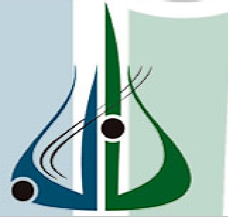


**Université de Bouira**  
*Akli Mohand Oulhadj*



**جامعة البويرة**  
أكلي محمد أولحاج

***Faculté des Sciences et des Sciences Appliquées***  
***Département de Génie Mécanique***

N° d'ordre :...../Mas/2019

Série :...../GM/2019

**Mémoire de Fin d'Etude Master (LMD)**

Envue d'obtention d'un diplôme de Master

**Filière : Génie Mécanique**

**OPTION : Energétique**

**Thème**

***Simulation numérique de la performance et  
l'amélioration d'une turbine à gaz***

Réalisé par :

**KHETTAB Bellal et MITIDJI Mohamed**

Soutenu le :25/09/2019

Devant le jury composé de :

Président : M<sup>r</sup>.Moussaoui.M

Rapporteur : M<sup>r</sup>.MESSAIT M AA Université de Bouira

Examineurs :M<sup>r</sup>. BOURAGBILL

M<sup>r</sup>. Mahfoud .B

## Remerciements

*Nous remercions avant tout Allah, de nous avoir donné la force d'accomplir ce travail.*

*Nous tenons à remercier tous les membres de nos familles pour leur soutien moral et leurs encouragements durant toutes nos années d'études.*

*Nous tenons à remercier notre encadreur Mr. MESSAI Tarek d'avoir accepté d'encadrer notre travail et pour son assistance et sa contribution, et Mr. ABERKANE Sofiane  
Et Mr. LOUARI Azzedine*

*Nous tenons à remercier les membres de jury qui ont bien voulu accepter d'examiner ce travail.*

*Nous tenons à remercier tous nos enseignants qui ont participé à notre formation.*

*Nous tenons à remercier enfin nos collègues pour leur aide et leur encouragement.*

## Dédicace

*J'ai toujours pensé faire où offrir quelque chose à mes parents en signe de reconnaissance pour tout ce qu'ils ont consenti des efforts rien que pour me voir réussir, et voilà, l'occasion est venue.*

*A ceux qui m'ont donné la vie, symbole de beauté, et de fierté, de sagesse et de patience.*

*A ceux qui sont la source de mon inspiration et de mon courage, à qui je dois de l'amour et la reconnaissance.*

- ② *A mes parents.*
- ② *A toute ma famille **METIDJI***
- ② *A toute les **Enseignants** de département de génie mécanique*
- ② *A mon binôme **Bellal** et sa famille.*
- ② *A tous mes **Amis**.*
- ② *A tout les groupes **Énergétique**.*

## Dédicace

*J'ai toujours pensé faire où offrir quelque chose à mes parents en signe de reconnaissance pour tout ce qu'ils ont consenti des efforts rien que pour me voir réussir, et voilà, l'occasion est venue.*

*A ceux qui m'ont donné la vie, symbole de beauté, et de fierté, de sagesse et de patience.*

*A ceux qui sont la source de mon inspiration et de mon courage, à qui je dois de l'amour et la reconnaissance.*

- ② *A mes **parents**.*
- ② *A toute ma famille **KHETTAB** et la famille **CHELALI**.*
- ② *A mon binôme **Mohamed** et sa famille.*
- ② *A tous mes **Amis**.*
- ② *A tout les groupes **EN** et les **Enseignants de GM**.*

# Table des matières

<b>1</b>	<b>généralités et revue bibliographiques sur les turbine à gaz :</b>	<b>10</b>
1.1	Introduction . . . . .	10
1.2	Historique de la turbine à gaz : . . . . .	11
1.3	Principe de fonctionnement . . . . .	12
1.4	Définition : . . . . .	13
1.5	Classification des turbines à gaz : . . . . .	13
1.5.1	D'après le mode de construction : . . . . .	13
1.5.1.1	Turbine mono-arbre : . . . . .	13
1.5.1.2	Turbine bi-arbre : . . . . .	14
1.5.2	D'après le mode de travail : . . . . .	15
1.5.2.1	Turbine à action : . . . . .	15
1.5.2.2	Turbine à réaction : . . . . .	15
1.5.3	D'après le mode de fonctionnement thermodynamique : . . . . .	15
1.5.3.1	Turbine à cycle simple : . . . . .	15
1.5.3.2	Turbine à cycle avec régénération : . . . . .	16
1.6	Avantages des Turbines à gaz : . . . . .	16
1.7	Inconvénients des turbines à gaz : . . . . .	16
1.8	Aube de turbine : . . . . .	16
1.9	Grille d'aubes : . . . . .	17
1.10	Revue bibliographique des turbines à gaz avec l'injection de vapeur STIG : . . . . .	17
<b>2</b>	<b>Description de la turbine à gaz V94.3A :</b>	<b>19</b>
2.1	Présentation de la turbine à gaz V94.3A : . . . . .	19
2.2	système d'aspiration : . . . . .	19
2.3	Caractéristique techniques de la turbine à gaz V94.3A : . . . . .	20
2.3.1	Caractéristiques constructives du modèle V94.3 . . . . .	20
2.3.2	compresseur . . . . .	20
2.3.3	turbine : . . . . .	20
2.3.4	chambre de combustion : . . . . .	21
2.3.5	circuit de combustible gazeux : . . . . .	21
2.3.6	circuit de combustible liquide : . . . . .	21
2.3.6.1	ligne d'alimentation . . . . .	21
2.3.7	système à diffusion . . . . .	21
2.3.7.1	Système d'huile de graissage . . . . .	21

2.3.7.2	Pompe à l'huile principale . . . . .	21
2.3.7.3	Pompe à l'huile de secours . . . . .	22
2.3.7.4	Pompe à l'huile à soulèvement . . . . .	22
2.3.7.5	Filtre à l'huile principale . . . . .	22
2.3.7.6	Filtre à l'huile de soulèvement . . . . .	22
2.3.7.7	Crépine retour huile dans réservoir . . . . .	22
2.3.8	Vireur . . . . .	22
2.3.8.1	Système hydraulique . . . . .	22
2.3.8.2	Spécification : . . . . .	22
2.4	Les sections principales de la turbine a gaz V94.3A : . . . . .	23
2.4.1	Compresseur : . . . . .	23
2.4.2	Chambre de combustion : . . . . .	23
2.4.2.1	Les bruleurs hybrides autorisent les modes de fonctionnement suivantes : . . . . .	24
2.4.3	Turbine : . . . . .	25
2.4.3.1	Rotor du compresseur et de la turbine : . . . . .	25
2.4.3.2	Système de refroidissement de la turbine : . . . . .	26
3	Thermodynamique des turbines à gaz : . . . . .	28
3.1	Introduction : . . . . .	28
3.2	Cycle thermodynamique des turbines à gaz . . . . .	28
3.3	Étude de cycle idéal de turbine à gaz : . . . . .	28
3.4	Étude énergétique du cycle réel de turbine à gaz . . . . .	29
3.4.1	Cycle réel . . . . .	29
3.5	Cycle réel proposé : . . . . .	31
3.5.1	Analyse de la chambre de combustion . . . . .	32
3.5.2	Analyse de la détente : . . . . .	33
3.5.3	Évaluation des paramètres de performance du cycle . . . . .	33
3.6	Calcul de la turbine à gaz : . . . . .	34
3.6.1	Compresseur (CR) : . . . . .	35
3.6.2	Combustion (c-c) : . . . . .	35
3.6.3	Turbine (T) : . . . . .	35
3.6.4	Bilan de cycle : . . . . .	36
3.7	Pertes de charge en cours de combustion . . . . .	36
3.8	Influence des facteurs sur les performances de la turbine à gaz : . . . . .	37
3.8.1	Influence des facteurs extérieurs sur les performances de la tur- bine à gaz : . . . . .	37
3.8.1.1	Effet de la température ambiante . . . . .	37
3.8.1.2	La pression ambiante : . . . . .	37
3.8.1.3	L'humidité relative : . . . . .	37
3.8.1.4	Les poussières : . . . . .	37
3.8.2	Influence des facteurs intérieurs sur les performances de la TAG : . . . . .	37
3.8.2.1	Chute de pression dans la section d'aspiration du compresseur : . . . . .	38
3.8.2.2	Chutes de pression dans le système d'échappe- ment : . . . . .	38

3.8.2.3	Influence du type de combustible : . . . . .	38
<b>4</b>	<b>Résultats et discussions :</b>	<b>39</b>
4.1	Introduction : . . . . .	39
4.2	État de cycle idéal : . . . . .	39
4.2.1	Influence du taux de compression sur performance d'une turbine à gaz : . . . . .	39
4.3	Analyse des performances de TAG à l'état réel à l'aide de logiciel Aspen Hysys : . . . . .	44
4.3.1	présentation du logiciel Aspen Hysys : . . . . .	44
4.3.2	Composition du système TAG par Aspen Hysys : . . . . .	44
4.3.2.1	premièrement : . . . . .	44
4.3.2.2	Deuxièmement : . . . . .	45
4.3.2.3	troisièmement : . . . . .	45
4.3.3	Calcul des performances de l'installation TAG par Aspen Hysys : . . . . .	46
4.3.3.1	installation d'injection de la vapeur à l'amont de la chambre de combustion : . . . . .	46
4.3.3.1.1	L'installation finale : . . . . .	49
4.3.4	Calculs : . . . . .	50
4.3.5	Influence du taux de compression sur performance d'une turbine à gaz avec injection de vapeur : . . . . .	51

# Table des figures

1.1	schéma descriptive de la turbine à gaz . . . . .	12
1.2	La variation de la pression et de la température dans les différentes sections de la turbine à gaz . . . . .	13
1.3	Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre. . . . .	14
1.4	Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre . . . . .	14
1.5	Schéma d'une turbine à action et à réaction. . . . .	15
2.1	schéma de la turbine à gaz V94.3A . . . . .	19
2.2	représentation de compartiment d'admission . . . . .	20
2.3	compresseur . . . . .	23
2.4	chambre de combustion . . . . .	24
2.5	turbine . . . . .	25
2.6	rotor du compresseur . . . . .	26
3.1	cycle thermodynamique de turbine à gaz . . . . .	29
3.2	Diagramme T-s pour un cycle réel sans perte de pression . . . . .	30
3.3	Cycle de turbine à gaz injecté par vapeur . . . . .	32
3.4	Vol-Cont. de la Chambre de combustion (Application du bilan énergétique) . . . . .	33
3.5	Pertes de charge en cours de combustion . . . . .	36
4.1	Puissance de compresseur en fonction de taux de compression . . . . .	40
4.2	Puissance de turbine en fonction de taux de compression . . . . .	41
4.3	puissance utile en fonction de taux de compression . . . . .	42
4.4	rendement en fonction de taux de compression . . . . .	43
4.5	Interface principale Hysys. . . . .	44
4.6	Compositions d'air et combustible . . . . .	45
4.7	Éléments de l'installation TAG . . . . .	46
4.8	Fenêtre des données de compresseur . . . . .	47
4.9	Fenêtre des données de chambre de combustion. . . . .	48
4.10	Fenêtre des données de turbine. . . . .	48
4.11	Fenêtre des données de la Balance . . . . .	49
4.12	Installation d'injection de la vapeur à l'mont de la chambre de combustion du turbine à gaz . . . . .	49
4.13	Résultats finaux de Calcul de l'installation . . . . .	50

<b>4.14 puissance compresseur en fonction de taux de compression</b> . . . . .	51
<b>4.15 puissance turbine en fonction de taux de compression</b> . . . . .	52
<b>4.16 puissance utile en fonction de taux de compression</b> . . . . .	53
<b>4.17 rendement en fonction de taux de compression</b> . . . . .	54

Symbole	Définition	Unité
$C_p$	Capacité thermique massique isobare	J/Kg.K
$h$	Enthalpie massique	J/Kg.K
$\dot{m}$	Débit massique	kg/s
$p$	Pression	bar
$P$	Puissance mécanique	W
$P_{CI}$	Pouvoir calorifique du gaz nature	J/Kg
$Q$	Quantité de chaleur	J/Kg
$r_{air}$	Constant de l'air	J/Kg.K
$r_{gb}$	Constant de gaz brûlés	J/Kg.K
$C_p$	Chaleur spécifique moyenne à pression constante	
$T$	Température	°C
$W$	travail	J/Kg

Table 1 –

Symbole	Définition	Unité
$\eta_{th}$	Rendement thermique de la turbine à gaz	%
$\tau$	Taux de compression	-
$\gamma$	Coefficient poly tropique	%
$\eta$	Rendement isentropique	%
$\phi$	Humidité relative	%
$\omega$	Humidité absolue	-

Table 2 – symboles grecs

Indice	Définition
a	L'air
Cr	Compresseur
Tr	Turbine
CC	Chambre de combustion
Ut	Utile
Inj	Injection
Echap	Echappement
v	Vapeur
f	Fuel
Gn	gaz naturel

Table 3 – Les indices

<b>Symbole</b>	<b>Abréviation</b>
<b>TAG</b>	<b>Turbine à gaz</b>
<b>AC</b>	<b>Compresseur de l'air</b>
<b>C-C</b>	<b>Chambre de combustion</b>
<b>BP</b>	<b>Basse pression</b>
<b>BH</b>	<b>Haut pression</b>

**Table 4 – Abréviation**

## INTRODUCTION GÉNÉRALE

La turbine à gaz est une machine à combustion interne productrice de puissance mécanique. Malheureusement, ses performances sont considérablement dépendantes des conditions ambiantes de l'air (température, pression, humidité et poussière). Sa puissance est directement liée à la densité de l'air, qui diminue avec l'augmentation de la température ambiante. Cette machine perd une partie significative de sa puissance pendant les mois chauds de l'année. Une température d'air élevée à l'admission fait augmenter le travail du compresseur et donc produite moins de puissance (diminution de 25 à 35 % en été) et consomme plus de carburant (augmentation d'une moyenne de 6 %. Mc Cracken )

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, nous avons utilisé méthode de l'injection de l'eau ou de la vapeur dans la chambre de combustion .Les méthodes d'injection de l'eau ou vapeur ont l'avantage de réduire les émissions de NOX tout en augmentant sa capacité générée. Cependant, la quantité d'eau ou de vapeur qui peut être injectée est limitée par des facteurs de stabilité de la flamme dans la chambre de combustion et la restriction de l'écoulement secondaire de l'eau ou de vapeur qui ne devrait pas obstruer l'air principal traversant la turbine. Bien que l'eau soit plus efficace que la vapeur en augmentant le rendement de la turbine et en réduisant les émissions de NOX, il a l'inconvénient d'augmenter le taux de pertes de chaleur

Grâce à l'outil informatique qui est devenu plus abordable, nous avons élaboré un code de calcul qui nous a permis de voir l'influence de taux de compression, l'injection de la vapeur d'eau et l'utilisation de gaz naturel comme carburant dans les turbines à gaz.

