

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur
Et de la recherche scientifique

UNIVERSITE Abderrahmane MIRA BEJAIA
Faculté de Technologie
Département de Génie Mécanique

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Installation énergétiques et turbomachines

Par :

Rahmouni Adel

Ould slimane Nourdine

Thème

Modélisation, simulation et Amélioration d'une turbine à gaz.

Soutenu le 20/09/2022 devant le jury composé de :

Mr. M.ADNANI	Président
Mr. H.ALI-AGHA	Rapporteur
Mr. A.AGHBARI	Co-promoteur
Mr. N.BOUTALBI	Examineur

Année Universitaire 2021-2022

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

Populaire et Démocratique Algérienne République

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي



Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

**Déclaration sur l'honneur
Engagement pour respecter les
règles d'authenticité scientifique dans l'élaboration d'un
travail de recherche**

Arrêté ministériel n°933 du 28 juillet 2016(*) fixant les règles relatives à la prévention et la lutte contre le plagiat

Je soussigné,

Nom :

Prénom:

Matricule:

Spécialités/ou Option:.....

Département:

Faculté:

Année universitaire :/.....

Et chargé de préparer un mémoire de (*Licence, Master, Autres à préciser*):.....

Intitulé:.....

.....

.....

Déclare sur l'honneur, m'engager à respecter les règles scientifiques, méthodologiques, et les normes de déontologie professionnelle et de l'authenticité académique requises dans l'élaboration du projet défini de cycle cité ci-dessus.

Fait à Béjaïa

le...../...../.....

Signature de l'intéressé

(*) Lu et approuvé

.....

(*) Arrêté ministériel disponible sur le site www.univ-bejaia.dz/formation (rubrique textes réglementaires)

Remerciements

On tient à remercier tout d'abord DIEU le tout puissant qui nous a accordé la santé, la patience et le courage afin de réaliser ce modeste travail.

Nous tenons à exprimer notre profonde gratitude et notre sincère remerciement à tous ceux qui ont Contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce mémoire fin d'étude.

La réalisation de ce mémoire a été possible grâce à la patience assistance, les savants conseils et orientations, les méticuleux contrôles et suivis que nous a prodigué notre promoteur Monsieur **H.ALI-AGHA** et notre Co-promoteur Monsieur **A. AGHBARI** qui ils ont accepté de nous encadrer malgré leur engagement vers leur travail quotidien.

Nous remercions aussi les membres de jury qui nous ont fait l'honneur d'accepter le jugement de notre travail.

Notre sincère reconnaissance à nos enseignants du département génie mécanique.

Enfin nous remercions tous ceux qui ont contribués de près ou de loin à l'élaboration de ce Modeste travail, trouvent ici l'expression de notre profondes gratitude et respects.

Dédicaces

Je dédie ce travail à :

Mon père et ma mère qui ont été les bougies allumant mon chemin vers la réussite ; qui m'ont donnés leurs amours, leurs sacrifices qui ne cessent pas de m'encourager et de veiller pour mon bien. Pour que je réussir

Leur patience et leur amour.

Mes frères

Mes sœurs

A tous mes enseignants chacun par son nom

Toute ma famille Rahmouni

Tous mes amis Nourdine / Kamel

A tous mes collègues chacun par son nom

A chaque personne qui m'a aidée.

RAHMOUNI Adel

Dédicace

Je dédie ce travail à tous ceux qui m'ont soutenu de près ou de loin.

Aux êtres les plus chers de ma vie, A mes cher parente, qui m'ont tout donnés, pour que je puisse suivre mes études dans des bonnes conditions a mes frère et a ma sœur, A tous mes enseignants chacun par son nom a tous mes cher amis et a mon partenaire de ce travail

RAHMOUNI Adel .

OULD SLIMANE Nourdine

Sommaire

Remerciements.....	i
Dédicaces.....	ii
Sommaire	iv
Liste des figures.....	viii
Liste des tableaux.....	ix
NOMENCLATURE.....	x
Introduction Générale.....	1
Chapitre I : Généralités sur les turbines à gaz.	
I.1. Introduction.....	3
I.2. Historique de la turbine à gaz.....	3
I.2.1. Définition.....	4
I.3. Caractérisation des organes.....	5
I.4. Fonctionnement d'une turbine à gaz.....	5
I.5. Différents types des turbines à gaz.....	6
I.5.1. Par le mode de construction	6
I.5.2. Par le mode de travail	7
I.5.3. Par le mode de fonctionnement thermodynamique.....	8
I.6. Principales applications	11
I.6.1. Domaines fixes (utilisation industrielle)	11
I.6.2. Domaines mobiles (aviation, maritime)	12
I.7. Avantages et inconvénients des turbines à gaz	12
I.8. Notions et rappels thermodynamiques	13
I.8.1. Premier principe de la Thermodynamique	13
I.8.2. Deuxième principe de thermodynamique	14
I.9. Bilan énergétique et exergétique	15
I.9.1. Bilan énergétique	15
I.9.2. Bilan d'exergie	15
I.9.3. Rendement exergétique.....	16

I.10.Introduction aux logiciels de simulation	16
I .10.1 THERMOPTIM	17
I .11. La recherche bibliographique	20
I.12 Conclusion.....	21
Chapitre II: Etude thermodynamique et simulation de cycle de Brayton sur logiciel THERMOPTIM	
II.1.Introduction.....	22
II.2.Simulation souslelogiciel THERMOPTIM	22
II. 2.1.Présentation d'une Turbine à gaz à cycle ouvert.....	22
II.2.2.Donnée de l'étude.....	23
II.2.3. Hypothèses	23
II.2.4.Le programme de calcul	24
II.3.Analyseénergétique	24
II .3.1.Etude de la compression (compresseur)	24
II .3.2.Etude de la combustion (chambre de combustion)	26
II .3.3.Etude de la détente (turbine)	28
II.3.4.Bilan globale du cycle	30
II.4.Analyse exergetique	30
II.4.1. Compresseur.....	30
II.4.2.La combustion	31
II.4.3.La turbine	31
II.4.4.L'échappement.....	32
II.4.5. Pertes globales	32
II.5.Résultat et discussion.....	32
II.6.Modélisation de cycle de Brayton	33
II.7 Diagramme à partir de la simulation	34
II.8.Comparésent entre le Cycle de carnot et cycle de Brayton	34
II.9. Conclusion	36
Chapitre III: Modélisation et amélioration de cycle de Brayton	
III..Introduction.....	37
III.1.2.Modélisationde la turbine à gaz avec régénérateur.....	37
III .2.1. Présentation d'une turbine à gaz avec régénérateur	37
III.2.2. Le rendement du cycle de Brayton avec régénération.....	38
III.2.3.Modilisation et diagramme de cycle de Brayton avec régénération	39
III.2.4.Comparaison d'un cycle régénération avec le cycle Brayton simple.....	40

III .3.Modélisation de la turbine à gaz bi étagée avec régénération	40
III.3.1 Présentation d'une turbine à gaz bi étagée avec régénération	41
III.3.2 Le rendement du cycle de Brayton à refroidissement intermédiaire, combustion séquentielle et régénération	41
III.3.3 Modalisation et diagramme de la turbine à gaz bi-étage.....	42
III.4.Modélisation d'un cycle combiné gaz-vapeur	43
III.4.1.Turbine à vapeur	43
III.4.1.1. Présentation du cycle	43
III.4.1.2. Rendement de cycle de Rankine.....	44
III.4.1.3. Modélisation d'une turbine à vapeur	44
III.4.2. Cycle combiné gaz vapeur	45
III.4.2.1. Présentation d'un cycle combiné gaz-vapeur.....	45
III.4.2.2.Rendement du cycle combiné.....	46
III.4.2.3.Modélisation de cycle combiné gaz vapeur.....	47
III .5 .Résultats numériques	47
III.6.Conclusion	48
Conclusion générale	49
Références bibliographique	50
Résumé/Abstract.....	51

Liste des figures

Figure I.1:Schéma d'une turbine à gaz.....	4
Figure I.2 :Différents organes caractérisant une turbine à gaz	5
Figure I.3 :Classification des turbines à gaz	6
Figure.I.4: Schéma de la turbine à un seul arbre	7
Figure.I.5: Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre	7
Figure.I.6:Turbine à gaz à cycle fermé	8
Figure I.7:Diagramme (T-S) du cycle de Brayton.....	9
Figure I.8: Schéma d'une turbine à gaz à cycle ouverte	9
Figure I.9 : Diagramme (T-S) du cycle réel de Brayton.....	10
Figure I.10: Turbine à gaz à cycle régénéré	10
Figure I.11 : Diagramme (T-S) du cycle réel de Brayton a régénération.....	11
Figure.I.12 :Modélisation d'une TAG sous logiciel THERMOPTI.....	16
Figure II.1: Turbine à gaz simple	22
Figure II.2:Etat du point 1	25
Figure II.3:Etat du point 2	26
Figure II.4:Composition du gaz brulée.	26
Figure II.5:Etat du point 3	28
Figure II.6:Etat du point 4	29
Figure II.7: Modalisation d'une turbine à gaz.....	33
Figure II.8: Diagramme entropique (T-S) de cycle de Brayton.	34
Figure II.9: Cycle de Carnot dans le diagramme (T,s).....	34
Figure II.10: superposition de diagramme de Brayton ou cycle de Carnot.....	35
Figure III.1:Turbine à gaz à régénérative	37
Figure III.2: Simulation d'une turbine à gaz avec régénérateur.....	39
Figure III.3: Diagramme entropique (T-S) du cycle de Brayton avec régénération	40
Figure III.4: Turbine à gaz bi étagée avec régénération.....	41
Figure III.5: Modélisation de la turbine bi étagée	42
Figure III.6: Diagramme entropique (T-S) de cycle du Brayton bi étagé	43
Figure III.7: Schéma du turbine à vapeur.....	44
Figure III.8: Modélisation de la turbine à vapeur.....	45
Figure III.9:Cycle de Rankine	45

Figure III.10: Schéma d'un cycle combiné 46
Figure III.11 Modélisation d'un cycle combine 47

Liste des tableaux

Tableau I.1: Avantages et inconvénients des turbines à gaz	12
Tableau II.1: Donnée de l'étude	23
Tableau II.2: Composition molaire de gaz de Montoir	23
Tableau II.3:Etat du point 1.....	25
Tableau II.4: Etat du point 2.....	25
Tableau II.5: Etat du point 3.....	28
Tableau II.6:Etat du point 4.....	29
Tableau II.7 Bilane énergetique de la turbine à gaz	32
Tableau III.1 Bilan globale de la turbine à régénération.....	40
Tableau III.2:Comparaison des bilans énergetique	47

NOMENCLATURE

Symboles	Définition	Unité(SI)
P	Pression	P_a
T	Température	k
V	Volume	m^3
v	Volume spécifique	m^3/kg
U	Energie interne	J
S	Entropie	J/k
s	Entropie spécifique	J/kg k
h	Enthalpie	J
H	Enthalpie massique	J/kg
K	Co enthalpie	J
W	Travail	J
Q	La chaleur	J
m_c	Débit de combustible	kg/s
m_a	Débit d'air	kg/s
m_{gaz}	Débit des gaz brulé	kg/s
c_p	Capacité thermique spécifique	$kJ kg^{-1} K^{-1}$
ε	Efficacité	%
w_c^s	Travail isentropique du compresseur	J
w_c^r	Travail réel du compresseur	J
w_t^s	Travail isentropique de la turbine	J
w_t^r	Travail réel de la turbine	J
Q_{comb}	La chaleur de la combustion	J
η_{th}	Rendement thermique	%
η_c^s	Rendement isentropique de compresseur	%
η_c^r	Rendement réel de compresseur	%
η_t^s	Rendement isentropique de turbine	%
η_t^r	Rendement réel de turbine	%
PCI	Pouvoir calorifique inférieur	kJ/kg
\dot{E}_{ye}^-	Co-puissance de transformation	kw
\dot{E}_c^+	Puissance totale reçue par le système	kw
\dot{E}_{ek}^+	Puissance de travail effectif	kw
\dot{E}_{qi}^+	Co puissance reçu	kw
\dot{E}_{wn}^+	Co puissance transformation	kw
\dot{L}	La perte exégétique	kw
1, 2,2s, 3, 4,4s, 5	Points caractéristique du cycle thermodynamique	/

Introduction Générale

Tout processus énergétique consiste à organiser des transferts de travail et de chaleur et à les réaliser dans des appareils appropriés.

Les turbomachines qui peuvent comprendre des pompes, ventilateurs, compresseurs et notamment des turbines et qui manipulent des débits de fluide plus grands que les machines volumétriques, jouent, dans ces processus de conversions d'énergie, un rôle important d'échangeur de travail entre le fluide et un organe mécanique dont la partie en mouvement est constituée d'un rotor muni d'ailettes.

Les turbines à gaz font partie de ces turbomachines. Leur singularité par rapport aux autres types de turbines se précise par la nature du fluide actif, qui est un gaz issu d'une réaction chimique de combustion et qui est, en revanche, un fluide incompressible (eau) dans une turbine hydraulique et une vapeur d'eau dans une turbine à vapeur.

Leur grande importance dans les processus de conversion d'énergie peut être appuyée par la diversité de leurs applications qui s'étendent sur différents domaines. Le choix des turbines à gaz pour ces utilisations variées a été fondé en priorité sur leur souplesse d'emploi, leur puissance élevée et leur facilité de maintenance face à leurs concurrents traditionnels : turbines à vapeur ...

L'objectif principal de ce travail est de modéliser et d'étudier une installation de turbine à gaz basée sur quatre configurations (turbine à gaz simple, turbine avec régénération, et turbine à gaz bi étage et un cycle combiné gaz vapeur)on utilisant THEROPTIME comme outil informatiques , Dont le but est d'améliorer le rendement de cette machine et d'augmenter la puissance produites ,nous nous sommes également intéressés à l'analyse énergétique et exergetique de cycle de turbine à gaz .

Ce mémoire s'articule principalement autour d'une introduction générale, trois chapitres et une conclusion générale.

Le premier chapitre expose essentiellement une revue bibliographique sur les turbines à gaz, leurs particularités de fonctionnement, et une présentation de logiciel THEROMPTIM utilisé ou cours dans ce mémoire.

Le deuxième chapitre repose sur une étude thermodynamique du cycle de Brayton, approches énergétique et exergetique. L'approche énergétique est principalement basée sur le calcul de rendement de cycle, tandis que l'approche exergetique s'intéresse à étudier les pertes de chaque organe de la turbine.

Le troisième et dernier chapitre concerne l'amélioration des performances des turbines à gaz, nous présentons une description détaillée de trois cycles modifiés de turbine à gaz. Les effets d'améliorations apportées, au niveau des systèmes T.A.G, sur l'évolution du rendement thermique et du travail mécanique.

Enfin, nous terminons notre travail par une conclusion générale qui va englober l'ensemble des conclusions qu'on peut tirer de cette étude.

Chapitre I : Généralités sur les turbines à gaz.

Généralités sur les turbines à gaz.

I.1.Introduction

Les turbines à gaz définies comme étant des appareils dans les quels a lieu un échange d'énergie entre un rotor tournant d'un axe à vitesse constante et un écoulement permanent.

Elle est aujourd'hui l'élément le plus polyvalent des turbomachines .Il peut être

Utilisé dans plusieurs différents modes dans les industries critiques telles que la production d'électricité, le pétrole et le gaz, les usines de traitement, l'aviation, ainsi que les industries domestiques et les petites industries connexes.

A cet effet il existe différentes turbine à gaz classées en plusieurs catégories c'est ce que nous allons voir dans ce premier chapitre, et nous allons nous intéresser aux outils informatiques qui sont utilisés pour améliorer et étudier les turbomachines en générale et turbine à gaz en particulier.

I.2.Historique de la turbine à gaz

L'idée d'une turbine à gaz à combustion interne, ou d'une turbine à air chaud, est assez ancienne. Dès 1731, l'Anglais John Barber déposa un brevet sur ce sujet. Cependant, il fallut attendre environ cent ans avant que la turbine à gaz ne prenne son essor. Son développement fut longtemps retardé par le succès de la turbine à vapeur (turbine à action de Gustave Laval en 1883 et turbine à réaction de Charles Parsons en 1884). L'intérêt pour la turbine à gaz conduisit à une activité fiévreuse de dépôts de brevets entre 1880 et 1900 et à de nombreuses expériences entre 1900 et 1910. Les premières tentatives de développement de turbines à gaz remontent au début des années 1900, avec des travaux pionniers réalisés en Allemagne. Les premières turbines à gaz les plus réussies ont été construites par Holzwarth, qui a développé une série de modèles entre 1908 et 1933. La première application industrielle d'une turbine à gaz a été installée dans une aciérie à Hamborn, en Allemagne, en 1933. En 1939, une turbine à gaz a été installée dans une centrale électrique à Neuchâtel [1].

