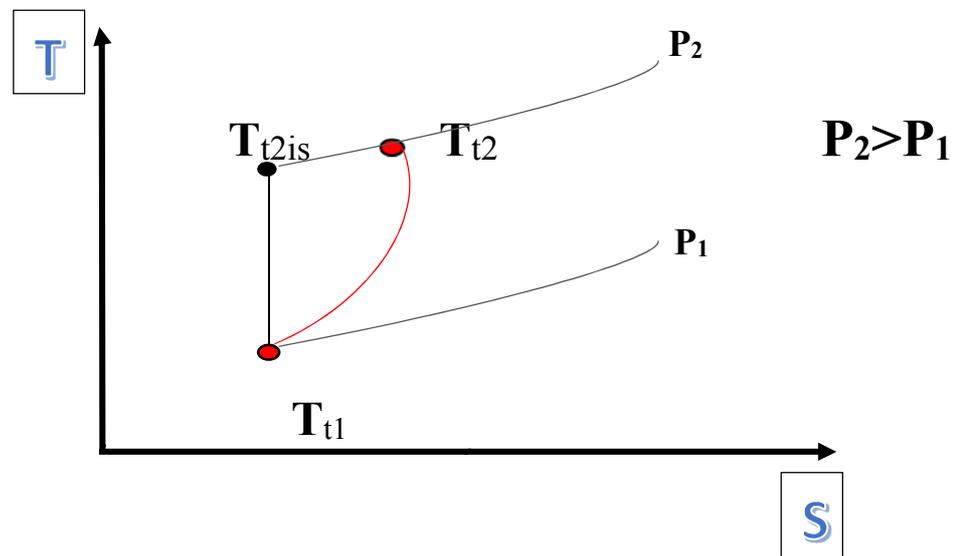


Figure 3.4 : Transformation sur un étage du compresseur.

Par définition, nous avons :

$$\eta_{is\ c} = \frac{\Delta H_{t\ is}}{\Delta H_{t\ r}} \quad (3.11)$$

$$\eta_{is\ c} = \frac{C_p(T_{t2is} - T_{t1})}{C_p(T_{t2} - T_{t1})} \quad (3.12)$$

Pour un gaz parfait a C_p constant, le rendement précédent peut aussi s'écrire :

$$\eta_{isc} = \frac{T_{t2is} - T_{t1}}{T_{t2} - T_{t1}} \quad (3.13)$$

Nous définissons le taux de compression :

$$\pi_C = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_{t2}}{P_{t1}} \quad (3.14)$$

Car : P_{t1} et P_{t2} sont les pressions totales d'entrée et de sortie.

De même, on peut définir le rapport de température totale :

$$\tau_C = \frac{T_{t2}}{T_{t1}} \quad (3.15)$$

T_{t1} et T_{t2} sont les températures totales d'entrée et de sortie du compresseur

Et donc equation (3.13) devient :

$$\eta_{isc} = \frac{\frac{T_{t2is}}{T_{t1}} - 1}{\frac{T_{t2}}{T_{t1}} - 1} = \frac{\tau_{is} - 1}{\tau - 1} \quad (3.15)$$

Nous savons que :

$$\frac{P}{T^\gamma} = Cte \quad (3.16)$$

$$\frac{T_{t \text{ sortie}}}{T_{t \text{ entree}}} = \left(\frac{P_{t \text{ sortie}}}{P_{t \text{ entree}}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.17)$$

$$\text{D'où : } \quad \dot{w}_c = \frac{\pi \dot{V} \gamma^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\tau_c - 1} \quad (3.18)$$

● **Travail du compresseur :**

Comme on a figé notre étude sur un compresseur axial (la vitesse d'écoulement est presque constant, l'air est assimilée à un gaz parfait), et par application du premier principe de la thermodynamique :

$$W_{1 \rightarrow 2} + q_{1 \rightarrow 2} = h_{1 \rightarrow 2} + \left[\frac{V^2}{2} \right]_{1 \rightarrow 2}$$

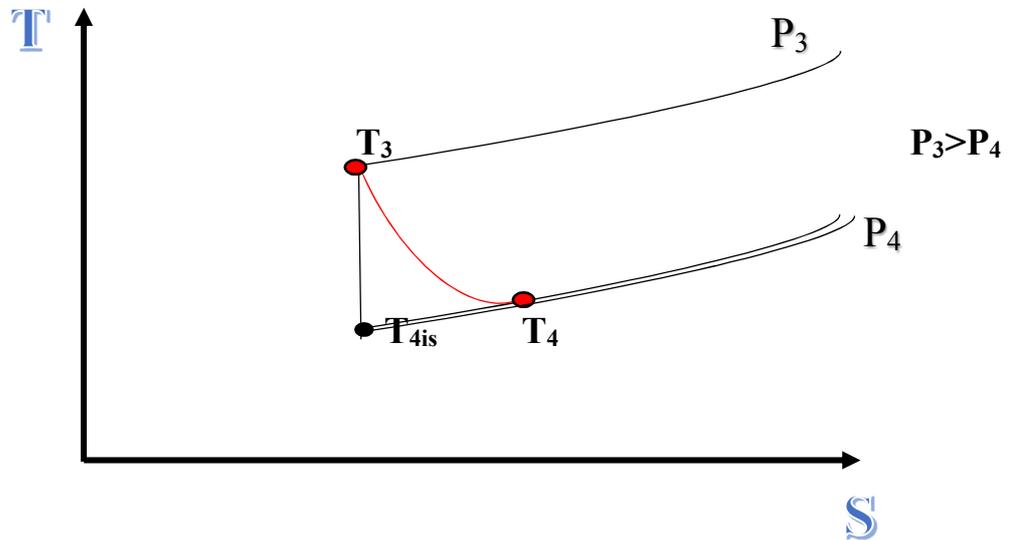
Ou : $q_{1 \rightarrow 2} = 0$ est l'évolution adiabatique, donc :

$$W_{1 \rightarrow 2} = C_p (T_2 - T_1) + \frac{1}{2} (V_2^2 - V_1^2)$$

Donc :

