

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

UNIVERSITÉ BADJI MOKHTAR - ANNABA
BADJI MOKHTAR – ANNABA UNIVERSITY



جامعة باجي مختار – عنابة

Faculté : Technologie
Département : Génie mécanique
Domaine : Sciences et techniques
Filière : Génie mécanique
Spécialité : Construction Mécanique

Mémoire
Présenté en vue de l'obtention du Diplôme de Master

Thème :

Augmentation de l'efficacité énergétique d'une
installation de turbine à gaz (centrale de draouch)

Présenté par : *BAZIZA AMANI*

Encadrant : *BOUMARAF LATRA* Grade *Professeur* Université *Badji Mokhtar*

DEVANT LE JURY

<i>KADRI SALIM</i>	<i>Prof</i>	<i>Président</i>
<i>BOUMARAF LATRA</i>	<i>Prof</i>	<i>Encadreur</i>
<i>DJMILI</i>	<i>MCA</i>	<i>Examineur</i>

Année Universitaire : 2023/2024

Remerciements

Je tiens tout d'abord à exprimer ma plus profonde gratitude à mes parents, qui ont été mon pilier tout au long de ce parcours académique. À ma mère, pour son amour inconditionnel, son soutien sans faille et sa présence bienveillante à chaque étape de ma vie. Merci de m'avoir encouragé(e) dans les moments de doute et d'avoir toujours cru en moi. À mon père, pour ses précieux conseils, son exemple de persévérance et son engagement envers ma réussite. Vous avez tous deux été mes sources d'inspiration et sans vous, je n'aurais jamais pu arriver jusqu'ici.

*Je tiens également à remercier chaleureusement mon professeur superviseur, Mme **Boumaraf Latra** pour son encadrement précieux, sa disponibilité et ses conseils avisés tout au long de la réalisation de ce travail. Votre expertise, votre patience et vos encouragements m'ont permis d'avancer avec confiance dans ce projet. Merci de m'avoir guidé(e) et poussé(e) à donner le meilleur de moi-même.*

Sommaire

Liste des figures	I
Liste des tableaux	II
Symbole	III
Introduction Générale.....	1

CHAPITRE I : Généraliste sur les turbines à gaz

Introduction	3
I.1. Définition	3
I.2. Historique des turbines à gaz	3
I.3. Les éléments d'une turbine à gaz	4
I.4. Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz	6
I.5. Classification des turbines à gaz	7
I.5.1. Selon le mode de construction	7
I.5.2. Le mode de travail.....	10
I.5.3. Selon le cycle	11
I.6. Applications des turbines à gaz	12
I.7. Avantages et inconvénients des turbines à gaz	13
Conclusion	14

CHAPITRE II : Evaluation des performances énergétiques du cycle de Brayton

Introduction	15
II.1. Description du cycle de Baryton.....	15
II.1.1. Composants	16
II.2. Evaluation des performances du cycle.....	18
II.2.1. Cas du cycle de Brayton idéal	19
II.2.2. Cas du cycle de Brayton réel.....	26
II.2.2.1. Étude énergétique.....	26
II.3. Evaluation de la consommation du combustible	29
Conclusion	32

CHAPITRE III : Étude de différentes techniques d'augmentation le rendement thermique de TG

Introduction	33
III.1. Technique des Refroidisseur inter-compresseurs	33
III.1.1. Principe de fonctionnement	33
III.1.2. Hypothèses et données de calcul	34
III.1.3. Evaluation des performances du système avec refroidisseurs inter-compresseurs.....	34
III.1.4. Comparaison le rendement avec refroidisseur inter –compresseurs avec le cycle de Brayton de base	35
III.2. Technique de Régénération (cycle avec récupération).....	36
III.2.1. Principe de fonctionnement	36
III.2.2. Hypothèses et données de calcul	36
III.2.3. Evaluation des performances de la technique de régénération	37
III.2.4. Comparaison avec le cycle de Brayton de base.....	38
III.2.5. Influence du rapport du compression τ et le rapport de $\frac{T_3}{T_1}$ sur le rendement du cycle de Brayton avec régénération	39
III.3. Réchauffage inter-turbine de détente.....	41
III.3.1. Principe de fonctionnement de cette technique	41
III.3.2. Hypothèses et Données Initiales	42
III.3.3. Evaluation des performances de la technique de réchauffage inter-turbine	42
III.3.4. Comparaison avec le cycle de Brayton de base.....	43
III.4. Cycles avec injection de vapeur à l'amont, de la chambre de combustion	44
Conclusion	45
Conclusion générale.....	46
Références.....	47

Liste des figures

Chapitre I

Figure I.1 : les éléments de la turbine à gaz	4
Figure I.2 : Compresseur axial à plusieurs étages	5
Figure I.3 : Les variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine.....	6
Figure I.4 : Classification des turbines à gaz	7
Figure I.5 : Turbine mono arbre	8
Figure I.6 : turbine à gaz bi – arbre	9
Figure I.7 : Turbine à action à réaction	10
Figure I.8 : Cycle fermé de turbine à gaz.....	11
Figure I.9 : Cycle d'ouvert de turbine à gaz.....	11
Figure I.10 : Schéma d'une turbine à gaz avec régénération	12

Chapitre II

Figure II.1 : Composants du cycle de brayton	16
Figure II.2 : Diagramme Température-Entropie du Cycle théorique de Brayton.....	17
Figure II.3 : Diagrammes P-v et T-s pour un cycle idéal de Brayton.....	19
Figure II.4 : compression isentropique dans le diagramme (T S).....	19
Figure II.5 : détente isentropique dans le diagramme (T S)	21
Figure II.6 : Évolution de η_{TG} en fonction de taux de compression (τ) dans le cas du cycle idéal avec l'air comme fluide de travail	23

Chapitre III

Figure II.7 : Présentation de la combustion	29
Figure III.1 : a) Refroidissement inter-compresseur, b) Représentation graphique	33
Figure III.2 : a) régénérateur inter-turbines, b) représentation graphique	36
Figure III.3 : Distribution des températures dans un échangeur à contre-courant.....	37
Figure III.4 : Effets du taux de compression et du rapport de temperature sur η_{th}	41
Figure III.5 : a) réchauffage de la turbine, b) représentation graphique.....	42

Liste des tableaux

Chapitre I

Tableau I.1 : différence entre les turbines mono arbre et bi arbre	9
---	---

Chapitre II

Tableau II.1: Paramètres de fonctionnement de la turbine à gaz de Draouch	18
--	----

Tableau II.2 : Principaux résultats obtenus pour la TG en fonctionnement idéal avec l'air comme fluide de travail	24
--	----

Tableau II.3 : Principaux résultats obtenus pour la TG en fonctionnement idéal avec le fluide réel comme fluide de travail	26
---	----

Tableau II.4 : Principaux résultats obtenus pour la TG en fonctionnement réel	32
--	----

Chapitre III

Tableau III.1 : Influence du rapport de compression τ et le rapport de $\frac{T_3}{T_1}$ sur le rendement du cycle de Brayton avec régénération	40
---	----

Symbole

Symbole	Définition	Unité
c_p	Capacité thermique massique isobare	$\left(\frac{J}{kg} \cdot K\right)$
f	Rapport des débits air/combustible	/
h	Enthalpie massique	$\left(\frac{J}{kg}\right)$
\dot{m}	Débit massique	$\left(\frac{kg}{s}\right)$
P	Pression	(bar)
\dot{P}	Puissance mécanique	(W)
PCI	Pouvoir calorifique du gaz naturel	$\left(\frac{J}{kg}\right)$
Q	Quantité de chaleur spécifique	$\left(\frac{J}{kg}\right)$
T	Température	$^{\circ}C$ ou K
W	Quantité de travail spécifique	$\left(\frac{J}{kg}\right)$

Lettres grecques :

α	Rapport $\frac{T_{max}}{T_{min}}$ dans le cycle de Brayton
η	Rendement thermique
γ	Coefficient adiabatique
τ	Taux de compression

Exposants et indices :

a	Air
c	Compresseur
cc	Chambre de combustions
ge	Gaz d'échappement
g	Gaz naturel
s	Isentropique
T	Turbine
TG	Turbine à gaz

Introduction

Générale

Introduction Générale

L'efficacité énergétique des installations de turbines à gaz représente un enjeu crucial dans le contexte actuel de transition énergétique et de préoccupations environnementales croissantes. Les turbines à gaz, en tant que moteurs à combustion externe, jouent un rôle central dans divers secteurs industriels et de transport en offrant des performances fiables et une efficacité élevée.

Historiquement, les turbines à gaz ont connu une évolution significative, passant d'une technologie émergente à un composant essentiel de la production d'énergie et de la propulsion. Cette évolution a été marquée par des avancées constantes en matière de conception, de matériaux et d'efficacité, rendant ces machines polyvalentes et adaptées à une multitude d'applications. Elles sont classées en fonction de leur type, allant des turbines industrielles aux turbines aéronautiques, en passant par celles utilisées dans la marine et la production d'électricité, chacune répondant à des besoins spécifiques.

La première partie de cette étude est consacrée à une introduction détaillée des turbines à gaz, en abordant leur définition, leur historique, leurs composants et leur principe de fonctionnement. On y découvre comment ces machines transforment l'énergie chimique d'un carburant en énergie mécanique grâce à des composants clés tels que le compresseur, la chambre de combustion et la turbine de détente. L'analyse des différentes configurations de turbines à gaz et leurs applications pratiques met en lumière leur importance stratégique dans les secteurs de l'énergie et du transport.

Ensuite, l'étude se penche sur l'évaluation des performances énergétiques du cycle de Brayton, un cycle thermodynamique fondamental pour les turbines à gaz. Le cycle de Brayton, également connu sous le nom de cycle de Joule, décrit les transformations d'énergie au sein de la turbine et permet de comprendre les paramètres influençant son efficacité. L'analyse thermodynamique de ce cycle, en termes de compression, de combustion et de détente, est essentielle pour identifier les possibilités d'amélioration en termes de rendement énergétique et de réduction des émissions polluantes.

Enfin, la troisième partie de cette étude, explore diverses techniques visant à améliorer le cycle des turbines à gaz. Cette section examine des méthodes innovantes d'amélioration de l'efficacité énergétique d'une installation de turbine à gaz. Parmi ces techniques, on peut citer l'intégration d'un système de récupération de chaleur, l'utilisation de matériaux avancés,

l'introduction de refroidisseurs inter-compresseurs et de réchauffeurs inter-turbines ainsi que l'optimisation du processus de combustion.

L'objectif est de proposer des solutions concrètes et théoriques pour accroître l'efficacité énergétique et la durabilité des turbines à gaz, contribuant ainsi à une production d'énergie plus efficace et respectueuse de l'environnement.

Enfin, le mémoire est clôturé par une conclusion générale.

Chapitre *I* : Généraliste sur les turbines à gaz

Introduction :

Une turbine à gaz est un moteur à combustion interne dans lequel les gaz en expansion de la chambre de combustion entraînent les pales d'une turbine. Ces turbines jouent un rôle crucial dans divers secteurs industriels et de transport, offrant une efficacité élevée et des performances fiables. Historiquement, les turbines à gaz ont connu un développement significatif, passant d'une technologie émergente à un élément essentiel de la production d'énergie et de la propulsion. Leur évolution a été marquée par des avancées constantes en matière de conception, de matériaux et d'efficacité, les rendant polyvalentes et adaptées à une multitude d'applications. En termes de classification, les turbines à gaz sont catégorisées en fonction de leur type, allant des turbines industrielles aux turbines aéronautiques, en passant par celles utilisées dans la marine et la production d'électricité, chacune adaptée à des besoins spécifiques. Ces machines sophistiquées sont essentielles pour répondre aux besoins énergétiques modernes et constituent un domaine de recherche et de développement dynamique pour l'optimisation de leurs performances et de leur fiabilité.

I.1. Définition :

Une turbine à gaz est un moteur thermique qui fait partie de la catégorie des turbomachines. Elle transforme l'énergie chimique d'un carburant en énergie mécanique à travers des composants rotatifs. Cette énergie mécanique peut être convertie en électricité par un générateur ou utilisée pour produire de l'énergie de pression par un compresseur ou une pompe. Les turbines à gaz trouvent des applications variées dans des domaines tels que la production d'énergie, l'aviation et le secteur maritime.

I.2. Historique des turbines à gaz

Parmi les pionniers de la turbine à gaz moderne, il faut citer les inventeurs des moteurs thermiques fonctionnant au gaz permanent, plus précisément à l'air chaud, bien que ces moteurs aient été conçus sur les principes des machines à vapeur à piston. En effet, ces inventions ont permis de déterminer les différentes transformations que doit subir un gaz permanent en tant que fluide moteur, dont le cycle thermodynamique d'une turbine à gaz. De plus, certains cycles de cette machine portent encore le nom de leurs inventeurs : (cycle Joule, cycle Ericsson). Première turbine à gaz à usage industriel : Allemagne, 1909-1910. 1791 Le britannique John Barber reçoit le premier brevet de turbine à gaz 1900/1904 Premier test d'une turbine à air chaud selon Stolze.

I.3. Les éléments d'une turbine à gaz :

Une turbine à gaz généralement se compose de trois éléments principaux sont : un compresseur, une section de combustion, et une turbine de détente comme montré dans la figure I.1.

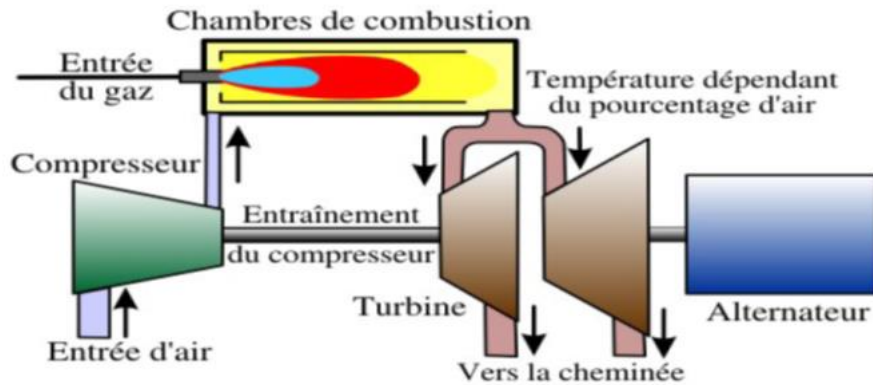


Figure I.1 : les éléments de la turbine à gaz.

Les turbines à gaz se composent de plusieurs éléments essentiels qui contribuent à leur fonctionnement efficace. Voici une explication des fonctions de chaque composant des principales turbines à gaz :

- **L'entrée :**

La veine d'entrée a pour rôle de réduire la vitesse de l'air entrant dans le moteur par un processus de compression. Cette vitesse doit être adaptée au compresseur. Lors de la conception de l'entrée, il est crucial de prendre en compte l'efficacité du processus de compression, la traînée générée, et le flux de masse de l'air. La nature du régime d'écoulement joue également un rôle très important.