Entre 1935 et 1945, de nombreuses réalisations apparaissent, notamment dans le domaine aéronautique où les turbines à gaz bénéficient des actives recherches menées au cours de la dernière guerre mondiale. Le premier vol d'un avion équipé d'un turboréacteur a lieu en Allemagne, fin août 1939 (moteur HE S 3 monté sur avion Heinkel 178 V1), précédant, en mai 1941, une réalisation voisine en Grande-Bretagne (moteur de Whittle W 1X monté sur avion Gloster E.28) [2].

Les États-Unis ne sont pas entrés la turbine à gaz dans un moteur d'avion jusqu'en 1941. General Electric était alors remporte un contrat pour construire une version américaine du moteur d'avion Whittle de conception britannique. Le moteur et la cellule ont tous deux été construits en 1 an. Le premier avion à réaction a volé dans ce pays en Octobre 1942. On 1939 le domaine industrielle, commence a utilisé la TAG .C'est, en effet, au cours des cinquante dernières années que ces machines se sont développées de façon tout à fait spectaculaire.

À la fin de 1941, Westinghouse Corporation était remporté un contrat pour la conception et la construction du premier TAG entièrement américain. Leurs ingénieurs ont conçu le premier compresseur axial et annulaire et une chambre de combustion. Ces deux idées, avec modifications mineures, sont à la base de la plupart des turbines à gaz modernes en service aujourd'hui [1].

I.2.1.Définition

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne, elle rassemble essentiellement un fluide de travail (air) par compression, suivie de la combustion du carburant ; l'énergie ainsi libérée du le carburant est absorbé dans le fluide de travail sous forme de chaleur. Les gaz résultants sont détendus à travers une turbine. L'arbre de cette turbine continue de tourner et d'entraîner le compresseur qui est sur le même arbre, et le fonctionnement continu. Une unité de démarrage séparée est utilisée pour fournir le premier mouvement du rotor, jusqu'à ce que la turbine la rotation soit à la vitesse de conception et peut maintenir l'ensemble de l'unité en marche.

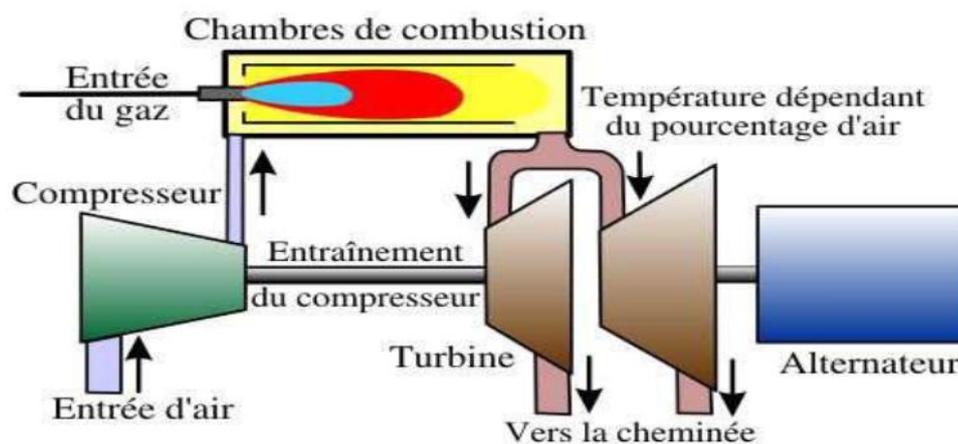


Figure I.1:Schéma d'une turbine à gaz [4].

I.3.Caractérisation des organes

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

- Un compresseur, centrifuge ou 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 afin de limiter la température des gaz d'échappement.
- Une turbine, généralement axiale, dans laquelle sont détendus les gaz qui sortent de la chambre de combustion.

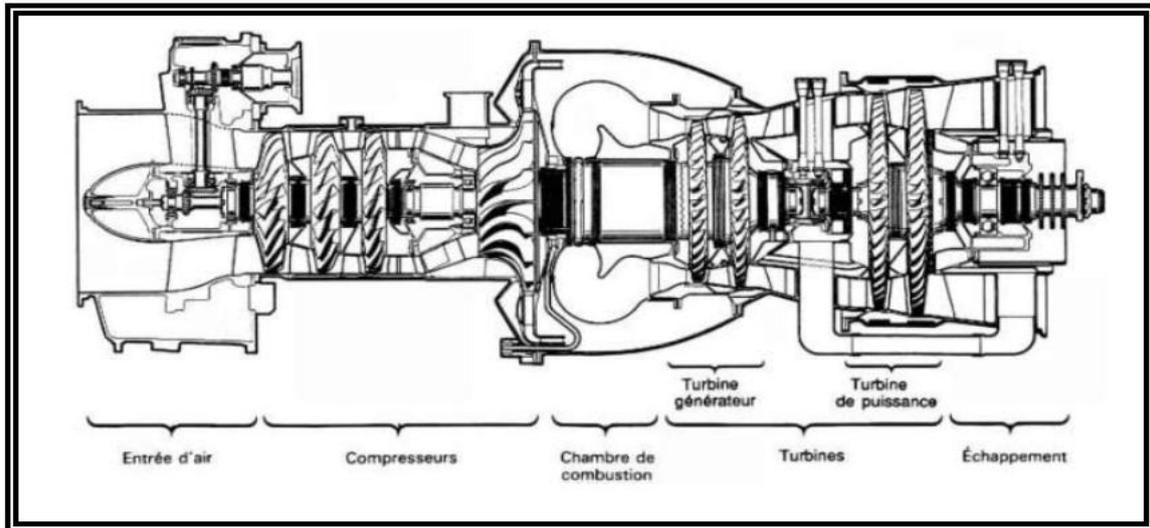


Figure I.2 : Différents organes caractérisant une turbine à gaz [2].

I.4.Fonctionnement d'une turbine à gaz

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 [2].

A partir de cette définition on peut résumer son fonctionnement en quelques étapes :

- L'air froid aspiré de l'environnement extérieur ;
- Cet air est comprimé dans le compresseur à une pression plus élevée ;
- A l'intérieur de la chambre de combustion, le combustible brûlé produit une réaction chimique entre l'air et le carburant. Cette réaction produit une augmentation de la température à une pression relativement constante ;
- Enfin, dans la turbine de détente les gaz chauds se détendent jusqu'à la pression ambiante et leur température diminue en conséquence. Ceci sert, à fournir l'énergie utile (énergie thermique), cette énergie est convertie en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre de la turbine ;
- La dernière étape est de décharger à l'atmosphère les gaz (gaz d'échappement) à basse pression et température résultant ;

Les différentes sections de la machine correspondant aux phases de fonctionnement mentionnées dans la figure(I.2) ci-dessus.

I.5. Différents types des turbines à gaz

D'après la figure (I.4) les turbines à gaz sont classées en 3 modes essentiels et plusieurs catégories, on peut citer :

- Par le mode de construction.
- Par le mode de travail.
- Par le mode de fonctionnement thermodynamique.

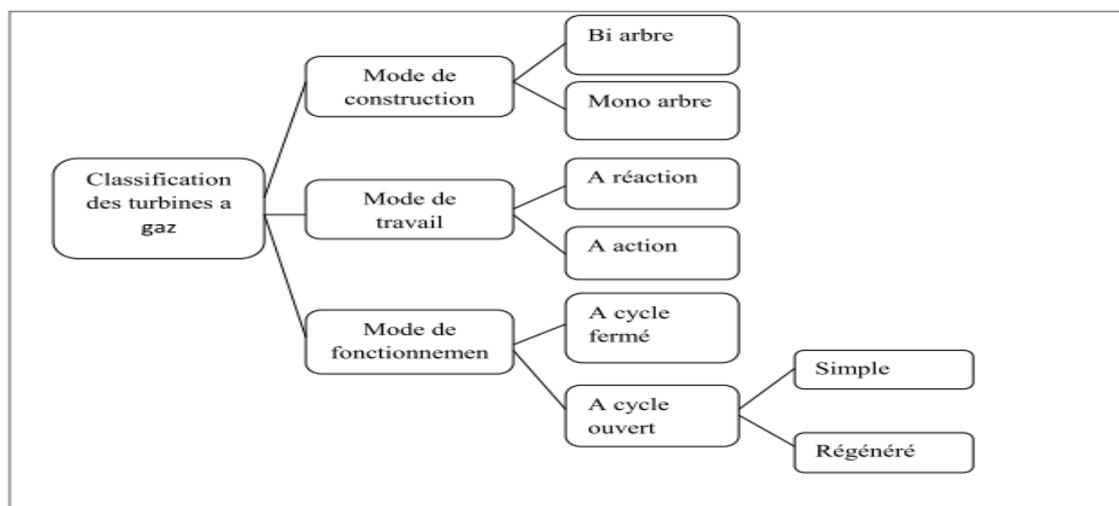


Figure I.3 : Classification des turbines à gaz [3].

I.5.1.Par le mode de construction

I.5.1.1. Turbine mono-arbre

Les turbines à gaz à un seul arbre sont aptes à l'entraînement des machines qui fonctionnent à vitesse constante, car le compresseur et les sections de la turbine sont montés sur un même arbre ce qui permet de tourner à la même vitesse, ce type est utilisé pour les applications qui n'ont pas besoin des variations de vitesse telle que l'entraînement des génératrices pour production de l'électricité (Figure. I.4).

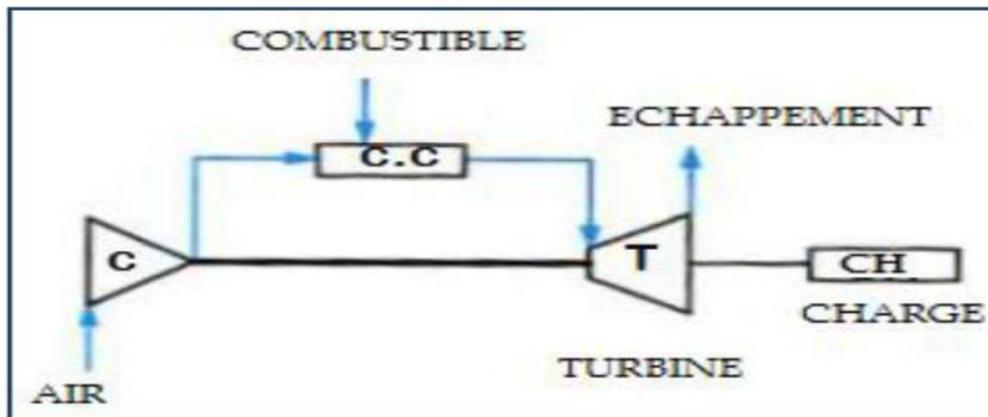


Figure I.4: schéma de la turbine à un seul arbre [3].

I.5.1.2. Turbine bi-arbre

Contrairement à la turbine à gaz à un seul arbre, les deux sections de la turbine ne sont pas reliées mécaniquement, la roue turbine HP entraîne le rotor du compresseur axial et les accessoires, tandis que la roue BP deuxième étage sert à entraîner l'organe récepteur (ex : les compresseurs). Ce qui leur permet de tourner à des vitesses différentes ce type est utilisé dans les applications qui demandent une large variation de vitesse telle qu'entraînement des compresseurs (Figure I.5).

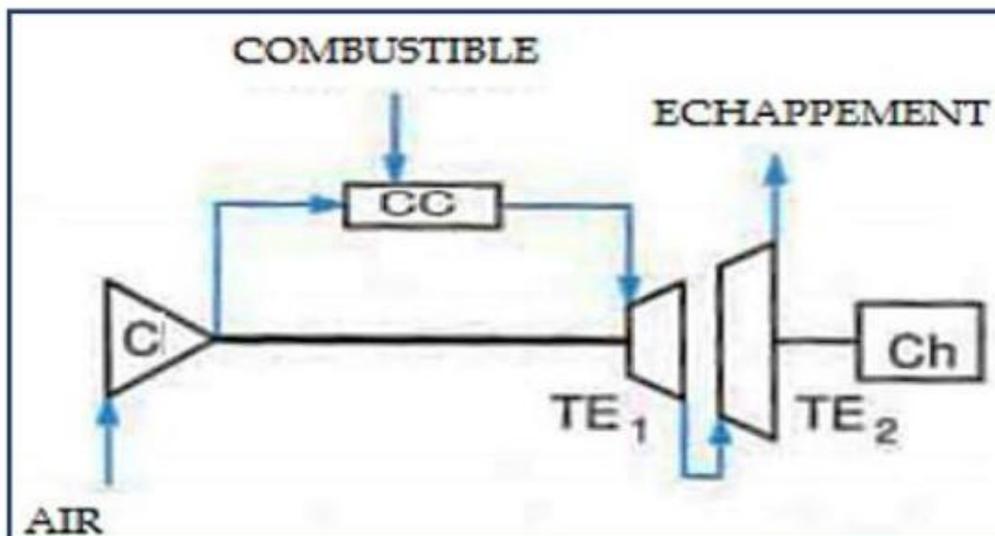


Figure I.5: schéma d'une turbine à gaz bi-arbre [3].

I.5.2. Par le mode de travail

On distingue deux types de turbine :

I.5.2.1. Turbine à action

Le principe de fonctionnement d'une turbine à action, est que la transformation thermodynamique du fluide se fait uniquement dans la directrice (entre aubages fixes).

Où l'énergie thermique est transformée complètement en énergie cinétique dans la directrice.

I.5.2.2. Turbine à réaction

Dans les turbines à réaction, nous savons que la détente se fait aussi bien dans les canaux fixes que dans les canaux mobiles, c'est à dire qu'une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique.

I.5.3. Par le mode de fonctionnement thermodynamique

I.5.3.1. Turbine à gaz à cycle fermé

La turbine à gaz à cycle fermé ou bien à cycle simple, l'air comprimé des environs est chauffé à l'aide de l'échangeur de chaleur (aérotherme), à pression constante de la source externe. Le fluide de travail à haute pression augmente au-dessus de la turbine, puis la puissance est développée.

Le fluide de travail d'échappement doit être refroidi dans un pré-refroidisseur. Le même fluide est envoyé dans le compresseur avant la fin du processus. Dans la turbine, le même fluide de travail est toujours distribué.

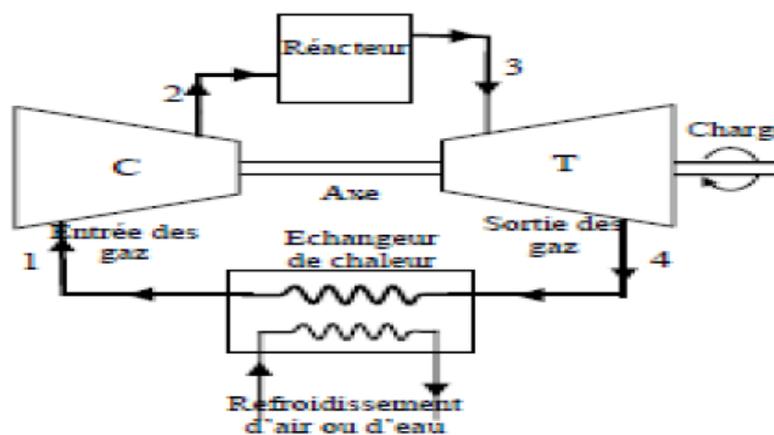


Figure.I.6: Turbine à gaz à cycle fermé [5].

I.5.3.1.a. Cycle de Baryton idéal

Le cycle thermodynamique de base dans lequel toutes les turbines à gaz fonctionnent s'appelle cycle de Baryton. La figure ci-dessous (Figure.I.7) montre le diagramme classique (T-S) dans le cas idéal et réel [1].

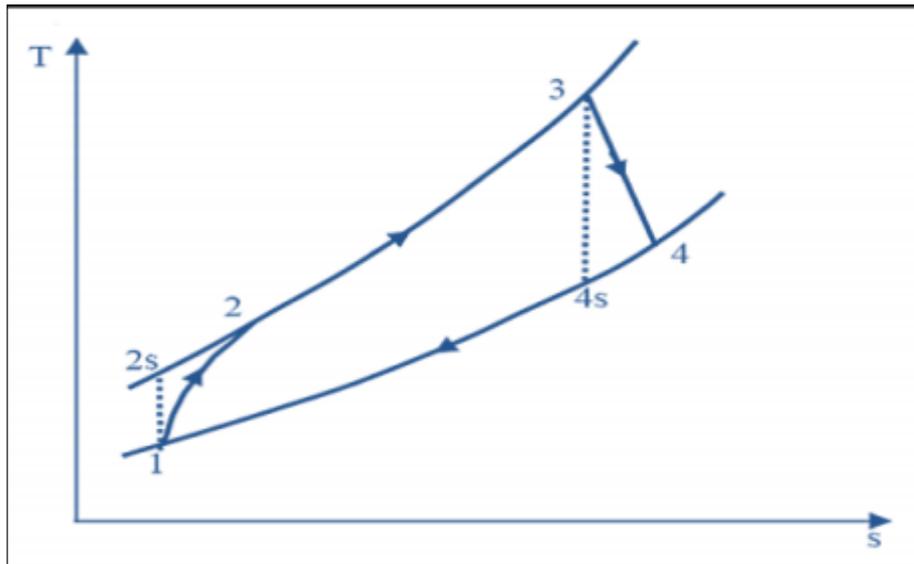


Figure I.7: Diagramme (T-S) du Cycle de Brayton [9].

