

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA BOUMERDES



Faculté de technologie

Département Génie Mécanique

# Mémoire de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme de Master Académique

en Génie Mécanique

Option : Energétique

---

## *Thème*

---

**CONTRIBUTION A L'ETUDE ET L'AMELIORATION DES  
PERFORMANCES ENERGETIQUES D'UNE TURBINE A GAZ PAR  
DIFFERENTES TECHNIQUES EXPERIMENTALES ET SON  
IMPACT SUR L'ENVIRONNEMENT (SONATRACH)**

**Présenté par :**

**Mr. BOULIFA YAHIA**

**Mr. NABI AIMEN ISMAIL**

**Promotion 2020-2021**

## Dédicaces

A mes chers parents, pour tous leurs sacrifices,  
leur amour surtout pour mon père, que Dieu lui  
fasse miséricorde , leur tendresse, leur soutien et  
leurs prières tout au long de mes études,

A ma chère sœur Boutheina et ma fiancée pour ses  
encouragements permanents, et son soutien  
moral,

A mes chers amis, pour leur appui et leur  
encouragement,

A toute ma famille pour leur soutien tout au long de  
mon parcours universitaire,

Que ce travail soit l'accomplissement de vos vœux  
tant allégués, et le fruit de votre soutien infailible,

Merci d'être toujours là pour moi.

NABI AIMEN ISMAIL

## Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

A ma mère, aucun hommage ne pourrait être à la hauteur de l'amour dont elle ne cesse de me combler. Que dieu lui procure bonne santé et longue vie.

Surtout pour mon père, que Dieu lui fasse miséricorde

A ma sœur que j'aime beaucoup et qui m'a soutenue tout au long de ce projet

A ma fiancée et toute ma famille,

à tous mes amis,

Et à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin pour que ce projet soit possible

Je vous dis merci.

BOULIFA YAHIA

# Remerciement :

Au début, nous souhaitons adresser nos remerciements les plus sincères aux personnes qui nous ont apporté leur aide et qui ont contribué à l'élaboration de ce mémoire.

Nous tenons à remercier tout particulièrement notre encadreur Mr. Lamri Smail pour nous avoir suivis et conseillés au tput long de la réalisation de ce mémoire.

Nous remercierons, Mme. Bahloul Hassiba notre promotrice qui nous a accompagnés tout au long de notre travaille

Ce mémoire n'aurait jamais pu voir le jour sans le soutien actif des membres de notre famille, surtout nos parents qu'ils nous ont toujours encouragé moralement et matériellement et à qui nous tenons à les remercier.

Enfin nous tenons à exprimer vivement nos remerciements avec une profonde gratitude à toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à sa réalisation, car un projet ne peut pas être le fruit d'une seule personne.

## RESUME

Les turbines à gaz sont utilisées dans les centrales thermiques et les industries des hydrocarbures du monde entier, mais cela ne nous donne pas de bonnes performances par rapport le carburant de combustion lequel vous travaillez.

Nous avons donc fait une étude pour améliorer ses performances en ajoutant des composants supplémentaires à l'appareil.

1- l'échangeur de chaleur pour l'augmentation de la température de sortie du compresseur affecte directement les performances.

2-L'injection de vapeur dans la chambre de combustion améliore les performances de la turbine à gaz GM ES 3002.

### ملخص

تُستخدم توربينات الغاز في محطات الطاقة الحرارية والصناعات الهيدروكربونية في جميع أنحاء العالم ، ولكنها لا تمنحنا أداءً جيداً بالنسبة لوقود الاحتراق الذي تعمل به.

لذلك قمنا بدراسة لتحسين أدائه بإضافة مكونات إضافية للجهاز.

1-المبادل الحراري للزيادة في درجة حرارة مخرج الضاغط يؤثر بشكل مباشر على أداء

2- يعمل حقن البخار في غرفة الاحتراق على تحسين أداء التوربينات الغازية.

## ABSTRACT

Gas turbines are used in thermal power plants and hydrocarbon industries all over the world, but it does not give us good performance against the combustion fuel you are working with.

So we made a study to improve its performance by adding additional components to the device.

1- The heat exchanger for increasing the compressor outlet temperature directly affects performance.

2-The injection of steam into the combustion chamber improves the performance of the GM ES 3002 gas turbine.

## **INTRODUCTION GENERAL**

<b>1-INTRODUCTION GENERALE:</b> .....	<b>1</b>
---------------------------------------	----------

### **CHAPITRE I PRESENTATION DU LIEU DE STAGE**

<b>I.1-INTRODUCTION:</b> .....	<b>3</b>
<b>I.2-CREATION DE LA SONATRACH :</b> .....	<b>3</b>
<b>I.3-LE TRANSPORT PAR CANALISATION (TRC) .....</b>	<b>4</b>
<b>I.3.1-LE ROLE DE TRC:</b> .....	<b>4</b>
<b>I.3.2-LES DIVISIONS DE LA TRC :</b> .....	<b>5</b>
<b>I.3.3-L'ACTIVITE TRANSPORT PAR CANALISATION DISPOSE DE :</b> .....	<b>5</b>
<b>I.4-RESEAU DE TRANSPORT PAR CANALISATIONS :</b> .....	<b>6</b>
<b>I.5-LES PROJETS DE GAZODUC TRANSCONTINENTAUX EN COURS :</b> .....	<b>6</b>
<b>I.6-LES INSTALLATIONS DE RTO :</b> .....	<b>7</b>
<b>I.7-ACTIVITES DU CENTRE DE COMPRESSION (CC1) :</b> .....	<b>7</b>
<b>I.8-DATE DE MISE EN SERVICE :</b> .....	<b>7</b>
<b>I.9-ITINERAIRE DES CENTRES DE COMPRESSION :</b> .....	<b>8</b>
<b>I.10-SCHEMA DESCRIPTIF DU SYSTEME DE TRANSPORT PAR CANALISATION:</b> .....	<b>9</b>
<b>I.11-FAITS MARQUANTS DE L'ACTIVITE TRC EN 2015-2016 :</b> .....	<b>9</b>
<b>I.12-CONCLUSION :</b> .....	<b>10</b>

### **CHAPITRE II GENERALITES SUR LES TURBINES A GAZ**

<b>II.1-INTRODUCTION .....</b>	<b>11</b>
<b>I.2-DEFINITION DE LA TURBINE A GAZ .....</b>	<b>11</b>
<b>II.3-HISTORIQUE DES TURBINES A GAZ:</b> .....	<b>11</b>
<b>II.4-CLASSIFICATION GENERALE DES TURBINES :</b> .....	<b>12</b>
<b>II.4.1-SELON LE MODE DE CONSTRUCTION .....</b>	<b>13</b>
<b>A-TURBINE MONO-ARBRE :</b> .....	<b>13</b>
<b>B-TURBINE BI-ARBRES :</b> .....	<b>13</b>
<b>II.4.2-LE MODE DE TRAVAIL.....</b>	<b>15</b>
<b>A-TURBINE A ACTION:</b> .....	<b>15</b>
<b>B-TURBINE À RÉACTION :</b> .....	<b>15</b>
<b>II.4.3-SELON LE CYCLE :</b> .....	<b>16</b>
<b>A-TURBINE A CYCLE FERME :</b> .....	<b>16</b>
<b>B-TURBINE A CYCLE OUVERT :</b> .....	<b>16</b>
<b>B.1-TURBINE A CYCLE SIMPLE (SANS RECUPERATION) :</b> .....	<b>16</b>
<b>B.2-TURBINE A CYCLE REGENERATIF (AVEC RECUPERATION) :</b> .....	<b>16</b>
<b>II.5-ELEMENTS PRINCIPAUX DE LA TURBINE A GAZ.....</b>	<b>17</b>
<b>II.5.1-L'ENTREE .....</b>	<b>18</b>
<b>II.5.2-LE COMPRESSEUR.....</b>	<b>18</b>
<b>II.5.3-LA CHAMBRE DE COMBUSTION.....</b>	<b>18</b>
<b>II.5.4-LA TURBINE .....</b>	<b>18</b>
<b>II.6-PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DE LA TURBINE À GAZ .....</b>	<b>19</b>
<b>II.6-A-COMPRESSION DE 1 A 2 :</b> .....	<b>19</b>
<b>II.6-B-COMBUSTION DE 2 A 3 :</b> .....	<b>19</b>
<b>II.6-C-DETENTE DE 3 A 4 :</b> .....	<b>20</b>

II.7-MOTEUR DE LANCEMENT (MOTEUR DIESEL) : .....	21
II.8-APPLICATIONS DES TURBINES A GAZ .....	21
II.8.1-PRODUCTION D'ELECTRICITE : .....	21
II.8.2-PRODUCTION COMBINEE CHALEUR-FORCE : .....	21
II.8.3-POMPAGE ET COMPRESSION : .....	22
II.9-CONCLUSION.....	22

### CHAPTER III DESCRIPTION GENERALE DE LA TURBINE A GAZ GE (MS 3002)

III.1-INTRODUCTION :.....	23
III.2-CARTERS DE LA TURBINE A GAZ .....	23
III.2.A- CARTER D'ADMISSION DU COMPRESSEUR : .....	23
III.2.B- CARTER DE REFOULEMENT : .....	24
III.2.C- HABILLAGE DE LA SECTION COMBUSTION ET CHAMBRES DECOMBUSTION :...	24
III.3- L'ENVELOPPE DE LA TURBINE : .....	26
III.3.1- DIRECTRICES DU 1 <sup>ER</sup> ETAGE : .....	26
III.3.2- DIRECTRICES DU 2 <sup>EME</sup> ETAGE : .....	26
III.3.3- DIAPHRAGME : .....	26
III.4- SECTION D'ECHAPPEMENT DE LA TURBINE : .....	27
III.5- ROTORS.....	28
III.5.1-ROTOR DU 1 <sup>ER</sup> ETAGE (LA TURBINE HP) : .....	28
A- DIRECTRICES DU 1 <sup>ER</sup> ETAGE : .....	28
B- AUBAGE TURBINE 1 <sup>ER</sup> ETAGE : .....	29
III.5.2- ROTOR DU 2 <sup>EME</sup> ETAGE (LA TURBINE BP) : .....	29
A-AUBAGE TURBINE 2 <sup>EME</sup> ETAGE : .....	29
III.6- PALIER .....	30
III.6.1- PALIER N° 1 : .....	30
III.6.2- PALIER N° 2 : .....	32
III.6.3- PALIER N° 3 : .....	32
III.6.4- PALIER N° 4 : .....	33
III.7- ACCOUPLEMENT .....	33
III.7.1- ACCOUPLEMENT ENTRE L'ENTRAINEMENT ACCESSOIRE ET L'ARBRE DE TAG .....	34
III.7.2 ACCOUPLEMENT DE CHARGE ENTRE L'ARBRE DE TURBINE BP ET LE COMPRESSEUR ....	34
III.8- ACCESSOIRES DE LA TURBINE A GAZ.....	34
III.8.1-SYSTEME DE LANCEMENT : .....	34
III.8.2- SYSTEME D'HUILE DE GRAISSAGE : .....	34
III.8.3-SYSTEME D'EAU DE REFROIDISSEMENT : .....	35
III.8.4- SYSTEME D'ENGRENAGE : .....	35
III.8.5-GENERATRICE AUXILIAIRE : .....	36
III.8.6-AIR DE REFROIDISSEMENT ET D'ETANCHEITE : .....	36
III.8.7- SYSTEME D'ADMISSION D'AIR : .....	36
III.8.8- SYSTEME DU COMBUSTIBLE GAZEUX : .....	37
III.8.9-SYSTEME HYDRAULIQUE : .....	37
III.9-CONCLUSION .....	37

### CHAPTER IV ETUDE DES PARAMETRES THERMODYNAMIQUES DE LA TURBINE MS 3002

IV-INTRODUCTION.....	38
----------------------	----

IV-1CYCLE THERMODYNAMIQUE DES TURBINES A GAZ :	38
IV-1-1 CYCLE DE BRAYTON :	38
IV-1-1-A CYCLE DE BRAYTON IDEAL (REVERSIBLE) :	38
IV-1-1-B CYCLE DE BRAYTON REEL (IRREVERSIBLE) :	39
IV-2 LES DONNEES DISPONIBLES AUPRES DU FABRICANT:	40
IV-3 ETUDE ENERGETIQUE DES CENTRALES CONSIDEREES	41
IV-3-1 POUR UN CYCLE SIMPLE.....	41
IV-3-1-A-SECTION DE LA COMPRESSION.....	41
IV-3-1-B-SECTION DE LA COMBUSTION.....	44
IV-3-1-C- SECTION DE LA DETENTE :	46
IV-3-1-D- BILAN GLOBAL DE LA CENTRALE :	48
IV.4-CONCLUSION.....	49

## CHAPITER V LE SYSTEME DLN

V .1-INTRODUCTION :	50
V.2- METHODES DE CONTROLE DES EMISSIONS :	50
V.3- SYSTEMES DE COMBUSTION DE LA TURBINE A GAZ :	52
V .4- SYSTEME DE COMBUSTION DLN-1:.....	54
V.4.1-MODE PRIMAIRE :	55
V.4.2-MODE PAUVRE-PAUVRE (LEAN-LEAN) :	56
V.4.3-MODE SECONDAIRE :	56
V.4.4-MODE PRE-MELANGE :	57
V.5-CONCLUSION :	61

## CHAPITRE VI RESULTS ET DISCUSSIONS

VI.1-INTRODUCTION .....	62
VI.2-ETUDE THERMODYNAMIQUE D'UN CYCLE AVEC INJECTION DE VAPEUR.....	62
VI.2.1- SCHEMA DE L'INSTALLATION .....	62
VI.2.2-DESCRIPTION DU PHENOMENE PHYSIQUE .....	62
VI.2.3-HYPOTHESES.....	63
VI.3-RESULTATS & INTERPRETATIONS.....	63
VI.3.1-PERFORMANCES DE LA TURBINE A GAZ SIMPLE SANS INJECTION DE LA VAPEUR .....	63
VI.3.2-PERFORMANCES DE LA TURBINE A GAZ SIMPLE AVEC INJECTION DE LA VAPEUR .....	66
VI.4-ETUDE THERMODYNAMIQUE D'UN CYCLE AVEC RECUPERATION DE LA CHALEUR.....	67
VI.4.1-PRINCIPE D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR: .....	67
VI.4.2-ETUDE TECHNOLOGIQUE :	68
VI.4.3-EQUATIONS DE BILAN.....	69
IV.5-METHODE DTLM :	70
VI.6-CONCLUSION.....	71

## CONCLUSION GENERALE

1-CONCLUSION GENERALE :	72
-------------------------	----

## LES FIGURES

<b>FIGURE I.1</b> : canalisation de transport hydrocarbures .....	4
<b>FIGURE I.2</b> : réseau de transport par canalisations .....	6
<b>FIGURE I.3</b> : itinéraire des centres de compression .....	8
<b>FIGURE I.4</b> : descriptif du système de transport par canalisation .....	9
<b>FIGURE II .1</b> : turbine mono arbre.....	13
<b>FIGURE II .2</b> : turbine à gaz bi-arbre .....	14
<b>FIGURE II .3</b> : Turbine à action et à réaction.....	15
<b>FIGURE II .4</b> : Cycle Fermé de turbine à gaz .....	16
<b>FIGURE II .5</b> : Cycle ouvert de turbine à gaz .....	16
<b>FIGURE II .6</b> : Schéma d'une turbine à gaz avec régénération.....	17
<b>FIGURE II .7</b> : Schéma représente les éléments principaux d'une turbine à gaz .....	17
<b>FIGURE II .8</b> : Schéma de fonctionnement d'une turbine à gaz et cycle thermodynamique.....	21
<b>FIGURE IV.1</b> : Cycle thermodynamique de Brayton . .....	38
<b>FIGURE IV.2</b> : Cycle idéal (réversible) de Brayton .....	39
<b>FIGURE IV.3</b> : Diagramme T - S du cycle réel de Brayton .....	40
<b>FIGURE IV.4</b> : Présentation de la compression de compresseur.....	41
<b>FIGURE IV.5</b> : Présentation de la combustion .....	44
<b>FIGURE IV.6</b> : Présentation de la détente.....	45
<b>FIGURE V.1 (A)</b> : type diffusion.....	49
<b>FIGURE V.1 (B)</b> : type prémélangé.....	49
<b>FIGURE V.2</b> : DLN1 combustor.....	52
<b>FIGURE V.3 (A)</b> : Mode primaire-allumage à 20% .....	53
<b>FIGURE V.3 (B)</b> : Mode lean lean (20% à 50%).....	53
<b>FIGURE V.3(C)</b> : Zone primaire éteinte .....	54
<b>FIGURE V.3(D)</b> : Opération prémix (50% à 100%) .....	54
<b>FIGURE V.4</b> : Répartition des gaz combustible .....	55
<b>FIGURE V.5</b> : Système de gaz combustible .....	56
<b>FIGURE VI.1</b> : Schéma d'une turbine à gaz avec injection de vapeur d'eau.....	62
<b>FIGURE VI.2</b> : Puissance absorbée par le compresseur.....	64
<b>FIGURE VI.3</b> :Rendement thermique global.....	64
<b>FIGURE VI.4</b> : Puissances sans et avec l'injection de la vapeur .....	65
<b>FIGURE VI.5</b> : rendement sans et avec l'injection de la vapeur .....	65
<b>FIGURE VI.6</b> : Rendement et le rapport (vapeur-air) injecté.....	66
<b>FIGURE VI.7</b> : Débit du fluide moteur .....	67
<b>FIGURE VI.8</b> :Schéma d'une turbine à gaz avec récupérateur de la chaleur .....	68

## **LES TABLEUX**

<b>TABLEAUX .II.1 :</b> différence entre les turbines mono arbre et bi arbre .....	14
<b>TABLEAUX .IV.1 :</b> Les données la TAG GE (MS 3002) .....	40
<b>TABLEAUX .IV.2 :</b> Les données supplémentaires de la TAG.....	41
<b>TABLEAUX .IV.3 :</b> Les résulta de compresseur .....	44
<b>TABLEAUX .IV.4:</b> Composition chimique.....	45
<b>TABLEAUX .IV.5:</b> Les résulta de la chambre de combustion .....	46
<b>TABLEAUX .IV.6 :</b> Les résulta du turbin .....	48
<b>TABLEAUX VI. 1 :</b> Caractéristiques de la turbine à gaz GE MS3002.....	63
<b>TABLEAUX VI.2 :</b> refinance de l'échangeur.....	68
<b>TABLEAUX VI.3 :</b> le turbin a gaz avec échangeur de chaleur .....	70

## NOMENCLATURES

Symboles	Unites	Significations
$T$	(K)	La température
$P$	(bar)	La pression
$\dot{m}_{air}$	(Kg/s)	Début massique d'air
$\dot{m}_{gaz}$	(Kg/s)	Début massique de gaz
$\dot{m}_c$	(Kg/s)	Début massique de carburant
$\dot{m}_{comb}$	(kg/s)	Début massique de combustible
$\dot{m}_v$	(kg/s)	Début massique de la vapeur
$\dot{P}_{net}$	(kw)	La Puissance utile
$\eta_{glo}$	(%)	Le rendement global de la turbine
$\eta_c$	(%)	Le rendement de la compresseur
$\eta_t$	(%)	Le rendement de la turbine
$\eta_{cc}$	(%)	Le rendement de la chambre de combustion
$\Delta P$	-	Chute de pression
$\tau$	-	Taux de compression
$\gamma_{air}$	-	le coefficient poly tropique de l'air
$\gamma_{gaz}$	-	le coefficient poly tropique de gaz
$C_{p\ air}$	(kj/kgK)	Chaleur spécifique de l'air
$C_{p\ gaz}$	(kj/kgK)	Chaleur spécifique gaz
PCI	Kcal/Kg	Pouvoir calorifique inférieur du combustible
$q_{cc}$	(kj/kg)	Quantité de chaleur de la chambre de combustion
$W_{th}$	(kj/kg)	Le travail théorique
$h_{th}$	Kcal/kg	Enthalpie Théorique spécifique carburant
$h$	Kcal/kg	Enthalpie spécifique carburant
$\eta_{th}$	(%)	Le rendement théorique
$T_{th}$	(k)	La Température Théorique
$T_r$	(k)	La Température réel
$w_r$	(kj/kg)	Le travail réel
$\dot{P}_c$	(kw)	La Puissance de compresseur
$\dot{P}_T$	(kw)	La Puissance de turbin
$W_{net}$	(kj/kg)	Le travail utile
$t_{cc}=T_3$	(k)	La température à l'état 3
$P_{atm}$	(bar)	La pression atmosphérique
$\emptyset$	-	Flux de chaleur
$A_s$	( $m^2$ )	La surface de l'échangeur
$N_{tub}$	-	Nombre du tube

# INTRODUCTION GENERALE

## 1-INTRODUCTION GENERALE:

Le monde de l'industrie est devenu très complexe, l'enjeu aujourd'hui est autour de la rentabilité en contribuant au développement de la société et en assurant des progrès technologiques satisfaisants, tout en mettant toutes les capacités humaines et matérielles pour arriver à un développement meilleur et une recherche scientifique assez poussée.

La politique énergétique impose de nos jours, une utilisation optimale des installations qui se traduit par une économie d'énergie.

L'Algérie possède un parc de turbines très important, l'un des plus grands au monde.

La grande puissance, le bon fonctionnement ainsi que les hautes performances des turbines à gaz font d'elle un des moyens les plus sollicités pour l'entraînement des charges mécaniques.

L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice qui est dans notre cas un compresseur centrifuge.

Sur la base d'une turbine à gaz industrielle MS 3002, d'une puissance de 10 MW, fabriqué par GENERAL ELECTRIC. L'étude qui suit, consiste à dimensionner une installation de récupération d'énergie sur ce type de turbines. Le récupérateur qui sert à réchauffer l'air de combustion comprimé avant d'entrer dans la chambre de combustion à l'aide des gaz brûlés sortant de la turbine, permet d'accroître considérablement le rendement thermique de la turbine à gaz.

Nous avons aussi, le processus de combustion dans la chambre de combustion de la turbine à gaz s'effectue en présence d'une quantité supplémentaire de la vapeur d'eau. Celle-ci a été injectée en amont de la chambre de combustion. Ceci a été fait en récupérant la chaleur de gaz d'échappement de la turbine, qui est passé dans l'échangeur de chaleur (évaporateur), afin d'obtenir la vapeur surchauffée. Cette méthode conduit à une amélioration

du rendement et de la puissance utile disponible d'une turbine à gaz de cycle simple. L'augmentation du rendement et de la puissance de sortie de la turbine est une conséquence de la masse supplémentaire traversant la turbine.

# **CHAPITRE I : PRESENTATION DU LIEU DE STAGE**

**I.1-Introduction:**

Dans le cadre de la formation d'ingénieur spécialisé en énergétique et la mise en situation professionnel, nous avons été affectés au siège Sonatrach TRC Braki où nous avons fait une formation de deux mois dont le but est :

L'Amélioration des performances des turbines à gaz GE MS 3002

**I.2-Création de la SONATRACH :**

Une entreprise étatique née le 31 décembre 1963, Société Nationale pour la recherche, la Production, le Transport, la Transformation et la Commercialisation des Hydrocarbures s.p.a. La compagnie intervient dans l'exploration, la production, le transport par canalisations, la transformation et la commercialisation des hydrocarbures et de leurs dérivés. Elle est 4ème exportateur mondial de GNL, 3ème exportateur mondial de GPL et 5ème exportateur de Gaz Naturel.

