

République algérienne démocratique et populaire

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

Université Mouloud Mammeri Tizi Ouzou

Faculté du génie de la construction

Département de Génie mécanique



MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

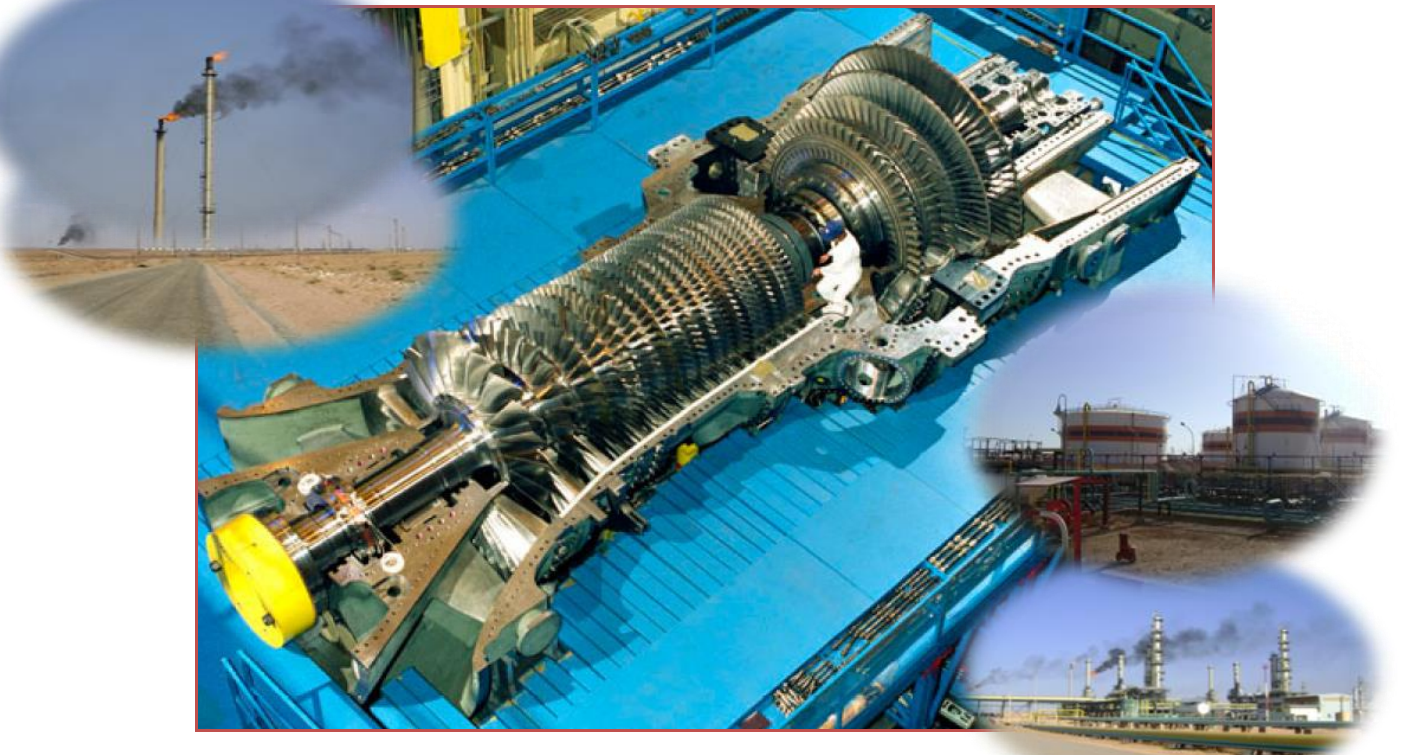
En vue de l'obtention du diplôme de MASTER PROFESSIONNEL

En Génie Mécanique

Option : Energétique, Froid, chauffage et climatisation

THEME

Etude et maintenance d'une turbine à gaz type MS5002C



Réalisé par :

MADECHE Mohamed

Encadré par :

Mr : R .Bouras

Promotion 2013-2014

REMERCIEMENTS

En premier lieu, je tiens à remercier mon bon Dieu qui m'a donné la force pour accomplir ce travail.

J'adresse mes remerciements à mon promoteur consultant « Mr. BOURAS Rachid » pour ses aides précieuses et pour m'avoir dirigé tout au long de ce travail.

Je remercie aussi les membres de jury qui m'ont fait l'honneur d'accepter le jugement de mon travail.

Je tiens aussi à remercier profondément tous ceux qui m'ont aidé à bien bénéficier d'un stage au sein de la SONATRACH DP Hassi R'mel et tous les travailleurs de la station Boosting centre sans exception, et tous ceux qui ont contribué de près ou de loin au bon déroulement de mon stage pratique.

Mohamed Madeche



DEDICACES

Je dédie ce modeste travail à mes parents en signe de reconnaissances pour tout ce qu'ils ont consenti comme efforts, rien que pour me voir réussir, et voilà, l'occasion s'est présentée.

A mon frère et mes sœurs et à toute la famille sans exception.

A tous mes amis sans exception

Mohamed Madeche



Sommaire

page

Introduction	1
--------------------	---

Chapitre I : description du champ Hassi R'mel

1. Situation géographique et climat de HASSI R'MEL.....	2
2. historique et développement de hassi R'mel	2
2.1. Historique.....	2
2.2. Développement de hassi R'mel.....	3
3. descriptions de différentes unités de hassi R'mel.....	4
3.1. Centre de traitement d'huile (CTH)	4
3.2. Centre de traitement de Gaz (CTG)	4
3.3. Central de Stockage et Transfert des fluides(CSTF).....	4
3.4. Station de Récupération des Gaz Associés (SRGA).....	5
3.5. Le Centre national de dispatching gaz (CNDG).....	5
3.6. Module.....	5
3.7. Stations de compression	5
3.8. Salles de contrôle	6
3.9. Anneau d'huile.....	6
3.10. Centre de formation	6
3.11. Schéma de processus industriel de hassi R'mel.....	7
3.12 Capacité de production.....	7
4. présentation des secteurs de hassi R'mel.....	8
4.1. Secteur nord.....	8
4.2. Secteur centre.....	8
4.3. Secteur sud.....	8
5. La Station Boosting.....	9
5.1 .Définition.....	9
5.2 .les différentes sections de Boosting.....	9
5.2.1. Section manifold.....	9
5.2.2. Section utilité.....	9
5.2.3. Section turbocompresseur	10
5.2.4. Section réseau torche.....	10
5.2.5. Section supervision	10
6. conception du système de sécurité pour la station.....	11
7. Considérations pour l'environnement	11

Chapitre II : généralités sur les turbines à gaz

1. Définition.....	12
2. Historique de la turbine à gaz.....	12
3. Classification des turbines à gaz	13
3.1 Par le mode de construction	13

Sommaire

3.2 Par le mode de travail	14
3.2.1.Turbine à action	14
3.2.3.Turbine à réaction	14
3.3 Par le mode de fonctionnement thermodynamique	14
3.3.1.Turbine à gaz à cycle fermé	15
3.3.2.Turbine à gaz à cycle ouvert	15
4. Principales applications	15
4.1 Utilisation des turbines à gaz pour la propulsion	15
4.2 Production combinée chaleur-force.....	15
4.3 La Production d'électricité.....	16
4.4 Le Pompage et la compression.....	16
5. principe de fonctionnement.....	16
6. Avantages et inconvénients des turbines à gaz.....	17
6.1 Avantages.....	17
6.2 Inconvénients.....	17

