

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE  
UNIVERSITE MOULOUD MAMMARI DE TIZI OUZOU  
FACULTE DU GENIE DE LA CONSTRUCTION  
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



# Mémoire

## de fin d'études

EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLÔME  
MASTER PROFESSIONNEL  
EN GENIE MECANIQUE  
Option : Energétique.

# Thème

Analyse énergétique et  
exergétique d'une turbine  
à gaz

Présenté par:

BOUMRAR Farid

BRAHIM Samir

ARHAB Mehdi

Dirigé par:

M<sup>r</sup>: A. HAMDAD

Promotion: 2016/2017

## **Remerciements**

Nous remercions en premier lieu, notre **DIEU** qui nous donné la volonté et la force pour effectuer ce travail.

Nos vifs remerciements vont aussi à notre encadreur **A.HAMDAD** qui a fait tout son possible pour nous aider.

Pour avoir su nous guider dans ce travail, pour avoir encore et toujours posé les bonnes questions, pour ses conseils, son intérêt et sa grande disponibilité. Merci monsieur.

Nous remercions également les membres des jurys pour l'effort qu'ils feront dans le but d'examiner ce travail.

Nous tenons à exprimer notre reconnaissance à tous nos amis qui nous ont soutenus et qui nous ont apporté leur aide.

## *Dédicaces*

*Je dédie ce travail à :*

*Mon père*

*A ma mère, source de force et de patience*

*A mon frères et mes sœurs et mes*

*neveux moh et nounouch*

*A tous mes amis(es)*

*B. Samir*



# Dédicaces

AVANT TOUT, JE REMERCIE 'DIEU' DE M'AVOIR DONNÉ LE COURAGE ET LA VOLONTÉ POUR RÉALISER CE TRAVAIL ; QUE JE DÉDIE :

À MA TRÈS CHÈRE MÈRE, QUI M'A ACCOMPAGNÉ DURANT LES MOMENTS LES PLUS PÉNIBLES DE CE LONG PARCOURS DE MON ÉDUCATION.

À MON PÈRE QUI A SACRIFIÉ SA VIE AFIN DE ME VOIR GRANDIR ET RÉUSSIR DANS LE PARCOURS DE L'ENSEIGNEMENT. CELUI QUI A TOUJOURS RESTÉ À MES CÔTÉS DANS LES MOMENTS RUDES DE MA VIE.

À MES BRAVES FRÈRES ; **BILAL, YACINE, HAMZA ET AMINE.**

À MA TRÈS CHÈRE **REBIHA**

À MES CHERS AMIS ; **SALAH, HAMZA, RAMDANE, AKLI, RIDA, SAID.....ET TOUS LES AUTRES.**

À MES CAMARADES **SAMIR ET MAHDI.**

À TOUS CEUX QUI ONT CONTRIBUÉ DE LOIN OU DE PRÈS À LA RÉALISATION DE CE MÉMOIRE.

ENFIN, À TOUS CEUX QUI M'AIMENT.

**B.FARID**

## Liste des figures

<b>Figure 1.1</b>	Principe de fonctionnement d'une turbine a gaz.....	7
<b>Figure1.2</b>	Cycle de Brayton.....	8
<b>Figure 1.3</b>	Diagramme (T, S) du cycle simple ouvert réel.....	8
<b>Figure1.4</b>	Cycle simple à deux arbres.....	9
<b>Figure1.5</b>	Diagramme (T, S) du cycle a deux arbres.....	9
<b>Figure1.6</b>	Schéma de composants d'une turbine a gaz.....	10
<b>Figure 1.7</b>	Schéma d'une TAG à un seul arbre.....	11
<b>Figure 1.8</b>	Schéma d'une Tàg à deux arbres.....	12
<b>Figure1.9</b>	Schéma d'une turbine pour la production d'électricité.....	13
<b>Figure1.10</b>	Schéma d'une centrale nucléaire.....	14
<b>Figure 1.11</b>	Schéma d'un turbopropulseur.....	14
<b>Figure 1.12</b>	Schéma d'une turbosoufflante.....	15
<b>Figure 1.13</b>	Schéma d'un turbomoteur.....	15
<b>Figure 1.14</b>	Composants principaux d'un turboréacteur.....	16
<b>Figure 1.15</b>	Représentation du cycle d'une turbine à gaz.....	17
<b>Figure 1.16</b>	Cycle ouvert de la TAG dotée d'un refroidisseur par évaporation directe.....	18
<b>Figure1.17</b>	Schéma d'un circuit d'injection de vapeur d'eau.....	20
<b>Figure 2.1</b>	Schématisation d'un système fermé et d'un système ouvert.....	27
<b>Figure 2.2</b>	Schématisation d'un système ouvert.....	30
<b>Figure 3.1</b>	Schéma d'un cycle simple.....	36
<b>Figure 3.2</b>	Diagramme de cycle théorique de Tàg à combustion isobare en (P, V) et (T, S).....	37
<b>Figure3.3</b>	Diagrammes de P-v et T-s de cycle idéal et non-idéal de Brayton.....	39
<b>Figure3.4</b>	Diagramme du cycle théorique de la TAG à combustion isobare en (T,s).....	41
<b>Figure 4.1</b>	Rendement réel en fonction du taux de compression ( $\delta$ ).....	53
<b>Figure 4.2</b>	La quantité de chaleur en fonction du taux de compression ( $\delta$ ).....	54
<b>Figure 4.3</b>	Le travail net en fonction du taux de compression ( $\delta$ ).....	54
<b>Figure4.4</b>	La puissance développée par la turbine en fonction de la température d'entrée $T_3$ .....	55
<b>Figure 4.5</b>	Variations de l'exergie détruite en fonction de la température ambiante $T_0$ .....	56
<b>Figure 4.6</b>	Variations de l'exergie détruite en fonction de la température d'entrée turbine $T_3$ .....	56
<b>Figure 4.7</b>	Variation de l'exergie détruite en fonction de taux de compression.....	57
<b>Figure 4.8</b>	Variation de l'exergie totale (utile) en fonction de taux de compression.....	58

## Liste des tableaux

<b>Tableau (4.1) : résultats de l'analyse exergétique de chaque composant.....</b>	<b>52</b>
--	-----------

## Nomenclature

Symboles	Désignation	Unités
$\Omega_i$	La section de passage	$[m^2]$
$\delta$	taux de compression	
$C_p$	Chaleur spécifique à pression constante	$[K_j/K_g.k]$
$E$	Energie totale du système	$[J]$
$E_c$	Énergie cinétique du system	$[J]$
$E_p$	Énergie potentielle	$[J]$
$E_t$	Energie totale du système	$[J]$
$\dot{E}_{xdet}$	Flux Exergétique détruit	$[W]$
$E_{xdet}$	Exergie détruite	$[J]$
$H$	L'enthalpie spécifique	$[K_j/K_g]$
$h_t$	L'enthalpie totale de l'unité de masse de fluide	$[KJ/K_g]$
$L_i$	La longueur unitaire	$[m]$
$M$	La masse	$[K_g]$
$M_i$	La masse du fluide	$[K_g]$
$P$	Pression	$[P_a]$
$P_i$	La pression exercée	$[P_a]$
$P_u$	Puissance utile	$[W]$
$\dot{Q}$	Puissance calorifique	$[W]$
$Q$	Chaleur transférée	$[J/K_g]$
$R$	Constante des gaz parfait	$[J/mol.k]$
$S$	Entropie spécifique du flux dans l'état considéré	$[J/Kg.K]$
$S_{gen}$	Entropie généré	$[J/K]$
$gen$	La puissance entropie généré	$[W/K]$
$T$	Température	$[K]$
$U$	Energie interne	$[J]$
$V_i$	Le volume massique du fluide	$[m^3/K_g]$

$W$	Travail massique transféré	[J/K <sub>g</sub> ]
$\dot{W}$	Puissance transférée	[W]
$w_{isc}$	Travail isentropique de la chambre de combustion	[J/kg]
$w_{net}$	Le travail net	[J/kg]
$w_{isc}$	Travail isentropique de compresseur	[J/kg]
$X_i$	Fraction molaire du gaz	
$Z$	La hauteur	[m]
$\eta$	Le rendement	

## Sommaire

Introduction Générale.....	4 -5
<b>1 Généralités sur les turbines a gaz</b>	
1.1 Introduction.....	6
1.2 Historique de la turbine à gaz.....	6
1.3 Définition.....	6
1.4 Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz.....	7
1.5 Cycle de joule_ baryton.....	7
1.6 Le cycle réel.....	8
1.7 Le cycle simple à deux arbres.....	8
1.8 Composants d'une turbine à gaz.....	9
1.8.1 Un compresseur.....	9
1.8.2 Une chambre de combustion.....	10
1.8.3 Une turbine.....	10
1.8.3.1 turbines axiales.....	10
1.8.3.2 turbines radiales.....	10
1.9 Classement des turbines a gaz.....	10
1.9.1 Turbines industrielles.....	11
1.9.1.1 Turbine à un arbre.....	11
1.9.1.2 Turbine à deux arbres.....	11
1.9.2 Turbines de type aviation (Aéro –dérivée).....	12
1.10 Principales utilisation.....	12
1.10.1 Utilisation des turbines a gaz pour la propulsion.....	13
1.10.2 Production combinée chaleur force.....	13
1.10.3 Pompage et compression.....	13
1.10.4 Production d'électricité.....	13
1.10.4.1 les centrales nucléaires.....	14
1.10.5 Aéronautique.....	14
1.10.5.1 Turbo-réacteurs (turbo jet).....	14
1.10.5.2 Le turbopropulseur.....	14
1.10.5.3 La turbosoufflante.....	15
1.10.5.4 Le turbomoteur.....	15
1.10.5.5 Turbine à gaz d'avion.....	15

1.10.6 Turbine à gaz des véhicules.....	16
1.10.6.1 Automobile.....	16
1.10.6.2 Suralimentation par les gaz d'échappement.....	16
1.10.7 Utilisation des turbines à gaz dans les stations de réinjection dans un gisement de pétrole de gaz.....	17
1.11 Puissance et rendement.....	17
1.12 Etat de l'art du développement et d'amélioration de la TAG.....	18
1.13 Pollution.....	23
1.13.1 Pollution physique.....	23
1.13.2 Pollution chimique.....	23
1.14 Avantages et inconvénient d'une turbine à gaz.....	24
1.15 Conclusion.....	24
<b>2 Notion sur l'énergie et l'exergie.....</b>	<b>25</b>
2.1 Introduction.....	25
2.2 Premier principe de la thermodynamique.....	25
2.2.1 Définition de l'énergie interne.....	26
2.2.2 Bilan énergétique d'un système ouvert.....	26
2.2.3 Système ouvert en régime permanent.....	28
2.3 Deuxième principe de la thermodynamique.....	29
2.3.1 Enoncé original de Clausius.....	29
2.3.2 Enoncé de lord kelvin.....	29
2.3.3 Définition de l'entropie.....	29
2.3.4 Bilan entropique d'un système ouvert.....	30
2.4 Notions sur l'exergie.....	30
2.4.1 Définition de l'exergie.....	31
2.4.2 Expression de l'exergie associée à différents porteurs.....	31
2.5 Irréversibilités.....	34
2.5.2 Irréversibilité interne.....	34
2.5.2 Irréversibilité externe.....	34
2.6 Rendement exergetique.....	34
<b>3 Analyse énergétique et exergetique de la TAG.....</b>	<b>36</b>
3.1 Introduction.....	36
3.2 Données du problème.....	36

3.3 Analyse énergétique de la turbine à gaz.....	36
3.3.1 Le cycle idéal de Brayton.....	37
3.3.2 Cycle non- idéal de Brayton.....	39
3.4 Bilan énergétique.....	40
3.4.1 Cas d'un gaz parfait.....	40
3.4.2 Cas d'un gaz idéal.....	43
3.5 Bilan entropique de la turbine à gaz.....	47
3.5.1 Compresseur.....	47
3.5.2 Chambre à combustion.....	47
3.5.3 Turbine.....	47
3.6 Analyse exergetique.....	48
3.6.1 Cas des systèmes fermé.....	48
3.6.2 Cas d'un système ouvert en régime permanant.....	48
3.7 Calcules exergetiques.....	50
3.7.1 Compresseur.....	50
3.7.2 Chambre de combustion.....	50
3.7.3 Turbine.....	51
3.8 Rendement exergetique.....	51
3.8.1 Compresseur.....	51
3.8.2 Chambre de combustion.....	51
3.8.3 Turbine.....	51
3.9 Résultats des calculs exergetique.....	52
4 Résultats et discussions.....	53
4.1 Variation du rendement réel en fonction de taux de compression.....	53
4.2 Variation de la quantité de chaleur massique reçue de la source chaude.....	53
4.3 Variations du travail massique net.....	54
4.4 Variation de la puissance de la turbine en fonction de la température ( $T_3$ ) :(température de l'entrée de la turbine).....	55
4.5 Variation de l'exergie détruite en fonction de la température ambiante.....	55
4.6 Variations de l'exergie détruite en fonction de la température d'entrée dans la turbine...56	
4.7 Variation de l'exergie détruite en fonction de taux de compression.....	57
4.8 Variation de l'exergie totale (utile) en fonction de taux de compression.....	57

## Introduction générale

Les turbines à gaz sont des moteurs à combustion interne. Elles ont connu ces dernières années un rythme de développement accéléré dans l'industrie des hydrocarbures, les turboréacteurs et la production de d'énergie électrique...etc. Elles sont très sensibles aux conditions climatiques, tel que la température de l'air ambiant et l'humidité, en plus des méthodes de leur utilisation et de leur emplacement. Une température élevée conduit à une diminution de la densité de l'air, ce qui réduit l'intensité de la combustion ; tous ces facteurs ont un impact direct sur leurs rendements.

Beaucoup de méthodes sont utilisées pour l'augmentation de la puissance, afin de compenser les effets des conditions ambiantes sur le rendement de la turbine à gaz. Les ingénieurs utilisent des méthodes qui font appel à l'efficacité énergétique ou à d'autres grandeurs physiques. Cette méthodologie est fondamentalement et objectivement délicate à mettre en œuvre, car elle conduit dans de nombreux cas à privilégier soit l'un, soit l'autre de ces critères : physiques ou économiques. Pour les aspects physiques et notamment énergétiques, le seul intérêt des concepteurs va en général à la minimisation de la consommation d'énergie. Pour cela, ils font appel au rendement énergétique des systèmes qui est défini comme un rapport entre l'énergie utile et l'énergie utilisée, ces énergies pouvant être du même type ou de types différents (chimique, thermique, mécanique, électrique, etc.). Cette démarche découle directement des applications liées au premier principe de la thermodynamique, principalement à celle du bilan enthalpique dans le cas des systèmes ouverts, ce qui est le cas général des grands systèmes.

Le deuxième principe de la thermodynamique montre que l'entropie est une grandeur extensive. D'une part elle accompagne tous les transferts de chaleur, et d'autre part elle est générée.

Les irréversibilités sont nécessaires pour réalisés des transferts énergétiques dans des temps limités, pour mettre en jeu des puissances importantes. En effet, les irréversibilités qui permettent d'avoir la puissance sont la cause de dégradation des énergies. L'analyse des irréversibilités développée dans le système peut alors s'appuyer sur une étude des bilans entropiques, c'est-à-dire des flux d'entropie qui traversent le système [1]. La quantification de ces irréversibilités à conduit à celle de l'exergie dégradée dans chacun des principaux composants de la turbine à gaz.

Notre mémoire est divisé en quatre chapitres. Le premier présente des généralités sur les turbines à gaz. Le second porte sur les notions d'énergies et d'exergies, le chapitre trois est consacré aux analyses énergétiques et exergetiques de la turbine a gaz.

Quand au dernier chapitre, il porte sur l'évolution de chacun de ces paramètres.

## 1.1 Introduction

Une turbine à gaz (dénomination historique, abrégée en (TG), appelée aussi turbine à combustion (TAC) ou parfois turbine à gaz de combustion est une machine thermodynamique tournante appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique par l'entraînement, en rotation d'un arbre lui-même couplé à une machine industrielle ou à une hélice .

## 1.2 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. Des premières réalisations commencent à la fin du XIX<sup>e</sup> siècle. Les premiers turbomoteurs sont effectivement construits mais ne peuvent atteindre leur autonomie par suite de l'insuffisance des rendements de compression et de détente. De nombreuses réalisations apparaissent, notamment dans le domaine aéronautique où les turbines à gaz bénéficient des actives recherches. L'augmentation de la température d'entrée dans la turbine a eu comme effet une augmentation du rendement thermodynamique, qui est passé des valeurs inférieures de 20 % pour les premières machines, à des valeurs courantes supérieures à 40 % [1].