Les transformations thermodynamique de ce cycle sont :

- 1 à 2 : Compression isentropique (Compresseur).
- 2 à 3 : Combustion isobare (Chambre de combustion).
- 3 à 4: Détente isentropique (Turbine).
- 4 à 1: Échappement isobare.

I.5.3.2. Turbine à gaz simple à cycle ouvert

C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère. Ce type de turbine qui est le plus répandu utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique on l'appel cycle de base , après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique est perdu dans l'atmosphère à travers l'échappement.

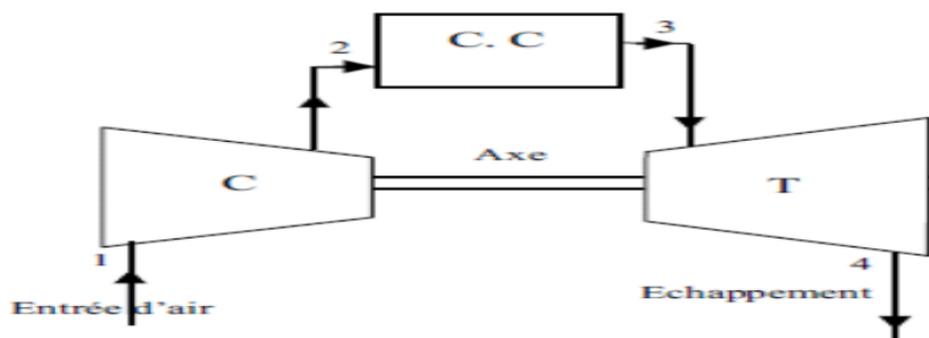


Figure I.8: Schéma d'une turbine à gaz à cycle ouverte [5].

I.5.3.2.a. Cycle de Brayton réel (irréversible)

Le cycle réel de Baryton diffère du cycle théorique dû à l'irréversibilité des transformations réelles. Suite d'existence des forces de frottement interne dans le compresseur et la turbine, qui

se manifeste par un accroissement d'entropie, la compression et la détente ne sont pas isentropiques. D'autre part, la combustion et l'échappement des gaz brûlés eux-mêmes sont accompagnés d'une légère chute de pression. (Figure I.9), montre le diagramme (T-S) du cycle de Baryton.

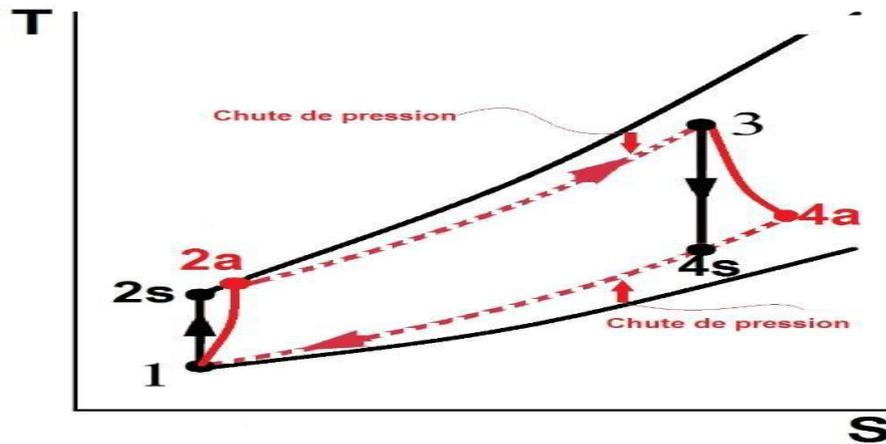


Figure I.9: Diagramme (T-S) du cycle réel de Brayton [7].

I.5.3.3. Turbine à cycle régénéré

Les pertes de chaleur causées par les gaz d'échappement, sont les plus importantes dans l'installation la turbine à gaz à régénération, car 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 :

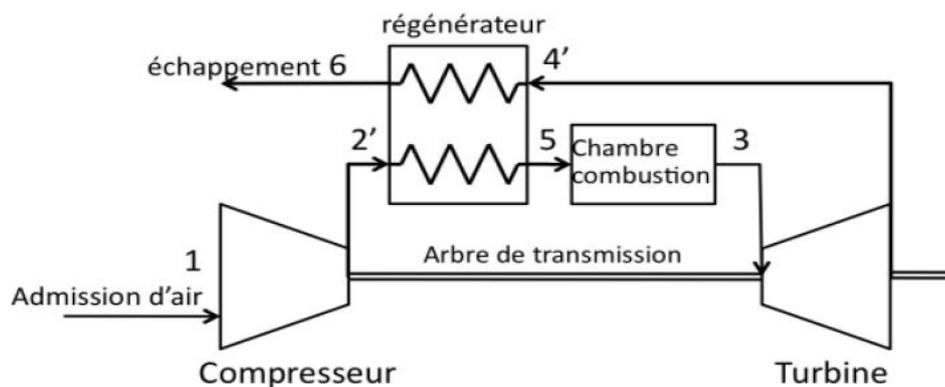


Figure I.10: Turbine à gaz à cycle régénéré [5].

I.5.3.3.a. Cycle de Brayton à régénération

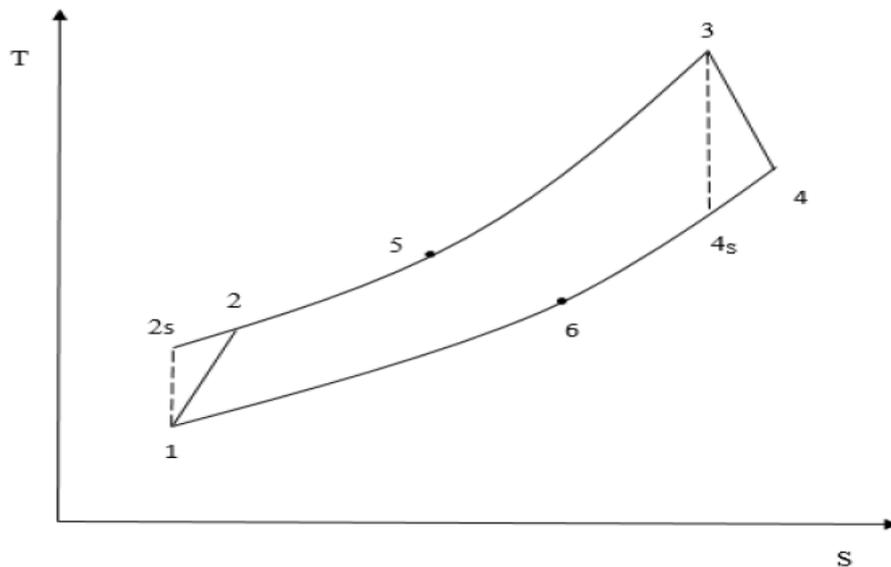


Figure I.11:Diagramme (T- S) du cycle de Brayton à régénération [5].

Les transformations thermodynamique de ce cycle sont :

- 1 à 2 : Compression (Compresseur).
- 2 à 3 : Combustion (Chambre de combustion).
- 3 à 4: Détente (Turbine).
- 6 à 5 : régénération.

I.6.Principales applications

Les domaines d'application des turbines à gaz peuvent être divisés en deux catégories :

I.6.1.Domains fixes (utilisation industrielle)

I.6.1.1. Production d'électricité

Cette application est extrêmement courante : l'arbre de la turbine entraîne un réducteur dont l'arbre à petite vitesse entraîne un alternateur. Le système mécanique est simple et peut-être comparé à un groupe turboalternateur à vapeur. Produire uniquement de l'électricité avec une turbine à gaz n'est intéressant que pour des conditions d'exploitation imposant ce système.

I.6.1.2. Pompes et compression

Dans tous les types d'applications étudiés, il est tout à fait possible de remplacer l'alternateur entraîné par une pompe, par un compresseur ou une soufflante.

I.6.1.3. Production combinée chaleur-force

Ce type d'application permet d'économiser des dépenses d'énergies. Le couple de force peut servir à l'entraînement d'une machine réceptrice et la chaleur peut servir pour le chauffage, séchage, production de vapeur pour un processus industriel. Le principe de cette application peut être, encore, poussé plus loin pour obtenir des installations industrielles dites a énergie totale ou la turbine a gaz peut fournir simultanément trois formes d'énergie : électrique (alternateur), pneumatique (par prélèvement d'air sur le compresseur), calorifique (récupérateur de chaleur des gaz d'échappement). Le rendement de telles installations est ainsi fortement revalorisé et peut atteindre 50 à 60%.

I.6.2. Domaines mobiles (aviation, maritime)

I.6.2.1. Utilisation des turbines à gaz pour la propulsion

L'utilisation de la turbine à gaz dans l'aviation (avions, hélicoptères) est bien connue. Dans le domaine des transports civils et militaires, les turbines à gaz sont également utilisées pour la propulsion, car elles permettent d'obtenir de grandes puissances avec des poids et dimensions faibles par rapport à ceux des moteurs diesels.

I.7. Avantages et inconvénients des turbines à gaz

Avantages	<ul style="list-style-type: none"> • Encombrement restreint permettant l'installation dans un local dans lequel un groupe diesel de même puissance ne pourrait être logé ; • Faible poids permettant l'installation en étage ou en terrasse ; • Très faible vibration ; • Atténuations sonores facilement réalisables ; • Pas d'irrégularités cycliques entraînant des distorsions dans le courant alternatif produit (courant propre) ; • Démarrage facile par grand froid ; • Faible consommation de courant pour maintenir le groupe en situation de démarrage ; • Pas d'utilisation d'eau donc pas de risque de gel ; • Possibilité d'utiliser deux combustibles (gaz naturel et fuel domestique par exemple) ; • Possibilité de fonctionner à faible charge ou a vidé sans problèmes
------------------	---

Inconvénients	<ul style="list-style-type: none"> • Au-dessous de 3 000 KW environ, prix installé supérieur a celui du groupe diesel ; • Temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel ; à titre indicatif : 30 a 120 s pour une turbine, 8 a 20 s pour un groupe diesel. • Rendement inferieur a celui d'un moteur diesel (cycle simple). A titre indicatif : 28 à 33 % pour une turbine de 3 000 KW, 32 a 38% pour un groupe diesel. • Performances dépendant des conditions extérieures (dégradées si T augmente ou si p diminue).
----------------------	---

Tableau I.1 : Avantages et inconvénients des turbines à gaz

I.8. Notions et rappels thermodynamiques

I.8.1. Premier principe de la Thermodynamique

Le premier principe de la thermodynamique exprime la conservation de l'énergie de l'ensemble {système + milieu extérieur} pour un système fermé limité par une surface au travers de laquelle peuvent s'effectuer des échanges énergétiques [7].

Il s'écrit sous forme de bilan où, dans un repère galiléen, la variation d'énergie totale du système:

$$\Delta H + \Delta E_c + \Delta E_p = \Delta W + \Delta Q \quad (I.1)$$

- ΔH : Variation d'enthalpie ;
- ΔE_c : variation de l'énergie cinétique macroscopique ;
- ΔE_p : variation de l'énergie potentielle extérieure ou encore opposé du travail des forces conservatives extérieures ;
- W : travail des force non conservation du milieu extérieur sur le système (négatif si le travail est résistant, positif s'il est adjuvant) ;
- Q : quantité de chaleur échangée avec le milieu extérieur au système (par conduction, convection ou rayonnement). La convention choisie ici est de noter positivement un transfert thermique de l'extérieur vers le système ;

On négligé l'énergie cinétique ΔE_c et potentielle ΔE_p appliqué aux turbines à gaz, il s'écrit entre l'entrée (1) et la sortie (2) du fluide :

$$W + Q = \Delta H = H_2 - H_1 \quad (\text{I.2})$$

En écoulement adiabatique ($Q = 0$), cette relation devient :

$$W = \Delta H = H_2 - H_1 \quad (\text{I.3})$$

- Pour un compresseur : $W_c = \Delta H = H_2 - H_1 > 0$ (I.4)

- pour une turbine : $W_t = \Delta H = H_2 - H_1 < 0$. (I.5)

I.8.2 Deuxième principe de thermodynamique

Le deuxième principe de la thermodynamique ou bien le principe de Carnot établit l'irréversibilité des phénomènes physiques en particulier lors des échanges thermiques. C'est un principe d'évolution qui fut énoncé pour la première fois par Sadi Carnot. Le second principe introduit la fonction d'état entropie (S) usuellement assimilée à la notion de désordre qui ne peut que croître au cours d'une transformation réelle. [7]

Au cours d'une transformation spontanée, l'entropie de l'univers (système + milieu extérieur), ne peut pas diminuer. Elle reste constante si la transformation est réversible. Elle augmente si la transformation est irréversible.

$$\Delta S_{univ} = \Delta S_{syst} + \Delta S_{ext} \geq 0 \quad (\text{I.6})$$

- **Entropie** : Il existe une fonction d'état S appelée entropie, qui lors d'une transformation au sein d'un système et le milieu extérieur traduit le sens de l'évolution (ordre désordre).

La variation de cette entropie entre deux états a et b est formulée par:

$$\Delta s = S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{\delta Q_{rev}}{T} \quad (\text{I.7})$$

L'entropie est une mesure du désordre du système :

✓ si le désordre augmente S augmente et $\Delta S > 0$.

✓ si le désordre diminue S diminue et $\Delta S < 0$.

Comme les transformations naturelles (spontanées), ne se font jamais dans des conditions réversibles, l'entropie de l'univers ne peut qu'augmenter.

Transformations naturelles (irréversibles) $\rightarrow \Delta S_{univ} \geq 0$

Contrairement à l'énergie, l'entropie ne se conserve pas, elle se crée si la transformation est irréversible: $\Delta S_{univ} = \Delta S_{irré} \geq 0$

Au cours d'une transformation du système de l'état 1 à l'état 2,

$$\Delta S_{univ} = \Delta S_{sys} + \Delta S_{ext} = (S_2 - S_1) + \Delta S_{ext} = \Delta S_i \geq 0 \quad (\text{I.8})$$

L'entropie créée au cours d'une transformation irréversible ΔS_i peut s'exprimer par

$$\Delta S_i = \frac{Q_{rev}}{T} - \frac{Q_{irrev}}{T} \quad (\text{I.9})$$

I.9. Bilan énergétique et exégétique

I.9.1. Bilan énergétique

(Énergie total entrante au système) = (énergie total échangé du système + énergie total du système)

$$\dot{E}_{sys} = \sum \dot{Q}_{sys} + \sum \dot{W}_{sys} \quad (\text{I.10})$$

D'où :

$$\Delta \dot{E}_{sys} = \dot{E}_{en} - \dot{E}_{sort} \quad (\text{I.11})$$

Avec

$$\dot{E}_{en} = \dot{E}_{sort} \quad (\text{I.12})$$

(Car $\dot{Q}_{sys} = 0$; $\dot{W}_{sys} = 0$)

I.9.1.1. Rendement énergétique

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{q_c} \quad (\text{I.13})$$

I.9.2. Bilan exergétique

Le bilan d'exergie pour un système est obtenu avec la combinaison des bilans d'énergie et D'entropies suit la règle suivante. [7]

$$\left(\begin{array}{c} \text{variation} \\ \text{l'exergiet} \\ \text{totale} \\ \text{systhème} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{exergie} \\ \text{totale} \\ \text{entrante} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{exergie} \\ \text{totale} \\ \text{sortante} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{exergie} \\ \text{totale} \\ \text{perdut} \end{array} \right)$$

Le bilan exergétique en puissance peut être mis sous la forme :

$$\sum_k \left[\dot{E}_{ek}^+ \right] + \sum_i \left[\dot{E}_{qi}^+ \right] + \sum_j \left[\dot{E}_{wn}^+ \right] = \dot{L} \geq 0 \quad (\text{I.14})$$

\dot{E}_{ek}^+ : Puissance-travail effective, reçue par le système au niveau de la machine k,

\dot{E}_{qi}^+ : Co puissance-chaleur reçue de la source à température T_i ,

\dot{E}_{wn}^+ : Co puissance-transformation reçue au niveau du réseau d'écoulement n ,

\dot{L} : Perte exergetique globale, en puissance, en vertu du deuxième principe, nous avons toujours : $L \geq 0$

L'équation (I.14) constitue une forme très condensée et symétrique des deux principes réunis. C'est à notre avis l'expression la plus générale et la plus élégante de la théorie de l'exergie.

I.9.2.1. Co-enthalpie

Nous considérons la Co enthalpie comme une fonction d'état extrinsèque, définie par la relation suivante :

$$K = H - T_a S \quad (\text{I.15})$$

Ou sous forme massique

$$K = h - T_a s \quad (\text{I.16})$$

Dans laquelle T_a est toujours la valeur moyenne, considérée comme constante, de la température de l'atmosphère [7].

