

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
République Algérienne Démocratique et Populaire  
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la recherche Scientifique  
المركز الجامعي بلحاج بوشعابيب - عين تموشنت  
Centre Universitaire Belhadj Bouchaib Ain T'émouchent

**Institut de Science Technologie Génie  
Mécanique**



**Mémoire  
Pour l'obtention du diplôme de MASTER  
En Génie- Mécanique**

**Option : génie mécanique et énergétique**

**Thème**

**Etude de performance d'une turbine a gaz  
MS5002C**

Réalisé par :

**-M<sub>r</sub> : KERMANE AHMED  
-M<sub>ds</sub> : BOUTERFAS HADJER**

Devant le jury :

**Président : Dr : OUDAD**

**Encadrent : Pr : NHARI**

**Examineur : Dr : BENZNINE**

**Année Universitaire : 2016/2017**

# Dédicace

*Rien n'est aussi beau à offrir que le fruit d'un labeur qu'on dédie du fond du cœur à ceux qu'on aime et qu'on remercie en exprimant La gratitude et la reconnaissance durant toute notre existence.*

*Je tiens à dédier ce modeste travail à tous ceux qui me sont chers : A ceux qui ont fait de moi ce que je suis : Mes très chers parents pour qui je n'oublierai jamais leur grande affection ; leur soutien et leur encouragements ; tout le long de mes études.*

✓ *A toute ma famille et mes très chers frères et sœurs.*

✓ *A tous nos enseignants et à notre promotion de génie mécanique.*

✓ *A tous mes amis.*

✓ *A tous ceux qui nous sont chers et à ceux qui ont contribué à notre formation.*

Ahmed

# Dédicace

*JE DEDIE LE TRAVAILLE A :*

- 1. Mon cher père je demande à notre dieu lui compte permis ces bien.*
- 2. Ma mère qui a été toujours avec moi et m'adonne le courage et la tendresse.*
- 3. Ma seul sœur ASMAA et mon seul frère ILYES.*
- 4. Ma grand Méré NANA et ma grand père KWIDER et tous la famille « BOUTERFAS » « LABDELI ».*
- 5. à mon binôme AHMED.*
- 6. Mes amis.*

Hadjar

# Remercîment

*Nous remercions Dieu le tout puissant de nous avoir donné le privilège et la chance d'étudier et de suivre le chemin de la science et de la connaissance.*

*Je tiens à exprimer ma profonde reconnaissance et mes sincères remerciements à mon encadreur **Mr : NEHARI** pour l'intérêt porté à mon travail, sa disponibilité, ses conseils précieux et surtout sa grande patience.*

- ✓ *Nous remercions **Dr : OUDAD** et **Dr : BENZNINE** qu'ont bien voulu examiner notre travail. Leur présence va valoriser, de manière certaine, le travail que nous avons effectué.*
  
- ✓ *Nous adressons également notre profonde gratitude à tous les professeurs de centre universitaire de Ain Temouchnten particulier ceux du département **GENIE MECANIQUE**.*
  
- ✓ *Enfin, nous remercions toutes les personnes qui, de près ou de loin, ont contribué à l'élaboration de ce mémoire.*

***Merci à tous.***

# SOMMAIRE

- Introduction générale.

- CHAPITRE I : Description du champ de REB

I.1.Situation géographique de champ de REB.....	1
I.2.Historique et développement de REB.....	1
I.3.Description du champ de REB.....	2
I.4. Centre de TCF.....	2-6

- CHAPITRE II : Généralités sur les turbines à gaz

II.1.Historique de la turbine à gaz.....	8
II.2. Où utilise-t-on les turbines à gaz.....	8
II.3. Définition.....	9
II.4.Principe de fonctionnement.....	10
II.5.Avantages et inconvénients des turbines à gaz.....	11
II.6.Classifications des turbines à gaz.....	12
II.6.1 Par le mode constructeur.....	12
II.6.2 Par le mode de travail.....	14
II.6.3 Par le mode de fonctionnement.....	14
II.7.Les cycles théoriques des installations à turbine à gaz.....	14
II.7.1 Cycle idéal de Brayton.....	15
II.7.2 Cycle réel de Brayton.....	17

## ■ CHAPITRE III: Description de la turbine à gaz MS5002C

III.A.1.Généralités.....	19
III.2.Station de compression.....	19
III.4.Principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS5002C.....	20
III.5.Le compartiment des auxiliaires.....	20
III.6.Différents éléments de la turbine à gaz MS5002C.....	22
<b>III. B.LES SYSTEMES PRINCIPAUX DE LA TURBINE.....</b>	<b>37</b>
III.1.Système d'huile de graissage.....	37
III.2.Système de démarrage.....	39
III.3.Système de l'air de refroidissement et d'étanchéité.....	41
III.4.Système de l'huile de commande et de déclenchement.....	42
III.5.Système de gaz combustible.....	43
III.6.Dispositif anti-pompage.....	44-45

## ■ CHAPITRE IV:Les Calcul thermodynamique

IV.1.Introduction.....	47
IV.2.Etude thermodynamique de la turbine à gaz a deux arbres.....	47
IV.2.1 Les points particuliers du cycle de l'installation.....	48
IV.2.2.Calcul de coefficient d'excès d'air $\alpha$ .....	50
IV.2.3Paramètres d'entrée de compresseur (pt 1a).....	50
IV.2.4.Paramètres d'air avant le premier étage de compresseur (pt1b).....	51
IV.2.5.Paramètres de l'air après le dernier étage du compresseur (pt2a).....	52
IV.2.6.Les paramètres de l'air avant la chambre de combustion (pt2).....	52
IV.2.7. Les paramètres du gaz après la chambre de combustion (pt3).....	53

IV.2.8. Les paramètres du gaz avant le premier étage de la turbine (THP)(pt3b).....	53
IV.2.9. Les paramètres du gaz après les derniers étages de la turbine(THP)(pt4a).....	53
IV.2.10. Les paramètres avant le premier étage de la turbine HP(pt4d).....	55
IV.2.11. Les paramètres après le dernier étage de la turbine BP (pt5a).....	55
IV.2.12. Débit et rendement.....	57
IV.2.13. Le rendement thermique de l'installation.....	58
IV.2.14. Vérification du coefficient d'excès d'air.....	58
IV.2.15. Calcul d'après les données standard du constructeur.....	58
IV.3 Les résultats de calcul de température $T=24C^{\circ}$ .....	58
IV.4. Les résultats de calcul d'après les données réelles (sur site) $T=35c^{\circ}$ .....	59
IV.5. Tableaux comparative.....	60
CONCLUSION.....	61

## ■ CHAPITRE V : Cycle de récupération des gaz d'échappement

V.1. Récupération des gaz d'échappement.....	64
V.1.1- But de la récupération de chaleur.....	66
V.1.2- Le récupérateur.....	66
V.1.3- Calcul de la température de l'air à l'entrée de la chambre de combustion.....	66
V.1.4- Calcul de la quantité de chaleur récupérée.....	67
V.1.5- Calcul de la température des gaz d'échappement à la sortie du récupérateur.....	67
V.1.6- Calcul du débit massique du combustible.....	67
V.1.7- Tableau des résultats de CALCUL.....	69
Conclusion.....	70

- Conclusion générale.
- Références bibliographie.
- Annexes.



## LISTE DES FIGURES

Fig I.1.champ de rhoud.....	1
Fig I.2.régénération TEG.....	4
Fig II.1.Exemple d'une turbine à gaz.....	9
FigII.2.démonstration des variations de pression et de température dans les différentes sections de la machine.....	11
Fig.II.3.Classification par le mode de construction.....	12
Fig II.4.écoulement par étage à réaction .....	13
Fig II.5.écoulement par étage à action .....	14
FigII.6.Cycle idéal de Brayton.....	15
FigII.7.Cycle réel de Baryton.....	16
Fig III.1.Train de compression(C).....	19
Fig III.2.différentes parties d'une turbine à gaz MS5002C.....	22
FigIII.3.Système typique d'admission .....	23
Fig III.4.Rotor du compresseur .....	24
Fig III.5.orps avant du compresseur.....	25

## LISTE DE FIGURES

---

Fig III.6.aubes du rotor .....	26
Fig III.7.Ensemble enveloppe de combustion.....	27
Fig III.8.L'enveloppe de combustion.....	27
Fig III.09.chambre de combustion.....	28
Fig III.10.chemise de la chambre de combustion.....	29
Fig III.11.Pièce de transition.....	29
Fig III.12.Débit d'air et gaz à travers la section de combustion.....	30
Fig III.13.Disposition enveloppe turbine.....	31
Fig III.14.Section verticale - directrice 1 <sup>er</sup> étage.....	32
Fig III.15.tuyère 1ère étage .....	32
Fig III.16.tuyères 2ème étage.....	33
Fig III.17: tuyères 2ème étage.....	33
Fig III.18 : roue de turbine HP .....	34
Fig III.19: roue de turbine BP .....	34
Fig III.20 : Les Paliers.....	36
Fig III.21 : Principaux éléments du système d'échappement.....	37
Fig III.22 : Système de lancement.....	40

## LISTE DE FIGURES

---

Fig III.23 : Circuit d'air d'étanchéité et de refroidissement.....	42
Fig III.24 : Le système de gaz combustible.....	43
Fig.III.25: Ligne de pompage et limite de protection de pompage.....	44
Fig. IV.1: Schéma de l'installation de TAG a deux arbres.....	48
Fig. IV. 2 :Diagramme T.S de la turbine MS5002C.....	49
Fig.IV.3 Variation de rendement par rapport la température ambiante.....	60
Fig V.1 : Schéma de laTG avec récupérateur.....	64
Fig.V.2 : Diagramme (T, S) avec récupération des calories.....	65
Fig V.3. Rendement thermique(avant et après réchauffement).....	69

## LISTE DES TABLEAUX

<b>TABLEAU III.1 :</b> Type de palier .....	35
<b>TABLEAU IV .1 :</b> Calcul d'après les données standard du constructeur.....	58
<b>TABLEAU IV.2:</b> Les résultats de calcule de la température $T_2=24^\circ$ .....	58
<b>TABLEAU IV.2:</b> Les résultats après le calcul.....	59
<b>TABLEAU IV.3:</b> Les résultats de calcule de la température $T_3=35^\circ$ ).....	59
<b>TABLEAU IV.4:</b> Tableaux comparatif.....	60
<b>TABLEAU V.4:</b> TABLEAU DES RESULTATS DE CALCULE.....	69

### LISTE DES SYMBOLES

$T_a$  : la température ambiante [K]

$P_a$  : la pression ambiante [bars]

$\varepsilon$ : Taux de compression

$Z$  : L'altitude [m]

$\Delta P_a$ : Pertes de charge d'entré[bars]

$G_c$  : Débit de combustible [kg/s]

$G_a$  : Débit d'air total [kg/s]

$\eta_c$  : Rendement isentropique de compression

PCI: Pouvoir calorifique inférieur du combustible [Kj/kg]

$\Delta P_{cc}$  : Pertes de charge chambre de combustion [bar]

$\eta_{cc}$  : Rendement de la chambre de combustion

$\eta_{m\ THP}$  : Rendement mécanique de transmission compresseur - turbine THP

$\eta_{is\ THP}$  : rendement isentropique de la turbine HP

$N_{THP}$  : vitesse de rotation de la turbine HP [tr/min]

$\eta_{is\ TBP}$ : Rendement isentropique de la turbine BP

$N_{TBP}$  : Vitesse de rotation de la turbine TBP [tr/min]

$\Delta P_{ec}$ : Pertes de charge à l'échappement [bars]

$\eta_{m\ TBP}$ : Rendement mécanique de la transmission de turbine - charge

$\gamma_a$  : exposant isentropique d'air

$\gamma_g$  : exposant isentropique de gaz

$C_{p\ T}$  : chaleur spécifique [Kj/Kg.K]

$C_{p\ m}$ : chaleur spécifique moyenne [Kj/Kg.K]

$\alpha$ : coefficient d'excès d'air

$\eta_{is\ HP}$  : rendement isentropique de détente haute pression

## LISTE DE SYBMOLES

---

$W_{TBP}$  : le travail de turbine BP [Kj/Kg]

$P_T$  : la puissance de turbine [KW]

$P_u$  : la puissance utile[KW]

$\eta_{th}$  : le rondement thermique

## LES ABREVIATIONS

Les initials	Significations	Unites
<b>BP</b>	Basse Pression.	-
<b>BP</b>	British Petroleum.	-
<b>ARCO</b>	Compagnie Américaine.	-
$\alpha$	Coefficient d'excès d'air.	-
<b>CA</b>	Compresseur axial.	-
<b>CC</b>	Chambre de combustion.	-
<b>CH</b>	Charge.	-
<b>CI</b>	Combustion Inspection.	-
$\lambda_K$	Caractéristique de MAKONOVALOV.	-
<b>CIS</b>	Centre Industriel Sud.	-
<b>Cp<sub>a</sub></b>	Chaleur spécifique isobare de l'air.	Kj/kg.deg
$\xi$	Coefficient d'expérience.	-
<b>TCF</b>	Centre de compression de gaz	-
<b>CPF</b>	Centre de production de huile	-
<b>K2002,K2003,K2004</b>	Compresseur centrifuge tri-étagés	-
<b>MARK V</b>	Commande juré les turbines	-
<b>CA</b>	Compresseur axial.	
<b>CC</b>	Chambre de combustion.	
<b>G<sub>g</sub></b>	Débit massique des gaz.	Kg/s
<b>G<sub>a</sub></b>	Débit d'air.	Kg/s
<b>G<sub>0</sub></b>	Débit massique théorique d'air.	Kg/s
<b>q<sub>c</sub></b>	Débit massique relatif du combustible.	-
<b>q<sub>r</sub></b>	Débit massique relatif de l'air.	-
<b>q<sub>f</sub></b>	Débit massique relatif des fuites.	-

## ABREVIATIONS

$M_a$	Débit massique de l'air.	Kg/s
$M_g$	Débit massique des gaz.	Kg/s
$Q_m$	Débit massique.	Kg/s
$Q_r$	Débit volumique.	$m^3/s$
<b>DPCV</b>	Différentiel Pressure Control Valve.	-
$E_c$	Energie cinétique.	Kj
<b>HP</b>	Haute Pression.	-
<b>HP</b>	Haute Pression.	-
<b>ITG</b>	Installation de Turbine à Gaz.	-
<b>IGV</b>	Ilette Guide Valve	-
<b>GPL</b>	Gaz Propane Liquéfié.	-
<b>GIT</b>	Gas Inert Tungsten.	-
<b>HP</b>	Gaz hot presion	-
<b>BP</b>	Gaz base presion	-
<b>GE</b>	General électrique.	-
$\rho$	La densité.	$Kg/m^3$
<b>T</b>	La température.	<b>K</b>
<b>P</b>	La oppression.	bar
<b>LHE</b>	Lean Head End.	-
<b>LHE</b>	Lean Head End.	-
<b>LCV</b>	Level Control Valve.	-
<b>MP</b>	Moyenne Pression.	-
<b>M</b>	Multiplicateur.	-
<b>PSV</b>	Pressur Square Valve	-
<b>PCI</b>	Pouvoir calorifique inférieur du combustible.	$Kj/kg_c$
$\Delta p$	Pertes de pression.	Bar
$P_u$	Puissance utile.	Kw
$\mathfrak{S}_{eff}$	Puissance effective.	Kw
$\mathfrak{S}_i$	Puissance thermique.	Kw
<b>SONARCO</b>	Partenariat entre la société ARCO et SOBATRACH	-
$\Delta P_1$	Pertes de pression d'arrêt dans le filtre d'air. Pertes de pression d'arrêt dans le diffuseur après le dernier étage du compresseur.	-



## ABREVIATIONS

---

$\Delta P_2$	Pertes de pression dans la conduite.	-
$\Delta P_3$	Pertes de pression dans le diffuseur à l'entrée de compresseur.	-
<b>ROV</b>	Regulate Out Valve.	-
$\eta_{cc}$	Rendement de la chambre de combustion.	-
<b>REB</b>	Rhoud El Baguel.	
$\eta_m$	Rendement mécanique.	-
$\eta_i$	Rendement isentropique.	-
$\eta_{th}$	Rendement thermique.	-
<b>S</b>	Section.	m <sup>2</sup>
<b>MP</b>	Station booster (turbocompresseur)	-
<b>Tm</b>	Température moyenne.	C°/K°
<b>TEG</b>	Thri-éthylène-glycol.	-
<b>TBP</b>	Turbine Basse Pression.	-
<b>TDL</b>	Turbine de Lancement.	-
<b>THP</b>	Turbine Haute Pression.	-
<b>TBC</b>	Thermal Barrier Coating.	-
$\varepsilon$	Taux de compression.	-
<b>W</b>	Travail thermique.	Kj/kg
<b>VPS</b>	Vacuum Plasma Spray.	-
<b>C<sub>a</sub></b>	Vitesse de l'air ; gaz.	m/s
<b>N</b>	Vitese de rotation.	Tr/min

## Caractéristique de la turbine à gaz 5002C

---

### ➤ caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002C:

- Marque... ..générale électrique
- Série du model... ..MS 5002C
- Application de la turbine à gaz... ..entraînement mécanique
- Cycle... ..simple
- Type de fonctionnement... .. continu
- Vitesse de l'arbre **HP**... .. 5100 tr/min
- Vitesse de l'arbre **BP**... .. 4670 tr/min
- Commande ... .. MARK V
- Température à l'échappement... .. 515°C
- Système de démarrage ... .. turbine à détente
- Protection (types de base) contre... .. survitesse,température,excessive,  
Vibration et détection de flamme
- Mécanisme de refroidissement ... .. réducteur avec vireur
- Atténuation de bruit ... ..silencieux d'admission et d'échappement

#### ❖ **Valeur nominale de la turbine à gaz (condition ISO) :**

- Puissance débitée ... .. 28,334 MW
- Température d'aspiration ... .. 15°C
- Pression ... .. 1,013 bar

#### ❖ **Section du compresseur :**

- ✚ Nombre d'étages du compresseur axial ... .. 16
- ✚ Type du compresseur ... .. écoulement à flux axial
- ✚ Plan de joint ... .. bride horizontale
- ✚ Type d'aubes directrices d'entrée ... .. variable

#### ❖ **Section de la turbine :**

- ✓ Nombres des étages de la turbine... .. 02
- ✓ Plan de joint ... .. horizontale
- ✓ Directrice du premier étage... ..fixe
- ✓ Directrice du deuxième étage... ..variable

#### ❖ **Section de combustion :**

## Caractéristique de la turbine à gaz 5002C

---

- ♦ Type ... .. 12 multiples foyers, types à flux inverses
- ♦ Configuration des chambres... .. concentrique autour du compresseur
- ♦ Combustible ... .. gaz naturel
- ♦ Bougies d'allumage... ..deux, types électrodes à ressort auto réactrice
- ♦ Détecteur de flamme... .. 4, type ultraviolet

### ❖ Ensemble paliers :

- Quantité ... .. 04
- Lubrification ... .. sous pression

### ❖ Système de lancement:

- Dispositif de lancement ... .. moteur électrique
- Type de réducteur ... .. non encastré avec vireur hydraulique

### ❖ Système du combustible:

- Type... .. gaz naturel
- Vanne de commande,arrêt,détente gaz... ..servocommande, Electrohydraulique

### ❖ Système de graissage :

- ✚ Lubrifiant ... .. huile minérale
- ✚ Pression du collecteur palier... .. 25 PSI (1,74 bar)
- ✚ Capacité totale... .. 11500 Litres
- ✚ Pompe de graissage principal ... ..entraînée par arbre intégralavec le réducteur auxiliaire
- ✚ Pompe de graissage auxiliaire... ..entraînée par moteur,Verticale,centrifuge,immergée
- ✚ Pompe de graissage de secours... ..entraînée par moteur, Verticale,centrifuge,immergée
- ✚ Echangeur de chaleur (fluide de graissage) :
  - Type... ..huile réchauffée vers eau froide
  - Quantité... .. deux
- ✚ Filtre (fluide de graissage) :
  - Type... .. débit plein avec vanne de transfert
  - Quantité... .. deux
  - Type de cartouche ... .. filtrage 25 un absolue

## Caractéristique de la turbine à gaz 5002C

---

### ❖ **Système d'alimentation hydraulique:**

✓ Pompe d'alimentation hydraulique principale... ..entraînée

Par réducteur auxiliaire, volumétrique, Variable, piston axial

✓ Pompe d'alimentation hydraulique auxiliaire... ..entraînée par Moteur, à engrenages

✓ Filtre(s) d'alimentation hydraulique :

Type... ..debit plain

Quantity... ..deux vannes de transferts

### Résumé

Dans les dernières années, les turbines à gaz industrielles jouent un rôle important dans les systèmes de production de puissance telle que les centrales nucléaires de puissance et les centrales de production du gaz. Malgré les avantages de la turbine à gaz leur haute sensibilité à l'influence de la température de l'air ambiant qui varie considérablement entre l'été et l'hiver fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté, ainsi l'amélioration du cycle ces machines s'avère nécessaire, à cet effet différentes techniques (régénération, refroidissement intermédiaire, préchauffage et injection de vapeur d'eau) ont été employées afin d'améliorer les performances des turbines à gaz, l'objectif principal de ce travail consiste en l'amélioration des caractéristiques principales de la turbine à gaz utilisée dans des conditions de températures rudes, par récupération des gaz d'échappement à l'amont de la chambre de combustion. La méthode suggérée a été étudiée. Analyisée et comparée à un cycle simple. Le but de cette étude thermodynamique est de déterminer tous les paramètres et performances de l'installation de la turbine à gaz.

## **ABSTRACT**

Over the past years, industrial gas turbines are playing an important role in power generation systems such as nuclear power plants and gas production plants. Despite the advantages of the gas turbine high sensitivity to the influence the temperature of the ambient air varies greatly between winter and summer in that the thermal efficiency of operation of these machines is affected, thus improving the cycle these machines is necessary, for this purpose different techniques (regeneration, intermediate cooling, preheating and steam injection) were used to improve the performance of gas turbines, the main objective of this work is to improve the main characteristics of the turbine gas used in conditions of harsh temperatures, recovery of exhaust gas upstream of the chamber combustion. A suggested method was studied. Analyzed and compared to a single cycle. The purpose of the thermodynamic study is to determine all the parameters and performance of the installation of the gas turbine.

# INTRODUCTION

Dans notre pays, l'industrie du pétrole utilise essentiellement les turbines à gaz pour produire l'énergie électrique dans les centrales, ainsi elles sont utilisées dans le domaine de transport et de la réinjection du gaz, ce qui donne à la turbine à gaz une importance dans l'économie nationale.

Après une exploitation continue de tout champ pétrolier, la pression interne du gisement diminue cela engendre la diminution des pressions de têtes de puits et par voies de conséquence, la dégradation des paramètres de production. Pour remédier a ce problème et parfois même pour améliorer les conditions initiales de la production dans le cas des champs dont les gisements sont à faible pression interne, un apport de pression de l'extérieur est nécessaire.

A cet effet, pour garantir la continuité de la production, sonatrach assure l'exploitation des ressources en brut de la région de RHOURE EL BAGUEL par l'installation des stations de compression pour comprimer le gaz destiné à la réinjection dans le gisement.

Elles représentent une utilité première, leurs arrêts ou leurs défaillances provoquent une coupure totale de la production, ce qui nous mène à falloir empêcher ces coupures, et pour cela une politique et un programme de maintenance sont essentiels.

A la lumière de ce qui est déjà dit, nous avons réalisé ce mémoire sur l'étude de la turbine à gaz MS5002C en insistant une étude thermodynamique de la machine en vue d'obtenir un fonctionnement stable.



# Chapitre I



### I.1.Situation géographique du champ de RHOURE EL BAGUEL:

Le champ de RHOURE EL BAGUEL se situe dans la partie Nord-est du Sahara algérien à environ de 90 Km au Sud-est de HASSI MESSAOUD, sur la route d'ELBOURMA. Le champ a été mis en production en 1962.



**Fig I.1:champ de rhoud**(Sonatrach: une entreprise pas comme les autres)

### 1.2. Historique et développement de REB:

Le gisement de Rhourde El Baguel a été découvert en 1959 et mis en production en 1962 par la compagnie **SINCLAIR-OIL**(Américaine).

En Février 1996, **ARCO** signe un contrat de partage de production avec **SONATRACH** pour le projet de récupération assistée des réserves de pétrole brut de **REB** d'où la naissance de la société **SONARCO** (partenariat entre la société **ARCO** et **SONATRACH**).

Lorsque l'acquisition d'**ARCO** par **BP** (British Petroleum) a été finalisée au début de l'année 2000, le projet est passé sous la responsabilité de **BP**, qui est désormais devenu le partenaire **SONATRACH** dans ce projet.

Depuis 2005, le champ produit approximativement 24 mille barils de pétrole par jour à partir d'une moyenne de 49 puits producteurs d'huile.

Le 31 Décembre 2011, **BP** s'est retiré de l'association, le champ de **REB** est devenu 100% **SONATRACH** et produit approximativement 18 mille barils de pétrole par jour.

### **I.3. Description du champ de RHOURE EL BAGUEL:**

Le projet de récupération assistée du pétrole brut du gisement de **RHOURE ELBAGUEL** a pour but d'augmenter la récupération du brut en maximum en injectant du gaz dans les puits injecteurs dont l'unité de production comprend deux phases :

- Centre de production huile (**Phase A**) ou **CPF** (Central processing facilities) qui contient une unité de traitement, optimisation et les utilités ;
- Centre de production gaz (**Phase B**) ou **TCF** (Turbo Compressing Facilities) qui assure la compression du gaz à une haute pression.

