



Université Mohamed Khider de Biskra
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Mécanique

MÉMOIRE DE MASTER

Domaine: Sciences et Techniques

Filière: Génie Mécanique

Spécialité: Energétiques

Réf.: Entrez la référence du document

Présenté et soutenu par :

Mr. Badri Gadi

Le :

Simulation générale pour la turbine à gaz SGT 800

Jury:

Mr	Saïd Ben Saada	Pr	Université de Biskra	Président
Mr	Nacer Chouchane	MCA	Université de Biskra	Rapporteur
Mr	Abdelghani Lakroune	MAA	Université de Biskra	Examineur

2019-2020

Dedicace

*Je dédie ce présent mémoire
A mes chers parents qui ont toujours veillés sur
moi,
A la famille Gadi.
&
A tous mes amis...
Et à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin
pour
L'achèvement de ce modeste travail.*

Remerciements

Je dois tout d'abord remercier ALLAH, pour m'avoir donné la santé et la force pour accomplir ce travail.

Le grand merci à mon encadreur Dr. Chouchen. nacer, pour m'avoir confié ce thème de recherche, pour ses précieux conseils tout au long de la réalisation de ce travail.

Je tiens également à remercier les membres du jury

M. ... et Dr.... Pour l'honneur

Qu'ils m'ont accordé en acceptant de juger mon travail.

Je remercie aussi l'ensemble des enseignants du département de

Génie Mécanique, qui a contribué à ma formation.

Resumé

Dans ces dernières années, les turbines a gaz industrielles jouent un rôle important dans les systèmes de production de la puissance, telles que les centrales nucléaire de puissance (NNP) et les centrales de production des gaz. Bien que de nombreux avantages de ces équipement, leur haute sensibilité à l'influence de la variation de température de l'air ambiant, qui change considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté. L'objectif de ce travail, consiste à une étude thermodynamique de la turbine à gaz SGT-800 en faisant des calculs sur la turbine avec des cycles différents et fait la comparaison. Les principaux résultats de calcul montrent que le rendement de bonne performance effectué avec le cycle combustion isobare et transformation isotherme.

Mot clé : les turbines a gaz, la turbine à gaz SGT-800, le rendement thermique

Abstract:

In recent years, industrial gas turbines have played an important role in power generation systems, such as nuclear power plants (NNP) and gas production plants. Although many advantages of this equipment, their high sensitivity to the influence of the variation in ambient air temperature, which changes considerably between day and night, summer and winter, means that the thermal efficiency operation of these machines is affected. The objective of this work is to study the thermodynamics of the SGT-800 gas turbine by doing calculations on the turbine with different cycles and making the comparison. The main calculation results show that the efficiency of good performance carried out with the isobaric combustion cycle and isothermal transformation.

Keywords: gas turbines, the SGT-800 gas turbine, the thermal efficiency

ملخص

في السنوات الأخيرة، لعبت توربينات الغاز الصناعية دورًا مهمًا في أنظمة توليد الطاقة، مثل محطات الطاقة النووية (NNP) ومحطات توليد الغاز.

على الرغم من العديد من المزايا لهذه المعدات إلا أنها تتأثر بشكل واضح نتيجة التباين في درجة حرارة الهواء المحيط بها والتي تتغير أي درجة الحرارة بشكل كبير بين النهار والليل والصيف والشتاء مما يؤثر حتماً على كفاءة وحرارية تشغيل هذه الآلات بشكل كبير.

الهدف من العمل الذي أنجزناه هو دراسة الحرارية الديناميكية للتوربينات الغازية SGT-800 من خلال إجراء حسابات على التوربين بحلقات مختلفة وإجراء مقارنة بين هذه الحلقات. أظهرت النتائج الحسابية التي أجريناها أن المردود و الأداء الجيد يتم إجراؤه مع حلقة الاحتراق المتساوي وإنضغاط للهواء في درجة ثابتة.

الكلمات المفتاحية : توربينات ، الحلقات ، المردود ، الحرارية

Tableau des matières

Dédicace i

Remerciements ii

Resumé iii

Tableau des matières iv

Listes des figures v

Nomenclature vii

Introduction générale 1

I.1. Introduction 2

I.2. Historique 2

I.3. Principe de fonctionnement 2

I.4. Les éléments d'une turbine à gaz : 4

I.5. Classification des turbines à gaz : 4

I.5.1. Selon le mode de travail : 4

I.5.2. Selon le mode de fonctionnement thermodynamique : 5

I.5.3. Le mode de construction : 7

I.6. Comparaison des deux turbines : 8

I.7. Domaines d'application des turbines à gaz : 9

I.7.1. Domaines fixes (utilisation industrielle) : 9

I.7.2. Domaines mobiles : 9

I.8. Les principaux cycles de la turbine à gaz : 9

I.8.1. Cycle de base (Cycle de Joule ou de Brayton) : 9

I.8.2. Le cycle réel : 10

I.8.3. Améliorations du cycle de base : 11

I.9. Conclusion : 18

II.1. Introduction : 19

II.2. Turbine à gaz à un arbre et turbine à gaz à plusieurs arbres : 19

II.3. Présentation de la turbine SGT-800 : 20

II.3.1. Les principaux composants : 21

II.3.2. Packages SGT-800 : 23

II.3.3. Principe de fonctionnement : 25

Table des matières

II.3.4. Caractéristiques de la turbine à gaz SGT-800 :	25
II.4. Cycle de bryton:.....	26
II.5. Les Application de SGT-800 :	27
II.6. Les avantages :.....	28
II.8. Conclusion	29
III.1. Introduction :	30
III.2. Schéma général et principe de fonctionnement d'une installation turbine a gaz :..	30
III.2.1. Schéma général et composition d'une installation turbine a gaz :	30
III.2.2. Principe de fonctionnement d'une installation turbine a gaz.....	31
III.3. Différents types de cycle de fonctionnement des turbines a gaz :	32
III.3.1. Cycle a combustion isobare sans récupération	32
III.3.1.1 Cycle de joule ou de brayton (compression adiabatique)	32
III.3.1.2 Cycle a compression isotherme	34
III.3.2. Cycle a combustion isobare avec récupération	36
III.3.2.1 Cycle a combustion isobare avec récupération et compression isotherme... 38	
III.3.2.2 Cycle a combustion isobare avec récupération et compression adiabatique 39	
III.3.3. Cycle a combustion isochore	39
III .4. Les calculs des caractéristiques pour chaque cycle :	41
III.5 . Discussion et interprétation des résultats	46
III.6 . Etude numérique.....	46
III.5. 1. Les programmes pour calculer les rendements thermiques de la turbine à gaz avec des différents types des cycles de fonctionnement	47
III.7 . conclusion	50
<i>Conclusion</i>	51
References bibliographies	52

Listes des figures

Figures	intitulé	page
<i>Chapitre I</i>		
I.1	Schéma descriptif d'une turbine à gaz	5
I.2	La variation de la pression et de la température dans les différentes sections de la turbine à gaz	6
I.3	principe de turbine à réaction	7
I.4	Cycle fermé d'une turbine à gaz.	8
I.5	Cycle ouvert d'une turbine à gaz.	8
I.6	Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre	9
I.7	Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre	10
I.8	Cycle de Joule (Brayton)	12
I.9	Cycle simple réel	13
I.10	Principe d'une turbine à gaz avec récupération	14
I.11	cycle a récupération	15
I.12	principe d'une turbine à gaz avec refroidissement intermédiaire	15
I.13	Cycle avec refroidissement intermédiaire	16
I.14	Configuration d'une turbine avec réchauffe	17
I.15	cycle avec réchauffe	17
I.16	Turbine à Gaz avec réchauffe et récupération	18
I.17	Cycle avec réchauffe et récupération	18
I.18	Configuration d'une turbine à gaz avec refroidissement intermédiaire, réchauffage et récupération	19
I.19	Cycle avec refroidissement, réchauffage et récupération	20
I.20	Turbine à gaz avec injection de vapeur	21
<i>Chapitre II</i>		
II.1	Schéma d'une turbine à gaz à arbre unique	23
II.2	Schéma d'une turbine à gaz à plusieurs arbres	24
II.3	La SGT-800. L'entrée d'air, le compresseur et l'extrémité de l'arbre pouvant être raccordée à un générateur se trouvent à gauche sur la figure. À droite, la turbine et l'échappement sont situés	25
II.4	Section compresseur SGT-800	26
II.5	Le brûleur DLE de 3eme génération	26
II.6	SGT-800	27
II.7	Package classique	28
II.8	Package de levage unique	29
II.9	Diagramme T-S d'un cycle simple idéal (Bryton)	31

Chapitre III		
III.1	(a) Turbine à gaz(b) Schéma général d'une turbine à gaz simple.	35
III.2	Cycle de Joule ou de Brayton (compression adiabatique)	37
III.3	Cycle à compression isotherme.	38
III.4	Schéma général d'une installation avec récupération de chaleur	40
III.5	Cycle à combustion isobare et avec récupération de chaleur : (a) avec compression adiabatique ; (b) avec compression isotherme	41
III.6	Cycle à combustion isochore: (a) avec compression isotherme; (b) avec compression adiabatique	44
III.7	Cycle à combustion isochore avec compression isotherme;	47
III.8	Cycle à combustion isochore avec compression adiabatique	49

Nomenclature

C_P	Chaleur spécifique pour un processus à pression constante (isobare)	J/(Kg.K) ou Cal/(Kg.K) ou J/mole.K ou Cal/mole.K
C_V	Chaleur spécifique pour un processus à volume constant (isochore)	J/(Kg.K) ou Cal/(Kg.K) ou J/mole.K ou Cal/mole.K
H	Enthalpie	J ou Cal
h	Enthalpie spécifique massique ou molaire	J/Kg ou Cal/Kg ou J/mole ou Cal/mole
m	Masse	Kg
H	Enthalpie	J ou Cal
η	Enthalpie spécifique massique ou molaire	J/Kg ou Cal/Kg ou J/mole ou Cal/ mole

P	Pression	bar ou Pascal ou Atmosphère ou Kgf/ cm ²
Q	Quantité de chaleur ou d'énergie de chaleur	J ou Cal
r	Constante spécifique du gaz	J/(Kg.K) ou Cal/(Kg.k)
T	Température	° C ou K
V	Volume	m ³ ou l
v	Volume spécifique	m ³ /Kg ou l/Kg
W	Quantité de travail ou d'énergie de travail	J ou Cal

Nomenclature

ϵ_c	Taux de compression (rapport de pression)
ϵ_{cal}	Efficacité calorifique d'une pompe à chaleur
ϵ_{cv}	Taux de compression volumétrique (rapport de volume)
ϵ_d	Taux de détente préalable
η	Rendement
η_{th}	Rendement thermique d'un cycle
γ	Exposant adiabatique
τ	Taux d'élévation de température dans le récupérateur



Introduction générale

Introduction générale

Les énergies renouvelables sont propres et constituent une solution alternative pour subvenir aux besoins de la société actuelle, Même si les énergies fossiles (pétrole et gaz) ne vont pas être remplacées de sitôt par les énergies renouvelables en Algérie.

L'économie algérienne repose essentiellement sur l'énergie fossile (gaz et pétrole) et pour produire de l'électricité, on utilise des machines appelées turbines. Les plus importantes sont les turbines à gaz dont l'utilisation conduit à des émissions de gaz brûlés à de très hautes températures près de 500°C.

Afin de réduire la pollution de ces gaz et de préserver l'environnement, plusieurs recherches scientifiques ont été conduites sur la façon d'exploiter les gaz d'échappement, elles ont atteint à établir un cycle combiné, qui nécessite essentiellement une haute température pour produire la vapeur nécessaire pour alimenter la turbine à vapeur. De plus, les dernières technologies avancées ouvrent des perspectives intéressantes pour augmenter le rendement de la production d'électricité.

1. Objectif de ce mémoire

Dans ce mémoire, on s'est intéressé à l'étude analytique des caractéristiques thermodynamiques d'une turbine à gaz modèle SGT 800.

2. Organisation de ce mémoire

Ce mémoire est constitué d'une introduction générale; le premier chapitre on commencera par quelques principes thermodynamiques et quelques notions fondamentales et des généralités sur les turbines à gaz.

Le deuxième chapitre est une description détaillée de la turbine SGT 800.

Et le dernier chapitre est consacré au calcul des paramètres thermodynamiques des turbines et à l'évaluation des performances de ces dernières dans plusieurs cycles. Finalement, les conclusions principales du présent travail sont résumées dans la conclusion générale.

Chapitre I

*Synthèse bibliographique sur les
turbines à gaz*

I.1. Introduction

Durant ces dernières années, les turbines à gaz industrielles ont joué un rôle important dans les systèmes de production de puissance, tels que les centrales nucléaires de puissance (NPP), les centrales de production d'électricité et les unités des hydrocarbures. Bien que ces équipements possèdent de nombreux avantages, leur haute sensibilité à l'influence de variation de la température de l'air ambiant, qui change considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté, ainsi l'amélioration du cycle de ces machines s'avère nécessaire. A cet effet différentes techniques (régénération, refroidissement intermédiaire, préchauffage et injection de vapeur d'eau) ont été employées afin d'améliorer les performances des turbines à gaz.

[1]

I.2. Historique

La première turbine à gaz industrielle a vu le jour en Suisse en 1939, sa puissance était de 4MW avec une température de 550°C à l'entrée de la turbine.

De nos jours, elles atteignent des puissances allant jusqu'à 300MW avec une température de 1300°C à l'entrée de la turbine.

Des prototypes sont en cours de réalisation et peuvent atteindre des puissances de 450MW en cycles combiné.

I.3. Principe de fonctionnement

Les turbines à gaz font partie des turbomachines définies par râteau comme étant des appareils dans lesquels a lieu un échange d'énergie entre un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante et un fluide en écoulement permanent. Une turbine à gaz, appelée aussi turbine à combustion, est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir de l'énergie contenue dans un hydrocarbure (fuel, gaz...). [2]

La turbine à gaz est essentiellement formée de trois parties principales (figure I.1) :

- Un Compresseur.
- Chambres de combustion.
- Une turbine de détente.

L'air froid aspiré de l'environnement extérieur, est comprimé dans le compresseur avant de pénétrer dans la chambre de combustion. Cette opération est réalisée en consommant une quantité d'énergie mécanique soustraite à l'énergie fournie par la turbine.

A l'intérieur de la chambre de combustion, la réaction chimique entre l'air et le carburant produit une augmentation de la température à une pression relativement constante.

En effet, la chute de pression entre l'évacuation du compresseur et l'admission à la turbine se trouve généralement comprise entre 2% et 4% de la pression initiale ; dans cette réaction la chaleur calorifique du carburant est transformée en énergie thermique pour les gaz.