Ce travail est divisé en quatre chapitres :

Le premier chapitre : Description et revue bibliographique sur les turbines à gaz.

Le deuxième chapitre : étude descriptive de la turbine à gaz V94.3A.

Le troisième chapitre : Thermodynamique des turbines à gaz.

Le quatrième chapitre : simulation numérique et résultats.

# Chapitre 1

## Généralités et revue bibliographiques sur les turbine à gaz :

### 1.1 Introduction

Les turbomachines sont des machines composées d'une ou plusieurs séries d'aubes alternativement sur le stator et le rotor. Les turbomachines thermiques permettent la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique par l'intermédiaire d'un fluide de travail. La transformation de l'énergie entre l'arbre tournant et continue et se produit par l'intermédiaire d'aubes en rotation. Elles sont utilisées aujourd'hui dans un très large domaine de la technique moderne (production de l'électricité, propulsion des véhicules et dans divers procédés technique et chimique) leur taille peut varier de quelques centimètres à plusieurs mètres. Le constructeur des turbomachines doit faire face à un très large éventail de domaines techniques qui comprend :

- \* La mécanique des fluides
- \* La thermique et la combustion
- \* La mécanique des vibrations
- \* La science des matériaux
- \* Les procédés de fabrication
- \* Les techniques des mesures
- \* L'acoustique
- \* Le réglage

Les problèmes se multiplient encore par le fait que les turbomachines doivent travailler dans des conditions différentes en dehors de leur point de fonctionnement nominal et supporter des changements brutaux de conditions de fonctionnement. L'art de l'ingénieur consiste à trouver la solution optimale pour des exigences souvent contradictoires entre les paramètres aérodynamiques et structurels. L'ingénieur doit concevoir et dimensionner les éléments de la machine dans le but d'obtenir la meilleure performance avec des solutions de fabrication simples et économiques tout en garantissant la durée de vie et la fiabilité avec un minimum de risque.

## 1.2 Historique de la turbine à gaz :

Dans l'histoire de la turbine à gaz, on peut distinguer trois périodes : La première, celle des précurseurs, est très ancienne puisqu'il est classique de la faire remonter à Héron d'Alexandrie avec son Éolipyle, simple sujet de curiosité ou d'amusement. Viennent ensuite les premiers dépôts de brevets. Pour les turbomoteurs, en 1791, l'Anglais John Barber brevetait un appareil hybride puisque cette turbine à gaz comportait encore un compresseur alternatif. Pour les turboréacteurs, c'est le Français Lorin qui, en 1911, en fait breveter le principe.

La deuxième, celle des premières réalisations, commence à la fin du XIX<sup>e</sup> siècle et peut être considérée comme achevée en 1951. Entre 1872 et 1900 environ, les premiers turbomoteurs sont effectivement construits mais ne peuvent atteindre leur autonomie par suite de l'insuffisance des rendements de compression et de détente. Par contre, entre 1901 et 1906, les recherches des Français Armengaud et Le Male aboutissent au premier turbomoteur autonome avec un rendement global à 3 %. Entre 1935 et 1945, de nombreuses réalisations apparaissent, notamment dans le domaine aéronautique où les turbines à gaz bénéficient des actives recherches menées au cours de la dernière guerre mondiale.

Le premier vol d'un avion équipé d'un turboréacteur a lieu en Allemagne, fin août 1939 (moteur HE S 3 monté sur avion Heinkel 178 V1), précédant, en mai 1941, une réalisation voisine en Grande-Bretagne (moteur de Whittle W 1X monté sur avion Gloster E.28). Enfin, 1951 voit deux premières mondiales avec des turbines à gaz de la firme française Turboméca. Le 18 avril, c'est l'hélicoptère SO 1120 Ariel 3 qui effectue un premier vol propulsé par un turbomoteur, l'ARTOUSTE. Le 6 novembre, c'est le premier vol d'un turboréacteur à double flux, l'ASPIN, monté sur le Fouga Gêmeaux IV.

La troisième, la période industrielle, commence en 1939. C'est, en effet, au cours des cinquante dernières années que ces machines se sont développées de façon tout à fait spectaculaire. On peut citer M. Sedille qui, dès 1948, pressentit avec raison cette évolution : «Il est hors de doute que, dans les années à venir, un effort considérable permettra de multiplier dans toutes les branches d'utilisation les installations turbo motrices à gaz ».

Actuellement, la turbine à gaz fait partie de notre environnement courant : l'aviation commerciale et militaire utilise quasi exclusivement des machines de ce type pour propulser ses aéronefs. Pour les applications industrielles, la turbine à gaz est maintenant le concurrent direct des moteurs diesels, et cette évolution est loin d'être terminée.[1]

### 1.3 Principe de fonctionnement

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

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

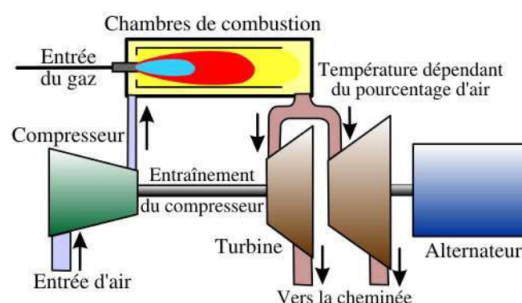


Figure 1.1 – schéma descriptive de la turbine à gaz

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

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

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

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

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

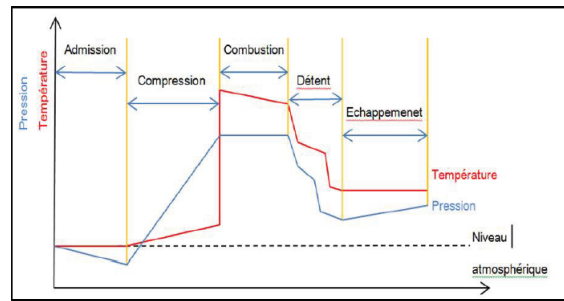


Figure 1.2 – La variation de la pression et de la température dans les différentes sections de la turbine à gaz

## 1.4 Définition :

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

## 1.5 Classification des turbines à gaz :

### 1.5.1 D'après le mode de construction :

#### 1.5.1.1 Turbine mono-arbre :

Le compresseur et les sections de la turbine de ces machines se composent d'un seul rotor simple, où la turbine produit l'énergie pour entrainer le compresseur ainsi que l'énergie pour entrainer la charge. Les turbines à un seul arbre sont favorables dans le cas où la charge est constante. Les turbines à gaz à un seul arbre sont aptes à l'entraînement des machines qui fonctionnent à vitesse constante. Telle que les alternateurs et, pour cette raison, sont employées dans la génération d'énergie électrique.

CO : Compresseur axial.

CC : Chambre de combustion.

T : Turbine.

CH : Charge

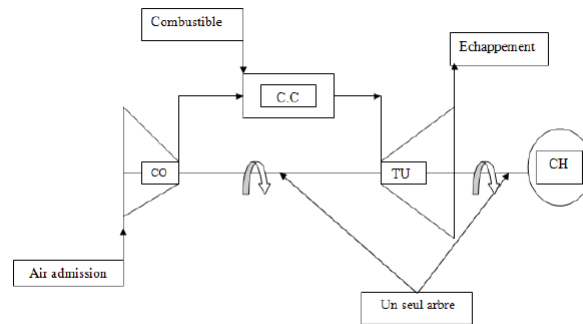


Figure 1.3 – Schéma d'une turbine à gaz mono-arbre.

### 1.5.1.2 Turbine bi-arbre :

La turbine à gaz se compose de deux roues turbines indépendantes mécaniquement. La roue turbine HP entraîne le rotor du compresseur axial et les accessoires, tandis que la roue BP deuxième étage sert à entrainé l'organe récepteur (ex : les compresseurs).

Le but des roues turbines non reliés est de permettre aux deux roues de fonctionner à des vitesses différentes pour satisfaire aux exigences de charge variable de l'organe récepteur.

CO : Compresseur axial.

CC : Chambre de combustion.

Thp : Turbine à haute pression.

Tbp : Turbin à basse pression.

N : Réducteur.

CH : Charge

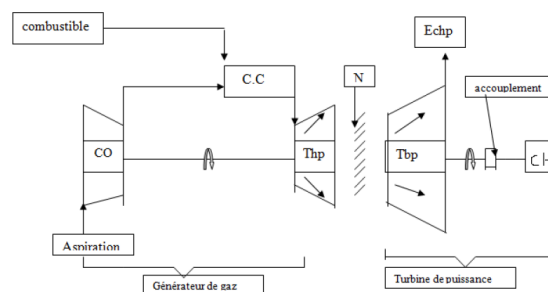


Figure 1.4 – Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre

## 1.5.2 D'après le mode de travail :

### 1.5.2.1 Turbine à action :

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

Les aubes mobiles n'ont qu'un rôle à jouer, c'est de transformer l'énergie cinétique acquise par la détente ( $P_1 > P_2$ ) en travail mécanique communiqué au rotor. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique ( $P_1 = P_2$ ).

### 1.5.2.2 Turbine à réaction :

Dans les turbines à réaction, nous savons que la détente se fait aussi bien dans les canaux fixes que dans les canaux mobiles, c-à-d qu'une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique ( $P_1 > P_2 > P_3$ ).

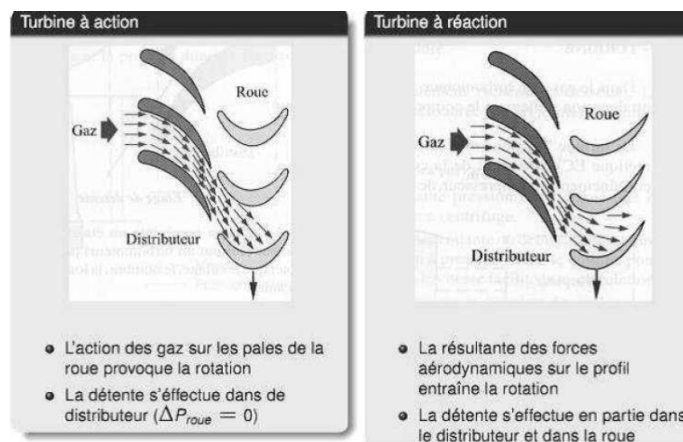


Figure 1.5 – Schéma d'une turbine à action et à réaction.

## 1.5.3 D'après le mode de fonctionnement thermodynamique :

La turbine à gaz à cycle ouvert dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère, ce type de turbines qui est le plus répandu se divise en deux classes : « Turbine à cycle simple et turbine à cycle avec régénération ou mixte ».

### 1.5.3.1 Turbine à cycle simple :

c'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique sont perdus dans l'atmosphère à travers la cheminée.

### 1.5.3.2 Turbine à cycle avec régénération :

Les pertes de chaleur causées par les gaz d'échappement sont les plus importantes dans l'installation de turbine à gaz. Pour cela le rendement des installations de turbine à gaz peut être augmenté, en conduisant les gaz d'échappement dans un échangeur thermique où ils réchauffent l'air sortant du compresseur avant son entrée dans les chambres de combustion. On récupère une partie de chaleur sensible de ces gaz qui se trouvait perdue dans l'atmosphère. [3]

## 1.6 Avantages des Turbines à gaz :

La turbine a gaz représente des avantages remarquables :

- \* Simplicité d'installation.
- \* Génération simultanée d'électricité et de chaleur utilisable soit directement, soit indirectement dans les procédés industriels.
- \* Possibilité de fonctionnement avec différents combustibles.
- \* Grand sécurité de fonctionnement.
- \* Entretien facile.
- \* Marché régulière.
- \* valeur d'émission favorable sans équipement.

## 1.7 Inconvénients des turbines à gaz :

- \* Mauvais rendement : moins de 30% de l'énergie calorifique contenue dans le carburant est transformée en énergie mécanique.
- \* Faibles pressions de travail.
- \* Régimes souvent beaucoup trop élevés.
- \* Coût de fabrication élevé.
- \* Importante consommation de carburant.
- \* Mal adaptée aux faibles puissances.
- \* Bruyante par la vitesse des gaz
- \* Nécessite des réducteurs coûteux.

## 1.8 Aube de turbine :

C'est l'organe utilise pour réaliser la détente dans la turbine par une géométrie bien déterminée et qui n'est pas systématique car l'écoulement accélère pose moins de problèmes que l'écoulement décéléré dans le compresseur. L'exemple de deux grilles avec la même ligne de squelette mais une distribution différente de l'épaisseur des aubes, dans le canal B on obtient une accélération continue tandis que dans le canal A on obtient après l'accélération une décélération de l'écoulement dans l'aubage qui peut provoquer un décollement de celui ci [4] .Dans l'aubage d'une turbine on essaye toujours d'obtenir la surface minimale à la sortie du canal entre les aubes de turbine.

## 1.9 Grille d'aubes :

On appelle une grille d'aube, un ensemble fixe ou mobile d'aubes (obstacles) placées les unes près des autres par un déplacement géométrique périodique, utilisée pour guider l'écoulement du fluide et pour échanger l'effort mécanique avec lui Les grilles d'aubes peuvent être grille plane parallèle grille plane radiale grille cylindrique grille toriques

## 1.10 Revue bibliographique des turbines à gaz avec l'injection de vapeur STIG :

Hasan Kayhan et al [5] :

L'injection de vapeur est aussi une solution efficace pour augmenter la puissance des turbines à gaz et limiter les émissions de NOx. L'injection de vapeur augmente également l'efficacité thermique et réduire le carburant brûlé en gardant la même puissance de sortie. En raison de ses performances liées à l'environnement, l'approche présentée est appliquée sur le cycle de turbine à gaz à injection de vapeur et d'une optimisation multicritère précis est effectué pour l'injection de vapeur, ainsi que des rapports d'équivalence et de pression variable. Les irréversibilités et les pertes de pression sont également considérées. Les effets de chaque paramètre sur l'efficacité et le travail net ainsi que les émissions de NOx et de CO sont montrées.

Anoop Kumar Shukla et al [6] :

L'étude traite l'évaluation de la performance de la centrale à turbine à injection de vapeur (STIG) basée sur la récupération des vapeurs. Elle étudie l'effet combiné de la récupération inactive de la vapeur (IEC) de l'injection de vapeur (SI) et du refroidissement du film (FC) sur l'augmentation de puissance du cycle simple de la turbine à gaz. La modélisation thermodynamique a été effectuée et présentée avec des résultats montrant l'influence de la récupération inactive sur les différents paramètres de performance de la centrale à base de STIG. Les résultats montrent l'incrément de reprise de 3,2% en efficacité thermique du cycle en raison de l'abaissement de la température de compression de l'échantillon (de 318 K à 282 K) à 5% du rapport vapeur-air (SAR). À une température d'entrée de la turbine de 1850 K et un rapport de pression de cycle de 24, on augmente l'efficacité thermique du cycle GT avec IEC, SI et FC par rapport au cycle GT simple. L'injection de vapeur dans la chambre de combustion augmente le travail de détente spécifique à raison de 2,95% pour chaque augmentation en SAR de 2%. L'étude montre que la configuration du cycle de la turbine à gaz dans le cadre de la récupération de la vapeur (IEC), de l'injection de vapeur et du refroidissement du film, est la meilleure combinaison pour obtenir plus d'efficacité et plus de puissance.