Chapitre III : Description de la turbine MS5002C

1 Définition.....	19
2 Principe de fonctionnement de la MS5002C.....	19
3 Caractéristiques de la turbine MS5002C.....	20
4 Description détaillée de la turbine MS5002C.....	22
4.1 Section compresseur.....	23
4.1.1 Rotor du compresseur.....	24
4.1.2 Stator du compresseur.....	25
4.1.2.1 Corps d'admission.....	25
4.1.2.2 Corps d'avant du compresseur.....	26
4.1.2.3 Corps de refoulement du compresseur.....	26
4.2 Section combustion.....	26
4.2.1 Enveloppe de combustion.....	27
4.2.2 Chambre de combustion.....	28
4.2.3 Bougies d'allumage.....	29
4.2.4 Détecteurs de flamme ultraviolets.....	30
4.2.5 Injecteurs de combustible.....	31
4.2.6 tubes-foyers.....	32
4.3 section turbine.....	33
4.3.1 Stator de la turbine.....	34
4.3.2 Directrice de premier étage.....	35
4.3.3 Directrice de deuxième étage.....	36
4.3.4 Ensemble diaphragme.....	38
4.3.5 Rotor de la turbine.....	38
4.3.6 Les aubes de la turbine.....	40
4.4 la partie auxiliaires.....	40
4.4.1 Système d'admission.....	40

Sommaire

4.4.2	Système de démarrage.....	42
4.4.3	Système d'huile de graissage.....	42
4.4.3.1.	Réservoir d'huile.....	43
4.4.3.2.	Pompes d'huile de graissage.....	43
4.4.4	Système d'alimentation par le combustible.....	44
4.4.5	Système d'air de refroidissement et d'étanchéité.....	45
4.4.6	Dispositif d'anti pompage.....	46
4.4.6.1.	Débit entrant réglable (variable).....	47
4.4.6.2.	Vanne anti-pompage (VAP).....	47
4.4.7	Système d'échappement.....	48
4.4.8	Engrenages.....	48
4.4.9	Accouplement.....	48
4.4.10	socle et support de la turbine.....	49
4.5	Paliers.....	49
5	Systèmes de contrôle et de protection pour la turbine MS5002C.....	51
5.1	Système de contrôle.....	51
5.1.1	Système de contrôle de fuel.....	51
5.1.2	Système de contrôle de la directrice du premier étage.....	52
5.1.3	Système de contrôle de la température.....	52
5.2	Système de protection.....	52
5.2.1	Système de protection de survitesse.....	52
5.2.2	Système de protection de dépassement de température.....	53
5.2.3	Système de protection et de détection des vibrations.....	53
5.2.4	Système de protection et de détection de flamme.....	53
5.2.5	système de protection contre les pulsations au démarrage et à l'arrêt.....	53
6	Influences des facteurs extérieurs sur les performances de la MS5002C.....	54
6.1	Influence de la température.....	55
6.2	Influence de la pression atmosphérique.....	55
6.3	Influence de l'humidité relative.....	56
7	Influence des facteurs intérieurs sur les performances de la MS5002C.....	56
7.1	influence de la chute de pression dans la section turbine.....	56
7.2	Influence de la chute de pression dans la section d'échappement.....	57
7.3	Influence de type de combustible.....	58
7.4	Extraction d'air à partir du compresseur axial.....	58

Chapitre IV :étude thermodynamique de la turbine MS5002C

1.	Etude du cycle thermodynamique de la turbine a gaz.....	59
1.1	Quelques Rappels théoriques.....	59
1.1.1.	Enthalpie totale.....	59
1.1.2	Premier Principe de la thermodynamique.....	59
1.1.3.	Travaux et rendements de compression.....	61
1.1.4.	Travaux et rendements de détente.....	62

Sommaire

2. Cycle théorique sans pertes de charges de l'installation	63
2.1. Le travail de compression	64
2.2. Le travail de détente dans la turbine	64
2.3. Le rendement thermique de la machine	65
3. Cycle réel de la turbine à gaz	66
4. Application et calcul des paramètres de la turbine à gaz MS5002C.....	68
4.1. Données de constructeur.....	68
4.2. Calculs du compresseur axial	68
4.2.1. Calcul de la chaleur spécifique d'air à la température de 300.15°K.....	70
4.2.2. Le travail théorique	70
4.2.3. Le travail réel	71
4.2.4. Calcul du travail polytropique	71
4.2.5. Calcul de la puissance du compresseur.....	72
4.3. Calculs de la chambre de combustion	72
4.3.1. Composition de combustible	73
4.3.2. Composition de fumées	73
4.3.4. Calcul du pouvoir calorifique	74
4.3.5. Le pouvoir calorifique inférieure du combustible	74
4.3.6. La masse molaire d'air.....	75
4.3.7. La masse d'air nécessaire pour brûler 1kg de combustible	75
4.3.8. Le volume massique de gaz combustible aux conditions normales	75
4.3.9. La quantité de chaleur libérée par la combustion du gaz naturel.....	76
4.3.9.1. Calcul du débit de combustible	76
4.3.9.2. Calcul de la chaleur spécifique des gaz à T3.....	76
4.3.9.3. Calcul de la chaleur spécifique d'air à T2	77
4.3.10. La consommation du gaz combustible	77
4.4. Calculs de la turbine	77
4.4.1. La turbine à haute pression HP	77
4.4.1.1. le travail de la turbine HP	77
4.4.1.2 calculs des températures T_4 et T_4'	77
4.4.2. La turbine à basse pression BP	78
4.4.2.1. Le travail de la turbine BP	79
4.4.3. Le travail réel utile fourni à la charge	79
4.4.4. La puissance utile	79

Chapitre V : la maintenance de la turbine à gaz MS5002C

1 Définition de la maintenance.....	80
2 les phénomènes précurseurs des pannes.....	80
3 les formes de la maintenance.....	81
3.1 la maintenance préventive.....	81
3.1.1 la maintenance systématique.....	81
3.1.2 la maintenance conditionnelle	81

Sommaire

3.1.3	la maintenance prévisionnelle.....	82
3.2	la maintenance corrective.....	82
3.2.1	la maintenance palliative.....	82
3.2.2	la maintenance curative.....	82
4	Objectifs de maintenance.....	83
5	les fonctions d'un service maintenance.....	84
5.1	la fonction méthode.....	84
5.2	la fonction d'ordonnancement.....	84
5.3	la fonction de la préparation.....	85
5.4	la fonction de lancement.....	85
5.5	la fonction d'exécution.....	85
5.6	la fonction de gestion des couts.....	85
6	la maintenance appliquée sur la turbine à gaz MS5002C	85
6.1	généralités.....	85
6.2	facteurs d'exploitation influençant l'entretien	86
6.2.1	Type de combustible.....	86
6.2.2	Fréquence des démarrages	86
6.2.3	Pourcentage de charge.....	87
6.2.4	milieu (environnement)	87
6.2.5	Entretien	87
6.3	les types d'inspection	87
6.3.1	Inspection de la machine à l'arrêt	88
6.3.2	Inspections de la machine en marche.....	89
6.3.3	Inspection de la machine démontée	89
6.3.3.1	Inspection du système de combustion.....	90
6.3.3.1.1	La procédure de démontage	90
6.3.3.1.2	Procédure de remontage	91
6.3.3.2	Inspections "de la veine des gaz chauds	92
6.3.3.2.1	La procédure de démontage	93
6.3.3.2.2	La procédure de remontage	94
6.3.3.3	Révision générale	95
6.3.3.3.1	La procédure de démontage	96
6.3.3.3.2	La procédure de remontage	98
6.3.3.4	Inspection spéciale (avec boroscope)	99
6.3.3.4.1	Programme d'inspection par boroscope	99
7	Analyses des couts de maintenance de la turbines a gaz MS5002C par la méthode ABC	100
7.1	Les couts de la maintenance selon l'historique de service turbomachines.....	101
7.1.1	la révision CI du décembre 2012	101
7.1.2	la révision CI de mars 2013	102

