



Faculty of Sciences and Technology  
Department of Mechanical Engineering

كلية العلوم والتكنولوجيا  
قسم المهندسة الميكانيكية

N° d'ordre : M...../GM/2023

# MEMOIRE DE FIN D'ETUDE MASTER ACADEMIQUE

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

*Thème*

**ETUDE DES CYCLES THERMODYNAMIQUES DE TURBINES  
A GAZ ET ANALYSE DE LEURS PERFORMANCES  
ENERGETIQUES**

Présenté par :

❖ BENKERDA Karima

❖ HAMDANE Mohamed

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

Président Pr RETIEL Nouredine Université de Mostaganem UMAB

Examineur Dr KHALDI Abdelaziz Université de Mostaganem UMAB

Encadreur Dr GUERMAT Abdelkader Université de Mostaganem UMAB

**Année Universitaire : 2022 / 2023**

## **Remerciements :**

Tout d'abord, Nous remercions ALLAH Le Tout-Puissant de nous avoir donné le courage, la volonté et la persévérance pour accomplir cette humble tâche.

Nous tenons à remercier notre encadrant, le docteur GUERMAT Abdelkader, d'avoir accepté de mener cette étude et d'avoir mis tous les moyens pour rendre cette étude possible. Ainsi que pour ses précieux conseils et ses encouragements.

Nos remerciements vont également au professeur RETIELNOUREDINE pour avoir assuré la présidence du jury du projet final et aussi au docteur KHALDI ABDELAZIZ d'avoir entrepris la révision de ce mémoire.

Nous tenons à exprimer nos sincères gratitudeux aux docteurs FLITTI ABDELMAJID et SAHRAOUI NASSIM pour nous avoir aidés et fourni tous les moyens pour rendre cette recherche possible.

Une appréciation particulière aux professeurs du département de génie mécanique de l'Université de Mostaganem, en particulier ceux qui ont contribué à l'enseignement du cours de Master.

### **Dédicace :**

A nos chers parents, auxquels nous devons toute fidélité et gratitude et leurs souhaitant longue vie et parfaite santé.

A nos familles, nos amis, a tous nos collègues de la promotions 2<sup>ème</sup> année Master Génie mécanique Option (énergétique).

A Tous (es) qui ont contribues de près ou de loin à notre réussite.

:

هذا المشروع موضوعه عبارة عن دراسة موجزة تخص التوربينات الغازية المصممة لتدريب المولدات في إنتاج الكهرباء، وأيضا المحرك الميكانيكي .

ركزة الدراسات البيبليوغرافية على التطبيق العددي ودورات التوربينات الغازية الأكثر استخداما وهي دورات الجول مع التجديد وبدونه بشكلاء، يتم الاستشهاد بالدورات النظرية إريكسون وستيرلينغ.

فزيائية ( كفاءة التجديد كفاءة التوربينات ) لتأثيرها على الكفاءة الحرارية الكلية

وأیضا على العمل المفيد نظرا للعلاقة المعقدة بين هذين الأخيرين.

النتائج التي تم الحصول عليها من خلال برنامج تم تنفيذه في اطار ( سلطت الضوء على هذا التأثير

ولكن اختتامها بواقع معروف بين المتخصصين الذي ينص على ان القيم المثلى الى القيم العادية للكفاءة الحرارية

على عمل مفيد لنسب بين 8 و 15 , هذه الملاحظة يظهر في نتائجنا.

كلمات مفتاحية: التوربينات الغازية, دورة جول برايتون , معلمة التوربينات الغازية , الكفاءة الحرارية النظرية والحقيقية.

#### Abstract:

This project was the subject of a study on gas turbines that are designed to drive generators in the production of electricity and also for mechanical drive of machines.

The bibliographic study and subsequently the numerical application focused on the gas turbine cycles most used in practice, namely: Joule cycles with and without regeneration. In passing, the theoretical cycles of Ericsson and Stirling are cited.

Four technical parameters (critical temperature, regeneration efficiency, turbine efficiency and compressor efficiency) were studied for their influence on the overall thermal efficiency of the cycle and also the useful work given the complex relationship between the latter.

The results obtained through a program carried out under MATLAB have highlighted this influence with more or less different degrees but concluding a reality known among specialists which states that the optimal to normal values of the thermal efficiency of the cycle and the useful work are obtained for compression ratios between 8 and 15. This observation is visible in Our résultat.

**Key words:** gas turbine, Joule Brayton cycle, Performance parameter of a gas turbine, theoretical and real thermal efficiency.

## **Résumé :**

Ce projet a fait l'objet d'une étude sur les turbines à gaz qui sont conçues pour entraîner des générateurs dans la production d'électricité et aussi pour entraînement mécanique d'engins.

L'étude bibliographique et par la suite l'application numérique se sont concentrées sur les cycles de turbines à gazles plus utilisés en pratique à savoir : cycles de Joule avec et sans régénération. Au passage, sont cités les cycles théoriques d'Ericsson et de Stirling.

Quatre paramètres techniques (température critique, rendement de régénération, rendement de turbine et rendement du compresseur) ont fait l'objet d'une étude de leur influence sur le rendement thermique global du cycle et aussi le travail utile vu la relation complexe entre ces deux derniers.

Les résultats obtenus via un programme réalisé sous MATLAB ont mis en évidence cette influence avec des degrés plus ou moins différents mais concluant à une réalité connue parmi les spécialistes qui stipule que les valeurs optimales à normales du rendement thermique du cycle et du travail utile sont obtenues pour des rapports de compression situés entre 8 et 15. Ce constat est visible dans nos résultats.

**Mots clés :** Turbine à gaz, Cycle de Joule Brayton, Cycle à régénération, Rendement thermique, Travail utile d'une turbine à gaz.

## **SOMMAIRE**

<b>Introduction générale .....</b>	<b>12</b>
<b>Chapitre I :Généralités sur les turbines à gaz et leurs cycles thermodynamiques.</b>	
I.1 Introduction.....	15
I.2 Définition et Principe de fonctionnement .....	15
I.3. Composants d'une turbine à gaz .....	16
I.3.1-Le compresseur .....	16
I.3.2-La chambre de combustion .....	16
I.3.3-La turbine.....	17
I.4-classification de turbines à gaz.....	18
I.4.1-mode de construction .....	18
I.4.1.1-turbine mono arbre .....	18
I.4.1.2-turbine bi arbre .....	19
I.4.2-mode de travail .....	20
I 4.2.1- A action .....	20
I.4.2.2- A réaction .....	20
I.5-Les principaux cycle de turbines à gaz.....	21
I.5.1. Cycle de base de Joule ou Brayton .....	21
I.5.1.1- A cycle ouvert .....	22
I.5.1.2-A cycle fermé .....	23
I.6. La turbines à gaz d'Ericsson et de Stirling .....	24
I.6.1. La turbines à gaz d'Ericsson.....	24
I.6.2-La turbines à gaz Stirling .....	25
I.7.Système de refroidissement et d'étanchéité.....	25
I.7.1-Système de refroidissement.....	25
I.7.2-système d'étanchéité .....	26
I.8. Revue bibliographique sommaire des études sur la turbines à gaz.....	27
I.9.Conclusion.....	28

**Chapitre II :Etablissement des principes et lois fondamentales sur le calcul des performances énergétiques des turbines à gaz.**

II.1. Introduction.....	30
II.2. Calcul du rendement thermique d'un cycle de turbines à gaz.....	31
II.2.1. Cycle basique de Joule-Brayton .....	31
II.2.1-Hypothèses .....	31
II.2.1.1. Rendement thermique théorique de cycle de joule .....	31
II.2.1.1.1. Travail de compresseur .....	31
II.2.1.1.2. Travail d'une turbine .....	32
II.2.1.1.3. Travail utile .....	32
II.2.1.1.4. Rendement thermique théorique .....	32
II.2.1.2. Rendement thermique réel du cycle de joule.....	34
II.2.1.2.1Travail de compresseur réel.....	34
II.2.1.2.2 Travail d'une turbine réel.....	34
II.2.1.2.3Travail utile réel.....	35
II.2.1.2.4. Rendement turbine - compresseur .....	35
II.2.1.2.5. Rendement thermique réel.....	35
II.2.1.3. Cycle de Brayton avec régénération .....	37
II.2.1.3.1 Cycle théorique avec régénération .....	37
II.2.1.3.2. Efficacité d'un régénérateur .....	39
II.2.1.3.2. Cycle réel avec régénération .....	40
II.2.1.4.les cycles d'Ericsson et de Stirling .....	43
II.2.1.4.1.1. Les cycles d'Ericsson théorique .....	43
II.2.1.4.2. Les cycles de Stirling théorique .....	44
II.3. Conclusion .....	13

<b>Chapitre III :Etude numérique de l'influence de paramètres techniques sur les performances énergétiques des turbines à gaz.</b>	
III.1. Introduction.....	46
III.2. Présentation de la turbine à gaz SGT-600 .....	47
III.2.2. Caractéristiques de la turbines à gaz SGT-600 .....	47
III.2.2.1. Données générales de la turbine SGT-600 .....	47
III.3. Démarche d'étude .....	48
III .3.1. Calcul énergétique pour un cas fixe .....	48
III.3.1.1. Calcule de rendement thermique de chaque cycle .....	48
A. Calcule du rendement de joule théorique et réel .....	48
B. Calcule du rendement de joule avec régénération théorique et réel .....	48
C. Calcule du rendement d'Ericsson et de Stirling théoriques et réels.....	49
III.3.1.2. Vérification de travail utile .....	49
A. Calcule de travail utile du cycle de Joule .....	49
B. Calcul de travail utile du cycle de Joule avec régénération .....	<b>50</b>
III.3.2. Calcul des paramètres de performances pour un cas variable .....	50
III.3.2.1. Organigramme du programme de calcul .....	51
III.3.2.2. Etude de l'effet de variation des différents paramètres .....	53
III.3.2.2.1. Influence de la température T3 sur $\eta_{th}$ et $W_u$ .....	53
III.3.2.2.2. Influence de $\eta_{reg}$ sur $\eta_{th}$ et $W_u$ .....	55
III.3.2.2.3. Influence de $\eta_t$ sur $\eta_{th}$ et $W_u$ .....	56
III.3.2.2.4. Influence de $\eta_c$ sur $\eta_{th}$ et $W_u$ .....	57
III.4. Conclusion .....	58

## Notations.

---

### Notations :

Symboles	Unites	Signification
$C_p$	J/kgK	Capacité thermique massique a pression constante
$P_1$	Pa	Pression d'admission
$P_2$	Pa	Pression fin de compression
$r$	J/kgK	Constant des gaz parfaits
$T_1$	K	Température à l'entrée de compression
$T_3$	K	Température à la sortie de chambre de combustion (entre de turbine)
$W_c$	J/kg	Travail de compresseur
$W_t$	J/kg	Travail de turbine
$W_u$	J/kg	Travail utile
$Q_c$	J/kg	Quantité de chaleur de la combustion
$\frac{Q_c}{\dot{m}}$	/	Taux de compression
$\gamma_{air}$	/	Exposant isentropique
$R_{tht}$		Rendement thermique théorique
$R_{thr}$		Rendement thermique réel
$\eta_{tht}$		Rendement thermique théorique de la turbine à gaz
$\eta_c$		Rendement de compresseur
$\eta_t$		Rendement de turbine
$\eta_{rég}$		Rendement de régénérateur
$\eta_{t-c}$		Rendement de turbine compresseur

### Liste des figures :

I.01	schéma d'une installation de turbine à gaz.....	15
I.02	schéma de compresseur.....	16
I.03	chambre de combustion.....	17
I.04	turbine-gaz .....	17
I.05	schéma d'une turbine à gaz mono-arbre.....	18
I.06	schéma d'une turbine à gaz bi-arbre.....	19
I.07	cycle de Baryton.....	21
I.08	diagramme de Joule ou Baryton.....	22
I.9	: schéma d'une turbine à gaz simple .....	22
I.10	: schéma d'une turbine à gaz avec régénérateur .....	23
I.11	: schéma de cycle fermé.....	24
I.12	: Cycle de Ericsson.....	24
I.13	: cycle de Stirling.....	25
I.14	: schéma de refroidissement .....	26
I.15	: schéma d'étanchéité.....	26
II.1	: Cycle théorique de Joule.....	31
II.2	: Cycle réel de Joule.....	34
II.3	: Cycle de Joule Barytone avec régénération.....	37
II.4	: Cycle à régénération.....	39
II.5	: Cycle réel à régénération.....	40
II.6	: Cycle d'Ericsson théorique. ....	43
II.8	: Cycle de Stirling .....	44
III.1	: Organigramme du programme de calcul.....	52
III.2	: Influence $T_3$ sur le rendement thermique du cycle.....	53

## Liste des figures

---

III.3. Influence $T_3$ sur le travail utile théorique du cycle .....	53
III.4. Influence $T_3$ sur le rendement thermique réel du cycle.....	54
III.5. Influence $T_3$ sur le travail utile réel du cycle .....	54
III.6. Influence rendement de régénérateur sur le rendement thermique réel du cycle...	55
III.7. Influence rendement de turbine sur le rendement thermique réel du cycle.....	56
III.8. Influence rendement de turbine sur le travail utile réel du cycle .....	56
III.9. Influence rendement de compresseur sur le rendement thermique réel du cycle....	57
III.10. Influence rendement de compresseur sur le travail utile réel du cycle .....	57

## **Introduction générale :**

Depuis toujours, l'humanité utilise l'énergie pour vivre mieux. Aujourd'hui, notre confort et nos besoins ont beaucoup augmenté et évolué. La consommation énergétique s'est multipliée des centaines de fois ces dernières décennies à travers le monde et s'est diversifiée en couvrant pratiquement tous les domaines au point où la vie de l'homme d'aujourd'hui s'est devenue quasi-dépendante de l'énergie allant parfois à la résurgence de problèmes géopolitiques.

Par ailleurs, puisque l'énergie est au cœur du développement, elle ouvre la voie aux investissements, aux innovations et à des secteurs nouveaux qui sont autant des moteurs de création d'emploi, de croissance inclusive et de prospérité partagée.

Par exemple, l'énergie c'est ce qui permet de fournir du travail, de produire un mouvement, de modifier une température ou de changer l'état de la matière.

Ainsi, il existe cinq grand types d'énergie, comme ci-de suite : l'énergie mécanique, thermique, l'énergie chimique, rayonnante, nucléaire et l'énergie électrique, et qui peuvent aussi être interactives. Des moyens technologiques sont utilisés pour extraire et transformer l'énergie dans son état primaire et la rendre directement utilisable soit sous forme mécanique, électrique, etc.

Les turbines, soit à thermique, sont les machines les plus connues pour la transformation de l'énergie. Dans ce projet de fin d'étude, on s'intéresse aux turbines à gaz. Cette dernière fait partie des moteurs thermiques à combustion ou exactement turbine à combustion et qui est définie comme étant une machine ou groupement de machines tournantes thermodynamique. Son rôle est de transformer l'énergie du gaz en énergie mécanique, de manière à exploiter cette énergie de sortie et la transformer en puissance qui peut être exploiter dans différents systèmes : moteur à réaction, entraînement d'un générateur électrique pour la production d'électricité, moteur de propulsion, etc.

Le but de notre travail est l'étude des cycles thermodynamiques de turbines à gaz et l'analyse de leurs performances énergétiques en vue d'une meilleure compréhension et d'en savoir l'interactivité des différents paramètres vis-à-vis de l'influence sur les caractéristiques énergétiques de ces types de machines.

On commencera, dans le premier chapitre par des généralités sur les turbines à gaz et les différents cycles thermodynamiques avec leurs variantes les plus importantes. On cite aussi

## Introduction générale :

---

quelques problèmes qui ont été abordés sur ce sujet par d'autres chercheurs dans des aspects différents.

On traite dans le deuxième chapitre, l'établissement des principes et lois fondamentales sur le calcul des performances énergétiques théoriques et réels des turbines à gaz et la méthodologie d'étude.

Le troisième et dernier chapitre est consacré à l'étude numérique de l'effet d'un certain nombre de paramètres comme le rapport de compression, la température, les rendements de composants, etc., sur quelques indicateurs de performance tels que les rendements globaux, la puissance, et la comparaison des différentes configurations de turbine à gaz.