I.9.2.2. Perte exergetique

La perte exergetique L est la diminution de la possibilité d'obtention de travail, due aux irréversibilités internes du système.

$$\dot{L} = T_a \dot{S}^i \geq 0 \quad (\text{I.17})$$

I.9.2.3. Rendement exergetique

Définition générale du rendement exergetique d'un système quelconque est [7] :

$$\eta_{ex} = \frac{\sum \left[\dot{E}_e^- \right] + \sum \left[\dot{E}_q^- \right] + \sum \left[\dot{E}_w^- \right]}{\sum \left[\dot{E}_e^+ \right] + \sum \left[\dot{E}_q^+ \right] + \sum \left[\dot{E}_w^+ \right]} \quad (\text{I.18})$$

I.10. Introduction aux logiciels de simulation

Un procédé industriel est généralement très complexe à mettre au point, Pour mettre au point une opération aussi complexe, des outils informatiques sont utilisés Ces outils sont appelés des outils de simulation de procédé, ou processus simulation softwares .parme c'est logiciel on site :

- THERMOPTIM
- Aspen HYSYS
- Engineering Equation Solver (EES)

Nous intéressons sur THERMOPTIM ce type logiciel qui on a utilisé pour la simulation de ce mémoire.

I .10.1 THERMOPTIM

I .10.1.1. Présentation de logiciel

Le progiciel THERMOPTIM un environnement de modélisation systémique des technologies énergétiques très original et sans équivalent, qui rend possible l'adoption de nouvelles méthodes, qui fournit un environnement de modélisation intégrant de manière profondément interconnectée un éditeur de schémas / écran synoptique, des diagrammes interactifs des fonctions de simulation.

Grâce au logiciel THERMOPTIM offre la possibilité de dégager quelques résultats quantitatifs quant à l'utilisation d'un tel procédé de production d'énergie. Pour faciliter et sécuriser la modélisation de l'étude théorique et une manipulation qui a fourni quelques résultats qualitatifs, une modélisation thermodynamique [8].

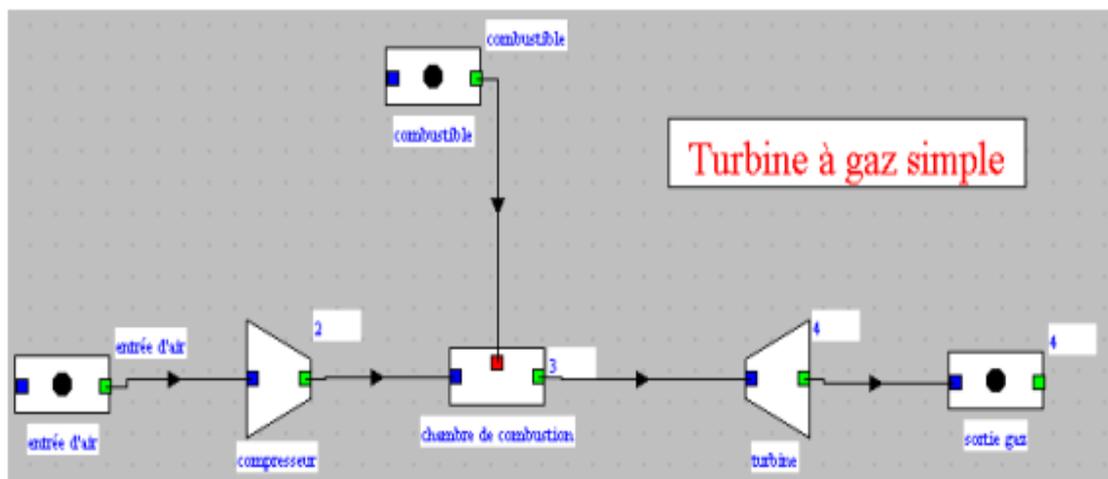


Figure I.12: Modélisation d'une TAG sous logiciel THERMOPTIM [6]

I .10.1.2. Principales fonctionnalités du simulateur

Ce logiciel permet de faire :

- Représentation par simple assemblage graphique de systèmes énergétiques très variés de complexités diverses.

- Modélisation phénoménologique ou/et technologique des composants.
- Extension du noyau du progiciel permettant l'ajout de composants externes et le pilotage personnalisé des calculs.
- Un outil utilisable aussi bien pour l'initiation que pour résoudre des problèmes industriels En effet, THERMOPTIM permet de calculer automatiquement l'état complet (température, pression, volume massique, enthalpie, énergie interne, entropie, exergie, titre) de différents fluides, qui peuvent être des gaz idéaux ou des vapeurs condensables.
- De plus, le progiciel possède une base de données des propriétés thermodynamiques des corps les plus couramment rencontrés en pratique.

En effet, THERMOPTIM permet de calculer automatiquement l'état complet (Température, pression, volume massique, enthalpie, énergie interne, entropie, exergie) de différents fluides, qui peuvent être des gaz idéaux ou des vapeurs condensables.

Ces fluides peuvent subir diverses transformations :

- des compressions et des détente (système ouvert ou fermé, adiabatiques ou poly tropiques, rendement isentropique ou poly tropique).
- des combustions elles aussi en système ouvert ou fermé, à pression imposée, volume imposé ou à température constante.
- des laminages isenthalpiques.
- des échanges de chaleur avec d'autres fluides, le progiciel pouvant calculer le produit UA du coefficient d'échange thermique par la surface de l'échangeur pour des configurations à contre-courant, Co-courant et à courants croisés. De plus, le progiciel possède une base de données des propriétés thermodynamiques des corps les plus couramment rencontrés en pratique. L'ensemble des éléments composant le système étudié est regroupé sous forme de projet et peut être facilement manipulé grâce à des interfaces appropriées [8].

Le simulateur de THERMOPTIM calcule les différents éléments d'un projet. Il s'agit d'un mode de calcul séquentiel, qui le distingue des autres environnements de modélisation (matriciels) dans lesquels l'ensemble des équations du problème est résolu simultanément. Cette manière de faire présente l'avantage qu'il est beaucoup plus facile de calculer successivement les éléments un par un que de résoudre le système complet d'un seul coup. En

revanche, elle induit deux difficultés : d'une part il peut être nécessaire d'itérer les calculs un certain nombre de fois pour trouver la bonne solution, notamment si le système est couplé et d'autre part pour un projet peu complexe, la question se pose de savoir dans quel ordre les calculs doivent être effectués. Pour résoudre cette dernière difficulté un ensemble d'algorithmes a été mis au point. Appelé le moteur de recalcul automatique de THERMOPTIM, il constitue un élément clé de la version Java du progiciel. Un écran particulier permet de suivre les étapes des recalculs et de s'assurer ainsi de la pertinence de la modélisation.

I.10.1.3. Fonctionnalités avancées du simulateur

De surcroît, THERMOPTIM incorpore des fonctionnalités avancées très puissantes destinées à des utilisateurs confirmés, qui en font un outil très bien adapté pour étudier des systèmes innovants à faible impact environnemental.

Il est possible de réaliser des extensions de THERMOPTIM, en ajoutant des modules reconnus par le progiciel, appelés classes externes qui définissent des éléments (corps ou composants) qui apparaissent automatiquement dans ses écrans de manière transparente pour l'utilisateur [8].

THERMOPTIM peut aussi être couplé à des serveurs de propriétés thermodynamiques externes (comme TEP Thermo Soft, Thermo Blende et RefProp) afin de pouvoir prendre en compte de nouveaux fluides, notamment des mélanges de vapeurs, il permet de générer des structures productives et d'automatiser l'établissement des bilans exergétiques de systèmes complexes, ce qui débouche sur l'optimisation thermo-économique et il peut aussi être utilisé pour effectuer le dimensionnement technologique d'installations énergétiques et en étudier le comportement lorsqu'elles fonctionnent en régime non-nominal.

THERMOPTIM est ainsi une plate-forme générique de modélisation de systèmes énergétiques, capable de modéliser des systèmes très variés, des plus simples aux plus complexes, dotée de puissants outils d'analyse exergétique (les méthodes exergétiques sont de plus en plus considérées comme parmi les mieux adaptées pour effectuer des études d'optimisation, car elles permettent de tenir compte aussi bien des quantités d'énergie mises en jeu que de leur qualité).

I .11. La recherche bibliographique

HAITHAM MOHAMMED AHMED SULTAN and all ont fait une étude détaillé qui sont principalement consacrée sur l'analyse énergétique et exergetique d'une installation industrielle motrice qui est une turbine à gaz MS5002C ils ont abordé les caractéristiques les domaines d'utilisation de cette machine. Au cours de cette étude ils sont intéressés sur l'effet de la température de l'air ambiant sur la puissance utile et le rendement globale de la turbine à gaz [4].

BOUANANI Omar ,BACHIOUA Nouredine ont étudié l'impact négative de l'environnement chaud sur le rendement des turbines à gaz industrielles, l'étude d'amélioration des performances d'une turbine à gaz est faite à travers des calculs de performance et de comparaison d'un cycle simple de la turbine à gaz MS-5002C avec un cycle par injection de la vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion. Il s'en sort comme résultats une augmentation de la puissance et du rendement de la turbine à gaz MS-5002C, elle est aussi une solution économique et de réduction des émissions des gaz toxiques comme les NOx [3].

Renaud Gicquel a donné une nouvelle approche pour l'étude thermodynamique basée sur l'utilisation du logiciel THERMOPTIM, on étudie des systèmes industriels « turbine à gaz, turbine à vapeur, cycle de réfrigération à compression ... », et montre comment leurs performances peuvent être améliorées [11].

ATMANI Asma, ALOUI Mohand Seghir leur étude consiste à montrer l'impact des améliorations apportées sur le cycle de base de Brayton. Ils ont réalisé une étude qui est principalement consacrée à l'évaluation des performances thermodynamiques du cycle de Brayton régénératif et de celui amélioré par l'intégration d'un refroidissement et réchauffages intermédiaires qui incluent l'utilisation des compressions et détente étagées. Ils ont analysé l'effet des rendements du compresseur et de la turbine, des rapports de pression et des températures, ainsi que la nature du fluide de travail circulant dans l'installation [5].

N El Gharbi, A. Benzaoui, M. Belhamel ont élaboré une étude qui analyse le potentiel de performance des cycles combinés alimentés uniquement par l'énergie solaire en comparant deux cycles thermodynamiques efficaces et produisant de l'électricité en faisant tourner une ou des turbines à vapeur combinées à une ou des turbines à gaz « cycle combiné à un niveau de pression et cycle combiné à deux niveaux de pression ». un modèle thermodynamique de ce

cycle combiné est établi et validé dans THERMOPTIM, suivi par des études paramétriques détaillées sur les distributions d'énergie dans chaque sous-cycle [12].

I.12.Conclusion

Pour chaque recherche il est important d'effectuer une petite étude bibliographique préliminaire.

D'après notre revue bibliographique on peut dire que la turbine à gaz a passé par plusieurs périodes , plusieurs étapes et plusieurs chercheurs ont contribué dans l'amélioration de cette machine .Néanmoins nous allons nous intéresser plus ou logiciels de simulations met en avant l'utilisation dans l'industrie.

Chapitre II :
Etude thermodynamique et
Simulation de cycle de Brayton
sur logiciel THERMOPTIM

Etude thermodynamique et Simulation de cycle de Brayton sur logiciel THERMOPTIM

II.1.Introduction

Les technologies de l'informatique permettent de renouveler l'apprentissage et l'approfondissement d'une discipline et technique classique.

Dans ce chapitre nous allons montrer comment il est aujourd'hui possible de calculer un système énergétique (turbine à gaz pour notre cas), dans le logiciel THEROPTIM sans écrire une seule équation ni programmer, tout en obtenant des résultats très précis.

II.2.Simulation sous le logiciel THERMOPTIM

II .2.1.Présentation d'une Turbine à gaz à cycle ouvert

Dans notre cas, la simulation numérique de la turbine à gaz dans ce chapitre sera d'étude sous sa forme la plus simple et la plus répandue, ça veut dire faire une étude sur c'est trois composée générale, un compresseur, une chambre de combustion et une turbine.

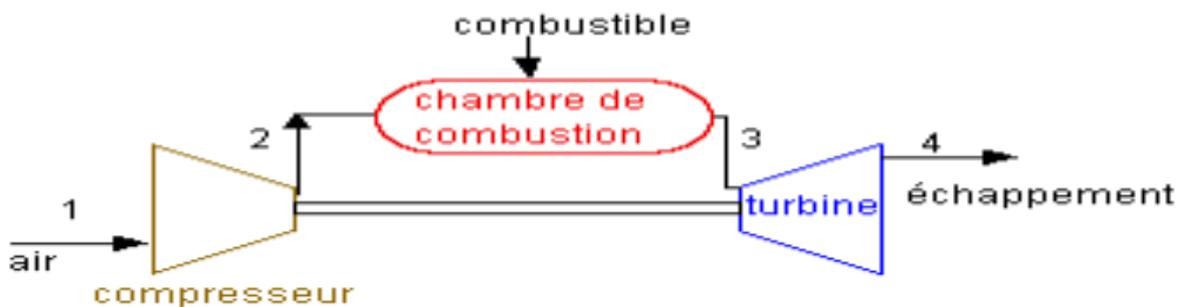


Figure II.1: Turbine à gaz simple [11].

L'objectif principal d'une simulation numérique portera sur la prédiction de performances et bien évidemment du rendement global. Il est bien évidemment possible de modéliser directement ce cycle dans THERMOPTIM., mais présente sur le plan pédagogique l'intérêt que la démarche méthodologique de calcul d'un cycle doit être suivie de manière plus détaillée.

II. 2.2.Données de l'étude

Les données utilisées dans le cadre de cette étude ont été prises à partir d'un certains nombres des paramètres opérationnels variables et en s'appuyant sur des modèles thermodynamiques de cycle et des données fournies par différentes références [11] [12].

Composants	Paramètres	Symboles	Valeurs	Unités
Compresseur	• Température d'entrée de l'air	T_1	10	°C
	• Pression de d'entrée d'air	P_1	100	kPa
	• Débit massique de l'air	m_a	100	Kg/s
	• Rendement isentropique	η_c^s	85	%
Chambre de Combustion	Débit massique de combustible	m_c	2,03	kg/s
	Pouvoir calorifique	PCI	48713,22	kJ/kg
	Pression sortie de compresseur	P_2	2000	kPa
Turbine à gaz	Température d'admission des gaz	T_3	1220	°C
	Débit massique de Gaz	m_{gaz}	102,03	kg/s
	Rendement isentropique	η_r^s	85	%

Tableau II.1:Données de l'étude.

II .2.3. Hypothèses

- La pompe et la turbine sont supposée adiabatique vis-à-vis du milieu extérieur ;
- On néglige les variations des énergies cinétiques et potentielle ;
- Le régime et permanent ;
- Combustible : gaz de Montoir avec ça composition molaire suivent :

Nom du composant	Fraction molaire	Fraction massique
CH4 « méthane »	0,871	0,758966
C2H6 « éthane »	0,088	0,1437279
C3H8 « propane »	0,025	0,05987759
C4H10 « butane »	0,008	0,02525591
N2	0,008	0,01217253

Tableau II.2 : Composition molaire de gaz de Montoir

II .2.4.Le programme de calcul

Le programme de calcul a été réalisé dans le milieu de programmation THERMOPTIM dans le programme il y a une base de donnée d'installations des turbines à gaz qui peut organiser tous les étapes de calculs, La procédure qui calcule les données d'entrée besoin des paramètres d'étude.

Pour faire une étude thermodynamique pour tout le cycle, on passe pour l'étude de tous les organes un par un indépendamment ;

II.3.Analyse énergétique

II .3.1.Etude de la compression (compresseur)

On travaille avec de l'air réelle, et de rendements isentropiques η_c^s du compresseur compris entre (1 et 2s), le rendement est donné par la relation

$$\eta_c^s = \frac{\dot{W}_{cis}}{\dot{W}_c} \quad (\text{II.1})$$

Pour une transformation adiabatique, la puissance de compression isentropique est égal à :

$$\dot{W}_{cis} = m_a \cdot (h_{2is} - h_1) \quad (\text{II.2})$$

- puissance réel de compression est fournie par la relation :

$$\dot{W}_c = m_a \cdot (h_2 - h_1) \quad (\text{II.3})$$

D'où

$$\eta_c^s = \frac{h_2 - h_1}{h_{2s} - h_1} \quad (\text{II.4})$$

Donc h_2 est donné par :

$$h_2 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_c^s} + h_1 \quad (\text{II.5})$$

II .3.1.1. Etat du point 1

L'état du point 1 correspond au paramétrage du calculateur conformément à la figure du calculateur donnée ci-dessous. Le fluide sélectionné est l'air. Le calculateur doit être en mode de calcul (P, T).