Adoptant une stratégie de diversification, Sonatrach se développe aussi bien dans les activités de génération électrique, d'énergies nouvelles et renouvelables, de dessalement d'eau de mer, de recherche et d'exploitation minière.

Poursuivant sa stratégie d'internationalisation, Sonatrach opère en Algérie et dans plusieurs régions du monde : Afrique (Mali, Niger, Libye, Egypte), Europe (Espagne, Italie, Portugal, Grande Bretagne), Amérique Latine (Pérou) et USA.

Les métiers de base de Sonatrach portent sur toute une chaîne des hydrocarbures, en commençant par la recherche et l'exploration, jusqu'à la transformation des hydrocarbures et la commercialisation aux consommateurs finaux.

Il est possible de regrouper ces métiers en quatre activités globales :

- Activité Exploration-Production (E&P).
- Activité Transport par Canalisation (TRC).
- Activité Liquéfaction, Raffinage et Pétrochimie (LRP).
- Activité de Commercialisation (COM).

### I.3-Le Transport Par Canalisation (TRC)

L'Activité Transport par Canalisations est un maillon important de la chaîne des hydrocarbures et ce, d'un point de vue historique, stratégique et opérationnel.

L'histoire de SONATRACH a débuté avec cette activité lorsqu'elle s'est lancée dès 1966 dans la construction du premier oléoduc algérien, l'OZ1, d'une longueur de 805 KM, reliant Haoud El Hamra à Arzew. Depuis, notre réseau de transport par canalisations n'a eu de cesse de se densifier et de se complexifier en fonction du développement des activités de l'Amont et de l'Aval pétrolier et gazier de SONATRACH, en national et en international. La longueur de notre réseau de transport des hydrocarbures dépasse aujourd'hui les 19 000 Km et le nombre de pipelines est passé de un (01) à trente-sept (37).



(1)



(2)

FIGURE I.1 : canalisation de transport hydrocarbures

#### I.3.1-LE ROLE DE TRC:

- Le développement et la réalisation des canalisations de transport des hydrocarbures produits à partir des gisements pétrole brut, condensat, gaz naturel et GPL.
- L'exploitation du système de transport par canalisation.
- La maintenance du système de transport par canalisation.

L'Activité Transport par Canalisation (TRC) assure : l'acheminement des hydrocarbures (pétrole brut, condensat, GPL et gaz naturel) et dispose d'un réseau de canalisations de près de 19 623 km en 2015 contre 14 915 en 2005, soit une augmentation de 4 708 km.

- Des gazoducs d'une longueur de 9 677 km, avec des diamètres variant principalement entre 40'' et 48''.
- Des oléoducs d'une longueur de 9 946 km, avec des diamètres variant principalement entre 20'' et 34''

**I.3.2-Les divisions de la TRC :**

- RTH : région de transport de Haoud el Hamra  
RTE : région de transport Est  
RTO : région de transport Ouest  
RTI : région de transport d'In Amenas  
RTC : région de transport Centre  
GPDF : Gaz Pedro Duran Farrel (EL Arricha vers l'Espagne)  
GEM : Gaz Enrico Matei (vers l'Italie)

**I.3.3-L'activité Transport par Canalisation dispose de :**

- 21 oléoducs d'une longueur de 9 946 Km avec une capacité de 248 Millions de Tep/An
- 16 gazoducs d'une longueur de 9 677 km, avec une capacité de 178 Milliards de m3/an, dont 50 milliards de m3 dédiés à l'exportation.
- 82 stations de pompage et de compression équipées de plus de 290 machines tournantes principales d'une puissance totale de près de 03 millions de CV.
- Une capacité de stockage de près de 4,2 Millions de Tep (127 bacs).
- Des structures de maintenance articulées autour de 03 bases principales de maintenance et 03 bases régionales d'intervention.
- Un centre national de dispatching du gaz (CNDG) à Hassi R'mel.
- Un centre de dispatching des hydrocarbures liquides (CDHL) à Haoud-El-Hamra

Le Réseau de canalisation a une capacité de transport de 419 millions Tep. Sonatrach, à travers l'Activité Transport par Canalisation (TRC), dispose de 22 Systèmes de Transport par Canalisation (21 en exploitation, 01 en cours de réalisation GR5) intégrant 82 stations de pompage et de compression dont 50 Stations de Pompage destinées aux hydrocarbures liquides.

Les quantités évacuées en 2014 sont réparties comme suit :

- Pétrole brut : 49,4 Millions Tonnes
- Gaz naturel : 80,9 Milliards m3,
- Condensat: 9, 9 Millions Tonnes.
- GPL. : 8, 0 Millions Tonnes.

#### I.4-Réseau de transport par canalisations :

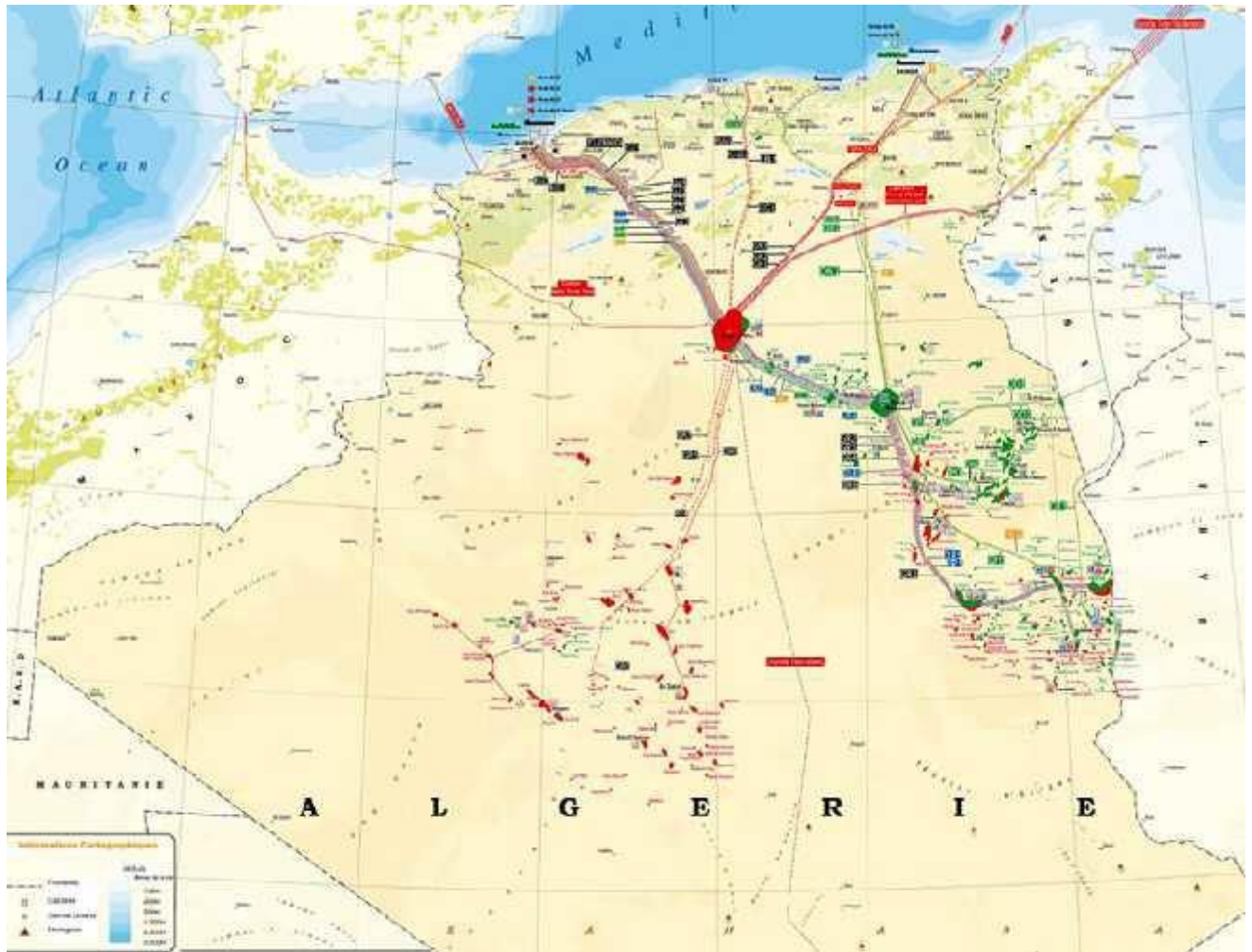


FIGURE I.2 : réseau de transport par canalisations

#### I.5-Les projets de gazoduc transcontinentaux en cours :

- Le projet GALSI est un projet pour la réalisation d'un gazoduc sur une distance de 1 470 km environ, prenant son point de départ de Hassi-R'mel pour aboutir à Castiglione Della Pescaia, au Nord de Rome (Italie). Le tronçon offshore devra relier El Kala (côte algérienne) à l'Italie via la Sardaigne. D'une capacité initiale de 8 milliards de m<sup>3</sup>/an, il pourra desservir l'Italie, le Sud de la France et les pays européens au Nord des Alpes.

- Le projet TSGP, long de 4200 km dont 2310 km sur le territoire algérien et 1037 km sur le territoire du Nigeria, reliera le terminal départ de Warri (Nigeria) au terminal arrivé sur la côte algérienne et permettra de transporter un volume de gaz naturel estimé entre 18 et 20 milliards de m<sup>3</sup>/an .

**I.6-Les installations de RTO :**

- Neuf canalisations de transport d'hydrocarbures totalisant 5442 km.
- Trois parcs de stockage de brut et de condensât totalisant une capacité de plus de 1 Million m<sup>3</sup>.
- Sept postes de chargement de pétrole et de condensât (ports d'Arzew et de Bethioua)
- Trente-sept stations de pompage et de compression.
- Six terminaux arrivées.
- Cent soixante-six machines tournantes.

**I.7-Activités du centre de compression (CC1) :**

Le rôle principal du centre est de compenser les pertes de charge dans la ligne et comprimé le gaz venant de HASSI R'MEL afin d'augmenter la pression vers ARZEW et assuré un débit déterminé du gaz véhiculé par le gazoduc (ligne).Le processus consiste à aspirer le gaz dans la ligne amont du Gazoduc à une pression de l'ordre de 45 bars et à le refouler à une pression fixé par l'exploitation à Arzew.

**I.8-Date de mise en service :**

L'ouvrage GZ 1, gazoduc et stations de compression, avec quatre turbines GE MS 3002 et quatre compresseurs centrifuges COOPER BESSMER, a été mis en service en 1976

L'ouvrage GZ 2, gazoduc et stations de compression, trois turbines GE MS 3002 et trois compresseurs centrifuges IR, mis en service en 1983

L'ouvrage GZ 3, gazoduc et stations de compression, avec quatre turbines GE MS 3002 et quatre compresseurs centrifuges IR , mis en service en 1990 .

I.9-Itinéraire des centres de compression :

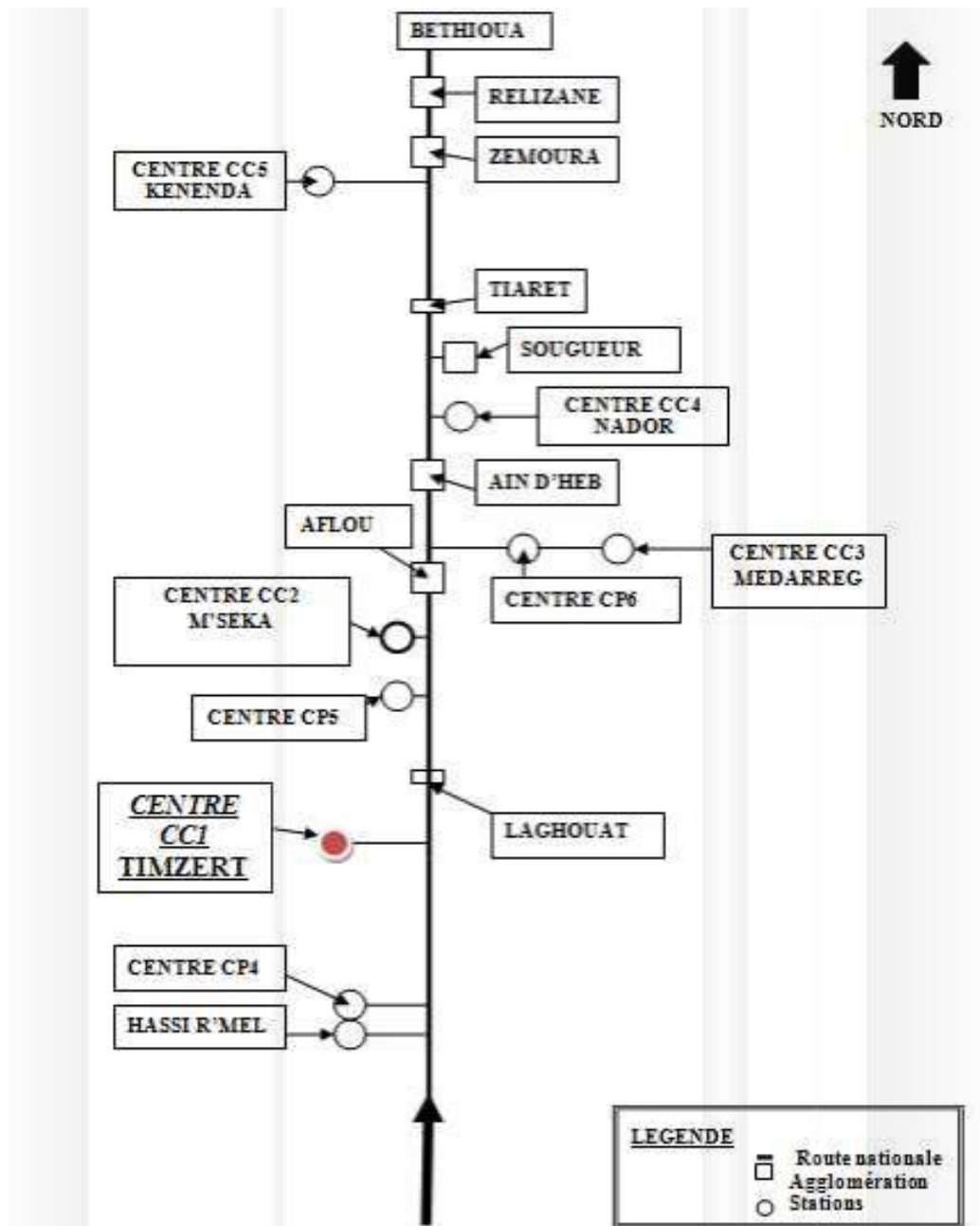


FIGURE I.3 : itinéraire des centres de compression

### I.10-Schéma descriptif du Système de Transport par Canalisation :

Gaz naturel GZ1 / GZ2 / GZ3 (HASSI R'MEL – ARZEW)

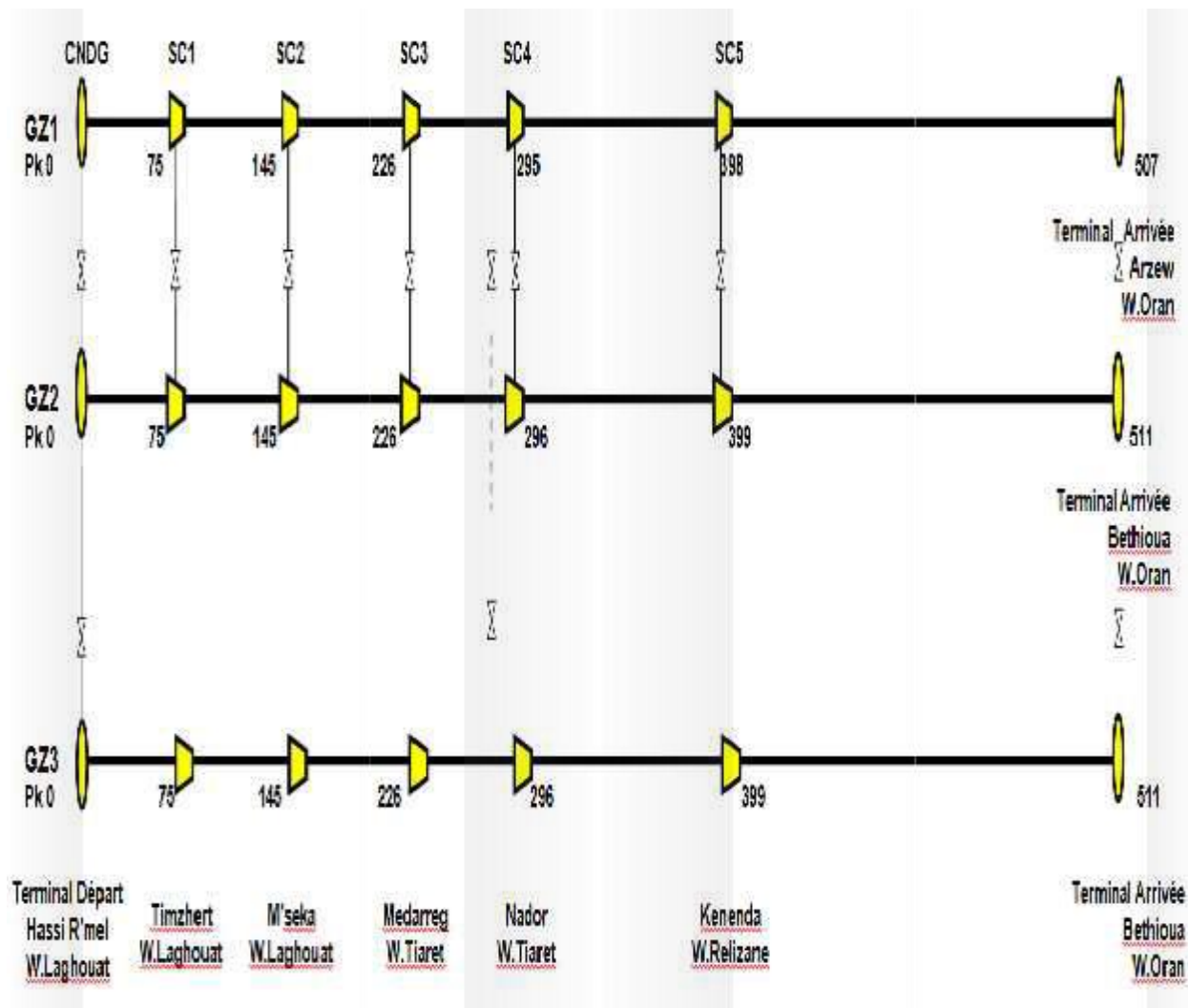


FIGURE I.4 : descriptif du système de transport par canalisation

### I.11-Faits marquants de l'Activité TRC en 2015-2016 :

Des projets de transport finalisés

- Achèvement du gazoduc GR5 (Reggane-Hassi-R'mel), d'une longueur de 765 km, réalisé exclusivement par des entreprises nationales. Il est destiné à l'acheminement de la production du gaz issu des champs du Sud-Ouest vers Hassi'Rmel.

- Signature et démarrage des travaux de réalisation de la station de compression GR4 et du gazoduc GR6 (Rhoude Nouss - Hassi-R'mel). Ces installations ont pour objectif d'évacuer la production du gaz des champs du Sud Est. Mise en service de l'expansion de l'oléoduc ELR 1re

### **I.12-Conclusion :**

Nous avons vu retenir à travers ce chapitre un peu de l'historique de SONATRACH et leur principe de Transport par Canalisations

# **CHAPITRE II : GENERALITES SUR LES TURBINES A GAZ**

## II.1-Introduction

L'objectif de ce chapitre est de faire une recherche bibliographique sur les turbines à gaz et ses classifications, ainsi que ses principaux éléments, leur principe de fonctionnement et quelques domaines d'application.

## I.2-Définition de la turbine à gaz

La turbine à gaz est un moteur thermique qui appartient à la famille des turbomachines, elle convertit de l'énergie mécanique au moyen de mécanismes à rotor à partir de l'énergie chimique contenue dans un combustible, cette énergie est convertie en énergie électrique à l'aide d'un générateur, ou convertie en énergie de pression par le compresseur ou la pompe

[1-2]. Ses principaux avantages sont [1]:

- Puissance spécifique élevée (kW/kg).
- Installation simple (la principale servitude est la qualité et le volume de l'air aspiré).
- disponibilité élevée (> 95 %).
- Poly-combustible (gaz, fioul, ...).
- Exige peu de fluide de refroidissement (eau ou air).
- Accepte les conditions climatiques extrêmes (moyennant des adaptations sur l'aspiration d'air et les auxiliaires combustible et lubrification).
- Fonctionnement sous conduite et surveillance automatisée.
- Possibilité de mise en régime rapide (quelques dizaines de minutes).