Enfin, dans la turbine de détente les gaz chauds se détendent jusqu'à la pression ambiante et leur température diminue en conséquence. Cette phase produit une grande quantité d'énergie mécanique en partie requise par le compresseur, mais surtout dirigée au réseau à travers le générateur de puissance.[3]

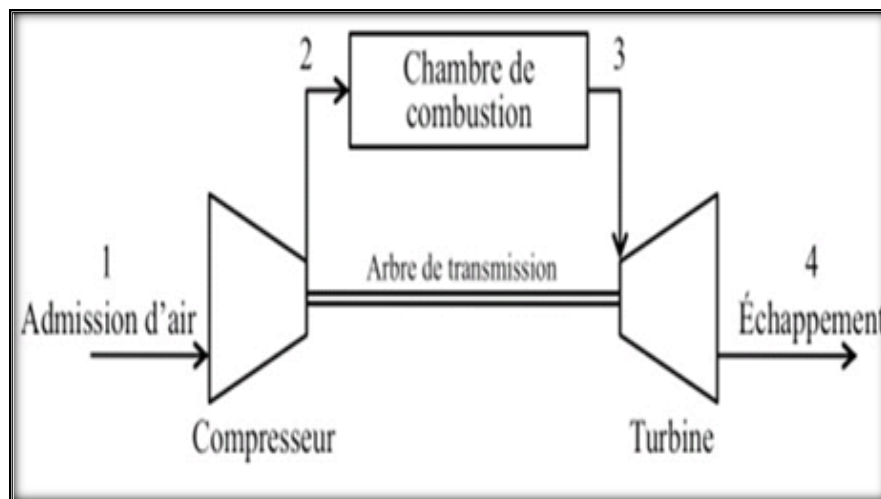


Figure I.1. Schéma descriptif d'une turbine à gaz [3]

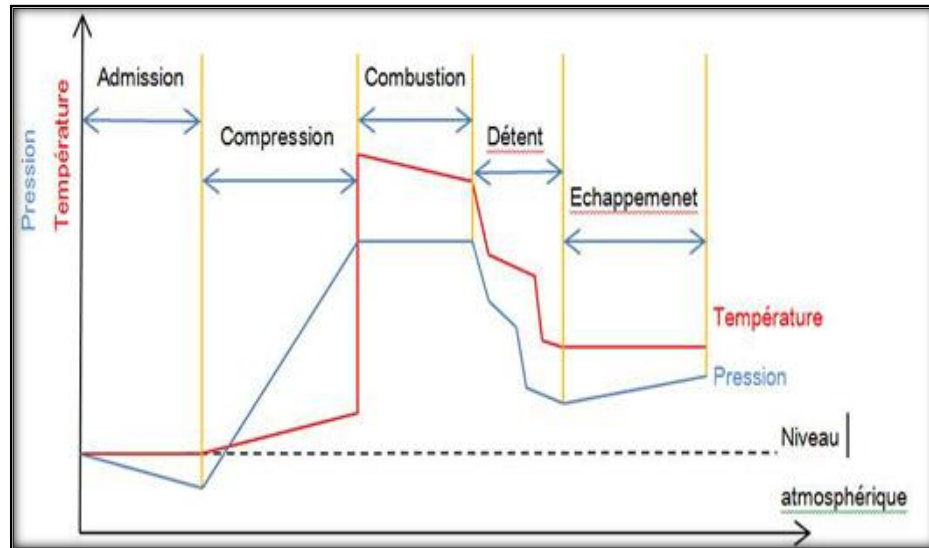


Figure I.2. La variation de la pression et de la température dans les différentes sections de la turbine à gaz. [4]

I.4. Les éléments d'une turbine à gaz :

Dans sa forme la plus simple et la plus répandue, une turbine à gaz est composée de trois éléments :

- Un compresseur, centrifuge ou plus généralement axial, qui a pour rôle de comprimer de l'air ambiant à une pression comprise aujourd'hui entre 10 et 30 bars environ.
- Une chambre de combustion, dans laquelle un combustible gazeux ou liquide est injecté sous pression, puis brûlé avec l'air comprimé, avec un fort excès d'air afin de limiter la température des gaz d'échappement.
- Une turbine, généralement axial, dans laquelle sont détendus les gaz qui sortent de la chambre de combustion. [3]

I.5. Classification des turbines à gaz :

On peut classer les turbines à gaz selon :

- Le mode de travail.
- Le mode de fonctionnement thermodynamique.
- Le mode de construction.

I.5.1. Selon le mode de travail :

On distingue les turbines suivantes :

A. Turbine à action :

Toute la détente a lieu dans l'aubage fixe. Le rôle de l'aubage mobile est d'utiliser l'énergie cinétique engendrée par cette détente, c'est-à-dire de transformer cette énergie cinétique en énergie mécanique disponible sur l'arbre de la machine. [3]

B. Turbine à réaction :

Le fluide ne se détend dans l'aubage fixe que partiellement, le reste de la détente a eu lieu dans l'aubage mobile. [5]

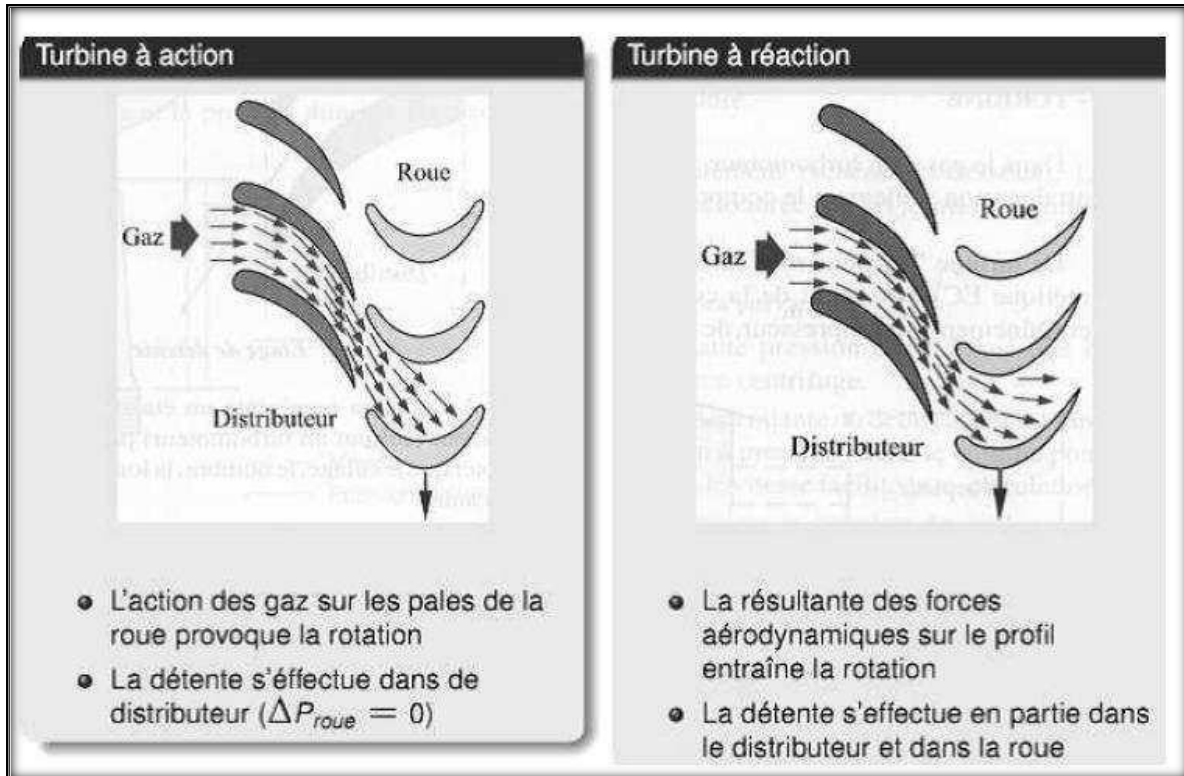


Figure I.3. Turbine à action et à réaction. [5]

I.5.2. Selon le mode de fonctionnement thermodynamique :

Il existe deux cycles thermodynamiques :

A. La turbine à gaz à cycle fermé :

Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle. [6]

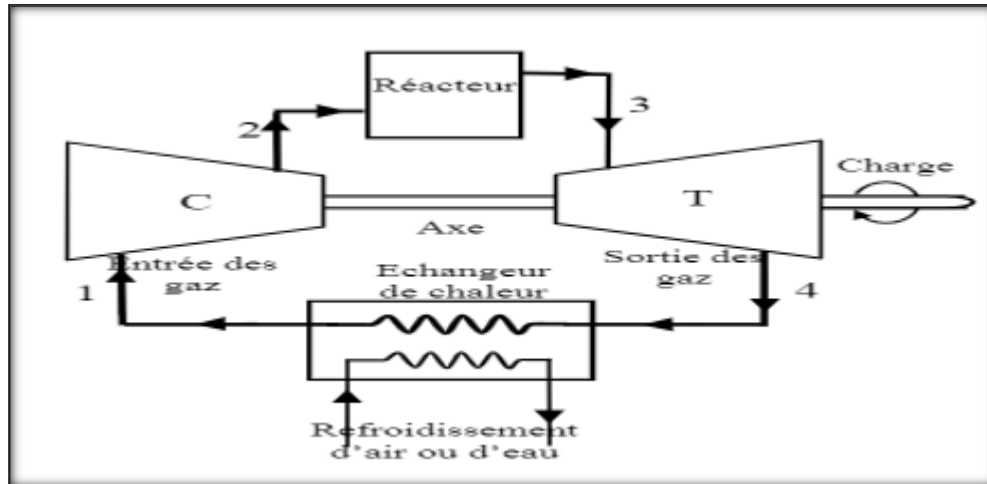


Figure I.4. Cycle fermé d'une turbine à gaz. [7]

B. La turbine à gaz à cycle ouvert :

C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère. Ce type de turbines qui est le plus répandu se divise en deux classes :

- Turbine à cycle simple : c'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique après la détente, les gaz possédant encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère à travers la cheminée.
- Turbine à cycle régénéré : c'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dont le but d'augmenter le rendement de l'installation. [6]

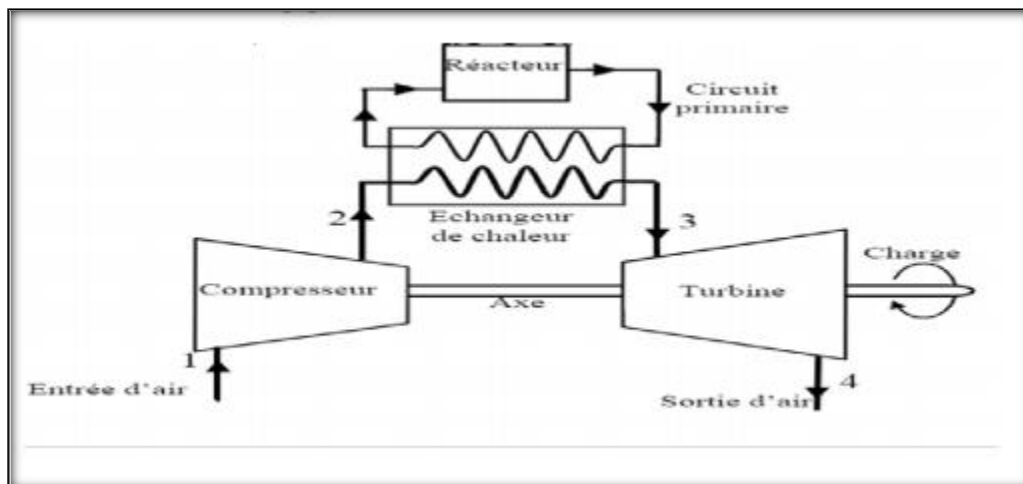


Figure I.5. Cycle ouvert d'une turbine à gaz. [7]

I.5.3. Le mode de construction :

A. Turbine mono-arbre :

Dans la turbine mono arbre, les disques du rotor de la turbine accouplée entre eux se prolongent vers l'échappement par un arbre.

Le rotor du compresseur axial ainsi que les étages de la turbine forment donc un seul rotor supporté par deux paliers porteurs elliptiques.

Les machines (compresseur axial + turbine), sur des supports élastiques longitudinalement et transversalement l'embarc métallique.

Les turbines mono-arbre : sont surtout utilisées pour actionner des alternateurs. Elles n'actionnent que rarement des compresseurs car la marge restreinte de régulation de nombre de tours de la turbine (compris entre 80% et 105% de la vitesse nominale), limite son utilisation aux cas où le compresseur a aussi de petite variation de charge et de nombre de tours et lorsque la turbine a une bonne marge de puissance par rapport à celle absorbée par le compresseur (10 à 20% en plus). [7]

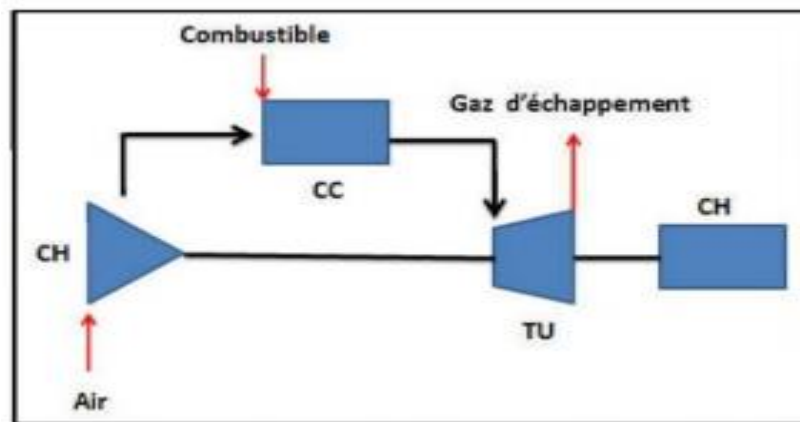


Figure I.6. Turbine à gaz à un arbre. [7]

Cette figure montre schématiquement le fonctionnement d'une turbine à un seul arbre, où il y a un raccordement continu entre la section turbine T, le compresseur CO et côté opposé.

Il est évident que le système compresseur - turbine - charge solidaire sur un seul arbre concerne l'entraînement d'alternateurs, étant donné que dans cette application il est nécessaire de régler la puissance à une vitesse constante (fréquence réseau) ; ici une turbine à gaz un seul arbre répond

exactement à cet objectif par ce qu'elle peut utiliser les performances optimales du compresseur axial, qui fonctionne à 100% de la vitesse et donc au point de rendement maximum.

B. Turbine à gaz à deux arbres :

Contrairement à la turbine à un seul arbre, dans le cas des turbines à gaz à deux arbres seulement une partie de la section de la turbine (appelée turbine haute pression THP) est raccordée mécaniquement au compresseur pour former le soi-disant générateur à gaz alors que l'énergie résultante de la combustion est traitée par une deuxième section de la turbine (turbine de basse pression TBP), séparée mécaniquement de la première. Pour former la soi-disant turbine « TP » de puissance qui est raccordée à la charge « L » par un accouplement. [7]

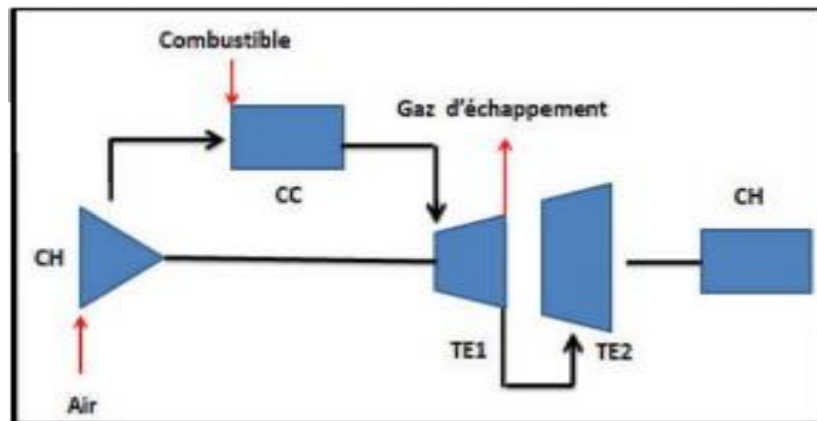


Figure I.7. Turbine à gaz à bi-arbres. [7]

Cette figure montre une vue schématisée de fonctionnement d'une turbine à gaz à deux arbres avec les deux sections (modules), le générateur de gaz et la turbine de puissance, mécaniquement séparés. Les champs d'application de la turbine à gaz à deux arbres concernent l'entraînement des machines dont le réglage de puissance est obtenu en variant la vitesse, tel que les compresseurs ; les pompes. Un tel champ d'application est défini « entraînement mécanique » par opposition à celui des turbines à un seul arbre, qui est défini « transmission électrique ». [7]

I.6. Comparaison des deux turbines :

La turbine à gaz à un seul arbre contrairement à la turbine à gaz à deux arbres, a l'arbre de puissance et l'arbre du compresseur solidaire l'un de l'autre et leur vitesse est la même, par contre dans la turbine à gaz à deux arbres les deux arbres sont des vitesses différentes car ils sont séparés mécaniquement.

Dans la turbine à gaz à deux arbres on peut varier la vitesse de la turbine de puissance en agissant sur la directrice variable 2^{ème} étage (elle peut avoir une position ouverte ou fermée) par contre la directrice de 2^{ème} étage de la turbine à gaz à un seul arbre est constante.

Du point de vue de fonctionnement, on peut dire qu'elles ont le même principe de fonctionnement. [3]

I.7. Domaines d'application des turbines à gaz :

Les domaines d'application des turbines à gaz se divisent en deux catégories :

I.7.1. Domaines fixes (utilisation industrielle) :

- Entraînement des compresseurs.
- Entraînement des pompes.
- Entraînement des alternateurs.