- **Le compresseur :**

Le compresseur est utilisé pour augmenter la pression de l'air. Cette compression permet d'optimiser les processus de combustion et d'extraction de puissance puisque la combustion du mélange air-carburant se fait dans un volume plus réduit. L'augmentation du taux de compression améliore également l'efficacité thermique. Il existe deux types de compresseurs : les compresseurs axiaux et les compresseurs centrifuges. Les compresseurs axiaux, moins encombrants, sont préférés dans les espaces restreints et ont une surface faciale plus petite comparée à celle des compresseurs centrifuges. Chaque ensemble rotor-stator du compresseur forme un étage de compression, avec un taux de compression d'environ 2 par étage. Il est plus

facile de multiplier les étages dans les compresseurs axiaux, qui peuvent atteindre des taux de compression de l'ordre de 30.

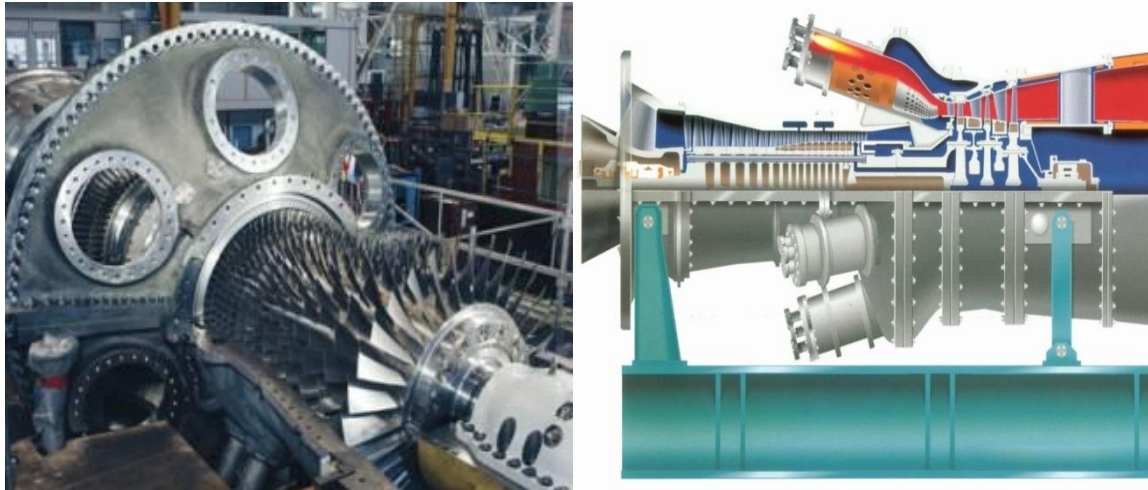


Figure I.2 : Compresseur axial à plusieurs étages.

- **La chambre de combustion :**

La chambre de combustion est conçue pour brûler un mélange de fuel et d'air, et fournir à la turbine des gaz à une température uniforme et aussi élevée que possible afin d'optimiser son fonctionnement. La température des gaz ne doit cependant pas dépasser la limite maximale tolérée par la turbine pour éviter des dommages. Il existe deux types de chambres de combustion : les chambres tubulaires, peu utilisées actuellement, et les chambres annulaires, qui sont plus légères et plus simples. Le carburant, amené sous très haute pression par des pompes, est vaporisé par des injecteurs formant des gouttelettes les plus fines possibles, réduisant ainsi la longueur de la chambre de combustion.

- **La turbine :**

La turbine récupère une partie de l'énergie cinétique des gaz produits dans la chambre de combustion et la convertit en énergie mécanique. Cette énergie est utilisée pour entraîner le compresseur et divers accessoires. Près de trois quarts de l'énergie provenant des gaz de combustion sont nécessaires pour alimenter le compresseur. Les aubes des turbines subissent des accélérations de plusieurs milliers de g et des contraintes de plus de 3 tonnes par cm². Les turbines peuvent tourner jusqu'à 60 000 tr/min et fonctionnent dans des gaz à des températures avoisinant les 1500 °C, dépassant parfois de 200 °C la température de fusion des matériaux des

aubes. Cette performance est rendue possible grâce au refroidissement des aubes par de l'air comprimé prélevé au niveau du compresseur et propulsé à grande vitesse sous haute pression.

I.4. Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz :

La turbine à gaz fonctionne de la manière suivante : elle commence par aspirer l'air du milieu environnant par le processus d'aspiration, puis le comprime à des niveaux de pression plus élevés à l'aide d'un compresseur. Après cela, le niveau de puissance de l'air comprimé est augmenté en ajoutant et en brûlant du carburant dans la chambre de combustion, ce qui entraîne des gaz chauds. Ces gaz chauds sont ensuite acheminés à haute pression et température vers la section turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre. Cette détente fournit l'énergie nécessaire à la compression de l'air dans le compresseur qui est directement relié à la section de turbine, et en même temps, fournit une puissance utile à la machine entraînée, telle qu'un générateur ou un compresseur centrifuge, en les couplant. En fin de compte, les gaz sont rejetés dans l'atmosphère à une pression et une température basses provoquées par la conversion susmentionnée. La figure suivante montre les changements de pression et de température dans différentes sections de la machine correspondant aux étapes de fonctionnement ci-dessus.

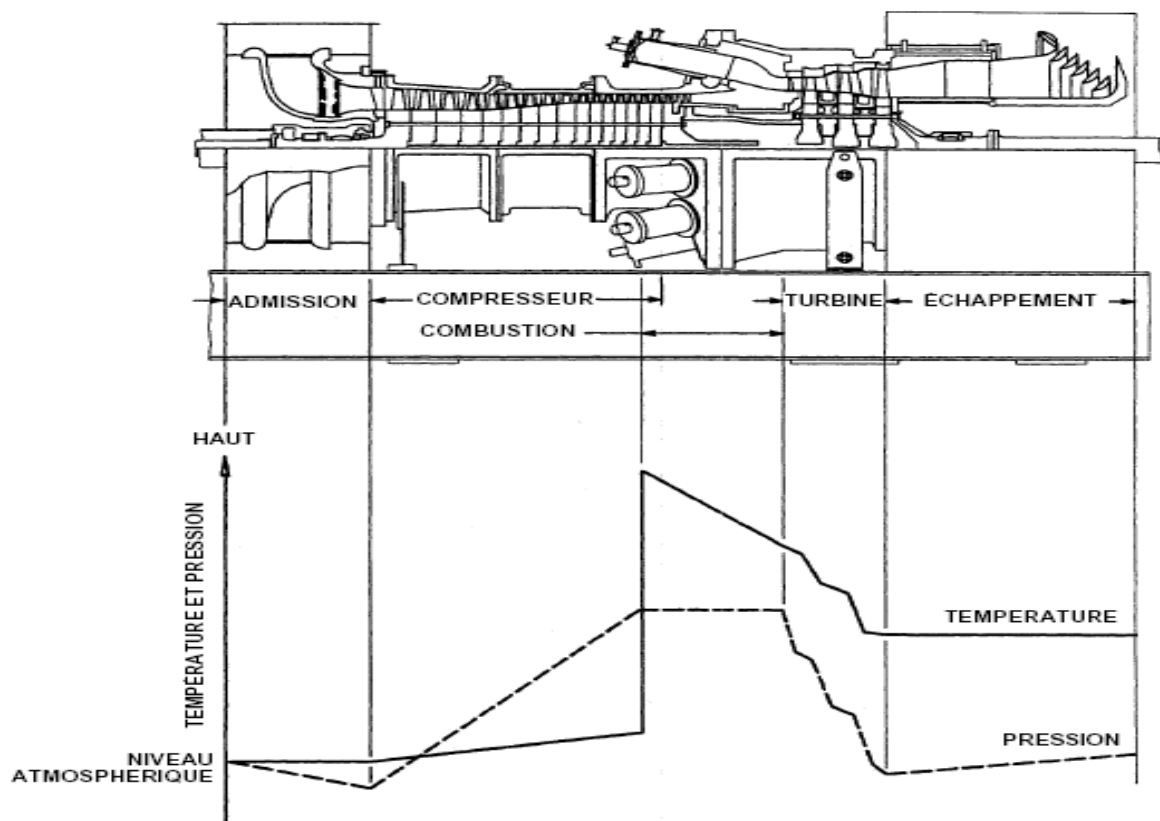


Figure I.3 : Les variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine

I.5. Classification des turbines à gaz :

La classification des turbines à gaz peut être faite selon plusieurs critères tels que le cycle de fonctionnement, l'application ou encore la disposition des composants. Voici une classification générale basée sur ces critères principaux :

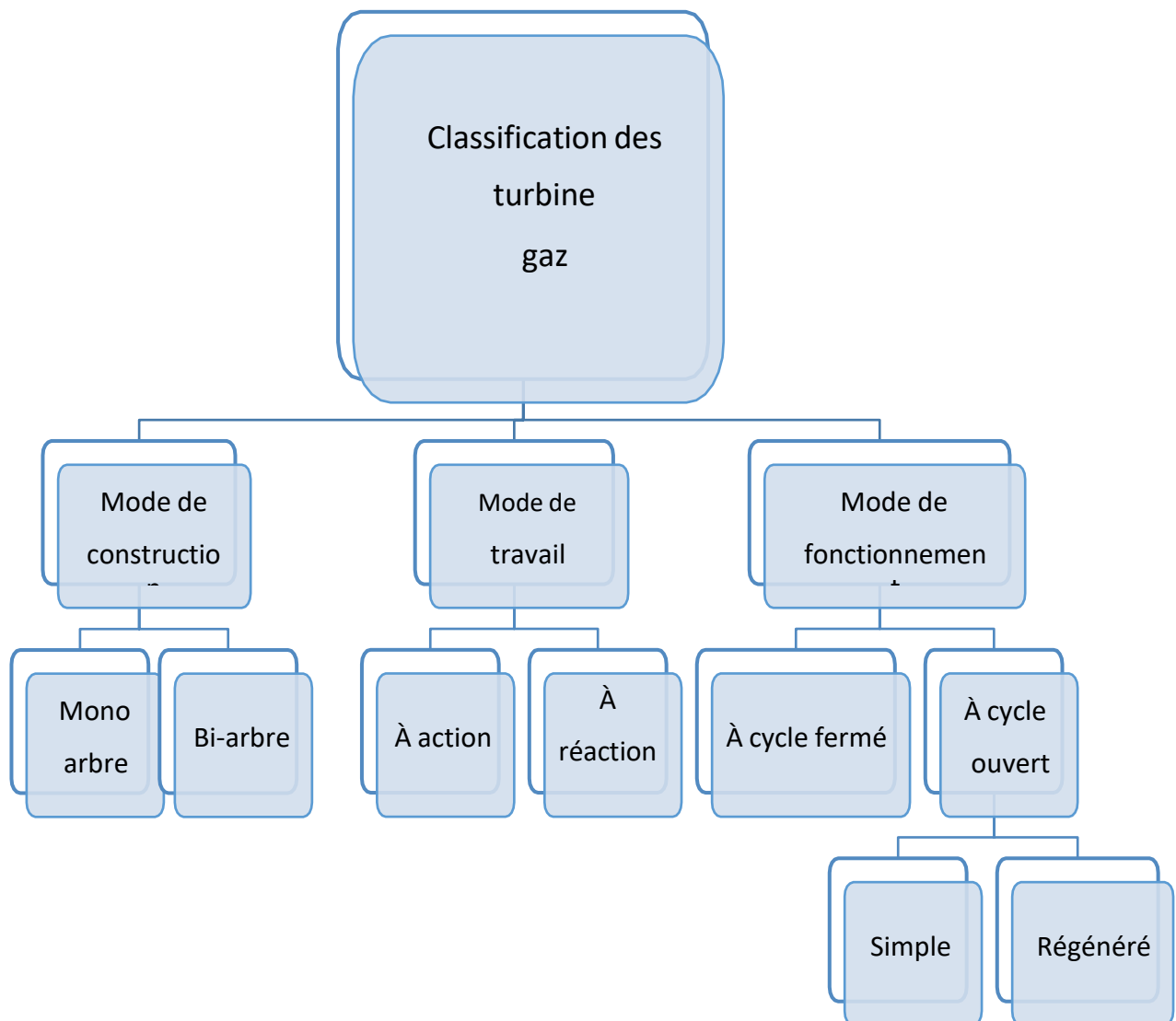


Figure I.4 : Classification des turbines à gaz.

I.5.1. Selon le mode de construction :

A-Turbine mono-arbre :

C'est une turbine à gaz dans laquelle les composants rotatifs sont couplés mécaniquement sur un arbre commun (Voir le FIGURE I.4).

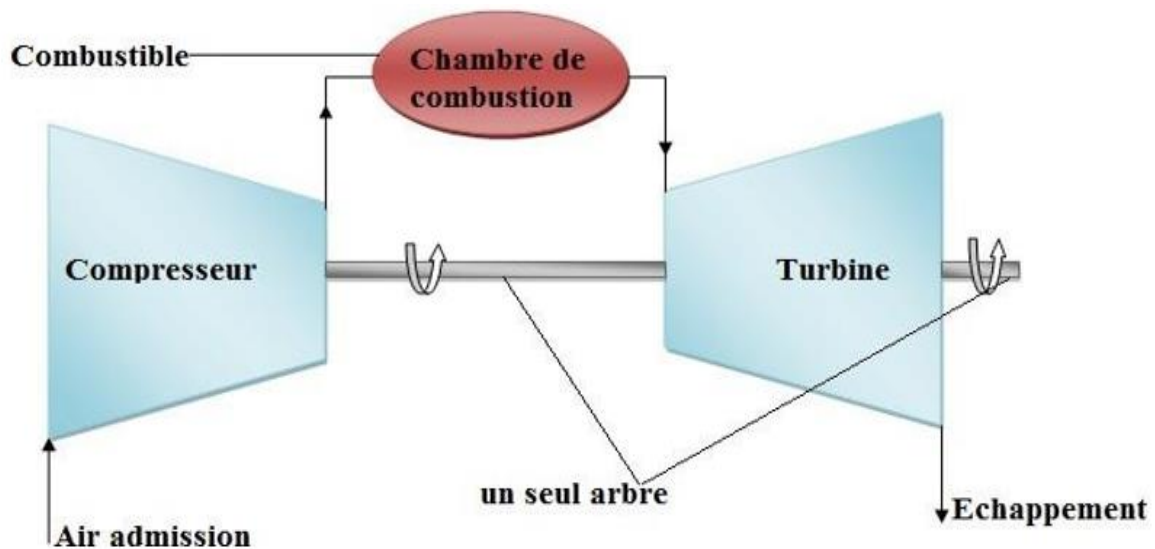


Figure I.5 : Turbine mono arbre.

Les turbines à un seul arbre conviennent à l'entraînement de machines fonctionnant à vitesse constante, comme les alternateurs. C'est pourquoi elles sont utilisées dans la production d'énergie électrique.

B-Turbine bi-arbres :

Les turbines à gaz à deux arbres sont utilisées dans des applications où la puissance est ajustée en modifiant la vitesse de la machine entraînée (voir Figure I.5). Cette configuration divise la turbine en deux sections distinctes mécaniquement :

- Une section à haute pression, qui opère à une vitesse constante sur une plage de puissances, et entraîne exclusivement un compresseur axial.
- Une section à basse pression, reliée à la machine entraînée par un accouplement. Cette section peut ajuster sa vitesse de rotation indépendamment de la section à haute pression de la turbine.