### **I.4. Centre TCF (Turbo-compressing-facilities) :**

L'unité de compression et réinjection de gaz **TCF**, a été réalisée dans le but de réinjecter du gaz dans les puits injecteurs pour augmenter la pression du gisement.

Elle se compose de :

#### **I.4.1 Station BOOSTER MP :**

Le gaz **MP** (15 bars) provenant du **CPF** est comprimé par le turbocompresseur **MP** (K2005-KT2005) à une haute pression (30bars). Le gaz sortant est refroidi à travers les aéros puis mélangé avec le gaz **HP** (30bars) en provenance des séparateurs **HP** de l'unité de traitement. Le mélange des deux gaz alimente les trains de **TEG**.

#### **I.4.2 Unité de séchage :**

A ce niveau, on trouve quatre trains identiques (**A, B, C, D**) de déshydratation de gaz au **TEG** (Tri-éthylène-glycol). Avant que le gaz ne soit comprimé, il faut lui extraire l'eau qui se trouve à l'état de vapeur ; afin d'éviter tout endommagement des compresseurs et toute condensation durant la compression.

L'unité de déshydratation se compose de deux sections:

**a. Section de déshydratation :**

Cette section contient trois équipements principaux :

- Ballon d'entrée ;
- Contacteur ;
- Ballon de sortie ;

Le ballon d'entrée permet d'éliminer tous les liquides présents dans le gaz humide à déshydrater.

Le contacteur est un ballon vertical composé de plateaux à calottes. Ces plateaux sont conçus pour permettre un contact intime entre le gaz et le glycol.

Le ballon de sortie est conçu pour retenir le **TEG** sous la forme de mousse ou liquide afin d'extraire du gaz sec quittant le contacteur. Le **TEG** récupéré est admis vers la section de régénération.

**b. Section de régénération :**

Elle est composée de :

- Ballon de flash qui sert à éliminer les hydrocarbures que le **TEG** a pu absorber pendant le contacte ;
- Deux filtres (cartouche et charbon) servent à filtrer le glycol des hydrocarbures une deuxième fois ;
- Deux échangeurs de chaleur servent à refroidir le glycol provenant du rebouilleur ;
- Un rebouilleur de glycol qui sert à bouillir le glycol à une température de 180<sup>0</sup> C afin de vaporiser l'eau ;
- Un réservoir tampon de glycol ;
- Deux pompes à piston et un ballon de torche V2508 ;



#### **I.4.4. Gaz de ZINA :**

provient d'un champ appelé **ZINA**, station de pompage à 60km de la **REB**, ce gaz est délivré au champ **REB** à la pression désiré, Le gaz de Zina entre dans l'unité **TCF** à une pression de 65 bars, puis il est détendu à despressions plus faibles (suivant l'équipement où il est utilisé) pour être utilisé comme fuel-gaz. Il est notamment employé comme gaz combustible pour le fonctionnement des chambres decombustion des turbocompresseurs, des turboalternateurs, du four, du rebouilleur de l'unité **TEG**.

Il peut également servir de gaz instrument pour assurer l'étanchéité au niveau des compresseurs centrifuges.

#### **I.4.5. les ballons torche :**

Il existe quatre ballons torche, pour but de récupérer les condensats entraînés par les gaz torchés.

- Le ballon **V2505** en inox, reçoit les gaz à Haute Pression.
- Le ballon **V2506**, reçoit les gaz à basse pression.
- Les ballons **V2507A/B** reçoivent les gaz humides.
- Le ballon **V2508** reçoit les gaz venant des trains de **TEG** qui entraînent avec eux Les traces de glycol et le condensât.

#### **I.4.6. La distribution électrique :**

Deux sous stations électriques qui alimentent l'unité.

La tension **11 kV** venant du turbogénérateurs (**PGT10**) passe par les transformateurs situés derrière les sous stations ou on trouve les systèmes de disjoncteurs.

- ♦ Les systèmes de disjoncteurs alimentent les turbocompresseurs.
- ♦ Les transformateurs de 5,5KV→ 0.4KV alimentent la salle de contrôle et les autres auxiliaires.

Les sources d'énergie de secours sont:

- ❖ Le groupe électrogène Diesel de 320KW.
- ❖ Le système UPS redondant.

Les systèmes devront être alimentés par l'énergie de secours sont :

- Le **PLC** d'arrêt d'urgence.
- Le **DCS**.
- La climatisation.
- Le **Mark V**.
- Le système de détection gaz et feu.
- Le système de communication.
- L'éclairage de secours.
- Les pompes des ballons de torche.



# Chapitre II

### **II.1. Historique de la turbine à gaz :**

Les premières turbines à gaz sont apparues sur le marché à la fin des années 40. Elles ont été généralement employées dans les chemins de fer et avait l'avantage de brûler du combustible liquide, même à faible qualité (à cause de la limitation des procédés de raffinage). La turbine MS3001 construite par **GE**, ayant une puissance de 3,312 MW, a été spécifiquement employée pour le service locomoteur.

Les progrès obtenus dans la technologie des matériaux et dans la recherche approfondie sur la combustion, ont permis des améliorations rapides des performances de ces machines, en termes de puissance spécifique et de rendement, obtenus en augmentant les températures maximales dans le cycle thermodynamique.

Dans ce domaine, trois générations peuvent être classées, distinguées par les intervalles de température maximale (en °C) des gaz à l'entrée du premier étage du rotor de la turbine :

- **1<sup>e</sup> génération** :  $760 < T_{\max} < 955$ . °C
- **2<sup>e</sup> génération** :  $955 < T_{\max} < 1124$ . °C
- **3<sup>e</sup> génération** :  $1149 < T_{\max} < 1288$ . °C

Evidemment, l'augmentation de la température d'entrée à la première turbine a eu comme effet une augmentation du rendement thermodynamique, qui est passé des valeurs inférieures à 20% dans les premières machines, à des valeurs courantes supérieures à 40% (turbine à gaz LM6000). [1]

### **II.2. Où utilise-t-on les turbines à gaz ?**

Les turbines à gaz ont une très grande utilité dans l'industrie, du fait qu'elles sont des appareils pour la production de l'énergie mécanique. Elles peuvent être utilisées pour l'entraînement des :

#### **✓ Appareils fixes :**

Ces appareils font l'objet d'un stage de formation. Ils sont destinés aux services industriels suivants :

- Transmission électrique, pour la production d'énergie électrique par cycle ouvert.
- Transmission électrique, pour la production d'énergie électrique par cycle combiné.



- Transmission électrique, pour la production d'énergie électrique par cogénération.
- Entraînement des compresseurs de réinjection.
- Entraînement des pompes de réinjection.
- Entraînement des compresseurs pour gazoducs.
- Entraînement des pompes pour oléoducs.
- Procédés industriels particuliers.

✓ **Appareils mobiles :**

Du point de vue historique, ces appareils ont été introduits en premier. Ils comprennent les domaines suivants :

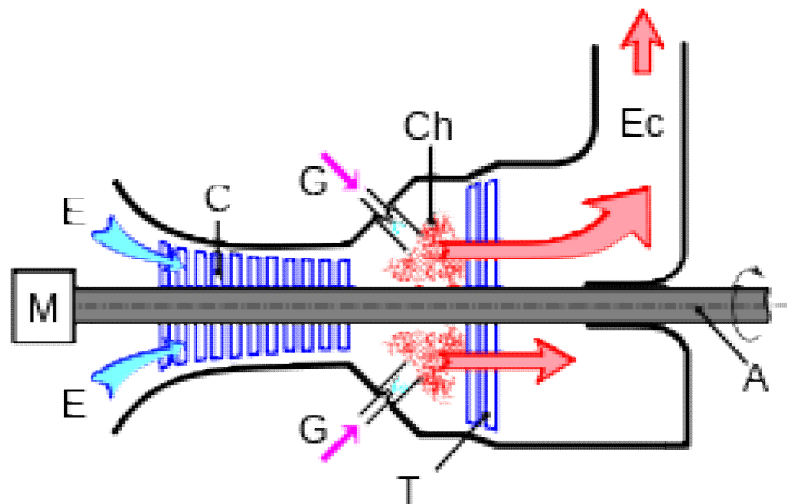
- Chemins de fer.
- Propulsion maritime.
- Aviation.
- Traction routière. [1]

### **II.3.Définition**

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne de tous les points de vue. Elle peut être considérée comme un système autosuffisant. En effet, elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la Puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertit cette Puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui a lieu dans la section turbine.

L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel.

Sous sa forme la plus simple une turbine à gaz comprend un compresseur Axial qui aspire l'air à la pression atmosphérique, une chambre de combustion Ou l'air comprimé est réchauffé à pression constante par la combustion d'une certaine quantité de combustible ( gaz naturel, gasoil ou kérosène) et enfin une turbine de détente des gaz jusqu'à la pression atmosphérique.[1]



**Fig.II.1** Exemple d'une turbine à gaz.(wikipedia)

#### **II.4.Principe de fonctionnement :**

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- elle extrait de l'air du milieu environnant.
- elle le comprime à une pression plus élevée.
- elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion.
- elle achemine l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre ; ceci sert, d'un côté, à fournir l'énergie utile à la machine conduite, couplée avec la machine au moyen d'un accouplement et, de l'autre côté à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine.
- elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression et température résultant de la transformation mentionnée ci-dessus.
- La Fig.II.2 au verso, montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de la machine correspondant aux phases de fonctionnement normale.[20]

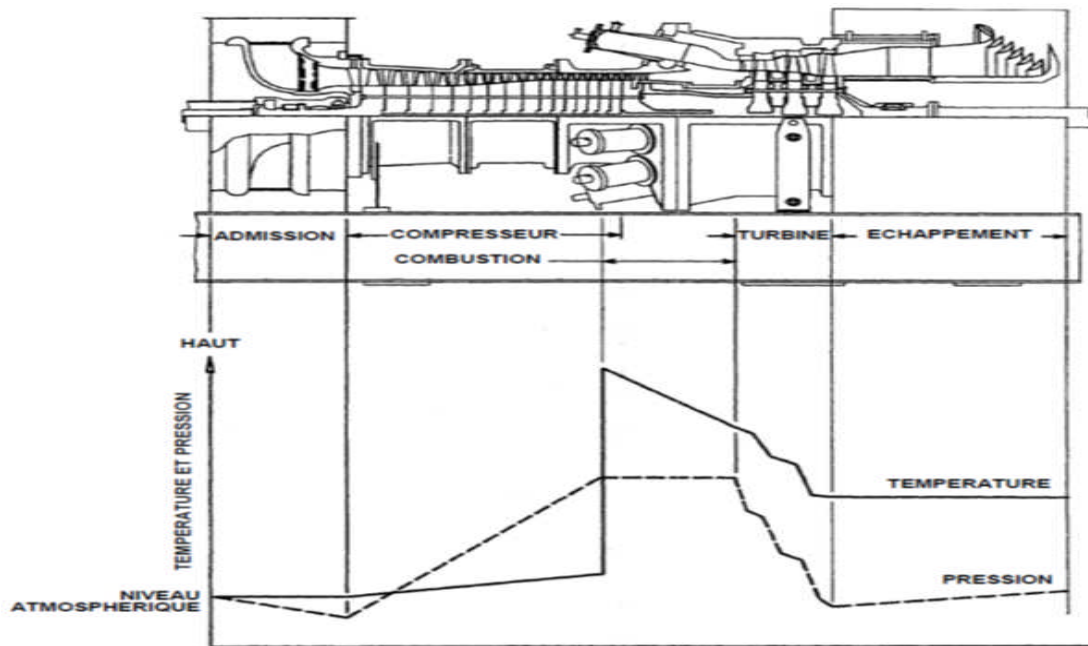


Fig. .II.2 démonstration des variations de pression et de température dans les différentes sections de la machine (manuel MS5002C)

La Fig.II.2 met en évidence que la combustion se produit dans des conditions de pression presque constantes. À la différence des machines alternatives, la compression et la détente sont des processus continus, comme il arrive pour la production d'électricité.

Au contraire, dans un moteur alternatif (par ex, un moteur Otto à quatre temps), la puissance est développée dans la phase d'expansion, comme dans une turbine, mais ce processus a lieu seulement pour  $1/4$  du cycle complet, tandis que dans la turbine à gaz une expansion a lieu sans interruption pendant tout le cycle. La même chose s'applique à la compression.

Pour la même raison, étant donné qu'il n'y a aucune masse dans le mouvement alternatif, la régularité du cycle d'une turbine à gaz est incomparablement plus grande que celle d'un moteur alternatif (moteur Otto ou Diesel).

### **II.5. Avantages et inconvénients des turbines à gaz :**

#### ◆ **Avantage :**

- Une puissance élevée dans un espace restreint dans lequel un groupe diesel de même puissance ne pourrait pas être logé.
- À l'exception de démarrage et arrêt, la puissance est produite d'une façon continue.
- Démarrage facile même à grand froid.

- Diversité de combustible pour le fonctionnement.
- Possibilité de fonctionnement à faible charge.
  - ◆ **Inconvénient :**
- Au-dessous d'environ 3000KW, prix d'installation supérieur de celui d'un groupe diesel.
- Temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel à titre indicatif : 30 à 120s pour une turbine, 8 à 20 s pour un groupe diesel.
- Rendement inférieur à celui d'un moteur diesel (cycle simple). À titre indicatif : 28 à 33% pour une turbine de 3000 KW, 32 à 38 % pour un groupe diesel.

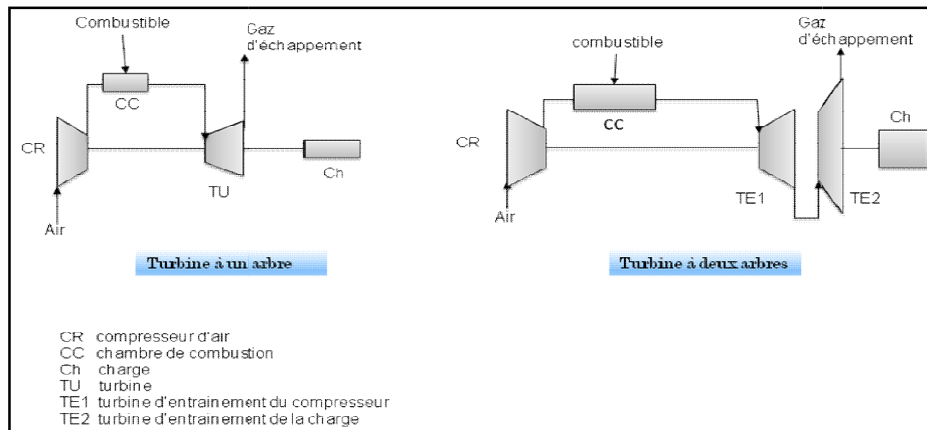
## **II.6. Classification des turbines à gaz :**

### **II.6.1.Par le mode de construction :**

L'objectif pour lequel, on utilise la turbine à gaz définit le type qu'on doit choisir.

Dans l'industrie, on trouve les turbines à un seul arbre, dites aussi **mono arbre**. Elles sont généralement utilisées dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge constante (pour entraîner les générateurs d'électricité).

Un deuxième type, les turbines à deux arbres, dites aussi **bi-arbres**. Elles ont l'avantage d'entraîner des appareils à charge variables (pompes, compresseur). Elles se composent de deux parties, la première assure l'autonomie de la turbine, la deuxième est liée à la charge. Un troisième type peut être aussi cité, ce sont les turbines dites dérivées de l'aéronautique ; elle a une conception spéciale suivant le domaine dans lequel elles sont utilisées. Dans ce troisième type, la partie qui assure l'autonomie de la turbine existe toujours, est l'énergie encore emmagasinée dans les gaz d'échappement est utilisée pour créer la poussée, en transformant cette énergie (thermique et de pression) en une énergie cinétique de jet dans une tuyère. [5], [20]



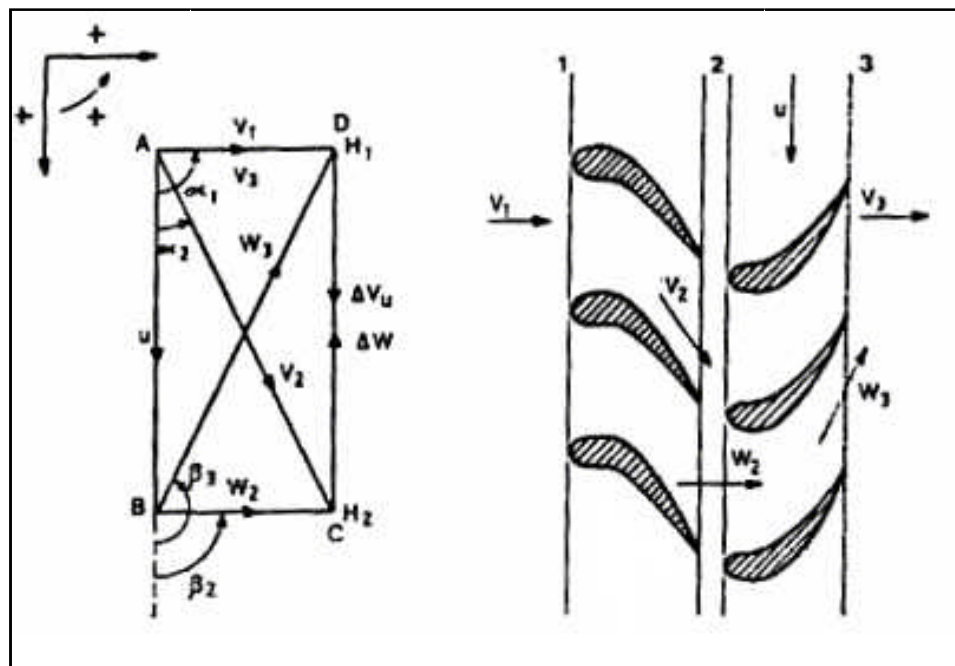
**Fig.II.3** classification par le mode de construction. (thermodynamique une approche pragmatique)

**II.6.2.Par le mode de travail :**

On distingue deux types de turbine :

- **Turbine à réaction :**

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



**FigII.4** écoulement par étage à réaction.

- **Turbine à action :**

Le principe de fonctionnement d'une turbine à action, est que la transformation thermodynamique du fluide se fait uniquement dans les canaux fixes, désignés sous le nom de distributeur, ou encore tuyère de détente, les aubes mobiles n'ont qu'un rôle à jouer, c'est de transformer l'énergie cinétique acquise par la détente en travail mécanique communiqué au rotor, donc l'évolution des gaz dans les aubes mobiles se fait sans variation de la pression statique  $P_1 > P_2 = P_3$ .

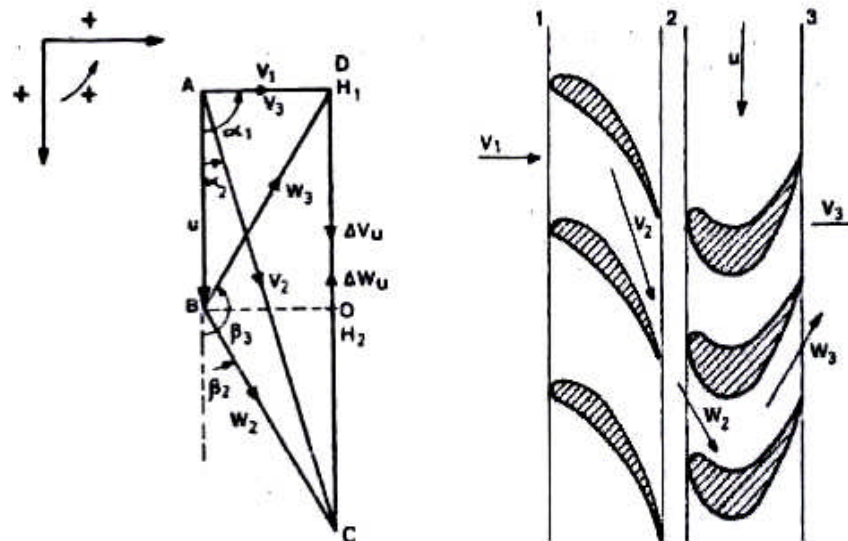


Fig.II.5 écoulement par étage à action

### II.6.3.Par le mode de fonctionnement thermodynamique :

Il existe deux cycles thermodynamiques :

- **Turbine à gaz à cycle fermé :** dans lequel le même fluide est repris après chaque cycle. Dans la turbine à gaz à cycle fermé, essentiellement la totalité du milieu de travail (à l'exception des fuites d'étanchéité, purger la perte et toute addition ou une extraction d'un milieu à des fins de contrôle de travail) est recyclé en continu. La chaleur provenant d'une source telle que le carburant fossile (ou éventuellement, la réaction nucléaire) est transférée à travers les parois d'un chauffe-eau fermé au cycle. Le cycle fermé peut être chargé avec des gaz autres que l'air tels que l'hélium, le dioxyde de carbone ou d'azote.
- **Turbine à gaz à cycle ouvert :** c'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère, ce type de turbine qui est le plus répandu se divise en deux classes :

✓ **Turbine à cycle simple** : c'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, après la détente les gaz possèdent encore un potentiel énergétique qui est perdu dans l'atmosphère à travers l'échappement.

✓ **Turbine à cycle régénéré** : c'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation.

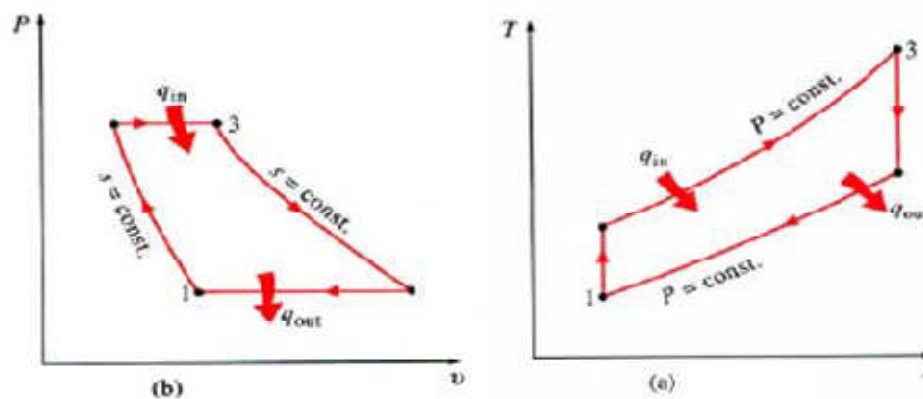
## II.7. le cycle théorique des installations à turbine à gaz :

### II.7.1 Cycle idéal de Brayton :

Montrent les diagrammes ( $T-s$ ) et ( $P-v$ ), respectivement, pour le cycle idéal de Brayton Figures II-6 [1-2]. Toutes les transformations sont réversibles, sans frottement, sans perte de charge et sans perte de chaleur. La compression et la détente sont isentropiques, et la combustion et la détente sont isobares. Chaque cycle de Brayton peut être caractérisé par trois paramètres significatifs :

Le rapport de pression (taux de compression), la température de combustion, et le rendement thermique du cycle.

Le taux de compression,  $\tau_c = P_2/P_1$ , est la pression au point 2 (pression à la sortie du compresseur) divisée par la pression au point 1 (pression d'admission du compresseur). Sa valeur égale aussi le rapport  $P_3/P_4$ .



**Fig.II.6:** Cycle idéal de Baryton.

L'autre paramètre significatif, la température de la combustion, est considérée comme étant la température la plus élevée du cycle,  $T_3$ .

Le rendement est le rapport du travail utile (travail de détente – travail de compression) à la chaleur fournie par la combustion du gaz. Le rendement théorique croit avec le taux de compression et la température de combustion.