I.7.2. Domaines mobiles :

- Pour la traction automobile.
- Pour la traction ferroviaire.
- Pour l'application marine.
- Pour l'aviation turboréacteur turbo-hélice.[8]

I.8. Les principaux cycles de la turbine à gaz :

I.8.1. Cycle de base (Cycle de Joule ou de Brayton) :

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

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

Le cycle de Joule, comme il est représenté dans la figure I.8, comporte deux processus isentropiques (adiabatiques et réversibles) et un processus isobare.[9]

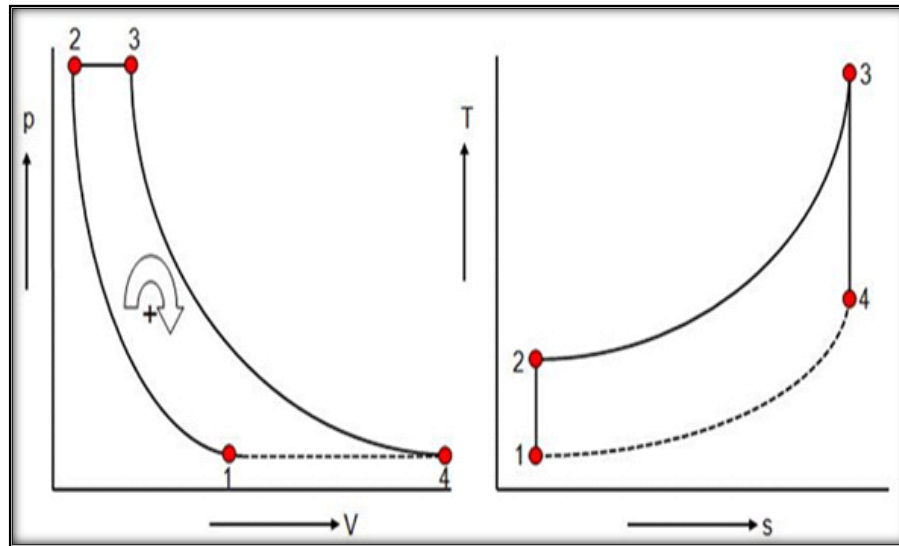


Figure I.8. Cycle de Joule (Brayton). [9]

Le gaz est comprimé d'une manière adiabatique jusqu'au point (2), puis il reçoit de la chaleur (généralement par combustion interne) pour atteindre la température maximale du cycle à l'entrée de la turbine point (3). L'expansion dans la turbine se produit d'une manière adiabatique jusqu'à la pression d'aspiration du compresseur (généralement c'est la pression atmosphérique).

I.8.2. Le cycle réel :

L'étude de ce cycle devrait, en toute rigueur, tenir compte de toutes les imperfections des différentes parties de cette machine, en fait, nous ferons intervenir les rendements du compresseur et de la turbine, nous adapterons pour les fluides traversant la turbine et le compresseur les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Le fluide est un gaz parfait
- $\gamma = cte$

Le cycle réel d'une turbine à gaz est représenté dans la figure suivante :[9]

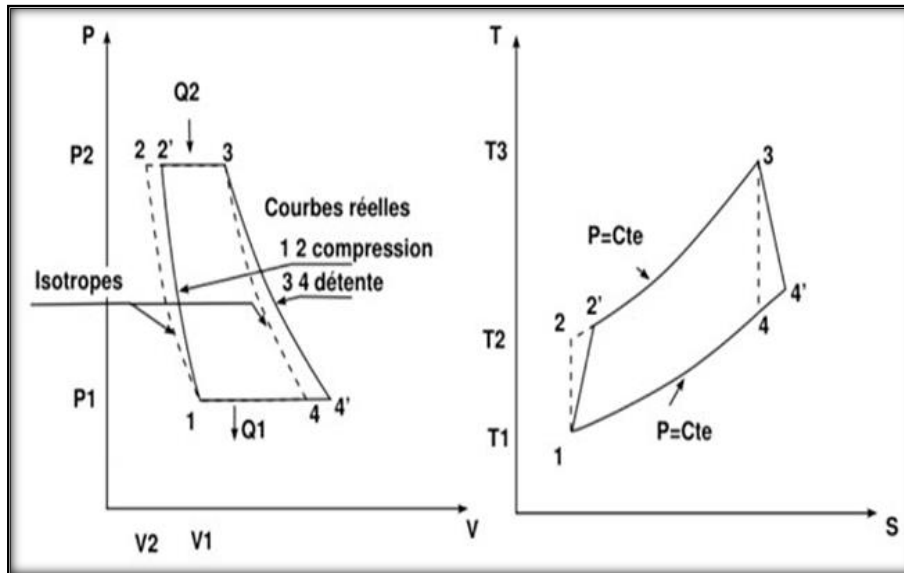


Figure I.9. Cycle simple réel.[9]

Ce cycle comporte :

- Une compression adiabatique avec augmentation d'entropie de (1) à (2) ;
- Une combustion avec une chute de pression due aux pertes de charge de (2) à (3) ;
- Une détente adiabatique jusque à la pression atmosphérique avec augmentation d'entropie de (3) à (4).

I.8.3. Améliorations du cycle de base :

Les performances d'un cycle d'une turbine à gaz sont principalement le rendement thermique et le travail net.

L'amélioration du rendement passe par l'augmentation du travail net et la diminution de la chaleur de combustion (diminution de quantité de carburant utilisée).

L'objectif est donc d'augmenter l'air du cycle tout en réduisant la chaleur de combustion (Segment 2-3).

▪ Cycle à récupération

Lorsque la température de sortie turbine est supérieure à celle de sortie du compresseur, il devrait être possible d'augmenter le rendement du cycle en se servant des gaz d'échappement dans un échangeur de chaleur pour réchauffer les gaz sortant du compresseur comme le motionne la figure suivante :

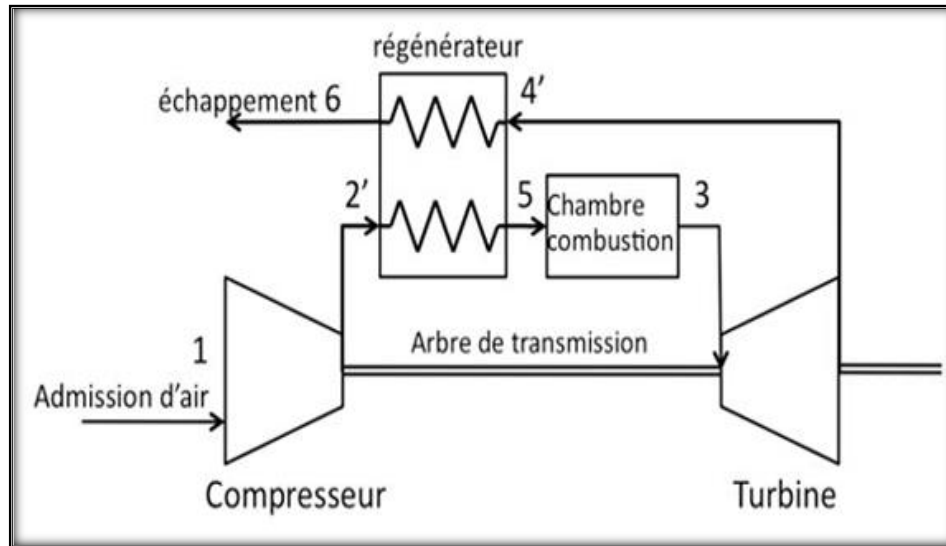


Figure I.10. principe d'une turbine à gaz avec récupération. [9]

En principe, l'air qui entre dans l'échangeur thermique au point (2) devrait se réchauffer jusqu'à la température des gaz qui entrent dans l'échangeur au point (4), mais en réalité, entre les gaz chauffant et l'air chauffé il existe toujours une certaine différence de température de sorte que l'air qui provient du compresseur sera chauffé seulement jusqu'au point (2'), de même pour les gaz qui proviennent de la turbine au lieu de se refroidir jusqu'à la température de l'air qui provient du compresseur au point (2), ils se refroidissent seulement jusqu'au point(5).

Évidemment, l'utilisation d'un échangeur thermique est valable seulement lorsque la différence entre la température des gaz de refoulement du compresseur et celle des gaz d'échappement est suffisamment élevée.[10]

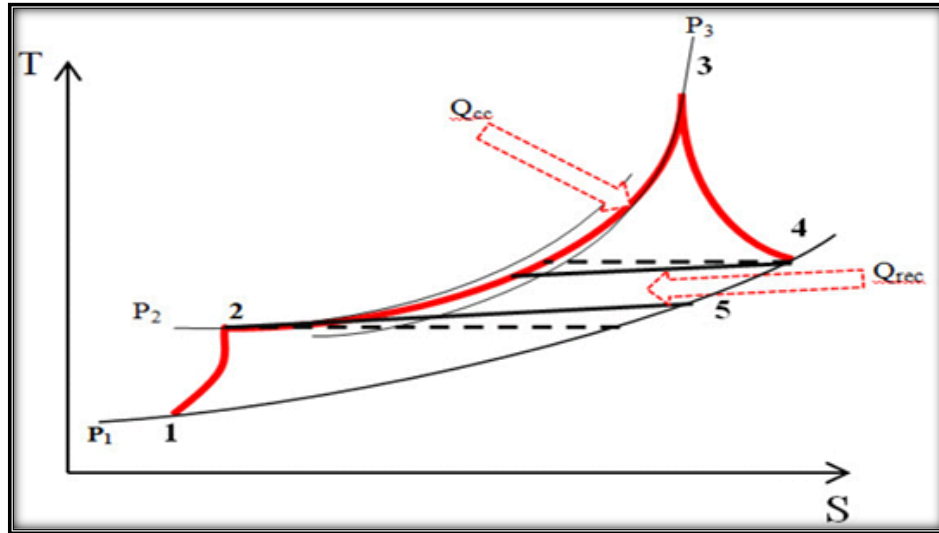


Figure I.11. Cycle a récupération. [10]

▪ Cycle à refroidissement intermédiaire de la compression :

La figure I.7 montre un schéma descriptif d'une turbine à gaz à refroidissement intermédiaire. L'air sortant de la compresseur basse pression se refroidit par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur avant d'être comprimé à nouveau dans un compresseur haute pression.

En effectuant la compression en deux étapes, et en refroidissant le gaz entre les deux corps de compresseur, haute et basse pression, permet l'augmentation du rendement du cycle.

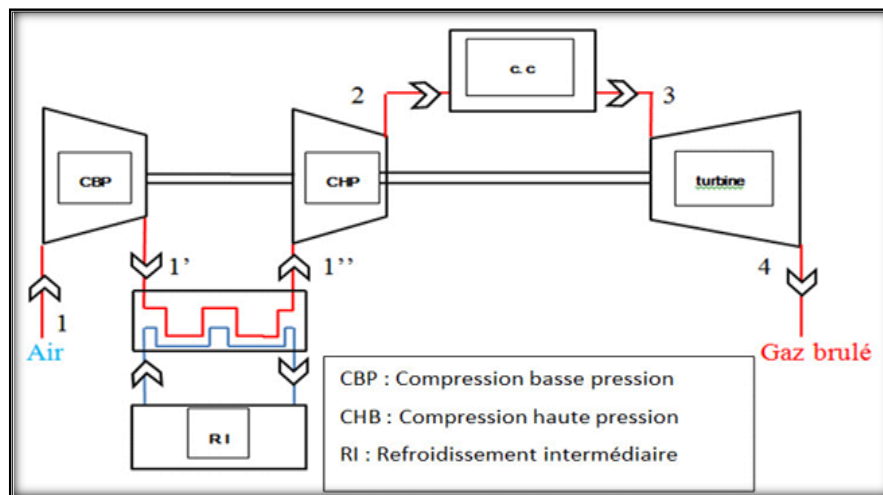


Figure I.12.principe d'une turbine à gaz avec refroidissement intermédiaire.[9]

Pour pouvoir comparer le travail du compresseur de ce cycle avec celui du cycle de base, on illustre ce dernier sur le même diagramme (T-S) représenté sur la figure

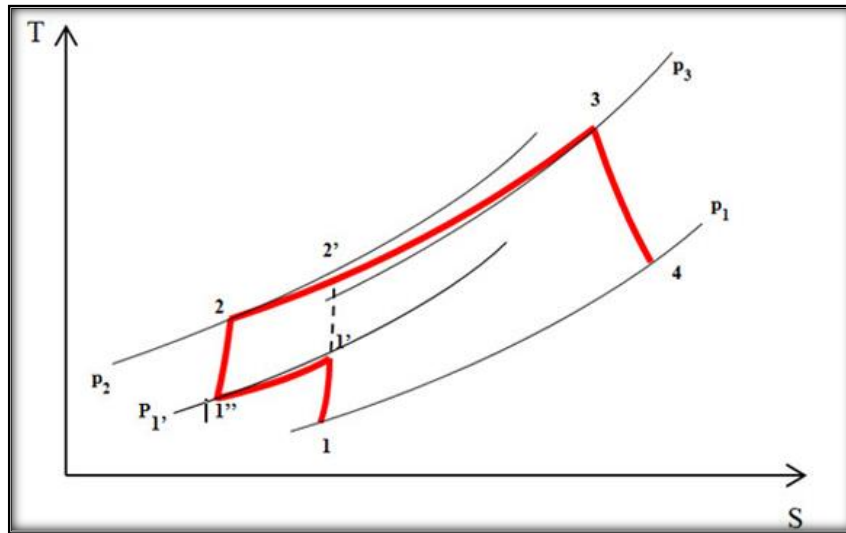


Figure I.13. Cycle avec refroidissement intermédiaire [10]

Dans une compression refroidie le travail requis pour la compression d'une unité de masse d'air s'écrit :

$$W_C = W_{1-1''} + W_{1''-2} = (h_{1'} - h_1) + (h_2 - h_{1'}) \quad (I.1)$$

Si on considère que Cp constante, on aura :

$$W_{Cref} = Cp[(T_{1'} - T_1) + (T_2 - T_{1'})] \quad (I.2)$$

En admettant que le rendement du compresseur est égal à celui de chaque compresseur utilisé dans le cas précédent, et la chaleur massique Cp constante. Le travail de compression simple est donné par :

$$W_{Csimple} = h_2 - h_1 = (h_2' - h_{1'}) + (h_{1'} - h_1) = Cp [(T_2' - T_{1'}) + (T_{1'} - T_1)] \quad (I.3)$$

Comparant les deux travaux, il est facile de déduire que le travail consommé par les deux compresseur, hautes et basses pressions, est moins important comparant à celui du cycle de base. [9]

▪ Cycle à réchauffage lors de la détente :

Une autre façon d'améliorer les performances du cycle consiste à augmenter le travail de la détente, en utilisant deux turbines en série, entre lesquelles une deuxième chambre de combustion est introduite. Son schéma de fonctionnement est représenté dans la figure suivante :

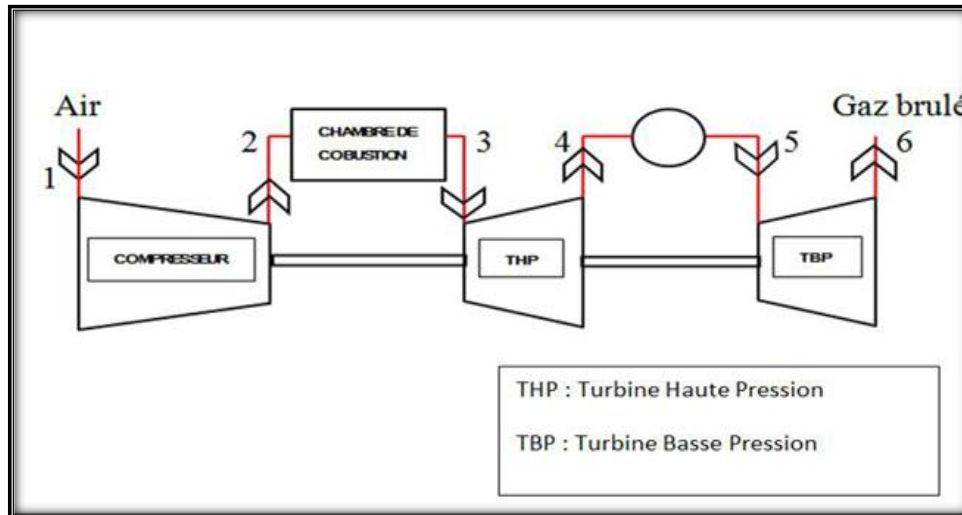


Figure I.14. Configuration d'une turbine avec réchauffe.[9]

Le cycle thermodynamique de cette installation, et celui du cycle de base sont illustrés dans la figure suivante :

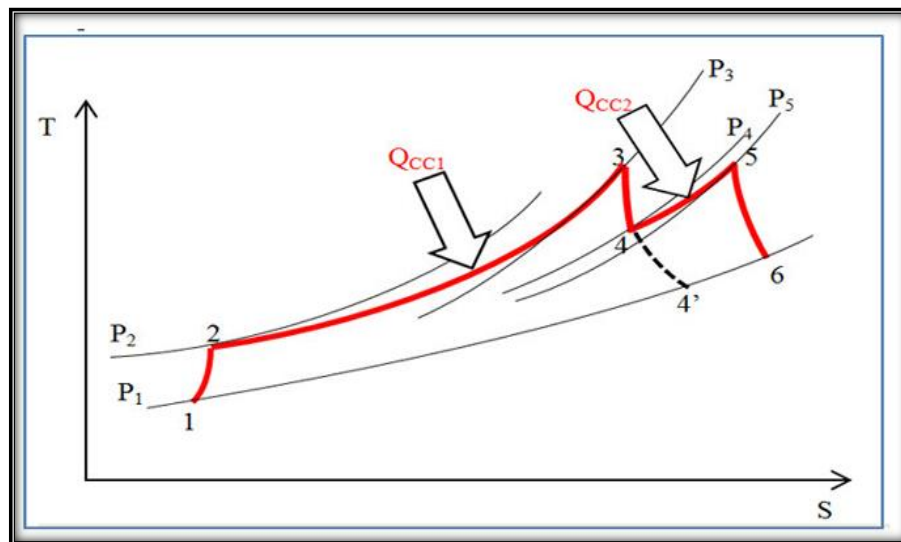


Figure I.15. Cycle avec réchauffe. [9]

Le travail supplémentaire gagné lors de la réchauffe est représenté par l'aire 44'65 améliorant le travail utile du cycle avec réchauffe. Par contre, le rendement n'est pas amélioré en raison de l'addition de chaleur (Carburant) supplémentaire Q_{45} .