Nous avons le travail sous la forme suivant :

$$W_{1 \rightarrow 2} = W_0 = C_p (T_{t2} - T_{t1}) \quad (3.19)$$

III.3.1.b- une détente :**Figure 3.5 :** Transformation sur un étage de turbine.

Par définition :

$$\eta_{is T} = \frac{\Delta H_{t r}}{\Delta H_{t is}} = \frac{H_{t4} - H_{t3}}{H_{t4 is} - H_{t3}} \quad (3.20)$$

$$\eta_{is T} = \frac{C_p(T_{t3} - T_{t4})}{C_p(T_{t3} - T_{t4 is})} \quad (3.21)$$

Pour un C_p variable, le rendement précédent peut aussi s'écrire :

$$\eta_{is T} = \frac{C_p(T_{t3} - T_{t4})}{C_p(T_{t3} - T_{t4 is})} \quad (3.22)$$

$$\dot{m}_{is T} = \frac{1 - \frac{Tt4}{Tt3}}{1 - \frac{Tt4}{Tt3}} \quad (3.23)$$

$$\text{Donc : } \dot{m}_{is T} = \frac{1 - \tau T}{1 - \pi^\gamma} \quad (3.24)$$

- **Travail de la turbine :**

En raisonnant de la même manière que pour le compresseur (détente adiabatique, avec un gaz parfait), nous obtenons :

$$W_{4 \rightarrow 3} = \left(h_3 + \frac{V_3^2}{2} \right) - \left(h_4 + \frac{V_4^2}{2} \right)$$

$$\text{On aura : } W_{4 \rightarrow 3} = W_T = C_p (T_{t3} - T_{t4}) \quad (3.25)$$

III.3.1.c -La chambre de combustion :

Elle doit pouvoir assurer le mélange de l'air avec le combustible et permettre la transformation la plus complète possible de l'énergie chimique du mélange en énergie calorifique.

Pour cette étude nous devons définir certains paramètres comme :

- Le dosage f : c'est le rapport de la masse de carburant à la masse d'air

$$f = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a}$$

\dot{m}_c : débit de combustible

\dot{m}_a : débit d'air.

- la constante de mélange gazeux et donnée par :

$$r = \frac{R}{M}$$

La chaleur spécifique moyenne :

$$C_p = \frac{\gamma}{\gamma - 1} r \quad (3.26)$$

Pci : pouvoir calorifique inférieur des combustibles

$$P_{ci} = 45000 \text{ Kj/Kg}$$

▪_{cc} : Rendement de chambre de combustible.

- ❖ En appliquant le premier principe de la thermodynamique entre l'entrée et la sortie de la chambre de combustion :

$$[W + q]_{2 \rightarrow 3} = h_{2 \rightarrow 3} + \left[\frac{V^2}{2} \right]_{2 \rightarrow 3} \quad (3.27)$$

$$\Rightarrow W = 0. \text{ (Pas de travail échangé).}$$

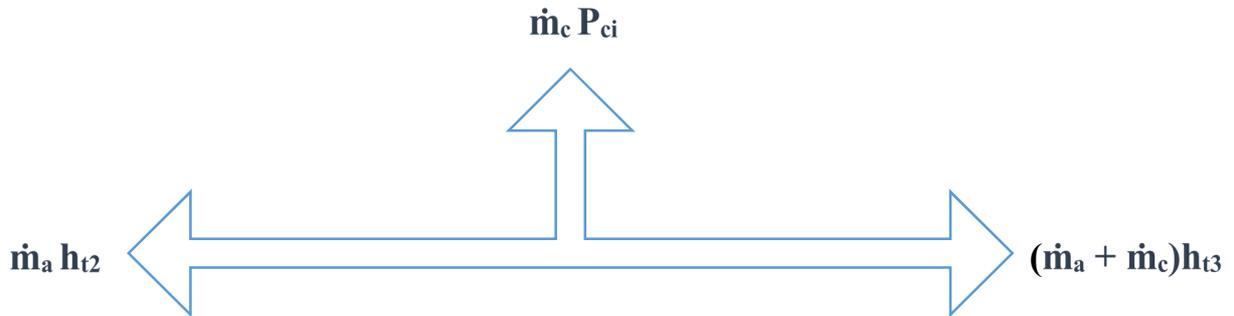
Donc l'équation (3.25) devient alors :

$$q_{2 \rightarrow 3} = C_p (T_3 - T_2) + \frac{V_3^2 - V_2^2}{2} \quad (3.28)$$

$$\text{Donc : } \quad q_{2 \rightarrow 3} = C_p (T_{t3} - T_{t2}) \quad (3.29)$$

Avec : $Q_{2 \rightarrow 3}$: la quantité de chaleur dégagée par combustion .