## 1.3 Définition

Les turbines à gaz font parti des turbomachines définies par August Rateau 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....).selon le type de fluide utilisée dit fluide actif ou fluide moteur, on a une turbine hydraulique, une turbine a vapeur ou une turbine a gaz . Dans ce dernier cas le fluide de moteur le plus fréquemment utilisé provient des gaz de combustion d'un combustible liquide ou gazeux. [2]

### 1.4 Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz

Dans sa forme la plus simple et la plus répandue, une turbine à gaz est composée essentiellement de trois éléments figure (1.1) :

1. un compresseur : centrifuge ou plus généralement axial, qui a pour rôle de comprimer de l'air ambiant à une pression comprise entre 10 et 30 bars environ.
2. 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.
3. une turbine proprement dite, dans laquelle sont détendus les gaz qui sortent de la chambre de combustion. [3]

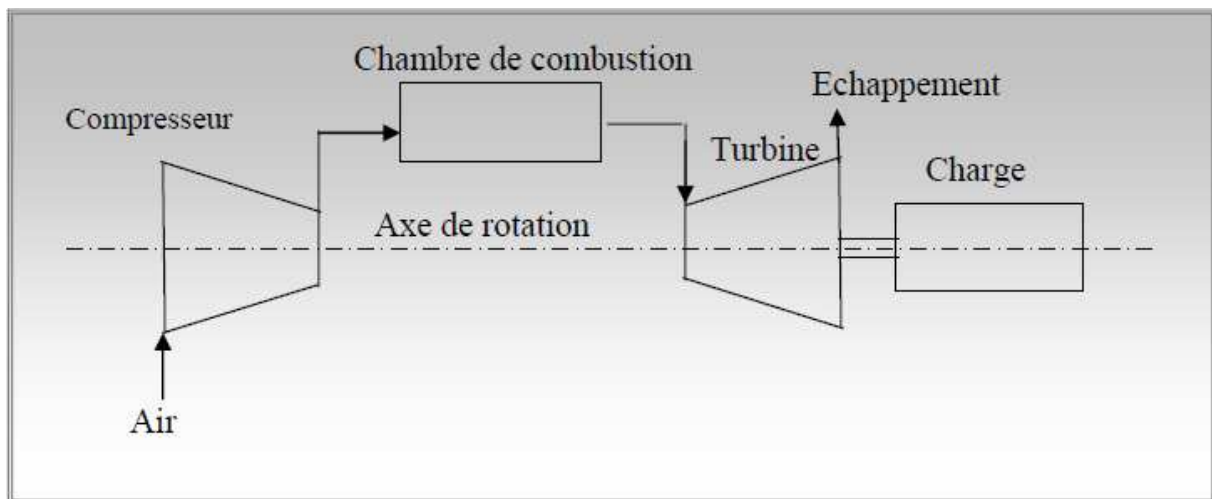


Figure 1.1 principe de fonctionnement d'une turbine à gaz

### 1.5 Cycle de joule brayton

Il est appelé aussi cycle théorique simplifié. La forme idéale se compose de deux processus isobares et de deux processus isentropiques. Les isobares comprennent le système de chambre de combustion de la TAG et le côté de gaz d'échappement. Les isentropiques représentent la compression (compresseur) et la détente (extenseur de turbine). Ce cycle est représenté par la figure (1.2) [4]

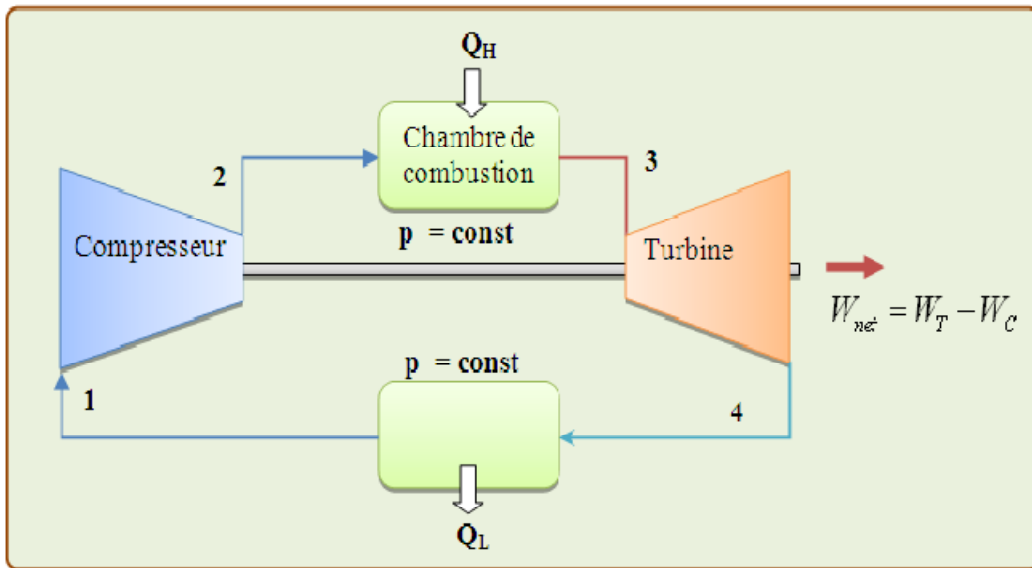


Figure 1.2 Cycle de Brayton

### 1.6 Le cycle réel

Le cycle simple est le type de cycle le plus commun, utilisé dans le domaine des TAG. Le Cycle réel simple ouvert (Figure 1.3) indique l'inefficacité du compresseur et de la turbine et la perte de pression dans le brûleur. [5]

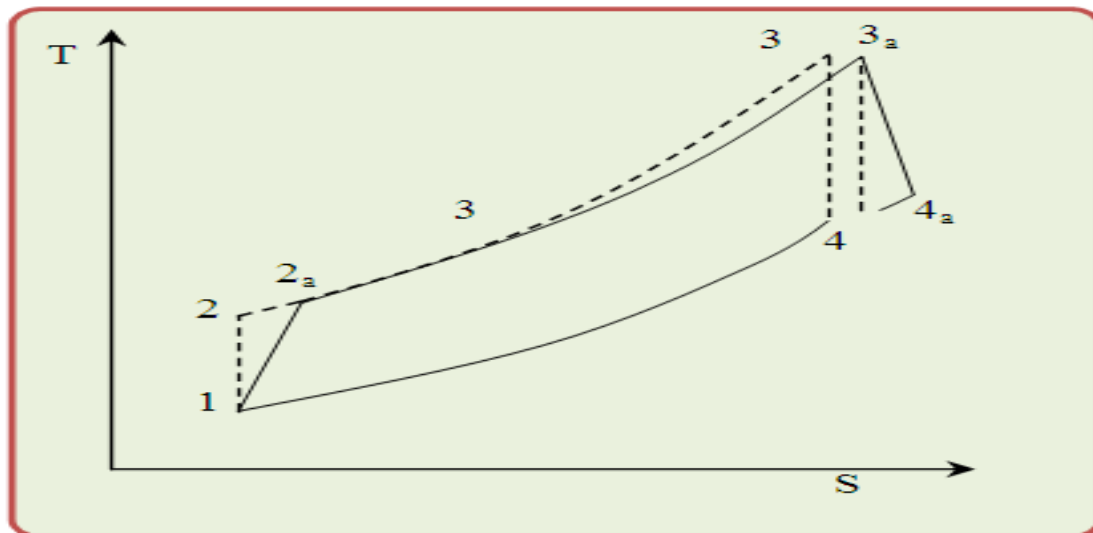
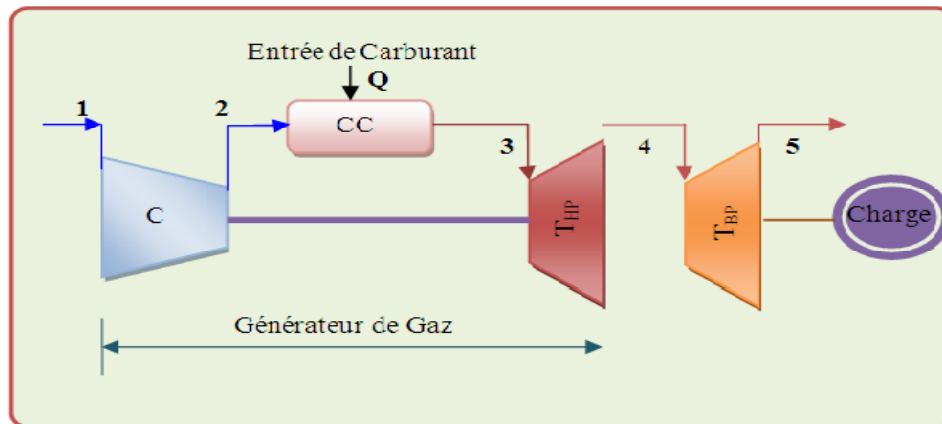


Figure 1.3 Diagramme (T, S) du cycle simple ouvert réel

### 1.7 Le cycle simple à deux arbres

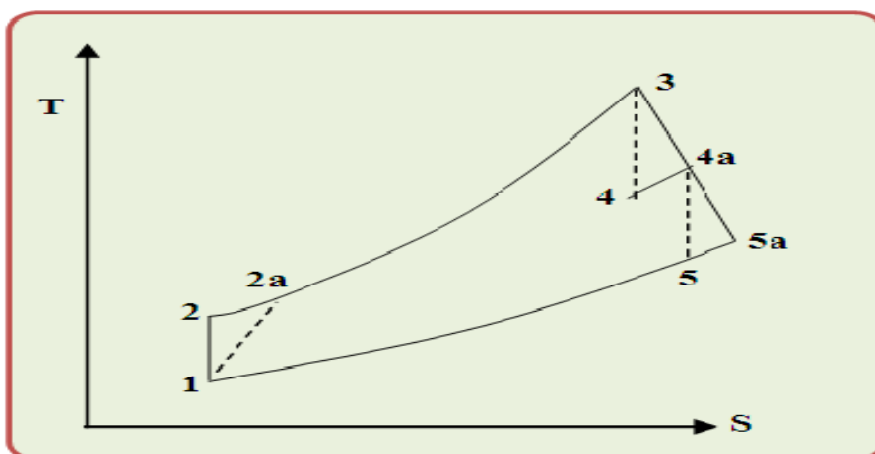
Ce cycle est principalement utilisé pour un couple élevé et une variation de charge importante (Figure 1.4). La première turbine entraîne le compresseur, la deuxième est utilisée comme source d'énergie. Si on suppose que le nombre des étapes dans un cycle simple à deux

arbres soit plus élevé que dans un arbre, alors l'efficacité du cycle à deux arbres est légèrement plus élevée aux charges de conception. Toutefois, si le nombre des étapes est identique, alors il n'y a aucun changement dans l'efficacité globale. [4]



**Figure1.4** Cycle simple à deux arbres

D'après le diagramme (T-S) figure (1.5) on peut trouver certaines relations entre les turbines, puisque le travail de la turbine à haute pression est utilisé pour entraîner le compresseur d'air, alors que la basse pression est utilisée pour entraîner la charge utile.



**Figure1.5** Diagramme (T, S) du cycle a deux arbres

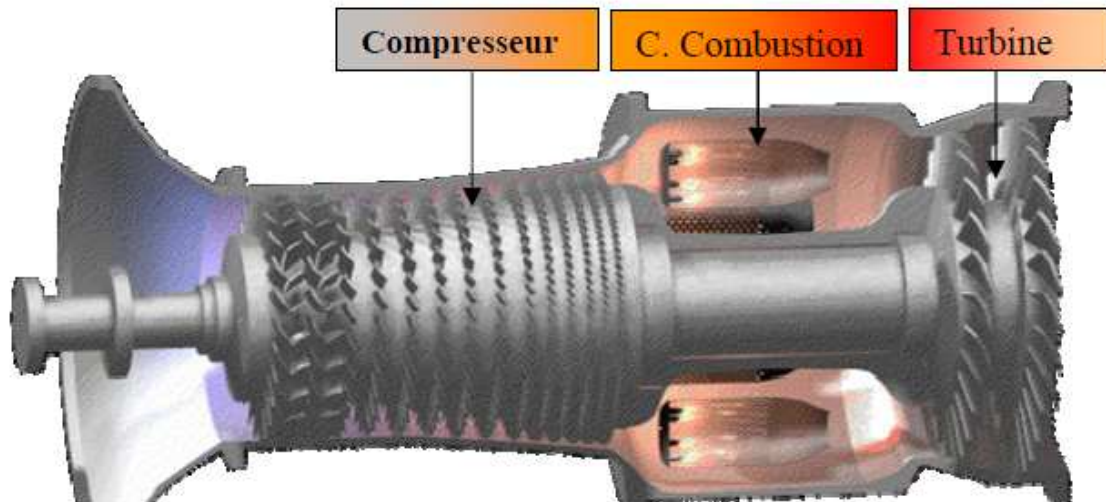
## 1.8 Composants d'une turbine à gaz

Une turbine à gaz est composée de trois éléments principaux :

**1.8.1 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.

**1.8.2 Une chambre de combustion :** Dans laquelle un combustible gazeux ou liquide est injecté sous pression, puis brûlé avec l'air.

**1.8.3 Une turbine :** Généralement axiale, dans laquelle sont détendus les gaz qui sortent de la chambre de combustion. Voir la figure (1.6).



**Figure.1.6** schéma de composants d'une turbine a gaz

On distingue deux types de turbines à gaz :

### 1.8.3.1 turbines axiales

Dans lesquelles la direction de l'écoulement est parallèle à l'axe de rotation. Elle est fabriquée à base de (Nimonic ou d'alliage de Nickel, Crhonium et Cobalt), afin de supporter les fortes températures.

### 1.8.3.2 turbines radiales

Dans les quelles la direction de l'écoulement est perpendiculaire à l'axe de rotation.

## 1.9 Classement des turbines a gaz

On peut classer les turbines à gaz en deux catégories selon leur conception mécanique et leur technologie.

- Les turbines industrielles pouvant être de type un (1) arbre ou deux (2) arbres.
- Les turbines de type aviation à deux (2) arbres.

### 1.9.1 Turbines industrielles

Les turbines industrielles sont des machines lourdes et assez rustiques où l'objectif principal est la longue durée d'exploitation. Cette dernière conduit à l'application de paramètres de fonctionnement peu sévères :

- Le rapport de compression compris entre 6 et 8.
- La température d'entrée de la turbine doit être supérieure à 950°C (pour vaincre les problèmes de corrosion), alors les rendements moyens seront compris entre 25 à 30 %.

#### 1.9.1.1 Turbine à un arbre

Dans cette catégorie de TAG (figure 1.7), le compresseur d'air, la turbine de détente et l'appareil entraîné sont sur le même arbre. Cette installation a un côté positif, du fait de sa grande simplicité, mais a aussi un côté négatif, puisqu'elle conduit à un intervalle d'utilisation de vitesse étroit, à faible rendement partiel qu'une turbine à deux arbres. En plus, le moteur de démarrage doit entraîner l'ensemble de l'équipage mobile. La deuxième catégorie de la turbine est généralement la plus utilisée pour l'entraînement d'alternateur, alors, la vitesse de Rotation est constante. [6]

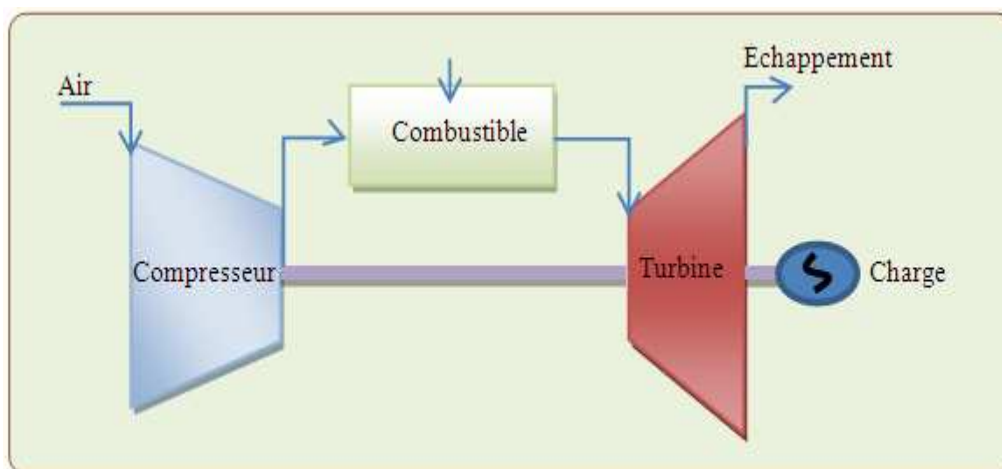
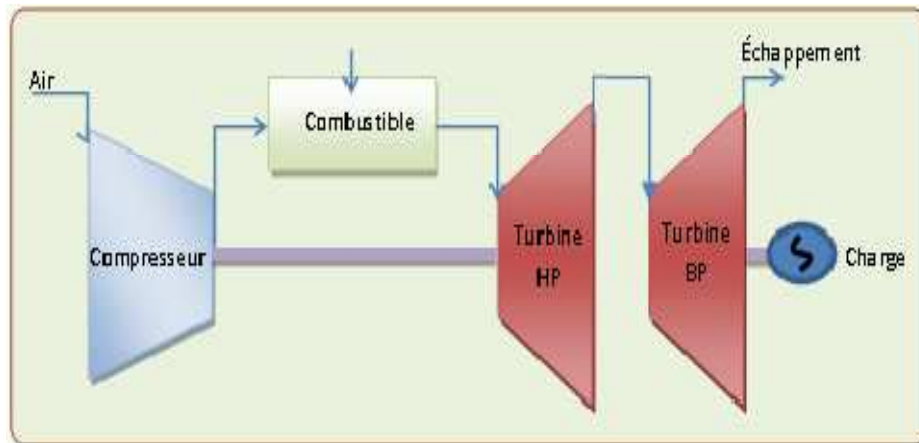


Figure 1.7 Schéma d'une TAG à un seul arbre

#### 1.9.1.2 Turbine à deux arbres :

La turbine de détente est subdivisée en deux parties (figure 1.8) :

- La turbine HP entraîne le compresseur d'air et lui seul, par l'intermédiaire d'un arbre.
- La turbine BP garantit l'alimentation d'énergie à la machine entraînée.



**Figure 1.8** Schéma d'une Tàg à deux arbres

La première ligne d'arbre compose le générateur de gaz, la deuxième ligne d'arbre pour la production d'énergie mécanique.

De point de vue mécanique, la turbine à deux arbres est plus complexe que la turbine à un seul arbre, mais elle permet d'obtenir un meilleur rendement à charge partielle, elle s'adapte particulièrement bien à l'entraînement d'un compresseur dont la prise en charge s'effectue lors de la montée en vitesse et permet de travailler sur une large plage de vitesse de rotation. A noter également la puissance réduite du moteur de démarrage qui n'entraîne que le premier arbre du générateur de gaz. [6]

### 1.9.2 Turbines de type aviation (Aéro –dérivative)

Les turbines de type aviation, également appelées turbines “jet”, sont constituées d'un réacteur (générateur de gaz), suivi d'une turbine de détente (en place de la tuyère) permettant de produire de l'énergie mécanique. Il s'agit donc d'une turbine à deux arbres utilisant des techniques aéronautiques très répandues. La conception est évidemment bien différente des turbines industrielles puisque les critères de poids et d'efficacité sont primordiaux.

Le générateur de gaz ne peut plus être réparé sur site, il doit être remplacé par un générateur neuf ou rénové. La réparation se fait chez le constructeur, en atelier spécialisé compte tenu de la sécurité.

### 1.10 Principales utilisation

Chaque cas d'application d'une turbine à gaz comprend un nombre important de paramètres de définitions spécifiques : type de combustible, durée de fonctionnement par an, températures extérieures extrêmes, montage, nuisances, etc. Il en résulte qu'une installation de turbine à gaz doit être personnalisée afin de répondre aux conditions d'exploitation envisagées.