Donc le cycle avec réchauffe est destiné pour augmenter la puissance de la turbine en diminuant le rendement. Cette configuration n'est pas favorable dans les turbines à gaz industrielles, elle est utilisée

dans les turbines à gaz aéronautiques où la puissance est très importante surtout au décollage des avions.

▪ Cycle à réchauffe et récupération :

A partir de la figure I.10 on remarque que T_6 du gaz qui sort de la turbine BP est élevée, ainsi l'énergie thermique de ces gaz peut être récupérée par un échangeur thermique (régénérateur) pour avoir un cycle à réchauffe et à récupération (Figure I.16).

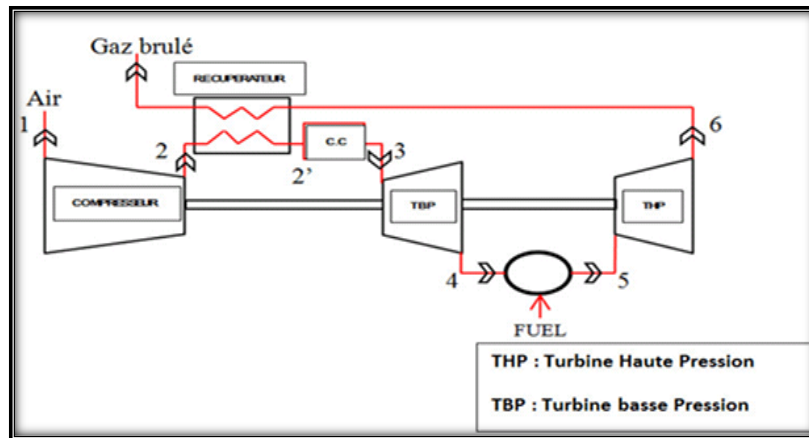


Figure I.16. Turbine à Gaz avec réchauffe et récupération. [9]

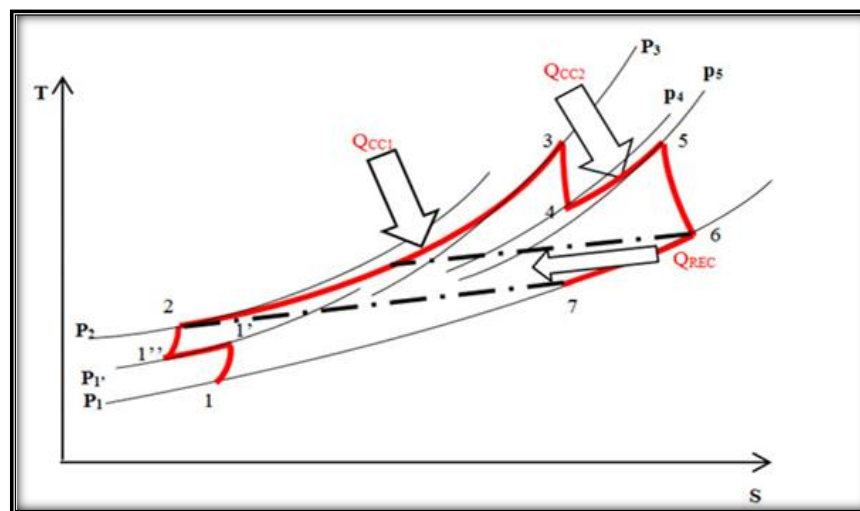


Figure I.17. Cycle avec réchauffe et récupération. [10]

Le cycle avec réchauffe et récupération est plus approprié pour améliorer le rendement, contrairement au cycle avec réchauffe, le gain d'énergie se répercute plus sur la puissance.

▪ Cycle à refroidissement, réchauffage et récupération :

Ce cycle englobe les avantages des trois cycles, augmentation du travail et amélioration du rendement.

La figure suivante montre la configuration pour ce cycle :

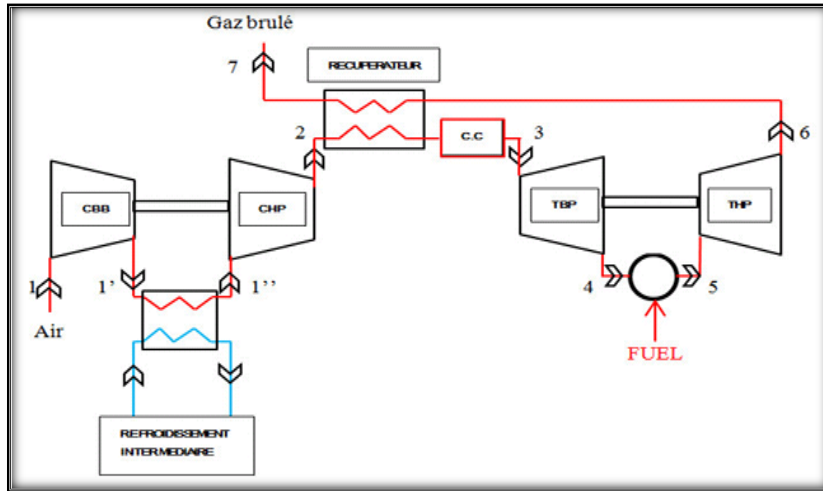


Figure I.18. Configuration d'une turbine à gaz avec refroidissement intermédiaire, réchauffage et récupération. [9]

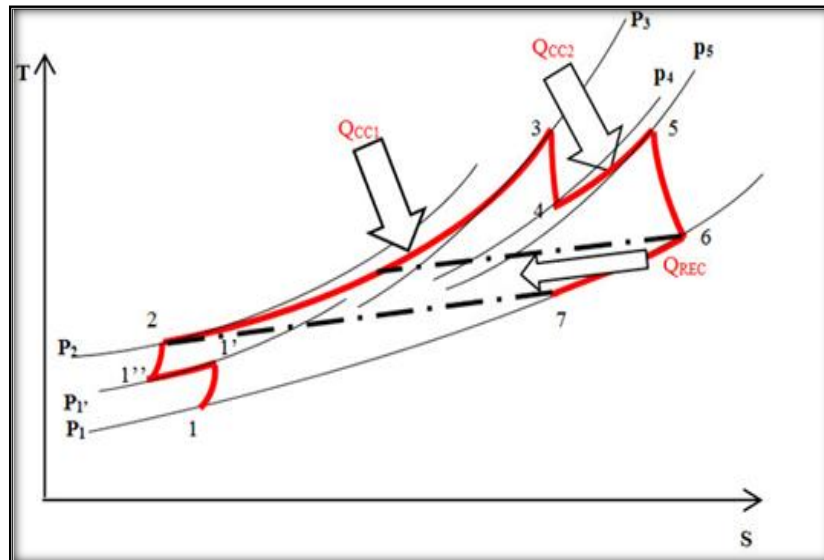


Figure I.19. Cycle avec refroidissement, réchauffage et récupération.[9]

▪ Cycle à injection de vapeur :

La récupération d'énergie des gaz d'échappement est essentielle pour obtenir des hautes efficacités, cependant la grande quantité de chaleur des gaz d'échappement (températures au-dessus de 500 °C) peut être récupérée facilement dans un générateur de vapeur (Figure I.20).

L'injection de la vapeur à l'air comprimé est avantageuse, car l'augmentation du débit massique traversant la turbine détente sans l'augmenter dans le compresseur augmente la puissance utile et le rendement du cycle.

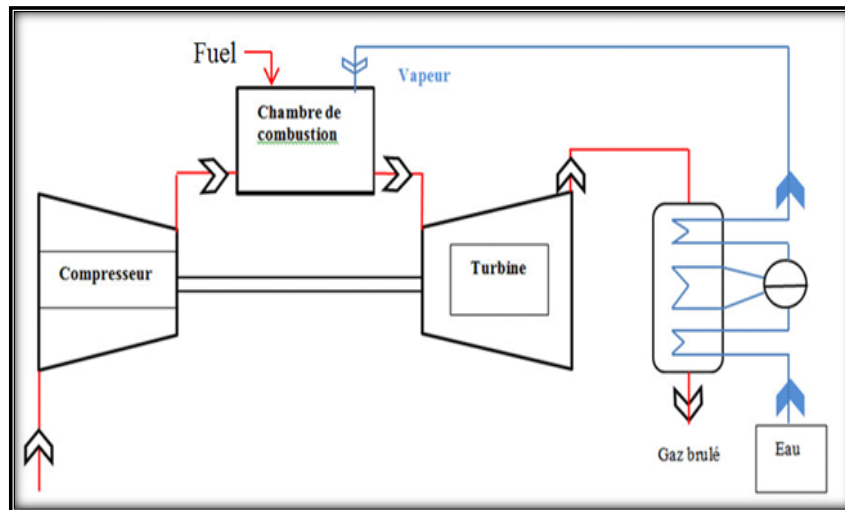


Figure I.20. Turbine à gaz avec injection de vapeur.[9]

I.9. Conclusion :

Dans ce chapitre, un récapitulatif de quelques notions sur les turbines à gaz, le principe de fonctionnement, les composantes et les types des turbine à gaz qui nous permis à la suite d'étudier la turbine SGT-800.

Chapitre II

*Synthèse bibliographique sur la turbine
SCT-800*

II.1. Introduction :

Une turbine à gaz peut être compilée dans une variété de configurations adaptées à différentes applications. Pour rouler à vitesse constante ou régler la vitesse en continu après une demande intermittente, il faut différents types de machines.

II.2. Turbine à gaz à un arbre et turbine à gaz à plusieurs arbres :

Comme le montre la figure (II.1), une seule turbine à gaz se compose d'un compresseur, d'une chambre de combustion et d'une turbine. L'arbre relie le compresseur et la turbine. Ainsi, le compresseur et la turbine tournent à la même vitesse. La turbine à gaz à arbre unique est adaptée à une vitesse fixe lors de la production d'électricité à charge de base. Dans ce projet, la turbine à gaz à un arbre de Siemens, le SGT-800, fait l'objet d'une étude.

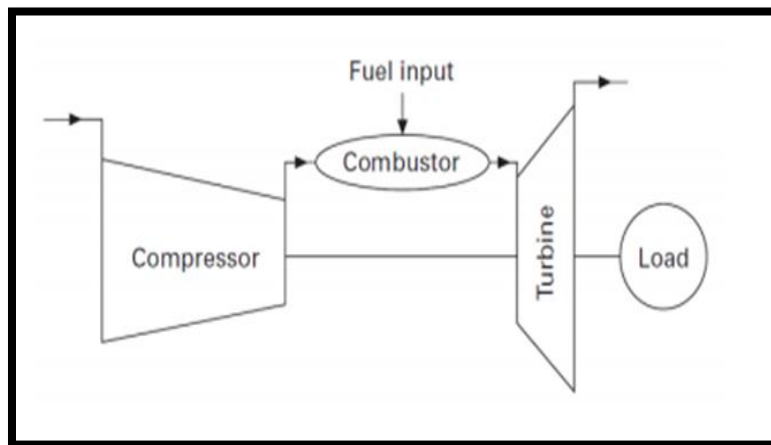


Figure II.1. Schéma d'une turbine à gaz à arbre unique. [1]

Une turbine à gaz à plusieurs arbres est divisée en deux ou plusieurs bobines, comme on peut le voir sur la figure 2. L'expansion est divisée en turbines qui entraînent les compresseurs et une qui entraîne la charge en termes de turbine de puissance. Une turbine à gaz à plusieurs arbres fonctionne avec de bonnes performances indépendamment de la vitesse de rotation demandée ou de la puissance de la charge. Les turbines à gaz à plusieurs arbres sont couramment utilisées pour entraîner des charges en tant qu'application d'entraînement mécanique où la vitesse de rotation et la puissance diffèrent. Un inconvénient d'une turbine à gaz à plusieurs arbres est la possibilité pour la turbine de puissance d'atteindre une vitesse excessive. [1]

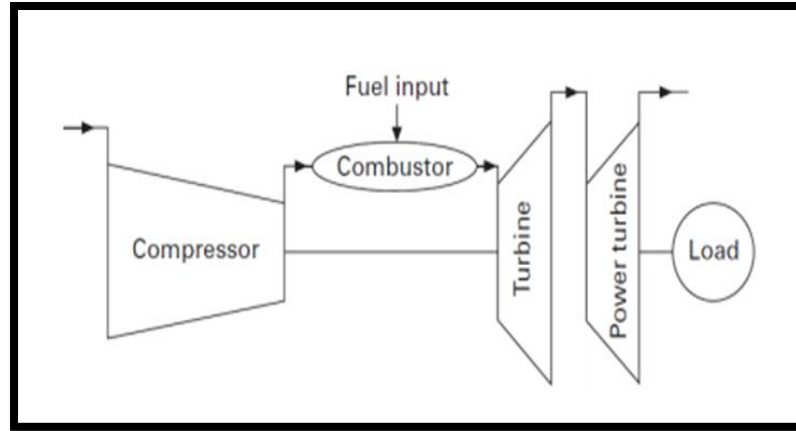


Figure II.2. Schéma d'une turbine à gaz à plusieurs arbres. [1]

II.3. Présentation de la turbine SGT-800 :

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

La SGT-800 a actuellement la plus grande puissance de sortie du portefeuille de turbines à gaz industrielles Siemens Finsspångs. Le développement de la machine a commencé en 1994 et elle a depuis été l'un des plus grands vendeurs de l'entreprise. Depuis la première unité, plusieurs mises à niveau ont été effectuées au cours des années et aujourd'hui, le SGT-800 est disponible en trois puissances de 47,5 MW, 50,5 MW et 53,0 MW (2016). [1]

La SGT-800 (illustré à la figure II.3), a un seul arbre, ce qui signifie que le compresseur et la turbine fonctionnent sur le même arbre. Un générateur peut également être connecté à l'arbre via une boîte de vitesses. Les trois premières aubes du compresseur peuvent être ajustées, appelées aubes directrices variables (vgv). L'angle des aubes peut être modifié pour propulser plus ou moins d'air dans la machine. Cette fonction est principalement utilisée pour modifier la charge de la machine. Une fois la turbine à gaz synchronisée avec le réseau électrique, l'arbre doit avoir une fréquence constante. [3]

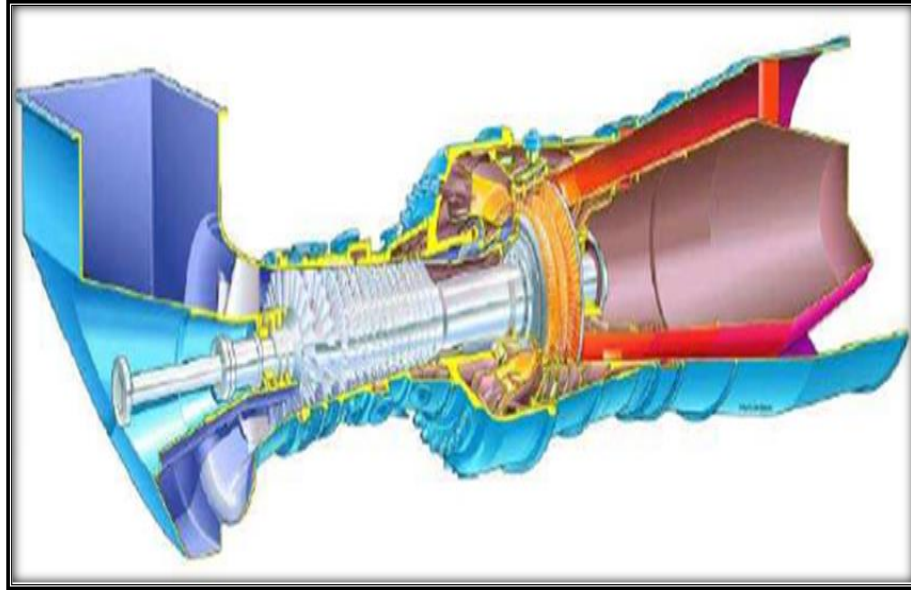


Figure II.3. La SGT-800. L'entrée d'air, le compresseur et l'extrémité de l'arbre pouvant être raccordée à un générateur se trouvent à gauche sur la figure. À droite, la turbine et l'échappement sont situés. [3]

II.3.1. Les principaux composants :

Le SGT-800 est une turbine à gaz à arbre unique et les principaux composants: compresseur, chambre de combustion et turbine seront expliqués plus en détail.