Enfin, des conclusions et des perspectives seront tirées à la fin de ce travail qui pourront éclaircir la voie vers des études approfondies dans ce domaine.

# **CHAPITRE I**

## **Généralités sur les turbines à gaz et leurs cycles thermodynamiques**

## I.1 Introduction :

Dans son architecture la plus simple, la turbine à gaz est un dispositif qui aspire l'air ambiant et rejette les gaz brûlés à l'atmosphère selon un cycle de fonctionnement basique en circuit ouvert. Et de ce fait, elle appartient à la famille des moteurs thermiques à combustion interne[1]. Elle comporte un compresseur et une turbine, couplés mécaniquement sur un arbre, et une chambre de combustion intercalée entre les deux organes[1].

Il existe deux types de turbines à gaz :turbomoteur et turboréacteur, on trouve le turboréacteur dans les avions militaires ou civiles et le turbomoteur dans les engins terrestres, les centrales thermiques à gaz, etc.

## I.2 Définition et Principe de fonctionnement :

La turbine à gaz fonctionne sur le principe de détente d'un fluide gazeux dans une turbine issue de la combustion d'un mélange d'air, comprimé au niveau du compresseur, et de gaz dans une chambre de combustion. Lors de la détente du gaz, la turbine va entraîner un compresseur pour alimenter la chambre de combustion en air en quantité suffisante pour la production de l'énergie. Elle est essentiellement formée de trois parties principales qui se retrouvent dans toutes les configurations de turbines à gaz [2] .

Un compresseur, une chambre de combustion et une turbine.

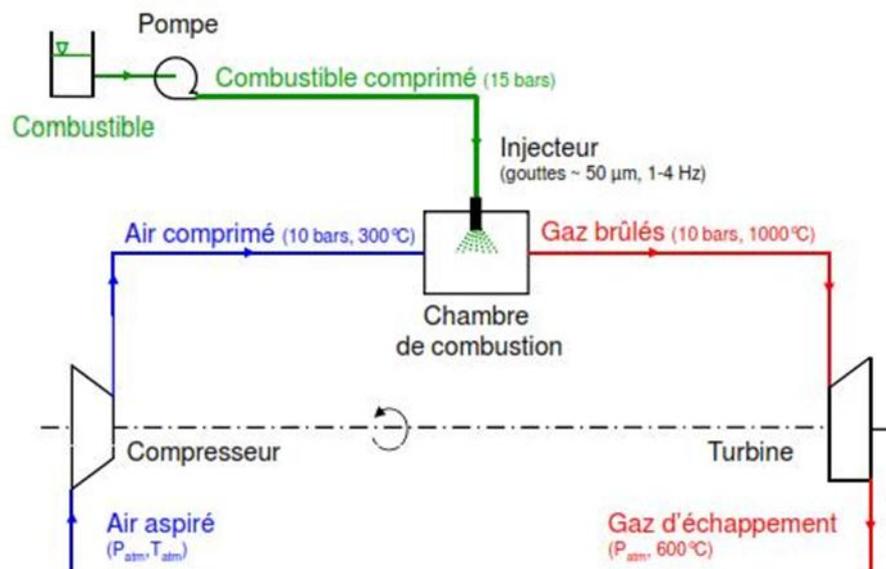


Fig.I.1 : Schéma d'une installation de turbine à gaz [3].

### I.3. Composants d'une turbine à gaz :

#### I.3.1-Compresseur :

Le compresseur ou turbocompresseur est un élément mécanique destiné à augmenter la pression d'un gaz, et est constitué d'un ensemble de roues munies d'ailettes (aubages), aube du stator et aube du rotor.

Le rôle du compresseur est de comprimer l'air extérieur et l'acheminer à l'entrée de la chambre de combustion ; du gaz est injecté dans cette dernière où il se mélange à l'air comprimé et s'enflamme.

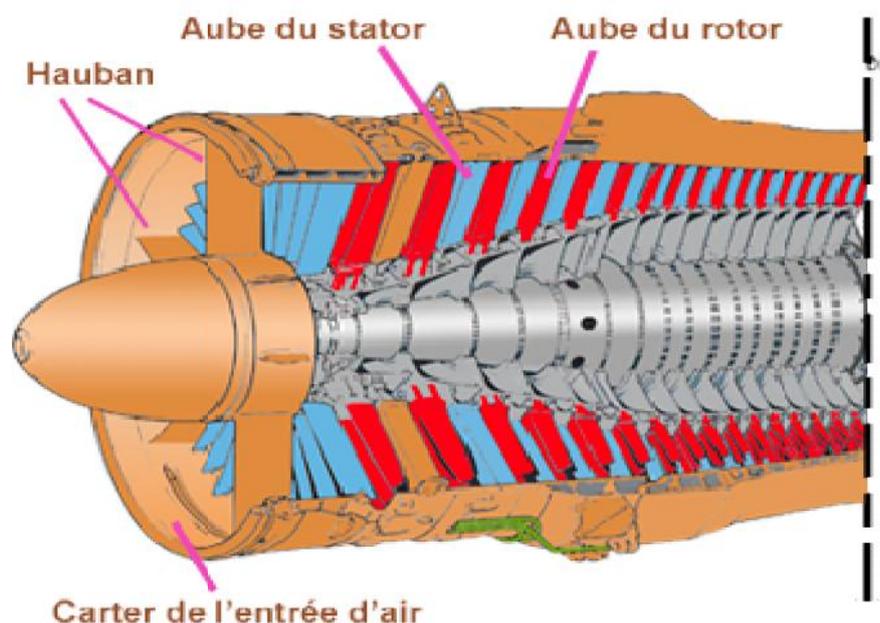


Fig.I.2 : schéma de compresseur[4] .

#### I.3.2-Chambre de combustion :

Une chambre de combustion est une enceinte capable de résister à de brusques changements de pression et de température, dans laquelle on déclenche volontairement une combustion entre des substances chimiques déterminées ; pour le cas de la turbine à gaz, ces substances sont l'air et un fuel (par ex Mazout, Kérozène, Gaz naturel, etc.) [5].

La réaction chimique qui se produit dans la chambre de combustion, dégage de l'énergie (sous forme de chaleur et de gaz en expansion) [6] .

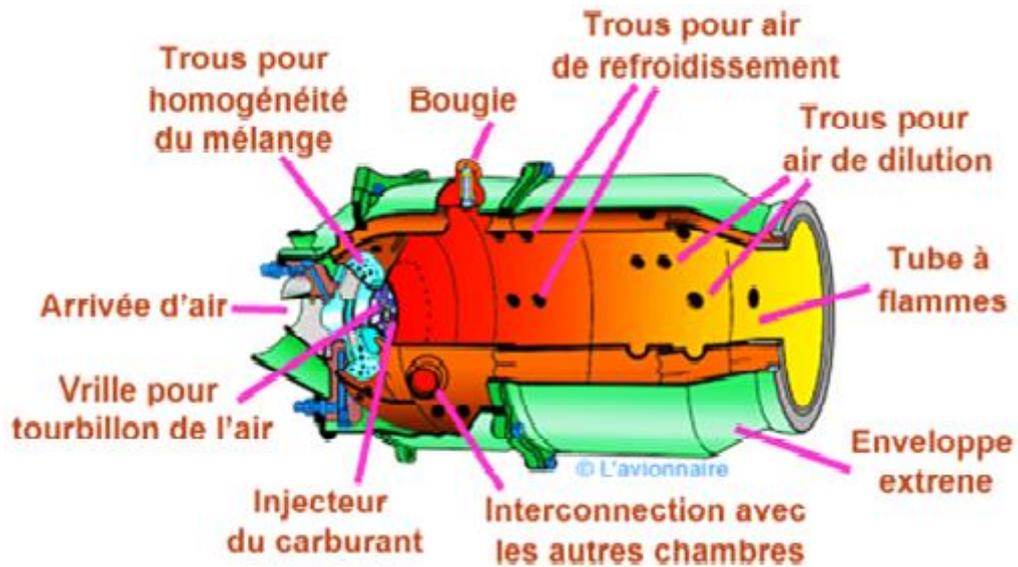


Fig.I.3 - Chambre de combustion [4].

### I.3.3-Turbine :

La turbine, ou plus exactement la turbine à combustion est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des turbomachines à fluide compressible. C'est un dispositif rotatif destiné à utiliser la force d'un fluide (gaz de combustion) pour son entrainement et dont le couple est transmis au moyen d'un arbre au compresseur constituant ainsi un corps turbocompresseur.



Fig.I.4 : turbine[7] .

## I.4. Classification des turbines à gaz :

Elle est basée sur plusieurs aspects, ne citant essentiellement que le mode de construction et le mode de travail :

### I.4.1-mode de construction :

Il existe deux modes de construction d'une turbine à gaz suivant son arbre, il y a mono-arbre et bi-arbre (deux ou plus).

#### I.4.1.1-turbine mono-arbre :

C'est lorsque le compresseur et les sections de turbine sont reliés au même arbre afin qu'ils aient la même vitesse de rotation pour avoir un seul ensemble tournant (turbine de puissance liée au générateur de gaz).

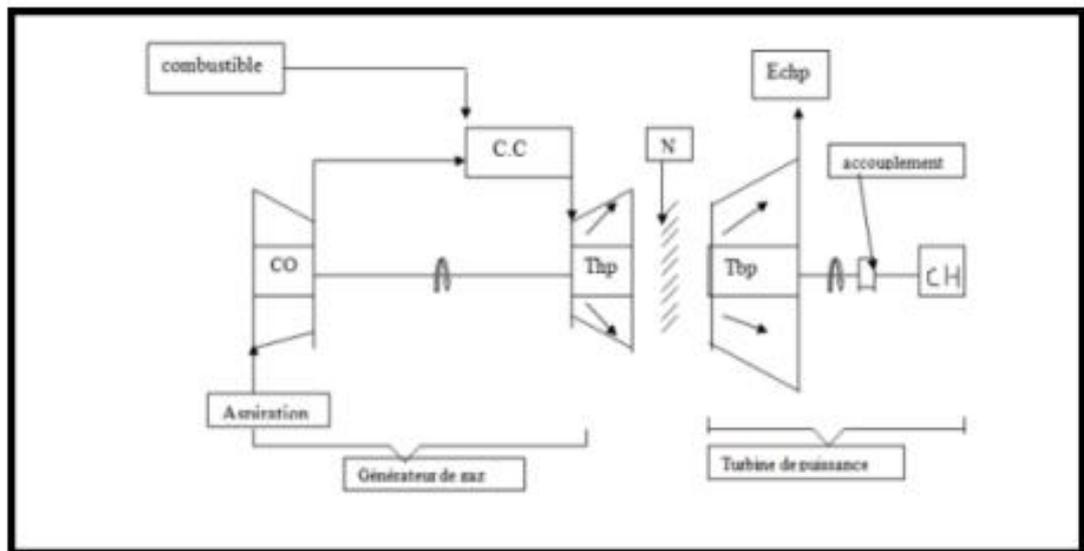
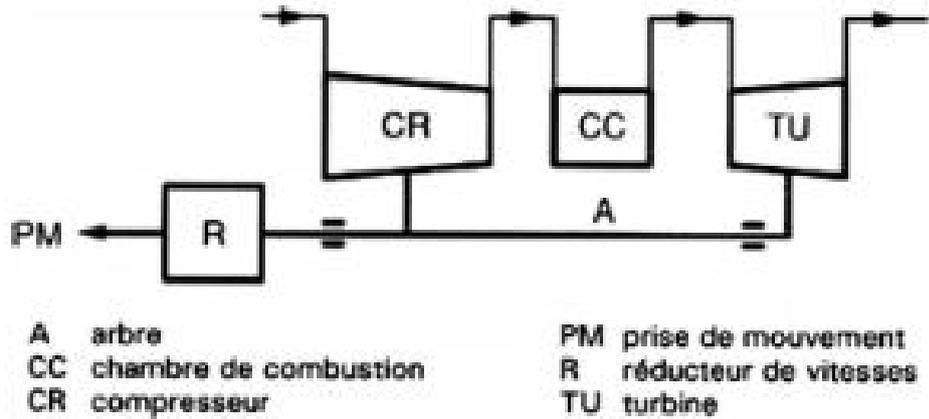


Fig.I.5 : schéma d'une turbine à gaz mono-arbre [Mémoire].



#### I.4.1.2-turbine bi-arbre :

La turbine est séparée en deux ensembles rotatifs (ou plus), un ensemble primaire constituant le générateur de gaz ou turbine de charge faisant tourner le compresseur et l'équipement auxiliaire et un ensemble de puissance constitué par une turbine de puissance libre pour produire de la puissance utile(turbine de puissance distincte du générateur de gaz).

La turbine de puissance peut tourner dans une grande plage de nombre de tours. La turbine de charge opèrera dans son ordre de vitesse en ce qui concerne la charge demandée sur la turbine de puissance. La conception à deux arbres en ligne est utilisée là au les vitesses variables sont demandées, c'est à dire pour entrainer des compresseurs à gaz au pompe.

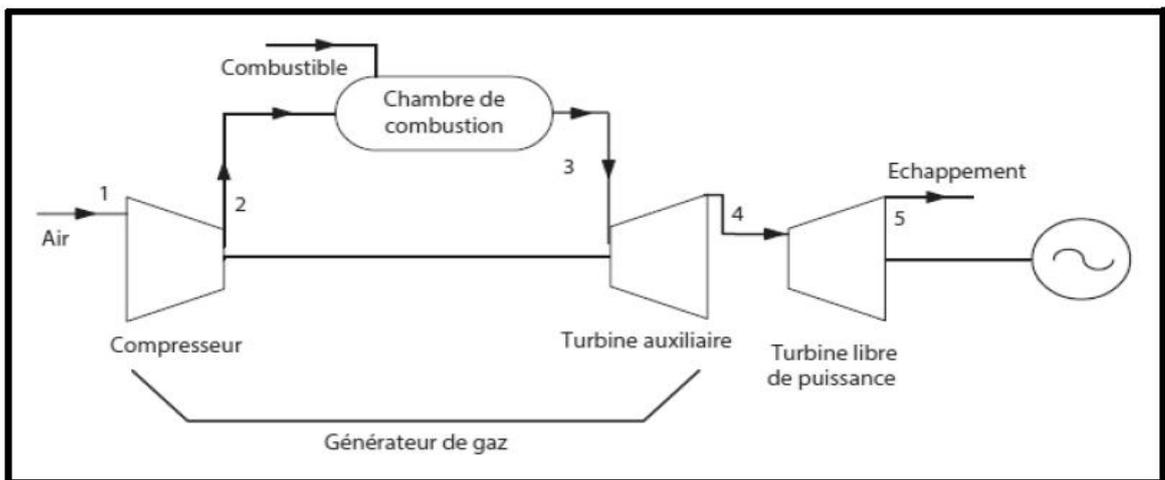
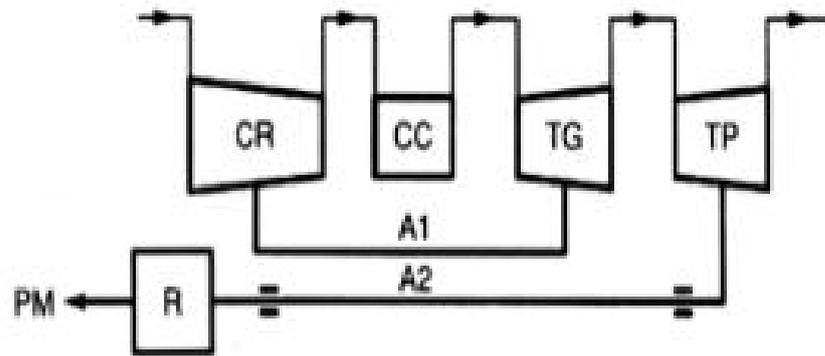


Fig.I.6 - Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre [8].



### I.4.2-Mode de travail :

#### I.4.2.1- À action :

Turbine dans laquelle toute l'énergie disponible dans le fluide est convertie en énergie cinétique avant qu'elle n'agisse sur la roue de la turbine. C'est-à-dire que toute la détente des gaz se fait entièrement dans les organes fixes[9].