Mahmoud Nadir et al [7] :

Ont trouvé que le transfert de chaleur à partir du mélange de gaz et de vapeur est le plus élevé que celui du gaz seul. Les aubes devraient être plus refroidies et leur matériau pourrait être affecté. Ainsi, de préserver la température inférieure à la limite requise, deux solutions sont proposées : La première elle conserve la valeur initiale de la température et augmente la quantité de liquide de refroidissement. Par contre,

la seconde conserve la quantité initiale de liquide de refroidissement et diminue la température de combustion. Les résultats montrent que ces deux solutions conduisent à l'amélioration des performances, mais la première solution donne des résultats plus élevés et permet de produire une fraction vapeur injecté par apport gaz maximale de 14%, alors que pour la deuxième solution cette fraction est de 11%. La puissance est augmentée de 270 MW à 388 MW et de 270 MW à 302 MW respectivement pour la première et la deuxième solution. De même l'efficacité passe de 38% à 42,7% et de 38% à 40,2% respectivement. Les résultats ont également montré que la quantité de NOx produite a été considérablement diminuée et peut atteindre une valeur de 10 ppm pour la première solution et 14 ppm pour la seconde

# Chapitre 2

## Description de la turbine à gaz V94.3A :

### 2.1 Présentation de la turbine à gaz V94.3A :

La turbine à gaz du type V94.3A de siemens/KWU est une turbine de type industriel à un seul arbre et un seul corps d'une puissance nominal d' environ 230 MW



Figure 2.1 – schéma de la turbine à gaz V94.3A

### 2.2 système d'aspiration :

le système d'admission pourvoit à l'envoi de l'air d'entrée ,après sous filtrage à un degré spécifique de pureté, au compresseur pour l'utilisation.

l'air en entrées pénètre la chambre de filtration et après cela ,le dispositif silencieux la coude ,la conduite verticale et le soufflant jusqu'à arriver à l'admission du compresseur .Ici l'air subit la compression et est enfin livré aux chambres de combustion pour y participer au processus de la combustion et à l'expansion suivante dans la turbine .

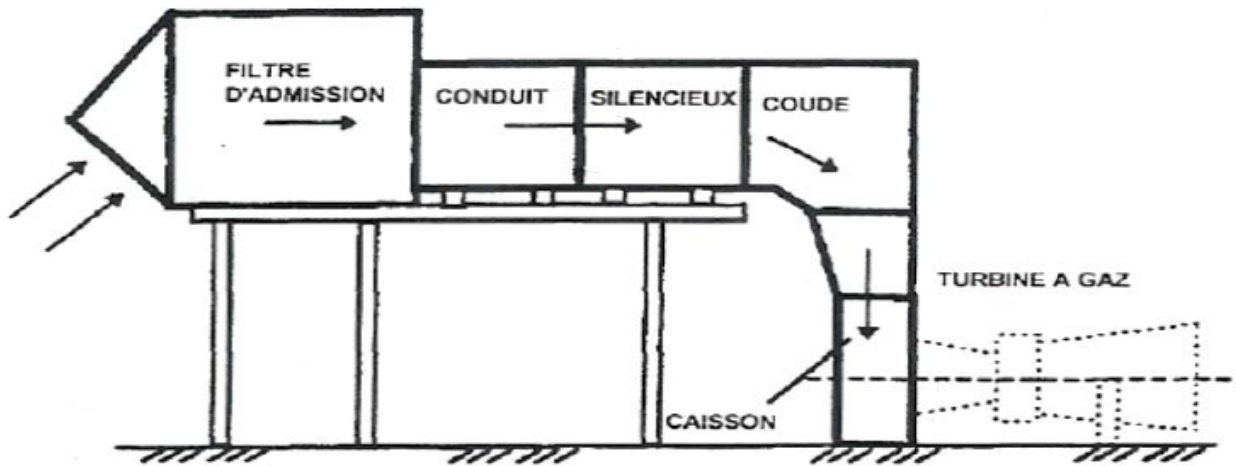


Figure 2.2 – représentation de compartiment d'admission

## 2.3 Caractéristique techniques de la turbine à gaz V94.3A :

### 2.3.1 Caractéristiques constructives du modèle V94.3

puissance nominale : 232 MW  
 fréquence : 50 hz

### 2.3.2 compresseur

nombre d'étage : 17  
 nombre d'étage d'aubage d'aubes directrices : 1 à orientation variable (IGV)  
 point de soutirage en aval :  
 de l'étage d'aube fixe 5  
 de l'étage d'aube fixe 10  
 de l'étage d'aube mobile 15  
 taux de compression :  
 16 env

### 2.3.3 turbine :

nombre d'étage : 4  
 débit des gaz d'échappement : 629 kg/s  
 température des gaz d'échappement : env 571c

### 2.3.4 chambre de combustion :

type : chambre annulaire  
nombre de chambre de combustion :1  
nombre de bruleurs : 24  
nombre de dispositifs d'allumage par bruleurs : 1

### 2.3.5 circuit de combustible gazeux :

nombre de vannes d'arrêt d'urgences : 1  
nombre de soupape de réglage : 1

### 2.3.6 circuit de combustible liquide :

#### 2.3.6.1 ligne d'alimentation

type et nombre de filtre à l'huile : 1 duplex  
capacité : 2X100%  
Maillage : 0.025mm  
Capacité nominale de rétention : 0.010mm  
type de pompe d'injection : centrifuge  
nombre de pompe d'injection : 1  
Capacité d'une pompe d'injection rapportée admissible : 100% à la puissance maximale

### 2.3.7 système à diffusion

nombre de vannes d'arrêt d'urgence : 2  
Nombre de robinets combinés isolement/réglage : 1  
Nombre de soupape de réglage : 1

#### 2.3.7.1 Système d'huile de graissage

Type de lubrifiant  
Selon DI N 51 51 9 ou ASTM D 2422 : ISO VG 46  
Capacité de la cuve à l'huile : 16m3 env.  
Capacité du système d'huile : 13.5  
Temps de séjours d'huile dans la cuve : 6 min  
Nombre d'aspirateurs des buées d'huile : 2

#### 2.3.7.2 Pompe à l'huile principale

Type : centrifuge  
Quantité : 2  
Capacité d'une pompe : 100%  
Entrainement : moteur CC

### 2.3.7.3 Pompe à l'huile de secours

Type : centrifuge  
Quantité : 2  
Entrainement : moteur CC

### 2.3.7.4 Pompe à l'huile à soulèvement

Type : pompe volumique  
Quantité : 1  
Entrainement : moteur CA

### 2.3.7.5 Filtre à l'huile principale

Type : duplex  
Quantité : 1  
Capacité : 2X100%  
Maillage : 0.037 mm  
Capacité nominale de rétention : 0.025 mm

### 2.3.7.6 Filtre à l'huile de soulèvement

Type : cartouche  
Quantité : 1  
Capacité : 100%  
Capacité nominale de rétention : 0.025 mm

### 2.3.7.7 Crépine retour huile dans réservoir

Capacité nominale de rétention crépine : 0.28 mm

### 2.3.8 Vireur

Type : hydromoteur  
Quantité : 1  
Vitesse : 100 r pm

#### 2.3.8.1 Système hydraulique

Type : pompe à piston à cylindrée variable  
Quantité : 2  
Entrainement : moteur CA

#### 2.3.8.2 Spécification :

Prescriptions concernant les fluides de services de la turbine à gaz  
Air, combustible, H<sub>2</sub>O E-1/1 20, situation 970812APV  
Huiles de turbines (lubrifiants) E.2/1 -2, situation 970114QW3

## 2.4 Les sections principales de la turbine a gaz V94.3A :

### 2.4.1 Compresseur :

Le compresseur comporte 17 étages et présente un taux de compression de 16 environ.

L'étage directeur d'entrée a orientation variable permet de maintenir constante la température des gaz d'échappement jusqu'aux alentours de la demi-charge et d'éviter ainsi une baisse sensible du rendement.

Un système anti-pompage soutire une quantité d'air suffisante pour assurer un fonctionnement stable du compresseur à basse vitesse .c.à.d. lors des démarrages et des ralentissements. L'air est soutiré par deux conduites de décharge en aval du 5eme et du 10eme étage d'aubes fixes et une conduite en aval du 15eme étage d'aubes mobiles .il dirigé vers trois chambres annulaires par des espaces annulaires ménagés à cet effet entre les porte-aubes directrices.les conduites de décharge sont dotées de clapets pneumatiques et conduisent l'air soutiré vers le diffuseur d'échappement.de l'air destiné au refroidissement de la turbine est également soutiré au niveau de plusieurs étages du compresseur.

La perte de puissance due à l'encrassement des aubes peut être récupérée par un lavage du compresseur. La périodicité de nettoyage est déterminée en fonction de la baisse des performances de la turbine.la procédure de nettoyage comprend une période de refroidissement.



Figure 2.3 – compresseur

### 2.4.2 Chambre de combustion :

La turbine à gaz est dotée de 24 brûleurs hybrides répartis régulièrement sur le périmètre de la chambre de combustion annulaire afin d'assurer une zone de température homogène dans la chambre de combustion. Cette conception assure l'écoulement concentrique de l'air entre le compresseur et la chambre de combustion .puis des gaz entre la chambre de combustion et la turbine .ce qui se traduit par une perte de charge minimale.

La chambre de combustion est accessible pour les révisions par des trous d'homme, ce qui permet d'inspecter également les brûleurs et le premier étage de la turbine.

Ils fonctionnent à cet effet en mode pré mélange dans la plage de charge supérieure. en mode diffusion, le combustible est brûlé pendant qu'il est mélangé à l'air comburant.

En mode pré mélange - par contre, le combustible est mélangé à l'air dans l'injecteur à pré mélange avant d'être brûlé.

L'injection d'eau pour la suppression des Nox thermiques est possible, si elle est requise et prévue.



Figure 2.4 – chambre de combustion

#### 2.4.2.1 Les brûleurs hybrides autorisent les modes de fonctionnement suivantes :

\* Marche au combustible gazeux :

\* 1.Mode diffusion pour fonctionnent jusqu'à la pleine charge :

Le gaz combustible arrivant par la tuyauterie d'alimentation en gaz de diffusion entre dans les tabulateurs axiaux des injecteurs de gaz de diffusion.

\* 2.Mode pré mélange pour fonctionnement entre environ la demi-charge et la pleine charge :

Le gaz combustible passe par les injecteurs situés au-dessus du turbulateurs diagonal et se mélange à l'air sur son trajet vers la chambre de combustion. de plus .du gaz combustible est envoyé vers l'injecteur pilot afin de stabiliser la flamme.

\* Marche au combustion liquide :

Les brûleurs de fuel en mode diffusion vaporisent le fuel de façon à ce qu'il puisse s'enflammer complètement dans la chambre de combustion.

\* 1.Mode diffusion pour fonctionnent jusqu'à la pleine charge :

Le fuel arrivant par la tuyauterie d'alimentation en fuel de diffusion pénètre dans les chambres de turbulence des injecteurs de fuel de diffusion. une partie du fuel est

injectée directement dans la chambre de combustion par l'injecteur de fuel central. le reste s'écoulant dans la tuyauterie du fuel.

\* 2.Mode pré mélange pour fonctionnement entre environ la demi-charge et la pleine charge :

Le fuel est atomisé par de nombreux petits injecteurs situés dans le canal d'air primaire du bruleur. En aval du tabulateur diagonal. Ainsi le fuel et l'air sont mélangés avant de pénétrer dans la chambre de combustion .de plus du fuel est envoyé vers la lance à fuel central afin de stabiliser la flamme.

### 2.4.3 Turbine :

Les gaz chauds issus de la chambre de combustion se détendent dans une turbine à quatre étages.les aubes mobiles de la turbine sont constituées d'une paie. d'un bandage intérieur et du pied. En raisons des importantes contraintes thermiques et mécaniques auxquelles elles sont soumises;les aubes des trois premiers étages sont dotées d'un revêtement de protection contre la corrosion à hautes températures.

Les aubes fixes sont constituées d'un bandage extérieur, de la pale et d'un bandage intérieur.

Les quatre étages d'aubes fixes et les trois premiers étages d'aubes mobiles sont refroidis à l'air .l'air de refroidissement destiné à la turbine est prélevé aux étages appropriés du compresseur. Les aubes sont refroidies par film; par impact ou par convection; selon les étages de la turbine.

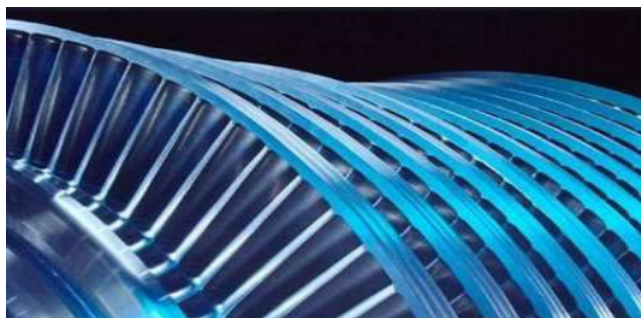


Figure 2.5 – turbine

#### 2.4.3.1 Rotor du compresseur et de la turbine :

Les sections compresseur et turbine forment un seul rotor supporté par des paliers à chaque extrémité .ce rotor est constitué de disques et de trois arbres creux à l'avant au milieu et à l'arrière.les arbres creux et les disques sont maintenus ensemble par un tirant central. Le centrage des différentes pièces est réalisé grâce à une denture Hirth qui transmet le couple de rotation et permet au rotor de se dilater librement dans le sens radial. Le tirant central est maintenu en plusieurs endroits par des anneaux insérés dans certains disques. Cinq plages d'équilibrage ont été prévues trois d'entre

elles peuvent être utilisées pour procéder à d'éventuels rééquilibrages. Toutes les aubes mobiles du compresseur et de la turbine peuvent être enlevées sans qu'il soit nécessaire de soulever le rotor de ses paliers.



Figure 2.6 – rotor du compresseur

#### 2.4.3.2 Système de refroidissement de la turbine :

Le système de refroidissement de la turbine refroidit le rotor et l'aubage de la turbine sans faire appel à un système de refroidissement externe. L'aubage de la turbine doit être refroidi afin d'éviter un dépassement des températures admissibles des matériaux. Le refroidissement d'es pièces situées dans la veine des gaz chauds améliore la fiabilité en service, protège ces pièces des échauffements excessifs et améliore leur résistance à la corrosion aux hautes températures.