▪ **Rendement de combustion :**



Conservation de l'énergie donne :

$$\dot{m}_a h_{t2} + \eta_{cc} \dot{m}_c P_{ci} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) h_{t3}$$

$$h_{t2} + \eta_{cc} \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} P_{ci} = \left(1 + \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} \right) h_{t3}$$

$$h_{t2} + \eta_{cc} f P_{ci} = (1 + f) h_{t3}$$

$$h_{t2} + \eta_{cc} f P_{ci} = h_{t3} + f h_{t3}$$

$$\eta_{cc} f P_{ci} = h_{t3} - h_{t2} + f h_{t3}$$

$$\eta_{cc} = \frac{Cp(T_{t3} - T_{t2}) + f Cp T_{t3}}{f P_{ci}} \quad (3.30)$$

L'expression du travail utile devient :

$$W_u = W_T - W_C$$

$$W_u = C_p (T_3 - T_4) - C_p (T_2 - T_1) \quad (3.31)$$

III.3.2- Rendement thermique global :

Le rendement thermodynamique est donné par la relation suivant :

$$\eta_{th} = \frac{W_u}{Q_{23}}$$

$$\eta_{th} = \frac{C_p (T_3 - T_4) - C_p (T_2 - T_1)}{C_p (T_3 - T_2)} \quad (3.32)$$

❖ **Les paramètres nécessaires au calcul de la turbine à gaz sont :**

Les paramètres	Les données
Température de l'air ambiant	$T_0 = 25c^\circ$
Pression de l'air ambiant	$P_0 = 1 \text{ bar}$
Rendement isentropique de compresseur	$\eta_{isC} = 76\%$
Pouvoir calorifique du gaz	$P_{ci} = 45000 \text{ (kj/kg)}$
Capacité thermique massique	$C_p = 1005 \text{ (kj/kg k)}$
Débit massique de l'air	$\dot{m}_a = 638.2 \text{ (m/s)}$
La température à la sortie de la CC	$T_3 = T_{max} = 1411c^\circ$
Constant du gaz brule	$r_g = 287.1 \text{ (j/kg k)}$
Coefficient isentropique de la turbine	$\gamma_T = 1.33$
Coefficient isentropique du compresseur	$\gamma_C = 1.4$

III.4- Calculer thermodynamique de la turbine à gaz :

Mes calculer se feront pour les différentes parties de la turbine à gaz, passant par le diffuseur, le compresseur, la chambre de combustion et enfin par la turbine .Nous avons calculé les différents paramètres et rendement.

N.B : les valeurs de température et de pression sont relevées de la salle de commande de la centrale.

III.4.1- Le diffuseur :

III.4.1.a- Caractéristiques de l'air à l'entrée du diffuseur :

- Pression statique :

$$P_o = P_{atm} = 1 \text{ bar}$$

- Température statique :

$$T_{amb} = 25 \text{ c}^\circ$$

- Masse volumique :

$$\rho_o = \frac{P_o}{r_o * T_o} = \frac{1 * 10^5}{287.1 * 298.15} \quad (3.33)$$

$$\rho_o = 1.16 \text{ kg/m}^3$$

- Vitesse de son :

$$a_o = \sqrt{\gamma_o * T_o * r_o} \quad (3.34)$$

$$= \sqrt{1.4 * 298.15 * 287.1} = 343.17 \text{ m/s}$$

La section et le débit massique sont connus donc on peut calculer la vitesse :

$$\dot{m}_a = \rho_o * V_o * S_o \quad (3.35)$$

$$\Rightarrow V_o = \frac{\dot{m}_a}{\rho_o * S_o} = \frac{638.2}{1.16 * 15.2} = 36.199 \text{ m/s}$$

- Nombre de Mach à l'entrée :

$$M_o = \frac{V_o}{a_o} = \frac{36.199}{343.17} = 0.1 \quad (3.36)$$

III.4.1.b- Caractéristiques de l'air à la sortie du diffuseur :

- Bilan énergétique du diffuseur :

- Pour le calcul de la vitesse axial, on considère la section S_1 à l'entrée du compresseur, qui est perpendiculaire au vecteur de la vitesse, est on utilise la relation :

$$\dot{m}_a = \rho_1 * V_1 * S_1 \quad (3.37)$$

$$\Rightarrow V_1 = \frac{\dot{m}_a}{\rho_0 * S_0} = \frac{638.2}{1.14 * 8.43} = 66.4 \text{ m/s}$$

- Température statique à la sortie du diffuseur :

$$T_1 = 297.15 \text{ k}$$

- Vitesse locale du son à la sortie du diffuseur :

$$a_1 = \sqrt{\gamma_1 * r_1 * T_1} \quad (3.38)$$

$$= \sqrt{1.4 * 287.1 * 297.15} = 345.59 \text{ m/s}$$

- Le nombre de mach à la sortie :

$$M_1 = \frac{V_1}{a_1} = \frac{66.4}{345.59} = 0.19$$

- Pression statique à la sortie :

$$\frac{T_0}{T_1} = \left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.39)$$

$$\Rightarrow P_1 = P_0 \left(\frac{T_0}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}}$$

$$P_1 = 1 * \left(\frac{298.15}{297.15} \right)^{\frac{1.4}{-0.4}} = 0.98 \text{ bar}$$