### 1.10.1 Utilisation des turbines a gaz pour la propulsion

La turbine à gaz est utilisée dans l'aviation (avions, hélicoptères).Elles sont également utilisées dans le domaine des transports civils et militaire pour la propulsion. Elle permet d'obtenir de grandes puissances avec des poids et des dimensions faibles par rapport à ceux des moteurs diesels. [7]

### 1.10.2 Production combinée chaleur force

Elle économise les dépenses d'énergie. Le couple de force sert à entraîné une machine réceptrice et la chaleur sert pour le chauffage, le séchage, la production de vapeur pour un procès industriel. Le principe de cette application peut être encore poussé plus loin pour obtenir des installations industrielles dites à énergie totale où la turbine à 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%. [7]

### 1.10.3 Pompage et compression

Dans tous les types de Tàg, il est possible de remplacer l'alternateur entraîné par une pompe, un compresseur ou une soufflante. Le choix entre une turbine à un ou à deux arbres dépend du type de machine accouplé à la turbine et du style d'exploitation envisagé. [7]

### 1.10.4 Production d'électricité :

Cette application est extrêmement courante : l'arbre de la turbine entraîne un simplificateur dont l'arbre à petite vitesse entraîne un alternateur (voir figure 1.9). Le système mécanique est simple et peut être comparé à un groupe turboalternateur à vapeur pour la production d'électricité. On emploi ce genre de turbines dans les centrales électriques à cycle simple. [7]

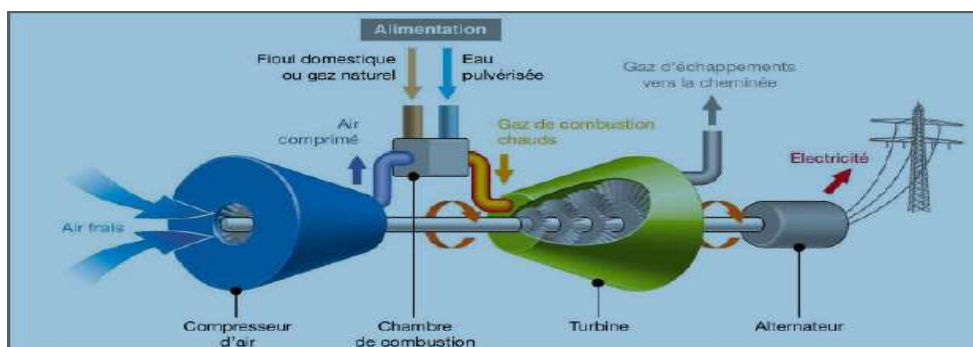


Figure1.9 Schéma d'une turbine pour la production d'électricité

### 1.10.4.1 les centrales nucléaires

Dans les centrales nucléaires, ils utilisent l'hélium comme liquide réfrigérant dans le réacteur et le fluide de fonctionnement de l'unité de turbine à gaz à circuit fermé, après la compression, l'hélium subit d'abord un chauffage dans l'échangeur de chaleur puis dans le réacteur puis une détente dans la turbine, grâce à la haute pression et la température des gaz, la turbine entraîne le compresseur et la charge (générateur électrique) Figure(1.10).[2]

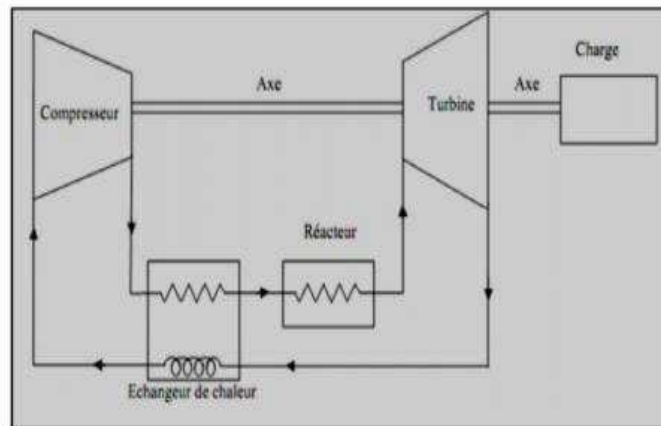


Figure1.10 Schéma d'une centrale nucléaire

## 1.10.5 Aéronautique

### 1.10.5.1 Turboréacteurs (turbo jet)

C'est un moteur constitué d'un système de compression, chambre de combustion, turbine, et d'une tuyère de détente. L'air est aspiré par l'avant, puis comprimé et chauffé par la combustion d'un carburant, détendu dans la turbine, rejeté vers l'arrière à travers la tuyère à grande vitesse. Les gaz d'échappements rejetés produisent la poussée, qui est le résultat de transfert de l'énergie interne du moteur en énergie cinétique. [8]

### 1.10.5.2 Le turbopropulseur

La figure (1.11) montre un schéma d'un turbopropulseur

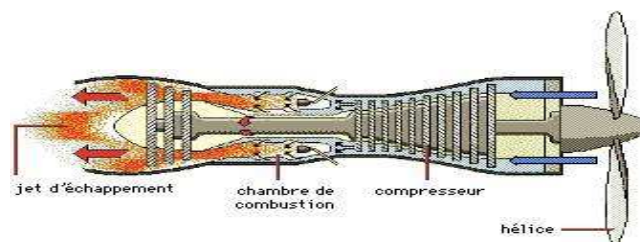


Figure 1.11 schéma d'un turbopropulseur

C'est un moteur avec une turbine à gaz qui actionne un compresseur rotatif et une hélice externe pour produire la poussée. Ce mode de propulsion est le plus économique pour les vitesses moyennes. [8]

### 1.10.5.3 La turbosoufflante

Elle a le même principe avec le turbopropulseur, sauf que le propulseur est remplacé par une soufflante (élément rotatif pour produire la poussée) (figure.12). [8]

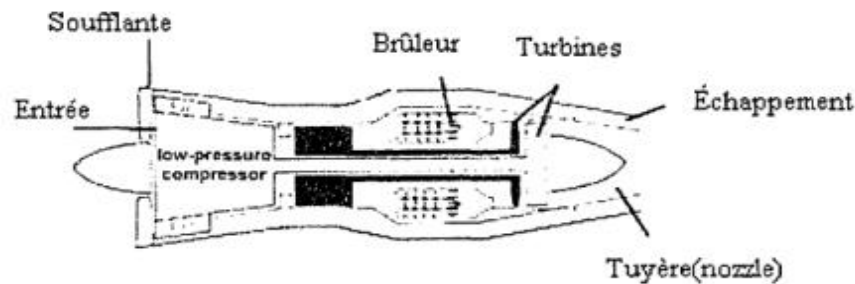


Figure 1.12 Schéma d'une turbosoufflante

### 1.10.5.4 Le turbomoteur

C'est un moteur dans lequel l'énergie prélevée par la turbine entraîne d'autres systèmes de propulsion, généralement un rotor d'hélicoptère avec un système de transmission composé essentiellement de boîte d'engrenage (figure 1.13). [8]

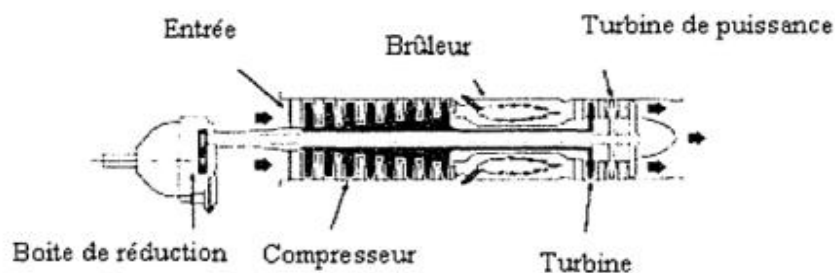
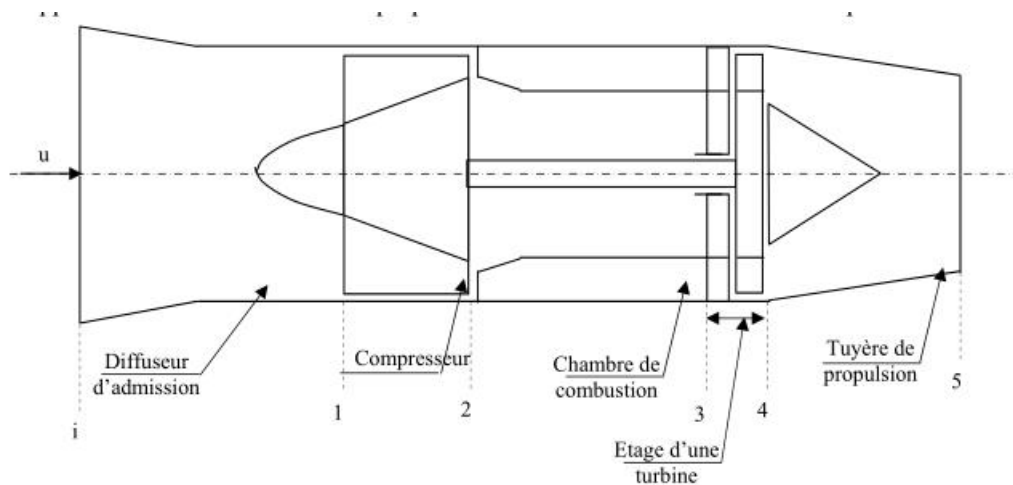


Figure 1.13 schéma d'un turbomoteur

### 1.10.5.5 Turbine à gaz d'avion

Dans les moteurs d'avions, l'unité de turbine à gaz fonctionne entièrement comme générateur des gaz dans les turbo jet et les moteurs de turboréacteur tandis qu'elle fournit la puissance exigée d'axe au propulseur dans le moteur de turbopropulseur. La centrale de la turbine à gaz utilisée pour la propulsion d'avion travaille sur le cycle de circuit ouvert à pression constante.

On distingue les turbines à gaz utilisées dans l'industrie (procédés chimiques, génération de l'électricité, etc.) qui ont été traitées dans les sections précédentes et celles qu'on rencontre dans l'industrie aéronautique (figure 1.14). [8]



**Figure 1.14** Composants principaux d'un turboréacteur

### 1.10.6 Turbine à gaz des véhicules

Les turbines à gaz utilisées par les véhicules extérieurs sont différentes de ceux des turbines à gaz d'avion.

#### 1.10.6.1 Automobile

Des tentatives ont été faites par un certain nombre de compagnies de fabrication d'automobile dans plusieurs pays pour perfectionner des turbomoteurs de voitures, un échangeur de chaleur d'échappement a été employé pour une consommation optimale de carburant. Un certain degré de succès a été réalisé dans le domaine des véhicules avec des moteurs de plus de 200 KW, beaucoup de concepteurs ont utilisé la combinaison d'une turbine axiale et d'un compresseur centrifuge de basse pression avec un échangeur de chaleur rotatif.

#### 1.10.6.2 Suralimentation par les gaz d'échappement

De petites turbines à gaz sont également utilisées dans l'automobile pour la suralimentation. Tout les grands camions et locomotives à moteur diesel ferroviaires sont suralimentés. Ils utilisent des turbines entraînées par les gaz d'échappements pour l'entraînement des compresseurs d'air. [2]

### 1.10.7 Utilisation des turbines à gaz dans les stations de réinjection dans un gisement de pétrole de gaz

Des turbines à gaz sont utilisées pour augmenter la pression du réservoir de gisement de pétrole afin d'améliorer la production, par l'injection du gaz naturel dans les puits dans le but de maintenir la pression voulue dans ces puits. [2]

### 1.11 Puissance et rendement

La puissance fournie par la TAG dépend en premier lieu du débit d'air qui traverse, qui conditionne sa taille et son encombrement. Le rendement thermodynamique est une fonction directe du taux de compression ( $\frac{P_2}{P_1}$ ) et de la température  $T_3$  à la sortie de la chambre de combustion. consécutivement, les chambres de combustion doivent supporter la pression  $P_2$ . Les aubes directrices et les ailettes du premier étage de la détente doivent supporter la température  $T_3$ . Les températures et les pressions aux différents points de la turbine sont de l'ordre de celles indiquées sur la figure (1.15). [9,10]

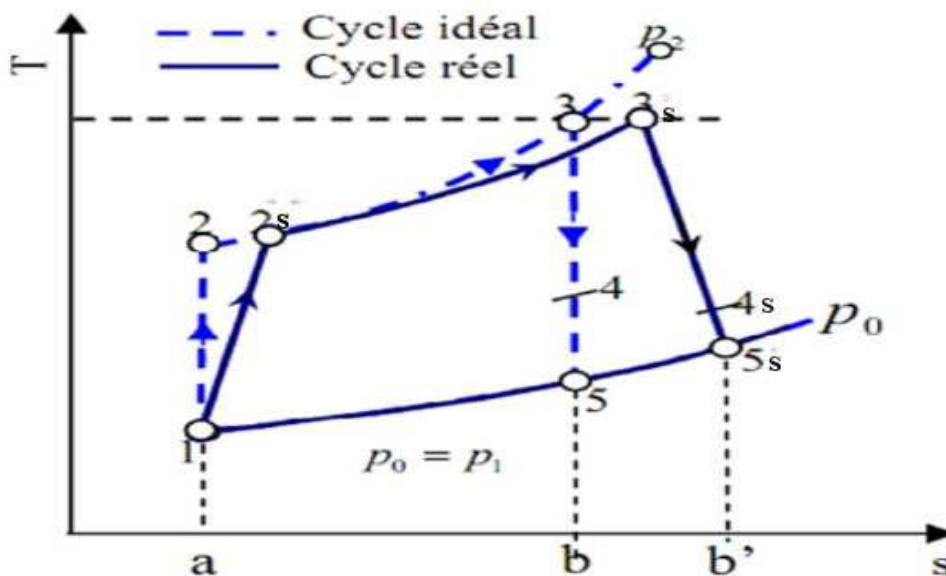


Figure 1.15 Représentation du cycle d'une turbine à gaz

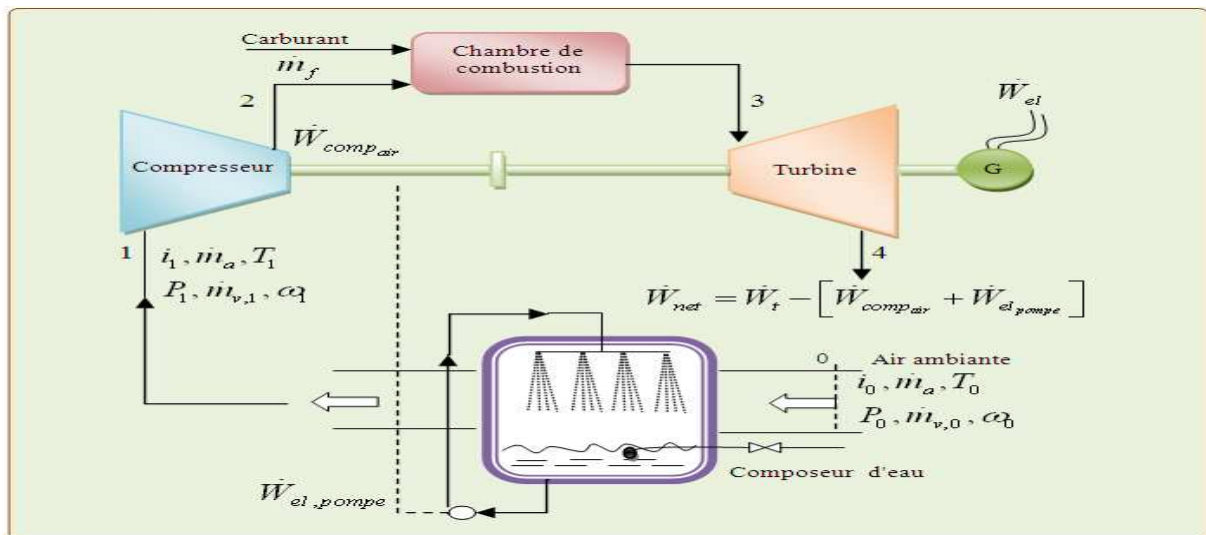
Dans le diagramme (T,S) de la figure(1.15), le rendement thermodynamique est représenté graphiquement par :

$$\eta_{th} = \frac{\text{Aire}(1,2,3,5,1)}{\text{Aire}(a,2,3,b,a)} \quad (1.1)$$

### 1.12 Etat de l'art du développement et d'amélioration de la TAG

Ces dernières années, plusieurs recherches ont été menées pour améliorer les performances des TAG en utilisant le refroidissement de l'air d'admission, ce qui confirme ses avantages. On peut citer les travaux suivants : Alhazmy et col [11] ont examiné la puissance et l'efficacité nette de TAG lors de l'utilisation directe des processus de pulvérisation d'eau à l'entrée du compresseur. Le refroidissement de l'air de 15 à 3 °C par la pulvérisation de l'eau augmente la puissance de 1-7%. En cas d'insuffisance d'eau, ils ont suggéré l'utilisation de la condensation des gaz de déchets pour récupérer partiellement l'eau de pulvérisation. Il existe différentes méthodes en usage pour le refroidissement de l'air d'admission, avec des valeurs différentes, mais les taux de réussite sont essentiellement limités.

Mohsen et Al : Ont étudié l'amélioration des performances d'une installation à turbine à gaz et le refroidissement de l'air d'admission au compresseur. En même temps ils ont analysé et formulé à l'aide de groupe de dimension caractéristique, les limites de la capacité d'utilisation d'un refroidisseur par évaporation, sur simple cycle de la TAG de type ouvert indiqué dans la figure (1.3). Les performances du cycle peuvent être améliorées en refroidissant l'air d'admission du compresseur par un système direct de refroidissement par évaporation qui est très efficace par rapport à l'air sec de température ambiante de 40 °C et 10% d'humidité relative. Le gain de puissance maximale et l'amélioration de l'efficacité thermique sont respectivement de 9,1% et 0,39%. figure (1.16)



**Figure 1.16** Cycle ouvert de la TAG dotée d'un refroidisseur par évaporation directe

Majed et Al ont proposé un modèle pour étudier l'effet de l'admission d'air de refroidissement sur l'efficacité de la puissance de la TAG. Ils ont utilisé deux techniques de refroidissement, un cycle de réfrigération mécanique directe et un refroidisseur d'air par

pulvérisation d'eau. Les deux systèmes sont analysés et l'étude se concentre sur l'évaluation des limites de chaque processus de refroidissement. L'objectif est de renforcer la puissance de sortie et d'améliorer l'efficacité thermique des TAG fonctionnant pendant de longues périodes dans un climat chaud et humide. Les performances des deux systèmes sont comparées en modes de fonctionnement différents, dans des conditions réelles climatiques où l'humidité relative et la température de l'air sont dépendantes du temps.

Les résultats obtenus prouvent que l'amélioration de la puissance et de l'efficacité se fait en fonction des conditions ambiantes et du taux de compression de la TAG. L'amélioration d'exécution est calculée, pour les températures ambiantes de 30 à 50°C, la gamme entière du taux d'humidité est de (10-100%) avec un taux de compression de 8 à 12. L'exécution des méthodes de refroidissement est examinée pour une opération de TAG ABB-11D5 dans les conditions humides et chaudes de Jeddah en Arabie Saoudite. Les résultats indiquent que la réfrigération mécanique directe a augmenté la puissance de sortie de 6,77% et de 2,57% pour l'air de refroidissement par pulvérisation.

Amir et Al ont étudié le refroidissement par évaporation déshydratant pour l'amélioration des performances d'installations de la TAG. Ils ont fait une comparaison entre l'amélioration des performances obtenues par la méthode proposée et ceux des autres systèmes de refroidissement par évaporation (direct et indirect), dans des conditions climatiques différentes. Ils montrent que la technique de refroidissement par évaporation déshydratant, au moins pour les climats chauds et humides, est plus efficace que les autres techniques de refroidissement par évaporation.

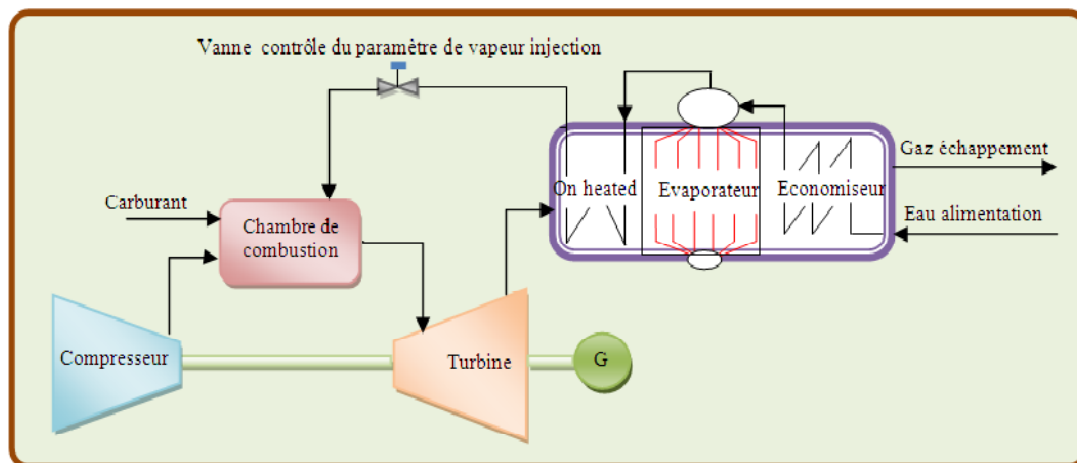
Hosseini et Al ont présenté une modélisation du système de refroidissement par évaporation installé dans les TAG de la Fars (Iran) de la centrale à cycle combiné. Dans ce modèle, différents paramètres de conception tels que la vitesse d'entrée de l'air, la forme géométrique, la taille et l'épaisseur des médias, ont été pris en considération. L'analyse des résultats montre, que pour un nombre constant de Prandtl, l'efficacité du refroidisseur diminue et la chute de pression augmente, de même que la vitesse d'air entrant. La baisse du taux d'évaporation de l'eau et la température du refroidisseur a été calculée, et les effets de la température de l'humidité relative et la pression de l'air ambiant ont été étudiés.