Les différents étages de la turbine nécessitent de l'air de refroidissement à des pressions différentes. A cet effet l'air de refroidissement est extrait du compresseur en différents points :

##### étage 1

L'air de refroidissement destiné au 1er étage de la turbine est soutiré à l'échappement du compresseur.

##### étage 2

L'air de refroidissement destiné au 2eme étage d'aubes fixes de la turbine est soutiré du 15eme étage du compresseur. Des conduites dirigent l'air du compresseur à l'enveloppe de la turbine. De la, il pénètre dans les aubes directrices par des orifices

percés dans le port-aubes. Les aubes mobiles sont refroidies par de l'air soutiré en aval du 14eme étage du compresseur. Cet air pénètre dans les pieds des aubes par des orifices pratiqués dans les disques du rotor et dans le tube répartiteur d'air puis ressort par le sommet des pales.

étage 3

les aubes du 3<sup>eme</sup> étage sont refroidies de la même manière que celles du 2eme étage

pour refroidissement des aubes fixes , deux conduites amènent l'air soutiré du 10eme étage du compresseur à l'enveloppe de la turbin.

l'air destiné aux aubes mobiles est soutiré du 14eme étage du compresseur.

étage 4

une simple conduite amène l'air soutiré du 5eme étage du compresseur à l'enveloppe de la turbine. De là, il parvient aux aubes fixes de la turbine de la même façon que pour les étage 2et3.

Au 4eme étage ,seul le pied des aubes mobiles est refroidi par de l'air venant du 14eme étage du compresseur . [8]

# Chapitre 3

## Thermodynamique des turbines à gaz :

### 3.1 Introduction :

L'utilisation des TAG dans les centrales thermique et dans l'industrie des hydrocarbures est très répandue, né an moins leur haute sensibilité à la variation de la température de l'air ambiant, fait que leur rendement thermique n'est pas élevé. De nos jours, plusieurs techniques, récupération, réchauffage, refroidissement intermédiaire, traitement d'air à l'amont du compresseur et injection de masse supplémentaire de vapeur dans le cycle sont utilisées pour augmenter la puissance utile des turbines à gaz, Le but de ce chapitre est d'étude énergétiques des TAG fonctionnent avec l'injection de la vapeur .

### 3.2 Cycle thermodynamique des turbines à gaz

Le cycle de base selon lequel une turbine à gaz fonctionne est le cycle idéal de Baryton, à travers Le quel nous définissons tous les paramètres énergétiques qui régissent une turbine à gaz, et par la suite l'étude du cycle réel nous permettra d'évaluer le comportement des turbines à gaz au cours de leurs fonctionnements dans le cas pratique dans lequel en prend en considération toutes les différentes imperfections qui peuvent l'affecter.

### 3.3 Étude de cycle idéal de turbine à gaz :

L'étude du cycle thermodynamique correspondant au schéma est particulièrement facile, cette étude présente un grand intérêt pratique, car la plupart des turbines à gaz sont réalisées à base du cycle de Baryton. La conversion de la chaleur dégagée de la combustion du carburant en énergie mécanique dans une turbine à gaz est réalisée suivant ce cycle. Il est représenté dans un diagramme h-s comme indiqué dans la figure (3.1). Le cycle de Baryton ou Joule comme comporte deux processus isentropiques (adiabatiques et réversibles) et un processus isobare, les grandeurs principales qui fixent le cycle thermodynamique de turbine à gaz sont :

- La température minimale (température ambiante dans le cas du cycle ouvert)
- La température maximale du cycle fixée par la température maximale admissible en entrée de la turbine

- Le rapport de pression ou taux de compression  $R_p = P_2/P_1$

Dans le cycle idéal de Joule les processus : la compression (1-2) et la détente (3-4) se produisent dans le compresseur et la turbine respectivement et sont supposés isentropiques. La chaleur additionnée (2-3) dans l'échangeur de chaleur (chambre de combustion) et le rejet (4-1) se produisent à pression constante.

D'autres hypothèses pour le cycle idéal de Joule sont comme suit :

1- Les pertes de pression dans les échangeurs de chaleur et les passages reliant les équipements sont négligeables.

2- Le fluide de fonctionnement est un gaz parfait.

Le cycle idéal de Joule dans les diagrammes p-v et T-s est montré sur les figures (3.1) respectivement.[7,9]

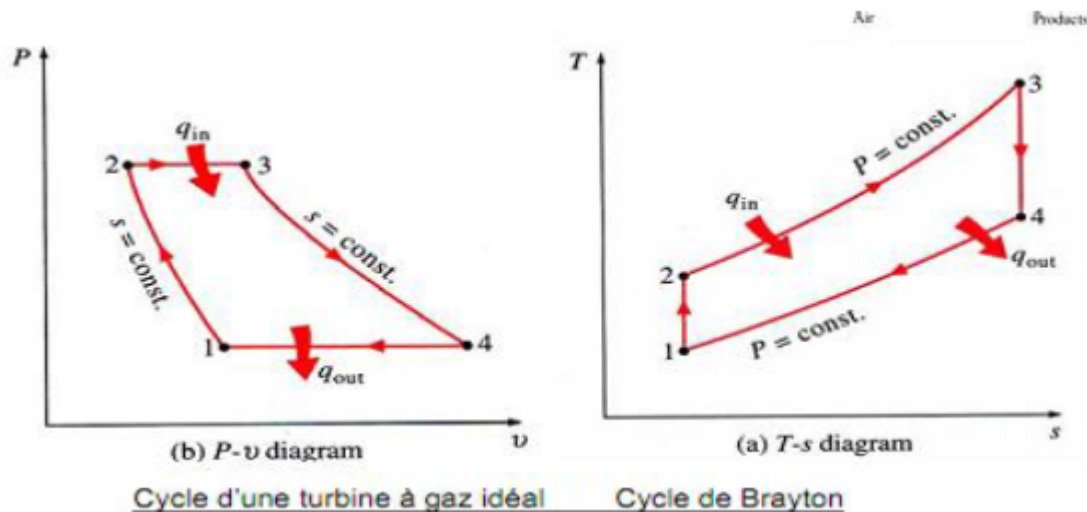


Figure 3.1 – cycle thermodynamique de turbine à gaz

### 3.4 Étude énergétique du cycle réel de turbine à gaz

#### 3.4.1 Cycle réel

Le cycle réel de la turbine à gaz simple s'écarte du cycle idéal tant par l'irréversibilité dans le compresseur et dans la turbine que par la chute de pression dans la chambre de combustion et les canaux d'écoulement. Le cycle thermodynamique décrit

par le fluide moteur pour le cycle réel de la turbine à gaz simple est alors représenté sur le diagramme (T,s) de la figure (3.2)

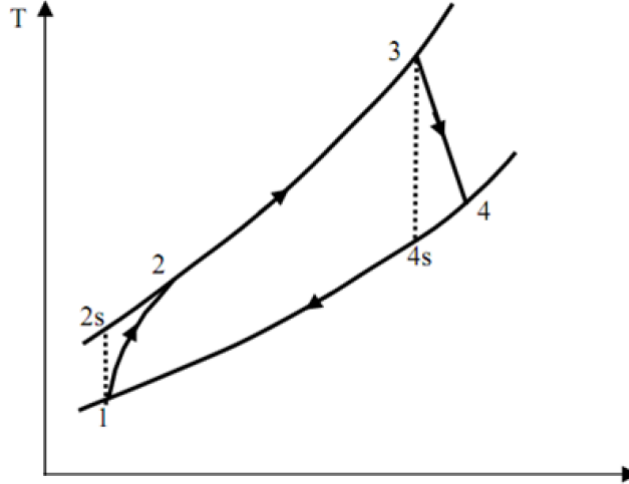


Figure 3.2 – Diagramme T-s pour un cycle réel sans perte de pression

**Étude de la compression :**

La pression à la sortie de compresseur CR :

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} \quad (\text{III.1})$$

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

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

$$W_{sc} = Cp_{air}(T_{2s} - T_1) = Cp_{air}T_1\left(\frac{T_{2s}}{T_1} - 1\right) \quad (\text{III.3})$$

Transformation isentropique :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_{2s}}{P_1}\right)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} = (\tau)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} \quad (\text{III.4})$$

$$W_{sc} = Cp_{air}T_1\left((\tau)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} - 1\right) \quad (\text{III.5})$$

Le travail réel fourni au gaz par le compresseur WC :

$$\eta_{sc} = \frac{W_{sc}}{W_C} \quad (\text{III.6})$$

$$W_C = \frac{W_{sc}}{\eta_{sc}} \quad (\text{III.7})$$

La température à la sortie de compresseur :

$$W_C = Cp_{air}(T_2 - T_1) \quad (\text{III.8})$$

$$T_2 = T_1 + \frac{W_C}{Cp_{air}} \quad (\text{III.9})$$

**Étude de la combustion :**

$$Q_{C-C} = Cp_{moy}(T_3 - T_2) \quad (\text{III.10})$$

Avec  $Cp_{moy}$  : Chaleur spécifique des gaz brûlés

Étude de la détente :

Le coefficient adiabatique moyen  $\gamma_{moy}$  :

$$\gamma_{moy} = \frac{Cp_{moy}}{Cp_{moy} - r_{gb}} \quad (\text{III.11})$$

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

$$W_{ST} = Cp_{moy}(T_{4s} - T_3) = Cp_{moy}T_3\left(\frac{T_{4s}}{T_3} - 1\right) \quad (\text{III.12})$$

Transformation isentropique ( $p_4 = p_{4s} = p_1$  et  $p_3 = p_{2s} = p_2$ )

Le travail net récupéré au cours du cycle  $W_{net}$  est égale :

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left(\frac{P_{4s}}{P_3}\right)^{\frac{\gamma_{moy}-1}{\gamma_{moy}}} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{\gamma_{moy}-1}{\gamma_{moy}}} = \left(\frac{1}{r}\right)^{\frac{\gamma_{moy}-1}{\gamma_{moy}}} \quad (\text{III.13})$$

$$W_{ST} = Cp_{moy}T_3\left(\left(\frac{1}{r}\right)^{\frac{\gamma_{moy}-1}{\gamma_{moy}}} - 1\right) \quad (\text{III.14})$$

Le travail réel fourni par le gaz à la turbine  $W_T$  :

$$\eta_{sc} = \frac{W_T}{W_{sc}} \quad (\text{III.15})$$

$$W_T = \eta_{sc} W_{sc} \quad (\text{III.16})$$

Température à la sortie de turbine (l'échappement) :

$$W_T = Cp_{moy}(T_4 - T_3) \quad (\text{III.17})$$

$$T_4 = T_3 + \frac{W_T}{Cp_{moy}} \quad (\text{III.18})$$

Bilan de cycle :

Le travail utile  $W_{UT}$  :

$$W_{UT} = |W_T| - |W_c| \quad (\text{III.19})$$

La puissance de compresseur  $P_C$  :

$$P_C = m_a W_C \quad (\text{III.20})$$

La puissance de la turbine  $P_T$  :

$$P_T = m_a W_T \quad (\text{III.21})$$

La puissance utile  $P_{UT}$  :

$$P_{UT} = |P_T| - |P_C| \quad (\text{III.22})$$

Rendement de la turbine à gaz  $\eta_{GT}$  :

$$\eta_{GT} = \frac{W_{UT}}{Q_{c-c}} \quad (\text{III.23})$$

### 3.5 Cycle réel proposé :

Le schéma (3.3) présente l'arrangement d'un cycle injecté par la vapeur d'eau. De l'air est refoulé en aval du compresseur à une pression  $p_2$ , la combustion s'effectue dans la chambre de combustion où du carburant est injecté en présence d'une quantité supplémentaire de la vapeur d'eau dont les propriétés physiques sont calculées pour des conditions d'injection à l'amont de la chambre de combustion dans [10, 11]. L'écoulement constitué par le mélange des gaz de combustion et de la quantité de la vapeur supplémentaire traversant les canaux inter-aubage de la turbine conduit à une augmentation progressive de la puissance délivrée par la turbine. L'énergie des gaz

d'échappement, à la sortie de la turbine, est utilisée pour chauffer l'eau d'alimentation afin d'obtenir la vapeur surchauffée au niveau d'un récupérateur.

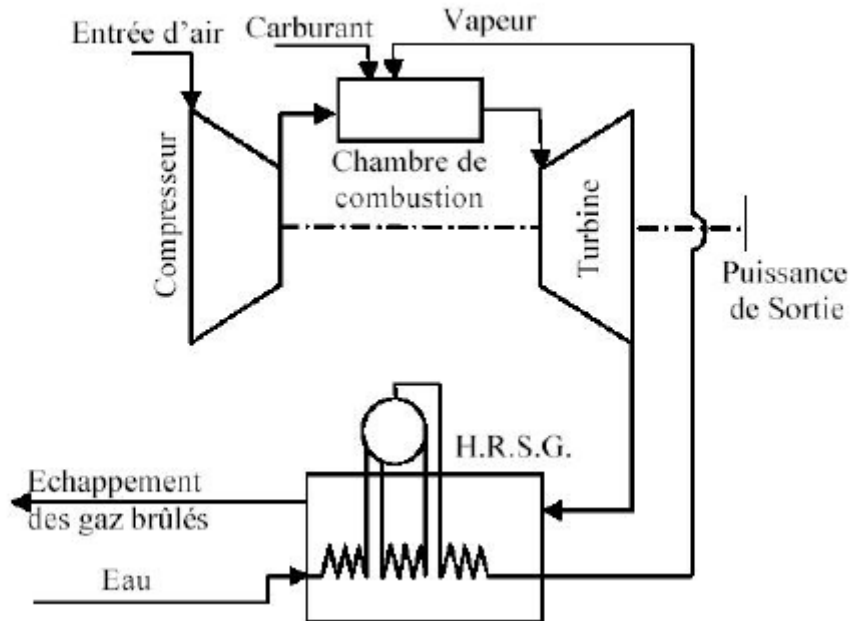
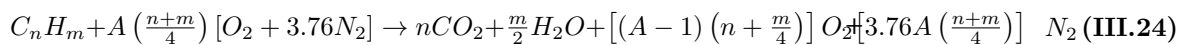


Figure 3.3 – Cycle de turbine à gaz injecté par vapeur

### 3.5.1 Analyse de la chambre de combustion

La réaction chimique de combustion peut être écrite en utilisant une formule générale  $C_nH_m$  pour le carburant d'hydrocarbure et un coefficient d'air théorique  $A$  :



La première loi de la thermodynamique pour un processus adiabatique de combustion est :

$$\sum_{i=1}^n (n_i h_i)_{\text{réactifs}} = \sum_{i=1}^n (n_i h_i)_{\text{produits}} \quad (\text{III.25})$$

Où

$$h = h_f^\circ + \int_{288}^T C_p^- p dT \quad (\text{III.26})$$

Le coefficient théorique de l'air peut être calculé à partir de l'équation (25) pour n'importe quelle température d'admission indiquée de la turbine.

