

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**  
**MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA**  
**RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

**Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou**

**Faculté de génie de la construction**

**Département de génie mécanique**



# **MEMOIRE DE FIN D'ETUDES**

**EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE**  
**MASTER ACADEMIQUE EN GENIE MECANIQUE**

**OPTION : ENERGETIQUE**

**THEME :**

**Etude thermodynamique et maintenance préventive d'une turbine à gaz**

**MS 5002 c**

***Encadreur : M. R.BOURAS***

***Présenté par :***

***M. MALLOUL Smail***

***M. MEGCHICHE Zahir***

**Promotion 2015/2016**



# Remerciements

Avant tout, nous remercions Dieu de nous avoir gardés en bonne santé pour mener à bien ce projet de fin d'études, nous remercions également nos familles pour les sacrifices qu'elles ont fait pour que nous terminions nos études.

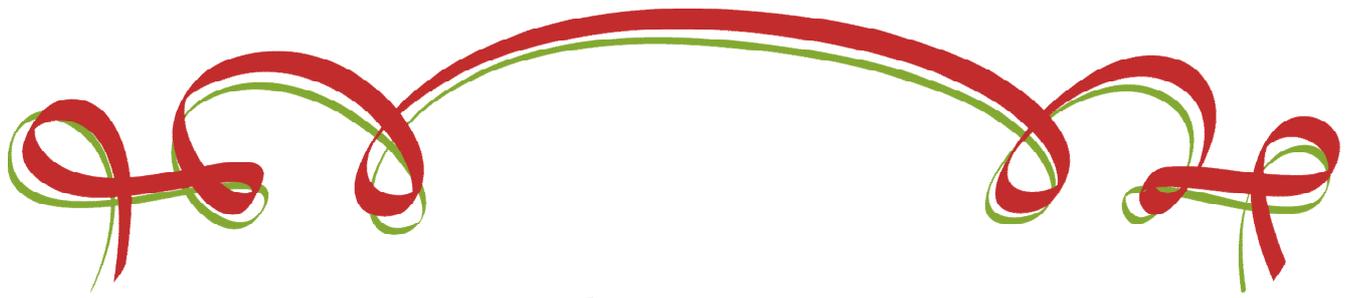
Au terme de notre travail nous tenons à remercier aussi notre encadreur, M. BOURAS Rachid pour tous les conseils, supports et l'aide qu'il nous a apporté tout au long de son laborieux travail, et M. HAMDAD Ahmed pour son aide précieuse.

Nous tenons à remercier plus particulièrement M. CHERBI Tahar de la Division maintenance de Rhourde Nouss pour son aide durant notre stage.

Nous remercions aussi les membres de jury qui ont pris de leur temps pour examiner et juger ce travail.

Et finalement, un grand merci à tous ceux qui ont contribué de loin ou de près à l'aboutissement de ce projet.





# Dédicaces

*Je dédie ce modeste travail à :*

*Mes parents, qui sont toujours été là pour moi dès mon  
enfance, Que dieu les protège*

*A Mes chers frères,*

*A toute ma famille,*

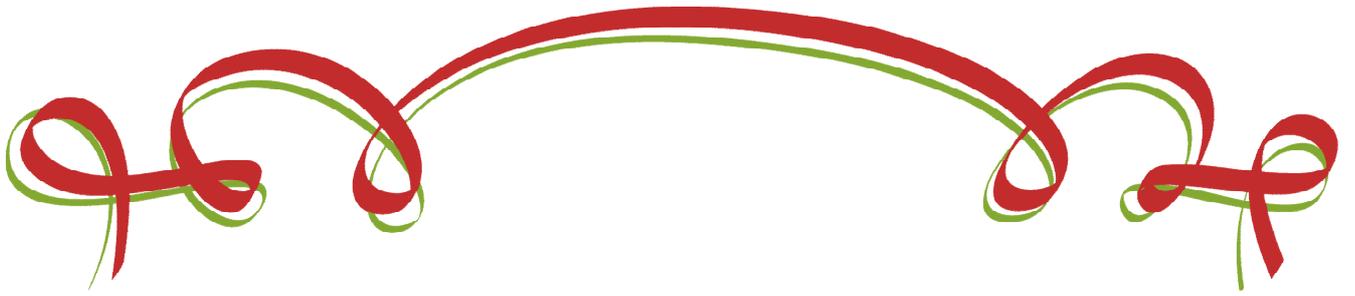
*A tous mes amis du département automatique Fateh*

*, Ghiles, Houcine, Ghani,...*

*Et tous mes amis de France N. Amine, B. Tarik.*

*MEGCHICHE Zahir*





# Dédicaces

*A mes parents qui ont su placer confiance en moi depuis mes premiers pas sur terre.*

*Vos efforts n'ont pas été vains malgré les nombreuses péripéties.*

*MALLOUL Smail*



## Liste des symboles

SYMBOLES	DESIGNATION	UNITE
$T_1$	Température de l'air ambiant	K
$P_1$	Pression de l'air ambiant	bar
$\varepsilon_{cr}$	Taux de compression du compresseur axial	[%]
$\eta_{ic}$	Rendement de la chambre de combustion	
$T_{2th}$	Température à l'entrée de la chambre de combustion	K
$T_3$	Température à la chambre de combustion	K
$\eta_{mc}$	Rendement mécanique de la transmission: compresseur-turbine	[%]
N	Vitesse de la turbine	tr/mn
$\eta_{iTHP}$	Rendement isentropique de la turbine THP	[%]
$\eta_{iTBP}$	Rendement isentropique de la turbine TBP	[%]
$P_u$	Puissance utile	KW
PCI	Pouvoir calorifique du combustible	Kj/Kg
$\eta_{th}$	Rendement thermique de l'ITG	[%]
$\eta_{cc}$	Rendement de la chambre de combustion	[%]
$L_0$	Débit massique théorique d'air	$kg_{air}/kg_c$
$\lambda_k$	Caractéristique de MEKONOVALOV	
$\alpha$	Coefficient d'excès d'air	
$C_{p_a}$	Chaleur spécifique de l'air	$Kj.Kg^{-1}.K^{-1}$
$\rho$	La masse volumique	$kg/m^3$
$\sigma_e$	Coefficient de perte de pression	
$V_a$	la vitesse du fluide	$m/s$
L	la longueur de la conduite	$m$

$D$	le diamètre de la conduite	$m$
$V_e$	La vitesse de l'air à l'entrée du diffuseur	$m/s$
$V_s$	La vitesse de l'air à la sortie du diffuseur	$m/s$
$\eta$	Le rendement du diffuseur	[%]
$\gamma$	L'exposant isentropique	
$T_m$	température moyenne	$k$
$r$	Constante spécifique des gaz	$J/kg \cdot k$
$W_{is}$	Travail isentropiques du compresseur	$KJ/kg$
$W_r$	Travail réel du compresseur	$KJ/kg$
$\Delta P$	Perte de pression	$bar$
$\dot{m}_c$	Débit spécifique de la combustion	$kg/s$
$\dot{m}_g$	Le débit massique de gaz d'échappement	$kg/s$
$r$	Efficacités d'un échangeur	
$Q_r$	Quantité de chaleur récupérée	$KW$
$W_{ut}$	Travail utile de la turbine	$KJ/kg$
$T_7$	La température à la sortie du récupérateur	$k$
$\varphi$	Fuites à travers les étanchéités	
$\mathcal{P}_{cr}$	La puissance du compresseur axial	$KW$

## Liste des figures

Figure I.1 Situation géographique de la région de Rhourde Nous	4
Figure I.2 Réseau collectes des puits producteurs de Phase A et B.	7
Figure I.3 Schéma simplifier dessertes puits injecteurs.	8
Figure I.4 Schéma simplifié de puits d'huile de CSC.	8
Figure I.5 Schéma simplifie du procédé phase A et B	10
Figure I.6 Schéma de l'usine CPF	11
Figure I.7 L'organigramme de la région de Rhourde Nous	12
Figure II.1 Principe d'une turbine à gaz	20
Figure II.2 Schéma simplifié d'une turbine	21
Figure II.3 Classification des turbines à gaz	22
Figure II.4 Ecoulement par étage à réaction.....	23
Figure II.5 écoulement par étage à action. ....	24
Figure II.6 Turbine à gaz à un arbre et à deux arbres.....	25
Figure II.7 Représentation du cycle fermé. ....	25
Figure II.8 Représentation du cycle ouvert. ....	26
Figure II.9 Les variations de pression et de température dans .....	27
Figure II.10 Production d'électricité avec une TAG à cycle simple.....	28
Figure II.11 Production d'électricité : Centrale à cycle combiné.....	28
Figure II.12 Centrale de cogénération.....	29
Figure II.13 Exemple de processus de réinjection	30
Figure II.14 Forme appellation des turbines a gaz	30
Figure II.15 Cycle de Brayton.....	32
Figure III.1 Présentation de la turbine MS 5002c	34
Figure III.2 Schéma de la turbine à gaz MS 5002c	37
Figure III.3 Rotor du compresseur axial de la TAG MS5002C	41
Figure III.4 Chambre de combustion	44
Figure III.5 Ensemble enveloppe de combustion.....	44
Figure III.6 Bougie à flamme.....	46
Figure III.7 Détecteur de flamme.....	46
Figure III.8 Injecteur de combustible.....	47
Figure III.9 Disposition enveloppe turbine	49
Figure III.10 Directrice 1 <sup>er</sup> étage	50

Figure III.11 Directrice 2 <sup>ème</sup> étage .....	50
Figure III.12 Paliers.....	53
Figure III.14 Filtre à air.....	55
Figure III.15 Système du gaz combustible.....	57
Figure III.16 Circuit d'air d'étanchéité et de refroidissement .....	60
Figure III.17 Principaux éléments du système .....	62
Figure IV.1 Cycle théorique de joule .....	68
Figure IV.2 cycle réel .....	71
Figure IV.3 Schéma thermique de l'installation de turbine à gaz.....	76
Figure IV.4 Evolution thermodynamique réel du fluide actif (T, S).....	76
Figure IV.7 Schéma explicatif de principe .....	94
Figure IV.10 Schéma explicatif de principe.....	96
Figure IV.11 Schéma d'une turbine avec récupérateur de chaleur .....	97
Figure IV.12 Echangeur de chaleur.....	98
Figure V.1 Les formes de maintenance .....	103
Figure V.2 Schéma explicatif de la maintenance corrective.....	104
Figure V.3 Procédure d'intervention après défaillance.....	105
Figure V.4 Procédure de la maintenance améliorative.....	109
Figure V.5 Les zones de la courbe ABC .....	114
Figure V.6 La courbe ABC pour la CI 2014.....	127
Figure V.7 La courbe ABC pour la CI 2015.....	128
Figure V.8 La courbe ABC pour la MI 2014.....	130
Figure V.9 La courbe ABC pour la MI 2015.....	131

## **Liste des tableaux**

Tableau I.1 Historique des découvertes .....	5
Tableau I.2 La capacité globale de Rhourde Nous .....	7
Tableau III.I Ensemble des paliers .....	53
Tableau IV.1 Les différents paramètres a chaque point de la turbine.....	91
Tableau IV.2 Les résultats de calcul d'après le site.....	91
Tableau IV.3 Tableau comparatif des résultats obtenus.....	92

Tableau IV.4 Effets des chutes de pression.....	94
Tableau V.1 Les cinq niveaux de maintenance .....	110
Tableau V.2 Les paramètres importants à contrôler et leurs modes de contrôle.....	117
Tableau V.3 types d'inspection en fonction d'heures de marche.....	118
Tableau V.4 Les inspections typiques de combustion.....	119
Tableau V.5 Inspections typiques de la veine des gaz chauds.....	121
Tableau V.6 Inspections typiques de révision générale.....	124
Tableau V.7 Les couts de la maintenance pour la CI 2014.....	126
Tableau V.8 Les couts de la maintenance pour la CI 2015.....	128
Tableau V.9 Les couts de la maintenance pour la MI 2014.....	129
Tableau V.10 Les couts de la maintenance pour la MI 2015.....	131

### **Abréviation**

MS	Modèle Série
PCI	Pouvoir Calorifique Inferieure
ISO	Organisation Standard Internationale
HP	Haute Pression
BP	Basse Pression
TAG	Turbine A Gaz
ITG	Installation De Turbine A Gaz
RN	Route Nationale
CSC	Centre de Compression et de Séparation
CPF	Centre processing and facillity
TRC	Transport et Canalisation
PCS	Pouvoir Calorifique Supérieure
GPL	Gaz Pétrole Liquéfié
DMI	Demande De Modification Industrielle
CTH	Centre De Traitement d'Huile
CEN	Comité européen de normalisation

QH Quartzite de Hamra

TRC: Transport et Canalisation

RPT: Revêtement de Protection Thermique.

## Sommaire

<b>Introduction générale</b> .....	1
<b>Chapitre I : Présentation de la région de Rhourde Nous</b>	
I.1.Introduction.....	2
I.2.Situation géographique .....	2
I.3.Historique du champ de Rhourde Nous .....	3
I.4.Développement de la région de Rhourde Nous.....	4
I.5. Description de complexe de Rhourde Nous .....	5
I.5.1. Charge et produits .....	5
I.5.2. Réseaux collectes .....	6
I.5.2.1. Puits producteurs phase “A” et “ B” .....	6
I.5.2.2. Puits ré injecteurs .....	7
I.5.2.3. Puits d'huile de l'usine (CSC).....	7
I.6.Description des différentes usines de la région.....	7
I.6.1. La phase A .....	8
I.6.2. La phase B.....	8
I.6.3. Centre de Compression et de Séparation (CSC).....	9
I.6.4.Centre processing and facility (CPF).....	9
I.7. L'organigramme de la région de Rhourde Nous.....	10
I.7.1.L'organigramme général .....	10
I.7.2.Division maintenance.....	11
I.7.2.1. La division de maintenance a pour missions essentielles .....	11
I.7.2.2. La division maintenance se compose de six services .....	11
I.7.3. Division Exploitation .....	12
I.7.4. Division Sécurité.....	13
I.7.5.Division Approvisionnement et Transport.....	14
I.7.6. Division Personnel .....	15
I.7.7. Division Finance .....	15
I.7.8. Division Réalisation.....	16
I.7.9. Division Intendance .....	16
I.8. Conclusion	

## **Chapitre II : Généralité sur les turbines**

II.1.Introduction .....	18
II.2.définition.....	18
II.3.Historique des turbines à gaz.....	20
II.4. Classification des turbines à gaz.....	21
A). Etage à Réaction : .....	21
B). Etage à Action : .....	22
II.4.2. Par le mode de construction.....	23
II.4.3. Par le mode de fonctionnement thermodynamique .....	24
A).Turbine à gaz à cycle fermé : .....	24
B).Turbine à gaz à cycle ouvert : .....	24
II.4.4.Selon le travail fourni .....	25
II.4.5.Selon conception.....	25
II.5. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz.....	25
II.6. Les différentes installations industrielles de la turbine à gaz : .....	27
II.6.1. Centrale électrique : .....	27
II.6.2. Centrale de cogénération : .....	28
II.6.3. Utilisation dans l'industrie pétrolière et gazière : .....	28
II.7. Appellation des turbines à gaz .....	29
II.8. le cycle théorique des installations de turbine à gaz : .....	30
II.9.Avantages et inconvénients des turbines à gaz : .....	31
II.10.Conclusion	

## **Chapitre III : Description de la turbine MS5002c**

III.1. Introduction .....	34
III.2. Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002C .....	34
III.3.Principe de fonctionnement.....	37
III.3.1.Cycle théorique de la turbine: .....	38
III.4. ELEMENTS PRINCIPAUX D'UNE TURBINE A GAZ .....	39
III.4.1.SOCLE DE LA TURBINE .....	39
III.4.2.SUPPORTS DE LA TURBINE .....	39

III.4.3. SUPPORTS ET SOCLE DES ACCESSOIRES .....	40
III.4.3.1. Clavette à talon.....	40
III.4.4. SECTION COMPRESSEUR .....	40
III.4.4.1. Généralités.....	40
III.4.4.2. Rotor du compresseur.....	41
III.4.4.3. Stator du compresseur : .....	42
III.4.4.4. Corps d'admission : .....	42
III.4.4.5. Corps avant du compresseur.....	43
III.4.5. SECTION COMBUSTION.....	43
III.4.5.1. Enveloppe de combustion : .....	44
III.4.5.2. chambre de combustion :.....	45
III.4.5.3. Bougies d'allumage :.....	46
III.4.5.4. détecteur de flamme : .....	46
III.4.5.6. Injecteur de combustible : .....	47
III.4.5.7. Tubes – foyers .....	47
III.4.6. Section turbine (détente) : .....	48
III.4.6.1 Caisse turbine: .....	48
III.4.6.2. Directrice de la turbine :.....	49
III.4.6.3. Ensemble diaphragme : .....	50
III.4.6.4. Les rotors HP et BP de la turbine :.....	51
III.4.6.5. Les paliers : .....	52
III.4.6.6. aubes de la turbine :.....	53
III.4.7. Système de commande d'une turbine à gaz : .....	54
III.4.7.1. Système d'admission: .....	54
III.4.7.2. Système de lancement : .....	55
III.4.7.3. Système du gaz combustible : .....	56
III.4.7.4. Système de l'huile de graissage : .....	57
III.4.7.5. Système de l'huile hydraulique : .....	59
III.4.7.6. Système de l'huile d'arrêt (ou de commande, ou de déclanchement) :.....	59
III.4.7.7. Système d'air de refroidissement et d'étanchéité:.....	59
III.4.7.8. Système de l'embrayage de lancement:.....	60
III.4.7.9. Système d'échappement: .....	60
III.4.8. Description d'un système de commande :.....	61

III.4.8.1. Systèmes de contrôle :	62
III.4.8.2. Systèmes de protection :	63
III.4.8.3. Séquence de démarrage d'une turbine :	64
III.4.8.4. Instrumentation de la turbine :	65
III.5. Conclusion	67

## **Chapitre IV : Calcul thermodynamique**

IV.1. Introduction	68
IV.2. Cycles thermodynamiques de la turbine à gaz	68
IV.2.1. Cycle de Brayton	68
IV.2.2. Cycle idéal	68
IV.2.2. Cycle réel	70
IV.3 Calcul thermodynamique de l'ITG à deux lignes d'arbres en tenant compte des pertes gazodynamiques dans les différents éléments de l'installation	74
IV.3.1. Données de départ	74
IV.3.2. Les points caractéristiques du cycle de l'installation.	75
IV.3.3 Evolution thermodynamique réel de fluide actif en coordonnées (T, S).....	76
IV.3.4. Calcul des différents paramètres de l'installation	77
IV.3.5. Les résultats de calcul d'après les données standards (ISO) du constructeur.	90
IV.3.6 La comparaison entre les deux résultats	92
IV.3.7 Interprétation des résultats obtenus	92
IV.4. Influence des facteurs extérieurs et intérieurs sur les performances de l'ITG.	92
IV.4.1 Influence des facteurs extérieurs sur les performances de l'ITG	92
IV.4.2. Influence des facteurs intérieurs sur les performances de l'ITG	93
IV.5. Amélioration du cycle - Valorisation de l'énergie	95
IV.5.1 Calcul de la récupération de chaleur	98
IV.5.2. Méthode de calcul	98
IV.6. Conclusion	100

## **Chapitre V : maintenance de la turbine à gaz**

V.1.Introduction .....	100
V.2. Définition de la maintenance.....	100
V.3 Les fonctions d'un service maintenance .....	102
V.3.1. Fonction méthode .....	102
V.3.2. La fonction d'ordonnancement .....	103
V.3.3. La fonction de la préparation.....	103
V.3.4. La fonction de lancement.....	103
V.3.5. La fonction d'exécution.....	103
V.3.6. La fonction de la gestion des stocks .....	103
V.3.7. La fonction de la gestion des coûts.....	103
V.4. Les formes de la maintenance .....	103
V.4.1. La maintenance corrective .....	105
V.4.1.1. La maintenance palliative .....	105
V.4.1.2. La maintenance curative .....	105
V.4.2. Maintenance préventive .....	106
V.4.2.1. Maintenance préventives systématiques .....	106
V.4.2.2.Maintenance préventive conditionnelle et prévisionnelle.....	106
V.4.2.3. Les opérations de maintenance préventive .....	107
V.4.3. La maintenance améliorative .....	109
V.5. Différents niveaux de maintenance .....	110
V.6. Objectifs visés par la maintenance .....	111
V.6. 1. Améliorer la fiabilité du matériel .....	111
V.6.2. Garantir la qualité des produits.....	111
V.6.3. Améliorer l'ordonnancement des travaux .....	112
V.6.4. Assurer la sécurité humaine.....	112
V.6.5. Améliorer la gestion des stocks .....	112
V.6.6. Améliorer le climat de relation humaine .....	112
V.7. Méthode ABC ou analyse de PARETO .....	113
V.7.1. Introduction.....	113
V.7.2. Origine et contexte d'évolution de la méthode.....	113
V.7.3. Méthodologie de la méthode ABC .....	113

V.7.4. Objectifs de la méthode ABC .....	115
V.7.5 Les limites de La Méthode ABC .....	116
V.7.6 Conclusion .....	117
V.8. La maintenance appliquée sur les turbines à gaz MS5002C .....	117
V.8.1. Inspections de la machine en marche .....	117
V.8.2. Inspection de la machine à l'arrêt .....	118
V.8.2.1. Inspection du système de combustion(CI) .....	118
V.8.2.2. Inspections "de la veine des gaz chauds"(HGPI).....	121
V.9. Analyses des couts de maintenance de la turbine par la méthode ABC .....	127
V.9.1 .Les couts de la maintenance selon l'historique de service turbomachines.	127
V.9.1.1. la révision CI du décembre 2014 .....	127
V.9.1.2. la révision CI de mars 2015 .....	128
V.9 .1.3. la révision MI 2014.....	129
V.9 .1.4. la révision MI 2015.....	129
V.10. Conclusion.....	132
<b>Conclusion générale</b> .....	133

# *Introduction*

## Introduction générale

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

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.

Les turbines exclusivement industrielles sont des turbines à gaz étudiées et réalisées pour répondre, avec leurs auxiliaires directement entraînés, aux conditions de fiabilité et de durabilité normalement retenues dans l'industrie.

Les premières turbines industrielles furent conçues dans le même esprit que les turbines à vapeur et, de ce fait, l'ensemble de la construction était lourd et encombrant. Bien que certains constructeurs aient conservé cette technologie, la majorité d'entre eux a opté, en s'appuyant sur l'expérience des turbines d'aviation, pour des solutions plus légères et moins encombrantes tout en sauvegardant les qualités industrielles.

Comme pour les turbines d'aviation, les puissances ont augmenté grâce à l'application aux parties chaudes des progrès effectués dans la métallurgie et dans la fabrication des ailettes. L'emploi dans les turbines à gaz de matériaux nouveaux ou dont la transformation industrielle est maintenant maîtrisée permettra dans les années à venir d'obtenir des rendements et des puissances encore plus élevés.

Malgré leurs nombreux avantages, leur haute sensibilité à l'influence de la température de l'air ambiant qui varie considérablement, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté. Actuellement pour solutionner le problème, compte tenu des régions d'exploitation, on procède, lors du projet, au surdimensionnement systématique des groupes d'entraînement par rapport aux machines entraînées. Certes, ce moyen assez fiable est loin d'être économique compte tenu des prix élevés de ces machines et du nombre d'installations en exploitation. Le cycle d'une turbine à gaz est très souple de telle sorte que ses performances puissent être améliorées, en ajoutant les composants supplémentaires à un cycle simple.

L'exploitation de la turbine à gaz de combustion, comme tout équipement électrique rotatif doit inclure un programme d'inspections périodiques avec la réparation et le remplacement

associé des pièces selon les nécessités, pour assurer la disponibilité et fiabilité maximales de l'unité.

L'approche privilégiée dans ce mémoire vise d'une part à permettre de reconstituer le cycle d'une turbine à gaz (type MS 5002C utilisé par SONNATRACH) à partir des mesures de pressions et de températures, pour nous permettre de déterminer l'influence des conditions climatiques sur son rendement.

Et d'autre part a déterminé un programme de contrôles périodiques, avec les réparations correspondantes et les éventuels remplacements de pièces, pour garantir une disponibilité et une fiabilité maximales du groupe.

Pour cela nous allons diviser notre travail en cinq chapitres :

- ❖ Présentation de la région de Rhourde Nouss
- ❖ Généralités sur les turbines
- ❖ Description de la turbine MS 5002C
- ❖ Calcul thermodynamique
- ❖ Maintenance préventive de la turbine MS 5002C

*Chapitre I :*  
*Présentation de la région*  
*Rhourde Nouss*

## I.1.Introduction

L'Algérie est un important producteur et exportateur de gaz naturel (5<sup>e</sup> producteur et 4<sup>e</sup> exportateur) et de pétrole (13<sup>e</sup> producteur et 9<sup>e</sup> exportateur).ces réserves font qu'elle se place en cinquième rang international .ces principales gisements sont concentres au niveau sud saharien parmi ces dernier en trouve celui de Rhourde Nous qui occupe la première place dans la production de gaz naturel .[1]

## I.2.Situation géographique

La région de Rhourde-Nouss fait partie de la Willaya d'ILLIZI .Elle est située à 1200 km au Sud/Sud-est d'ALGER, à 350 km au Sud/Sud-est d'OUARGLA, et à 270 km au Sud/Sud-est de HASSI MESSAOUD, sur une altitude moyenne de 275m par rapport au niveau de la mer. Elle est reliée à la route nationale N° 3 (OUARGLA-ILLIZI) par une bretelle de 30km. Son climat est désertique avec une faible pluviométrie (2à4mm/an) et un taux d'humidité de 20% en été et de 34% en hiver ,les températures a Rhourde Nous varient entre 2°C et 55°C, la région est dominée par des vents de direction Nord/est avec une vitesse maximale de 70à80 km/h pendant la période de vents de sable (février/mars) .

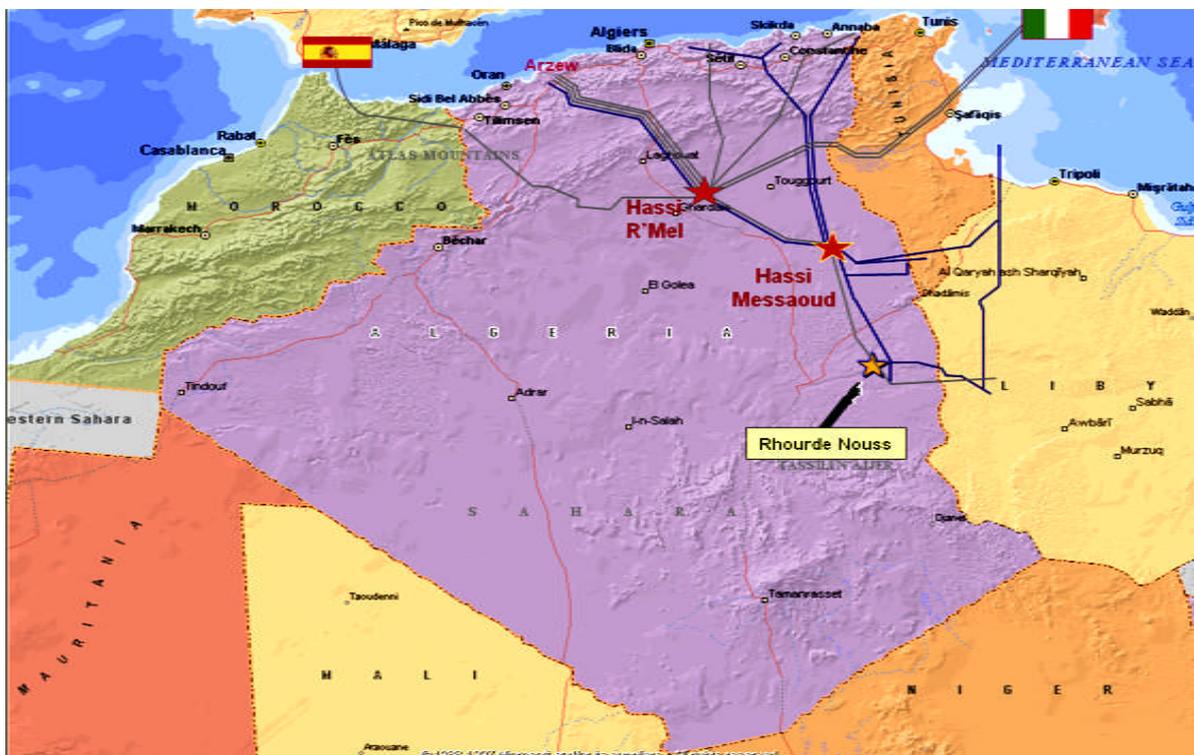


FIG I.1 Situation géographique de la région de Rhourde Nous [2]

-La Direction Régionale de Rhourde Nouss se trouve a la lisière de L'ERG ORIENTAL

Avec une alternance de HAMADA et d'ERG de direction Nord/Sud.

-La région de Rhourde-Nouss est composée de plusieurs champs(Gisements) sur un rayon de 100 Km par rapport au siège de la Direction régionale qui est situé sur le champ de Rhourde Nouss Centre, les principaux champs mis en exploitation sont :

- ❖ Champ de Rhourde Nouss
- ❖ Champ de Rhourde Adra
- ❖ Champ de Rhourde Chouff
- ❖ Champ de Rhourde Hamra
- ❖ Champ de Hamra

- D'autres champs, de moindre importance, ont été découverts et seront développés dans le futur, il s'agit de :

- ❖ Champ de Rhourde Hamra-Sud-Est.
- ❖ Champ de Rhourde Nouss 3.
- ❖ Champ de Mouilah.
- ❖ Champ de Meksem.
- ❖ Champ de Draa Allal.
- ❖ Champ d 'Elketaia.
- ❖ Champ de Rhourde Adra Sud-Est.

-Les gisements de Rhourde Nouss contiennent les éléments suivants :

- ❖ Gaz naturel
- ❖ Gaz de pétrole liquéfié GPL
- ❖ Condensat -Gazoline -Liquide

Cette richesse naturelle est convoitée par plusieurs entreprises nationales et étrangères pour tirer profit de son exploitation et faire des plans d'investissement tel que SONATRACH, SONALGAZ ,ENGTP,GENERAL ELECTRIC ,NOUVO PIGNONE,JGC...etc.

### **I.3.Historique du champ de Rhourde Nouss**

Premier découverte de gaz à RHOURE NOUSS en 1956. Le premier puits RN1, foré en 1962, a mis en évidence la présence de gaz riche en condensât au niveau de plusieurs réservoirs. Après la découverte de l'huile sur les puits RN4 un centre de traitement d'huile a été construit et mis en exploitation en 1966.

Les principales découvertes dans le champ de Rhourde Nous sont illustrées dans le tableau ci-dessous :

<i>STRUCTURES</i>	<i>ANNEE</i>	<i>PUITS</i>	<i>RESERVOIRS</i>	<i>EFFLUENTS</i>
HAMRA	1956	HR2	TRIAS+Q.HAMRA	GAZ+COND
R.NOUSS	1962 - 1963	RN1 - RN4	TRIAS+GOT+Q.HAMRA	GAZ+COND+HUILE
R.CHOUFF	1963	RC1	TRIAS	GAZ+COND
R.ADRA	1964	RA1	TRIAS+GOT+D.MEKR+Q.HAMRA	GAZ+COND
R.ELHAMRA	1971	RHA1	TRIAS	GAZ+COND
R.NOUSS SE	1972	RNSE1	TRIAS+GOT+Q.HAMRA	GAZ+COND+HUILE
R.NOUSS SW	1973 - 1974	RNSW1	TRIAS	GAZ+COND
MEKSEM	1975	MKS1	TRIAS+Q.HAMRA	GAZ+HUILE
EKTAIA	1976	EKT1	TRIAS+D.MKRATTA	HUILE
DRAA ALLAL	1978	DRA1	TRIAS	GAZ+COND
EL MOUILAH	1980	EMH1	TRIAS	HUILE
R.ADRA SUD	1982	RAS1	TRIAS+Q.HAMRA	GAZ+COND

**Tableau I.1** Historique des découvertes [3]

#### **I.4.Développement de la région de Rhourde Nous**

Le développement du gisement de Rhourde Nous a été réalisé en plusieurs étapes, répondant à l'évolution économique du pays et au développement technologique du marché du gaz naturel, nous détaillons dans ce qui suit l'évolution chronologique de ces différentes étapes :

**10-Mai-1966** : Mise en service du Centre de Traitement d'huile (CTH) d'une capacité de séparation de 2000T/jour.

**28-Jan-1988** : Mise en service de l'usine de traitement de gaz naturel (phase A) qui possède 4 trains de process d'une capacité unitaire de **10MSm<sup>3</sup>/jour** auxquels a été rajouté un trains de process de capacité de **10MSm<sup>3</sup>/jour** (réalisé dans le cadre de la phase B) mis en service en **février 2000** .

**14-Juin-1989** : Mise en service de Rhourde ADRA.

**24-Avr-1992** : Mise en service de Rhourde HAMRA.

**29-Mai-1991** : Mise en service de Rhourde CHOUFF.

**16-juin-1995** : Mise en service de l'usine de traitement de gaz naturel de HAMRA en partenariat avec TOTAL-FINA-ELF (02 trains de process d'une capacité unitaire de traitement de  $7,5MSm^3/jour$ ).

**23-Mai-1996** : Première expédition de GPL (HAMRA).

**24-Fev-2000** : Mise en service de l'usine d'extraction de GPL (Phase B) ,03 trains de process d'une capacité unitaire d'extraction de GPL de 1200T/jour.

**06-Mars-2000** : Première expédition de GPL (Rhourde Nous).

**15-Fev-2012** : Mise en service de l'usine de traitement d'huile (CSC).

**23-04-2014** : Mise de l'usine de traitement de gaz brute(CPF).

## I.5. Description de complexe de Rhourde Nous

Le plan d'ensemble des installations gazières implantées sur la région de Rhourde Nous est élaboré de façon à avoir une exploitation rationnelle du gisement et pouvoir récupérer le maximum de liquide.

### I.5.1. Charge et produits

La capacité globale de Rhourde Nous est portée à :

Gaz brut	51 millions $SM^3/j$ .
Réinjection	75% environ, soit 32 millions $SM^3/j$ gaz sec.
Commercialisation	20 millions $SM^3/j$ .
GPL	1937 T/j.
Condensât	5000 T/j.
Pétrole brut	520 T/J. (2013)

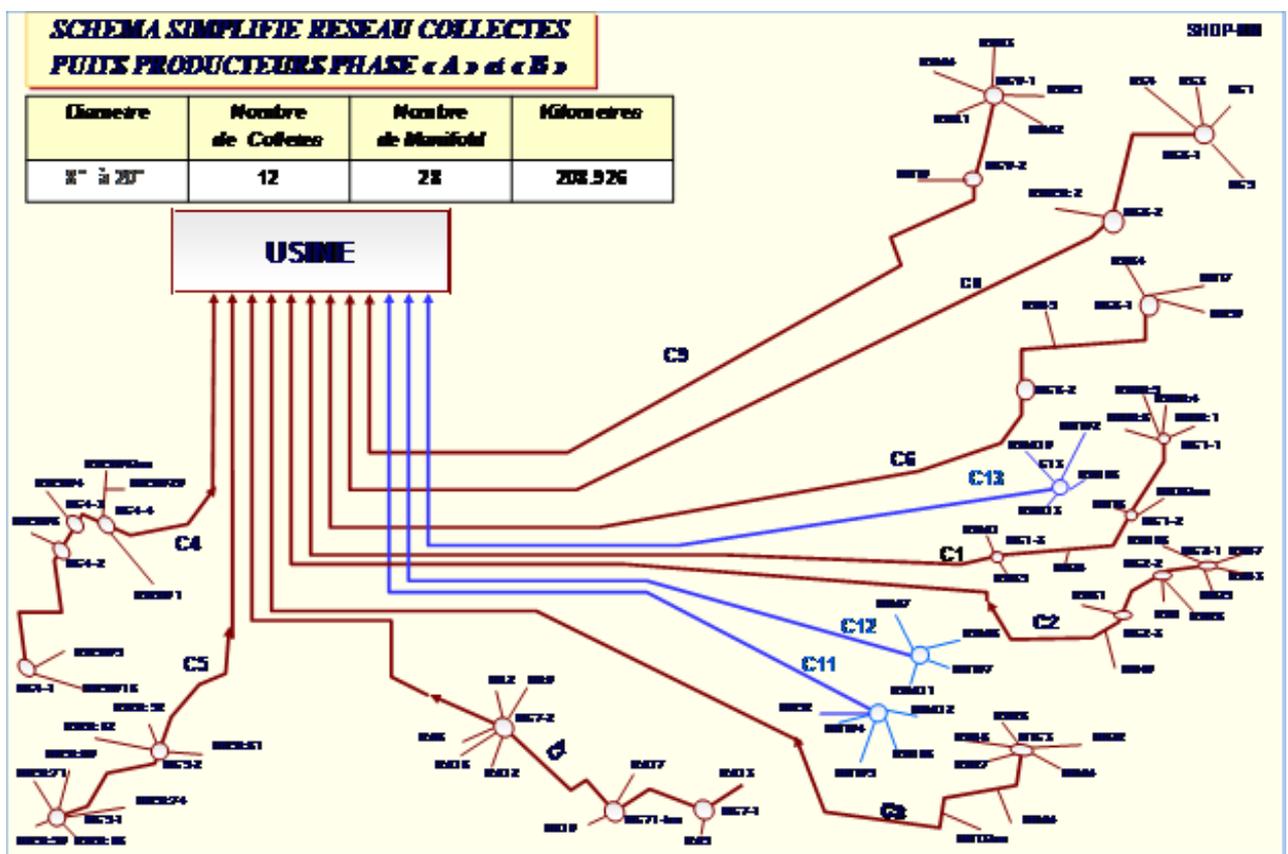
**Tableau I.2** La capacité globale de Rhourde Nous [4]

**I.5.2. Réseaux collectes**

Cette production est assurée par un certain nombre de puits producteurs et injecteurs de gaz, un ensemble de collectes et manifolds.

- Puits producteurs de gaz : 76.
- Puits injecteurs de gaz : 36.
- Puits d’huile : 33.
- Collectes : 780 Km (diamètre de 8 à 20”).
- Manifolds : 37.

**I.5.2.1. Puits producteurs phase “A” et “B”**



**FIG I.2** réseau collectes des puits producteurs de Phase A et B. [2]

I.5.2.2. Puits ré injecteurs

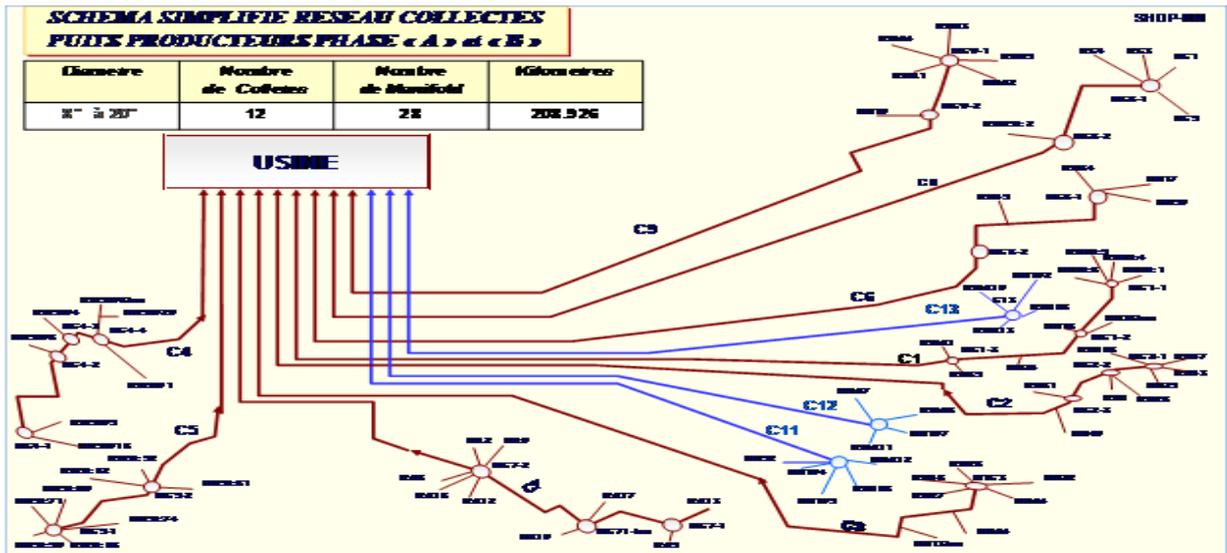


FIG I.3 Schéma simplifier dessertes puits injecteurs. [2]

I.5.2.3. Puits d'huile de l'usine (CSC)

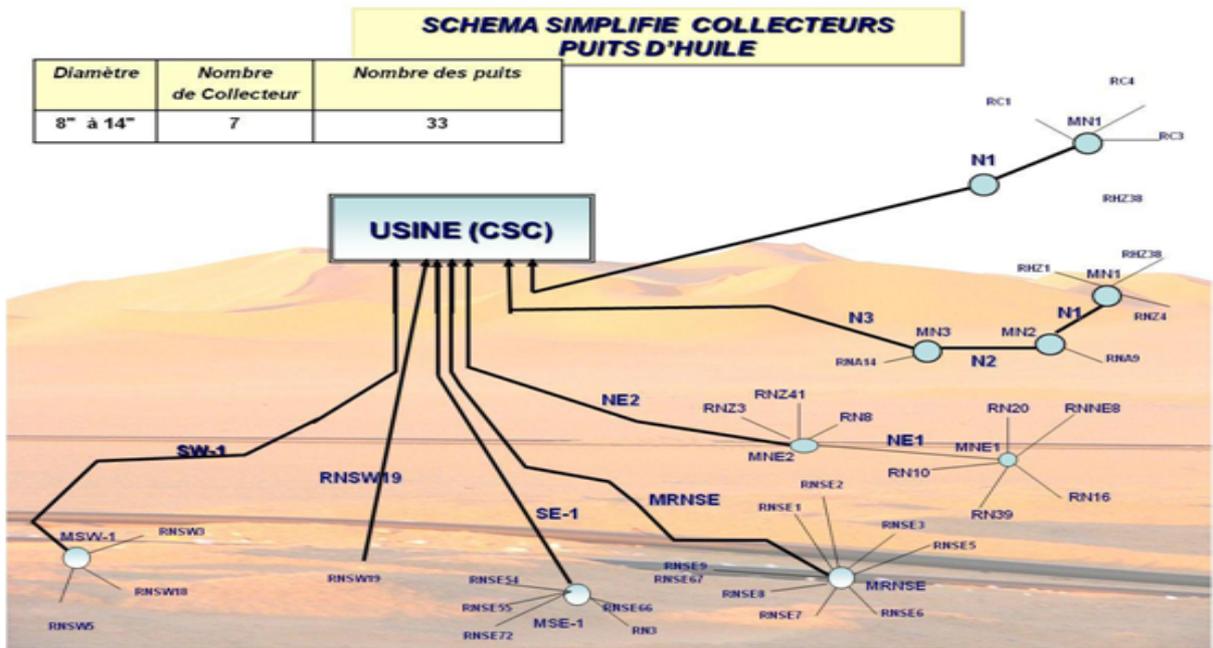


FIG I.4 Schéma simplifié de puits d'huile de CSC. [2]

I.6. Description des différentes usines de la région

La région de Rhourde Nous est à vocation principalement gazière. Elle est dotée de deux usines de traitement du gaz humide, la phase A avec une capacité 51MSm<sup>3</sup>/jour pour récupérer le condensât, et la phase B avec une capacité 48.3MSm<sup>3</sup>/jour pour récupérer le GPL

et les traces du condensât, aux quelles en ajoute un centre de compression et de séparation(CSC) pour la production d'huiles.