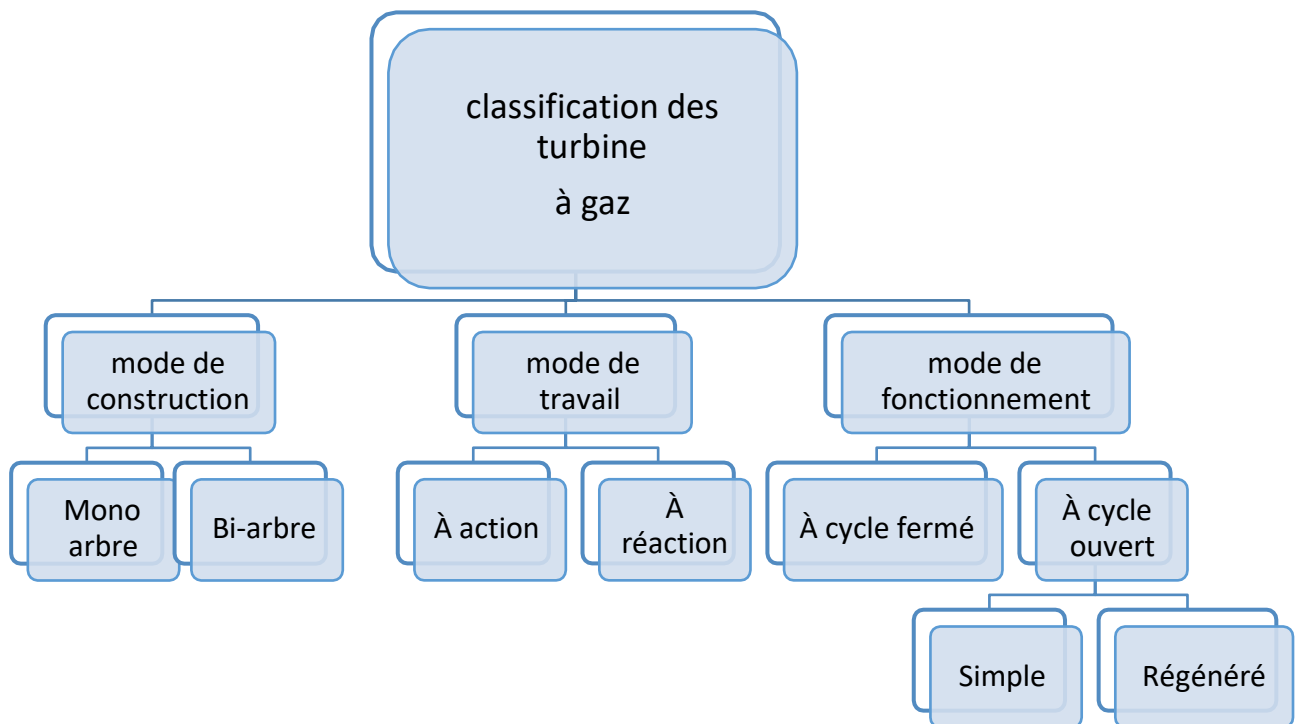
## II.3-Historique des turbines à gaz:

Parmi les précurseurs de la turbine à gaz moderne, on doit mentionner les inventeurs des moteurs thermiques fonctionnant avec un gaz permanent (plus précisément avec l'air chaud), bien que ces moteurs aient été conçus d'après le principe des machines à vapeur à piston. Ces inventions ont, en effet, permis de déterminer les différentes transformations qui doivent être subies par un gaz permanent servant du fluide moteur, dont le cycle thermodynamique de la turbine à gaz. D'ailleurs certains cycles de cette machine porte encore à présent les noms de leurs inventeurs : **(Cycle de Joule, cycle d'Ericsson)**.  
Première turbine à gaz employée industriellement : Allemagne, 1909-1910. 1791 Premier brevet de turbine à gaz de John Barber, Angleterre 1900/1904 Premiers essais avec la turbine à air chaud selon Stolze [2]

**1905** Conception de la turbine à explosion selon Holzwarth

- 1906/1908** Construction de la première turbine à explosion par BBC pour Dr. Holzwarth
- 1928** BBC reprend la fabrication d'une turbine Holzwarth améliorée
- 1933** Mise en opération de la première turbine Holzwarth de BBC, alimentée en gaz de haut fourneau
- 1934** Développement de la chaudière Velox suralimentée. Environ 80 compresseurs/turbines à gaz furent installés jusqu'à 1939
- 1937** Mise en service du premier groupe compresseur/turbine à gaz "Houdry" auprès de Marcus Hook Refinery, PA, Etats-Unis d'Amérique. Puissance du groupe: 2000 kW
- 1937** Commande portant sur le premier groupe de turbine à gaz à Cycle simple
- 1939** Mise en service de la première turbine à gaz de 4000 kW à la centrale de Neuchâtel

#### II.4-Classification générale des turbines :



### II.4.1-Selon le mode de construction

#### A-Turbine mono-arbre :

C'est une turbine à gaz dans laquelle les composants rotatifs sont couplés mécaniquement sur un arbre commun (Voir le FIGURE II .1).

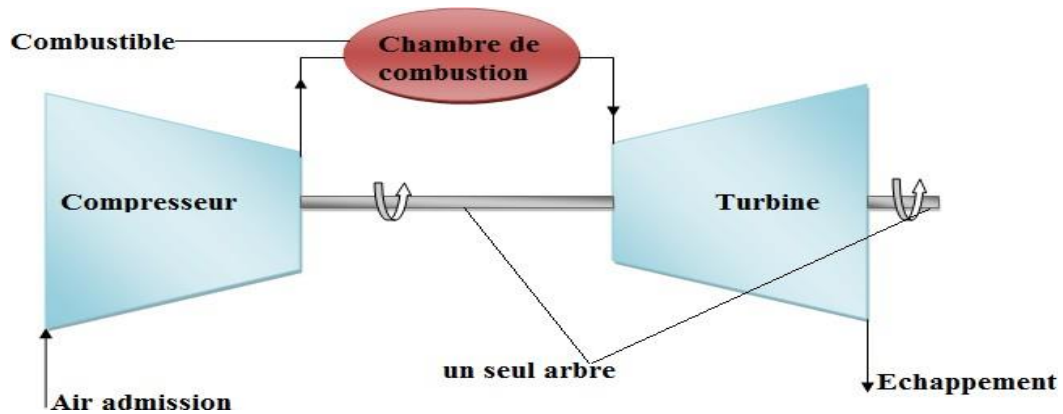


FIGURE II .1 : turbine mono arbre

Les turbines 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.

#### B-Turbine bi-arbres :

On utilise les turbines à gaz à deux arbres dans les applications où la puissance est réglée en variant la vitesse de la machine conduite. (FIGURE II .2).

La turbine est divisée en deux sections séparées mécaniquement :

- Une section à haute pression, qui fonctionne à vitesse constante dans une plage de puissances, et entraîne exclusivement un compresseur axial.
- Une section à basse pression liée à la machine conduite par l'intermédiaire d'un accouplement, cette section peut changer sa vitesse de rotation indépendamment de la section turbine à haute pression

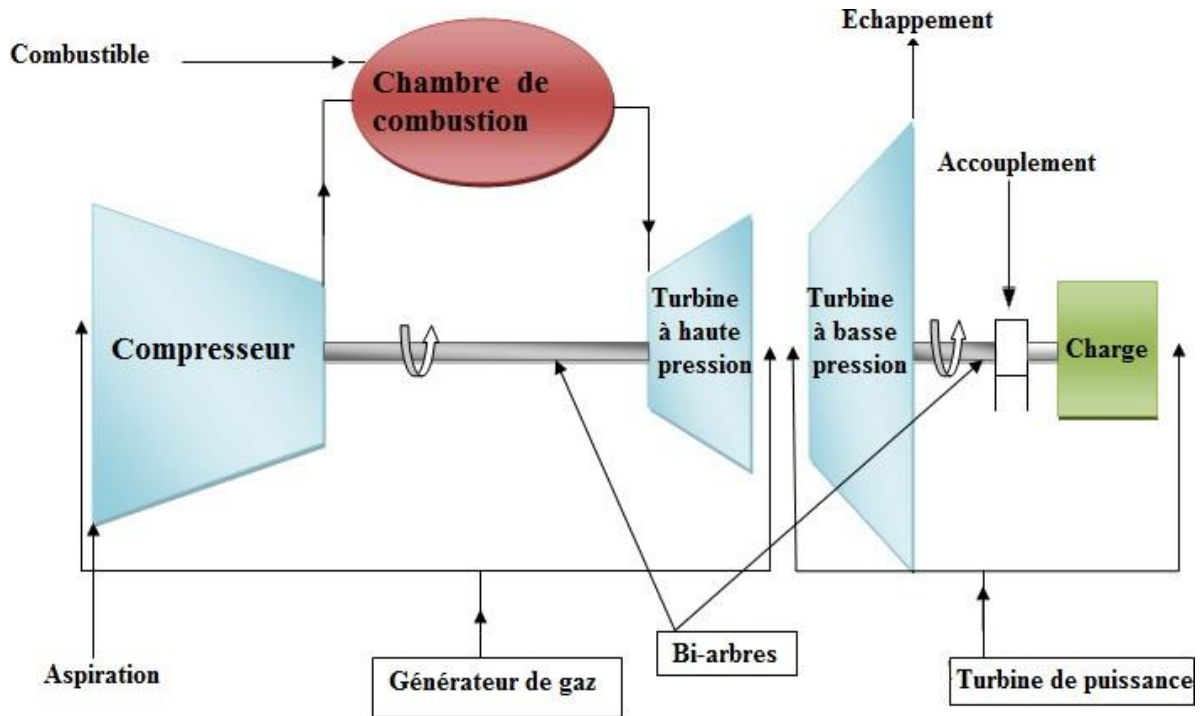


FIGURE II .2 : turbine à gaz bi-arbre

❖ La différence entre les turbines mono arbre et Bi Arbre :

TABLEAUX .II.1 : différence entre les turbines mono arbre et bi arbre

	Mono Arbre	Bi Arbre
<b>La vitesse de rotation</b>	Constante	<b>Variable</b>
<b>Les éléments entraînés</b>	Générateur synchrone, alternateur	<b>Compresseur centrifuge, pompe centrifuge</b>
<b>La fréquence</b>	Une fréquence de 50 Hz	<b>Selon la charge</b>
<b>Nombre de turbine</b>	<b>Une seule turbine</b>	<b>Deux Turbine (HP + BP).</b>

## II.4.2-Le mode de travail

### A-Turbine à action:

Dans les turbines à action, l'énergie de pression potentielle est entièrement convertie en énergie cinétique dans le distributeur. Le rotor est partiellement alimenté par un écoulement sans pression. « Partiellement alimenté » signifie que seules quelques-unes des aubes mobiles sont alimentées en même temps par le jet [3].

### B-Turbine à réaction :

Dans les turbines à réaction, la pression à l'entrée du rotor est plus élevée qu'à sa sortie. La transformation de l'énergie de pression a lieu à la fois dans le distributeur et dans le rotor. L'énergie cinétique est ensuite convertie en travail mécanique dans le rotor. Le rotor est intégralement alimenté par l'écoulement (**FIGURE II .3**) . « Intégralement alimenté » signifie que le périmètre complet des rotors est traversé par le milieu de travail [5]

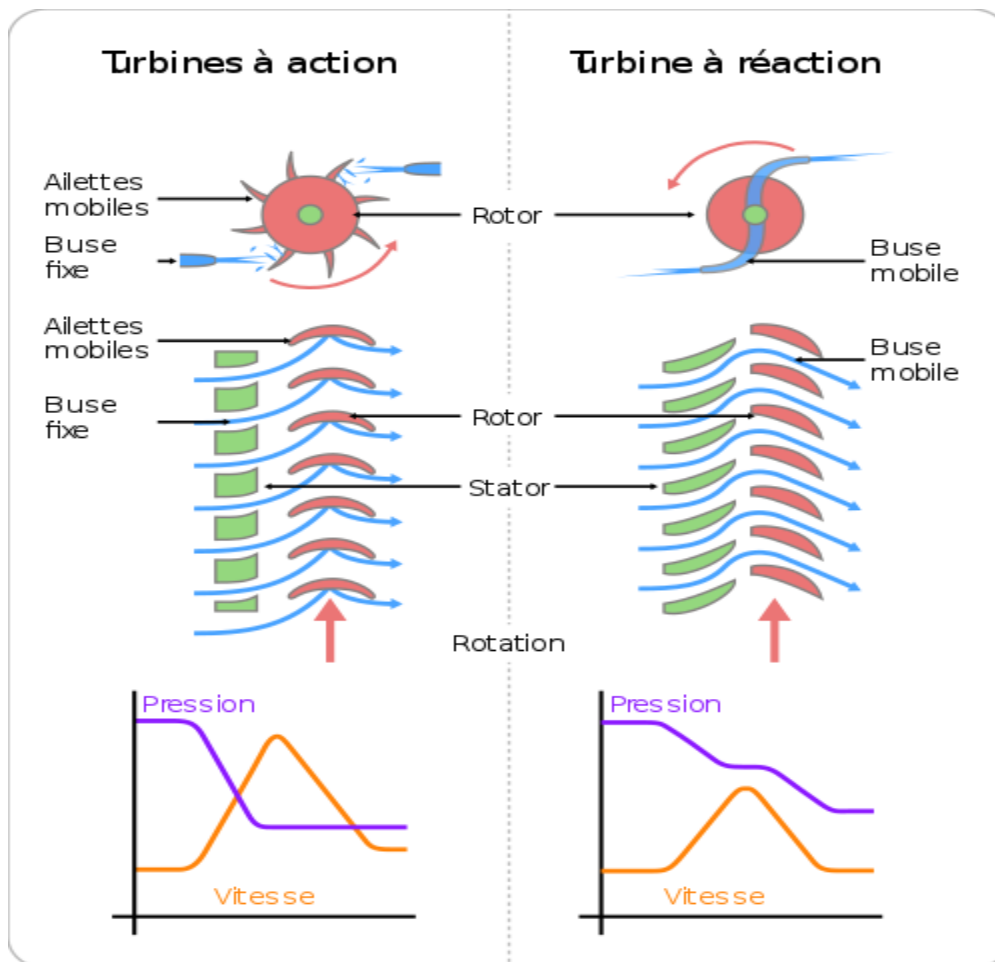


FIGURE II .3 : Turbine à action et à réaction.

### II.4.3-Selon le cycle :

#### A-Turbine à cycle fermé :

Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

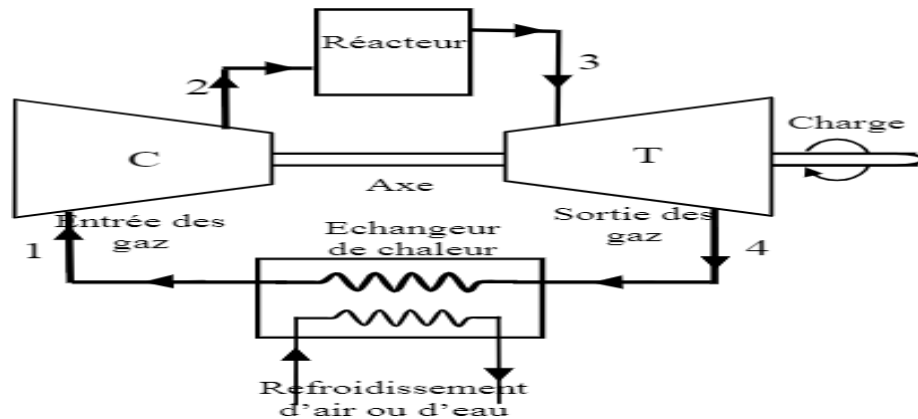


FIGURE II .4 : Cycle Fermé de turbine à gaz

#### B-Turbine à cycle ouvert :

C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère. Ce type est divisé en deux classes :

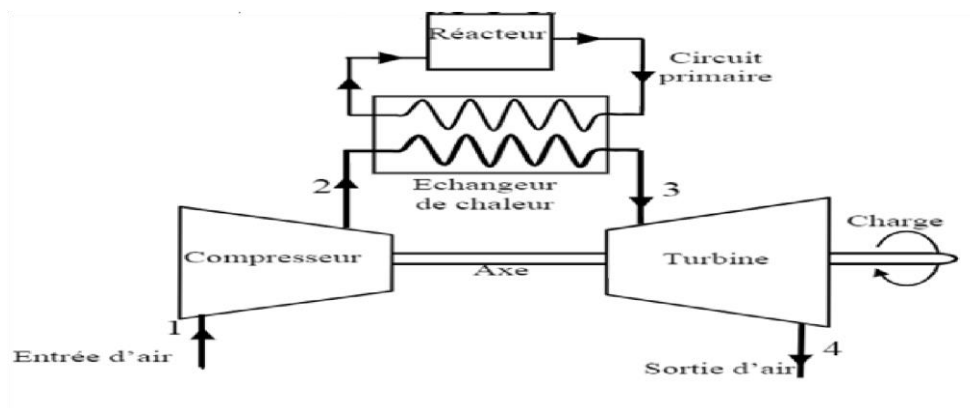


FIGURE II .5 : Cycle ouvert de turbine à gaz

#### B.1-Turbine à cycle simple (sans récupération) :

Ce type des cycles est basé sur une combustion dans la chambre de combustion (air comprimé + combustible + étincelle) pour la production d'énergie thermique qui tourne la turbine de détente, cette dernière convertit l'énergie thermique en énergie mécanique. Dans ce cas, les gaz d'échappement qui contient une quantité importante de chaleur perdue (n'est pas utilisable) déchargent vers l'atmosphère.

### B.2-Turbine à cycle régénératif (avec récupération) :

Ce type des cycles repose sur la récupération de la chaleur évacuée par les fumées (les gaz d'échappement) par un échangeur de chaleur. On peut utiliser cette quantité de chaleur pour surchauffer l'air avant son entrée à la chambre de combustion comme présenté dans la (FIGURE II .6).

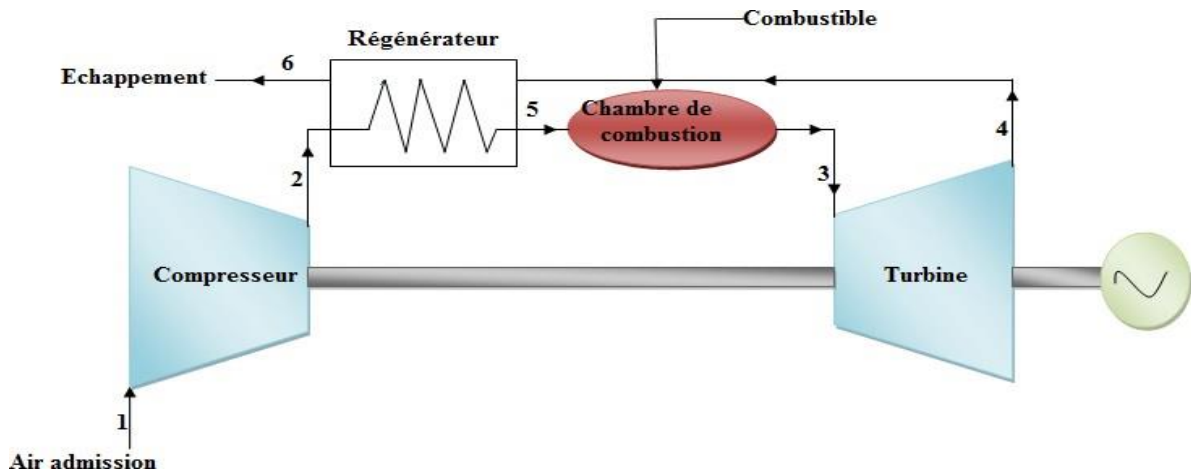


FIGURE II .6 : Schéma d'une turbine à gaz avec régénération

### II.5-Eléments principaux de la turbine à gaz

Une turbine à gaz généralement se compose de trois éléments principaux sont : un compresseur, une section de combustion, et une turbine de détente comme montré dans la FIGURE II .7

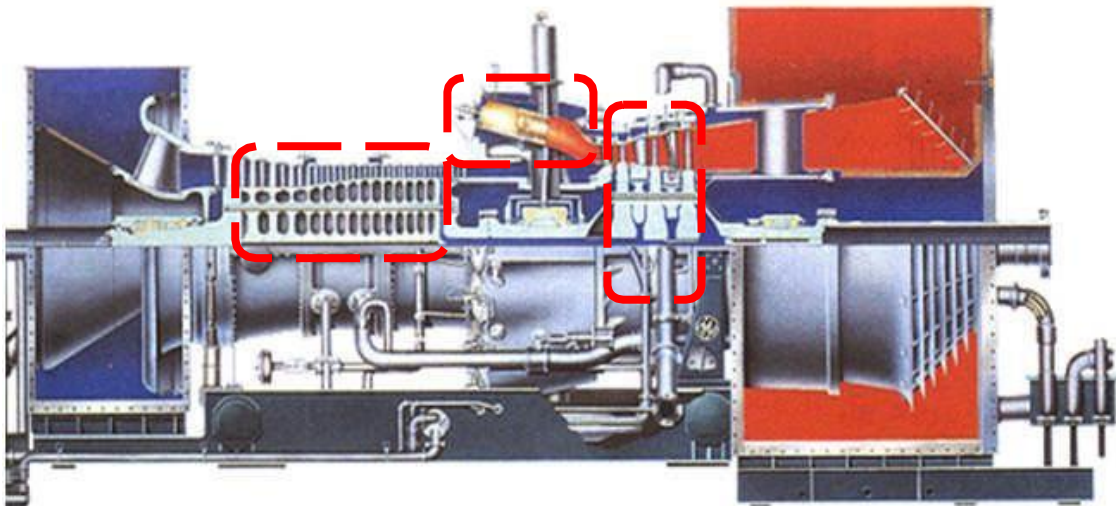


FIGURE II .7: Schéma représente les éléments principaux d'une turbine à gaz

### II.5.1-L'entrée

La veine d'entrée est chargée de réduire, par un processus de compression, la vitesse de l'air qui entre dans le moteur. Cette dernière doit être adaptée au compresseur. Lors de la conception de l'entrée, les ingénieurs doivent tenir compte de l'efficacité du processus de compression, de la traînée générée et du flux de masse dans l'entrée. La nature du régime de l'écoulement joue également un rôle très importants

### II.5.2-Le compresseur

Le compresseur est utilisé pour accroître la pression de l'air. Cette compression permet d'optimiser les processus de combustion et d'extraction de puissance puisque la combustion du mélange fuel/air se fait dans un plus petit volume. D'autre part, l'augmentation du taux de compression entraîne une augmentation de l'efficacité thermique. Deux types de compresseurs existent : les compresseurs axiaux et les compresseurs centrifuges. Un paramètre important à prendre en compte est l'encombrement. Ainsi, si on dispose d'un espace réduit, les compresseurs axiaux sont moins encombrants. D'autre part, la surface faciale d'un compresseur axial est beaucoup plus petite que celle d'un compresseur centrifuge. Chaque ensemble rotor - stator du compresseur constitue un étage de compression. Le taux de compression qu'autorise un seul étage est de l'ordre de 2, toutefois il est beaucoup plus facile de multiplier les étages que dans le cas des compresseurs centrifuges. Les taux de compression autorisés aujourd'hui par les compresseurs axiaux sont de l'ordre de 30.

### II.5.3-La chambre de combustion

La chambre de combustion est conçue pour brûler un mélange de fuel et d'air et pour délivrer à la turbine les gaz résultant à une température uniforme et la plus élevée possible afin d'optimiser son fonctionnement. Mais la température des gaz ne doit pas dépasser la température maximale autorisée pour la turbine car sinon, cette dernière risque d'être endommagée.

Il existe deux types de chambres de combustion : les chambres tubulaires qui ne sont plus utilisées actuellement, et les chambres annulaires plus légères et plus simples. Le carburant est amené à la chambre de combustion sous très forte pression par des pompes, il est alors vaporisé par des injecteurs. Les gouttelettes ainsi formées doivent être les plus fines possible afin de pouvoir réduire la longueur de la chambre de combustion.

### II.5.4-La turbine

La turbine récupère une partie de l'énergie cinétique des gaz générés par la réaction et qui sortent de la chambre de combustion. Cette énergie cinétique est convertie en énergie

mécanique, utilisée pour entretenir la rotation du compresseur et des différents accessoires. Près de trois quarts de l'énergie tirée des produits de combustion est nécessaire pour alimenter le compresseur.

Les accélérations que doivent subir les aubes des turbines sont de plusieurs milliers de g et sont responsables de contraintes de plus de 3 tonnes par cm<sup>2</sup>. Les turbines ainsi peuvent tourner jusqu'à 60000 tr/min et baignent dans un flux de gaz dont la température avoisine 1500 °c. Cette température dépasse parfois de 200°C la température de fusion des matériaux constituant les aubes. Cette performance est possible grâce au refroidissement des aubes par de l'air prélevé au niveau du compresseur propulsé à grande vitesse et sous haute pression.

### **II.6-Principe de fonctionnement de la turbine à gaz**

Une turbine à gaz fonctionne en suivant les suivant ces étapes [4] :

- Admission : elle extrait de l'air du milieu environnant.
- Compression : elle le comprime à une pression plus élevée.
- Combustion : elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion.
- Détente : elle achemine l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine.
- Échappement : elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression et température.