Sommaire

7.1.3. la révision MI de février 2012	102
7.1.4. La révision MI d'avril 2013	103
7.2. Application de l'analyse ABC pour la turbine a gaz MS5002C	103
7.2.1 L'inspection des chambres de combustions (CI) de décembre 2012	103
7.2.1.1. La courbe ABC pour la CI 2012	105
7.2.1.2. Interprétation des résultats de la courbe pour la CI 2012.....	105
7.2.2. L'inspection des chambres de combustions (CI) de Mars 2013.....	106
7.2.2.1. La courbe ABC pour la CI 2013	107
7.2.2.2. Interprétation des résultats de la courbe pour la CI 2013.....	107
7.2.3. Conclusion	108
7.2.4. La révision générale de février 2012	108
7.2.4.1. La courbe ABC pour la MI 2012	109
7.2.4.2. Interprétations des résultats de la courbe ABC pour la MI 2012....	110
7.2.5. La révision générale d'Avril 2013.....	111
7.2.5.1. La courbe ABC pour la MI 2013	111
7.2.5.2. Interprétations des résultats de la courbe ABC pour MI 2013.....	112
7.2.6. Conclusion	113

Liste des figures

N°	Titre	Page
Fig.1	carte géographique de Hassi R'mel	2
Fig.2	principales destinations du gaz de Hassi R'mel	3
Fig.3	schema du processus industriel à Hassi R'mel	7
Fig.4	Turbines à gaz à un arbre et à deux arbres	14
Fig.5	Les variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine	17
Fig.6	Schéma de la turbine à gaz MS 5002c	20
Fig.7	vue en section d'une turbine à gaz	23
Fig.8	compresseur axial à 16 étages	24
Fig.9	Rotor du compresseur	25
Fig.10	Ensemble enveloppe de combustion	27
Fig.11	Chemise de la chambre de combustion	28
Fig.12	Chemise de la chambre de combustion	29
Fig.13	Bougie d'allumage	30
Fig.14	Détecteur de flamme ultraviolet	31
Fig.15	Injecteur de combustible	32
Fig.16	Débit d'air et gaz à travers la section de combustion	33
Fig.17	Disposition enveloppe turbine	35
Fig.18	Section verticale - directrice 1 ^{er} étage	36
Fig.19	directrice 1 ^{er} étage	36
Fig.20	Ensemble directrice 2 ^{ème} étage	37
Fig.21	Ensemble directrice 2 ^{ème} étage	38
Fig.22	Vue du rotor de la turbine basse pression	39
Fig.23	Les aubes de la turbine	40
Fig.24	Système typique d'admission	41
Fig.25	Pompe hydraulique	43
Fig.26	Système d'alimentation avec le combustible	45

Liste des figures

Fig.27	Schéma de refroidissement de la turbine à gaz	46
Fig.28	Ligne de pompage et limite de protection de pompage	47
Fig.29	Principaux éléments du système	48
Fig.30	Les quatre paliers de la turbine	50
Fig.31	Disposition châssis d'échappement et palier	51
Fig.32	Influence de la température ambiante sur les performances de la turbine	55
Fig.33	Courbe de correction de pression	55
Fig.34	Effet de l'humidité relative	56
Fig.35	L'influence des pourcentages d'extraction de l'air sur la puissance débitée et la consommation spécifique	58
Fig.36	Diagramme (T,S) du cycle idéal d'une TAG à deux arbres	63
Fig.37	schéma de différents points de passage d'air dans une turbine bi-arbre	64
Fig.38	diagramme(T,S) du cycle réel de la turbine à gaz bi-arbres	66
Fig.39	Photo de l'écran de contrôle MARK V	69
Fig.40	Types de maintenance D'après la norme AFNOR: X60-010	83
Fig.41	Emplacement des orifices d'introduction du boroscope	100
Fig.42	courbe ABC pour la CI 2012	105
Fig.43	courbe ABC pour la CI 2013	107
Fig.44	courbe ABC pour la MI 2012	110
Fig.45	courbe ABC pour la MI 2013	112

Liste des tableaux

N°	Titre	Page
Tableau 1	<i>effet des chutes de pression</i>	57
Tableau 2	<i>la composition du combustible et de fumées après les analyses chromatographiques du gaz relevés de la station Boosting en 2009</i>	73
Tableau 3	<i>relevé de la composition de la fumée pour 100 Kmoles de gaz de combustible</i>	73
Tableau 4	<i>Le pouvoir calorifique inférieure de chaque composant du combustible</i>	74
Tableau 5	<i>paramètres qui doivent être enregistrés périodiquement</i>	89
Tableau 6	<i>types d'inspection en fonction d'heures de marche</i>	89
Tableau 7	<i>Inspections typiques de combustion</i>	91
Tableau 8	<i>Inspections typiques de la veine des gaz chauds</i>	94
Tableau 9	<i>Inspections typiques de révision générale.</i>	97
Tableau 10	<i>les couts de la maintenance pour la CI 2012(données SBC)</i>	101
Tableau 11	<i>les couts de la maintenance pour la CI 2013(données SBC)</i>	102
Tableau 12	<i>les couts de la maintenance pour la MI 2012(données SBC)</i>	102
Tableau 13	<i>les couts de la maintenance pour la MI 2013(données SBC)</i>	103
Tableau 14	<i>l'analyse ABC pour la CI 2012</i>	104
Tableau 15	<i>l'analyse ABC pour la CI 2013</i>	106
Tableau 16	<i>l'analyse ABC pour la MI 2012</i>	109
Tableau 17	<i>l'analyse ABC pour la MI 2013</i>	111

Liste des tableaux

--	--	--

Nomenclature

<i>Symbole</i>	<i>Unité</i>	<i>Signification</i>
C_p	j/(kg.k)	Capacité thermique massique à pression constante
G	kg/s	Débit massique
h	j/kg	Enthalpie massique
H	j/kg	Enthalpie massique totale
k	nombre	Exposant polytropique
N	rpm	Nombre de tour par minute
p	bar, pa	Pression statique
P	bar, pa	Pression d'arrêt ou totale
PCI	kJ/kg, kcal/kg	Pouvoir calorifique inférieur du combustible
Q	j/kg	Energie calorifique échangée par unité de masse
r	j/kg.k	Constante des gaz parfaits
t	k	Température statique
T	k	Température statique ou d'arrêt
U	m/s	Vitesse d'entraînement
V	m/s	Vitesse absolue du fluide
W	j/kg	Travail massique du fluide
P	W	Puissance
γ	nombre	Exposant isentropique
η	nombre	Rendement
ρ	kg/m ³	Masse volumique
α	nombre	Coefficient d'excès d'air
ε	nombre	Taux de compression
Z	m	Altitude
X_i	%	Pourcentage molaire des constituants du gaz
M	kg /mol	Masse molaire

Nomenclature

<i>Indices alphabétiques inférieurs</i>	<i>Signification</i>
<i>a</i>	Arbre, air
<i>c</i>	Compresseur
<i>C</i>	Combustible
<i>c, b</i>	Carburant brûlé
<i>ce, cs</i>	Entrée, sortie du fluide chaud
<i>fe, fs</i>	Entrée, sortie du fluide froid
<i>g</i>	Gaz
<i>i</i>	Interne (au système thermodynamique)
<i>is</i>	Isentropique
<i>m</i>	Mécanique
<i>P</i>	Polytropique
<i>t</i>	Détente
<i>th</i>	Théorique
<i>TBP</i>	Turbine basse pression
<i>THP</i>	Turbine haute pression

Introduction

De nos jours, l'énergie occupe une place prépondérante dans le monde, Le pétrole et le gaz naturel, par exemple, sont considérés actuellement comme une importante source d'énergie, qui contribue à la satisfaction des besoins énergétiques mondiaux.