Cette répartition des sections permet une adaptation efficace de la puissance selon les besoins de l'application, sans compromettre la stabilité de fonctionnement de la turbine.

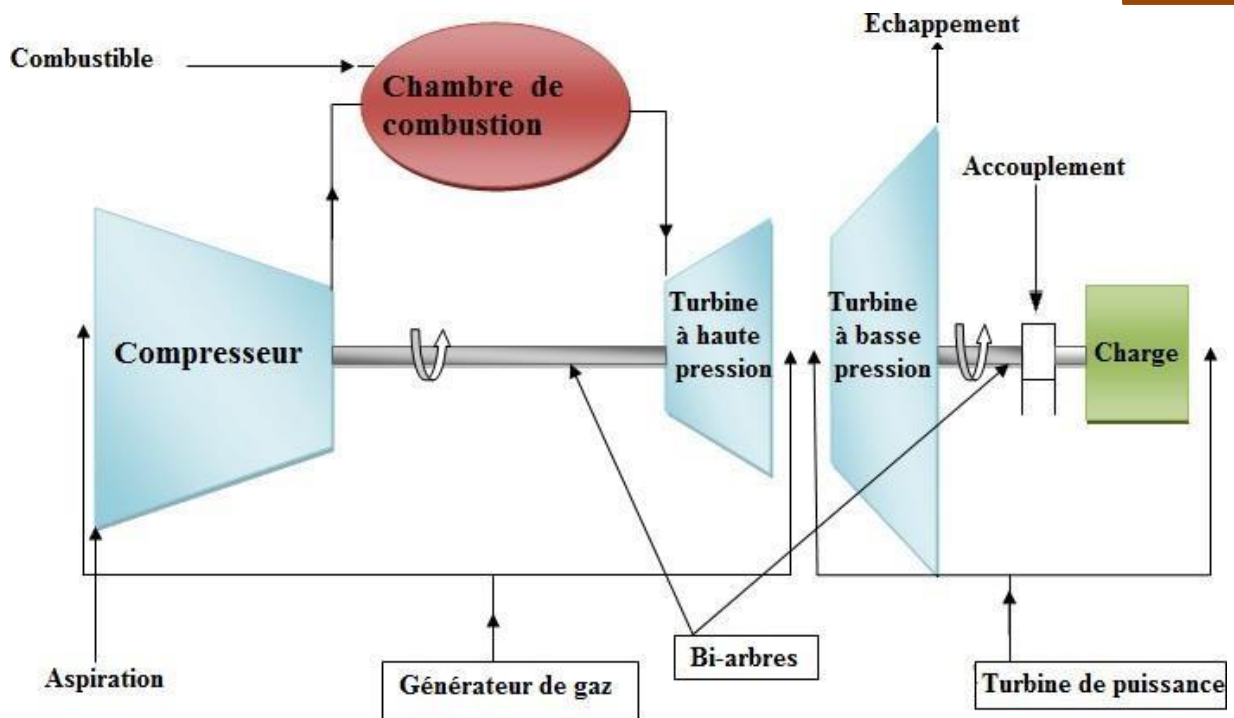


Figure I.6 : turbine à gaz bi – arbre.

❖ La différence entre les turbines mono arbre et Bi Arbre :

	Mono Arbre	Bi Arbre
La vitesse de rotation	Constante	Variable
Les éléments entraînés	Générateur synchrone, alternateur	Compresseur centrifuge, pompe centrifuge
La fréquence	Une fréquence de 50 Hz	Selon la charge
Nombre de turbine	Une seule turbine	Deux Turbine (HP + BP).

Tableau I.2 : différence entre les turbines mono arbre et bi arbre.

I.5.2. Le mode de travail :

A - Turbine à action :

Dans les turbines à action, l'énergie de pression potentielle est complètement transformée en énergie cinétique dans le distributeur. Le rotor est partiellement alimenté par un écoulement sans pression. Ce terme "partiellement alimenté" indique que seules quelques-unes des aubes mobiles sont alimentées simultanément par le flux (voir FIGURE I.6).

B - Turbine à réaction :

Dans les turbines à réaction, la pression à l'entrée du rotor est supérieure à celle à sa sortie. La conversion de l'énergie de pression se produit à la fois dans le distributeur et dans le rotor. Ensuite, l'énergie cinétique est convertie en travail mécanique dans le rotor. Le rotor est entièrement alimenté par l'écoulement. Ce terme "entièrement alimenté" signifie que le périmètre complet des rotors est traversé par le milieu de travail (voir FIGURE I.6).

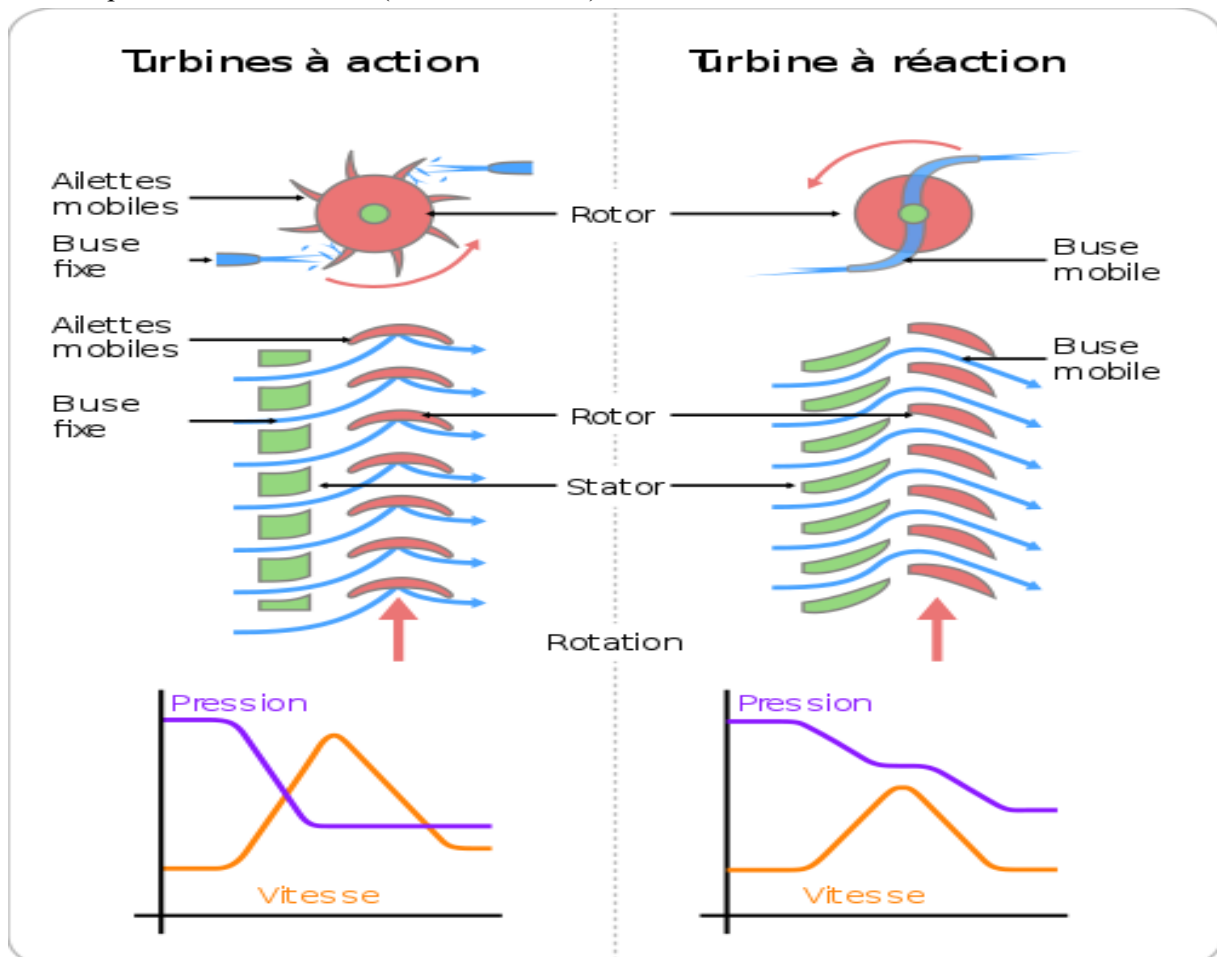


Figure I.7 : Turbine à action à réaction.

I.5.3. Selon le cycle :

A-Turbine à cycle fermé :

Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

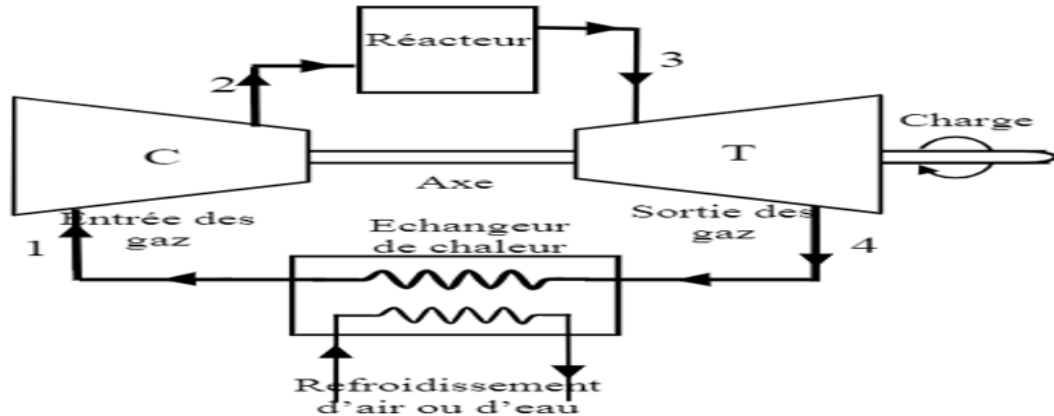


Figure I.8 : Cycle fermé de turbine à gaz.

B-Turbine à cycle ouvert :

C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère. Ce type est divisé en deux classes :

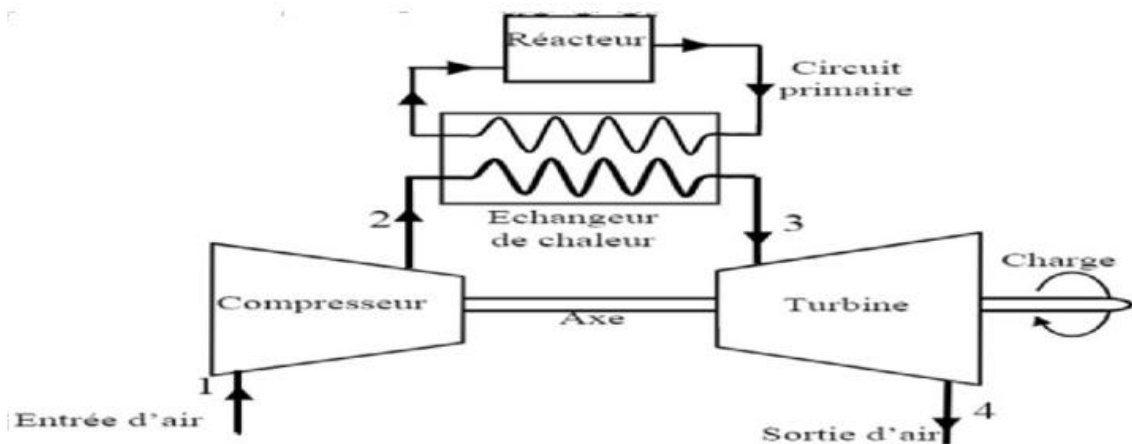


Figure I.9 : Cycle d'ouvert de turbine à gaz.

B.1 - Turbine à cycle simple (sans récupération) :

Ce cycle consiste en une combustion dans une chambre dédiée, où l'air comprimé est mélangé avec du combustible et enflammé par une étincelle, générant ainsi de l'énergie

thermique. Cette énergie est ensuite transformée en énergie mécanique par une turbine de détente. Dans ce processus, les gaz d'échappement, contenant encore une grande quantité de chaleur non récupérée, sont libérés dans l'atmosphère.

B.2 - Turbine à cycle régénératif (avec récupération) :

Ce cycle se caractérise par la récupération de la chaleur des gaz d'échappement grâce à un échangeur de chaleur. La chaleur récupérée est utilisée pour préchauffer l'air avant qu'il n'entre dans la chambre de combustion, comme illustré dans la FIGURE I.6.

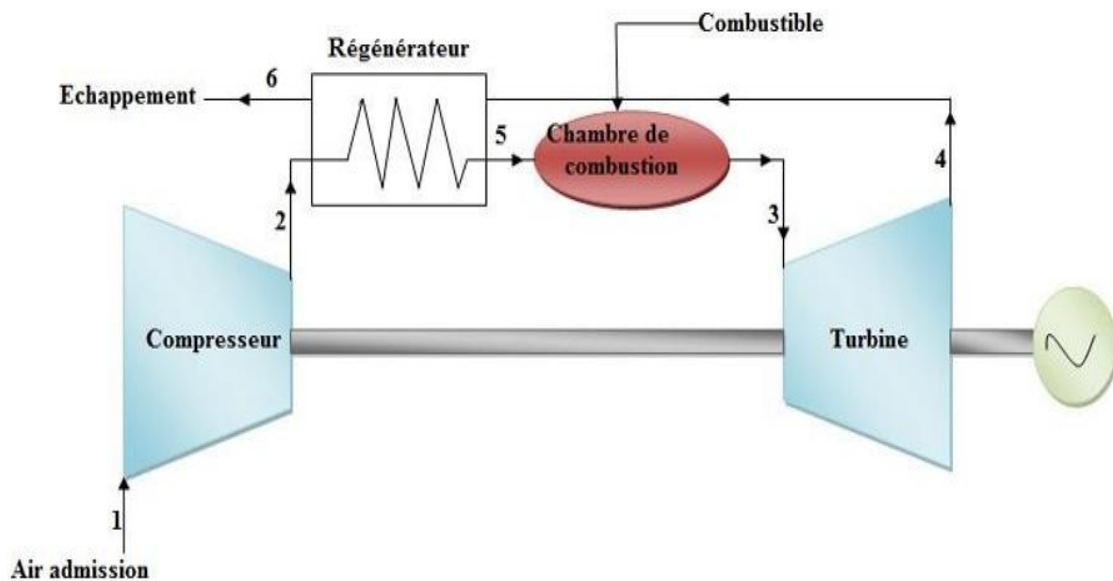


Figure I.10 : Schéma d'une turbine à gaz avec régénération.

I.6. Applications des turbines à gaz :

Les turbines à gaz (TAG) peuvent être utilisées dans divers domaines :

- **Aéronautique civile et militaire** : Elles sont employées pour la propulsion des avions.
- **Propulsion ferroviaire** : Utilisées pour entraîner des locomotives.
- **Marine** : Servent à la propulsion des navires.
- **Domaines militaires** : Intégrées dans diverses applications d'armement.
- **Applications industrielles** : Leur usage est en croissance constante, ce secteur étant en pleine expansion. Les principales applications industrielles incluent :

- **Production d'électricité** : Très courante, cette application implique que l'arbre de la turbine entraîne un alternateur via un réducteur de vitesse, semblable au fonctionnement d'un groupe turboalternateur à vapeur.
- **Production combinée chaleur-force** : Aussi appelée cogénération, cette méthode produit simultanément électricité et chaleur à partir de sources énergétiques primaires comme le pétrole, le gaz ou le charbon, souvent dans une centrale thermique ou à cycle combiné pour le chauffage domestique.
- **Pompage et compression** : Les TAG peuvent entraîner une pompe, un compresseur ou une soufflante à la place de l'alternateur. Le choix entre une turbine à un ou deux arbres dépend de la machine couplée à la turbine et du type d'exploitation envisagé.