Figure II.2:Etat du point 1

P (bar)	T(C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg .k)	v (m ³ /kg)	Cp (J/kg.k)	α	U (KJ/kg)	K (KJ/kg)
1	10	-14,879404	0,11047515	0,81294576	1001 ,7	1,4	-10,6158	-46,7128

Tableau II.3:Etat du point 1.

II .3.1.2. Etat du point 2

Pour connaître l'état du point 2, le calculateur doit être paramétré en mode de calcul (P,S) et la nouvelle pression étant égale à 20 bar. Le calcul conduit aux résultats ci-dessous.

P (bar)	T(C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg .k)	v (m ³ /kg)	Cp (J/kg K)	α	U (KJ/kg)	k (kJ/kg)
20	445,6335	436,097702	0,208949	0,1031842	1080 ,87	1,36	315,287	373,889

Tableau II.4 : Etat du point 2

projet: turbine a gaz observée

point: 2

corps: air

Système ouvert (T,P,h) | Système fermé (T,v,u) | Mélanges humides

P (bar): 20 P et T connus

pression contrôlée h (kJ/kg): 436,09770237 P et h connus

s (kJ/kg/K): 0,208949443 P et s connus

exergie (kJ/kg): 375,8889

T (°C): 445,63349781

T (K): 718,78

u (kJ/kg)	315,2874743
s (kJ/kg/K)	0,208949443
V (m ³ /kg)	0,103184178
Cp (J/kg/K)	1 080,87
Cv (J/kg/K)	793,76
gamma	1,36171

Figure II.3:Etat du point 2

On constate que :

La compression d'un gaz s'accompagne d'une augmentation simultanée de sa température et de sa pression, cet échauffement du gaz, inéluctable, se traduit malheureusement par un surcroit de travail de compression.

II .3.2.Etude de la combustion (chambre de combustion)

Dans laquelle le gaz de Monitoare est injecté sous pression de 20 bar, puis brulé avec l'air comprimé ce qui fait change la composition de combustible on gaz brulée avec la composition

Suivante :

La première colonne de chiffres à gauche indique si la saisie est faite en variables molaires ou massiques

nom du composant	fraction molaire	fraction massique
CO2	0,03553226	0,05475224
H2O	0,06607645	0,04167901
O2	0,1344398	0,1506229
N2	0,7552511	0,7407759
Ar	0,008700439	0,01216992

Figure II.4:Composition du gaz brulée.

Le bilan énergétique dans la chambre de combustion représenté par le segment (2-3) peut être établi comme suit:

- **La quantité de chaleur :**

$$Q_2^3 = h_3 - h_2 = (Cp_{gaz} T_3 - Cp_{air} T_2) \quad (II.6)$$

Où :

T_2 = température de fluide thermodynamique à l'état thermodynamique initial 2

T_3 = température de fluide thermodynamique à l'état thermodynamique final 3

Cp = chaleur spécifique correspondante au processus de la transformation thermodynamique

- **Puissance de chaleur :**

$$\dot{Q}_{comb} = m_c * PCI \quad (II.7)$$

Donc h_3 est donné par :

$$h_3 = \frac{m_c \cdot PCI + m_a \cdot h_2}{m_a + m_c} \quad (II.8)$$

Avec :

m_c : Débit du combustible

m_a : Débit d'air

$m_{gaz} = m_a + m_c$: Débit des gaz brûlés

PCI : Le pouvoir calorifique du combustible

II .3.2.1. Etats du point 3

Le calculateur doit être en imposant (P, T), la pression restant égale à 20 bars, la température 1220 C étant imposée. Le calcul pour les deux points conduit aux résultats suivants :

The screenshot shows the THERMOPTIM software interface. At the top, the project is named 'turbine a gaz' and point 3 is selected. The gas is identified as 'gaz_brulés'. The system is set to 'Système ouvert (T,P,h)'. The pressure is 20 bar, and the temperature is 1220 °C (1493,15 K). The enthalpy (h) is 1393,70051389 kJ/kg, entropy (s) is 1,19093816 kJ/kg/K, and exergy is 1050,5317 kJ/kg. Other properties shown include specific volume (v), specific heat (Cp, Cv), and gamma. A 'Calculer' button is visible at the bottom right.

Figure II.5:Etat du point 3

P (bar)	T(C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg .k)	v (m ³ /kg)	Cp (J/kg k)	γ	U (kJ/kg)	K (kJ/kg)
20	1220	1393,700514	1,1909382	0,2173267	1281 ,13	1,29	1045,7944	1050,5317

Tableau II.5 : Etat du point 3

On constate que :

La chambre de combustion n'est pas parfaite puisqu'il subsiste des imbrûlés dans les gaz d'échappement, donc seul le débit du combustible brûlé « m_c » apporte de l'énergie au fluide actif. La composition des gaz change après la combustion et le fluide de travail n'est plus l'air pur issu du compresseur, mais un mélange d'air et des produits de combustion.

II .3.3.Etude de la détente (turbine)

La turbine permet de convertir la pression d'un gaz en puissance mécanique, la puissance produit par la détente de gaz est donnée par la relation suivante :

$$\dot{W}_t = m_{gaz} * (h_3 - h_4) \quad (II.9)$$

m_{gaz} : Le débit des gaz traversant la turbine

Les rendements de détente se définissent en comparant les évolutions réelles aux évolutions réversibles. On a donc, par définition :

$$\eta_t^s = \frac{\dot{W}_t^s}{\dot{W}_t^r} \quad (\text{II.10})$$

$$\eta_t^s = \frac{h_3 - h_{4s}}{h_3 - h_4} \quad (\text{II.11})$$

II.3.3.1. Etat du point 4

Pour connaître l'état du point 4, le calculateur doit être paramétré en mode de calcul (P, η_T^s) et la pression restant égale à 1 bar. Le calcul conduit à la figure ci-dessous.

The screenshot shows the software interface for calculating the state of point 4. The 'projet' field is 'cycle à gaz', 'point' is '4', and 'corps' is 'gaz_brulés'. The 'Système ouvert (T,P,h)' tab is selected. The pressure 'P (bar)' is set to '1'. The 'pression contrôlée' checkbox is unchecked. The 'P et T connus' radio button is selected. The calculated values are: h (kJ/kg) = 599,98508616, s (kJ/kg/K) = 1,36960105, exergie (kJ/kg) = 205,3345, T (°C) = 573,27710686, T (K) = 846,43, u (kJ/kg) = 440,33888171, s (kJ/kg/K) = 1,36960105, V (m3/kg) = 2,46393501, Cp (J/kg/K) = 1 161,21, Cv (J/kg/K) = 870,11, and gamma = 1,33456. A 'Calculer' button is visible at the bottom right of the input section.

Figure II.6:Etat du point 4

P (bar)	T(C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg .k)	v (m ³ /kg)	Cp (J/kg k)	α	U (kJ/kg)	K (KJ/kg)
1	573,28	599,9851	1,369601	2 ,463935	1161,21	1,33	440,33889	205,3345

Tableau II.6:Etat du point 4

II.3.4. Bilan global du cycle

Les calculs précédents ont permis d'estimer la chaleur Q produite dans la chambre de combustion (98582,55 kJ/kg) et le travail net est égal en valeur absolue à la différence entre celui produit par la turbine et celui consommé par le compresseur soit (35881,12 kJ/kg). Pour une Turbine à gaz destinée à transformer de la chaleur en puissance mécanique, le rendement est donné par la relation suivante

$$\eta = \frac{\text{énergie utile}}{\text{énergie payante}} \quad (\text{II.12})$$

avec :

$$\text{énergie utile} = |\dot{W}_t - \dot{W}_c| = (m_{\text{gaz}} + m_a) * (h_3 - h_4) - m_a (h_2 - h_1) \quad (\text{II.13})$$

$$\text{énergie payante} = m_{\text{gaz}} (h_3 - h_2) \quad (\text{II.14})$$

$$\eta = \frac{|\dot{W}_t - \dot{W}_c|}{\dot{Q}_c} = \frac{35881,12}{98582,55} = 0,36397 \quad (\text{II.15})$$

$$\eta \approx 36,4\%$$

II.4. Analyse exergetique

II.4.1. Compresseur

✓ Bilan exergetique du compresseur C est donnée par :

$$E_{Y.CC}^- = E_{CC}^+ - \dot{L}_C \quad (\text{II.16})$$

$E_{Y.c}^-$: Co-puissance de transformation en [kw].

\dot{L}_C : Perte exergetique dans le compresseur en [kw].

E_C^+ : Puissance totale reçue par le système en [kw].

✓ La perte exergetique dans le compresseur est donnée par :

$$\dot{L}_C = E_{Y.C}^- - E_C^+ = \dot{m}_{\text{air}} (h_2 - h_1) - \dot{m}_{\text{air}} (k_2 - k_1) \quad (\text{II.17})$$

✓ Le rendement exergetique du compresseur est donnée par :

$$\eta_C = \frac{\dot{E}_C^+}{\dot{E}_{Y.C}^-}$$

II.4.2. La combustion

Le bilan exergetique de la chambre de combustion est donné par :

$$\dot{E}_{Y.CC}^- = \dot{E}_{CC}^+ - \dot{L}_{CC} \quad (\text{II.18})$$

Avec

$$\dot{E}_{Y.CC}^- = PCI * m_C \quad (\text{II.19})$$

$$\dot{E}_{CC}^+ = (m_C * K_3) - (m_{air} * K_2) \quad (\text{II.20})$$

$\dot{E}_{Y.CC}^-$: puissance-transformation relative de réseau de combustion en fonction de pouvoir énergétique relative [kw].

\dot{E}_{CC}^+ : La Co-puissance du réseau de combustion [kw].

La perte exergetique au niveau de la chambre de combustion CC est définie par :

$$\dot{L}_{CC} = \dot{E}_{CC}^+ - \dot{E}_{Y.CC}^- \quad (\text{II.21})$$

Le rendement exergetique de la chambre de combustion est exprimé par :

$$\eta_{CC} = \frac{\dot{E}_{CC}^+}{\dot{E}_{Y.CC}^-} \quad (\text{II.22})$$

II.4.3. La turbine

Le bilan exergetique de la turbine T est donné par :

$$\dot{E}_T^- = \dot{E}_{Y.T}^+ - \dot{L}_T \quad (\text{II.23})$$

$\dot{E}_{Y.T}^+$: Co-puissance transformation reçue en [kw].

\dot{L}_T : Perte exergetique dans la turbine en [kw].

\dot{E}_T^- : Puissance ou travail total fournie par la turbine en [kw].

La perte exergetique de turbine TH est exprimé par:

$$\dot{L}_T = \dot{E}_{Y.T}^+ - \dot{E}_T^- = m_{gaz}(k_3 - k_4) - m_{gaz}(h_3 - h_4) \quad (II.24)$$

Le rendement exergetique de cette turbine est donnée par :

$$\eta_T = \frac{\dot{E}_T^-}{\dot{E}_{Y.T}^+} \quad (II.25)$$

II.4.4. L'échappement

$$L_{ECH} = (m_{gaz} * k_4) - (m_{air} * k_1)$$

(II.26) Le rendement exergetique globale :

$$\eta_{ex.cycle} = 1 - \frac{L_G}{\dot{E}_C^+ + \dot{E}_{CC}^+} \quad (II.27)$$

Avec

$$\dot{L}_{TH} = \dot{L}_C + \dot{L}_T + \dot{L}_{CC} + \dot{L}_{Ech} \quad (II.28)$$

II.4.5. Pertes globales

$$P = \frac{L}{E} * 100\% \quad (II.29)$$

II.5. Résultat et discussion

Le bilan exergetique indique un rendement exergetique de 36% il est presque égale ou rendement énergétique 36,4%.

	Co-puissance kw	Perte L kw	Rendement %	Perte globale %
Compresseur	4220	2837	93,26	5
Turbine	-86184	5224	93,94	8
Combustion	69592	28991		46
Échappement	-25621	25621	69,82	41
Cycle globale	47	62673	36	100

Tableau II.7 : Bilan exergetique de la turbine à gaz

L'analyse exergetique de la turbine à gaz montre que l'exergie détruite dans la chambre de combustion est plus importante par rapport à la turbine et au compresseur. Cette exergie perdue est due à la réaction chimique et à la grande différence de températures entre les brûleurs et le fluide de travail.

Le tableau ci-dessus indique la répartition des pertes globales, montre que elles sont principalement contrées dans la chambre de combustion et dans l'échappement ; en dehors des irréversibilités de combustion qui sont inéluctables, ce sont les pertes à l'échappement qui sont les plus importantes (41%), et qu'elles sont sensiblement égales dans le compresseur et la turbine (leurs rendements isentropique sont égaux).

On constate que Les pistes d'amélioration des turbines à gaz se déduisent de ce bilan exergetique :

- Augmenter la température du cycle pour accroître le rendement de la chambre de combustion.
- Récupérer l'exergie disponible à l'échappement.

II.6.Modélisation de cycle de Brayton

Pour un débit de 100 kg/s, l'air entre dans le cycle à une température 10°C et une pression 1 bar, le gaz de combustion utilisé est le gaz de Montoir à 10°C et 20 bar, les produits de combustion résultants entrent dans la turbine à gaz à 1220 °C. [11]

On ouvre l'éditeur de schéma, en plaçant les différents composants sur la palette et en saisissant pour chacun d'eux un tout petit nombre d'informations. Il aboutit ainsi à un schéma du type de celui présenté dans la figure ci-dessous .

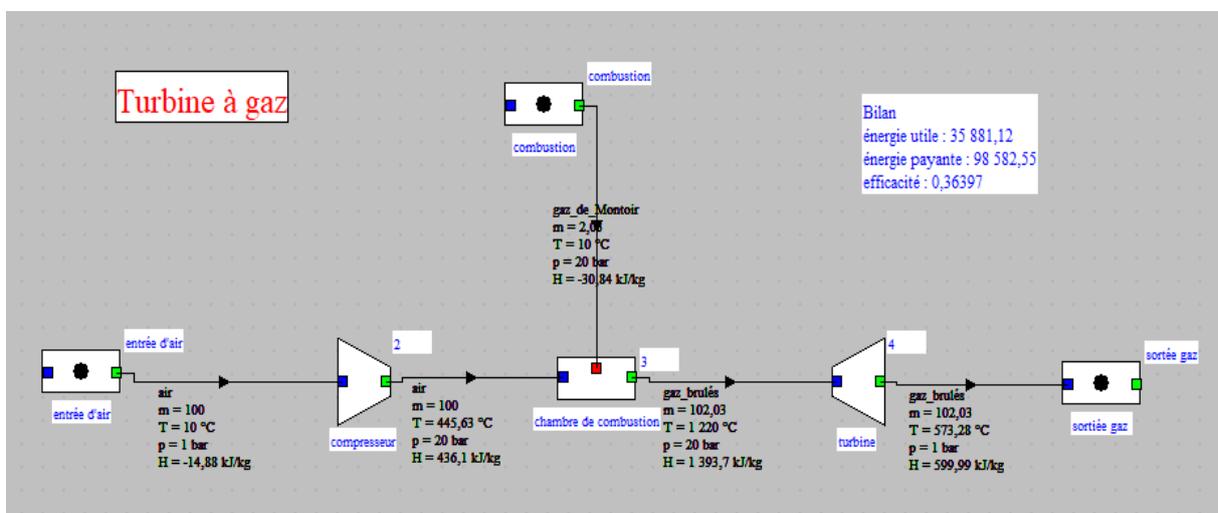


Figure II.10: Modalisation d'une turbine à gaz.

II.7. Diagramme à partir de la simulation

Une fois les points du cycle déterminés, il est possible de tracer le diagramme (T-S) de Brayton avec précision, on remarque que il y'a des ligne isobare et isotherme qui permettent de lire la pression et le volume

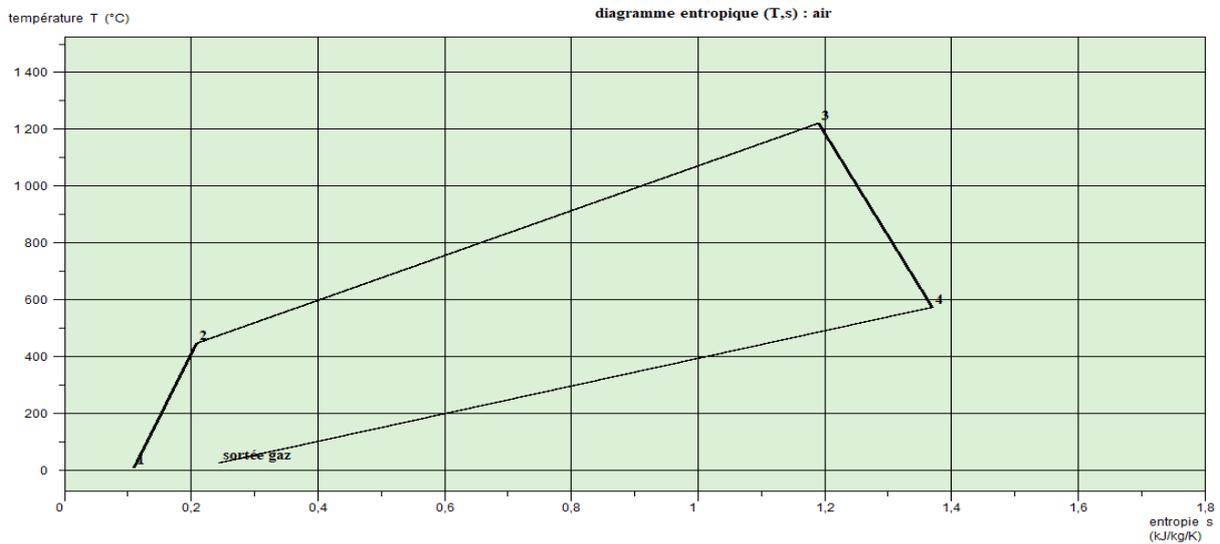


Figure II.11: Diagramme entropique (T-S) de cycle de Brayton.