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.

La grande puissance, le bon fonctionnement ainsi que les hautes performances des turbines à gaz font d'elles un des moyens les plus sollicités pour l'entraînement des charges mécaniques, Les turbines à gaz utilisées aux centres industriels sont des turbines à gaz MS 5002c qui possèdent deux arbres indépendants mécaniquement, fabriquées par NUOVO PIGNONE.

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

A la lumière de ce qui est déjà dit, nous avons réalisé ce mémoire sur l'étude de la turbine à gaz MS 5002 c en insistant sur l'exploitation et la maintenance de la machine en vue d'obtenir un fonctionnement stable.

Pour ce faire, nous avons procédé comme suit : après une introduction générale, dans le premier chapitre nous avons fait une description du site où le stage a été effectué, puis dans le deuxième chapitre nous avons donné des généralités sur les turbines à gaz, dans le troisième chapitre nous avons fait une description détaillée de la turbine MS5002C, dans le quatrième chapitre nous avons calculé les paramètres thermodynamiques de la turbine à gaz MS5002C, dans le cinquième chapitre nous avons procédé à la maintenance de la turbine à gaz MS5002c et nous avons fait une analyse des coûts de maintenance de cette dernière par la méthode ABC, et enfin une conclusion générale.

Chapitre I

Description de champs Hassi R'mel

- Le gisement de Hassi R'mel est classé 4^{ème} au monde et 1^{er} en Algérie, il est d'une superficie de 3500 km². Il s'étend sur 70 Km du nord au sud et de 50 Km d'est en ouest, avec une énorme réserve de gaz estimée de 2415 milliards m³. Ce gaz se trouve entre 2110 et 2280 m de profondeur.

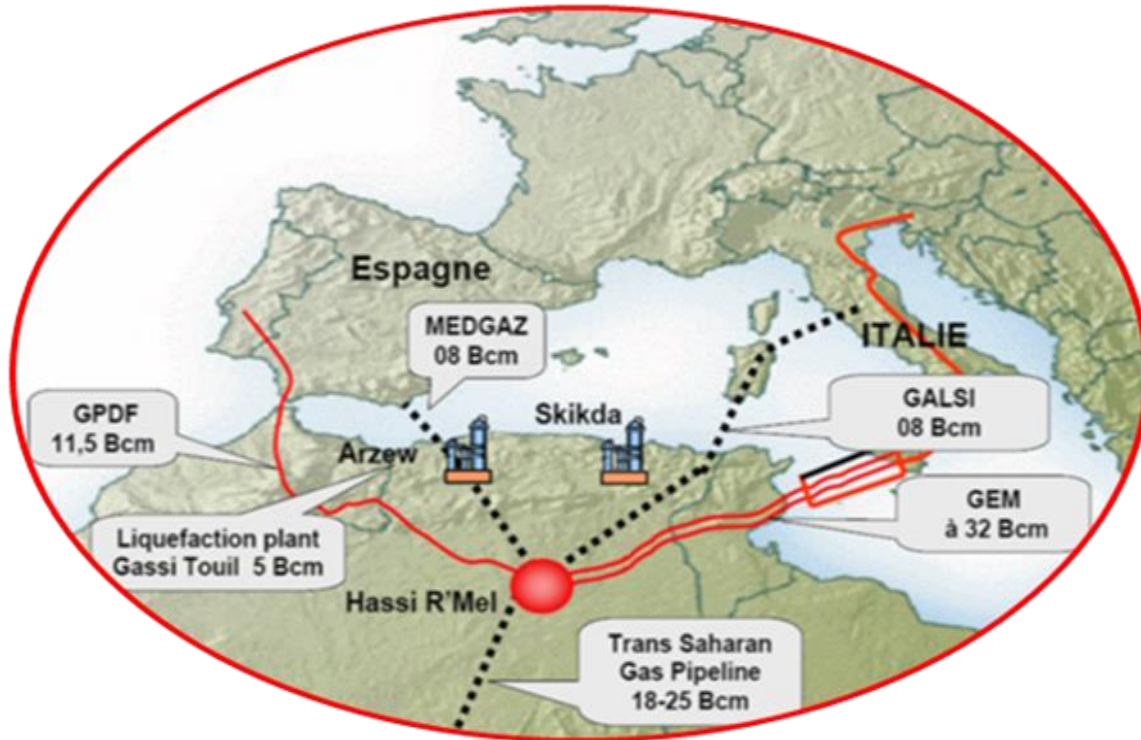


Fig. 2 : principales destinations du gaz de Hassi R'mel

2.1. Développement de Hassi R'mel

Le développement de Hassi R'mel a été accompli en plusieurs phases qui répondent au développement technologique du marché du gaz naturel :

1961 : Réalisation de 2 unités de traitement du gaz avec une capacité de 1,3 milliards m³/an.

1969 : Réalisation de 4 unités supplémentaires pour augmenter la capacité à 4 milliards m³/an.

1972- 1974 : Réalisation de 6 unités supplémentaires pour arriver à une capacité de 14 milliards m³/ an.

1975- 1980 : Réussir et rendre effectif le plan de développement qui a visé les objectifs suivants:

-Augmenter la capacité de traitement du gaz de 14 à 94 milliards m³/an.

-Maximiser le GPL et récupération du condensât par cyclisme partiel du gaz sec.

1985 : L'unité de la récupération de gaz d'évasement et production du GPL des modules 0 ,1

1981- 1993 : Réalisation du centre de traitement d'huile.

1987- 2000 : Le début en haut des centres de traitement d'huile.

1999 : Unité de récupération du gaz de l'associés.

2000 : Démarrage du projet Boosting.

2005: Mise en service du Boosting.

2007: démarrage phase 2 du Boosting.

3. Description des différentes unités à Hassi R'mel

Sur le champ de Hassi R'mel, on trouve les unités suivantes :

3.1. Centre de traitement d'huile (CTH)

C'est une usine constituée d'un ensemble d'équipements permettant de séparer tous les constituants indésirables du pétrole brut avant son expédition vers le réseau de transport (dispatching)

3.2. Centre de traitement de Gaz (CTG)

Ce centre est constitué d'un ensemble d'équipements permettant la séparation et la production du gaz naturel déshydraté et d'un mélange d'hydrocarbures liquides constitué de condensât et de GPL.

3.3. Central de Stockage et Transfert des fluides(CSTF)

Il est constitué de trois bacs de 35000 m³ et quatre bacs de 45000 m³ pour le stockage de condensât, 12 sphères de 7000 m³ pour le stockage de GPL, d'un système de jaugeage des bacs, d'un système de comptage des quantités de condensât et de GPL expédiés pour la commercialisation et d'un ensemble de pompes pour expédier les produits.