I.7. Avantages et inconvénients des turbines à gaz :

✓ Avantages

- Une puissance élevée dans un espace restreint dans lequel un groupe diesel de même puissance ne pourrait pas être logé.
- A l'exception de démarrage et arrêt, la puissance est produite d'une façon continue.
- Démarrage facile même à grand froid.
- Diversité de combustible pour le fonctionnement.
- Possibilité de fonctionnement à faible charge.

✓ Inconvénients

- Au-dessous d'environ 3000KW, prix d'installation supérieur de celui d'un groupe diesel.
- Temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel ; à titre indicatif : 30 à 120 s pour une turbine, 8 à 20 s pour un groupe diesel.
- Rendement inférieur à celui d'un moteur diesel (cycle simple) ; à titre indicatif : 28 à 33% pour une turbine de 3000 KW, 32 à 38% pour un groupe diesel.

Conclusion :

En résumé, une turbine à gaz est un moteur à combustion interne dans lequel les gaz en expansion de la chambre de combustion entraînent les pales d'une turbine. Ces turbines jouent un rôle crucial dans divers secteurs industriels et de transport, offrant une efficacité élevée et des performances fiables. Historiquement, les turbines à gaz ont connu un développement significatif, passant d'une technologie émergente à un élément essentiel de la production d'énergie et de la propulsion. Leur évolution a été marquée par des avancées constantes en matière de conception, de matériaux et d'efficacité, les rendant polyvalentes et adaptées à une multitude d'applications. En termes de classification, les turbines à gaz sont catégorisées en fonction de leur type, allant des turbines industrielles aux turbines aéronautiques, en passant par celles utilisées dans la marine et la production d'électricité, chacune adaptée à des besoins spécifiques. Ces machines sophistiquées sont essentielles pour répondre aux besoins énergétiques modernes et constituent un domaine de recherche et de développement dynamique pour l'optimisation de leurs performances et de leur fiabilité.

Chapitre *II* : Evaluation des performances énergétiques du cycle de Brayton

Introduction :

L'étude thermodynamique des cycles de turbines à gaz est d'une importance capitale dans le secteur de la production d'énergie. Les turbines à gaz sont essentielles dans les centrales électriques modernes, en particulier dans les cycles combinés, où elles sont souvent associées à des turbines à vapeur pour optimiser l'efficacité énergétique. Ces systèmes, appelés TGV (Turbine Gaz-Vapeur), utilisent la chaleur produite par la combustion du gaz pour générer de l'électricité de manière efficace et flexible. La thermodynamique des turbines à gaz s'appuie sur le cycle de Brayton, qui décrit les transformations d'énergie au sein du moteur. Ce cycle comprend quatre processus principaux : la compression adiabatique de l'air, la combustion isobare, la détente adiabatique des gaz brûlés, et l'échappement des gaz brûlés. Une étude approfondie de ces processus permet de comprendre les paramètres influençant les performances des turbines à gaz, tels que l'efficacité thermique, la consommation de carburant et les émissions polluantes.

L'analyse thermodynamique permet de repérer les améliorations possibles en matière de rendement énergétique et de réduction des impacts environnementaux. La recherche dans ce domaine repose sur les principes de la thermodynamique appliquée et utilise des modèles mathématiques sophistiqués pour simuler le comportement des cycles de turbines à gaz dans diverses conditions de fonctionnement.

Ainsi, l'étude thermodynamique des cycles de turbines à gaz est essentielle pour optimiser les performances des centrales électriques modernes. Les avancées dans ce domaine contribuent à une production d'énergie plus efficace et plus respectueuse de l'environnement, répondant ainsi aux défis énergétiques actuels.

II.1. Description du cycle de Baryton :

Le cycle de Brayton est un cycle thermodynamique à caloporteur gaz. Il tient son nom de l'ingénieur américain George Baryton (1830-1892) qui l'a développé, bien que son invention soit attribuée à Barber en 1791. Il est aussi connu sous le nom du cycle de Joule. Le cycle d'Ericsson lui est similaire, bien qu'il utilise une source de chaleur externe et qu'il incorpore un régénérateur.

Le cycle de Brayton, également appelé cycle de Joule, est un cycle thermodynamique utilisé dans certains moteurs thermiques comme les turbines à gaz et certains moteurs à réaction (Fig. II.2). Le cycle de Brayton en coordonnées (T, s) est donné par la Fig. II.3

Le cycle de Brayton pour la turbine à gaz est un cycle à pression constante, c'est-à-dire que la combustion et l'échappement se font sous pression constante, pour un cycle simple de turbine à gaz, la puissance est disponible de façon continue.

Les différentes étapes du cycle de Brayton sont indiquées sur la figure (II.3)

Au point (1), l'air entre dans le compresseur, pour sortir à haute pression au point (2), il est ensuite mélangé au combustible dans la chambre de combustion, les gaz chauds continuent à s'écouler vers le point (3) et dans la turbine ces gaz sont détendus jusqu'à la pression atmosphérique au point (4). La turbine produit la puissance mécanique pour entraîner le compresseur axial et la charge.

1-2 : Compression isentropique dans le compresseur.

2-3 : Combustion (apport de chaleur) dans la chambre de combustion à pression constante.

3-4 : Détente isentropique

4-1 : Échappement.

II.1.1. Composants :

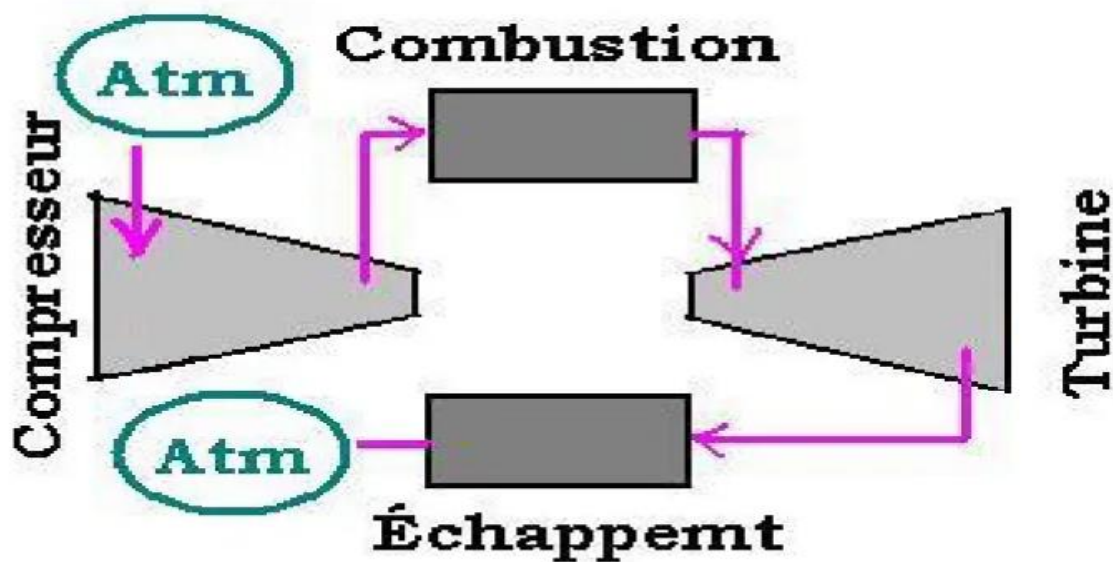


Figure II.1 : Composants du cycle de brayton.

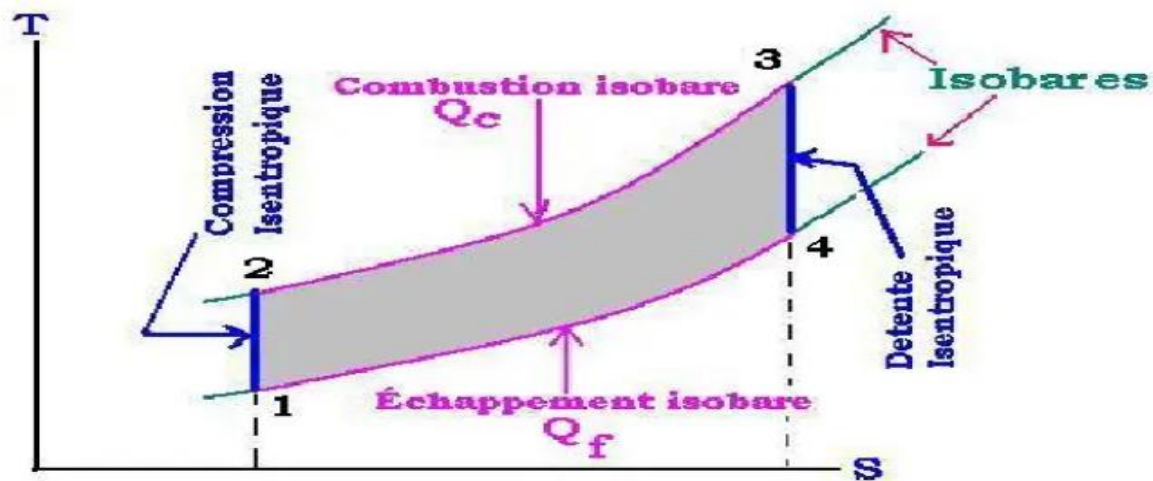


Figure II.2 : Diagramme Température-Entropie du Cycle théorique de Brayton.

Admission (compression isentropique) : La soupape d'admission s'ouvre et l'air (le fluide de travail) pénètre dans le cylindre à pression constante. Dans ce processus idéalisé, il n'y a pas de transfert de chaleur entre l'air et les parois du cylindre, la compression est donc dite isentropique. Ce processus est représenté par le chemin allant du point 1 au point 2 sur le graphique.

Compression (isentropique) : La soupape d'admission se ferme et le piston comprime l'air dans le cylindre. Comme la compression se produit rapidement, il y a peu de temps pour le transfert de chaleur entre l'air et les parois du cylindre, ce processus est donc également considéré comme isentropique. Ce processus est représenté par le chemin allant du point 2 au point 3 sur le graphique.

Combustion (isobare) : Au point 3, du carburant est injecté dans le cylindre et s'enflamme. Le processus de combustion se produit à pression constante (isobare) car le piston descend, permettant aux gaz brûlés de se détendre et de maintenir la pression constante. Ce processus est représenté par le chemin allant du point 3 au point 4 sur le graphique.

Échappement (détente isentropique) : La soupape d'échappement s'ouvre et les gaz brûlés sortent du cylindre à pression constante. Similaire au processus d'admission, cette détente idéalisée est considérée comme isentropique car elle se produit rapidement avec un minimum de transfert de chaleur. Ce processus est représenté par le chemin allant du point 4 au point 1 sur le graphique.

Il est important de noter que le cycle de Baryton que nous venons de décrire est un cycle idéal. En réalité, les processus ne sont pas parfaitement adiabatiques ou isobares, ce qui réduit l'efficacité du cycle réel par rapport au cycle idéal.

II.2. Evaluation des performances du cycle :

Les calculs des performances ont été effectués pour la turbine de Draouch, lieu de mon stage. Les données de cette turbine sont dans le tableau II.1.

Paramètres de fonctionnement de la TG	
Température d'aspiration du compresseur $T_1(K)$	295
Pression d'aspiration du compresseur $P_1(bar)$	0,928
Taux de compression τ	18
Température maximale de la turbine à l'entrée de turbine) $T_3 (K)$	1462
Le débit des gaz d'échappement $\dot{m}_{ge} \left(\frac{Kg}{s}\right)$	634,12
$c_{p_{air}} \left(\frac{J}{Kg.k}\right)$	1005
$r_{air} \left(\frac{J}{Kg.k}\right)$	287,15
$c_{p_{moy}} \left(\frac{J}{Kg.k}\right)$ des fumées	1275
γ_{moy} des fumées	1,29
Rendement isentropique du compresseur η_{sc}	0,88
Rendement isentropique de la turbine η_{st}	0,88
Le pouvoir calorifique inférieur du carburant $PCI \left(\frac{kJ}{kg}\right)$	45778

Tableau II.1: Paramètres de fonctionnement de la turbine à gaz de Draouch.

II.2.1. Cas du cycle de Brayton idéal :

Les différentes étapes du cycle de Baryton sont indiquées sur la figure (II.3)

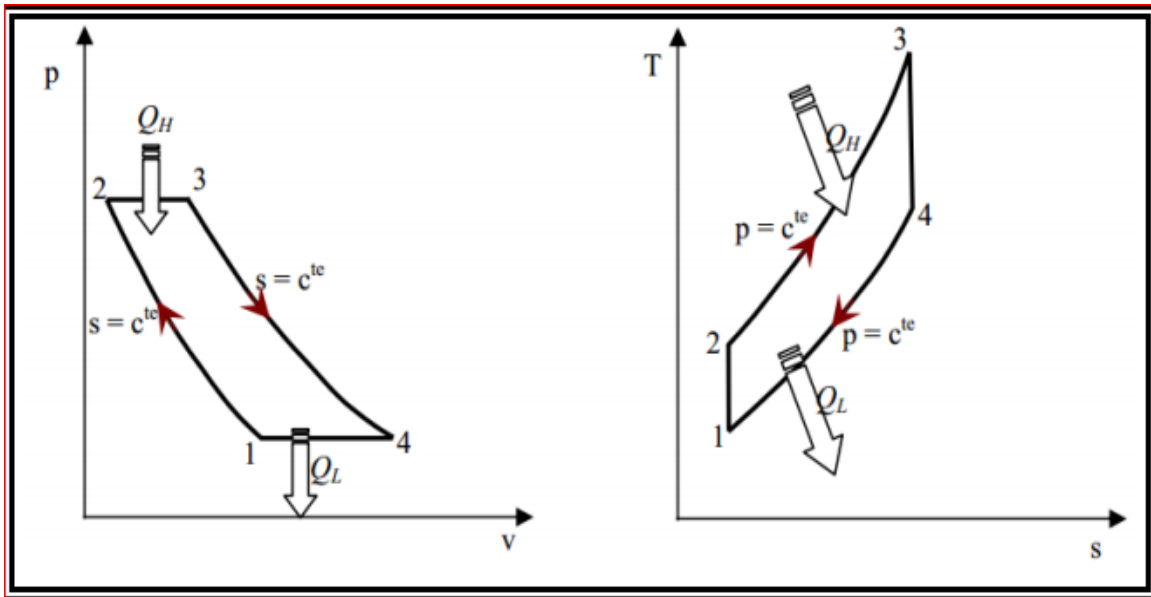


Figure II.3 : Diagrammes P-v et T-s pour un cycle idéal de Brayton.