Sur le plan thermodynamique, la pression ou l'enthalpie reste constante tout au long de l'évolution des gaz au niveau du ou des rotors.

#### I.4.2.2-A réaction :

Turbine dans laquelle seule une faible partie de l'énergie disponible est convertie en énergie cinétique à l'entrée de la roue, une partie considérable restant sous forme d'énergie de pression qui varie pendant le passage du fluide à travers la roue [9].

Sur le plan thermodynamique, la pression ou l'enthalpie est variable lors du passage des gaz dans la ou les roues mobiles.

## I.5. Les principaux cycles de turbine à gaz :

### I.5.1. Cycle de base de Joule ou Brayton :

Le cycle thermodynamique de la turbine à gaz qui repose sur le cycle basique de joule (ou Brayton) comprend quatre étapes de fonctionnement[2] :

1 → 2 : un compresseur adiabatique.

2 → 3 : un chauffage isobare .

3 → 4 : une détente adiabatique.

4 → 1 : un refroidissement isobare.

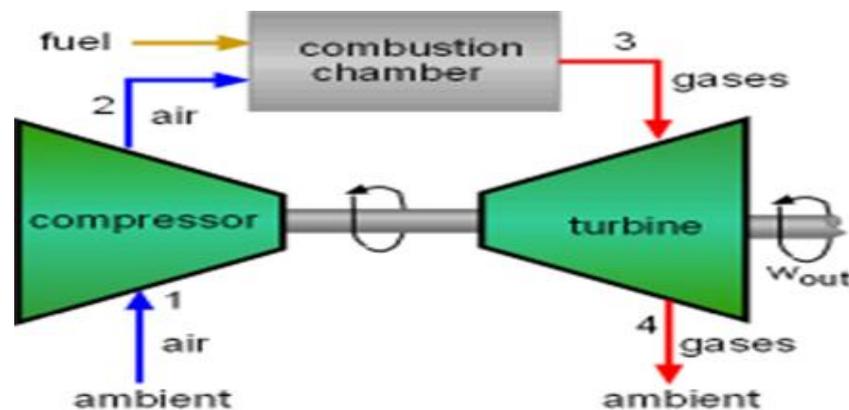


Fig.I.7 : cycle de Baryton [10] .

Comme le fluide moteur ne suit pas un cycle thermodynamique complet dans la machine, on dit que la turbine à gaz fonctionne suivant un cycle ouvert [11].

Cependant, pour analyser ce type de système (à combustion interne), il est avantageux de se doter de cycle fermé qui approche le cycle ouvert. Le cycle théorique qui constitue une telle approche est basé sur les hypothèses suivantes [11].

1. La combustion dans la chambre de combustion est remplacée par un apport de chaleur externe.
2. Le cycle est complété par un transfert de chaleur au milieu ambiant (au lieu d'avoir les deux évolutions d'admission et d'échappement).
3. Une masse d'air fixe constitue le fluide moteur pour le cycle entier.

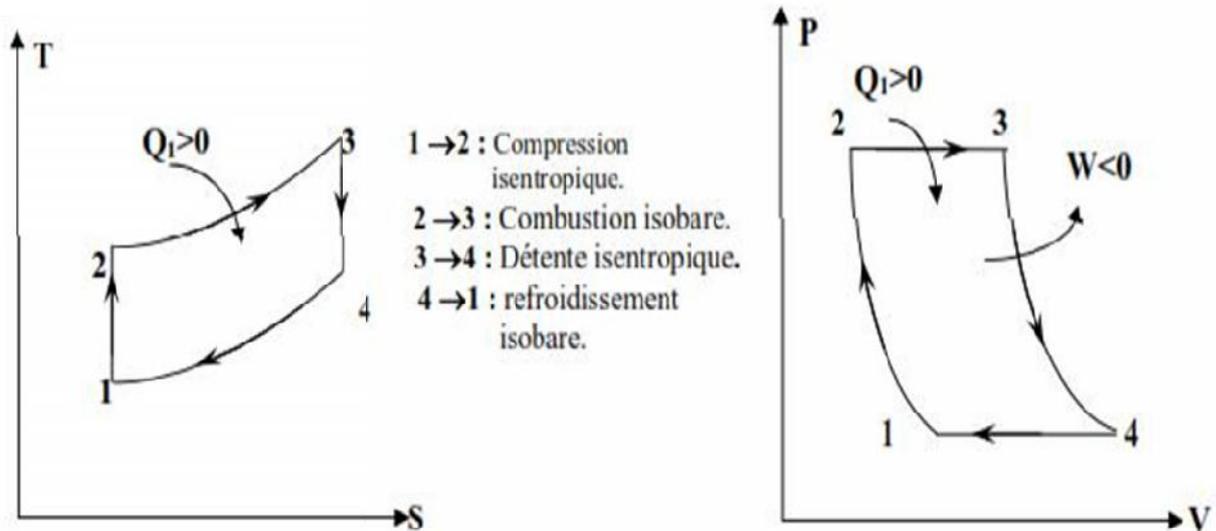


Fig.I.8 : Diagramme de Joule ou Baryton[12] .

Cependant, sur le plan technologique, ce cycle peut se présenter de beaucoup de variantes :

#### I.5.1.1- A cycle ouvert :

C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère.

Les principales contraintes technologiques se situent au niveau des premiers étages de la turbine, de détente, qui sont soumis au flux de gaz d'échappement à très haute température. Il existe deux types comme suit [8].

##### I.5.1.1.1. Simple :

La turbine à gaz la plus simple est une machine au le compresseur et la turbine sont accouplés sur le même arbre [8].

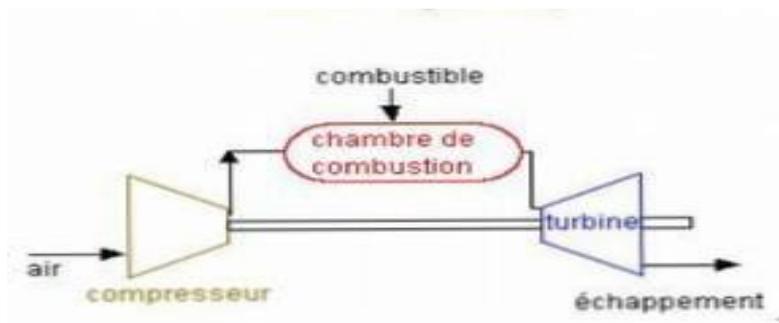


Fig.I.9 : schéma d'une turbine à gazSimple[8] .

### I.5.1.1.2. Régénérateur :

Lorsque  $T_4 > T_2$ , on peut diminuer la quantité de chaleur fournie au niveau de la chambre de combustion (source chaude). Cela est possible en réalisant une partie 2-3 grâce aux gaz 4 sortant de la turbine [11].

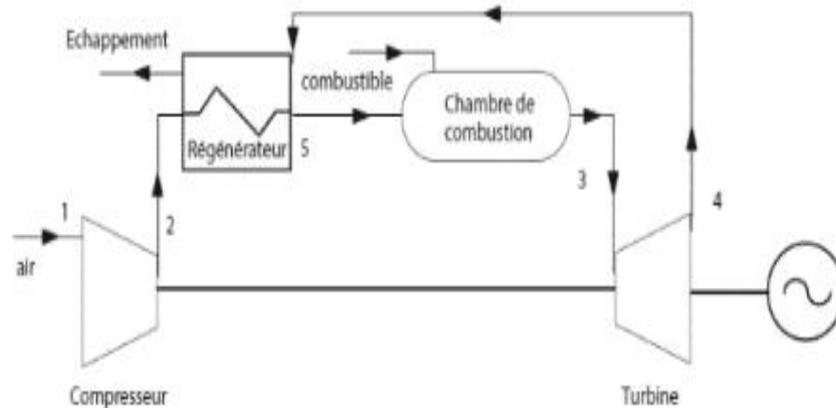


Fig.I.10 : schéma d'une turbine à gaz avec regenerativeur [8] .

### I.5.1.2-A cycle fermé :

Dans ce type de cycle, le compresseur est utilisé pour comprimer le gaz de manière isotopique et le gaz comprimé résultant s'écoule dans la chambre de chauffage dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

D'une manière générale, pour passer d'un circuit ouvert à un circuit fermé, il est nécessaire d'apporter à l'installation des deux modifications suivantes [13] : premièrement, l'échappement de la turbine étant conformément au principe même du circuit fermé, relie à l'aspiration du compresseur, celui-ci doit être précédé d'un réfrigérant à circulation d'eau qui abaisse la température. La deuxième modification consiste à remplacer la chambre de combustion par un (échauffeur), qui est échangeur thermique muni d'un foyer extérieur.

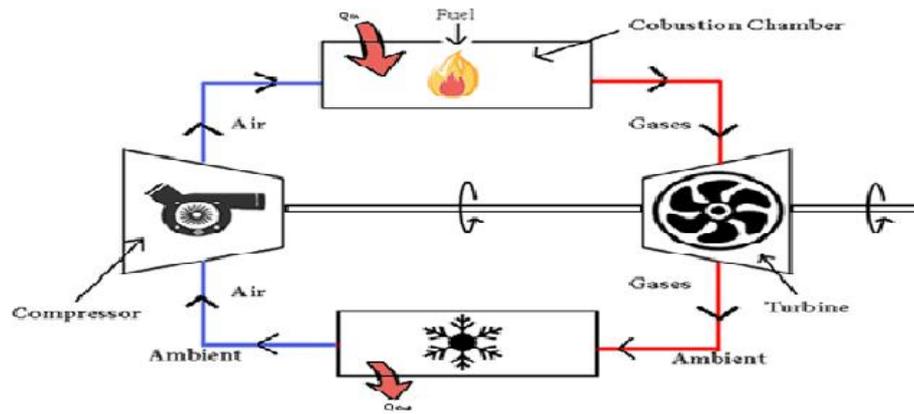


Fig.I.11 : schéma de cycle fermé[14] .

## I.6.La turbine à gaz d'Ericsson et de Stirling :

Dans le cadre de ce travail nous étudierons brièvement les cycles d'Ericsson et de Stirling, non pas parce qu'ils sont très peu utilisés mais plutôt parce qu'ils servent à démontrer comment un régénérateur peut augmenter le rendement du cycle qui devient proche du rendement de Carnot [11].

### I.6.1. La turbine à gaz d'Ericsson :

Le cycle d'Ericsson décrit le fonctionnement théorique d'un type de moteur thermique appelé **Moteur Ericsson**[15] .

Ce cycle thermodynamique est composé de deux transformations isothermes et deux transformations isobares, soit un cycle à quatre temps [15] .

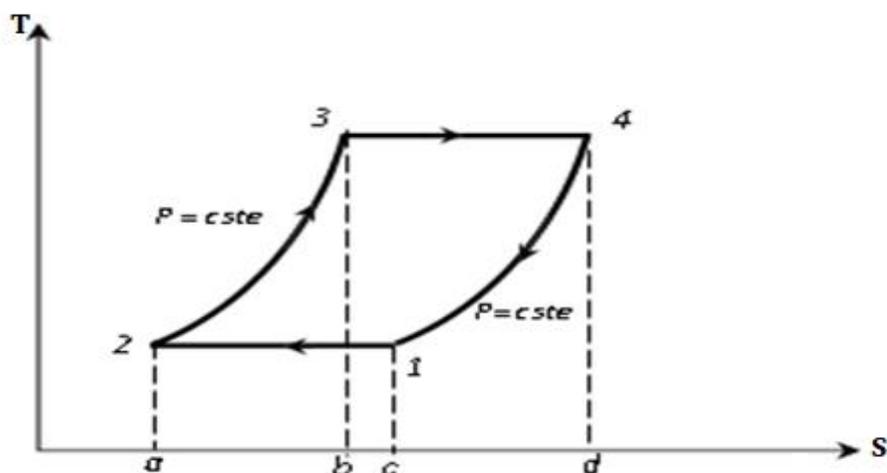


Fig.I.12:Cycle de Ericsson [11].

### I.6.2. La turbine à gaz de Stirling :

Le cycle de Stirling est un cycle thermodynamique que décrivent les moteurs Stirling. Le cycle est réversible, ce qui signifie que si un travail mécanique est fourni il peut fonctionner comme une pompe à chaleur ou du froid [16] .

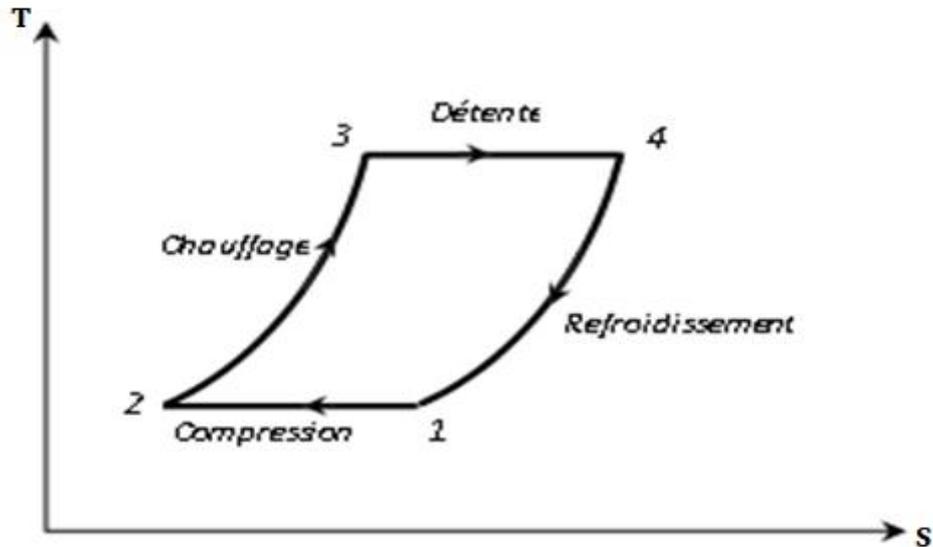


Fig.I.13 : Cycle de Stirling[11].

### I.7.Systèmes de refroidissement et d'étanchéité :

#### I.7.1. Système de refroidissement :

Pour les aubages et les tuyères des premiers étages des turbines à gaz de dernières générations, on a mis au point des systèmes de refroidissement très sophistiqués et d'efficacité élevée, capables de maintenir le composant à une température compatible avec la tenue du matériau avec une consommation réduite d'air de refroidissement.

Le but principal du système de refroidissement est de protéger les composants contre les différents impacts thermiques et la limite. Le taux de pannes d'un système de refroidissement doit être inférieur à celui des composants qu'il protège.

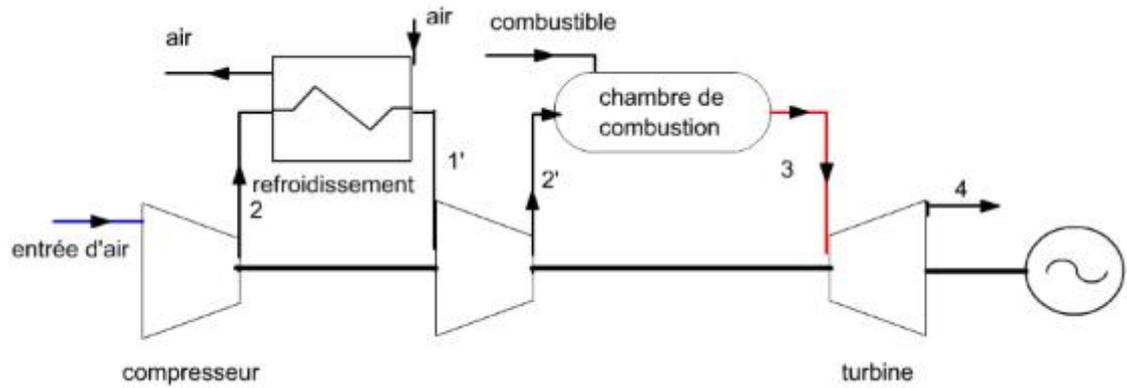


Fig.I.14 : schéma de refroidissement[17] :

### I.7.2. Système d'étanchéité :

Le Système d'étanchéité consiste à injecter de l'azote dans un labyrinthe en carbone pour empêcher l'entrée de bouillarde d'huile dans le corps du compresseur et éviter des flux de gaz froid dans la boîte à vitesse [18].