Le rendement faible de la turbine à gaz (25 à 35%) est dû au fait que l'énergie fournie par le combustible est détournée par le compresseur ou perdue sous forme de chaleur dans les gaz d'échappement .Le rendement théorique du cycle se calcule par la formule suivante:

$$\eta_{CIB} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = \frac{Q_{in} + Q_{out}}{Q_{in}} \dots\dots\dots (II.1)$$

$$= 1 + \frac{Q_{out}}{Q_{in}}$$

$$Q_{out} \approx \dot{m}_{air} \cdot c_{p_{air}} \cdot (T_1 - T_4) \dots\dots\dots (II.2)$$

$$\text{Et : } Q_{in} \approx \dot{m}_{air} \cdot c_{p_{air}} \cdot (T_3 - T_2) \dots\dots\dots (II.3)$$

Donc ce fait :

$$\eta_{CIB} \approx 1 + \frac{T_1 - T_4}{T_3 - T_2} \dots\dots\dots (II.4)$$

**II.7.2.Cycle réel de Brayton:**

Dans le cycle réel de Brayton les processus thermodynamiques sont irréversibles à cause du frottement visqueux. La compression et la détente ne sont plus isentropiques, et la combustion et le refroidissement ne sont plus à pressions constantes, voir Fig.II.6[4]

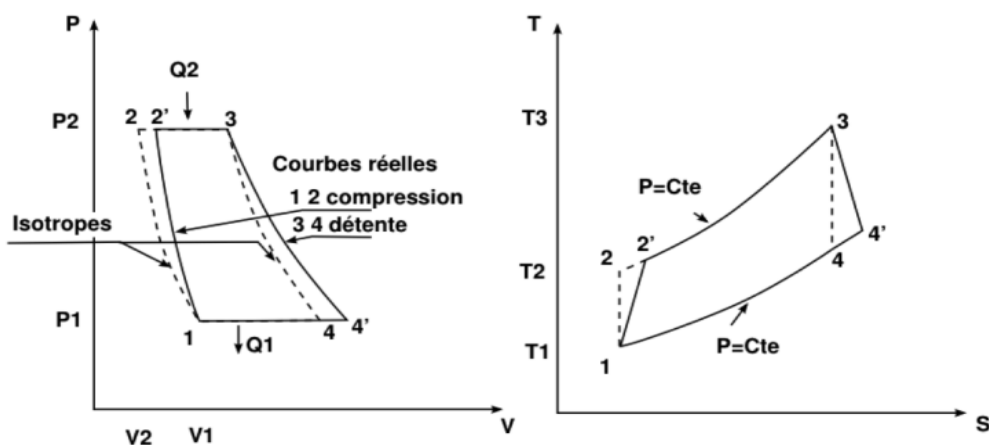


Fig.II.7:Cycle réel de Baryton.( Thermodynamique et énergétique, Volume 2)



Les degrés d'irréversibilités dans les processus de compression et de détente sont mesurés par les

Rendements isentropiques, de compression :

$$\eta_{\text{iso-comp}} = \frac{W_{\text{iso-comp}}}{W_{\text{réel-comp}}} = \frac{h_1 - h_{2s}}{h_1 - h_{2a}} \quad (\text{II.5})$$

$$\text{Et de détente } \eta_{\text{iso-comp}} = \frac{W_{\text{réel-turb}}}{W_{\text{iso-turb}}} = \frac{h_{3a} - h_{4s}}{h_{3s} - h_{4s}} \quad (\text{II.6})$$

Le rendement thermique de cycle réel de Brayton se calcule comme suite :

$$\eta_{\text{CRB}} = \frac{W_{\text{net}}}{Q_{\text{in}}} = \frac{Q_{\text{in}} + Q_{\text{out}}}{Q_{\text{in}}} = 1 + \frac{Q_{\text{out}}}{Q_{\text{in}}} \quad (\text{II.7})$$

$$\text{on suppose que : } Q_{\text{out}} \approx \dot{m}_{\text{air}} \cdot c_{p,\text{air}} \cdot (T_{1a} - T_{4s})$$

$$\text{Et } Q_{\text{in}} \approx \dot{m}_{\text{air}} \cdot c_{p,\text{air}} \cdot (T_{3a} - T_{2a})$$

Il s'ensuit :

$$\eta_{\text{méc}} \approx 1 + \frac{T_1 - T_{4a}}{T_{3a} - T_{2a}} \quad (\text{II.8})$$

Il est possible d'améliorer légèrement le rendement en augmentant la température dans la chambre de combustion (plus de 1200°C) mais on se heurte au problème de tenue des matériaux utilisés pour la réalisation de la partie turbine.

C'est en récupérant la chaleur des gaz d'échappement (chauffage, production de vapeur, etc.) que le rendement global de la machine peut dépasser 50%. On utilise alors la chaleur des gaz d'échappement (plus de 500 degrés) pour produire de la vapeur dans une chaudière.[12]



# Chapitre III

**III.A.1 Généralités :**

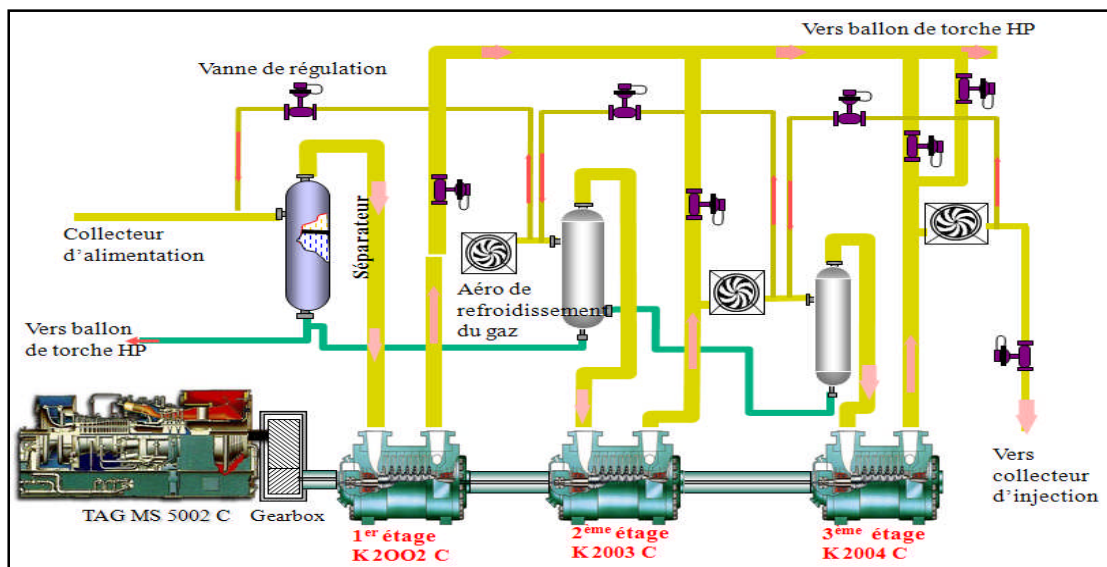
La turbine à gaz à deux arbres à entraînement mécanique modèle MS5002C est une machine utilisée pour entraîner un compresseur centrifuge de charge.

L'extrémité avant du socle de la turbine à gaz comprend une chambre d'admission de l'air et le conduit contenant le silencieux à l'entrée qui affaiblit le bruit haute fréquence et un séparateur air inertiel éliminant les matières étrangères avant l'admission de l'air dans la turbine.[16]

**III.A.2. STATION DE COMPRESSION :**

C'est un ensemble de quatre trains de compression (A, B, C, D) identique, chacun d'eux est composé d'un compresseur centrifuge tri-étagés (K2002, K2003, K2004) de marque **NUOVO PIGNONE**, entraîné par une turbine à gaz de marque GE (Général Electric), de type MS5002 à deux arbres et douze chambres de combustion.

Ces trains reçoivent le gaz, parfaitement sec, en provenance du compartiment de déshydratation au glycol avec gaz **Excels VEGI** à une pression 30 bars ; puis ce gaz entrera dans la phase de compression en redondance à travers les trois étages de compression de chaque train et il subira un refroidissement par les aérosols après chaque compression jusqu'à quand la pression atteint **220** bars pour la réinjection dans les puits pour le maintien de pression du gisement.



**Fig.III.1.**Train de compression(C)(manuel de utilisation MS5002C)

**III.A.4.principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS 5002C:**

Le rotor de la turbine haute pression/compresseur atteint d'abord 20% de la vitesse grâce au dispositif de lancement. L'air aspiré de l'atmosphère dans le compresseur est envoyé à l'aide de tuyaux aux chambres de combustion ou le combustible est débité sous pression, une étincelle haute tension allume le mélange combustible-air (après l'allumage la combustion continuera dans la chambre), les gaz chauds font monter la vitesse du rotor turbine haute pression/compresseur, à son tour elle fait augmenter la pression de refoulement du compresseur, quand la pression commence à monter, le rotor de la turbine basse pression commencera à tourner et les deux rotors de la turbine accéléreront jusqu'à la vitesse de service, les produits de la combustion ( gaz haute pression et la température) se détendent d'abord à travers la turbine haute pression et en suite à travers la turbine basse pression et sont déchargés à l'atmosphère.

En passant à travers la turbine haute pression et les aubes de la turbine, ces gaz de détenteur et font tourner la turbine aussi bien que le compresseur soumette les auxiliaires entraînés à un couple de sortie.les gaz font tourner aussi la turbine à basse pression qui entraîne la charge avant d'être évacués.

L'emploi de deux roues de turbine séparées permet aux deux arbres de tourner à des vitesses différents pour reprendre aux exigences de charge variable du compresseur centrifuge tout en permettant au générateur de gaz haute pression de fonctionner à la vitesse nominale du compresseur axial.[19],[16],[2]

**III.A.5.Le compartiment des auxiliaires:**

Il est situé à l'avant du caisson d'aspiration d'air, et comprend tous les auxiliaires nécessaires au fonctionnement indépendant de la turbine :

**a. Tableau des manomètres :**

C'est un panneau vertical situé au bout de compartiment des auxiliaires et regroupe un certain nombre de manomètres permettant de contrôler la pression des fluides depuis le Compartiment contrôle.

**b.Moteur de lancement :**

Il sert à. entraîner l'arbre du compresseur turbine à une vitesse bien déterminée(électrique ou Diesel).

**c. Convertisseur de couple:**

C'est un élément qui convertit le couple donné par le moteur de lancement pour pouvoir tourner l'arbre de la turbine il est menu d'une pompe à huile entraînée par le moteur de lancement.

**d. Embrayage de lancement:**

Un embrayage de démarrage connecte l'arbre de sortie de l'ensemble de convertisseur de couple à l'arbre principal de réducteur auxiliaire de vitesse. L'embrayage est engagé par les cylindres hydrauliques (huile fournie par le module valve de réglage d'encliquetage) et il est désactivé par des ressorts de retour dans les cylindres.

L'activation est maintenue par l'accouplement transmis et généré dans le convertisseur de couple et/ou le mécanisme d'encliquetage. A cause de l'embrayage unidirectionnel dans le mécanisme d'encliquetage, le moyeu de l'embrayage glissant ne peut pas être tourné en arrière exceptant pendant une course mise à zéro du mécanisme d'encliquetage.

Le système est conçu pour maintenir l'embrayage dans la position active toutes les fois exceptant les fois où la turbine à gaz fonctionne.

Deux cylindres hydrauliques parallèles, orientés horizontalement sont actionnés par la valve électromagnétique de l'embrayage de démarrage et faire déplacer l'embrayage glissant dans la connexion avec le moyeu de l'embrayage stationnaire. Lorsque la turbine à gaz atteint une vitesse prédéterminée, la valve électromagnétique est désactivée et laisse l'huile hydraulique pour être drainée.

**e. Réducteur:**

C'est un ensemble de roue dentée actionnée directement par le rotor de la turbine et il est utilise pour entrainer les divers auxiliaires. Le réducteur auxiliaire qui est placé sur le socle des auxiliaires, comprend le train d'engrenages nécessaires a permettre une réduction deVitesse pour mener les systèmes auxiliaires aux vitesses désirées, on trouve monte surl'extérieur du corps le déclencheur de survitesse de la turbine haute pression qui peut mécaniquement déverser l'huile dans le circuit de déclenchement, ce qui provoque l'arrêt de la turbine a gaz lorsque la vitesse du premier étage de la turbine excédé les limites prescrites dans les spécifications de contrôle.

Les accessoires entrainent par le réducteur auxiliaire, comprennent la pompehydraulique principale ainsi que la pompe à huile de graissage principal.

Pendant le démarrage, le réducteur transmet le couple communiqué par le moteur de lancement à l'arbre de la turbine à gaz.

#### **f. Accouplement:**

Les fonctions de base des accouplements élastiques du type à dentures utilisés sur cette turbine sont :

a- de relier deux arbres en rotation, de manière à transmettre le couple de l'un à l'autre

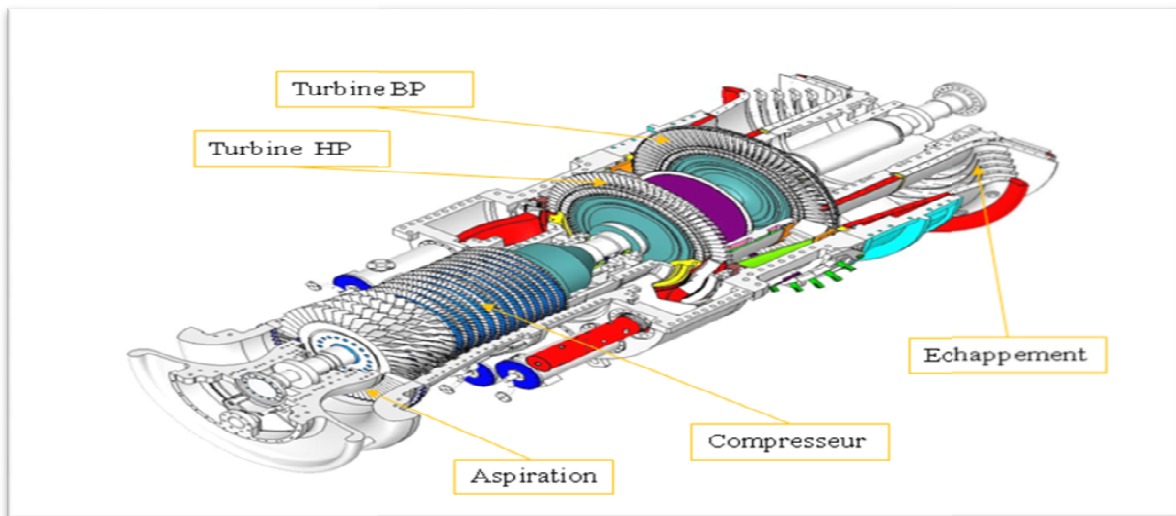
b- de compenser les trois types de désalignements (parallèles, angulaires et la combinaison des deux)

c- de compenser tout mouvement axial des arbres, de manière qu'aucun des deux n'exerce une poussée excessive sur l'autre.

Les accouplements utilisés sur cette turbine sont destinés à accoupler le réducteur des auxiliaires à l'arbre de la turbine et l'arbre de la turbine à l'équipement de puissance.

#### **III.A.6. Différents éléments de la turbine:**

Les différentes parties d'une turbine à gaz sont montrées dans la figure (III.2) :



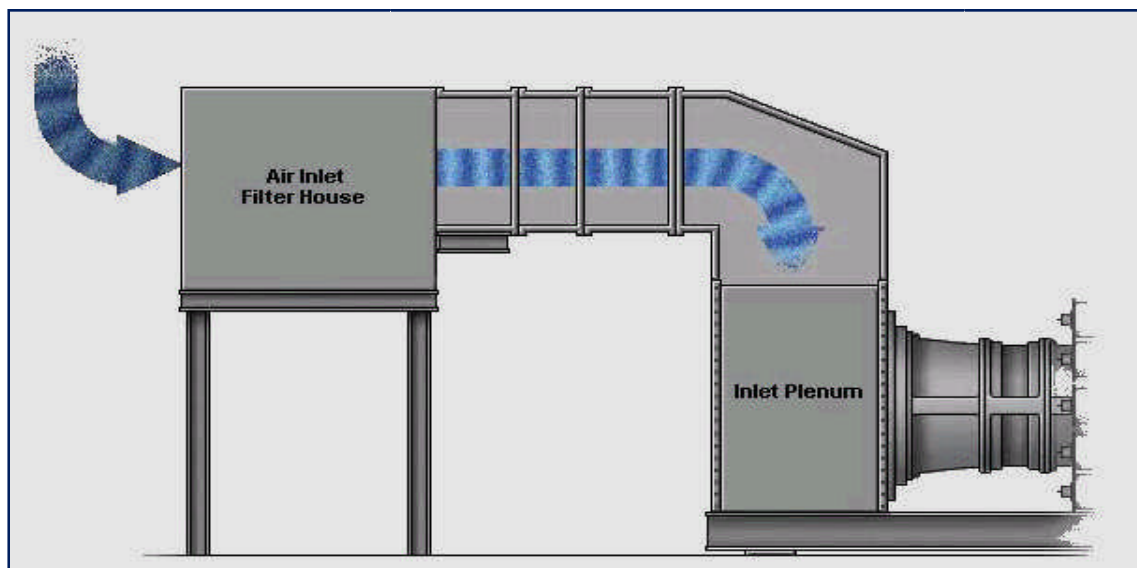
**Fig.III.2** différentes parties d'une turbine à gaz MS5002C (Turbine à gaz, in: Techno-Science)

#### **III.A.6.1L'aspiration:**

Les turbines à gaz consomment une grande quantité d'air pour la combustion et le refroidissement des pièces internes. Cet air doit être filtré pour éviter la pénétration de particules qui peuvent avec le temps éroder les ailettes des rotors et stators du compresseur d'air et entraîner des pertes de performances dues aux pertes de charge au niveau du

compresseur axial. Les particules de saleté peuvent aussi colmater les orifices et passages de l'air utilisé pour le refroidissement des différentes pièces de la turbine.

L'aspiration de la turbine est une enceinte ou compartiment qui abrite les filtres et relié au caisson d'admission de la turbine. Ce système regroupe les fonctions de filtrage et de réduction de bruit à celle de direction de l'air dans le compresseur de la turbine. Ce compartiment est muni de portes permettant un accès facile aux filtres pour les besoins de maintenance (fig. III.3).



**Fig.III.3-Système typique d'admission**(Thermodynamique et énergétique - Volume 1)

### **III.A.6.2compresseur:**

Le compresseur à flux axial comprend le rotor du compresseur et le corps qui comporte seize (16) étages de compression, nombre d'autres variables de la directrice et deux déflecteurs de sortie

L'air pénètre le compresseur axial et s'écoule dans le sens de l'axe de l'arbre à travers des rangées d'ailettes fixes (stator) et rotatives (rotor) et ainsi comprimé par étapes successives. L'aubage du rotor fournit l'énergie nécessaire à la compression de l'air dans chacun des étages et l'aubage fixe du stator le dirige de sorte à ce qu'il pénètre dans le prochain étage du rotor sous un certain angle L'air comprime sort par le corps de refoulement du compresseur et entre dans l'enveloppe et les chambres de combustion. L'air du compresseur sert également à refroidir la turbine et pour l'étanchéité huile de graissage des paliers.[6]

Le compresseur axial est composé des éléments suivants :

### a) Rotor du compresseur:

Le rotor du compresseur est un assemblage composé de 16 roues, d'un arbre fusé de boulons et de l'aubage (fig.III.4). Chaque roue comporte des rainures brochées dans lesquelles s'insèrent les aubes et sont maintenues en place dans le sens axial par des entretoises, elles-mêmes bloquées à chaque extrémité des rainures. Lecteurs de sortie.

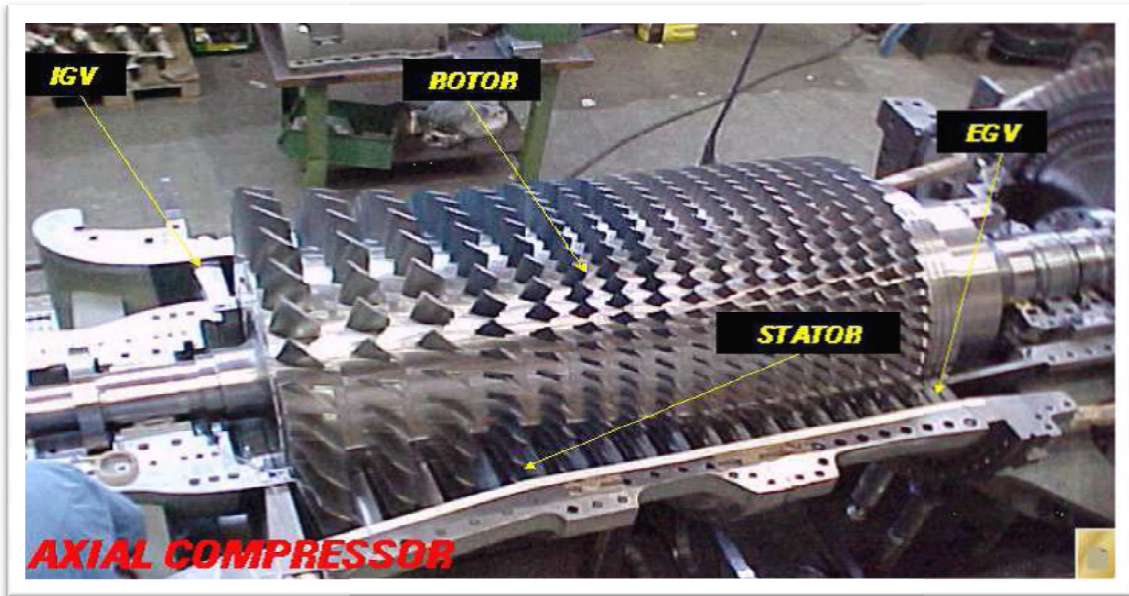


Fig.III.4 Rotor du compresseur(Fonctionnement d'un compresseur axial - Page 8)

### b) Stator du compresseur:

Le stator du compresseur comprend trois sections principales :

#### 1- Corps d'admission du compresseur:

Le corps d'admission a pour fonction de diriger l'air de manière uniforme dans le compresseur. Il abrite le palier No.1 ainsi que l'aubage directeur d'admission (IGV: Inlet Guide Vanes) (voir fig.III.4) qui est actionné par le système d'huile hydraulique. En variant l'angle des IGV, le débit d'air peut être dirigé vers la première rangée d'ailettes du compresseur et cela avec des débits d'air variables.

Les IGV permettent à la turbine d'accélérer rapidement et en douceur sans pompage du compresseur évitant ainsi les pulsations qui sont dues à l'inversion du flux d'air à l'entrée du compresseur qui peuvent provoquer des détériorations de la turbine.

Au démarrage les IGV sont complètement fermées, (44°) pour un apport minimal d'air de purge, quant au système de soutirage du 10ème étage il est ouvert. Ensuite elles commencent

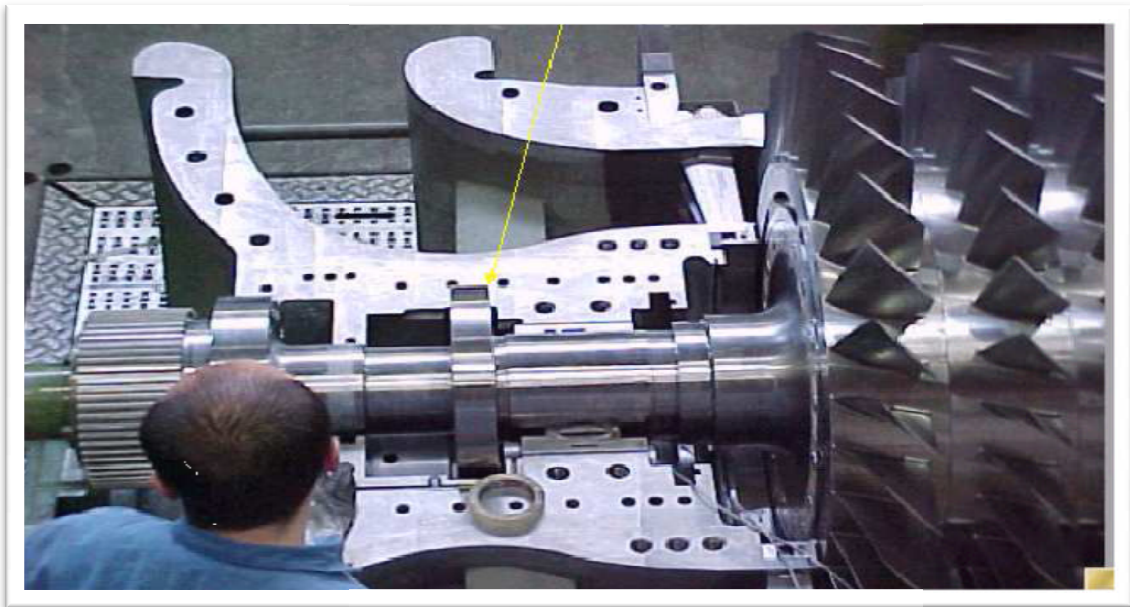


à s'ouvrir pour réguler le débit d'air selon les besoins de la turbine (à 95% de la vitesse du compresseur).

## **2- Corps avant du compresseur:**

Le corps avant du compresseur contient les dix premiers étages du stator du compresseur (numérotés de zéro à neuf) (voir fig. III.5). Le corps avant du compresseur est équipé de deux gros tourillons, fondus dans la masse, utilisés pour le levage de la turbine à gaz de son socle.