Dans ce cas :

1-2 : Compression isentropique dans le compresseur ($\eta_{sc} = 100\%$).

3-4 : Détente isentropique ($\eta_{sT} = 100\%$).

a) Cas de l'air comme fluide de travail :

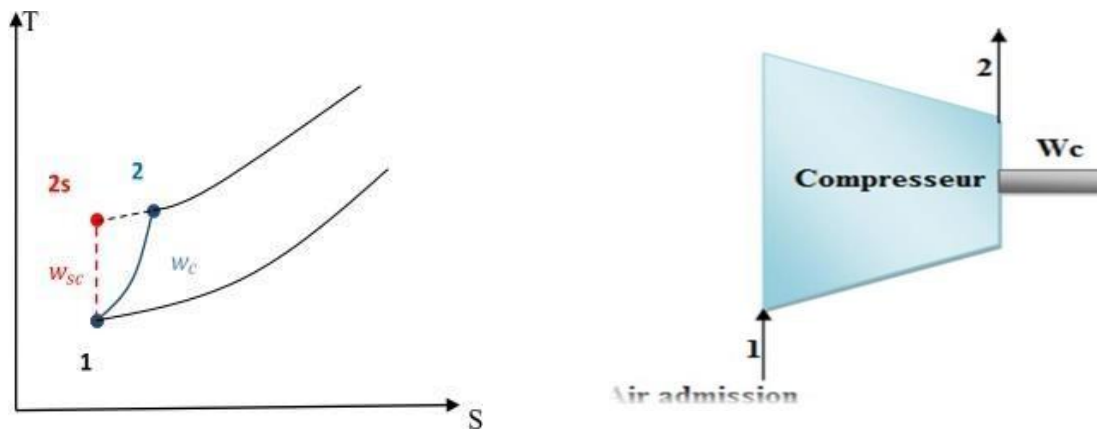


Figure II.4 : compression isentropique dans le diagramme (T S).

- *La compression:*

Coefficient adiabatique de l'air γ_{air} est :

$$\gamma_{air} = \frac{c_{p_{air}}}{c_{p_{air}} - r_{air}} \quad (\text{II.1})$$

$$\gamma_{air} = \frac{1005}{1005 - 287,15}$$

$$\gamma_{air} = 1,4$$

Température d'aspiration du compresseur T_1 et Pression d'aspiration du P_2 est données dans le tableau II.1

La pression P_2 :

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} \quad P_2 = P_1 \cdot \tau \quad (\text{II.2})$$

$$P_2 = 16,704$$

Avec : $\tau = \frac{P_2}{P_1}$ le rapport de compression

Calcul de la température T_{2s} en sortie du compresseur :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow T_{2s} = T_1 (\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{II.3})$$

$$T_{2s} = 673,71 \text{ K}$$

Le travail de compression W_{sc} :

$$W_{sc} = h_{2s} - h_1 = c_{p_{air}} (T_{2s} - T_1) = c_{p_{air}} T_1 \left((\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (\text{II.4})$$

$$W_{sc} = 380600,91 \left(\frac{J}{Kg} \right)$$

- *La combustion :*

La chaleur fournie par la combustion est donnée par :

$$Q_{cc} = c_{p_{air}} (T_3 - T_{2s}) = c_{p_{air}} \left(\alpha - (\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \quad (\text{II.5})$$

Avec : $\alpha = \frac{T_3}{T_1}$

$$Q_{cc} = 792231,45 \frac{J}{kg}$$

- La détente :

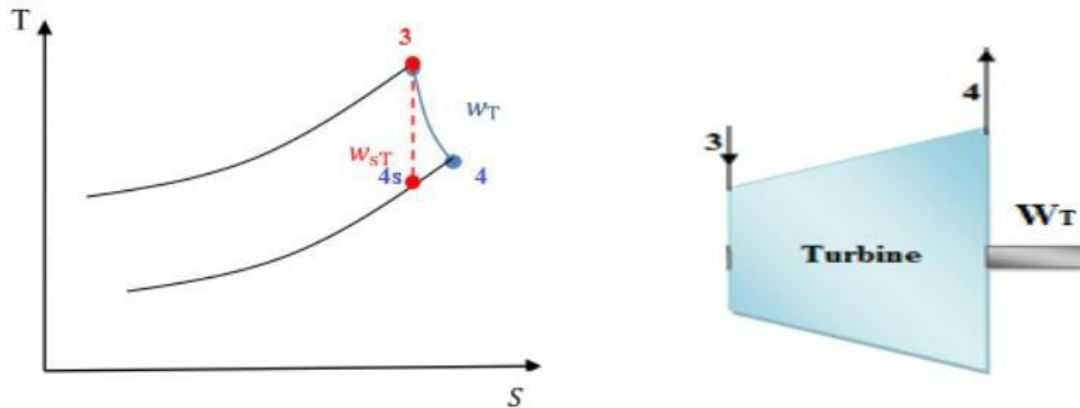


Figure II.5 : détente isentropique dans le diagramme (T S).

Les pressions et les températures absolues au début et enfin de la détente sont liées par la relation suivante :

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{II.6})$$

Donc :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \frac{T_3}{T_{4s}} = (\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{II.7})$$

Et :

$$W_{sT} = C_{p_{air}}(T_3 - T_{4s}) = C_{p_{air}}T_3\left(1 - \frac{1}{(\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right) \quad (\text{II.8})$$

$$T_{4s} = 640,17 \text{ K}$$

$$W_{st} = 825935,05 \frac{J}{kg}$$

Le bilan énergétique global du cycle pour un kilogramme de fluide passant par la machine s'écrit comme suit :

$$W_{net} = W_{sT} - W_{sc} = C_{p_{air}}(T_3 - T_{4s}) - C_{p_{air}}(T_{2s} - T_1) \quad (II.9)$$

En mettant en évidence le rapport des températures $\frac{T_3}{T_1}$ qui caractérise technologique de la machine, on obtient l'expression suivante :

$$W_{net} = C_{p_{air}} T_1 \left[\left(\frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{T_{4s}}{T_3} \right) - \left(\frac{T_{2s}}{T_1} - 1 \right) \right] \quad (II.10)$$

En exprimant les rapports de températures $\frac{T_{4s}}{T_3}$ et $\frac{T_{2s}}{T_1}$ en fonction du rapport de compression.

On arrive à :

$$W_{net} = C_{p_{air}} T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{(\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - \left((\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right] \quad (II.11)$$

$$W_{net} = 445331,14 \left(\frac{J}{Kg} \right)$$

On définit le rendement thermique du cycle d'une turbine à gaz comme étant le rapport entre le travail net W_{net} et la quantité de chaleur Q_{cc} dégagée par la combustion :

$$\eta_{TG} = \frac{W_{net}}{Q_{cc}} = \frac{C_{p_{air}}[(T_3 - T_{4s}) - (T_{2s} - T_1)]}{C_{p_{air}}(T_3 - T_{2s})} \quad (II.12)$$

Où les évolutions (1-2) et (3-4) étant supposés isentropique et on a l'égalité entre $\frac{T_{2s}}{T_1}$ et $\frac{T_{4s}}{T_3}$, on peut donc utiliser la relation :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \frac{T_{4s}}{T_3} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\eta_{TG} = \frac{(T_3 - T_{4s}) - (T_{2s} - T_1)}{T_3 - T_{2s}} = \frac{\alpha T_1 \left[1 - \frac{1}{(\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right] - T_1 \left[(\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}{T_1 \left(\alpha - (\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \quad (II.13)$$

On aura donc en développant l'expression précédente :

$$\eta_{TG} = \frac{(\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{(\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

$$\eta_{TG} = 1 - \frac{1}{(\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

(II.14)

Dans ce cas :

$$\eta_{TG} = 1 - \frac{1}{(18)^{\frac{1,4-1}{1,4}}}$$

$$\eta_{TG} = 0,5621$$

$$\eta_{TG} = 56,21 \%$$

Nous observons que le rendement thermique du cycle idéal est principalement influencé par le rapport de compression (τ). La figure (II.6) montre comment le rendement thermique varie en fonction de ce rapport. Il est évident que le rendement thermique est nul lorsque ($\tau = 1$) et augmente ensuite de manière continue à mesure que le taux de compression s'accroît.

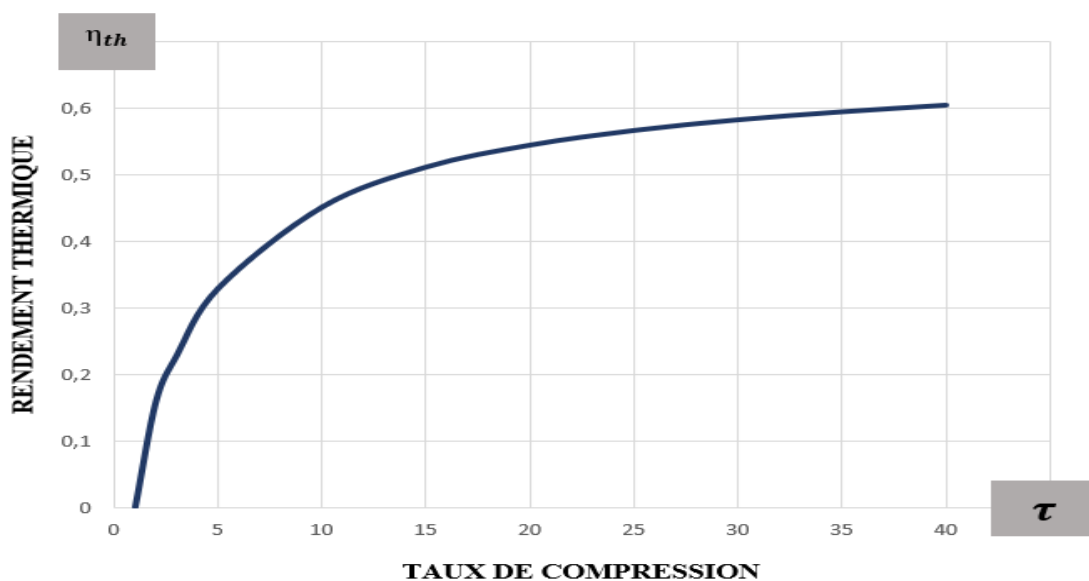


Figure II.6: Évolution de η_{TG} en fonction de taux de compression (τ) dans le cas du cycle idéal avec l'air comme fluide de travail.

Les principaux résultats obtenus pour le cas de la turbine à gaz en fonctionnement idéal avec l'air comme fluide de travail sont résumés dans le tableau (II.2) :

Point du cycle de Brayton	$P(\text{bar})$	$T(\text{K})$
1	0,928	295
2s	16,70	673,71
3	16,70	1462
4s	0,928	640,17
Caractéristiques de performance de la TG		
$W_{sc}(\text{J/kg})$	380603,91	
$W_{sT}(\text{J/kg})$	825935,05	
$W_{net}(\text{J/kg})$	445331,14	
$Q_{cc}(\frac{\text{J}}{\text{kg}})$	792231,45	
$\eta_{TG} (\%)$	56,21	

Tableau II.2 : Principaux résultats obtenus pour la TG en fonctionnement idéal avec l'air comme fluide de travail.

b) Cas du fluide réel comme fluide de travail :

- *La compression:*

Le calcul de la température T_{2s} en sortie du compresseur est identique au cas précédent :

$$T_{2s} = 673,71 \text{ K}$$

De même pour le travail de compression W_{sc} :

$$W_{sc} = 380603,91 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

- *La combustion :*

La chaleur fournie par la combustion est donnée par :

$$Q_{cc} = C_{p_{moy}}(T_3 - T_{2s}) = C_{p_{moy}} T_1 \left(\alpha - (\tau)^{\frac{\gamma_{moy}-1}{\gamma_{moy}}} \right) \quad (\text{II.15})$$

$$Q_{cc} = 1005069,75 \frac{J}{Kg}$$

- *La détente :*

Les pressions et les températures absolues au début et enfin de la détente sont liées par la relation suivante :

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma_{moy}-1}{\gamma_{moy}}} = (\tau)^{\frac{\gamma_{moy}-1}{\gamma_{moy}}} \quad (II.16)$$

$$T_{4s} = 763,40 \text{ K}$$

Et

$$W_{sT} = C_{p_{moy}}(T_3 - T_{4s})$$

$$W_{sT} = C_{p_{moy}} T_3 \left(1 - \frac{1}{(\tau)^{\frac{\gamma_{moy}-1}{\gamma_{moy}}}}\right) \quad (II.17)$$

$$W_{sT} = 890715 \frac{J}{Kg}$$

Le bilan énergétique global du cycle pour 1 kg de fluide passant par la machine s'écrit comme suit :

$$W_{net} = W_{st} - W_{sc} = C_{p_{air}}(T_3 - T_{4s}) - C_{p_{air}}(T_{2s} - T_1) \quad (II.18)$$

$$W_{net} = 510111,09 \frac{J}{Kg}$$

$$\eta_{TG} = \frac{W_{net}}{Q_{cc}} \quad (II.19)$$

$$\eta_{TG} = 50,75 \%$$

Les principaux résultats obtenus pour le cas de la turbine à gaz en fonctionnement idéal avec le fluide réel comme fluide de travail sont résumés dans le tableau II.3 :

Point du cycle de Brayton	$P(\text{bar})$	$T(\text{K})$
1	0,928	295
2s	16,70	673,71
3	16,70	1462
4s	0,928	763,40
Caractéristiques de performance de la TG		
$W_{sc} \left(\frac{J}{Kg} \right)$	380603,91	
$W_{sT} (J/kg)$	890715	
$W_{net} (J/kg)$	510111,09	
$Q_{cc} (J/kg)$	1005069,75	
$\eta_{TG} (\%)$	50,75	

Tableau II.3 : Principaux résultats obtenus pour la TG en fonctionnement idéal avec le fluide réel comme fluide de travail.

II.2.2. Cas du cycle de Brayton réel :

Le cycle réel de la turbine à gaz simple s'écarte du cycle idéal tant par l'irréversibilité dans le compresseur et dans la turbine que par la chute de pression dans la chambre de combustion et les canaux d'écoulement. Le second aspect n'est pas pris en compte dans cette étude. Le cycle thermodynamique décrit par le fluide moteur pour le cycle réel de la turbine à gaz est alors représenté sur le diagramme (T-S) sur la Fig. II.3

II.2.2.1. Étude énergétique :

Le cycle réel se distingue du cycle idéal de la manière suivante :

Lors de la compression, qui est adiabatique avec un rendement isentropique η_c , les travaux de frottement augmentent la température réelle au-delà de la température théorique, rendant la transformation de compression non isentropique. Ainsi, au lieu de suivre le trajet 1-2s, la transformation suit le trajet 1-2, avec $T_2 > T_{2s}$.

De même, lors de la détente dans la turbine, qui est adiabatique avec un rendement isentropique η_T , les travaux de frottement empêchent la transformation de suivre un arc isentropique. Au lieu de cela, la transformation suit un arc différent, avec $T_4 > T_{4s}$.