### 3.5.2 Analyse de la détente :

Le comportement réel de la turbine peut être modélisé par les équations suivantes. Dans ce modèle, on suppose que les produits de combustion sont un gaz idéal et le rendement polytropique est également employé pour la turbine est :

$$\eta_T = \frac{dh}{dh_s} = \frac{C_{pg} \cdot dT}{\bar{R}T \left( \frac{dp}{p} \right)}. \quad (\text{III.27})$$

Ceci peut être arrangé par :

$$\int_{p^4}^{p^3} \eta_T \cdot \bar{R} \left( \frac{dp}{p} \right) = \int_{T_3}^{T_4} C_{pg} \cdot \left( \frac{dT}{T} \right) \quad (\text{III.28})$$

L'équation (28) peut être employée pour évaluer la température de sortie de la turbine et le travail spécifique de la détente est donné par l'équation :

$$W_{Turbine} = C_{pg,3} T_3 - C_{pg,4} T_4 \quad (\text{III.29})$$

### 3.5.3 Évaluation des paramètres de performance du cycle

Après avoir calculer les performances de la turbine à gaz sans injection de la vapeur d'eau dans des gammes de température et de rapports de pression données, les taux carburant-air et vapeur-air nécessaires pour l'amélioration des performances de la turbine à gaz (en supposant que son fonctionnement dans des ISO-conditions  $T_{amb} = 15^\circ\text{C}$ ,  $P_{amb} = 1.013 \text{ bar}$ ), sont calculés à partir du bilan énergétique dans la chambre de combustion présentée sur la figure ci-dessous :

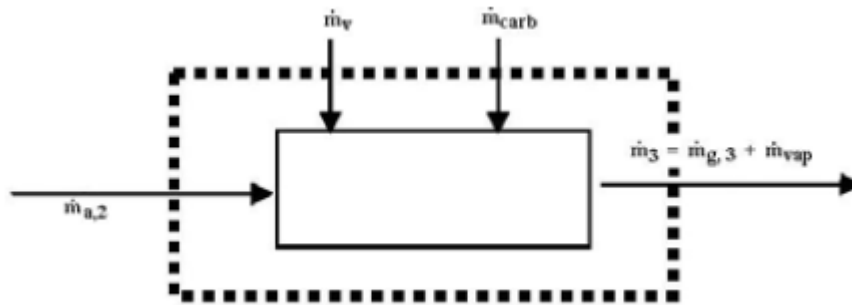


Figure 3.4 – Vol-Cont. de la Chambre de combustion (Application du bilan énergétique)

La puissance nette pour la turbine à gaz injectée par la vapeur est calculée de la même manière que précédemment, juste en considérant également la vapeur dans les gaz, qui se détendent dans la partie de la turbine.

$$P_{Gen} = \eta_G \cdot (\eta_{mT} \cdot P_T - P_C / \eta_{mC}) \quad (\text{III.30})$$

Puisque la vapeur est injectée juste à l'amont de la chambre de combustion, donc les paramètres calculés dans la partie de la compression restent inchangés.

Pour les paramètres de la turbine, de nouveaux calculs sont effectués. Pour maintenir la température de sortie de la chambre de combustion constante, en présence de la vapeur d'eau (dont les paramètres d'injection  $T_{inj}$ ,  $P_{inj}$ ), nous devons ajouter encore plus de carburant. Donc pour calculer ces rapports (écoulement de carburant et la quantité de la vapeur injectée), nous devons faire un équilibre thermique au niveau de la chambre de combustion.

Énergie entrante = Énergie sortante

Donc :

$$\dot{m}_{air} = h_{2,air} + \dot{m}_{carb} \cdot PCI + m_{vap} \cdot h_{vap,t_{inj}} = (\dot{m}_{air} + \dot{m}_{carb}) h_{3,gaz} + m_{vap} \cdot h_{vap,t_{cc}} \quad (\text{III.31})$$

Le débit du carburant, dans le cas sans injection, est donné par :

$$\dot{m}_{carb} = \frac{P_{const}}{PCI \cdot \eta_{cost}} \quad (\text{III.32})$$

$$f = \frac{\dot{m}_{carb}}{\dot{m}_{air}}, \text{vap} = \frac{\dot{m}_{vap}}{\dot{m}_{air}}. \quad (\text{III.33})$$

A partir du bilan énergétique, après l'injection de la vapeur d'eau, les paramètres de la combustion sont calculés par :

$$f'' = \frac{(h_{3,gaz} - h_{2,air}) + \text{vap} \cdot (h_{3,v} - h_{2,v})}{\eta_{Chc} \cdot PCI - h_{3,gaz}}. \quad (\text{III.34})$$

D'autre part,

$$\eta_{The,gb} = \frac{P_T - P_C}{\dot{m}_{carb} \cdot PCI}. \quad (\text{III.35})$$

donc :

$$\alpha = h_{3,gaz} - h_{2,air}, A_1 = (\eta_{the-gb} * PCI)$$

$$\beta = h_{3,v} - h_{2,v}, B_1 = W_{spC} / \eta_{mec}$$

$$\gamma = \eta_{Chc} \cdot PCI - h_{3,gaz}, C_1 = h_{3,gaz} - h_{4,gaz}, D_1 = h_{3,v} - h_{4,v}$$

Comme l'écoulement de vapeur est très petit comparé au flux d'air, nous pouvons négliger l'augmentation de pression dans la chambre de combustion, quand la vapeur est injectée. Le compresseur détermine la pression dans la chambre de combustion.

Nous pourrions supposer que l'efficacité isentropique, l'exposant isentropique et la pression de sortie demeurent les mêmes que pour la turbine à gaz simple sans injection de vapeur.

Puissance fournie par la turbine

La puissance développée par la turbine est donnée par :

$$P_T = (\dot{m}_{air} + \dot{m}_{carb}) \cdot (h_{3,gaz} - h_{gaz}) + m_{vap} (h_{vap,t_{cc}} - h_{vap,t_4}) \quad (\text{III.36})$$

Puissance utile disponible

La puissance utile disponible est :

$$P_{Ut,disp} = P_T - P_C \quad (\text{III.37})$$

### 3.6 Calcul de la turbine à gaz :

Type GT : V94.3A

Les paramètres nécessaires au calcul de la turbine à gaz sont :

La pression ambiante après le filtre :  $P_1 = 1$  bar

Le combustible : gaz naturel :  $PCI = 47795$  kJ / kg

Le taux de compression :  $\tau = 16$

La température à l'entrée de compresseur :  $T_1 = 15^\circ c$   
 La température à la sortie de la C-C :  $T_3 = 1250^\circ c$   
 Rendement isentropique du compresseur :  $\eta_{SC} = 0.88$   
 Rendement isentropique de la turbine :  $\eta_{ST} = 0.88$   
 Débit massique d'air :  $\dot{m}_a = 688 \text{ kg / s}$   
 Capacité thermique massique isobare de l'air :  $C_{p_{air}} = 1004 \text{ J / kg.k}$   
 Chaleur spécifique des gaz brûlés :  $C_{p_{moy}} = 1275 \text{ J / kg.k}$   
 Coefficient poly tropique de l'air :  $\gamma_{air} = 1.4$   
 Le coefficient adiabatique moyen :  $r_{moy} = 288.5 \text{ J / kg.k}$

### 3.6.1 Compresseur (CR) :

La pression à la sortie de compresseur  $CR$  :

$$P_2 = 1 * 16 = 16 \text{ bar}$$

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

On utilise l'équation (III.3) :

$$W_{Sc} = 1004 * 288 * ((16)^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1) = 3.4935e + 005 \text{ j/kg}$$

Le travail réel fourni au gaz par le compresseur  $W_C$  :

D'après l'équation (III.7) :

$$W_C = \frac{3.4935e+005}{0.88} = 3.9699e + 005 \text{ j/kg}$$

La température à la sortie de compresseur :

D'après la relation (III.9), on aura :

$$T_2 = 288 + \frac{3.9699e+005}{1004} = 683.40$$

### 3.6.2 Combustion (c-c) :

On utilise l'équation (III.10) :

$$Q_{C-C} = 1275 * (1250 - 683.40) = 1.0705e + 006 \text{ j/kg}$$

### 3.6.3 Turbine (T) :

Le coefficient adiabatique moyen  $\gamma_{moy}$  :

On utilise l'équation (III.11) :

$$\gamma_{moy} = \frac{1275}{1275 - 288.5} = 1.29$$

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

D'après la relation (III.14), on a :

$$W_{ST} = 1275 * 1250 * ((\frac{1}{16})^{\frac{1.29-1}{1.29}} - 1) = -9.0067e + 005 \text{ j/kg}$$

Le travail réel fourni par le gaz à la turbine  $W_T$  :

En appliquant l'équation (III.16) :

$$W_T = 9.0067e + 005 * 0.88 = -1.0235e + 006 \text{ j/kg}$$

Température à la sortie de turbine :

D'après l'équation (III.18), on aura :

$$T_4 = 1250 + \frac{1.0235e+006}{1275} = 447.25$$

### 3.6.4 Bilan de cycle :

Le travail utile  $W_{ut}$  :

D'après (III.19), on a :

$$W_{UT} = 1.0235e + 006 - 3.9699e + 005 = 626510j/kg$$

La puissance de compresseur  $P_c$  :

En appliquant la relation (III.20), on aura :

$$P_c = 688 * 3.9699e + 005 = 2.7313e + 008kW$$

La puissance de la turbine  $PT$  :

D'après l'équation (III.21), on a :

$$PT = 688 * 1.0235e + 006 = 7.0416e + 008kW$$

La puissance mécanique  $P_{GT}$  :

On utilise la relation (III.22) :

$$P_{GT} = 7.0416e + 008 - 2.7313e + 008 = 4.4103e + 008kW$$

Rendement de la turbine à gaz  $\eta_{GT}$  :

A partir (III.23), on a :

$$\eta_{GT} = \frac{626510}{1070500} = 0.58$$

## 3.7 Pertes de charge en cours de combustion

Dans une installation réelle de turbine à gaz, voir la figure (3.5), les pressions durant les processus (2-3) et (4-1) ne demeurent pas constantes à cause des pertes inhérentes dans les circuits d'air et de gaz. Par conséquent, les rapports de pression et de température dans le compresseur et la turbine ne sont plus identiques. La réduction double du rapport de pression de turbine réduit le travail de l'installation et le rendement thermique.

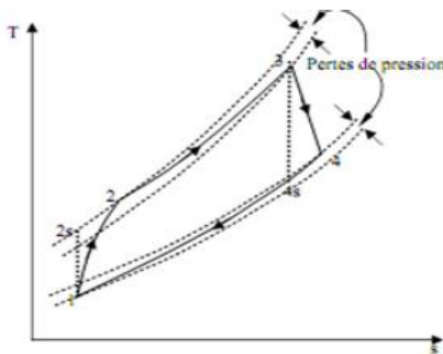


Figure 3.5 – Pertes de charge en cours de combustion

## 3.8 Influence des facteurs sur les performances de la turbine à gaz :

### 3.8.1 Influence des facteurs extérieurs sur les performances de la turbine à gaz :

Une turbine à gaz emploie de l'air atmosphérique, donc ses performances sont considérablement influencées par tous les facteurs qui ont un effet sur le débit massique de l'air refoulé au compresseur.

Ces facteurs sont :

- \* La température .
- \* La pression .
- \* L'humidité .
- \* Les poussières.

#### 3.8.1.1 Effet de la température ambiante

A mesure que la température d'admission du compresseur augmente, le débit massique d'air diminue (en raison d'une diminution de masse spécifique), par conséquent, le rendement de la turbine et la puissance utile diminuent. .

#### 3.8.1.2 La pression ambiante :

Si la pression atmosphérique diminue par rapport à la pression de référence, le débit massique de l'air diminue (en raison d'une diminution de sa masse spécifique) il en est de même la puissance utile.

#### 3.8.1.3 L'humidité relative :

L'air humide est moins dense que l'air sec, donc si l'humidité relative augmente, la puissance débitée diminue et la consommation spécifique augmente.

#### 3.8.1.4 Les poussières :

Lorsque la concentration en poussière dans l'atmosphère augmenté à cause du vent de sable la quantité d'air admise dans le compresseur diminue ce qui fait diminuer la puissance de notre turbine.

### 3.8.2 Influence des facteurs intérieurs sur les performances de la TAG :

Outre les facteurs externes décrits dans le paragraphe précédent, il y a d'autres facteurs qui influencent sérieusement sur les performances de la TAG. Ceux-ci peuvent être nommés comme les facteurs intérieurs, parce qu'ils sont liés aux systèmes auxiliaires de la turbine à gaz.

Ils sont énumérés ci-dessous :

- \* Chute de pression dans la section d'admission du compresseur .
- \* Chute de pression dans le système d'échappement de la turbine .

\* Type de combustible.

### 3.8.2.1 Chute de pression dans la section d'aspiration du compresseur :

Les chutes de pression sont provoquées par le système d'admission de la turbine. Ce dernier est composé d'un filtre à air, un silencieux, un coude, des variations de section des tuyauteries. . . etc. Installés en amont de la bride d'aspiration du compresseur. Quand l'air traverse ce système, il est soumis au frottement qui réduit la pression et poids spécifique. Ces chutes causent une réduction de la puissance utile et l'augmentation de la consommation spécifique, comme précédemment à cause de l'influence exercée par la pression ambiante.

### 3.8.2.2 Chutes de pression dans le système d'échappement :

Celles-ci sont provoquées par le système d'échappement de la turbine, composé d'un ou plusieurs silencieux, de coudes, diffuseurs. . . etc., par lesquels les gaz d'échappement traversent ce système sont expulsés à l'atmosphère.

Les gaz d'échappement traversant ce système sont soumis aux pertes dues aux frottements, qui augmentent la valeur de la contre pression, par rapport à la valeur de la pression extérieure ou atmosphérique. Les pertes réduisent la détente dans la turbine, car cette dernière s'arrête à une isobare plus haute que celle de référence, et ceci a comme conséquence la réduction de la puissance utile et l'augmentation de la consommation spécifique.

### 3.8.2.3 Influence du type de combustible :

On obtient de meilleures performances si l'on emploie le gaz naturel plutôt que le gasoil. En effet la puissance débitée quand la charge est basse et les autres conditions (température ambiante, chute de pression, . . . etc.) sont identiques et supérieure d'environ 2%, tandis que la consommation spécifique est inférieure de 0,7 jusqu' à 1% selon le modèle de TAG. Ces différences deviendront d'autant plus remarquables si nous comparons les performances obtenues avec du gaz naturel et avec des types de combustible de plus en plus lourds, tel que les combustibles résiduels. Ce comportement est dû au pouvoir calorifique plus élevé des produits générés par la combustion du gaz naturel.