Ces dernières années la région a construit une usine pour traiter le gaz brut et notamment pour réinjecter le  $CO_2$  pour diminuer la pollution de l'air.

### I.6.1. La phase A

Cette usine traite le gaz brut au niveau du 4 train identique, chacun se compose d'un ensemble d'équipements pour but de : réaliser une bonne séparation afin de récupérer le maximum du condensât (c5+), d'assurer la compression du gaz (partie HP) vers la phase B et le recyclage du gaz sec traité (c1 et c2) vers la réinjection et l'expédition.

Le cinquième train (U-70) fait seulement le traitement de la partie haut pression «HP» du gaz brut. L'usine traite actuellement une charge de 51 millions  $sm^3$ /jour de gaz brut avec une production de 2000 T/jour du condensât.

### I.6.2. La phase B

Les installations de cette usine sont conçues pour récupérer le GPL contenu dans le gaz de vente produit par l'usine (phase A). Le GPL produit est envoyé dans un pipeline vers HAOUDH ELHAMRA (HEH), le condensat résultant du fractionnement est renvoyé vers stockage dans la phase A, et le gaz résiduaire est aussi renvoyé aux installations de la phase A pour être dirigé vers la vente ou la réinjection.

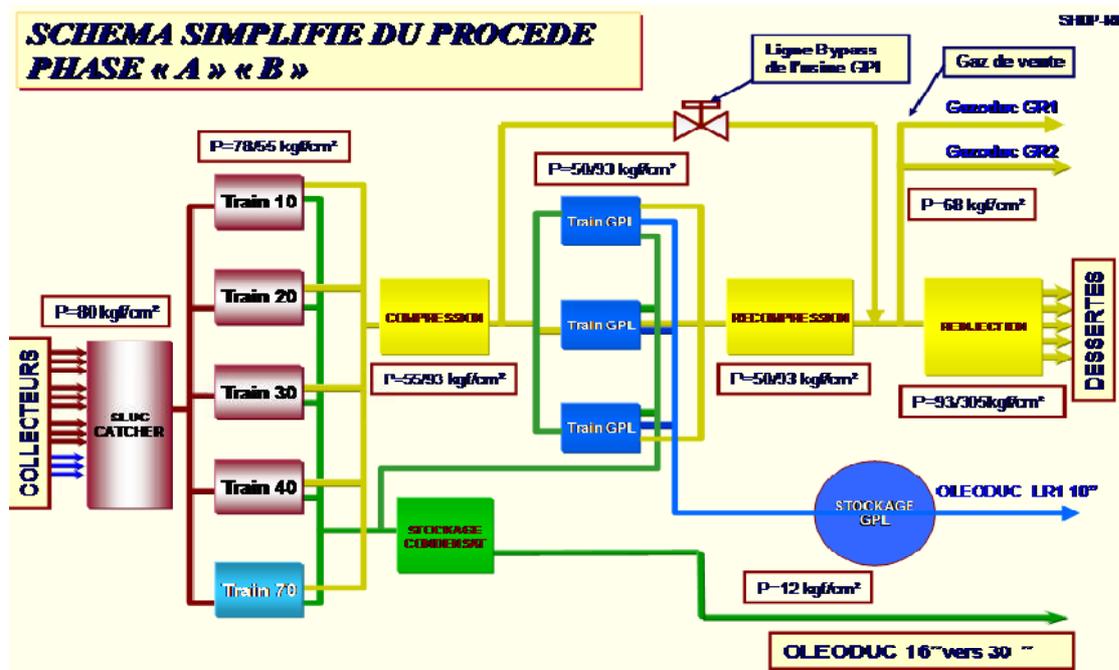


FIG I.5 Schéma simplifié du procédé phase A et B [2]

### **I.6.3. Centre de Compression et de Séparation (CSC)**

Elle produit sa propre énergie électrique au moyen d'une centrale électrique de 21MW et un apport à partir de HAMERA (ligne de 60KM). Le Centre de Séparation et de Compression (CSC) a pour but de séparer l'huile, l'eau et le gaz provenant des 33 puits dans l'unité 500. Ils sont regroupés suivant leur niveau de pression et sont connectés à trois séparateurs pour séparer le gaz et le condensat. Les gaz provenant de la ligne de tête des trois séparateurs de différentes pressions (MP, BP, TBP) sont comprimés dans le système de compression pour obtenir la pression de batterie à l'usine de gaz Rhourde Nous, qui est de 83 bars. Les condensats récupérés au séparateur TBP sont expédiés au dessaleur de brut, et puis sont envoyés vers la colonne de stabilisation ; après le traitement, le brut dessalé et stabilisé provenant de la colonne est stocké dans le bac de stockage de brut dans le système 22 avant expédition. L'objectif prioritaire de cette installation est la production d'huile.

### **I.6.4. Centre processing and facility (CPF)**

La nouvelle installation de traitement de quartzite de Hamra (QH) est conçue pour traiter 10 millions Sm<sup>3</sup>/jour de gaz (base sèche) provenant de 33 puits de production dans quatre (04) champs, dans la région de Rhourde Nous. L'usine a une production nominale de 10 millions Sm<sup>3</sup>/jour et produit du gaz résiduaire sec ayant un Pouvoir Calorifique Supérieur (PCS) entre 9 800 et 9 900 Kcal/Sm<sup>3</sup> et un contenu de CO<sub>2</sub> inférieur à 2,0 % molaire. Le gaz d'exportation est envoyé vers le gazoduc GR4 du réseau de transport TRC.

Parmi ces objectifs majeurs on trouve :

- ❖ Produire un gaz de vente ayant :
  - Un pouvoir calorifique supérieur (PCS) entre 9800 et 9900 kcal/Sm<sup>3</sup>.
  - Une teneur en CO<sub>2</sub> inférieure à 2 mol%.
  - Une pression de 94 bars à la jonction des 36 pouces.
  - Teneur en eau inférieure à 1 PPMV.
- ❖ Comprimer le CO<sub>2</sub> à 200 bars et le réinjecter dans un puits déplétif.
- ❖ Condensat non stabilisé à diriger vers la phase A.
- ❖ Gaz (associé) lourd à diriger vers la phase A.

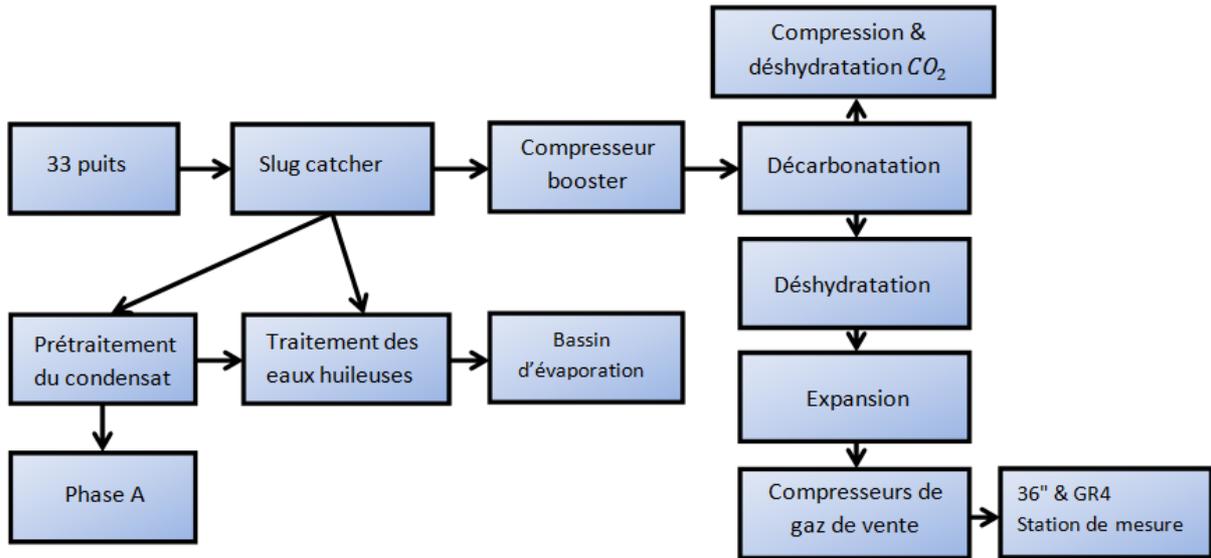


FIG I.6 Schéma de l'usine CPF [2]

## I.7. L'organigramme de la région de Rhourde Nouss

### I.7.1.L'organigramme général

La région Rhourde Nouss est divisée en neuf (09) divisions assurant deux types de fonctions : Opérationnelle et Soutien.

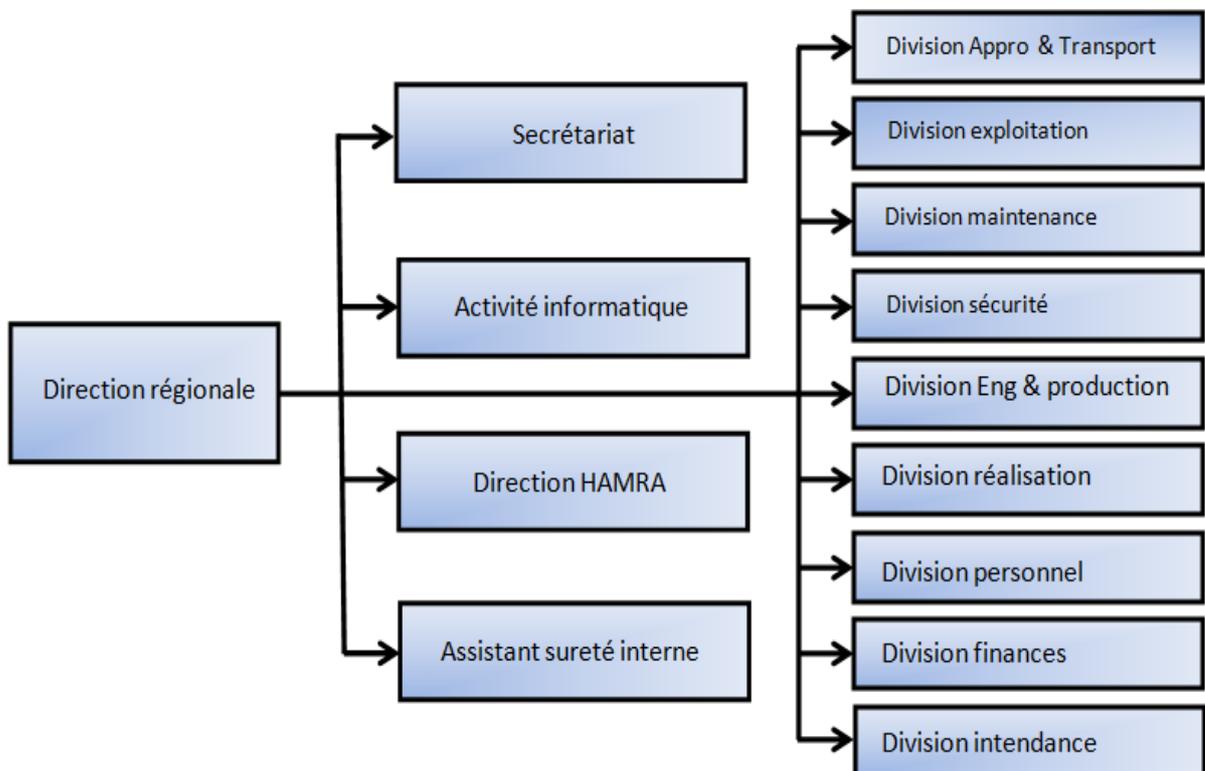


FIG I.7 L'organigramme de la région de Rhourde Nouss

## **I.7.2.Division maintenance**

### **I.7.2.1. La division de maintenance a pour missions essentielles**

- ❖ La planification, le développement, l'organisation et la mise en œuvre des services de maintenance pétrolière liés aux besoins actuels et futurs de la direction régionale.
- ❖ L'exécution des services de maintenance nécessaires au bon fonctionnement des installations notamment.
- ❖ Vérification, dépannage, réparation ou révision non confiés aux complexes.
- ❖ Protection cathodique.
- ❖ Grandes révisions.

### **I.7.2.2. La division maintenance se compose de six services**

- ❖ Service inspection corrosion
- ❖ Service planning et méthodes
- ❖ Service électricité
- ❖ Service instrumentation
- ❖ Service mécanique industrielle
- ❖ Service turbomachine

#### **I.7.2.2.a. Service inspection corrosion**

Qui est compose de trois sections :

- 1 section inspection
- 2 section corrosion
- 3 sections protection cathodique

Ses principales tâches sont :

- ❖ l'inspection du matériel (appareil à pression gaz, les machines tournantes).
- ❖ la protection des pipes par des liquides de protection contre la corrosion.
- ❖ la mesure et le contrôle des épaisseurs des pipes.
- ❖ la protection cathodique (protection par injection de courant).

#### **I.7.2.2.b. Service planning et méthodes**

Se compose de quatre sections :

1. section électricité
2. section instrumentation
3. section mécanique industrielle
4. section turbomachine

Le service s'occupe de la planification et l'optimisation des travaux de maintenances en préparant un planning des différents travaux (travaux à court terme, à moyen terme et à long terme) pour l'ensemble des services de la division, plus l'approvisionnement en pièces de rechanges pour les différents équipements.

#### **I.7.2.2.c. Service instrumentation**

Ses principales tâches sont :

- ❖ assure tous les actions nécessaires pour le bon fonctionnement de l'instrumentation des installations industrielles du complexe et des puits.
- ❖ assure l'entretien des équipements.
- ❖ assure la mise à jour des dossiers techniques des équipements.

#### **I.7.2.2.d. Service électricité**

Ce service veille sur :

- ❖ la production, transport et la distribution d'électricité sur les différentes structures.
- ❖ la maintenance des installations électriques.

#### **I.7.2.2.e. Service mécanique industrielle**

Il effectue :

- ❖ la mécanique d'intervention préventive.
- ❖ la mécanique d'intervention curative.

Ces interventions mécaniques sont faites sur les différentes installations (pompes, compresseurs, vannes, fours, colonnes,...).

#### **I.2.2.f. Service turbomachine**

Il effectue la mécanique d'intervention préventive et curative sur les machines tournantes (turbines, compresseurs, ...).

### **I.7.3. Division Exploitation**

La mission principale de la Division XP c'est l'exploitation des complexes de traitement des produits Gaz, GPL et brut par l'exécution des tâches suivantes :

- ❖ Assurer le traitement de ces produits.
- ❖ Assurer l'expédition des produits traités vers les centres de stockage de :
  - Haoud el Hamra pour le condensât et huile.
  - Hassi - R'mel pour le Gaz et GPL

- ❖ Veiller au suivi et contrôle de relevés des paramètres d'exploitation des unités de traitement
- ❖ Veiller à l'exploitation rationnelle des installations pour un régime optimum.
- ❖ Signalisation de toutes anomalies sur équipements ou logiciels d'exploitation aux structures concernées pour interventions et réparations.
- ❖ Etude et élaboration des DMI [Demande de modification industrielle].
- ❖ Participation à l'élaboration des PMTE des grands travaux de maintenance.
- ❖ Suivi des études de revamping des unités et ou nouvelles installations de traitement relatif au développement du champ.
- ❖ Enrichissement et Actualisation ainsi élaboration des anciennes et nouvelles procédures d'exploitation des unités de traitements.
- ❖ Elaboration des prévisions de production annuelle des différents produits.
- ❖ Veiller à la réalisation d'objectif de production de La Direction Régionale.

#### **I.7.4. Division Sécurité**

La mission principale de la Division SE c'est de veiller à assurer l'exécution des taches citées ci après :

- Veiller à assurer la sécurité des individus et installations, avant et pendant toutes interventions aux niveaux des installations de champs et complexes de traitement par la communication, sensibilisation et obligation des intervenants à se conformer aux consignes énumérées ci-dessous :
  - ❖ Utilisation des moyens adéquats et outillage ADF.
  - ❖ Respect des consignes de sécurité et exploitation.
  - ❖ Port des équipements de protection individuel.
  - ❖ Contrôle des véhicules et engins avant toute pénétration à l'intérieur des installations pour intervention.

Veiller au respect des itinéraires et limitation de vitesse relative à la circulation des véhicules et engins à l'intérieur des installations.

- Conseiller et veiller au respect de l'environnement et hygiène (santé).
- Assurer la supervision des travaux aux niveaux des installations et champs.
- Suivi et exploitation du réseau anti-incendie.
  - Suivi de l'exécution des essais hebdomadaires sur équipements stratégiques de lutte contre les incendies à savoir :
    - ❖ Groupes motopompes de sécurité.

- ❖ Camions anti-incendie.
- ❖ Motopompes tractables.
- ❖ Groupes d'éclairage [Polyma].
- ❖ Contrôle et mise en conformité des extincteurs.
- Exécution des exercices de simulation de lutte contre les incendies.
- Organisation et exécution de visites inopinées d'inspections du patrimoine de La Direction Régionale.
- Coordonner les travaux de la commission HSE.
- Elaboration des rapports d'accidents et ou incidents.
- Gestion du parc de rebuts.
- Sensibilisation du personnel pour une réduction des nombres d'accidents et ou incidents par le biais des actions suivantes :
  - ❖ Affichage de courriers relatifs aux flashes info et ou études.
  - ❖ Exécution des briefings quotidiens pendant les événements des grands travaux
- Participer aux projets de développement du site.
- Enrichissement et Actualisation ainsi élaboration des anciennes et nouvelles procédures d'interventions.
- Représenter La Direction Régionale auprès des Directions HSE du Groupe Sonatrach et organismes d'état à savoir :
  - ❖ Département HSE / DP.
  - ❖ Direction HSE / Amont.
  - ❖ Direction HSE / DG.
  - ❖ DPP du MEM.
  - ❖ DMI
  - ❖ L'inspection de travail.

#### **I.7.5.Division Approvisionnement et Transport**

La mission principale de la Division AT c'est de veiller à assurer l'exécution des tâches suivantes :

- ❖ Elaboration et suivi des requêtes d'achat relatives aux approvisionnements en pièces de rechange, matériel et outillage.
- ❖ Approvisionnement du personnel en tenues de travail et équipements de protection individuels.

- ❖ Gestion, préconisation en PR et maintenance du parc roulant.
- ❖ Gestion des stocks du matériel consommable et amortissable.
- ❖ Suivi et réalisation des inventaires annuels du matériel consommable et amortissable.
- ❖ Assurer le transport du personnel.
- ❖ Gestion et Maintenance du parc roulant.

Participation à la réalisation des objectifs de La Direction Régionale par la préparation des moyens de manutention et PR aux événements importants relatifs aux grands travaux.

#### **I.7.6. Division Personnel**

La mission principale de la Division PE c'est de veiller à assurer l'exécution des tâches citées ci après :

- ❖ Gestion administrative des dossiers du personnel.
- ❖ Gestion des plannings et pointage du personnel.
- ❖ Suivi des allocations, remboursements de frais médicaux et ou de missions.
- ❖ Suivi des attributions et régularisations des différents Prêts au personnel tels que :
  - Prêt d'achat véhicule.
  - Prêt d'achat de nouveau logement.
  - Prêt de construction.
  - Prêt social.
- ❖ Suivi de l'évolution de carrière du personnel.
- ❖ Gestion et suivi du centre de formation.
- ❖ Participation à la réalisation des objectifs de La Direction Régionale liés à la réalisation des programmes prévisionnels de formations spécifiques relatives à l'exploitation des équipements et ou de communication d'informatique et anglais.

#### **I.7.7. Division Finance**

La mission principale de la Division FI c'est de veiller à assurer l'exécution des tâches signalées ci après :

- ❖ Elaboration et suivi de l'exploitation des budgets.
- ❖ Financement et Suivi des investissements relatifs aux nouveaux projets de développements.

- ❖ Contrôle, ordonnancement et comptabilisation des Ordres de travail des activités de structures techniques.
- ❖ Ordonnancement et comptabilisation des factures de prestataires.
- ❖ Contrôle et approbation des cahiers de charges de la Direction Régionale.
- ❖ Elaboration et suivi juridique des contrats.
- ❖ Exploitation de rapport du commissaire au compte, communication et sensibilisation des structures pour action vis-à-vis des levées de réserves.
- ❖ Participation à la réalisation des objectifs de La Direction Régionale par le suivi de la consommation des budgets alloués aux programmes prévisionnels des grands travaux.
- ❖ Représenter La Direction Régionale auprès des Directions Finances du Groupe SONATRACH et organismes d'état (Banques).

#### **I.7.8. Division Réalisation**

La mission principale de la Division réalisation c'est de veiller à assurer l'exécution tâches citées ci dessous :

- ❖ Suivi et réalisation des travaux de soudure et chaudronnerie aux niveaux des installations et champs.
- ❖ Suivi et réalisation des travaux de génie civil et bâtiment.
- ❖ Suivi et réalisation des travaux de menuiserie et peinture.
- ❖ Suivi et réalisation des travaux de plomberie
- ❖ Suivi et réalisation des travaux d'entretiens électriques sur équipements installés au niveau des bases de vie.
- ❖ Suivi de la réalisation des projets de construction.
- ❖ Maintenance et exploitation des réseaux d'eaux potable et de service.
- ❖ Maintenance et exploitation des réseaux électriques BT.
- ❖ Maintenance et exploitation des unités de froid [climatisation].
- ❖ Maintenance et exploitation des réseaux de Télécommunications.
- ❖ Participation à la réalisation des objectifs de La Direction Régionale par la réalisation des opérations prévisionnelles d'installations de surface et raccordements de nouveaux puits.

#### **I.7.9. Division Intendance**

La mission principale de la Division IT c'est de veiller à assurer les tâches suivantes :

- ❖ Exploitation et entretien des bases de vie.

- ❖ Hébergement et restauration du personnel.
- ❖ Suivi des travaux de réparation sur équipements des bases de vie.
- ❖ Prise en charge des délégations lors des événements importants.
- ❖ Entretien des espaces verts.

## **I.8. Conclusion**

Dans ce chapitre la région de Rhourde Nous a été présentée en commençant par la situation géographique suivi d'une description des différents complexes et usines, de quelques données statistiques qui confirment la place stratégique qu'occupe ce site gazier.

*Chapitre II :*  
*Généralités sur les Turbine*  
*À Gaz*

## II.1.Introduction

Une turbine est un dispositif rotatif destiné à utiliser la force d'un fluide (eau, vapeur, air, gaz de combustion), dont le couple est transmis au moyen d'un arbre.

L'énergie du fluide, caractérisée par sa vitesse et son enthalpie, est partiellement convertie en énergie mécanique pour entraîner un alternateur, une pompe, un compresseur ou un tout autre récepteur mécanique rotatif.

Le principe de fonctionnement est exactement l'inverse de celui des compresseurs.

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 l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel.

Comparée aux autres moteurs thermiques, la turbine à gaz présente une double particularité ; de même que la turbine à vapeur. La turbine à gaz est une machine à écoulement continu, donc ne comporte pas de variations périodiques de l'état de fluide, dans toutes sections données.

La turbine à gaz (au sens large du terme), est le siège de l'ensemble de transformations constituant le cycle thermodynamique décrit par le fluide. Elle est assimilée aux moteurs à combustion interne mais les transformations s'effectuent dans des enceintes juxtaposées dans l'espace.

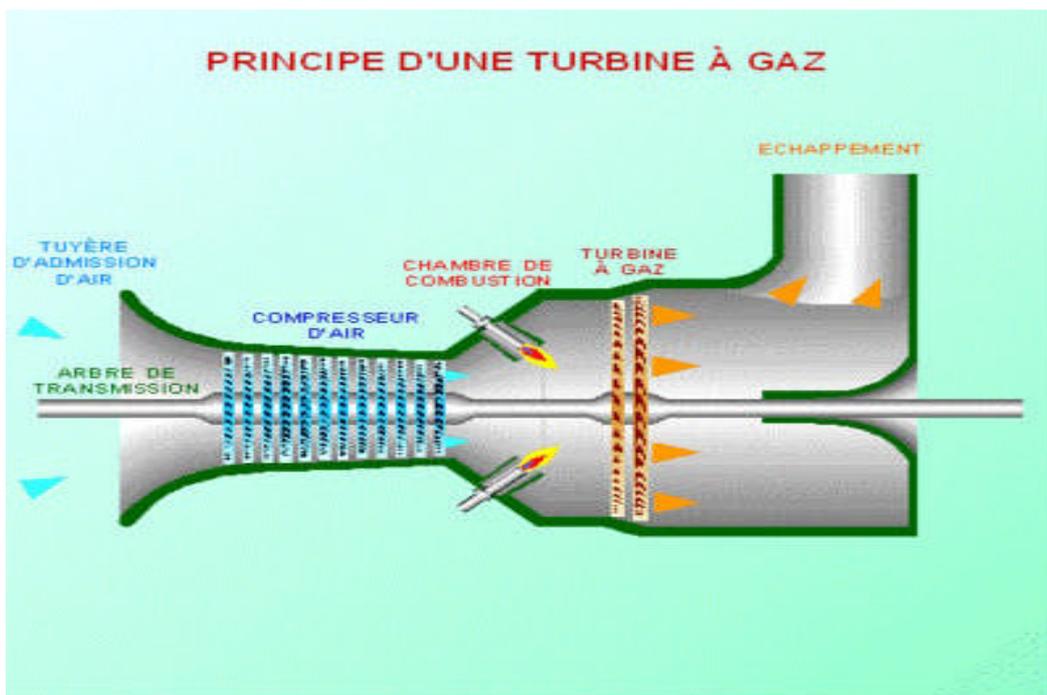
## II.2.définition

La turbine à gaz, aussi appelée turbine à combustion, est une machine thermique qui connaît actuellement une grande vogue, compte tenu de ses excellentes performances (rendement supérieur à 35 % utilisée seule, et à 55 % en cycle combiné).

Dans sa forme la plus simple et la plus répandue (**FIG. II.1**), cette machine est composée de trois éléments :

- ❖ Un compresseur, généralement centrifuge ou axial, qui sert à comprimer l'air ambiant à une pression comprise dans les machines modernes entre 10 et 30 bars environ.

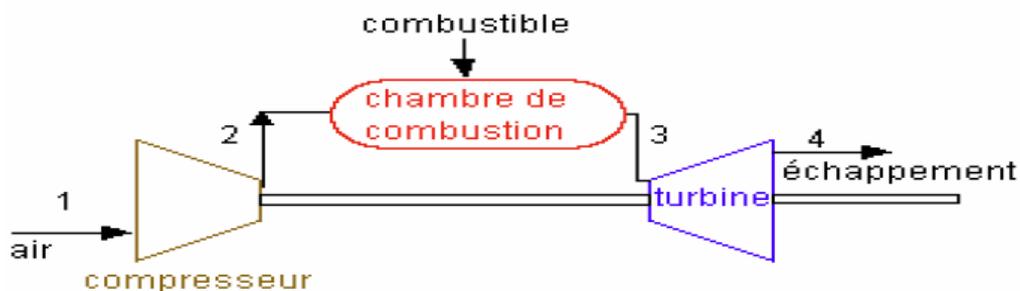
- ❖ Une chambre de combustion, dans laquelle un combustible injecté sous pression est brûlé avec l'air préalablement comprimé (ce dernier en fort excès afin de limiter la température des gaz brûlés en entrée de la turbine).
- ❖ Une turbine, généralement axiale, dans laquelle sont détendus les gaz à haute température sortant de la chambre de combustion. Une partie significative (60 à 70 %) du travail récupéré sur l'arbre de la turbine sert à entraîner le compresseur.



**FIG II.1** Principe d'une turbine à gaz [5]

Sous cette forme, la turbine à gaz constitue un moteur à combustion interne à flux continu. On notera que le terme de turbine à gaz provient de l'état du fluide thermodynamique, qui reste toujours gazeux, et non du combustible utilisé, qui peut être aussi bien gazeux que liquide (les turbines à gaz utilisent généralement du gaz naturel ou des distillats légers).

### turbine à gaz simple



**FIG II.2** Schéma simplifié d'une turbine

La turbine à gaz est une machine motrice tournante écoulement continu, équipée d'un compresseur axial et des chambres de combustion; elle est en mesure de produire elle même un fluide sous pression et à température très élevée qui, en subissant sa phase d'expansion dans les différents étages de la turbine, fournit de l'énergie mécanique à l'extérieur. C est une véritable unité autonome qui suffit à elle même.

Les parties principales constituant une turbine à gaz :

- ❖ Carter d'entrée d air
- ❖ Compresseur d air
- ❖ Alimentation en air des chambres de combustion
- ❖ Alimentation en combustible
- ❖ Chambre de combustion
- ❖ Manche à gaz
- ❖ Turbine HP
- ❖ Turbine BP ou turbine de puissance ou turbine libre
- ❖ Culotte d échappement
- ❖ Accouplement

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

Parmi les précurseurs de la turbine à gaz moderne, on doit mentionner les inventeurs des moteurs thermiques fonctionnant avec un gaz permanent (plus précisément avec l'air chaud), bien que ces moteurs aient été conçus d'après le principe des machines à vapeur à piston. Ces inventions ont, en effet permis de déterminer les différentes transformations qui doivent être subies par un gaz permanent servant de fluide moteur, transformations dont le cycle thermodynamique de la turbine à gaz. D'ailleurs certains cycles de cette machine porte encore à présent les noms de leurs inventeurs : Cycle de Joule(Brayton), cycle d'Ericsson. [6]

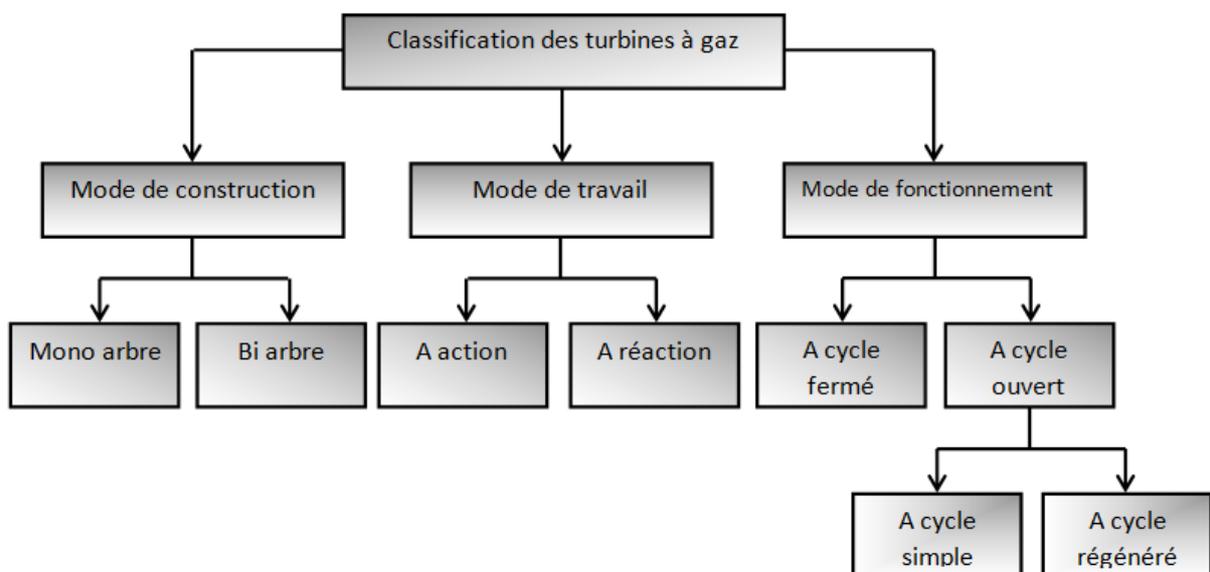
- **1791** Premier brevet de turbine à gaz de John Barber, Angleterre
- **1900-1904** Premiers essais avec la turbine à air chaud selon Stolze
- **1905** Conception de la turbine à explosion selon Holzwarth
- **1906-1908** Construction de la première turbine à explosion par BBC pour Dr. Holzwarth
- **1909-1910** Première turbine à gaz employée industriellement : Allemagne
- **1928** BBC reprend la fabrication d'une turbine Holzwarth améliorée
- **1933** Mise en opération de la première turbine Holzwarth de BBC, alimentée en gaz de haut fourneau.

- **1934** Développement de la chaudière Velox suralimentée. Environ 80 compresseurs/turbines à gaz furent installés jusqu'à 1939.
- **1937** Mise en service du premier groupe compresseur/turbine à gaz "Houdry" auprès de Marcus Hook Refinery, PA, Etats-Unis d'Amérique. Puissance du groupe: 2000 kW
- **1937** Commande portant sur le premier groupe de turbine à gaz à cycle simple
- **1939** Mise en service de la première turbine à gaz de 4000 kW à la centrale de Neuchâtel

## II.4. Classification des turbines à gaz [7]

On peut classer les turbines selon différents points:

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



**FIG II.3** Classification des turbines à gaz

### II.4.1. Par le mode de travail

On distingue deux types de turbines :

#### A). Etage 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.

Ainsi que le degré de réaction est le rapport :

$$\varepsilon = \frac{\text{chute d'enthalpie dans les canaux mobiles}}{\text{chute théorique disponible de l'étage}}$$

L'écoulement à travers un étage à réaction, est représenté comme suit :

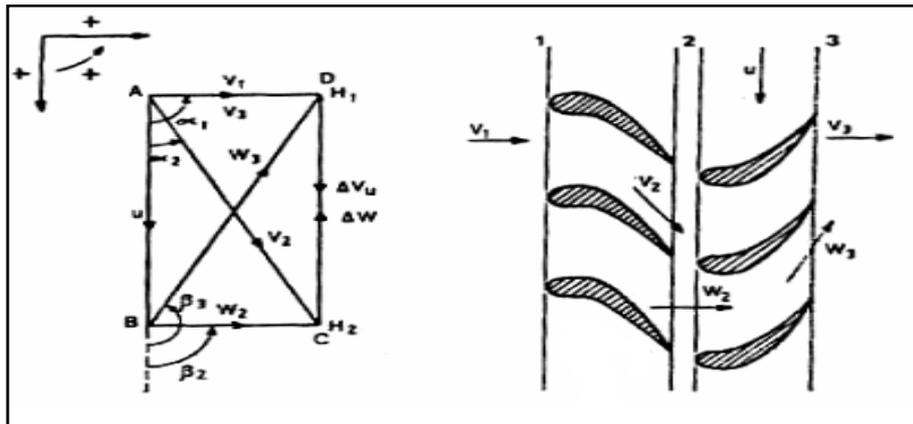


FIG II.4 Ecoulement par étage à réaction.

### B). Etage 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  $P_1 > P_2 = P_3$ .

On peut dire que la turbine à action, est un cas particulier de la turbine à réaction, dont le degré de réaction est nul, ( $\varepsilon = 0$ ). Le triangle des vitesses pour un étage à action est représenté sur la figure II.5 :

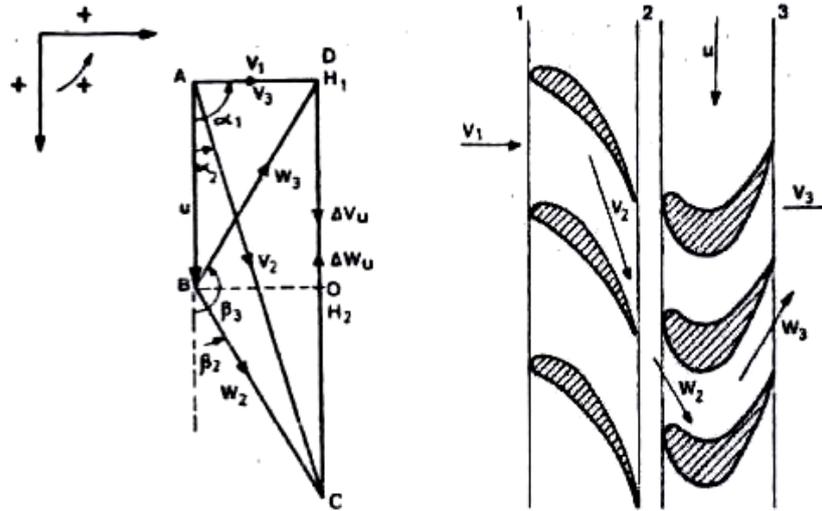


FIG II.5 écoulement par étage à action.

#### II.4.2. 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).

Une turbine à gaz peut comporter une seule ligne d'arbre comprenant le compresseur d'air, la turbine de détente des gaz à la sortie de la chambre de combustion et l'appareil entraîné, Dans ces conditions la turbine fournit à la fois la puissance nécessaire à l'entraînement du compresseur d'air et la puissance utile.

Un deuxième type, englobe les turbines à deux arbres (bi-arbres); elles ont l'avantage d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseurs,...); elles se composent de deux parties, la première assure l'autonomie de la turbine (générateur de gaz), la deuxième est liée à la charge. Un troisième type peut être aussi cité, ce sont les turbines dites dérivées de l'aéronautique; Elles ont 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, et 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. La première de ces lignes d'arbre est constituée par le compresseur d'air et une turbine dite auxiliaire, formant un turbocompresseur équilibré c.-à-d. sans puissance d'appoint en puissance prélevée et que l'on peut appeler le générateur de gaz ;

La deuxième comprend la turbine dite motrice ou turbine de puissance et l'appareil entraîné.

Bien plus que complexe, la turbine à deux lignes d'arbre se justifie du point de vue du transport de gaz par une plus grande souplesse d'exploitation ;

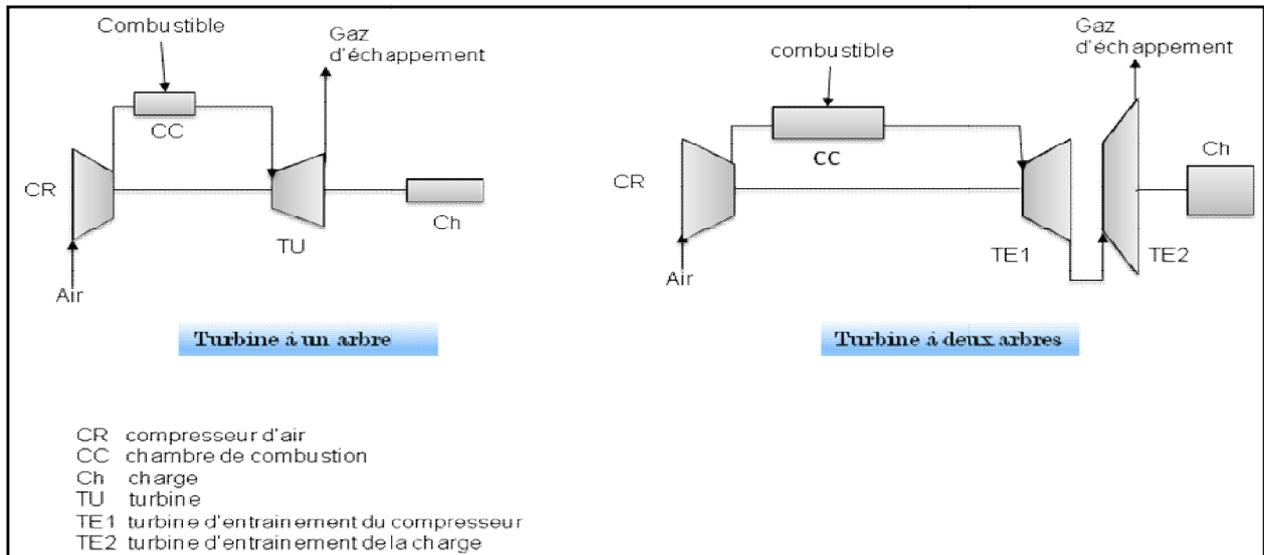


FIG II.6 Turbine à gaz à un arbre et à deux arbres

II.4.3. Par le mode de fonctionnement thermodynamique

Il existe deux cycles thermodynamiques :

A).Turbine à gaz à cycle fermé

Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

B).Turbine à gaz à cycle ouvert

C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère.