. Étude de la compression

Le travail isentropique fourni au gaz par le compresseur W_{sc} :

$$W_{sc} = C_{p_{air}}(T_{2s} - T_1) = C_{p_{air}} \cdot T_1 \left(\frac{T_{2s}}{T_1} - 1 \right) \quad (II.20)$$

Transformation isentropique

$$\begin{aligned} \frac{T_{2s}}{T_1} &= \left(\frac{P_{2s}}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} = (\tau)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} \\ W_{sc} &= C_{p_{air}} \cdot T_1 \left((\tau)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} - 1 \right) \\ W_{sc} &= 1005.295 \left((18)^{\frac{0.4}{1.4}} - 1 \right) \\ W_{sc} &= 380600,914 \left(\frac{J}{Kg} \right) \end{aligned}$$

Le travail réel fourni au gaz par le compresseur W_c :

$$\eta_{sc} = \frac{W_{sc}}{W_c}$$

$$W_c = \frac{W_{sc}}{\eta_{sc}} = \frac{380600,914}{0.88}$$

$$W_c = 432501,039 \left(\frac{J}{Kg} \right)$$

La température à l sortie de compresseur :

$$W_c = C_{p_{air}}(T_2 - T_1) \quad (II.21)$$

$$\begin{aligned} T_2 &= \frac{W_c}{C_{p_{air}}} + T_1 \\ T_2 &= \frac{432501,039}{1005} + 295 \\ T_2 &= 725,34 \text{ K} \end{aligned}$$

Température T_4 :

$$\eta_{Tp} = \frac{T_3 - T_{4s}}{T_3 - T_4} \quad (II.22)$$

$$T_4 = 847,23 \text{ K}$$

. Étude de la combustion

La quantité de chaleur fournie au fluide moteur Q_{cc} est :

$$Q_{cc} = C_{p_{moy}}(T_3 - T_2) = C_{p_{moy}} \left(T_3 - T_1 \left(1 + \frac{\frac{\gamma-1}{\tau} - 1}{\eta_{sc}} \right) \right)$$

$$Q_{cc} = 939228,75 \left(\frac{J}{Kg} \right)$$

. Étude de la détente

Les fumées sont un mélange de gaz de capacité calorifique spécifique à

$$P=cste, C_{p_{moy}} = 1275 \left(\frac{J}{Kg.k} \right) \left(r_{moy} = 288,5 \frac{J}{Kg.k} \right)$$

$C_{p_{moy}}$: Chaleur spécifique des gaz brulés

Le coefficient adiabatique moyen γ_{moy} :

$$\gamma_{moy} = \frac{C_{p_{moy}}}{C_{p_{moy}} - r}$$

$$\gamma_{moy} = 1,29$$

Le travail isentropique fourni par le gaz à la turbine W_{ST} :

$$W_{ST} = C_{p_{moy}}(T_{4s} - T_3) = C_{p_{moy}} \cdot T_3 \left(\frac{T_{4s}}{T_3} - 1 \right) \quad (II.23)$$

Transformation isentropique ($P_4 = P_{4s} = P_1$ et $P_3 = P_{2s} = P_2$)

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_{moy}-1}{\gamma_{moy}}} = (\tau)^{\frac{\gamma_{moy}-1}{\gamma_{moy}}}$$

$$T_{4s} = \frac{1462}{1,915}$$

$$T_{4s} = 763,40 \text{ K}$$

$$W_{ST} = 1275 (1462 - 763,40)$$

$$W_{ST} = 783829,2 \left(\frac{J}{Kg} \right)$$

Le travail de la détente réelle dans la turbine W_T est égal à :

$$W_T = \eta_{sT} \cdot W_{ST} \quad (II.24)$$

$$W_T = \eta_{sT} \cdot W_{ST} = \eta_{sT} C_{p_{moy}} (T_3 - T_{4s}) = \eta_{sT} C_{p_{moy}} T_3 \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right)$$

$$= \eta_{sT} C_{p_{moy}} T_3 \left(\frac{1}{(\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right)$$

$$W_T = 783831,75 \left(\frac{J}{Kg} \right)$$

Le travail net réel récupéré au cours du cycle W_{net} égal à :

$$W_{net} = W_T - W_c$$

$$W_{net} = 351330 \left(\frac{J}{Kg} \right)$$

La quantité de chaleur fournie au fluide moteur Q_{cc} est :

$$Q_{cc} = C_{p_{moy}}(T_3 - T_2) = C_{p_{moy}} \left(T_3 - T_1 \left(1 + \frac{\frac{\gamma-1}{\gamma} - 1}{\eta_{sc}} \right) \right)$$

$$Q_{cc} = 939228,75 \left(\frac{J}{Kg} \right)$$

Nous définissons le rendement thermique η_{TG} du cycle de la turbine à gaz comme étant le rapport du travail net W_{net} sur la quantité de chaleur Q_{cc} fournie par la combustion :

$$\eta_{TG} = \left[\frac{W_{net}}{Q_{cc}} \right]$$

$$\eta_{TG} = \left[\frac{351330}{939228,75} \right]$$

$$\eta_{TG} = 0,3741 = 37,41\%$$

II.3. Evaluation de la consommation du combustible :

Les propriétés de la combustion dépendent du pouvoir calorifique inférieur PCI , et du débit de combustible \dot{m}_{GN} , ainsi que le rendement de la chambre de combustion. Pendant la transformation isobare de 2 à 3 comme nous illustrons dans la figure (**Figure.II.7**), nous injectons à l'air comprimé un débit de carburant pour obtenir la quantité de chaleur nécessaire dans la chambre de combustion pour entraîner la turbine.

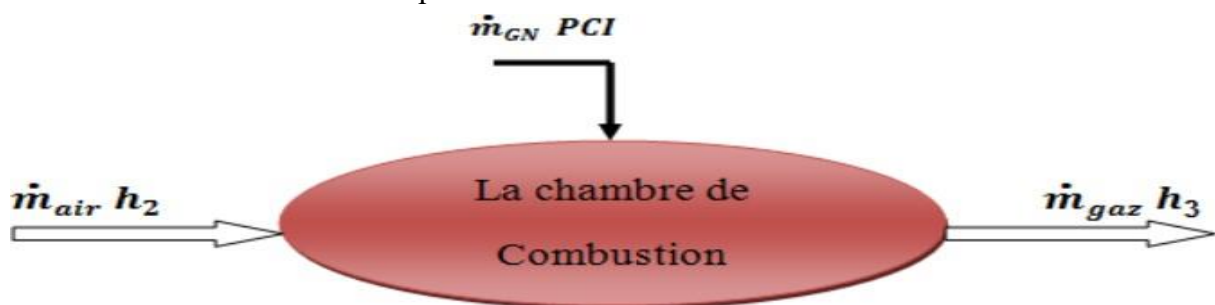


Figure II.7 : Présentation de la combustion.

La quantité de chaleur par unité de masse fournie par la chambre de combustion est calculée par l'expression suivante :

$$\dot{m}_a h_2 + \dot{m}_g \cdot PCI = (\dot{m}_a + \dot{m}_g) h_3 \quad (\text{II.25})$$

En divisant cette équation par \dot{m}_a on aura :

$$h_2 + \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_a} PCI = \left(1 + \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_a}\right) h_3$$

Soit :

$$f = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_a} \quad (\text{II.26})$$

Avec :

f : Rapport des débits de combustible et d'air dans la chambre de combustion.

\dot{m}_a : Débit d'air.

\dot{m}_g : Débit de gaz naturel.

h_2 : L'enthalpie d'entrée de l'air à la chambre de combustion.

h_3 : L'enthalpie de sortie des fumées de la chambre de combustion.

PCI : Pouvoir calorifique inférieur du gaz naturel.

Donc :

$$\begin{aligned} h_2 + f \cdot PCI &= (1 + f) h_3 \rightarrow \\ f &= \frac{h_3 - h_2}{PCI - h_3} = \frac{c_{p_{moy}}(T_3 - T_2)}{(PCI - c_{p_{moy}} T_3)} \\ &= \frac{1275(1462 - 725,35)}{(45778000 - 1275 \cdot 1462)} \\ f &\approx 2,14 \% \end{aligned} \quad (\text{II.27})$$

Connaissant le débit des gaz d'échappement \dot{m}_{ge} de la centrale, on peut alors déterminer le débit d'air \dot{m}_a utilisé pour la combustion :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{ge} &= \dot{m}_a + \dot{m}_g = \dot{m}_a + f \cdot \dot{m}_a \rightarrow \\ \dot{m}_a &= \frac{\dot{m}_{ge}}{(1+f)} \end{aligned} \quad (\text{II.28})$$

$$\dot{m}_a = 620,83 \left(\frac{Kg}{s} \right)$$

$$\dot{m}_g = 13,29 \left(\frac{Kg}{s} \right)$$

Les puissances \dot{P}_c du compresseur, \dot{P}_T de la turbine et la puissance \dot{P}_{net} nette produite sont données par :

La puissance de compresseur \dot{P}_c :

$$\dot{P}_c = \dot{m}_a \cdot W_c \quad (II.29)$$

$$\dot{P}_c = 268,510 \text{ MW}$$

La puissance de la turbine \dot{P}_T :

$$\dot{P}_T = \dot{m}_{ge} \cdot W_T \quad (II.30)$$

$$\dot{P}_T = 497,034 \text{ MW}$$

La puissance \dot{P}_{net} nette produite

$$\dot{P}_{net} = P_T - P_c \quad (II.31)$$

$$\dot{P}_{net} = 228,533 \text{ MW}$$

Les principaux résultats obtenus pour le cas de la turbine à gaz en fonctionnement réel sont résumés dans le tableau II.4.

Point du cycle de Brayton	$P(\text{bar})$	$T(K)$
1	0,928	295
2	16,70	725,35
3	16,70	1462
4	0,928	847,23
Caractéristiques de performance de la TG		
$W_c \left(\frac{kJ}{kg} \right)$	432501,75	
$W_T \left(\frac{kJ}{kg} \right)$	783831,75	
$W_{net} \left(\frac{kJ}{kg} \right)$	351330	
$Q_{cc} \left(\frac{J}{kg} \right)$	939228,75	
$\dot{m}_a \left(\frac{kg}{s} \right)$	620,83	
$\dot{m}_g \left(\frac{kg}{s} \right)$	13,29	

$\dot{m}_{ge} \left(\frac{kg}{s} \right)$	634,12
$f(\%)$	2,14
$P_c(MW)$	268,510
$P_T(MW)$	497,043
P_{net}	228,533
$\eta_{TG}(\%)$	37,41

Tableau II.4 : Principaux résultats obtenus pour la TG en fonctionnement réel.

Conclusion :

Cette étude porte sur l'évaluation de la performance énergétique du cycle de Brayton, en se concentrant sur la turbine à gaz utilisée par la centrale thermique de Draouch. Des calculs thermodynamiques rigoureux basés sur des données d'exploitation réelles sont effectués pour déterminer les caractéristiques énergétiques de chaque composant du cycle. Les résultats obtenus montrent que le rendement réel de la turbine à gaz est de 37,41%. Cette valeur démontre l'efficacité remarquable de la turbine, mettant en avant sa capacité à convertir une grande partie de l'énergie thermique en énergie électrique.

Chapitre *III* : Étude de différentes techniques d'augmentation le rendement thermique de TG

Introduction :

L'efficacité des turbines à gaz est souvent limitée par les pertes énergétiques inhérentes aux processus de compression et de détente. Afin de répondre à la demande croissante en énergie tout en réduisant les émissions de gaz à effet de serre, il est crucial de trouver des moyens d'améliorer cette efficacité.

Ce chapitre se concentre sur l'étude de diverses techniques d'augmentation du rendement des turbines à gaz. y compris le refroidissement intermédiaire du compresseur, le réchauffement régénératif, et l'injection d'eau ou de vapeur. Chaque technique sera analysée en termes de principe de fonctionnement, de bénéfices potentiels, de limitations, et d'impact sur l'efficacité globale du cycle.

L'objectif est de fournir une vue d'ensemble des méthodes les plus efficaces pour optimiser le rendement des turbines à gaz et de démontrer, à l'aide de calculs pratiques basés sur les données spécifiques présentées dans le chapitre 2, comment ces techniques peuvent être appliquées.

III.1. Technique des Refroidisseur inter-compresseurs : III.1.1. Principe de fonctionnement :

Cette technique est basée sur l'installation d'un compresseur à deux étages et d'un refroidisseur intermédiaire. Le processus de refroidissement intermédiaire réduit la température de l'air comprimé de T_c à T_d après le premier étage, c'est-à-dire de diminuer de T_c à T_d .

Avant d'entrer dans le deuxième étage, la température de l'air s'élève légèrement de T_d à T_2 voir figure (III.1).

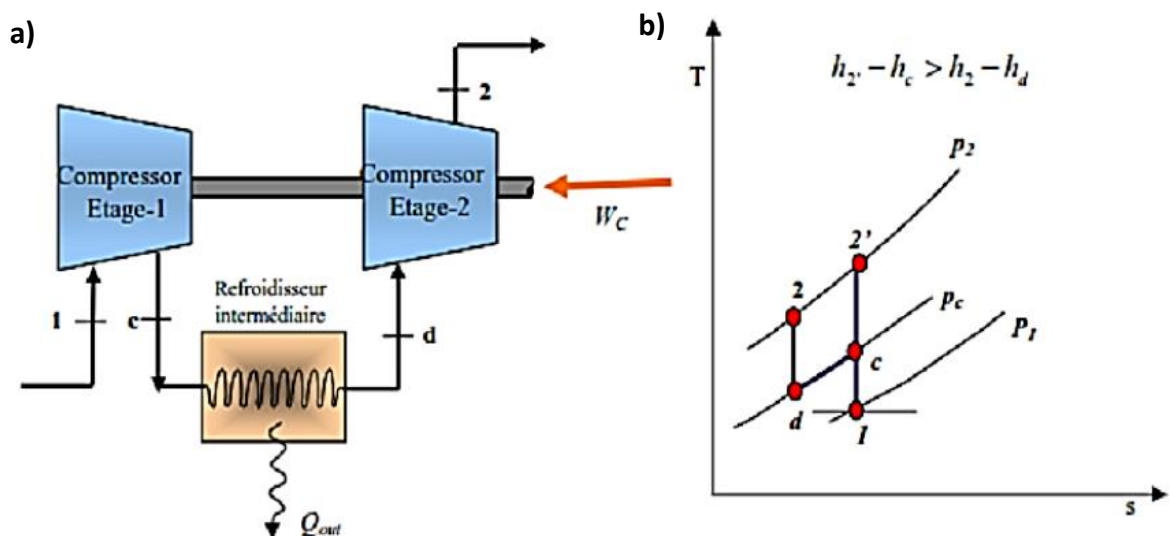


Figure III.1 : a) refroidissement inter-compresseur, b) représentation graphique.

III.1.2. Hypothèses et données de calcul :

Température d'aspiration du compresseur $T_1 = 295 \text{ K}$

Pression d'aspiration du compresseur $P_1 = 0.928 \text{ (bar)}$

Taux global $\tau = 18$

Température maximale de la turbine $T_3 = 1462 \text{ K}$

$\gamma_{air} = 1.4$

Capacité calorifique à pression constante $C_{p_{air}} = 1005 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \cdot \text{K}$

On suppose : $\Delta T_{ref} = T_c - T_d = 5^\circ$

$W_{ST} = 825935,05 \text{ (J/kg)}$ Tableau (II.2).