# Chapitre 4

## Résultats et discussions :

### 4.1 Introduction :

L'objectif de ce chapitre consiste à étudier l'influence des puissances (turbine  $P_t$ , compresseur  $P_c, P_{utile}$ ), et le rendement mécanique, sur les performances de la Tag d'une part sur le cycle idéal, d'une part sur le cycle simple avec injection de vapeur à l'entrée de la chambre de combustion; Les calculs ont été effectués pour les gammes de taux de compression  $\tau \in [2, 20]$ .

### 4.2 État de cycle idéal :

#### 4.2.1 Influence du taux de compression sur performance d'une turbine à gaz :

Les figures IV.1, IV.2 montrent que les profils des puissances (compresseur  $P_c$ , turbine  $P_t$ ) ont pratiquement la même allure. Toute fois, les figures IV.3 IV.4 montrent que La puissance utile augmente avec l'augmentation de taux de compression jusqu'à qu'elle atteint son maximum à  $\tau = 16$ , puis elle est constant.

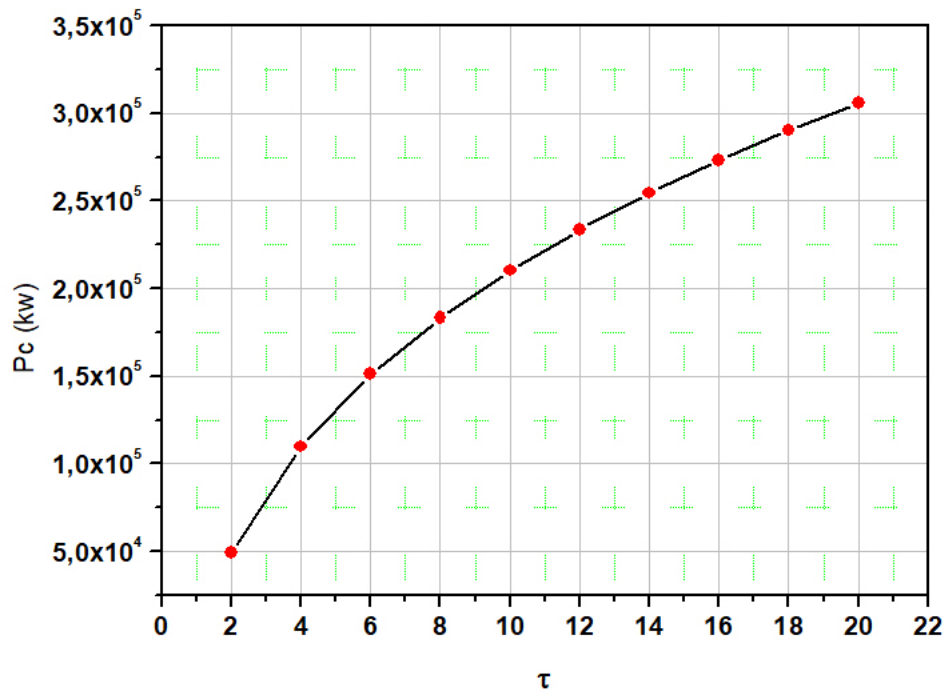


Figure 4.1 – Puissance de compresseur en fonction de taux de compression

la figure 4.1 illustre l'évolution de la puissance de compresseur en fonction de taux de compression , c'est logique si le taux augment la pression augmente , alors que la consommation augmente, comme il est montré dans la figure 4.1 ; Le profils de la puissance de compresseur est en relation proportionnel avec le taux de compression .

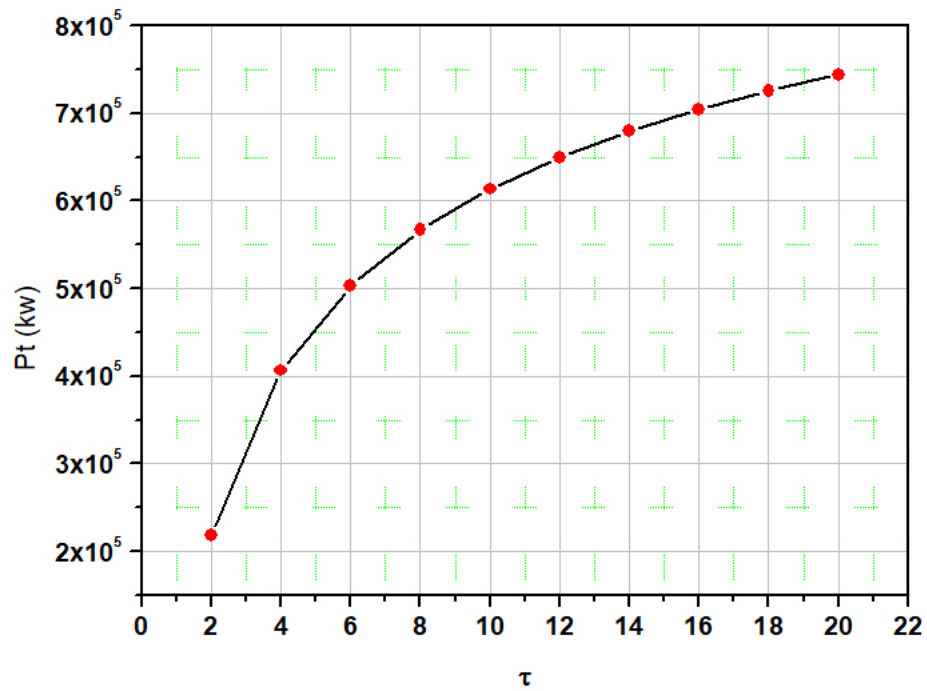


Figure 4.2 – Puissance de turbine en fonction de taux de compression

Le rôle de la turbine c'est la détente de la pression jusqu'à la pression atmosphérique (échappement) alors que comme la pression augmente (le taux) la consommation de la turbine augmente ( $\tau = 16, P_t = 5.10^7$ ) comme illustré dans la figure ci-dessus.

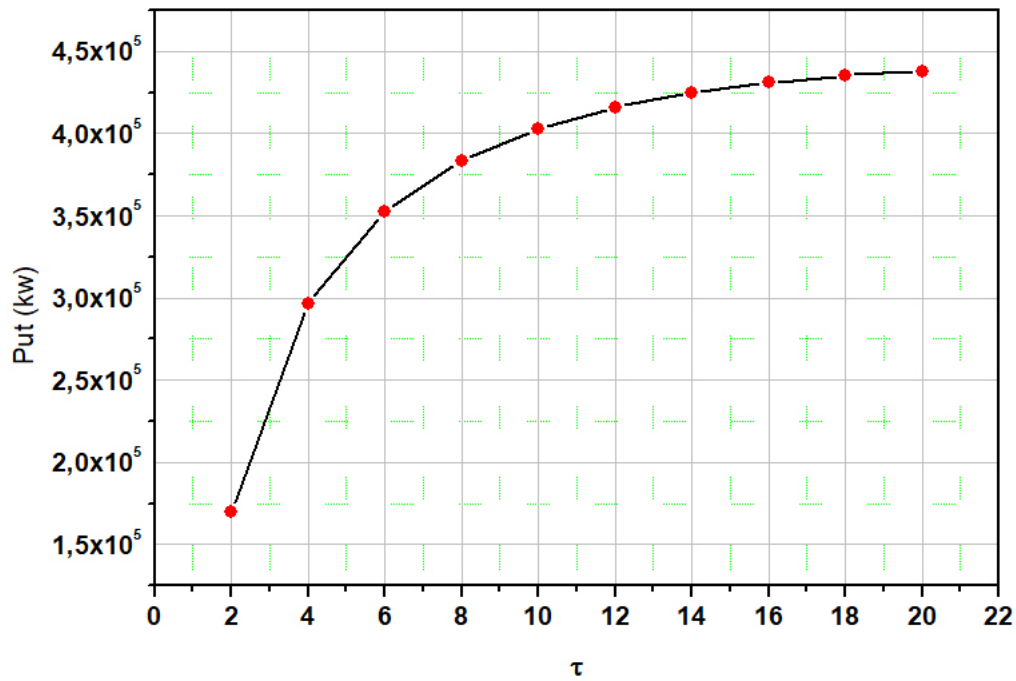


Figure 4.3 – puissance utile en fonction de taux de compression

La puissance utile est la résultante de la différence des puissances entre la turbine et le compresseur et comme si la valeur ( absolue ) de la puissance turbine est supérieur a celle de compresseur alors la courbe augmente avec l'augmentation de taux de compression jusqu'à une valeur stable pour  $\tau \geq 16$  on estime que la valeur optimale est 16.

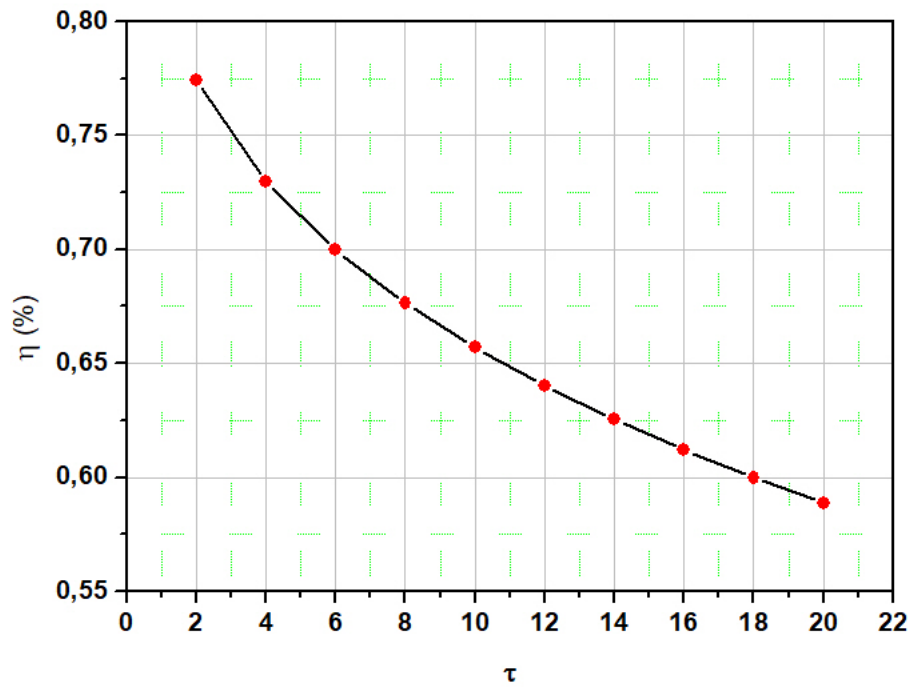


Figure 4.4 – rendement en fonction de taux de compression

par définition le rendement est le rapport de travail utile sur le travail du turbine (absolue) ,on remarque la puissance turbine augment progressivement par contre l'augmentation du puissance utile est lente alors que le rendement diminue d'une façon presque linéaire de l'intervalle de 58,77%.

## 4.3 Analyse des performances de TAG à l'état réel à l'aide de logiciel Aspen Hysys :

### 4.3.1 présentation du logiciel Aspen Hysys :

Le HYSYS est un logiciel de simulation le plus utilisé dans les usines de l'industrie chimique et le raffinage du pétrole. Ce logiciel est inventé par la société Aspentech

Plusieurs avantages sont produits lors de l'utilisation du logiciel HYSYS, notamment :

- \* Calcul des propriétés physiques.
- \* Simulation de la plupart des équipements utilisés dans le domaine industriels.
- \* Interface facile à utiliser.
- \* Il n'attend pas l'achèvement de toutes les données pour donner l'ordre aux calculs.
- \* Amélioration des résultats automatique dès qu'on change les données.
- \* Facile d'afficher les erreurs et comprendre facilement l'erreur.

### 4.3.2 Composition du système TAG par Aspen Hysys :

#### 4.3.2.1 premièrement :

En cliquant sur le bouton nouveau page nous obtenons le texte suivant :

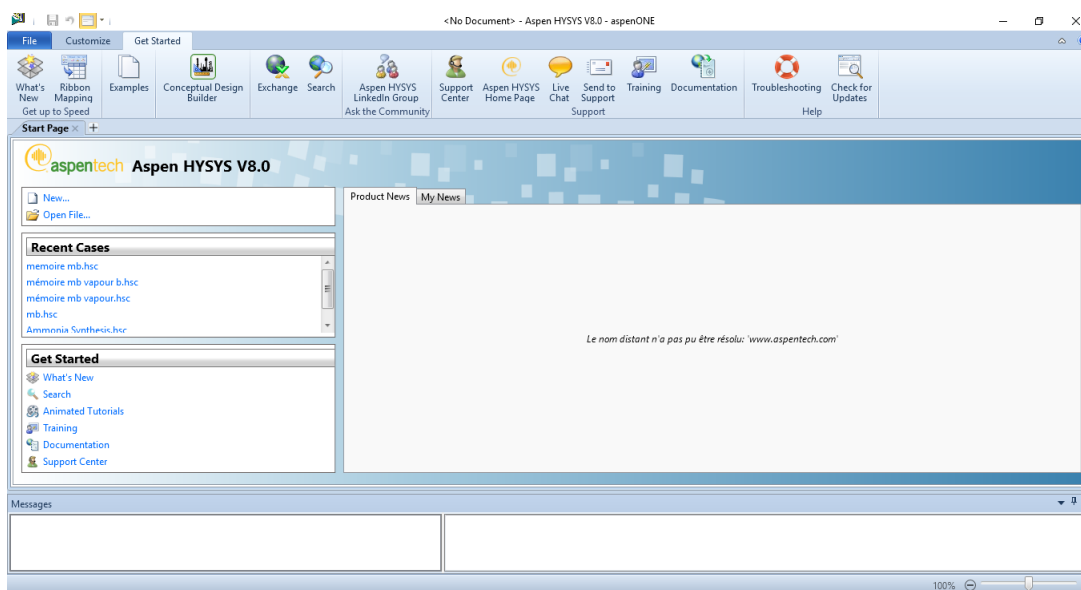


Figure 4.5 – Interface principale Hysys.