Les résultats pratiques et analytiques de cette étude, montrent que la TAG du Fars à cycle combiné, pour une température ambiante de 38 °C avec 8% d'humidité relative, la puissance augmente de 11 MW, tandis que la température de l'air d'admission chute d'environ 19°C, avec l'installation du refroidissement par évaporation.

En raison de l'augmentation annuelle d'électricité de 5280 MWh et compte tenu de 2,5 cents / kWh le prix de vente d'électricité excédentaire générée, durant la période de récupération obtenue est d'environ quatre ans. Dans cette étude, une simulation numérique a été utilisée par Beshkani et col [11], le modèle est amélioré en utilisant différentes conditions aux limites dans le sens de la hauteur du canal d'air humide. Les aspects économiques de refroidissement de l'air d'admission de TAG de la centrale de Fars sont étudiés, la chute de température, le taux d'évaporation et l'augmentation de la puissance sont étudiés pour différentes températures ambiantes et humidités relatives.

Kadi et Al ont réalisé une épreuve pour la modélisation d'un cycle simple par la récupération d'une partie de l'énergie de gaz d'échappement de la TAG (pour faire fonctionner un évaporateur) afin d'obtenir la vapeur surchauffée, en considérant tous les facteurs qui affectent réellement les performances d'un cycle réel. Ils ont proposé l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion, le but de ce travail est d'analyser l'influence des conditions environnementales sur les performances des TAG avec la présence de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion.

Par cette étude, l'objectif était de rendre les TAG peu sensibles à la variation de la température ambiante par un dispositif d'injection de la vapeur d'eau entraînée par l'énergie libre des gaz d'échappement. Les résultats obtenus prouvent que la puissance utile et l'efficacité thermique totale des TAG ont été maintenues constantes, comme dans les conditions ISO, lorsque la quantité de vapeur d'eau est injectée proportionnellement à la variation de la température ambiante. Figure (1.17)



**Figure 1.17** Schéma d'un circuit d'injection de vapeur d'eau

Bouam et Al ont fait une étude pour développer un cycle simple avec l'utilisation de l'énergie des gaz d'échappement afin d'obtenir la vapeur surchauffée pour améliorer les performances

de la TAG. Pour cela, ils ont proposé un cycle simple avec l'injection de la vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion. Ils ont réalisé un programme de calcul et d'analyse de l'influence des conditions ambiantes sur les performances de la TAG. Les résultats obtenus montrent que la puissance utile et le rendement d'une TAG se stabilisent, quand une quantité précise de vapeur d'eau est injectée lors de la variation de la température ambiante.

Jaber et Al [11] ont réalisé une étude sur l'influence de l'apport d'air de refroidissement sur le rendement de la TAG, une comparaison entre l'utilisation de différents systèmes de refroidissement, tels que le refroidissement par évaporation et le refroidissement par serpentin. Ils ont exécuté un modèle de simulation informatique pour les systèmes utilisés et développés afin d'évaluer la performance de la TAG étudiée à la centrale électrique de Marka, (Amman, Jordanie). Les caractéristiques de performance sont étudiées pour un ensemble de paramètres réels de fonctionnement, les résultats obtenus ont prouvé que le système de refroidissement par évaporation, est capable d'amplifier la puissance et d'augmenter l'efficacité de la TAG étudiée d'une meilleure manière que le système de refroidissement par serpentin dû à sa consommation de puissance élevée exigée pour couvrir l'unité de réfrigération de vapeur. Néanmoins, il fournit le plein contrôle sur les conditions d'admission de la température indépendamment du taux d'humidité.

Garooçi et Al [11] ont étudié l'effet de refroidissement de l'air d'admission sur le rendement des TAG. Leurs travaux montrent que, le travail net et l'efficacité augmentent de 6-10% et de 1- 5% respectivement, pour chaque diminution de 10 °C de la température d'admission, puisque, le coefficient de performance du cycle de réfrigération d'absorption est faible, avec un taux de haute pression dans une simple TAG et un taux de basse pression dans la régénératrice de la TAG. L'énergie des gaz d'échappement ne peut pas fournir toute l'énergie thermique nécessaire pour le cycle de réfrigération. Les résultats prouvent que, quand un éjecteur est inclus dans le cycle de réfrigération, il a besoin d'une source externe d'énergie pour le cycle de réfrigération.

Is'haq a présenté une étude sur les performances de deux TAG, une à un arbre et une autre à deux arbres, avec deux méthodes de refroidissement de l'air d'entrée qui leur sont appliquées. Ces deux méthodes sont la réfrigération par compression de vapeur et la réfrigération par absorption de vapeur. Il a utilisé le principe de la thermodynamique pour analyser les deux méthodes de réfrigération et de leur comportement dans différentes conditions de fonctionnement. Les résultats de simulation obtenus en utilisant le système de réfrigération à compression de vapeur ont donné une augmentation de puissance de sortie d'environ 27% et 20%, respectivement pour la TAG à un arbre et la Tag à deux arbres, et ceci à une

température ambiante de 50 °C. Les chiffres correspondants pour ces deux TAG lors de la réfrigération par absorption de vapeur utilisée sont de 31,8% et de 26,7% respectivement. Il a été conclu dans cette étude que les deux méthodes de refroidissement sont techniquement réalisables.

Muthana et Al [11] ont exécuté une étude sur les différentes modifications de régénération qui consistent à une intégration du système de régénération et d'un système d'évaporation d'eau dans le conduit d'entrée d'air de la TAG (GT-85-2-H). L'objectif principal est d'améliorer l'efficacité thermique par régénération, en utilisant l'injection d'eau comme un moyen pour accroître sensiblement la puissance de sortie ainsi que l'efficacité. L'étude, qui repose sur l'essai avec la régénération et l'essai avec injection de l'eau dans l'entrée d'air du compresseur a donné les résultats suivants :

- La régénération améliore l'efficacité thermique d'environ 56%, due à la réduction de la consommation de carburant.
- La puissance de sortie réduit d'environ 20,67% en raison des pertes de pression qui se produisent à cause du système de régénération.
- La consommation de carburant spécifique est réduite d'environ 59%.

Rahim et Al ont effectué une étude sur les performances d'un système de refroidissement qui se compose d'une boucle externe d'eau froide couplée à l'entrée de la TAG. L'analyse explique les changements des paramètres thermodynamiques, ainsi que les variables économiques, telles que la rentabilité, le financement et la durée de vie du système, qui sont étendues aux composants de refroidissement, comme les réfrigérateurs, les pompes à eau et l'échangeur thermique. L'objectif de cette étude est d'évaluer l'importance d'une analyse couplée, thermo-économiques dans le choix du système de refroidissement et des paramètres de fonctionnement. Les résultats ont montré que l'amélioration de la puissance de sortie dépend du degré de refroidissement de l'air d'entrée au compresseur.

**Dans ces derniers paragraphes on a exposé des méthodes appliquées pour l'amélioration de l'efficacité dans des exemples réalisés et aussi le problème de la diminution du rendement pendant les jours à température très élevée.**

### 1.13 Pollution

Des efforts importants ont été entrepris par les constructeurs pour limiter la pollution de l'air par les turbines à gaz, en particulier en réduisant les rejets d'oxyde d'azote ( $\text{NO}_x$ ). Ces rejets peuvent également être réduits par injection d'eau ou injection de vapeur dans le système de combustion. L'utilisation de gaz naturel (contenant généralement peu de soufre)

ou de combustible liquide sans soufre permet une émission faible de dioxyde de soufre ( $\text{SO}_2$ ) ; des chambres de combustion particulières avec des injecteurs spécifiques permettent une émission faible de monoxyde de carbone (CO). Les modèles peu polluants sont surtout installés par les pays développés tandis que les turbines à gaz de conception moins sophistiquée et de prix (installation et maintenance) moins élevé sont préférées par les pays en voie de développement.

### 1.13.1 Pollution physique

- ✓ L'air atmosphérique contient en suspension des particules en quantité variable.

Nous citerons à titre d'exemple :

- En zone rurale : Le sable, l'humus et le pollen ;
- En zone urbaine : Les poussières, les cendres, les gaz d'échappement des véhicules et des chaufferies ;
- En zone industrielle : Les poussières, les cendres, les résidus légers véhiculés par les ventilateurs d'aération des lieux de fabrication, les fumées d'usine. Ces particules peuvent posséder deux caractéristiques préjudiciables à la conservation du bon état des composants de la TAG.

### 1.13.2 Pollution chimique

L'air peut contenir des gaz et, en suspension, des cristaux ou des poussières chargés de composants chimiques indésirables, tels que le chlorure de sodium (sel de mer), le soufre et ses dérivés, le chlore et ses dérivés et des acides organiques et inorganiques.

Ceux-ci ont des actions corrosives qui peuvent endommager les ailettages du compresseur, mais plus fréquemment, les parois de la chambre de combustion et les ailettages de la turbine du fait que, par sa haute température, la combustion transforme le polluant ou l'associe à un autre polluant apporté par le combustible.

La parade consiste en des traitements de surface anticorrosifs appliqués par le constructeur sur les parties exposées, et des inhibiteurs éventuellement ajoutés au combustible.

Finalement, la pollution chimique de l'air est difficile à contrôler ; si elle provient d'un gaz, aucun autre moyen de protection n'existe que le lavage, lui-même difficile à réaliser, en plus d'une efficacité incertaine.

## 1.14 Avantages et inconvénient d'une turbine à gaz

**-Avantage**

Une puissance élevée dans un espace restreint dans lequel un groupe diesel de même puissance ne pourrait pas être logée. A l'exception du démarrage et arrêt, la puissance est produite d'une façon continue, démarrage facile même à grand froid et enfin la possibilité de fonctionnement à faible charge.

**-Inconvénients**

L'inconvénient consiste dans une consommation supérieure de carburant, comparé à un moteur diesel et aussi son rendement est inférieur à celui d'un moteur diesel (cycle simple).

**1.15 Conclusion**

Nous avons vu dans ce chapitre que la turbine à gaz est un moteur à combustion interne. L'air atmosphérique est aspiré et comprimé dans son compresseur qui est généralement axial, en suite, la puissance énergétique de l'air comprimé se trouve augmenter dans la chambre de combustion, en utilisant la chaleur dégagée par celle-ci et sera aussi convertie en énergie mécanique utile pendant le processus de détente dans la section turbine.

## 2.1 Introduction :

Il est usuel d'exprimer l'efficacité des transformations énergétiques par le calcul du rendement énergétique, soit le ratio entre l'énergie utile produite et l'énergie consommée. En effet, en vertu de premier principe de thermodynamique, l'énergie se conserve, le calcul du rendement énergétique d'une transformation permet de chiffrer son efficacité quantitative et les pertes.

L'approche exergetique, tout aussi rigoureuse, que l'approche énergétique, découle comme l'analyse entropique, du second principe de thermodynamique et exprime la dégradation de l'énergie lors d'une transformation. Depuis les travaux du physicien français Carnot à la fin du 18ème siècle, on sait que la chaleur est une forme dégradée de l'énergie (si un travail mécanique peut être intégralement transformé en chaleur, l'inverse n'est pas vrai) et que les niveaux de températures des sources d'énergie sont déterminants lors des transformations d'énergie sous forme thermique ou rendement mécanique. L'avantage de l'approche exergetique sur l'approche entropique et que le calcul d'un rendement exergetique, toujours inférieur à 100% et plus parlant que le calcul d'un rendement entropique qui est supérieur à 100%.

## 2.2 Premier principe de la thermodynamique

Le Principe de conservation de l'énergie affirme que l'énergie est toujours conservée. Autrement dit, l'énergie totale d'un système isolé reste constante. Les événements qui s'y produisent ne se traduisent que par des transformations de certaines formes d'énergie en d'autres formes d'énergie. L'énergie ne peut donc pas être produite. Elle ne peut que se transmettre d'un système à un autre. On ne crée pas l'énergie, on la transforme. La première loi de la thermodynamique sous sa forme mathématique définit l'énergie totale d'un système clos comme suit [17] :

$$\Delta E = Q + W \quad (2.1)$$

Où

$$E = U + E_c + E_p \quad (2.2)$$

$E_c$  et  $E_p$  étant les énergies cinétique et potentielle respectivement ;  $Q$  et  $W$  les échanges énergétiques du système considéré avec le milieu extérieur.

### 2.2.1 Définition de l'énergie interne U

La variation totale d'énergie,  $\Delta E$  peut être décomposée en plusieurs formes particulières de l'énergie :

$$\Delta E = \Delta E_c + \Delta E_p + \Delta U = Q + W \quad (2.3)$$

$E_c$  : Énergie cinétique du système égale à :  $\sum \frac{1}{2} m_i v_i^2$

$E_p$  : Énergie potentielle due à la force de gravité est donnée par :  $\sum m_j g z_j$

$U$  : Énergie interne.

La fonction énergie interne U est propre à la thermodynamique à l'échelle microscopique, elle représente l'énergie cinétique et potentielle des molécules, atomes et particules subatomiques qui constituent le système. Il s'agit d'une fonction d'état de nature extensive. Dans le cas où un processus laisse inchangées l'énergie cinétique et l'énergie potentielle du système, la forme différentielle de la relation (2.3) est [18] :

$$d_u = \delta q + \delta w \quad (2.4)$$

Donc, on constate que la variation d'énergie totale du système suite aux échanges énergétiques n'a d'autre effet que de modifier l'énergie interne seulement. En outre, si l'enceinte est indéformable :

$$\delta w = 0$$

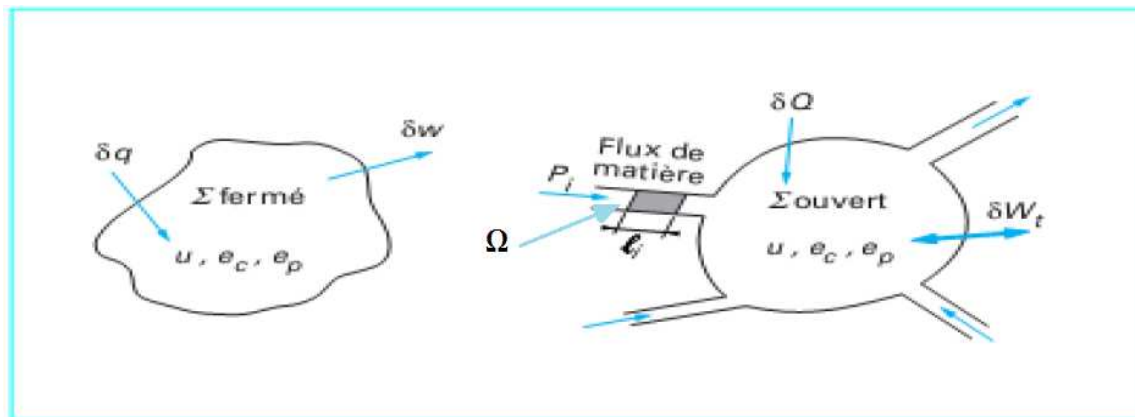
$\delta q$  et  $\delta w$  dépendent du chemin parcouru par le processus et ils ne sont pas des propriétés thermodynamiques du système ( $\delta$  quantité infinitésimale), U dépend de l'état du système, mais pas du type de l'évolution subie par le système.

Notons que le travail  $w$  est un échange ordonné au niveau macroscopique alors que la chaleur  $q$  correspond à un transfert désordonné au niveau microscopique.

### 2.2.2 Bilan énergétique d'un système fermé

Pour un système fermé, évoluant entre les états 1 et 2 et éventuellement en déplacement, le principe de la conservation de l'énergie s'écrit :

$$W_{12} + q_{12} = \Delta u_{12} + \Delta e_{c12} + \Delta e_{p12} = \Delta e_{t12} \quad (2.5)$$



**Figure 2.1** Schématisation d'un système fermé et d'un système ouvert

Les échanges énergétiques d'origine mécanique et thermique entraînent une variation d'énergie propre du système ou d'énergie totale.

Lorsque le système est ouvert, pour les flux à travers la frontière (échange), il y a lieu de tenir compte de l'énergie accompagnant la matière qui entre ou sort du système (fig 2.1) par les diverses canalisations  $i$ . Cette énergie se présente sous trois formes qui pour un laps de temps  $t$  s'écrivent :

$$\text{Énergie interne} = \sum \dot{m}_i u_i$$

$$\text{Énergie cinétique} = \sum \frac{1}{2} \dot{m}_i v_i^2$$

$$\text{Énergie potentielle} = \sum \dot{m}_i g z_i$$

Avec  $\dot{m}_i$  est le flux de fluide correspondant au flux de matière dans la canalisation  $i$  durant le temps  $t$  ; elle est comptée positivement si le fluide entre dans le système :  $u_i$ ,  $v_i$  et  $z_i$  sont respectivement l'énergie interne massique, la vitesse et l'altitude du fluide lorsque celui-ci traverse la frontière entre le système et le milieu extérieur. Le fait de prendre une valeur unique pour  $u$ ,  $e$  et  $z$  revient à supposer que la température, la pression, la vitesse et l'altitude soient constantes à l'endroit où le fluide traverse la frontière.