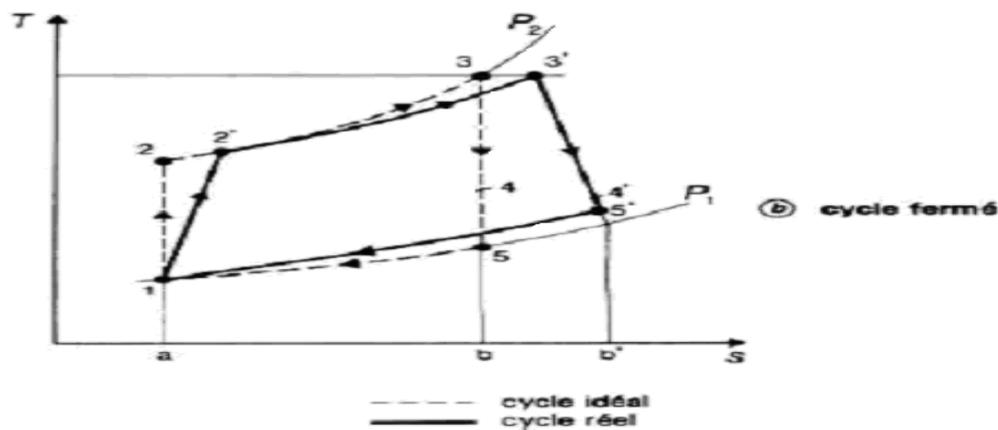
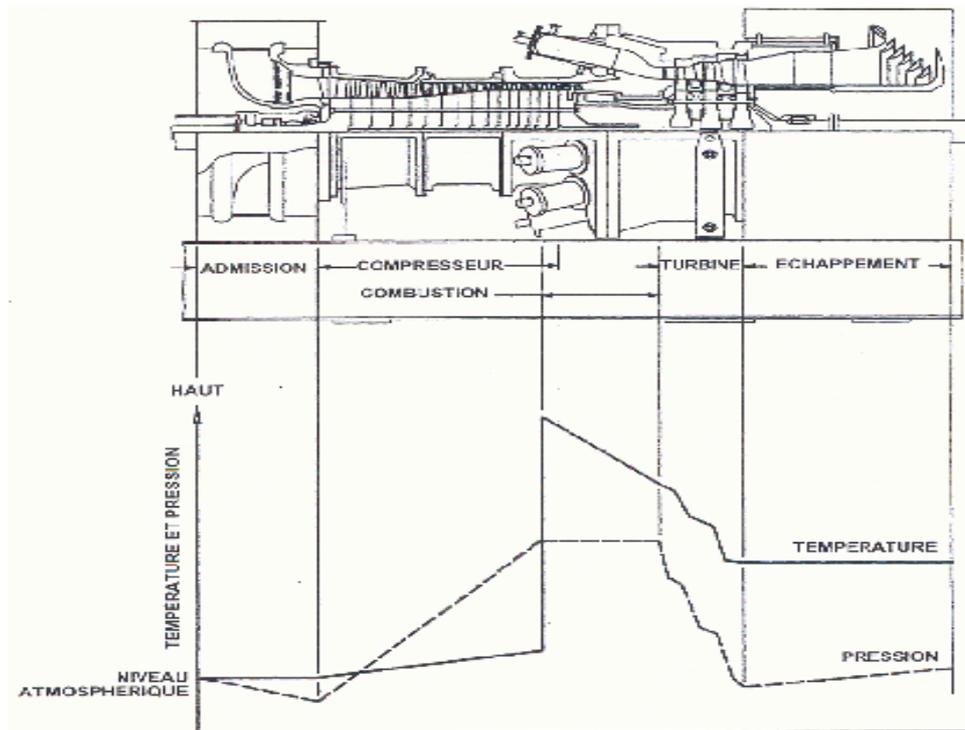


FIG II.7 représentation du cycle fermé.



- 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 de 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 figure. II.9 montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de la machine correspondant aux phases de fonctionnement mentionnées ci-dessus.



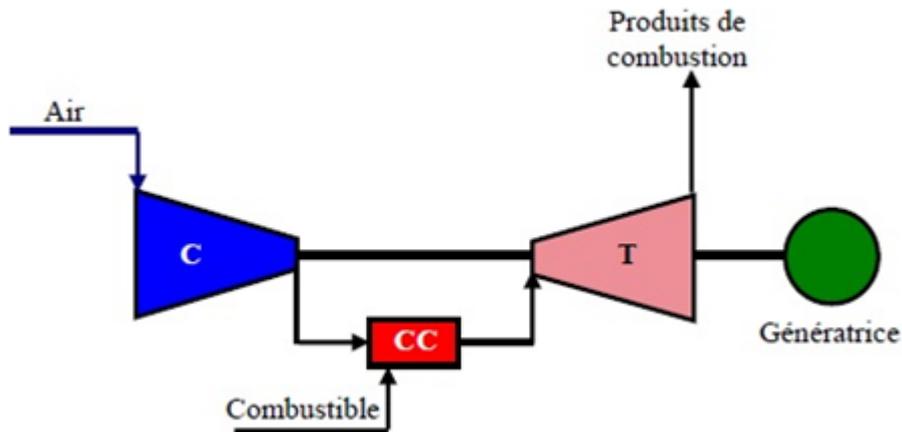
**FIG II.9** Les variations de pression et de température dans  
Les différentes sections de la turbine

## II.6. Les différentes installations industrielles de la turbine à gaz :

### II.6.1. Centrale électrique :

#### II.6.1.1. Centrale électrique à cycle simple

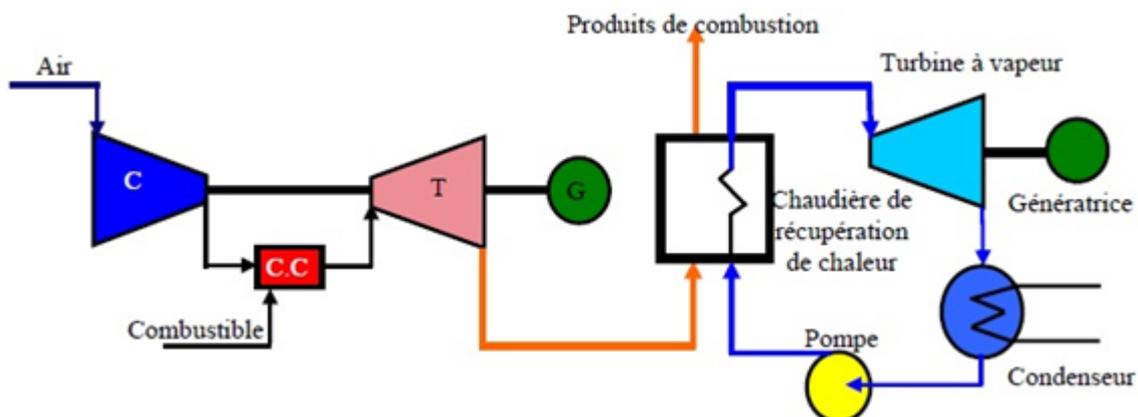
Les centrales électriques à cycle simple **FIG II.10**, se composent d'une turbine à gaz et d'un générateur électrique. Elles sont faciles à installer et de les mettre en service.



**FIG II.10** Production d'électricité avec une TAG à cycle simple

#### II.6.1.2. Centrale électrique à cycle combinée

Les centrales électriques à cycle combiné, **FIG II.11**, utilise les gaz d'échappement de la turbine à gaz pour produire de la vapeur dans une chaudière de récupération de chaleur. La vapeur produite entraîne une turbine à vapeur, ce qui améliore l'efficacité de la centrale. Une unité à cycle combiné peut produire, à elle seule, environ 400 MW. Actuellement, ce sont les centrales électriques les plus efficaces.



**FIG II.11** Production d'électricité : Centrale à cycle combiné

### II.6.2. Centrale de cogénération

Une variante de la centrale à cycle combiné, est une installation qui comprend une turbine à gaz et une chaudière de récupération dont la vapeur peut également servir à un procédé industriel.

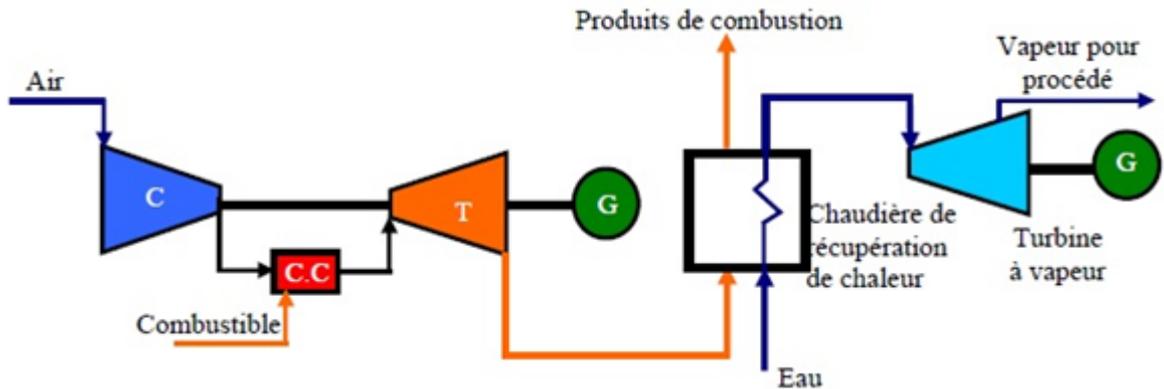


FIG II.12 Centrale de cogénération

### II.6.3. Utilisation dans l'industrie pétrolière et gazière

Un des procédés utilisés pour améliorer la production des gisements de pétrole consiste à maintenir la pression du réservoir en injectant du gaz naturel dans le gisement. Compte tenu de la valeur élevée de la pression de réinjection (jusqu'à plusieurs centaines de bars), le taux de compression est très élevé. Il est donc nécessaire de prévoir plusieurs étages de compression avec refroidissement intermédiaire.

Les turbines à gaz sont particulièrement bien adaptées à l'entraînement des compresseurs centrifuges. En effet, ces deux appareils font appel à des technologies voisines, et de nombreux constructeurs sont capables de fournir un ensemble complet. Par ailleurs, les deux machines sont du type rotatif, et il est possible de transmettre directement la puissance motrice au compresseur entraîné, la plupart du temps par un accouplement direct entre la turbine de puissance et le compresseur.

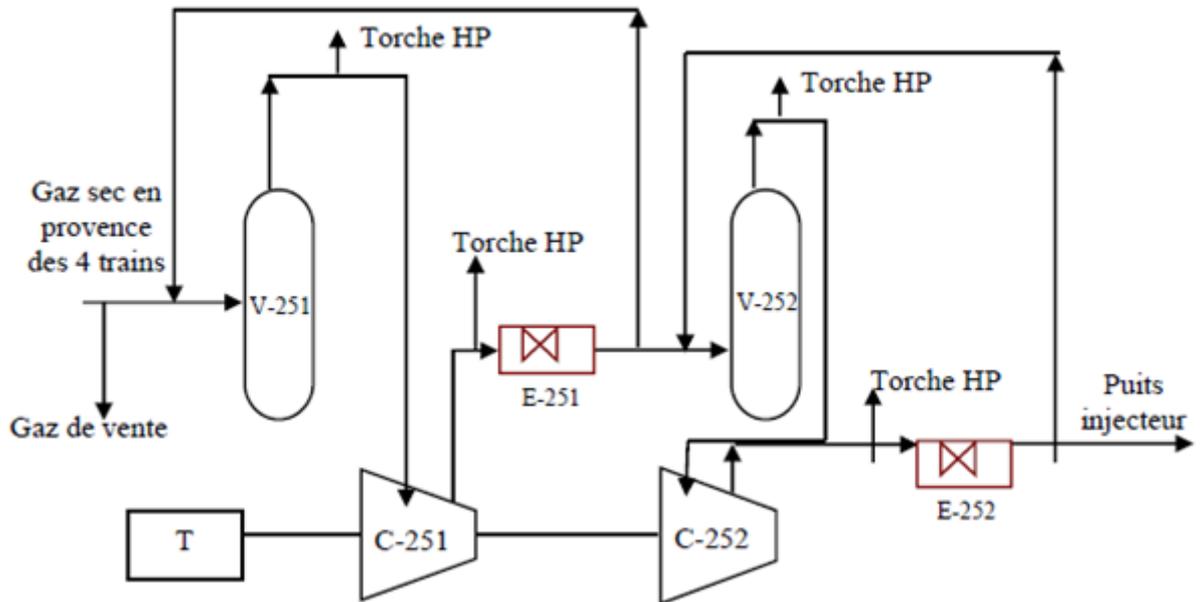


FIG II.13 Exemple de processus de réinjection

### II.7. Appellation des turbines à gaz GE:[8]

Les constructeurs (GE & NP) utilisent pour l'appellation de leurs turbines à gaz la forme MS xx x xx x x

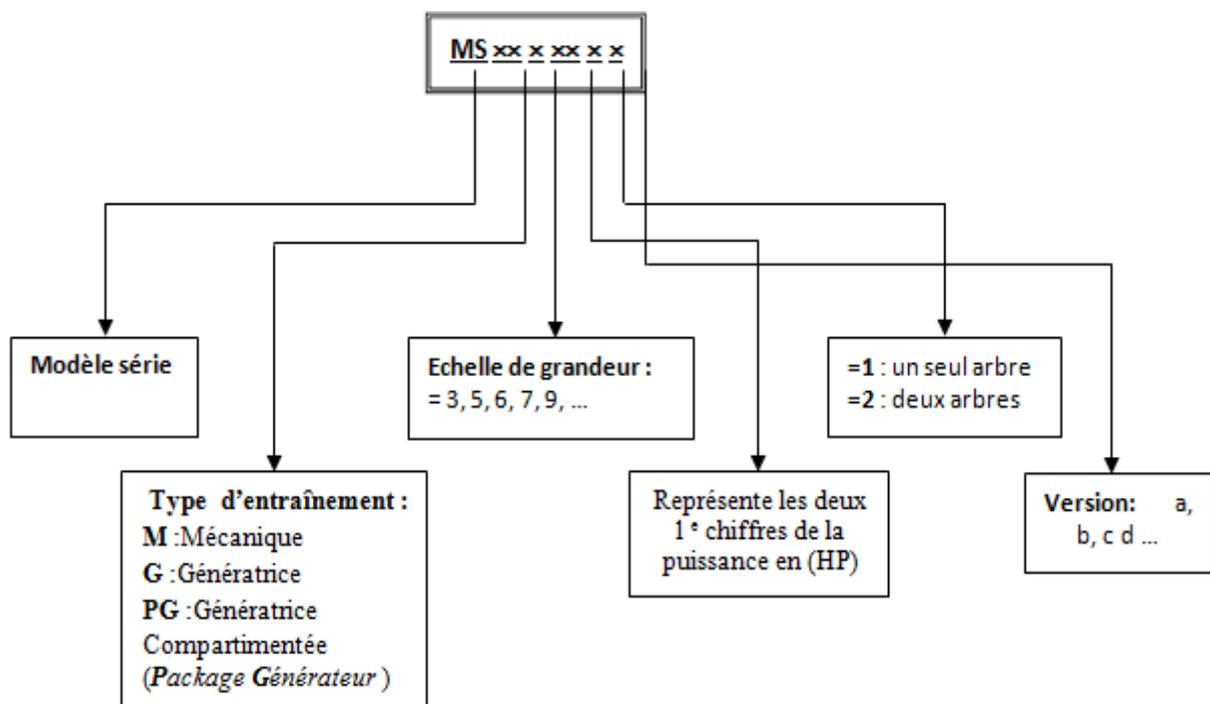


FIG II.14 Forme appellation des turbines a gaz

**Remarque :** L'appellation couramment utilisée est par exemple MS5002c, MS9001b,... etc., en s'intéressant pas à la puissance développée.

## II.8. le cycle théorique des installations de turbine à gaz :

Les cycles de l'installation de turbine à gaz sont divers, d'après l'utilisation du fluide moteur dans le cycle, on distingue d'abord le cycle fermé et le cycle ouvert.

Dans l'installation de turbine à gaz à cycle ouvert le fluide moteur après avoir fourni le travail s'échappe dans le milieu ambiant (comme dans les moteurs à combustion interne) et au contraire, dans l'installation de turbine à gaz à cycle fermé le fluide moteur (air ou l'autre gaz) circule constamment dans le contour et accomplit le cycle fermé.

D'après le cycle thermodynamique on peut citer les I.T.G simples, les I.T.G avec refroidissement et échauffement intermédiaires.

En ce qui concerne l'apport de chaleur, il existe deux types d'I.T.G : I.T.G à apport de chaleur à la pression constante et I.T.G à apport de chaleur au volume constant.

Dans les installations des turbines à gaz modernes, on utilise principalement l'apport de chaleur à  $p=\text{constante}$ .

C'est pourquoi commençons à étudier les I.T.G à apport de chaleur à  $P=\text{constante}$  et qui fonctionne d'après le cycle ouvert.

Les installations de turbines à gaz les plus simples comprennent les éléments suivants : pompe d'alimentation de combustible, compresseur d'air, chambre de combustion et turbine à gaz.

La turbine à gaz et le compresseur se trouvent sur le même arbre, le compresseur aspire l'air atmosphérique, le comprime puis l'envoie vers la chambre de combustion, dans cette chambre à la pression constante le combustible pulvérisé brûle et le fluide moteur reçoit une quantité de chaleur, la température des gaz augmente, puis ces gaz pénètrent dans la turbine à gaz et au cours de la détente des gaz, l'énergie thermique est transformée en énergie cinétique et celle-ci se transforme à son tour en énergie mécanique.

Considérons le cycle thermodynamique d'I.T.G sans tenir compte des pertes dans la turbine et dans le compresseur. Un tel cycle s'appelle cycle théorique.

Le compresseur aspire et comprime l'air (transformation adiabatique 1-2), puis, on a l'apport de chaleur dans la chambre de combustion à la pression constante.

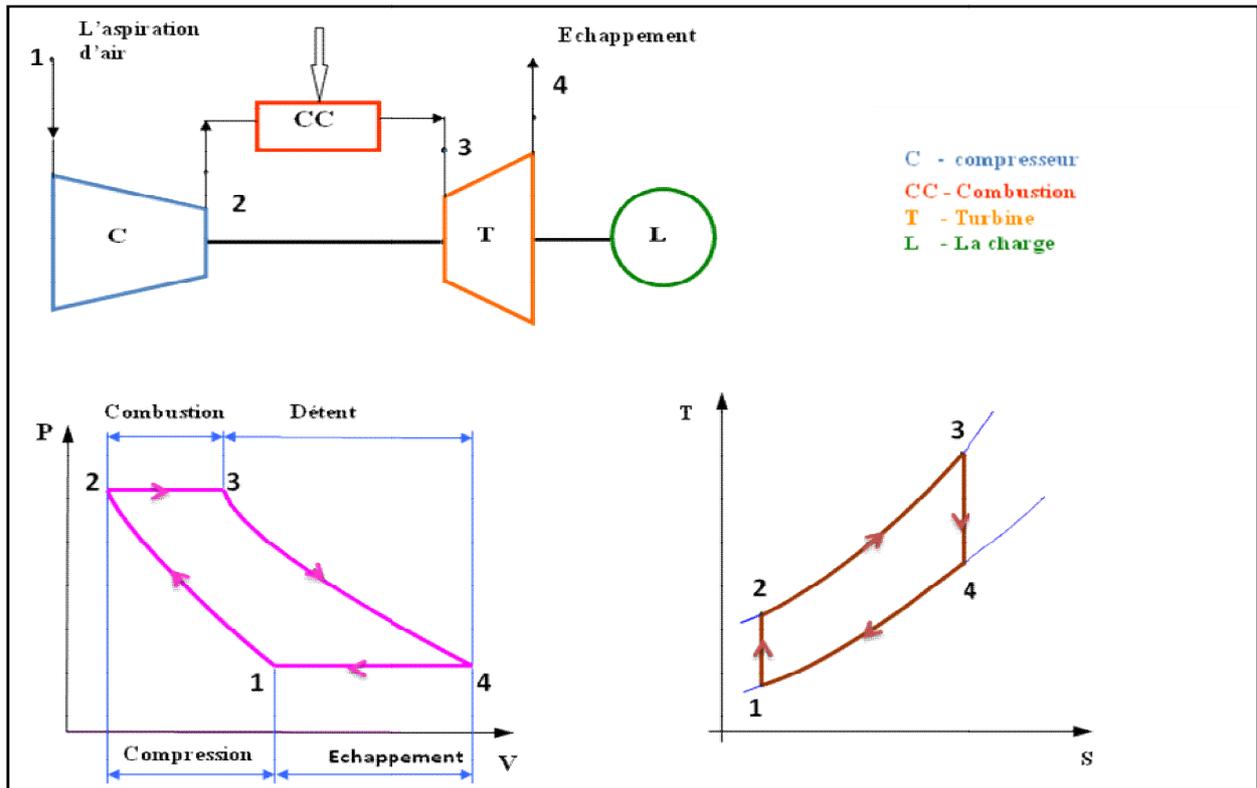


FIG II.15 Cycle de Brayton [9]

1-2 : compression isentropique.

2-3 : combustion isobare.

3-4 : détente isentropique.

4-1 : Echappement.

La température des gaz augmente dans la chambre de combustion de  $T_2$  jusqu'à  $T_3$ , après cela les gaz se détendent adiabatiquement dans la turbine de la pression  $P_3$  jusqu'à la pression atmosphérique  $P_4$ .

Au cours de la détente des gaz dans la turbine l'énergie potentielle se transforme en énergie cinétique et puis dans les aubes mobiles l'énergie cinétique se transforme en énergie mécanique, c.-à-d. en énergie de rotation du rotor de la turbine.

## II.9. Avantages et inconvénients des turbines à gaz :

### ◆ Avantages :

- Une puissance élevée dans un espace restreint dans lequel un groupe diesel de même puissance ne pourrait pas être logé.
- A 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.

◆ **Inconvénients :**

- 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 120 s 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.10. Conclusion**

Dans ce chapitre nous avons présenté les turbines à gaz d'une manière générale, en donnant une approche historique de leurs évolutions, ainsi que leur classification selon divers critères, et enfin avantages et inconvénients son illustrés.

*Chapitre III :*  
*Description de la turbine à*  
*gaz MS5002c*

### III.1. Introduction

Dans ce chapitre nous allons décrire les divers ensembles, installations et composants que comprend la turbine à gaz à deux arbres à entraînement mécanique modèle série 5002c. cette machine utilisée pour entraîner un compresseur centrifuge de charge.

La turbine à gaz MS 5002c est une machine rotative à combustion interne, elle pressurise de l'air, le mélange avec un combustible et brûle ainsi le mélange dans des chambres de combustion, figure (III.1).

Les gaz ainsi produits sont détendus au niveau des aubes d'une turbine de détente.

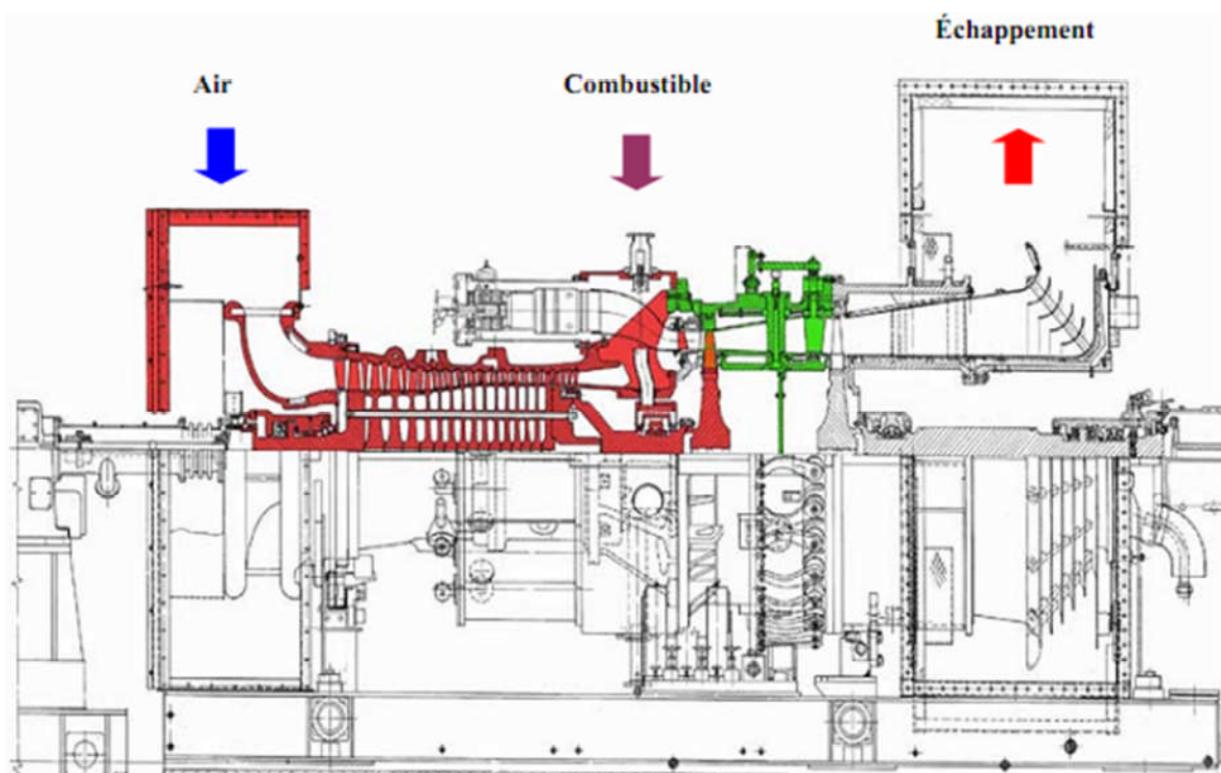


FIG III.1 Présentation de la turbine MS 5002c

### III.2. Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002C [10]

Turbine à gaz, modèle série .....	MS-5002C
Application de la turbine à gaz.....	Entraînement mécanique
Cycle .....	Simple
Rotation de l'arbre .....	Sens inverse des aiguilles d'une montre
Type de fonctionnement .....	Continu
Vitesse de l'arbre .....	5100 t/min haute pression et 4900t/min basse pression
Commande .....	Système de commande électrostatique SPEEDTRONIC Mark V

Protection (types de base) contre .....	Survitesse, température excessive, vibrations et détection de flamme
Mécanisme de refroidissement .....	Réducteur avec vireur
Insonorisation.....	Silencieux d'admission et d'échappement Pour satisfaire aux exigences du site

### VALEURS NOMINALES DE LA TURBINE A GAZ

Puissance débitée .....	38.000 HP - condition ISO
Température à l'entrée .....	59°F
Pression d'échappement.....	14,7 PSI

### SECTION COMPRESSEUR

Nombre d'étages du compresseur .....	16
Type du compresseur .....	Flux axial, service sévère
Fente de la caisse .....	Bride horizontale
Type des aubes de la directrice .....	Variables

### SECTION TURBINE

Nombre d'étages de la turbine .....	2 (deux arbres)
Fente de la caisse .....	Horizontale
Directrices:	
-Premier étage .....	Zone fixe
-Deuxième étage .....	Variable

### SECTION COMBUSTION

Type .....	12 chambres de combustion multiplex, à débit inversé
Disposition des chambres .....	Concentriques autour du compresseur
Injecteurs de combustible .....	Type combustible gazeux, 1 par chambre
Bougies.....	2 type électrodes à ressort, auto rétractile
Détecteur de flamme .....	4, type ultraviolet

### ENSEMBLE PALIERS

Quantité .....	4
Graissage .....	Sous pression
Palier N. 1:	
- (situé dans la caisse d'admission) .....	Actif et inactif, de butée et lisse, tous dans un seul ensemble
- Coussinet lisse .....	Elliptique
- Butée active.....	Patins oscillants, à compensation automatique
- Butée inactive .....	Patins oscillants, à compensation
Palier N. 2:	
- (situé dans le corps de refoulement du compresseur.) ....	Coussinet lisse, elliptique
Palier N. 3	
- (situé dans le cadre d'échappement).....	Coussinet lisse, elliptique

## Palier N. 4:

-(situé dans le cadre d'échappement).....	Butée active et inactive et coussin lisse, tous dans un ensemble
-Coussinet lisse .....	Patins oscillants
-Butée active.....	Patins oscillants, compensation automatique
-Butée inactive .....	Patins oscillants, sans compensation

**SYSTEME DE LANCEMENT**

Dispositif de lancement .....	Moteur électrique
Type .....	Induction horizontale.
Réducteur Type .....	Non encastré avec vireur hydraulique

**SYSTEME DU COMBUSTIBLE**

Type .....	Gaz naturel
Signal de contrôle combustible .....	Panneau de commande turbine SPEEDTRONIC (*)
Vanne de commande, arrêt, détente gaz .....	Servocommande électro hydraulique

**SYSTEME DE GRAISSAGE**

Lubrifiant .....	Huile minérale
Capacité totale .....	22.500 litre.
Pression du collecteur palier .....	25 PSI (1,72 Bar)
Pompe de graissage principale .....	Entraînée par arbre intégral avec le réducteur auxiliaire
Pompe de graissage auxiliaire .....	Entraînée par moteur, verticale, centrifuge, émergée
Pompe de graissage de secours.....	Entraînée par moteur, verticale, centrifuge, émergée
Echangeur de chaleur (fluide de graissage)	
Type .....	Huile refroidi avec l'air
Quantité .....	Trois
Filtre (fluide de graissage)	
Type .....	Débit plein avec vanne de transfert
Quantité .....	Deux
Type de cartouche .....	Filtrage 25 micron absolue

**SYSTEME 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 .....	Débit plein
Quantité .....	Deux, avec vanne de transfert

### III.3.Principe de fonctionnement

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 où le combustible est débité sous pression.

Une étincelle haute tension allume le mélange combustible-air. (Après l'allumage la combustion continuera dans les chambres).

Les gaz chauds font monter la vitesse du rotor turbine haute pression/compresseur. A 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 atteindre la vitesse de service. Les produits de la combustion (gaz haute pression et haute température) se détendent d'abord à travers la turbine haute pression et ensuite à travers la turbine basse pression et sont déchargés à l'atmosphère.

En passant à travers la turbine haute pression et affectant les aubes de la turbine, ces gaz de détente font tourner la turbine aussi bien que le compresseur, soumettant les auxiliaires entraînés à un couple de sortie.

Les gaz font tourner aussi la turbine basse pression avant d'être évacués, tournant ainsi la charge. Quand on le regarde du côté admission, le rotor tourne en sens inverse des aiguille d'une montre.

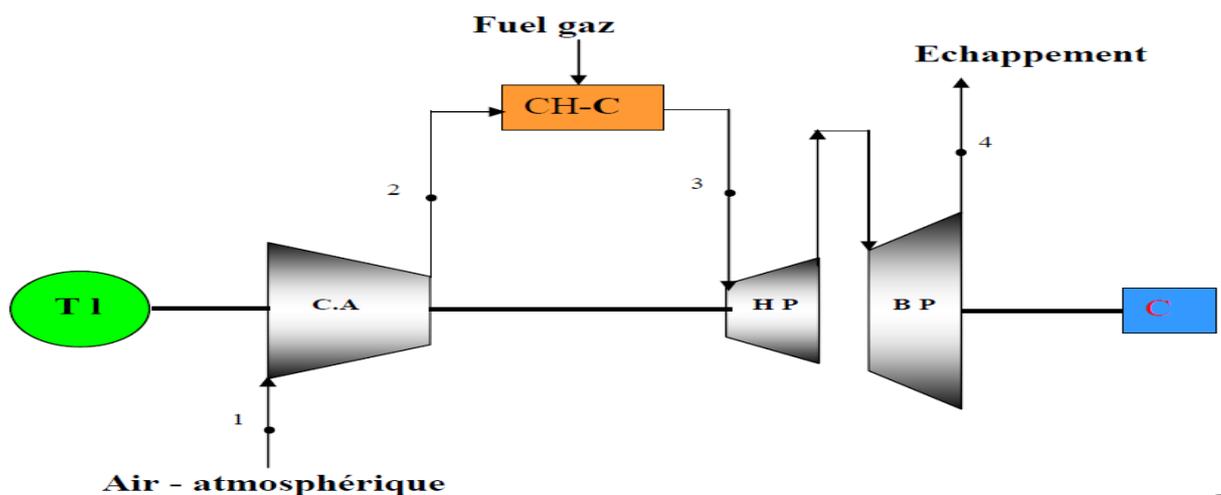


FIG III.2 Schéma de la turbine à gaz MS 5002c [11]

#### Désignation :

- CA : compresseur d'air.

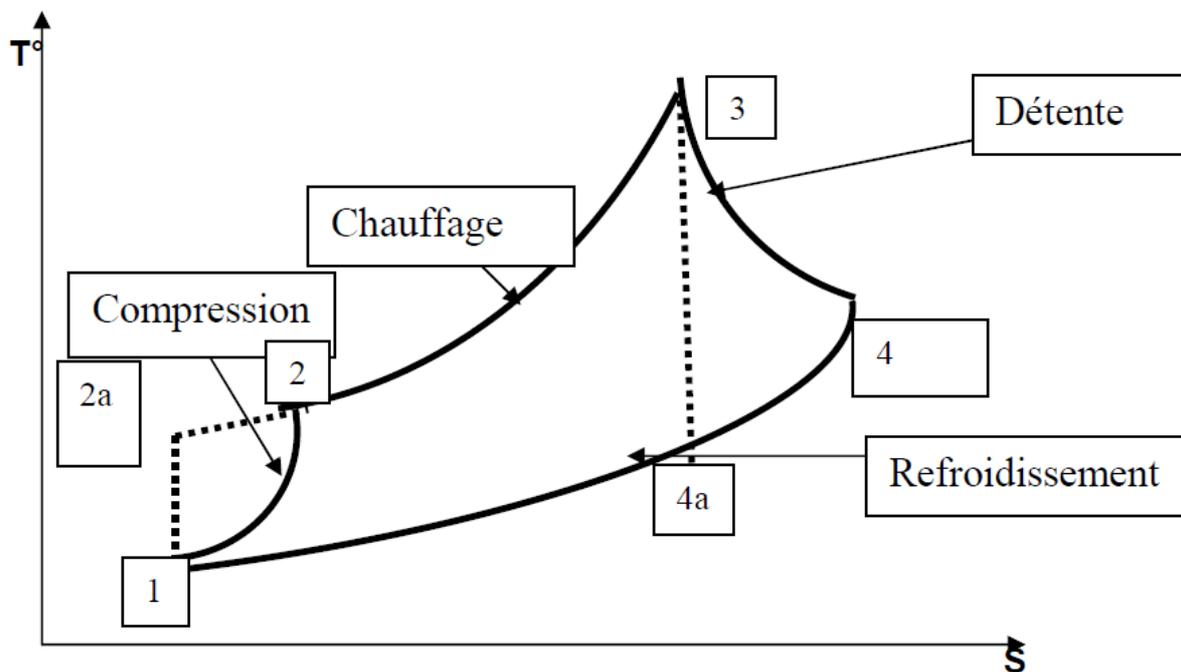
- **CH-C** : chambre de combustion.
- **HP** : turbine à gaz haute pression.
- **BP** : turbine à gaz basse pression.
- **TL** : démarreur (turbine de lancement).
- **C** : récepteur (charge).

### III.3.1. Cycle théorique de la turbine:

L'étude du cycle thermodynamique décrit réellement dans une turbine à gaz devrait tenir compte de toutes les imperfections des différentes parties de cette machine ; en effet, l'intervention des rendements du compresseur et de la turbine. Le rendement ainsi défini, qui est le rendement isentropique, est désigné par  $h_s$

Dans le diagramme T, S sont représentés à la fois le cycle idéal de JOUL (1, 2a, 3, 4a,1) et le cycle réel (1, 2, 3, 4,1).

#### Diagramme TS:



1-2: Compression isentropique dans le compresseur.

2-3: Combustion (apport de chaleur) dans la chambre de combustion à pression constante.

3-4: Détente isentropique dans les roues HP et BP.

4-1: Echappement.

$Q_1$ : Quantité de chaleur à la combustion.

$Q_2$ : Quantité de chaleur à l'échappement

### **III.4. ELEMENTS PRINCIPAUX D'UNE TURBINE A GAZ [12]**

#### **III.4.1.SOCLE DE LA TURBINE**

Le socle soutenant la turbine à gaz est un cadre en acier de construction composé de poutres en I et de plaques. Le cadre du socle, comprenant deux poutres longitudinales en acier à bords larges et trois traverses, forme un bâti sur lequel sont montés les supports verticaux de la turbine.

De chaque côté du socle on a deux tourillons de levage et supports, alignés sur les deux premières traverses structurales du cadre du socle. Des patins usinés, trois de chaque côté à la partie inférieure du socle, facilitent le montage de ce socle sur les fondations du site.

Des patins usinés situés au sommet du cadre servent au montage des supports de la turbine.

Les poutres en I longitudinales gauche et droite et les traverses avant et arrière du socle de la turbine sont fabriquées le long des âmes pour former des canaux de vidange de l'huile de graissage pour le palier turbine, le joint de puissance et les équipements de charge. La tuyauterie d'alimentation en huile de graissage se trouve dans ces canaux longitudinaux.

#### **III.4.2.SUPPORTS DE LA TURBINE**

La turbine à gaz est soutenue sur le socle par deux plaques de support souples; l'une se trouve sous la caisse d'admission et l'autre sous la caisse du cadre d'échappement.

Ces supports évitent le déplacement latéral ou rotatif de la turbine à gaz, mais permettent le déplacement axial, dû à la dilatation thermique de la turbine pendant le fonctionnement.

La plaque de support à l'entrée est soudée à la traverse avant de la base de la turbine. La plaque de support du cadre d'échappement est boulonné à la traverse arrière.

Pour éviter le désalignement des joints et pour éviter toute contrainte de dilatation thermique affectant la tuyauterie reliant les deux socles, deux supports centraux sont prévus à la partie inférieure de la traverse avant et de la traverse du milieu du socle de la turbine. Le support avant est une plaque en acier dotée d'une rainure de clavette contenant un montant de section carrée situé dans les fondations. Il empêche le déplacement latéral de la ligne centrale du socle de la turbine sous l'effet de la chaleur.

Le support de la traverse du milieu du socle de la turbine est une plaque en acier avec un trou de quatre pouces de diamètre. Cette plaque contient une cheville d'acier empêchant le déplacement du socle dans toutes les directions.

### **III.4.3. SUPPORTS ET SOCLE DES ACCESSOIRES**

Le socle des accessoires est un ensemble structural formé de poutres en I en acier et de plaques constituant une plate-forme de montage pour le réducteur auxiliaire d'entraînement, le dispositif de lancement et les autres accessoires.

L'intérieur du socle des accessoires forme un réservoir sont légèrement inclinées en direction de deux tuyaux et bouchons de vidange situés d'un côté du socle. Les échangeurs de chaleur de l'huile de graissage et les filtres se trouvent à l'intérieur du réservoir d'huile.

A chaque coin du socle on a quatre tourillons de levage et supports. Des patins usinés, situés à la partie inférieure du socle, facilitent son montage dans les fondations du site.

Deux supports centraux, semblables à ceux du socle de la turbine servent à empêcher le désalignement sous l'effet de la dilatation thermique.

#### **III.4.3.1. Clavette à talon**

La transverse médiane possède une contre-clavette soudée dessus et reçoit une clavette à talon qui fait partie intégrale de la moitié inférieure du châssis d'échappement. Cette clavette est solidement maintenue en place par des cales, avant et arrière, qui appuient contre la clavette, mais qui permettent l'expansion verticale du châssis d'échappement.

La disposition détermine un point fixe longitudinal de la turbine à partir duquel le groupe peut avoir une dilatation thermique vers l'avant et vers l'arrière.

### **III.4.4. SECTION COMPRESSEUR**

#### **III.4.4.1. Généralités**

Le compresseur à flux axial comprend le rotor du compresseur et le corps qui comporte les seize étages de compression, les aubes variables de la directrice et deux déflecteurs de sortie.

Dans le compresseur l'air est confiné dans l'espace entre le rotor et les aubages du stator, où il est comprimé en plusieurs étapes, par une série d'aubes alternativement tournantes (rotor) et fixes (stator), à profil aérodynamique.

Les aubes du rotor donnent la force nécessaire pour comprimer l'air à chaque étage de la compression et les aubes du stator guident l'air pour le faire pénétrer dans l'étage successif du rotor, sous l'angle qui convient.

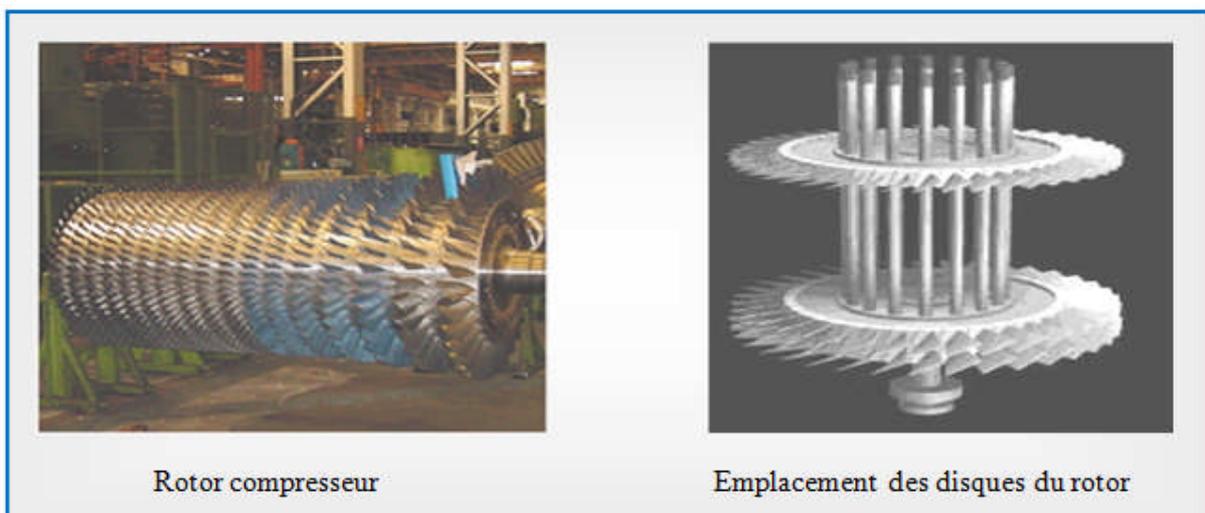
L'air comprimé sort par le corps de refoulement du compresseur et entre dans l'enveloppe de combustion et les chambres de combustion.