#### **II.6-A-Compression de 1 à 2 :**

le compresseur, généralement axial, sert à comprimer l'air ambiant à une pression qui peut atteindre dans les machines modernes entre 10 et 30 bars environ.

La puissance de compression peut être calculée comme suit :

#### **II.6-B-Combustion de 2 à 3 :**

Le combustible, généralement méthane ou autre dérivé pétrolier, injecté sous pression (sensiblement constante) est brûlé avec l'air comprimé, où le fluide reçoit de l'énergie en y réalisant une réaction chimique de combustion avec l'air .

La combustion est une oxydation du carburant avec un excès d'air allant de 2 à 5% (valeur stœchiométrique inférieure) afin d'obtenir des gaz brûlés à une température admissible, généralement < 1500°C, pour les matériaux employés pour la turbine (aubes, disques, carters, etc.). [5]

Une chambre de combustion renferme un tube à flamme à parois relativement minces dans

lequel la combustion a lieu et le système d'injection. Comparativement aux autres types de moteurs, les turbines à gaz sont considérées comme produisant de très faibles niveaux de pollution de combustion. Les émissions des turbines à gaz les plus préoccupantes sont les hydrocarbures non brûlés, de monoxyde de carbone, oxydes d'azote (NOx) et de la fumée.

Une conception réussie de la chambre de combustion doit satisfaire de nombreuses exigences qui touchent le rendement et l'environnement. L'importance relative de chaque exigence varie en fonction de l'application de la turbine à gaz, certaines exigences sont contradictoires, ce qui nécessite des compromis. Ces exigences peuvent être classées comme suit :

- ✓ Haut rendement de combustion dans toutes les conditions d'exploitation.
- ✓ Production faible de gaz, de monoxyde de carbone, oxydes d'azote.
- ✓ Pas de fumée visible (minimiser les polluants et les émissions.)
- ✓ Faible chute de pression (3 à 4%).
- ✓ Combustion stable dans toutes les conditions d'exploitation.
- ✓ Inflammation fiable doit être éteinte à très basse température.
- ✓ Une faible variation de température pour une longue durée de vie.
- ✓ Dimension compatible avec l'enveloppe du moteur (pour des chambres noyées).
- ✓ Conception à bas coût et entretien minimum.

#### **II.6-C-Détente de 3 à 4 :**

La détente des gaz à haute température sortant de la chambre de combustion est effectuée dans la turbine, qui est généralement axiale. La turbine fournit la puissance nécessaire à l'entraînement du compresseur et la production d'une énergie mécanique. La puissance de la turbine est défini par :

La température d'entrée turbine est fixée par la technologie des matériaux et le coût des alliages utilisés, le gaz circulant dans la turbine peut atteindre 1370 °C. L'obligation de refroidir la turbine limite le rendement thermique du cycle. Les technologies actuelles développent des matériaux comportant la céramique et améliorent l'efficacité du refroidissement.

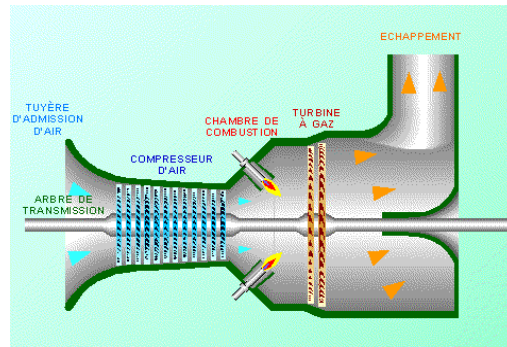
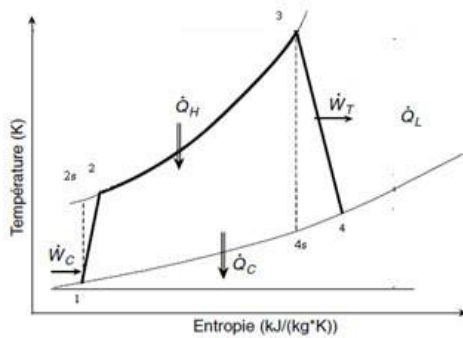


FIGURE II .8: Schéma de fonctionnement d'une turbine à gaz et cycle thermodynamique.

### II.7-Moteur de lancement (moteur diesel) :

Une telle turbine à gaz ne peut être démarrée par ses propres moyens, c'est pourquoi le dispositif de lancement est prévu en bout du rotor GG. Ce moteur entraînera le rotor du GG par l'intermédiaire d'un convertisseur de couple, d'un embrayage à fin d'alimenter le GG par un débit d'air suffisant pour l'explosion

La combustion s'entretient d'elle même et l'énergie fournit est de plus en plus importante dans la turbine HP. Le moteur de lancement participera à cette opération jusqu'à la phase d'autonomie de la machine. A ce moment, le dispositif de lancement se débraye automatiquement.

La turbine GE MS 3002 est entraînée par un moteur diesel de 304 chevaux à 2500 tours/minute.

### II.8-Applications des turbines à gaz

On peut utiliser les turbines à gaz TAG dans le domaine aéronautique civil et militaire pour la propulsion des avions, et la propulsion ferroviaire ; dans la marine pour la propulsion des navires, et aussi dans le domaine des armes; Elles sont actuellement et de façon croissante, utilisées dans des applications industrielles, Ce dernier domaine est en pleine évolution. Les principales applications industrielles sont [6] :

- Production d'électricité.
- Applications mécaniques de pompage.
- Compression pour l'industrie du gaz ou du pétrole.
- Utilisation des gaz chauds en cycles combinés.

#### II.8.1-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. Le système mécanique est simple et peut être comparé à un groupe turboalternateur à vapeur pour la production d'électricité.

**II.8.2-Production combinée chaleur-force :**

On appelle encore cogénération lorsqu'on produit les énergies utiles, l'électricité et la chaleur, avec des sources énergétiques primaires, telles que le pétrole, le gaz ou le charbon. Cette production est généralement réalisée au sein d'une centrale thermique ou, en fonction de sa taille, d'une centrale à cycle combiné pour le chauffage domestique.

**II.8.3-Pompage et compression :**

Dans tous les types de TAG, 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.

**II.9-Conclusion**

D'après cette revue bibliographique on voit bien que les domaines d'utilisation des TAG sont multiples et variés, néanmoins nous allons nous intéresser plus particulièrement à celles employées dans l'industrie des pétrochimique.

**CHAPITRE III :  
DESCRIPTION  
GENERALE DE  
LA TURBINE A GAZ  
GE (MS 3002)**

### III.1-Introduction :

L'unité de turbine à gaz et son équipement accessoire sont montés sur un socle en acier, deux plaques flexibles supportent la turbine à gaz, l'une au-dessous du corps d'admission et l'autre au-dessous du carter du palier n°4, ces supports empêchent tout déplacement latéral ou rotatif de la turbine à gaz.

La turbine à gaz consiste en trois éléments principaux :

- le compresseur axial.
- la chambre de combustion.
- la turbine.

### III.2-CARTERS DE LA TURBINE A GAZ

Les trois éléments principaux de la turbine à gaz sont enveloppés par des carters composés du :

- Carter d'admission du compresseur.
- Carter de refoulement du compresseur.
- Habillage de la section combustion et chambres de combustion.
- Carter du rotor de la turbine et de diffuseur d'échappement.

Ces diverses sections servent à contenir l'air comprimé et les gaz de combustion, ils sont toutes divisées en moitié dans l'axe horizontal afin d'en faciliter la maintenance. les parties supérieures et inférieures sont identiques (mais inversées) ; elles sont boulonnées et goujonnées ensemble.

#### III.2.A- Carter d'admission du compresseur :

Il comprend une section d'admission qui guide l'air ambiant et il contient un étage d'ailettes de guidage et admission fixes, ainsi que les six premiers étages des aubages statoriques du compresseur. La moitié inférieure du carter soutient l'ensemble du palier n°1 ainsi que les conduites d'alimentation et de vidange de lubrifiant associé.

Les divers éléments constitutifs du palier sont maintenus par un chapeau de palier boulonné au carter inférieur.

### III.2.B- Carter de refoulement :

Il contient les neufs derniers étages (7 à 15) des aubages statoriques du compresseur, ainsi que deux étages d'ailettes de guidage de refoulement. Un espace annulaire est moulé dans la paroi du carter de refoulement face à 10<sup>ème</sup> étage du compresseur, et sert à l'extraction de l'air de refroidissement et d'étanchéité du palier n°2, des orifices ont été percés à travers les plate formes des aubages statoriques du 10<sup>ème</sup> étage afin de laisser passer l'air dans la rainure d'extraction.

Les ailettes de guidage en sortie servent à convertir en une augmentation de pression l'énergie tourbillonnaire de l'air quittant le dernier étage du compresseur, ainsi il y a deux orifices dans le carter du compresseur au niveau des 5<sup>ème</sup> et 15<sup>ème</sup> étages afin de vérifier le jeu radial.

### Aubages :

Les aubages rotoriques et statoriques sont dotées d'un profil aérodynamique et ont été conçus de manière à assurer un rapport de compression adéquat.

### III.2.C- Habillage de la section combustion et chambres de combustion :

L'ensemble de combustion a pour fonction de fournir de l'énergie thermique au cycle de la turbine à gaz.

- ❖ **Allumeur** : allumer le mélange combustible – air lors du démarrage de la turbine à gaz.
- ❖  **Tubes d'interconnexion** : ils propagent la flamme aux autres chambres.
- ❖ **Injecteurs a gaz** : fournir du combustible.
- ❖ **Tube à flamme** : il forme le dispositif dans lequel le combustible fourni par l'injecteur est mélangé à l'air provenant du compresseur de la turbine et brûlé avant d'être envoyé sur la turbine.
- ❖ **Pièces de transition** : elles guident l'écoulement des gaz chauds du tube de flamme aux directrices de la turbine.

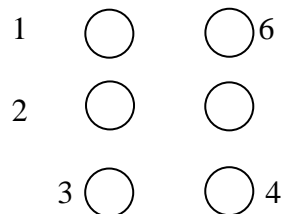
L'habillage est doté de six pièces de transition, six coudes de combustion, six chambres de combustion avec tubes à flamme et injecteurs de combustible, quatre bougies d'allumage, quatre transformateurs d'allumage, quatre détecteurs de flamme, quatre tubes d'interconnexion, ainsi que les joints, garnitures et accessoires divers requis.

Les pièces de transition à une forme conçue de manière à répartir uniformément les gaz chauds provenant des six chambres de combustion autour de la face des directrices hautes pressions.

L'air comprimé est envoyé dans les tubes à flamme dans lequel est injecté et brûlé un combustible afin de produire les gaz chauds.

Le combustible est envoyé dans les tubes à flamme au moyen d'injecteurs qui sont montés dans la calotte de la chambre de combustion. La combustion du combustible et d'air est amorcé par des bougies d'allumage dont deux sont montées dans la chambre 1 et deux sont montées dans la chambre 6.

Les tubes d'interconnexion relient chaque ensemble de trois chambres et permettent de se propager la flamme vers les autres chambres.



Quatre détecteurs de flamme montés dans les chambres 2,3,4 et 5 envoient un signal indiquant la présence d'une flamme.

Des fenêtres d'inspection sont montées dans les couvercles des chambres permet d'observer les flammes.

Le débit d'air pénètre dans le tube à flamme à travers des encoches afin de stabiliser la flamme.

Des orifices circulaires admettent un débit d'air dans le tube à flamme afin de réduire la température des gaz à moins de 1000 C° en régime nominale de la machine et d'assurer l'air de combustion nécessaire au combustible.

Les bougies d'allumage se composent d'un carter dans lequel est insérée une tige de piston creuse contenant une électrode à barreau de quartz qui conduit le courant électrique. Un ressort agissant sur une plaque fixée au piston pousse ce dernier vers l'avant, l'augmentation de la pression dans la chambre de combustion pousse la tige de piston et les électrodes dans l'habillage.

### III.3- L'enveloppe de la turbine :

Elle contient les ensembles suivants :

#### III.3.1- Directrices du 1<sup>er</sup> étage :

Cet ensemble se compose de segments directeurs montés dans une bague de retenue. La bague de retenue est divisée en deux parties, les aubes directrices ont un profil aérodynamique, elles sont creuses et sont dotées de trous de purge d'air de refroidissement percés à proximité du bord de fuite.

#### III.3.2- Directrices du 2<sup>ème</sup> étage :

Cet ensemble se compose d'aubes rotatives placés en avant de la turbine du second étage. Ces aubes tournent ensemble au moyen *des manchons* montés dans l'enveloppe de la turbine.

Les directrices du 1<sup>er</sup> et 2<sup>ème</sup> étage ont pour rôle de convertir l'énergie de chaleur et de pression en énergie cinétique à grande vitesse, puis de diriger cette énergie vers les aubes turbine, les aubes emploient cette énergie pour mettre l'arbre en rotation, ce qui donne une puissance de sortie pour entraîner les machines de charge.

#### III.3.3- Diaphragme :

Il est supporté entre les roues de la turbine de 1<sup>er</sup> et 2<sup>ème</sup> étage par six axes de support montés radialement à travers l'enveloppe de la turbine et passant dans des trous percés dans la paroi du diaphragme.

La fonction principale du diaphragme est d'empêcher toute fuite de gaz autour des directrices du second étage.

L'air de refroidissement est amené vers le diaphragme à travers les axes de support creux et à travers un trou au milieu de la paroi du diaphragme.

#### **III.4- Section d'échappement de la turbine :**

Elle se compose de diffuseur d'échappement et de caisson d'échappement, le diffuseur est boulonné à la section du carter du rotor de la turbine qui comporte un déflecteur intérieur et un déflecteur extérieur maintenus ensemble par six entretoises radiales, les déflecteurs sont assemblés par des goupilles de guidage.

Des plaques d'accès sont montées dans le déflecteur intérieur afin de permettre d'atteindre les boulons de jonction horizontaux de part et d'autre du déflecteur intérieur.

Un moulage conique monté dans le déflecteur intérieur supporte la partie du palier n°3 et palier n°4.

Le déflecteur intérieur contient également les conduites d'arrivée et de départ de lubrifiant ainsi que les conduites d'air de refroidissement de turbine et d'étanchéité des paliers.

Le diffuseur intérieur, qui se compose de quatre aubes rotatives guidant les gaz d'échappement dans le caisson d'échappement.

L'air de refroidissement s'échappe dans l'atmosphère à travers deux tuyaux.

#### **Le caisson d'échappement :**

C'est une structure en forme de boîte rectangulaire dans laquelle sont déchargés et diffusés les gaz d'échappement.

La température d'échappement est mesurée par 12 thermocouples repartis sur toute la circonférence du diffuseur d'échappement.

### III.5– ROTORS

La turbine à gaz comprend deux rotors :

- 1<sup>er</sup> étage (rotor de turbine haute pression) qui entraîne le compresseur axial et les accessoires entraînés par arbre.
- 2<sup>ème</sup> étage (rotor de turbine basse pression) qui entraîne la charge.

Les deux rotors de turbine sont montés en ligne, mais indépendants l'un de l'autre, ce qui leur permet de fonctionner à des vitesses différentes.

#### III.5.1-Rotor du 1<sup>er</sup> étage (la turbine HP) :

Ce rotor est boulonné directement sur le rotor du compresseur. Le compresseur est une machine axiale à 15 étages, chaque étage comporte un ensemble disque/aubes rotatives ainsi qu'une rangée d'ailettes de guidage fixes dans le carter du compresseur. La partie avant de l'arbre creux est usinée de manière à recevoir l'accouplement de commande des accessoires, les soixante dents de l'accouplement à cannelures sont également utilisées pour la mesure de la vitesse de rotation.

Les disques de roues sont maintenus ensemble par 12 boulons d'assemblages autour de l'axe du rotor.

#### A- directrices du 1<sup>er</sup> étage :

Les ailettes de guidage des directrices du 1<sup>er</sup> étage sont fixes, la bague comporte 12 segments, chacun contient 3 ailettes de guidage, les segments sont montés par ajustement dans une bague de retenue, qui est divisée dans le plan horizontal et fixée à l'enveloppe de la turbine en quatre points, chaque segment est goujonné à la bague de retenue de manière à ce qu'il puisse se dilater librement dans toutes les directions.

L'air de refroidissement provenant du corps d'échappement du compresseur traverse des encoches pratiquées dans la bague de retenue afin de refroidir les parois directrices puis s'échappe à travers les trous en bord de fuite des ailettes.

**B- aubage turbine 1<sup>er</sup> étage :**

Ces aubes sont construites en alliage spécial et sont creuses afin d'en réduire le poids, l'aubage de cet étage n'est pas refroidi.

L'aube se compose de :

- L'aube proprement dite.
- Surface de support de l'aube.
- La tige.
- Emmanchement « sapin ».

Il existe des goupilles d'amortissement entre les plats des aubes afin de prévenir toutes vibrations des aubes dus au frottement, ainsi des goupilles de fixation montées dans la base de l'encoche « sapin du rotor » afin d'empêcher tout déplacement axial des aubes.

**III.5.2- Rotor du 2<sup>ème</sup> étage (la turbine BP) :**

Ce rotor est constitué d'un arbre boulonné par un disque rotorique. Des encoches axiales usinées sur la circonférence du disque destinées à recevoir les aubages de la turbine.

L'arbre est supporté par les paliers n°3 et n°4.

Le rotor contient un dispositif de survitesse qui agit mécaniquement sur le système de déclenchement de la turbine à gaz si la vitesse du rotor dépasse la limite.

**A-aubage turbine 2<sup>ème</sup> étage :**

chaque aube consiste de :

- Une protection.
- Aube proprement dite.
- Plat.
- Pied.
- Emmanchement « sapin ».

Le matériau de ces aubes demeure capable de supporter la température moyenne (550 C° environ) sans refroidissement.

La longueur radiale de l'aube entre le plat et la protection est de 180 mm environ, deux rainures d'étanchéité sont moulées dans la surface extérieure des protections afin d'empêcher toute fuite de gaz, les surfaces de protection sont en forme de Z afin d'assurer un ajustement entre aubes et d'éliminer la vibration due à la friction.

### III.6- PALIER

Les paliers représentent les surfaces de liaison entre les parties tournantes d'une turbine à gaz et les parties fixes.

- Les paliers lisses sont employés pour supporter les charges radiales (le poids du rotor, les forces de déséquilibre du rotor).
- Les paliers à butée sont employés pour supporter les charges axiales (les forces de poussée aérodynamiques, les forces de réaction des aubes et les forces de pression contre la surface des roues et de l'arbre).

Les rotors de turbines sont supportés par quatre paliers :

- palier n°1 : ensemble combiné palier lisse et butée, monté dans le carter d'admission du compresseur.
- palier n°2 : palier lisse monté dans le carter de refoulement du compresseur.
- palier n°3 : palier lisse monté dans le diffuseur d'échappement de la turbine.
- palier n°4 : ensemble combiné palier lisse et butée dans le caisson d'échappement.

#### III.6.1- Palier n° 1 :

**Butée** : un palier de butée est constitué par un élément d'arbre dénommé le collet de butée et un élément fixe dénommé le palier. Les butées servent à absorber les efforts axiaux du compresseur.

Lors du passage de l'air dans le compresseur, elle résulte une poussée tend à déplacer le rotor dans le sens opposé.

En fonctionnement normal, la poussée est unidirectionnelle, cependant, durant le lancement et l'arrêt de la machine, le sens de cette poussée sera en générale inversé, par conséquent on trouve deux paliers de butée sur l'arbre du rotor afin de supporter les charges axiales imposées dans les deux sens.

Le palier qui absorbe l'effort en fonctionnement normal est dénommé butée active (chargée) tandis que celui qui absorbe les poussées durant le lancement ou l'arrêt de l'ensemble est dénommé butée inactive (déchargée).

Les éléments principaux de la butée à patins oscillants comprennent :

- Le collet rotatif ou collet de butée qui est solidaire de l'arbre du rotor.
- Les segments fixes à pivot dénommés « patins ».
- Deux plaques d'égalisation.
- Élément de support dénommé bague d'assise.

La butée inactive comporte 3 patins.

La butée active comporte 6 patins supportés par six plaques de mise à niveau.

#### **Patins :**

Le patin comprend :

- Une surface portante qui est revêtu de métal antifricition.
- Un petit support situé sur l'autre face de la surface portante permet à ce dernier de s'incliner légèrement dans n'importe quel sens sur sa plaque de mise à niveau.

#### **Plaques de mise à niveau :**

Ils ont pour fonction d'assurer l'alignement des patins de butée avec le collet et de répartir également la charge sur les patins.

Ces plaques sont montées dans la bague d'assise et fixées par des goujons de manière à ce qu'elles puissent s'incliner librement autour de leurs points de pivot.

**Bague d'assise :**

Elle supporte tous les éléments de la butée et les maintient dans la position requise

**Plaques régulatrices d'huile :**

Elles sont montées entre les patins oscillants de la butée afin d'empêcher tout mouvement circonférentiel des patins.

L'écoulement d'huile échauffée entre le collet de butée et les patins est assuré par une nervure usinée dans ces plaques.

**Palier lisse :**

Les paliers lisses sont des paliers elliptiques afin d'améliorer la stabilité des arbres à hautes vitesses.

Ces paliers offrent des zones de jeux convergents, de haute pression qui imposent une contrainte additionnelle sur le palier facteur, facteur qui tend à améliorer la stabilité de l'arbre et réduire la consommation de puissance ce qui provoque des augmentations de température moins importantes au sein du palier.

Les paliers sont lubrifiés sous pression, le lubrifiant pénètre dans le palier à travers des orifices pratiqués dans le carter et se dirige vers l'espace annulaire entourant la partie extérieure du coussinet de palier. Il passe ensuite à travers des rainures jusqu'à la surface intérieure du palier, où il se forme un film d'huile en forme de coin entre le palier lisse et le coussinet.

**III.6.2- Palier n° 2 :**

Il est analogue à celle du palier lisse du palier n°1, il est monté dans le carter de refoulement du compresseur.

**III.6.3- Palier n° 3 :**

C'est un palier lisse monté dans le diffuseur d'échappement, deux rainures d'alimentation en huile sont solidaires du coussinet inférieur.

Comme le palier n°2, le palier n°3 permet de centrer le rotor du 2<sup>ème</sup> étage dans son carter.

L'huile pénètre dans l'espace annulaire entourant l'extérieur des segments de palier et se dirige à travers des encoches vers les surfaces intérieures.

#### III.6.4- Palier n° 4 :

Il contient le palier lisse et la butée de l'arbre du rotor de l'étage n°2. Le palier lisse est monté entre les deux butées, la butée avant étant *inactive* et la butée arrière *active*.

Les éléments constitutifs principaux des butées à patins oscillants sont :

- les surfaces portantes usinées sur l'arbre.
- Les patins oscillants.
- Deux rangées de plaques de mise à niveau.
- La bague de retenue.

La butée active comporte 8 patins oscillants et la butée inactive est dotée de 4 patins.

Le palier lisse est doté de 5 patins uniformément repartis autour de sa circonférence afin de maintenir l'arbre en rotation dans une position constante.

L'huile pénètre dans la moitié inférieure du carter de palier et est injectée dans l'espace annulaire qui entoure la bague de retenue.