II.8. Comparaison entre le Cycle de Carnot et cycle de Brayton

Le cycle de Carnot est un cycle entièrement réversible. Il compte deux évolutions isothermes réversibles et deux évolutions isentropiques réversibles. C'est le cycle le plus efficace qui soit. Il sert d'étalon auquel les cycles des machines thermiques sont comparés [13].

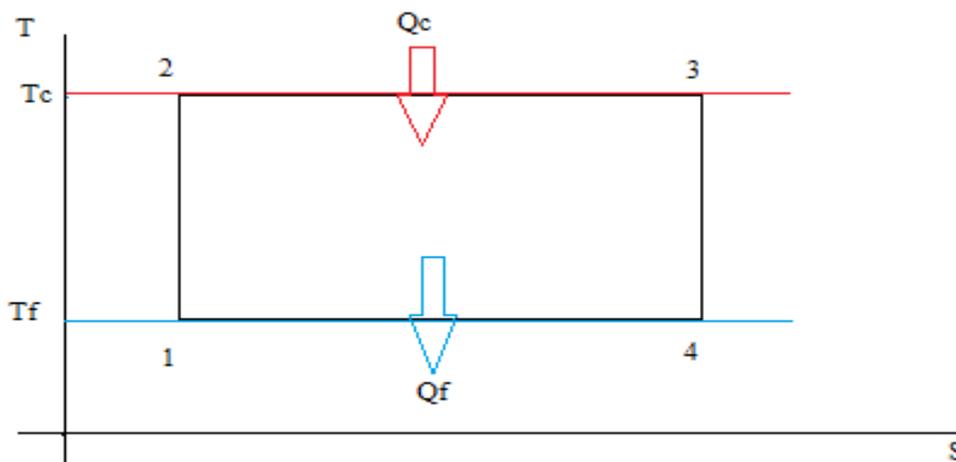


Figure II.12: Cycle de Carnot dans le diagramme (T, s).

il est intéressant de signaler que le cycle de Carnot ne contient :

- Ni irréversibilités mécaniques, puisque toutes les transformations sont mécaniquement réversibles (sans frottement),

- Ni irréversibilités thermiques puisqu'au niveau de chacune des deux sources (chaude T_c et froide T_f) le fluide moteur et la source sont à la même température.

Contrairement au cycle de Carnot, le cycle de Brayton n'exécute pas de processus isothermes car ceux-ci doivent être exécutés très lentement. Dans un cycle de Brayton idéal, le système exécutant le cycle subit une série de quatre processus : deux processus isentropiques (adiabatique réversible) alternés avec deux processus isobares.

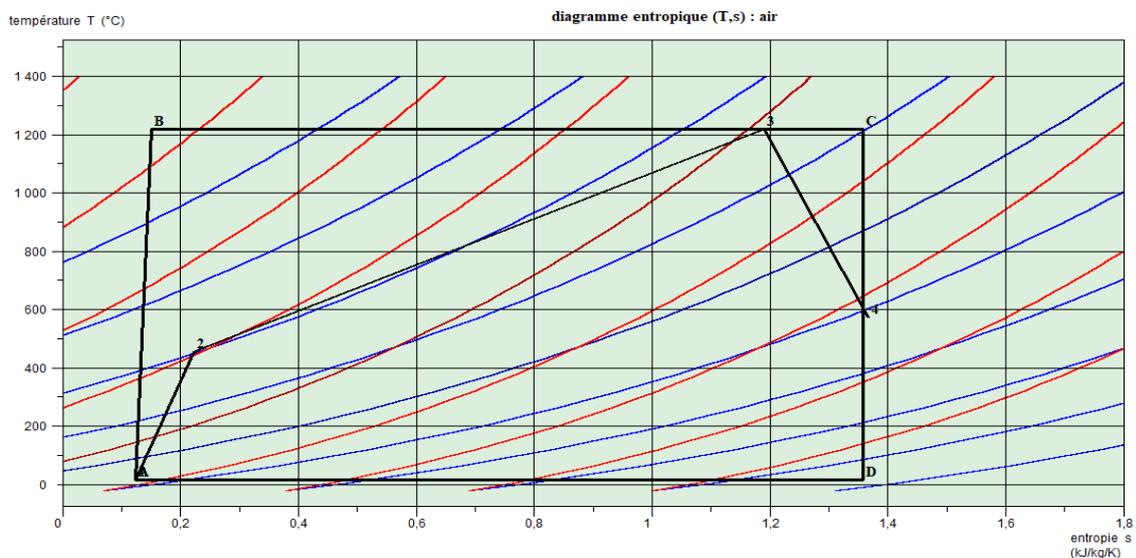


Figure II.13: Superposition de diagramme de Brayton ou cycle de Carnot.

il est possible de comparer qualitativement le cycle de Brayton ou cycle de Carnot en superposant le diagramme entropique à un cycle de Carnot passant par les points 1 et 4 et on remarque le cycle à gaz comment le montre le diagramme. Le travail fourni par la machine qui est proportionnel à l'aire de la surface de cycle de Brayton est très inférieur que fournir une machine de Carnot qui serait proportionnel de ou cycle de Carnot.

Analysent les écarts entre les deux cycles tout la partie supérieure gauche compris entre les points 1, 2, 3 et B correspond à des irréversibilités de combustion irrécupérable, tout la partie inférieure droite compris entre les points 1, 4 et D sera on parte récupérable.

II.9.Conclusion

Dans ce chapitre un modèle simplifié de la turbine à gaz a été réaliser, ou la machine est traversée par un gaz réel à l'aide du logiciel THERMOPTIM. un calcul numérique est fait sur le logiciel pour étudier les déférentes transformations qui opèrent en chaque élément du cycle ainsi que chacun de ces composants.

Une comparaison qualitative avec le cycle de Carnot a permis de comprendre pourquoi le rendement du cycle est faible.

Chapitre III :
Modélisation et amélioration
de cycle de Brayton.

Modélisation et amélioration de cycle de Brayton

III.1.Introduction

Les progrès technologiques rapides et l'augmentation de l'industrie dans le monde entier ont augmenté de façon significative à la demande d'énergie.

Le potentiel d'une fusion économiquement compétitive dépend en grande partie de la réalisation d'une bonne efficacité. Cela signifie que la chaleur doit être évacuée de la source de chaleur à la température la plus élevée possible et il doit être converti en énergie électrique dans les plus brefs délais.

Pour cela il existe plusieurs améliorations de cycle de Brayton c'est ce que nous allons voir dans ce chapitre

III.2 .Modélisation de la turbine à gaz avec régénérateur

III .2.1. Présentation d'une Turbine à gaz avec régénérateur

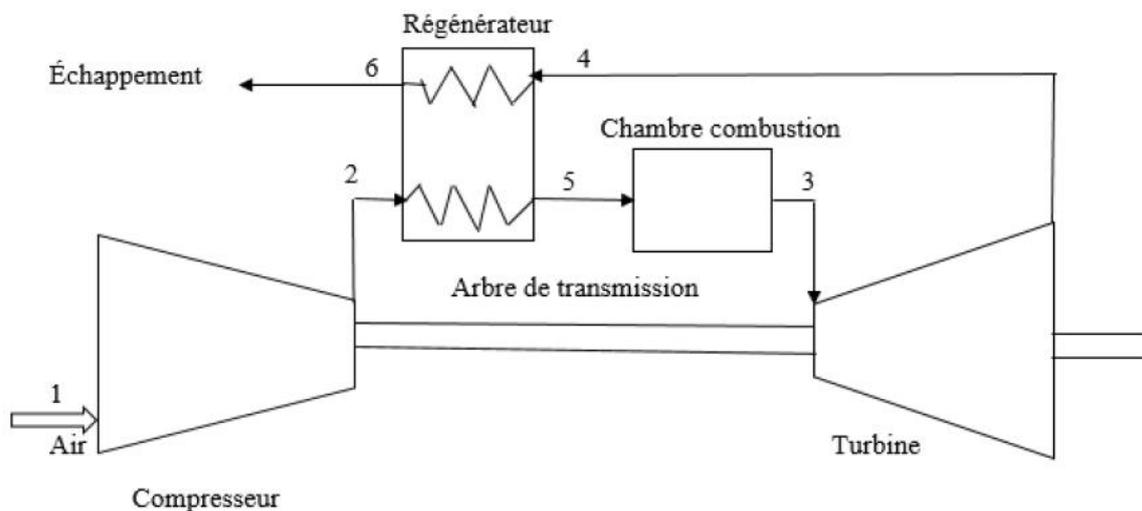


Figure III.1: Turbine à gaz à régénérative.

Un débit massique d'air de 100 Kg/s est aspiré à 1 bar et $T_1 = 10C$, puis comprimé à 20 bar par un compresseur de rendement isentropique égal à 0,85. A cette étape il est envisageable de réchauffer partiellement cet air avant entrée dans la chambre de combustion, avec un régénérateur d'efficacité 90%, pour cela il faut insérer un échangeur de chaleur entre les gaz d'échappement et l'air comprimé. Puis les gaz brûlés sortent de la chambre de

combustion sont détendus dans une turbine de rendement isentropique 0,85. La température d'entrée turbine est 1220 °C, comme on peut le voir sur la figures (III.1) [11].

III.2.2. Le rendement du cycle de Brayton avec régénération

Le rendement de cycle de baryton avec régénération est donné par:

$$\eta_{br} = \frac{W_{net}}{q_{cc}} \quad (III.1)$$

Rendement va subir une améliorer aux niveaux de la chaleur à fournir au cycle q_{cc} qui va devenir :

$$q_{cc} = (h_3 - h_5) + (h_5 - h_2) \quad (III.2)$$

D'où

$$\eta_{br} = \frac{W_{net}}{q_{cc}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_5) + (h_5 - h_2)} \quad (III.3)$$

III.2.3. Modélisation et diagramme de cycle de Brayton avec régénération

On utilise le logiciel THERMOPTIM pour faire une simulation a notre turbine et calcule sont rendement qui est présente dans la figure(III.2).

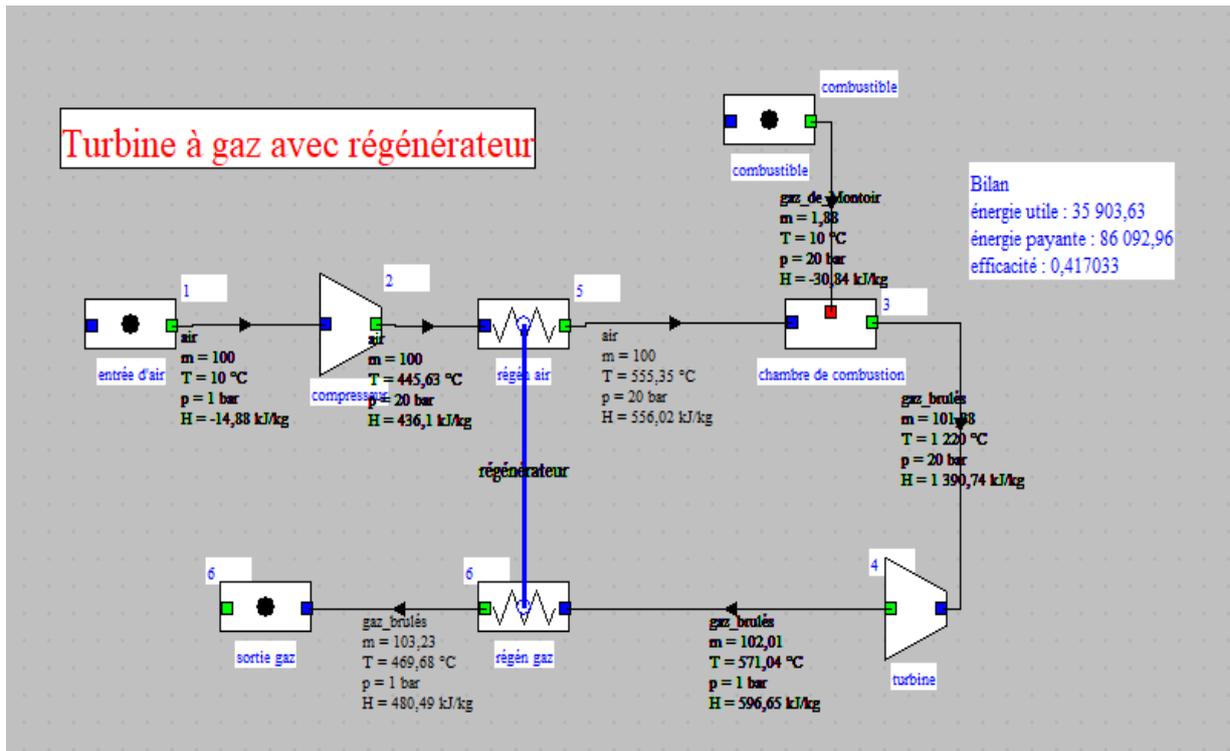


Figure III.2: Simulation d'une turbine à gaz avec régénérateur

Le régénérateur est un échangeur de chaleur avec une efficacité de 90% elle est donnée avec :

$$\epsilon_{reg} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2} \tag{III.4}$$

La régénération ne peut être effectuée que si la température de sortie turbine (T4) est supérieure à la température de sortie compresseur (T2) ce qui est notre cas, car :

$$T_4 = 571,04 \text{ C} > T_2 = 445,63 \text{ C}$$

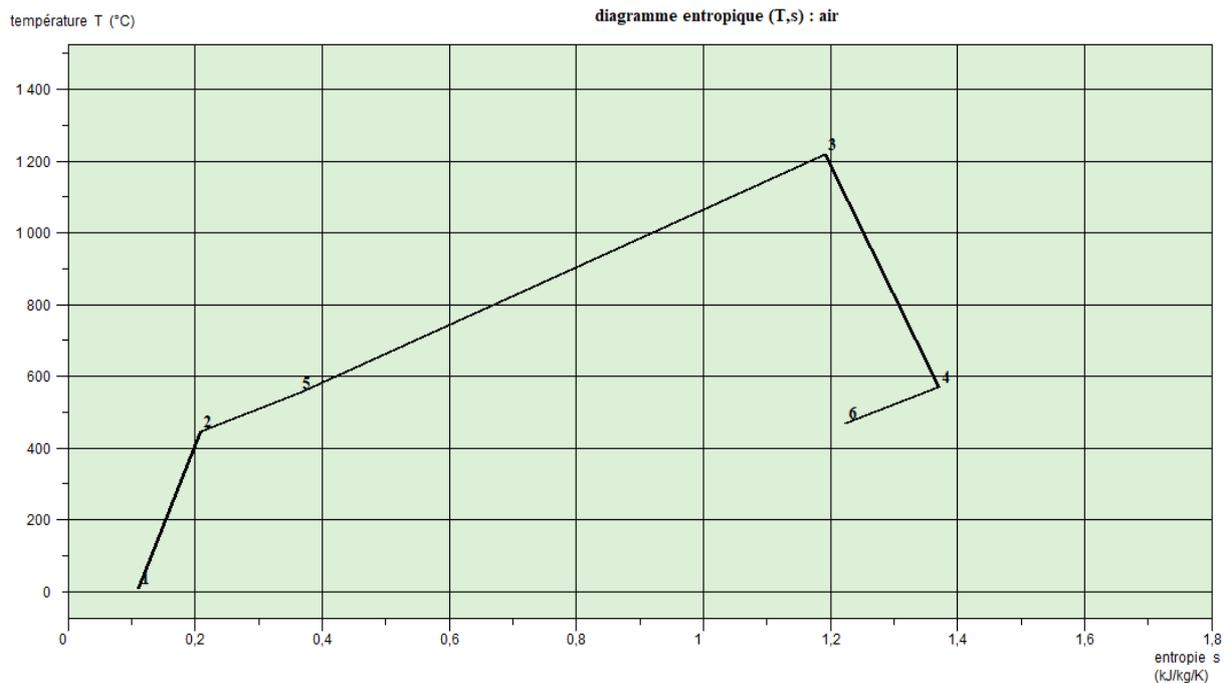


Figure III. 3: Diagramme entropique (T-S) du cycle de Brayton avec régénération

III.2.4.Comparaison d'un cycle régénération avec le cycle Brayton simple

	Enthalpie kJ	Co puissance kw	Perte L kw	Rendement %	Perte globale %
Compresseur	45098	42260	2838	93,71	6
Combustion	86093	61619	24474	71,57	53
Turbine	-81001	-86271	5270	93,89	11
Régénérateur		-113	113		0
Echappement		-13246	13246		29
Tout cycle	50190	4250	45940	47	100

Tableau III.1 : Bilan globale de la turbine à régénération.