- Température totale :

$$\begin{aligned} T_{t1} &= T_1 * \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} * M1^2 \right] & (3.40) \\ &= 297.15 * \left[1 + \frac{0.4}{2} * 0.19^2 \right] \\ &= 299.29 \text{ k} \end{aligned}$$

- Pression totale :

$$\begin{aligned} P_{t1} &= P_1 * \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} * M1^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} & (3.41) \\ &= 0.98 * \left[1 + \frac{0.4}{2} * 0.19^2 \right]^{\frac{1.4}{0.4}} \\ &= 0.98 \text{ bar} \end{aligned}$$

III.4.2 -Compresseur :

Paramètre	Entrée	Sortie	Unité
P	0.98	15	bar
T_p	297.15	678.75	K
C_p	1005	1157.1	j/kg k
γ	1.4	1.33	--
R	287.1	287.1	j/kg k
ρ	1.14	7.697	Kg/m ³

Tableau 3.1 : Paramètre nécessaires pour le calcul du compresseur.

III.4.2.a- Bilan énergétique du compresseur :

Le bilan énergétique entre l'entrée et la sortie du compresseur est donnée par l'équation :

$$H_1 + \frac{1}{2} * V_1^2 + W_C = H_2 + \frac{1}{2} * V_2^2 \quad (3.42)$$

OU:

$$H_{t1} + W_C = H_{t2}$$

Ce qui donné :

$$W_C = H_{t2} - H_{t1}$$

Alors :

$$W_C = C_{p_c} (T_{t2} - T_{t1}) \quad (3.43)$$

En utilisera cette équation pour le calcul du travail du compresseur.

III.4.2.b- Calcul des paramètres thermodynamique du compresseur :

- Masse volumique :

$$\begin{aligned}\rho_2 &= \frac{P_2}{r_2 * T_2} & (3.44) \\ &= \frac{15 * 10^5}{287.1 * 678.75} = 7.697 \text{ kg/m}^3\end{aligned}$$

- Vitesse à la sortie du compresseur :

On considère la section S_2 a la sortie du compresseur perpendiculaire ou vecteur de la vitesse, est on utilise la relation :

$$\dot{m}_a = \rho_2 * V_2 * S_2 \quad (3.45)$$

$$\Rightarrow V_2 = \frac{\dot{m}_a}{\rho_2 * S_2} = \frac{638.2}{7.697 * 1.47}$$

$$V_2 = 56.4 \text{ m/s}$$

- Vitesse du son à la sortie du compresseur :

$$a_2 = \sqrt{\gamma_2 * r_2 * T_2} \quad (3.46)$$

$$= \sqrt{1.33 * 287.1 * 678.75} = 509.09 \text{ m/s}$$

- Nombre de mach à la sortie du compresseur :

$$M_2 = \frac{V_2}{a_2} \quad (3.47)$$

$$= \frac{56.4}{509.09} = 0.110$$

- Température totale à la sortie du compresseur :

$$T_{t2} = T_2 * \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} * M_2^2 \right]$$

(3.45)

$$= 678.75 * \left[1 + \frac{1.3-1}{2} * 0.110^2 \right]$$

$$T_{t2} = 680.1 \text{ k}$$

- Rendement isentropique du compresseur :

on cherche T_{t2is} :

- Pression total à la sortie de la compresseur P_{t2} :

$$P_{t2} = P_2 * \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} * M_2^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.48)$$

$$= 15 * \left[1 + \frac{1.33-1}{2} * 0.110^2 \right]^{\frac{1.33}{1.33-1}}$$

$$P_{t2} = 15.12 \text{ bar}$$

- Température isentropique du compresseur T_{t2is} :

$$\frac{T_{t2is}}{T_{t1}} = \left(\frac{P_{t2}}{P_{t1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.49)$$

$$\Rightarrow T_{t2is} = T_{t1} \left(\frac{P_{t2}}{P_{t1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 299.29 \left(\frac{15.12}{0.98} \right)^{\frac{0.33}{1.33}}$$

$$T_{t2is} = 589.92 \text{ k}$$

Donc le rendement isentropique du compresseur :

$$\eta_{isc} = \frac{T_{t2is} - T_{t1}}{T_{t2} - T_{t1}} = \frac{589.92 - 299.29}{680.1 - 299.29} = 0.76$$

$$\eta_{isc} = 76\%$$

- Travail réel du compresseur W_c :

- Calcul de γ et C_p :

$$C_p = \frac{C_{p1} + C_{p2}}{2} = \frac{1005 + 1157.1}{2}$$

$$C_p = 1081.05 \text{ j/kg k}$$

$$\gamma = \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{2} = \frac{1.4 + 1.33}{2}$$

$$\gamma = 1.365$$

- Travail :

$$W_c = C_{pc} (T_{t2} - T_{t1}) \quad (3.50)$$

$$= 1081.05 * (680.1 - 299.29) = 411.67 \text{ kj/kg}$$

- Travail idéal du compresseur W_{isc} :

$$W_{isc} = C_{pc} * (T_{t2is} - T_{t1}) \quad (3.51)$$

$$= 1081.05 * (589.92 - 299.29) = 314.18 \text{ kj/kg}$$

III.4.3-La chambre de combustion :

Paramètre	Entrée	Sortie	Unité
P	15	14.65	bar
T_p	678.57	1684.15	K
C_p	1157.1	1140.13	j/kg k
γ	1.33	1.33	--
R	287.1	282.89	j/kg k
ρ	7.697	3.07	Kg/m ³

Tableau 3.2 : Paramètre nécessaires pour le calcul de la chambre de combustion.