Les aubes du stator situées dans le corps avant du compresseur sont montées dans des segments demi-circulaires rainurés. L'ensemble aubes et segments du stator sont alors montés dans des rainures usinées dans la paroi du corps d'admission.[10]



**Fig.III.5** corps avant du compresseur

## **3- Corps de refoulement du compresseur:**

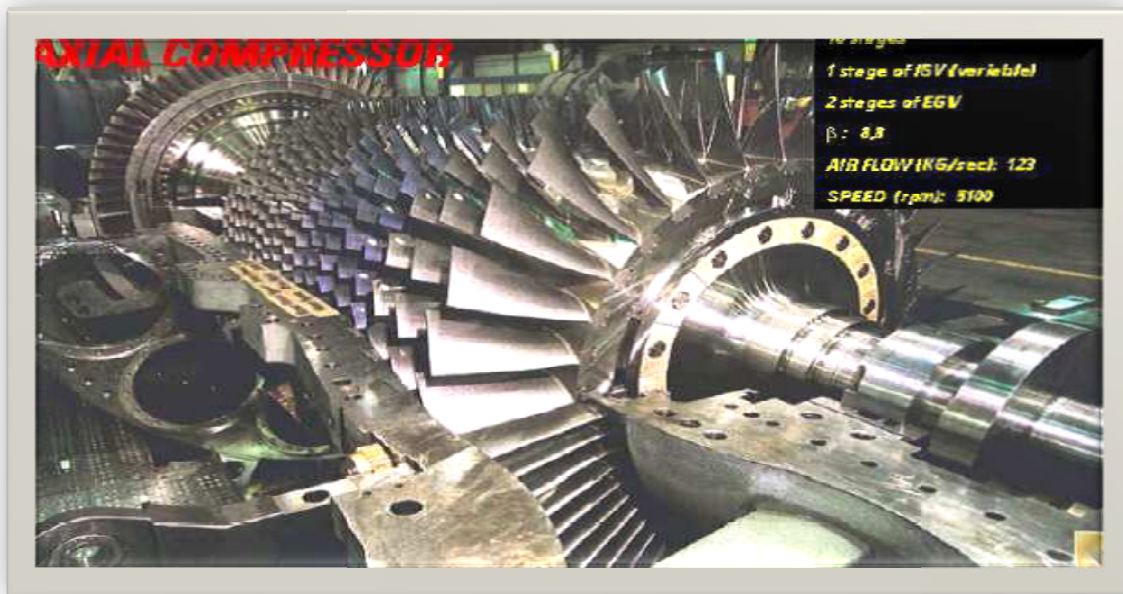
Le Corps de refoulement du compresseur constitue la partie finale du compresseur, c'est le corps le plus long. Il a pour fonction d'équilibrer les pompages du compresseur, de former les parois interne et externe du diffuseur, de relier le compresseur aux stators de la turbine et sert également de support à la tuyère de la turbine de première étage. Le corps de refoulement du compresseur contient les six derniers étages (de dix à quinze).

Il abrite aussi le palier N°2. A la sortie du compresseur la vitesse de l'air est trop élevée pour une combustion optimale. Pour cela l'enveloppe inclut un diffuseur qui va

diminuer progressivement la vitesse de l'air. Le diffuseur inclut des ailettes fixes EGV (Exit Guide Vanes) pour diriger le flux d'air vers les chambres de combustion.

#### 4- Aubages

Les aubes du stator et rotor sont conçues suivant les théories de l'aérodynamisme (profils aérodynamiques) et disposées de sorte à avoir un taux de compression égale 08 efficace (voir fig.III.6). La vitesse de l'air est constante à travers le compresseur (max. 332m/s). Le taux de compression est le même d'étage à étage.[3]



**Fig.III.6**aubes du rotor

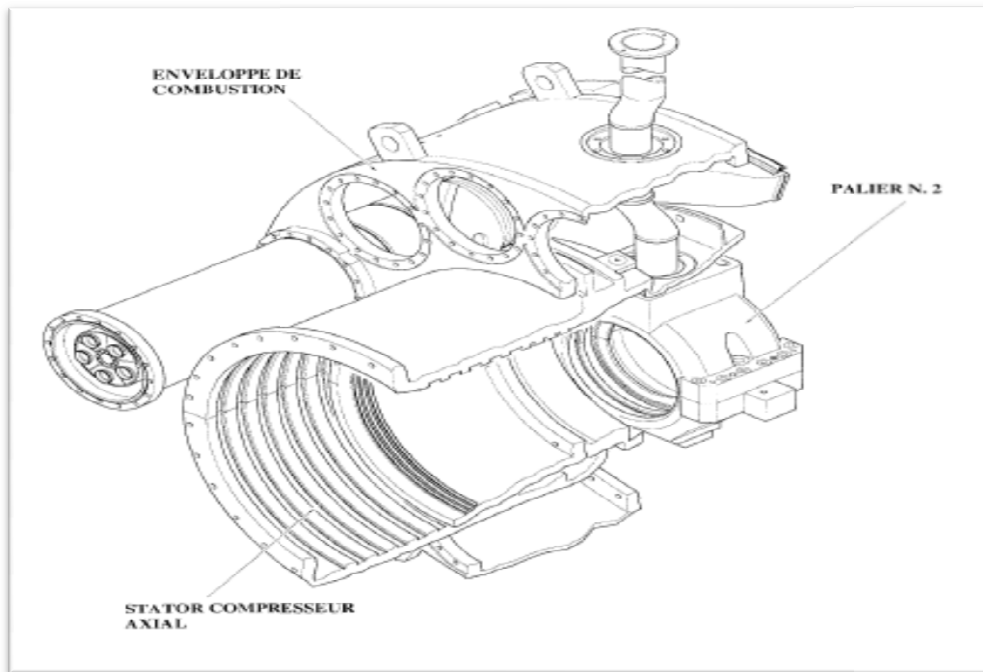
#### II.6.3Sectioncombustion:

La section combustion comporte les éléments suivants :

- a- L'enveloppe de combustion
- b- Les chambres de combustion
- c- Ensembles de pièces de transition
- d- Brûleurs, bougies et détecteurs de flamme

##### a) Enveloppe de combustion:

L'enveloppe de combustion recouvre les chambres de combustion et les pièces de transition (voir fig. III.7 et III.8). Elle reçoit l'air à partir du compresseur axial et le transmet aux chambres de combustion



**Fig.III.7** Ensemble enveloppe de combustion (Théorie générale des machines)



**Fig.III.8** L'enveloppe de combustion

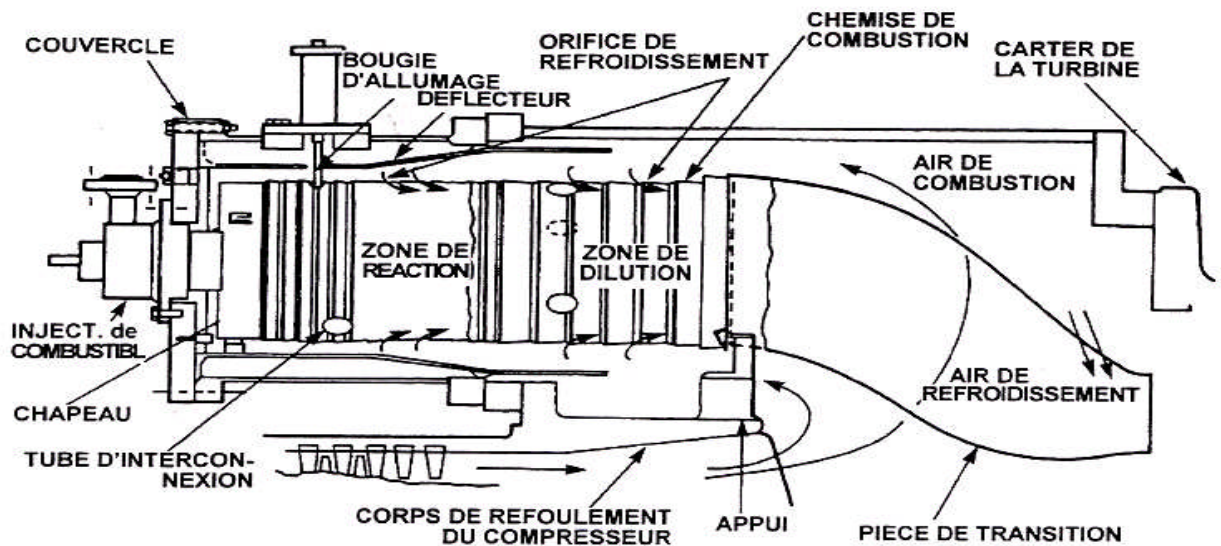
### **b) Chambres de combustion:**

Les chambres de combustion sont au nombre de 12 elles sont du type à débit inversé et sont installées à l'intérieur de l'enveloppe de combustion (voir fig. III.8). Elles ont la forme de cylindres individuels ou tubes à feu. Des brûleurs sont installés au niveau de chaque chambre de combustion où l'air principal de combustion est mélangé au combustible et injectés dans les chambres. L'autre partie pénètre par des trous au niveau des tubes à feu.

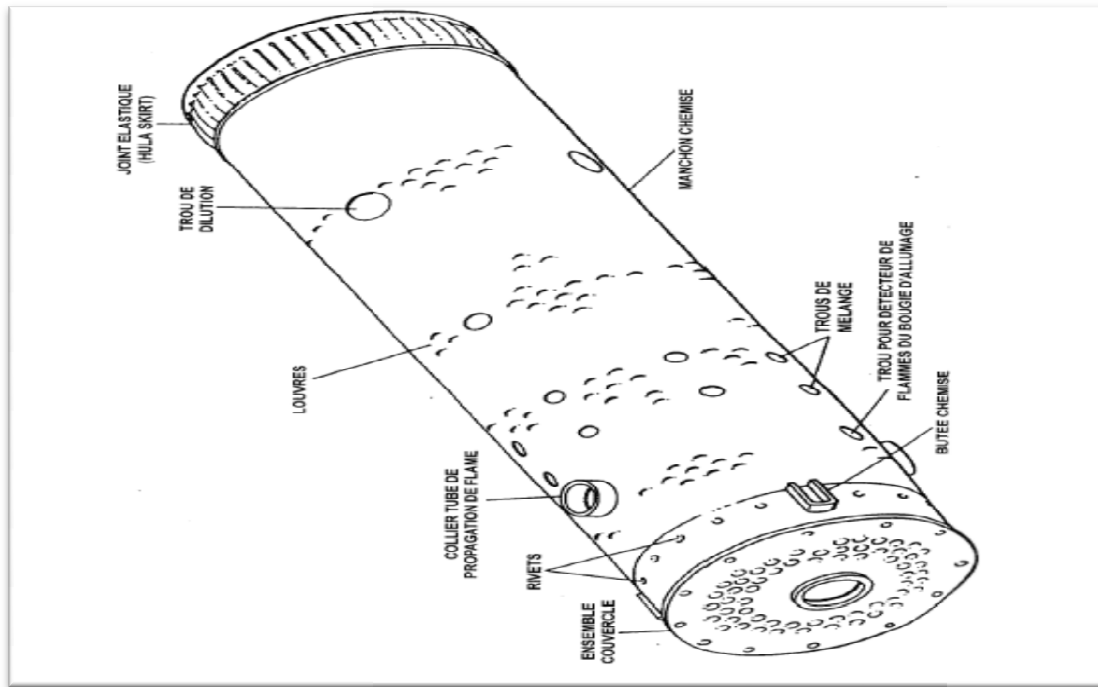
Le mélange combustible / air est allumé grâce à deux bougies du type à ressort auto rétractible et sont installées au niveau de deux chambres (N°9 et 10) de combustion

(voir fig. III.9). Les chambres de combustion sont aussi munies de regards qui permettent d'observer la flamme. L'allumage est nécessaire seulement au démarrage, la flamme est ensuite self-maintenue. Les chambres de combustion sont généralement reliées par des tubes à feu croisés pour stabiliser et propager la flamme aux autres chambres de combustion. Les courants d'air rapides traversant le brûleur peuvent éteindre la flamme ; les brûleurs sont donc protégés par une enveloppe sous forme de cylindre perforé.

Les systèmes de combustion des turbines modernes sont très complexes. Les hautes températures de combustion offrent de bons rendements mais nécessitent des matériaux spéciaux et des systèmes de refroidissement adéquats pour avoir des durées de vies acceptables.



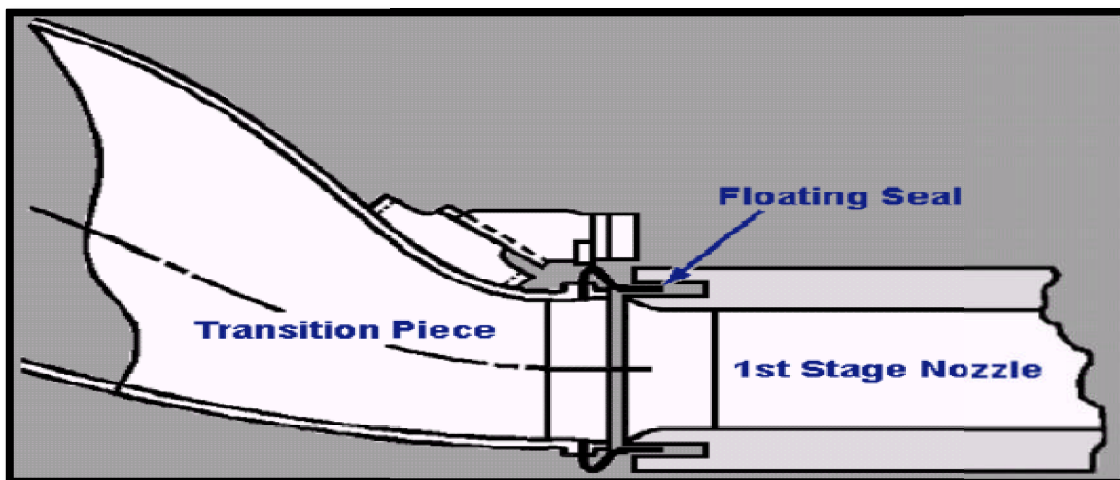
**Fig III.09** :chambre de combustion



**Fig.III.10** chemise de la chambre de combustion

### **c) Pièces de transition:**

Les pièces de transition relient les chambres de combustion à l'ensemble de tuyère de premier étage (voir fig.III.11). Les gaz chauds qui résultent de la combustion sont dirigés vers l'ensemble de tuyère de premier étage via les pièces de transition.



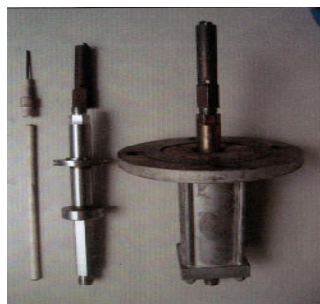
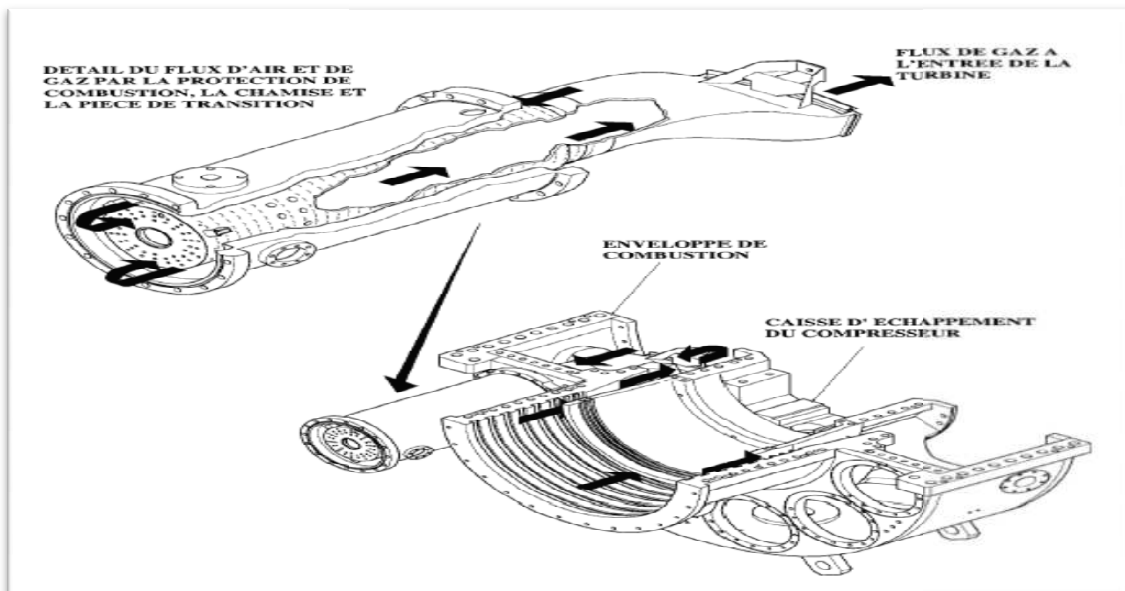
**Fig.III.11** Pièce de transition

**d) Brûleurs, bougies et détecteurs**

Le combustible est envoyé aux chambres de combustion par quantités mesurée à l'aide d'un injecteur. Celui-ci est monté sur le couvercle de la chambre et pénétrant dans la chemise.

La combustion du mélange de combustible et d'air est déclenchée par des bougies avec électrodes rétractiles. Deux bougies sont installées dans chacune des deux chambres de combustion (N°7 et N°8) et reçoivent l'énergie à partir des transformateurs d'allumage.

Un système de capteur de flamme à ultraviolet est installé au niveau de deux chambres de combustion adjacentes. Chaque capteur contient un détecteur rempli de gaz. ce gaz est sensible à la présence des radiations ultraviolettes émises par la flamme.[18]

**Bougie d'allumage****détecteur de flamme****Fig.III.12**Débit d'air et gaz à travers la section de combustion

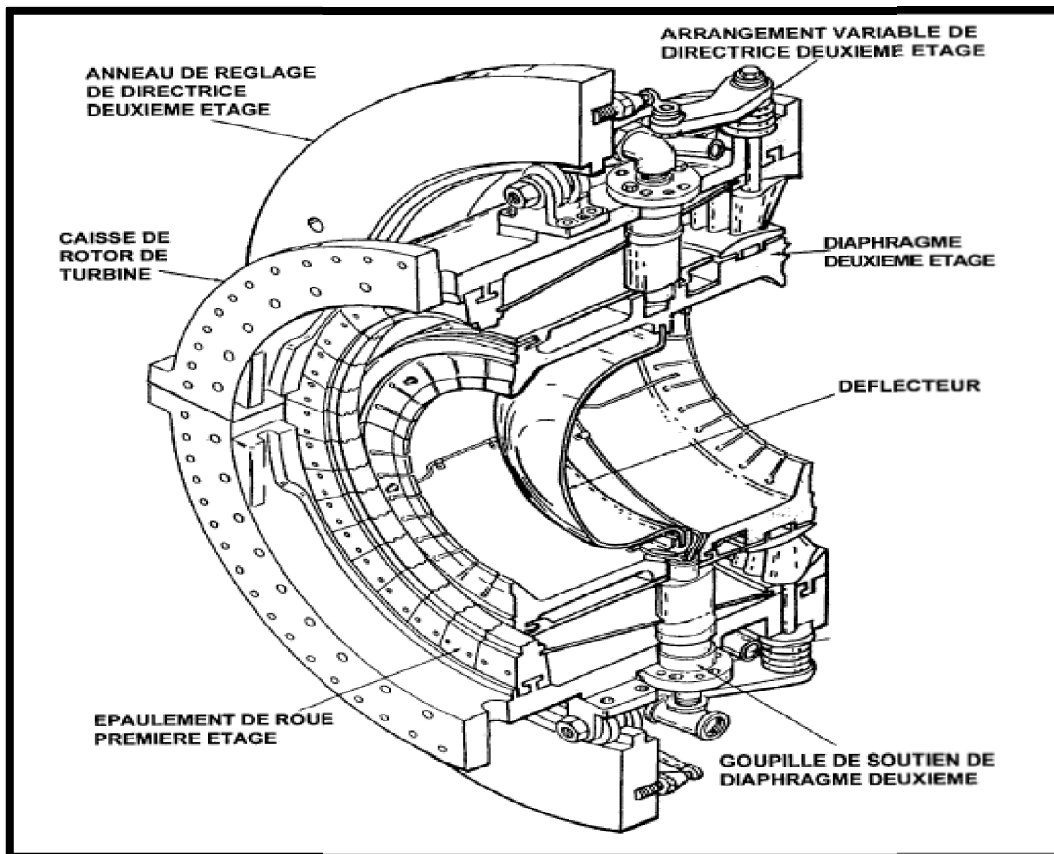
**III.A.6.4 Section Turbine:**

La section turbine est la partie où les gaz chauds venant de la section combustion sont convertis en énergie mécanique. Cette section comprend les éléments suivants :

- a- Corps de turbine
- b- Tuyère 1ère étage
- c- Roue de turbine 1ère étage (roue **HP**)
- d- Tuyère 2ème étage (aubage réglable ou directrice)
- e- Roue de turbine 2ème étage (roue **BP**)
- f- diaphragme

**a) Corps de turbine:**

C'est l'élément structurel principal de la turbine car il contient tous les organes qui constituent la voie d'écoulement des gaz depuis les chambres de combustion à travers les roues jusqu'à l'échappement.

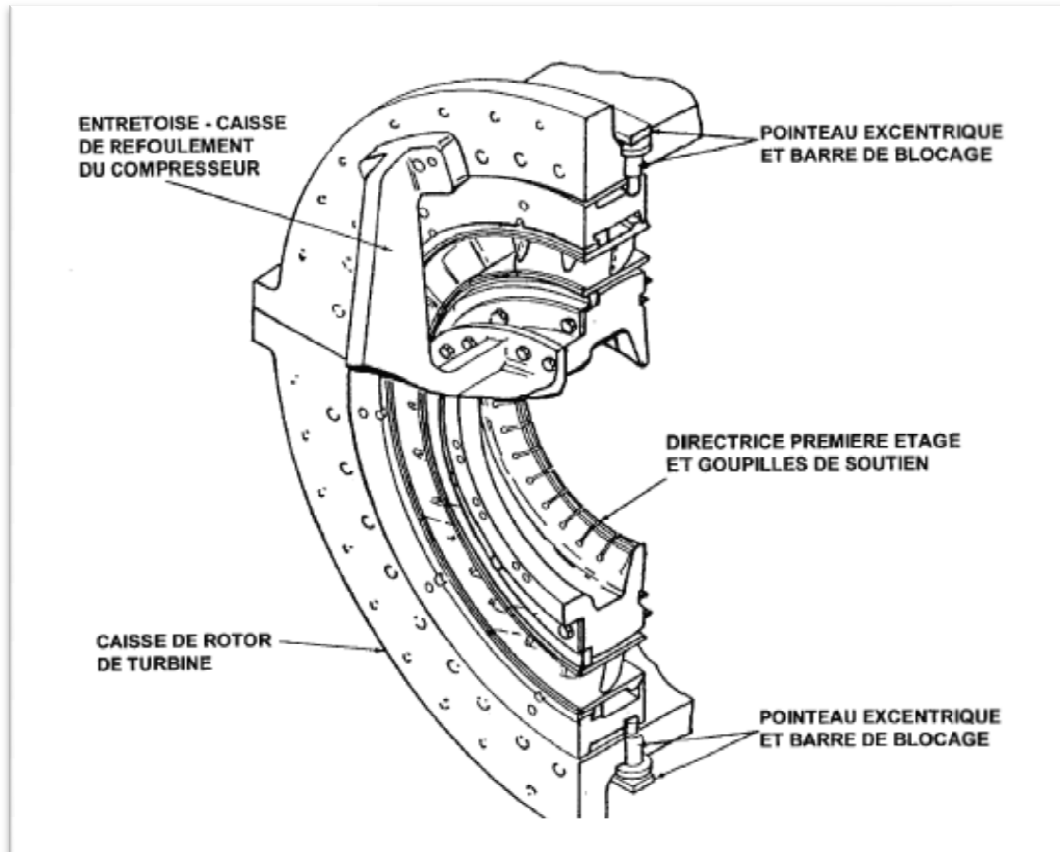


**Fig.III.13** Disposition enveloppe turbine

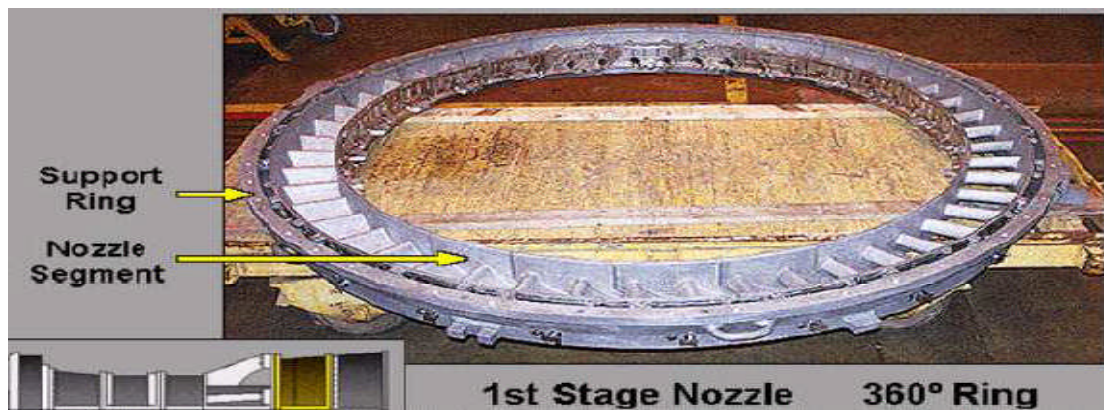
**b) tuyère 1ère étage:**

Les gaz chauds à haute pression quittant les chambres de combustion passent par une pièce de transition et sont dirigés vers les aubes de la roue HP via la tuyère 1ère étage (fig.III.14). La tuyère comprend les segments d'aube directrice montés dans une bague de retenue, soutenue dans la veine des gaz chauds par un dispositif de fixation.