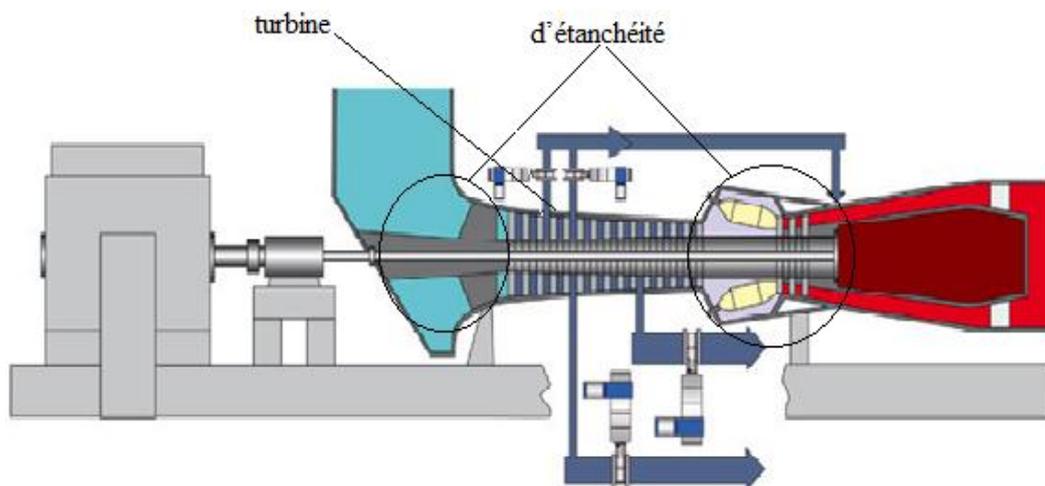


Fig.I.15 : Exemple de schéma d'étanchéité[19] :

### I.8. Revue bibliographique sommaire des études sur la turbine à gaz :

Avec l'augmentation continue de l'énergie dissipée par la turbines à gaz a besoin des nouvelles techniques d'analyse des performances énergétiques, c'est devenu l'objectif de plusieurs travaux, un grand nombre de chercheurs ont mené une multitude d'essais numériques et expérimentaux portant sur la description des études des cycles thermodynamiques de turbines à gaz.

BENNACER Salim, REHOUMA OMAE, Oukil Juba ont étudié la comparative des performances obtenues lors de l'injection de la vapeur d'eau en amont de chambre de combustion d'une turbine à gaz MS 5002 B. Le but de leur étude est le calcul de l'influence des conditions ambiantes sur les paramètres de la turbine à gaz ; telle que la compression ; la combustion et la détente et après nous touchons la réalisation de la technique de l'injection de la vapeur d'eau on a la chambre de combustion. Les résultats obtenus ont permis de réduire les émissions de gaz tel que les NOX mais aussi d'augmenter le rendement et la puissance et réduire la consommation spécifique[20].

HASSANI SALAEDDINE : Etude comparative entre les cycles thermodynamiques dans le cadre de l'augmentation des performances d'une turbine à gaz. Le but de leur étude est de faire une comparaison précise entre ces cycles puis déduire le cycle qui nous donne la meilleure performance. Les résultats obtenus ; montrent que l'utilisation d'un cycle à compression à température constante améliore considérablement les performances de la turbine à gaz [21].

DJOUDI YUCEF, NACER HEBBIR : simulation numérique d'une chambre de combustion d'une turbine à gaz MSB. Le but on s'intéresse à la simulation numérique de l'écoulement considéré par l'assistance du logiciel FLUENT pour expliquer les causes du phénomène de combustion. Les résultats (champ des vitesses, température et concentration des espèces de la réaction chimique) obtenus par le logiciel FLUENT ont été étudiés et analysés[22].

Mr. KIMOUCHE Hani : Analyse des performances de turbine à gaz du Méga-train GNL de Skikda et contrôle de la température de l'air d'entrée du compresseur. L'objectif principal de ce projet est d'améliorer les performances de la turbine à gaz MS-7001 pour assurer la stabilité de production du complexe GNL en gaz naturel par le contrôle de la température d'entrée du compresseur. Les résultats obtenus montrent que nous pouvons améliorer la puissance utile produite sur les 5 à 6 mois chauds de l'année où la température ambiante dépasse les 24 °C (la température nominale)[23].

BOUTAGHANE Ilyas, BOUTERF Ahcen : Amélioration des performances de la turbine à gaz de propane (MS7001) du complexe GL 1K. l'objectif principal de travail, consiste à améliorer les performances de la turbine à gaz MS7001EA pour éviter l'arrêt du complexe GNL1K. Le résultat propose un mécanisme de refroidissement indirect (Chiller) afin d'augmenter la densité de l'air lorsque la température ambiante est très élevée[24].

### **I.9.Conclusion :**

## **CHPITRE I :Généralités sur les turbines à gaz et leurs cycles thermodynamiques**

---

Dans ce chapitre, nous avons découvert que les turbines à gaz ont plusieurs types, et chaque type a des caractéristiques qui se distinguent par elle et une façon spéciale de l'utiliser, et nous avons également constaté qu'elle a ses propres cycles thermodynamiques pour produire suffisamment d'énergie électrique.

Tout ce que nous avons fait en cette partie afin de développer les principes de base et les lois fondamentale sur le calcul des de performances énergétiques des turbines à gaz.

## **CHAPITRE II :**

**Etablissement des principes et lois fondamentales sur  
le calcul des performances énergétiques des turbines à  
gaz**

## **II.1. Introduction :**

La turbine à gaz est un équipement largement utilisé actuellement en aéronautique et dans les centrales de production d'énergie électrique et en motorisation d'engins marins et terrestres et bien d'autres domaines, il permet d'assurer des services de pointe très rapide et de produire de l'énergie mécanique (directement utilisable), qui peut être transformée en énergie électrique. Sa production peut dépasser les 100 MW [1].

Ses principaux avantages sont les suivants : démarrage rapide, large possibilité d'automatisation, absence des besoins en eau, matériel peu encombrant et simplicité de gestion et de maintenance [1].

En vue de maîtriser et d'en optimiser ses capacités et performances énergétiques, il est nécessaire d'établir des formulations physiques permettant de trouver des liens entre certaines performances de fonctionnement (en sortie) et quelques paramètres fondamentaux, thermodynamiques et de construction, pour voir le degré d'influence de ceux-ci sur les performances énergétiques.

On s'intéresse dans ce travail à exposer un des critères les plus importants dans l'évaluation en terme énergétique d'un moteur thermique tel que la turbine à gaz pour ses différents cycles vus dans le chapitre 1.

## **II.2. Calcul du rendement thermique d'un cycle de turbine à gaz :**

### **II.2.1. Cycle basique de Joule-Brayton :**

#### **Hypothèses simplificatrices :**

- Cycle calorifugé.
- Frottements visqueux dans le fluide sont négligeables.
- Le fluide moteur est constitué principalement d'air supposé comme un gaz parfait ( $dh = cpdT$ ).

#### **II.2.1.1. Rendement thermique théorique de cycle de Joule :**

Le rendement ou l'efficacité d'une turbine thermique est défini comme le rapport de l'énergie utile (travail fourni par le système) sur l'énergie consommée avec des calculs théoriques.

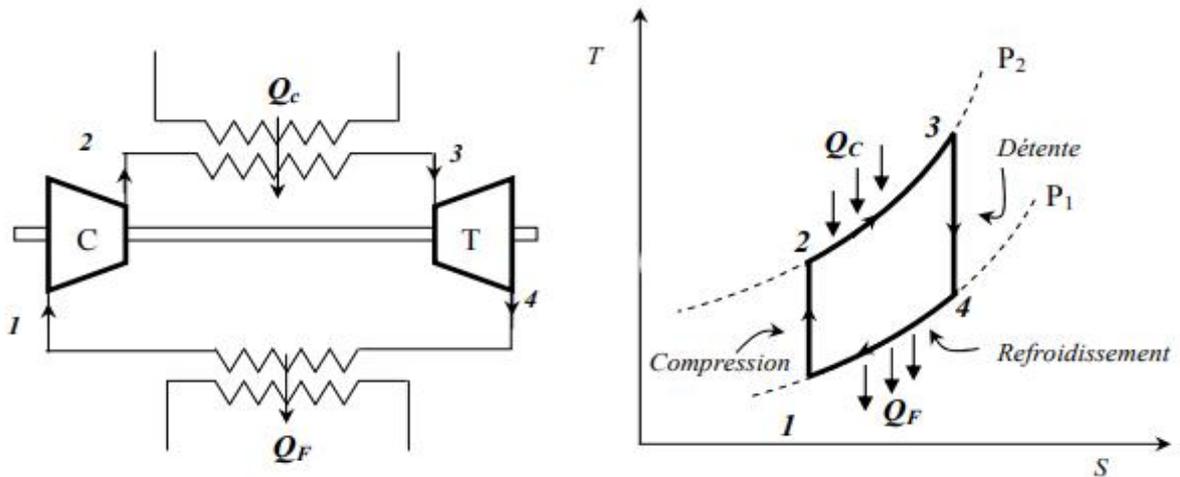


Fig.II.1. Cycle théorique de joule[1].

**II.2.1.1.1. Travail du compresseur :**

C'est une activité fournie entre deux point 1 et 2 et qui s'écrit sous la forme :

$$W_c = h_2 - h_1 \tag{II.1}$$

$$W_c = C_p(T_2 - T_1) \tag{II.2}$$

**II.2.1.1.2. Travail de la turbine :**

C'est un travail ou bien énergie reçu et s'écrit avec l'expression suivante :

$$W_t = h_4 - h_3 \tag{II.3}$$

$$|W_t| = |C_p(T_3 - T_4)| \tag{II.4}$$

**II.2.1.1.3. Travail utile :**

Le travail utile fourni par le cycle de la turbine à gaz est donné par l'expression :

$$W_u = |W_t| - W_c \tag{II.5}$$

$$W_u = |(h_3 - h_4)| - (h_2 - h_1) \tag{II.7}$$

$$W_u = |(h_3 - h_2)| - (h_4 - h_1) \tag{II.8}$$

$$W_u = |C_p(T_3 - T_2)| - C_p(T_4 - T_1) \quad (\text{II.9})$$

**II.2.1.1.4. Rendement thermique théorique :**

Le rendement thermique s'écrit donc sous la forme :

$$\eta_{\text{tht-J}} = \frac{|W_u|}{Q_c} = \frac{|c_p(T_3 - T_2)| - c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} \quad (\text{II.10})$$

$$Q_c = h_3 - h_2 \quad (\text{II.11})$$

$$Q_c = C_p(T_2 - T_1) \quad (\text{II.12})$$

Après simplification nous trouvons :

$$\eta_{\text{tht-J}} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} \quad (\text{II.13})$$

$$\eta_{\text{tht-J}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (\text{II.14})$$

Les transformations 1 → 2 et 3 → 4 sont adiabatiques ( $PV^\gamma = \text{cte}$ ,  $PV = nRT$ )

Transformation isobare :  $P_2 = P_2' = P_3$  et  $P_1 = P_4 = P_4'$ .

$$1 \rightarrow 2 (\text{isentropique}) : T_1(P_1)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_2(P_2)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \quad (\text{II.15})$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{II.16})$$

$$3 \rightarrow 4 (\text{isentropique}) : T_3(P_3)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_4(P_4)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{II.17})$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_3}{T_4} \quad (\text{II.18})$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4} \quad (\text{II.19})$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1} \Rightarrow \frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1} \quad (\text{II.20})$$

$$\eta_{\text{th-J}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \left( \frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left( \frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \quad (\text{II.21})$$

On a :  $\frac{T_3}{T_2} - 1 = \frac{T_4}{T_1} - 1$  (II.22)

Après simplification :

$$\eta_{\text{th-J}} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 1 - \left( \frac{1}{\omega} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{II.23})$$

**II.2.1.2. Rendement thermique réel du cycle de Joule :**

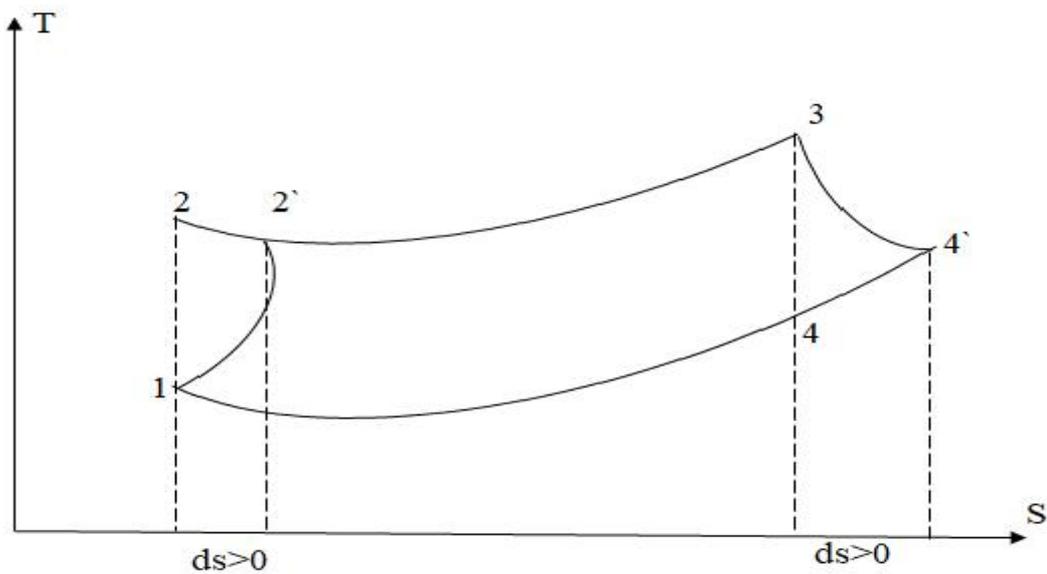


Fig.II.2. Cycle réel de joule.