- Rapport du mélange air combustible :

$$\begin{aligned}
 f &= \frac{\dot{m}_C}{\dot{m}_a} & (3.52) \\
 &= \frac{656.94}{638.2} = 0.020
 \end{aligned}$$

- Masse moléculaire :

$$M_g = 18.92 \text{ g/mol}$$

$$M_a = 28.96 \text{ g/mol}$$

III.4.3.a- Calcul thermodynamique pour la chambre de combustion :

- Masse moléculaire de mélange gazeux M_m :

$$M_m = M_a + fM_g = 28.96 + 0.023(18.92)$$

$$M_m = 29.99 \text{ g/mol}$$

- Constante du mélange gazeux r :

$$r = \frac{R}{M_m} \quad (3.53)$$

$$= \frac{8.3143}{29.39 \cdot 10^{-3}} = 282.89 \text{ j/kg k}$$

- Chaleur spécifique du mélange C_p :

$$C_p = \frac{\gamma}{\gamma-1} * r \quad (3.54)$$

$$\Rightarrow C_p = \frac{1.33}{1.33-1} * 282.69 = 1140.13 \text{ j/kg k}$$

- Masse volumique :

$$\rho_3 = \frac{P_3}{r_3 * T_3} \quad (3.55)$$

$$= \frac{14.65 * 10^5}{282.89 * 1684.15} = 3.07 \text{ kg/m}^3$$

- Vitesse à la sortie de la chambre de combustion :

$$\dot{m}_c = \rho_3 * V_3 * S_3 \quad (3.56)$$

$$\Rightarrow V_3 = \frac{\dot{m}_c}{\rho_3 * S_3} = \frac{656.94}{3.07 * 1.18} = 181.34 \text{ m/s}$$

- Vitesse de Son a_3 :

$$a_3 = \sqrt{\gamma_3 * r_3 * T_3} \quad (3.57)$$

$$= \sqrt{1.33 * 282.89 * 1684.15} = 796.02 \text{ m/s}$$

- Nombre de Mach M_3 :

$$M_3 = \frac{V_3}{A_3} \quad (3.58)$$

$$= \frac{181.34}{796.02} = 0.22$$

- Température totale à la sortie T_{t3} :

$$T_{t3} = T_3 * \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} * M_3^2 \right] \quad (3.59)$$

$$= 1684.14 \left[1 + \frac{0.33}{2} * 0.22^2 \right]$$

$$T_{t3} = 1697.59 \text{ k}$$

- Pression totale P_{t3} :

$$P_{t3} = P_3 * \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} * M_3^2 \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.60)$$

$$=14.65 * \left[1 + \frac{0.33}{2} * 0.22^2 \right]^{\frac{0.33}{1.33}}$$

$$P_{t3} = 14.67 \text{ bar}$$

- Perte relative de pression :

$$\Delta P = P_{t2} - P_{t3} \tag{3.61}$$

$$= 15.2 - 14.67 = 0.45 \text{ bar}$$

$$\frac{\Delta P}{P} = \frac{P_{t2} - P_{t3}}{P} = \frac{15.12 - 14.76}{15.12}$$

$$\frac{\Delta P}{P} = 2.97\%$$

III.4.4- La turbine:

Paramètre	Entrée	Sortie	Unité
P	14.65	1.03	bar
T_p	1684.15	913.15	K
C_p	1140.13	1140.13	j/kg k
γ	1.33	1.33	--
R	282.89	282.89	j/kg k
ρ	3.07	0.398	Kg/m ³

Tableau 3.1 : Paramètre que caractéristique l'entrée de la turbine.

III.4.4.a- Bilan énergétique de la turbine :

$$H_3 + \frac{1}{2} V_3^2 = H_4 + \frac{1}{2} V_4^2 + W_T$$

$$W_T = (H_3 + \frac{1}{2} V_3^2) - (H_4 + \frac{1}{2} V_4^2)$$

Ce qui donne :

$$W_T = H_{T3} - H_{T4}$$

Alors:

$$W_T = C_{pT} (T_{T3} - T_{T4}) \quad (3.62)$$

En utilisera cette équation pour le calcul de travaille de la turbine :

III.4.4.b- calcul thermodynamique pour les turbines :

- Calcul C_{pT} :

$$C_{pT} = 1140.13 \text{ J/kg k}$$

- Mass volumique :

$$\begin{aligned} \rho_3 &= \frac{P_4}{r_4 * T_4} & (3.63) \\ &= \frac{1.03 * 10^5}{282.89 * 913.15} = 0.398 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