Les tuyères sont soumises à des températures très élevées ce qui nécessite leur fabrication à partir d'alliages spéciaux, elles sont aussi refroidies avec de l'air de combustion



**Fig.III.14**Section verticale - directrice 1<sup>er</sup> étage

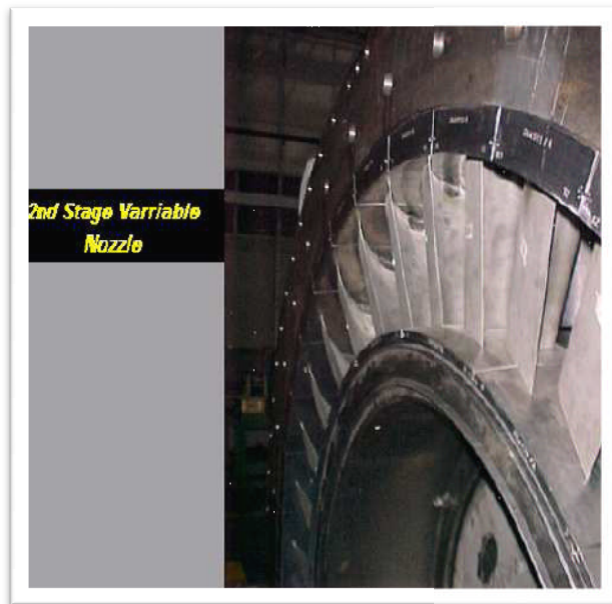


**Fig.III.15**tuyère 1ère étage



**c) tuyères 2ème étage:**

La tuyère du second étage se compose d'aubes formant une directrice à angles variables dans l'espace circulaire de la veine des gaz chauds. Elle est insérée juste avant la roue BP (fig.III.16 eIII.17). Ces aubes peuvent être variées en même temps grâce à un mécanisme qui comporte une bague de commande qui tourne sous l'action d'un cylindre hydraulique.

**Fig.III.16**tuyères 2ème étage**Fig.III.17**tuyères 2ème étage**d) Roues de turbine:**

La turbine comprend 2 roues :

- La roue de turbine **HP** qui entraîne le compresseur axial et qui est directement boulonnée sur le demi-arbre arrière du rotor du compresseur de manière à former un rotor haute pression. Ce rotor **HP** est soutenu par deux paliers N°1 et N°2 (voir fig.III.18)
- La roue de turbine **BP** qui entraîne la charge (compresseur centrifuge) et qui est directement boulonnée sur un arbre pour former le rotor de turbine basse pression. Ce rotor **BP** est soutenu par deux paliers N°3 et N°4 (voir fig.III.19).

Les 2 roues sont positionnées en ligne dans la turbine, mais sont mécaniquement indépendantes l'une de l'autre. Elles ont des aubes à queues longues coulées avec précision, et sont refroidies par l'air extrait du 10ème étage et par l'air de fuite d'étanchéité **HP**.

Le volume de gaz augmente quand sa pression diminue en traversant la roue de turbine **HP**. Pour cela les pâles ou ailettes de la roue **BP** sont plus grandes que celles de la roue **HP**.

Cette section comprend aussi le diaphragme et l'étanchéité air et la veine des gaz entre les divers étages pour faciliter l'entretien, toutes les pièces du stator peuvent être fondues en deux dans le sens horizontal.[21]



**Fig.III.18** roue de turbine **HP**



**Fig.III.19** roue de turbine **BP**

#### e) Diaphragme :

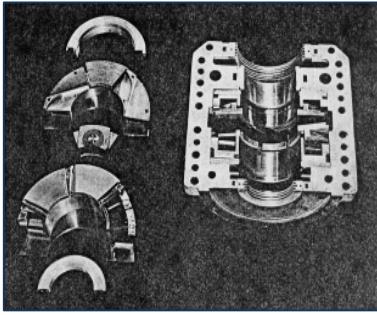
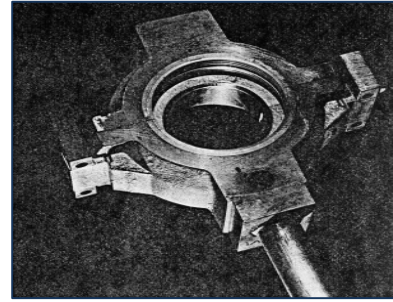
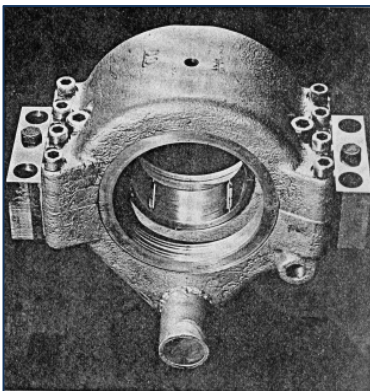
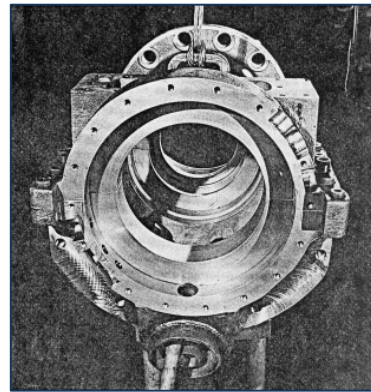
Le diaphragme est soutenu entre les roues de la turbine du première étage et celle de la turbine de deuxième étage par six chevilles creuses radiales traversant la caisse de la turbine et aboutissant dans des trous percés dans la paroi du diaphragme. Ce diaphragme est une pièce cylindrique fendue en deux sur le plan horizontal, un joint d'air est installé dans une rainure du diaphragme pour séparer les deux étages de la turbine et former espace roues arrière de la turbine du première étage et l'espace roues avant de la turbine du deuxième étage. L'air de refroidissement est envoyé dans les espaces roues pour refroidir les roues de la turbine. Les flasques du diaphragme comportent les joints des roues qui empêchent les gaz chauds de s'échapper dans les espaces roues.

#### III.A.6.5 Paliers:

La turbine à gaz possède 4 paliers portants principaux de type à patins oscillant qui supportent le rotor du compresseur axial et celui de la turbine ainsi qu'un palier de butée prévus pour supporter les charges de poussée engendrées sur les surfaces rétorques de la turbine à gaz :

- Palier N°1 : se trouve dans le corps d'admission du compresseur axial.
- Palier N°2 : se trouve dans le corps de refoulement du compresseur axial.
- Paliers N°3 et 4 : supportent le rotor de turbine **BP[21]**

<b>Palier</b>		
<b>N°</b>	<b>Catégorie</b>	<b>Type</b>
1	Porteur	Elliptique
	Butée (active)	Patin oscillant (six patins) auto équilibrant
	Butée (inactive)	Surface réduite
2	Porteur	Elliptique
3	Porteur	Patin oscillant (cinq patins)
4	Porteur	Patin oscillant (cinq patins)
	Butée	Patin oscillant (huit patins) auto équilibrant
	Butée	Patin oscillant (quatre patins) pas équilibrant

**PALIER N°1****PALIER N°2****PALIER N°3****PALIER N°4****Fig III.20 Les Paliers (Turbomachines hydrauliques)**

#### **III.A.6.6 section Echappement:**

La section échappement se compose essentiellement du plenum ou cadred'échappement ainsi que le caisson d'échappement.

##### **a) Plenum d'échappement:**

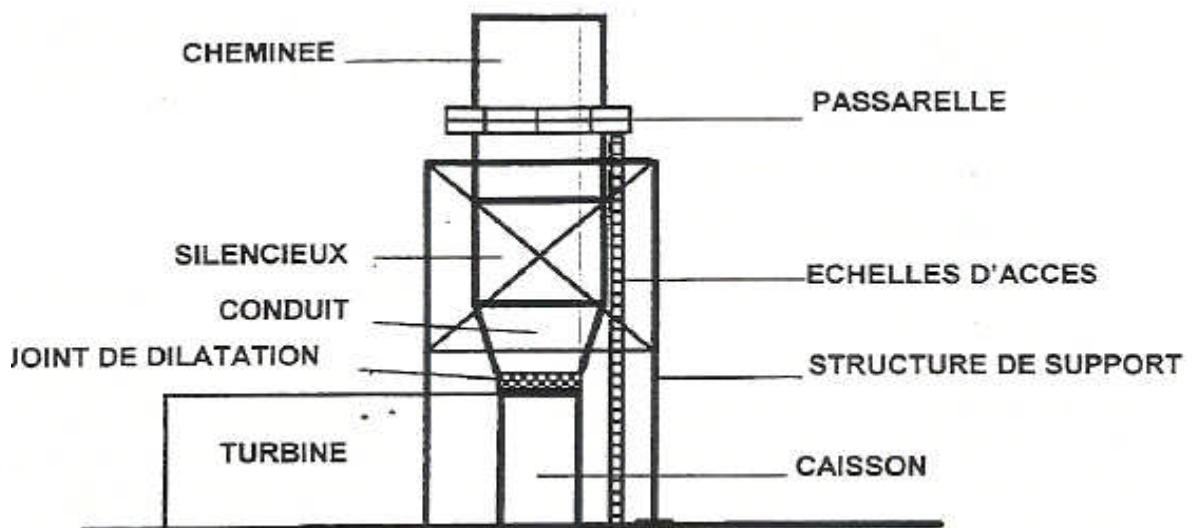
C'est une structure rectangulaire en forme de boîte dans laquelle les gaz d'échappement de la turbine sont évacués avant d'être conduits aux silencieux et ensuite libérés dans l'atmosphère. Situé à l'extrémité arrière de la base de la turbine il loge le châssis d'échappement le diffuseur et les aubes de la turbine.

Il supporte aussi les paliers 3 et 4, la tuyauterie d'alimentation et de retour d'huile et la tuyauterie d'air de refroidissement et d'étanchéité. En service les gaz d'échappement

prévenants de la turbine sont déchargés dans le diffuseur et passent à travers des aubes qui dirigent ces gaz vers la bêche d'échappement.

### b) Caisson d'échappement:

C'est une structure rectangulaire en forme de boîte dans laquelle les gaz d'échappement de la turbine sont déchargés puis libérés vers atmosphère. Il comporte le cadre d'échappement et les silencieux. Le plenum et le caisson d'échappement sont reliés par des joints de dilatation. La conception de l'échappement est devenue assez complexe afin de minimiser le bruit au maximum. La cheminée doit être assez élevée pour permettre un refroidissement progressif des fumées et le dégagement de celle-ci dans des endroits sécurisés.



**Fig III.21 :** Principaux éléments du système d'échappement.

Il existe plusieurs systèmes qui assurent le bon fonctionnement de la turbine qui sont:

#### **III.B.1.SYSTEME D'HUILE DE GRAISSAGE:**

La turbine à gaz est lubrifiée par un système d'alimentation d'huile à circulation forcée, type boucle fermée, qui inclut un réservoir d'huile, des pompes, des régénérateurs (réfrigérateurs d'huile), filtres, valves et des divers dispositifs qui assurent la commande et la protection du système. L'huile de lubrification du système est envoyée aux quatre paliers

principaux de la turbine, les accessoires de la turbine et l'équipement de charge entraîné- En plus, l'huile pour le système hydraulique d'alimentation, système de contrôle de l'huile et le système des équipements de démarrage sont enlevés de cette source.

Le système de graissage est réalisé pour fournir une large quantité de lubrifiant, filtrée à la température et à la pression adéquate pour le fonctionnement de la turbine et son équipement auxiliaire.[19]

#### **III.B.1.1 Description du fonctionnement:**

Le système est un système forcé, type boucle fermée. L'huile de lubrification est tirée du réservoir d'huile par les pompes et à une pression forcée à travers les régénérateurs, les filtres d'huile et le collecteur de palier au celui-ci. La pression, réglée à 24,5 psi dans le cas de la pression de collecteur de palier, est déchargée des pompes. Les dispositifs de protection sont incorporés dans ces systèmes, où cela est nécessaire, pour protéger l'équipement contre une basse alimentation avec de lubrifiant, une basse pression du celui-ci et une température élevée du lubrifiant. Les dispositifs de protection (MARK V) émis un avertissement ou ils peuvent arrêter l'unité dans le cas où une de ces conditions ont lieu.[7]

#### **III.B.1.2 Réservoir de l'huile de graissage et tuyauterie:**

Le réservoir de l'huile de lubrification est réalisé comme une partie intégrale de la base auxiliaire- Installés dans le réservoir et montés sur son enveloppe sont les pompes de l'huile de lubrification, les régénérateurs (réfrigérateurs) et les différents dispositifs de contrôle et de protection. Il est prévu l'accès à l'intérieur du réservoir par un trou à homme qui a une enveloppe boulonnée. Une connexion pour remplir le réservoir d'huile est fournie sur l'enveloppe de trou d'homme.

L'assemblage par soudure de tuyaux en acier inoxydable sans soudure, forment la plus part de tuyauterie de l'huile de lubrification. Les garnitures préviennent la fuite aux brides boulonnées de cette tuyauterie. Lorsque cela est possible, la tuyauterie d'alimentation d'huile de lubrification est contenue à l'intérieur du réservoir d'huile ou des collecteurs de drainage.

Un tuyau connecté à une ouverture de la bride dans le canal de drainage près de l'extrémité arrière de la base, assure une désaération à l'atmosphère pour tout le système d'huile de lubrification. Tout le lubrifiant pompé par la pompe d'huile de lubrification principale ou auxiliaire au collecteur de palier circule par l'huile à l'environnement refroidissant de régénérateur pour enlever la chaleur excessive est puis par le filtre type cartouche assurant

une filtration absolue de 25- microns. Le lubrifiant pompé évite le réfrigérateur à travers de la pompe d'émergence.[18]

### **III.B.1.3 Pompes d'huile de graissage:**

On a quatre (4) types de pompes :

#### ◆ **Les pompes auxiliaires :**

Il existe deux pompes de ce type fonctionnant avec le courant alternatif, l'une d'elles sert au graissage des paliers avec une pression de refoulement de 12-14bars. La deuxième, dite hydraulique d'une pression de refoulement de 85bars, sert à alimenter les vérins hydrauliques et assurer l'ouverture et la fermeture des **IGV**. Ces pompes sont utilisées lors de démarrage.

#### ◆ **Les pompes mécaniques :**

Elles sont entraînées par le réducteur placé à l'amont de la turbine à gaz (entre le moteur de lancement et le premier palier du compresseur). Ces deux pompes démarrent dès que la turbine atteint 65% de sa vitesse nominale, elles remplacent, l'une la pompe de graissage des paliers et l'autre celle hydraulique. En cas de décroissance de la vitesse les deux pompes auxiliaires démarrent automatiquement pour compenser les quantités d'huiles non assurées par les pompes mécaniques.

#### ◆ **Pompe de secours :**

Elle fonctionne avec un courant continu, alimentée par une batterie son rôle est d'assurer le graissage en cas de coupure survenue de courant, jusqu'à l'arrêt de la machine.

#### ◆ **Pompe de Vireur (ou de virage) :**

C'est une petite pompe, placée au-dessus du réducteur, alimentée par une batterie, son rôle est de garder le rotor de la turbine en rotation lors de la phase d'arrêt avec une vitesse angulaire de  $1/4tr$  chaque  $3mn$  pendant 12heures pour éviter la flexion du rotor qui pèse 9tonnes (pour **MS5002C**), avec une longueur d'environ  $8m$  et une température élevée provenant de la compression d'air.

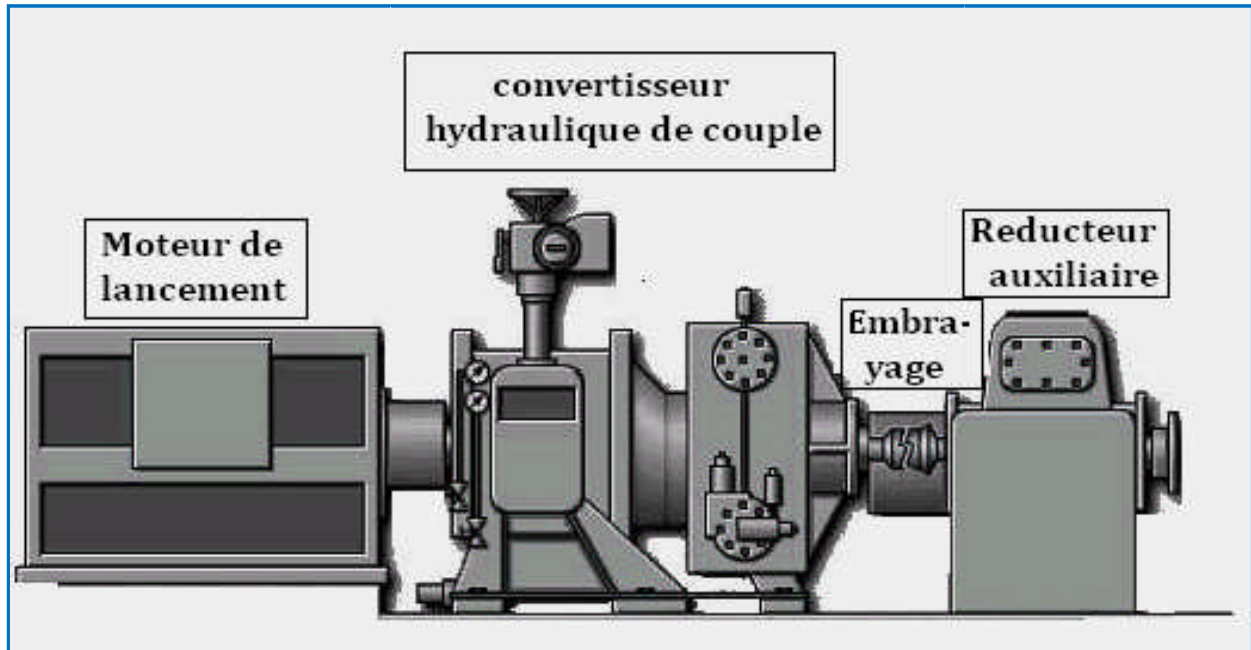
### **III.B.2 SYSTEME DE DEMARRAGE:**

Avant d'allumer et de démarrer la turbine à gaz, elle doit être tournée ou rôti par un équipement auxiliaire. Cela est réalisé par un moteur asynchrone fonctionnant par un convertisseur de couple pour assurer un couple de démarrage et la vitesse nécessaire pour le

démarrage. Les composants du système de démarrage assurent aussi la vitesse basse de rotation de la turbine pour le refroidissement après l'arrêt.[5]

Les composants du système de démarrage du moteur électrique incluent : le moteur d'induction, un convertisseur de couple ayant un mécanisme d'encliquetage, embrayage de démarrage et un système hydraulique d'encliquetage.

En plus, il y a plusieurs composants supplémentaires nécessaires pour les séquences et le fonctionnement de système de démarrage de la turbine.



**Fig.III.22** :Système de lancement

### **III.B.2.1.DESCRPTION FONCTIONNELLE:**

Pendant la séquence de démarrage, la turbine à gaz est entraînée par le réducteur auxiliaire de vitesse par le moteur électrique de démarrage, le convertisseur de couple, l'engrangement de sortie et l'embrayage de démarrage. L'ensemble embrayage de démarrage et les cylindres d'accouplement sont montés sur l'ensemble réducteur auxiliaire de vitesse. Le réducteur auxiliaire de vitesse est connecté permanent à l'arbre du compresseur de turbine par un accouplement flexible.

Le convertisseur de couple transmet l'accouplement de sortie de moteur électrique au réducteur auxiliaire de vitesse de la turbine à gaz par un engrenage arrière. La pompe de charge, entraînée par l'arbre d'entrée de convertisseur de couple, fournit l'huile de lubrification de turbine au convertisseur de couple. L'huile est fournie initialement à la pompe de charge de convertisseur de couple du collecteur d'huile de lubrification. Après que la pompe de charge



créée la pression de fonctionnement de l'huile, il obtient son alimentation d'huile du réservoir d'huile de lubrification de la turbine par un filtre.

Un clapet de non-retour à ressort de charge dans la ligne de refoulement du collecteur d'huile de lubrification maintient une pression positive d'huile à la pompe de charge pendant le fonctionnement. L'huile est retournée au réservoir d'huile de lubrification de turbine par les écoulements. [13]

### **III.B.2.2 Ensemble convertisseur de couple:**

Cet ensemble contient le convertisseur de couple, le mécanisme hydraulique d'encliquetage et une unité de l'engrenage de sortie. L'unité d'engrenage l'embrayage à l'intérieur du mécanisme d'encliquetage sont lubrifiés en utilisant de l'huile pressurisée de boude de convertisseur. L'huile de drainage de l'ensemble retourne au réservoir d'huile par la gravité et la boucle de convertisseur draine pendant l'arrêt pour décharger le compresseur pour le démarrage du moteur.

Le convertisseur de couple est formé d'un rotor entraîné par la pompe qui fournit de l'huile par une turbine hydraulique connecte à l'arbre d'entrée de l'engrenage de sortie- La pompe de rotor nécessite un cheval vapeur nominal du moteur à une vitesse nominale, indépendamment de chargement de sortie. L'absorption de puissance du moteur de la pompe diffère en fonction du cube de la vitesse d'entrée.

Le mécanisme hydraulique d'encliquetage est un pignon crémaillère de l'actionneur rotatif connecté par une rampe à galet type embrayage unidirectionnel dans l'arbre d'entrée de l'engrenage de sortie. L'unité engrenage de sortie connecte le mécanisme d'encliquetage et la colée sortie de convertisseur de couple à l'embrayage de démarrage.

### **III.B.3. SYSTEME DE L'AIR DE REFROIDISSEMENT ET D'ETANCHIETE:**

L'un des avantages des turbines à gaz est de ne pas avoir besoin d'eau de refroidissement pour maintenir les pièces principales à des niveaux de température tolérables pour les matières qui les constituent. En effet, le refroidissement de ces pièces est assuré par une circulation énergétique d'air provenant du dixième étage et du refoulement du compresseur axial, très indiquée pour les zones les plus chaudes telles que les roues du rotor de la turbine, les jonctions des autres de première et deuxième étage, le corps de la turbine et le cadre d'échappement de la turbine. En plus de refroidissement, l'air provenant de compresseur axial forme également un barrage en amont et en aval de chaque paliers de la machine évitant ainsi

les fuites de vapeur d'huile de graissage de ces mêmes paliers ou encore pire, les fuites vers les espaces internes de la machine (encrassement de l'ambages du compresseur axial ou carbonisation des surfaces des parties chaudes de la turbine).

Le dernier sous-système important est le système de limite de pompage du compresseur axial constitue par une vanne qui contourne une partie de l'air extrait du dixième étage. Ceci a lieu surtout pendant le démarrage et l'arrêt de manière à prévenir tout phénomène de pompage du compresseur.[11],[14]

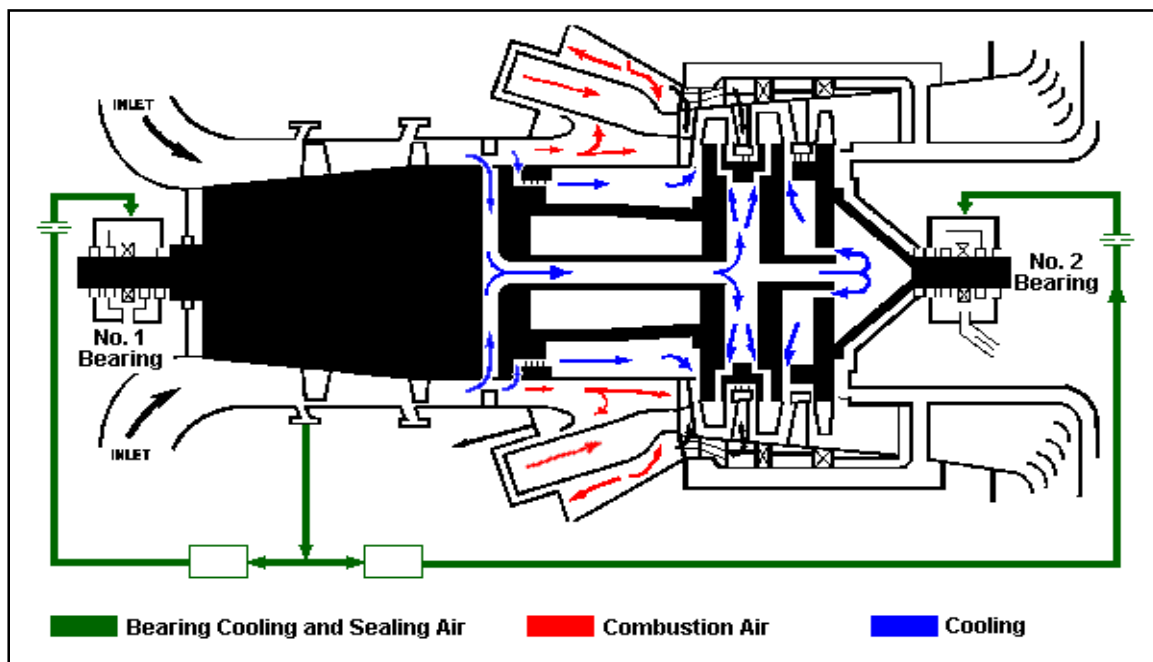


Fig.III.23 :Circuit d'air d'étanchéité et de refroidissement

#### **III.B.4. SYSTEME DE L'HUILE DE COMMANDE ET DE DECLANAGEMENT:**

La sécurité (la protection) de la turbine à gaz est assurée par des systèmes de protection primaires et secondaires. Certains de ces systèmes de protection et leur composants fonctionnent par l'intermédiaire du tableau de commande de la turbine.

D'autres systèmes de protection agissent directement sur les composantes de la turbine et par conséquent ils sont indépendants des tableaux de commandes.

Le circuit d'huile hydraulique assure l'actionnement des aubes directrices d'admission variable et des partitions à angle variable des tuyères du deuxième étage, l'huile à haute pression du système d'alimentation hydraulique fait pressuriser la serosoupape de déclanchement.

L'huile à basse pression du circuit de déclanchement, pris du circuit de l'huile de graissage de la turbine, est utilisée dans le système de déclanchement, le fluide est fait passer par un orifice de tuyau pour devenir l'huile régulée, cet orifice est dimensionné pour limiter l'écoulement du fluide de graissage et assurer une capacité adéquate pour le dispositif de déclanchement sans déterminer des quantités minimales d'huile dans le circuit de graissage lorsque le système d'huile de déclanchement est activé.