Des orifices ont été percés radialement dans la bague servant à réguler le débit de lubrifiant à l'intérieur du palier, l'huile est étendue sur les surfaces des patins, d'où elle sort à travers les joints qui servent à ralentir le débit d'huile en sortie, l'huile est recueillie dans les rainures de vidange vers le réservoir.

#### III.7– ACCOUPLEMENT

Les fonctions principales de l'accouplement sont :

- Transmission du couple avec bon rendement d'un arbre à l'autre.
- Compensation du manque d'alignement.
- Compensation du déplacement axial des arbres accouplés.

**III.7.1- Accouplement entre l'entraînement accessoire et l'arbre de turbine à gaz :**

Il connecte l'arbre n°1 des engrenages accessoires à l'arbre de la turbine à gaz, cet accouplement se compose de deux brides et d'une section d'accouplement mobile situé entre les deux.

Cet accouplement possède une denture hypoïde permet de supporter de légers défauts d'alignement d'arbre.

**III.7.2 Accouplement de charge entre l'arbre de turbine BP et le compresseur :**

Il se peut délayer dans le sens axial de manière à compenser les mouvements relatifs entre l'arbre du compresseur et l'arbre de la turbine BP

**III.8- ACCESSOIRES DE LA TURBINE A GAZ****III.8.1-Système de lancement :**

Une petite turbine de démarrage fonctionnant au gaz fonctionne uniquement pour faire démarrer la turbine principale a une vitesse approximative de 60 % par rapport à la vitesse de la turbine HP, cette turbine de démarrage devra s'arrêter.

Le système de lancement doit :

- Fournir un couple élevé à une vitesse nulle pour effectuer le décollage de la turbine.
- Entraîner la turbine jusqu'à une vitesse acceptable pour effectuer l'allumage.
- Aider la turbine à atteindre la vitesse autonome.

**III.8.2- Système d'huile de graissage :**

Il comprenant une cuve, des pompes, des réfrigérants, des filtres et des vannes.

Le lubrifiant circule dans les quatre paliers, dans les accessoires et dans l'équipement de charge.

Les pompes de lubrifiant aspirent l'huile de la cuve, toute l'huile passe par des filtres.

### III.8.3-Système d'eau de refroidissement :

C'est un système conçu pour satisfaire aux exigences de dissipation de chaleur du système de lubrification.

Il se compose des accessoires suivants qui sont montés sur un skid hors socle.

- Réservoir.
- Un échangeur de chaleur air – eau.
- Deux ventilateurs entraînés par moteur.
- Deux thermostats.
- Un tamis en Y.
- Deux pompes centrifuges entraînées par moteur.
- Un clapet de retenue.

### III.8.4- Système d'engrenage :

C'est un système nécessaire à l'entraînement des dispositifs auxiliaires aux vitesses requises.

Ces dispositifs sont :

- la pompe à lubrifiant principale.
- la pompe hydraulique.
- la génératrice auxiliaire.

Ce système a pour rôle de transmettre le couple provenant de la turbine de démarrage à la turbine à gaz.

Il contient 4 arbres :

- arbre n°1 : entre la turbine de lancement et la turbine à gaz.
- arbre n°2 : fermé par obturateur.
- arbre n°3 : lié à la génératrice auxiliaire.

- arbre n°4 : il tourne la pompe hydraulique et la pompe à lubrifiant principale.

### III.8.5-Génératrice auxiliaire :

Elle fournit l'énergie nécessaire à la turbine à gaz en cas de panne de toutes les autres sources d'alimentation.

Caractéristiques :  $P = 200 \text{ KW}$ .  $f = 50 \text{ HZ}$ .  $U = 380/220 \text{ V}$ .

### III.8.6-Air de refroidissement et d'étanchéité :

Il sert au refroidissement et la pressurisation des joints d'hile des paliers.

Les éléments qui sont refroidis par air sont les suivants :

- espace avant et arrière des roues de turbine de 1<sup>er</sup> et 2<sup>ème</sup> étages.
- ensemble directrices/couronne de retenue du 1<sup>er</sup> étage.
- enveloppe de turbine.
- les entretoises de renforcement du déflecteur interne et du diffuseur d'échappement.

L'air obtenu à partir du compresseur axial se subdivise en :

- air d'extraction du 10<sup>ème</sup> étage sert à l'étanchéité des paliers de turbine n°1, n°3 et n°4 ainsi que pour refroidir l'espace de roue du 2<sup>ème</sup> étage.
- air de purge du 15<sup>ème</sup> étage sert au refroidissement interne de la fusée arrière creuse du rotor du compresseur et la roue du 1<sup>er</sup> étage.
- air de refoulement du compresseur monté dans le tube à flamme sert à refroidir les pièces de transition des chambres de combustion, la couronne de retenue des directrices du 1<sup>er</sup> étage.

### III.8.7- Système d'admission d'air :

Il se compose du bâtiment des filtres dans lequel l'air est filtré jusqu' à un point conforme aux exigences de la turbine à gaz.

### III.8.8- Système du combustible gazeux :

Il comprend un assemblage soupape de commande et soupape mixte d'arrêt / rapport de vitesse. Ces soupape possède une boucle de réglage de position qui répond au signal de commande.

- la soupape de commande du gaz mesure le combustible à utiliser dans les chambres de combustion.

- la soupape d'arrêt / rapport de vitesse sert à fermer l'alimentation en combustible de la turbine pour les arrêts normaux.

### III.8.9-Système hydraulique :

Il a pour fonctions principales :

- fournir le fluide hydraulique sous pression pour le positionnement des vannes de contrôle du combustible d'arrêt /rapport de vitesse et de la commande de la directrice du 2<sup>ème</sup> étage de la turbine.

Actionner le système de déclenchement.

### III.9-Conclusion

Une description détaillée de la turbine à gaz MS 3002 a été présentée le long de ce chapitre, toutes les parties constituantes de cette turbine et leur système et les accouplements.

**CHAPITER IV:  
ETUDE DES  
PARAMETRES  
THERMODYNAMIQUES  
DE  
LA TURBINE MS3002**

## IV-Introduction

Les centrales thermiques à TAG sont constituées d'un compresseur, une chambre de combustion, et une turbine, dans ce chapitre nous allons faire une analyse thermodynamique de TAG GE (MS 3002) fonctionne selon le cycle de Brayton simple .

### IV-1 Cycle thermodynamique des turbines à gaz :

#### IV-1-1 Cycle de Brayton :

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

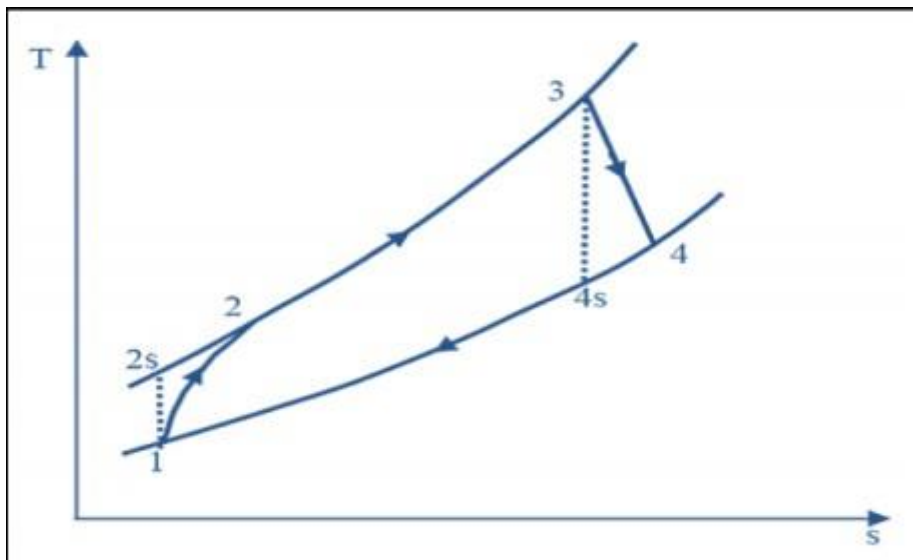


FIGURE IV.1 : Cycle thermodynamique de Brayton .

#### IV-1-1-A Cycle de Brayton idéal (réversible) :

La figure (**Figure IV.2**) représente le cycle théorique de la turbine à gaz que sont illustré dans des diagrammes T - S et (P - V) qui montrent les quatre transformations de cycle.

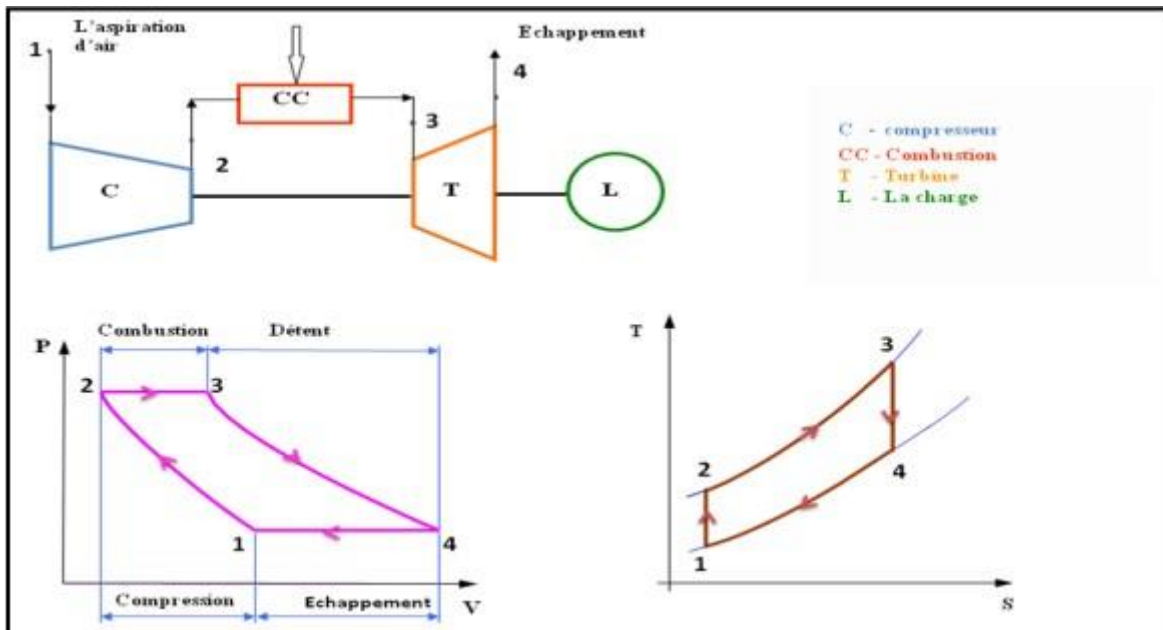


FIGURE IV.2 : Cycle idéal (réversible) de Brayton

Les transformations thermodynamique de ce cycle sont :

- 1 à 2 : Compression isentropique (Compresseur).
- 2 à 3 : Combustion isobare (Chambre de combustion).
- 3 à 4: Détente isentropique (Turbine).
- 4 à 1: Échappement isobare.[8]

#### IV-1-1-B Cycle de Brayton réel (irréversible) :

Le cycle réel de Brayton diffère du cycle théorique dû à l'irréversibilité des transformations réelles. Suite d'existence des forces de frottement interne dans le compresseur et la turbine, qui se manifeste par un accroissement d'entropie, la compression et la détente ne sont pas isentropiques. D'autre part, la combustion et l'échappement des gaz brûlés eux-mêmes sont accompagnés d'une légère chute de pression. **Figure IV.3**, montre le diagramme (T - S) du cycle de Brayton. [9]

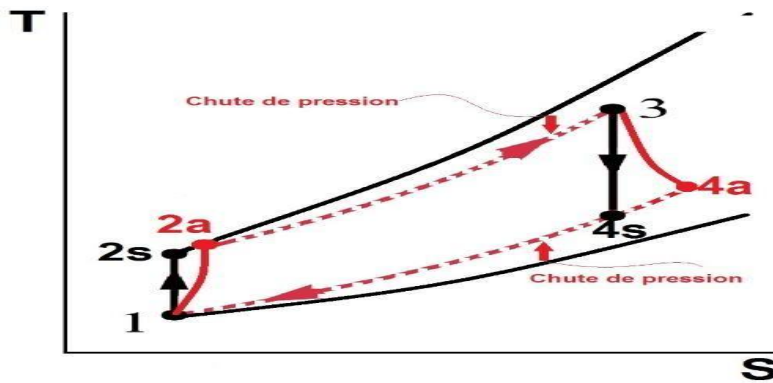


FIGURE IV.3 : Diagramme T - S du cycle réel de Brayton

#### IV-2 Les Données disponibles auprès du fabricant:

Les données de constructeur sont résumés dans le Tableau II.1, et ont été définies sous les conditions de conception standard qui sont classifiées comme les conditions ISO ; avec les valeurs de référence qui on a déjà vu au premier chapitre.

TABLEAUX .IV.1 : Les données la TAG GE (MS 3002)

$T_1$ (K)	313.15
$P_1$ (bar)	0.97
$T_2$ (K)	537.11
$P_2$ (bar)	5.28
$\dot{m}_{air}$ (Kg/s)	40.86
$\dot{m}_{gaz}$ (Kg/s)	0.75
$\dot{m}_c$ (Kg/s)	41.61
$\dot{m}_{comb}$ (kg/s)	37,52
$T_3$ (k)	1213
$P_3$ ( bar )	5.10
$T_4$ (K)	972.95
$P_4$ (bar)	1.9
$T_5$ (K)	818.5
$P_5$ (bar)	0.985

$\dot{P}_{net}(kW)$	7413.15
$\eta_{glo}(\%)$	22.1

TABLEAUX .IV.2 : Les données supplémentaires de la TAG.

$\eta_c(\%)$	87
$\eta_t(\%)$	90
$\eta_{cc}(\%)$	96,5
$\Delta P$	3.5
$\tau$	5.6
$T_{2th}(K)$	507.99
$\gamma_{air}$	1.4
$\gamma_{gaz}$	1.36
$C_{p\ air}(kJ/kgK)$	1.02200605
$C_{p\ gaz}(kJ/kgK)$	1.1535
PCI	44600
$P_{atm}(\text{bar})$	0.97
$q_{cc}$	32317,19

### IV-3 Etude énergétique des centrales considérées

#### IV-3-1 Pour un cycle simple

##### IV-3-1-A-Section de la compression

La figure ci-dessous (**Figure IV.4**) montre le processus de la compression dans les deux cas ; idéal de 1 à 2s, et réel de 1 à 2 ;

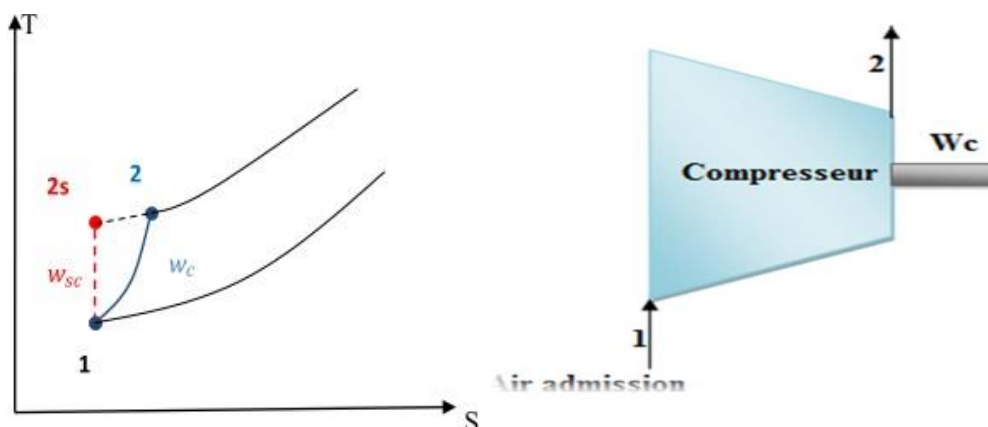


FIGURE IV.4 : Présentation de la compression de compresseur

L'air à l'entrée du compresseur est toujours lié aux conditions ambiantes, y compris la température  $T_0$ , la pression  $P_0$  et l'humidité relative.

D'autre part, les propriétés d'air à la sortie du compresseur dépendent du taux de compression  $\tau$ , du rendement isentropique de compresseur  $\eta_{sc}$ , et le débit d'air aspiré  $\dot{m}_{air}$ . On peut calculer ces propriétés ( $T_2$ ,  $T_{2s}$ ,  $P_2$ ) en utilisant les formules suivantes :

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} \quad P_2 = \tau * P_1 \quad (IV.1)$$

Avec ;

$\tau$  : Le taux de compression

Et  $P_1 = 0.943$  bar

La pression  $P_2$  et la température  $T_2$  de fin de compression isentropique  
La pression à la sortie du compresseur est le produit de la pression d'admission du compresseur et le taux de compression :

$$P_2 = P_1 * \tau \quad (IV.2)$$

La pression  $P_{2r}$  et la température  $T_{2r}$  de la fin de la compression polytropique au cours du cycle réel de Brayton.

$$P_{2r} = P_{2th} = 5.28 \text{ bar}$$

Pour la transformation isentropique :

$$PT^{\left(\frac{\gamma_{air}}{1-\gamma_{air}}\right)} = \text{cste} \quad (IV.3)$$

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = (\tau)^{\frac{\gamma_{air} - 1}{\gamma_{air}}} \quad (IV.4)$$

$$T_{2s} = T_1 * (\tau)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} \quad (IV.5)$$

Avec  $\gamma$  : est le coefficient poly tropique de l'air ;

$$\gamma_{air} = \frac{c_{p\ air}}{c_{v\ air}} = \frac{C_{p\ air}}{1 - R_{air}} \quad (IV.6)$$

$$R_a = 287 \text{ j/KgK}$$

$$C_{pa} = 0.948 + 0.0835 \frac{T_1 - T_2}{100} \quad (IV.7)$$

$$\text{Et : } \gamma_{air} = \frac{c_p(T_1, T_{2th})}{(c_p(T_1, T_{2th}) - r)} \quad (IV.8)$$

Le travail massique dans le cas idéal fourni à l'air par le compresseur  $W_{cth}$  peut être calculé par la formule suivante:

$$W_{cth} = h_{2th} - h_1 \quad (IV.9)$$

la température  $T_{2r}$  est déterminée en utilisant le rendement de la compression isentropique et en considérant toujours un  $C_p$  constant

$$\eta_{cth} = \frac{T_{2th} - T_1}{T_{2r} - T_1} \quad (IV.10)$$

Nous conduit à :

$$T_{2r} = T_1 + \frac{T_{2th} - T_1}{\eta_{cth}} \quad (IV.11)$$

Donc, le travail massique réel fourni pour entrainer le compresseur  $W_{cr}$  peut être calculé par la formule suivante:

$$w_{cr} = C_{p\ air} (T_{2r} - T_1) \quad (IV.12)$$

Et on peut le calculer aussi par la relation suivante

$$W_{Cr} = \frac{W_{Cth}}{\eta_c} \quad (IV.13)$$

le rendement de compresseur par la relation :  $\eta_c = \frac{W_{cth}}{W_{cr}}$  (IV.14)

La puissance nécessaire pour entrainer le compresseur peut être calculée par l'expression suivante :

$$\dot{P}_c = \dot{m}_{air} c_{p\ air}(T_2 - T_1) \quad (IV.15)$$

TABLEAUX .IV.3 : Les résultats de compresseur

$T_{2r}$ (K)	$p_2$ (bar)	$\eta_c$ (%)	$\dot{m}_{air}$ (kg/s)
537,11	5,28	87	40,86

#### IV-3-1-B-Section de la combustion

Les propriétés de la combustion dépendent du pouvoir calorifique inférieur PCI, et du débit de combustible  $\dot{m}_{GN}$ , ainsi que le rendement de la chambre de combustion. Pendant la transformation isobare de 2 à 3 comme nous illustrons dans la figure (**Figure IV.5**), nous injectons à l'air comprimé un débit de carburant pour obtenir la quantité de chaleur nécessaire dans la chambre de combustion pour entrainer la turbine.

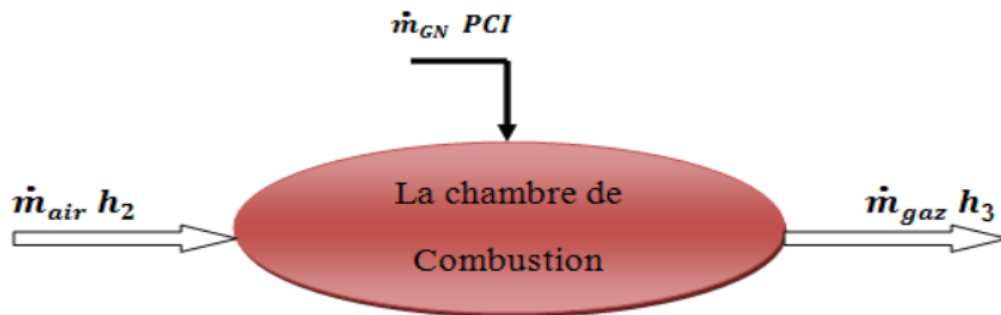


FIGURE IV.5 : Présentation de la combustion

La quantité de chaleur par unité de masse fournie par la chambre de combustion est calculée par l'expression suivante :

$$q_{cc} = h_3 - h_2 = C_{p_g} * (T_3 - T_2) \quad (IV.16)$$

$$q_{cc} = (\dot{m}_a + \dot{m}_g) c_{p g} T_3 - \dot{m}_a c_{p a} T_2 \tag{IV.17}$$

$$\eta_{cc} = \frac{q_{cc}}{\dot{m}_g PCI} \tag{IV.18}$$

L'équation générale de la combustion pour un gaz naturel C<sub>x</sub>H<sub>y</sub> avec un excès d'air est :

$$C_x H_y + w\lambda(O_2 + 3.76N_2) \longrightarrow xCO_2 + y/2H_2O + w(\lambda - 1) O_2 + 3.76 w\lambda N_2$$

$$\frac{P_2 - P_3}{P_3} = \Delta P = 3.5\% \tag{IV. 19}$$

La masse d'air admise est :  $\dot{m}_{air} = \dot{m}_{air th} - \dot{m}_f$  (IV.20)

Avec  $\frac{\dot{m}_{air}}{\dot{m}_f} = 10\%$

Où :

$\dot{m}_f$  : débit utilisé pour le refroidissement des pièces chaudes de la section turbine, prélevé à partir du compresseur aux conditions (P<sub>2</sub> – T<sub>2</sub>).