C'est une hypothèse simplificatrice, justifiée dans la plupart des applications. Il convient aussi de noter que dans le cas où le fluide est un gaz, la variation d'énergie potentielle est toujours négligeable devant les autres termes. Dans le bilan énergétique d'un système ouvert, on considère à part l'échange d'énergie mécanique  $\delta W_t$  du système avec l'extérieur hormis les canalisations d'apport ou de départ de fluide ( $\delta W_t$  correspond à l'énergie récupérée ou produite sur les parties mobiles du système ; c'est le travail technique). Il y a donc lieu d'introduire par ailleurs dans le bilan, l'énergie produite par l'effet piston du fluide en transit dans les canalisations. Cette énergie a pour expression :

$$\sum_i p_i \Omega_i l_i \quad (2.6)$$

Ou, en notant que :

$$\Omega_i l_i = v_i m_i \quad (2.7)$$

Où :

$\Omega_i$ : La section de passage ( $m^2$ )

$l_i$ : Longueur unitaire ( $m$ )

$v_i$ : Le volume massique du fluide ( $m^3.kg^{-1}$ )

$m_i$ : La masse du fluide ( $kg$ )

$p_i$ : La pression exercée ( $Pa$ )

Ainsi, pour une évolution durant un laps de temps infiniment court  $dt$ , le premier principe de la thermodynamique s'écrit :

$$\sum_i dm_i p_i V_i + \sum_i dm_i u_i + \sum_i \frac{1}{2} dm_i v_i^2 + \sum_i dm_i g z_i + \delta w_t + \delta Q = du + de_c + de_p \quad (2.8)$$

Sachant que :  $h = u + pv$

$$\sum_i h_i dm_i + \sum_i \frac{1}{2} dm_i v_i^2 + \sum_i dm_i g z_i + \delta w_t + \delta Q = du + de_c + de_p \quad (2.9)$$

Si on note par :

$ht = \frac{v^2}{2} + gz$  : L'enthalpie totale de l'unité de masse de fluide

$E = E_c + E_p + U$  : L'énergie totale du système

Alors l'équation (2.9) devient :

$$\sum h_i dm_i + \delta w_t + \delta Q = dE_t \quad (2.10)$$

### 2.2.3 Système ouvert en régime permanent

Si le système, délimité par sa frontière fixe, est en régime permanent (pas de variation en un lieu donné de ses propriétés au cours du temps) son énergie totale est constante :

$$dE_t = 0$$

Alors, en prenant les modules des masses de fluide entrant ou sortant du système, l'équation (2.10) :

$$\delta w_t + \delta Q = \left( \sum h_i dm_i \right)_{\text{sortant}} - \left( \sum h_i dm_i \right)_{\text{entrant}} \quad (2.11)$$

## 2.3 Deuxième principe de la thermodynamique

Le premier principe postule l'équivalence des différentes formes d'énergie, mais il ne permet pas de prendre en compte un fait expérimental essentiel, lorsqu'un système interagit avec son environnement, les transformations d'énergies qu'il subit ne peuvent s'effectuer dans un sens privilégié, que l'on ne peut inverser, sans modifier, qualitativement le système. Ainsi la chaleur s'écoule naturellement d'un corps à température élevée vers un corps à basse température, mais l'inverse ne peut être réalisé qu'en utilisant une machine thermique complexe appelée frigo pompe ou pompe à chaleur, ou bien en utilisant un composant électrique à chaleur, ou bien en utilisant un composant électrique à effet Peltier. Plusieurs énoncés existent pour ce second principe, nous allons en représenter deux [17].

**2.3.1 Enoncé original de Clausius :** « cet énoncé postule qu'il ne peut pas s'effectuer, sans compensation, le passage de chaleur d'un corps froid à un corps chaud ».

**2.3.2 Enoncé de lord kelvin :** « à l'aide d'un système qui décrit un cycle et qui n'est en contact qu'avec une seule source de chaleur, il est impossible de recueillir du travail ».

### 2.3.3 Définition de l'entropie

L'évolution d'un système est gouvernée non seulement par le premier principe, qui traduit la conservation de l'énergie mais aussi par le second principe qui implique un sens privilégié pour cette évolution : un nuage de lait dans une tasse de thé ne se rassemble jamais en une goutte alors que l'inverse se produit spontanément ; pourtant, ces deux transformations se produisent à énergie constante.

Pour traduire cette irréversibilité des transformations spontanées, Clausius définit vers 1860 la fonction d'état entropie  $S$  de la façon suivante :

Pour tout système matériel, il existe une fonction d'état  $S$  nommée entropie, qui dépend des paramètres macroscopiques. La différentielle de cette fonction est donnée par la relation :

$$ds = \frac{\delta Q_{rév}}{T} \quad (2.12)$$

Dans laquelle  $\delta Q_{rév}$  est le transfert thermique élémentaire reçu par le système au cours d'une étape d'une transformation réversible, et  $T$  sa température. L'entropie d'un système est une grandeur extensive. Soit un système  $\Sigma$  formé de deux sous-systèmes  $\Sigma_1$  et  $\Sigma_2$  d'entropies respectives  $S_1$  et  $S_2$ . l'entropie  $S$  du système  $\Sigma$  est la sommes des entropies  $S_1$  et  $S_2$  :

$$S(\Sigma_1 \cup \Sigma_2) = S_1(\Sigma_1) + S_2(\Sigma_2) \quad (2.13)$$

L'entropie est une fonction croissante de l'énergie interne. Le postulat de Planck précise le comportement de l'entropie aux très basses températures, L'entropie de tout système s'annule dans l'état de température nulle.

### 2.3.4 Bilan entropique d'un système ouvert

Pour un tel système (figure 2.2), la variation d'entropie est due à trois causes :

- L'échange thermique avec les milieux extérieurs :  $\sum_i \frac{\delta Q_i}{T_i}$

Avec  $T_i$  la température du système sur la frontière de l'échange thermique.

- Les irréversibilités internes :  $\delta S_{\text{créée}}$

- Les apports entropiques liés au flux de matière :  $\sum_i s_i dm_i$

Avec  $s_i$  l'entropie massique du fluide qui traverse la frontière au niveau de la canalisation et  $dm_i$  la masse qui pénètre dans le système durant le temps  $dt$  considéré.

On écrit :

$$ds = \sum_i \frac{\delta Q_j}{T_j} + \sum_i s_i dm_i + ds_{\text{créée}} \quad (2.14)$$

En régime permanent :

$$\sum_i \frac{\delta Q_j}{T_j} + \sum_i s_i dm_i + ds_{\text{créée}} = 0 \quad (2.15)$$

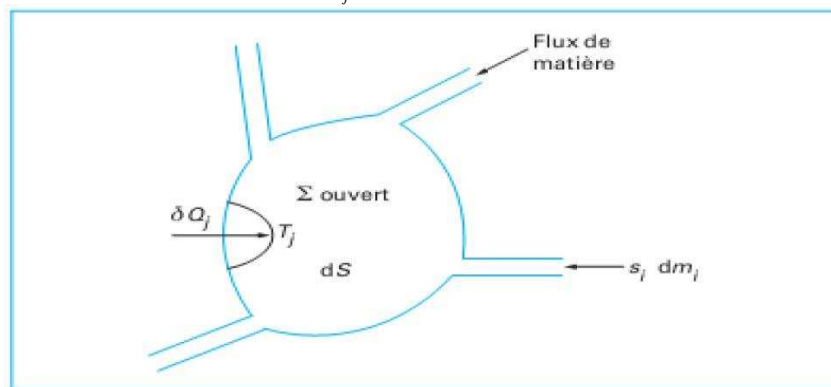


Figure 2.2 Schématisation d'un système ouvert [19]

## 2.4 Notions sur l'exergie

Le principe de l'exergie est une expression unique qui intègre le premier et le deuxième principe afin de caractériser au même niveau les irréversibilités, le travail et les échanges thermique.

D'autre part, le principe de l'exergie fait référence aux conditions atmosphériques  $P_a$ ,  $T_a$  qui interagissent directement avec le système en modifiant les performances celui-ci.

L'exergie a l'objectif de quantifier correctement et de définir un rendement compris toujours entre 0 et 1, quel que soit le système étudié.

### 2.4.1 Définition de l'exergie

L'exergie d'un système est une fonction thermodynamique qui exprime la capacité de ce système à produire du travail en raison de son déséquilibre avec l'ambiance dans laquelle il se trouve. On peut définir l'exergie d'une source d'énergie comme la quantité maximale de travail qu'il serait possible d'en retirer au moyen d'un cycle thermodynamique moteur, l'autre source étant en équilibre avec l'ambiance (état de référence à définir). On assimile l'ambiance à une source infinie, monotherme et isobare. Les énergies cinétique, potentielle, voire électrique, sont de l'exergie pure, car elles sont entièrement transformables en travail. Elle s'exprime comme suit

$$[19] : \quad da_n = T_0 ds = \frac{T_0}{T} \delta q \quad (2.16)$$

$$a_n = T_0 (s - s_0) \quad (2.17)$$

Ou :

$a_n$  : Énergie (J/kg)

$T_0$  : température de l'environnement (k)

$S$  : entropie spécifique du flux dans l'état considéré (J/ (kg.k))

$S_0$  : entropie spécifique du flux à la température  $T_0$  et a la pression  $P_0$  (pression environnante).

### 2.4.2 Expression de l'exergie associée à différents porteurs

On distingue les suivantes :

#### ➤ Exergie associée à l'échange de travail mécanique

Pour une énergie mécanique a la frontière du système non nulle alors :

$$E_{x_w} = W - W_f \quad (2.18)$$

Avec :

$$W_f = P_0 (V_1 - V_2)$$

Ou  $V_1$  et  $V_2$  sont respectivement le volume initial et final du système considéré.

Pour d'autres formes de travail :

$$E_{x_w} = W \quad (2.19)$$

Comme par exemple l'énergie électrique. Ce type d'énergie est appelée exergie pur : c'est une forme d'énergie dite noble par opposition aux formes dégradée telles que la chaleur par exemple.

➤ **Exergie associée a l'énergie thermique :**

L'énergie thermique est un mélange d'exergie et d'énergie. la machine de Carnot permet de valoriser mieux l'énergie thermique en énergie mécanique. Le contenu exergetique de l'énergie thermique  $Q$  est :

$$Ex_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)Q \quad (2.20)$$

Ou  $T$  représente la température à la frontière du système (la ou s'effectue le transfert de chaleur) ( $k$ ) et  $\left(1 - \frac{T_0}{T}\right)$  est le facteur de Carnot. Cette relation montre que plus la température  $T$  du fluide est élevée, plus son contenu exergetique est grand. En d'autres termes, plus son énergie peut être valorisée sous forme de travail.

L'anergie s'exprime par :

$$An_Q = Q \cdot \frac{T_0}{T} \quad (2.21)$$

Alors :

$$Q = Ex_Q + An_Q \quad (2.22)$$

Remarquons qu'une transmission de chaleur à travers une paroi par exemple est irréversible, ce qui conduit a une création d'entropie dans cette paroi, accompagné d'une destruction de l'exergie.

L'exergie peut en effet être détruite suite à des irréversibilités dans le système. D'après le théorème de gouye-Stodola, l'irréversibilité d'un système notée  $I$  s'exprime comme suit :

$$I = T_0 S_{créée} \quad (2.23)$$

Avec  $T_0$  étant la température de l'ambiance et  $S_{créée}$  l'entropie créée ou généré au sein du système considéré.

➤ **L'énergie liée à un flux de matière**

L'exergie est une grandeur extensive fonction des paramètres extensifs du système tels que l'énergie interne, le volume, l'entropie, la masse ou le nombre de moles et des paramètres intensifs de l'environnement (température, pression, potentiel chimique des différents composants ainsi que les potentiels gravitationnels, électromagnétiques.....).

Cependant, dans la littérature, les effets d'origines nucléaires, magnétique ou électrique sont le plus souvent négligés de sorte que l'exergie d'un flux de matière est considéré composer de quatre termes ; l'exergie cinétique  $\dot{E}x_c$ , l'exergie potentiel  $\dot{E}x_p$ , l'exergie physique ou thermodynamique  $\dot{E}x_{ph}$  et l'exergie chimique  $\dot{E}x_{ch}$ .

$$\dot{E}_x = \dot{E}_{xc} + \dot{E}_{xp} + \dot{E}_{xph} + \dot{E}_{xch} \quad (2.24)$$

L'exergie cinétique est due à la vitesse d'un système par rapport à un cadre référentiel fixe. Pour l'unité de masse elle s'exprime par :

$$e_{xc} = \frac{1}{2}V^2 \quad (2.25)$$

Et pour un flux de matière  $\dot{m}$  :

$$\dot{E}_{xc} = \frac{1}{2}\dot{m}V^2 \quad (2.26)$$

L'exergie potentielle est due en générale à la position d'un système dans un champ de forces Donné, gravitationnel par exemple. Son expression est :

Pour l'unité de masse  $e_{xp} = gz$  et pour un flux  $\dot{m}$  :  $\dot{E}_{xp} = \dot{m}gz$  (2.27)

L'exergie physique définie comme la quantité de travail maximum que l'on peut obtenir lorsqu'un flux de matière évolue de son état initial jusqu'à l'état environnemental défini par sa pression  $P_0$  et sa température  $T_0$  selon des processus thermique(ou thermodynamiques) réversibles impliquant seulement une interaction thermique et mécanique avec l'environnement. son expression pour l'unité de masse est :  $e_{xph} = (h-h_0) - T_0(s-s_0)$

Et pour un débit  $\dot{m}$  de matière :

$$\dot{E}_x = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (2.28)$$

L'exergie chimique d'un système est défini comme l'exergie de ce système lorsqu'il est en état d'équilibre mécanique et thermique avec le milieu environnant (ambiant). elle s'exprime comme

suit :

$$\dot{E}_{xch} = RT_0 \log \frac{P_0}{P_{00}} \quad (2.29)$$

Ou :

R : constante universelle des gaz parfait (R=8.314J /(K.mol)

$T_0$  : température de l'environnement (k)

$P_0$ : pression environnante (p)

$P_{00}$ : pression partielle du gaz dans l'état de référence (Pa)

Pour la plupart des combustibles, l'exergie chimique est très proche de leur pouvoir calorifique inférieur.

## 2.5 Irréversibilités

En pratique, les systèmes convertisseurs n'évoluent pas réversiblement, il y a création d'entropie. Ce fait conduit à deux notions d'irréversibilités.

### 2.5.1 Irréversibilité interne

Elle correspond à une réaction d'entropie  $ds_{cr.int}$ . Elle est due au système lui-même qui ne peut pas évoluer de façon réversible. Comme exemple d'irréversibilité interne on peut citer :

- Les frottements entre pièces ou éléments matériels en contact à l'intérieur d'un système.
- Les réactions chimiques non équilibrées.
- Les frottements atomiques ou électroniques ou entre particules fluides, etc...

### 2.5.2 Irréversibilité externe

Elle correspond à une création d'entropie  $ds_{cr.int}$ . Elle caractérise l'irréversibilité des échanges énergétiques. Elle a lieu lorsque deux systèmes, sont mis en relation. Dans chaque système quelconque la variation d'exergie dans un volume de contrôle est due à ces irréversibilités tel que :  $ds_{crée} = ds_{cr.ext} + ds_{cr.int}$ .

Gouy Stodola donna une relation qui stipule que l'irréversibilité d'un processus est le produit de la génération d'entropie pour tous les systèmes participant au processus et de la température de l'environnement.

$$I = T_0 S_{crée} = T_0 \left( \sum_s m_s S_s - \sum_e m_e S_e - \sum_i \frac{Q_i}{T_i} \right) \quad (2.30)$$

## 2.6 Rendement exergetique :

La première forme du rendement exergetique est définie comme suit :

$$\varepsilon = \frac{\dot{Ex}_{sort}}{\dot{Ex}_{ent}} = 1 - \frac{\dot{Ex}_{det}}{\dot{Ex}_{ent}} \quad (2.31)$$

La deuxième forme du rendement exergetique, qui s'appelle l'efficacité raisonnable ou la combinaison d'efficacité raisonnable, est définie par kotas(1985) comme le rapport de l'exergie désirée à l'exergie utilisée, à savoir :

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}x_{désirée}}{\dot{E}x_{utilisée}} \quad (2.32)$$

### 3.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est d'établir l'analyse énergétique et exergetique d'une turbine à gaz à un seul arbre (mono-arbre), constituée principalement d'un compresseur, d'une chambre de combustion et d'une turbine de détente.

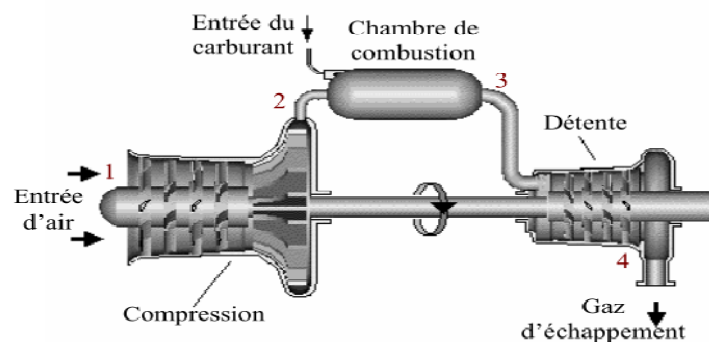
### 3.2 Données du problème :

Les calculs sont menés sur la base des données suivantes (site EL HAMMA) :

- Température de l'air à l'admission :  $T_0 = T_1 = 298 \text{ K}$
- Pression à l'admission :  $P_1 = P_{atm} = 1.01325 \text{ bar}$ .
- Pression en sortie du compresseur :  $P_2 = 13 \text{ bars}$ .
- Débit d'air à l'entrée du compresseur :  $\dot{m}_a = 610 \text{ kg/s}$ .
- Température sortie de chambre de combustion :  $T_3 = 1190 \text{ C} = 1463.15 \text{ K}$ .
- Débit de combustible :  $\dot{m}_c = 12 \text{ kg/s}$ .
- Rendement isentropique du compresseur :  $\eta_{isc} = 83 \%$ .
- Rendement isentropique de la turbine :  $\eta_{ist} = 88 \%$ .
- Rendement isentropique de la chambre de combustion :  $\eta_{isc} = 97\%$
- pouvoir calorifique inferieure  $PCI = 10733,16 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} = 44864,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

### 3.3 Analyse énergétique de la turbine à gaz

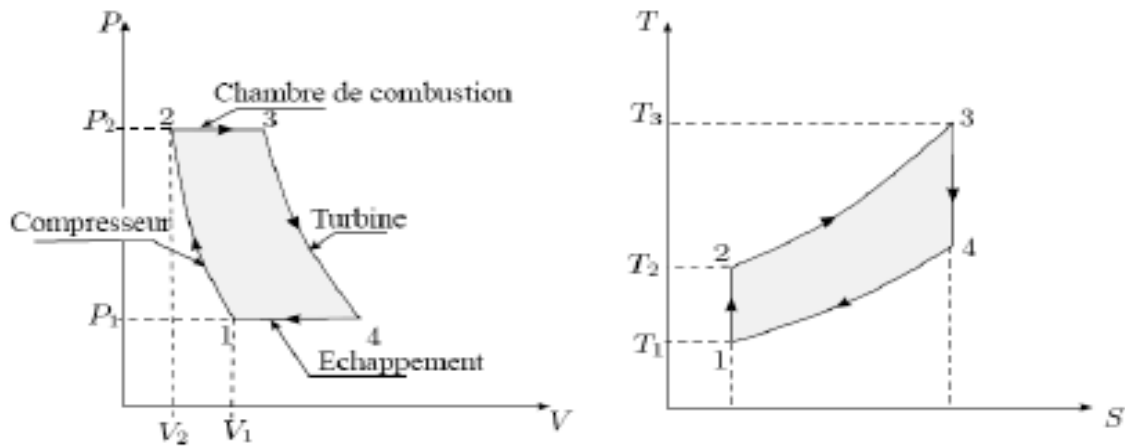
Le système est une turbine à gaz fonctionnant suivant un cycle simple que nous allons définir par la suite. Elle entraîne un compresseur axial, une chambre à combustion dans laquelle le fuel et l'air sont utilisés pour produire une puissance sur l'arbre. (figure3.1)



**Figure 3.1** Schéma d'un cycle simple

### 3.3.1 Le cycle idéal de Brayton :

Il est appelé aussi cycle théorique simplifié. Il est le cycle idéal correspondant à la turbine à gaz élémentaire. La forme idéale se compose de deux processus isobares et de deux processus isentropiques. Figure (3.2)



**Figure 3.2** Diagramme de cycle théorique de Tàg à combustion isobare en (P, V) et (T, S)  
Le gaz est comprimé isentropiquement du point 1 à 2, le chauffage à la pression constante de 2 à 3 et une détente isentropique dans la turbine du point 3 à 4. Le refroidissement se produit à l'atmosphère (cycle ouvert).