Le bilan énergétique et exergetique de cycle de Brayton à régénération peut être établi d'une manière similaire à celui de Brayton simple.

Les résultats montre que le travail net produit par le cycle est le même que le cycle simple, par contre le travail perdu ont diminué grâce à la régénération. Le rendement exergetique passe de 36% à 47% est les pertes à l'échappement on diminuer a 29%, mais les pertes ou niveau de la chambre de combustion on subite une augmentation important 53%.

III .3.Modélisation de la turbine à gaz bi étagée avec régénération

III.3.1 Présentation d'une turbine à gaz bi étagée avec régénération

Une autre amélioration du cycle à gaz consiste à combiner trois cycle sont :

- Cycle à refroidissement intermédiaire
- Cycle à combustion séquentielle
- Cycle a régénération

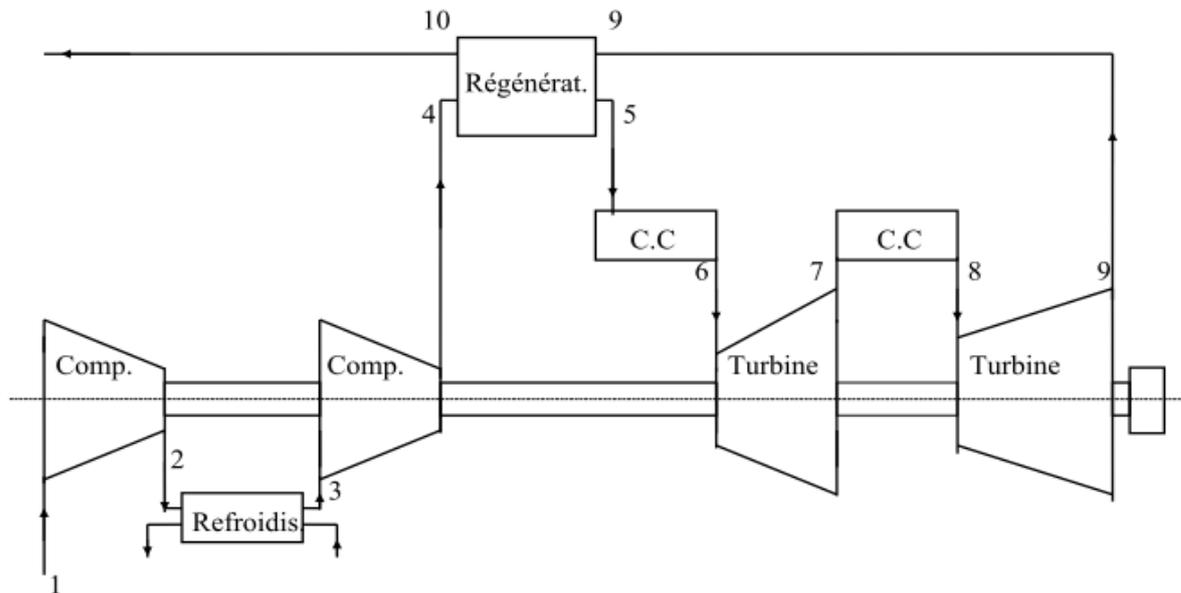


Figure III.4: Turbine à gaz bi étagée avec régénération

En sortie du premier corps de compression(1-2) l'air à 165 C , (2-3) on le refroidi par échange avec l'air extérieur 15 C , ce qui permet de baisser sa température à 153 C ,est on le ré comprime (T4) dans un 2 émet compresseur (3-4) a la pression finale 20bar , La température de fin de compression est basse que dans le cycle simple donc une régénération complémentaire serait bénéfique .Après une première détente (6-7) les gaz sont redirigés dans une seconde chambre de combustion (7-8) avant d'être détendus dans un deuxième corps de turbine. [11]

III.3.2 Le rendement du cycle de Brayton à refroidissement intermédiaire, combustion séquentielle et régénération

Le rendement thermique de ce cycle est donné par l'expression :

$$\eta_{br} = \frac{W_{net}}{q_{cc}} \quad (III.5)$$

La chaleur de la chambre de combustion :

$$q_{cc} = (h_5 - h_4) + (h_6 - h_5) + (h_8 - h_7) \quad (III.6)$$

Puissances des compresseurs :

$$W_c = (h_2 - h_1) + (h_4 - h_3) \tag{III.7}$$

Travail des turbines :

$$W_t^r = (h_6 - h_7) + (h_8 - h_9) \tag{III.8}$$

La formule finale de rendement de devient :

$$\eta = \frac{W_{tr} - W_c}{q_{cc}} = \frac{[(h_6 - h_7) + (h_8 - h_9)] - [(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3)]}{(h_5 - h_4) + (h_6 - h_5) + (h_8 - h_7)} \tag{III.9}$$

III.3.3 Modélisation et diagramme de la turbine à gaz bi-étage

La combinaison des cycles précédentes a pour but d'augmenter le rendement, mais au prix d'une complexité accrue on s'écarte donc sensiblement de la simplicité de la turbine à gaz.

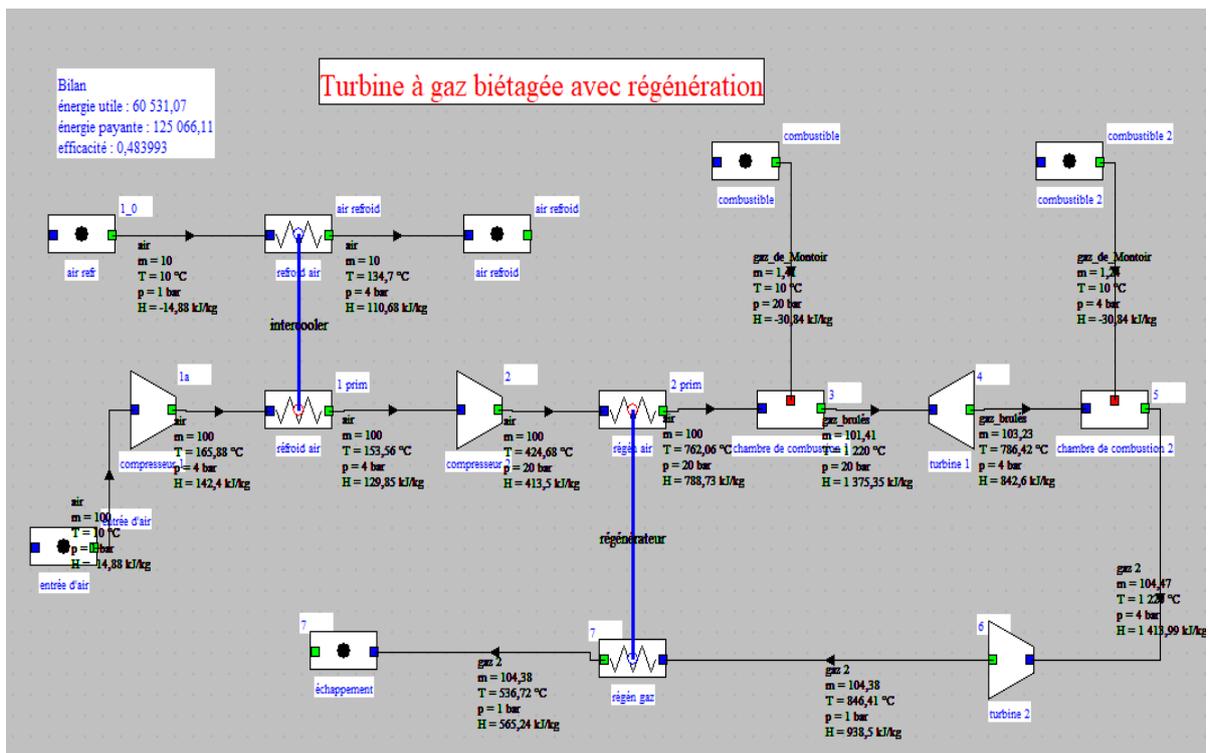


Figure III.5: Modélisation de la turbine bi-étagée.

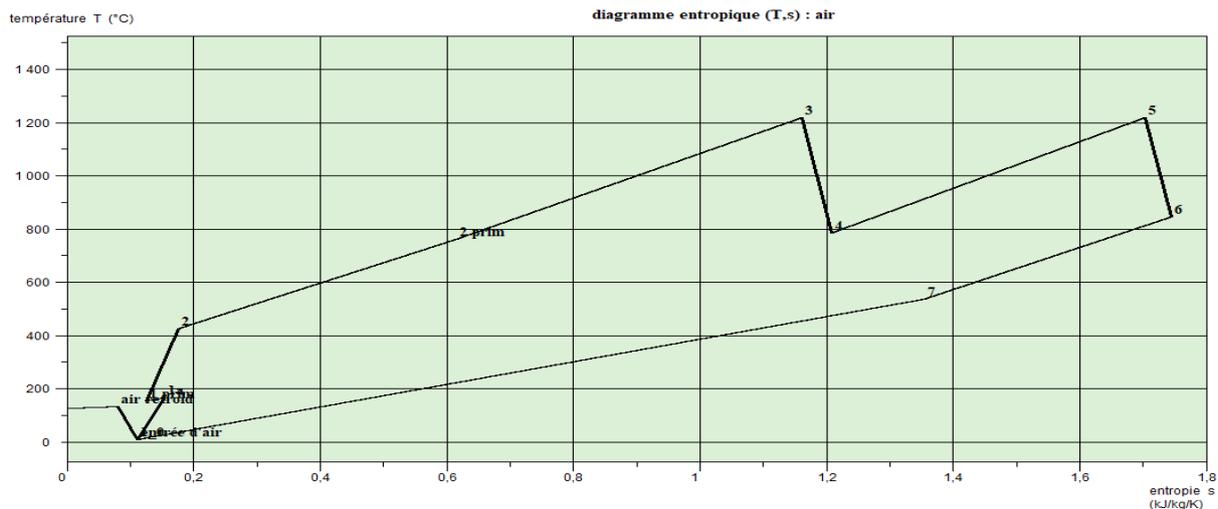


Figure III.6: Diagramme entropique (T-S) de cycle du Brayton bi étagé

III.4. Modélisation d'un cycle combiné gaz-vapeur

Pour étudier le cycle combiné nous devons tout d'abord étudier la turbine à vapeur de la même façon de la turbine à gaz.

III.4.1. Turbine à vapeur

III.4.1.1. Présentation du cycle

1- le principe consiste à condenser l'eau à une pression de 0,03 bar et à une température de 24,1°C dans un échangeur en contact avec la source froide (généralement l'eau d'un fleuve ou l'air extérieur).

2- l'eau (à l'état liquide) est ensuite comprimée à une pression de 100 bar. Cette compression peut en première approximation être supposée adiabatique, pour les raisons évoquées et même isentropique, les irréversibilités qui prennent place dans la pompe étant faibles.

3- l'eau sous pression est ensuite chauffée à pression constante dans une chaudière.

L'échauffement comporte trois étapes :

- chauffage du liquide dans l'économiseur, jusqu'à la température de début d'ébullition à la pression considérée (environ 310,96°C pour 100 bar) : évolution (2-3a).
- vaporisation à température constante dans le vaporiseur : évolution (3a-3b).
- surchauffe jusqu'à la température maximale du cycle (450 °C) dans le surchauffeur : évolution (3b-3).

4- La vapeur est ensuite détendue dans une turbine de rendement isentropique voisin de 0,85 jusqu'à la pression de condensation évolution (3-4). L'évolution (3-4) est une détente adiabatique de 100 bar à 0,03 bar [11].

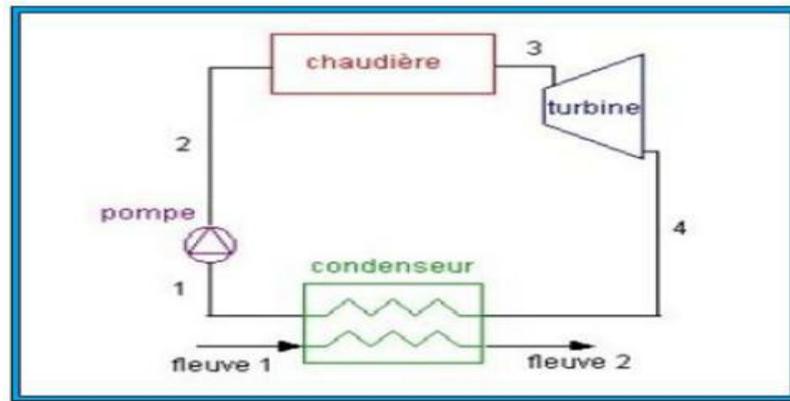


Figure III.7:Schéma de la turbine à vapeur [15].

III.4.1.2. Rendement de cycle de Rankine

Le rendement du cycle à vapeur d'après le diagramme (T.S) est :

$$\eta_t^r = \frac{W_{net}}{q_c} \quad (\text{III.10})$$

Travail nette de ce cycle :

$$W_{net} = W_t - W_{ppe} = [(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)] \quad (\text{III.11})$$

W_t : Travail de la turbine

W_{ppe} : Travail de la pompe

La chaleur de la chaudière

$$q_c = h_3 - h_2 \quad (\text{III.12})$$

D'où l'expression du rendement devient :

$$\eta_t^r = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} \quad (\text{III.13})$$