III.1.3. Evaluation des performances du système avec refroidisseurs inter-compresseurs :

Calcul des rapports de compression partiels :

Soit : $\tau_1 = \frac{P_c}{P_1}$

Et : $\tau_2 = \frac{P_2}{P_d} = \frac{P_2}{P_c}$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_2}{P_c} \cdot \frac{P_c}{P_1}$$

$$\tau_1 \cdot \tau_2 = \tau \quad (\text{III.1})$$

On suppose : $\tau_1 = \tau_2$

$$\tau_1^2 = \sqrt{\tau} = \sqrt{18} \quad (\text{III.2})$$

$$\tau_1 = 3\sqrt{2} = 4,24$$

Calcul des températures T_c :

Étage 1:

$$T_c \cdot P_c^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_1 \cdot P_1^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$$

On à :

$$\tau_1 = \frac{P_c}{P_1} \rightarrow T_c = T_1 \cdot \left(\frac{P_c}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$T_c = T_1 \tau_1^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \quad (\text{III.3})$$

$$T_c = 295 \cdot (4,24)^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$

$$T_c = 445,73 \text{ K}$$

P_c :

$$P_c = P_1 \cdot \tau_1$$

$$P_c = 0.928 \cdot 4,24$$

$$P_c = 3,93 \text{ bar}$$

Étage 2 :

$$\Delta T_{ref} = T_c - T_d = 10 \text{ K}$$

$$T_d = T_c - \Delta T_{ref}$$

$$T_d = 445,73 - 5$$

$$T_d = 440,73 \text{ K}$$

Le calcul de la température T_{2s} :

$$\frac{T_d}{T_{2s}} = \left(\frac{P_d}{P_2} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$$

Avec : $P_c = P_d$

$$T_{2s} = T_d \cdot \left(\frac{P_c}{P_2} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$$

$$T_{2s} = T_d \cdot \tau_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{III.5})$$

$$T_{2s} = 440,72 \cdot (4,24)^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$

$$T_{2s} = 665,72 \text{ K}$$

III.1.4. Comparaison le rendement avec refroidisseur inter –compresseurs avec le cycle de Brayton de base :

Le rendement avec refroidisseur inter–compresseurs :

$$\eta_{TG} = \left[\frac{W_{netref}}{Q_{cc}} \right] \quad (\text{III.7})$$

$$\eta'_{ref} = \frac{W_{sT} - W'_{sc}}{Q_{cc}} \quad (\text{III.8})$$

$$W_{scref} = C_{p_{air}}(T_c - T_1) + C_{p_{air}}(T_{2s} - T_d) \quad (\text{III.9})$$

$$W'_{sc} = 1005(445,73 - 295) + 1005(665,72 - 440,72)$$

$$W'_{sc} = 377608,65 \left(\frac{J}{kg} \right)$$

$$\eta'_{ref} = \frac{825935,05 - 377608,65}{792231,45}$$

$$\eta'_{ref} = 0,5602$$

$$\eta'_{ref} = 56,59\%$$

Evaluation de l'augmentation du rendement dans ce cas est :

$$\frac{\eta'_{ref} - \eta}{\eta} \quad (\text{III.10})$$

$$\frac{56,59 - 56,21}{56,21} = 0,68\%$$

L'usage d'un refroidissement intermédiaire dans un compresseur à deux étages a considérablement amélioré le rendement du système, augmentant le rendement de 0,68 %. Cette amélioration est due à la réduction du travail nécessaire pour comprimer l'air en abaissant sa température entre les deux étages, ce qui diminue l'énergie requise pour le compresser dans le deuxième étage.

Ce procédé est couramment utilisé dans les applications industrielles pour augmenter l'efficacité énergétique des systèmes de compression d'air et autres gaz.

III.2. Technique de Régénération (cycle avec récupération) :

III.2.1. Principe de fonctionnement :

Dans le cycle de Brayton, la régénération implique un échange interne de chaleur où la température T_4 est généralement supérieure à T_2 (voir Fig.III.2). Elle consiste à préchauffer le gaz comprimé en position 2 en utilisant les gaz d'échappement en position 4 dans un échangeur de chaleur externe appelé régénérateur ou récupérateur, ce qui conduit à une amélioration du rendement thermique.

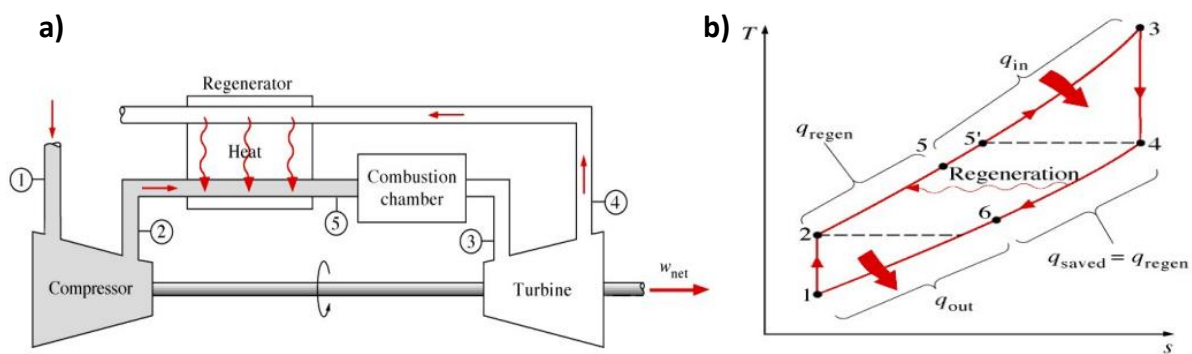


Figure III.2 : a) régénérateur inter-turbines, b) représentation graphique.

III.2.2. Hypothèses et données de calcul :

Température d'aspiration du compresseur $T_1 = 295 \text{ K}$

Température maximale de la turbine $T_3 = 1462 \text{ K}$

$\gamma_{air} = 1.4$

Capacité calorifique à pression constante $C_{p_{air}} = 1005 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \cdot \text{K}$

Le pouvoir calorifique inférieur du carburant (gaz naturel GN) est : $PCI=45778 \text{ kJ/kg}$

$W_{ST} = 825935,05 \text{ (J/kg)}$, $W_{SC} = 380603,91 \text{ (J/kg)}$ Tableau (II.2).

Efficacité de chauffage $\varepsilon = 80\%$

III.2.3. Evaluation des performances de la technique de régénération :

On va calculer T_5 :

Un régénérateur ayant une efficacité élevée économisera évidemment une plus grande quantité de combustible puisqu'il préchauffera l'air à une combustion antérieure de la température plus élevée.

On a l'efficacité d'échangeur de chaleur :

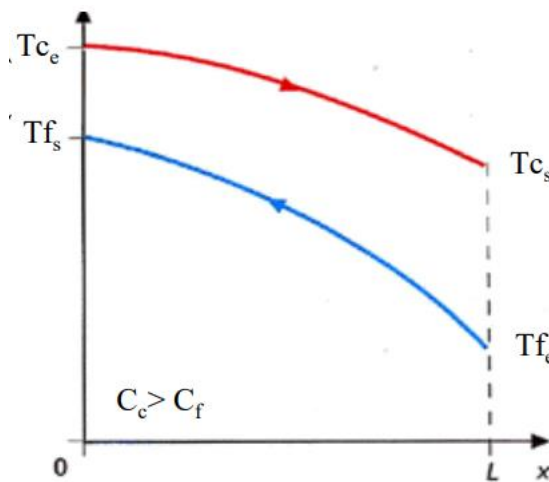


Figure III.3 : Distribution des températures dans un échangeur à contre-courant.

$$\varepsilon = \frac{\Phi_{réel}}{\Phi_{max}}$$

→Efficacité de chauffage :

$$\varepsilon = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (III.11.a)$$

$$\varepsilon = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} \quad (III.11.b)$$

L'efficacité de la plupart des régénérateurs utilisés dans la pratique est d'environ 80%.

Donc :

$$T_5 = T_{2s} + (T_{4s} - T_{2s})\varepsilon \quad (III.12)$$

Numériquement:

$$T_5 = 673,71 + (763,40 - 673,71) \cdot 0,8$$

$$T_5 = 745,46 \text{ K}$$

III.2.4. Comparaison avec le cycle de Brayton de base :

Le rendement avec récupération :

$$\eta_{reg} = \frac{W_{ST} - W_{SC}}{Q_{ccreg}} \quad (III.13)$$

$$Q_{ccreg} = C_{p_{air}}(T_3 - T_5) \quad (III.14)$$

Numériquement :

$$Q_{ccreg} = 1005(1462 - 745,46)$$

$$Q_{ccreg} = 720122,7 \frac{J}{Kg}$$

$$\eta_{reg} = \frac{825935,05 - 380603,91}{720122,7}$$

$$\eta_{reg} = 0,6184$$

$$\eta_{reg} = 61,84 \%$$

Evaluation de l'augmentation du rendement dans ce cas est :

$$\frac{\eta_{reg} - \eta}{\eta}$$

$$\frac{61,84 - 56,21}{56,21} = 10,01\%$$

L'utilisation de la technique de régénération a considérablement amélioré le rendement du système, augmentant le rendement de 10,01%. Cette amélioration significative est due à la récupération d'une partie de la chaleur produite lors du processus de combustion pour préchauffer l'air entrant dans la chambre de combustion, au lieu de perdre cette chaleur. Cela réduit la quantité de carburant nécessaire pour atteindre les températures élevées requises dans la chambre de combustion.

Quantité de combustible économisée :

$$Q_{cc} - Q_{ccreg} = Q_{reg} \quad (III.15)$$

$$792231,45 - 720122,7 = 72108,75$$

$$Q_{reg} = 72108,75 J/Kg$$

Masse totale de combustible économisée

$$m_f = \frac{Q_{reg}}{PCI} \quad (III.16)$$

$$m_f = 1575,18 \left(\frac{Kg}{Kg_{air}} \right)$$

III.2.5. Influence du rapport de compression τ et le rapport de $\frac{T_3}{T_1}$ sur le

rendement du cycle de Brayton avec régénération :

Le rendement thermique d'un cycle de Brayton avec régénération :

$$\eta_{reg} = \frac{W_{sc} - W_{sT}}{Q_{ccreg}} \quad (III.17)$$

Avec :

$$\begin{cases} Q_{cc} = C_p (T_3 - T_5) \\ W_{sT} = C_p (T_3 - T_{4s}) \end{cases} \quad (III.18)$$

Pour un régénérateur idéal nous avons :

$$T_5 = T_4 \quad (III.19)$$

Nous obtenons :

$$Q_{cc} = W_{sT} \quad (III.20)$$

Par conséquent :

$$\eta_{reg} = 1 - \frac{W_{sc}}{W_{sT}} \quad (III.21)$$

$$\eta_{reg} = 1 - \frac{C_p(T_2 - T_1)}{C_p(T_3 - T_4)}$$

$$\eta_{reg} = 1 - \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_4}$$

En utilisant des relations isentropiques, nous avons :

$$\begin{cases} \frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \\ \frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \\ \frac{T_{4s}}{T_3} = (\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \end{cases} \quad (III.22)$$

$$\eta_{reg} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)}{T_3 \left(1 - \frac{T_4}{T_3} \right)}$$

$$\eta_{reg} = 1 - \frac{T_1 \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{T_3 \left(1 - \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \quad (III.23)$$

Si nous remplaçons dans l'équation (III.23) nous avons :

$$\eta_{reg} = 1 - \frac{T_1 \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{T_3 \left(1 - \tau^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right)}$$

Et finalement :

$$\eta_{reg} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \cdot \tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \frac{\left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right)}{\left(1 - \tau^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}\right)}$$

$$\eta_{reg} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \cdot \tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

(III.24)

En comparant ce rendement à celui d'un cycle simple de Brayton équation (II.14) :

La différence entre l'expression du rendement du cycle de Brayton avec régénération et celle du cycle simple est la présence du rapport des températures extrêmes du cycle $\left(\frac{T_1}{T_3}\right)$.

Ainsi, pour un cycle de Brayton avec régénération, le rendement thermique dépend non seulement du taux de compression, mais aussi de ce rapport de températures. Contrairement à un cycle simple de Brayton, il est important de noter que le rendement thermique du cycle avec régénération diminue avec l'augmentation du taux de compression.

Par conséquent, toutes les combinaisons de taux de compression et de température entraînent une augmentation du rendement thermique. La figure (III.4) illustre les limites d'utilisation de la régénération.

$\frac{T_1}{T_3} = 0,2$		$\frac{T_1}{T_3} = 0,25$		$\frac{T_1}{T_3} = 0,3$	
τ	η_{Th}	τ	η_{Th}	τ	η_{Th}
0	1	0	1	0	1
1	0,8	1	0,75	1	0,7
5	0,68	5	0,60	5	0,52
10	0,61	10	0,51	10	0,42
15	0,56	15	0,45	15	0,34
20	0,52	20	0,41	20	0,29
25	0,49	25	0,37	25	0,24
30	0,47	30	0,33	30	0,2
35	0,44	35	0,30	35	0,17
40	0,42	40	0,28	40	0,13

Tableau.III.1. Influence du rapport du compression τ et le rapport de $\frac{T_3}{T_1}$ sur le rendement du cycle de Brayton avec régénération.

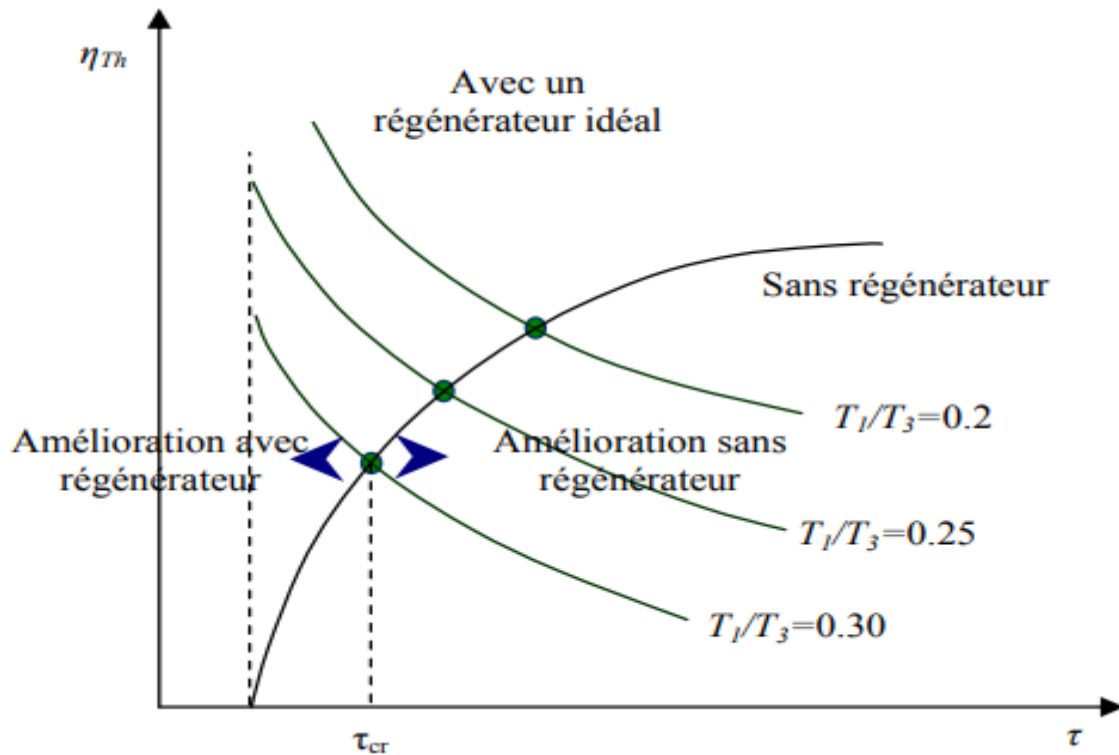


Figure III.4 : Effets du taux de compression et du rapport de température sur η_{th} .