#### -Expression du travail massique de compresseur

Dans les processus industriels, la compression des gaz est utilisée pour transférer un gaz depuis une zone à basse pression vers une zone à haute pression.

$$w_C = h_2 - h_1 \quad (3.1)$$

Ou encore :

$$w_C = c_P (T_2 - T_1) \quad (3.2)$$

Le taux de compression est donné par :

$$\delta_c = \frac{P_2}{P_1} \quad (3.3)$$

Voir étant assimilé à un gaz parfait et tenant de la nature de la compression, il découle :

$$\frac{T_2}{T_1} = \delta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.4)$$

$$\text{Ou : } \gamma = \frac{c_P}{c_V}$$

Le travail massique de compression est alors :

$$w_C = h_2 - h_1 = c_P T_2 \left( 1 - \frac{1}{\delta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \quad (3.5)$$

### -Expression du travail délivré par la turbine :

Le travail massique développé dans la turbine, avec une variation relativement négligeable de l'énergie cinétique du gaz est égale à la chute d'enthalpie entre l'entrée et la sortie de la turbine :

$$w_T = h_3 - h_4 \quad (3.6)$$

Ou encore :

$$w_T = c_P (T_3 - T_4) \quad (3.7)$$

Le taux de compression est donné par :

$$\delta_c = \frac{P_3}{P_4} \quad (3.8)$$

Et :

$$\frac{T_3}{T_4} = \delta_T^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.9)$$

Le travail massique de détente est :

$$w_T = h_3 - h_4 = c_P T_3 \left( 1 - \frac{1}{\delta_T^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \quad (3.10)$$

### -Expression du travail massique utile (net) :

Comme une partie de l'énergie mécanique délivrée par la turbine est utilisée pour entraîner le compresseur, alors le travail massique net est :

$$w_U = w_T - w_C \quad (3.11)$$

Supposons que  $\delta_c = \delta_T = \delta$  c'est-à-dire, aucune perte de pression dans le cycle, une condition commune dans le cas idéal, le travail net (utile) est donnée par :

$$w_u = c_P (T_3 - T_2) \left( 1 - \frac{1}{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \quad (3.12)$$

La première expression entre parenthèses de l'équation (3.12) est évidemment la chaleur produite par la combustion par unité de masse :

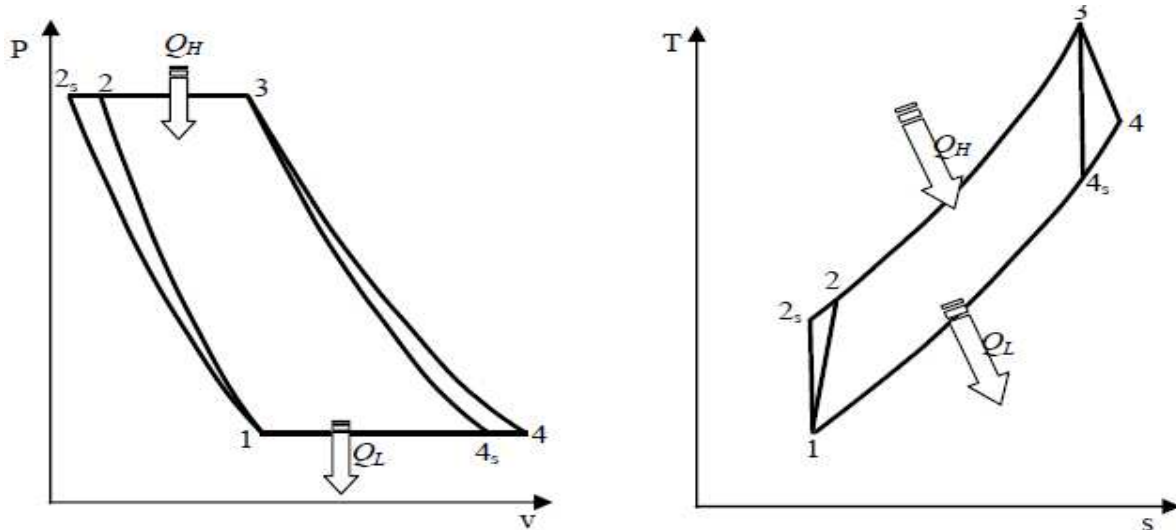
$$q = c_P (T_3 - T_2) \quad (3.13)$$

La deuxième expression doit être le rendement thermique du cycle qui est une fonction de  $\delta$  et

$$\gamma : \quad \eta_{th} = 1 - \frac{1}{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (3.14)$$

### 3.3.2 Cycle non- idéal de Brayton :

Le cycle de Brayton compte tenu du frottement du fluide est représenté sur les diagrammes (P-v) et (T-s) sur la figure (3.3), par 1-2-3-4. Les processus de compression et de détente en présence du frottement du fluide sont représentés par les lignes 1-2 et 3-4, on constate une augmentation d'entropie par rapport aux processus idéaux correspondant :



**Figure 3.3** Diagrammes de P-v et T-s de cycle non-idéal de Brayton

Les baisses de pression pendant l'addition de la chaleur (2-3) et le rejet de chaleur (4-1) sont négligées dans cette analyse, on considère aussi que le taux de détente dans la turbine est égal au taux de compression du compresseur comme précédemment.

Les processus de compression et de détente avec le frottement de fluide peuvent être assignés à des évolutions polytropiques, également caractérisées par des rendements adiabatique ou isentropiques.

#### -Rendement isentropique du compresseur :

Le rendement isentropique d'une compression est défini comme suit :

$$\eta_{isc} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.15)$$

Si nous supposons que la chaleur spécifique à pression constante est constante, ce rendement s'exprime comme suit :

$$\eta_{isc} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (3.16)$$

#### -Rendement isentropique de la turbine :

Pour une détente, ce rendement est donné par la relation suivante :

$$\eta_{isT} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (3.17)$$

Si de plus nous supposons que la chaleur spécifique est constante ; alors :

$$\eta_{isT} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \quad (3.18)$$

### -Le travail utile du cycle :

Compte tenu des précédentes relations, le travail massique utile peut s'exprimer comme suit :

$$w_u = c_p \left[ (T_3 - T_{4is}) \eta_{isT} - \frac{T_{2is} - T_1}{\eta_{isc}} \right] \quad (3.19)$$

Cette équation peut être écrite en fonction des températures extrême du cycle ( $T_1$  et  $T_2$ ) et des rendements isentropiques du compresseur et de la turbine :

$$w_u = c_p T_1 \left[ \left( \eta_{isT} \frac{T_3}{T_1} - \frac{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\eta_{isc}} \right) \left( 1 - \frac{1}{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \right] \quad (3.20)$$

La deuxième quantité entre parenthèses peut être identifiée au rendement du cycle idéal correspondant, c'est-à-dire, en ayant le même taux de compression et le même fluide. Comme dans le cas du cycle idéal, le travail du cycle non-idéal, atteint une valeur maximale à un certain taux de compression et il est une fonction directe de la chaleur du gaz utilisé.

La chaleur supplémentaire dans le cycle,  $q$  est donnée par :

$$q = c_p (T_3 - T_2) = c_p \left[ (T_3 - T_1) - \left( T_1 \frac{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_{isc}} \right) \right] \quad (3.21)$$

Le rendement du cycle non idéal peut être obtenu en divisant l'équation (3.20) par l'équation (3.21):

$$\eta_{th\ réel} = \frac{\left[ \left( \eta_{isT} \frac{T_3}{T_1} - \frac{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\eta_{isc}} \right) \left( 1 - \frac{1}{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \right]}{\left[ (T_3 - T_1) - \left( T_1 \frac{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_{isc}} \right) \right]} \quad (3.22)$$

## 3.4 Bilan énergétique

### 3.4.1 Cas d'un gaz parfait

On suppose que l'air est un gaz parfait idéal, ses caractéristiques sont alors :

$r = 287 \text{ J/Kg.K}$ ;  $C_{pa} = 1000 \text{ J/Kg.K}$ ;  $\gamma = 7/5 = 1.4$ . La loi de Laplace exprimée avec les variables

$T$  et  $P$  s'écrit :

$$T^\gamma P^{1-\gamma} = cte \quad (3.23)$$

La connaissance des valeurs de la pression à l'entrée et à la sortie du compresseur permet le calcul du le taux de compression :

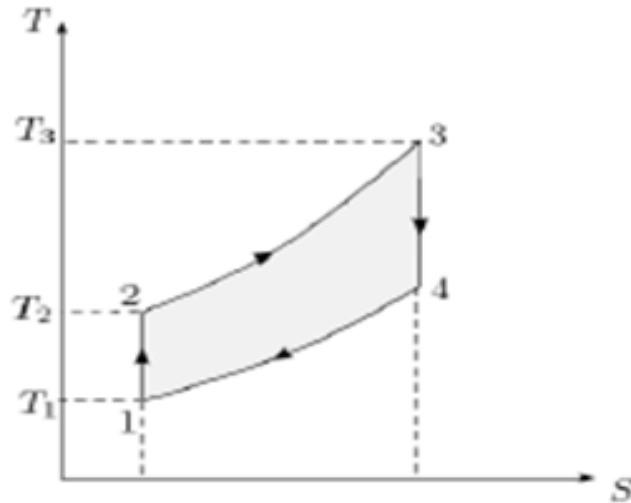
$$\delta = \frac{P_2}{P_1} \quad (3.24)$$

AN :

$$\delta = \frac{13}{1.01325} = 12.83$$

### -Calcul du travail massique de compression

L'air subit une compression adiabatique supposée réversible du point 1 au point 2. La connaissance du rendement isentropique du compresseur permet le calcul de la valeur de la température du fluide moteur à la sortie du compresseur,  $T_2$ . Figure (3.4)



**Figure3.4** Diagramme du cycle théorique de la TAG à combustion isobare en (T,s)

$$\eta_{isc} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{T_{2is} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (3.25)$$

Alors :

$$T_2 = T_1 + \frac{T_{2is} - T_1}{\eta_{isc}} \quad (3.26)$$

L'expression de  $T_{2is}$  étant :

$$T_{2is} = T_1 \left( \frac{P_1}{P_{2is}} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.27)$$

AN :

$$T_{2is} = 618.12K$$

L'expression de  $T_{2is}$  portée dans celle de  $T_2$  donne :

$$T_2 = T_1 \left( 1 + \frac{\delta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_{isc}} \right) \quad (3.28)$$

AN :

$$T_2 = 683.65K$$

La valeur du travail massique de compression s'en déduit :

$$w_c = (h_2 - h_1) = c_p(T_2 - T_1) \quad (3.29)$$

AN :

$$w_c = 385.5K_j/K_g$$

La puissance totale est :

$$\dot{w}_c = \dot{m} c_p(T_2 - T_1) = \dot{m} w_c \quad (3.30)$$

AN :

$$\dot{w}_c = 385.5 \cdot 610 = 235155 \text{ KW}$$

### -Calcul de la chaleur massique mise en jeu dans la chambre à combustion

Cet apport de chaleur est supposé réalisé à pression constante, alors :

$$q_{cc} = c_p(T_3 - T_2) \quad (3.31)$$

AN :

$$q_{cc} = 779.5K_j/K_g$$

La puissance calorifique totale est :

$$\dot{q}_{cc} = \dot{m} c_p(T_3 - T_2) = \dot{m} q_{cc} \quad (3.32)$$

AN :

$$\dot{q}_{cc} = 12.779,5 = 9354 \text{ KW}$$

### -Calcul du travail massique cédé par la turbine

Dans la turbine, le gaz se détend selon une transformation supposée isentropique suivant l'évolution 3 - 4<sub>is</sub>. D'après l'équation (3.23) on a :

$$T_3^\gamma P_3^{1-\gamma} = T_{4is}^\gamma P_{4is}^{1-\gamma} \quad (3.33)$$

Alors :

$$T_{4is} = T_3 \left( \delta^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right) \quad (3.34)$$

AN :

$$T_{4is} = 705.75K$$

L'expression du rendement isentropique de la turbine étant :

$$\eta_{isT} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4is}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4is}} \quad (3.35)$$

$$T_4 = T_3 - (T_3 - T_{4is}) \eta_{isT} \quad (3.36)$$

Alors l'expression de  $T_{4is}$  tirée de l'équation (3.6) injectée dans cette équation permet d'écrire :

$$T_4 = T_3 - (T_3(1 - \delta^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}) \eta_{isT}) \quad (3.37)$$

$$T_4 = 796.64K$$

Le travail massique cédé par le gaz lors de sa détente à travers la turbine s'exprime comme suit :

$$w_T = h_4 - h_3 = c_p (T_4 - T_3) \quad (3.38)$$

Il est compté négativement, sa valeur est :

$$w_T = -666.51Kj/Kg$$

La puissance totale cédée par la turbine est :

$$\dot{w}_t = \dot{m} c_p (T_4 - T_3) = \dot{m} w_T \quad (3.39)$$

AN :

$$\dot{w}_t = 622. (-666.51) = -414569.22 \text{ KW}$$

### - Calcul du rendement du cycle

Le rendement de ce cycle supposé parfait est défini comme le rapport du travail utile (net) acquis par le système par la quantité de chaleur (énergie) fournie au même système.

$$\eta = \frac{w_T - w_C}{q_{cc}} = \frac{w_u}{q_{cc}} \quad (3.40)$$

AN :

$$w_u = 272.512 \text{ Kj/Kg}$$

$$\eta = 0.36$$

Ainsi le pourcentage d'énergie délivrée par la turbine et consommée par le compresseur est :

$$r = \frac{w_C}{w_t} \quad (3.41)$$

AN :

$$r = 0.57$$

### 3.4.2 Cas d'un gaz non idéal

Dans ce cas la capacité calorifique de l'air  $C_{pa}$  est fonction de la température. Son expression est donnée par la relation (3.42), valable sur la marge de température allant de 200 à 2000K [13].

Quant à l'expression de  $C_p$  pour les gaz d'échappement, elle est évaluée à partir de la relation (3.44) [14].

$$c_{pa} = 53,442\theta^4 - 29,355\theta^3 - 89,592\theta^2 + 155,139\theta + 1163,102 \quad (3.42)$$

Avec :

$$\theta = \frac{T-1125}{875} \quad (3.43)$$

La chaleur spécifique des gaz de combustion ( $C_{pgaz}$ ) est calculée par l'équation suivante :

$$c_{pg} = 0.9718 + \frac{0.0414}{\alpha} + \left( \frac{0.0536}{\alpha} + 0.0927 \right) \frac{T}{1000} \quad (3.44)$$

Tel que :

$$\alpha = 2.731$$

### -Remarque :

La chaleur massique moyenne dans l'intervalle de température ( $T_1, T_2$ ) S'exprime comme suit [15] :

$$C_{pmoy} = 0.9102 + \left( \frac{0.1187}{\alpha} + 0.1187 \right) \frac{T_2 + T_1}{1000} \quad (3.45)$$

On obtient aussi la précision satisfaisante en calculant  $C_{pmoy}$  comme la moyenne arithmétique des chaleurs massiques  $cp(T_1)$  et  $cp(T_2)$ , est celle utilisée dans nos calculs [15].

$$C_{pmoy} = \frac{Cp(T_1) + Cp(T_2)}{2} \quad (3.46)$$

Les valeurs des températures de l'air et celles de sa capacité calorifique à ces différentes températures sont les suivantes :

$$T_1 = 298.15K : \text{donnée.}$$

$$T_{2is} = 618.12K, T_2 = 683.66K : \text{Calculées dans le 1}^{er} \text{ cas.}$$

$$Cpa(T_1) = 1003,9 \text{ J/Kg.k}$$

$$Cpa(T_{2is}) = 1054,9 \text{ J/Kg.k}$$

$$Cpa(T_2) = 1069,3 \text{ J/Kg.K}$$

### ✓ Calcul des paramètres du compresseur

Compte tenu de type de compression subie par l'air, le bilan énergétique appliqué à ce système sans la prise en considération des variations des énergies cinétique et potentielle permet d'exprimer le travail isentropique comme suit :

$$w_{isc} = c_{pa}(T_1, T_{2is})(T_{2is} - T_1) \quad (3.47)$$

AN :

$$w_{isc} = 1029,4(618,12 - 298,15) = 329.377 \text{ KJ/Kg}$$

**-Calcul du travail réel de compression**

Réellement lors de la compression le travail n'est pas isentropique et ce suite aux irréversibilités du processus :

$$\text{alors:} \quad w_c = c_{pm}(T_1, T_2)(T_2 - T_1) \quad (3.48)$$

AN :

$$w_c = 1036.6 (683.65 - 298.15) = 399.609 \text{ KJ/Kg}$$

**-Calcul de la puissance de compression :**

$$\dot{w}_c = \dot{m}w_c \quad (3.49)$$

AN:

$$\dot{w}_c = 610 * 399.609 = 243761.5 \text{ KW}$$

- **Puissance calorifique délivrée par la combustion :**

La puissance calorifique de combustion se déduit comme suit et ce compte tenu du rendement de la combustion :

$$\dot{Q} = \dot{m}_c \eta_{iscc} PCI \quad (3.50)$$

AN :

$$\dot{Q} = 12 * 0.97 * 44864.6 = 522223.9 \text{ KW}$$

- **calcul de la chaleur massique cédée par la combustion :**

$$q_{cc} = c_{pmoy}(T_3, T_2)(T_3 - T_2) \quad (3.51)$$

$C_{p_{g3}}$  est calculé par l'équation (3.44) :

$$C_{p_{g3}} = 1.1513 \text{ KJ/KgK}$$

La valeur de  $C_{p_{moy}}$  est calculée à partir de l'équation (3.43) :

$$C_{p_{moy}} = 1.1103 \text{ KJ/KgK}$$

$$q_{cc} = 1.1103 (1463.15 - 683.65) = 865.478 \text{ KJ/Kg}$$

- ✓ **Calculs des paramètres de la turbine**

L'équation (3.52) permet de calculer la température isentropique à la fin de la détente ( $T_{4is}$ ):

$$\frac{T_{4is}}{T_3} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.52)$$

AN:

$$T_{4is} = 1463.15 \frac{1.01325^{0.4}}{13} = 705.75 \text{ K}$$

De l'expression du rendement isentropique de la turbine, on obtient la température à la sortie de la turbine  $T_4$ .

$$T_4 = T_3 - (T_3 - T_{4is}) \eta_{is} \quad (3.53)$$

AN :

$$T_4 = 1463.15 - (1463.15 - 705.75) 0.88 = 796,64K$$

La valeur de la chaleur spécifique  $C_{Pg4}$  est calculée à partir de l'équation :

$$c_{pg} = 0.9718 + \frac{0.0414}{2.371} + \left( \frac{0.0536}{2.371} + 0.0927 \right) \frac{796.64}{1000} \quad (3.54)$$

AN:

$$c_{Pg4} = 1,0764 KJ/Kg.K$$

On aura par la suite la valeur de  $C_{pmoy}$  de l'équation (3.43)

AN :

$$c_{pmoy}(3, 4) = \frac{1.0764 + 1.1513}{2} = 1,1138 KJ/Kg.K$$

Le Calcul du travail isentropique de la turbine est calculé comme suit :

$$w_{isT} = c_{pmoy} (T_3, T_{4is}) (T_3 - T_{4is}) \quad (3.55)$$

AN :

$$w_{isT} = 1.1138 (1463.15 - 705.75) = 843.59 KJ/Kg$$

À partir du rendement et du travail isentropique, le travail réel de la détente des gaz s'exprime alors :

$$w_T = \eta_{isT} * w_{isT} \quad (3.56)$$

AN:

$$w_T = 0.88 * 843.59 = 742.36 KJ/Kg$$

La puissance de la turbine est calculée comme suit :

$$\dot{w}_T = w_T (\dot{m}_a + \dot{m}_c) \quad (3.57)$$

AN :

$$\dot{w}_T = 461747.9 KW$$

### ➤ Le travail spécifique utile

Le travail utile ou le travail net est la différence entre le travail de la turbine et celui consommé par le compresseur, donc :

$$w_u = w_T - w_C \quad (3.58)$$

AN:

$$w_u = 742.36 - 399.609 = 342.751 \text{ KJ/Kg}$$

La puissance totale utile est:

$$\dot{w}_u = \dot{w}_T - \dot{w}_c \quad (3.59)$$

AN:

$$\dot{w}_u = 461747.9 - 243761.5 = 217986.4 \text{ KW}$$

### ➤ Rendement du cycle

Le rendement étant le rapport du travail utile par la quantité de chaleur fournie par la chambre de combustion.

$$\eta = \frac{W_u}{q_{cc}} \quad (3.60)$$

AN:

$$\eta = \frac{342.751}{865.478} = 0.396 = 39.6 \%$$

## 3.5 Bilan entropique de la turbine à gaz

### 3.5.1 Compresseur

Le compresseur étant considéré adiabatique, le flux d'entropie créée s'exprime d'après l'équation (3.61) Comme suit [16]:

$$g_{enc} = \dot{m}_a (c_{p moy} \ln \frac{T_2}{T_1} - r \ln \frac{P_2}{P_1}) \quad (3.61)$$

AN:

$$g_{enc} = 610 ( 1.0366 \ln \frac{683,65}{298,15} - 0.287 \ln \frac{13}{1,01325} ) = 77.99 \text{ KW/K}$$

### 3.5.2 Chambre de combustion

La chambre de combustion subit une transformation supposée isobare. L'entropie générée au sein de cette dernière est déterminée comme suit [17] :

$$g_{enc c} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c)(c_{pg3} \ln T_3 - c_{pa2} \ln T_2) - \frac{Q_{cc}}{T_m} \quad (3.62)$$

Tel que  $T_m$  est la température moyenne  $T(3,2)$ , prise comme étant la moyenne arithmétique des températures  $T_2$  et  $T_3$ .