L'huile à basse pression du circuit de déclanchement est fournie par un orifice au circuit de déclanchement de basse pression, à partir de ce point, l'huile est alimentée au circuit de combustible de la turbine. [9]

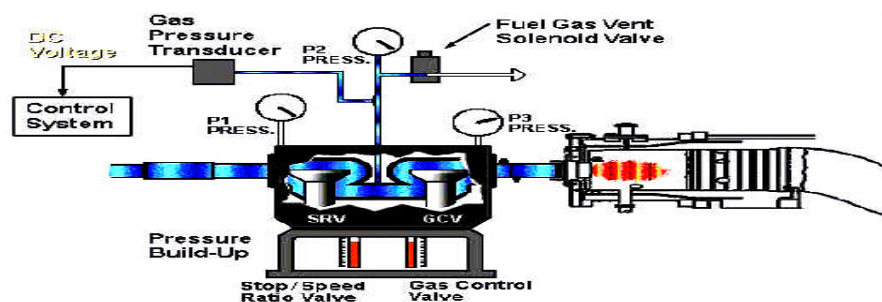
### **III.B.5. SYSTEME DU GAZ COMBUSTIBLE:**

Les turbines à gaz industrielles ont été conçues pour fonctionner avec une gamme étendue de combustible, qu'ils soient liquides ou gazeux. Le système d'alimentation et de dosage est assez simple.

Le gaz doit arriver à la turbine sous pression, après un filtrage, à travers deux vannes situées en série : la vanne arrêt/détente (**SRV**) et la vanne de contrôle du combustible (**GCV**)

Le combustible, parfaitement dosé, parvient au brûleur (1 par chambre de combustion) à travers un distributeur annulaire. La vanne arrêt/détente a la double fonction d'arrêter et de régler la pression du gaz en aval (cette vanne étant commandée par le système de protection de la turbine). A cette régulation il faut ajouter celle exercée par la vanne de contrôle du combustible (**GCV**) laquelle s'ouvre en fonction linéaire par rapport au signal **FSR** qu'elle reçoit de l'armoire de commande et de contrôle **SPEEDTRONIC**.

Le débit de combustible aux brûleurs sera proportionnel à la vitesse de la turbine (**SRV**). Ce système de régulation permet un dosage rapide et fiable du combustible sous toutes conditions. Un autre avantage non négligeable est qu'avec la régulation programmée des pressions en amont de la vanne **GCV** en fonction de la vitesse au moyen de la **SRV**. De charge plus élevées et par la quantité de combustible nécessaire à la préchauffe est contenue dans des limites très restreintes.



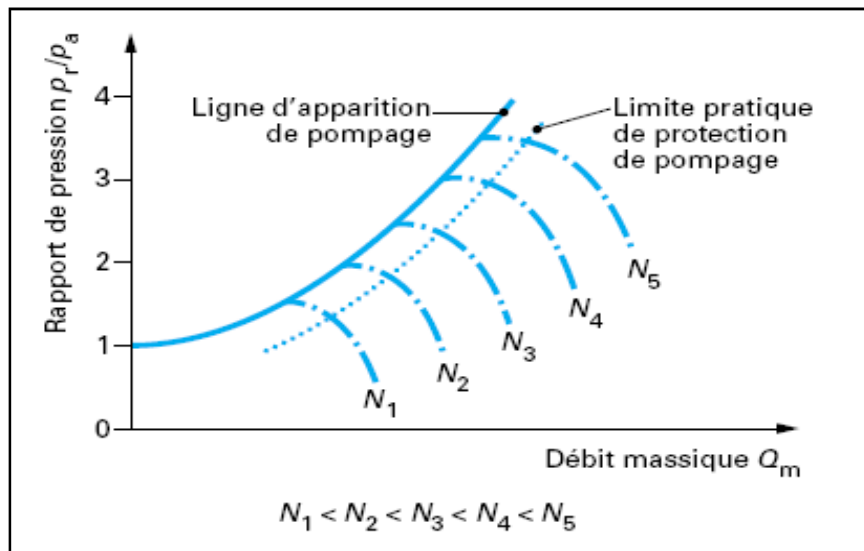
**Fig.III.24** Le système de gaz combustible

- ♦ SRV (Stop ratio valve) : Elle est disposée en amont de **GCV**, assure la fermeture rapide de combustible. Elle permet de maintenir une pression constante ( $P_2$ ) en rapport avec la vitesse **HP**, en amont de la **GCV**. Elle est commandée par une servo- valve électrohydraulique.
- ♦ GCV(Gas control valve) : C'est une vanne régulatrice qui détermine la quantité totale de la combustion. Elle permet de réguler la vitesse **BP** (c'est à dire de la charge).[8]

### III.B.6.DISPOSITIF D'ANTI-POMPAGE :

Le fonctionnement à bas régime (faible débit), peut être la cause d'apparition du pompage. C'est un phénomène compliqué rencontré dans les compresseurs axiaux et centrifuges, il se caractérise par des oscillations importantes de débit (inversion soudaine de débit), qui se traduit par des forces alternées importantes sur les organes mécaniques, rotor, paliers, butées, ...etc.

La figure IV.4 représente la limite de pompage des compresseurs

**Fig.III.25** : Ligne de pompage et limite de protection de pompage

( $N_i$  : vitesse de rotation,  $p_r$  et  $p_a$  : pressions de refoulement et d'admission)

Ce phénomène est observé lors du démarrage dans le cas des turbines à gaz au niveau du compresseur axial. Il peut avoir comme conséquence, la rupture d'ailettes.

La protection contre le pompage est donc une nécessité. Deux modes de protection sont appliqués :

- **Débit entrant réglable (variable) :** En amont du compresseur axial est placé un étage d'aubes mobiles en rotation (variables) dites IGV, la fermeture de ces aubes permet de limiter le débit d'air admis et cela lors du démarrage, où la vitesse du rotor est encore faible, l'ouverture de ces aubes croît progressivement avec l'accélération de la turbine, jusqu'à atteindre une ouverture complète correspondante au maximum de débit et vitesse de rotation.
- **Vanne anti-pompage (VAP):** Un piquage au niveau du 10<sup>ème</sup> étage du compresseur vers l'atmosphère, sert à évacuer une partie de l'air admis à l'atmosphère afin d'éviter la pulsation du débit (retour de l'écoulement).



# Chapitre IV

### **IV.1.INTRODUCTION :**

Les caractéristiques des turbines à gaz (taux de compression, débit, puissance, etc.) fabriquées par GE ou NP, sont données dans les conditions ISO. Dans ce chapitre on va essayer d'étudier l'influence des différents facteurs qui peuvent engendrer des problèmes lors du fonctionnement de la turbine, en limitant ainsi sa durée de vie et ces performances.

### **IV.2. ÉTUDE THERMODYNAMIQUE DE LA TURBINE A GAZ A DEUX ARBRES :**

La turbine à gaz utilisée dans notre cas est à deux arbres, elle est représentée schématiquement selon la Figure IV.1. D'autre part, la section détente dans les étages THP et TBP de la turbine sera considérée comme une seule section de détente.

#### ○ **Données de départ :**

##### ▪ **Paramètres de l'air ambiant :**

- Température de l'air ambiant :  $t_1 = 15^\circ\text{C} \Rightarrow T_1 = 288\text{K}$  ;
- Pression de l'air ambiant :  $P_1 = 1,013\text{bars}$  ;

##### ▪ **Caractéristiques de fonctionnement de générateur de gaz (compresseur-turbine) :**

- Taux de compression du compresseur axial  $\varepsilon = 8$  ;
- Rendement de compresseur axial  $\eta_{ic} = 0.87$  ;
- Rendement de la chambre de combustion  $\eta_{cc} = 0.97$  ;
- Température à la sortie de la chambre de combustion  $t_3 = 1061^\circ\text{C} \Rightarrow T_3 = 1334^\circ\text{K}$ .
- Rendement mécanique de la transmission : compresseur-turbine :  $\eta_{mc} = 0.98$  ;
- Rendement isentropique de la turbine THP :  $\eta_{i\text{THP}} = 0.88$  ;
- Vitesse de la turbine THP :  $N = 5100\text{tr/mn}$ .

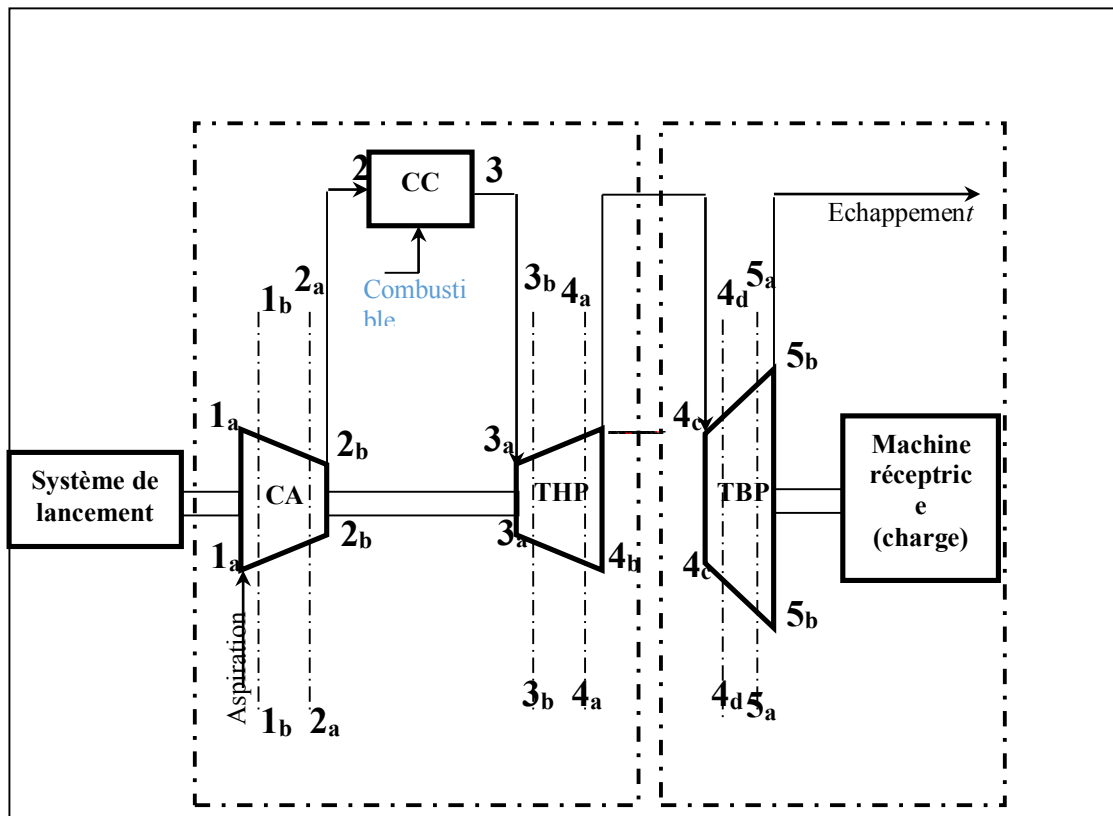
##### ▪ **Caractéristiques de fonctionnement de la turbine de puissance TBP :**

- Rendement isentropique de la turbine TBP :  $\eta_{iTBP} = 0.88$  ;
- Puissance utile de la turbine  $P_u = 28340\text{kW}$  ;
- Rendement mécanique de transmission :  
Turbine-compresseur (machine réceptrice) :  $\eta_m = 0.98$  ;
- Vitesse de rotation de la turbine TBP :  $N_{\text{TBP}} = 4903\text{tr/mn}$ .

▪ **Caractéristiques du combustible :**

La combustible utilisé dans notre cas est le fuel gaz, de pouvoir calorifique inférieur  
 $PCI=44632\text{Kj/Kgc}=10678\text{Kcal/Kgc}$ .

▪ **Rendement thermique de L'ITG :** le rendement thermique de l'Installation de la  
 Turbine à Gaz sous les conditions ISO est :  $\eta_{th}=28\%$ .



**Fig.IV.1** schéma de l'installation de TAG à deux arbres  
 (manuel MS5002C)

Dans les schémas :

- CA : Compresseur axial.
- CC : Chambre de combustion.
- THP : Turbine haute pression.
- TBP : Turbine basse pression.

**IV.2.1 Les points particuliers du cycle de l'installation :**

- 1 : Entrée dans le filtre ;
- 1a :1b : Entrée et sortie du diffuseur à l'entrée du compresseur ;



2a :2b : Entrée et sortie du diffuseur à la sortie du compresseur ;

2 : Entrée de la chambre de combustion ;

3 : Sortie de la chambre de combustion ;

3a :3b : Entrée et sortie du diffuseur à l'entrée de la THP ;

4a:4b: voix de passage entre les deux roues de la TAG ;

5a:5b: Entrée et sortie du diffuseur à la sortie de la TBP ;

1b: Section avant le premier étage du compresseur ;

2a: Section après le dernier étage du compresseur ;

3b: Section avant le dernier étage de la THP ;

4a: Section après le dernier étage de la THP ;

4b: Section avant le premier étage de la TBP ;

5a: Section après le dernier étage de la TBP.

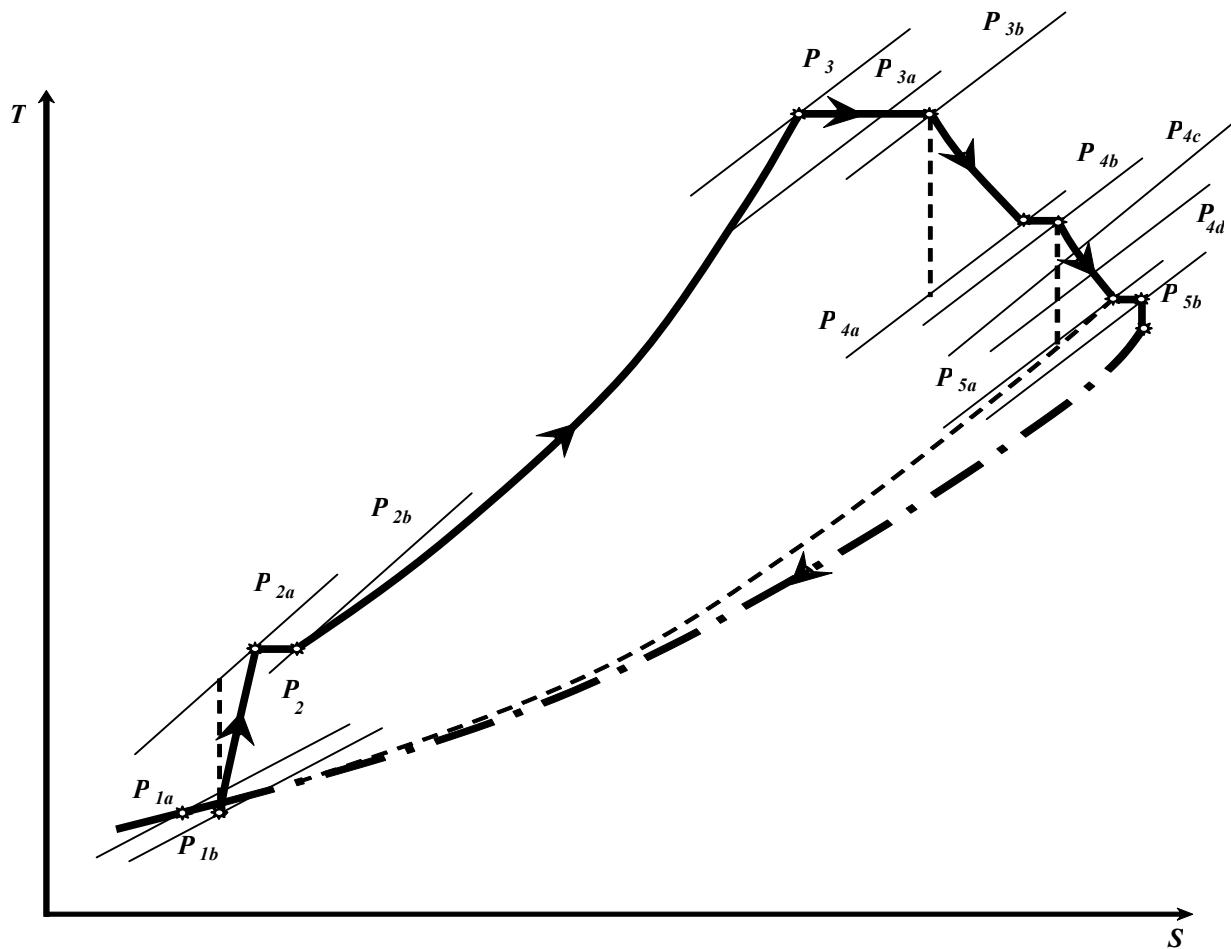


Fig.IV.2 Diagramme T.S de la turbine à gaz MS5002C

**IV.2.2 Calcule de coefficient d'excès d'air  $\alpha$  :**

Il désigne la quantité d'air strictement nécessaire et suffisante qu'il faut fournir pour assurer la combustion neutre de l'unité de combustible  $\alpha = \frac{\text{air utilisé}}{\text{air théorique}}$

Pour notre cas il est donné par la formule suivante :

$$PCi \cdot \eta_{cc} \approx \alpha \cdot G_0 \cdot Cp_a (T_3 - T_{2a}) \quad (IV.1)$$

$$\alpha \approx \frac{(PCi \cdot \eta_{cc})}{G_0 \cdot Cp_a (T_3 - T_{2a})} \quad (IV.2)$$

Ou :  $G_0$  Débit massique théorique d'air :  $G_0 = \lambda_K \cdot PCi \quad (IV.3)$

$\lambda_K = 1.43 \cdot 10^{-3} \text{ Kg}_{\text{air}}/\text{Kj}$  Caractéristique de MEKONOVALOV.

Pouvoir calorifique inférieur du gaz  $PCi = 44632 \text{Kj} / \text{Kg}_c = 10678 \text{Kcal} / \text{Kg}_c$ .

$\eta_{cc}$  : Rendement de la chambre de combustion.

$Cp_a$  : Chaleur spécifique isobare moyenne de l'air entre la température d'entrée  $T_{2a}$  et

la température de sortie  $T_3$  de la chambre de combustion.

Alors :  $G_0 = 1,43 \cdot 10^{-3} \cdot 10678 = 15,2 \text{ kgair/kgc}$

$$G_0 = 15,2 \text{Kg}_{\text{air}} / \text{Kg}_c$$

$$\text{AN : } \alpha \approx \frac{44632 \cdot 0,98}{15,2 \cdot 1,12(1334 - 596)} \approx 3,65$$

Donc en prendra pour notre cas :  $\alpha = 4$

**IV.2.3. Paramètres à l'entrée du compresseur (pt 1a) :**

$$T_1 = T_0 = 288,15^0\text{K}$$

$$P_1 \cdot V_1 = m r T_1 \quad (IV.4)$$

$$\text{Or } \rho_1 = \frac{m}{V}$$

Donc :

$$\frac{P_1}{\rho_1} = r T_1$$

$$\Rightarrow \rho_1 = \frac{P_1}{r \cdot T_1} = \frac{1,013 \cdot 10^5}{287 \cdot 288,15}$$

$$\rho_1 = 1,225 \text{kg/m}^3$$

**Donc :  $P_1 = 1,013 \text{bar}$  ;  $T_1 = 288^0\text{K}$  ;  $\rho_1 = 1,225 \text{kg/m}^3$**

**IV.2.4. Paramètres d'air avant le premier étage de compresseur (pt1b) :**

*La pression :*

$$P_{1b} = P_1 - \Delta P \quad (\text{IV.6})$$

Les pertes de charge considérées dans la précédente équation sont évaluées par :

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 \quad (\text{IV.7})$$

Ou :

$\Delta P$  : Perte de charge causée par la somme des pertes de charge.

$\Delta P_1$  : Perte de charge du filtre d'air.

$\Delta P_2$  : Perte de charge dans la conduite.

$\Delta P_3$  : Perte de charge dans le diffuseur.

La résistance aérodynamique du filtre d'air d'une installation d'une turbine à gaz moderne est très faible, elle est égale d'habitude à 50 à 250 mm H<sub>2</sub>O, on prend  $\Delta P_1 = 0,015 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ .

Les pertes de pression dans la conduite d'air dépendent de la vitesse de l'air  $C_A$  qui est de 30 à 50 m/sec.

En prend  $C_A=40\text{m/s}$  ; les pertes de pression sont égales à :

$$\Delta P_2 = \xi \frac{1}{d} \rho \frac{C_A^2}{2} \quad (\text{IV.8})$$

Ou :  $l$  et  $d$  sont la longueur et le diamètre de la conduite.

$\xi$  : Coefficient de perte de charge.

Admettons que la perte de pression dans cette conduite est égale à :

$$\Delta P_2 = 50 \text{ mm H}_2\text{O} = 0,005 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

La perte de pression dans le diffuseur d'entrée du compresseur est déterminée par la formule suivante :

$$\Delta P_3 = \frac{1-\eta}{\eta} \rho \frac{C_{1b}^2 - C_{1a}^2}{2} \quad (\text{IV.9})$$

Ou :  $\eta$  : rendement du diffuseur.

$C_{1a}$  et  $C_{1b}$  : sont respectivement la vitesse à l'entrée et la vitesse à la sortie du diffuseur. La vitesse  $C_{1b}$  (ou avant le premier étage du compresseur) varie de 100 à 200m/sec.

Dans l'intervalle de vitesse subsonique ( $M < 1$ ), le rendement du diffuseur varie de 0,85 à 0,95.

Pour le cas présent on prendra :  $C_{1b}=100\text{m/sec}$  et  $\eta=0,9$  ;

$$\Delta P_3 = \frac{1-0,9}{0,9} 1,225 \frac{100^2 - 40^2}{2} = 571,6 \text{ Pa}$$

$$(IV.7) \Rightarrow \Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3$$

$$\Delta P = (0,01 + 0,005 + 0,00571) \cdot 10^5$$

$$\Rightarrow \Delta P = 0,0206 \text{ bar.}$$

Les paramètres au point b sont alors :

$$P_{1b} = P_1 - \Delta P \quad (IV.10)$$

$$P_{1b} = (1,013 - 0,0206) \cdot 10^5 \Rightarrow P_{1b} = 0,9924 \text{ bar}$$

$$T_{1b} = T_1 = 288,15^0 \text{ K}$$

$$\rho_{1b} = \frac{P_{1b}}{\sigma_{1b}} = \frac{0,9924 \cdot 10^5}{287 \cdot 288,15}$$

$$\rho_{1b} = 1,2 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Donc : } P_{1b} = 0,9924 \text{ bar ; } T_{1b} = 288,15^0 \text{ K ; } \rho_{1b} = 1,2 \text{ kg/m}^3$$

#### IV.2.5. Paramètres de l'air après le dernier étage du compresseur (point 2a) :

##### ❖ La pression :

L'air aspiré passe à travers le compresseur pour être comprimé :

$$P_{2a} = \varepsilon_{cr} \cdot P_{1b} \quad (IV.11)$$

Où  $\varepsilon_c$  : taux de compression du compresseur.

$$\Rightarrow P_{2a} = 8 \cdot 0,9924$$

$$\Rightarrow P_{2a} = 7,93 \text{ bar}$$

##### ❖ La température :

Evaluons la température à la sortie du compresseur à  $T_{2a} = 559,556 \text{ K}$

$$\text{Pour les gaz parfait diatomique : } \gamma = 1,4 \Rightarrow r = \frac{\gamma - 1}{\gamma} = \frac{1,4 - 1}{1,4}$$

$$r = 0,287$$

$r$  : Constante molaire

$$\text{On a } C_p = \frac{\gamma R}{\gamma - 1} \quad (IV.12)$$

$$\Rightarrow R = c_p \cdot \left( \frac{\gamma - 1}{\gamma} \right)$$

$$\text{Comme } R = r \cdot C_p \quad (IV.13)$$

$$C_p = 1,022 \text{ KJ/Kg et}$$

$$\text{AN : } \Rightarrow R = 0,287 \cdot 1,022 = 291,27 \text{ J/Kg.K}$$

$$\text{D'où : } T_{2a} = 559,556^0 \text{ K}$$

$$\text{Et } \rho_{2a} = \frac{7,93 \cdot 10^5}{284,093 \cdot 559,556} = 4,99 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Donc : } P_{2a} = 7,93 \text{ bar ; } T_{2a} = 559,556 \text{ K ; } \rho_{2a} = 4,99 \text{ kg/m}^3$$

#### IV.2.6. Les paramètres de l'air avant la chambre de combustion (pt2) :

$$P_2 = P_{2a} - \Delta P \quad (\text{IV.14})$$

$$\text{Où : } \Delta P = \Delta P_4 + \Delta P_5 \quad (\text{IV.15})$$

$\Delta P_4$  : pertes de pression dans le diffuseur après le dernier étage du compresseur.

$\Delta P_5$  : pertes de pression dans la conduite entre le compresseur et la chambre de combustion (2b :2).

$$\Delta P_4 = (1 - \eta) \rho_{2a} \frac{C_{2a}^2 - C_{2b}^2}{2} \quad (\text{IV.16})$$

Où :  $\eta = 0,5$  à  $0,7$  ; rendement du diffuseur à la sortie du compresseur.