$\dot{m}_{air} = 40,86 \text{ kg /s}$  (90% seulement)

D'après les résultats de l'analyse chromatographique du GN on a:

**TABLEAUX .IV.4:** Composition chimique

Composants du gaz combustible	Moyenne	P.M	PCI	Air (combustion stoe)
	% Mol	gr/mol	Kcal/Nm <sup>3</sup>	% Mol
N <sub>2</sub>	0.560	0.1568	/	/
CO <sub>2</sub>	3.231	1.4221	/	/
CH <sub>4</sub>	76.808	12.3196	6558.172	7.312
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	11.079	3.3316	1635.9321	1.846
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	4.814	2.1228	1141.1975	0.114
IC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.585	0.3400	265.4056	0.181
NC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.993	0.5776	281.7188	0.307

IC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0.145	0.1047	40.5030	0.055
NC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0.134	0.0970	46.8920	0.051
N-Hexane C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	1.648	1.4205	683.1245	0.745
Total	100%	21.89	10652	10.611
Teneur en eau (ppm)	2	2	2	2

Le  $PCI_m$  est calculé en moyenne avec la méthode suivante :

$$PCI = \sum X_i * PCI_i \tag{IV.21}$$

$$\dot{m}_{comb} = (\dot{m}_{air} * 0,9) + \dot{m}_g \tag{IV.22}$$

TABLEAUX .IV.5: Les résultats de la chambre de combustion

$T_3$ (k)	$p_3$ (bar)	$\eta_{cc}(\%)$	$\dot{m}_{Comb}$ (kg/s)	$q_{cc}$
1213	5,10	96,5	37,52	32317,19

IV-3-1-C- Section de la détente :

La **Figure IV.6** illustre le processus de la détente de cycle de Brayton dans les cas idéal et réel, de 3 à 4s, et de 3 à 4 respectivement.

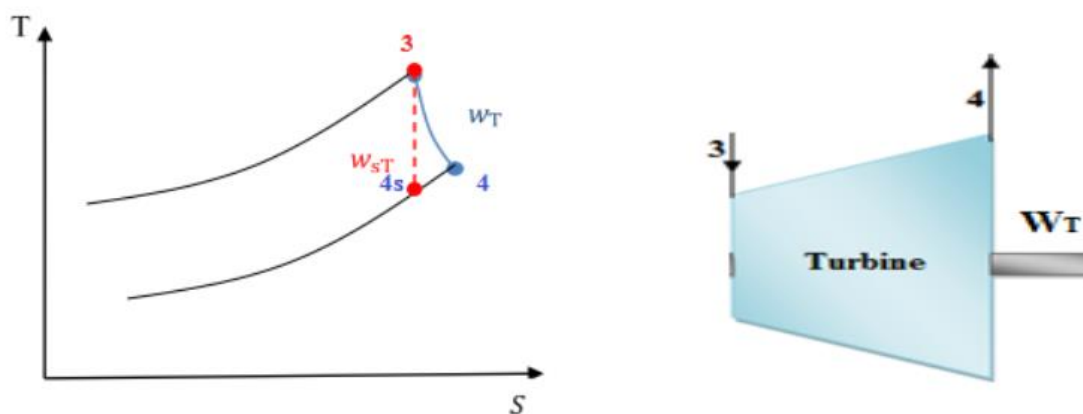


FIGURE IV.6 : Présentation de la détente

Pour la détente isentropique du point 3 au point 4s, nous avons:

$$\gamma_{gaz} = \frac{c_{p_{gaz}}}{c_{v_{gaz}}} = \frac{c_{p_{gaz}}}{1 - R_{gaz}} \quad (IV.23)$$

$$R_{gaz} = 288.5 \text{ j/KgK}$$

$$\gamma_{gaz} = \frac{c_p(T_3, T_{4th})}{(c_p(T_3, T_{4th}) - r)} \quad (IV.24)$$

$$\frac{T_{4th}}{T_3} = \frac{P_4}{P_3} \left( \frac{\gamma_g^{-1}}{\gamma_g} \right) = \frac{1}{\tau} \left( \frac{\gamma_g^{-1}}{\gamma_g} \right) \quad (IV.25)$$

$$T_{4th} = T_3 \left( \frac{1}{\tau} \right)^{\left( \frac{\gamma_g^{-1}}{\gamma_g} \right)} \quad (IV.26)$$

Le travail massique isentropique obtenu par la turbine  $W_{Tth}$ , est donné par l'équation suivante :

$$w_{Tth} = h_3 - h_{4th} \quad (IV.27)$$

Tandis que dans le cas réel, la température des gaz d'échappement à la sortie de la turbine est égale :

$$\eta_{Tth} = \frac{(T_3 - T_{4r})}{(T_3 - T_{4th})} \quad (IV.28)$$

$$T_{4r} = T_3 - \eta_{Tth} * (T_3 - T_{4th}) \quad (IV.29)$$

Donc, le travail massique réel obtenu par la détente de la turbine  $W_{Tr}$  peut être calculé par la formule suivante:

$$W_{Tr} = c_{p_{gaz}} (T_3 - T_{4r}) \quad (IV.30)$$

Et on peut le calculer aussi par la relation suivante :

$$\eta_{Tth} = \frac{W_{Tr}}{w_{Tth}} \rightarrow W_{Tr} = W_{Tth} * \eta_{Tth} \quad (IV.31)$$

La puissance produite par la turbine peut être calculée par l'expression suivante :

$$\dot{P}_T = \dot{m}_{Comb} C_{Pgaz} (T_3 - T_{4r}) \quad (IV.32)$$

$$= \dot{m}_{comb} * W_{Tr} \quad (IV.33)$$

$$\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{P_5}{P_4}\right)^{\frac{\gamma_{gaz}-1}{\gamma_{gaz}}} \quad (IV.34)$$

TABLEAUX .IV.6 : Les résultats du turbinaire

$T_4(K)$	$T_5(K)$	$P_4(bar)$	$P_5(bar)$	$\eta_T(\%)$
972,95	818,5	1,9	0,98	90

#### IV-3-1-D- Bilan global de la centrale :

Le travail net du cycle  $W_{net}$  est estimé par :

$$W_{net} = W_{Tr} - W_{Cr} \quad (IV.35)$$

La puissance électrique nette produite par la centrale  $P_{nette}$  :

$$\dot{P}_{nette} = (\dot{P}_{Tr} - \dot{P}_{Cr}) \quad (IV.36)$$

Tant que, le rendement énergétique global de cycle de Brayton  $\eta_{en}$  est donné par:

$$\eta_{glo} = \frac{W_{net}}{q_{cc}} \quad (IV.37)$$

Et aussi en fonction de la puissance :

$$\eta_{glo} = \frac{\dot{P}_{nette}}{q_{cc}} \quad (IV.38)$$

#### **IV.4-Conclusion**

Dans ce chapitre, nous avons détaillé les différentes équations modélisant le cycle thermodynamique d'une turbine à gaz.

# CHAPTER V: LE SYSTEME DLN

### V.1-Introduction :

Toutes les grandes autorités environnementales internationales (US EPA, Commission européenne, ministères locaux de l'environnement) imposent des limites de plus en plus strictes à la quantité de polluants émis par l'industrie. Les turbines à gaz apportent une contribution importante aux polluants tels que les NO<sub>x</sub>, les SO<sub>x</sub>, les CO et les UHC et, en tant que telles, elles sont soumises aux restrictions réglementaires applicables aux nouvelles installations et, dans de nombreux cas, aux unités déjà installées et en exploitation depuis longtemps.

Les NO<sub>x</sub> sont les principales espèces polluantes produites par les turbines à gaz et leur réduction est le premier objectif des technologies de réduction des émissions mises au point. Toutes les turbines à gaz actuellement fabriquées par GE disposent de systèmes de réduction des émissions de NO<sub>x</sub>, qui peuvent en général être divisés en technologies "SECHES" et "MOUILLÉES", si l'élimination des NO<sub>x</sub> est obtenue par l'utilisation de l'eau (technologies humides) ou sans eau (technologies sèches).

L'ozone troposphérique a été et continue d'être un problème important de pollution de l'air dans le monde, il est le principal constituant du Smog. NO<sub>2</sub> réagit en présence d'air et de lumière ultraviolette (UV) pour former l'ozone et l'oxyde nitrique (NO). Le NO réagit alors avec les radicaux libres dans l'atmosphère, qui sont également créés par les UV agissant sur les composés organiques volatils (COV). Les radicaux libres recyclent alors NO en NO<sub>2</sub>. De cette façon, chaque molécule de NO peut produire de l'ozone à plusieurs reprises. Cela peut se poursuivre quatre ou cinq fois jusqu'à ce que les COV soient réduits à de courtes chaînes de composés carbonés qui cessent d'être photo- réactifs. Outre les préoccupations en matière de NO<sub>2</sub> et d'ozone, les NO<sub>x</sub> et les oxydes de soufre (SO<sub>x</sub>) dans l'atmosphère sont captés par l'humidité pour former des pluies acides. Les pluies acides affectent certains écosystèmes et certains segments de notre économie. Tous ces faits indiquent la nécessité de réduire les émissions de NO<sub>x</sub>.

### V.2- Méthodes de contrôle des émissions :

Il existe trois méthodes principales pour contrôler les émissions des turbines à gaz:

- Injection d'un diluant tel que de l'eau ou de la vapeur dans la zone de combustion d'une chambre de combustion classique (flamme de diffusion)

- Le nettoyage catalytique du NOx et du CO provenant de l'échappement de la turbine à gaz
- Conception de la chambre de combustion pour limiter la formation de polluants dans la zone de combustion en utilisant la technologie de combustion «pré-mélangée»

Depuis septembre 1979, lorsque la réglementation aux états unis exige que les émissions de NOx soient limitées à 75 ppmvd (parties par million en volume, sec <152mg/m<sup>3</sup>>), plus de 300 turbines à gaz de GE ont accumulé plus de 2,5 millions d'heures de fonctionnement en utilisant de la vapeur ou de l'injection d'eau pour satisfaire les niveaux d'émissions de NOx requis, produisant parfois des niveaux inférieurs à ceux requis. La quantité d'eau requise pour cela est d'environ la moitié du débit de carburant.

Les chambres de combustion à buses simples qui utilisent de l'eau ou de la vapeur sont limitées dans leur capacité à réduire les niveaux de NOx inférieurs à 42 ppmvd sur le combustible gazeux et à 65 ppmvd sur le combustible oil et les quantités d'eau utilisées pour cette méthode sont énormes.

La réduction catalytique sélective (SCR) convertit NO et NO<sub>2</sub> dans le flux d'échappement de la turbine à gaz en azote moléculaire et en oxygène en faisant réagir le NOx avec de l'ammoniac en présence d'un catalyseur. La technologie SCR conventionnelle exige que la température du flux d'échappement reste dans une plage (550 ° F à 750 ° F ou 288 ° C à 399 ° C) et se limite aux applications avec un système de récupération de chaleur installé dans l'échappement.

Le SCR est installé à un endroit dans la chaudière où la température des gaz d'échappement a diminué à la gamme de température ci-dessus. Une nouvelle technologie SCR à haute température est en cours d'élaboration qui peut permettre d'utiliser des SCR pour des applications sans chaudières de récupération de chaleur. Les systèmes SCR sont sensibles aux combustibles contenant plus de 1000 ppm de soufre.

Premièrement, le soufre empoisonne le catalyseur utilisé dans les SCR. Deuxièmement, l'ammoniac réagit avec le soufre en présence du catalyseur pour former du bisulfate d'ammonium, qui est extrêmement corrosif, en particulier à proximité de la décharge d'une chaudière de récupération de chaleur. Des matériaux spéciaux de catalyseur qui sont moins sensibles au soufre ont été identifiés, et il existe quelques théories sur la façon d'inhiber la formation de bisulfate d'ammonium. Cela reste toutefois un problème ouvert avec les SCR. [tarik]

La combustion pré-mélangée est la base de la réduction des émissions de NOx.

### V.3- Systèmes de combustion de la turbine à gaz :

La chambre de combustion de la turbine à gaz est le dispositif qui fournit une énergie thermique au cycle thermodynamique de la machine par une réaction de combustion.

La combustion dans une turbine à gaz est un processus continu et doit être maintenue stable sur une large gamme de Conditions, par exemple : le rapport air-carburant, la pression, la température de réactif et la composition de ce dernier. Le carburant est brûlé avec une grande quantité de l'air en excès pour maintenir la température d'entrée de la turbine à un niveau approprié.

Les systèmes de combustion de la turbine à gaz peuvent être de deux types:

- Diffusion
- Pré-mélange.

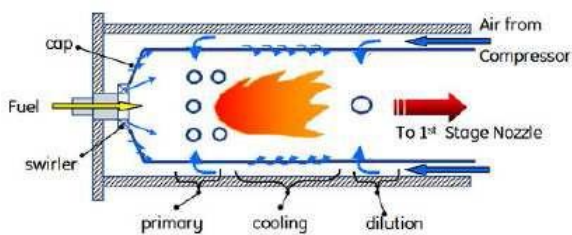


FIGURE V.1 (A) : type diffusion

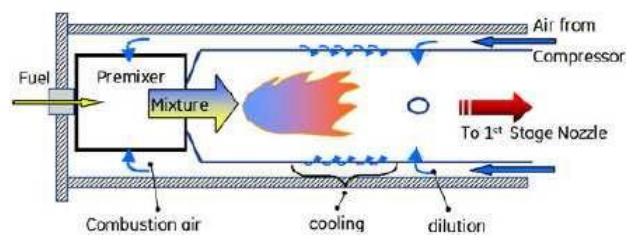


FIGURE V.1 (B) : type Pré-mélange

Dans les chambres de combustion à diffusion (**FIGURE V.1 (A)**), le combustible et l'air sont injectés séparément dans la zone réactionnelle, les réactifs se combinent par un procédé de diffusion et, par conséquent, la vitesse de la flamme est limitée par la vitesse de diffusion. Ces chambres de combustion étaient la norme jusqu'à il ya environ 30 ans. La géométrie est relativement simple et peut être réglée très facilement, grâce à la capacité des flammes de diffusion à maintenir une combustion stable sur une large gamme de rapports air / carburant.

Le principal inconvénient des chambres de combustion à diffusion est la difficulté à contrôler les émissions de NOx.

Dans ce système, la réduction des NOx est possible en injectant de la vapeur ou de l'eau. Le diluant injecté fournit un dissipateur de chaleur qui réduit la température de la zone de combustion, lorsque la température de la zone de combustion diminue, la production de NOx diminue exponentiellement. Le principal inconvénient de ces systèmes traditionnels est qu'ils nécessitent de grandes quantités d'eau qui ne sont souvent pas disponibles, en particulier dans les applications de pétrole et de gaz.

Pour surmonter cette limitation des systèmes de combustion par diffusion, un système DLN avec combustion pré-mélangée a été introduit pour les turbines à gaz (**FIGURE V.1 (B)**)

Dans les systèmes DLN, le combustible et l'air nécessaires à la combustion sont mélangés ensemble avant d'être injectés dans la zone de réaction. Ainsi, le rapport carburant / air auquel se produit la combustion peut être contrôlé et la température de flamme est réduite par combustion pauvre pour atteindre un niveau très bas de production de NOx.

Pour obtenir un NOx faible et un CO faible, le rapport air / carburant doit être maintenu dans une plage relativement étroite. Depuis l'allumage jusqu'à la pleine charge, le rapport carburant / air global d'une turbine à gaz varie beaucoup au-delà de la plage optimale d'une flamme pré-mélangée, la mise en œuvre de stratégies spéciales de contrôle et de mode de fonctionnement est nécessaire. Dans ce qui suit, les stratégies possibles et les configurations de chambre de combustion associées sont décrites.

- **Chambre hybride** : Cette chambre peut fonctionner en mode diffusion et pré-mélangée. Les états transitoires accompagnant l'allumage et le démarrage se produisent en mode diffusion. A partir d'une valeur de charge suffisamment élevée, lorsque le rapport carburant / air est capable de maintenir une flamme stable, la chambre de combustion passe en mode pré-mélangée.
- **Géométrie variable** : Cette chambre est équipée d'un dispositif qui fait varier la répartition de l'air à l'intérieur de la chambre par rapport à la charge pour contrôler le rapport air / carburant dans la zone de combustion. Cette méthode gère le fonctionnement en charge partielle sans aucun problème et n'a en principe aucune contre-indication. Son application est très simple pour les turbines équipées d'une seule chambre de combustion, mais elle est mécaniquement plus

compliquée pour les systèmes de combustion multicanaux et annulaires.

- **Brûleurs multiples** : La charge est répartie entre un certain nombre de brûleurs, chacun pouvant fonctionner indépendamment des autres. En cas de charge partielle, certains des brûleurs sont éteints. Un avantage de ce système, qui ne fonctionne que sur le carburant, est l'absence de pièces mobiles.

Tous ces concepts sont utilisés dans les systèmes de combustion GE à turbine à gaz.

#### V.4- Système de combustion DLN-1:

Le développement du DLN-1 (Dry Low NOx) a commencé dans les années 1970 avec l'objectif de produire un système d'huile sèche pour répondre aux nouvelles normes de rendement de la source de l'Agence de protection de l'environnement des États-Unis qui est de 75 ppmvd NOx à 15% O<sub>2</sub>. Ce système a été testé à la fois sur le pétrole et le gaz de Houston Lighting & Power en 1980 et a atteint ses objectifs d'émission. Par la suite, les objectifs du programme DLN ont changé en réponse à une réglementation environnementale plus stricte, et le rythme du programme s'est accéléré à la fin des années 1980.

DLN-1 est utilisée sur toutes les turbines GE pour des températures inférieures à 1200 °C, et c'est une chambre de combustion hybride classique à deux étages.

- **Les avantages comprennent:**

- La réduction des émissions de NOx, sans l'utilisation d'eau, de vapeur ou d'ammoniac.
- La réduction des coûts d'entretien et d'exploitation grâce à des intervalles prolongés.
- Longévité des actifs.
- Possibilités additionnelles de revenus.

- **Comment ça fonctionne ?** : Comme le montre la **FIGURE V.2**, les principaux composants du système de combustion sont les buses (nozzles) de combustible primaire et secondaire, la doublure (liner), le venturi et le corps central.

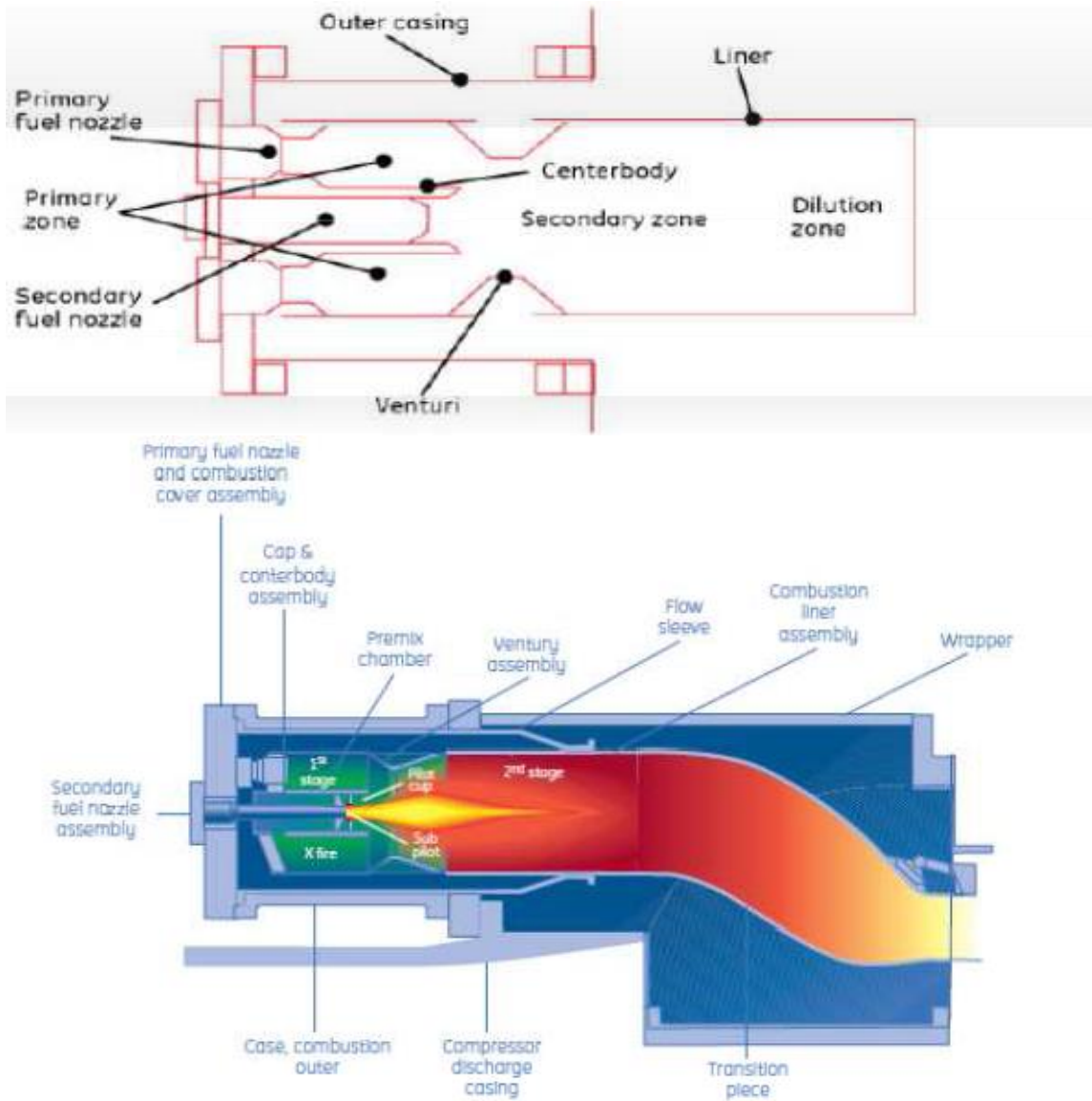


FIGURE V.2 : DLN1 combustor

Le système de combustion GE DLN-1 fonctionne selon quatre modes distincts lors de l'opération de gaz naturel pré-mélangé :

Ces composants forment deux étages dans la chambre de combustion. Dans le mode pré-mélangé, la première étape mélange intimement le carburant et l'air et fournit un mélange carburant-air non brûlé, pauvre et uniforme à la deuxième étape.

**V.4.1-Mode primaire :**

Le carburant est envoyé uniquement aux buses primaires. La flamme est uniquement dans la zone primaire et c'est une flamme de diffusion. Ce mode de fonctionnement est

utilisé pour allumer, accélérer et faire fonctionner la machine sur des charges faibles à moyennes.

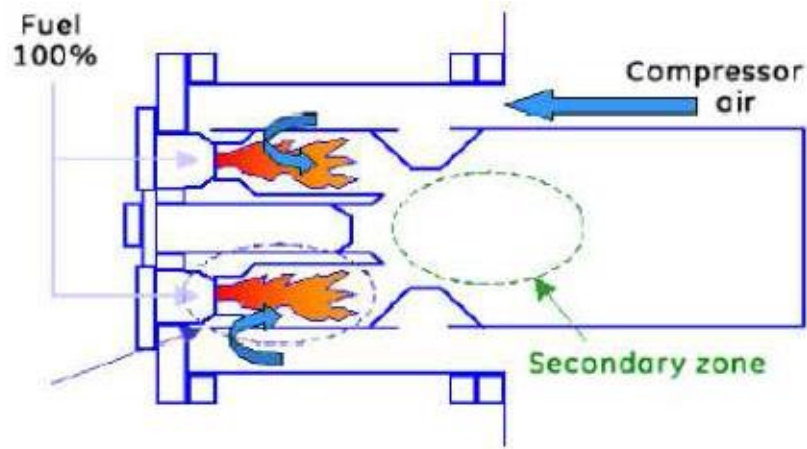


FIGURE V.3 (A) : Mode primaire-allumage à 20%

#### V.4.2-Mode pauvre-pauvre (lean-lean) :

Le gaz est envoyé aux buses primaire et secondaire. La flamme est dans les deux zones primaires et secondaires, la flamme dans la zone secondaire est prémélangée. Ce mode de fonctionnement est utilisé pour des charges moyennes.