**II.2.1.2.1. Travail de compresseur réel :**

C'est un travail entre deux point le point de départ 1 et le deuxième point c'est 2'.

$$W_{cr} = h_{2'} - h_1 \quad (\text{II.24})$$

$$W_{cr} = C_p(T_{2'} - T_1) \quad (\text{II.25})$$

**II.2.1.2.2. Travail d'une turbine réel :**

$$W_{tr} = h_4' - h_3 \quad (II.26)$$

$$|W_{tr}| = |C_p(T_3 - T_4')| \quad (II.27)$$

**II.2.1.2.3. Travail utile réel :**

$$W_{ur} = |W_{tr}| - W_c \quad (II.28)$$

$$W_{ur} = |(h_3 - h_4')| - (h_2' - h_1) \quad (II.29)$$

$$W_{ur} = |C_p(T_3 - T_2)| - (T_4' - T_1) \quad (II.30)$$

**II.2.1.2.4. Rendement turbine - compresseur :**

$$\eta_{t-c} = \frac{W_{cr}}{|W_{tr}|} \quad (II.31)$$

On a :

$$\eta_c = \frac{W_c}{W_{cr}} = \frac{h_2 - h_1}{h_2' - h_1} \quad \text{et} \quad \eta_t = \frac{W_{tr}}{|W_t|} = \frac{|(h_3 - h_4')|}{|(h_3 - h_4)|} \quad (II.32)$$

$$\eta_{t-c} = \frac{W_c}{\eta_c * \eta_t * W_t} \quad (II.33)$$

$$\eta_{t-c} = \frac{h_2 - h_1}{\eta_c * \eta_t (h_3 - h_4)} \quad (II.34)$$

$$\eta_{t-c} = \frac{T_2 - T_1}{\eta_c * \eta_t (T_3 - T_4)} \quad (II.35)$$

**II.2.1.2.5. Rendement thermique réel :**

$$\eta_{thr-J} = \frac{W_{ur}}{Q_{cr}} = \frac{w_{ur}}{Q_2'3} \quad (II.36)$$

$$W_{ur} = W_{tr} - W_c = \eta_t w_t - \frac{W_c}{\eta_c} \quad (II.37)$$

$$W_{ur} = \eta_t (h_3 - h_4) - \frac{(h_2 - h_1)}{\eta_c} = \eta_t c_p (T_3 - T_4) - \frac{c_p (T_2 - T_1)}{\eta_c} \quad (II.38)$$

$$W_{ur} = \eta_t cpT_3 \left(1 - \frac{T_4}{T_3}\right) - cp T_1 \left(\frac{T_2 - 1}{\eta c}\right) \quad (\text{II.39})$$

$$\text{Or } \frac{T_2}{T_1} = \omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad \text{et} \quad \frac{T_4}{T_3} = \frac{1}{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (\text{II.40})$$

$$W_{ur} = \eta_t cpT_3 \left(1 - \frac{1}{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right) - \frac{cpT_1}{\eta c} \left(\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right) \quad (\text{II.41})$$

$$\text{Avec } \omega = \frac{P_2}{P_1} \quad (\text{II.42})$$

$$\text{avec } Q_{cr} = Q_{2'3} = cp(T_3 - T_{2'}) = cp T_3 \left(1 - \frac{T_{2'}}{T_3}\right) \quad (\text{II.43})$$

$$T_{2'} = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta c} = T_1 + \frac{T_1}{\eta c} \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right) \quad (\text{II.44})$$

$$T_{2'} = T_1 \left(1 + \frac{\left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right)}{\eta c}\right) = T_1 \left(1 + \frac{\left(\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)}{\eta c}\right) \quad (\text{II.45})$$

$$Q_{2'3} = cpT_3 \left(1 - \frac{T_1 \left(1 + \frac{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta c}\right)}{T_3}\right) \quad (\text{II.46})$$

$$Q_{2'3} = cpT_3 \left(1 - \frac{T_1}{T_3} \left(1 + \frac{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta c}\right)\right) \quad (\text{II.47})$$

$$\eta_{\text{thr-J}} = \frac{\eta_t T_3 \left(1 - \frac{1}{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right) - \frac{T_1}{\eta c} \left(\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)}{T_3 \left(1 - \frac{T_1}{T_3} \left(1 + \frac{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta c}\right)\right)} \quad (\text{II.48})$$

## **II.2.1.2. Cycle de Brayton avec régénération :**

### **II.2.1.2.1. Cycle théorique avec régénération :**

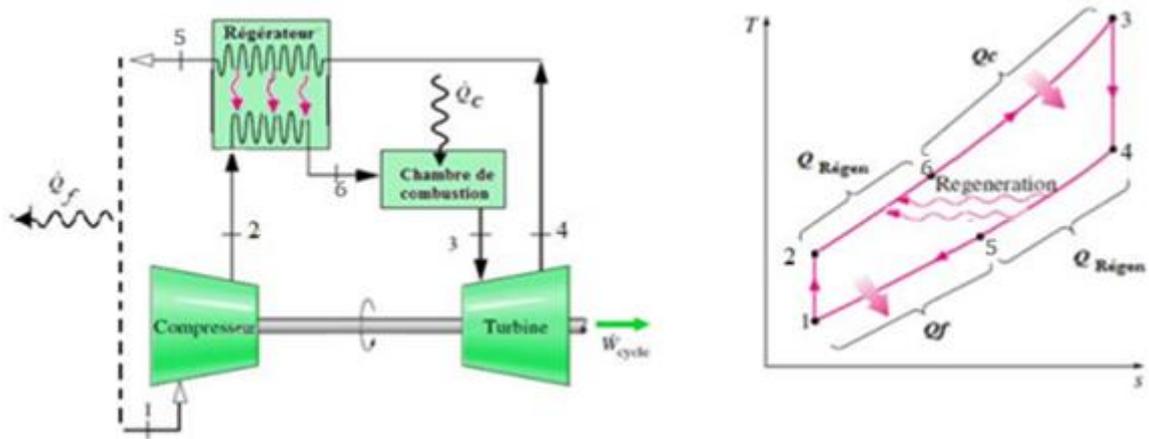


Fig.II.3.Cycle de Joule Barytone avec régénération[25].

Le rendement théorique du cycle à régénération s'écrit sous la forme :

$$W_c = (h_2 - h_1) \quad (II.49)$$

$$W_c = C_p(T_2 - T_1) \quad (II.50)$$

$$W_t = h_4 - h_3 \quad (II.51)$$

$$W_t = |C_p(T_3 - T_4)| \quad (II.52)$$

$$Q_c = \Delta h_{63} = C_p(T_3 - T_6) \quad (II.53)$$

Lorsqu' il s'agit d'un régénérateur idéal (échangeur idéal) on peut écrire :

$$T_4 = T_6 \text{ et } T_2 = T_5 \quad (II.54)$$

$$W_u = |W_t| - W_c \quad (II.55)$$

$$W_u = |(h_3 - h_4)| - (h_2 - h_1) \quad (II.56)$$

$$W_u = |(h_3 - h_2)| - (h_4 - h_1) \quad (II.57)$$

$$W_u = |C_p(T_3 - T_2)| - C_p(T_4 - T_1) \quad (II.58)$$

$$\eta_{\text{tht-rég}} = \frac{W_u}{Q_c} = \frac{W_t}{Q_c} - \frac{W_c}{Q_c} \quad (II.59)$$

Dans ce cas, on a :

$$Q_c = |W_t| = C_p(T_3 - T_4) \quad (\text{II.60})$$

$$\eta_{\text{tht-rég}} = \frac{c_p(T_3 - T_4)}{c_p(T_3 - T_4)} - \frac{c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_3 - T_4)} \quad (\text{II.61})$$

Après simplification :

$$\eta_{\text{tht-rég}} = 1 - \frac{c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_3 - T_4)} \quad (\text{II.62})$$

$$\eta_{\text{tht-rég}} = 1 - \frac{T_1 \left( \frac{T_2}{T_1} - 1 \right)}{T_3 \left( 1 - \frac{T_4}{T_3} \right)} \quad (\text{II.63})$$

$$\eta_{\text{tht-rég}} = 1 - \frac{T_1 \left( \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{T_3 \left( 1 - \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \quad (\text{II.64})$$

$$\eta_{\text{tht-rég}} = 1 - \frac{T_1 \left( \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)}{T_3 \left( \left( \frac{P_2}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \quad (\text{II.65})$$

$$\eta_{\text{tht-rég}} = 1 - \frac{T_1 \left( \frac{\frac{\gamma-1}{P_2 \gamma} - P_1 \frac{\gamma-1}{\gamma}}{P_1 \gamma} \right)}{T_3 \left( \frac{\frac{\gamma-1}{P_2 \gamma} - P_1 \frac{\gamma-1}{\gamma}}{P_2 \gamma} \right)} \quad (\text{II.66})$$

$$\eta_{\text{tht-rég}} = 1 - \frac{T_1 \left( \frac{\left( \frac{\frac{\gamma-1}{P_2 \gamma} - P_1 \frac{\gamma-1}{\gamma}}{P_1 \gamma} \right) * (P_2)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\left( \frac{\frac{\gamma-1}{P_2 \gamma} - P_1 \frac{\gamma-1}{\gamma}}{P_2 \gamma} \right)} \right)}{T_3 \left( \frac{\left( \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \left( P_2 \frac{\gamma-1}{\gamma} - P_1 \frac{\gamma-1}{\gamma} \right)}{\left( P_2 \frac{\gamma-1}{\gamma} - P_1 \frac{\gamma-1}{\gamma} \right)} \right)} \quad (\text{II.67})$$

Après simplification :

$$\eta_{\text{tht-rég}} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{II.68})$$

**II.2.1.2.1.1. Efficacité d'un régénérateur :**

Dans le régénérateur idéal, il y aurait une différence de température infinitésimale entre les deux écoulements, le gaz à haute pression sortirait du régénérateur à  $T_x' = T_4$ . Pour un régénérateur réel qui doit fonctionner avec des différences de température finies, la température réelle  $T_x$  à la sortie du régénérateur est inférieure à  $T_x'$ . [1] .

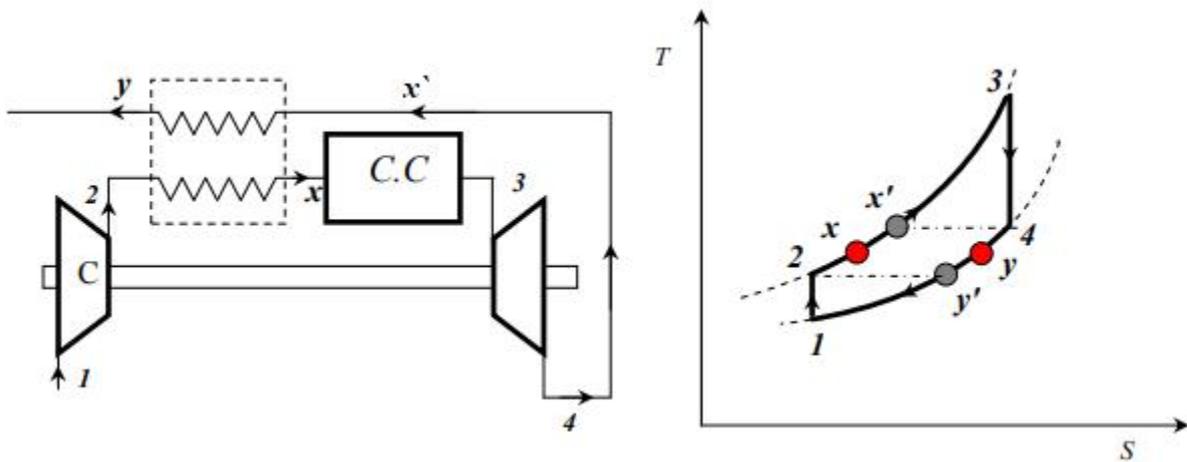


Fig.II.4. Cycle à régénération [1].

Le rendement du régénérateur est défini par :

On a  $T_4 = T_x'$

$$\eta_{\text{rég}} = \frac{h_x - h_2}{h_{x'} - h_2} \quad (\text{II.69})$$

$$\eta_{\text{rég}} = \frac{c_p(T_x - T_2)}{c_p(T_{x'} - T_2)} \quad (\text{II.70})$$

Si chaleur massique a pression constante  $c_p$  reste constante on a :

$$\eta_{\text{rég}} = \frac{(T_x - T_2)}{(T_{x'} - T_2)} \quad (\text{II.71})$$

**II.2.1.2.2. Cycle réel avec régénération :**

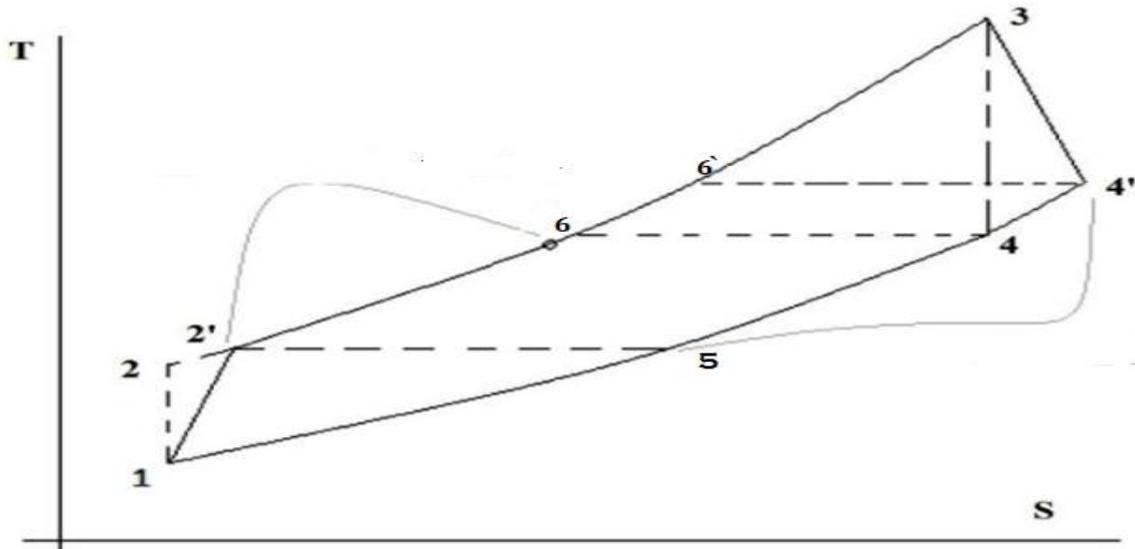


Fig.II.5. Cycle réel à régénération[25].

**II.2.1.2.2.1. Travail réel de compresseur :**

$$W_{cr} = h_{2'} - h_1 \quad (II.72)$$

$$W_{cr} = C_p(T_{2'} - T_1) \quad (II.73)$$

$$\eta_c = \frac{h_2 - h_1}{h_{2'} - h_1} = \frac{T_2 - T_1}{T_{2'} - T_1} \quad (II.74)$$

$$T_{2'} = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_c} = T_1 \left( 1 + \frac{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c} \right) \quad (II.75)$$

**II.2.1.2.2.2. Travail réel d'une turbine :**

$$W_{tr} = h_4' - h_3 \quad (II.76)$$

$$W_{tr} = |C_p(T_3 - T_4')| \quad (II.77)$$

$$t = \frac{h_3 - h_4'}{h_3 - h_4} \quad (II.78)$$

$$h_3 - h_4' = \eta t (h_3 - h_4) \quad h_4' = h_3 - \eta t (h_3 - h_4) \quad (II.79)$$

$$h_4' = h_3(1 - \eta t) + \eta t h_4 \quad (II.80)$$

**II.2.1.2.2.3. Travail utile réel :**

$$W_{ur} = |W_{tr}| - W_c \quad (II.81)$$

$$W_{ur} = |(h_3 - h_{4'}) - (h_{2'} - h_1) \quad (II.81)$$

$$W_{ur} = |C_p(T_3 - T_2)| - (T_{4'} - T_1) \quad (II.82)$$

$$W_{ur} = h_3 - h_{4'} - (h_{2'} - h_1) \quad (II.83)$$

$$W_{ur} = \eta_t (h_3 - h_{4'}) - \frac{2 - \eta_1}{\eta_c} \quad (II.84)$$

$$W_{ur} = \eta_t h_3 \left(1 - \frac{h_{4'}}{h_3}\right) - \frac{h_1}{\eta_c} \left(\frac{h_{2'}}{h_1} - 1\right) \quad (II.85)$$

**II.2.1.2.2.4. Rendement thermique réel de régénération :**

$$\eta_{thr-rég} = \frac{w_{ur}}{Q_{cr}} \quad (II.86)$$

$$Q_{cr} = h_3 - h_6 \quad (II.87)$$

Le rendement de régénérateur est :

$$\eta_{rég} = \frac{h_6 - h_{2'}}{h_6 - h_{4'}} = \frac{h_6 - h_{2'}}{h_{4'} - h_{2'}} \quad (II.88)$$

$$h_6 = h_{2'} + \eta_{rég}(h_{4'} - h_{2'}) \quad h_6 = h_{2'} + \eta_{rég} h_{4'} - \eta_{rég} h_{2'} \quad (II.89)$$

$$h_6 = h_{2'}(1 - \eta_{rég}) + \eta_{rég} h_{4'} \quad (II.90)$$

$$h_6 = h_1 \left(1 + \frac{\eta_2 - 1}{\eta_c}\right) (1 - \eta_{rég}) + \eta_{rég} (h_3(1 - y_t) + \eta_t h_4) \quad (II.91)$$

$$h_6 = h_1 \left(1 + \frac{\eta_2 - 1}{\eta_c}\right) (1 - \eta_{rég}) + \eta_{rég} h_3 ((1 - y_t) + \eta_t \frac{h_4}{h_3}) \quad (II.92)$$

$$Q_{cr} = h_3 - \left( h_1 \left(1 + \frac{\eta_2 - 1}{\eta_c}\right) (1 - \eta_{rég}) + \eta_{rég} h_3 ((1 - y_t) + \eta_t \frac{h_4}{h_3}) \right) \quad (II.93)$$

$$Q_{cr} = h_3 - h_1 \left( 1 + \frac{\frac{\square 2}{h_1} - 1}{\eta c} \right) (1 - \eta_{rég}) - \eta_{rég} h_3 \left( (1 - yt) + \eta t \frac{h_4}{h_3} \right) \quad (\text{II.94})$$

$$Q_{cr} = h_3 \left( 1 - \eta_{rég} \left( (1 - yt) + \eta t \frac{h_4}{h_3} \right) \right) - h_1 \left( 1 + \frac{\frac{\square 2}{h_1} - 1}{\eta c} \right) (1 - \eta_{rég}) \quad (\text{II.95})$$

$$\eta_{thr-rég} = \frac{\eta t h_3 \left( 1 - \frac{h_4}{h_3} \right) - \frac{h_1}{\eta c} \left( \frac{h_2}{h_1} - 1 \right)}{h_3 \left( 1 - \eta_{rég} \left( (1 - \eta t) + \eta t \frac{h_4}{h_3} \right) \right) - h_1 \left( 1 + \frac{\frac{\square 2}{h_1} - 1}{\eta c} \right) (1 - \eta_{rég})} \quad (\text{II.96})$$

$$\text{Or : } \frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \text{ et } \frac{T_4}{T_3} = \frac{1}{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (\text{II.97})$$

$$\eta_{thr-rég} = \frac{\eta t T_3 \left( 1 - \frac{T_4}{T_3} \right) - \frac{T_1}{\eta c} \left( \frac{T_2}{T_1} - 1 \right)}{T_3 \left( 1 - \eta_{rég} \left( (1 - \eta t) + \eta t \frac{T_4}{T_3} \right) \right) - T_1 \left( 1 + \frac{\frac{T_2}{T_1} - 1}{\eta c} \right) (1 - \eta_{rég})} \quad (\text{II.98})$$

$$\eta_{thr-rég} = \frac{\eta t T_3 \left( 1 - \frac{1}{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - \frac{T_1}{\eta c} \left( \omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{T_3 \left( 1 - \eta_{rég} \left( (1 - \eta t) + \eta t \frac{1}{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \right) - T_1 \left( 1 + \frac{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta c} \right) (1 - \eta_{rég})} \quad (\text{II.99})$$

### II.2.1.3. Les cycles d'Ericsson et de Stirling :

#### II.2.1.3.1. Le cycle d'Ericsson :

On a 2 transformations isothermes : [1 2],[3 4].