L'air du compresseur sert également à refroidir la turbine et pour l'étanchéité huile de graissage des paliers.

#### III.4.4.2. Rotor du compresseur

Le rotor du compresseur est un ensemble composé de seize roues, d'un demi-arbre, de tirants et des aubes du rotor du compresseur.

Chaque roue et chaque portion de la roue du demi-arbre, avant a, tout autour, des fentes alésées, dans lesquelles s'insèrent les aubes du rotor que des entretoises maintiennent en position axiale, ces entretoises étant bloquées à chaque extrémité de la fente. Ces aubes ont un profil aérodynamique et sont conçues pour bien comprimer l'air à des vitesses élevées à l'extrémité des aubes. Les roues et les demi-arbres sont montés les uns dans les autres, par l'intermédiaire de rainures concentriques, et maintenus par des tirants. Le choix de la position des roues se fait lors du montage, de manière à réduire les corrections d'équilibre. Après le montage le rotor est équilibré dynamiquement de manière plus précise. Le demi-arbre avant est usiné de façon à donner les faces avant et arrière de butée et le coussinet du palier N. 1, ainsi que la surface d'étanchéité des joints d'huile du palier N. 1 et du joint d'air basse pression du compresseur.



**FIG III.3** Rotor du compresseur axial de la TAG MS5002C [13]

#### III.4.4.3. Stator du compresseur :

La partie stator (corps du compresseur) est composée de quatre éléments principaux qui sont :

- **Le corps d'admission.**
- **Le corps avant du compresseur.**
- **Le corps de refoulement du compresseur.**

Ces sections et la caisse de la turbine forment la structure externe principale de la turbine à gaz. Ils supportent le rotor à l'endroit des paliers et constituent la paroi externe de l'espace annulaire de la veine des gaz. L'alésage du corps a pour des raisons d'efficacité, des tolérances serrées en ce qui concerne les extrémités d'aubes du rotor.

#### III.4.4.4. Corps d'admission :

Le corps d'admission se trouve à l'avant de la turbine à gaz. Sa fonction principale est de diriger l'air de manière uniforme dans le compresseur. Le corps soutient également l'ensemble du palier N°1 dont la partie inférieure du logement constitue un corps séparé, à brides et boulonné à la moitié inférieure du corps d'admission.

L'évasement interne est relié à l'évasement externe par sept entretoises radiales à profil aérodynamique et sept triangles de liaison axiaux. Les entretoises et les triangles se trouvent dans les parois des envasements. Les aubes variables permettent à la turbine d'accélérer rapidement et en douceur, sans pompage (pulsation) du compresseur. L'huile hydraulique sert à mettre en marche les aubes variables par l'intermédiaire d'une grande couronne dentée et de plusieurs petits pignons d'engrenage. Au moment du lancement, les aubes sont mises à 44° ce qui représente la position fermée.

#### III.4.4.5. Corps avant du compresseur

Le corps avant du compresseur contient les dix premiers étages du stator du compresseur (numérotés de zéro à neuf). Il transfère également les charges structurales du corps adjacent au support avant qui est boulonné et maintenu par une cheville à la bride avant du corps. 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 situés dans l'avant du compresseur sont montés dans des segments demi-circulaires rainurés. L'ensemble aubes et segments du stator sont alors montés dans des

rainures en queue d'aronde, usinées dans la paroi du corps d'admission. Une longue clavette de blocage, montée dans une rainure usinée dans une bride de raccordement horizontale de la moitié inférieure du corps, empêche ces ensembles de tourner dans les rainures du stator.

### III.4.5. SECTION COMBUSTION

Après avoir être comprimé dans le compresseur, l'air quitte ce dernier pour entrer dans la chambre de combustion afin de participer partiellement dans l'opération de combustion, qui assure un apport d'énergie (thermique) très élevé.

Le système de combustion pour MS5002 se compose de douze chambres de combustion d'une forme cylindrique, placées diamétralement symétriques par rapport au plan vertical. Dans chaque chambre on trouve un tube à flamme (chemise de combustion), un chapeau, un injecteur de gaz, et une pièce de transition. En plus des éléments cités précédemment, douze tubes d'interconnexion permettent la propagation de la flamme entre les douze chambres de combustion, deux bougies d'allumage pour amorcer la combustion, placées dans les tubes à flamme 1 et 12, et deux détecteurs de flamme afin de s'assurer que la combustion a lieu dans toutes les chambres, placés dans les tubes à flamme 3 et 10.

L'air comprimé sortant du compresseur, entre dans l'enveloppe de la chambre de combustion qui soutient les douze chambres, sa direction change pour entrer dans l'espace annulaire se trouvant entre le couvercle de la chambre et le tube à flamme, d'où l'appellation de chambre de combustion à flux inverse (pour le cas des avions le flux est direct pour minimiser la taille de la chambre). Une portion de 22% de cet air participe à la combustion, tandis que 10% sert à refroidir le tube à flamme, et les 68% restant sont utilisés pour diluer les gaz très chauds (1800°C), afin d'abaisser leur température, qui ne doit pas dans notre cas dépassée 950°C. Après la dilution, les gaz chauds (air + gaz issues de la combustion) sont véhiculés à la première directrice au moyen des pièces de transition, qui transforment la forme cylindrique du parcours des gaz en une forme annulaire approprié à la forme de la directrice.

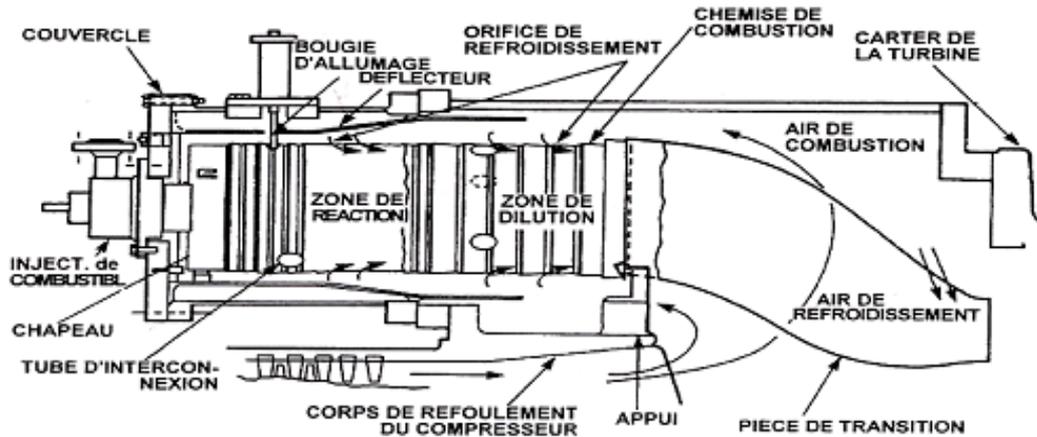


FIG III.4 Chambre de combustion [4]

### III.4.5.1. Enveloppe de combustion :

L'enveloppe de combustion soutient les douze corps de combustion et renferme les douze pièces de transition. C'est un élément soudé entourant la partie arrière du corps de refoulement du compresseur et recevant l'air de refoulement du compresseur à flux axial

Des enveloppes de combustion de différentes longueurs de calcul sont utilisées sur les turbines à gaz MS5002c: cycle simple (court) et cycle régénératif (long). Les corps de combustion se trouvent à l'extérieur sur enveloppe courte et à l'intérieur sur l'enveloppe longue.

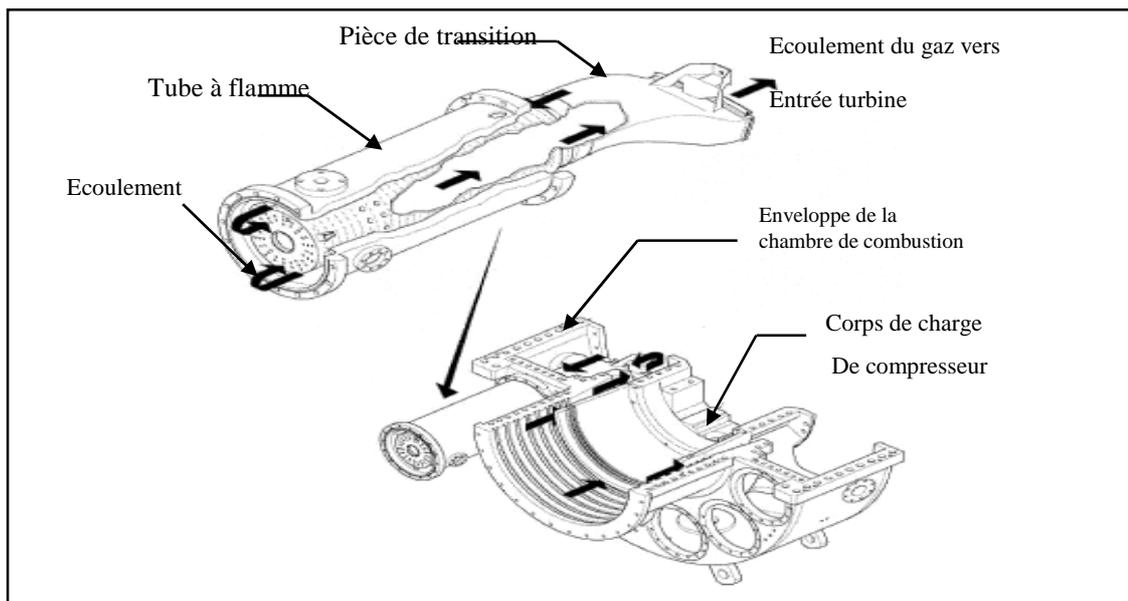


FIG III.5 Ensemble enveloppe de combustion [4]

### III.4.5.2. chambre de combustion :

Toutes les douze brides arrière du corps de combustion sont fixées sur la surface verticale avant de l'enveloppe de combustion avec chaque corps relié par les tubes-foyers. Les ensembles chapeau et chemise se trouvent à l'intérieur de chaque corps. Les injecteurs de combustible montés dans les couvercles du corps de combustion pénètrent dans les chambres et les alimentent en combustible. Ces corps de combustion sont numérotés d'un à douze et peuvent être identifiés en regardant en bas de l'entrée de la turbine et en comptant dans le sens inverse d'horloge d'une position midi. Pendant le fonctionnement, l'air du compresseur va dans l'enveloppe de combustion et dans l'espace annulaire entre les chambres de la chemise et la paroi de protection. L'air à haute pression circule dans la chemise, est mélangé avec le combustible et s'allume. Les gaz chauds résultant circulent dans la chemise et dans la pièce de transition qui est ajoutée à l'ensemble tuyère premier étage. Les détecteurs de flamme installés dans quatre des chambres envoient un signal au système de commande pour lui indiquer qu'il y a eu allumage.

#### ➤ **Le rôle de la chambre de combustion:**

Le rôle de la chambre de combustion est de fournir la quantité de chaleur nécessaire pour le cycle de la turbine à gaz. Les formes des chambres de combustion sont étudiées pour remplir les conditions suivantes:

- La durée de vie la plus longue possible.
- Avoir un encombrement minimal.
- Garantir un bon allumage et une stabilité de la flamme.
- Assurer une combustion la plus complète possible.
- Eviter le dépôt de carbone sur les brûleurs et les parois, ainsi que des fumées.
- Réduire les pertes de charges.

Les superalliages utilisés dans la chambre de combustion sont à base de Nickel avec un pourcentage élevé de Chrome, afin de résister à la corrosion. Ils contiennent également des faibles pourcentages de Cobalt, Fer, Tungstène, Titane, Aluminium, Carbone et du Bore.

### III.4.5.3. Bougies d'allumage :

La combustion du mélange de combustible et d'air est déclenchée par les bougies avec électrodes rétractiles. Deux bougies sont installées dans chacune des deux chambres de

combustion, (N°9 et N°10) et reçoivent l'énergie des transformateurs d'allumage. Les autres chambres sans bougies, sont allumées à travers les tubes-foyers d'interconnexion.



**FIG III.6** Bougie à flamme [14]

#### **III.4.5.4. détecteur de flamme :**

Pendant la séquence de lancement il faut envoyer une indication de présence ou absence de flamme au système de commande pour cette raison, un système de contrôle de flamme est utilisé, il comprend deux capteurs installés sur deux chambres de combustion adjacentes et un amplificateur électrique monté dans le tableau de commande de la turbine.

Le capteur de flamme ultraviolet comprend un capteur de flamme, contenant un détecteur rempli de gaz. Le gaz dans ce détecteur est sensible à la présence des radiations ultraviolettes émises par la flamme aux hydrocarbures. La tension C.C, fournie par l'amplificateur, est appliquée à travers les bornes de détecteur. En cas de flamme, l'ionisation du gaz dans le détecteur Permet la conduction dans le circuit électronique ce qui donne une sortie définissant la flamme.

Au contraire, l'absence de la flamme engendrera une sortie opposée définissant l'absence de flamme (pas de flamme).



**FIG III.7** Détecteur de flamme [14]

### III.4.5.6. Injecteur de combustible :

Chaque chambre de combustion est équipée d'un injecteur qui émet une quantité mesurée de combustible dans la chemise de combustion. Le combustible gazeux est introduit directement dans chaque chambre par des trous de mesurage placés au bord extérieur de la tôle de turbulence. Lorsqu'on utilise de combustible liquide, il est atomisé dans la buse à chambre de turbulence par l'air à haute pression.

Le mélange atomisé combustible/air est répandu après dans la zone de combustion. L'action de la buse répand un tourbillon longitudinal à l'air de combustion ayant comme résultat une combustion complète et surtout un fonctionnement sans fumée de la turbine.

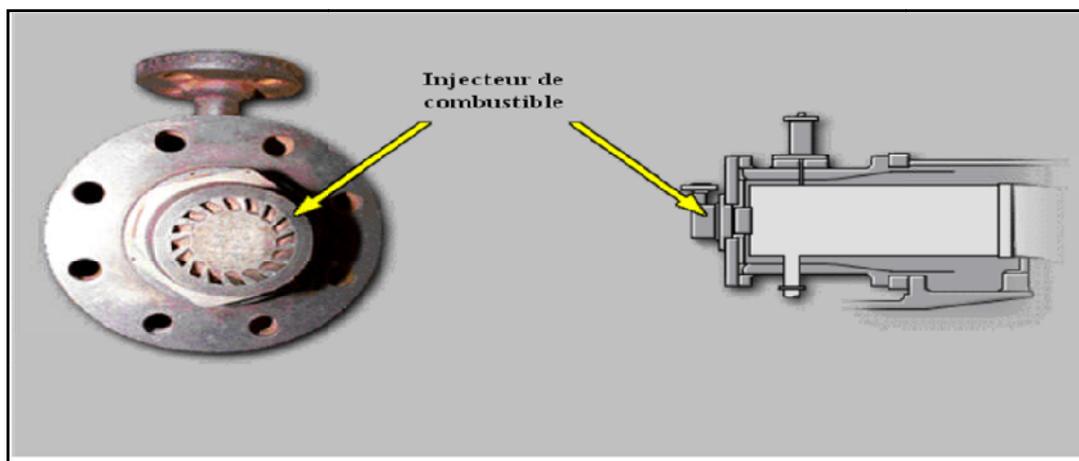


FIG III.8 Injecteur de combustible

### III.4.5.7. Tubes – foyers

Les douze chambres de combustion sont interconnectées par les tubes-foyers. Ces tubes font que la flamme des chambres allumées contenant les bougies d'allumage, s'étend aux chambres non encore allumées.

### III.4.6. Section turbine (détente) :

Les gaz chauds comprimés, entrent dans la section de turbine dite aussi section de détente, pour céder une grande partie de leur énergie emmagasinée. Ils trouvent dans leur trajectoire la première directrice, son rôle est d'augmenter la composante cinétique des gaz en réduisant leurs énergies thermique et de pression (expansion). Les gaz accélérés dans la directrice trouvent ensuite devant eux la roue HP avec ces aubes. La trajectoire des gaz dans la roue HP

est tangentielle au profil des intrados des aubes afin d'éviter les chocs (perte d'énergie) et d'avoir un couple résultant maximal.

Cette section comprend les éléments suivants: le corps de la turbine, la directrice de premier étage, la roue de la turbine premier étage (appelée également turbine haute pression), la directrice à aubes variables de deuxième étage et la roue de la turbine de deuxième étage (appelée également turbine basse pression). 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.

#### **III.4.6.1 Caisse turbine:**

La caisse de la turbine est un des principaux éléments structuraux de la turbine à gaz, elle est boulonnée extérieurement à l'avant aux entretoises du corps de refoulement du compresseur et extérieurement à l'arrière du cadre d'échappement. Dans la caisse de la turbine se trouvent les ensembles suivants, qui établissent la veine des gaz de chambre de combustion au cadre d'échappement, en passant par les roues de la turbine, les cloisons et les segments de protection de la directrice de premier étage, le diaphragme et l'étanchéité air du deuxième étage, et enfin les cloisons et les segments de protection de la directrice de deuxième étage.

La bague de commande, actionne les cloisons de la directrice de deuxième étage à angle variable, est soutenue par les galets montées sur la paroi extérieure de la caisse de la turbine. La paroi interne de la caisse de la turbine est isolée des pièces de la veine des gaz chaudes, sauf aux surfaces nécessaires de positionnement de la directrice et des segments de protection.

L'air de refoulement du compresseur, qui fuit au-delà des segments de la directrice de premier étage dans l'espace entre la paroi isolée de la caisse de la turbine et la paroi extérieure de la veine des gaz entre étages, contribue à dissiper la chaleur dégagée par la paroi extérieure de la veine des gaz. Les trous d'extraction de la bride de la caisse correspondent à ceux de la bride verticale avant du cadre d'échappement. L'air ambiant passe par ces trous pour refroidir l'arrière de la caisse de la turbine et les entretoises du cadre d'échappement dans la veine d'échappement

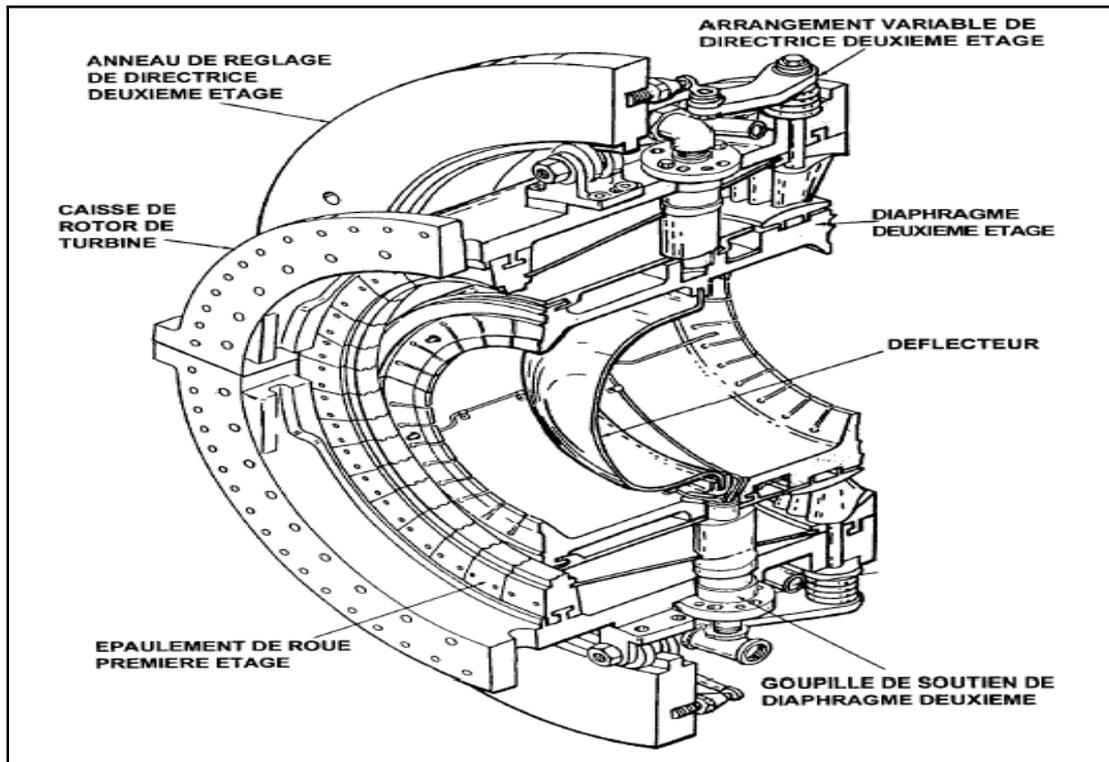


FIG III.9 Disposition enveloppe turbine [4]

### III.4.6.2. Directrice de la turbine :

La directrice se compose d'un ensemble d'éléments appelés segments, chaque segment regroupe trois compartiments ou aubes. Ces segments sont placés l'un à côté de l'autre de telle façon qu'ils forment un anneau permettant d'orienter et d'accélérer les gaz.

#### III.4.6.2.1. Directrices du premier étage :

La directrice de premier étage comprend les segments d'aube directrice montés dans une bague de retenue, soutenue dans la veine des gaz par un dispositif de fixation de la caisse de la turbine. La conception de l'ensemble de la directrice et la disposition de son support dans la caisse tiennent compte de la dilatation thermique due aux gaz chauds, et maintiennent l'ensemble correctement aligné dans la veine des gaz. Une autre caractéristique particulière de conception permet de démonter facilement la moitié inférieure de la directrice sans retirer le rotor.

La bague de retenue de la directrice est fendue en deux sur le plan horizontal et les deux moitiés sont réunies par des boulons. Les segments d'aubes directrices ont des cloisons à profil aérodynamique situées entre une paroi latérale interne et une paroi latérale externe. Ces cloisons de la directrice sont creuses avec des trous de purge traversant la paroi de séparation à proximité du bord de fuite ce qui permet le passage de l'air de refroidissement des

directrices. L'air de refoulement du compresseur venant de l'enveloppe de combustion passe autour de la bague de retenue, puis dans les cloisons creuses de la directrice et sort enfin par les trous de purge de la veine des gaz d'échappement. Cette veine d'air sert à refroidir les profils de la directrice (fig.III.10)

#### III.4.6.2 Directrices du deuxième étage:

La directrice du deuxième étage comprend les cloisons (déflecteurs) formant une directrice à angle variable dans l'espace circulaire de la veine des gaz, juste à l'avant de la turbine de deuxième étage. Ces cloisons peuvent être déplacées en même temps grâce à des arbres saillants dans la caisse de la turbine à travers des douilles. Des leviers, fixés à l'extrémité des arbres, sont reliés par maillons à des montants d'une bague de commande qui tourne sous l'action d'un cylindre hydraulique (fig.III.11).



FIG III.10 Directrice 1<sup>ère</sup> étage

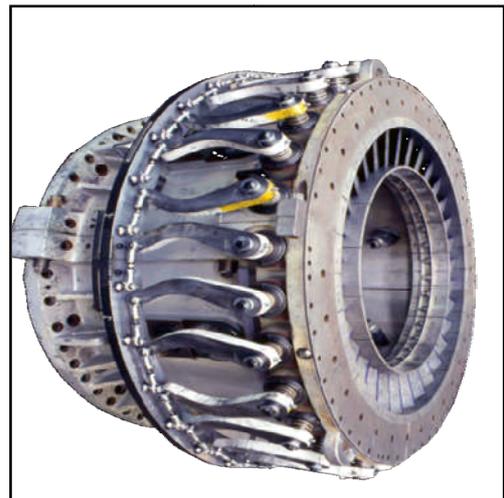


FIG III.11 Directrice 2<sup>ème</sup> étage

#### III.4.6.3. Ensemble diaphragme

Le diaphragme est soutenu entre les roues de la turbine de premier 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 forme l'espace roue arrière de la turbine de premier étage et l'espace roue avant de la turbine de deuxième étage. L'air de refroidissement est envoyé dans les espaces roues pour refroidir les roues de la turbine et

fermé hermétiquement la veine des gaz. Les flasques du diaphragme comportent les joints des roues qui empêchent les gaz chauds de s'échapper dans les espaces roues.

Le diaphragme soutient également la paroi interne de la veine des gaz entre étage. Une rainure usinée sur la circonférence de l'extrémité arrière de la paroi externe du diaphragme sert à retenir les éléments de protection intérieurs de la directrice de deuxième étage et à minimiser les fuites de gaz autour de la directrice. L'air de refroidissement est envoyé au diaphragme de deuxième étage par les chevilles creuses du support et l'alésage central de la roue de premier étage.

Les trous percés à angle dans la paroi du diaphragme, directement derrière la rainure du déflecteur d'air, croisent les trous des chevilles de support et permettent à l'air de refroidissement d'arriver à l'espace roue avant du deuxième étage, en passant par les chevilles creuses du support.

Les thermocouples devant mesurer la température des espaces roue arrière de premier étage et avant de deuxième étage sont maintenus dans les flasques du diaphragme. Les conducteurs des thermocouples sortent de la turbine par l'une des chevilles creuses de support.

#### **III.4.6.4. Les rotors HP et BP de la turbine**

La turbine à gaz dispose de rotors séparés :

La roue HP est liée directement au rotor du compresseur axial. L'ensemble est souvent appelé rotor. La détente des gaz dans la roue HP sert pour faire tourner le compresseur axial (autonomie). Ce rotor est supporté par deux paliers lisses, l'un avant le compresseur et l'autre avant la roue HP.

Pour le cas des turbines à gaz à un seul arbre, le rotor est lié à la charge par l'intermédiaire d'un réducteur (pour turbines à vitesse plus grande que 3000tr/mn). Les gaz sortants de la roue HP sont envoyés à l'atmosphère.

Par contre pour le cas des turbines à deux arbres, une deuxième détente a lieu dans la roue BP. Les gaz sortant de la roue HP traversent une deuxième directrice pour la conversion d'une partie de leurs énergies thermiques et de pression en une énergie cinétique servant à faire tourner la deuxième roue de turbine. Les deux arbres sont indépendants, et les gaz sortants de la roue HP sont véhiculés dans le diaphragme pour atteindre la roue BP.

Du fait que les gaz ont perdus une partie de leur énergie après passage dans la roue HP, la deuxième roue de turbine est d'un diamètre plus grand, avec des aubes plus longues, pour

maximiser la surface de contact (plus de couple). Les aubes sont soutenues des deux extrémités afin d'éviter leur flexion.

Les gaz quittant la roue BP sont envoyés à l'atmosphère et le couple résultant sert à faire tourner la charge qui est généralement variable dans ce cas, où la variation du couple s'effectue grâce à la directrice à aubes variables (deuxième directrice). La deuxième roue est aussi supportée par deux paliers lisses, un après la roue et le deuxième avant la charge.

Un palier de butée pour résister contre les vibrations axiales et limiter la position axiale du rotor pour éviter le frottement avec les pièces du stator lors de fonctionnement est placé du côté du premier palier porteur, il est de type à patins.

Les deux rotors de la turbine sont alignés dans la section turbine, mais sont mécaniquement indépendant l'un de l'autre, ce qui permet aux deux turbines de tourner à des vitesses différentes.

#### III.4.6.5. Les paliers

La turbine à gaz MS5002C a quatre paliers principaux, soutenant les rotors du compresseur et de la turbine. Ces paliers sont numérotés 1, 2, 3 et 4. Palier N°1 se trouve dans le corps d'admission du compresseur, le palier N°2 se trouve dans le corps de refoulement du compresseur, et les paliers N°3 et 4 se trouvent dans les allongements séparés, boulonnés à la partie arrière du déflecteur interne du cadre d'échappement. Les paliers N°1 et 2 soutiennent le rotor du compresseur, la turbine HP et les paliers N°3 et 4 soutiennent le rotor de la turbine de puissance BP.

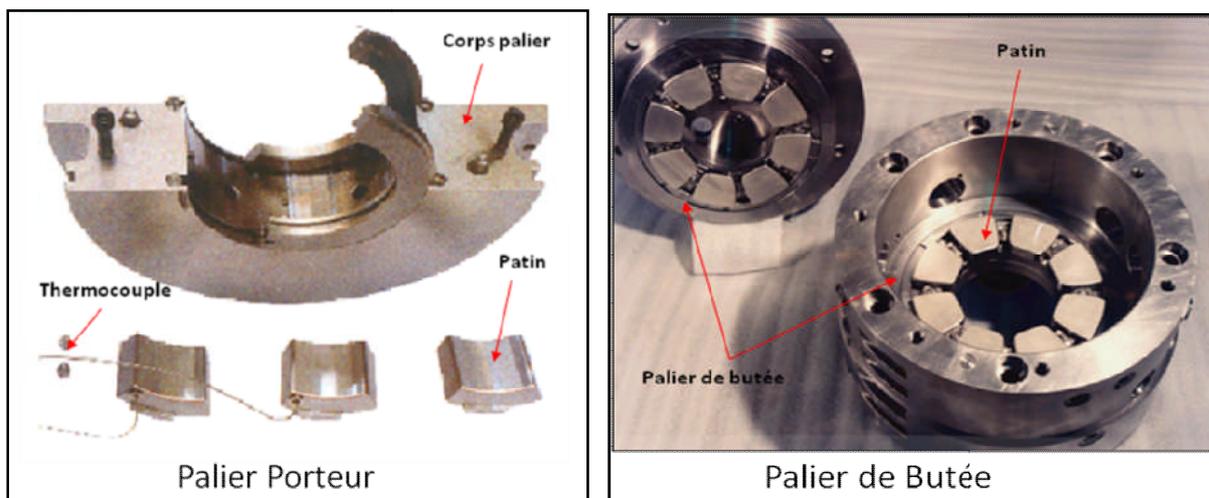


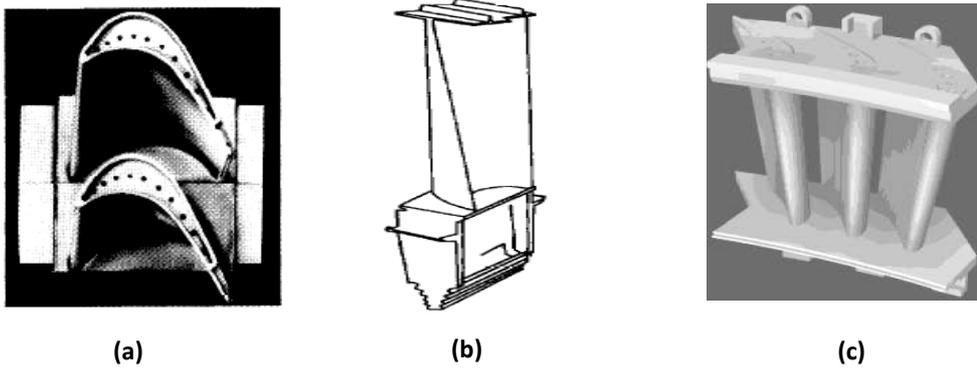
FIG III.12 Paliers

N°	Genre	Type
<b>1</b>	Palier	Elliptique
	Butée active	Patins oscillants (six patins), auto-égalisateur
	Butée inactive	Cordon conique
<b>2</b>	Palier	Elliptique
<b>3</b>	Palier	Patin oscillants (cinq patins)
<b>4</b>	Palier	Patins oscillants (cinq patins)
	Butée active	Patins oscillants (huit patins) auto-égalisateur
	Butée inactive	Patins oscillants (quatre patins) non-égalisateur

**Tab III.I** Ensemble des paliers

#### III.4.6.6. aubes de la turbine :

Les aubes de la turbine sont montées dans la roue, dans des queues d'aronde axiales, en forme de sapin avec les couvercles installés sur les "échasses" des aubes. Un couvercle sur deux est un couvercle de fermeture. Les aubes sont maintenues en place sur une cheville Twistlock fixée par empilage.



**FIG III.13** (a): Aubes de première roue turbine; (b) : Aube deuxième roue  
(c) : Segment de la directrice

### III.4.7. Système de commande d'une turbine à gaz :

#### ❖ Système auxiliaires et instrumentation de la turbine :

Toute turbine à gaz est contrôlée par un système de commande assurant les fonctions de séquences, de régulation, de protection et interfaçage Homme- Machine (**MMI** : Men-machine interface).le bon fonctionnement d'une turbine nécessite aussi des systèmes auxiliaires et une instrumentation diverse.

#### III.4.7.1. Système d'admission:

Le système d'admission d'une turbine à gaz a pour but de diriger l'air de combustion dans la section d'admission du compresseur axial afin de garantir:

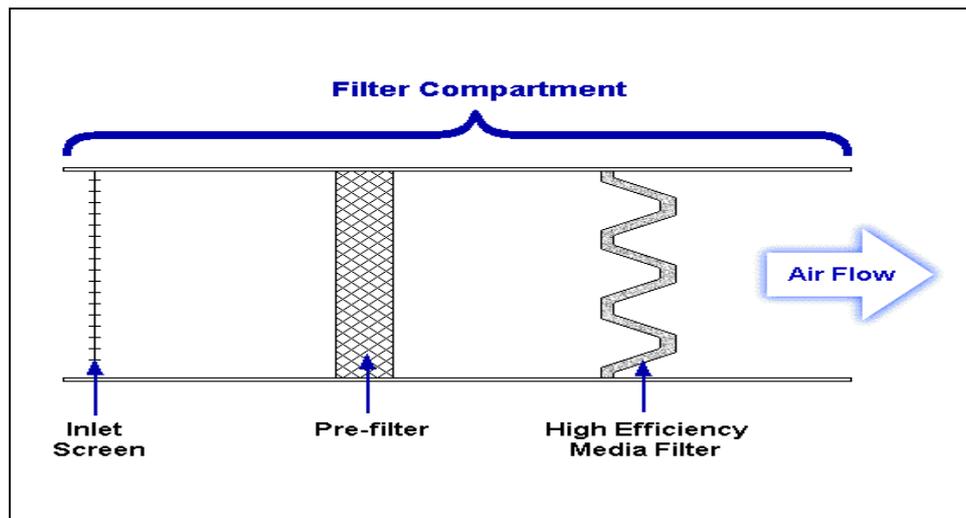
Le degré de filtration pour le fonctionnement correct du compresseur et de la turbine dans les limites des conditions ambiantes existantes de l'installation.

Un débit d'air régulier vers la section d'admission du compresseur, et donc un fonctionnement fluïdo-dynamique régulier de ce dernier.

Le système d'admission comprend les éléments principaux suivants: filtre d'admission, conduite, silencieux, coude, caisson d'admission et accessoires. L'air entre dans le filtre, traverse la conduite, le silencieux, le coude et le caisson d'admission et enfin le compresseur.

La configuration interne du filtre choisi, le degré d'insonorisation obtenu dans le silencieux et la géométrie du coude et tous ces facteurs influencent sur la résistance rencontrée par l'air qui traverse tous ces éléments.

La chute de pression provoque une réduction du débit massique de l'air, qui a comme conséquence la baisse de la puissance et l'accroissement de la consommation spécifique.



**FIG III.14** Filtre à air

#### III.4.7.2. Système de lancement :

Comme toute machine à combustion interne, la turbine à gaz nécessite un dispositif de démarrage (démarreur). Elle doit être tournée ou démarrée à la main par équipement accessoire (démarreur) qui peut être :

- Un moteur diesel.
- Un moteur électrique (à vitesse variable).
- Une turbine de détente (à l'aide du gaz sous pression).

Le but des moyens de démarrage (accouplés à la turbine).

- Vaincre le couple très important au démarrage.
- Amener la turbine à une vitesse où le débit de l'air est suffisant pour l'allumage.
- Aider la turbine à l'accélération jusqu'à la vitesse de sustentation (self sustaining) = auto maintien où la turbine n'a plus besoin de ce dispositif; donc autonome).

### III.4.7.3. Système 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 (**Fig.III.15**).

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 VCE 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. Le rapport entre la surface de passage minimum et maximum imposée par les conditions de charge plus élevées et par la quantité de combustible nécessaire à la préchauffe est contenue dans des limites très restreintes.

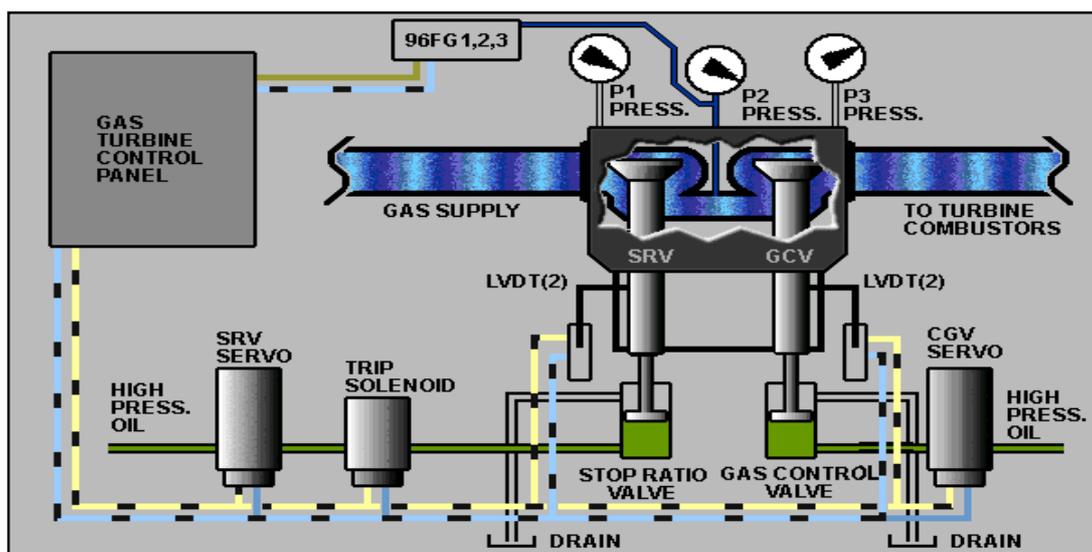


FIG III.15 Système du gaz combustible

- **SRV** (Speed ratio / stop 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 électro hydraulique.
- **GCV** : C'est une vanne régulatrice qui détermine la quantité totale de la combustion. Elle permet de réguler la vitesse BP (i, e de la charge).

#### **III.4.7.4. Système de l'huile de graissage :**

- La turbine à gaz est graissée en circuit fermé, par un système d'alimentation sous pression en huile, qui comporte un réservoir d'huile, des pompes, des échangeurs de chaleur (refroidisseur et réchauffeur d'huile), des filtres, des vannes et divers dispositifs et instruments de commande et de protection de systèmes.
- L'huile de graissage irrigant les quatre paliers principaux de la turbine (éviter le contact métal- métal en établissant un film d'huile). Il fournit également l'huile au système hydraulique, l'huile d'arrêt et l'huile de lancement.
- L'huile de graissage est pompée du réservoir par une pompe à engrenages (mécanique principale) durant la marche normale. Si cette dernière, n'est pas en mesure d'assurer la pression adéquate (après arrêt de la turbine), lors du démarrage, ou le refroidissement, une pompe auxiliaire à courant alternatif assure le graissage (contrôlée par un pressostat 63QA-1).
- S'il y a absence du courant alternatif, durant la période de refroidissement, cette fonction est assurée par une pompe à courant continu (alimentée par des batteries).
- La pression et la température de l'huile sont surveillées respectivement par des pressostats (interrupteur à pression) et thermostats (interrupteur à température).

#### **❖ Réservoir et tuyauterie d'huile :**

Un grand réservoir d'huile est situé sous la zone auxiliaire du socle de la turbine, précisément en dessous des pompes de graissage, dont elle fait partie intégrante. Les différents dispositifs de contrôle et de protection sont installés sur le couvercle. Sur le coté droit du socle se trouve deux raccords pour remplissage ; le fond est doté de deux purges. La cuve a une capacité de 10000L.

Le collecteur d'huile de graissage se compose principalement d'une tuyauterie qui assure le graissage du réducteur auxiliaire, et les paliers de la turbine.

La vidange se fait à chaque révision générale (MI), mais dans la plupart des cas son état pour une seule MI reste bon, pour cela la vidange se fait pour chaque deux MI. Lors de la 1<sup>e</sup> MI et vu la grande quantité d'huile contenue dans le réservoir, on fait recycler l'huile dans une centrifugeuse où les impuretés sont éliminées vers l'extérieur, pour lui rendre son état pur. Pendant le fonctionnement, un appoint d'huile est apporté quand on recense qu'il est nécessaire.

❖ **Pompes d'huile de graissage** : On a quatre (3) types de pompes :

#### **1- 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.

#### **2- 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 1<sup>e</sup> palier du compresseur). Ces deux pompes démarrent dès que la turbine atteint 85% 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.

#### **3- 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 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 9 tonnes (pour MS5002c), avec une longueur d'environ  $8m$  et une température élevée provenant de la compression d'air.

#### **III.4.7.5. Système de l'huile hydraulique :**

La fonction principale du système d'alimentation hydraulique est de fournir de l'huile hydraulique à haute pression (plusieurs fois supérieure à l'huile de graissage) aux pistons (cylindre) de commande des vannes de gaz SRV, GCV, des IGV, et des nozzles. Elle est prélevée du système de graissage (basse pression) et augmentée par la pompe hydraulique principale (mécanique) et la pompe hydraulique auxiliaire entraînée par un moteur à courant alternatif en cas de nécessité (démarrage ou basse pression quelconque). Cette huile est filtrée une seconde fois et régulée par des soupapes, des clapets anti-retours et surveillée par des pressostats (ex **63HQ-1**). En cas d'appel d'huile brusque, des accumulateurs remplis d'azote sous pression sont prévus pour compenser cette perte de charge.

#### **III.4.7.6. Système de l'huile d'arrêt (ou de commande, ou de déclenchement) :**

Cette huile est prélevée de l'huile de graissage à travers un orifice calibré. Son rôle est d'assurer la fermeture rapide de SRV et ouverture rapide des nozzles en cas d'arrêt normale ou d'urgence. Ceci en inversant le sens de passage de l'huile hydraulique dans les chambres des cylindres.