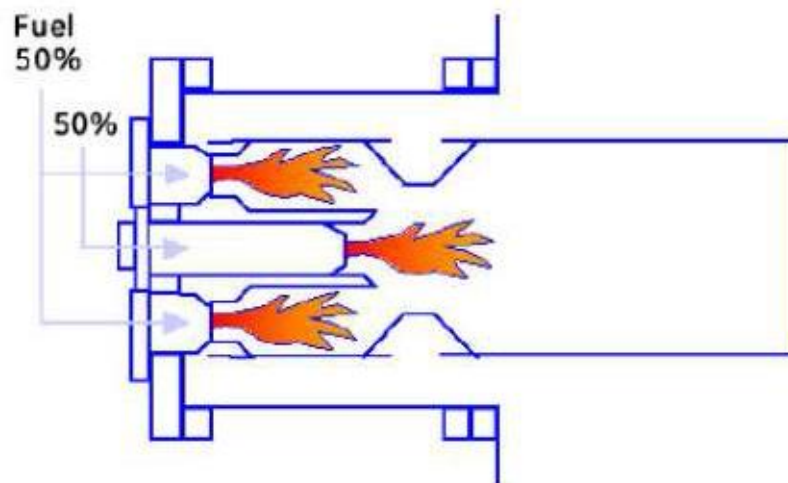


FIGURE V.3 (B) : Mode lean lean (20% à 50%)

#### V.4.3-Mode secondaire :

Le gaz est envoyé à la buse secondaire seulement et la flamme est seulement dans la zone secondaire. Ce mode est un état de transition entre le mode pauvre et le mode pré-mélangé et est utilisé pour éteindre la flamme dans la zone primaire. Après ça, le carburant est réintroduit dans la zone qui deviendra la zone de pré-mélange primaire.

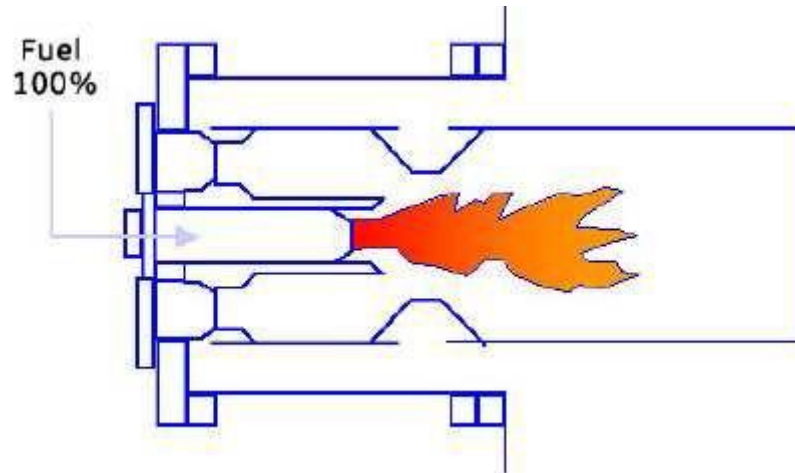


FIGURE V.3(C) : Zone primaire éteinte

#### V.4.4-Mode pré-mélange :

Le carburant est envoyé aux buses primaire et secondaire, la flamme n'est que dans la zone secondaire. Ce mode de fonctionnement est atteint au point de conception de température de référence de combustion. Des émissions optimales sont générées en mode pré-mélange.

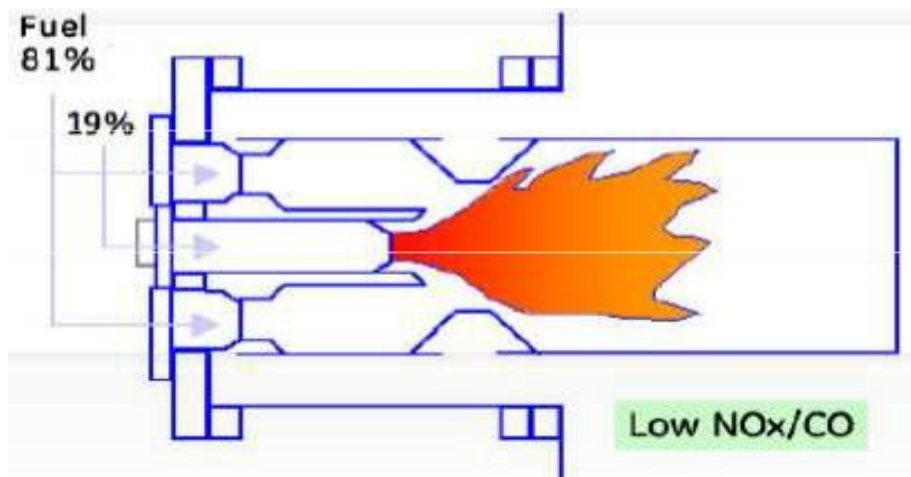


FIGURE V.3(D) : Opération prémix (50% à 100%)

Le venturi joue un rôle clé dans le processus de combustion. Dans les modes primaire et pauvre, il fournit un espace confiné pour la flamme de diffusion, tandis que dans le mode pré-mélange, il sépare la zone de pré-mélange de la zone de combustion. Dans le mode pré-mélange, l'accélération dans la gorge venturi empêche le retour de la flamme.

La plage de charge associée à ces modes varie avec le degré de modulation de l'ailette de guidage d'entrée (IGV). Avec la modulation IGV jusqu'à 42 °, la plage de

fonctionnement du prémix est de 50% à 100% de la charge.

Les dispositions de bougie d'allumage et de détecteur de flamme dans une chambre de combustion DLN-1 sont différentes de celles utilisées dans une chambre de combustion classique. Etant donné que la zone primaire doit être réactivée à une charge élevée pour retourner du mode pré-mélange au mode de fonctionnement pauvre, les bougies ne se rétractent pas. Le système utilise des détecteurs de flamme pour visualiser la zone primaire des chambres sélectionnées (semblable aux systèmes classiques) et les détecteurs de flamme secondaires qui regardent à travers le corps central dans la zone secondaire.

Une turbine avec une chambre de combustion à diffusion classique qui utilise l'injection de diluant pour le contrôle des NOx utilisera un algorithme pour contrôler l'injection de vapeur ou d'eau. Cet algorithme utilise des contrôles de variables à haut niveau (température d'échappement, vitesse, etc.) pour établir un rapport vapeur-carburant ou de l'eau-carburant pour contrôler les NOx.

De façon similaire, on utilise les mêmes variables pour diviser le débit total de carburant de la turbine entre les étages primaire et secondaire d'une chambre de combustion DLN. La division de combustible est accomplie en commandant une vanne de répartition étalonnée pour se déplacer à une position de consigne basée sur la Température de référence calculée de la combustion (FIGURE V.4).

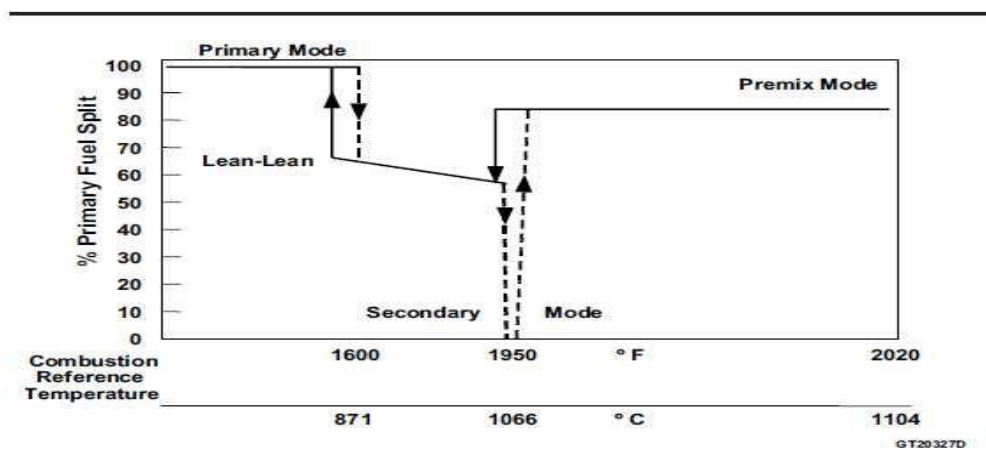
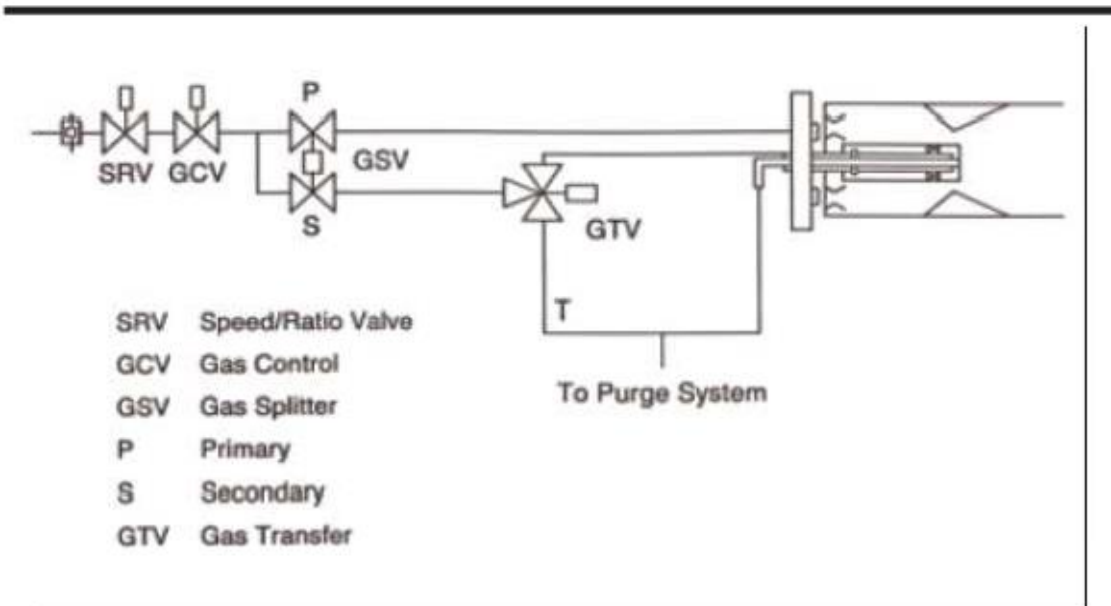


FIGURE V.4 : Répartition des gaz combustibles

La **FIGURE V.4** montre un schéma du système de combustible gazeux pour une turbine équipée de DLN.

Les seules séquences de commande spéciales requises sont la protection de la turbine pendant un déclenchement ouvert de la valve du générateur, ou pour un allumage de zone primaire ou un ré-allumage primaire (c'est-à-dire, la flamme est établie en première étape pendant le fonctionnement prémélangé).

Lorsque la vanne s'ouvre à la charge ou un ré-allumage primaire est détecté par des détecteurs de flamme ultraviolette regardant dans la première étape, la vanne séparatrice est commandée pour se déplacer vers une position prédéterminée. Pour l'événement d'ouverture de la valve, la chambre de combustion retourne au fonctionnement normal en mode primaire à pleine vitesse sans charge. Dans le cas d'un ré-allumage primaire, il n'y a pas de dégâts matériels et la chambre de combustion maintient la charge, mais fonctionne en mode allongé pauvre avec des émissions élevées.



**FIGURE V.5** : Système de gaz combustible

- **Étendue de la fourniture :** Cette modification comprend les éléments suivants:
  - Nouveaux carters de combustion
  - Nouveaux revêtements de combustion
  - Nouveaux chambers de combustion
  - Buses de combustible primaire et secondaire
  - Bougies et détecteurs de flamme
  - Modification du système des vannes du gaz et de la tuyauterie
  - Mise à niveau du système de contrôle de la turbine Mark VI pour prendre en charge les algorithmes de contrôle avancés.

Les résultats finaux de la modification de la turbine GE MS 3002, ont permis de mettre le niveau de NOx en conformité avec les règlements, comme le montre le tableau ci-dessous.

	Before	After
NOx	>200 ppmvd	35 ppmvd

Émissions données à la charge de base, conditions ISO, @ 15% O2

Voici quelques résultats pour d'autres turbines avec d'autres systèmes de réduction des NOx

Turbine Model	Combustion System	NOx (ppmvd)
PGT5/PGT10	Kone	25
GE10	Kone+	15
MS3002J RC	DLN-1	35
MS5001PA	DLN-1	25
MS5002 C/D	DLN-1	35
MS5002E	DLN-2	15
PGT25	DLE 1.5	15
PGT25+	DLE 1.0	25
PGT25+G4	DLE 1.5	25

Émissions données à la charge de base, conditions ISO, @ 15% O2

**V.5-conclusion :**

La recherche sur les nouvelles technologies pour protéger l'environnement est toujours en cours. Ce développement continu a conduit à un système de réduction des NOx capable de limiter les niveaux d'émission de NOx à 25 ppm et dans de nombreux cas encore plus bas. Cela offre aux clients un moyen de réduire l'impact sur l'environnement et d'être en conformité avec les réglementations gouvernementales en améliorant les turbines à gaz existantes avec les dernières technologies DLN / DLE.

**CHAPITRE VI :**  
**RESULTATS**  
**ET**  
**DISCUSSIONS**

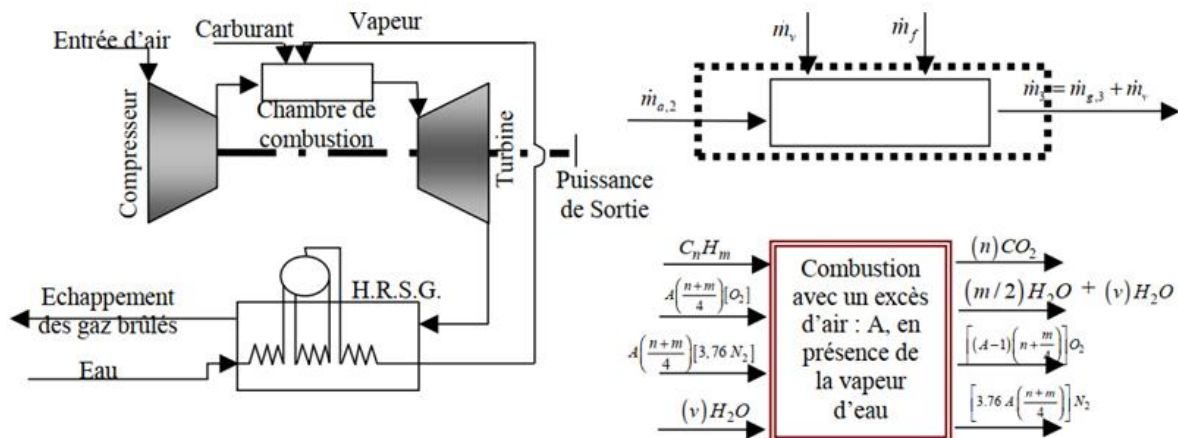
**VI.1-Introduction**

Nous allons dans cette partie reprendre les calculs de chapitre (IV) des paramètres précédents, mais cette fois ci avec injection de la vapeur d'eau dans la chambre de combustion et l'échangeur de chaleur qui est l'objet principal de notre étude.

**VI.2-Etude thermodynamique d'un cycle avec injection de vapeur**

**VI.2.1- Schéma de l'installation**

Une installation d'une turbine à gaz avec injection de la vapeur d'eau dans la chambre de combustion est composée essentiellement d'un compresseur axial (C), d'une chambre de combustion (CC), d'une turbine haute pression (THP), d'une turbine basse pression (TBP) et d'un échangeur de chaleur à changement de phase (HRSG, Heat Recovery Steam Generator), comme le montre la figure VI.1. [11]



**FIGURE VI.1 :** Schéma d'une turbine à gaz avec injection de vapeur d'eau

**VI.2.2-Description du phénomène physique**

Le processus de 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 satisfaire les conditions d'injection à l'amont de la chambre de combustion. L'écoulement constitué par le mélange des gaz brûlés et par la quantité de la vapeur injectée, traverse les canaux inter-aubes de la turbine et conduit, par conséquent, à une augmentation progressive de la puissance délivrée au niveau de 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 de la vapeur surchauffée, au niveau d'un récupérateur.

La vapeur d'eau est injectée dans le corps de refoulement du compresseur, éliminant toutes les limitations imposées afin de maintenir un processus de combustion stable. Pour cette raison, la quantité maximale de vapeur injectable est limitée aux valeurs du pourcentage du débit massique de l'air d'aspiration du compresseur. La vapeur doit être surchauffée, et il faut assurer au moins une différence de 25 °C par rapport à la température de refoulement du compresseur. La pression limite d'approvisionnement de la vapeur doit être supérieure d'au moins 4 bar par rapport à la pression maximale dans la chambre de combustion [12].

Quand la vapeur est injectée juste en amont de la chambre de combustion, les caractéristiques principales de la turbine à gaz qui changent sont celles des deux processus de combustion et de détente.

L'Injection de vapeur peut avoir deux objectifs majeurs :

- Une augmentation de la puissance débitée
- Une réduction du niveau d'oxyde d'azote (NOx)

### VI.2.3-HYPOTHESES

Les calculs ont été réalisés sur des gammes de rapport de pression (1 - 10) et de température ambiante (0 - 40°C). Le détail sur les différents paramètres est donné dans le tableau VI.1

**TABLEAUX VI. 1 :** Caractéristiques de la turbine à gaz GE MS3002

	$P_{net}$ (kW)	$\eta_{glo}$ (%)	$T_3$ (°C)	PCI (kJ/kg)	$\eta_c$ (%)	$\eta_T$ (%)	$\eta_{cc}$ (%)	$\Delta p$ (%)
Caractéristiques GE MS3002	7413.15	22.1	1213	44600	87	90	96.5	3.5

### VI.3-RESULTATS & INTERPRETATIONS

-D'après le system d'exploitation MARK (VI.E)

#### VI.3.1-Performances de la turbine à gaz simple sans injection de la vapeur

Pour un fonctionnement normal d'une turbine à gaz (sans injection), lorsque la température ambiante augmente au dessus de celle de référence, les performances de la machine diminuent. La diminution devient importante lorsque la température ambiante est maximale (figure VI.3).

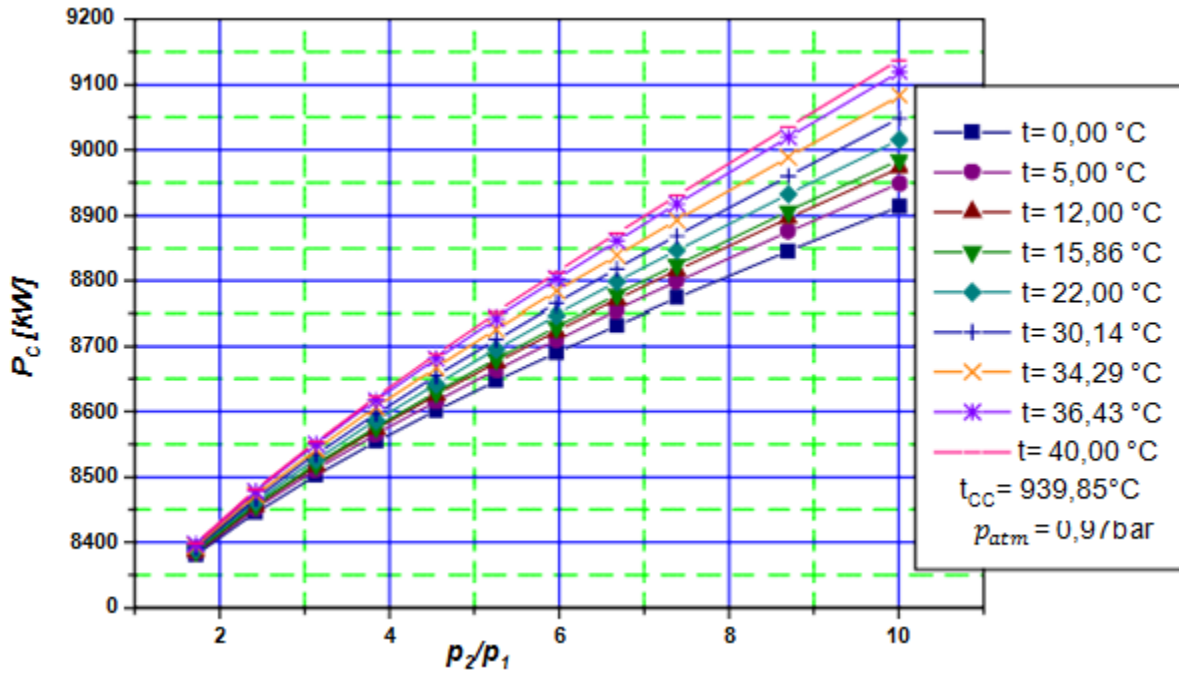


FIGURE VI.2 : Puissance absorbée par le compresseur

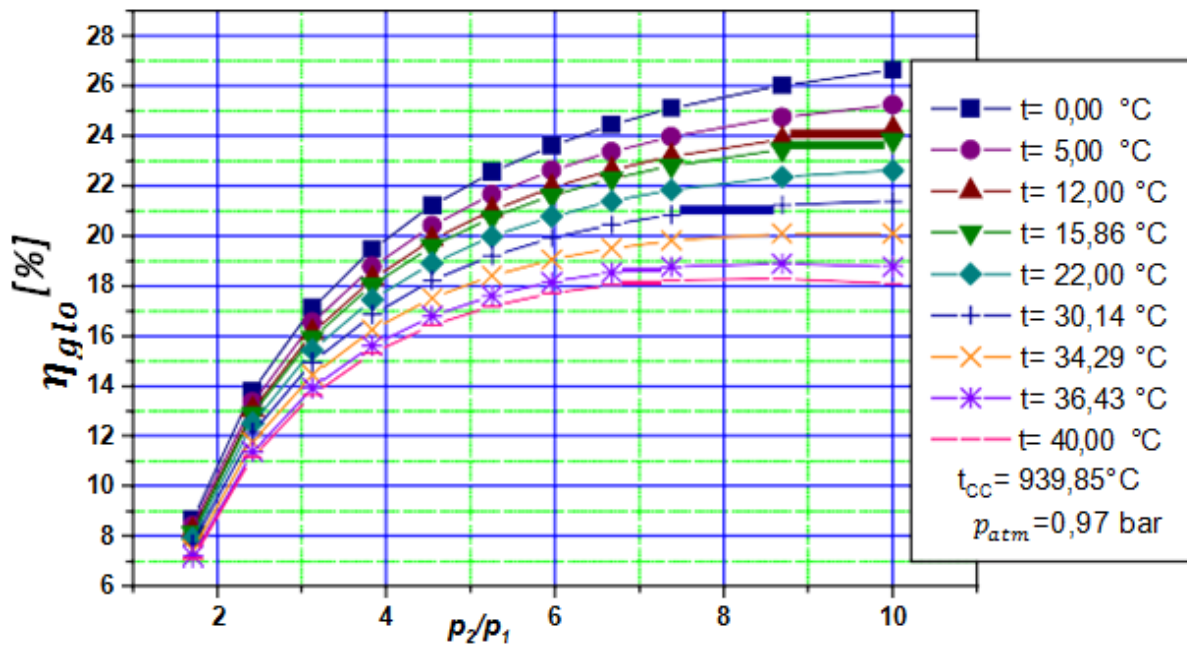


FIGURE VI.3 : Rendement thermique global.