3.4. Station de Récupération des Gaz Associés (SRGA)

Cette station a été conçue pour récupérer les gaz associés provenant des CTH suite au traitement et à la stabilisation du pétrole brut, elle est constituée essentiellement de turbocompresseurs permettant d'élever la pression des gaz associés et de les expédier vers le module 4 pour y être traités avec le gaz brut.

3.5. Le Centre national de dispatching gaz (CNDG)

Son rôle est la collecte de toutes les quantités de gaz produites au niveau de Hassi R'Mel et du gaz provenant de l'Extrême Sud via les gazoducs GR1 et GR2.

Les quantités sont ensuite distribuées vers les centres de consommation comme les centres GNL, Sone gaz, et à l'étranger : l'Italie via la Tunisie (GO1 et G02) et l'Espagne via le Maroc (GME). Avant son expédition sur chaque ouvrage, le gaz collecte est filtré puis comptabilisé

3.6. Module

C'est le diminutif de «module processing plant » (MPP) qui désigne une unité de traitement de gaz. Cinq modules sont implantés sur le champ de Hassi R'Mel. Quatre ont une capacité unitaire de 20 milliards de m³ / an et datent des années 1979/80.

Le cinquième Module, Le Module 0 a une capacité de 14 milliards / an, Il est le plus ancien. Un sixième module dessert le petit gisement de Djebel Bissa. Constituée d'un ensemble d'équipements conçus et réalisés pour permettre un traitement spécifique du gaz brut, pour produire du gaz naturel, du condensât et du GPL, conformément à un procédé approprié et répondant aux spécifications commerciales.

3.7. Stations de compression

Le rôle de ces stations c'est de réinjecter le gaz sec au niveau du gisement, pour le maintien de la pression, afin de récupérer le maximum de liquides (GPL et Condensât).

Les stations de compression nord et sud ont pour objet de réguler la pression de gaz au niveau national et pour le marché international.

Chaque station contient 18 turbocompresseurs, chaque paire de turbocompresseurs forme une ligne de compression.

La compression s'effectue en deux étages BP et HP avec un refroidissement intermédiaire assuré par des aéroréfrigérants.

3.8. Salles de contrôle

C'est à partir de la salle de contrôle que sont données toutes les instructions aux opérateurs sur site, en se basant sur les indications des instruments et des diagrammes d'enregistrement.

Les salles de contrôles, auparavant gérées par un système conventionnel (analogique) fonctionnent actuellement en système numérique (DCS)

3.9. Anneau d'huile

L'anneau d'huile a été mis en évidence sur le flanc Est du champ en mars 1979 et son développement final a été concrétisé par :

Forage de 60 puits pour la production d'huile.

Construction de 5 centres de traitement d'huile (CTH1, CTH2, CTH3, CTH4 et CTHSUD).

3.10. Centre de formation

La formation à Hassi R'mel a commencé en 1976, suite au développement du pôle de Hassi R'mel. A l'origine, c'était un petit centre de formation de 250 places. Le développement du champ de gaz de Hassi R'mel, les demandes croissantes en formation de la part des structures et le souci permanent de s'adapter aux technologies nouvelles ont favorisé la décision de construction d'un nouveau centre de formation, qui a ouvert ses portes en 1998

3.11. Schéma du processus industriel à Hassi R'mel

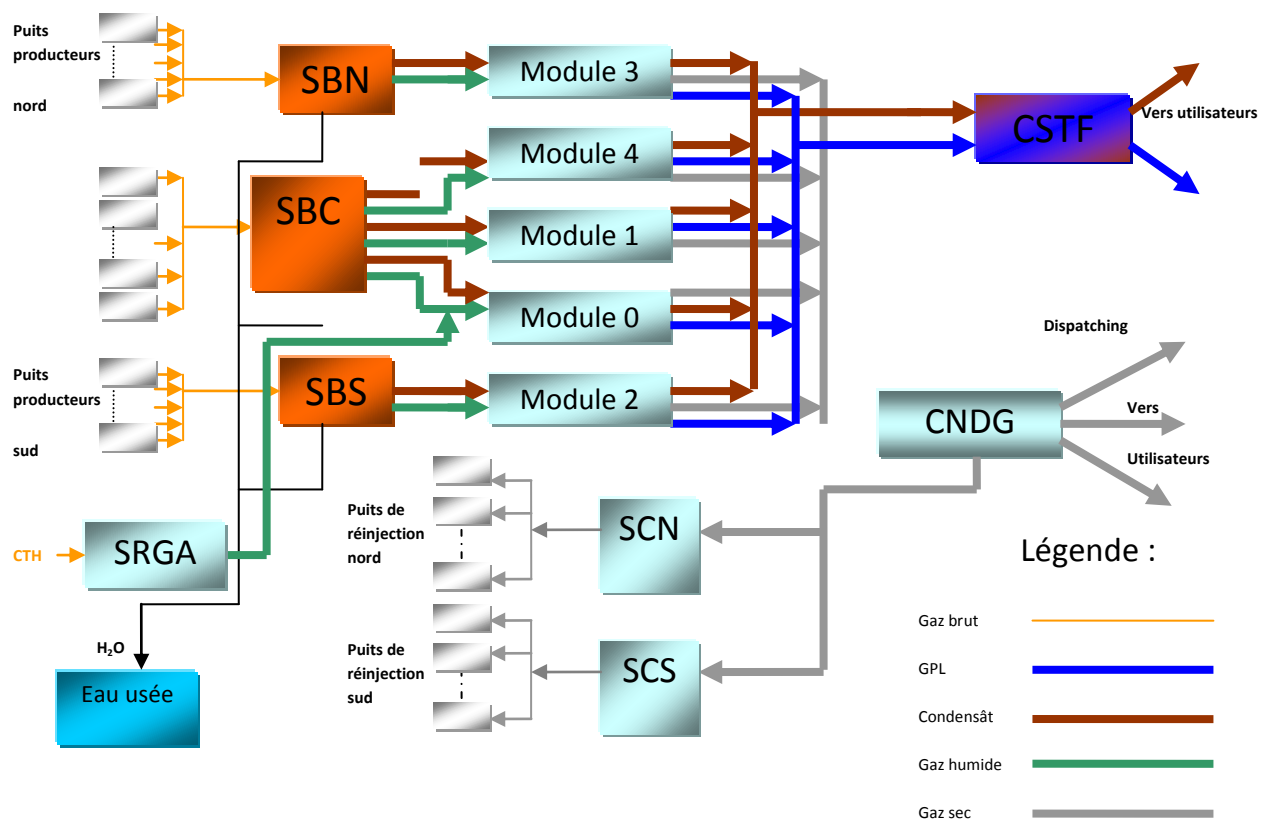


fig .3 :schema du processus industriel à Hassi R'mel

3.12. Capacité de production

Le développement final du champ a permis d'atteindre les capacités de production suivantes :

100 milliards de mètre cubes de gaz par an.

12 million de tonnes de condensat par an.

3,5 Million de tonnes de GPL par an.

700 milles de tonnes de pétrole brut par an.

4. Présentation des secteurs de Hassi R'mel

Le champ de Hassi R'mel comprend trois secteurs :

4.1. Secteur Nord : qui comprend

- Le module 3.
- Une station de compression.