- Vitesse à la sortie de la turbine :

$$\dot{m}_c = \rho_4 * V_4 * S_4 \quad (3.64)$$

$$\Rightarrow V_4 = \frac{mc}{\rho_4 * S_4} = \frac{656.94}{0.398 * 13.57}$$

$$V_4 = 121.65 \text{ m/s}$$

- Vitesse du son a_4 :

$$a_4 = \sqrt{\rho_4 * r_4 * T_4} \quad (3.65)$$

$$= \sqrt{1.33 * 282.89 * 913.15} = 586.14 \text{ m/s}$$

- Nombre de Mach M_4 :

$$M_4 = \frac{V_4}{a_4} \quad (3.66)$$

$$= \frac{121.65}{586.14} = 0.2$$

- Pression totale à la sortie de la turbine :

$$P_{t4} = P_4 * \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} M_4^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.67)$$

$$= 1.03 * \left[1 + \frac{0.33}{2} 0.2^2 \right]^{\frac{1.33}{0.33}}$$

$$P_{t4} = 1.05 \text{ bar}$$

- Temperature isentropique total T_{is4} :

$$\frac{T_{t3}}{T_{t4is}} = \left(\frac{P_{t3}}{P_{t4}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.68)$$

$$\Rightarrow T_{t4is} = \frac{T_{t3}}{\left(\frac{P_{t3}}{P_{t2}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = \frac{1697.59}{\left(\frac{14.67}{1.05}\right)^{\frac{0.33}{1.33}}}$$

$$T_{t4is} = 882.78 \text{ k}$$

- Température totale à la sortie de la turbine T_{t4} :

$$T_{t4} = T_4 * \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} * M^2 \right] \quad (3.69)$$

$$= 913.15 * \left[1 + \frac{0.33}{2} * 0.2^2 \right]$$

$$T_{t4} = 919.17 \text{ K}$$

- Travail réel de la turbine W_T :

$$W_T = C_{pT} (T_{t3} - T_{t4}) \quad (3.70)$$

$$= 1140.13 * (1697.59 - 919.17)$$

$$W_T = 887.499 \text{ kJ/kg}$$

- Travail idéal de la turbine W_{isT} :

$$W_{isT} = C_{pT} (T_{t3} - T_{t4is}) \quad (3.71)$$

$$= 1140.13 * (1697.59 - 882.78)$$

$$W_c = 928.98 \text{ kJ/kg}$$

- Rendement isentropique de la turbine η_{isT} :

$$\begin{aligned} \eta_{isT} &= \frac{T_{t3} - T_{t4}}{T_{t3} - T_{t4is}} & (3.72) \\ &= \frac{1697.59 - 919.17}{1697.59 - 882.78} = 0.863 \end{aligned}$$

$$\eta_{isT} = 86.39\%$$

III.5- Calcul les performances de la turbine à gaz :

- Travail utile W_c :

$$\begin{aligned} W_u &= W_T - W_C & (3.73) \\ &= 887.499 - 411.67 = 475.22 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

- Puissance de la turbine P_T :

$$\begin{aligned} P_T &= \dot{m}_c * W_T & (3.74) \\ &= 656.94 * 887.499 = 583.03 \text{ Mw} \end{aligned}$$

- Puissance du compresseur P_C :

$$\begin{aligned} P_C &= \dot{m}_a * W_C & (3.75) \\ &= 638.2 * 411.67 = 262.72 \text{ Mw} \end{aligned}$$

- Puissance utile P_u :

$$\begin{aligned} P_u &= P_T - P_C & (3.76) \\ &= 583.03 - 262.72 = 320.31 \text{ Mw} \end{aligned}$$

- Rendement thermique η_{th} :

$$\begin{aligned}\eta_{th} &= \frac{W_u}{Q_{23}} & (3.77) \\ &= \frac{475.82 \cdot 10^3}{1140.13 \cdot (1684.15 - 678.75)} = 0.3802\end{aligned}$$

$$\eta_{th} = 38.02\%$$

- Rendement global :

$$\begin{aligned}\eta_g &= \frac{P_u}{\dot{m} \cdot P_{ci}} & (3.78) \\ &= \frac{320.31 \cdot 10^3}{16.2 \cdot 45000} = 0.36\end{aligned}$$

$$\eta_g = 36\%$$

- Rendement mécanique :

$$\begin{aligned}\eta_g &= \eta_m \cdot \eta_{th} \\ \Rightarrow \eta_m &= \frac{\eta_g}{\eta_{th}} = \frac{36.2}{38.02} = 0.95 \\ \eta_m &= 95\%\end{aligned}$$

- La consommation spécifique C_s :

$$C_s = \frac{3600}{\eta_g}$$

$$= \frac{3600}{0.36} = 10000 \text{ kJ/kwh} \quad (3.79)$$

$$C_s = \frac{C_s \left(\frac{kJ}{kwh} \right)}{4.18} = 2392.34 \text{ kcal/kwh}$$

$$C_s = \frac{C_s \left(\frac{kJ}{kwh} \right)}{P_{ci}} = 0.22 \text{ kg/kwh}$$

La T_a	25	30	35	40
les performance				
P (Mw)	320.31	317.24	314.17	311.1
C_s (kg/kwh)	0.222	0.228	0.2342	0.240
η_{th} (%)	38.02	37.55	36.72	35.88
W_u (kJ/kg)	475.82	465.13	454.44	443.75

- A travers le calcul thermodynamique, on peut voir clairement l'influence très importante de la température de l'air ambiant, et son effet sur la charge massique en fluide moteur sur la diminution de la puissance utile et augmentation de la consommation spécifique C_s .