1. Compresseur :

Un compresseur axial à 15 étages avec trois aubes directrices variables fournit à la chambre de combustion de l'air comprimé à un rapport de pression de 20:1 .Le compresseur est équipé de cinq extractions fournissant de l'air comprimé au refroidissement des aubes de turbine et des vannes de purge.

La tâche de la soupape de purge est de protéger le compresseur des conditions de décrochage et de surtension pendant le démarrage et l'arrêt.

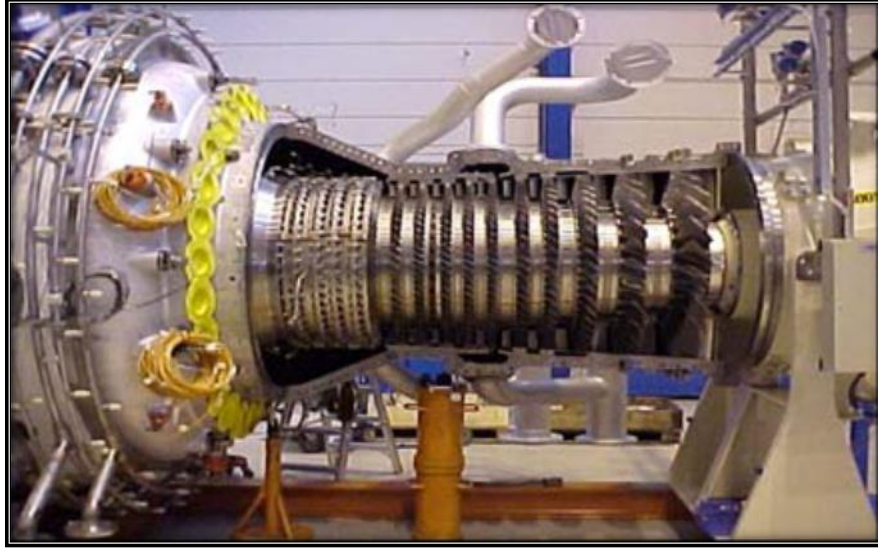


Figure II.4. Section compresseur SGT-800. [4]

2. Chambre de combustion :

La SGT-800 se compose de 30 brûleurs placés dans une conception annulaire. La chambre de combustion est de la troisième génération de chambres de combustion sèches à faibles émissions de Siemens. Pour réduire les pertes de chaleur de la chambre de combustion, la chambre de combustion SGT-800 est équipée d'un système de refroidissement par convection complété par un revêtement de barrière thermique.

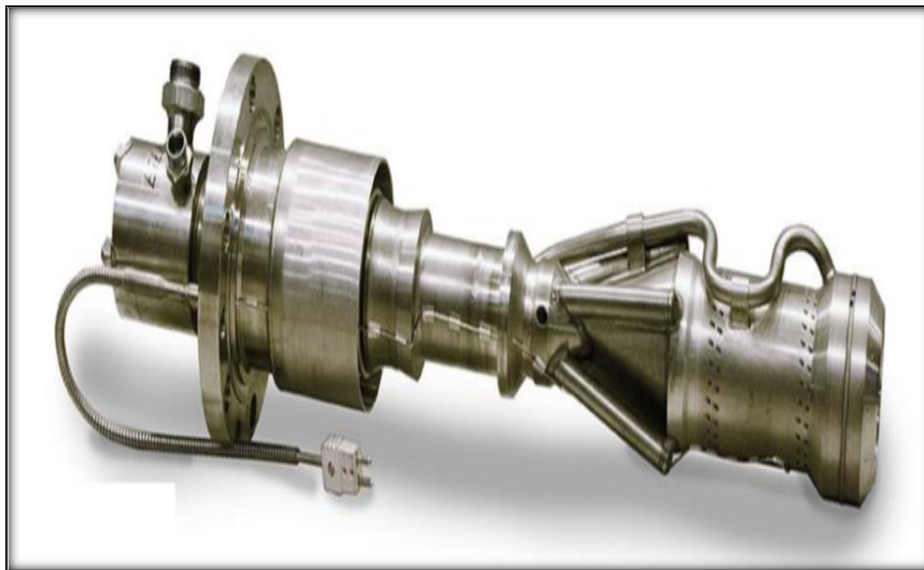


Figure II.5. Le brûleur DLE de 3eme génération.

3. Turbine :

Le SGT-800 est équipé d'une turbine à trois étages où les deux premiers étages de pales et d'aubes sont refroidis par air et le troisième étage n'est pas refroidi. Les trois disques de turbine sont refroidis et le premier étage des aubes et aubes est dotés d'un système de refroidissement par film pour protéger les aubes et les aubes contre la pénétration de gaz à haute température. [1]

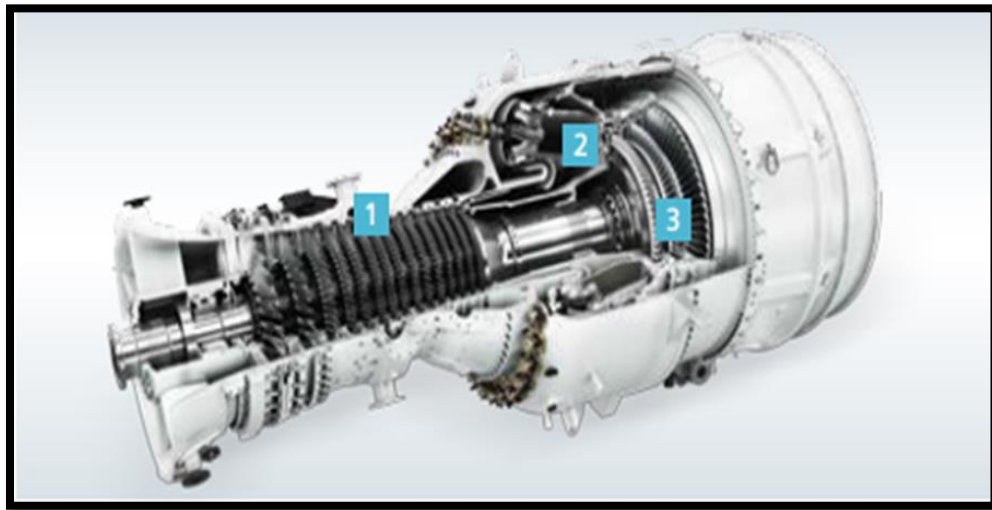


Figure II.6. SGT-800. [1]

II.3.2. Packages SGT-800 :

La turbine à gaz peut être livrée en deux types de colis. Le package classique et un package de levage unique qui diffère en ce que le package de levage unique a une capacité de levage du train complet composé d'une turbine à gaz, d'une boîte de vitesses, d'un générateur et de systèmes auxiliaires mécaniques et est donc plus pratique pour les endroits inaccessibles :

✚ SGT-800 package classique :

Le SGT-800 est disponible sous forme de boîtier monté sur châssis qui intègre la turbine à gaz et la boîte de vitesses sur un seul châssis de base, ou avec une boîte de vitesses placée directement sur la fondation avec un générateur. Il est facilement

transporté, installé et entretenu sur le site. Les systèmes auxiliaires mécaniques sont montés sur un patin externe placé à proximité de la turbine à gaz. Les commandes de turbine, le panneau de commande du générateur, le centre de commande de moteur pour les moteurs de groupe et l'entraînement à vitesse variable pour le démarreur sont normalement fournis dans un module de commande externe ou séparément.



Figure II.7. Package classique.

✚ SGT-800 package de levage unique :

Le SGT-800 est également disponible sous forme d'ensemble complet sur châssis avec une capacité de levage unique du train complet, c'est-à-dire une turbine à gaz, une boîte de vitesses, un générateur et des systèmes auxiliaires mécaniques. Ce package permet des fonctionnalités telles que le test des cordes, l'échange rapide du moteur, un faible encombrement et un temps de montage plus court sur site si nécessaire. Les commandes de turbine, le panneau de commande du générateur, le centre de commande de moteur pour les moteurs de groupe et l'entraînement à vitesse variable pour le démarreur sont normalement fournis dans un module de commande externe ou séparément. [5]

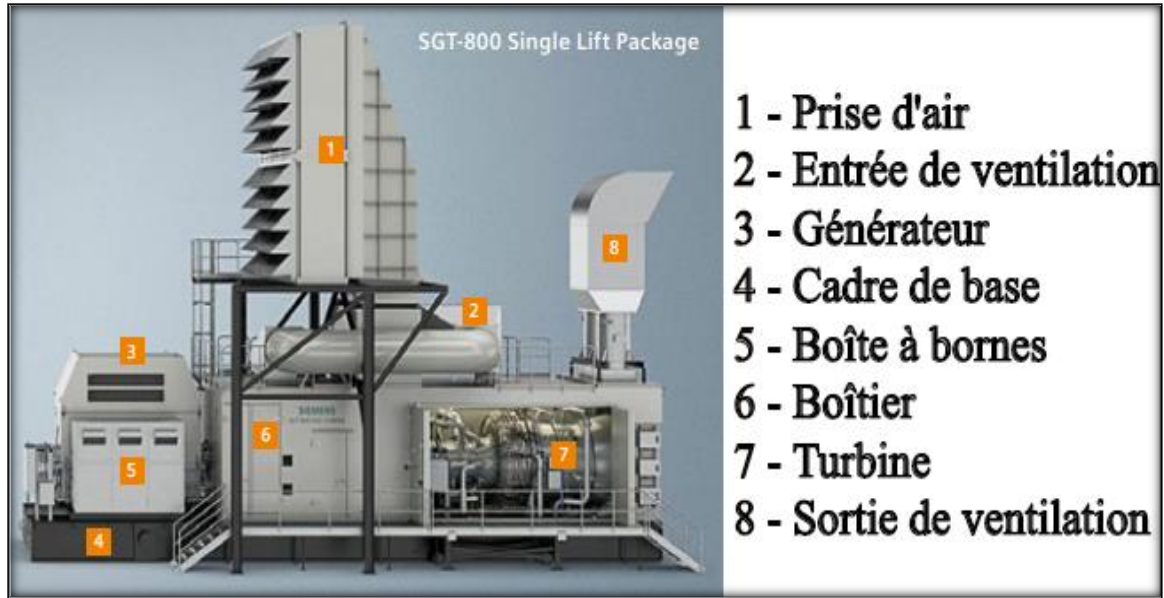


Figure II.8. Package de levage unique.

II.3.3. Principe de fonctionnement :

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

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

II.3.4. Caractéristiques de la turbine à gaz SGT-800 :

- Un arbre, industrielle.
- La faible pression d'alimentation en gaz (27 à 31 bar [a] / 390 à 450 psi [a]) réduit le besoin d'un compresseur de gaz sur site.

- Taux de chaleur 9,147 kJ/kWh.
- NO_x émissions : ≤ 15* ppmvd.
- Température des gaz d'échappement 560 °C (1,041 °F).
- Débit massique d'échappement : 124.7 kg/s.
- Puissance de sortie 49.9 MW(e).
- Rapport de pression 19.8:1.
- Vitesse de turbine 6,600 rpm.
- Efficacité brute 39.4%.
- Carburant : Gaz naturel, carburant liquide, bi-carburant. [6]

II.4. Cycle de bryton:

Une configuration de turbine à gaz doit comprendre des composants tels qu'un compresseur, une chambre de combustion et une turbine. Une configuration qui comprend ces composants est un cycle simple mais d'autres composants comme par exemple un réchauffeur peuvent être ajoutés pour augmenter la puissance de sortie de la turbine. Toutes les configurations qui incluent plus de composants que les trois de base passent sous le nom de cycles complexes.

La combinaison d'un cycle de vapeur (Rankine) avec un cycle de gaz (Brayton) est un moyen efficace d'atteindre un rendement thermique plus élevé et a été une configuration courante des nouvelles centrales électriques. Les gaz d'échappement quittent la turbine à gaz à une température élevée et la possibilité de prendre soin de la chaleur en la transférant au cycle de vapeur est un moyen efficace d'augmenter l'efficacité thermique.

Une turbine à gaz idéale fonctionne comme un cycle de Bryton, ce qui signifie que le gaz subit trois processus thermodynamiques: une compression isentropique (1-2), un apport de chaleur isobare (2-3) et une expansion isotrope (3-4), comme illustré dans la figure. [1]

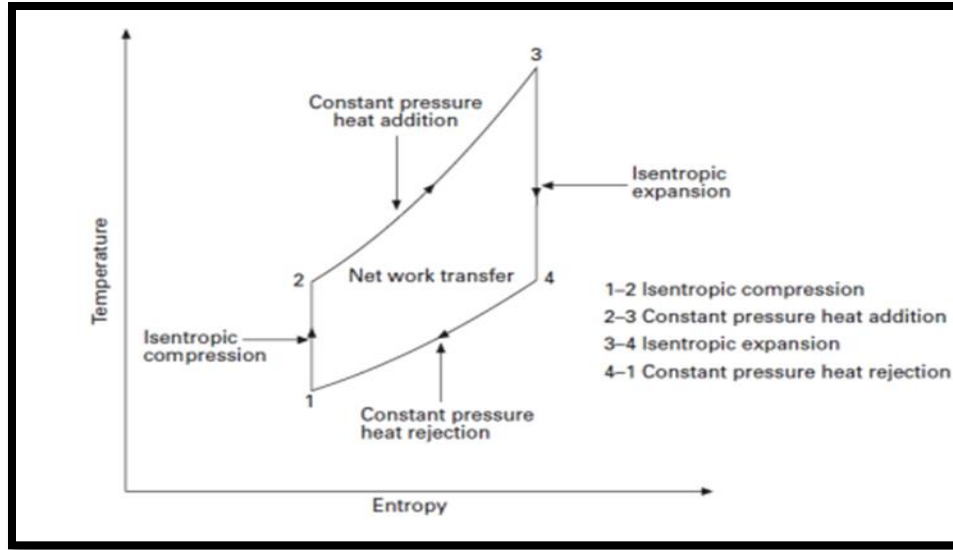


Figure II.9. Diagramme T-S d'un cycle simple idéal (Bryton).[1]

II.5. Les Application de SGT-800 :

Avec les industries terrestres, les turbines à gaz peuvent être utilisées dans des applications à entraînement direct ou à entraînement mécanique. Avec la production d'énergie, l'arbre de la turbine à gaz est couplé à l'arbre du générateur, soit directement, soit via une application «entraînement direct» de la boîte de vitesses. Une boîte de vitesses est nécessaire dans les applications où le fabricant propose le package pour les applications à 60 et 50 cycles (Hertz, Hz). La boîte de vitesses utilisera environ 2% de la puissance développée par la turbine dans ces cas. [7]

Avec une longue expérience d'installations réussies dans le monde entier, la turbine à gaz SGT-800 est un excellent choix pour la production industrielle d'électricité et les applications pétrolières et gazières. [8]

L'excellente efficacité et la capacité de production de vapeur du SGT-800 le rendent exceptionnel dans les installations de cogénération et à cycle combiné, y compris les industries de processus et les systèmes de chauffage urbain. La conception robuste et la haute fiabilité éprouvée font également du SGT-800 un excellent choix pour les raffineries et pour les autres clients du pétrole et du gaz, Le SGT-800 offre une économie très compétitive pour une variété de clients industriels de production d'électricité tels que

les sociétés d'énergie, les producteurs d'électricité indépendants, les services publics et les municipalités. [5]

II.6. Les avantages :

- Un avantage avec les turbines à gaz à arbre unique est que le compresseur empêche la vitesse en raison de la détection d'une forte demande de puissance qui se produit lorsque la vitesse augmente.

- La conception robuste du SGT-800, ses faibles émissions et son rendement élevé en font une solution attrayante pour de nombreuses applications dans la production d'énergie et la cogénération. La température élevée des gaz d'échappement en fait un excellent choix pour les applications de cogénération et de cycle combiné.

- Haute efficacité
- Exceptionnel en cycle combiné
- Excellente capacité de production de vapeur
- Haute efficacité électrique
- Conception industrielle robuste pour une fiabilité élevée et un entretien facile

- Système de combustion DLE bicarburant pour de faibles émissions et une grande flexibilité de carburant

- Grande flexibilité opérationnelle, y compris une capacité de démarrage de 10 minutes et un suivi rapide de la charge pour le support du réseau ou le fonctionnement en mode îlot. [9]

- Coût du cycle de vie le plus bas, meilleur retour sur investissement
- Rendement de classe mondiale en matière d'émissions
- Fiabilité éprouvée..

II.8. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté la turbine SGT-800 récapitulatif de quelques notions sur la turbine SGT-800, le mode de fonctionnement ainsi que ces différents équipements.