$C_{2b} = 40 \text{ m/s}$  : vitesse dans la conduite

$$\Delta P_4 = (1 - 0,6) 4,99 \frac{120^2 - 40^2}{2} = 12780,6 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_5 = 0,01 \cdot P_{2a} = 0,01 \cdot 7,93 \cdot 10^5 = 0,0793 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$\text{D'où : } \Delta P = 0,207 \text{ bar}$$

$$(\text{IV.19}) \leftrightarrow P_2 = 7,93 - 0,207 = 7,73 \text{ bar}$$

$$T_2 = T_{2a} = 559,556 \text{ K}$$

$$\rho_2 = \frac{P_2}{r \cdot T_2} = \frac{7,73 \cdot 10^5}{291,559,556} = 4,74 \text{ Kg/m}^3$$

$$\text{Donc : } P_2 = 7,73 \text{ bar ; } T_2 = 559,556 \text{ K ; } \rho_2 = 4,74 \text{ Kg/m}^3$$

#### IV.2.7. Les paramètres du gaz après la chambre de combustion (pt 3) :

$$P_3 = P_2 - \zeta \cdot P_2 \quad (\text{IV.17})$$

$$P_3 = 7,73 - 0,01 \cdot 7,73 = 7,65 \text{ bar}$$

$\zeta$  : Perte de pression de 1% est signalé après la sortie de chambre de combustion.

$$T_3 = 1239 \text{ K}^\circ$$

$$\rho_3 = \frac{P_3}{r \cdot T_3} = \frac{7,65 \cdot 10^5}{289,41 \cdot 1239} = 2,13 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Donc : } P_3 = 7,65 \text{ bar ; } T_3 = 1239 \text{ K ; } \rho_3 = 2,13 \text{ kg/m}^3$$

#### IV.2.8. Les paramètres du gaz avant le premier étage de la turbine (THP) (pt3a) :

$$P_{3a} = P_3 = 7,65 \text{ bar ; } T_{3a} = T_3 = 1239 \text{ K ; } \rho_{3a} = \rho_3 = 2,13 \text{ kg/m}^3$$

#### IV.2.9. Les paramètres du gaz avant le premier étage de la turbine (THP) (pt3b) :

$$P_{3b} = P_3 - \Delta P \quad (\text{IV.18})$$

$$\text{où } \Delta P = \Delta P_6 + \Delta P_7 \quad (\text{IV.19})$$

$\Delta P_6$  : pertes de pression d'arrêt dans la conduite :  $\Delta P_1 = 0,005$  bar.

$\Delta P_7$  : pertes de pression d'arrêt dans le diffuseur d'entrée de la THP.

$$\Delta P_7 = \frac{1-\eta}{\eta} \rho_{3a} \frac{C_{3b}^2 - C_{3a}^2}{2} \quad (IV.20)$$

$$\Delta P_7 = \frac{1-0,9}{0,9} 2,13 \frac{110^2 - 40^2}{2} = 1245,256 \text{ Pa} = 0,0124 \text{ bar}$$

$$(IV.18) \leftrightarrow P_{3b} = 7,65 - 0,0174 \Rightarrow P_{3b} = 7,63 \text{ bar};$$

$$T_{3b} = 1239 \text{ K}$$

$$\rho_{3b} = \frac{\rho_{3b}}{r \cdot T_{3b}} = \frac{7,63 \cdot 10^5}{285 \cdot 1239} = 2,16 \text{ kg/m}^3$$

**Donc :**  $P_{3b} = 7,63 \text{ bar}$  ;  $T_{3b} = 1239 \text{ K}$  ;  $\rho_{3b} = 2,16 \text{ kg/m}^3$

**IV.2.10. Les paramètres du gaz après les derniers étages de la turbine (THP) (pt4a) :**

Le rapport des pressions de la THP peut être déterminé en faisant le bilan énergétique du générateur de gaz (compresseur axial turbine) :

$$\dot{m}_a \cdot W_c \cdot \left( \frac{1}{\eta_{mcr}} \right) = \dot{m}_g \cdot W_{THP} \cdot \eta_{Mthp} \quad (IV.21)$$

Où :  $\dot{m}_a$  et  $\dot{m}_g$  : débit massique de l'air et des gaz ;

$W_c$  et  $W_{THP}$  : travaux massique du compresseur et de la turbine HP ;

$\eta_{mcr}$  et  $\eta_{mTHP}$  : rendement mécanique du compresseur et de la turbine HP, qui tiennent compte des pertes mécanique ( dans le palier par exemple).

Admettant que :  $\eta_{mcr} = \eta_{mTHP} = 0,98$  et en premier approximation

$$\dot{m}_a = \dot{m}_g$$

Alors nous obtenons :

$$W_c = \eta_{mcr} \cdot \eta_{mTHP} \cdot W_{THP} ;$$

$$a) W_c = C_{p_{ai}} (T_{2s} - T_1) \cdot \eta_{ic} = C_{p_{air}} [T_1 \left( \frac{T_{2s}}{T_1} - 1 \right)] \eta_{ic} \dots \dots \dots (IV.22)$$

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left( \frac{P_{2s}}{P_{1b}} \right)^{\frac{r}{\gamma}} = \epsilon^r$$

$\epsilon^r$  : taux de compression

$$W_c = C_p \cdot T_{1b} (\epsilon^r - 1) / \eta_{ic} \quad (IV.23)$$

$$b) W_T = C_{p_g} (T_{4s} - T_{3b}) / \eta_{iTHP} = C_{p_g} T_3 [ \left( \frac{T_{4s}}{T_{3b}} - 1 \right) ] / \eta_{iTHP} \quad (IV.24)$$

$$\frac{T_{4s}}{T_{3b}} = \left( \frac{P_{4s}}{P_{3b}} \right)^{\frac{r}{\gamma}} = \left( \frac{1}{\epsilon} \right)^r$$

$$W_T = C_{p_g} T_{3b} \cdot \left( (1/\epsilon)^r - 1 \right) / \eta_{iTHP} \dots \dots \dots (IV.25)$$

En remplace (IV.22) et (IV.25) dans (IV.21) on trouve :

$$C_{pa} \cdot T_{1b} \frac{1}{\eta_{cr}} (\varepsilon_{cr}^r - 1) = \eta_m \cdot C_{pg} \cdot T_{3b} \eta_{THP} (1 - \varepsilon_{THP}^{-r}) \dots\dots\dots(IV.26)$$

On a :  $C_{pa} = 1026 \text{ J/Kg.K}^\circ$  ;  $C_{pg} = 1165 \text{ J/Kg.K}^\circ$

$T_{1b} = 288,15 \text{ K}^\circ$  ;  $T_{3b} = 1239 \text{ K}^\circ$

$R = 291,27$  ;  $r = 0,287$

Donc :

$$(IV.26) \Rightarrow 1026,4 \cdot 288,15 \cdot \frac{1}{0,87} (8^{0,287} - 1) = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 1165 \cdot 1239 \cdot 0,88 (1 - \varepsilon_{THP}^{-0,287})$$

$$\Rightarrow \varepsilon_{THP} = 2,41$$

En calculi la pression au (pt 4a) :

$$\frac{P_{3b}}{P_{4a}} = \varepsilon_{THP} \quad (IV.27)$$

$$\Rightarrow P_{4a} = \frac{P_{3b}}{\varepsilon_{THP}}$$

$$P_{4a} = \frac{7,63}{2,41} \Rightarrow P_{4a} = 3,16 \text{ bar}$$

$$(T_{4a})_s = T_{3b} / \varepsilon_{THP}^r \Rightarrow (T_{4a})_s = 999,73 \text{ K}^\circ$$

$$T_{4a} = T_{3b} - \eta_{THP} (T_{3b} - (T_{4a})_s) \quad (IV.28)$$

$$\Rightarrow T_{4a} = 1239 - 0,88 (1239 - 999,73) = 1028,442 \text{ K}$$

$$\rho_{4a} = \frac{P_{4a}}{R \cdot T_{4a}} = \frac{3,16 \cdot 10^5}{291,27 \cdot 1028,442} = 1,052 \text{ kg/m}^3$$

**Donc:  $P_{4a} = 3,16 \text{ bar}$ ;  $T_{4a} = 1239 \text{ K}$ ;  $\rho_{4a} = 1,052 \text{ kg/m}^3$**

**IV.2.11. Les paramètres du gaz après les derniers étages de la turbine (THP) (pt4b, pt4c) :**

$$P_{4a} = P_{4b} = P_{4c} = 3,16 \text{ bar}; \quad T_{4a} = T_{4b} = T_{4c} = 1239 \text{ K}; \quad \rho_{4a} = \rho_b = \rho_c = 1,052 \text{ kg/m}^3$$

**IV.2.12. Les paramètres avant le premier étage de la turbine TBP (pt4d):**

✓ **La pression :**

$$P_{4d} = P_{4a} - (\Delta P_6 + \Delta P_7 + \Delta P_8) \quad (IV.29)$$

$\Delta P_6$  : Les pertes dans le diffuseur de sortie de la turbine BP.

$\Delta P_7$  : les pertes de pression dans la conduite (4b :4c).

$\Delta P_8$  : les pertes dans le diffuseur à l'entrée de la TBP.

- $\Delta P_6 = (1 - \eta) \rho_{4a} \frac{C_{4a}^2 - C_{4b}^2}{2} \quad (IV.30)$

En prendra à cette section  $\eta = 0,6$

$$\Delta P_6 = (1 - 0,6) 1,035 \frac{90^2 - 40^2}{2} = 1367,66 \text{ Pa}$$

- $\Delta P_7 = 0,005 \cdot P_{4a} = 0,005 \cdot 3,16 \cdot 10^5 = 1582,38 \text{ Pa}$

$$\Delta P_8 = \frac{1-\eta}{\eta} \rho_{4a} \frac{C_{4d}^2 - C_{4c}^2}{2} \quad (\text{IV.31})$$

- $\Delta P_8 = \frac{1-0,9}{0,9} 1,035 \frac{120^2 - 40^2}{2} = 748,121 \text{ Pa}$

D'où:

$$\Delta P = 0,0369 \text{ bar}$$

$$P_{4d} = 3,16 - 0,0369 = 3,127 \text{ bar}$$

On prend:  $T_{4d} = T_{4a} = 1028,844 \text{ K}$

$$\rho_{4d} = \frac{P_{4d}}{R \cdot T_{4d}} = \frac{3,127 \cdot 10^5}{291,27 \cdot 1028,844} = 1,035 \text{ Kg/m}^3$$

**Donc :**  $P_{4d} = 3,127 \text{ bar}$  ;  $T_{4d} = 1028,844 \text{ K}$  ;  $\rho_{4d} = 1,035 \text{ Kg/m}^3$

### IV.2.13. Les paramètres après le dernier étage de la turbine BP (pt5a) :

La pression à la sortie de la turbine BP ( $P_5$ ) est égale à la pression atmosphérique  $P_1$ .

La vitesse à la sortie  $C_5 = 20 \text{ m/s}$  et  $\rho_5 = 0,45 \text{ Kg/m}^3$  nous avons alors :

$$P_5 = P_5 - \rho_5 \frac{C_5^2}{2} \quad (\text{IV.32})$$

$$P_5 = 1,013 \cdot 10^5 - 0,45 \frac{20^2}{2} = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$P_5 = P_{5a} (1 - \zeta)$$

$\zeta$  : Perte de pression de 1,5% est signalé après la sortie de la turbine BP.

$$\text{Ou: } P_5 = P_{5a} (1 - 0,015) \Rightarrow P_{5a} = \frac{P_5}{(1 - 0,015)} = \frac{1,0139}{(1 - 0,015)} = 1,029 \text{ bar}$$

Et le rapport de pression dans la TBP est :

$$\varepsilon_{\text{TBP}} = \frac{P_{4d}}{P_{5a}} = \frac{3,127}{1,029} = 3,04$$

$$(T_{5a})_s = \frac{T_{4d}}{\varepsilon_{\text{TBP}}^r} = \frac{1028,844}{3,04^{0,287}} = 781,74 \text{ K}$$

$$T_{5a} = T_{4d} - \eta (T_{4d} - (T_{5a})_s) = 1028,844 - 0,88 (1028,844 - 781,714)$$

$$T_{5a} = 789,885 \text{ K}$$

$$\rho_{5a} = \frac{P_{5a}}{r \cdot T_{5a}} = \frac{1,029 \cdot 10^5}{287 \cdot 789,885} = 0,43 \text{ Kg/m}^3$$

**Donc :**  $P_{5a} = 1,029 \text{ bar}$  ;  $T_{5a} = 789,885 \text{ K}$  ;  $\rho_{5a} = 0,434 \text{ kg/m}^3$

### IV.2.14. Les paramètres après le dernier étage de la turbine BP (pt5d) :

$P_{5a} = P_{5d} = 1,029 \text{ bar}$  ;  $T_{5a} = T_{5d} = 789,885 \text{ K}$  ;  $\rho_{5a} = \rho_{5d} = 0,434 \text{ kg/m}^3$



**IV.2.15. Débit et Rendement:**

♦ **Travail massique et rendement :**

$$W_{TBP} = C_{pg} \cdot T_{4d} \cdot \eta_{iTBP} [1 - (\varepsilon_{TBP})^{-r}] \quad (IV.33)$$

$W_{TBP}$  : travail massique de la turbine base pression.

En prendra  $T_{4d} = 1028,844 \text{ K}$  et  $C_p = 1149 \text{ J/Kg.K}^\circ$

$$AN : W_{TBP} = 1149 \cdot 1028,844 \cdot 0,88 [1 - (3,04)^{-0,252}]$$

$$\Rightarrow W_{TBP} = 254,904 \text{ KJ/Kg}$$

Sur l'arbre de la machine réceptrice, la puissance est égale à 28,34MW, le débit massique des gaz ( $G_g$ )<sub>TBP</sub> sera :

$$P_u = \eta_m \cdot G_g \cdot W_{TBP} \quad (IV.34)$$

$$\Rightarrow G_g = \frac{P_u}{\eta_m W_{TBP}} \quad (IV.31.1)$$

$$\Rightarrow G_g = \frac{28,348 \cdot 10^6}{0,98 \cdot 254,904 \cdot 10^3} \Rightarrow G_g = 113,435 \text{ Kg/s}$$

Faisant le bilan thermique de la chambre de combustion :

$$\eta_{cc} \cdot P_{ci} \cdot q_c = (1 - q_r - q_f) \cdot C_{pa} \cdot (T_3 - T_2) + q_c \cdot C_{pc} \cdot (T_3 - T_c) \dots \dots \dots (IV.35)$$

$\eta_{cc}$  : rendement de la chambre de combustion.

$q_c$  : débit massique relatif du combustible :  $q_c = \frac{G_c}{G_a}$

$q_r$  : débit massique relatif de l'air de refroidissement :  $q_r = \frac{G_r}{G_a}$

$q_f$  : débit massique relatif des fuites :  $q_f = \frac{G_f}{G_a}$

Où  $T_c$  : température de combustible (60 à 80°C)

$$\Rightarrow q_c = \frac{C_{pa} \cdot (T_3 - T_2) \cdot (1 - q_r - q_f)}{\eta_{cc} \cdot P_{ci} - C_{pc} \cdot (T_3 - T_c)} \quad (IV.36)$$

$$\Rightarrow q_c = \frac{1118,59(1239 - 559,556) \cdot (1 - 0,05 - 0,01)}{0,87 \cdot 45578000 - (1239 - 343) \cdot 1600}$$

$$\Rightarrow q_c = 0,0186$$

Le débit d'air :

$$G_a = \frac{G_g}{q_g} \quad (IV.37)$$

Où  $q_g$  : Débit massique relatif du gaz écrit dans la formule suivant :

$$q_g = \frac{G_g}{G_a} = \frac{G_a(1 - q_r - q_f) + G_c}{G_a} = 1 - q_f - q_r + q_c$$

on'a  $G_g = 113,435 \text{ Kg/s}$

$$AN : (IV.31.1) \leftrightarrow G_a = \frac{113,435}{1 - 0,05 - 0,01 - 0,0186}$$

$$\Rightarrow G_a = 123,122 \text{ kg/s}$$

Donc le débit massique de combustible sera :

$$G_c = G_a \cdot q_c \quad (\text{IV.38})$$

$$G_c = 123,122 \cdot 0,0186 \Rightarrow G_c = 2,29 \text{ Kg/s}$$

#### **IV.2.16. Le rendement thermique de l'installation :**

$$\eta_{th} = \frac{Pu}{Q_{cc}} = \frac{W_{TBP} \cdot G_g}{P_{ci} \cdot G_c \cdot \eta_{cc}} \quad (\text{IV.39})$$

$$\text{AN: } \eta_{th} = \frac{254,904 \cdot 113,435 \cdot 10^3}{45578 \cdot 10^3 \cdot 2,29 \cdot 0,87}$$

$$\Rightarrow \eta_{th} = 28,44 \%$$

#### **IV.2.17. Vérification du coefficient d'excès d'air :**

$$\alpha = \frac{G_a}{G_c \cdot G_o} = \frac{123,122}{2,29 \cdot 15,57} = 3,65$$

Donc :  $\alpha = 4$

#### **IV.2.18. Calcul d'après la donnée standard :**

Les pressions (bar)	P <sub>1</sub> =992	P <sub>2</sub> =7,93	P <sub>3</sub> =7,63	P <sub>4</sub> =3,05	P <sub>5</sub> =1,009
Les températures(K°)	T <sub>1</sub> =288,15	T <sub>2</sub> =559,76	T <sub>3</sub> =1239	T <sub>4</sub> =1026,71	T <sub>5</sub> =789,885

<b>W<sub>TBP</sub> = 254,90kj/kg</b>
<b>G<sub>a</sub> = 123,122 kg/s</b>
<b>G<sub>c</sub> = 2,29kg/s</b>
<b>G<sub>g</sub> = 113,435 kg/s</b>
<b>η<sub>th</sub> = 28,44 %</b>

### **IV.3 Les résultats de calcul de la température T<sub>2</sub>=24C° :**

**Données du site** : d'apprêt logiciel (MARK V) de train de compression (C) on obtient les résultats suivant :

Température ambiante : T<sub>0</sub>=24°C /287,15K°

Pression de refoulement de compresseur axial : P<sub>2a</sub>=6,83bars

Température de refoulement de compresseur axial : T<sub>2a</sub>= 290C°=563,15K°

Température de l'échappement de la turbine : T<sub>5a</sub>=495C°=768,15K°

**Les résultats après les calculs :**

Les pressions (bar)	$P_1=0,993$	$P_2=6,65$	$P_3=6,58$	$P_4=2,30$	$P_5=1,007$
Les températures(K°)	$T_1=297,15$	$T_2=563,15$	$T_3=1141,1$	$T_4=918,10$	$T_5=768,15$

$W_{TBP}=173,99\text{kJ/kg}$
$G_a = 116,985 \text{ kg/s}$
$G_c = 2,18 \text{ kg/s}$
$G_g = 127,07\text{kg/s}$
$\eta_{th}= 26,10 \%$

**IV.4.Les résultats de calcul de température  $T_3=35c^\circ$  :**

**Données du site** : d'après logiciel (MARK V) de train de compression (C) on obtient les résultats suivant :

Température ambiante :  $T_0=35^\circ\text{C} \Rightarrow T_0=308,15\text{K}$

Pression ambiante :  $P_0=1,019\text{bar}$

Taux de compression :  $\varepsilon =7,24$

**Les résultats après les calculs :**

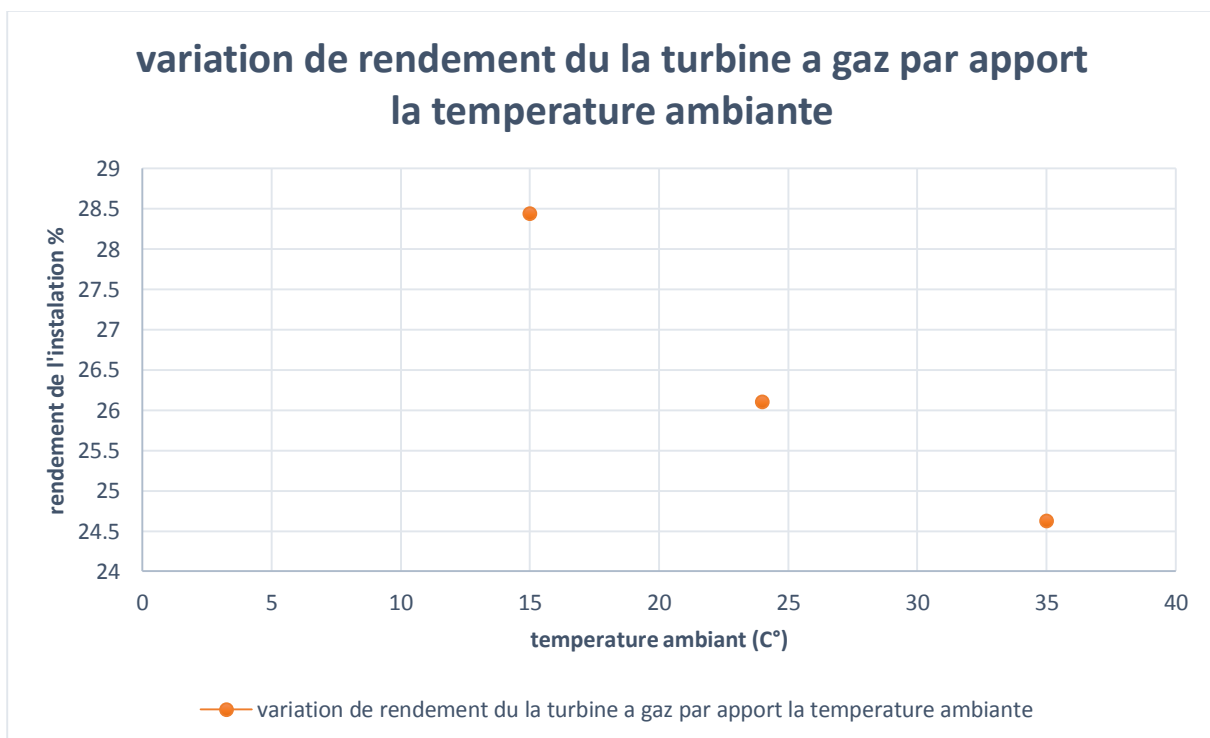
Les pressions (bar)	$P_1=0,99$	$P_2=6,83$	$P_3=6,76$	$P_4=2,36$	$P_5=1,029$
Les températures (K°)	$T_1=308,15$	$T_2=571,69$	$T_3=1248,09$	$T_4=1004,22$	$T_5=857$

$W_{TBP}=198,828\text{KJ/Kg}$
$G_a=112,567 \text{ Kg/sec}$
$G_c=2,10 \text{ Kg/sec}$
$G_g=169,71 \text{ Kg/sec}$
$\eta_{th}=24,62 \%$

**IV.5. Tableaux comparatif des résultats obtenus :**

	Gc(Kg/s)	Ga(Kg/s)	Gg(Kg/s)	W <sub>TBP</sub> (Kj/kg)	η <sub>th</sub> (%)
T <sub>1</sub> =15C°	2,29	123,122	113,435	254,90	28,44
T <sub>2</sub> =24C°	2,18	116,985	127,07	173,99	26,10
T <sub>3</sub> =35C°	2,10	112,567	169,71	198,657	24,62

➤ Variation de rendement par rapport la température ambiante



**FigIV.3 :** Variation de rendement par rapport la température ambiante

**Conclusion :**

A partir de ce calcul thermodynamique, on peut voir clairement l'influence très importante de l'élévation de la température de l'air ambiant car cela entraîne une diminution de la masse volumique de l'air aspiré par le compresseur et donc une baisse du débit massique cela provoque la réduction de la puissance utile et de rendement, cette sensibilité à la variation de la température influe négativement sur l'exploitation de la turbine



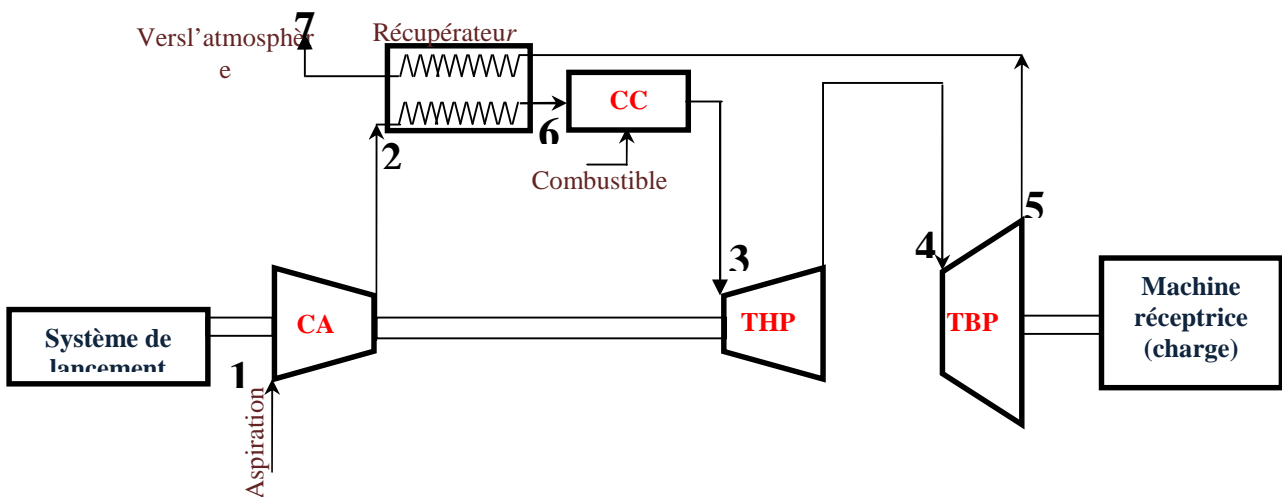
# Chapitre V

## V.1. RECUPERATION DES GAZ D'ECHAPPEMENT :

### Introduction :

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

Cela suppose donc un échangeur thermique ou récupérateur qui complique l'installation, mais nous allons constater que le rendement est amélioré. Le schéma de l'installation est représenté ci-dessous[17]