III.6 –L'état de vue les cycles précédents :

III.6.1 –L'influence de la température ambiante sur le travail utile :

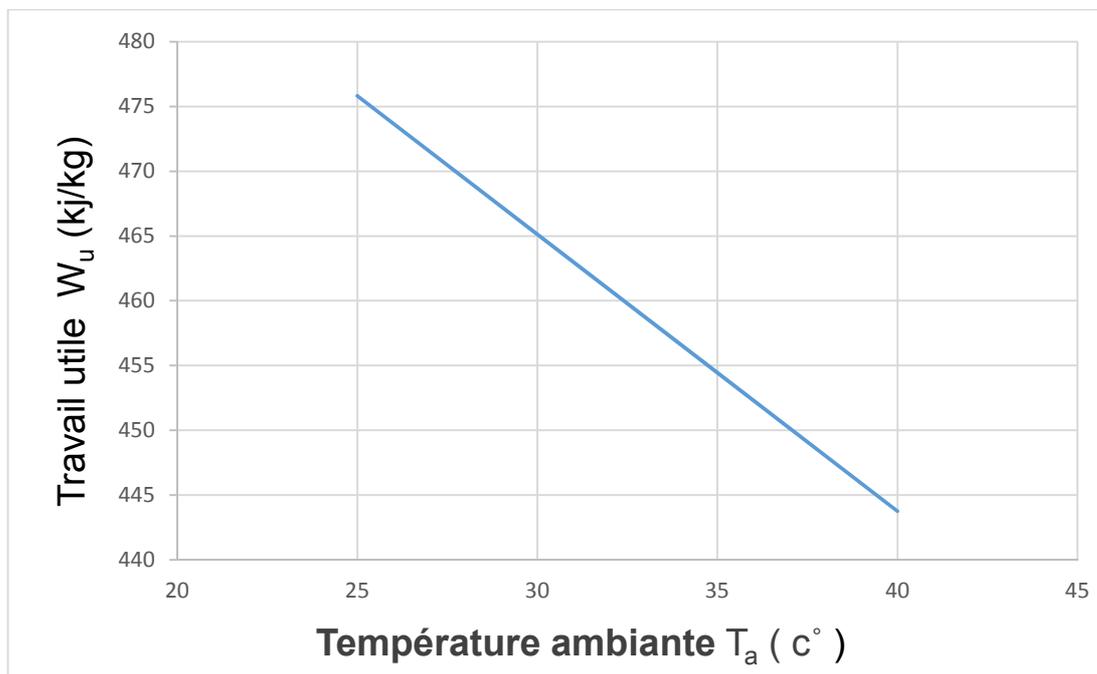


Figure 3.6 : La variation du W_u en fonction de la température ambiante.

La figure (3.6) : montre que le travail de la turbine à gaz diminue quand la température ambiante augmente.

III.6.2 - L'influence de la température ambiante sur le rendement

Thermique :

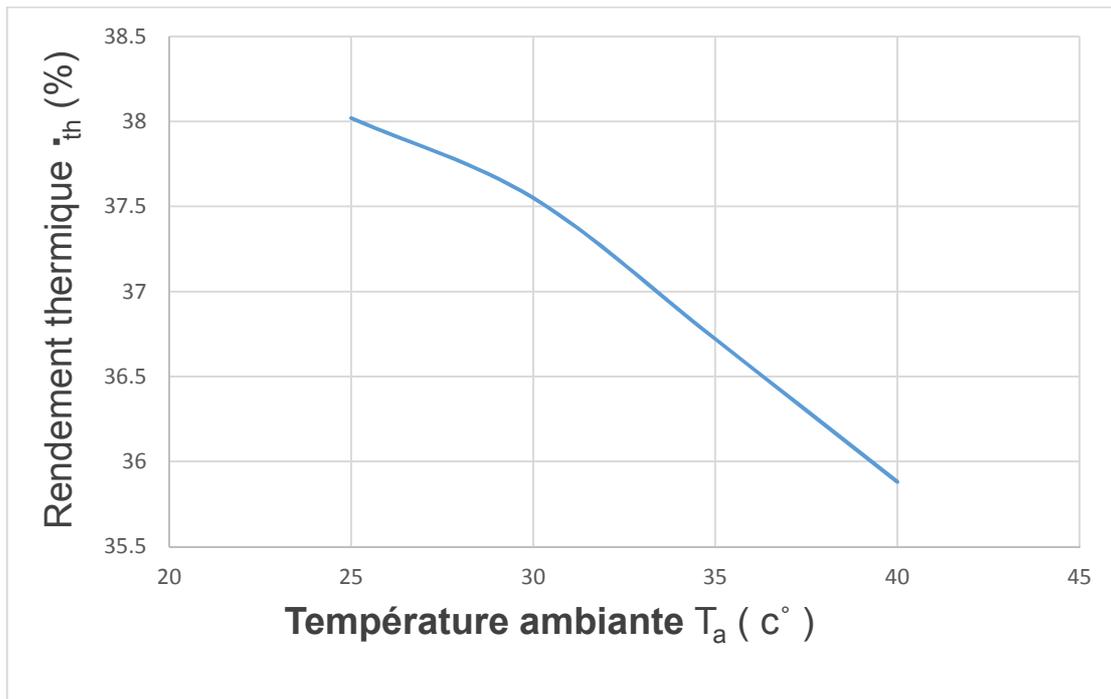


Figure 3.7 : évolution du rendement en fonction des différentes températures d'entrée compresseur.

Interprétions des résultats :

- L'augmentation de la température ambiante pour la figure (3.7) donne une évolution inverse avec le rendement thermique.