4.2. Secteur centre : qui comprend

- 3 modules 0, 1 ET 4.
- CSTF (Centre Stock age and Transfers Facility).
- CTH (Centre de Traitement d'Huile).
- L'unité de phase B.
- SBC

4.3. Secteur sud : qui comprend

- Le module 2.
- Une station de compression.
- Djebel Bissa.
- HR sud.

Les quatre unités 1, 2, 3 et 4 de traitement du gaz ont une capacité de 80 millions m³/ jour chacune. Cependant le module 0 a une capacité de 30 millions m³/ jour et Djebel Bissa de 6 millions m³/ jour.

Les deux centres de compression Nord et sud sont conçus pour la réinjections du gaz sec dans des puits injecteurs pour faire entraîner les lourds (la richesse) et réinjections du gaz de vente, gaz pour les GNL en cas de problème ou révision des unités.

Un autre poste de compression qui est appelé Boosting est actuellement en service, il est conçu pour augmenter la pression d'entrée du gaz des modules de traitement du gaz afin d'assurer l'exploitation continue du champ du gaz.

5. La Station SBC (Boosting)

5.1. Définition

C'est une unité de refoulement de gaz. Elle fait augmenter la pression et garde le débit du gisement d'alimentation des modules (0,1 et 4).

Boosting vient d'un mot anglais (booster) qui signifie amplifier en langue française. Alors Boosting est associé comme amplificateur (amplification).

Pourquoi la création de l'unité boosting.

Avant la création de l'unité, les modules (0, 1 et 4) sont alimentés par des puits indépendants avec une pression de gisement des modules qui est supérieure à 100 kg/cm^2 . L'usage abusif des puits, la pression diminue alors qu'elle a atteint la contrainte minimale, qui est devenue un problème pour la production. Et pour cela, après des études, ils ont suggéré deux solutions :

-la première est de diminuer la production.

-la seconde est de créer une station de refoulement.

La production joue un grand rôle sur les finances, alors pas question d'opter pour la première solution. Donc la création de l'unité est prioritaire afin de maintenir la production.

Le débit d'alimentation des modules est de 150 millions m^3/jour :

- module 0 : 30 millions m^3/jour .
- module 1 : 60 millions m^3/jour .
- module 4 : 60 millions m^3/jour .

5.2. Différentes sections du boosting

5.2.1. Section manifold

Elle s'occupe de faire la collecte des gisements des puits (l'unité boosting est ressourcee par 92 puits).

5.2.2. Section utilité

Elle regroupe les besoins de la station tel que :

- Aire de service (vanne, vérin...).
- Aire d'entretien (nettoyage).
- Azote (gaz inerte).
- Huile (alimente le turbo compresseur).
- Eau (nettoyage).
- Buffer gaz (compresseur à piston double effets) : il contribue au sèchement du gaz à l'aide d'un gaz pure (GPL).

5.2.3. Section turbo compresseur

C'est un ensemble de dispositif qui fait augmenter la pression, composé de quatre parties essentielles :

Première partie : comprend :

- moteur de démarrage.
- La turbine HP.
- Un embrayage.

Deuxième partie : comprend :

- La chambre de combustion.
- Les NOZZL.
- Un réducteur.
- La turbine LP.

Troisième partie: compresseur à gaz.

Quatrième partie: réservoir des huiles.

5.2.4. Section réseau torche

C'est une section qui collecte toutes les sorties de sécurité dans un ballon qui à son tour séparera le condensat et l'eau du gaz. Le condensat est renvoyé aux modules, l'eau sera traitée avant d'être relâché dans la nature, les huiles et le condensat soutirés dans le traitement des eaux sont envoyés dans les bourbons pour être brûlé et le gaz sera orienté dans les torches afin d'être brûlé.

5.2.5. Section Supervision

Tous les systèmes de contrôle disponibles à SHDP HRM sont numériques. Parmi ces systèmes, on trouve :

1- DCS : pour le contrôle des procédés.

2-Mark6 et Mark5 : pour la commande et contrôle des turbines.

6. Conception du système de sécurité de la station

Les systèmes de sécurité dans la station boosting sont identiques à ceux des installations existantes (modules) et conformes aux réglementations Algériennes et à la norme/spécification de la SONATRACH ou autres codes et normes internationales.

Système d'arrêt d'urgence : le système d'arrêt d'urgence (ESD) consiste à protéger les installations, la pression dans l'unité est détendue mais en cas d'ESD le gaz de la station est envoyé au réseau de torches.

L'ESD est commandé par le système DCS/PLC avec USP qui a une autonomie de 1 heure sans alimentation électrique extérieure

- Système d'alarme au gaz et d'incendie
- Système de lutte contre l'incendie
- Système d'eau incendie
- Système d'extinction au CO2
- Système d'extinction a poudre
- Système de distribution de poudre

7. Considérations pour l'environnement

Les considérations pour l'environnement ont été présentés et approuvés par les autorités Algériennes, qui ont confirmé que les stations de Boosting ne posent pas de risque particulier pour l'environnement dans la région de Hassi R'mel.

Chapitre II

Généralités sur les turbines à gaz

1. Définition

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

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

2. Historique de la turbine à gaz:[2]

Dans l'histoire de la turbine à gaz, on peut distinguer trois périodes :

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

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

Le premier vol d'un avion équipé d'un turboréacteur a lieu en Allemagne, fin août 1939 (moteur HE S 3 monté sur avion Heinkel 178 V1), précédant, en mai 1941, une réalisation voisine en Grande-Bretagne (moteur de Whittle W 1X monté sur avion Gloster E.28). Enfin, 1951 voit deux premières mondiales avec des turbines à gaz de la firme française Turboméca.

Le 18 avril, c'est l'hélicoptère SO 1120 Arriel 3 qui effectue un premier vol propulsé par un turbomoteur, l'ARTOUSTE. Le 6 novembre, c'est le premier vol d'un turboréacteur à double flux, l'ASPIN, monté sur le Fouga Gémeaux IV.

La troisième, la période industrielle, commence en 1939. C'est, en effet, au cours des cinquante dernières années que ces machines se sont développées de façon tout à fait spectaculaire.

On peut citer M. Sedille qui, dès 1948, pressentit avec raison cette évolution : «Il est hors de doute que, dans les années à venir, un effort considérable permettra de multiplier dans toutes les branches d'utilisation les installations turbo motrices à gaz ».

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

3. Classification des turbines à gaz [2]

3.1. Par le mode de construction

L'objectif pour lequel, on utilise la turbine à gaz définit le type qu'on doit choisir. Dans l'industrie, on trouve les turbines à un seul arbre, dites aussi **mono-arbre**. Elles sont généralement utilisées dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge constante (pour entraîner les générateurs d'électricité). Un deuxième type, englobe les turbines à deux arbres (**bi-arbres**); elles ont l'avantage d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseur,...). Elles se composent de deux parties, la première assure l'autonomie de la turbine (GG), 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.