Chapitre III

*Calcul thermique de l'installation de la
turbine SCT-800*

III.1. Introduction :

Une turbine à gaz est une installation thermique dont le rôle est de produire de l'énergie électrique à partir de la combustion d'un hydrocarbure (fuel, gaz,...). La turbine à gaz est le plus souvent à cycle ouvert et à combustion interne, puisque qu'à l'admission le fluide est de l'air ambiant, provenant du milieu extérieur (l'atmosphère) et qu'à la fin de la détente les gaz de combustion sont rejetés au même milieu extérieur mais en un endroit différent puis une nouvelle quantité d'air frais est admise à chaque début du cycle. Et contrairement au moteur à combustion interne, la température supérieure admissible de la turbine à gaz ne peut être aussi élevée que pour cycle du moteur à combustion interne. Et donc, la turbine à gaz est moins robuste est moins résistante, mais elle peut produire une puissance utile beaucoup plus grande et ceci malgré l'importante puissance consommée par le compresseur pour comprimer l'air ambiant admis, qui est de l'ordre de 50 à 65% de celle produite par la turbine. [1]

Le troisième chapitre est consacré pour l'étude analytique, dans ce chapitre on a effectué un calcul global (concernant les paramètres d'états, les travaux, les quantités de chaleur, les rendements ... ect) pour quelques cycles.

III.2. Schéma général et principe de fonctionnement d'une installation turbine a gaz :

Contrairement à la turbine à vapeur, la turbine à gaz, comme son nom l'indique, fonctionne avec un fluide moteur gazeux et donc incondensable. Le combustible utilisé peut être gazeux (gaz naturel), liquide ou rarement solide. La chaleur Q_1 peut être éventuellement produite par une réaction nucléaire [].

III.2.1. Schéma général et composition d'une installation turbine a gaz :

Une installation d'une turbine à gaz, représenté sur la figure III.1, est principalement composée:

- d'un compresseur à air 'C' - d'une chambre de combustion 'CHC' - d'une turbine 'T' - d'un moteur de lancement 'M' - d'une charge 'CH' (génératrice d'électricité ou système de propulsion)

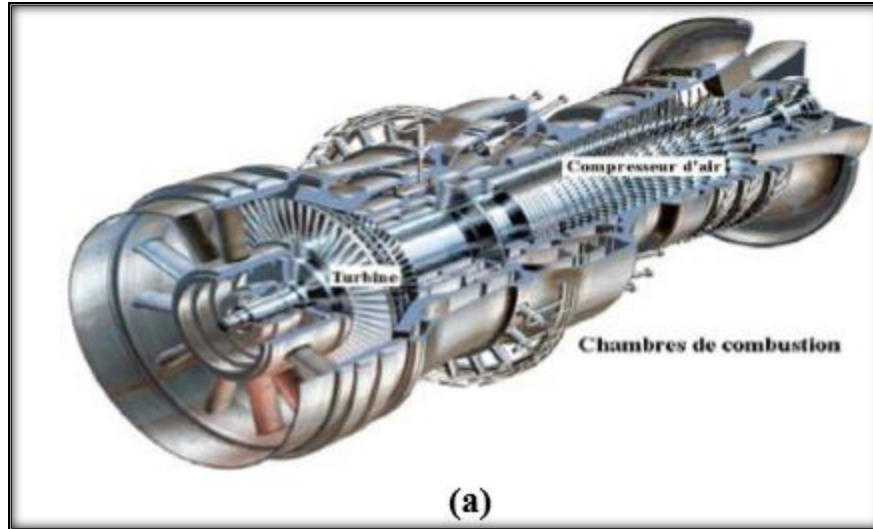


Figure III.1 (a) Turbine à gaz []

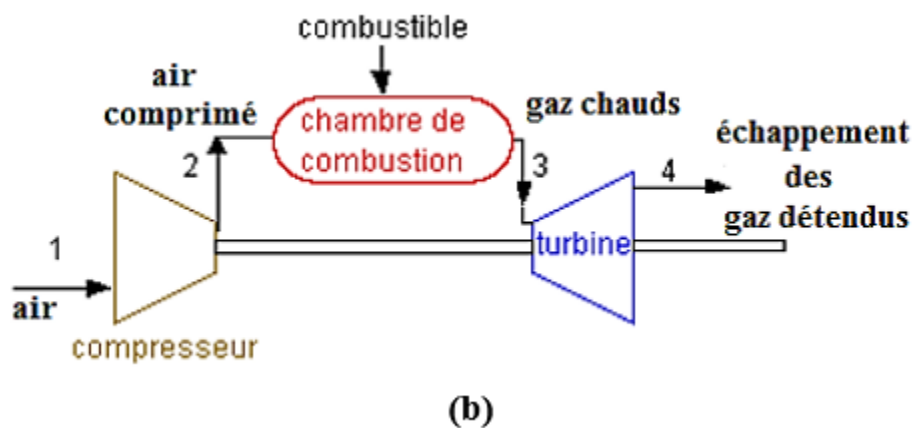


Figure III.1 (b) Schéma général d'une turbine à gaz simple.[]

III.2.2. Principe de fonctionnement d'une installation turbine a gaz

Le compresseur, généralement du type axial, aspire l'air atmosphérique et le comprime de la pression P_1 (généralement égale à la pression atmosphérique) jusqu'à une P_2 défini par le rapport ou taux de compression $\epsilon_c = P_2/P_1$. L'air comprimé est ensuite envoyé dans la chambre de combustion où la combustion est réalisée, grâce à l'apport du combustible, soit généralement à pression constante soit à volume constant. Puisque la température des gaz T_3 , à la fin d'une combustion complète d'1 Kg de combustible qui

nécessite environ 14Kg d'air, est de l'ordre 1700 °C, il faudrait 4 à 5 fois la quantité normale d'air pour abaisser T3 à une valeur admissible par matériaux de la turbine aux environ de 1000 à 1200 °C. Ces gaz de combustion se détendent ensuite dans la turbine jusqu'à une pression P4 (presque égale ou légèrement supérieure à la pression atmosphérique) produisant ainsi un travail mécanique de rotation. Cette énergie mécanique est utilisée en partie pour entraîner le compresseur (environ 50 à 65%) et la partie restante pour entraîner une génératrice électrique ou u pour la propulsion. Au démarrage initial le compresseur est entraîné par un moteur de lancement électrique ou à combustion interne

III.3. Différents types de cycle de fonctionnement des turbines a gaz :

En fonction du mode de la combustion (isobare ou isochore) et celui de la compression (adiabatique ou isotherme) et de la récupération d'une partie de la chaleur des gaz à la sortie de la turbine (encore beaucoup plus chauds que l'air comprimé sortant du compresseur) on distingue principalement les différents cycles suivants de fonctionnement des turbines à gaz :

Remarque : En considérera que La chaleur spécifique Cp et la masse 'm' (ou débit) du fluide moteur restent invariables pendant le cycle.

III.3.1. Cycle a combustion isobare sans récupération

Alors que la combustion se fait à pression constante, la compression de l'air peut être soit isotherme, soit polytropique soit adiabatique (cycle de Joule ou de Brayton)

III.3.1.1 Cycle de joule ou de brayton (compression adiabatique)

Le cycle de Joule ou de Brayton (1-2-3-4 réversible et 1-2'-3-4' irréversible), caractérisé par une compression adiabatique de l'air et une combustion isobare (figure III.2), est composé des transformations suivantes:

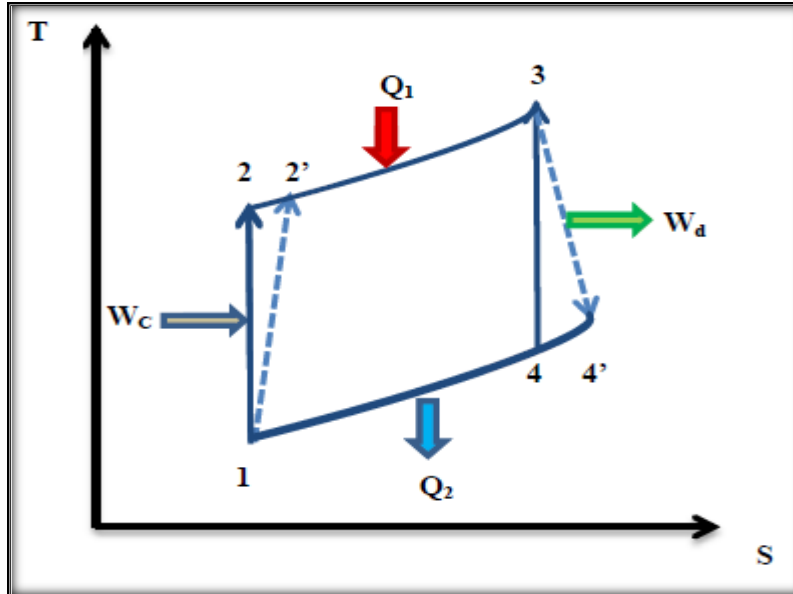


Figure III.2. Cycle de Joule ou de Brayton (compression adiabatique)

1-2 (ou 2') : compression adiabatique réversible (ou irréversible) de l'air atmosphérique, par le compresseur, de la pression P_1 (généralement égale à la pression atmosphérique) jusqu'à une P_2 défini par le rapport ou taux de compression $\varepsilon_c = P_2/P_1$ consommant ainsi le travail de compression :

$$W_c = W_{1-2} = H_2 - H_1 = m \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1) \text{ (Réversible)} \quad \text{(III.1)}$$

$$W_{\dot{c}} = W_{1-2'} = H_2 - H_1 = m \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1) \text{ (Irréversible)} \quad \text{(III.2)}$$

2 (ou 2')-3 : combustion à pression constante, dans la chambre de combustion, qui entraîne l'augmentation de la de la température de T_2 à T_3 (généralement inférieure à 1200 °C) et un apport de la quantité de chaleur $Q_1 = Q_{2-3}$ au fluide moteur tel que

$$Q_1 = Q_{2-3} = H_3 - H_2 = m \cdot C_p \cdot (T_3 - T_2) \text{ (Réversible)} \quad \text{(III.3)}$$

$$Q_1 = Q_{2-3'} = H_3 - H_2 = m \cdot C_p \cdot (T_3 - T_2) \text{ (Irréversible)} \quad \text{(III.4)}$$

3-4 (ou 4') : détente des gaz chauds de combustion, dans la turbine, considérée comme adiabatique réversible (ou irréversible) produisant ainsi un travail mécanique de rotation du rotor

$$W_d = W_{3-4} = H_4 - H_3 = m \cdot C_p \cdot (T_4 - T_3) \text{ (Réversible)} \quad \text{(III.5)}$$

$$W_{\dot{a}} = W_{3-4} = H_4 - H_3 = m \cdot C_p \cdot (T_4 - T_3) \text{ (Irréversible)} \quad \text{(III.6)}$$

4 (ou 4') -1 : échappement et évacuation des gaz vers l'atmosphère, rejetant ainsi la quantité de chaleur à l'atmosphère,

$$Q_2 = Q_{4-1} = m \cdot C_p \cdot (T_1 - T_4) \text{ (Réversible)} \quad \text{(III.7)}$$

$$Q_{\dot{2}} = Q_{\dot{4}-1} = m \cdot C_p \cdot (T_1 - T_4) \text{ (Irréversible)} \quad \text{(III.8)}$$

Le rendement thermique des cycles de Joule réversible et irréversible sont alors (avec C_p invariable) :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \text{ (Réversible)} \quad \text{(III.9)}$$

$$\dot{\eta}_{th} = 1 - \frac{|Q_{\dot{2}}|}{|Q_1|} = 1 - \frac{(T_{4'} - T_1)}{(T_3 - T_{2'})} \text{ (Irréversible)} \quad \text{(III.10)}$$

En utilisant le taux de compression (rapport des pressions) :

$$\varepsilon_c = P_2 / P_1 \quad \text{(III.11)}$$

$$T_2 / T_1 = (P_2 / P_1)^{(\gamma-1)/\gamma} = T_3 / T_4 = (P_3 / P_4)^{(\gamma-1)/\gamma} = \varepsilon_c^{(\gamma-1)/\gamma} \quad \text{(III.12)}$$

L'équation (III.9) devient

Donc,

$$\eta_{th} = 1 - [1 / \varepsilon_c^{(\gamma-1)/\gamma}] \quad \text{(III.13)}$$

L'analyse numérique de l'équation montre que le rendement thermique du cycle de Joule réversible augmente lorsque le taux de compression ε_c augmente ; cette augmentation s'affaiblit avec l'augmentation du rapport.

III.3.1.2 Cycle a compression isotherme

Le cycle à compression isotherme ne diffère du cycle de Joule ou de Brayton que par la transformation de compression 1-2 (figure III.3) qui se fait à température constante et ceci par l'intermédiaire de l'eau de refroidissement. Dans ce cycle la quantité de chaleur cédée par le fluide moteur au milieu extérieur est composée de deux quantités, $Q'_{\dot{2}}$ cédée à l'atmosphère et $Q''_{\dot{2}}$ cédée à l'eau de refroidissement tel que

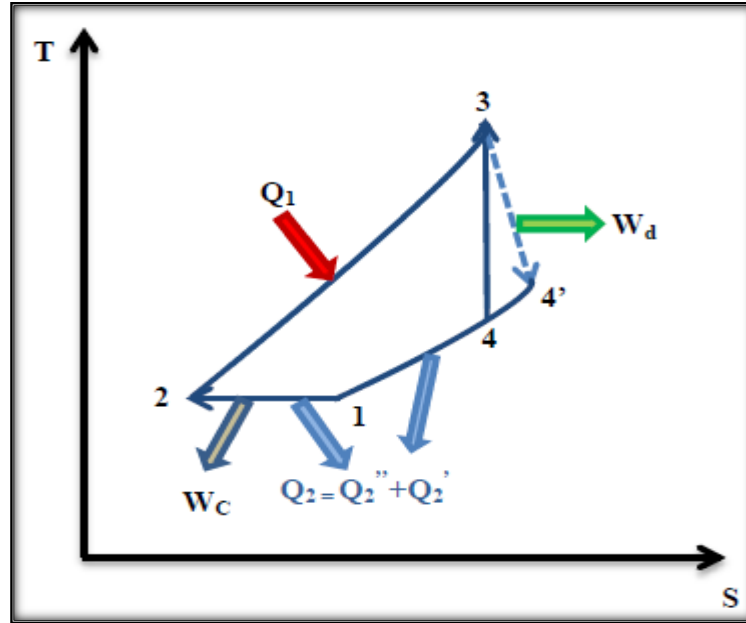


Figure III.3. Cycle à compression isotherme. [21]

$$\dot{Q}_2 = Q_{4-1} = m \cdot c_p \cdot (T_1 - T_4) \quad (\text{III-14})$$

Et

$$\dot{Q}_2 = Q_{4-1} = m \cdot r \cdot T_1 \ln\left(\frac{P_1}{P_2}\right) \quad (\text{III-15})$$

Et donc,

$$Q_2 = Q'_2 + Q''_2 = m \cdot c_p \cdot (T_1 - T_4) + m \cdot r \cdot T_1 \cdot \ln\left(\frac{P_1}{P_2}\right) \quad (\text{III-16})$$

La quantité de chaleur fournit lors de la combustion est,

$$Q_1 = Q_{2-3} = m \cdot c_p \cdot (T_3 - T_2) \quad (\text{III-17})$$

Le rendement thermique de ce cycle de Joule réversible est alors,

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{c_p \times (T_4 - T_1) + r \times T_1 \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{c_p \times (T_3 - T_2)} \quad (\text{III-18})$$

En utilisant le taux de compression ε_c et le taux de détente préalable dans la chambre de combustion, $\varepsilon_d = V_3/V_2 = T_3/T_2$ (III.19)

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} = 1/\varepsilon_c^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (\text{III.20})$$

$$r/C_p = (\gamma - 1)/\gamma \quad (\text{III.21})$$

L'équation (III.18) pourra être exprimée seulement en fonction de ces deux taux,

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\varepsilon_c^{(\gamma-1)/\gamma} [(\gamma-1/\gamma) \times \ln \varepsilon_c - 1] + \varepsilon_d}{[\varepsilon_c^{(\gamma-1)/\gamma} (\varepsilon_d - 1)] \times (\varepsilon_{cv})^{(\gamma-1)}} \quad (\text{III.22})$$

L'analyse numérique de l'équation III.22 montre que le rendement thermique du cycle à compression isotherme et combustion isobare augmente lorsque le taux de compression ε_c augmente mais avec une faible augmentation lorsque ε_d augmente.