Et 2 transformations isobares : [2 3],[4 1].

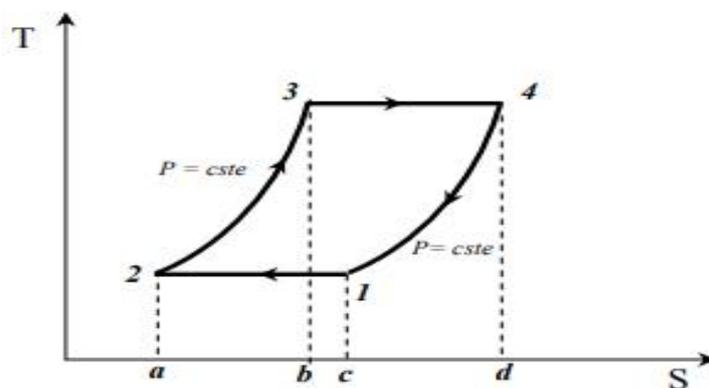


Fig.II.6. Cycle d'Ericsson théorique [1].

$$\eta_{\text{tht-E}} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \quad (\text{II.100})$$

$$\eta_{\text{tht-E}} = 1 - \frac{T_f}{T_c} \quad (\text{II.101})$$

Le rendement du cycle d'Ericsson est égal à celui du cycle de Carnot.

### II.2.1.3.2. Le cycle de Stirling :

On a 2 transformations isothermes : [1 2],[3 4].

Et 2 transformations isochores : [2 3],[4 1].

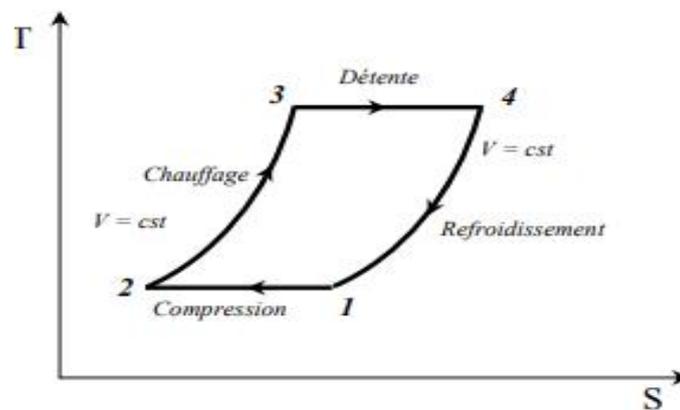


Fig.II.7. Cycle de Stirling[1].

$$\eta_{\text{tht-S}} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \quad (\text{II.102})$$

$$\eta_{\text{tht-S}} = 1 - \frac{T_f}{T_c} \quad (\text{II.103})$$

### II.3. Conclusion :

Dans le deuxième chapitre, On trouve qu'il y a un cycle de base Joule Brayton pour une turbine à gaz et d'autres cycles comme avec régénérateur, Stirling et d'Ericsson.

Ils ont les mêmes travaux mais sont différents en terme de rendement, à cause de l'influence des paramètres comme la température et le rapport de compression... etc.

On verra dans le chapitre suivant, dans une application numérique, les différences quantitatives des performances énergétiques de ces cycles de turbine à gaz et leur évolution en

fonction d'autres paramètres techniques de fonctionnement d'où la nécessité pour nous d'élaborer un programme avec le logiciel MATLAB pour bien démontrer ces différences.

## **CHAPITRE III :**

**Etude numérique de l`influence de paramètres techniques  
sur les performances énergétiques des turbines à gaz**

### III.1. Introduction :

Les calculs scientifiques sont nécessaires pour prédire l'évolution des performances énergétiques de toute machine industrielle notamment celle représentant un enjeu énergétique majeur qui a un impact sur la société comme les turbines à gaz destinées à la production d'électricité. Par conséquent, dans ce chapitre, nous allons présenter les divers calculs sur des paramètres de performance de la turbine à gaz SGT-600 en utilisant les expressions expliquées dans le chapitre précédent.

Le calcul est divisé en deux parties : la première partie est dédiée au calcul des paramètres de performance pour les cas de fonctionnement constants ou pour un fonctionnement nominal basé sur les données du constructeur et la deuxième partie est dédiée au calcul des paramètres pour les cas de fonctionnements variables pour voir l'influence de certains paramètres tels que le taux de compression et la température. Cette deuxième partie a fait l'objet de l'élaboration d'un programme sous le logiciel MATLAB.

### III.2. Choix de la turbine à gaz SGT-600 :

#### III.2.1. Présentation de la turbine à gaz :

La turbine à gaz choisie, en l'occurrence la SGT-600, est une turbine à gaz fabriquée par la Firme Siemens utilisée pour des applications d'entraînement mécanique et aussi pour la production d'électricité avec une gamme de puissances moyennes (15-35) MW [27]. Elle est largement exploitée par la société **Sonatrach** au nord et au sud.

#### III.2.2. Caractéristiques de la TURBINE À GAZ SGT-600 :

La SGT-600 associe la robustesse à la flexibilité, a un excellent programme de maintenance pour une grande disponibilité et de faibles coûts d'exploitation. Un choix parfait pour les applications telles que la production d'énergie industrielle dans les centrales de cogénération et les centrales électriques [26].

##### III.2.2.1. Données techniques générales de la turbine SGT-600 :

Cette turbine à gaz à un entraînement mécanique avec cycle simple ouvert et possédant les caractéristiques techniques suivantes en fonctionnement normal :

Taux de compression ( $\omega$ )	8.2
Température entre ( $T_1$ )	288.15 k
Température maximal ( $T_3$ )	1223.15K
Rendement isentropique de turbine ( $\eta_t$ )	0.88
Rendement isentropique de compresseur ( $\eta_c$ )	0.87
Rendement isobare de régénérateur ( $\eta_{\text{rég}}$ )	0.90
La chaleur spécifique ( $C_p$ )	1000J/kg.K

Tableau III.1. Tableau de données fixes.

### III.3. Démarche d'étude :

L'étude numérique est divisée en deux parties : les calculs pour un cas fixe et l'étude de certains nombres des paramètres et leur influence sur les performances énergétiques (le rendement thermique théorique, le rendement thermique réel, le travail utile).

#### III.3.1. Calcul énergétique pour un cas fixe :

##### III.3.1.1. Calcul du rendement thermique de chaque cycle :

###### A. Calcul du rendement de joule théorique et réel :

On est en train de calculer le rendement de cycle de Joule dans ce cas théoriquement et aussi réel.

$$\eta_{\text{tht-J}} = 1 - \left(\frac{1}{\omega}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{III.104})$$

$$\eta_{\text{tht-J}} = 45.2\%$$

$$\eta_{\text{thr-J}} = \frac{y_t T_3 \left(1 - \frac{1}{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right) - \frac{T_1}{\eta_c} \left(\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)}{T_3 \left(1 - \frac{T_1}{T_3} \left(1 + \frac{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c}\right)\right)} \quad (\text{III.105})$$

$$\eta_{\text{thr-J}} = 32\%$$

**B. Calcul du rendement de joule avec régénération théorique et réel :**

$$\eta_{\text{tht-rég}} = 1 - \frac{T_1}{T_3} (\omega)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{III.106})$$

$$\eta_{\text{tht-rég}} = 57\%$$

$$\eta_{\text{thr-rég}} = \frac{\eta_t T_3 \left( 1 - \frac{1}{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - \frac{T_1}{\eta_c} \left( \omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{T_3 \left( 1 - \eta_{\text{reg}} \left( (1 - \eta_t) + \eta_t \frac{1}{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \right) - T_1 \left( 1 + \frac{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c} \right) (1 - \eta_{\text{reg}})} \quad (\text{III.107})$$

$$\eta_{\text{thr-rég}} = 41\%$$

**C. Calcul du rendement d'Ericsson et de Stirling théoriques et réels :**

$$\eta_{\text{tht-E}} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \quad (\text{III.108})$$

$$\eta_{\text{tht-E}} = 0.76$$

$$\eta_{\text{thr-E}} = 1 - \frac{T_1'}{T_3'} \quad (\text{III.109})$$

$$\eta_{\text{thr-E}} = 1 - \frac{T_1}{\gamma c \gamma t * T_3} \quad (\text{III.110})$$

$$\eta_{\text{thr-E}} = 0.7$$

$$\eta_{\text{tht-S}} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \quad (\text{III.111})$$

$$\eta_{\text{tht-S}} = 0.76$$

$$\eta_{\text{thr-S}} = 1 - \frac{T_1'}{T_3'} \quad (\text{III.112})$$

$$\eta_{\text{thr-S}} = 1 - \frac{T_1}{\gamma c \gamma t * T_3} \quad (\text{III.112})$$

$$\eta_{\text{thr-S}} = 0.7, \eta_{\text{tht-E}} = \eta_{\text{tht-S}} \text{ et } \eta_{\text{thr-E}} = \eta_{\text{thr-S}}$$

III.3.1.2. Vérification du travail utile :

La relation entre le rendement thermique et le travail utile n'est pas nécessairement proportionnel, donc à partir de ce constat, il faut faire une vérification du travail utile (Wu) pour connaître le bon rapport  $\eta_{th}/W_u$  d'un fonctionnement normal ou acceptable .

A. Calcul de travail utile du cycle de Joule :

$$W_{ut-J} = c_p \left( T_3 \left( 1 - \frac{1}{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - T_1 \left( \omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right) = 312.92 \text{ kJ/kg.} \quad (III.113)$$

$$W_{ur-J} = c_p \left( \eta_t T_3 \left( 1 - \frac{1}{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - \frac{T_1}{\eta_c} \left( \omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right) = 211.4 \text{ kJ/kg.} \quad (III.114)$$

B. Calcul de travail utile du cycle de Joule avec régénération :

$$W_{ut - rég} = W_u = c_p \left( T_3 \left( 1 - \frac{1}{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - T_1 \left( \omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right) = 312.92 \text{ kJ/kg.} \quad (III.115)$$

$$W_{ur - rég} = c_p \left( \eta_t T_3 \left( 1 - \frac{1}{\omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - \frac{T_1}{\eta_c} \left( \omega^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right) = 211.4 \text{ kJ/kg.} \quad (III.116)$$

$$W_{ut-J} = W_{ut-reg} \quad (III.117)$$

$$W_{ur-J} = W_{ur-reg}. \quad (III.118)$$

Cycle \ Rendement	Joule Brayton	Brayton avec régénération	Stirling	Ericsson
théorique	45.2%	58.5%	76%	76%
réel	32%	40%	70%	70%
Wut	312.92 kJ/kg	312.92 kJ/kg	564.634 kJ/kg	564.634 kJ/kg
Wur	211.4 kJ/kg	211.4 kJ/kg	450 kJ/kg	450 kJ/kg

Tableau.III.2.Calcul le rendement et travail utile pour un cas fixe

**III.3.2. Calcul des paramètres de performances pour un cas variable :**

Nous allons faire varier 4 paramètres clés dans les évaluations énergétiques d'une turbine à gaz, pour savoir l'influence sur celle-ci. Les paramètres et leurs niveaux sont :

La température critique  $T_3=[1223 ;1500 ;1800]$  (K).

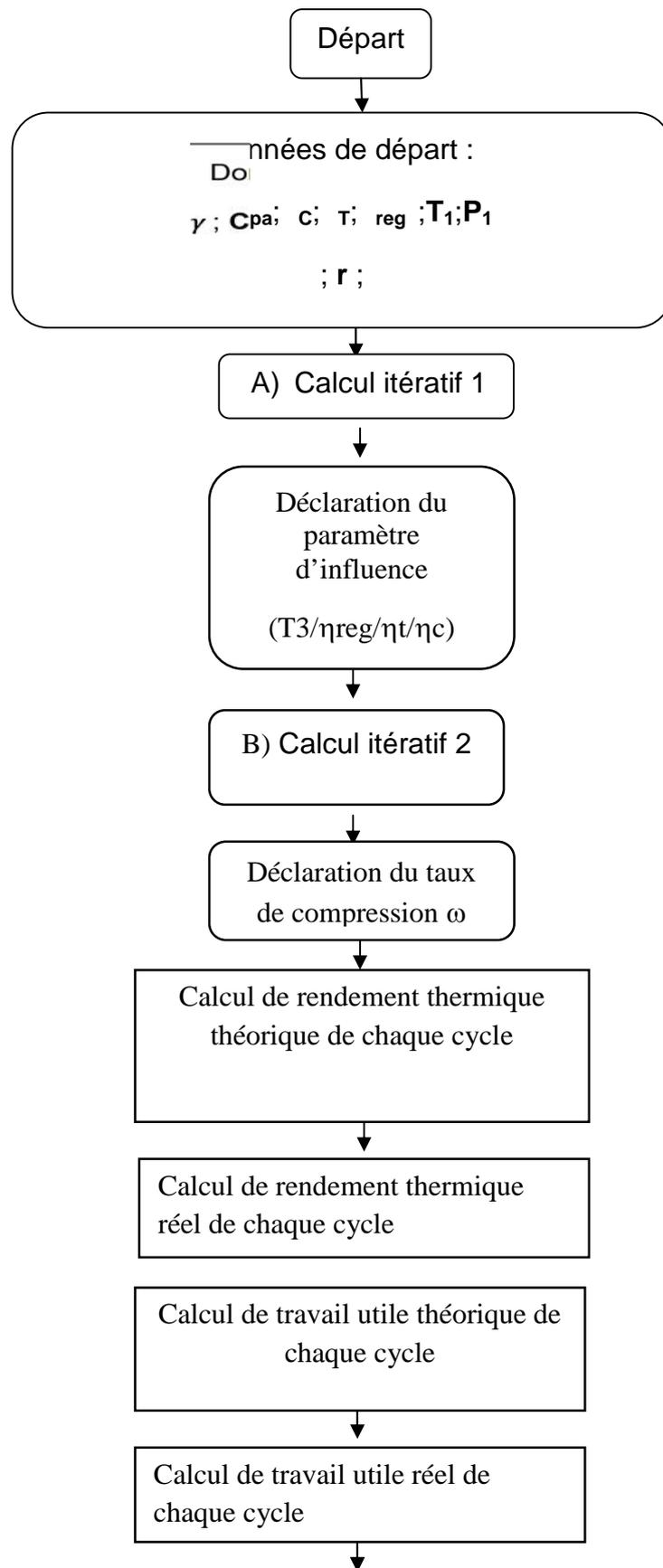
Rendement de régénération  $\eta_{reg}=[0.9 ;0.7 ;0.5]$  .