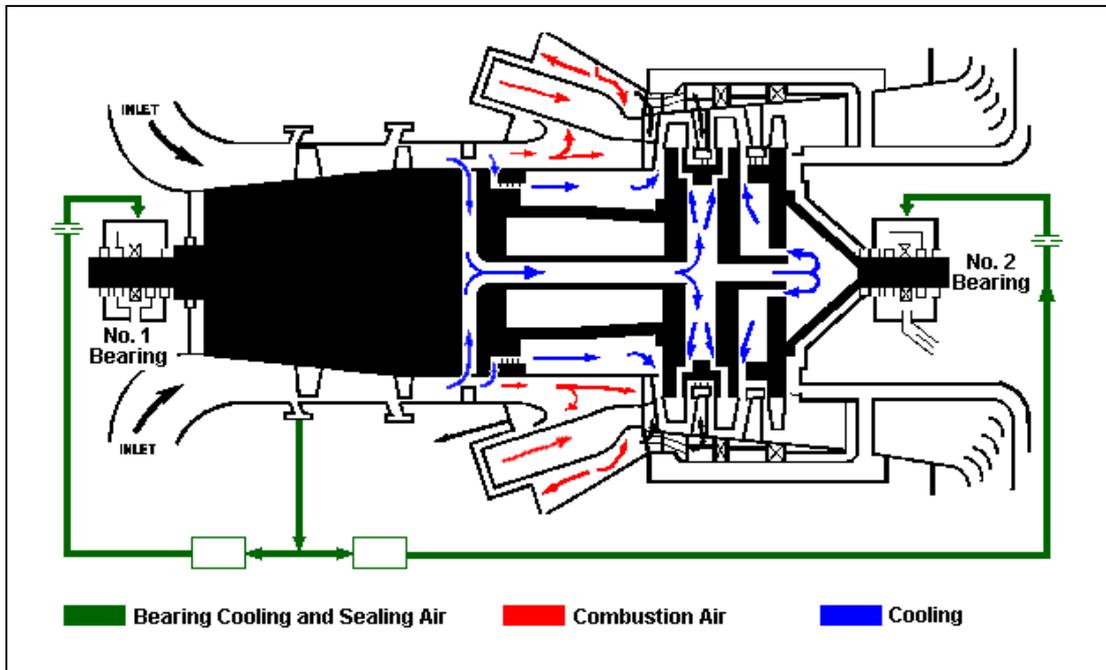
Cette huile peut être actionnée soit par le système de commande (électriquement) (**20HD**), soit indépendamment de lui par une vanne manuelle d'arrêt d'urgence, ou les dispositifs de survitesse mécanique (par la force centrifuge).

#### **III.4.7.7. Système d'air de refroidissement et d'étanchéité:**

L'air est utilisé pour refroidir les différentes parties de la section de la turbine, pressuriser les joints d'huile des paliers dans la turbine à gaz. L'air est obtenu du compresseur axial et de l'air d'environnement où la turbine à gaz se trouve. Les parties de la section de la turbine qui sont refroidies à l'air sont:

- Roue de la turbine du premier et deuxième étage;
- La directrice du premier étage;
- Le carter du rotor de la turbine

-Les entretoises de support du cadre d'échappement et déflecteur d'addition, les tubes à flamme de la chambre de combustion, les coudes et les pièces de transition sont projetés pour utiliser l'air de combustion (air comprimé), pour un refroidissement efficace de ces parties.



**FIG III.16** Circuit d'air d'étanchéité et de refroidissement

#### III.4.7.8. Système de l'embrayage de lancement:

Le système comprend l'embrayage à mâchoire, la fin de course et deux cylindres hydrauliques. Ces cylindres ont pour effet d'enclencher l'embrayage par la vanne d'ensemble d'auto-commande séquentielle hydraulique, alors que les dispositifs de démarrage fournissent un couple à la turbine. Lorsque la turbine renvoie le couple, à travers l'embrayage, au dispositif de démarrage, l'embrayage déclenche et la fin de course envoie un signal logique au speed tonic pour mettre la procédure d'arrêt des dispositifs de démarrage.

#### III.4.7.9. Système d'échappement:

La section d'échappement comporte l'ensemble du cadre d'échappement et la chambre d'échappement.

L'ensemble cadre d'échappement est une structure principale faisant partie de la turbine à gaz.

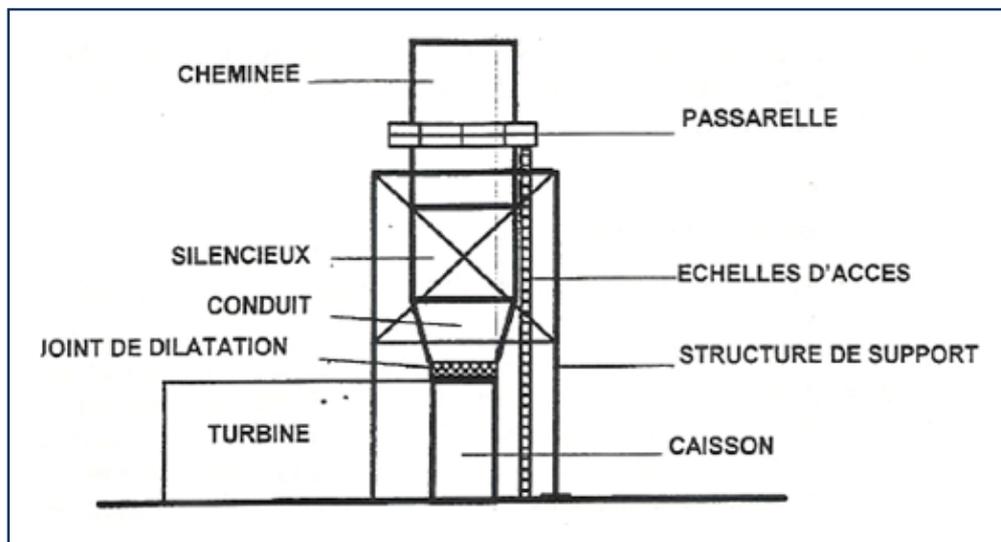
Il sert de support aux ensembles suivants:

Les paliers N° 3 et 4, l'ensemble des tuyauteries d'huile de graissage et de vidange, les tuyauteries pour le refroidissement de la turbine, les tuyauteries pour l'air d'étanchéité, des labyrinthes de palier, les segments de la roue du deuxième étage de la turbine.

La chambre d'échappement est une structure rectiligne en forme de boîte dont laquelle les gaz d'échappement sont déchargés et diffusés. A partir de cette chambre les gaz sont conduits vers l'atmosphère. La chambre d'échappement est située à l'extrémité arrière du socle de la turbine.

Il doit répondre à certaines exigences, parmi elles:

- Assurer un niveau de bruit minimal, en réduisant la turbulence des gaz sortants.
- Conformité avec les conditions de sécurité du personnel (bonne isolation thermique).
- Avoir un niveau de fiabilité et de disponibilité adéquat à ceux des éléments restants de la turbine



**FIG III.17** Principaux éléments du système

### III.4.8. Description d'un système de commande [4]

#### Généralités :

La technologie des systèmes de commande des turbines à gaz a beaucoup évolué depuis les années 40. Ces systèmes étaient au départ pneumatique et électropneumatique. Ils ont évolué vers des systèmes électroniques avec l'arrivée du transistor, puis l'introduction de plus en plus grande des circuits intégrés. La technologie actuelle est basée sur les microprocesseurs offrant toujours, plus de capacité et de vitesse de traitement des informations aboutissant ainsi à l'amélioration très sensible du contrôle (algorithmes de calcul complexes) donc la durée de vie du matériel ; d'autre part l'introduction des concepts de redondance (multiplicité) dans le contrôle a augmenté la fiabilité et la disponibilité de ces mêmes systèmes.

#### III.4.8.1. Systèmes de contrôle :

Les systèmes de contrôle de la turbine à gaz consistent en des ensembles ou dispositifs de composants montés sur la turbine à gaz, sur le tableau de contrôle électrique et les câbles d'interconnexions entre l'armoire de contrôle et la turbine à gaz. Ces dispositifs effectuent un contrôle des différents paramètres (température, vitesse, pression,...), pour assurer le bon fonctionnement de la turbine à gaz.

##### A). Système de contrôle du fuel :

La fonction primaire du système de contrôle du fuel est de contrôler la vitesse de la turbine en charge, il comprend également :

- ❖ La fonction d'allumage.
- ❖ La fonction d'accélération.
- ❖ La fonction de contrôle limite du combustible.
- ❖ La fonction de contrôle de la température d'échappement.

##### B). Système de contrôle de la directrice du premier étage :

Afin de maintenir relativement constante la température d'échappement sous les différentes charges et suivant la température ambiante, l'angle des aubages orientables de la directrice du premier étage est ajusté automatiquement pour pouvoir contrôler la vitesse de la charge suivant le besoin.

##### C). Système de contrôle de la température :

Pour obtenir le meilleur rendement de la turbine à gaz il est souhaitable de travailler avec des températures du gaz à l'entrée de la section turbine aussi haute que possible.

Cependant, afin de travailler à l'intérieur des limites de résistance des pièces il ne faudra pas dépasser un maximum permis de température d'entrée et d'échappement. Ainsi, un système de contrôle de température est nécessaire pour contrôler la vitesse ou la charge dans le cas où la température d'admission ou d'échappement dépasse les limites prescrites.

#### **III.4.8.2. Systèmes de protection :**

Le système de protection est constitué par un certain nombre de systèmes secondaires et primaires dont certains travaillent à chaque démarrage ou à chaque arrêt. Les autres systèmes et composants sont réservés pour des conditions de marche anormales ou des cas d'urgence demandant l'arrêt de la turbine à gaz.

##### **A). Système de protection de survitesse :**

Le système de protection de survitesse consiste en un et secondaire. Le système primaire est un système de protection électronique et le système de protection secondaire est mécanique. Ce dernier comprend des masses de survitesse HP et BP. La masse de survitesse HP est assemblée dans l'arbre du réducteur des auxiliaires. La masse de survitesse BP est placée dans l'arbre de la turbine second étage.

##### **B). Système de protection de dépassement de température :**

Le système de protection de dépassement de température est l'un des systèmes de protection primaires de la turbine à gaz. Le système déclenche une alarme dès que la température dépasse la limite fixée.

##### **C). Système de protection et de détection des vibrations :**

Le système est constitué de plusieurs détecteurs de vibrations. Il agit pour mettre la turbine soit en alarme soit en déclenchement. Les capteurs ou détecteurs de vibrations sont répartis stratégiquement en différents points de la turbine.

##### **D). Système de protection et de détection de flamme :**

Le système sert pour les trois fonctions principales suivantes :

a)- Lorsque la vanne de régulation qui contrôle l'arrivée du combustible pour l'allumage est en fonctionnement et que les circuits d'allumage sont sous tension dans la séquence de démarrage. La vanne d'arrêt de combustible se déclenche si la flamme n'est pas détectée dans

le temps réglé du temporisateur d'allumage (généralement 60 secondes). Et les circuits d'allumage ne sont plus sous tension. Cela permet d'éviter un excès de concentration de combustible dans la turbine et dans le système d'échappement pour éviter tout risque d'explosion dans les conduites.

b)- Lorsque la flamme est établie et détectée au moment de l'allumage dans la séquence de démarrage, la détection de la flamme est utilisée pour commander d'autres phases de la séquence de démarrage pour la montée en régime de la turbine.

c)- S'il y a une disparition de flamme après que l'allumage ait été établi,

La totalité du débit de combustible à la turbine est immédiatement arrêté pour empêcher le combustible non brûlé de pénétrer dans l'échappement.

#### **E). Système de protection contre les pulsations au démarrage et à l'arrêt :**

Les caractéristiques de pression et de débit du compresseur sont telles qu'elles demandent un équipement spécial et une séquentielle des composants de la turbine pour empêcher le pompage du compresseur au cours de l'accélération pour prendre sa vitesse dans la séquence de démarrage.

La protection contre le pompage est également nécessaire pendant la séquence d'arrêt et de décélération lorsque la turbine est déclenchée et qu'il n'y a plus de flamme dans le système de combustion. Le pompage dans les cycles de décélération et d'accélération est habituel dans les compresseurs à haut rendement.

C'est pourquoi, pour empêcher tout dommage important à la turbine et à son compresseur, les équipements et composants ci-dessous jouent un rôle très important pour empêcher le pompage du compresseur axial :

- deux vannes d'extraction sont prévues sur le manifold du dixième étage.
- le compresseur axial est équipé à son admission d'aubage de pré-rotation avec un mécanisme de commande pour la couronne qui entraîne les aubages orientables.
- Les contacteurs de fin de course sur les vannes d'extraction du compresseur.

### III.4.8.3.Séquence de démarrage d'une turbine :

Lorsque la turbine est démarrée, la commande des directrices deuxième étage demande l'ouverture totale car la vitesse et la température sont en dessous de leur point de consigne, donc les directrices s'ouvrent pour donner le maximum d'énergie à l'ensemble haute pression.

Les IGV sont complètement fermées pour éviter les pulsations du compresseur axial durant la phase de démarrage (vitesses lentes).

La turbine de lancement amène l'ensemble haute pression à la vitesse d'allumage (environ 20%) après avoir effectué les deux minutes de purge pour s'assurer qu'il n'y a pas de combustible dans l'unité ou dans le système d'échappement.

Ensuite on établit le VCE d'allumage, dès qu'une flamme est détectée, le VCE est réduit à la valeur de réchauffage pour minimiser le choc thermique sur les pièces qui sont sur le parcours emprunté par les gaz chauds.

Le VCE augmente à un taux exponentiel pour aider l'accélération de la roue HP, à ce moment la température à l'échappement est autorisée à augmenter.

Après une brève période de temps, la turbine va commencer à accélérer plus vite. Dans la plage de 40 à 50% de la roue HP, la turbine basse pression va aussi décoller et commencer à accélérer.

Au fur et à mesure que la vitesse de la roue HP augmente, le rendement de la turbine s'améliore et la température à l'échappement va arrêter d'augmenter et commencer à décroître.

Et au environ de 60% de la vitesse HP, la turbine haute pression va se désaccoupler du dispositif de démarrage (turbine de lancement).

La turbine HP et BP vont accélérer jusqu'à leur point de consignes.

La phase d'accélération du démarrage se termine lorsque la séquence complète s'est effectuée.

A ce moment la vitesse de l'arbre haute pression est commandée par les directrices du deuxième étage, et les pompes auxiliaires s'arrêtent. La turbine passe alors en commande de vitesse et peut maintenant être chargée.

**III.4.8.4. Instrumentation de la turbine :**

- ✓ Capteur de vitesse : placé en face à une roue dentée solidaire à l'arbre tournant permet d'engendrer par induction un signal électrique dont la fréquence est proportionnelle à la vitesse de rotation (**ex : 77S, 77HC,.....**).
- ✓ Capteur de température : ou thermocouple qui est un dipôle constitué de deux métaux différents solidaires par une extrémité qui, si elle est chauffée, crée une tension de quelque MV aux bornes dipôle proportionnelle à sa température.
- ✓ Transmetteur de pression (**ex : 96FG**) : capteur analogique monté sur une conduite dont il mesure la pression en la convertissant, d'une façon linéaire, en tension ou en courant.
- ✓ Capteur de vibration (39V) : il est du type sismique (vélocité), il permet de mesurer les vibrations absolues par induction sur les arbres HP et BP.
- ✓ Capteur de position (LVDT) : il est constitué d'un transformateur de position fixe muni d'un noyau droit solidaire à l'axe du piston en mouvement et permet de mesurer sa position par la variation linéaire de la tension de sortie du transformateur.
- ✓ Servo-valve : Élément électro hydraulique de commande de mouvement des cylindres par le changement des voies de passage de l'huile hydraulique (distributeur) à l'aide d'un courant électrique parcourant ces bobines (moteur).
- ✓ Contact à pression (pressostat : 63) : contact qui ferme ou ouvre à partir d'un seuil de pression. C'est un élément réglable dans une gamme de valeurs.
- ✓ Contact à température (thermostat : 26) : contact qui ferme ou ouvre à partir d'un seuil de température.
- ✓ Contact fin de course (33) : interrupteur actionné par un élément en mouvement pour indiquer une position extrême.
- ✓ Détecteur de niveau (71) : interrupteur actionné par un flotteur pour indiquer un niveau extrême.
- ✓ Electrovanne (20) : fonctionnant comme électroaimant et assimilé à un robinet à action électrique pour fermer ou ouvrir le passage à différents fluides, air, gaz, huile.
- ✓ Détecteur de flamme (28 FD) : principalement, constitué d'un condensateur se trouvant dans une ampoule remplie de gaz s'ionisant à l'exposition des ultraviolets émis par une flamme. L'ionisation de charge de condensateur alimenté par un courant continu engendrant un signal variable dont la fréquence est proportionnelle à l'intensité des rayons ultraviolets.

Bougie d'allumages : alimentées par un THT, permettent de fournir des étincelles (arc) pour l'allumage.

### **III.5.Conclusion**

Une description détaillée de la turbine à gaz MS 5002C a été présentée le long de ce chapitre. Toutes les parties constituantes de cette turbine ont été abordées du point de vue technologique et fonctionnel. Enfin, une étude du système de commande et de contrôle ainsi que du système de protection a été présentée.

*Chapitre IV :*  
*Calcul thermodynamique*

### IV.1.Introduction

En général, les turbines sont fabriquées par les constructeurs, pour travailler dans des conditions standards, mais en réalité celles-ci travaillent dans des régions aux conditions climatiques différentes, afin de mettre en évidence cet impact un calcul thermodynamique s'impose.

Dans ce chapitre, nous allons calculer les paramètres thermodynamique de la turbine à gaz MS 5002C, dans un premier temps, en utilisant les données standards du constructeur et par la suite, en se basant sur les conditions d'exploitation sur site.

### IV.2.Cycles thermodynamiques de la turbine à gaz

#### IV.2.1.Cycle de Brayton [15]

Le cycle de Brayton est un cycle thermodynamique à fluide caloporteur gazeux. Il tient son nom de l'ingénieur George Brayton (1830–1892) qui l'a développé, bien que son invention soit attribuée à Barber en 1791. Il est aussi connu sous le nom du cycle de Joule.

#### IV.2.2. Cycle idéal

C'est un cycle, comprenant deux transformations isobares réversibles et deux transformations supposées isentropes, parcouru en écoulement quasi-permanent, par un gaz parfait idéal.

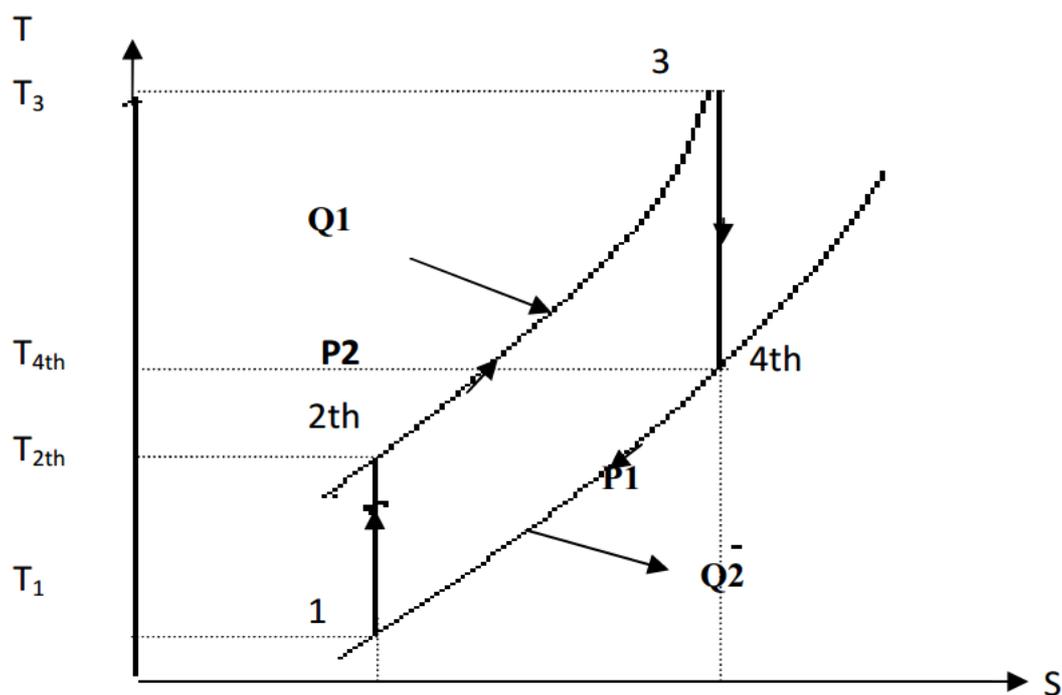


FIG IV.1 Cycle théorique de joule

Avec :

- ❖ (1-2) : Compression isentropique.
- ❖ (2-3) : Apport de chaleur à pression constante dans la chambre de combustion.
- ❖ (3-4) : Détente isentropique.
- ❖ (4-1) : Echappement dans l'atmosphère.

• **Travail de compression (1-2)**

Le travail de compression  $W_c$ , rapporté au kilogramme de fluide à pour expression

$$W_c = \int_{T_1}^{T_2} C_p(T) dT = \overline{C_p}(T_2 - T_1)$$

On c'est que dans une évolution isentropique :

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

Donc l'expression du travail idéal par kg de fluide devient :

$$W_c = \overline{C_p} T_1 (\tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)$$

Avec  $\tau_c$  Le taux de compression du compresseur.

$$\tau_c = \frac{P_2}{P_1}$$

• **Combustion (2-3)**

On a l'équation de la chaleur fournie par la combustion pour un Kg de fluide :

$$Q = \int_{T_2}^{T_3} C_p(T) dT = \overline{C_p} T_1 (r - \tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}})$$

• **travail de détente (3-4)**

On a l'équation du travail de détente par Kg de fluide :

$$W_T = \int_{T_3}^{T_4} C_p(T) dT = \overline{C_p}(T_3 - T_4)$$

On c'est que dans une évolution isentropique :

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$$

Donc l'expression du travail idéal par kg de fluide devient :

$$W_T = \bar{C}_p T_3 \left(1 - \tau_d^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}\right)$$

Avec  $\tau_d$  Le taux de détente de la turbine  $\tau_d = \frac{P_3}{P_4}$

Le travail massique net idéal fourni par la détente :

$$W_{net} = W_T - W_C = \int_{T_3}^{T_4} \bar{C}_p(T) dT - \int_{T_1}^{T_2} \bar{C}_p(T) dT$$

En mettant en évidence le rapport de température  $T_3/T_1$  qui caractérise le niveau de technologie de la machine, on obtient:

$$W_{net} = \bar{C}_p T_1 \left[ \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \tau_d^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}\right) - \left(\tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right) \right]$$

On définit le rendement thermique comme étant le rapport entre le travail net de la turbine et la chaleur dégagée à la combustion:

$$\eta_{Th} = \frac{\bar{C}_p T_1 \left[ \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \tau_d^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}\right) - \left(\tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right) \right]}{\bar{C}_p T_1 \left(r - \tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)}$$

Donc on aura :

$$\eta_{Th} = \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

### IV.2.2. Cycle réel

Le cycle réel se déduit du cycle théorique par la prise en considération diverses irréversibilités, telles que :

-la compression est adiabatique et non isentropique, ainsi que la détente. L'entropie de fluide augmente au passage dans les turbomachines correspondantes d'après le deuxième principe de la thermodynamique.

-les pertes de charge dans la chambre de combustion sont prises en compte.

- Le débit d'air qui parcourt le cycle réel ne peut pas être considéré constant. En effet, à l'entrée de la turbine, il faut prendre en compte le débit de combustible. En outre, une partie du débit d'air est utilisée pour refroidir la turbine.



En supposant une chaleur spécifique constante, le rendement isentropique devient:

$$\eta_{is,c} = \frac{T_{t2,is} - T_{t1}}{T_{t2} - T_{t1}}$$

On c'est que dans une évolution isentropique :

$$P_{t1}^{1-\gamma} T_{t1}^{\gamma} = P_{t2,is}^{1-\gamma} T_{t2,is}^{\gamma}$$

Ce qui donne :

$$\frac{T_{t2,is}}{T_{t1}} = \left( \frac{P_{t2,is}}{P_{t1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Donc l'équation du travail réel par kg de fluide devient :

$$W_{c,réel} = \frac{W_{c,is}}{\eta_{c,is}} = \frac{T_{t1} C_{pa}}{\eta_{c,is}} \left( \tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

En utilisant la notion du rendement polytropique :

$$\eta_{p,c} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \times \frac{k - 1}{k}$$

On peut écrire la relation suivante :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \times \frac{1}{\eta_{p,c}}}$$

Le travail réel de compression  $W_{c,réel}$  rapporté par kg de fluide en évolution à pour expression :

$$W_{c,réel} = \int_{T_1}^{T_2} C_p(T) dT = \bar{C}_p T_1 \left( \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \times \frac{1}{\eta_{p,c}}} - 1 \right)$$

### Étude de la combustion

La quantité de chaleur fournit au fluide par unité de masse :

$$Q = \int_{T_2}^{T_3} C_p(T) dT = \bar{C}_p T_1 \left( r - \tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)$$

En utilisant la relation polytropique :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \times \frac{1}{\eta_{p,c}}}$$

On obtient :

$$Q = \bar{C}_p \left[ (T_3 - T_2) \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \times \frac{1}{\eta_{p,c}}} \right]$$

### Étude de la détente

On définit le rendement polytropique et isentropique de la turbine par :

$$\eta_{T,poly} = \frac{W_{T,réel}}{W_{T,poly}} = \frac{H_{t3} - H_{t4}}{H_{t3} - H_{t4,poly}}$$

$$\eta_{T,is} = \frac{W_{T,réel}}{W_{T,is}} = \frac{H_{t3} - H_{t4}}{H_{t3} - H_{t4,is}}$$

Supposant une chaleur spécifique constante, le rendement isentropique devient:

$$\eta_{is,c} = \frac{T_{t3} - T_{t4}}{T_{t3} - T_{t4,is}}$$

On c'est que dans une évolution isentropique :

$$P_{t3}^{1-\gamma} T_{t3}^{\gamma} = P_{t4,is}^{1-\gamma} T_{t4,is}^{\gamma}$$

Ce qui donne :

$$\frac{T_{t4,is}}{T_{t3}} = \left( \frac{P_{t4,is}}{P_{t3}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Donc l'équation du travail réel devient :

$$W_{T,réel} = \eta_{T,is} W_{T,is} = \eta_{T,is} C_{pg} T_{t3} \left( 1 - \tau_d^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right)$$

On peut écrire la relation suivante :

$$\frac{T_3}{T_4} = \left( \frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \times \eta_{p,T}}$$

Le travail réel de compression  $W_{c,réel}$  rapporté par kg de fluide en évolution a pour expression :

$$W_{T,réel} = \int_{T_3}^{T_4} C_{pg}(T) dT$$

Il vient :

$$W_{T,réel} = \bar{C}_{pg} T_3 \left( 1 - \left( \frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma} \times \eta_{p,T}} \right)$$

Le travail de détente réellement récupéré est :

$$\begin{aligned}
W_{T,\text{net}} &= W_{T,\text{réel}} - W_{c,\text{réel}} \\
&= \bar{C}_{pg} T_3 \left( 1 - \left( \frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma} \times \eta_{p,T}} \right) - \bar{C}_p T_1 \left( \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \times \frac{1}{\eta_{p,c}}} - 1 \right)
\end{aligned}$$

Donc :

$$W_{T,\text{net}} = \frac{\eta_{T,\text{is}} \bar{C}_{pg} T_{t3} \left( \tau_d^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} - 1 \right) - \frac{T_{t1} \bar{C}_{pa}}{\eta_{c,\text{is}}} \left( \tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{\bar{C}_p \left[ T_{t3} - T_{t1} \left( 1 + \frac{\tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_{\text{is},c}} \right) \right]}$$

### IV.3 Calcul thermodynamique de l'ITG à deux lignes d'arbres en tenant compte des pertes gazodynamiques dans les différents éléments de l'installation

Cette installation de turbine à deux lignes d'arbres est très utilisée par la société SONATRACH dans tous les domaines pétroliers et particulièrement dans les stations de compression et de réinjection des gaz dans les puits pétroliers.

Pour le calcul nous avons considéré une installation de turbine à gaz à taux de compression  $\varepsilon$  égale à huit ( $\varepsilon=8$ ) et de puissance égale 28340 KW.

#### IV.3.1. Données de départ [16]

##### Paramètres de l'air ambiant:

Température de l'air ambiant:  $T_1 = 15^\circ\text{C} \Rightarrow T_1=288^\circ\text{K}$ .

Pression de l'air ambiant:  $P_1 = 1.01325\text{bar}$

##### Caractéristiques du fonctionnement de générateur de gaz:

Taux de compression du compresseur axial  $\varepsilon=8$

Rendement de compresseur axial  $\eta_{ic} = 0.86$

Rendement de la chambre de combustion  $\eta_{cc}=0.97$

Température à l'entrée de la chambre de combustion  $T_{2th} = 322^\circ\text{C} = 595.15\text{K}$

Température à la chambre de combustion  $T_3=987^\circ\text{C} \Rightarrow T_3=1260.15^\circ\text{K}$ .

Rendement mécanique de la transmission: compresseur-turbine :  $\eta_{mc}=0.98$ .

Rendement isentropique de la turbine THP:  $\eta_{iTHP}=0.88$

Vitesse de la turbine THP:  $N=5100\text{tr/mn}$ .

**Caractéristique de fonctionnement de la turbine de puissance TBP:**

Rendement isentropique de la turbine TBP:  $\eta_{iTBP}=0.88$

Puissance utile  $P_u=28340\text{KW}$

Rendement mécanique de transmission: turbine-compresseur (machine réceptrice):  $\eta_m=0.98$

Vitesse de la turbine TBP:  $N=4670\text{tr/mn}$ .

**Caractéristiques du fluide moteur:**

Pouvoir calorifique du combustible :  $PCI=44632\text{Kj/Kg}=10678\text{Kcal/Kg}$ .

**Rendement thermique de l'ITG:  $\eta_{th}=28,8\%$**

**IV.3.2. Les points caractéristiques du cycle de l'installation. (FIG.IV-3)**

**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**: entrée et sortie du diffuseur à la sortie de la THP

**4c -4d**: entrée et sortie du diffuseur à l'entrée de la TBP

**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 étage de la THP

**4a**: section après le dernier étage de la THP

**4d**: section avant le premier étage de la TBP

**5a**: section après le dernier étage de la TBP.

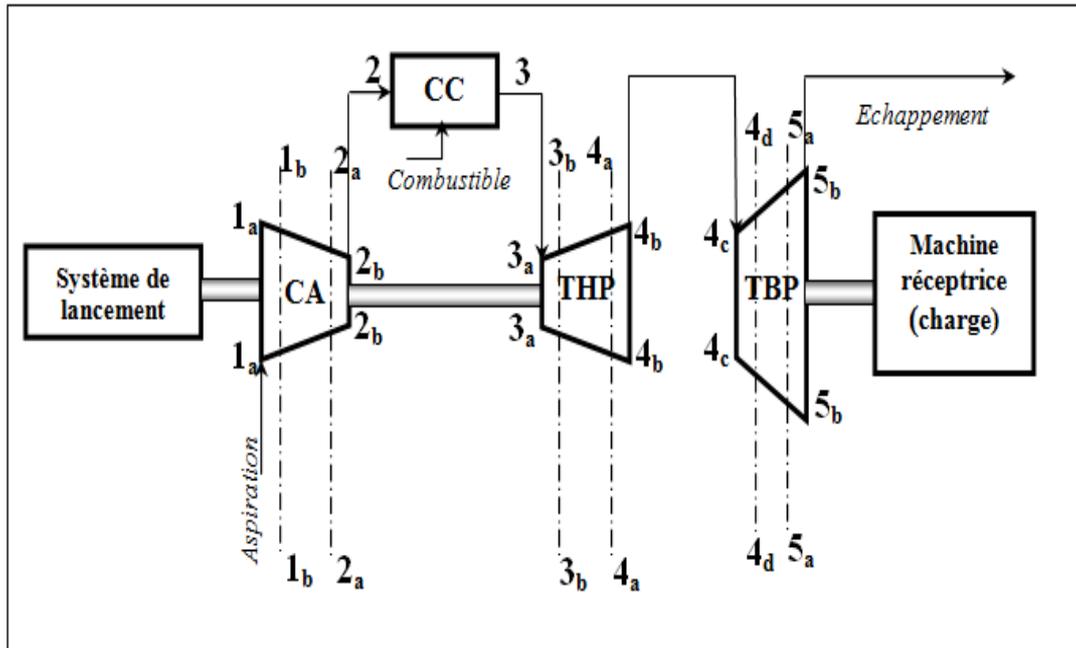


FIG IV.3 Schéma thermique de l'installation de turbine à gaz

IV.3.3 Evolution thermodynamique réel de fluide actif en coordonnées (T, S)

L'évolution réelle de fluide actif en coordonnées (T, S) donnée par la figure (IV-4)

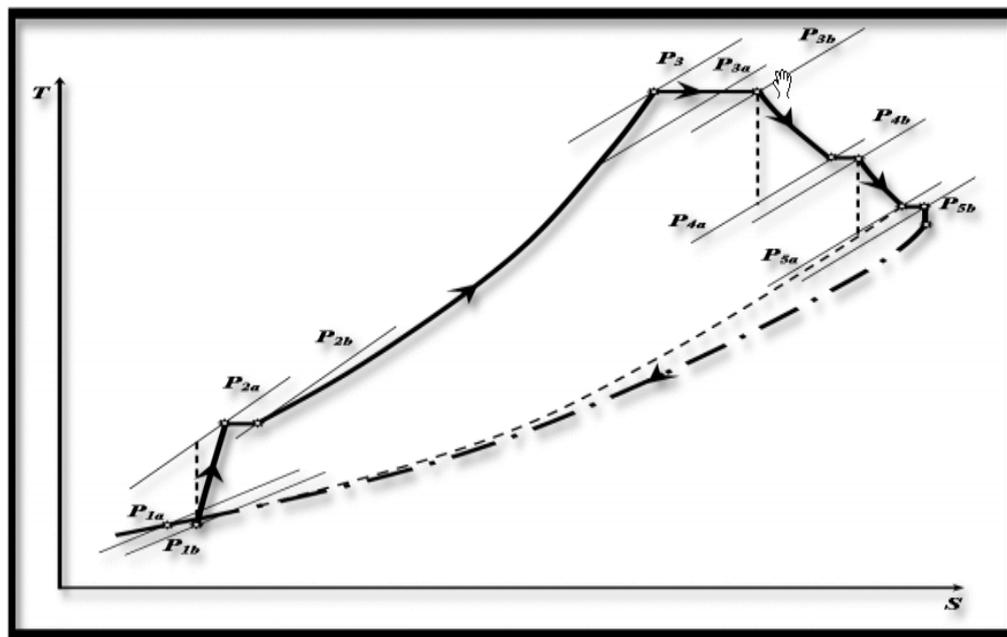


FIG IV.4 Evolution thermodynamique réel du fluide actif (T, S)

- 1-1a : filtre conduite
- 1a-1b : diffuseur : évolution polytropique; perte de charge
- 1b-2a : compresseur : compression polytropique
- 2a-2b : tuyère; perte de charge
- 2b-3 : chambre de combustion; combustion
- 3-3b : tuyère; perte de charge
- 3b-4a : turbine HP; détente polytropique
- 4a-4b : accouplement
- 4b-5a : turbine BP; détente polytropique
- 5a-5b : tuyère; perte de charge
- 5b-5 : échappement

#### IV.3.4. Calcul des différents paramètres de l'installation

##### 1. Calcul du coefficient d'excès d'air $\alpha$

Débit massique théorique d'air  $L_0$  : [15]

$$L_0 = \lambda_k \cdot P_{ci} \quad \text{IV. 1}$$

Où:  $\lambda_k = 1,43 \cdot 10^{-3}$  Caractéristique de MEKONOVALOV

Alors :

$$L_0 = 1,43 \cdot 10^{-3} \cdot 10678 = 15.26 \text{ kg}_{air}/\text{kg}_c$$

##### Coefficient d'excès d'air

Le rendement de la chambre combustion est définie comme suite :

$$\eta_{cc} = \frac{\text{Energie réelle}}{\text{Energie idéale}}$$

$$\eta_{cc} = \frac{G_a C P_a (T_3 - T_{2th})}{G_c P_{CI}} \quad \text{IV. 2}$$

Et on a

$$\alpha = \frac{G_a}{L_0 G_c} \Rightarrow \alpha \cdot L_0 = \frac{G_a}{G_c}$$

Avec

$G_a$ : débit massique d'air

$G_c$ : débit massique du carburant

Remplaçant  $\alpha \cdot L_0$  porté dans l'expression du rendement permet d'obtenir :

$$\alpha = \frac{(PCI \cdot \eta_{cc})}{L_0 \cdot C_{p_a}(T_3 - T_{2th})}$$

$C_{p_a}$  : Chaleur spécifique isobare moyenne de l'air entre la température d'entrée  $T_{2th}$  et de sortie  $T_3$  de la chambre combustion.

$$T_{2th} = 595,15 \text{ K} \Rightarrow T_m = \frac{(T_{2th} + T_3)}{2} = \frac{595,15 + 1260,15}{2} = 927,64 \text{ K}$$

$$T_m = 927,64 \text{ K} \Rightarrow C_{p_a} = 1126 \text{ j/kg.K} \quad (\text{Annexe 1})$$

$$\alpha = \frac{(PCI \cdot \eta_{cc})}{L_0 \cdot C_{p_a}(T_3 - T_{2th})} = \frac{44632 \cdot 0,97}{15,26 \cdot 1,126(1260,15 - 595,15)} = 3,80 \approx 4$$

## 2. Les paramètres de d'air avant les filtres

-La pression

$$P_1 = P_{atm} = 1,01325 \text{ bar}$$

-La température

$$T_1 = T_{amb} = 288,15 \text{ K}$$

-La masse volumique

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

$$\rho_1 = \frac{P_1}{r \cdot T_1} = \frac{1,01325 \cdot 10^5}{287 \cdot 288,15} = 1,22 \text{ kg/m}^3$$

$$P_1 = 1,013 \text{ bar}$$

$$T_1 = 288,15 \text{ K}$$

$$\rho_1 = 1,22 \text{ kg/m}^3$$

## 3. Paramètres de d'air après les filtres

-La pression : l'expression de la pression est donnée par l'équation suivante:

$$P_{1a} = (P_{atm} * \sigma_e) - \Delta P_c \quad [16]$$

Où :

$\sigma_e$  : Coefficient de perte de pression à l'entrée des filtres d'air,  $\sigma_e = 0,98$ . [16]

$$\Delta P_c = \Delta P_1 + \Delta P_2$$

$\Delta P_1$ : perte de pression d'arrêt dans le filtre d'air

$\Delta P_2$ : perte de pression dans la conduite

La résistance aérodynamique du filtre d'air d'une installation d'une turbine à gaz moderne est très faible, elle est dans l'intervalle 50 à 250mmH<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 du fluide  $v_a$  qui est de 30 à 50 m/s. La valeur  $V_a = 40 \text{ m/s}$  est ainsi retenue.

Les pertes de pression s'expriment comme suit [16]:

$$\Delta P_2 = \delta \frac{L}{D} \rho \frac{V_a^2}{2}$$

$$\text{AN : } \Delta P_2 = 0,005 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

Où : L et D représentent respectivement la longueur et le diamètre de la conduite et le Coefficient de perte de charge dont la valeur dépend de l'expérience.

Donc:

$$\Delta P_c = \Delta P_1 + \Delta P_2 = 0,015 + 0,005 = 0,02 \text{ bar}$$

Finalement :

$$P_{1a} = (P_{atm} * \sigma_e) - \Delta P_c = 1,01325 \cdot 0,98 - 0,02 = 0,972 \text{ bar}$$

$$T_{1a} = T_1 = 288,15 \text{ K}$$

Et :

$$\rho_{1a} = \frac{P_{1a}}{r \cdot T_{1a}}$$

AN:

$$\rho_{1a} = \frac{P_{1a}}{r \cdot T_{1a}} = \frac{0,972 \cdot 10^5}{287 \cdot 288,15} = 1,17 \text{ kg/m}^3$$

$$P_{1a} = 0,972 \text{ bar}$$

$$T_{1a} = 288,15 \text{ K}$$

$$\rho_{1a} = 1,17 \text{ kg/m}^3$$

#### 4. Paramètres de l'air avant le premier étage du compresseur

La pression de l'air est :

$$P_{1b} = P_{1a} - \Delta P_d$$

Où  $\Delta P_d$  la Perte de pression dans le diffuseur à l'entrée du compresseur.

La perte de pression dans le diffuseur d'entrée du compresseur est déterminée par la formule suivante [16]:

$$\Delta P_d = \frac{1 - \eta}{\eta} \rho \frac{V_s^2 - V_e^2}{2}$$

Où  $\eta$  est le rendement du diffuseur.

$V_e$  Et  $V_s$  Sont les vitesses de l'air à l'entrée et à la sortie du diffuseur d'entrée du compresseur.

$\eta$  est Le rendement du diffuseur et varie entre 0,85 et 0,95 [16] on le prend

$$\eta = 0,90$$

La vitesse  $V_s$  varie entre 100 et 200 on prend  $V_s = 100\text{m/s}$

Alors :

$$\Delta P_d = \frac{1 - 0,9}{0,9} 1.17 \frac{100^2 - 40^2}{2} = 0,00546\text{bar}$$

Alors:

$$P_{1b} = P_{1a} - \Delta P_d = 0,972 - 0,00546 = 0,966\text{ bar}$$

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

Et :

$$\rho_{1a} = \frac{P_{1a}}{r \cdot T_{1a}}$$

AN:

$$\rho_{1b} = \frac{P_{1b}}{r \cdot T_{1b}} = \frac{0,966 \cdot 10^5}{287 \cdot 288,15} = 1,16\text{ kg/m}^3$$

$$P_{1b} = 0,966\text{bar}$$

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

$$\rho_{1b} = 1,16\text{ kg/m}^3$$

### 5. Paramètres de l'air après le dernier étage du compresseur

- La pression pression de l'air s'exprime par la relation suivante :

$$P_{2a} = \varepsilon_{cr} P_{1b}$$

AN :  $P_{2a} = 8.0,966 = 7,728\text{bar}$

Et la température

$$T_{2a} = T_{1b} \left[ 1 + \frac{\varepsilon_{cr} - 1}{\eta_{ic}} \right], \text{ et } \eta_{ic} \text{ le rendement isentropique du}$$

compresseur.