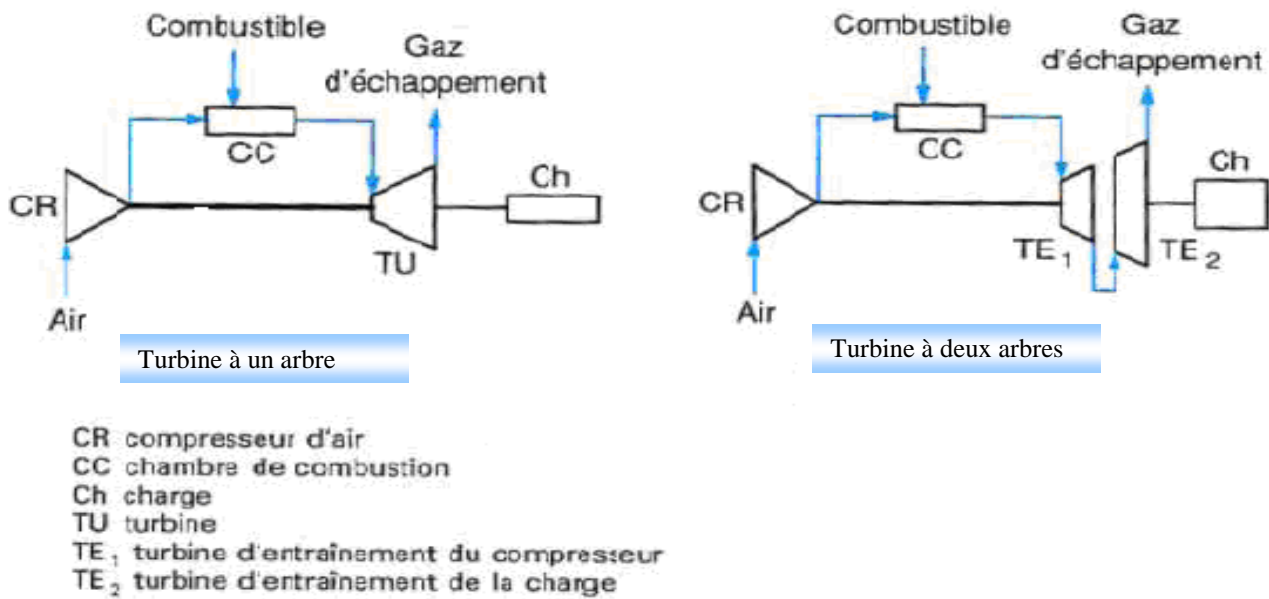


Fig.4 : Turbines à gaz à un arbre et à deux arbres [2]

3.2. Par le mode de travail

On distingue deux types de turbine :

3.2.1. Turbine à action

Où l'énergie thermique est transformée complètement en énergie cinétique dans la directrice. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique $P_1 > P_2 = P_3$.

3.2.3. Turbine à réaction

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 taux de réaction ϵ caractérisera le % d'énergie thermique totale.

3.3. Par le mode de fonctionnement thermodynamique

Il existe deux cycles thermodynamiques :

3.3.1. Turbine à gaz à cycle fermé : dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

3.3.2. Turbine à gaz à cycle ouvert : c'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère. Ce type de turbine qui est le plus répandu se divise en deux classes :

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

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

De nos jours la turbine à gaz connaît une large utilisation et dans différents domaines et en particulier dans le domaine des hydrocarbures à cause de leur grande gamme de puissance et leurs propres avantages.

4 .Principales applications

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

Étudions tout d'abord les utilisations principales avant de passer en revue, au paragraphe suivant, les critères servant de base de réflexion pour choisir le dimensionnement d'une installation.

4.1. Utilisation des turbines à gaz pour la propulsion

L'utilisation de la turbine à gaz dans l'aviation (avions, hélicoptères) est bien connue. Dans le domaine des transports civils et militaires, les turbines à gaz sont également utilisées pour la propulsion, car elles permettent d'obtenir de grandes puissances avec des poids et dimensions faibles par rapport à ceux des moteurs diesels.

4.2. Production combinée chaleur-force

Ce type d'application permet d'économiser les dépenses d'énergies. Le couple de force peut servir à l'entraînement d'une machine réceptrice et la chaleur peut servir pour le chauffage, séchage, production de vapeur pour un process industriel. Le principe de cette application peut être, encore, poussé plus loin pour obtenir des installations industrielles dites

à énergie totale où la turbine à gaz peut fournir simultanément trois formes d'énergie : électrique (alternateur), pneumatique (par prélèvement d'air sur le compresseur), calorifique (récupérateur de chaleur des gaz d'échappement). Le rendement de telles installations est ainsi fortement revalorisé et peut atteindre 50 à 60%.

4.3. Production d'électricité

Cette application est extrêmement courante : l'arbre de la turbine entraîne un réducteur dont l'arbre à petite vitesse entraîne un alternateur . Le système mécanique est simple et peut être comparé à un groupe turboalternateur à vapeur. Produire uniquement de l'électricité avec une turbine à gaz n'est intéressant que pour des conditions d'exploitation imposant ce système.

4.4. Pompage et compression

Dans tous les types d'applications étudiés, il est tout à fait possible de remplacer l'alternateur entraîné par une pompe, par un compresseur ou une soufflante.

5 .Principe de fonctionnement de la turbine à gaz

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- elle extrait de l'air du milieu environnant.
- elle le comprime à une pression plus élevée.
- elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion.
- elle achemine 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 fig.7 montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de la machine correspondant aux phases de fonctionnement mentionnées ci-dessus.

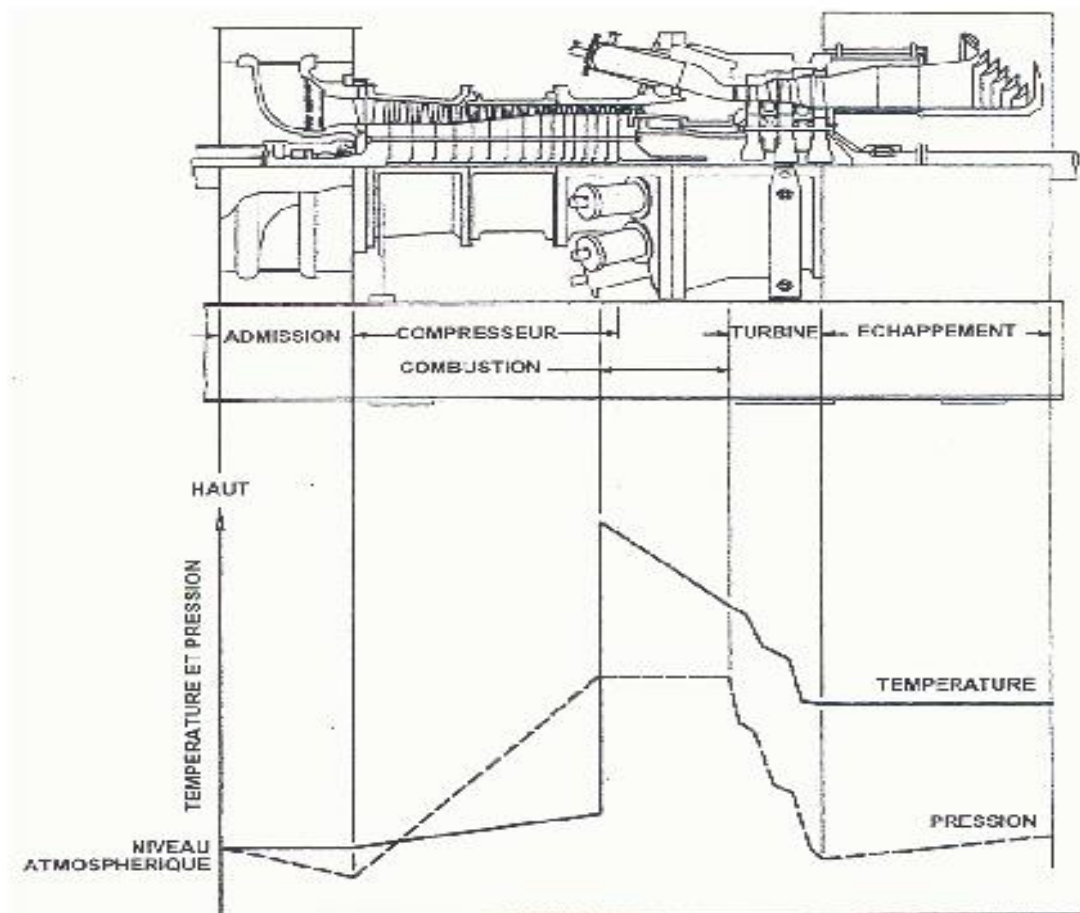


Fig. 5 : Les variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine [2]

6. Avantages et inconvénients des turbines à gaz

6.1. Avantages

- Une puissance élevée dans un espace restreint dans le quel 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.