#### 4.3.2.2 Deuxièmement :

Pour dessiner l'installation TAG, on prend les compositions disponibles dans le menu des outils situés sur la gauche de l'écran :

Component lists>Add

a) Composition Air d'admission : O<sub>2</sub>= 21% ; N<sub>2</sub>=79% .

b) Composition fuel combustible (gaz naturel ) :

Methane=89,54% ; CO<sub>2</sub>=0,82% ; Ethane= 7.42% ;propane= 1.21% Nitrogene= 1.01%

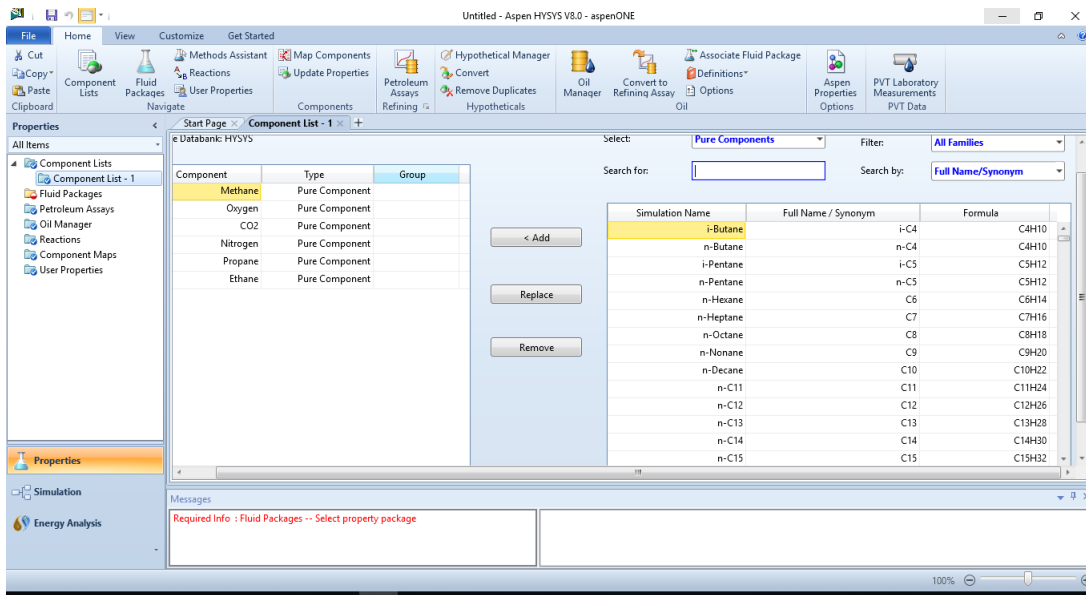


Figure 4.6 – Compositions d'air et combustible

\* Fluid Packages Packages>Add> Peng- Robinson

#### 4.3.2.3 troisièmement :

Choisir les éléments disponibles dans le menu des outils situés sur la gauche de l'écran et on le met dans l'espace du dessin, comme il est illustré dans la figure III.3.

On va faire l'insertion des données principales et nous relierons entre les éléments de l'installation de TAG.

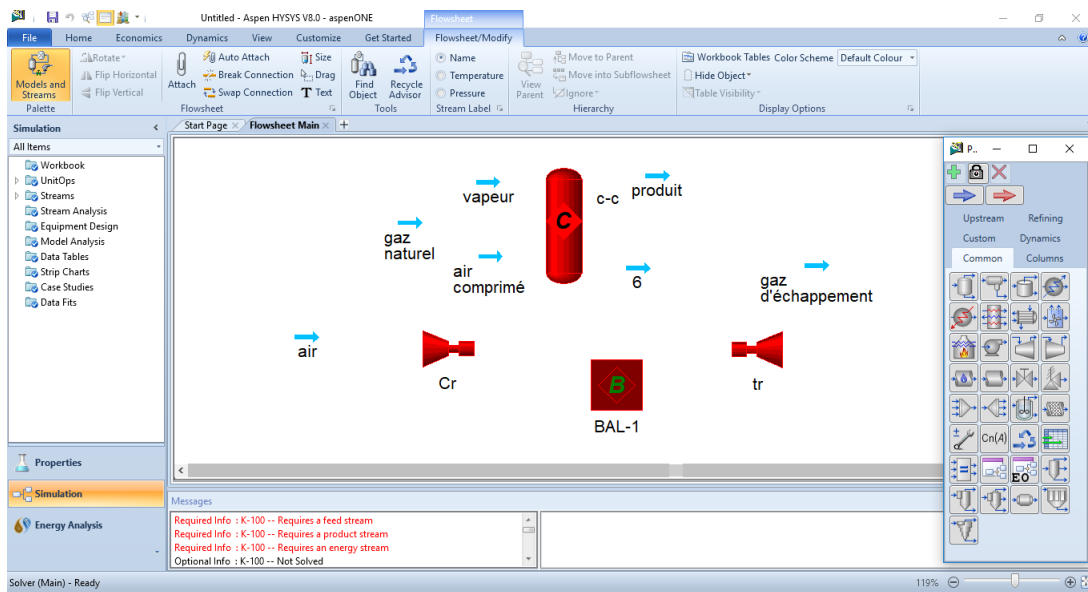


Figure 4.7 – Éléments de l'installation TAG

### 4.3.3 Calcul des performances de l'installation TAG par Aspen Hysys :

#### 4.3.3.1 installation d'injection de la vapeur à l'amont de la chambre de combustion :

Nous prenons comme exemple l'insertion des données sur l'air et le compresseur.

Par double-clic sur chaque élément, nous introduisons les données suivantes sur les étiquettes.

\* Air :

Température d'entrée :  $T_1 = 15$  c

Pression d'entrée :  $P_1 = 1$  bar

Débit massique d'air :  $m_a = 688$  kg/s

\* Compresseur :

Rapport de pression de compresseur :  $\tau = 16$

Adiabatic Efficiency :  $\eta_{sc} = 0.88$

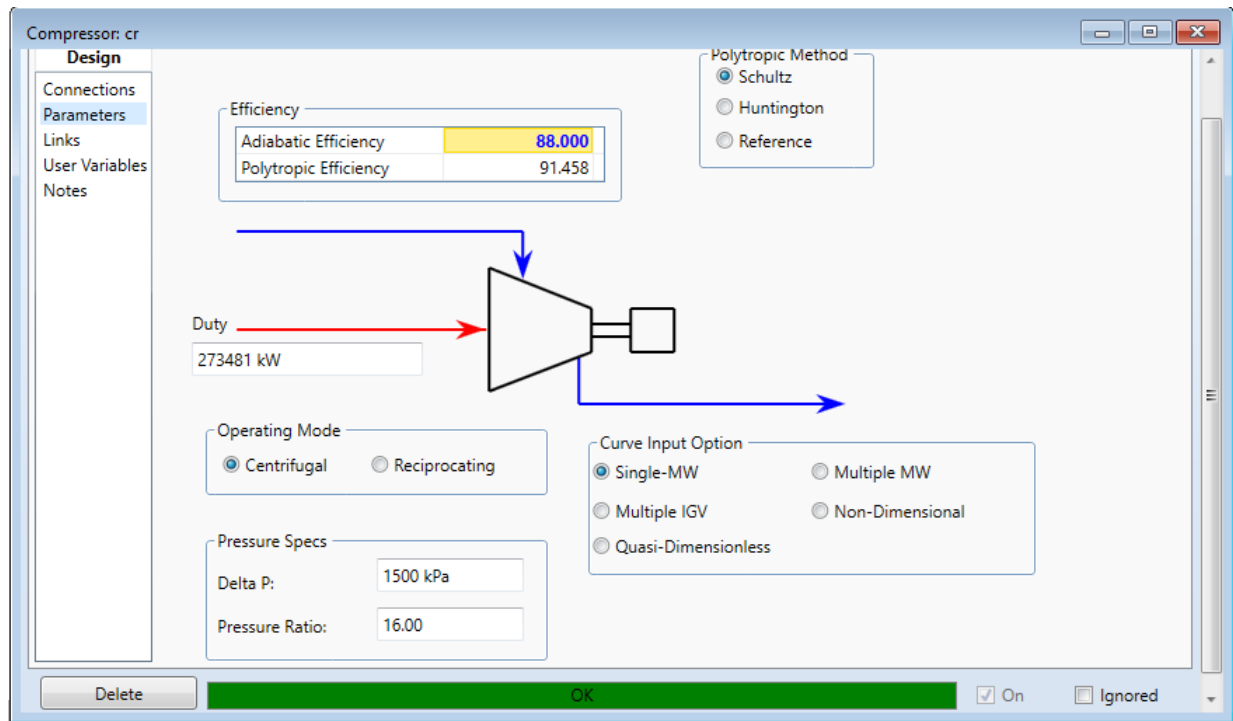


Figure 4.8 – Fenêtre des données de compresseur

\* Chambre de combustion (C-C) :

+L'injection de la Vapeur :

$$T_{inj,v} = 300c$$

Pression d'entrée : 16 bar

Débit massique de vapeur :  $\dot{m}_v = 0.020 \text{ Kg/s}$

+Fuel gaz : gaz naturel :

Température d'entrée :  $T_{inj,f} = 35 \text{ c}$

Pression d'entrée :  $P_2 = 16\text{bar}$

Débit massique de fuel gaz :  $\dot{m}_f = 10.2\text{Kg/s}$

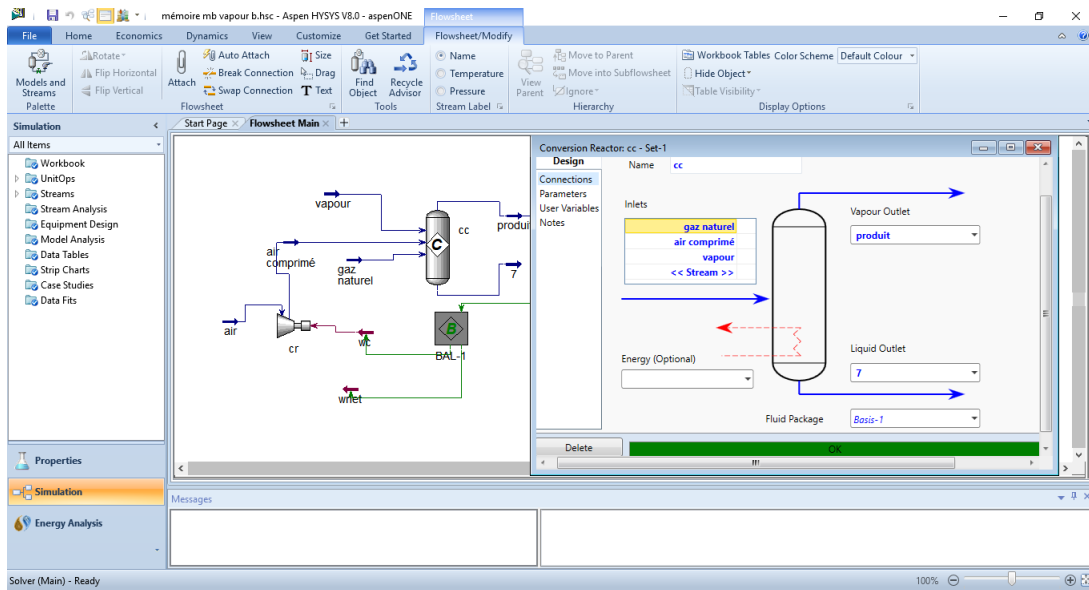


Figure 4.9 – Fenêtre des données de chambre de combustion.

\* Turbine : Branchement de gaz combustion avec l'entrée de la turbine et gaz d'échappement avec la sortie de la turbine

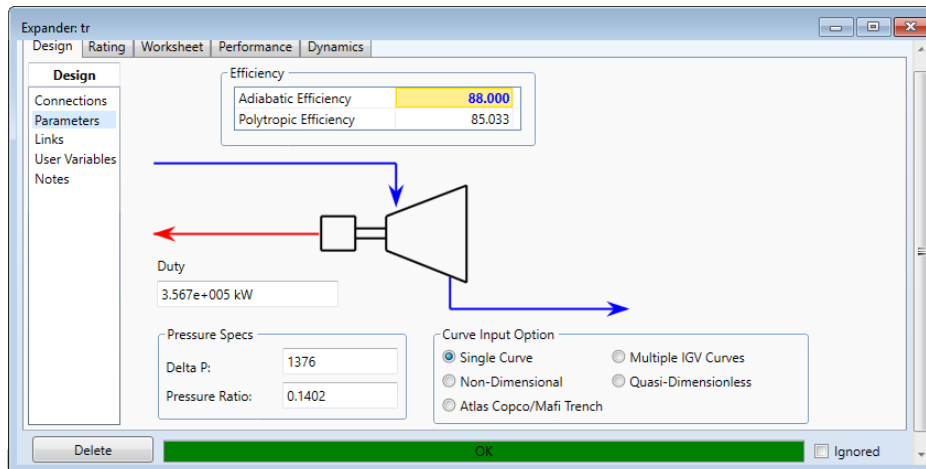


Figure 4.10 – Fenêtre des données de turbine.

Balance : On utilise la balance pour diviser le travail de la turbine en deux parties le premier qui va faire entrainer le compresseur et le deuxième pour faire marcher le générateur.

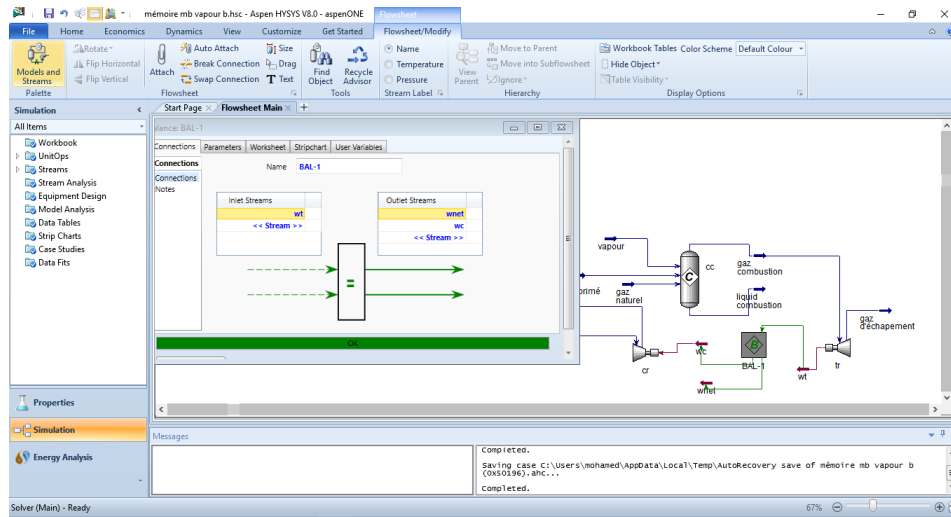


Figure 4.11 – Fenêtre des données de la Balance

#### 4.3.3.1.1 L'installation finale :

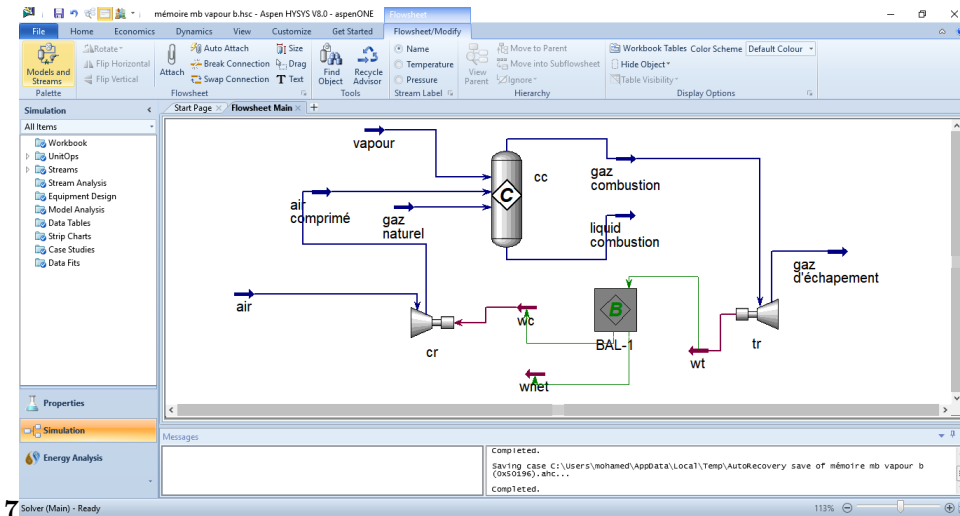


Figure 4.12 – Installation d'injection de la vapeur à l'mont de la chambre de combustion du turbine à gaz