Avec  $n = \frac{\gamma - 1}{\gamma}$  et  $\gamma$  l'exposant isentropique

la température moyenne de l'air entre l'entrée et la sortie du compresseur égale à :

$$T_m = \frac{288,15 + 595,15}{2} = 441,65K$$

La valeur de cette température moyenne entre l'entrée et la sortie du compresseur et les graphiques  $C_p=f(t)$  et  $\gamma=f(t)$  permettent la détermination des valeurs moyennes de  $C_p$  et de  $\gamma$ . (annexe 1)

$$C_p = 1019 \text{ j/kg.k et } \gamma = 1,385$$

Et :  $r = n \cdot C_p$

AN :  $r = 0,277 \cdot 1019 = 286,26 \text{ j/kg.k}$

Et :

$$T_{2a} = 288,15 \cdot \left[ 1 + \frac{8^{0,277} - 1}{0,86} \right] = 546,13 K$$

- La masse volumique s'en déduit :

$$\rho_{2a} = \frac{P_{2a}}{r \cdot T_{2a}}$$

AN :  $\rho_{2a} = \frac{7,728 \cdot 10^5}{286,26 \cdot 546,13} = 4,94 \text{ kg/m}^3$

$P_{2a} = 7.728 \text{ bar}$	$T_{2a} = 546,13 K$	$\rho_{2a} = 4,94 \text{ kg/m}^3$
------------------------------	---------------------	-----------------------------------

## 6. Paramètre de l'air avant la chambre de combustion

-La pression de l'air est :

$$P_2 = P_{2a} - \Delta P_e$$

Avec :  $\Delta P_2 = \Delta P_1 + \Delta P_2$

$\Delta P_1$  est la perte de pression d'arrêt dans le diffuseur après le dernier étage du compresseur et s'exprime par [3]:

$$\Delta P_1 = (1 - \eta) \cdot \rho_{2a} \cdot \frac{V_e^2 - V_s^2}{2}$$

$V_e$  et  $V_s$  étant les vitesses de l'air à l'entrée et à la sortie du diffuseur d'après [16]

$$V_e = 120 \text{ m/s et } V_s = 40 \text{ m/s}$$

$\eta$  est le rendement du diffuseur à la sortie du compresseur est varié de 0,5 à 0,7. on admet  $\eta = 0,6$ .

AN :

$$\Delta P_1 = (1 - 0,6) \cdot 4,94 \cdot \frac{120^2 - 40^2}{2} = 12646,4 Pa$$

$\Delta P_2$  est la perte de pression dans la conduite entre le compresseur et la chambre de combustion.

$$\Delta P_2 = \sigma_c \cdot P_{2a}$$

$\sigma_c$  est le coefficient de perte de pression dans la conduit  $\sigma_c = 0,01$  [16]

AN:  $\Delta P_2 = 0,01 \cdot 7,728 = 0,07728 \text{ bar}$

Alors:

$$\Delta P_e = 0,126464 + 0,07728 = 0,203744 \text{ bar}$$

Finalelement :

$$P_2 = P_{2a} - \Delta P_e = 7,728 - 0,203744 = 7,524 \text{ bar}$$

-La température de l'air vaut :

$$T_2 = T_{2a} = 546,13 \text{ K}$$

Et la masse volumique est

$$\rho_2 = \frac{P_2}{r \cdot T_2}$$

AN:

$$\rho_2 = \frac{7,525 \cdot 10^5}{546,13 \cdot 286,26} = 4,81 \text{ kg/m}^3$$

$$P_2 = 7,525 \text{ bar}$$

$$T_2 = 546,13 \text{ K}$$

$$\rho_2 = 4,81 \text{ kg/m}^3$$

## 7. Les paramètres du gaz après la chambre de combustion

-La pression est évaluée à partir de la relation suivante :

$$P_3 = P_2 - \sigma_c P_2$$

$\sigma_{cc}$  étant le coefficient de perte de pression dans la chambre de combustion [16]

$$\sigma_{cc} = 0,01$$

$$P_3 = 7,525 - 0,01 \cdot 7,525 = 7,449 \text{ bar}$$

-La température vaut :

$$T_3 = 1260,15 \text{ K}$$

Et à partir des graphiques  $C_p=f(t)$  et  $\gamma=f(t)$  nous déterminant la valeur de  $r$

$$T_3 = 1260,15 \text{ K} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} C_p = 1225 \text{ j/kg.k} \\ \gamma = 1,3 \end{array} \right. \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} n = 0,232 \\ r = 284,86 \text{ j/kg.k} \end{array} \right.$$

-Et la masse volumique :

$$\rho_3 = \frac{P_3}{r \cdot T_3}$$

$$AN: \rho_3 = \frac{7,449 \cdot 10^5}{284,86 \cdot 1260,15} = 2,07 \text{ kg/m}^3$$

$$P_3 = 7,449 \text{ bar}$$

$$T_3 = 1260,15 \text{ K}$$

$$\rho_3 = 2,07 \text{ kg/m}^3$$

### 8. Les paramètres du gaz avant le premier étage de la turbine (THP)

-La pression s'exprime comme suit:

$$P_{3b} = P_3 - \Delta P_f$$

Où : 
$$\Delta P_f = \Delta P_1 + \Delta P_2$$

$\Delta P_1$  représente la perte de pression dans la conduite [16]

$$\Delta P_1 = \sigma_{cHP} P_3$$

où  $\sigma_{cHP}$  est le coefficient de perte de pression dans la conduite

$$\sigma_{cHP} = 0,005 [3]$$

$$AN: \Delta P_1 = 0,005 \cdot 7,449 \cdot 10^5 = 0,037245 \text{ bar}$$

et  $\Delta P_2$  la perte de pression dans le diffuseur d'entrée de la turbine HP [16]

$$\Delta P_2 = \frac{1 - \eta}{\eta} \rho_3 \frac{V_s^2 - V_e^2}{2}$$

$V_e$ : vitesse du gaz à l'entrée du diffuseur,  $V_e = 40 \text{ m/s}$

$V_s$ : vitesse du gaz à la sortie du diffuseur,  $V_s = 110 \text{ m/s}$

$\eta$ : rendement du diffuseur d'entrée de la turbine HP, il varie de 0,86 à 0,97 [16]

On pose  $\eta = 0,9$

$$\Delta P_2 = \frac{(1 - 0,9)}{0,9} \cdot 2,07 \cdot \frac{(110^2 - 40^2)}{2} = 0,012267 \text{ bar}$$

Alors  $\Delta P_f = 0,037245 + 0,012267 = 0,049512 \text{ bar}$

Et

$$P_{3b} = P_3 - \Delta P_f = 7,449 - 0,049512 = 7,399 \text{ bar}$$

La température est

$$T_{3b} = T_3 = 1260,15 \text{ K}$$

La masse volumique vaut

$$\rho_{3b} = \frac{P_{3b}}{r \cdot T_{3b}}$$

$$AN: \rho_{3b} = \frac{7,399 \cdot 10^5}{1260,15 \cdot 284,86} = 2,06 \text{ kg/m}^3$$

$P_{3b} = 7,399 \text{ bar}$	$T_{3b} = 1260,15 \text{ K}$	$\rho_{3b} = 2,06 \text{ kg/m}^3$
------------------------------	------------------------------	-----------------------------------

### 9. Les paramètres du gaz après le dernier étage de la turbine HP

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

$$M_a W_{Cr} \frac{1}{\eta_{mCr}} = M_g W_{THP} \eta_{mTHP} \quad IV.3$$

$M_a$  et  $M_g$  représente respectivement le débit massique de l'air et des gaz

$W_{Cr}$  et  $W_{THP}$  les travaux massiques du compresseur et de la turbine HP

$\eta_{mCr}$  et  $\eta_{mTHP}$  le 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 :  $M_a = M_g$

On a :

$$W_{Cr} = \eta_{mTHP} \eta_{mcr} W_{THP} \quad IV.4$$

Le rendement isentropique du compresseur

$$\eta_{iscr} = \frac{W_{iscr}}{W_{Cr}} \Rightarrow W_{Cr} = \frac{W_{iscr}}{\eta_{iscr}} \quad IV.5$$

Le rendement isentropique de la turbine HP

$$\eta_{isTHP} = \frac{W_{THP}}{W_{isTHP}} \Rightarrow W_{THP} = \eta_{isTHP} W_{isTHP} \quad IV.6$$

Remplaçant (IV.5) et (IV.6) dans la relation (IV.4) on obtient :

$$\frac{W_{iscr}}{\eta_{iscr}} = \eta_{mcr} \eta_{mTHP} \eta_{isTHP} W_{isTHP} \quad IV.7$$

Evaluant les travaux isentropiques d'après le premier principe de la thermodynamique

Dans le compresseur, pour 1kg de matière :

$$Q + W_{isc} = h_{2a} - h_{1b} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)$$

On a :

- \*  $Q = 0$
- \* Pas de variation de vitesse
- \* Pas de variation de l'énergie potentielle

L'équation devient :

$$W_{iscr} = h_{2b} - h_{1b} = Cp_a(T_{2ais} - T_{1b}) = Cp_a T_{1b} \left( \frac{T_{2ais}}{T_{1b}} - 1 \right)$$

De même pour la turbine HP

$$W_{isTHP} = h_{3b} - h_{4a} = Cp_g(T_{3b} - T_{4ais}) = Cp_g T_{3b} \left( 1 - \frac{T_{4ais}}{T_{3b}} \right)$$

En remplaçant les expressions des travaux dans la relation (IV.7) on obtient :

$$Cp_a \frac{1}{\eta_{iscr}} T_{1b} \left( \frac{T_{2ais}}{T_{1b}} - 1 \right) = Cp_g T_{3b} \left( 1 - \frac{T_{4ais}}{T_{3b}} \right) \eta_{mcr} \eta_{mTHP} \eta_{isTHP} \quad \text{IV.8}$$

On a dans la partie compresseur

Le taux de compression (rapport de pression) :  $\varepsilon_{cr} = \frac{P_{2a}}{P_{1b}}$

D'autre part :  $\frac{P_{2a}}{P_{1b}} = \left[ \frac{T_{1b}}{T_{2a}} \right]^{\frac{\gamma_a}{1-\gamma_a}}$

$$\text{Alors : } \frac{T_{2a}}{T_{1b}} = \left[ \frac{P_{2a}}{P_{1b}} \right]^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a}} = \varepsilon_{cr}^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a}} \quad (1)$$

$$\text{De même pour la turbine : } \frac{T_{4ais}}{T_{3b}} = \left[ \frac{P_{3b}}{P_{4a}} \right]^{\frac{1-\gamma_g}{\gamma_g}} = \varepsilon_{THP}^{\frac{1-\gamma_a}{\gamma_a}} \quad (2)$$

En remplaçant (1) et (2) dans (IV.5) on obtient :

$$Cp_a \frac{1}{\eta_{iscr}} T_{1b} \left( \varepsilon_{cr}^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a}} - 1 \right) = Cp_g T_{3b} \left( 1 - \varepsilon_{THP}^{\frac{1-\gamma_a}{\gamma_a}} \right) \eta_{mcr} \eta_{mTHP} \eta_{isTHP}$$

Paramètre de l'air:

$$\begin{cases} T_{1b} = 288,15K \\ T_{2a} = 546,13K \end{cases} \Rightarrow T_m = 417,14K \Rightarrow \begin{cases} Cp = 1016 \text{ j/kg.K} \\ \gamma = 1,393 \\ n = 0,282 \\ r = 286,51 \text{ j/kg.K} \end{cases}$$

Paramètre de gaz :

$$\begin{cases} T_2 = 546,13 \\ T_3 = 1260,15 \end{cases} \Rightarrow T_m = 903,14K \Rightarrow \begin{cases} Cp = 1155 \text{ j/kg.k} \\ \gamma = 1,33 \\ n = 0,248 \\ r = 286,44 \text{ j/kg.k} \end{cases}$$

A.N :

$$1016 \cdot \frac{1}{0,86} \cdot 288,15 \cdot (8^{0,282} - 1) = 1155 \cdot 1260,15 \cdot 0,98^2 \cdot 0,88 \cdot (1 - \varepsilon_{T_{PH}}^{-0,248})$$

$$\Rightarrow \varepsilon_{T_{HP}} = 2,74$$

Donc :

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

$$P_{4a} = \frac{7,399}{2,74} = 2,7 \text{ bar}$$

La température est évaluée comme suite :

A partir de l'équation (2) nous obtenons :

$$T_{4ais} = \frac{T_{3b}}{\varepsilon_{T_{HP}}^{\frac{n_g}{\gamma}}} \Rightarrow T_{4ais} = \frac{1260,15}{2,74^{0,248}} = 981,43K$$

$$\text{Et d'après (IV.3) : } \eta_{is} = \frac{W_r}{W_{is}} = \frac{T_{3b} - T_{4a}}{T_{3b} - T_{4ais}}$$

$$\text{Ce qui donne : } T_{4a} = T_{3b} - \eta_{T_{HP}}(T_{3b} - T_{4ais})$$

$$\text{AN: } T_{4a} = 1260,15 - 0,88(1260,15 - 981,43) = 1014,87K$$

La masse volumique est :

$$\rho_{4a} = \frac{P_{4a}}{r \cdot T_{4a}}$$

$$\text{AN: } \rho_{4a} = \frac{2,7 \cdot 10^5}{1014,87 \cdot 286,44} = 0,928 \text{ kg/m}^3$$

$P_{4a} = 2,7 \text{ bar}$	$T_{4a} = 1014,87K$	$\rho_{4a} = 0,928 \text{ kg/m}^3$
----------------------------	---------------------	------------------------------------

## 10. Les paramètres du gaz avant le dernier étage de la turbine BP

La pression s'exprime par  $P_{4d} = P_{4a} - \Delta P_g$

$$\text{Où : } \Delta P_g = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3$$

$\Delta P_1$  : Les pertes de charge dans le diffuseur de sortie de la turbine HP [16]

$$\Delta P_1 = (1 - \eta) \rho_{4a} \frac{V_e^2 - V_s^2}{2}$$

$V_e$  et  $V_s$  : sont les vitesses du gaz à l'entrée et à la sortie du diffuseur d'entrée de la turbine HP

$$V_e = 90 \text{ m/s et } V_s = 40 \text{ m/s}$$

$$AN: \Delta P_1 = (1 - 0,6) 0,928 \frac{90^2 - 40^2}{2} = 0,0124 \text{ bar}$$

$\Delta P_2$  : Les pertes de pression dans la conduite 4b-4c :

$$\Delta P_2 = 0,005 \cdot P_{4a}$$

$$AN: \Delta P_2 = 0,005 \cdot 2,7 = 0,0135 \text{ bar}$$

$\Delta P_3$  : Les pertes dans le diffuseur à l'entrée de la TBP :

$$\Delta P_3 = \frac{1 - \eta}{\eta} \rho_{4a} \frac{V_s^2 - V_e^2}{2}$$

$V_e$  et  $V_s$  : sont les vitesses de gaz à l'entrée et a la sortie du diffuseur d'entrée de la turbine BP

$$V_e = 40 \text{ m/s et } V_s = 120 \text{ m/s}$$

$\eta$ : rendement du diffuseur d'entrée de la turbine BP il varie de 0,86 à 0,97 [16]

On pose  $\eta = 0,9$

$$AN: \Delta P_3 = \frac{1 - 0,9}{0,9} 0,928 \frac{120^2 - 40^2}{2} = 659,91 \text{ Pa}$$

$$\text{Et } \Delta P_g = 0,0124 + 0,0135 + 0,0065 = 0,0324 \text{ bar}$$

$$\text{Finalement : } P_{4d} = P_{4a} - \Delta P_g$$

$$AN: P_{4d} = 2,7 - 0,0324 = 2,667 \text{ bar}$$

-La température est :

$$T_{4d} = T_{4a} = 1014,87 \text{ K}$$

-Et la masse volumique :

$$\rho_{4d} = \frac{P_{4d}}{r \cdot T_{4d}}$$

$$AN: \rho_{4d} = \frac{2,667 \cdot 10^5}{1014,87 \cdot 286,44} = 0,915 \text{ kg/m}^3$$

$$P_{4d} = 2,667 \text{ bar}$$

$$T_{4d} = 1014,87 \text{ K}$$

$$\rho_{4d} = 0,915 \text{ kg/m}^3$$

**11. Les paramètres du gaz après le dernier étage de la turbine BP**

La pression statique à la sortie de silencieux  $P_5$  est égale à la pression atmosphérique

$P_1$

Alors :

$$P_{5b} = P_5 - \Delta P \Rightarrow P_{5b} = P_5 + \rho_5 \frac{V_5^2}{2} \quad [16]$$

On pose la vitesse à la sortie de silencieux égale  $V_5=20\text{m/s}$  et  $\rho_5 = 0,45 \text{ kg/m}^3$

AN :

$$P_{5b} = 1,01325 \cdot 10^5 + 0,45 \cdot \frac{20^2}{2} = 101430 \text{ Pa} = 1,0143 \text{ bar}$$

-N'admettant que les pertes de pression dans le diffuseur de sortie de la TBP égale à 1.5% [3]

$$P_{5b} = P_{5a} - 0,015 \Delta P_a$$

Alors :

$$P_{5a} = \frac{P_{5b}}{0,985} \Rightarrow P_{5a} = 1,029 \text{ bar}$$

-La température :

On a le rapport de pression dans la TBP égale à:

$$\varepsilon_{TBP} = \frac{P_{4d}}{P_{5a}}$$

$$AN: \varepsilon_{TBP} = \frac{2,667}{1,029} = 2,6$$

La température de la turbine BP dans le cas d'une transformation isentropique

$$T_{5ais} = \frac{T_{4d}}{\varepsilon_{TBP}^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}$$

$$AN: T_{5ais} = \frac{1014,87}{2,6^{0,248}} = 800,75 \text{ K}$$

La température réelle de la turbine BP égale à :

$$T_{5a} = T_{4d} - \eta_{TBP} (T_{4d} - T_{5ais})$$

$$AN: T_{5a} = 1014,87 - 0,88(1014,87 - 800,75) = 826,44 \text{ K}$$

La masse volumique :

$$\rho_{5a} = \frac{P_{5a}}{r \cdot T_{5a}}$$

$$AN: \rho_{5a} = \frac{1,029 \cdot 10^5}{826,44 \cdot 288,74} = 0,431 \text{ kg/m}^3$$

$$P_{5a} = 1,029 \text{ bar}$$

$$T_{5a} = 826,44 \text{ K}$$

$$\rho_{5a} = 0,431 \text{ kg/m}^3$$

## 12. Calcul du débit

- \* Débit spécifique de la combustion

$$\dot{m}_c = \frac{\mathcal{P}_u}{P_{ci} \cdot \eta_{th}} = \frac{28340}{44632 \cdot 0,288} = 2,204 \text{ kg/s}$$

- \* Débit massique global d'air qui est fourni par le compresseur axial dans la chambre de combustion

$$\dot{m}'_a = \alpha \cdot \dot{m}_c L_0$$

$L_0$ : débit massique spécifique théorique d'air

$\alpha$ : coefficient d'excès d'air

$$\dot{m}'_a = 3,8 \cdot 2,204 \cdot 15,26 = 127,805 \text{ kg/s}$$

- \* Débit massique global d'air

En tenant compte des fuites à travers les étanchéités dans tout le trajet d'air et de gaz de la turbine ainsi que le débit d'air pour le refroidissement de la machine

On prend  $\varphi = 1,02$  [3]

$$\dot{m}_a = \varphi \cdot \dot{m}'_a$$

$$\dot{m}_a = 1,02 \cdot 127,805 = 130,361 \text{ kg/s}$$

- \* Le débit massique de gaz d'échappement :

$$\dot{m}_g = \dot{m}'_a + \dot{m}_c$$

$$AN: \dot{m}_g = 134,532 + 2,204 = 136,736 \text{ kg/s}$$

## 13. Calcul de la puissance

- \* Calcul de la puissance du compresseur axial

$$\mathcal{P}_{cr} = \mathcal{W}_{cr} \cdot \frac{\dot{m}_a}{\eta_{mcr}}$$

$\mathcal{W}_{cr}$  Le travail spécifique du compresseur axial :

$$\mathcal{W}_{cr} = C_p \cdot T_1 \cdot \frac{1}{\eta_{icr}} (\varepsilon^n - 1)$$

$$\mathcal{W}_{cr} = 1,016 \cdot 288,15 \cdot \frac{1}{0,86} \cdot (8^{0,282} - 1) = 271,487 \text{ KJ/kg}$$

$\eta_{mcr}$ : Rendement mécanique du compresseur,  $\eta_{mcr} = 0,98$

Donc la puissance du compresseur axial est égale :

$$\mathcal{P}_{cr} = 271,487 \cdot \frac{130,361}{0,98} = 36,113 \cdot 10^3 \text{ KW}$$

- \* Calcul de la puissance fournie à la turbine HP

$$\mathcal{P}_{THP} = \mathcal{W}_{THP} \cdot \dot{m}_g \cdot \eta_{mTHP}$$

$\mathcal{W}_{THP}$ : travail spécifique de la turbine HP;

$$\mathcal{W}_{THP} = C_{p_g} \cdot T_3 \eta_{iTHP} (1 - \varepsilon_{THP}^{-n})$$

$$\mathcal{W}_{THP} = 1,155 \cdot 1260,15 \cdot 0,88 \cdot (1 - 2,74^{-0,248}) = 283,289 \text{ KJ/kg}$$

$\eta_{mTHP}$ : Rendement mécanique de la turbine HP,  $\eta_{mTHP} = 0,98$

Donc la puissance de la turbine HP est égale :

$$\mathcal{P}_{THP} = 283,289 \cdot 130,130 \cdot 1,098 = 36,118 \cdot 10^3 \text{ KW}$$

- \* Puissance utile de l'installation de la turbine à gaz

Puissance utile de l'installation de la turbine à gaz est la puissance de la turbine BP

$$\mathcal{P}_u = \mathcal{W}_{TBP} \dot{m}_g \eta_{mTBP}$$

$\mathcal{W}_{TBP}$ : travail spécifique de la turbine BP

$$\mathcal{W}_{TBP} = C_{p_g} \cdot T_{4d} \eta_{iTBP} (1 - \varepsilon_{BP}^{-n})$$

$$\mathcal{W}_{TBP} = 1,155 \cdot 1014,87 \cdot 0,88 (1 - 2,6^{-0,248}) = 217,631 \text{ KJ/kg}$$

$\eta_{mTBP}$ : Rendement mécanique de la turbine BP,  $\eta_{mTBP} = 0,98$

Donc la puissance utile de l'installation à turbine à gaz est égale :

$$\mathcal{P}_u = 217,631 \cdot 130,130 \cdot 1,098 = 27,747 \cdot 10^3 \text{ KW}$$

#### 14. Rendement thermique réel de la turbine

$$\eta_{th} = \frac{\mathcal{P}_u}{P_{ci} \cdot \dot{m}_c} \Rightarrow \frac{27,747 \cdot 10^3}{44632,2 \cdot 2,204} = 28,2\%$$

#### 15. Vérification du coefficient d'excès d'air

$$\alpha = \frac{\dot{m}_a}{L_0 \cdot \dot{m}_c}$$

$$\alpha = \frac{130,361}{15,26 \cdot 2,204} = 3,87$$

#### IV.3.5. Les résultats de calcul d'après les données standards (ISO) du constructeur

Les résultats de calcul d'après les données standards du constructeur sont illustrés dans le tableau suivant :

Les pressions		Les températures		Les masses volumiques	
$P_1 = 1,01325 \text{ bar}$		$T_1 = 288,15 \text{ K}$		$\rho_1 = 1,22 \text{ kg/m}^3$	
$P_{1b} = 0,966 \text{ bar}$		$T_{1b} = 288,15 \text{ K}$		$\rho_1 = 1,16 \text{ kg/m}^3$	
$P_2 = 7,525 \text{ bar}$		$T_2 = 546,13 \text{ K}$		$\rho_2 = 4,81 \text{ kg/m}^3$	
$P_3 = 7,449 \text{ bar}$		$T_3 = 1260,15 \text{ K}$		$\rho_3 = 2,07 \text{ kg/m}^3$	
$P_4 = 2,667 \text{ bar}$		$T_4 = 1014,87 \text{ K}$		$\rho_4 = 0,915 \text{ kg/m}^3$	
$P_5 = 1,029 \text{ bar}$		$T_5 = 826,4 \text{ K}$		$\rho_5 = 0,431 \text{ kg/m}^3$	
$\mathcal{W}_{\text{TBP}} (\text{j/kg})$	$\dot{m}_c (\text{kg/s})$	$\dot{m}_g (\text{kg/s})$	$\dot{m}_a (\text{kg/s})$	$\mathcal{P}_u (\text{kw})$	$\eta_{th} (\%)$
<b>217631</b>	<b>2,204</b>	<b>130,1</b>	<b>130,361</b>	<b><math>27,747 \cdot 10^3</math></b>	<b>28,2</b>

**Tableau IV.1** Les différents paramètres a chaque point de la turbine

IV.3.6. Les résultats de calcul d'après les donnés réelles sur site [17]

Température ambiante  $T_1 = 28^\circ\text{C} \Rightarrow T_1 = 301,15 \text{ K}$

Pression ambiante  $P_1 = 1.002 \text{ bar}$

Taux de compression  $\varepsilon = 8$

Vitesse de la turbine THP:  $N=5097.9\text{tr/mn}$

Puissance utile  $\mathcal{P}_u=27953\text{KW}$

Les résultats de calcul d'après les paramètres de la salle de contrôle

Les pressions		Les températures		Les masses volumiques	
$P_1 = 1,002\text{bar}$		$T_1 = 301,15 \text{ K}$		$\rho_1 = 1,15 \text{ kg/m}^3$	
$P_{1b} = 0,955 \text{ bar}$		$T_{1b} = 301,15 \text{ K}$		$\rho_1 = 1,10 \text{ kg/m}^3$	
$P_2 = 7,5 \text{ bar}$		$T_2 = 564,298 \text{ K}$		$\rho_2 = 4,78 \text{ kg/m}^3$	
$P_3 = 7,228 \text{ bar}$		$T_3 = 1260,15 \text{ K}$		$\rho_3 = 2,01 \text{ kg/m}^3$	
$P_4 = 2,36 \text{ bar}$		$T_4 = 1012,542 \text{ K}$		$\rho_4 = 0,87 \text{ kg/m}^3$	
$P_5 = 1,029 \text{ bar}$		$T_5 = 857,18 \text{ K}$		$\rho_5 = 0,4 \text{ kg/m}^3$	
$\mathcal{W}_{\text{TBP}} (\text{j/kg})$	$\dot{m}_c (\text{kg/s})$	$\dot{m}_g (\text{kg/s})$	$\dot{m}_a (\text{kg/s})$	$\mathcal{P}_u (\text{kw})$	$\eta_{th} (\%)$
<b>180195</b>	<b>2.17</b>	<b>128</b>	<b>128,34</b>	<b><math>22,603 \cdot 10^3</math></b>	<b>23,33</b>

**Tableau IV.2** Les résultats de calcul d'après le site

### IV.3.6 La comparaison entre les deux résultats

Résulta Cas	$\dot{m}_c$ (kg/s)	$\dot{m}_a$ (kg/s)	$\dot{m}_g$ (kg/s)	$\mathcal{P}_u$ (kw)	$\eta_{th}$ (%)
Données de constructeur: $T_1 = 288.15K$ $\mathcal{P}_u = 28340 \text{ kw}$ $\varepsilon = 8$	2.204	130.361	130.1	28340	28.2
Sur site : $T_1 = 301.15K$ $\mathcal{P}_u = 27953 \text{ kw}$ $\varepsilon = 8$	2.17	128.34	128	27953	23.33

**Tableau IV.3** Tableau comparatif des résultats obtenus.

### IV.3.7 Interprétation des résultats obtenus

Dans ce tableau comparatif ci-dessus on a résumé quelques paramètres thermodynamique dont le but d'observer l'influence de quelque conditions de fonctionnement sur les performances de la turbine

Cette étude thermodynamique à montrer réellement que ces conditions atmosphériques (la température et la pression) qui différent des conditions standards du constructeur, sont la cause principale de la diminution du rendement thermique et la puissance utile de l'installation.

## IV.4. Influence des facteurs extérieurs et intérieurs sur les performances de l'ITG

### IV.4.1 Influence des facteurs extérieurs sur les performances de l'ITG

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

Ces facteurs sont :

- ❖ la température
- ❖ la pression
- ❖ l'humidité

❖ les poussières

#### **La température ambiante :**

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

#### **La pression ambiante :**

Si la pression atmosphérique diminue par rapport à la pression de référence, le débit massique de l'air diminue (en raison d'une diminution de sa masse spécifique) et la puissance utile proportionnellement réduite parce qu'elle est proportionnelle au débit massique du gaz.

#### **L'humidité relative :**

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

#### **La poussière :**

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

#### **IV.4.2. Influence des facteurs intérieurs sur les performances de l'ITG**

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

Ils sont énumérés ci-dessous :

- Chute de pression dans la section d'admission du compresseur
- Chute de pression dans le système d'échappement de la turbine
- Type de combustible

#### **Chute de pression dans la section d'admission du compresseur :**

Les chutes de pression sont provoquées par le système d'admission de la turbine. Ce dernier est composé d'un filtre à air, un silencieux, un coude, des variations de section des tuyauteries ...etc. installés en amont de la bride d'aspiration

du compresseur. Quand l'air traverse ce système, il est soumis au frottement qui réduit la pression et poids spécifique.

Ces chutes causent une réduction de la puissance utile et l'augmentation de la consommation spécifique, comme précédemment à cause de l'influence exercée par la pression ambiante.

#### **Chute de pression dans le système d'échappement de la turbine :**

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

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

Tous les 100 millimètres de $H_2O$ à l'aspiration	Tous les 100 millimètres de $H_2O$ à l'échappement
1.42% pertes de puissance	0.42 pertes de puissance
0.45% augmentation de la consommation spécifique	0.42% augmentation de la consommation spécifique
1°C augmentation de la température d'échappement	1°C augmentation de la température d'échappement

**Tableau IV.4** Effets des chutes de pression [16]

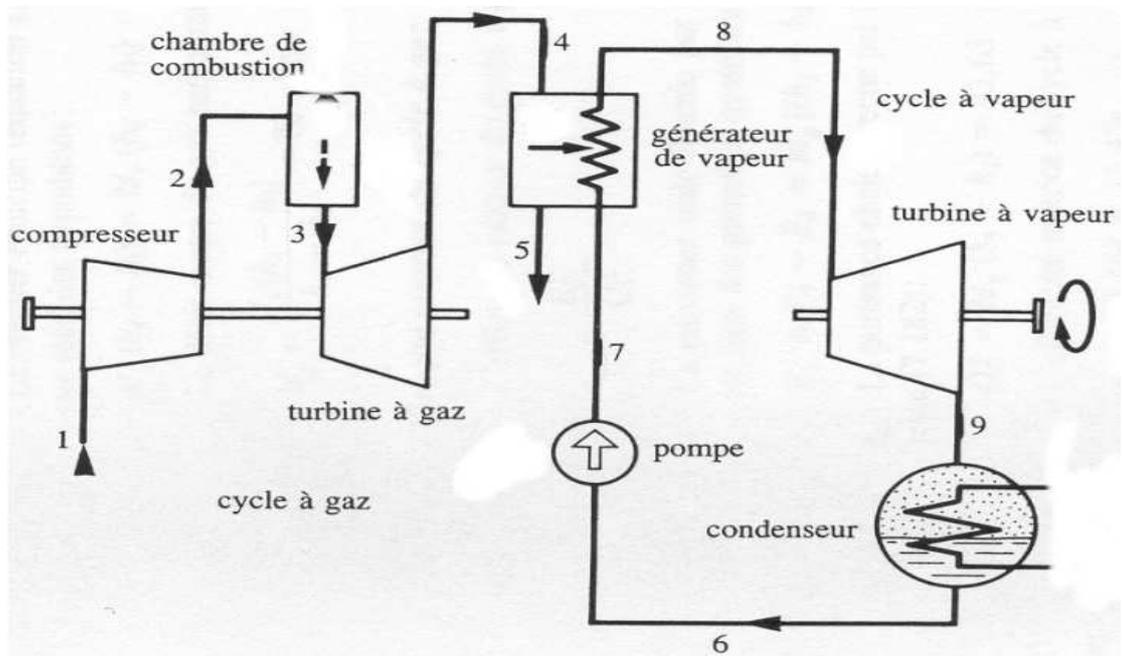
#### **Influence du type de combustible :**

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



**2-cogénération**

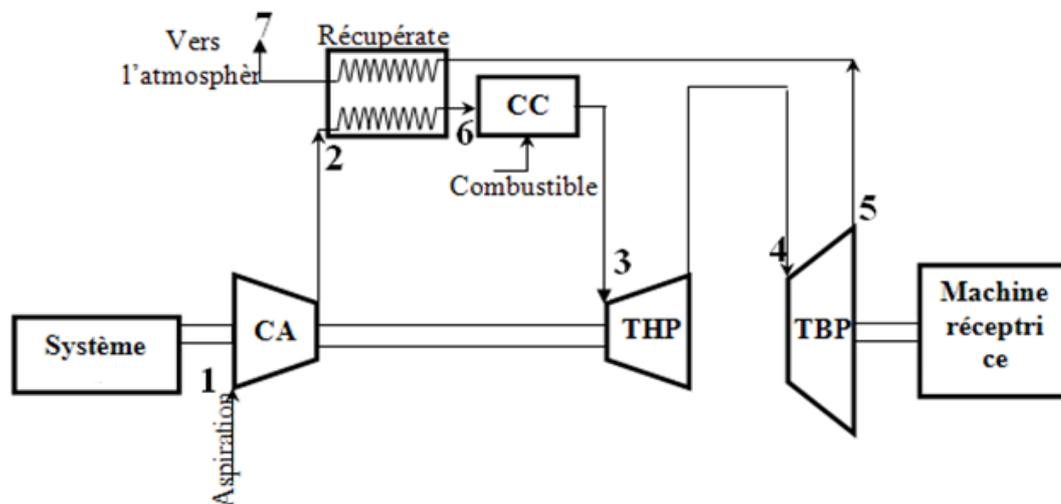
Principe : Récupération de la chaleur des gaz chaud en sortie turbine pour alimenter un cycle à vapeur. (Voir figure IV-10)



**FIG IV.10** Schéma explicatif de principe

**3-La régénération**

Les pertes de chaleur causée par les gaz d'échappement sont très importantes dans l'installation de turbine à gaz. Pour cela le rendement des installations des turbines à gaz peut être augmenté, en conduisant les gaz d'échappement dans un échangeur thermique ou 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. (Voir figure IV.11)



**FIG IV.11** Schéma d'une turbine avec récupérateur de chaleur

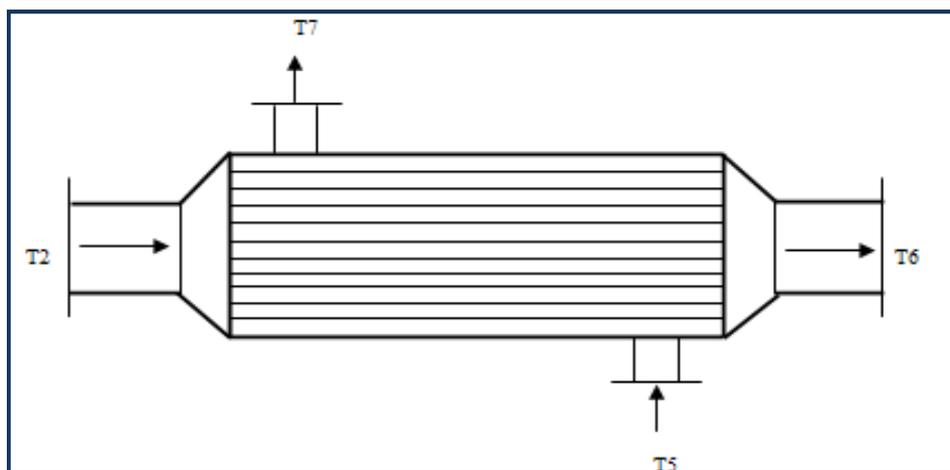
- 1-2: Compression d'air dans le compresseur axial
- 2-6: Echauffement de l'air dans le récupérateur
- 6-3: Echauffement de l'air dans la chambre de combustion
- 3-4: Détente dans la turbine haute pression HP
- 4-5: Détente dans la turbine basse pression BP
- 5-7: Refroidissement des gaz brûlés dans le récupérateur
- 7-1: Refroidissement des gaz dans l'atmosphère.

- **Le récupérateur**

Il y a un échange direct de chaleur dans le récupérateur entre les gaz d'échappement et l'air de combustion à la sortie du compresseur d'air, avant son entrée dans la chambre de combustion. Deux types de récupérateurs sont utilisés : Les récupérateurs à plaques et ailettes, Les échangeurs à tubes.

Des développements technologiques appréciables ont été réalisés pour les récupérateurs, à la fois sur la conception et les matériaux utilisés et la fiabilité de ces appareils a été notablement améliorée. Mais l'utilisation d'un récupérateur est surtout intéressante pour les turbines industrielles (heavy-duty) dont les performances en cycle simple sont moins poussées et les gains obtenus sur le rendement sont alors de 6 à 8 points.

L'air et les gaz d'échappement circulent à contre-courant comme l'indique la figure ci-dessous.



**FIG IV.12** Echangeur de chaleur

$T_2$  : 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

### IV.5.1 Calcul de la récupération de chaleur

Dans ce calcul, on veut déterminer l'influence de la récupération des calories des gaz d'échappement sur le rendement thermique de la turbine, et aussi la quantité de chaleur gagnée grâce à l'échauffement de l'air de refoulement du compresseur axial. Pour cela, on va prendre un échangeur avec une efficacité de 0,75. (donnés de constructeur).

### IV.5.2.Méthode de calcul

- \* Calcul la température de l'air à la sortie du récupérateur

$$r = \frac{T_6 - T_2}{T_5 - T_2} \Rightarrow T_6 = r(T_5 - T_2) + T_2$$

$r$ : efficacité de l'échangeur à 0,75

Donc la température  $T_6$  est égale :

$$T_6 = 0,75 \cdot (826,44 - 546,13) + 546,13 = 756,36K$$

- \* Calcul de la quantité de chaleur récupérée

$$Q_r = \dot{m}'_a \cdot C_{p_{air}}(T_6 - T_2)$$

$C_{p_{air}}$  : 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.

$$T_m = \frac{T_6 + T_2}{2} = \frac{756,36 + 546,13}{2} = 651,25K$$

$$C_{p_{air}} = 1,063 \text{ kJ/kg} \cdot K$$

Donc la quantité de chaleur récupérée est égale :

$$Q_r = 127,805 \cdot 1,063 \cdot (756,36 - 546,13) = 28561,15KW$$

- \* Calcul de la température des gaz d'échappement à la sortie du récupérateur

$$Q_r = \dot{m}_g \cdot C_{p_{gaz}}(T_5 - T_7)$$

C'est-à-dire :  $Q_a = Q_g$  (bilan thermique du récupérateur)

$$T_7 = T_5 - \frac{Q_r}{\dot{m}_g \cdot C_{p_{gaz}}}$$

On prend la température théorique sortie du récupérateur  $T_{7th} = 600K$

$$T_m = \frac{T_5 + T_7}{2} = \frac{826,44 + 600}{2} = 713,22 K \Rightarrow C_{p_{gaz}} = 1,11 \text{ kJ/kg}$$

Donc la température des gaz d'échappement à la sortie du récupérateur est égale

$$T_7 = 826,44 - \frac{28561,15}{130,1 \cdot 1,11} = 628,66K$$

- \* Calcul du rendement thermique théorique du cycle

$$\eta_{th} = \frac{\mathcal{W}_{ut}}{Cp_a(T_3 - T_6)}$$

$\mathcal{W}_{ut}$ : travail utile de la turbine

$$\mathcal{W}_{ut} = (\mathcal{W}_{THP} + \mathcal{W}_{TBP}) - \mathcal{W}_{cr} = (283,289 + 217,631) - 271,487 = 229,289 \text{ KJ/kg}$$

Et on a :  $Cp_a = 1,063 \text{ kJ/kg}$

Donc le rendement thermique théorique du cycle est égal :

$$\eta_{th} = \frac{229,289}{1,063(1260,15 - 756,36)} = 0,428$$

- \* Calcul du débit massique spécifique du combustible

$$\dot{m}_r = \frac{\mathcal{P}u}{Pci \cdot \eta_{th}} = \frac{28340}{44632 \cdot 0,428} = 1,483 \text{ kg/s}$$

- \* rendement thermique réel du cycle

$$\eta_{thr} = \mathcal{W}_{TBP} \dot{m}_g / Pci \cdot B$$

$$\eta_{thr} = \frac{217,631 \cdot 130,1}{44632 \cdot 1,483} = 0,427$$

- \* Le gain de la récupération

- Le débit du combustible gagné par la récupération :

$$\dot{m}_g = \dot{m}_c - \dot{m}_r$$

$\dot{m}_g$ : Le débit du combustible gagnée par la récupération

$\dot{m}_c$ : Le débit du combustible de l'installation sans récupération

$\dot{m}_r$ : Le débit du combustible de l'installation avec récupération

$$\dot{m}_g = 2,204 - 1,483 = 0,721 \text{ kg/s.}$$

- Le rendement thermique gagné par récupération :

$$\Delta\eta_{th} = \eta_{thr} - \eta_{th}$$

$\Delta\eta_{th}$ : Le rendement thermique gagnée par la récupération

$\eta_{thr}$ : Le rendement thermique de l'installation avec récupération

$\eta_{th}$ : Le rendement thermique de l'installation sans récupération

$$\Delta\eta_{th} = 0,427 - 0,288 = 0,139$$

Donc le rendement thermique gagné par récupération est égal 14%.