AN:

$$T_m = \frac{T_2 + T_3}{2} = \frac{1463.15 + 683.65}{2} = 1073.4 \text{ K}$$

$$g_{enc c} = 622(1.1513 \ln 1463.15 - 1.0693 \ln 683.65) \frac{522223.9}{1073.4} = 391.29 \text{ KW/K}$$

### 3.5.3 Turbine

La détente étant supposée adiabatique, le flux d'entropie créée au sein de la turbine s'exprime par :

$$g_{ent} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c)(c_{pm} \ln \frac{T_4}{T_3} - r \ln \frac{P_4}{P_3}) \quad (3.63)$$

AN :

$$\dot{S}_{gent} = 34.35 \text{ KW/K}$$

## 3.6 Analyse exergetique

### 3.6.1 Cas des systèmes fermé

De par sa nature l'exergie est opposée à l'entropie car elle peut être détruite mais jamais créée. Ainsi, la variation d'exergie d'un système durant une évolution est inférieure à l'exergie transférée au système et ce suite à la quantité d'exergie détruite durant la transformation, résultat des irréversibilités

$$E_{xe} - E_{xs} - E_{xd} = \Delta E_x \quad (3.64)$$

Où  $E_{xd}$  représente l'exergie détruite

Ce qui signifie que la variation d'exergie d'un système au cours d'une transformation est égale à la différence entre l'exergie nette fournie au système ( $E_{xe} - E_{xs}$ ) et l'exergie détruite au sein du système.

En termes de flux :

$$\dot{E}_{xe} - \dot{E}_{xs} - \dot{E}_{xd} = \frac{d}{dt} E_x \quad (3.66)$$

Notons que l'exergie détruite est proportionnelle à l'entropie créée :

$$E_{xd} = T_0 \cdot S_{créée} \geq 0 \quad (3.67)$$

L'exergie détruite est une quantité positive pour une évolution réelle et s'annule lors d'une transformation réversible. Elle représente le travail potentiel perdu et de ce fait elle est aussi appelée irréversibilité. Elle ne peut être négative. Ce que l'on peut résumer comme suit :

$E_{xd} > 0$  Transformation irréversible

$E_{xd} = 0$  Transformation réversible

$E_{xd} < 0$  Transformation impossible

### 3.6.2 Cas d'un système ouvert en régime permanent :

La variation d'exergie  $dE_x$  d'un système ouvert thermodynamique pendant le temps  $dt$  provient :

- Des échanges exergetiques accompagnant les échanges énergétiques soit :

$$\delta W_t + \sum \delta Q_i \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \quad (3.68)$$

- Des échanges exergetiques accompagnant les flux de matière  $dm_i$  dans chaque canalisation (compté positivement si le fluide entre dans le système) :

$$\sum (h_{ti} - T_0 s_i) dm_i = \sum ex_i dm_i \quad (3.69)$$

$ex_i$  : exergie massique de la matière échangée avec l'extérieur.

$$ex_i = h_{ti} - T_0 s_i \quad (3.70)$$

- De la perte d'exergie due aux irréversibilités interne :  $ds_{créée}$

Pour un système ouvert en régime stationnaire échangeant de la chaleur avec n source de chaleur les deux premiers principes donnent :

$$\sum_{i=1}^n \delta Q_i + \delta W + \sum_{n=1}^n h_{ti} dm_i = 0 \quad (a) \quad (3.71)$$

$$\sum_{i=1}^n \frac{\delta Q_i}{T_i} + \sum_{n=1}^n s_i dm_i + ds_{créée} = 0 \quad (b) \quad (3.72)$$

En multipliant l'équation (b) par  $T_0$  et en soustrayant le résultat obtenu de l'équation (a), il vient :

$$\delta W_t + \sum_j \delta Q_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) + \sum_i ex_i dm_i - T_0 ds_{créée} = 0 \quad (3.73)$$

A partir de cette équation on peut définir l'exergie détruite d'un système qui fonctionne en régime permanent comme suit :

$$E_{xdétruite} = \delta W_t + \sum_j \delta Q_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) + \sum_i ex_i dm_i \quad (3.74)$$

Rapportée à l'unité de temps, le taux d'exergie détruite s'écrit après intégration :

$$\dot{E}x_d = T_0 \dot{S}_g = \dot{W} + \sum_j \dot{Q}_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) + (\sum_i m \dot{e}x_i)_{ent} - (\sum_i m \dot{e}x_i)_{sort} \quad (3.75)$$

Pour un système qui n'échange pas de chaleur avec le milieu extérieur :

$$E_{xdétruite} = \delta W_t + \sum_i ex_i dm_i \quad (3.76)$$

Ou :

$$\dot{E}x_d = \dot{W} + (\sum_i m \dot{e}x_i)_{entrée} - (\sum_i m \dot{e}x_i)_{sortie} \quad (3.77)$$

Et pour un système qui ne reçoit et n'effectue aucun travail :

$$E_{xdétruite} = \sum \delta Q_i \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \quad (3.78)$$

Ou :

$$\dot{E}x_d = \sum_j \dot{Q}_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) + (\sum_i \dot{m} ex_i)_{\text{entrée}} - (\sum_i \dot{m} ex_i)_{\text{sortie}} \quad (3.79)$$

Et pour un système qui n'échange ni de chaleur et qui n'effectue aucun travail :

$$E_{x\text{destruite}} = \sum ex_i dm_i \quad (3.80)$$

Ou :

$$\dot{E}x_d = (\sum_i \dot{m} ex_i)_{\text{entrée}} - (\sum_i \dot{m} ex_i)_{\text{sortie}} \quad (3.81)$$

### 3.7 Bilan exergetique:

L'exergie totale de chaque composant est évaluée par l'addition du travail fourni ou extrait et de l'entropie créée au sein du composant :

$$e_x = w + T_0 S_{\text{gen}} \quad (3.82)$$

L'exergie chimique n'étant pas prise en compte.

#### 3.7.1 Compresseur :

Pour 1 kg d'air supposé comme gaz idéal :

$$e_{xc} = w_c + e_{xdc} = w_c + T_0 S_{\text{gen}} \quad (3.83)$$

$$e_{xc} = \frac{w_c}{m} + e_{xdc} = \frac{w_c}{m} + T_0 S_{\text{gen}} \quad (3.84)$$

On admettra un rendement mécanique du compresseur égal à 0.9

AN:

$$\frac{w_c}{m} = 444.01 \text{ KJ/Kg}$$

$$e_{xdc} = T_0 S_{\text{gen}} = 298.15 * 0.127 = 38.119 \text{ KJ/Kg}$$

$$e_x = 444.01 + 38.119 = 482.129 \text{ KJ/Kg}$$

#### 3.7.2 Chambre de combustion:

$$e_{xcc} = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_a + \dot{m}_f} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) + e_{xdcc} \quad (3.85)$$

$$e_{xcc} = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_a + \dot{m}_f} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) + T_0 S_{\text{gen}} \quad (3.86)$$

$$T_0 = 298.15 \text{ K}$$

Et:

$$T = \frac{T_2 + T_3}{2} = \frac{1463.15 + 683.65}{2} = 1073.4 \text{ K}$$

AN :

$$e_{xdcc} = T_0 S_{\text{gen}} = 187.561 \text{ KJ/Kg}$$

$$e_{x_{cc}} = 606.382 + 187.561 = 793.943 \text{ KJ/Kg}$$

### 3.7.3 Turbine:

$$e_{xt} = w_t + e_{xdt} = w_c + T_0 S_{\text{gen}} \quad (3.87)$$

$$e_{xt} = \frac{w_t}{m} + e_{xdt} = \frac{w_c}{m} + T_0 S_{\text{gen}} \quad (3.88)$$

On admettra un rendement mécanique de la turbine égal à 0.85

AN:

$$\frac{w_t}{m} = 873.364 \text{ KJ/Kg}$$

$$e_{xdt} = T_0 S_{\text{gen}} = 298.15 * 0.055 = 16.46 \text{ KJ/Kg}$$

$$e_x = 873.364 + 16.46 = 889.830 \text{ KJ/Kg}$$

## 3.8 Rendement exergetique:

### 3.8.1 Compresseur:

Le rendement exergetique du compresseur est donné par la relation suivante :

$$\eta_{ex \text{ comp}} = 1 - \left| \frac{e_{x_{dc}}}{w_c} \right| \quad (3.89)$$

AN :

$$\eta_{ex \text{ comp}} = 1 - \left| \frac{38.119}{399.609} \right| = 0.90 = 90\%$$

### 3.8.2 Chambre de combustion :

Ce rendement peut se calculer comme suit :

$$\eta_{ex \text{ cc}} = 1 - \left| \frac{e_{detcc}}{Q_{cc}} \right| \quad (3.90)$$

AN:

$$\eta_{ex \text{ cc}} = 1 - \left| \frac{187.561}{839.588} \right| = 0.776 = 77.6\%$$

### 3.8.3 Turbine:

Son rendement est donné par la relation suivante :

$$\eta_{ext} = 1 - \left| \frac{e_{xdt}}{w_t} \right| \quad (3.91)$$

AN :

$$\eta_{ex \text{ comp}} = 1 - \left| \frac{16.46}{742.359} \right| = 0.97 = 97 \%$$

### 3.9 Résultats :

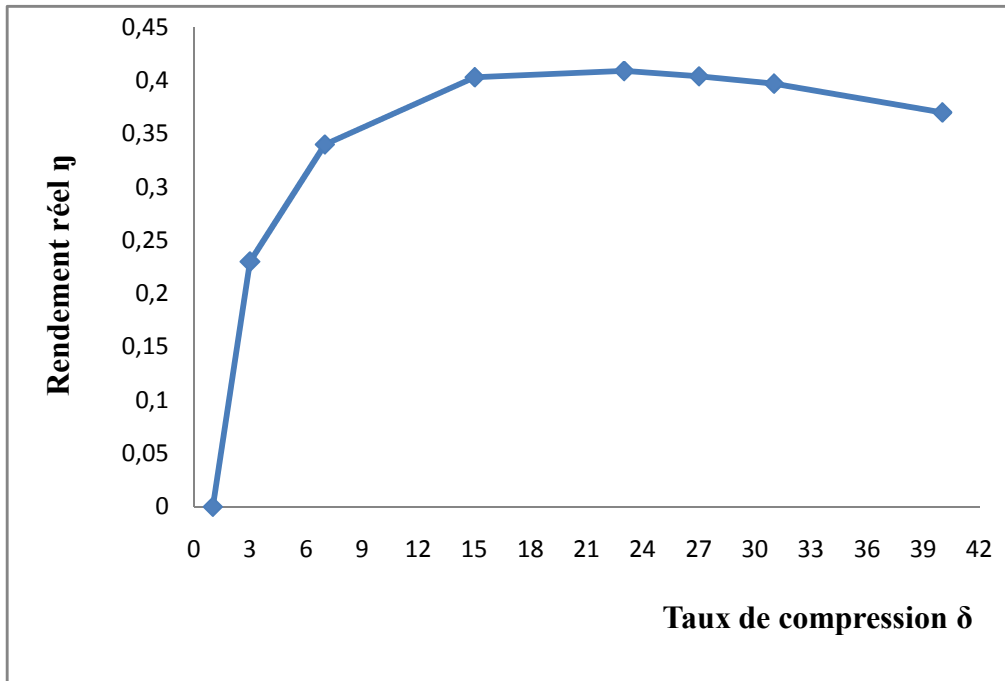
Les résultats des calculs sont donnés par le tableau suivant :

Composant	Exergie perdu ou détruite (kj/kg)	Energie produite ou utilisée (kj/kg)	Exergie totale (kj/kg)	Rendement exergetique %
compresseur	38,119	399,609	482,129	90
C.combustion	187,561	839,588	793,943	77,6
Turbine	16,46	742,359	9889,830	97

**Tableau (4.1) :** résultats de l'analyse exergetique de chaque composant.

#### 4.1 Variation du rendement réel en fonction du taux de compression :

La figure (4.1) donne l'allure de l'évolution de ce rendement en fonction de taux de compression



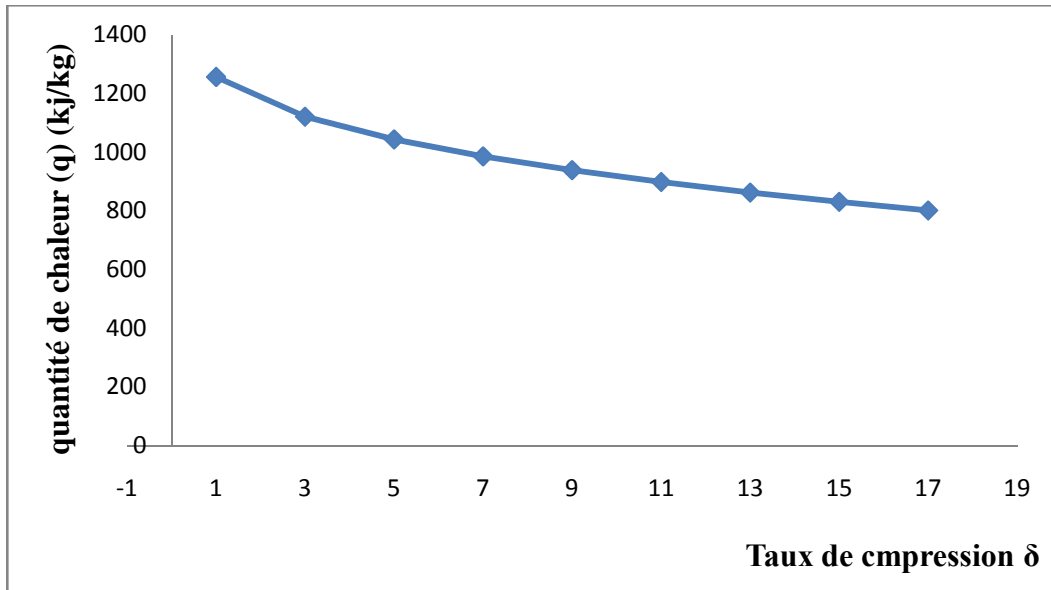
**Figure 4.1** rendement réel en fonction du taux de compression ( $\delta$ )

Nous remarquons que la valeur du rendement réel atteint une valeur maximale en augmentant le taux de compression jusqu'à une valeur donnée ( $\delta=23$ ), en suite elle diminue progressivement.

Ce rendement est en fonction de taux de compression, et aussi des rendements isentropiques de la turbine et de compresseur ( $\eta_{isT}$ ,  $\eta_{isC}$ ), ces derniers paramètres font intervenir un troisième qui est le rapport  $r = T_3 / T_1$  (rapport des températures d'entrée compresseur et de sortie chambre de combustion).

#### 4.2 Variation de la quantité de chaleur massique reçue de la source chaude :

La quantité de chaleur a ce système et représenté par la figure (4.2)



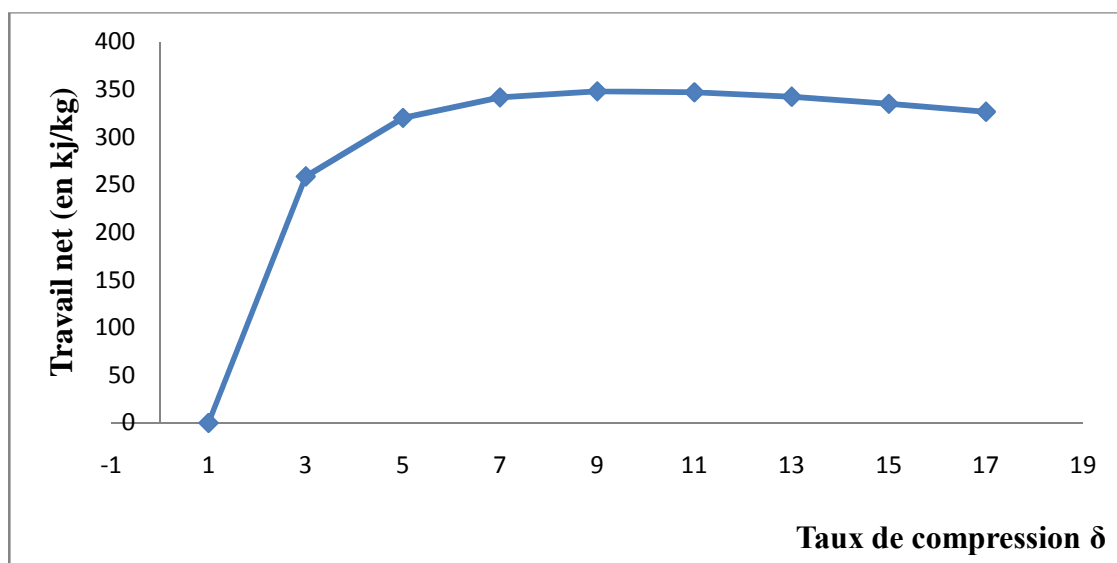
**Figure 4.2** la quantité de chaleur en fonction du taux de compression ( $\delta$ )

La figure (4.2) montre que la quantité de chaleur varie en fonction de taux de compression.