III.4.1.3. Modélisation d'une turbine à vapeur

On utilise le logiciel THERMOPTIME pour calculer est modélise notre turbine

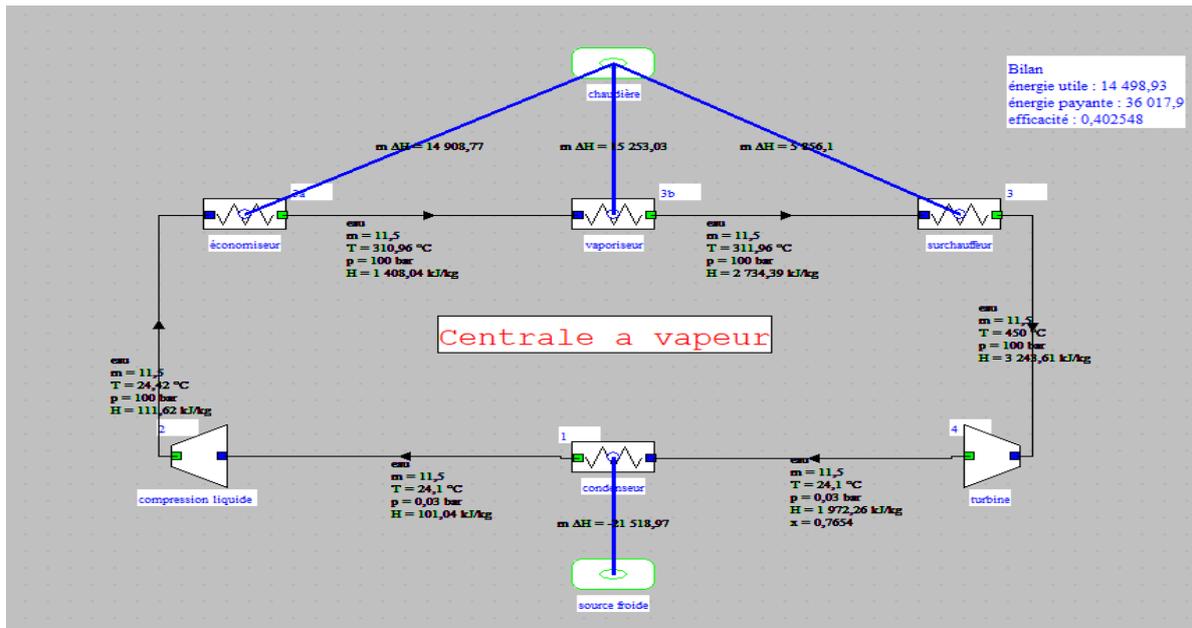


Figure III.8: Modélisation de la turbine à vapeur

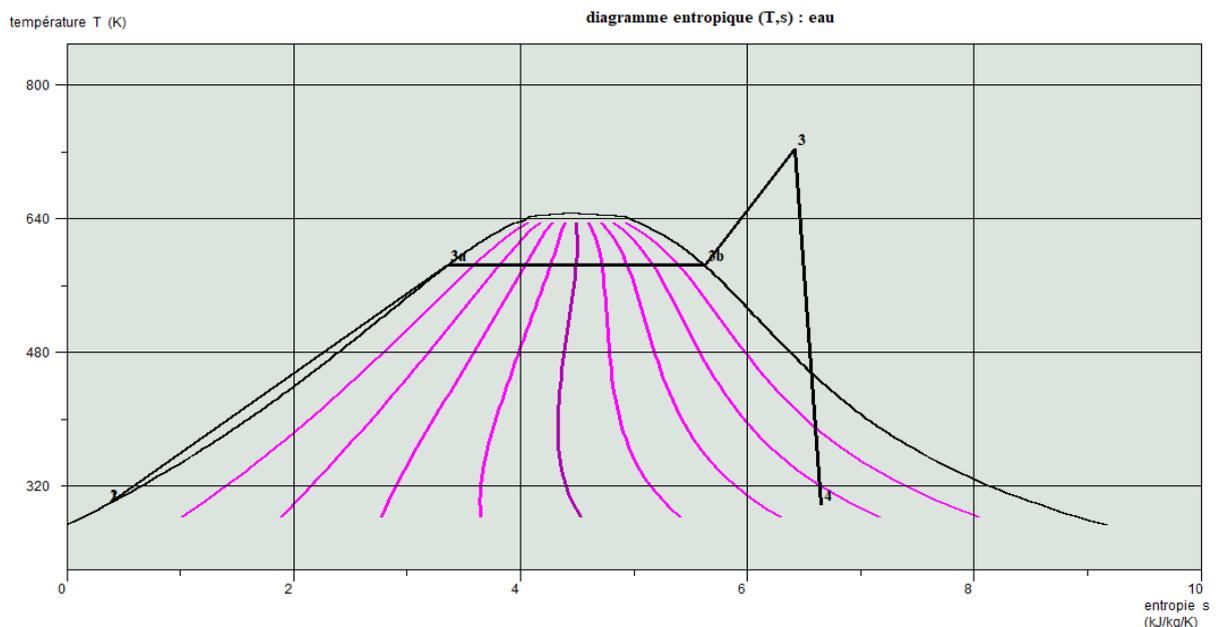


Figure III.9: Cycle de Rankine

III.4.2. Cycle combiné gaz vapeur

III.4.2.1. Présentation d'un cycle combiné gaz-vapeur

Le principe d'un cycle combiné consiste à faire fonctionner une ou plusieurs turbines à gaz suivies d'une centrale à vapeur (Turbine à vapeur) dont la source chaude est la source froide sont de la turbine à gaz .Dans ces conditions les gaz d'échappement de la turbine à gaz sont valorisés dans une chaudière de récupération ou l'on produit de la vapeur qui est ensuite détendue dans une turbine à condensation.

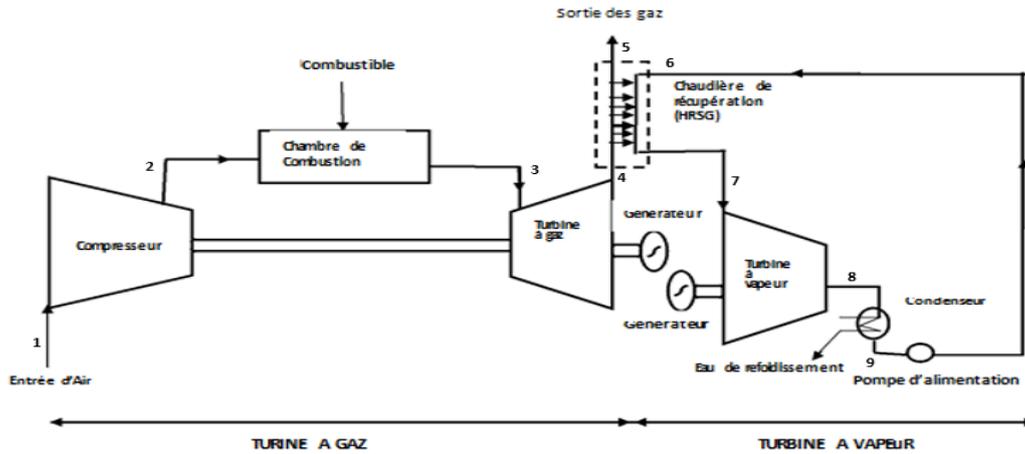


Figure III.10: Schéma d'un cycle combiné [15]

III.4.2.2. Rendement du cycle combiné

Le rendement global de cycle combiné est la somme des travaux nets de la turbine à vapeur et de la turbine à gaz sur la quantité de chaleur de la chambre de combustion.

$$\eta_{cycle} = \frac{W_{net}^{cycle}}{q_{comb}} = \frac{W_{net}^{gaz} + W_{net}^{vap}}{q_{comb}} \quad (III.14)$$

Le tavelle nette de cycle combiné est la somme des travaux des turbines (gaz et vapeur) avec simplification les Tavaux de la pompe et le compresseur.

$$W_{net}^{cycle} = (W_{gaz} - W_c) + (W_v - W_p) \quad (III.15)$$

Avec :

Le tavelle nette de cycle à gaz (turbine à gaz) :

$$W_{net}^{gaz} = W_{gaz} - W_c = (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) \quad (III.16)$$

Le tavelle nette de cycle à vapeur (turbine à vapeur) :

$$W_{net}^{vap} = W_v - W_p = (h_7 - h_8) - (h_9 - h_6) \quad (III.17)$$

La chaleur de la commission :

$$q_{comb} = h_3 - h_2 \quad (III.18)$$

D'où l'expression de rendement devine

$$\eta_{cycle} = \frac{W_{net}^{cycle}}{q_{comb}} = \frac{W_{gaz} - W_c}{h_3 - h_2} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) + (h_7 - h_8) - (h_9 - h_6)}{h_3 - h_2} \quad (III.19)$$

III.4.2.. Modélisation de cycle combiné gaz vapeur

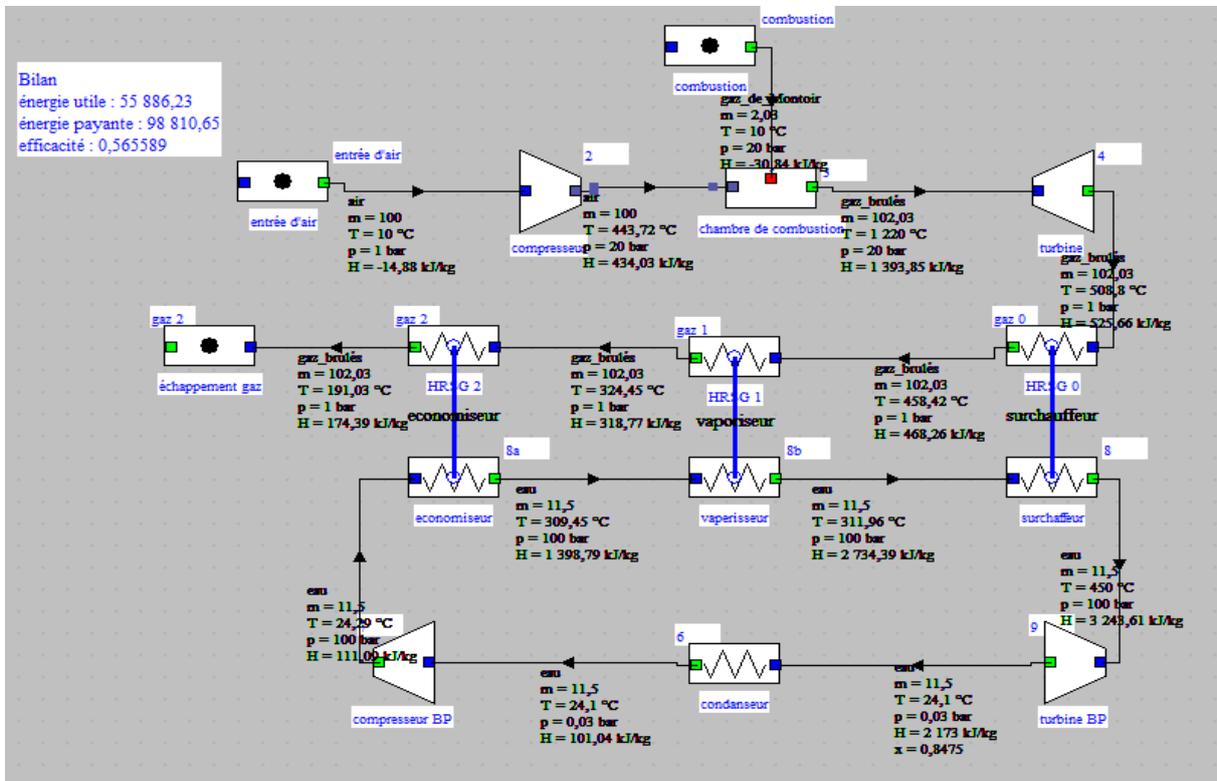


Figure III.11: Modélisation d'un cycle combine

III .5.Résultats numériques

	Turbine à gaz simple	Turbine à gaz à régénération	Turbine à gaz bi étage avec régénération	Cycle combinée
Énergie payante E _p [kW]	98582,55	86092,96	125066,11	98810,65
Énergie utile E _{net} [kW]	35881,12	35903,63	60531,07	55886,24
Rendement	36,397%	41,7033%	48,399%	56,559%

Tableau III.2 : Comparaison des bilans énergétique.

D'après les résultats présents dans le tableau si dessus :

- L'installation d'un régénérateur n'affecte pas la puissance utile du cycle. Le régénérateur entraîne une diminution de l'apport de chaleur au niveau de l'échappement.
- Le cycle bi étage réduit le travail total requis pour la compression et réduit la température de sortie du fluide comprimé grâce au refroidissement, ce qui permet une régénération plus importante ce qui fait augmenter la puissance utile du cycle.
- La puissance utile de cycle combiné n'est pas supérieure à la puissance atteinte par le cycle bi étage mais l'énergie perdue est inférieure à tous les cycles précédents.
- Le bilan énergétique des différentes manipulations sur la turbine à gaz confirme que le rendement augmente avec chaque modification.

III.6.Conclusion

Dans ce chapitre nous avons fait plusieurs manipulations sur les turbines à gaz avec le logiciel THERMOPTIME, car il est tout à fait possible de modéliser avec une bonne précision qui nous permet de obtenir des résultats beaucoup plus précis et vraisemblables.

L'étude des différentes turbines nous a permis de conclure que la meilleure façon d'augmenter le rendement d'une turbine à gaz c'est de la combiner à une turbine à vapeur.

Conclusion générale

Conclusion générale

L'objectif principal de ce mémoire est de faire une étude théorique prêche de la réalité de cycle de Brayton ,l'analyse des systèmes énergétiques est encore plus souvent réalisée à l'aide du l'analyse énergétique qui est une méthode traditionnelle d'évaluation d'une machine thermique .

Ce projet de fin d'étude nous a permis de comprendre énormément de choses sur le système de production électrique via un cycle à gaz, et nous avons appris pas mal de détails sur le fonctionnement et la maîtrise de logiciels THERMOPTIM, Il est tout à fait possible de modéliser avec une bonne précision qui nous permettant d'obtenir des résultats beaucoup plus précis et vraisemblables.

L'étude exergetique a pour but d'évaluer l'exergie détruite. La minimisation de l'exergie détruite améliore le rendement des composants en agissant sur les débits et les variables d'états ou sur la création liée à ces composants.

L'analyse exergetique indique les emplacements de la dégradation de l'énergie dans un processus, cette étude nous à indique des pertes significatif ou niveaux de l'échappement et peut donc conduire à l'amélioration le cycle avec une régénération comme premier démarche.

Enfin, après avoir étudié le cycle bi étage et le cycle combine nous somme arrivé à dire que la meilleure face augmente le rendement de cycle de Brayton est de faire un cycle combinée.

Enfin, nous ne prétendons pas avoir résoudre le problème posé dans son intégralité car la comparaisent de cycle Carnot a nous amélioration présidente montre que irréversibilités de la chambre de combustion sont irrécupérable.

Références bibliographiques

- [1]. Claire Soares, «GAS TURBINES IN SIMPLE CYCLE & COMBINEDCYCLEAPPLICATIONS», éditeur Butter Worth Heinemann.
- [2]. Max GIRAUD, Joel SILET « Turbine à gaz aéronautiques et terrestres », 10 nov. 1992.
- [3]. BOUANANI Omar, BACHIOUA Noureddine, « Amélioration des performances énergétiques de la turbine à gaz MS- 5002C par injection de la vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion » mémoire d'ingénieur, Université de Bejaia, 2019.
- [4]. ABDULLAH HASAN MOHAMMED MOHAMMED ALMAHGARI, HAITHAM MOHAMMED AHMED SULTAN «Etude thermo-énergétique de la turbin à gaz MS5002C de HASSI R'MEL » mémoire d'ingénieur, Université de Ouargla 2020.
- [5]. ATMANI Asma, ALOUI Mohand Seghir «Étude thermodynamique du cycle régénératif de Brayton pour turbine à gaz» mémoire d'ingénieur, Université de Bejaia, 2021.
- [6]. R. GICQUEL«PRISE EN MAIN EXEMPLE D'UN CYCLE DE TURBINE A GAZ AVEC COMBUSTION», VERSION JAVA 1.5, MARS 2020.
- [7]. Yunus A. çengel, Michael A.Boles «THERMODYNAMIQUE Une approche pragmatique ». 2nd édition. McGraw-Hill, New York USA, 2004.
- [8]. Renaud Gicquel, Systèmes Energétiques, tome1 Presse de l'Ecole des Mines Paris, 2001.
- [9]. Laissaoui M, «Amélioration des performances d'une installation de turbine à gaz par refroidissement de l'air d'admission», PFE de Magister, Université m'hamed bougara Boumerdes, 2012.
- [10]. Moussaoui A, Zoubir A, «Etude thermodynamique et maintenance d'une turbine à gaz MS5002C», mémoire de fin d'étude de master en mécanique des unités pétrochimiques, Université de Boumerdes, 2009.
- [11]. Renaud Gicquel, Systèmes Energétiques, tome 2, Presse de l'Ecole des Mines Paris, 2001.
- [12]. N El Gharbi, A. Benzaoui, M. Belhamel ,« Modélisation et Simulation numérique d'un cycle combiné gaz-vapeur», Congrès International sur les Énergies Renouvelables et l'Environnement, Mar 2009, Sfax, Tunisie.
- [13]. Lucien Borel, Daniel Favart, thermodynamique et énergétique, TOME 1, presses polytechniques et universitaire romandes, 2005.
- [14]. S. DAGHBOUDJ, A. GAHMOSSE, «Contribution à l'étude des aubes des turbines à Vapeur, vrillage, Structure & vibration», Thèse de Magister, Université d'Annaba, (1997).

Références bibliographiques

[15]. M. DAAS, S. DAGHBOUDJ, «Etude Et Simulation Numérique Des Vibrations Des Poutres Homogènes Application Aux Cas Des Aubes Longues D'une Turbine à Vapeur», Mémoire master, Université de Tébessa, (2013).

Résumé

Les turbines à gaz font partie des turbomachines qui jouent un rôle important d'échangeur de travail entre le fluide et un organe mécanique. L'objectif dans ce papier est de montrer l'optimisation et le rendement de cycle Brayton en faisant une étude paramétrique du cycle régénératif de Brayton ainsi que de celui amélioré par l'intégration d'un refroidissement et réchauffage et un cycle combiné gaz vapeur en fonction de plusieurs paramètres thermodynamiques qui influent sur les performances des cycles étudiés. Puis, à la simulation du cycle de Brayton et c'est amélioration sous logiciel THERMOPTIM ce qui nous a permis d'élaborer des bilans énergétiques et exergétiques et à connaître les éléments responsables des irréversibilités afin de chercher à les réduire. Les résultats obtenus sont présentés à travers des tableaux dans lesquels on a déterminé le meilleur cycle à fournir aux une centrale pour obtenir des meilleurs performances.

Mots clés : turbine à gaz, cycle Brayton, cycle régénératif, cycle combiné, THERMOPTIM, bilans énergétiques, bilans exergétiques, irréversibilités.

Abstract

Gas turbines are part of turbomachines which play an important role of work exchanger between the fluid and a mechanical component. The objective in this paper is to show the optimization and the efficiency of Brayton cycle by making a parametric study of the regenerative cycle of Brayton and if that improved by the integration of a cooling and reheating and a combined cycle gas vapor as a function of several thermodynamic parameters which influence the performance of the cycles studied. Then, to the simulation of the Brayton cycle and its improvement under THERMOPTIM software which allowed us to develop energy and exergy balances and to know the elements responsible for irreversibilities in order to seek to reduce them. The results obtained are presented through tables in which the best cycle to be provided to a power plant is determined to obtain better performance.

Key words: gas turbine, Brayton cycle, regenerative cycle, combined cycle, THERMOPTIM, energy balances, exergy balances, irreversibilities.