**Conclusion**

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

*Chapitre V :*  
*Maintenance préventive*  
*de la turbine à gaz*

## V.1.Introduction

Les installations et les équipements tendent à se détériorer dans le temps sous l'action de causes multiples telles que l'usure, les déformations dues aux fonctionnements des agents corrosifs (agents chimiques, atmosphères...etc.).

Ces détériorations peuvent provoquer des pannes, mettre en danger la sécurité des personnes, augmenter les coûts de fonctionnement, diminuer les capacités de production ainsi que sa qualité.

Dans tous les cas, les détériorations engendrent des coûts directs ou indirects supplémentaires.

Dans une entreprise, maintenir ; c'est donc effectué des opérations de dépannage, réparation, graissage, contrôle...etc. qui permettent de conserver le potentiel du matériel pour assurer la production avec efficacité et qualité.

## V.2. Définition de la maintenance

D'après la norme AFNOR: X60-010/ décembre 1994.

“Ensemble des activités destinées à rétablir un bien dans un état ou dans des conditions données de sûreté de fonctionnement, pour accomplir une fonction requise. Ces activités sont une combinaison d'activités techniques, administratives et de management “. [18]

Maintenir c'est donc effectuer des opérations (de nettoyage, graissage, visite, réparation, révision, amélioration...etc.) qui permettent de conserver le potentiel du matériel pour assurer la continuité et la qualité de production. Ainsi que choisir les moyens de prévenir, de corriger ou de rénover suivant l'utilisation du matériel. L'état d'esprit de la maintenance est de maîtriser les interventions.

La maintenance a pour objectifs suivants :

- ❖ Assurer en permanence la production avec les coûts de fonctionnement et d'entretien minimums.
- ❖ Elever la disponibilité et la fiabilité de l'équipement de production et des auxiliaires.
- ❖ Garantir la qualité et la productivité des produits finis.

- ❖ Moderniser l'équipement en permanence pour maintenir ou élever les performances d'origine.
- ❖ Le maintien du capital machine.
- ❖ La suppression des arrêts et des chutes de production (garantir la capacité de livraison).
- ❖ L'amélioration de la sécurité et la protection du personnel et de l'environnement.

### **V.3 Les fonctions d'un service maintenance [19]**

#### **V.3.1. Fonction méthode**

Cette fonction est considérée comme le cerveau du service de maintenance, elle définit :

- ❖ Ce qu'il faut faire, avec qui le faire et comment le faire.
- ❖ Les méthodes et les techniques d'intervention.
- ❖ Les moyens et les normes d'entretien.
- ❖ La création et l'exploitation de la documentation technique et historique.
- ❖ L'élaboration des méthodes d'entretien.

Elle détermine les moyens nécessaires (matériels et humains) et les fréquences d'intervention.

#### **V.3.2. La fonction d'ordonnancement**

Cette fonction rassemble les moyens et matériels pour rendre exécutable les travaux à réaliser, elle établit la programmation des travaux, suit leur avancement et veille au respect des délais; elle définit les besoins en main d'œuvre, contrôle et regroupe les informations relatives aux travaux.

#### **V.3.3. La fonction de la préparation**

Bien que découlant de la fonction méthodes, la préparation du travail détermine le processus des différentes phases, les moyens nécessaires, les durées opératoires et la préparation de la main d'œuvre.

**V.3.4. La fonction de lancement**

Assure la distribution du travail selon un planning établi en fonction de la charge et assure la gestion et la conduite des hommes pour la bonne exécution des travaux. Elle s'occupe de la surveillance et de l'orientation du personnel.

**V.3.5. La fonction d'exécution**

C'est la fonction opérationnelle de la maintenance. Elle assure la remise en route des machines par l'exécution des interventions. Elle garantit le niveau de qualité requis dans les délais prévus, à la date fixe et dans les meilleures conditions de sécurité.

**V.3.6. La fonction de la gestion des stocks**

La première tâche est de prévoir à chaque moment les besoins de l'usine en articles courants du magasin de maintenance, pièces de rechanges spécifiques aux installations de production. Elle détermine les quantités à réapprovisionner en fonction du niveau des stocks, des consommations et des délais de livraison.

**V.3.7. La fonction de la gestion des coûts**

Le service de la maintenance pourra, par la diminution de ses coûts, augmenter la rentabilité de l'entreprise. Pour la maîtriser il sera nécessaire de connaître les coûts de la maintenance.

**V.4. Les formes de la maintenance**

Le choix entre les méthodes de maintenance s'effectue dans le cadre de la politique de la maintenance et doit s'opérer en accord avec la direction de l'entreprise. Pour choisir, il faut donc être informé des objectifs de la direction, des directions politiques de maintenance, mais il faut connaître le fonctionnement et les caractéristiques des matériels, le comportement du matériel en exploitation, les conditions d'application de chaque méthode, les coûts de maintenance et les coûts de perte de production.

Le diagramme suivant synthétise selon la norme NF EN 13306 les méthodes de maintenance.

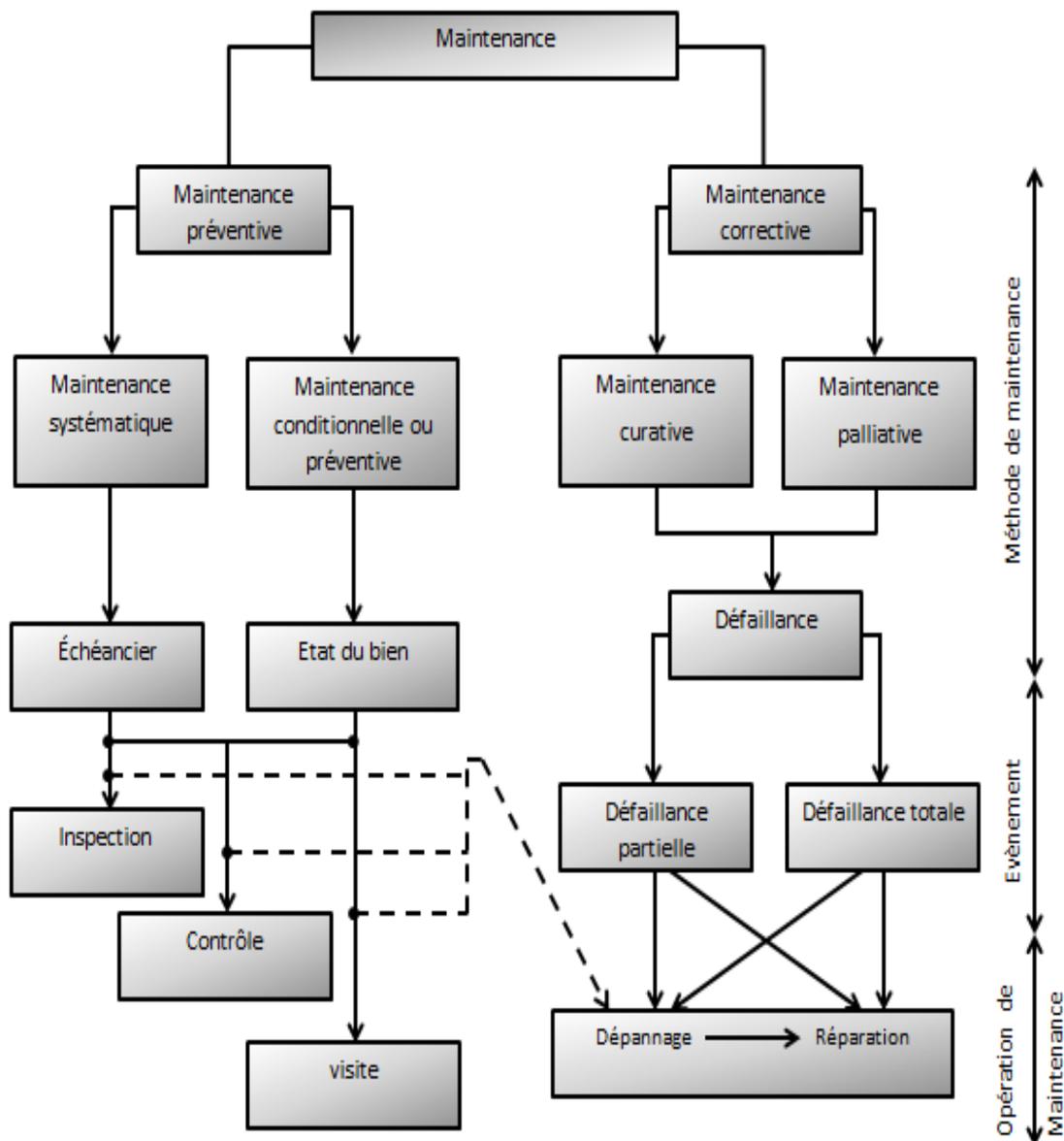


FIG V.1 Les formes de maintenance [20]

**V.4.1. La maintenance corrective**

D'après la norme AFNOR X60-010, la maintenance corrective se définit comme "une maintenance effectuée après défaillance".

La maintenance corrective regroupe les opérations visant à remettre en service un système défaillant. Or une défaillance ne produit jamais hors sollicitation du système.

Le but de ces opérations est donc de permettre une reprise de la production dans les meilleurs délais.

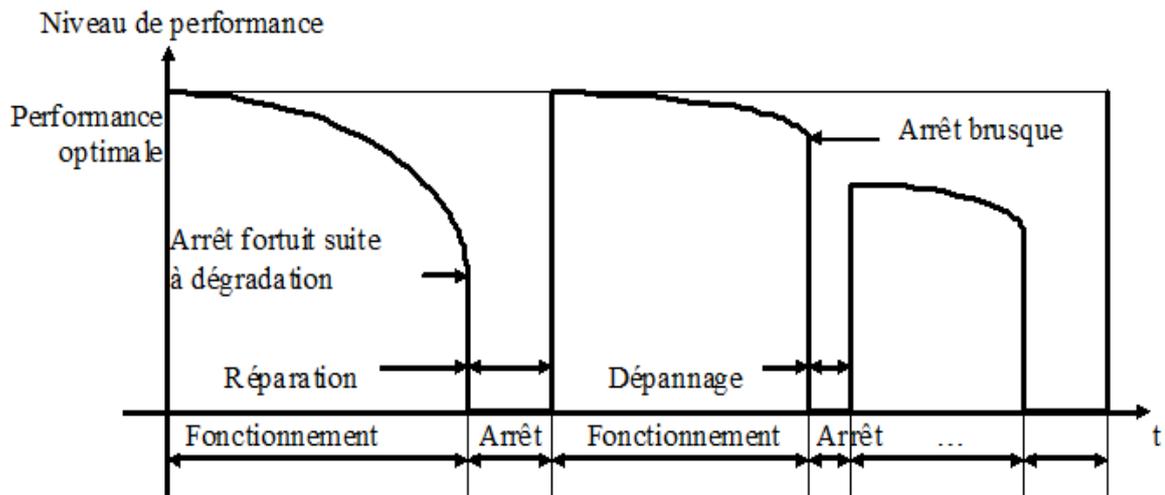


FIG V-2 Schéma explicatif de la maintenance corrective.

Il existe deux formes possibles de maintenance corrective :

**V.4.1.1. La maintenance palliative**

Appelées dépannages, dont l'objectif est de supprimer les effets de la défaillance afin de reprendre la production. Elles n'ont souvent pas de caractère définitif.

**V.4.1.2. La maintenance curative**

Appelée réparations, dont l'objectif est de ramener le système à un niveau de performance donné. Elles forment souvent la deuxième phase d'un dépannage.

En fonction des niveaux de difficulté, des moyens mis en œuvre et des incidences sur la production, les opérations palliatives sont généralement d'un niveau 1 ou 2 et les opérations curatives d'un niveau 3 ou 4. [20]

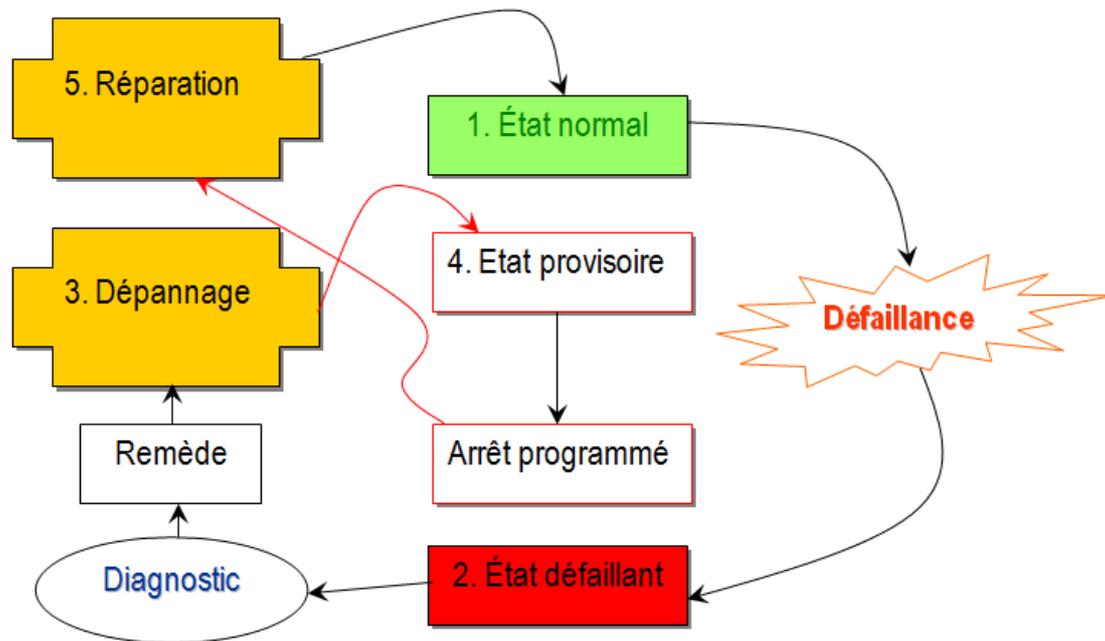


FIG V-3 Procédure d'intervention après défaillance

### V.4.2. Maintenance préventive

La norme AFNOR X 60-010 définit la maintenance préventive ainsi "maintenance ayant pour objet de réduire la probabilité de défaillance au de dégradation d'un bien ou d'un service rendu. Les activités correspondantes sont déclenchés selon un échéancier établi a partir d'un nombre prédéterminé d'unités d'usage (maintenance systématique) et/ou de critères prédéterminés significatifs de l'état de dégradation de bien ou de service (maintenance conditionnelle)". [18]

La maintenance préventive se divise :

#### V.4.2.1. Maintenance préventives systématiques

La maintenance systématique est la maintenance préventive exécutée sans contrôle préalable de l'état du bien et à des intervalles définis.

D'après la Norme AFNOR X 60-010, la maintenance préventive systématique et "l'ensemble des activités déclenchés suivant un échéancier établi a partir d'un nombre prédéterminé d'unités d'usage" et aussi "les remplacements des pièces et des fluides ont lieu quel que soit leur état de dégradation, et ce de façon périodique".

#### V.4.2.2. Maintenance préventive conditionnelle et prévisionnelle

Norme AFNOR X 60-010

"Les activités de maintenance conditionnelle sont déclenchées suivant des critères prédéterminés significatifs de l'état de dégradation du bien ou du service".

Maintenance préventive conditionnelle : "Les remplacements ou les remises en état des pièces, les remplacements ou les appoints des fluides ont lieu après une analyse de leur état de dégradation. Une décision volontaire est alors prise d'effectuer les remplacements ou les remises en état nécessaires".

Maintenance prévisionnelle: "maintenance préventive subordonnée à l'analyse de l'évolution surveillé de paramètres significatifs de la dégradation du bien permettant de retarder et de planifier les interventions. Elle est parfois improprement appelée maintenance prédictive". [18]

#### Les conditions d'application de la maintenance conditionnelle :

- La condition première est que le matériel s'y prête (existence d'une dégradation progressive et détectable) et qu'il mérite cette prise en charge (criticité du matériel).

- Pour que le matériel s'y prête, il est nécessaire de trouver une corrélation entre un paramètre mesurable et l'état du système. Exemple :
  - ❖ paramètres physiques divers (pressions, débit, températures...);
  - ❖ niveau de vibrations et de bruits (décibel dB);
  - ❖ fréquence de vibration;
  - ❖ teneur en résidus d'usure (analyse de lubrifiant);
  - ❖ épaisseur de sous-couches, par contrôle non destructif.
- Une période d'expérimentation est nécessaire pour fixer le seuil d'admissibilité, suivant le temps de réaction et la vitesse de dégradation, on fixera un seuil d'alarme.

#### V.4.2.3. Les opérations de maintenance préventive [21]

**Les inspections** : activités de surveillance consistant à relever périodiquement des anomalies et exécuter des réglages simples ne nécessitant pas d'outillage spécifique, ni d'arrêt de l'outil de production ou des équipements.

**Les visites** : opérations de surveillance qui, dans le cadre de la maintenance préventive systématique, s'opèrent selon une périodicité déterminée. Ces interventions correspondent à une liste d'opérations définies préalablement qui peuvent entraîner des démontages d'organes et une immobilisation du matériel. Une visite peut entraîner une action de maintenance corrective.

**Les contrôles** : vérifications de conformité par rapport à des données préétablies suivies d'un jugement. Le contrôle peut :

- ❖ comporter une activité d'information.
- ❖ inclure une décision : acceptation, rejet, ajournement.
- ❖ déboucher comme les visites sur des opérations de maintenance corrective.

**Les opérations de surveillance** (contrôles, visites, inspections) sont nécessaires pour maîtriser l'évolution de l'état réel du bien. Elles sont effectuées de manière continue ou à des intervalles prédéterminés ou non, calculés sur le temps ou le nombre d'unités d'usage.

**Autres opérations :****Révision :**

Ensemble des actions d'examens, de contrôles et des interventions effectuées en vue d'assurer le bien contre toute défaillance majeure ou critique, pendant un temps ou pour un nombre d'unités d'usage donné

Il faut distinguer suivant l'étendue des opérations à effectuer les révisions partielles et les révisions générales. Dans les 2 cas, cette opération nécessite la dépose de différents sous-ensembles

Le terme révision ne doit en aucun cas être confondu avec les termes visites, contrôles, inspections.

Les 2 types d'opérations définis (révision générale ou partielle) relèvent du 4ème niveau de maintenance.

**Les échanges standards :**

Reprise d'une pièce ou d'un organe ou d'un sous-ensemble usagé, et vente au même client d'une pièce ou d'un organe ou d'un sous-ensemble identique, neuf ou remis en état conformément aux spécification du constructeur, moyennant le paiement d'une soulte dont le montant est déterminé d'après le coût de remise en état.

Soulte : somme d'argent qui, dans un échange ou dans un partage, compense l'inégalité de valeur des biens échangés.

**V.4.3. La maintenance améliorative**

L'amélioration des biens d'équipements consiste à procéder à des modifications, des changements, des transformations sur un matériel. Dans ce domaine, beaucoup de choses restent à faire. Il suffit de se référer à l'adage suivant : « on peut toujours améliorer ». C'est un état d'esprit qui nécessite une attitude créative. Cependant, pour toute maintenance d'amélioration une étude économique sérieuse s'impose pour s'assurer de la rentabilité du projet.

Les améliorations à apporter peuvent avoir comme objectif l'augmentation des performances de production du matériel ; l'augmentation de la fiabilité (diminuer les fréquences d'interventions) ; l'amélioration de la maintenabilité (amélioration de

l'accessibilité des sous-systèmes et des éléments à haut risque de défaillance) ; la standardisation de certains éléments pour avoir une politique plus cohérente et améliorer les actions de maintenance, l'augmentation de la sécurité du personnel.

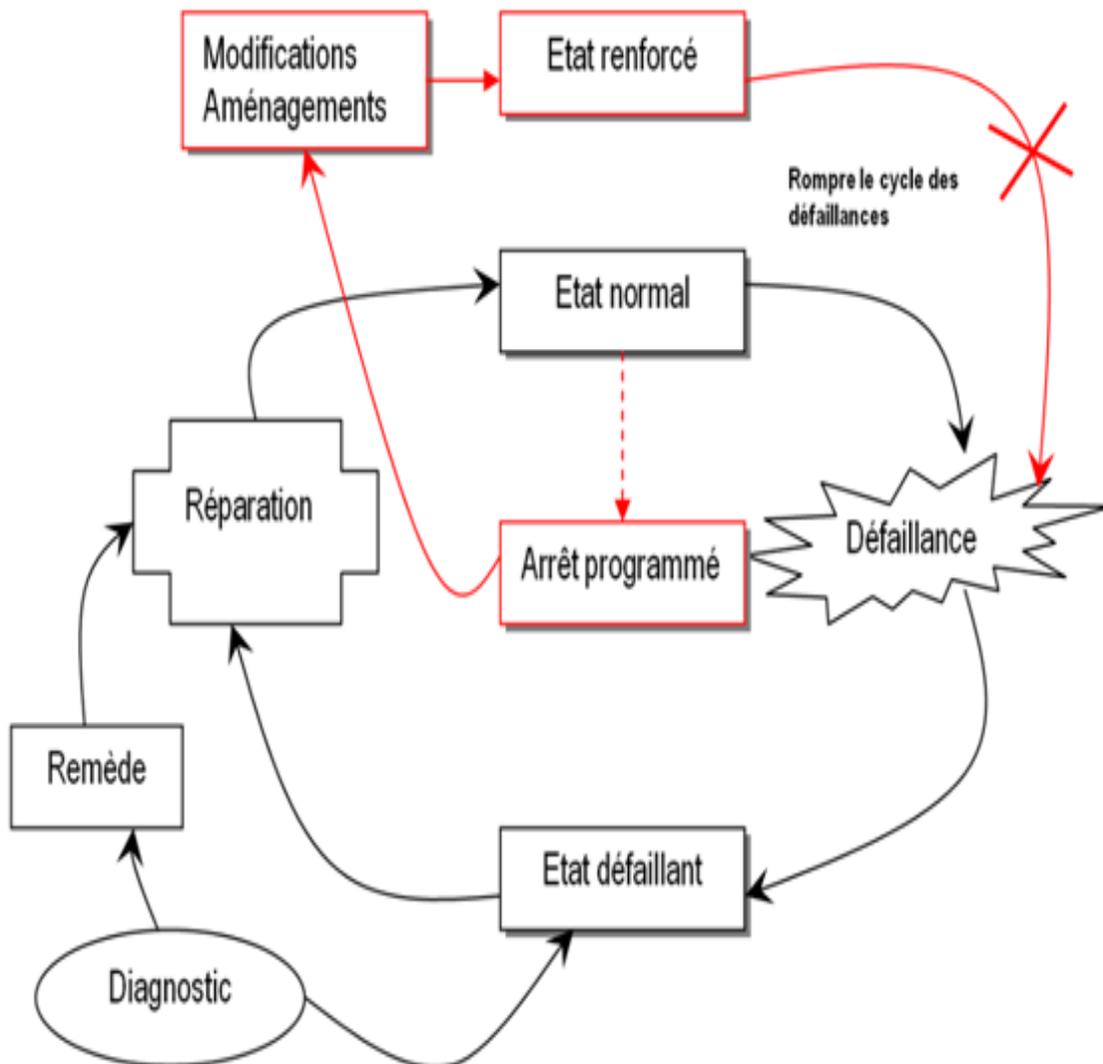


FIG V-4 Procédure de la maintenance améliorative

### V.5. Différents niveaux de maintenance

La maintenance est caractérisée par une très grande variabilité des tâches, en natures comme en durées. D'où l'utilité de jeter les bases de son organisation à partir d'une mise en familles de cinq niveaux (Tableau V.1)

niveau	Personnel d'intervention	Nature de l'intervention	Moyens requis
1	Exploitant sur place	Réglage simple d'organes accessibles sans aucun démontage, ou échanges d'éléments accessible en dans les consignes de toute sécurité conduite.	Outillage léger définis dans les consignes de conduite
2	Technicien habilité (dépanneur) sur place	Dépannage par échange standard d'élément prévu à cet effet, ou opération mineures de maintenance préventive	Outillage standard et rechanges situés à proximité
3	Technicien spécialisé, sur place ou en atelier de maintenance	Identification et diagnostics de pannes, réparations par échange de composants fonctionnels, réparations mécanique mineurs	Outillage prévu plus appareils de mesure, banc d'essai, de contrôle
4	Equipe encadrée par un technicien spécialisé, en atelier central	Travaux importants de maintenance corrective ou préventive. Révisions	Outillage général et spécialisé
5	Equipe complète polyvalente, en atelier centrale	Travaux de rénovation, de reconstruction, réparations importants confiées à un atelier centrale souvent externalisés	Moyens proches de ceux de la fabrication par le constructeur

**Tableau V.1.** Les cinq niveaux de maintenance [18]

## V.6. Objectifs visés par la maintenance

### V.6. 1. Améliorer la fiabilité du matériel

La mise en œuvre de la maintenance préventive nécessite les analyses techniques du comportement du matériel. Cela permet à la fois de pratiquer une maintenance préventive optimale et de supprimer complètement certaines défaillances.

### V.6.2. Garantir la qualité des produits

La surveillance quotidienne est pratiquée pour détecter les symptômes de défaillance et veiller à ce que les paramètres de réglages et de fonctionnement soient respectés. Le contrôle des jeux et de la géométrie de la machine permet d'éviter les aléas de fonctionnement. La qualité des produits est ainsi assurée avec l'absence des rebuts.

**V.6.3. Améliorer l'ordonnement des travaux**

La planification des interventions de la maintenance préventive, correspondant au planning d'arrêt machine, devra être validée par la production. Cela implique la collaboration de ce service, ce qui facilite la tâche de la maintenance. Les techniciens de maintenance sont souvent mécontents lorsque le responsable de la fabrication ne permet pas l'arrêt de l'installation alors qu'il a reçu un bon de travail pour l'intervention. Une bonne coordination prévoit un arrêt selon un planning défini à l'avance et prend en compte les impossibilités en fonction des impératifs de production.

**V.6.4. Assurer la sécurité humaine**

La préparation des interventions de maintenance préventive ne consiste pas seulement à respecter le planning. Elle doit tenir compte des critères de sécurité pour éviter les imprévus dangereux.

Par ailleurs le programme de maintenance doit tenir compte des visites réglementaires.

**V.6.5. Améliorer la gestion des stocks**

La maintenance préventive est planifiable. Elle maîtrise les échéances de remplacement des organes ou pièces, ce qui facilite la tâche de gestion des stocks. On pourra aussi éviter de mettre en stock certaines pièces et ne les demander que le moment venu.

**V.6.6. Améliorer le climat de relation humaine**

Une panne imprévue est souvent génératrice de production. Certains problèmes, comme par exemple le manque de pièces de rechange, entraîne l'immobilisation de la machine pendant longtemps. La tension peut monter entre la maintenance et la production.

En résumé, il faudra examiner les différents services rendus pour apprécier les enjeux de la maintenance préventive :

- La sécurité : diminution des avaries en service ayant pour conséquence des catastrophes.
- la fiabilité : amélioration, connaissance des matériels.
- la production : moins de panne en production.

## **V.7. Méthode ABC ou analyse de PARETO**

### **V.7.1. Introduction**

L'une des évolutions nouvelles ces dernières années est la comptabilité à base d'activité ABC. Centrée sur les processus et ses activités ; elle apporte une connaissance pertinente des coûts des produits par une affectation plus rigoureuse des charges indirectes au travers des activités.

Pour ce faire, elle rattache les coûts aux activités, puis attribue les coûts des activités aux produits selon l'utilisation qu'ils font de l'activité établie en fonction de bases de répartition variant selon la nature de cette activité.

### **V.7.2. Origine et contexte d'évolution de la méthode**

La comptabilité par activité ou la méthode ABC (Activity based costing) est une technique de calcul et d'analyse des coûts et aussi de gestion, fondée sur l'analyse des activités.

Apparue aux Etats-Unis au milieu des années 80 grâce aux travaux de CAMI en 1989 (Computer Aided Manufacturing International). [18]

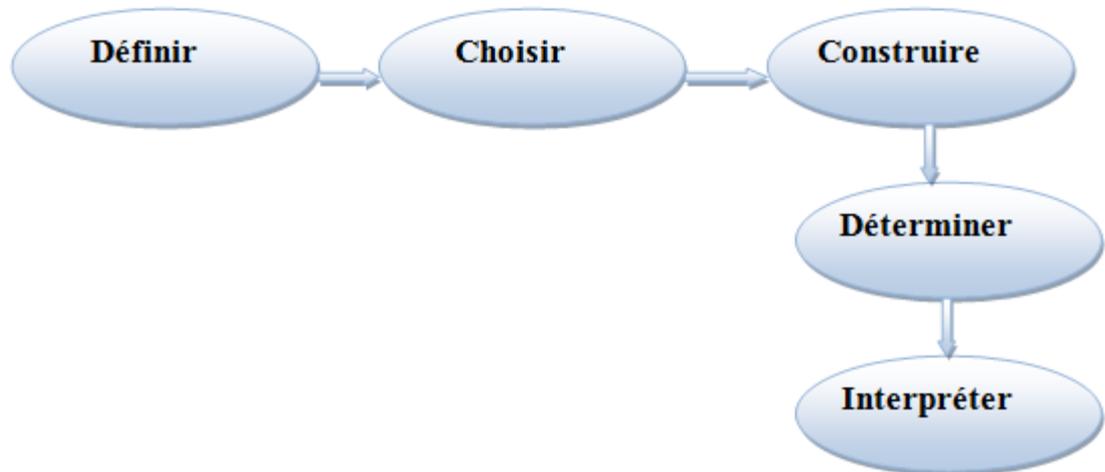
La méthode ABC a été dictée par les changements intervenus durant les dernières décennies, caractérisés par :

- L'évolution du contexte économique.
- L'évolution de la structure des entreprises.
- L'évolution des modes de production.

### **V.7.3. Méthodologie de la méthode ABC**

Les éléments étudiés sont classés par ordre d'importance selon un critère déterminé. Ces éléments peuvent être des machines, des causes de pannes, des articles en stock ... Les critères les plus fréquents sont les coûts et les temps, mais aussi le nombre d'accidents, de rebuts, de kilomètres parcourus, la valeur consommée annuellement ... [19]

L'étude suppose obligatoirement que l'on dispose d'un historique d'une période antérieure ou de prévisions. Pour une analyse donnée, l'application de la loi de Pareto impose plusieurs étapes :



### 1. Définition de l'objectif de l'étude et de ses limites

Ces éléments peuvent être des matériels, des causes de pannes, des natures de pannes, etc.

### 2. Choisir le critère de classement.

Organiser le classement selon les critères de valeurs retenus (les coûts, les temps, les rebuts, etc.).

### 3. Construire un graphique.

Ce graphe fera apparaître les constituants sur la situation étudié.

### 4. Déterminer les zones ABC.

Il s'agit de délimiter, sur la courbe obtenue, des zones fonction de l'allure de la courbe. En général la courbe possède deux cassures, ce qui permet de définir trois zones :

- La partie droite de la courbe OM détermine la zone A.
- La partie courbe MN détermine la zone B.
- La partie assimilée à une droite NP détermine la zone C.

### 5. Interprétation de la courbe.

L'étude porte dans un premier temps sur les éléments constituant la zone A en priorité. Si les décisions et modifications apportées aux éléments de la zone A ne donnent pas satisfaction, on continuera l'étude sur les premiers éléments de la zone B, jusqu'à satisfaction. Les éléments appartenant à la zone C peuvent être négligés, car ils ont peu d'influence sur le critère étudié.

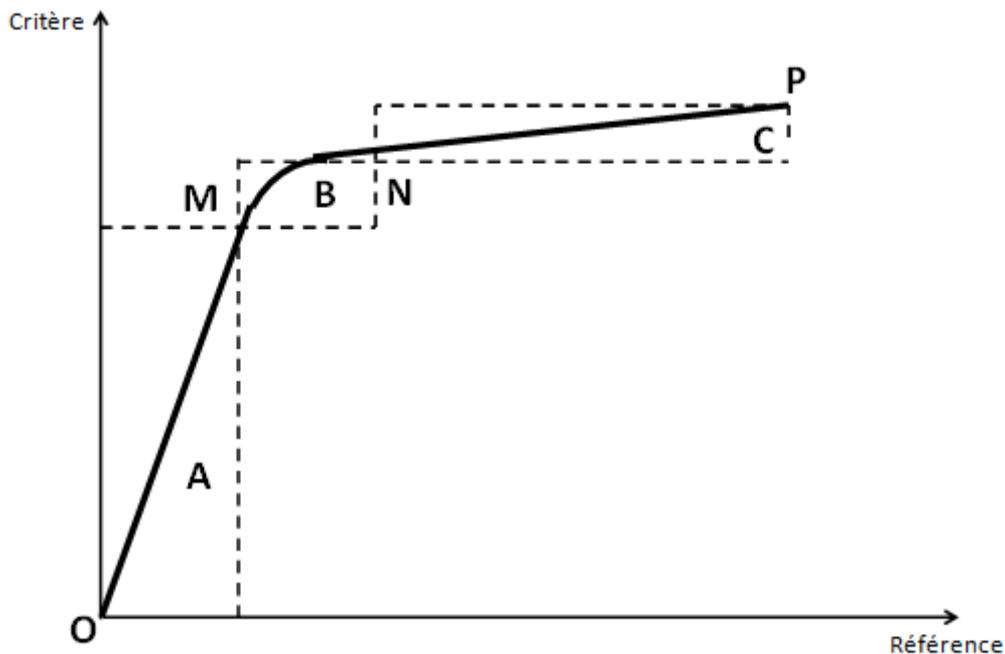


FIG V-5 Les zones de la courbe ABC [20]

#### V.7.4. Objectifs de la méthode ABC

Un système amélioré de suivi des coûts doit être le moyen d'accroître les profits de l'entreprise avant d'être le moyen d'avoir des coûts plus précis. L'utilisation de la méthode ABC améliorera la rentabilité de l'entreprise grâce à une plus grande précision dans l'analyse des coûts qui permettra d'établir de meilleures stratégies de gestion des produits et des activités.

Les objectifs de la méthode ABC sont en nombre de quatre et seront présentés selon leur importance :

##### 1- Obtenir des coûts plus précis

La répartition approximative des importantes charges indirectes par des clefs très souvent volumiques conduit à sous-évaluer les coûts des produits en petites séries par rapport à ceux d'une grande série. L'imprécision des coûts peut même conduire l'entreprise à prendre des décisions dangereuses en matière de tarification et de développement de produits.

##### 2- Rendre visible des activités cachées

Un découpage plus fin du fonctionnement permet de faire apparaître le coût des activités « accessoires » (par rapport au processus principal de production, et restées pour cette raison cachées pour la comptabilité analytique) parfois coûteuses alors qu'elles peuvent n'apporter que peu de valeur.

### 3- **Rendre variable des charges fixes**

Les charges fixes ne le sont souvent que par rapport au niveau d'activité général, ainsi les frais d'un bureau d'études sont fixes, mais le coût du bureau d'études dépendent du nombre de modèles qu'il conçoit ou améliore. Il faut donc déterminer un ou plusieurs inducteurs de coûts pour chaque activité afin d'obtenir une relation causale pertinente.

### 4- **Donner un modèle de fonctionnement pertinent et cohérent**

A partir de l'activité, des applications multiples et flexibles peuvent être construites afin de déterminer des coûts par produits, par processus, par projets, etc.

De plus, dans le cadre d'un processus, peuvent être suivis de façon cohérente : le délai, la qualité des produits empruntant le processus. Enfin, la détermination d'unités d'œuvre plus « vraies » facilite la construction de budgets plus crédibles.

#### **V.7.5 Les limites de La Méthode ABC**

De façon générale, la comptabilité par activité est une méthode qui a ses avantages et ses inconvénients qu'on peut résumer dans les points suivants :

- La mise en place de la méthode ABC requiert des frais importants à titre d'exemple : réorganisation de la gestion, logiciels spéciaux, équipements de collecte et de traitement de données, formation du personnel (coûte cher en temps et en argent)
- Comme tous les frais sont imputés aux activités et qu'une bonne partie de ces frais sont fixes de par leur nature, la pertinence des informations obtenues est donc discutable, puisque toute base d'imputation est par définition subjective ou arbitraire
- Son degré de complexité relativement élevé la rend pour l'instant hors d'usage dans la plupart des entreprises qui n'ont pas une structure de gestion rodées et une culture bien établie, c'est donc une méthode exigeante à laquelle seules les grandes entreprises présentant les caractéristiques suivantes sont éligibles dans l'état actuel, à savoir :

- Haute technologie
- Plusieurs activités très diversifiées
- Conception du produit et du processus de fabrication est coûteuse.
- Fortement automatisés et informatisés

Alors avant d'opter pour la mise en place de la méthode ABC, il convient donc de procéder à une étude de faisabilité et une évaluation systématique des avantages et des

inconvénients de la méthode on s'assurant que les informations qui seront obtenus sont vraiment utiles à la prise de décision.

### **V.7.6 Conclusion**

La méthode ABC permet de répondre aux enjeux actuels des entreprises, notamment à leur souci de repérage de l'origine des résultats. De plus, elle permet de lier la stratégie aux décisions quotidiennes. A travers la mise en évidence des facteurs clés de succès, la démarche ABC apporte pour le pilotage des solutions en matière d'élaboration des tableaux de bords, et de motivation du personnel.

Malgré ces avantages, la méthode ABC comporte plusieurs facteurs de risques à titre d'exemple :

- ❖ Les dirigeants des entreprises devront s'investir dans la démarche et prendre en compte l'aspect humain, élaborer un plan de communication et de formation du personnel afin d'inclure dans la démarche.
- ❖ Au niveau technique, il faudra se fixer des objectifs clairs et identifiés, correctement décrire les activités et modéliser les processus, et s'assurer d'avoir accès à la bonne information échangée et communiquée tout au long du processus.

## V.8. La maintenance appliquée sur les turbines à gaz MS5002C

Les types de maintenance peuvent être classés principalement en termes de contrôles "en marche" et "à l'arrêt". Les contrôles en marche sont effectués pendant le démarrage et pendant que le groupe fonctionne. Ces contrôles indiquent l'état général de la turbine à gaz et des équipements qui y sont associés. Le contrôle à l'arrêt est effectué lorsque le groupe est immobilisé.

### V.8.1. Inspections de la machine en marche

Comprennent la somme des observations faites durant le fonctionnement de l'unité. Des données en opération devront être enregistrées pour permettre d'évaluer les performances de l'équipement, les besoins d'entretien et d'intervention lorsque ces relevés indiquent des alarmes qui vont déclenchés la turbine par la suite.

Le Tableau V.2 suivant montre les paramètres importants à contrôler ainsi que leurs modes de contrôle.

Les paramètres	Mode de contrôle			
	I	E	S	P
-vitesse de rotation de la turbine HP et BP	+			
-Température à l'échappement	+	+	+	+
-Température à l'entrée de la turbine	+	+	+	+
-Vibration au niveau des paliers	+		+	+
-Risque de pompage	+		+	+
- $\Delta p$ filtre à air			+	
-Température sortie de compresseur	+		+	
-contrôle présence de flamme			+	+
-Haute température des paliers	+		+	+
-Température d'huile de graissage	+		+	+

I:indication    E:enregistrement    S:signale    P:protection

**Tableau V.2.** Les paramètres importants à contrôler et leurs modes de contrôle.

### V.8.2. Inspection de la machine à l'arrêt

Les contrôles à l'arrêt comprennent les inspections de "Combustion", " de la veine des gaz chauds " et "Majeur". Ces inspections nécessitent le démontage de la turbine à différents degrés.

Le tableau V.2 illustre les types d'inspections en fonction des heures de fonctionnement de la turbine à gaz.

Types d'inspections	heures de fonctionnement
Inspection de combustion	12000
Inspection de la veine des gaz chauds	24000
Révision générale	48000

**Tableau V.3** types d'inspection en fonction d'heures de marche

### V.8.2.1. Inspection du système de combustion(CI)

Une inspection du système combustion réclame un temps d'arrêt relativement court de la turbine à gaz afin de vérifier l'état des éléments suivants :

- ❖ Brûleurs
- ❖ Chambres de combustion
- ❖ Tubes d'interconnexions
- ❖ Bougies d'allumages
- ❖ Détecteurs de flammes

Les pièces qui nécessitent la plus grande attention sont celles en contact avec les gaz chauds (brûleur, chambre de combustion et pièces de transition). En effet, une bonne inspection permet d'évaluer, d'une meilleure façon, toute action à entreprendre (réutilisation, réparation, remplacement du composant) et il est donc possible d'obtenir la durée maximum des pièces et des coûts de service plus bas.

**Note :** Avant de procéder à un contrôle de combustion, vérifié que la turbine à gaz est arrêtée, le système de combustible liquide est purgé, désactive l'alimentation du gaz combustible.

#### V.8.2.1.1. La procédure de démontage

1. Démontage des panneaux latéraux du compartiment turbine.
2. Démontage des fixations du plafond.
3. Levage du plafond du compartiment turbine.
4. Démontage des lignes du gaz combustible. (Soutenir le collecteur du gaz combustible afin que, lorsque les buses d'injection ont été déconnectées, le poids du collecteur ne soit pas support par la dernière buse du combustible à dé connecteur).
5. Démontage des détecteurs de flamme et des bougies d'allumage
6. Démontage des buses d'injection.
7. Démontage couvercles des chambres de combustion.

8. Démontage des attaches des tubes de propagation des flammes, et des chemises de combustion.

9. Démontage des chambres de combustion externes N°.3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, et 10 (groupes avec enveloppe courte).

10. Démontage moitié supérieure enveloppe combustion (seulement groupes avec enveloppe courte).

**Note :** les chambres de combustion externes N°.1, 2, et 12 sont laissées en place et peuvent être soulevées avec l'enveloppe de combustion.