**Fig.V.1** Schéma de la TG avec récupérateur (Science et technique) P50

**1-2:** Compression d'air dans le compresseur axial.

**2-6:** Chauffage de l'air dans le récupérateur.

**6-3:** Chauffage de l'air dans la chambre de combustion.

**3-4:** Détente dans la turbine haute pression.

**4-5:** Détente dans la turbine basse pression.

**5-7:** Refroidissement des gaz brûlés dans le récupérateur.

**7-1:** Refroidissement des gaz dans l'atmosphère.

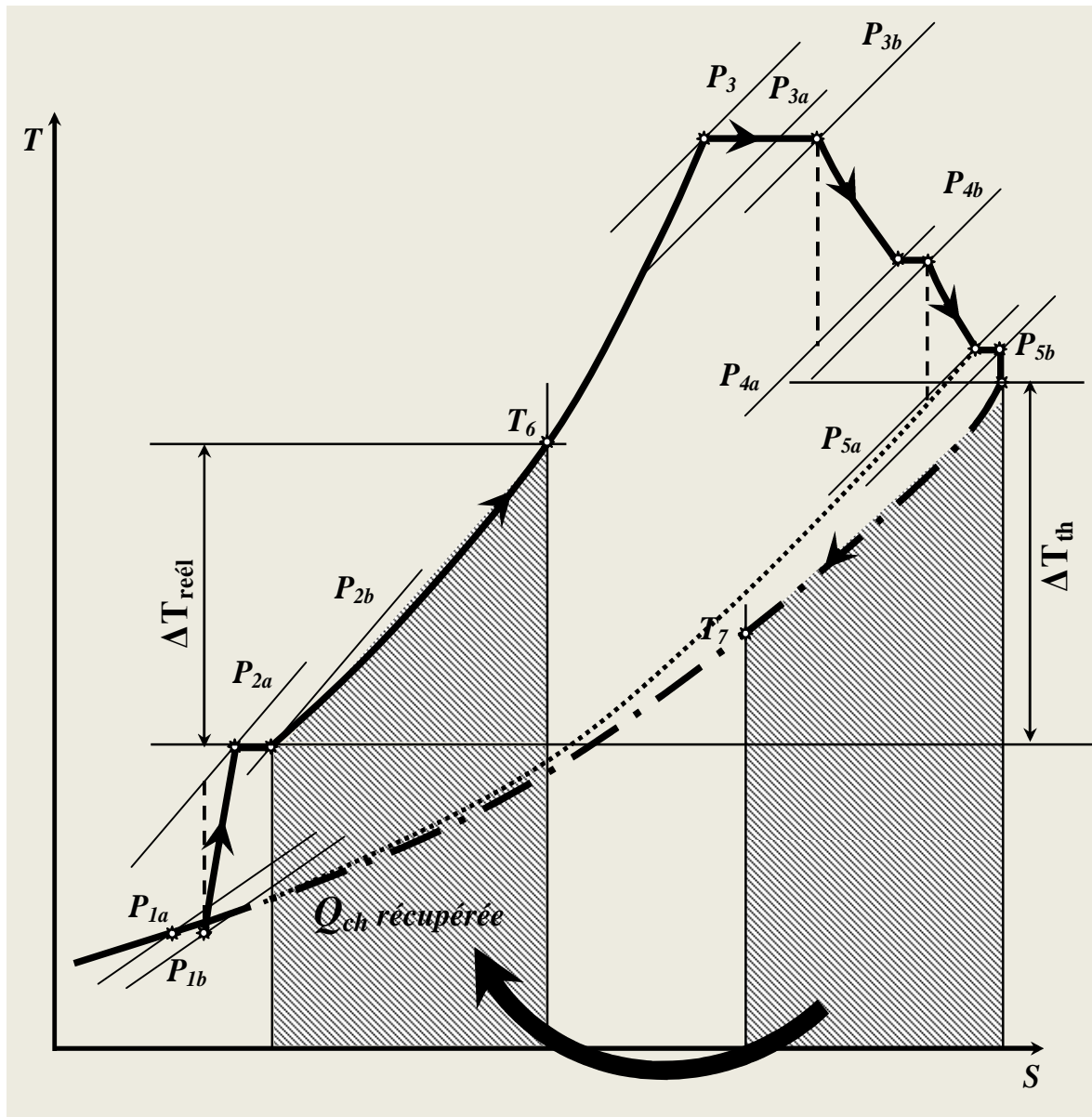


Fig.V.2 Diagramme (T, S) avec récupération des calories des gaz d'échappement

### V.1.1-But de la récupération de chaleur :

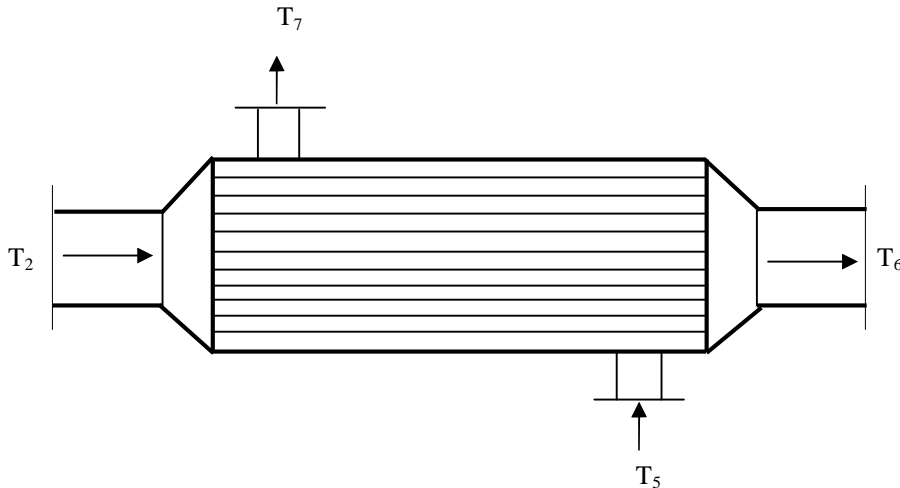
Grâce à cet échange de chaleur, la température de l'air à l'entrée de la chambre de combustion augmente, ce qui entraîne une réduction de la quantité de chaleur dépensée et par conséquent, augmente le rendement de l'installation.

Cette récupération de la chaleur des gaz d'échappement consiste donc à réintroduire une partie de cette chaleur dans le cycle thermodynamique.[15]



**V.1.2-Le récupérateur :**

Les récupérateurs sont habituellement constitués par un faisceau tubulaire dans lequel s'écoule l'air tandis que les gaz d'échappement circulent autour des tubes, les courants des deux fluides étant généralement opposés. La construction de l'appareil ne présente donc pas de difficultés.[22]



$T_2$  : température de l'air à l'entrée du récupérateur ;

$T_6$  : température de l'air à la sortie du récupérateur ;

$T_5$  : température des gaz à l'entrée du récupérateur ;

$T_7$  : température des gaz à la sortie du récupérateur.

**V.1.3-Calcul de la température de l'air à l'entrée de la chambre de combustion :**

Prenons un degré de récupération de 0,7 (d'après les recommandations pratiques)

$$\text{On a : } r = \frac{T_6 - T_2}{T_5 - T_2} \Rightarrow T_6 = r(T_5 - T_2) + T_2 \quad (\text{v.1})$$

$$\text{Nous avons : } T_2 = 559,55 \text{ K } \text{ et } T_5 = 778,09 \text{ K}$$

$$\Rightarrow T_6 = 0,7 \cdot (778,15 - 559,15) + 559,15 = 712,05 \text{ K}$$

C'est à dire que l'air pénètre dans la chambre de combustion à la température

**$T_6=712,05\text{K}$**

**V.1.4-Calcul de la quantité de chaleur récupérée :**

$$Q_r = G_a \cdot C_{p_{am}} \cdot \Delta t \quad (\text{IV.2})$$

Où :  $G_a$  : débit d'air en kg/sec

$C_{p_{am}}$  : chaleur spécifique massique moyenne de l'air à pression constante entre les températures de l'air à l'entrée et à la sortie du récupérateur.

$$T_{\text{moy}} = \frac{712,05 + 559,15}{2} = 635,10 \text{ K}$$

$$T_{\text{moy}} = 635,10 \text{ K} \Rightarrow C_{p_{am}} = 1118 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$G_a = 123,145 \text{ kg/s}$$

$$Q_r = 123,145 \cdot 1118 \cdot (712,05 - 559,15) = 19045,071 \text{ KW}$$

$$Q_r = 19,045 \text{ MW}$$

**V.1.5-Calcul de la température des gaz d'échappement à la sortie du récupérateur :**

$$Q_r = G_g \cdot C_{p_g} \cdot (T_5 - T_7)$$

Estimant la température  $T_7 = 600 \text{ K}$  alors la température moyenne des gaz dans le récupérateur est :

$$T_{\text{mg}} = \frac{778,15 + 600}{2} = 702,575 \text{ K}$$

$$\Rightarrow C_{p_g} = 1097 \text{ J/kg} \cdot \text{deg}$$

$$T_7 = T_5 - \frac{Q_r}{G_g \cdot C_{p_g}} = 778,15 - \frac{19045,071}{113,435 \cdot 1097}$$

$$\text{Donc : } T_7 = 804,987 \text{ K}$$

**V.1.6-CALCUL DU DEBIT MASSIQUE DU COMBUSTIBLE :**

Faisons le bilan thermique de la chambre de combustion :

$$P C i \eta_{cc} \cdot G_C = (G_a - G_r - G_f) \cdot C_{p_a} \cdot (T_3 - T_6) + G_c \cdot C_{p_c} \cdot (T_3 - T_C) \quad (\text{IV.3})$$

$$PCi \cdot \eta_{cc} \cdot q_c = (1 - q_r - q_f) \cdot Cp_a \cdot (T_3 - T_6) + q_c \cdot Cp_c \cdot (T_3 - T_c)$$

$$\Rightarrow q_c = \frac{Cp_a (T_3 - T_6) \cdot (1 - q_r - q_f)}{\eta_{cc} \cdot PCi - Cp_c \cdot (T_3 - T_c)} \quad (IV.4)$$

$$\Rightarrow q_c = \frac{1185 \cdot (1195,126 - 712,05) \cdot (1 - 0,05 - 0,01)}{0,97 \cdot 45578 \cdot 10^3 - 1600 \cdot (1195,126 - 306,15)} = 0,01184$$

♦ **Le débit massique de combustible sera :**

$$G_c = G_a \cdot q_c = 112,145 \cdot 0,01184 \quad (IV.5)$$

$$G_c = 1,328 \text{ kg/s}$$

♦ **Le rendement thermique de l'installation de TG est :**

$$\eta_{th} = \frac{W_{TBP} \cdot G_g \cdot \eta_m}{Pci \cdot G_c \cdot \eta_{cc}} = \frac{191,375 \cdot 103,8 \cdot 0,87}{45578 \cdot 1,328 \cdot 0,97} = 0,3381 \quad (IV.6)$$

$$\eta_{th} = 33,81\%$$

♦ **Le gain de la récupération :**

$$G_r = G_{Csr} - G_{Crec} = 2,085 - 1,328 \quad (IV.7)$$

$$\Rightarrow G_r = 0,757 \text{ kg/s}$$

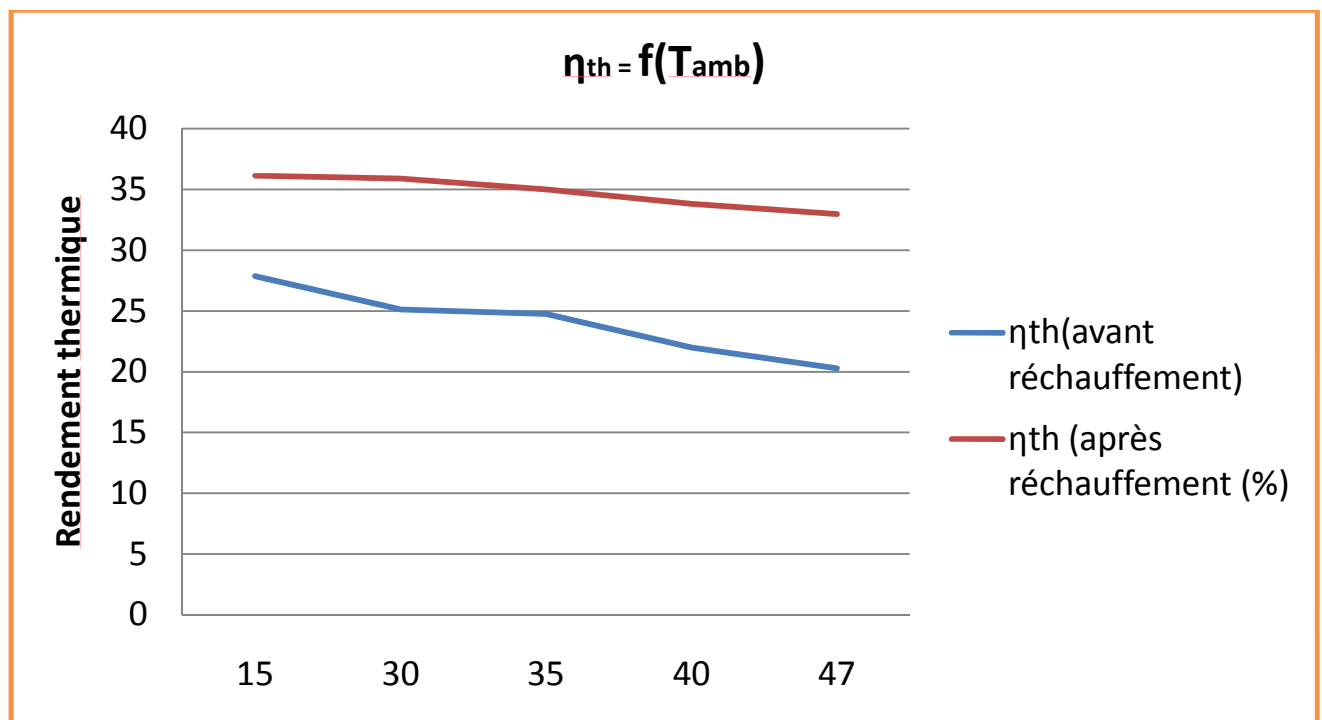
Le gain de récupération est de 0,76 kg/sec et égale 23880926,2 kg /an

♦ **Quantité de chaleur de la chambre de combustion:**

$$Q_{cc} = G_a \cdot Cp_{am} \cdot \Delta t \Rightarrow Q_{cc} = 65,249 \text{ KW} \quad (IV.8)$$

**V.1.7- TABLEAU DES RESULTATS DE CALCUL :****Train C :**

$T_{amb}(^{\circ}C)$	$T_6(^{\circ}C)$	$G_c$ (kg/s)	$G_r$ (kg/s)	$\eta_{th}(\%)$
<b>15</b>	<b>719,645</b>	<b>1,595</b>	<b>0,311</b>	36,14
<b>30</b>	<b>727,25</b>	<b>1,441</b>	<b>0,716</b>	35,90
<b>35</b>	<b>732,45</b>	<b>1,395</b>	<b>0,709</b>	34,97
<b>40</b>	<b>740,05</b>	<b>1,328</b>	<b>0,757</b>	33,81
<b>47</b>	<b>748,05</b>	<b>1,268</b>	<b>0,793</b>	32,97

**FigV.3 :** Rendement thermique (avant et après réchauffement)

**CONCLUSION:**

D'après ce calcul, la quantité de chaleur fournie au gaz, dans la chambre de combustion est diminuée ce qui entraîne une diminution du débit de combustible et le rendement thermique d'où l'objet de la récupération. Par contre la récupération n'influe pas sur le travail utile du cycle.

### CONCLUSION

La réalisation de ce mémoire nous a permis d'acquérir des connaissances sur le rôle des turbines à gaz. Nous avons eu la chance d'assister à une opération de révision d'une turbine à gaz, ce qui nous a permis de consolider notre support théorique en la matière.

Une étude thermodynamique de la turbine à gaz MS5002C a été réalisée et a montré que ses performances dépendent sensiblement des conditions d'exploitation, notamment la température ambiante.

Par contre, l'installation d'un cycle de récupération de chaleur des gaz d'échappement pour augmenter le rendement thermique et diminuer la consommation de combustible.

## **REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES**

- [1] Turbine à gaz, in: Techno-Science [on line] (2013) <http://www.techno-science.net>.
- [2] Cabot G., Combustion dans les turbines à gaz, EFE. (2010)
- [3] Aerodynamic Design of axial Flow Compressors, Revised NASA SP 36
- [4] L'Holger <Cycle Revisited> in Global Gas Turbine News I.G.T.I-ASME, août 1994
- [5] P.Lachaume <50 ans d'expérience au service de la propulsion des avions de demain > in L'aéronautique et l'astronautique n°102, 1983
- [6] R.E Morris et D.R Kenny <High Pressure ratio centrifugal compressor for Small gas turbine engines, propulsion and energetics panel of agard > in helicopter and Propulsion Systems ottawa juin 1968
- [7] Y.Ribaud et Lurault, compact Heat Exchanger Filtered to engines of the inverted type XI, ISABE sept 1993
- [8] Y.Ribaud et C.Michel, <étude et expérimentations d'une petite turbine radiale pour groupes auxiliaire de puissance > in comptes rendus de 31th gaz turbine conférence ASME, Dusseldorf juin 1986 Turbine Design and application, NASA SP 290 (vol I.II.III)
- [9] M.Valenti <Bringin coal into the 31st century > in Mechanical Engineering, février 1995
- [10] Bracco, Alessandro Piefederici; Angela Trucchi <wet compression technology for gas turbine power plants" Thermodynamic model Science direct page 699-710
- [11] Q.M Jaber, M A khawaldah Assessment of power Augmentation from Gas Turbine Power Plants Using different Inlet Air Cooling Systems. Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering 2007 pages 7-15

[12] R . Hosseini A.Beshkani , M Soltani Performance improvement of gas turbines of Fars (iran) combined cycle power plant by intake air cooling using a media evaporative cooler science direct pages 1055-1064.

[13] Gas Turbine Engineering Handbook Third edition . Meherwan P Boyce Ph.D.P.E

[14] Gas Turbine Inlet Air Cooling system Presented by Bob Omidvar.

[15] Bhargava R.K Bianchi M , De Pascale A negri di Montenegro . G , Peretto A "gas Turbine Power cycles -A state of the Art Review "international Confernce on power Enginnering 2007 Hagzhou, china

[16] “Manuel d’utilisation de la turbine à gaz MS 5002c”.

- Nuovo pignone –florence- (1999).

[17] Manuel d’utilisation de la turbine à gaz MS 5002b”.

- Nuovo pignone –florence- (1987).

[18] Manuel de maintenance”.

-NAFHTOGAZ - HMD - (2001).

[19] Turbomachine, description. Principes de base”.

- M.Pluviose, C.Périlhon - Techniques de l’ingénieur, BM 4280.



[20] Turbine à vapeur et à gaz''.

- Lucien Vivier -

Paris (1965).

[21] La fonction maintenance''.

- François Monchy -

Edition Masson (1996).

[22] principe de thermodynamique''.

- Jean Charles Sisi

(1981).



# ANNEXES

**Tableau 8 – Pouvoir calorifique inférieur massique  $PCI_m$  de composés organiques purs, de carburants commerciaux et de produits divers (1)**

Composé	$PCI_m$ (kJ · kg <sup>-1</sup> )	Composé	$PCI_m$ (kJ · kg <sup>-1</sup> )
<b>Paraffines</b>		<b>Acétyléniques</b>	
Méthane	50 009	Acétylène	48 241
Éthane	47 794	Méthylacétylène	46 194
Propane	46 357	But-1-yne	45 590
Butane	45 752	Pent-1-yne	45 217
Pentane	45 357		
Hexane	44 752		
Heptane	44 566		
Octane	44 427		
Nonane	44 311		
Décane	44 240		
Undécane	44 194		
Dodécane	44 147		
<b>Isoparaffines</b>		<b>Aromatiques</b>	
Isobutane	45 613	Benzène	40 170
Isopentane	45 241	Toluène	40 589
2-Méthylpentane	44 682	<i>o</i> -Xylène	40 961
2,3-Diméthylbutane	44 659	<i>m</i> -Xylène	40 961
2,3-Diméthylpentane	44 496	<i>p</i> -Xylène	40 798
2,2,4-Triméthylpentane	44 310	Éthylbenzène	40 938
		1,2,4-Triméthylbenzène	40 984
		Propylbenzène	41 193
		Cumène	41 217
<b>Naphtènes</b>		<b>Alcools</b>	
Cyclopentane	44 194	Méthanol	19 937
Méthylcyclopentane	43 636	Éthanol	28 865
Cyclohexane	43 450	<i>n</i> -Propanol	30 680
Méthylcyclohexane	43 380	Isopropanol	30 447
		<i>n</i> -Butanol	33 075
		Isobutanol	32 959
		Tertiobutanol	32 587
		<i>n</i> -Pentanol	34 727
<b>Oléfines</b>		<b>Éthers</b>	
Éthylène	47 195	Oxyde de diméthyle	28 703
Propylène	45 799	Oxyde de diéthyle	33 867
But-1-ène	45 334	Oxyde de dipropyle	36 355
But-2-ène <i>cis</i>	45 194	Oxyde de dibutyle	37 798
But-2-ène <i>trans</i>	45 124		
Isobutène	45 055		
Pent-1-ène	45 031		
2-Méthylbut-1-ène	44 799		
Hex-1-ène	44 426		
<b>Dioléfines</b>		<b>Aldéhydes et cétones</b>	
Buta-1,3-diène	44 613	Formaldéhyde	17 259
Isoprène	44 078	Acétaldéhyde	24 156
		Propionaldéhyde	28 889
		Butyraldéhyde	31 610
		Acétone	28 548
<b>Dérivés nitrés</b>		<b>Carburants pétroliers</b> (valeurs moyennes)	
Nitrométhane	10 513	GPL-carburant	46 000
Nitropropane	20 693	Essence ordinaire	43 325
		Supercarburant	42 900
		Kérosène	42 850
		Gazole	42 600
		Fuel lourd	41 800
Carbone (graphite)	32 808	<b>Autres espèces chimiques</b>	
Hydrogène	120 971	Carbone	32 808
Oxyde de carbone	10 112	Hydrogène	120 971
Ammoniac	18 646	Oxyde de carbone	10 112
Soufre	4 639	Ammoniac	18 646
		Soufre	4 639

(1) Les composés sont pris dans leur état physique normal (solide, liquide ou gazeux) à pression atmosphérique et à 20 °C.

	Ship Dates	Output hp (kW)		Heat Rate** Btu/hp-hr (kJ/kWh)		Firing Temp F/C		Air Flow (10 <sup>3</sup> lbs/hr) (10 <sup>3</sup> kg/hr)		Exhaust Temp (F/C)	
		RC	SC	RC	SC	RC	SC	RC	SC	RC*	SC
MS5262A	1970 Present	25,200/ 18,792	26,250/ 19,575	7,390/ 10,455	9,780/ 13,837	1,705/ 929	1,690/ 921	773/ 351	773/ 351	987/638/ 531/337	975/ 524
MS5322B	1970-1975	31,050/ 23,154	32,550/ 24,273	7,480/ 10,583	9,240/ 13,073	1,710/ 932	1,700/ 927	923/ 419	923/ 419	940/660/ 504/349	932/ 500
MS5332B	1975-1978	32,000/ 23,862	33,550/ 24,981	7,180/ 10,158	8,910/ 12,606	1,710/ 932	1,700/ 927	899/ 408	925/ 420	942/679/ 506/359	930/ 499
MS53352B	1978-Present	32,000/ 23,862	35,000/ 26,100	7,070/ 10,003	8,830/ 12,493	1,710/ 932	1,700/ 927	899/ 408	966/ 438	936/667/ 502/353	915/ 491
MS53382C	Present	35,600/ 26,547	38,000/ 28,337	6,990/ 9,889	8,700/ 12,309	1,770/ 966	1,770/ 966	957/ 434	982/ 445	970/693/ 521/367	961/ 516
MS5432D	July 1997	-	42,600/ 31,770	-	8,700/ 12,309	-	1,807/ 986	-	1,113/ 504	-	950/ 510

Includes 0/0 Inches H<sub>2</sub>O Inlet/Exhaust Pressure Drops Base Load Operation on Natural Gas Fuel  
 \* First Number is Turbine Exhaust; Second is Regenerator Stack  
 \*\*Heat Rates are Lower Heating Value. To Convert to % Thermal Efficiency, Divide 2547 Btu/hp-hr by Heat Rate (Btu/hp-hr) and Multiply 100

RC = Regenerative Cycle  
 SC = Simple Cycle

**ISO Rating**

Historique et performances des turbines à gaz MS5002.