Rendement de compresseur  $\eta_c=[0.87 ;0.7 ;0.5]$

Rendement de la turbine  $\eta_t=[0.88 ;0.7 ;0.5]$ .

Pour cela un programme sous MATLAB a été élaboré et des courbes représentant l'influence de chaque paramètre sont obtenues et qui seront discutées à la fin.

III.3.2.1. Organigramme du programme de calcul :



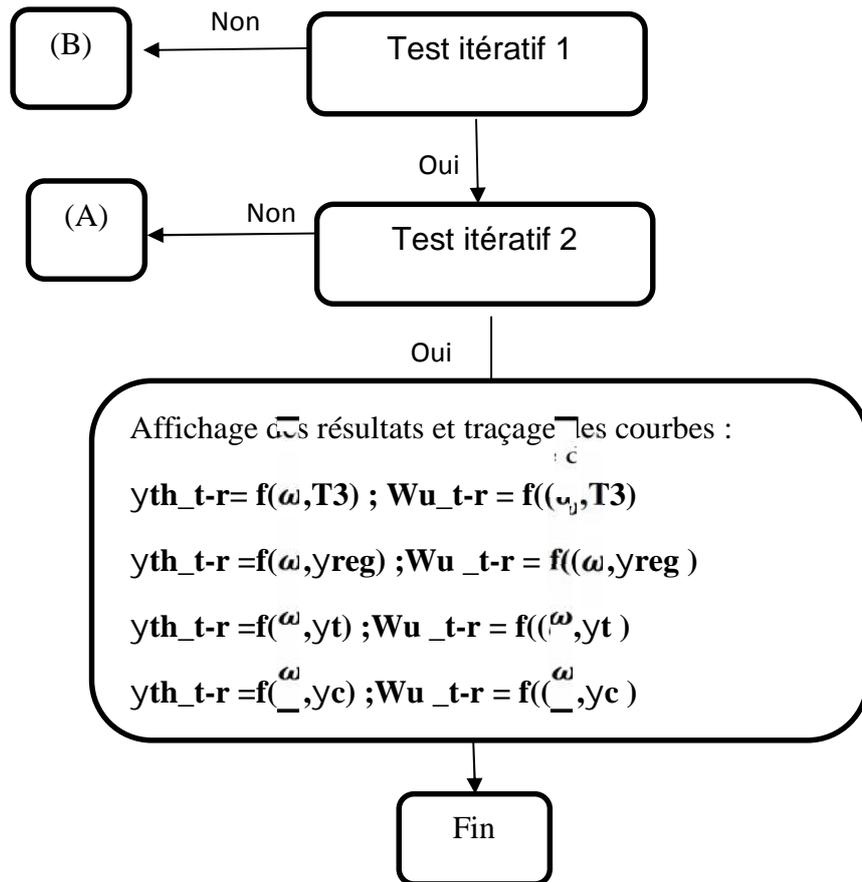


Fig.III.1. Organigramme du programme de calcul.

III.3.2.2. Etude de l'effet de variation des différents paramètres :

III.3.2.2.1. Influence de la température T3 sur yth et Wu:

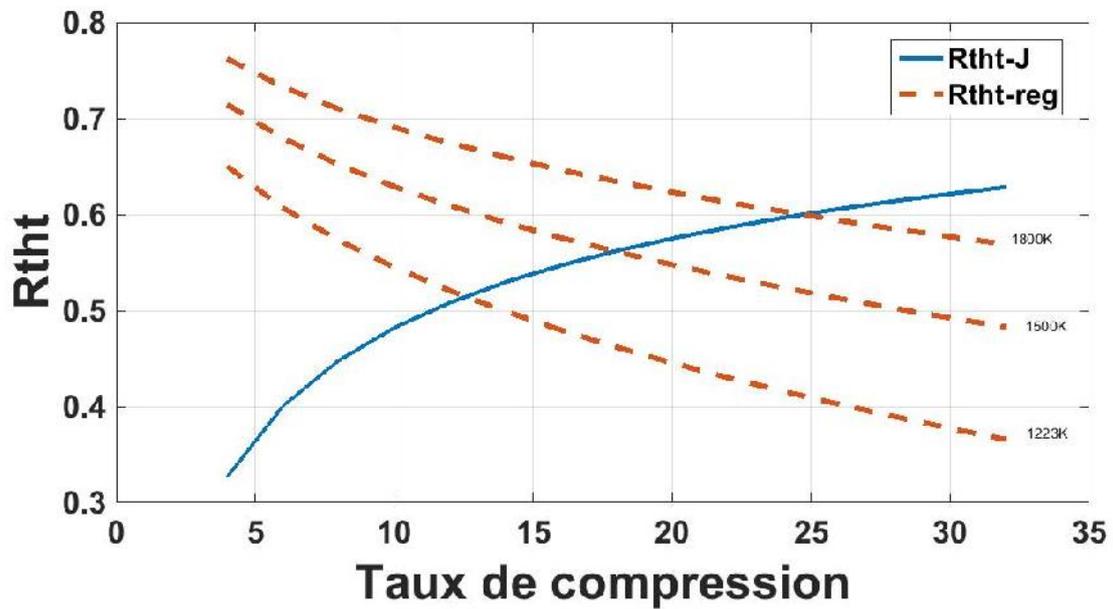


Fig.III.2. Influence de T3 sur le rendement thermique du cycle.

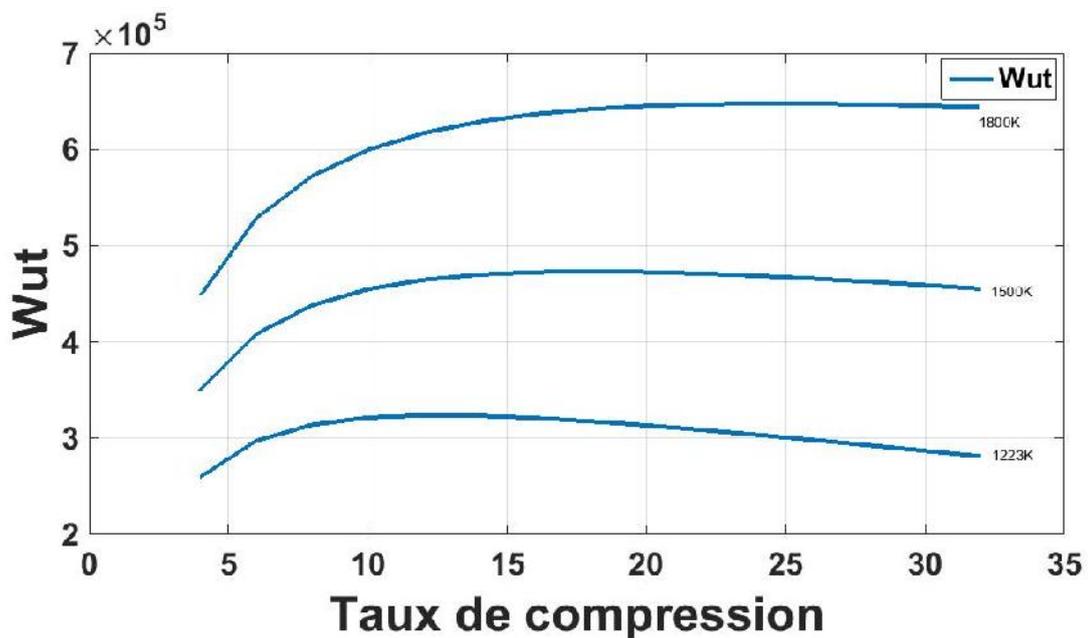


Fig.III.3. Influence T3 sur le travail utile théorique du cycle.

On remarque qu'il y a une influence de la variation de température critique T3 sur le rendement thermique théorique de régénération, par contre pour le rendement thermique théorique de Joule, il n'y a pas d'effet ; et en parallèle pour le travail utile théorique, il varie lui aussi suivant le changement de la température T3.

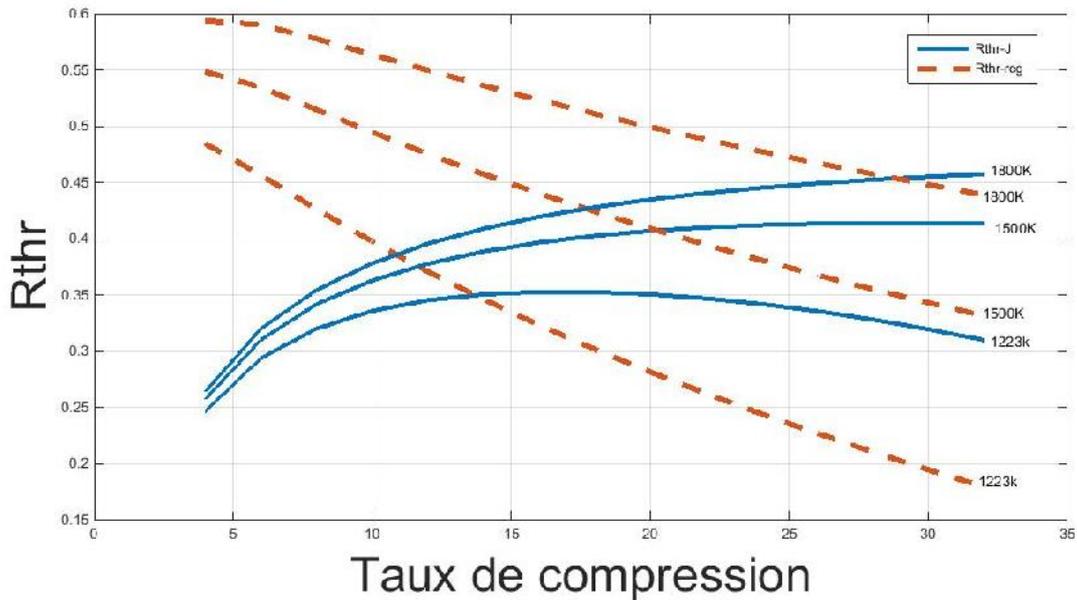


Fig.III.4. Influence T3 sur le rendement thermique réel du cycle.

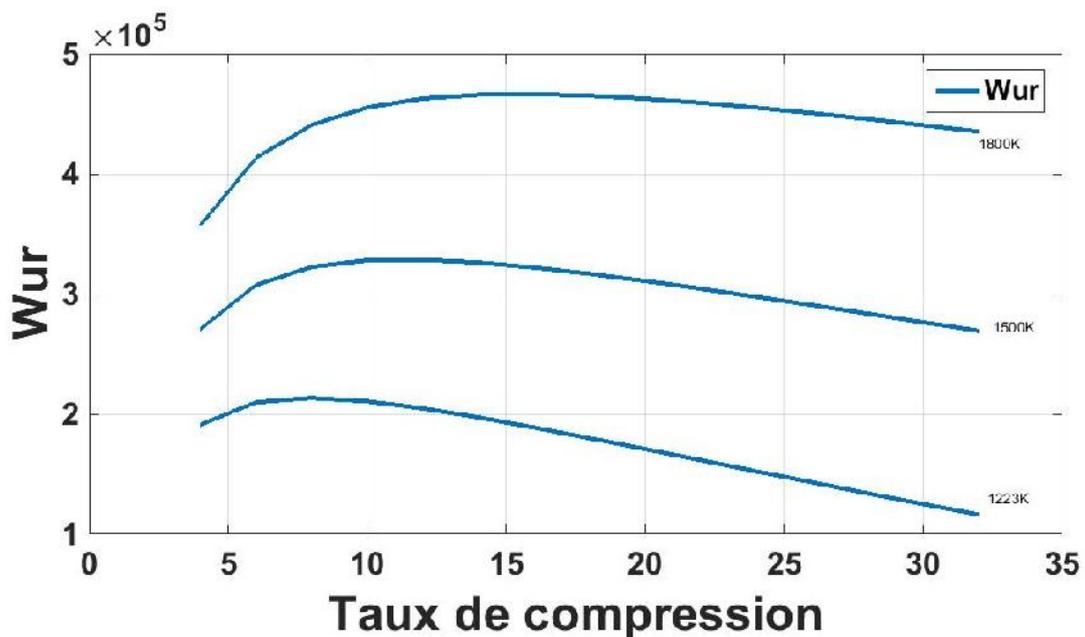


Fig.III.5. Influence T3 sur le travail utile réel du cycle.

On constate que le changement des rendements thermiques réels de joule et avec régénération est nettement visible et aussi pour le travail utile réel.

L'augmentation de la température critique apporte un plus au rendement thermique réel de Joule pour des rapports de compression plutôt élevé, tandis que pour le rendement à régénération, les bonnes valeurs sont obtenues pour des valeurs faibles du taux de compression (jusqu'à  $\omega = 12$ ). Cette dernière remarque est valable aussi pour Wur (le travail utile a tendance à diminuer avec le taux de compression).

III.3.2.2.2. Influence de  $y_{reg}$  sur  $y_{th}$  et  $W_u$ :

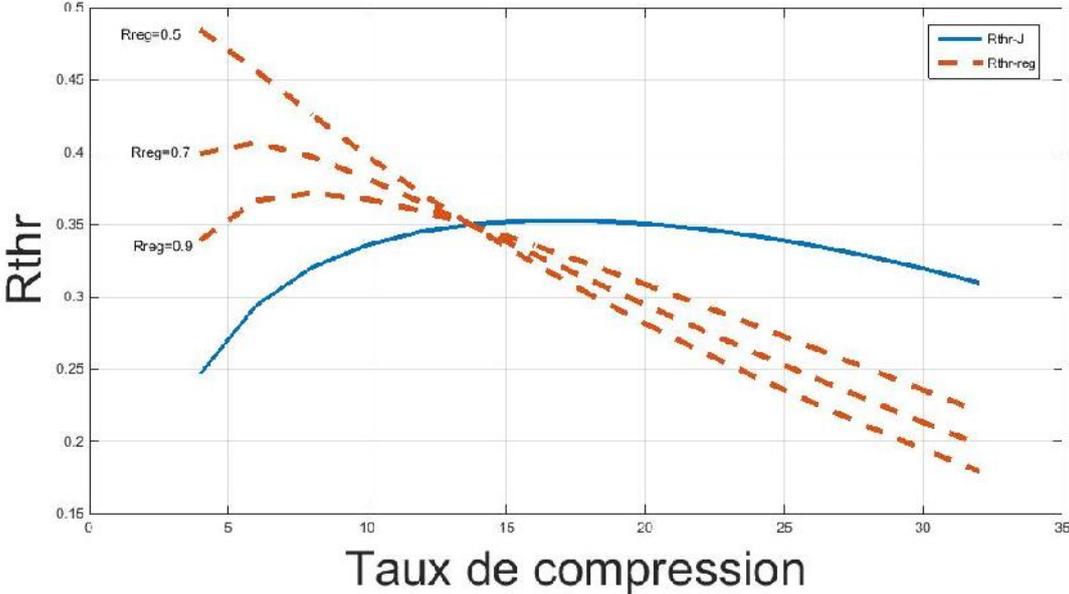


Fig.III.6. Influence rendement de régénérateur sur le rendement thermique réel du cycle.

L'augmentation de rendement du régénérateur a un impact significatif sur le rendement thermique réel pour des faibles valeurs du taux de compression (jusqu'à 8) et l'effet devient inverse à partir d'un taux de compression égal à 13.