11. Démontage des pièces de transition (groupes avec enveloppe courte).

11a. Démontage des pièces de transition (groupes simple cycle avec enveloppe longue). Une fois que les opérations de démontage mentionnées ci-dessus ont été accomplies, les éléments sont prêts à être inspectés.

Le **Tableau V.4** suivant montre les Inspections typiques de combustion

Élément	Objet de l'inspection	Actions potentielles
Chemise de combustion Chapeau de combustion	Corps étrangers Usure anormale	Réparer/remettre en état <u>Chambres de combustion</u> Criques/Erosion/Usure Réparation RPT
Brûleur Pièce de transition Tubes d'interconnexion Vanne de purge Clapets anti-retour Bougies d'allumage DéTECTEURS de flammes	Fissures Trous refroidissement obstrués Condition RPT Oxydation/Corrosion/Erosion Traces de température excessive locale Perte de petites particules Intérieures	<u>Pièce de transition</u> Usure Réparation RPT Déformation <u>Brûleurs</u> Obturation Usure/Erosion <u>Tubes d'interconnexion</u> Usure/Températures excessive
Conduits de combustible aux brûleurs	Jeux Inspection au boroscope	

**Tableau V.4** Les inspections typiques de combustion. [22]

#### V.8.2.1.2. Procédure de remontage

1. Installer les pièces de transition (groupe enveloppe courte).
2. Installer les pièces de transition (groupe enveloppe longue cycle simple).
3. Installer les pièces de transition (groupe enveloppe longue cycle à régénération).

4. Installer la moitié supérieure de l'enveloppe de combustion (groupes enveloppe courte).
5. Installer les chambres de combustion externes (groupes enveloppe courte).
6. Installer les blindages d'écoulement (groupes à enveloppe longue).
7. Installer les chemises de combustion et les tubes de propagation de flammes.
8. Installer les couvercles des chambres de combustion.
9. Installer les buses du combustible.
10. Installer le collecteur du gaz combustibles et lignes du gaz combustible.
11. Installer les détecteurs de flamme et les bougies d'allumage.
12. Installer le plafond, les fixations du plafond et les panneaux latéraux.
13. Nettoyage, contrôle visuel, contrôles de pré-démarrage/lancement.

#### **V.8.2.2. Inspections “de la veine des gaz chauds”(HGPI)**

Le but de ce niveau d'inspection est d'examiner les pièces de la turbine les plus soumises aux contraintes par les températures élevées du système des gaz de combustion ; cette visite comprend essentiellement :

- ❖ Directrices, tous les étages
- ❖ Aubes des rotors, tous les étages
- ❖ Anneaux de protections des étages

Les intervalles d'inspection de la veine de gaz chauds sont des multiples des inspections de combustion, à cette occasion nous procédons également à l'inspection des pièces de combustion selon les procédures décrites au point précédent. Pour effectuer une inspection de la veine des gaz chauds, il est nécessaire d'enlever l'enveloppe supérieure de la turbine. Avant de procéder au démontage, mettre les vérins sous les demi-enveloppes inférieures, afin de faciliter le glissement de la partie supérieur vers le haut, au moment de l'ouverture et éviter ainsi des efforts de flexion sur les parties restantes des enveloppes turbines.

**Note:** Avant de procéder à un contrôle du parcours des gaz chauds, vérifier que la turbine à gaz est arrêtée ; le système du CO2 est désactive, l'alimentation du gaz combustible est coupée et/ou le système du combustible liquide est purgé et désactivé.

##### **V.8.2.2.1. La procédure de démontage**

1. Démontage des panneaux latéraux du compartiment turbine.
2. Démontage des fixations du plafond.
3. Levage du plafond du compartiment turbine.

4. Démontage conduit air étanchéité et refroidissement moitié supérieur.
5. Démontage câblages et conduites thermocouples espaces roue caisse turbine.
6. Effectuer les opérations de démontage 4 à 11 de l'inspection du système de combustion.
7. Établir des fondations solides et placer les vérins de support mécanique sous les caisses du groupe.
8. Démontage de la moitié supérieure de l'enveloppe de la turbine.
9. Démontage moitié supérieure de la directrice de premier étage.
10. Démontage moitié inférieure de la directrice de premier étage.

Système de combustion Directrices, tous les étages	Voir le tableau 7 Corps étranges Usure anormale	Voir le tableau 7 Réparer/remettre en état
Aubes, tous les étages	Fissures	Directrices
Anneau de protection extérieure	Les trous de refroidissement sont obstrués	Réparation par soudure
Joints à labyrinthes	Etat de revêtement	Revêtement de Restitution
Thermocouple de l'espace de Roue	Oxydation/Corrosion/Erosion	Aubes
Carter d'échappement de Turbine	Traces de la température excessive locale	Dévetissage et nouveau revêtement
Aubes de refoulement compresseur axial	Perte de petites particules intérieures	Durée de vie résiduelle après fluage
IGV	Distorsions et déformation	
	Jeux	

**Tableau V.5.** Inspections typiques de la veine des gaz chauds

### V.8.2.2.2. La procédure de remontage

1. Installer la moitié inférieure de la directrice de premier étage et les thermocouples de l'espaces- roue.
2. Installer la goupille excentrique de la moitié inférieure de la directrice de premier étage.
3. Vérifier de nouveau les jeux de la turbine.

4. Installer la moitié supérieure de la directrice de premier étage
5. Mettre en place les pièces de transition.
6. Mettre en place la moitié supérieure de l'enveloppe de la turbine.
7. Installer la goupille excentrique de la moitié supérieure de directrice de premier étage.
8. Installer la moitié supérieure de l'enveloppe de combustion (seulement groupe à enveloppe courte).
9. Enlever les vérins de support mécanique et les supports des vérins de dessous les caisses du groupe.
10. Rebrancher le câblage et les conduites de l'espaces-roue.
11. Installer les composants du système de combustion.
12. Installer le plafond, les fixations du plafond et les panneaux latéraux.
13. Nettoyage, contrôle visuel, contrôles de pré-démarrage/lancement.

### V.8.2.3. La Révision générale(MI)

Le but d'une révision générale est d'examiner toutes les pièces intérieure du rotor et du stator, de l'admission de la chambre des filtres jusqu'au système d'échappement, y compris le réducteur de charge et la machine conduite. Une inspection générale doit être programmée et organisée selon les recommandations du manuel de maintenance fourni avec la turbine, et avec les résultats des inspections de la combustion et de la veine des gaz chauds, effectuées précédemment. Afin d'effectuer une révision générale, tous les carters supérieurs doivent être enlevés, de manière à pouvoir enlever les rotors. Avant de procéder au démontage, des vérins doivent être placés sous les demi-carters inférieurs, afin de faciliter le glissement de la partie supérieure vers le haut au moment de l'ouverture et éviter ainsi des efforts de flexion sur les parties restantes des carters.

**Note :** Avant de faire un contrôle général s'assurer que le courant électrique allant à la turbine à gaz à bien été coupé, que le système CO2 à été désactivé que le système d'alimentation du gaz combustible à été obturé et/ou que le système de combustible liquide à bien été vidangé et désactivé. La procédure de démontage pour accéder et enlever les pièces à inspecter comprend les séquences ci-dessous:

**V.8.2.3.1 La procédure de démontage**

1. Effectuer le démontage du parcours des gaz chauds (les opérations de 1 à 6).
2. Enlever le dispositif de protection auxiliaire.
3. Enlever la protection d'accouplement de charge.
4. Enlever l'accouplement de charge, examiner et contrôler l'alignement.
5. Enlever l'accouplement auxiliaire, inspecter et contrôler l'alignement.
6. Effectuer les contrôles de positionnement initial du rotor.
7. Etablir des fondations solides et installer des vérins de soutien mécaniques sous les caisses du groupe.
8. Enlever la moitié supérieure de l'enveloppe de la turbine.
9. Enlever les plaques des joints flexibles avant et arrière de la moitié supérieure du plénum échappement.
10. Enlever la partie supérieure du plénum d'entrée et le diffuseur d'échappement (aubes directrices variables).
11. Enlever la moitié supérieure du châssis d'échappement.
12. Enlever la moitié supérieure du diaphragme de deuxième étage.
13. Enlever la moitié supérieure de l'enveloppe de combustion
14. Enlever la moitié supérieure de l'anneau de support de la directrice de premier étage.
15. Effectuer les contrôles des jeux de la turbine.
16. Enlever la moitié inférieure de la directrice de premier étage.
17. Enlever la caisse du compresseur avant et/ou avant et arrière combinée.
18. Enlever la moitié supérieure de la caisse d'admission.
19. Enlever les caisses du compresseur avant et d'échappement du compresseur.
20. Enlever la moitié supérieure du logement du palier N°2.
21. Enlever la moitié supérieure du logement du palier N°1.
22. Enlever le rotor de turbine haute pression et les garnitures des moitiés inférieures des paliers N°1 et 2.
23. Effectuer et enregistrer les jeux de déplacement axial du rotor basse pression.
24. Enlever la moitié supérieure du logement du palier N°4.
25. Enlever le rotor de turbine haute pression et les garnitures des moitiés inférieures des paliers N°3 et 4.

26. Enlever les aubes fixes de turbine de premier étage.

27. Enlever les aubes fixes à extrémités renforcées de deuxième étage.

Une fois que les opérations de démontage mentionnées ci-dessus sont accomplies, les éléments sont prêts à inspectés.

Elément	Objet de l'inspection	Actions potentielles
Système de combustion Veine des gaz chauds	Voir le tableau 7 Voir le tableau 8	Voir le tableau 7 Voir le tableau 8 Réparer/Remettre en état <u>Directrices aubes</u>
Aubes du compresseur Roues de la turbine Queues d'aronde des aubes	Corps étrangers Usure anormale Fissures	Détérioration du revêtement Signe de frottement Fissures
Zone supportée de l'arbre Paliers Joints à labyrinthes	Traces de fuite intérieure	Dommmages dû à des corps étrangers Durée de vie résiduelle au fluage <u>Anneaux de protection du stator</u>
Système d'admission Système d'échappement D'autres systèmes auxiliaires	Oxydation/Corrosion/Erosion Perte de petites particules intérieures Distorsions et déformations Jeux	Fissures Oxydation Erosion <u>IGV</u> Usure des douilles Dommmage dues à des corps étrangers <u>Paliers et joints</u> Marquage Usure <u>Aubes du compresseur</u> Corrosion Erosion Frottement Dommmages dues à des corps étrangers

Tableau V.6 Inspections typiques de révision générale.

#### V.8.2.4. Inspection spéciale (avec boroscope)

Les turbines sont dotées de points d'inspection par lesquels il est possible d'effectuer des examens visuels à l'aide d'appareils optiques spéciaux, appelés «boroscope». Les points d'inspection sont des orifices radiaux qui traversent les corps et les pièces

internes. Pour effectuer cette inspection, il faut introduire le boroscope dans les orifices prévus à cet effet (machine arrêtée). Chaque point d'inspection permet d'observer différentes pièces du rotor ou du stator .Le boroscope permet d'effectuer des inspections rapides en réduisant ainsi les temps d'arrêts et le personnel nécessaire.

**Le boroscope** : est un appareil permettant de voir dans des endroits extrêmement petits et difficiles d'accès. Un boroscope est constitué d'un tube rigide abritant les relais optiques depuis l'extrémité distale jusqu'à l'oculaire de visualisation.

Les boroscopes se retrouvent dans de nombreuses applications médicales ou industrielles.

## V.9. Analyses des coûts de maintenance de la turbine à gaz MS5002C par la méthode ABC

Dans ce qui suit on va procéder à l'application de la méthode ABC, Faisant référence aux coûts de la maintenance faite sur les turbines à gaz de la région Rhourde Nous, La méthode ABC a comme objectif de déterminer quelle sont les 20% des pannes qui représentent 80% du critère d'analyse qui est pour notre cas le coût de la maintenance.

Nous allons appliquer l'analyse ABC sur deux révisions à savoir la CI (inspection des chambres de combustion) et la MI (la révision générale). La désignation et le coût d'achat des pièces rechangées lors des révisions d'après l'historique du service méthode section turbomachines de la région est comme suit :

### V.9.1 .Les coûts de la maintenance selon l'historique de service méthode section turbomachines

#### V.9.1.1. la révision CI du décembre 2014

Après le classement des coûts de la maintenance selon un ordre décroissant et après calcul des coûts cumulés, pourcentages cumulés et le pourcentage des classements des coûts, on place les résultats dans le tableau comme suit:

La panne	Les coûts (DA)	Les coûts cumulés	% coûts cumulés	% référence
Tube à flammes simple	7801428	7801428	39,2612	5,88
Tube à flammes détecteur	5200952	13002380	65,4354	11,76
Tube d'interconnexion	2647200	15649580	78,7576	17,65
Tube à flammes bougie	2600476	18250056	91,8446	23,53
Languettes de fixation	729420	18979476	95,5155	29,41
Bec d'injecteur	580000	19559476	98,4344	35,29
Joint 1" 300/600	149640	19709116	99,1875	41,18
Tête d'injecteur	53436	19762552	99,4564	47,06
Plaque de freinage bec d'injecteur	44136	19806688	99,6785	52,94
Vis 1/2" pour languette	33624	19840312	99,8477	58,82
Vis 5/8" pour couvercle	12970	19853282	99,9130	64,71
Molycotte	8021	19861303	99,9533	70,59
Joint pour flasque	4860	19866163	99,9778	76,47
Silicone	2650	19868813	99,9911	82,35
Klingérite	924	19869737	99,9958	88,24
Ecrou 1/2 pour cache accouplement de charge	800	19870537	99,9998	94,12
Vis 5/8" pour carter accouplement	36	19870573	100,0000	100,00

Tableau V.7 Les coûts de la maintenance pour la CI 2014[23]

## Construction de la courbe ABC pour la CI 2014 et détermination des zones :

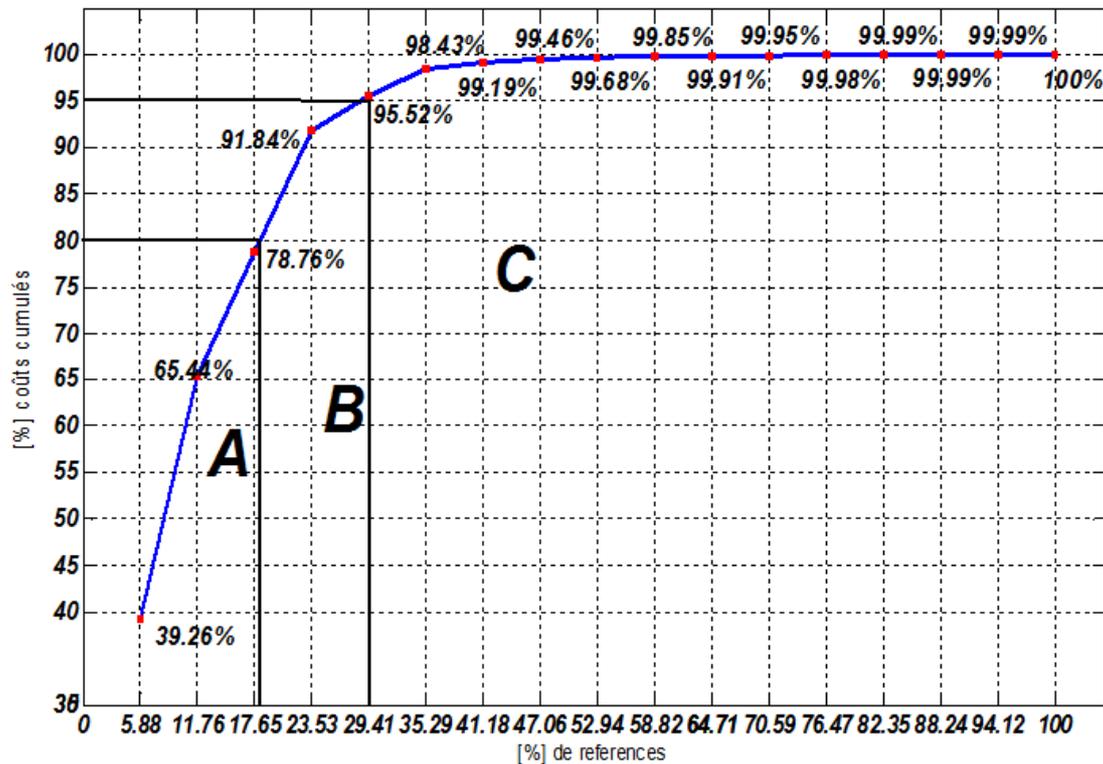


FIG V.6 La courbe ABC pour la CI 2014

## Interprétation des résultats de la courbe pour la CI 2014

D'après la courbe ABC de la figure V.6 on constate que Les 3 éléments de la classe A à savoir :

- Tube à flammes simple
- Tube à flammes détecteur
- Tube d'interconnexion

Représentent 78.76% des frais de maintenance et seulement 17.65% des éléments à maintenir.

Les deux éléments de la classe B à savoir :

- Tubes à flamme bougie
- Languettes de fixation

Représentent 11.76% des éléments et 16.76 % des couts de maintenance

Les douze éléments restant de la classe C représente 70.59% des éléments et seulement 4.48% des coûts de maintenance.

V.9.1.2.la révision CI de mars 2015

La panne	Les couts (DA)	Les couts cumulés	% couts cumulés	% référence
Tube à flammes simple	7429296	7429296	39,110	7,14
Tube à flammes détecteur	4952864	12382160	65,184	14,29
Tube d'interconnexion	2591712	14973872	78,828	21,43
Tube à flammes bougie	2476432	17450304	91,864	28,57
Languettes de fixation	712400	18162704	95,615	35,71
Bec d'injecteur	533400	18696104	98,423	42,86
Joint pour flasque	132912	18829016	99,122	50,00
Tête d'injecteur	74166	18903182	99,513	57,14
Plaque de freinage bec d'injecteur	37200	18940382	99,709	64,29
Vis 1/2" pour languette	31128	18971510	99,873	71,43
Vis 5/8" pour couvercle	11390	18982900	99,933	78,57
Ecrou 1/2 pour languette	7601	18990501	99,973	85,71
Joint pour flasque	4488	18994989	99,996	92,86
Silicone	720	18995709	100,000	100,00

Tableau V.8 Les couts de la maintenance pour la CI 2015[23]

Construction de la courbe ABC pour la CI 2015 et détermination des zones:

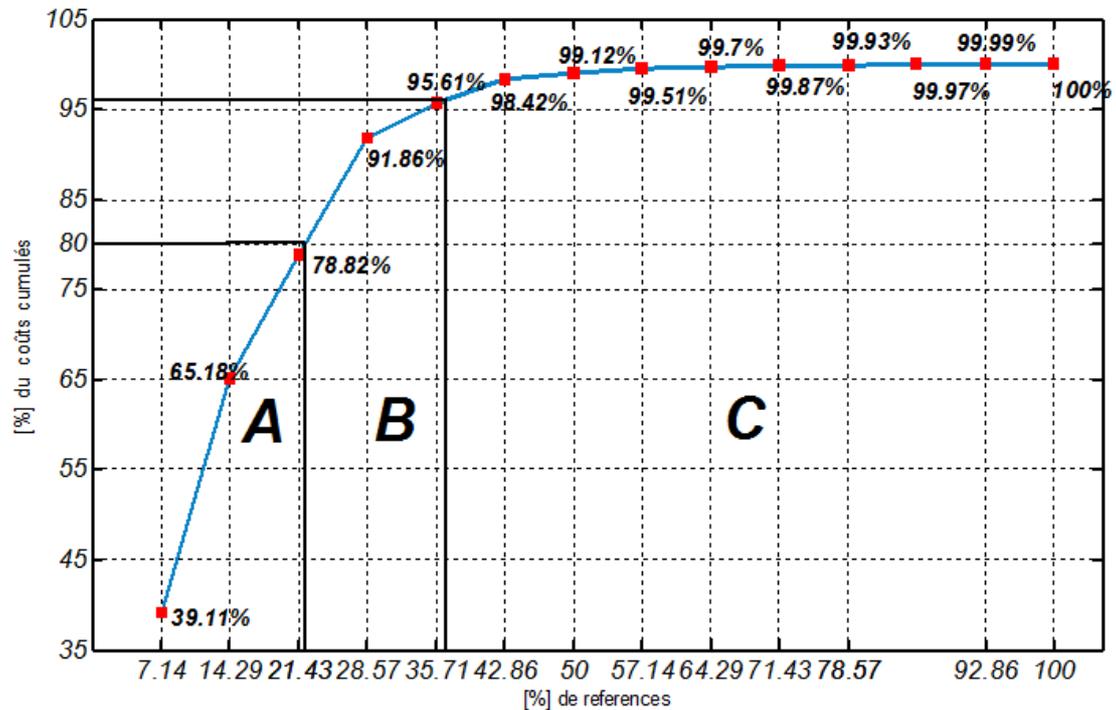


FIG V.7 La courbe ABC pour la CI 2015

Interprétation des résultats de la courbe ABC pour la CI 2015

D'après la courbe ABC de la figure V.7, on constate que : Les 3 éléments de la classe A à savoir : le Tube à flammes simple, le Tube à flammes détecteur le tube d'interconnexion, Représentent 21,43% des éléments et 78.82 % des couts.

Les 2 éléments de la classe B à savoir : tubes a flammes bougie et languettes de fixation Représentent aussi 14,28% des éléments et seulement 16.79 % des couts de maintenance.

Les neuf éléments qui restent de la classe C représentent 4.48% des couts de la maintenance.

### Conclusion:

D'après l'analyse ABC qu'on a appliqué sur les deux CI (2014 et 2015) on conclut que : Pour diminuer les couts de la maintenance de la turbine à gaz MS5002C il faut agir et faire un effort en priorité sur les éléments suivants : Tube à flammes simple Tube à flammes détecteur et tube d'interconnexion .et on peut élargir jusque au tubes à flammes bougié car ils sont des constituants d'un même élément.

Donc une surveillance et une maintenance préventive systématique sont préconisées pour les tubes à flamme et une application d'une inspection intermédiaire pour la chambre de combustion chaque huit milles heures de marche sera proposée.

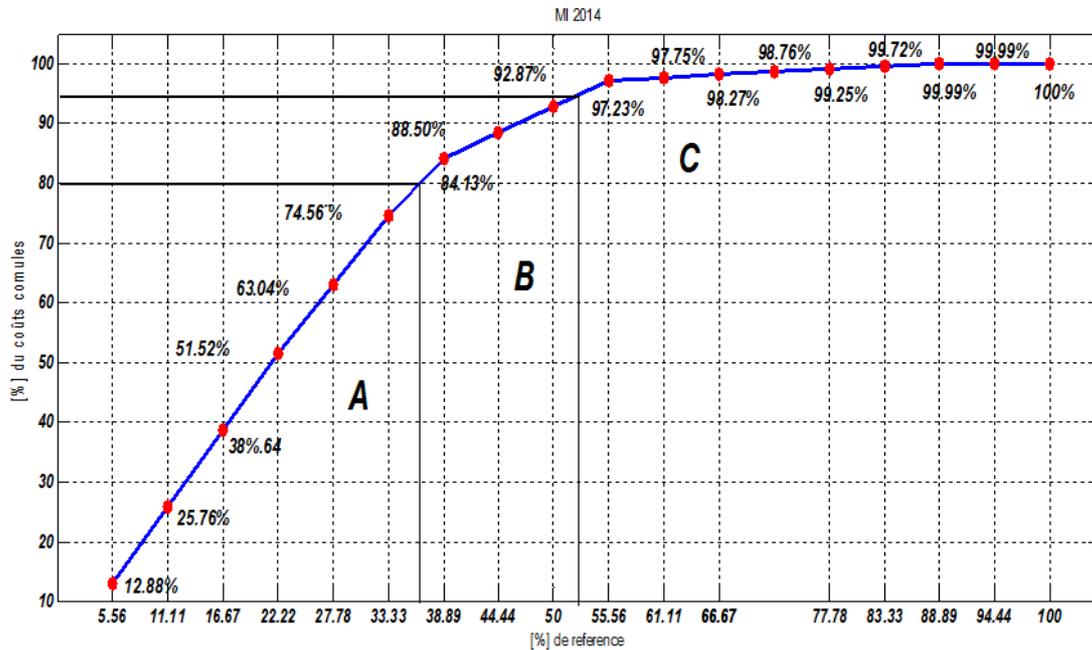
### V.9 .1.3.la révision MI 2014

Après le classement des coûts de la maintenance selon un ordre décroissant et après calcul des couts cumulés, pourcentages cumulés et le pourcentage des classements des couts, on place les résultats dans le tableau comme suit:

La panne	Le cout (DA)	Les couts cumulés	% couts cumulés	% référence
Palier 1	3 836 200	3 836 200	12,88	5,56
Palier 2	3 836 200	7 672 400	25,76	11,11
Palier 3	3 836 200	11 508 600	38,63	16,67
Palier 4	3 836 200	15 344 800	51,51	22,22
Cover plate HP avant	3 432 000	18 776 800	63,04	27,78
Cover plate HP arrière	3 432 000	22 208 800	74,56	33,33
Directrice 1er étage	2 850 325	25 059 125	84,13	38,89
Tube à flammes bougie	1 300 238	26 359 363	88,50	44,44
Tube à flammes simple	1 300 238	27 659 601	92,86	50,00
Tube à flammes détecteur	1 300 238	28 959 839	97,23	55,56
Patins pour palier 1 Actif	155 325	29 115 164	97,75	61,11
Patins pour palier 1 Inactif	155 325	29 270 489	98,27	66,67
Patin pour palier 4 actif	145 000	29 415 489	98,76	72,22
Palier de butée 1 Inactif	145 000	29 560 489	99,24	77,78
Bec d'injecteur	140 625	29 701 114	99,71	83,33
Anneau support	82497	29 783 611	99,99	88,89
Joint métalloplastique	650	29 784 261	99,99	94,44
Joint 1" 300/600	405	29 784 666	100,00	100,00

Tableau V.9 Les couts de la maintenance pour la MI 2014[23]

### Construction de la courbe ABC pour la MI 2014



**FIG V.8** La courbe ABC pour la MI 2014

#### Interprétation des résultats de la courbe pour la MI 2014

D'après la courbe ABC de la figure V.8 on constate que :

Les six (06) éléments de la classe A à savoir :

Les 4 paliers et les covers plats avant arrière (33,33% des éléments) représentent 74,56 % des coûts de maintenance.

Les 3 éléments de la classe B (16,67% des éléments) à savoir : La Directrice du 1er étage, tubes à flammes simple et avec bougie Représentent 18,31 % des coûts de maintenance.

Les neuf (9) éléments qui restent de la classe C (50% des éléments) représentent que 7,13 % des coûts de maintenance.

V.9 .1.4.la révision MI 2015

La panne	Le cout (DA)	Les couts cumulés	% couts cumulés	% référence
Diaphragme 2 <sup>ème</sup> étage	4 300 255	4 300 255	14,992	6,67
Palier 1	4 925 148	9 225 403	32,163	13,33
Palier 2	4 925 148	14 150 551	49,335	20,00
Palier 3	4 925 148	19 075 699	66,506	26,67
Palier 4	4 925 148	24 000 847	83,677	33,33
Aubes BP	768 265	24 769 112	86,355	40,00
Cover plate BP avant	524 698	25 293 810	88,184	46,67
Cover plate BP arrière	524 698	25 818 508	90,014	53,33
Directrice 1 étage	458 135	26 276 643	91,611	60,00
Tube à flammes bougie	456 258	26 732 901	93,202	66,67
Tube à flammes simple	456 258	27 189 159	94,792	73,33
Tube à flammes détecteur	456 258	27 645 417	96,383	80,00
inspection du rotor HP	123 521	27 768 938	96,814	86,67
Bec d'injecteur	825 354	28 594 292	99,691	93,33
Anneau support	88 562	28 682 854	100,000	100,00

Tableau V.10 Les couts de la maintenance pour la MI 2015[23]

Construction de la courbe ABC pour la MI 2015

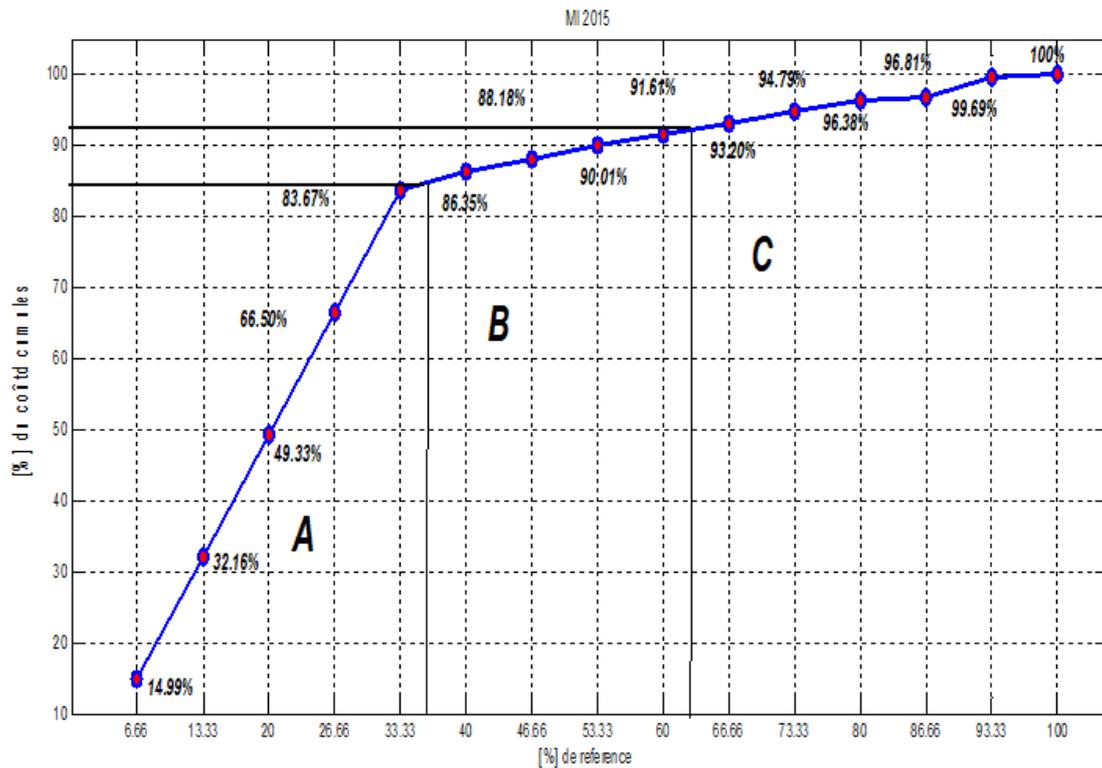


FIG V.9 La courbe ABC pour la MI 2015

**Interprétations des résultats de la courbe ABC pour MI 2015**

D'après la courbe ABC de la figure V.9 on constate que :

Les cinq éléments de la classe A (33,33% des éléments) à savoir:

Diaphragme 2<sup>ème</sup> étage et les quatre paliers représentent 83.67% des coûts de maintenance.

Les 4 éléments de la classe B (26.67% des éléments) représentent 7.94% des coûts de maintenance.

Les 6 éléments de la classe C qui restent représentent seulement 8.39 % des coûts de maintenance.

**Conclusion**

D'après l'analyse ABC qu'on a appliqué sur les deux MI (2014 et 2015) on conclut que :

Pour diminuer les couts de la maintenance de la turbine à gaz MS5002C il faut agir et faire un effort sur les éléments suivants :

Les quatre paliers et les covers plats avant arrière ainsi que le diaphragme.

Et pour se faire il faut un bon entretien du système d'admission car pour le diaphragme, la Directrice du 1er étage, les dommages et les fissures sont dus à l'infiltration des corps étrangers, donc il faut changer les filtres d'admission périodiquement pour assurer une bonne filtration de l'air. et pour les patins des paliers, l'usure est due a la mauvaise lubrification des paliers pour cela il faut faire choisir une bonne huile de graissage et faire la vidange chaque révision générale au lieu de chaque deux révisions.

**V.10 Conclusion**

Dans ce chapitre une définition générale de la maintenance a été donnée en détaillant la maintenance préventive appliqué sur les turbines, ensuite une analyse avec la méthode ABC des coûts de maintenance a été appliquée.

# *Conclusion*

## **Conclusion générale**

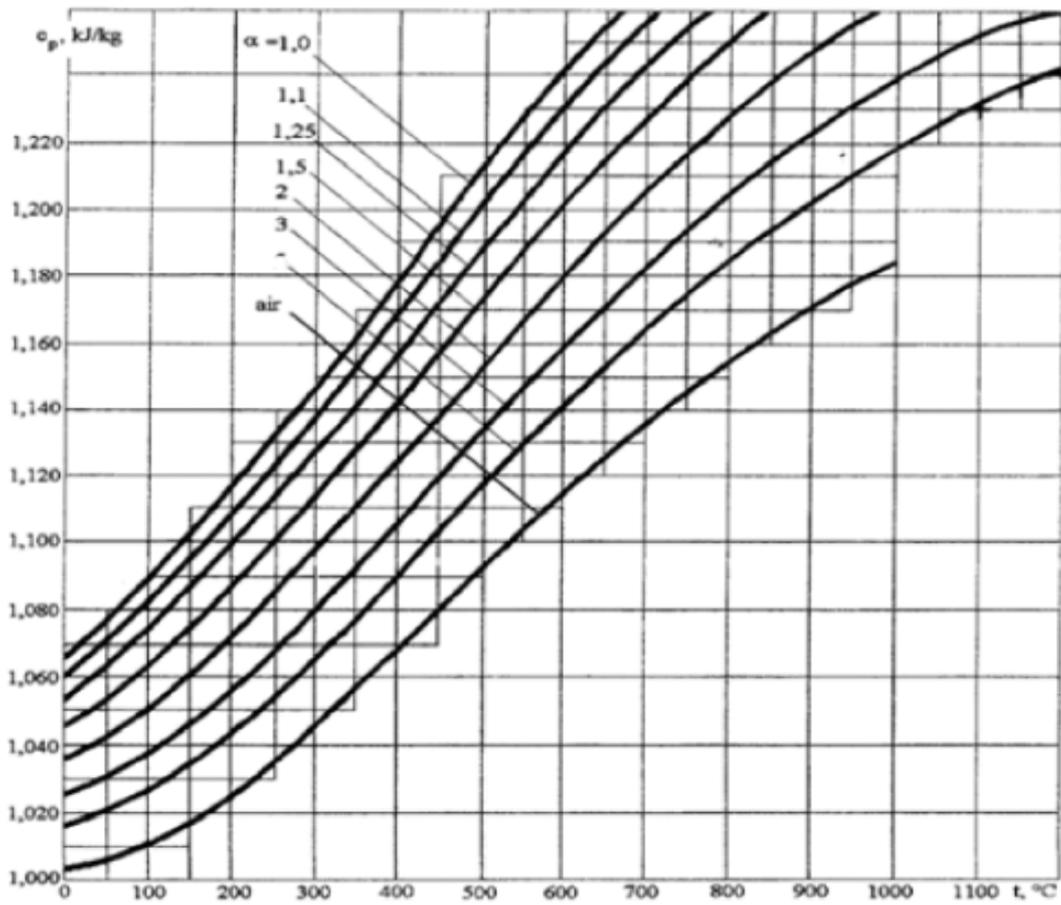
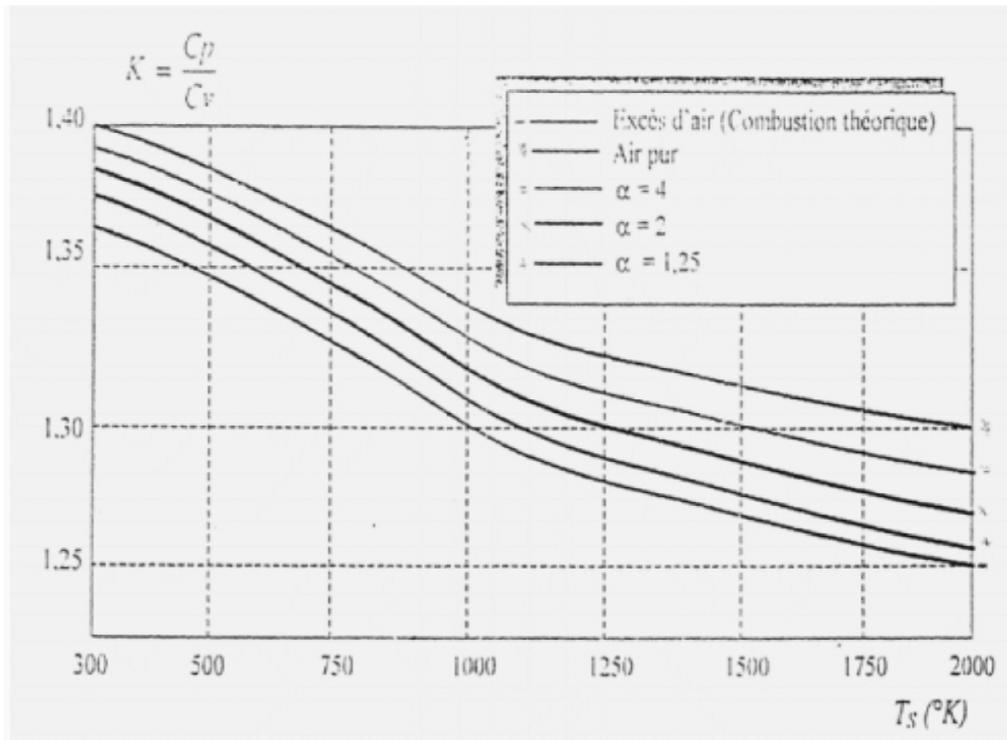
Les turbines à gaz ont pris ces dernières années un système de développement accéléré, plus particulièrement dans le domaine de l'industrie des hydrocarbures. Les machines utilisées comme groupe de force, dans cette industrie, sont confrontés à des conditions climatiques rudes du sud Algérien où la température de l'air ambiant est variable et avoisine souvent 50 °C en été, ce qui fait chuter la puissance utile de plus de 20 % ce qui est considérable. De ce fait rendre les turbines utilisées dans les conditions du sud Algérien insensibles à la variation de la température de l'air ambiant, revêt un caractère urgent.

Les calculs thermodynamiques ont montré que les performances de ces machines sont influencées par la température de l'air ambiant qui varie considérablement durant les différentes saisons. On a constaté que les turbine à gaz MS5002C implantées au sud algérien travaillent dans des conditions extrêmes de ce fait les rendements de celles-ci diminuent.

Un dispositif de régénération a été proposé pour résoudre ce problème lié à la variation de température. et cela 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.

Le bon fonctionnement de la turbine à gaz MS5002C dépend du programme de maintenance préventive dont le but est de maintenir les équipements en bon état de marche, détecter les problèmes existants et diagnostiquer la nature et la gravité des pannes mécaniques qui surviennent. une estimation des couts de maintenance est faite en utilisant la méthode ABC, les résultats obtenus nous ont permis de savoir quels sont les éléments de la turbine à gaz MS5002C à maintenir et sur lesquels il faut agir en priorité car ce sont les éléments qui représentent le pourcentage des coûts de maintenance les plus importants .

# ANNEXE 1



# *Bibliographie*

## Bibliographie

- [1] CHABANE Mohamed, "l'Algérie otage de ses hydrocarbures", revue cahiers de la méditerranée, août 2013
- [2] Documentation de la bibliothèque de SONATRACH DP/RHOURDE NOUSS
- [3] GUERGUER Mohamed, Rapport de stage SONATRACH direction régionale de RHOURDE NOUSS, 2015
- [4] Documentation interne de Rhourde Nouss, annuaire statique
- [5] cours turbine à gaz, IAP-CU / SKIKDA Préparé par: Mr: A.BENHAMIDCHA
- [6] Document Formation Industrie IAP-spa / ETPS Exploitations des Turbine à Gaz Animé par: Mrs: A. BOULAININE  
S.MEKHABA
- [7] ALBIN MICHEL, "Classification des turbine à vapeur et turbine à gaz", LUCIEN VIVIER-  
Edition (1965)
- [8] MANUEL\_FORMATION\_SONATRACH\_SRGA2, document Nuovo Pignon
- [9] RIOLLET (G.), "Théorie générale des turbomachines", Techniques de l'Ingénieur B 4 401.
- [10] GEPS Oil&Gaz Nuovo Pignone, manuele volume I "description de la turbine MS5002c"2001.
- [11] Document Formation Industrie IAP-spa / ETPS Exploitations des Turbine à Gaz Animé par: Mrs: A. BOULAININE  
S.MEKHABA
- [12]GEPS Oil &Gaz Nuovo Pignone, manuele volume II"description de la turbine MS5002c"2002
- [13] BENKHLEF Hohamed, "étude et rénovation de la turbine à gaz MS5002c", mémoire de fin d'étude, université AbouBakr Belkaid Tlemcen.
- [14] LOUNES Nabila, "amélioration des performances de la turbine MS5002c par refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur, mémoire de fin d'étude, U.M.M.Tizi ousou.
- [15] Eric-Goncalves et Jean Paul Thibault, "Cycle thermodynamique des machines thermique", octobre 2008
- [16] Nouvo Pignon, "Manuel d'utilisation de la turbine a gaz MS5002C", Florence. Italie.2001
- [17] salle de contrôle, usine phase A, DP Rhourde Nouss, 2015

[18] François MONCHY "maintenance méthodes et organisations", 2<sup>e</sup> édition, DUNOD, Paris  
2000,2003

[19] Documentation de division maintenance de la Région de RHOURE ROUSS

[20] Jean-Marie AUBERVILLE, GENIE INDUSTRIEL, "Maintenance industrielle de  
l'entretien de base à l'optimisation de la sûreté"; Ellipses Edition Marketing S.A., 2004

[21] Jean Héng "Pratique de la maintenance préventive", DUNOD,

[22] MADECHE Mohamed, "Etude et maintenance d'une turbine à gaz type MS5002c,  
mémoire de fin d'étude, U.M.M.Tizi Ouzou.

[23] service méthode section turbomachines, "bordereaux des coûts de maintenance",2015