III.3. Réchauffage inter-turbine de détente :

III.3.1. Principe de fonctionnement de cette technique :

Le réchauffage inter-turbine avec un échangeur de chaleur à contre-courant commence par l'entrée des gaz de combustion à haute pression et haute température dans le premier étage de la turbine à une température T_3 . Dans ce premier étage, les gaz subissent une expansion qui diminue leur pression et leur température, les amenant à une température T_a .

Ces gaz refroidis, maintenant à la température T_a , passent ensuite dans un échangeur de chaleur à contre-courant. Dans cet échangeur, les gaz sont réchauffés par un autre fluide chaud circulant en sens inverse. Ce processus de réchauffage augmente la température des gaz, les amenant à une température T_b avant d'entrer dans le deuxième étage de la turbine.

Les gaz réchauffés à T_b entrent alors dans le deuxième étage de la turbine où ils subissent une nouvelle expansion. Cette deuxième expansion réduit encore leur pression et leur température, les amenant à une température finale T_4 à la sortie du deuxième étage de la turbine comme indiqué dans la Figure (III.4).

Pour cela la turbine de détente est coupée en deux, et une deuxième chambre de combustion est disposée où de la chaleur additionnelle peut être ajoutée.

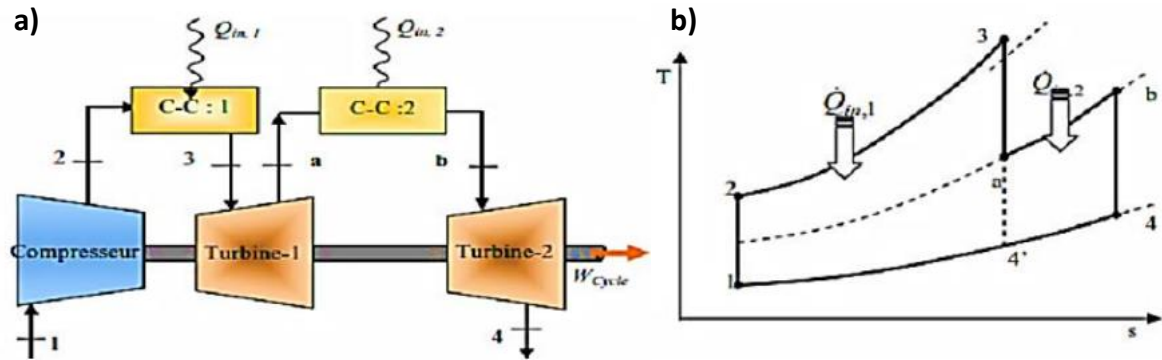


Figure III.5 : a) réchauffage de la turbine, b) représentation graphique.

III.3.2. Hypothèses et Données Initiales :

Température d'aspiration du compresseur $T_1 = 295 \text{ K}$

Pression d'aspiration du compresseur $P_1 = 0.928 \text{ (bar)}$

Taux global $\tau = 18$

Température maximale de la turbine $T_3 = 1462 \text{ K}$

$\gamma_{air} = 1.4$

Les fumées sont un mélange de gaz de capacité calorifique spécifique à P=cste, $C_{p_{moy}} =$

1275 J/kg.K , $\gamma = 1.29$

En suppose : $T_b = T_3$ (réchauffage parfait)

III.3.3. Evaluation des performances de la technique de réchauffage inter-turbine :

Calcul des rapports de détente :

Les pressions et les températures absolues au début et enfin de la détente sont liées par la relation suivante :

$$\tau = \frac{P_3}{P_4} = \frac{P_2}{P_1}$$

$$\text{Et : } \tau_1 = \frac{P_3}{P_a} = \frac{P_a}{P_4} = \tau_2 \quad (\text{III.25})$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_a} \cdot \frac{P_a}{P_4}$$

$$\tau_1 \cdot \tau_2 = \tau$$

On suppose : $\tau_1 = \tau_2$

$$\tau_1^2 = \sqrt{\tau} = \sqrt{18} \quad (\text{III.26})$$

$$\tau_1 = 3\sqrt{2} = 4,24$$

Étage 1 :

$$T_a \cdot P_a^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_3 \cdot P_3^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$$

$$T_a = T_3 \cdot \left(\frac{P_3}{P_a}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$$

$$T_a = T_3 \cdot \tau_1^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \quad (\text{III.27})$$

$$T_a = 1462 (4,24)^{\frac{1-1,4}{1,4}}$$

$$T_a = 967,60 \text{ K}$$

$$P_a : \text{D'après} \quad (\text{III.25})$$

$$P_a = \frac{P_3}{\tau_1}$$

$$P_a = 3,93 \text{ (bar)}$$

Étage 2 :

$$\text{On a : } T_b = T_3$$

$$T_b P_b^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_{4s} P_4^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$$

$$T_b P_a^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_{4s} P_4^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \quad (\text{III.28})$$

$$T_{4s} = T_b \cdot \left(\frac{P_a}{P_4}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$$

$$T_{4s} = 967,60 \text{ K}$$

III.3.4. Comparaison avec le cycle de Brayton de base :

Le rendement avec réchauffage :

$$\eta_{rech} = \left[\frac{W_{netrech}}{Q_{cc}} \right] \quad (\text{III.29})$$

$$\eta_{rech} = \frac{W_{sTrech} - W_{sc}}{Q_{cc}} \quad (\text{III.30})$$

$$W_{sTrech} = C_{p_{air}} (T_3 - T_a) + C_{p_{air}} (T_b - T_{4s}) \quad (\text{III.31})$$

$$W_{sTrech} = 1275(1462 - 967,6) + 1275(1462 - 967,6)$$

$$W_{sTrech} = 993744 \left(\frac{J}{Kg} \right)$$

$$\eta_{rech} = \frac{993744 - 380603,9}{792231,45}$$

$$\eta_{rech} = 0,7739$$

$$\eta_{rech} = 77,39 \%$$

Evaluation de l'augmentation du rendement dans ce cas est :

$$\frac{\eta_{rech} - \eta}{\eta} \quad (III.32)$$

$$\frac{77,39 - 56,21}{56,21} = 37,68 \%$$

L'usage du réchauffage inter-turbine a permis une augmentation significative du rendement du système, passant de 56.21% à 77.39%, soit une amélioration de 37,68%. Cette technique optimise l'utilisation de l'énergie en permettant une réutilisation de la chaleur résiduelle, ce qui accroît l'efficacité énergétique globale du cycle.

III.4. Cycles avec injection de vapeur à l'amont, de la chambre de combustion :

La vapeur produite à l'aide de l'énergie gratuite des gaz d'échappement peut être injectée, par exemple avant la chambre de combustion, dans la chambre de combustion, après la chambre de combustion, ou entre les turbines (s'il y a plusieurs étapes de détente). L'augmentation du débit massique du fluide moteur à travers la détente améliore le rendement et la puissance utile de la turbine à gaz. Les deux noms commerciaux les plus connus de la turbine à gaz injectée par la vapeur sont le cycle de Cheng et le cycle STIG. Différentes variations de cycle pour améliorer les performances des turbines à gaz ont été proposées.

Comparé au cycle évaporatif d'une turbine à gaz, le point d'ébullition dans la chaudière du cycle à vapeur injectée est déterminé par la pression totale dans le cycle. L'injection d'eau ou de vapeur dans la chambre de combustion a été initialement utilisée pour réduire les émissions de NOx, en particulier avant l'introduction des brûleurs à faible émission de NOx secs au début des années 90. La formation de NOx est fortement dépendante de la température, et l'eau ou la vapeur réduit la température de combustion. Dans les turbines à gaz où le fluide moteur est humidifié, la génération de NOx est réduite dans une certaine mesure.

Les constructeurs signalent que, pour permettre l'injection de vapeur dans la chambre de combustion, il est nécessaire de la produire sous une pression de l'ordre de 12 à 16 bars, donc supérieure à celle qui règne au refoulement du compresseur. Il est à noter qu'un accroissement du rapport du débit d'eau au débit d'air (ou du débit de vapeur au débit d'air) peut rendre nécessaire une modification du brûleur, et même de la chambre de combustion et de la turbine. En effet, d'une part, l'injection du diluant entraîne un accroissement du rapport du diluant au débit d'air, d'autre part, elle modifie à la fois le débit massique et les propriétés thermodynamiques du fluide moteur traversant la turbine.

Conclusion :

Dans ce chapitre nous nous sommes intéressés à l'évaluation de différentes techniques d'amélioration du rendement thermique de TG appliqué au cas de la centrale thermique de Eddraouch les résultats obtenus sont les suivants : technique

1. Technique de refroidissement intermédiaire du compresseur :
 - Rendement final : 56,59 %
 - Augmentation du rendement : 0,68%
2. Technique de régénération :
 - Rendement final : 61,84%
 - Augmentation du rendement : 10,01%
3. Technique de réchauffage inter-turbine :
 - Rendement final : 77,39%
 - Augmentation du rendement : 37,68%

Sur la base de ces calculs, Le **refroidissement intermédiaire du compresseur** et la **régénération** ont tous deux permis des améliorations significatives du rendement global du système, avec des augmentations respectives de 0,68% et 10,01%. Cependant, c'est le **réchauffage inter-turbine** qui a montré la plus grande efficacité, augmentant le rendement de manière impressionnante de 37,68%. Ces résultats indiquent que, bien que chaque technique ait ses avantages, le réchauffage inter-turbine se distingue comme la méthode la plus efficace pour améliorer le rendement global du système dans les conditions étudiées.

Note : Chevauchement des résultats en raison d'erreurs dans les données pour le réchauffage inter-turbine et le refroidissement intermédiaire du compresseur.

La raison principale du chevauchement observé dans les résultats des deux techniques (réchauffage inter-turbine et refroidissement intermédiaire du compresseur) est qu'il existe une erreur dans les données utilisées pour les calculs. Plus spécifiquement (T_3), ce chevauchement résulte d'un manque de données précises et fiables concernant les paramètres thermodynamiques.

Conclusion générale

Conclusion générale :

Cette étude a porté sur l'évaluation des performances énergétiques du cycle de Brayton en se concentrant sur les turbines à gaz utilisées dans diverses applications industrielles. Plusieurs techniques ont été explorées pour améliorer l'efficacité de ces turbines, à savoir le refroidissement intermédiaire du compresseur, la régénération et le réchauffage inter-turbine.

Les principaux résultats obtenus démontrent que chacune de ces techniques apporte une amélioration significative au rendement global du système. Le refroidissement intermédiaire du compresseur a permis une augmentation du rendement de 0,68 %, portant le rendement final à 56,59%. La technique de régénération a quant à elle amélioré le rendement de 10,01%, avec un rendement final de 61,84%. Enfin, le réchauffage inter-turbine a montré l'efficacité la plus notable, augmentant le rendement de 37,68% pour atteindre un rendement final de 77,39%.

De plus, l'injection de vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion s'est révélée particulièrement efficace. Non seulement elle augmente sensiblement le rendement des turbines à gaz, mais elle permet également de réduire les émissions de NOx, contribuant ainsi à la lutte contre la pollution atmosphérique. Cette technique est d'autant plus pertinente dans le contexte de la hausse des prix des hydrocarbures et des conditions climatiques extrêmes du sud du Sahara algérien.

En conclusion, l'ensemble de ces techniques offrent des perspectives prometteuses pour optimiser l'efficacité énergétique des turbines à gaz. Leur mise en œuvre généralisée pourrait conduire à des gains substantiels en termes de performance énergétique et de réduction des émissions polluantes, répondant ainsi aux enjeux actuels de transition énergétique et de développement durable. La poursuite des recherches dans ce domaine est donc essentielle pour développer des solutions technologiques innovantes et durables.

Références

Références

- [1] ENSPM Formation Industrie - IFP Training. Machines Tournantes : turbines à gaztechnologie et fonctionnement
- [2] HISTORIQ TAREK IAP
- [3] HERZALLAH, A., "Étude thermodynamique Maintenance et Fiabilité d'une turbine à gaz MS 5002", Mémoire d'ingénieur, Université de Boumerdes, 2006.
- [4] Bouam A., "Amélioration des performances des turbines à gaz utilisées dans l'industrie des hydrocarbures par l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion ", Thèse de doctorat, 2009
- [5] Bennara, I., "Etude et calcul de vérification d'un turbo-alternateur" Mémoire d'ingénieur, Université M'Hamed Bouguara de Boumerdes, 2009.
- [6] TEBIB, W. Slatni, Y., "Investigation des conditions optimales de soutirages dans les turbines à vapeur", Mémoire d'ingénieur, Centre Universitaire Tbessa, 2007.
- [7] MEGHARBI, W., "Etude comparative de l'auto consommation de cycle turbine à gaz avec cogénération et turbine à vapeur pour l'unité GNL 6P du complexe GL1/K", Mémoire d'ingénieur, Ecole Nationale Polytechnique.
- [8] Turbine à gaz à cycle combiné. URL : [www. Wikipédia.com](http://www.Wikipédia.com).
- [9] BOUCHTIL, I., "Contribution à l'étude d'une centrale solaire thermodynamique à capteur cylindro-paraboliques dans une zone aride", Mémoire de master, Université hadj Lakhdar – Batna, 2012.
- [9] Moens L., Blake D., "Mechanism of hydrogen formation in solar parabolic trough receivers. National Renewable Energy Laboratory"; Technical Report2008, Feb. NREL/TP-510-42468.
Available at<<http://www.osti.gov/bridge>>.
- [10] S. Hade. Fares, « Amélioration des performances de la turbine à gaz par refroidissement d'air d'admission en amont de compresseur », mémoire de fin d'étude de master en Département Génie des Procédés, Université de Badji mokhtar-annaba, (2017).
- [11] BENDJEDIDI, S., "compresseur axiale", Rapport de stage de Université de Batna, 2012.
- [12] Korczewski, Z., Wirkowski, P., Modelling gasodynamic processes within turbine engines' compressors equipped with variable geometry of flow duct, IV International

Scientific and Technical Conference “Explo-Diesel & Gas Turbine ‘05”, Gdańsk Międzyzdroje-Kopenhaga, Wyd. Politechnika Gdańska, str. 227÷236, Gdańsk 2005.

[13] ben yahya alaa, <<Evaluation des performances d’une centrale thermique à cycle combiné>>, », mémoire de fin d’étude de master en Département Génie mécanique, Université de Badji Mokhtar Annaba, (2021)