III.3.2.2.3. Influence de  $\eta_t$  sur  $\eta_{th}$  et  $W_u$ :

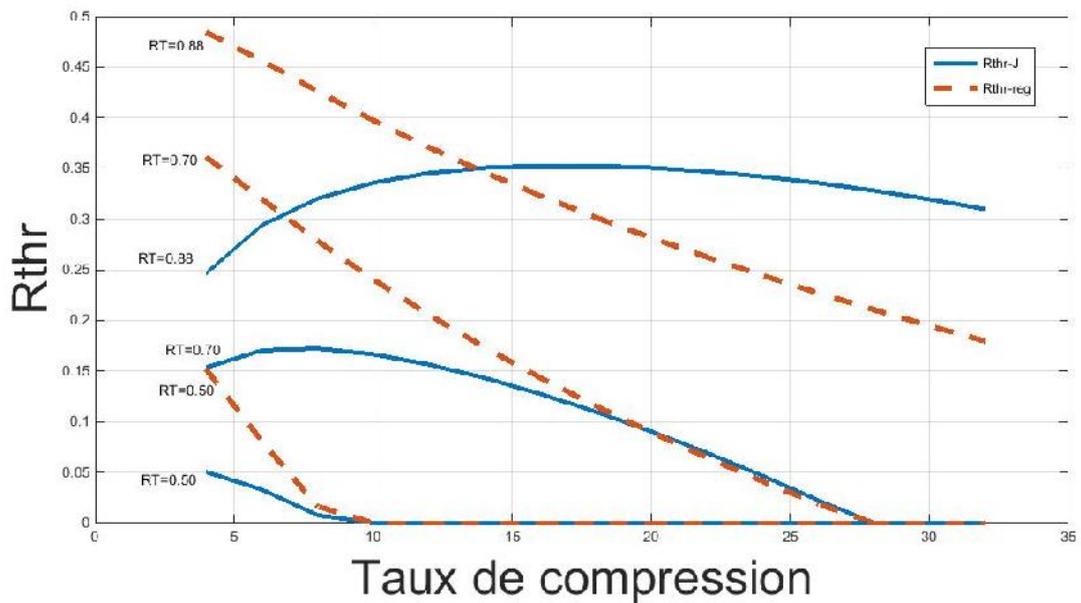


Fig.III.7. Influence rendement de turbine sur le rendement thermique réel du cycle.

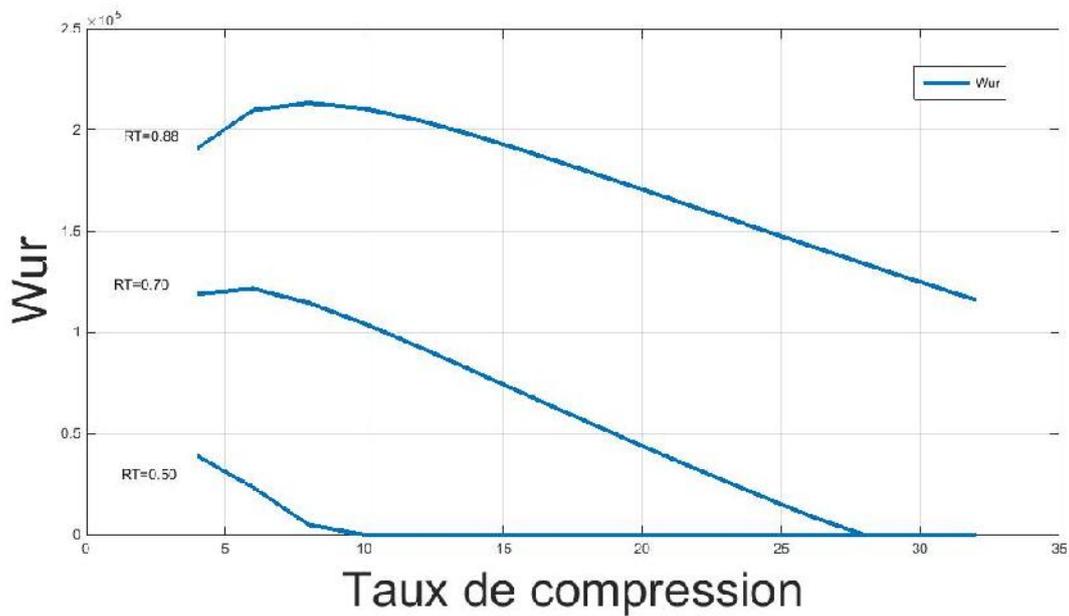


Fig.III.8. Influence rendement de turbine sur le travail utile réel du cycle.

La chute du rendement de la turbine détériore significativement les rendements thermiques et le travail utile malgré qu'un rendement de turbine de 0.5 est tout à fait acceptable.

III.3.2.2.4. Influence de  $\gamma_c$  sur  $\gamma_{th}$  et  $W_u$ :

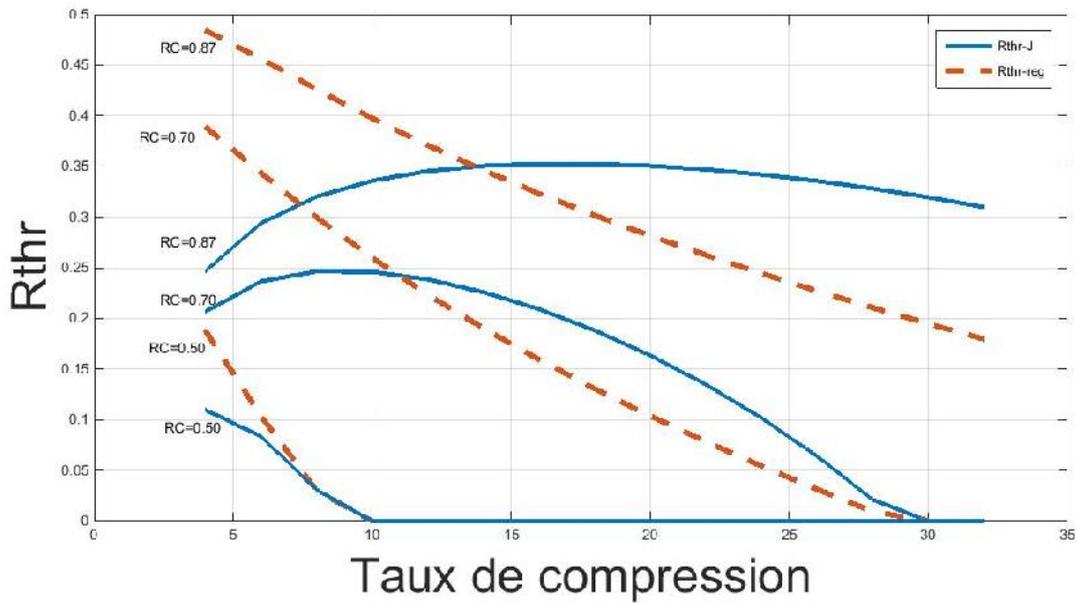


Fig.III.9. Influence rendement de compresseur sur le rendement thermique réel du cycle.

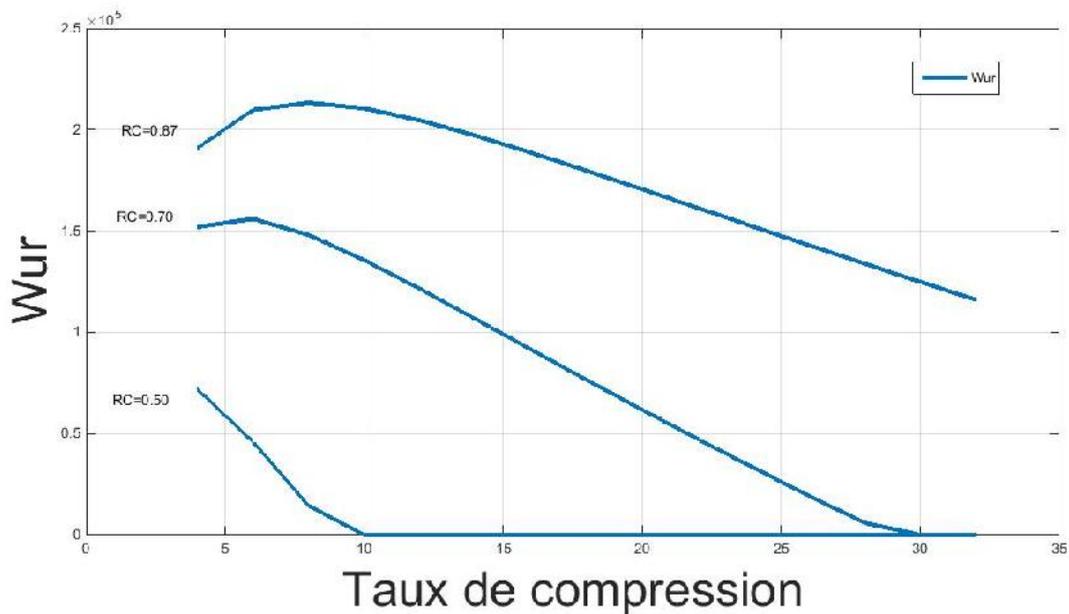


Fig.III.10. Influence rendement de compresseur sur le travail utile réel du cycle.

La même remarque précédente sur le rendement de la turbine est faite sur le rendement du compresseur mais avec des valeurs légèrement supérieures du rendement et du travail utile.

#### **III.4. Conclusion :**

Pour faire le bilan de cette partie, on peut dire que grosso modo les différents paramètres techniques choisis pour étudier leur effet sur les rendements thermiques et le travail utile ont une influence, plus ou moins différente, sur les performances énergétiques des turbines à gaz et cette influence n'est pas constante tout le long de la variation du rapport de compression.

En effet, les valeurs du rapport de compression aboutissant à des rendements et des travaux utiles optimaux ou à la rigueur acceptable sont situées entre 8 jusqu'à 15 ; au-delà le fonctionnement de la turbine à gaz devient instable et il serait non souhaitable de travailler dans ces conditions.

## **Conclusion générale :**

Ce projet final nous a beaucoup appris sur les systèmes de production énergétiques, et nous a apporté beaucoup de détails sur les turbines à gaz et leurs cycles de fonctionnement. La manipulation du logiciel Matlab nous a aussi beaucoup donné en matière de techniques et d'astuces de programmation sur ce précieux outil.

Au terme de ce travail, on peut réitérer les conclusions énumérées précédemment sur l'influence des paramètres techniques de fonctionnement, à savoir la température critique, le rendement du régénérateur et les rendements de la turbine et du compresseur, sur les critères de performances énergétiques des turbines à gaz tels que le rendement thermique et le travail utile.

Les effets pour pratiquement tous les paramètres sont significatifs pour des valeurs soit faibles soit grandes du taux de compression et les limites du fonctionnement normale ou acceptable sont données pour des valeurs moyennes du taux de compression (de 8 à 15).

De plus, ce travail doit tenir compte du fait que la température critique du système joue un rôle très important dans la modification de l'efficacité globale de la machine. N'oublions pas que l'efficacité de la régénération est affectée par les variations du taux de compression et de la température d'entrée de la turbine.

Enfin de compte, nous ne prétendons pas avoir complètement résolu, mais nous pensons que cette recherche n'est qu'un premier pas vers un travail plus compliqué et plus approfondi sur des cycles de turbines à gaz de centrales de production réelles.

## Bibliographie :

## Bibliographie :

[1]: AlMers Ahmed ,cours de Machines thermiques,(Chapitre III),pp(1-60),ENSAM-MEKNES, document (PDF).	
[2] : <a href="https://www.universalis.fr/encyclopedie/turbines-a-gaz/2-elements-de-turbine-a-gaz/">https://www.universalis.fr/encyclopedie/turbines-a-gaz/2-elements-de-turbine-a-gaz/</a>	Consulté le 25-02-2023
[3] : <a href="https://www.futur-science.com/maison/definitions/maison-turbine-gaz-11097">https://www.futur-science.com/maison/definitions/maison-turbine-gaz-11097</a>	Consulté le 01-03-2023
[4] : <a href="https://www.lavionnaire.fr/MotorElements.php">https://www.lavionnaire.fr/MotorElements.php</a> (les turbomachines éléments composant une turbine à gaz).	Consulté le 18-04-2023
[5] : <a href="https://fr.m.wikipedia.org/wiki/chambre_de_combustion">https://fr.m.wikipedia.org/wiki/chambre_de_combustion</a>	Consulté le 18-04-2023
[6] : <a href="https://magazinemotoneigequebec.com/magazine-motoneige-quebec/atelier/les-mysteres-de-la-combuustion">https://magazinemotoneigequebec.com/magazine-motoneige-quebec/atelier/les-mysteres-de-la-combuustion</a>	Consulté le 26-04-2023
[7] : <a href="https://www.teamturbo-machines.fr/assets/images/turbine-vapeur/turbine-vapeur1.jpg">https://www.teamturbo-machines.fr/assets/images/turbine-vapeur/turbine-vapeur1.jpg</a>	Consulté le 10-02-2023
[8] : <a href="https://dicens.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/turbines-gaz.html">https://dicens.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/turbines-gaz.html</a>	Consulté le 26-04-2023
[9] : <a href="https://www.cnrtl.fr/definition/TURBINE">https://www.cnrtl.fr/definition/TURBINE</a>	Consulté le 26-04-2023
[10] : <a href="https://www.ecourses.ou.edu/ebook/thermodynamics/ch09/sec091/media/th090102p.gif">https://www.ecourses.ou.edu/ebook/thermodynamics/ch09/sec091/media/th090102p.gif</a> .	Consulté le 14-02-2023
[11] : <a href="https://www.explorateurs-energie.ch">https://www.explorateurs-energie.ch</a>	Consulté le 25-02-2023
[12] : <a href="https://image.app.goo.gl/bD4ZesskgVi8GMwp8">https://image.app.goo.gl/bD4ZesskgVi8GMwp8</a>	Consulté le 19-06-2023
[13] : <a href="https://fr.m.wikipedia.org/wiki/Cycle_d%27Ericsson">https://fr.m.wikipedia.org/wiki/Cycle_d%27Ericsson</a>	Consulté le 14-02-2023
[14] : <a href="https://fr.m.wikipedia.org/wiki/Moteur_Stirling">https://fr.m.wikipedia.org/wiki/Moteur_Stirling</a>	Consulté le 14-02-2023
[15] : <a href="https://www.google.com">https://www.google.com</a>	Consulté le 14-02-2023
[16] : <a href="https://www.memoireonline.com">https://www.memoireonline.com</a> .	Consulté le 27-04-2023
[17] : <a href="https://somas.se/fr/business-areas/energy/gas-turbines/air-sealing-system-valves/">https://somas.se/fr/business-areas/energy/gas-turbines/air-sealing-system-valves/</a>	Consulté le 28-04-2023
[18]: Docteur-Ingénieur Paul CHAMBADAL , Livre de la Turbine	

## Bibliographie :

- A Gaz , la Recherches E.D.F, ,(Chapitre III),pp(1),1976.
- [19] : BENNACER Salim ; REHOUMA OMAE : Oukil Juba Etude comparative des performances obtenues lors de l'injection de la vapeur d'eau en amont de chambre de combustion d'une TURBINE À GAZ MS 5002 B. 21-06-2018
- [20] : HASSANI Salah Eddine : Etude comparative entre les cycles thermodynamique dans le cadre d'augmentation les performance d'une TURBINE À GAZ. 2020/2021
- [21] :DJOUDI YUCEF : Simulation numérique d'une chambre de combustion d'une TURBINE À GAZ MS5002B. 06-2013
- [22]:Mr. KIMOUCHE Hani : Analyse des performances de TURBINE À GAZ du Méga-train GNL de Skikda et contrôle de la température de l'air d'entrée du compresseur.02 - 07 - 2022
- [23]: BOUTAGHANE Ilyas, BOUTERF AHCEN : Amélioration des performances de la TURBINE À GAZ de propane (MS7001) du complexe GL 1K. 2018/2019
- [24] :S. LAOUAR (Eps. MEFTAH), A. BENBRIK, K. SAHNOUNE ; COURS DE THERMODYNAMIQUE CONVERSION DE L'ENERGIE ; (Chapitre 8) ;pp(87) ; Université M'HAMED BOUGARA, BOUMERDES. 2010
- [25] :D. Zebbar, S. Kherris, S. Mostefa, S. Horr et M. Guettaf . Etude théorique du cycle de Brayton irréversible avec régénération d'une centrale thermique à concentration solaire ; Centre universitaire El-Wancharrissi, Route de Bougara Tissemsilt, ( Revue des Energies Renouvelables) 2016.
- [26] : Manuel de TURBINE À GAZ de type SGT-600, Siemens.