#### 4.3.4 Calculs :

Pour effectuer le calcul et obtenir les résultats finaux, on clique sur le bouton droit pour afficher et cliquer sur le message 'Add WorkbookTable'

Material Streams								
		air	air comprimé	gaz naturel	gaz d'échappement	gaz combustion	liquid combustion	vapour
Vapour Fraction		1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	0,0000	1,0000
Temperature	C	15,00	393,0	35,00	570,0	994,7	994,7	300,0
Pressure	bar	1,000	16,00	16,00	1,408	16,00	16,00	16,00
Molar Flow	kgmole/h	8,610e+004	8,610e+004	2289	8,839e+004	8,839e+004	0,0000	2,466
Mass Flow	kg/s	688,0	688,0	10,20	698,2	698,2	0,0000	2,000e-002
Liquid Volume Flow	m3/h	2884	2884	122,6	2960	2960	0,0000	8,751e-002
Heat Flow	kJ/h	-2,581e+007	9,587e+008	-1,712e+008	-4,969e+008	7,873e+008	0,0000	-1,991e+005

Figure 4.13 – Résultats finaux de Calcul de l'installation

### 4.3.5 Influence du taux de compression sur performance d'une turbine à gaz avec injection de vapeur :

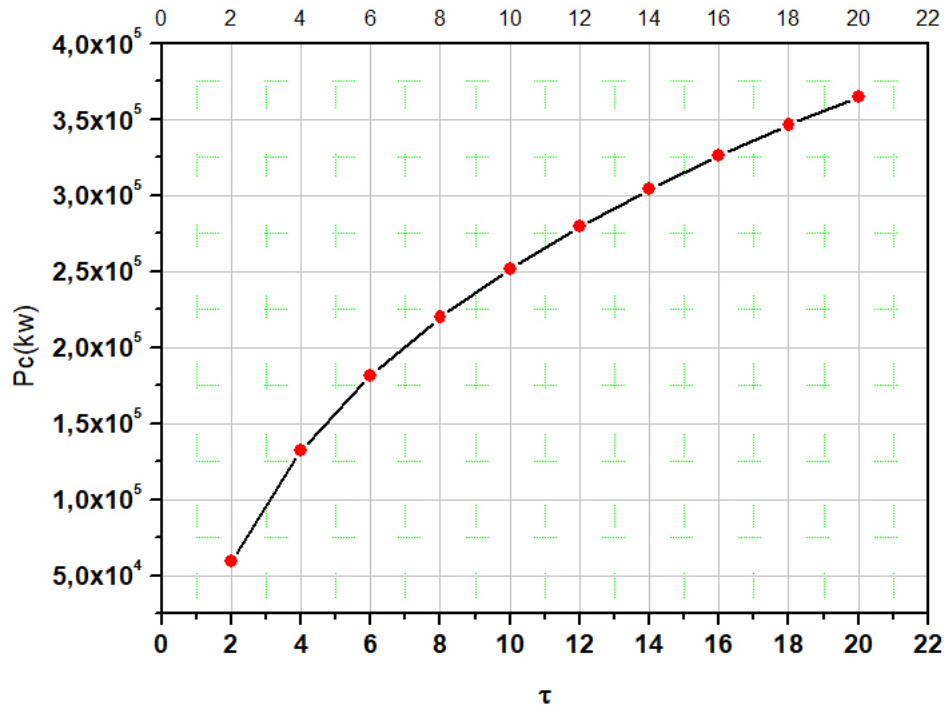


Figure 4.14 – puissance compresseur en fonction de taux de compression

comme la partie précédente la courbe d'évolution de puissance de compresseur est augmenté avec le taux de compression, mais s'il en compare avec l'état idéal clairement les valeurs sont différentes comme titre d'exemple pour  $\tau = 20$ ,  $P_c = 3,7 \cdot 10^5 \text{ kW}$  (avec injection)  $P_c = 3,1 \cdot 10^5 \text{ kW}$  (sans injection).

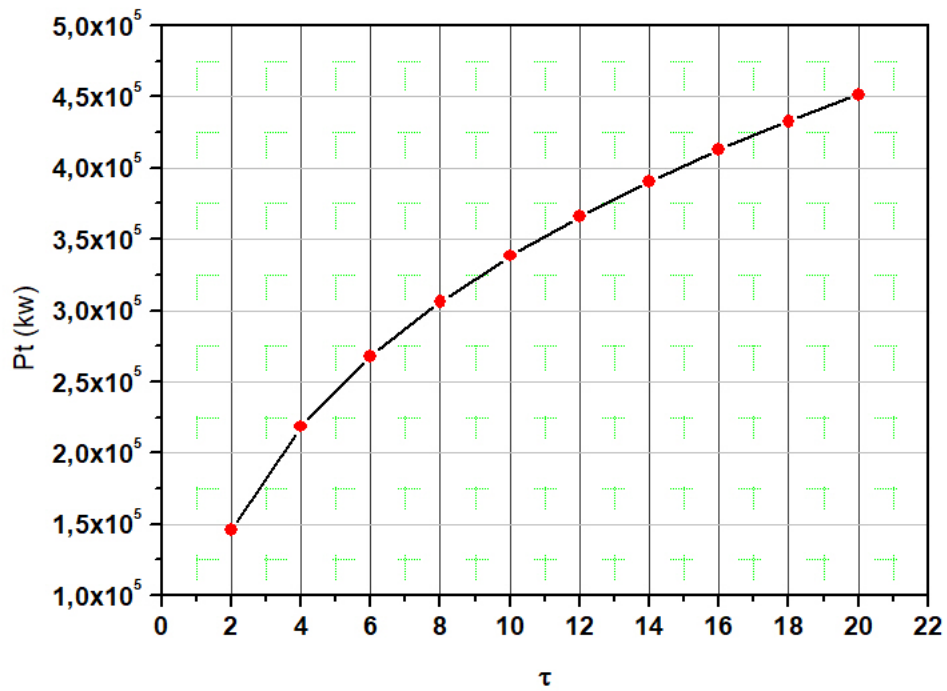


Figure 4.15 – puissance turbine en fonction de taux de compression

la figure illustre l'évolution la puissance de la turbine avec injection de vapeur en fonction de taux de compression, pas de changement de la courbe il avait une relation proportionnelle il augmente avec le taux de compression mais cette fois les valeurs des puissances avec injection sont inférieure a celle du l'état idéal .

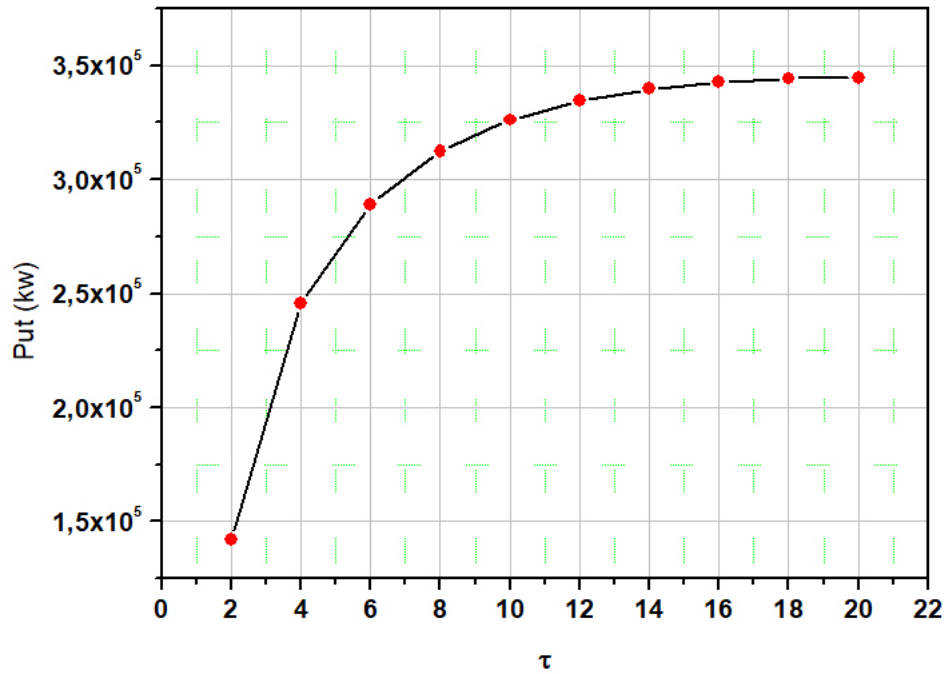


Figure 4.16 – puissance utile en fonction de taux de compression

comme l'état idéal le profil de puissance utile avec injection augmente avec l'augmentation de taux de compression mais les valeurs sont inférieure par rapport à l'état idéal a cause des valeurs de la turbine (figure 5.15), on note la même remarque que l'augmentation est stabilise pour une valeur optimal  $\tau = 16$ .

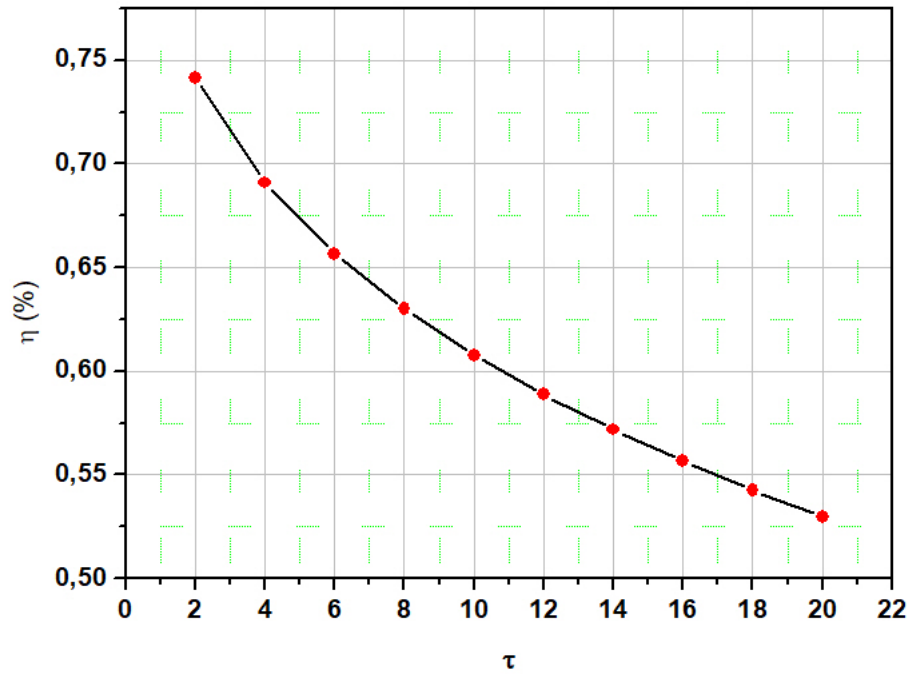


Figure 4.17 – rendement en fonction de taux de compression

l'influence de l'injection de vapeur est légère sur le rendement, il diminue avec des basses valeurs par exemple pour  $\tau = 10, \eta = 61\%$  (avec injection vapeur) et  $\eta = 66\%$  (sans injection vapeur) c'est à dire  $\Delta\eta = 7.5\%$  pour cet cas.

## Conclusion général

Devant l'utilisation croissante des turbines à gaz dans différents domaines de l'industrie (pétrolière, gazière, production d'électricité . . . ), et vu le facteur coût d'énergie, qui est très élevé, le développement des moyens d'amélioration de leurs performances est devenu nécessaire tant sur le plan scientifique que technologique. En effet, l'optimisation du rendement de ces machines est liée à la maîtrise de plusieurs facteurs essentiels que sont : La connaissance précise des caractéristiques de la turbine, de ses performances, compte tenu de l'endroit géographique et des conditions climatiques du lieu d'installation.

Dans ce mémoire on présente une étude comparative des performances d'une turbine à gaz.

La résolution a été réalisée, en premier temps analytiquement. En deuxième temps, nous avons utilisé le code Hysys ; une large étude en donnant une grande importance à l'analyse de l'influence de quelques paramètres à savoir, le taux de compression, injection de la vapeur sur la performance de la turbine à gaz.

L'analyse des résultats obtenus dans ce mémoire montre :

Il existe un taux optimal auquel les performances énergétiques sont maximums.

La puissance de la turbine à gaz augmente proportionnellement avec l'injection continue de la vapeur.

- [1] – technique de l'ingénieur (B4410), « Turbines à gaz aéronautiques et terrestres ». 2005
- [2] – technique de l'ingénieur (B4425) « mise en oeuvre des turbines à gaz dans l'industrie ». 2005
- [3] – SHARIKET KAHRABA SKIKDA, Notions de base du cycle combine et vue d'ensemble de l'installation-Phase II, Révision: b, fichier: Overview.
- [4] – A. Blocs ; EPFL Turbomachines thermiques. Lausanne 1990.
- [5] – Hasan Kayhan Kayadelen, Yasin Ust, Performance and environment as objectives in multi-criterion optimization of steam injected gas turbine cycles, Applied Thermal Engineering 71(2014) PP 184-196.
- [6] – Anoop Kumar Shukla, Onkar Singh , Performance Evaluation of Steam Injected Gas Turbine Based Power Plant with Inlet Evaporative Cooling, Applied Thermal Engineering, 102(June 2016), PP 454-464.
- [7] – Mahmoud Nadir. Adel Ghenaiet, Steam turbine injection generator performance estimation considering turbine blade cooling, Energy, 132 (2017), PP 248-256
- [8] – Manuel formation ,Ansaldo energia s.p.a 2001
- [9] – S.L.Dixon,1978, "Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery", 3rd Edition Pergamon Press oxford (New York, Toronto, Sydney, Frankfurt).
- [10] – S. Jebaraj and S. Iniyan, 'A Review of Energy Models', Renewable and Sustainable Energy Reviews, pp. 1 – 31, 2004.
- [11] –International Association for the Properties of Water and Steam, 'Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam', Erlangen, Germany, September 1997.