Une comparaison de ces deux cycles sur le diagramme T-S montre que pour la même quantité de chaleur fournit lors de la combustion Q_1 le travail du cycle à compression adiabatique et donc son rendement thermique sont supérieurs à ceux du cycle à compression isotherme,

$$(W_{\text{cycle}})^{\text{Adiab}} > (W_{\text{cycle}})^{\text{Isot}}$$

$$\eta_{\text{th/rec}}^{\text{Adiab}} > \eta_{\text{th/rec}}^{\text{Isot}}$$

III.3.2. Cycle à combustion isobare avec récupération

Le rendement thermique cycle à combustion isobare peut être amélioré en récupérant une partie de la quantité de chaleur Q_2 des gaz sortant de la turbine, encore chauds à quelques centaines de degrés Celsius, avant leur évacuation vers l'atmosphère. Cette quantité de chaleur récupéré est utilisé pour préchauffer l'air comprimé sortant du compresseur et avant son admission dans la chambre de combustion et ceci dans un récupérateur (échangeur à surface). Ceci permet de diminuer les deux quantités de chaleur Q_2 (perdue dans l'atmosphère) et Q_1 (fournit au cycle) impliquant une diminution de la consommation de combustible. Le schéma général d'une installation avec récupération est représenté sur la figure III.4 et les cycles d'opération correspondants sont représentés sur la figure III.5

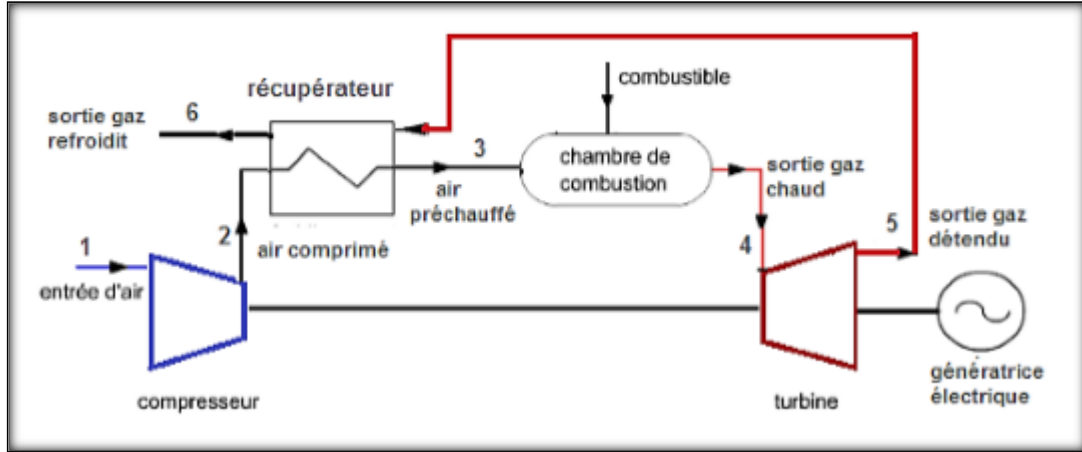


Figure III.4. Schéma général d'une installation avec récupération de chaleur.[21]

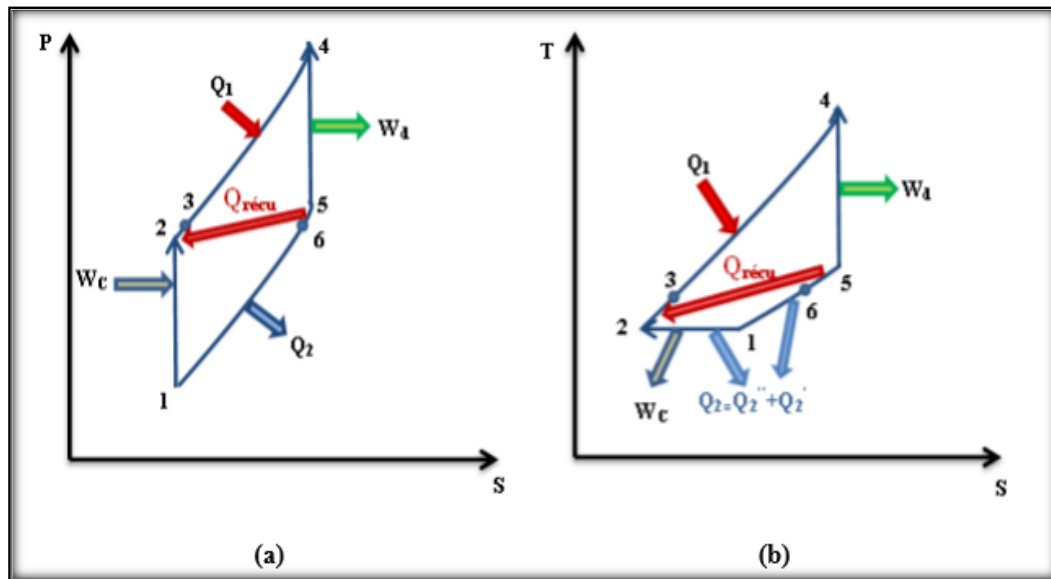


Figure III.5. Cycle à combustion isobare et avec récupération de chaleur : (a) avec compression adiabatique ; (b) avec compression isotherme. [21]

Cet échange (récupération) de la quantité de chaleur $Q_{\text{récu}}$ est représenté sur le diagramme T-s par la flèche entre les transformations 5-6 (refroidissement des gaz sortants de la turbine à la fin de la détente) et 2-3 (réchauffe de l'air comprimé). Les quantités de chaleur échangées lors de la récupération sont représentées respectivement par les surfaces a-2-3-b-a et c-9-5-d-c sur le diagramme T-S.

L'efficacité du récupérateur est défini par :

$$\epsilon_r = (T_3 - T_2) / (T_5 - T_2) \tag{III.23}$$

En considérant que $C_{p_{air}} = C_{p_{gaz}}$ et que théoriquement,

$$Q_{2-3} = m \cdot C_p \cdot (T_3 - T_2) = -Q_{5-6} = -m \cdot C_p \cdot (T_6 - T_5) \quad (\text{III.24})$$

L'efficacité du récupérateur (équation III.23) peut être exprimée ainsi,

$$\varepsilon_r = (T_5 - T_6) / (T_5 - T_2) \quad (\text{III.25})$$

III.3.2.1 Cycle a combustion isobare avec récupération et compression isotherme

En considérant le cycle de la figure III.4, les quantités de chaleur reçue par le fluide moteur Q_1 et cédée par celui-ci à l'atmosphère Q_2 sont égales à :

$$Q_1 = m \times C_p \times (T_4 - T_3) \quad (\text{III.26})$$

$$Q_2 = m \times r \times T_1 \times \ln(P_2/P_1) + m \times C_p \times (T_6 - T_1) \quad (\text{III.27})$$

Or en considérant l'équation III.23 on peut écrire que,

$$C_p \cdot (T_6 - T_1) = C_p \times (T_6 - T_5) - C_p \cdot (T_1 - T_5) \quad (\text{III.28})$$

$$= C_p \cdot (T_5 - T_1) - C_p \cdot (T_3 - T_2) \quad (\text{III.29})$$

En considérant l'équation III.29 dans III.27 et avec III.26 on peut exprimer le rendement thermique de ce cycle,

$$\eta_{th} = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} = 1 - \frac{r \times T_1 \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) + C_p \times (T_5 - T_1) - C_p \times (T_3 - T_2)}{C_p \times (T_4 - T_3)} \quad (\text{III.30})$$

En introduisant le taux d'élévation de température dans le récupérateur,

$$\tau = T_3/T_2 \quad (\text{III.31})$$

$$\text{Et avec : } \varepsilon_d = V_3/V_2 = T_3/T_2 \quad (\text{III.32})$$

L'équation III.22, le rendement thermique (équation III.29) devient,

$$\eta_{th} = 1 - \frac{(\gamma-1/\gamma) \times \ln \varepsilon_c}{\tau(\varepsilon_d-1)} + \frac{(\varepsilon_c^{(\gamma-1)/\gamma} - \varepsilon_d)}{\varepsilon_c^{(\gamma-1)/\gamma}(\varepsilon_d-1)} \quad (\text{III.33})$$

On remarque de l'équation III.33 que le rendement thermique du cycle à combustion isobare et compression isotherme et avec récupération augmente avec τ .

III.3.2.2 Cycle a combustion isobare avec récupération et compression adiabatique

Du cycle de la figure III-5-a, de façon analogue que précédemment, les quantités de chaleur reçue par le fluide moteur Q_1 et cédée par celui-ci à l'atmosphère Q_2 sont égales à :

$$Q_1 = m \cdot Cp \cdot (T_4 - T_3) \quad (\text{III.34})$$

$$Q_2 = m \cdot Cp \cdot (T_6 - T_1) = m \cdot Cp \cdot (T_5 - T_1) - m \cdot Cp \cdot (T_3 - T_2) \quad (\text{III.35})$$

En considérant les équations III.34 et III.36 avec III.18, III.21, III.31, III.32, on peut exprimer le rendement thermique de ce cycle (avec Cp invariable),

$$\eta_{th} = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} = 1 - \frac{(T_5 - T_1) - (T_3 - T_2)}{(T_4 - T_3)} \quad (\text{III.36})$$

Ou

$$\eta_{th} = 1 - \frac{(\tau \varepsilon_d - 1) - (\tau - 1) \varepsilon_c^{(\gamma-1)/\gamma}}{\tau (\varepsilon_d - 1) \varepsilon_c^{(\gamma-1)/\gamma}} \quad (\text{III.37})$$

Une comparaison de ces deux cycles sur le diagramme T-S montre que pour la même quantité de chaleur fournie lors de la combustion Q_1 et une récupération complète ($T_5 = T_3$) le travail du cycle avec récupération à compression adiabatique et donc le rendement thermique sont inférieurs à ceux du cycle avec récupération et compression isotherme,

$$(W_{\text{cycle/rec}})^{\text{Adiab}} < (W_{\text{cycle/rec}})^{\text{Isot}}$$

$$\eta_{\text{th/rec}}^{\text{Adiab}} < \eta_{\text{th/rec}}^{\text{Isot}}$$

III.3.3. Cycle a combustion isochore

Dans le cas d'une turbine à gaz à combustion isochore (dite aussi turbine à explosion come le moteur à explosion) la combustion 2-3 (figure III.6) se fait à volume constant et donc à pression croissante. Pour ceci ce type de turbine à gaz doit comporter des soupapes d'admission et d'échappement qui doivent être fermées lors de la combustion.

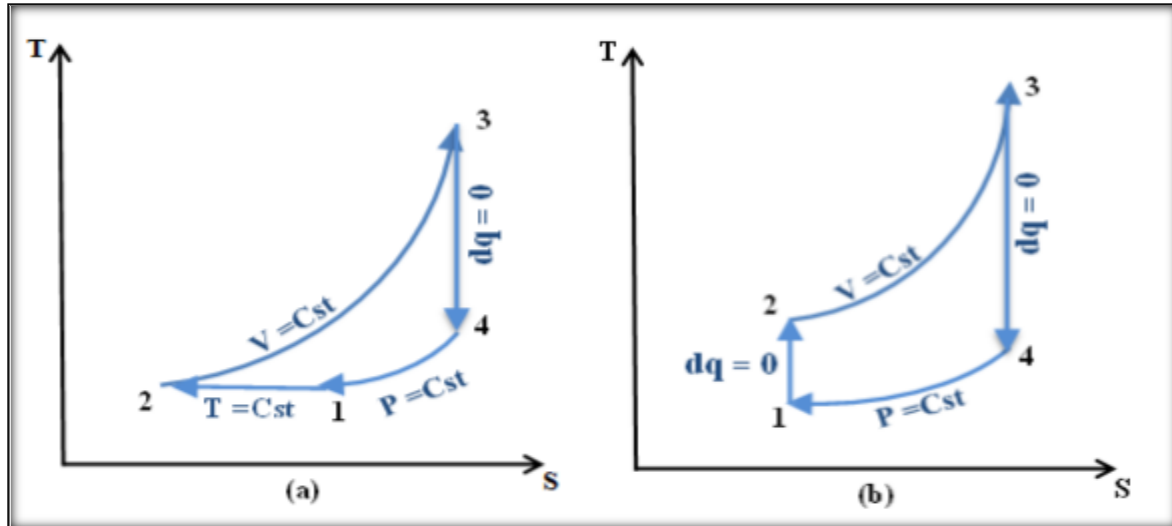


Figure III.6. Cycle à combustion isochore: (a) avec compression isotherme; (b) avec compression adiabatique. [21]

Malgré que le rendement thermique du cycle correspondant soit un peu plus grand que celui turbine à gaz à combustion isobare, la turbine à gaz à explosion est pratiquement moins utilisée (ou presque pas). Ceci est dû aux difficultés de conception, de construction, de réalisation et de fonctionnement d'une turbine avec combustion isochore qui est donc beaucoup plus complexe que la précédente et donc on se contentera de représenter les cycles à combustion isochore. Toutefois, les quantités de chaleur ainsi que le rendement thermique correspondant peuvent être déterminés de façon analogue que pour les cycles avec combustion isobare bien sur sans oublier de considérer que la transformation de la combustion dans ce cas se fait à volume constant.

III .4. Les calculs des caractéristiques pour chaque cycle :

- Les caractéristiques données par le constructeur pour la turbine SGT-800

Turbine à gaz	
Modèle	SGT-800
$T_{\text{admission,air}}$	15 °C
$T_{\text{e,GT}}$	1200 °C
η_{GT}	88 %
r_{Com}	20.2
$T_{\text{éch}}$	550 °C
$\dot{m}_{\text{éch}}$	120.2 kg/s
$P_{\text{u GT}}$	40 MW

Donc :

$$T_1 = 15 \text{ °C} , T_3 = 1200 \text{ °C} , T_4 = 550 \text{ °C} , P_1 = 0.9 \text{ bar} , \varepsilon_c = \frac{p_2}{p_1} = 20.2 , \dot{m} = 120 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\text{et } C_p = 1005 \frac{\text{J}}{\text{mole.K}} = 1.005 \frac{\text{Kj}}{\text{mole.K}}$$

- **Pour le cycle de joule brayton**

Voire la figure (III.2).

$$p_1 = p_4$$

$$p_2 = p_3$$

1 → 2 : Transformation adiabatique et réversible

$$Q = 0 \text{ joule}$$

- **Le calcul de la température T_2**

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (15 + 273)(20.2)^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 679.75 \text{ K}$$

2 → 3 : Transformation isobare

- **Le calcul de la chaleur Q_1**

$$Q_1 = \dot{m}c_p(T_3 - T_2) = 120 \times 1005 \times ((1200 + 273) - (679.75)) = 95665950 \text{ J/s}$$

3 → 4 : Transformation détente isentropique et réversible

$$Q = 0 \text{ joule}$$

4 → 1 : Transformation de échappement à pression cst

$$Q_2 = \dot{m}c_p(T_1 - T_4) = 120 \times 1005 \times ((15 + 273) - (550 + 273)) = -64521000J$$

- **Le calcul du rendement $\eta_{thé}$**

$$\eta_{thé} = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} = 1 - \frac{\dot{m}c_p(T_1 - T_4)}{\dot{m}c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_1 - T_4)}{(T_3 - T_2)} = 1 - [1/\varepsilon_c^{(\gamma-1)/\gamma}]$$

$$\eta_{th} = 1 - [1/\varepsilon_c^{(\gamma-1)/\gamma}] = 1 - \left[\frac{1}{20.2^{0.4/1.4}} \right] = 0.5763$$

• **Pour le cycle à compression isotherme**

Voire la figure (III.3).

1 → 2 : Transformation isotherme

$$T_2 = T_1 = 15 C^\circ$$

- **Le calcul de Q_2**

$$\frac{p_2}{p_1} = 20.2 \Rightarrow p_2 = p_1 \times 20.2 = 0.9 \times 20.2 = 18.18 \text{ bar}$$

$$Q_2 = Q''_2 + Q'_2$$

$$Q'_2 = Q_{4-1} = \dot{m}c_p(T_1 - T_4) = 120 \times 1005 \times ((15 + 273) - (550 + 273)) \\ = -64521000j/s$$

$$Q''_2 = Q_{1-2} = \dot{m}r T_1 \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = 120 \times 287.14 \times \ln\left(\frac{18.18}{0.9}\right) = 103566 j/s$$

$$Q_2 = Q''_2 + Q'_2 = \dot{m}c_p(T_1 - T_4) + \dot{m}r T_1 \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = -64521000 + 103566 \\ = -64417434j/s$$

$$\frac{r}{c_p} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \Rightarrow r = c_p \times \frac{\gamma - 1}{\gamma} = 1005 \times \frac{1.4 - 1}{1.4} = 287.14 j / mole . K$$

2 → 3 : Transformation isobare .