On constate sur la figure VI.2 que la puissance absorbée par le compresseur est proportionnelle au rapport de pression pour une gamme de température ambiante de ( $0^\circ\text{C} < T_{amb} < 50^\circ\text{C}$ ). Sur la figure 4,

lorsque la température ambiante devient importante ( $\approx t_{amb} > 30^{\circ}\text{C}$ ), on remarque que le profil du rendement tend vers une valeur maximale  $\eta_{glo\ max}$  pour  $5 < \tau < 6$ . Toute fois, il n'est pas possible de dépasser la valeur ( $\tau \approx 5,6$ ) donnée par le constructeur, à cause des limitations imposées par la résistance des matériaux (fluage).

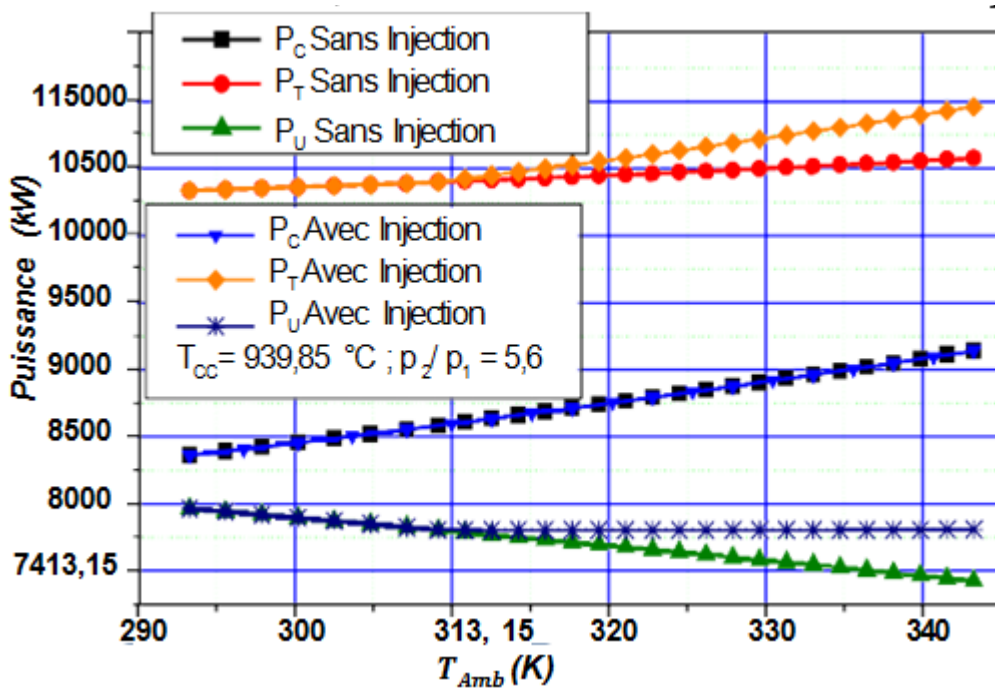


FIGURE VI.4 : Puissances sans et avec l'injection de la vapeur

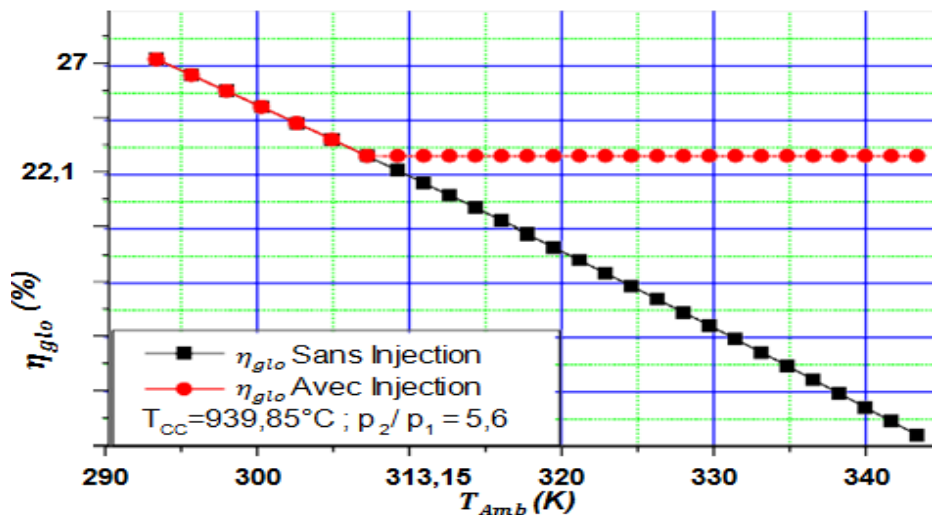


FIGURE VI.5 : rendement sans et avec l'injection de la vapeur

Sur la figure VI.4, la puissance absorbée par le compresseur et celle fournie par la turbine varient proportionnellement avec la température ambiante et  $P_T$  reste presque constante à cause de la limitation de la température de combustion (donnée par le constructeur). L'augmentation de  $P_c$  est importante, en raison de la masse volumique du fluide moteur qui varie avec la température ambiante. La diminution de la puissance utile conduit à une diminution du rendement thermique de la turbine à gaz, ce qui est illustré à la figure VI.5.

### VI.3.2-Performances de la turbine à gaz simple avec injection de la vapeur d'eau

La figure VI.4 montre les distributions de puissances des différents processus d'une turbine à gaz en fonction de la température ambiante. La puissance absorbée par le compresseur est la même dans les deux cas sans injection et avec l'injection, car aucune variation n'a été effectuée au niveau de la compression. La puissance délivrée par la turbine dans le cas de l'injection de la vapeur d'eau est supérieure à celle dans le cas sans injection de la vapeur. Ceci est dû à la masse supplémentaire de vapeur injectée, ce qui stabilise le rendement thermique, qui est montré dans sur figure 6. L'injection de la vapeur commence lorsque la température ambiante devient supérieure à la température standard.

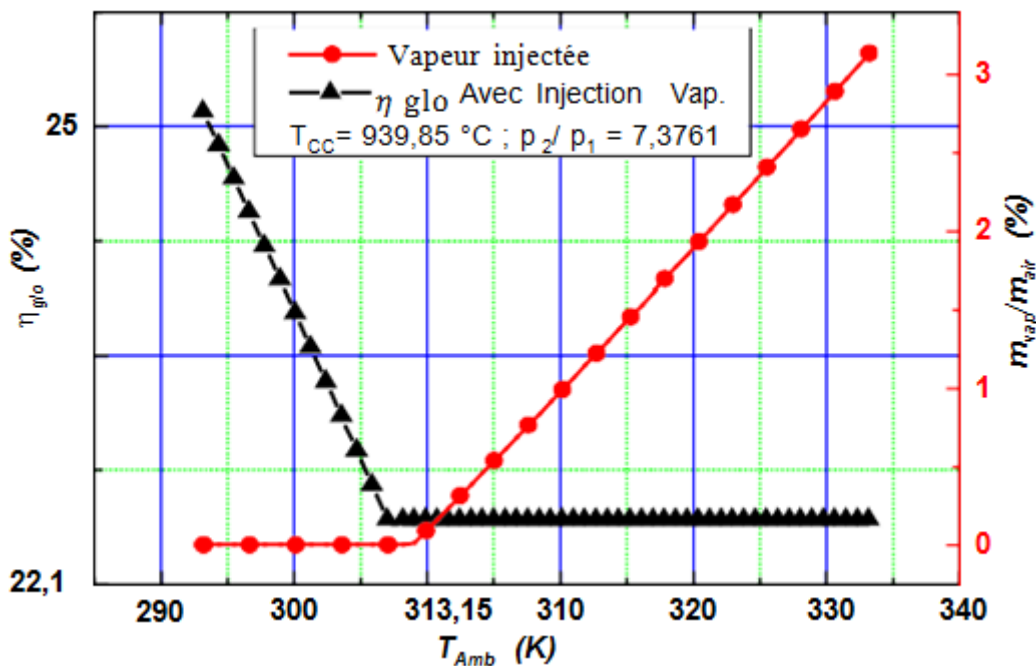


FIGURE VI.6 : Rendement et le rapport (vapeur-air) injecté

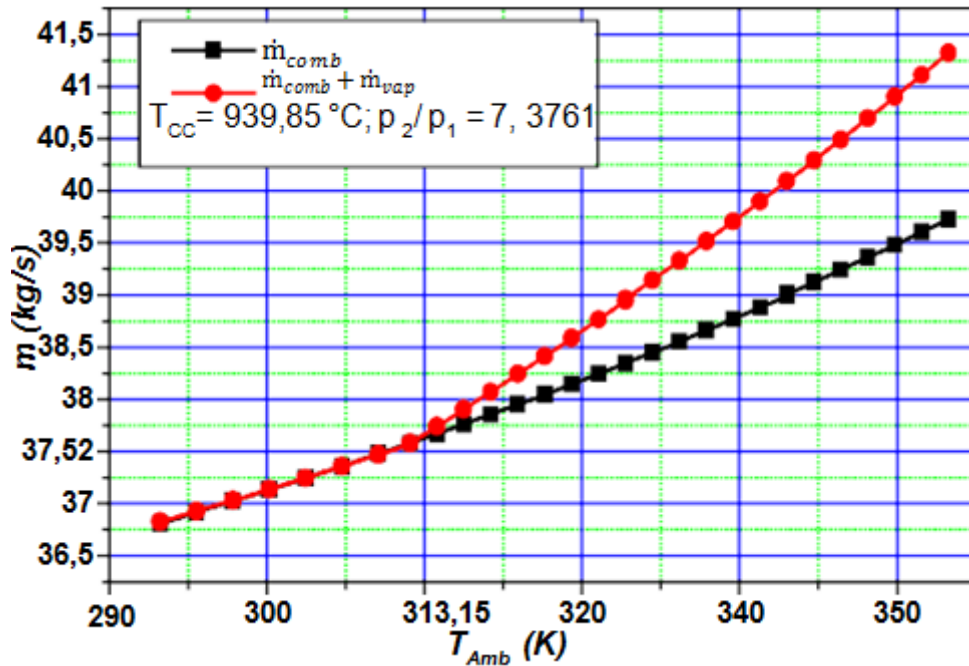


FIGURE VI.7 : Débit du fluide moteur

La figure VI.6 montre les distributions : de la quantité de la vapeur injectée et le rendement thermique en fonction de la température ambiante. On constate sur cette figure que, pour  $T_{Amb} < T_{Iso}$ , l'évolution du rendement est comme une turbine à gaz fonctionnant sans injection ce qui est remarqué pour  $vap=0$ . La figure VI.7 montre une comparaison entre les fluides moteur dans les deux cas : pour un cycle simple et un cycle injecté par vapeur au cours d'un fonctionnement de la machine pour les quatre saisons.

#### VI.4-Etude thermodynamique d'un cycle avec récupération de la chaleur

##### VI.4.1-Principe d'un échangeur de chaleur:

On cherche en général à transférer un flux de chaleur entre un fluide chaud et un fluide froid, séparés par une paroi qui peut être plane ou tubulaire. La chaleur est transférée par conduction et/ou convection au sein de chaque fluide, et par conduction au sein du matériau qui les sépare. Il peut également y avoir transfert par rayonnement si le niveau des températures dépasse 100°C.

Dans l'échangeur, chacun des fluides s'échauffe, se refroidit, ou change d'état selon ses caractéristiques et les conditions opératoires.

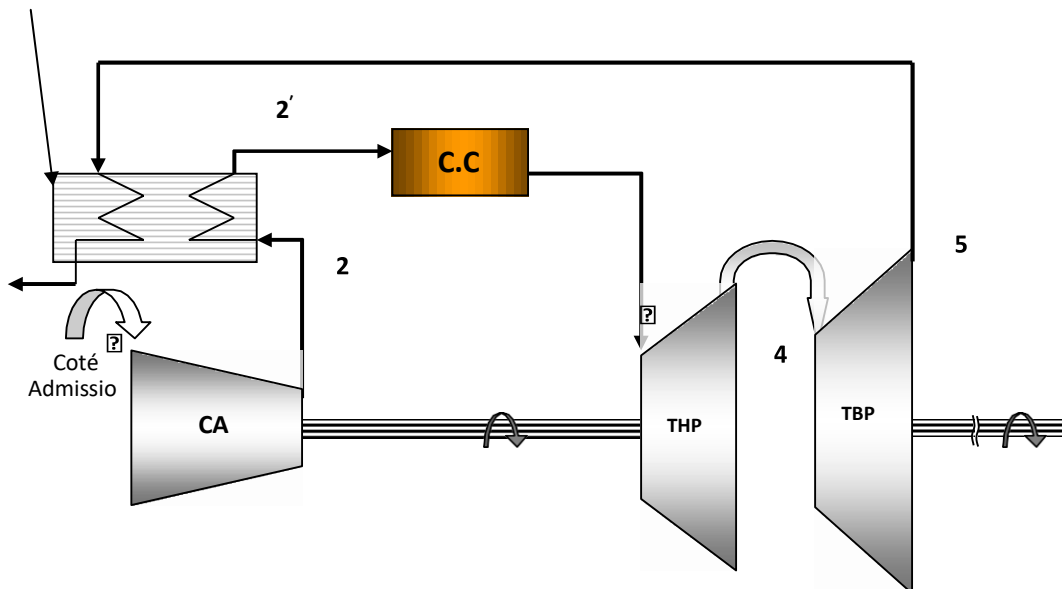
Le flux de chaleur résultant, cédé par le fluide chaud et reçu par le fluide froid est

proportionnel à :

- Un coefficient d'échange thermique "global" noté K (ou U), fonction des conditions d'écoulement, des conductivités thermiques de chaque fluide, des viscosités, du changement d'état, etc...
- Un écart de température (en général une moyenne logarithmique des écarts de température entre les deux fluides à chaque extrémité de l'échangeur, cf page suiv.),
- La surface d'échange thermique utilisée,  $\Phi = K S \Delta\theta_{ml}$ , avec K coefficient global en  $\text{kJ.h}^{-1}.\text{m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$  et  $\Phi$  en  $\text{kJ.h}^{-1}$

**VI.4.2-Etude technologique :**

Dans notre étude technologique de récupération, nous utiliser les conditions de fonctionnement propres au site pour une période estivale ( $T_1=40^{\circ}\text{C}$ ). (Voir schéma)



**FIGURE VI.8 :** Schéma d'une turbine à gaz avec récupérateur de la chaleur

**TABLEAUX VI.2 :** refinance de l'échangeur

DTLM	$A_s(\text{m}^2)$	$\varnothing$	$T'_2(\text{k})$	$T_6(\text{k})$	$T_2(\text{k})$	$T_5(\text{k})$	$\dot{m}_{com}(\text{kg/s})$	$N_{tub}$
149,8	241,662	5490,76	705.45	660,82	537,11	818,5	37,52	1044

### VI.4.3-Equations de bilan

- Calcul du débit de combustible consommé ( $m_c$ ) :

On va suivre la même méthode de calcul :

On pose  $\alpha = 6$  :

$$C_{pg3} = 0.9718 + (0.0414/6) + [(0.0536/6) + 0.0927] \times 1213/1000$$

$$C_{pg3} = 1.10198 \text{ kJ/kg.K.}$$

$$C_{pa2} = 0.9718 + (0.0927 \times 660.83)/1000$$

$$C_{pa2} = 1.033 \text{ kJ/kg.K}$$

D'où:

$$\frac{m_a}{m_c} = \frac{(44600 \times 0.97) - (1.101981 \times 940)}{(1.101981 \times 940) - (1.033 \times 387.83)} = 66.473 \Rightarrow \alpha = 4.7312$$

On pose  $\alpha = 4.7312$

$$C_{pg3} = 1.10673 \text{ kJ/kg.K} \quad \Rightarrow \frac{m_a}{m_c} = 66.001 \Rightarrow \alpha = 4.69$$

On pose  $\alpha = 4.69$  :

$$C_{pg3} = 1.1069 \text{ kJ/kg.K.} \quad \Rightarrow \frac{m_a}{m_c} = 65.98 \Rightarrow \alpha = 4.696$$

Donc :

$$\alpha = 4.696$$

→ Calcul du débit de gaz:

$$m_{gaz} = \frac{40.86}{14.06 \times 4.696} \quad , \quad m_{gaz} = 0.61 \text{ kg/s}$$

⇒ Un gain de 19% de gaz.

- Calcul du rendement thermique ( $\eta_{th}$ ) :

$$C_{pg} = 0.9102 + (0.1187/4.696) + 0.1187 \times (972.95 + 818.5)/1000$$

$$C_{pg} = 1.14812 \text{ kJ/kg.K}$$

Donc :

$$\dot{P}_{net} = (40.86 + 0.61) \times 1.14812 \times (972.95 - 818.5)$$

$$\dot{P}_{net} = 7353.75 \text{ kW}$$

D'où:

$$\eta_{glo} = 27.03\%$$

⇒ Un gain de 4.93 % du rendement thermique.

**TABLEAUX VI.3** : le turbin a gaz avec échangeur de chaleur

	Sans échangeur	Avec échangeur
$\eta_{glo}(\%)$	22,1	27,03
$m_{gaz} \text{ kg/s}$	0,75	0,61

#### IV.5-Méthode DTLM :

L'évolution de la température de chaque fluide à partir des températures d'entrées conditionne directement la valeur moyenne de la DTLM. Elle est fonction :

- De la nature des débits respectifs des deux fluides.
- Du sens d'écoulement relatif des deux fluides qui peuvent circuler soit à contre courant ou à courant parallèle.

L'étude de la DTLM dans un appareil s'effectuera en supposant que le coefficient de transfert ( $U$ ) est constant en tout point, ainsi que les pertes thermique et qu'il n'y a pas de changement de phase au cours du transfert (surtout pour des liquides)

## VI.6-CONCLUSION

Le but de l'injection de la vapeur d'eau dans l'installation des cycles simples d'une turbine à gaz permet non seulement de réduire les émissions de gaz tel que les NOx mais aussi de pousser le rendement et la puissance et de réduire la consommation spécifique.

Le but de cette étude consiste à améliorer le rendement thermique de la turbine à gaz, et donc de réduire de manière notable en consommation du gaz combustible.

La réalisation de cette étude va se baser sur un choix judicieux d'un modèle de récupérateur d'énergie des gaz d'échappement de la turbine à gaz modèle GE MS 3002, et qui va tenir compte des paramètres calculés, qui sont ceux du débit d'air refoulé par le compresseur

# CONCLUSION GENERALE

## 1-Conclusion générale :

Les turbines à gaz sont utilisées dans les centrales thermiques et les industries des hydrocarbures dans le monde entier.

Le cycle de la turbine à gaz est un cycle très flexible (baryton), donc ses performances peuvent être améliorées en ajoutant des composants supplémentaires à l'appareil.

L'augmentation de la température de la sortie de compresseur affecte directement les performances (puissance utile générée, rendement thermique) du dispositif de turbine à gaz étudié.

L'injection de la vapeur dans la chambre de combustion conduit à l'amélioration des performances de la turbine à gaz.

Cette recherche nous a permis de bien comprendre l'efficacité des systèmes de récupération de chaleur et l'injection de vapeur dans la chambre de combustion de la turbine à gaz. Pour cette raison, nous prenons les caractéristiques de la turbine à gaz MS 3002 largement utilisée dans l'industrie pétrolière comme machine d'application pour notre recherche.

Un stage pratique a été réalisé au niveau de Transport par Canalisation (TRC) situé à Baraki Alger pour collecter les données nécessaires aux calculs et avoir une compréhension générale de l'utilisation de la turbine à gaz dans l'industrie pétrolière algérienne.

Nous avons choisi la turbine à gaz MS3002 de la station de compression de gaz CC1 Timzhert, puis choisi l'unité de récupération de chaleur et HRSG qui répond aux normes établies par B.W.G.

Des études thermodynamiques ont été réalisées sur la turbine à gaz MS3002, et les résultats ont montré que ses performances dépendent largement des conditions de fonctionnement, notamment de la température de la sortie de compresseur et le rendement de la chambre de combustion. C'est toujours la principale raison de la dégradation des performances de la turbine à gaz à la station de compression de gaz CC1 Timzhert.

L'installation d'un échangeur sur la sortie de compresseur et injection de vapeur à la chambre de combustion. Cette étape auxiliaire démontre clairement leur efficacité par rapport au coût total d'investissement.

## **CHAPTER II**

- [1] ENSPM Formation Industrie - IFP Training. Machines Tournantes : turbines à gaz technologie et fonctionnement
- [2] HISTORIQ TAREK IAP
- [3] Gunt, Connaissances de base Turbines [en ligne] (page consultée le05/07/2019).  
[https://www.gunt.de/images/download/turbines\\_french.pdf](https://www.gunt.de/images/download/turbines_french.pdf).
- [4] GE oil & gas - Nuovo Pignone. Manuel de formation pour la conduite et l'entretien d'une turbine a gaz
- [5] Alessandro Franco, Claudio Casarosa, "*On some perspectives for increasing the efficiency of combined cycle power plants*", Applied Thermal Engineering 22, 1501– 1518, 2002.
- [6] Institut Supérieur des Sciences et d Technologie de l'environnement Borj Cédria « I.S.S.T.E », GE. Créer un modèle de calcul de la performance d'une turbine à gaz.  
Projet de fin d'études «PFE».

## **CHAPTER VI**

- [7] Laissaoui M, Amélioration des performances d'une installation de turbine à gaz par refroidissement de l'air d'admission, PFE de Magister, Université m'hamed bougara Boumerdes, 2012.
- [8] Moussoui A, Zoubir A, «Etude thermodynamique et maintenance d'une turbine à gaz MS5002C», mémoire de fin d'étude de master en mécanique des unités pétrochimiques, Université de Boumerdes, 2009.
- [9] Çengel Y.A, Boles M.A. Thermodynamics an Engineering Approach. 5thedition. McGraw-Hill, New York USA, 2004.

## **CHAPTER V**

- [10] Mémoire, étude technologique de la turbin a gaz GE MS 3002 pour réduire les émissions NOX , IAP SONATRACH , 2017 ,BOUNEDJAR Mohamed Tarik

## **CHAPTER VI**

- [11] bdallah BOUAM, 2008, "*Amélioration des performances des turbines à gaz utilisées dans l'industrie des hydrocarbures par l'injection de vapeur d'eau* ", Thèse doctorale.
- [12] GE Oil & Gas , "*Manuel de formation pour la conduite et l'entretien*", AFFAIRE N.P : SONATRACH SRGA2 , LOCALITE :ALGERIE.