La quantité de chaleur apportée à ce système diminue avec l'augmentation de taux. Cette quantité de chaleur est en fonction du taux de compression et aussi du rendement de compression et du rapport des températures  $T_3/T_1$ .

### 4.3 Variations du travail massique net :

La figure suivante montre l'allure de l'évolution de cette énergie



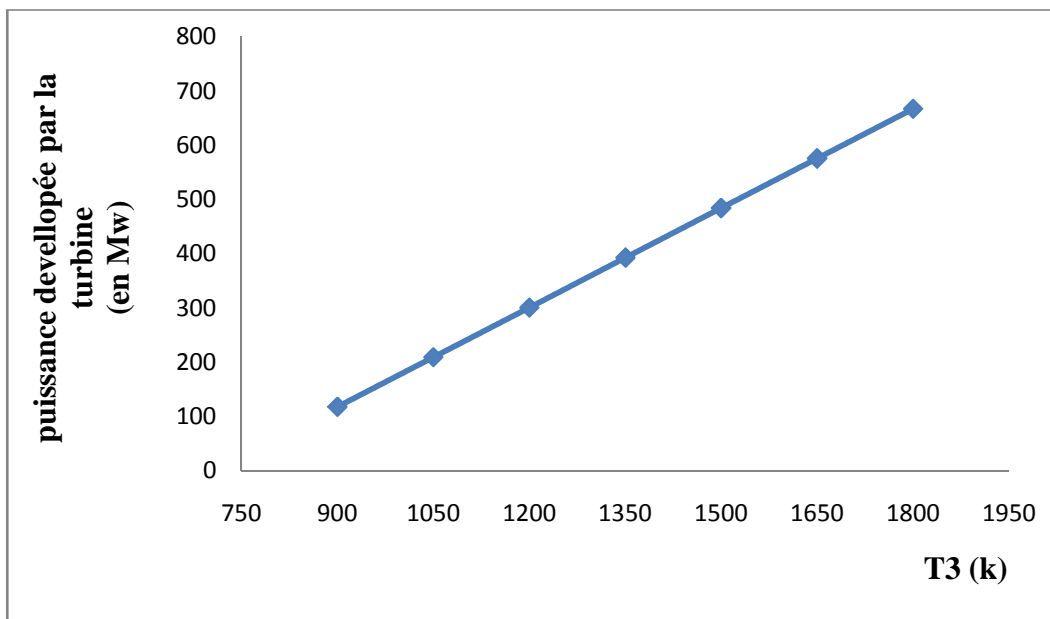
**Figure 4.3** Le travail net en fonction du taux de compression ( $\delta$ )

Nous constatons que le travail net atteint une valeur maximale en augmentant le taux de compression et diminue en suite progressivement.

Cette grandeur est fonction non seulement de taux, mais aussi du rendement de compresseur et de celui de la turbine.

#### 4.4 variation de la puissance de la turbine en fonction de la température ( $T_3$ ) : (température de l'entrée de la turbine)

L'allure des variations de cette puissance est donnée par la figure (4.4)



**Figure 4.4** La puissance développée par la turbine en fonction de la température d'entrée  $T_3$

Nous remarquons que la puissance développée par la turbine à gaz s'améliore avec l'augmentation de la température de combustion, ce qui implique une hausse du rendement de la turbine, de la puissance utile et donc du rendement global. Cela permet également de confirmer une hausse du rendement exergétique aussi bien pour la turbine seule que pour l'entièreté du groupe.

#### 4.5 Variation de l'exergie détruite en fonction de la température ambiante :

Les évolutions de l'exergie détruite des principaux composants sont représentées par la figure (4.5) :

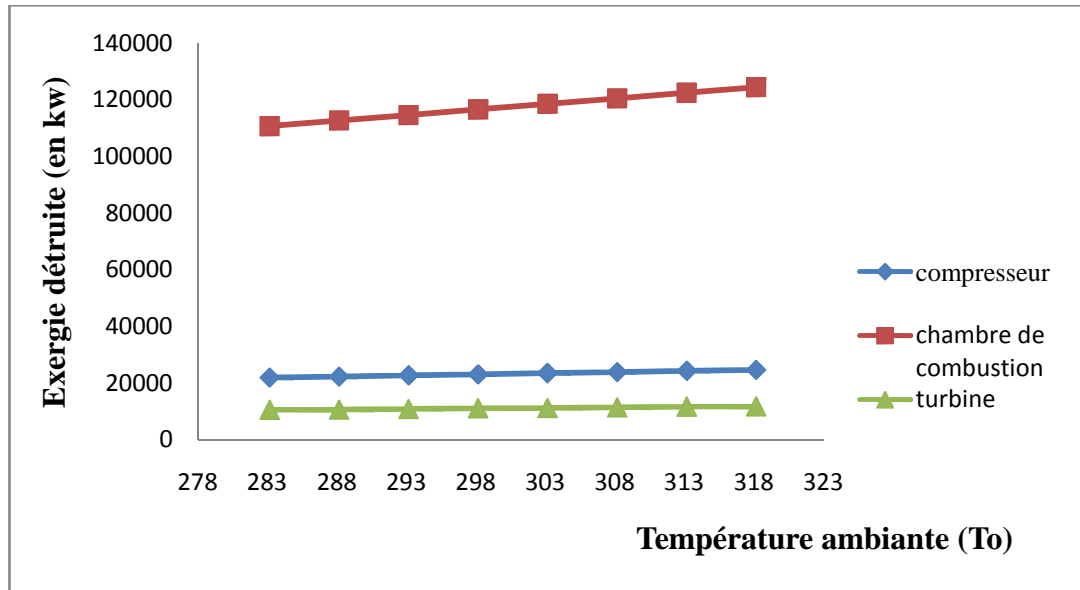


Figure 4.5 Variations de l'exergie détruite en fonction de la température ambiante  $T_0$

On constate que la destruction de l'exergie est plus importante dans la chambre de combustion, par rapport aux autres composants de la turbine a gaz. Cela signifie que la chambre de combustion est le siège de fortes irréversibilités.

**4.6 Variations de l'exergie détruite en fonction de la température d'entrée dans turbine :**

Ces variations sont représentées par la figure (4.6)

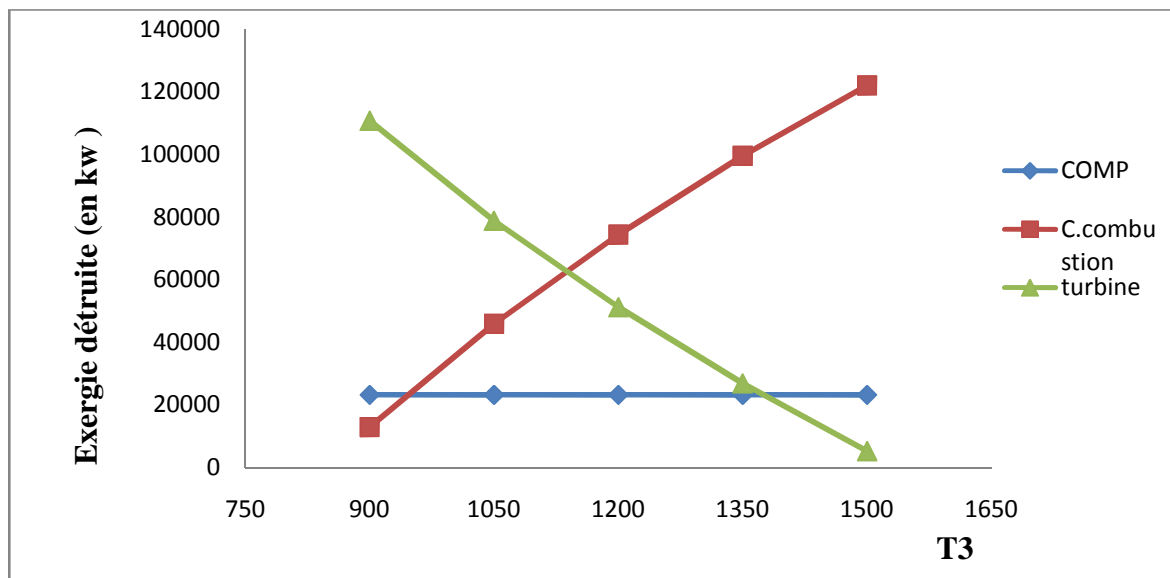


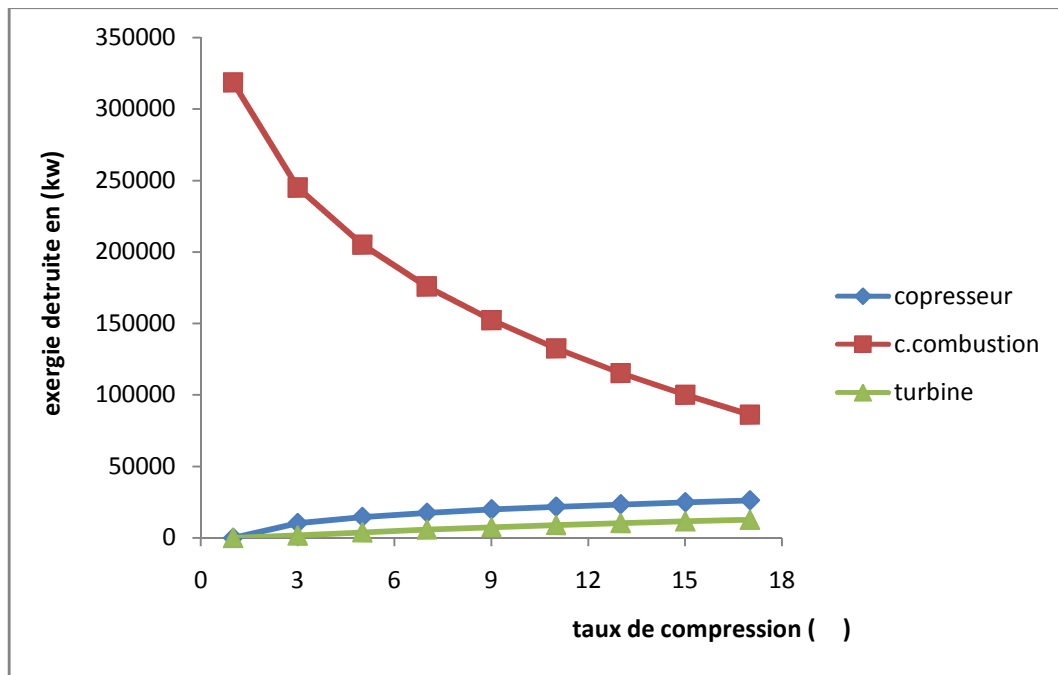
Figure 4.6 Variations de l'exergie détruite en fonction de la température d'entrée turbine  $T_3$

La figure montre les variations de l'exergie détruite dans la turbine et dans la chambre de combustion en fonction de la température  $T_3$ , ainsi que celle dans le compresseur. L'élévation de la température  $T_3$  conduit à l'augmentation de l'exergie détruite de la chambre de combustion. Elle dépend aussi de la température  $T_0$  et  $T_2$ . L'exergie détruite dans la turbine est influencée par la température de sortie de la chambre de combustion. L'augmentation de  $T_3$  engendre une diminution de l'exergie détruite au niveau de la turbine.

On constate que l'exergie détruite au niveau du compresseur n'est pas influencée par la température  $T_3$ .

#### 4.7 Variation de l'exergie détruite en fonction de taux de compression :

Ces variations sont représentées par la figure (4.7)

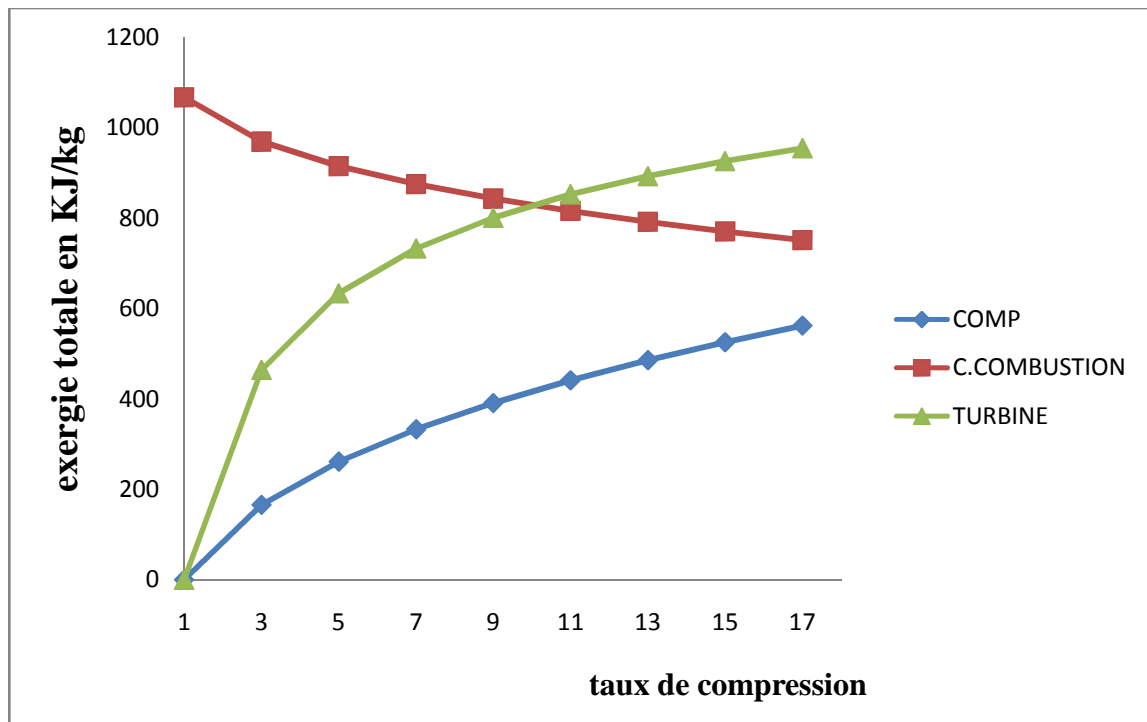


**Figure 4.7** variation de l'exergie détruite en fonction du taux de compression

Nous constatons que l'exergie détruite diminue on augmentant le taux de compression, dans la chambre de combustion, cependant que dans le compresseur et la turbine elle est croissante.

#### 4.8 Variation de l'exergie totale (utile) en fonction de taux de compression

Les variations de l'exergie totale ou utile sont représentées par la figure (4.8)



**Figure 4.8** Variation de l'exergie totale (utile) en fonction du taux de compression

Nous remarquons que l'exergie utile de la chambre de combustion est décroissante à l'augmentation de taux de compression, cependant que dans le compresseur et la turbine elle est croissante.

## Conclusion générale

L'analyse énergétique est la méthode traditionnelle d'évaluation de la façon dont l'énergie est utilisée dans une opération impliquant des facteurs physiques ou le traitement chimique des matériaux et le transfert et/ou la conversion de l'énergie.

L'analyse des systèmes énergétiques est encore plus souvent réalisée à l'aide du premier principe de la thermodynamique qui met en évidence les pertes dues aux interactions avec l'environnement à travers les frontières du système. Son but est de réduire les quantités d'énergies perdues.

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.

D'autre part, on constate que les conditions ambiantes (température, humidité) jouent un rôle important sur les performances de la turbine à gaz et que le taux de compression est un facteur qui améliore le rendement thermique.

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 détruite est due à la réaction chimique et à la grande différence de températures entre les brûleurs et le fluide de travail. Les résultats montrent que la puissance à la sortie de la turbine augmente avec l'augmentation de la température ( $T_3$ ) à l'entrée de celle-ci, ce qui signifie une diminution des pertes d'énergie dans la chambre de combustion.

Le but principal de l'analyse exergetique consiste à identifier les gains d'efficacité significatifs et les causes des pertes d'exergie.

Finalement, L'analyse exergetique indique les emplacements de la dégradation de l'énergie dans un processus, et peut donc conduire à l'amélioration de l'exploitation ou de la technologie.

## Références bibliographiques

- [1] : G.Daniers: Energétiques et turbo machines (691/IGM).
- [2] : Bouam Abdelallah: thèse de doctorat : amélioration des performances des turbines à gaz utilisé dans l'industrie des hydrocarbures par l'injection de vapeur d'eau a l'amont de la chambre de combustion ,université de boumerdes.
- [3] : Eric Concalve et Jean-Paul Thibault : Cycles thermodynamiques des machines thermiques, Grenoble institut polytechnique, Octobre 2008.
- [4]: Holock J.H: Eng FR: advanced gas turbine cycles, First édition 2003.
- [5] Meherwan P. Boyce, Ph.D. P.E: « Gas Turbine Engineering Handbook », Third Edition, Copyright (2006).
- [6]: Maria J, Jinyue Y: Humidified gas turbines - A review of proposed an implemented cycles, Ener, (2005).
- [8] : Zaiet Chafik : Commande non linéaire d'une turbine a gaz, mémoire présenté à l'école supérieure, université de QUEBEC, 2005.
- [9]: Cohen.H, Rojers.G.F.C and Saravanamuttoo,H.L.N: «Gas turbine theory»; 4<sup>th</sup> edition, London 1996.
- [10]:M.Mostavi, Alkatiwi.A and B.Argnew« Thermodynamic analysis of combined- open cycle-twin shaft gas turbine (baryton cycle) and exhaust gas operated absorption refrigeration unit», applied thermal engineering. Vol, 18, p.847-856, 1998.
- [11] : Alhazmy MM, Jassim RK, Zaki GM Performance enhancement of gas turbines by inlet air-cooling in hot and humid climates, International Journal of Energy Research, 2006.
- [12] : André LALLEMAND : Cours turbine à gaz : Ingénieur, docteur et Professeur des universités à l'Institut national des sciences appliquées de Lyon. Be8008
- [13]: A. Helpasli: Themodynamic analysis of a ground source heat pump systeme - International journal of energy research, department of engineering, Izmir, Tukey, 2005.

[14] : Max GIRAUD et Joël SILET : Turbines à gaz aéronautiques et terrestres -Technique de l'ingénieur B4410.

[15] : J.KRYSINSKI : Turbomachines, Théorie Générale Office des publications universitaire, Alger, 1994.

[16] : André L ALLEMAND : Thermodynamique appliquée - Bilans entropiques et exergétiques. Dossier technique de l'ingénieur, be8008.Délivré le 12/09/2008.

[17]: Olaniyi Balogun, Changki Mo, A. K. Mazher : Exergy analysis of gas turbine burner engine - INTERNATIONAL JOURNAL OF SCIENTIFIC and TECHNOLOGY. RESEARCH VOLUME 3, ISSUE 1, JANUARY 2014.

[18] : L. BOREL, D. FAVRAT : Thermodynamique et énergétique, Presses Polytechniques Romandes, Lausanne, vol 1, 2005.

[19]: A. BEJAN, G. TSATSARONIC, M. MORAN: Thermal design and optimization, Wiley publishers, 1996.

[20]: André. LALLEMAND : Thermodynamique appliqué – Deuxième principe. Entropie. Dossier technique de l'ingénieur, be8007.