- **Le calcul de la chlaeur Q_1**

$$Q_1 = Q_{2-3} = \dot{m}c_p(T_3 - T_2) = 120 \times 1005 \times ((1200 + 273) - (679.75)) \\ = 95665950 j/s$$

- **Calculer le rendement $\eta_{thé}$**

$$\eta_{thé} = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1) + r T_1 \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}{c_p(T_3 - T_2)}$$

$$= 1 - \frac{1005 \times (-(15 + 273) + (550 + 273)) + 287.14 \times (15 + 273) \times \ln(20.2)}{1005 \times ((1200 + 273) - (15 + 273))}$$

$$\eta_{thé} = 0.339$$

En utilisant le taux de compression (rapport de pression)

$$\varepsilon_c = \frac{p_2}{p_1} = 20.2$$

Le taux de détente préalable dans la chambre de combustion

$$\varepsilon_d = \frac{v_3}{v_2} = \frac{T_3}{T_2} = \frac{(1200 + 273)}{288} = 5.11$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{1}{(\varepsilon_c)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = \frac{1}{(20.2)^{\frac{1.4-1}{1.4}}} = 0.42$$

Donc

$$\eta_{thé} = 1 - \frac{(\varepsilon_c)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \left[\frac{\gamma-1}{\gamma} \times \ln \varepsilon_c - 1 \right] + \varepsilon_d}{\left[(\varepsilon_c)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} (\varepsilon_d - 1) \right] \times (\varepsilon_c)^{(\gamma-1)}} = 0.779$$

▪ Cycle à combustion isochore à compression isotherme

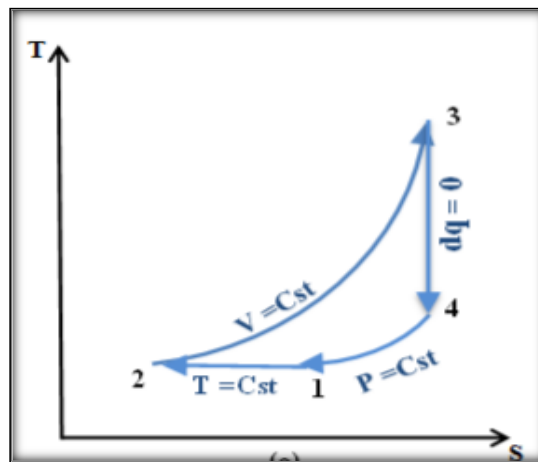


Figure III.7.Cycle à combustion isochore à compression isotherme

$$T_1 = T_2 = 15 \text{ C}^\circ$$

$$T_3 = 1200 \text{ C}^\circ$$

$$T_4 = 550 \text{ C}^\circ$$

$$p_1 = p_4 = 0.5 \text{ bar}$$

$$\varepsilon_c = \frac{p_2}{p_1} = 20.2$$

$$\dot{m} = 120 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$c_p = 1005$$

$$V = C^{\text{st}} \rightarrow \frac{T}{P} = C^{\text{st}} \rightarrow \frac{T_3}{p_3} = \frac{T_2}{p_2} \rightarrow p_3 = T_3 \times \frac{p_2}{T_2}$$

1 → 2 : Transformation isotherme

$$\Delta u_1^2 = \dot{m} c_v (\Delta T) = 0 \text{ J} \rightarrow w_1^2 = -Q_{1-2}$$

$$w_1^2 = -\dot{m} r \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right) = -\dot{m} r \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right) = -Q_{1-2}$$

$$Q_{1-2} = \dot{m} r \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right) = 120 \times 287.14 \times \ln \left(\frac{1}{20.2} \right) = -103566.204 \text{ J/s}$$

2 → 3 : Transformation isochore

$$w_2^3 = 0 \text{ J}$$

$$Q_{2-3} = \Delta u_2^3 = \dot{m} c_v (\Delta T) = \dot{m} c_v (T_3 - T_2)$$

$$\frac{c_p}{c_v} = \gamma = 1.4 \rightarrow c_v = \frac{c_p}{\gamma} = \frac{1005}{1.4}$$

$$\begin{aligned} Q_{2-3} &= \dot{m} \frac{c_p}{\gamma} (T_3 - T_2) = 120 \times \frac{1005}{1.4} \times ((1200 + 273) - (15 + 273)) \\ &= 102079285.714 \text{ J/s} \end{aligned}$$

3 → 4 : Transformation adiabatique

$$Q_{3-4} = 0 \text{ J/s}$$

4 → 1 : détente isobar (P=Cst)

$$Q_{4-1} = \dot{m}c_p(T_1 - T_4) = 120 \times 1005 \times ((15 + 273) - (550 + 273)) \\ = -64521000 \text{ j/s}$$

Donc

$$\eta_{thé} = \frac{Q_{1-2} + Q_{2-3} + Q_{4-1}}{Q_{1-2} + Q_{2-3}} = \frac{-103566.204 + 102079285.714 - 64521000}{102079285.714 - 103566.204} \\ = 0.367$$

▪ Cycle à combustion isochore à compression adiabatique

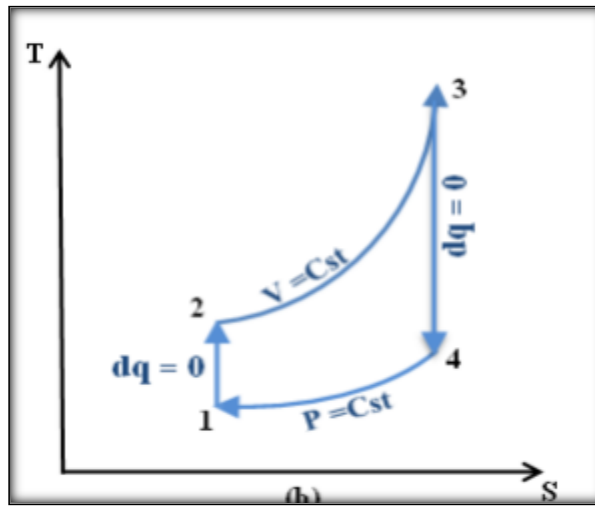


Figure III.8. Cycle à combustion isochore à compression adiabatique

$$T_1 = 15 \text{ C}^\circ$$

$$T_3 = 1200 \text{ C}^\circ$$

$$T_4 = 550 \text{ C}^\circ$$

$$p_1 = p_4 = 0.5 \text{ bar}$$

$$\epsilon_c = \frac{p_2}{p_1} = 20.2$$

$$\dot{m} = 120 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$c_p = 1005$$

1 → 2 : Transformation isentropique (adiabatique)

$Q_{1-2} = 0 \text{ j/s}$ (puissance), Q_{1-2} : quantité de chaleur

$T_2 = ?$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 679.75 \text{ k}$$

2 → 3 : Transformation isochor

$$\begin{aligned} Q_{2-3} &= \dot{m} c_v (T_3 - T_2) = \dot{m} \frac{c_p}{\gamma} (T_3 - T_2) = 120 \times \frac{1005}{1.4} \times ((1200 + 273) - (679.75)) \\ &= 68332821.428 \text{ j/s} \end{aligned}$$

3 → 4 : Transformation adiabatique

$$Q_{3-4} = 0 \text{ j/s}$$

4 → 1 : détente isobar ($P=C^{st}$)

$$Q_{4-1} = \dot{m} c_p (T_1 - T_4) = 120 \times 1005 \times (288 - (550 + 273)) = -64521000 \text{ j/s}$$

Donc

$$\eta_{thé} = \frac{Q_{2-3} + Q_{4-1}}{Q_{2-3}} = \frac{68332821.428 - 64521000}{68332821.428} = 0.366$$

III.5 . Discussion et interprétation des résultats

A partir de ce calcul thermodynamique, on peut voir clairement l'influence très important du changement des cycles avec la turbine SGT-800, ou on remarque que dans les cycles a combustion isobare sans récupération ; le meilleur rendement et plus performant est effectué avec le cycle à compression isotherme et combustion isobare.

Dans les cycles a combustion isochore la même dans la transformation isotherme et adiabatique.

III.6 . Etude numérique

Pour assimiler les résultats analytiques avec les résultats numérique on a réalisé un programme avec le code Matlab .

III.5. 1. Les programmes pour calculer les rendements thermiques de la turbine à gaz avec des différents types des cycles de fonctionnement

A. Pour Le cas de Cycle à combustion isobare :

```

% -----
% Ce programme pour calculer les rendements thermiques de la turbine à
gaz
%avec des différents types des cycles de fonctionnement
% -----
clearall;% Effacer les variables précédents
clc;% Effacer l'écran
%-----
%Le Cycle à combustion isobare
% PARTIE (1): LES ENTRES DU PROGRAMME
%-----
disp('-----')
epsilonC =input('ENTREZ Le Taux De Compression =');
disp('-----')
gama=1.4;
Cp=1005;
T1=288;
T3=1473;
T4=823;
P1=0.9;
% PARTIE (2): CALCULES LES rendements thermique
%-----
%le cas de cycle à combustion isobare et compression adiabatique
T2=((epsilonC)^((gama-1)/gama))*T1
nth1=1-(1/((epsilonC)^(gama-1)/(gama)))
%le cas de cycle à combustion isobare et compression isotherme
%dans ce cas T1=T2
epsilonD=(T3)/(T1)
r=Cp*((gama-1)/gama)
nth2=1-(((epsilonC)^((gama-1)/gama))*(((gama-1)/gama)*log(epsilonC-
1))+epsilonD)/(((epsilonC)^((gama-1)/gama))*(epsilonD-
1))*(epsilonC)^(gama-1))
% -----FIN-----

```

Resultats :

 ENTREZ Le Taux De Compression =20.2

- **Le cas de cycle à combustion isobare et compression adiabatique**

$$T_2 = 679.7513$$

$$\text{nth}_1 = 0.5793$$

- **Le cas de cycle à combustion isobare et compression isotherme isobare**

Dans ce cas

$$T_1 = T_2$$

$$\text{Epsilon D} = 5.1146$$

$$r = 287.1429$$

$$\text{nth}_2 = 0.7801$$

B. Pour Le cas de Cycle à combustion isochore :

```

% -----
% Ce programme pour calcule les rendements thermiques de la turbine à
% gaz
% avec des différents types des cycles de fonctionnement
% -----
clear all; % Effacer les variables présidents
clc; % Effacer l'écran
% -----
% Le Cycle à combustion isochore
% PARTIE (1) : LES ENTRES DU PROGRAMME
% -----
disp('-----')
```

```

epsilonC =input('ENTREZ Le Taux De Compression =');
disp('-----')
gama=1.4;
Cp=1005;
T1=288;
T3=1473;
T4=823;
P1=0.5;
m=120;
% PARTIE (2): CALCULES les rendements thermique
%-----
%le cas de cycle à combustion isobare et compression adiabatique
Cv=Cp/gama
T2=((epsilonC)^((gama-1)/gama))*T1
Q=m*Cv*(T3-T2)
Q41=m*Cp*(T1-T4)
nth1=(Q+Q41)/(Q)
%le cas de cycle à combustion isobare et compression isotherme
%dans ce cas T1=T2
r=Cp*((gama-1)/gama)
Q12=m*r*log(1/epsilonC)
Q23=m*Cv*(T3-T1)
nth2=(Q12+Q23+Q41)/(Q23)
% -----FIN-----

```

- **Résultats :**

ENTREZ Le Taux De Compression =20.2

- **Le cas de cycle à combustion isochore et compression adiabatique**

$$C_v = 717.8571$$

$$T_2 = 679.7513$$

$$Q = -6.8333e+07$$

$$Q_{4-1} = -64521000$$

$$\mathbf{nth_1 = 0.3679}$$

- **Le cas de cycle à combustion isochore et compression isotherme**

Dans ce cas $T_1=T_2$

$$r = 287.1429$$

$$Q_{1-2} = -1.0357e+05$$

$$Q_{2-3} = 1.0208e+08$$

$$\mathbf{nth_2 = 0.3669}$$

III.7 . conclusion

Dans ce chapitre on a vu le calcul détaillé du rendement de cycle thermodynamique de turbine SGT800.

Et par la suite, nous avons fait une modélisation de ses calculs. Nous remarquons que le calcul fait par MATLAB donnent le même valeur à calculée manuellement, cela est du à la précision du calculateur MATLAB alorque manuellement,on arrondit à chaque opération.



Conclusion générale

Conclusion

La turbine à gaz sont utilisés dans le monde entier dans la génération de l'électricité des centrales thermique et de l'industrie des hydrocarbures, dans différents endroits géographiques avec des conditions climatique variable de température et pression, les turbine à gaz sont très sensible à la variation de la température de l'air ambiant de ce fait rendre les turbines utilisées dans les conditions rides du sud algérienne sensible à la variation de la température.

Le but de ce travail est de faire l'étude thermodynamique de la turbine a gaz SGT-800. Le cycle de turbine à gaz est un cycle très souple (Baryton) de telle sorte que ses performances, peuvent être améliorées en ajoutant des composants supplémentaires à l'installation.

La réalisation de ce mémoire nous permis d'acquérir des connaissances sur le rôle de turbine à gaz SGT-800 montré que ses performances dépendent sensiblement à des conditions d'exploitation notamment la température.

Références bibliographies

- [1] Earl, logan (turbomachinery , basic theory and application), marcel dekker, inc,1953.
- [2] (09/02/2020), turbines à gaz aéronautiques et terrestre. [online] https://dicens.mines-paristech.fr/sites/thopt/diap/se/seances/s20/intros_b4410_b4425.pdf
- [3] (09/02/2020), turbines à gaz - cours en ligne et simulateur. [online] <https://dicens.mines-paristech.fr/sites/thopt/fr/co/turbines-gaz.html>
- [4] M. Bariki, b.benaoun, « thermodynamique et maintenance de la turbine à gaz sgt400 », mémoire de master, université kasdimerbahouargla, 2015/2016.
- [5] (15/02/2020), cour turbine à gaz.pdf, [online]https://elearning.univ-eloued.dz/pluginfile.php/15750/mod_resource/content/1/cours%20turbine%20%c3%a0%20gaz.pdf
- [6] Mekhloufimohammed lamine, salhimessaoud, « etude technico-économique et environnementale de la centrale hybride de hassir'mel », mémoire de master, université kasdimerbahouargla, 2019.
- [7] Y. Sid, b.aicha, « etude thermodynamique d'une turbine à gaz type v94.2 (avant et après révision) », mémoire de master, université saaddahlab blida1, 2018/2019.
- [8] Bouheraouanouredine, hamidanesamir, « etude et analyse de la fiabilité d'une turbine solar saturn20 au niveau de groupement sonatrachsinopecgsszarzaitineainaménass », mémoire de master, université larbitébessitebessa, 2015/2016.
- [9] Belhadj walid, « etude de l'influence de l'injection de la vapeur d'eau et du refroidissement de l'air d'admission dans une turbine à gaz », mémoire de master, université m'hamedbougara-boumerdes, 2016/2017.
- [10] (20/02/2020), mémoire de magister. Contribution à l'amélioration des performances. [online] <https://docplayer.fr/64090812-memoire-de-magister-contribution-a-l-amelioration-des-performances-des-turbines-a-gaz-par-le-refroidissement-de-l-air-a-l-entree-du-compresseur-axial.html>

Reference bibliographies

- [11] A.aitissad et w.benali, « etude de l'influence des conditions ambiantes et l'injection de la vapeur d'eau sur les performances d'une turbine à gaz », mémoire du master, université de saaddahlab-blida, 2016/2017.
- [12] (20/04/2020). Gaz turbine in simple cycle and combined cycle.
[online]<https://projectabstracts.com/5467/aspects-of-the-choice-of-sampling-frequency-in-the-control-system-of-a-gas-turbine.html>
- [13] Tobias kiuru, mikaeloijerholm, « flexible package solutions for siemens sgt-800 », symposium of the industrial application of gas turbines committee banff, alberta, canadaoctober 2015.
- [14] (20/04/2020). Sgt-800 gaz turbine. [online]
<http://kushaindustry.com/pdf/brochure/sgt-800-gt-en.pdf>
- [15] (20/04/2020). Sgt-800 industrial gaz turbine. [online]
<https://new.siemens.com/cn/en/products/energy/power-generation/gas-turbines/sgt-800.html>
- [16] (22/04/2020).turbine a gaz, cour en ligne. [online] <https://direns.mines-paristech.fr/sites/thopt/fr/co/turbines-gaz.html>
- [17] (23/04/2020). Turbine à gaz - siemens power generation – directindustry.
<https://www.directindustry.fr/prod/siemens-power-generation/product-23116-2019616.html>
- [18] Bouheraouanoureddinehamidanesamir, « etude et analyse de la fiabilité d'une turbine solar saturn20 au niveau de groupement sonatrachsinopecgsszarzaitineainaménass ». Universitelarbitébessitebessa 2015/2016.
- [19] (24/04/2020). Sgt-800 gas turbine.
[online]<http://kushaindustry.com/pdf/brochure/sgt-800-gt-en.pdf>
- [20] M. Benikhlef, A.Razqi, Mohammedi. «Etude et renovation de la turbine a gaz MS5002C de HassiR'mel», Mémoire de Master, Université Abo Bakerbelkaid Tlemcen, 2013/2014.
- [21] Dr. B. Abdelouahab, « Thermodynamique et Installations Energetiques », Cours et exercices, Université des Sciences et de la Technologie d'Oran Mohamed BOUDIAF, 2017.