III.6.3 –Influence de la température ambiante sur la consommation spécifique :

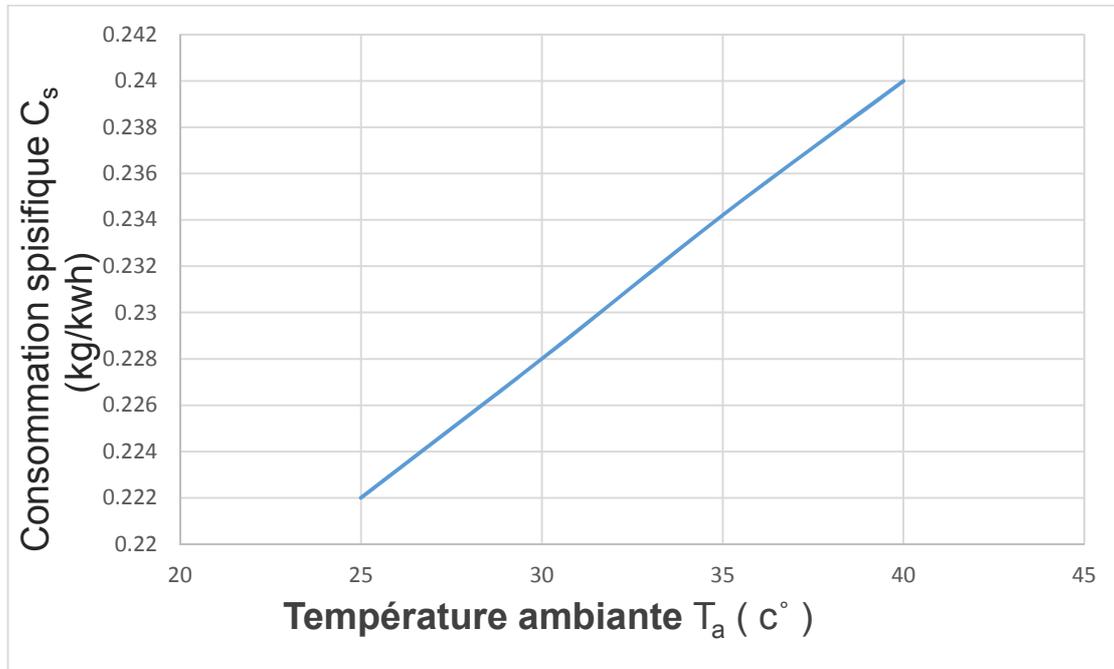


Figure 3.8 : évolution de la consommation spécifique en fonction des différentes températures entrée compresseur.

Interprétions des résultats :

- L'augmentation de la température ambiante pour la figure (3.8), fait augmenter la consommation spécifique.

Conclusion générale :

Devant l'utilisation croissante des turbines à gaz dans l'industrie pétrolière, ou de production d'électricité ...etc., le développement des moyens d'améliorations de leurs performances est devenu nécessaire voir indispensable sur le plan scientifique que technologique.

En effet, l'optimisation du rendement de ces machines est liée à la maîtrise de plusieurs facteurs essentiels que son : la connaissance précise des caractéristiques de la turbine, dès ses performances et des conditions climatique du lieu d'installation.

En effet, l'altitude et par suite la pression ambiante affecte les performances à savoir la puissance, la consommation ; un autre paramètre important qui est la température ambiante qui varie avec la saison. Toute fois tout constructeur fait fonctionner la turbine à gaz a une température de référence et l'installateur doit en tenir en compte. C'est pour cela une station de traitement de l'air doit être installée à l'entrée de la turbine juste avant le compresseur

Afin de conserver un rendement optimum de l'installation donc une meilleure rentabilité, d'autres paramètres caractéristiques sont à surveiller : le taux de compression du compresseur, la température d'entrée turbine, la pression et la température d'échappement, et la température d'air ambiante.

Références Bibliographiques :

- [1] : SHARIKET KAHRABA HADJRET, TAG GE INTRO (1) `` Introduction au turbine à combustion `` SKH 2013.
- [2] : METALLAOULI.N ``Etude thermodynamique de la turbine à gaz MS7001EA au niveau de complexe `` , Skikda, université bedja Mokhtar Annaba 2017.
- [3]: SHARIKET KAHRABA HADJRET, LA 109 FA/FB, SKH 2011.
- [4]: SHARIKET KAHRABA HADJRET, TURBINEGAZ.pdf ``Turbine à combustion `` SKH 2009.
- [5] : BENDJEDIDI.S ``Pompe centrifuge rapport de stage``, université de Batna 2012.
- [6] : HERZALLAH.A, ``Etude thermodynamique maintenance et fiabilité d'une turbine à gaz MS5002``, mémoire d'ingénieur, université de Boumerdes 2006.
- [7] : M.GURGAGE, `` cour convention d'énergie`` 13 licence 2017/2018.
- [8] : SHARIKET KAHRABA SKIKDA, Notion de base du cycle combiné et vue d'ensemble de l'installation
- [9] : SHARIKET KAHRABA HADJRET, TURGAZ (principe) `` La turbine à gaz dans une application terrestre`` SKH 2011.
- [10] : SHARIKET KAHRABA HADJRET, TURBINE OK (ppt) `` La turbine sur une turbine à combustion `` , SKH 2013.
- [11] : SHARIKET KAHRABA HADJRET, LES TURBINE A GAZ (intro),``Les turbine à gaz utilisées en cycle combinée`` ,SKH 2012.
- [12] : GOOGELE, ``Turbine à gaz .URL [www.wikipedia .com](http://www.wikipedia.com) .
- [13] : M.BOUMADENE, `` cour propulsion``, Master 2 2019/2020.