6.2. 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.

Chapitre III

Description de la turbine MS5002C

1. Définition

La turbine à gaz à deux arbres à entraînement mécanique modèle série 5002 c est une machine utilisée pour entraîner un compresseur centrifuge de charge. L'extrémité avant du socle de la turbine à gaz comprend une chambre d'admission de l'air et le conduit contenant le silencieux à l'entrée qui affaiblit le bruit haute fréquence et un séparateur air inertié éliminant les matières étrangères avant l'admission de l'air dans la turbine.

2. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS5002 c [3]

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 la chambre). 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 la vitesse de service. Les produits de la combustion (gaz haute pression et la température) se détendent d'abord à travers la turbine haute pression et en suite à travers la turbine basse pression et sont déchargés à l'atmosphère. En passant à travers la turbine haute pression et les aubes de la turbine, ces gaz de détente font tourner la turbine aussi bien que le compresseur soumettent les auxiliaires entraînés à un couple de sortie. Les gaz font tourner aussi la turbine à basse pression qui entraîne la charge avant d'être évacués.

L'emploi de deux roues de turbine séparées permet aux deux arbres de tourner à des vitesses différentes pour répondre aux exigences de charge variable du compresseur centrifuge tout en permettant au générateur de gaz haute pression de fonctionner à la vitesse nominale du compresseur axial. Quant on le regarde du côté admission, le rotor tourne en sens inverse des aiguilles d'une montre.

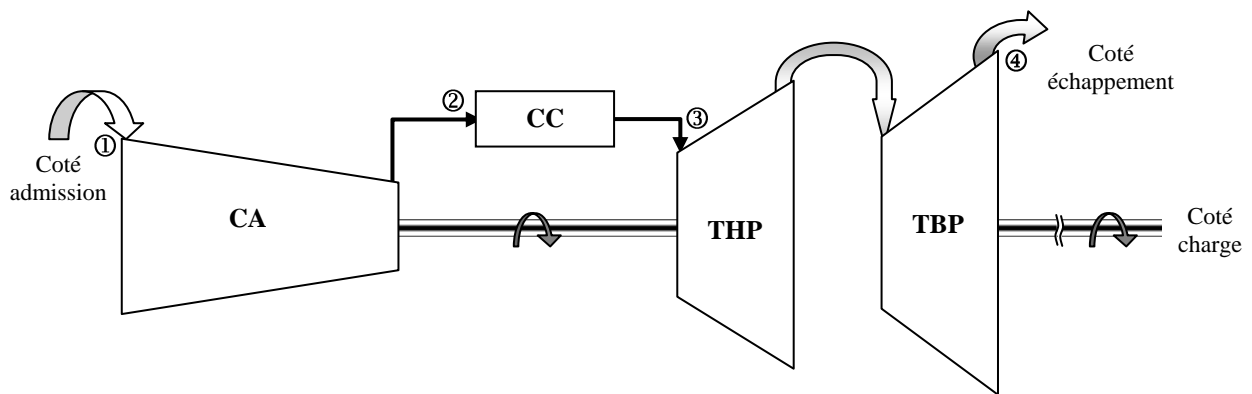


Fig.8 : Schéma de la turbine à gaz MS 5002c [3]

3. Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002C

Marque	Générale électrique
Série du model	MS 5002 c
Application de la turbine à gaz...	Entraînement mécanique
Cycle	Simple
Type de fonctionnement	Continu
Vitesse de l'arbre HP.....	5100 tr/min
Vitesse de l'arbre BP.....	4900 tr/min
Commande.....	MARK V
Température à l'échappement.....	505°C
Système de démarrage.....	Turbine à détente
Protection (types de base) contre la Survitesse, température excessive, vibration et détection de flamme	
Rendement thermique	≈ 28,8%
Mécanisme de refroidissement.....	Réducteur avec vireur
Atténuation du bruit.....Silencieux d'admission et d'échappement selon les exigences locales ;	

Valeur nominale de la turbine à gaz (conditions ISO)

Puissance débitée.....	27,968 MW ;
Température d'aspiration.....	15°C ;
Pression de sortie.....	1,013 bar ;

Section du compresseur

Nombre d'étages du compresseur axial	16
--	----

Type du compresseur.....Écoulement à flux axial

Plan de joint.....Bride horizontale

Type d'aubes directrices d'entrée.....Variable

Section de la turbine

Nombre des étages de la turbine.....02 ;

Plan de joint.....Horizontale ;

Directrice du premier étage..... Fixe ;

Directrice du deuxième étage..... Variable ;

Section de combustion

Type.....12 multiples foyers, types à flux inverses ;

Configuration des chambres.....Concentriques autour du compresseur ;

CombustibleGaz naturel ;

Bougies d'allumage.....Deux, types électrodes à ressort, auto rétractile ;

Détecteur de flamme.....4, type ultraviolet

Ensemble paliers

Quantité.....04 ;

Lubrification.....Sous pression ;

Palie 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 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 coussinet lisse, tous dans un ensemble

Coussinet lisse.....Patins oscillants ;

Butée active.....Patins oscillants, compensation automatique

Butée inactive.....Patins oscillants, sans compensation

Système de lancement

Dispositif de lancement.....Moteur électrique

Type de réducteur.....Non encastré avec vireur hydraulique

Système du combustible

Type.....Gaz naturel ;

Vanne de commande, arrêt, détente gaz...Servocommande ; électro hydraulique

Système de graissage :

Lubrifiant..... Huile minérale ;
 Capacité totale..... 22500lt ;
 Pression du collecteur palier.....25PSI (1,72 Bar) ;
 Pompe de graissage principal..... Entraînée par arbre intégral avec le réducteur auxiliaire
 Pompe de graissage auxiliaire..... Entraînée par moteur, verticale, centrifuge, immergée
 Pompe de graissage de secours..... Entraînée par moteur, verticale, centrifuge, immergée ;
 Echangeur de chaleur (fluide de graissage) Type.....Huile réchauffée vers eau froide
 Quantité..... Deux
 Filtre (fluide de graissage)Type..... Débit plein avec vanne de transfert
 Quantité..... Deux
 Type de cartouche..... Filtrage 25 un absolue

Système d'alimentation hydraulique :

Pompe d'alimentation hydraulique principale :
 Entraînée par réducteur auxiliaire, volumétrique, variable, piston axial ;
 Pompe d'alimentation hydraulique Auxiliaire :
 Entraînée par moteur, à engrenages ;
 Filtre(s) d'alimentation hydraulique Type.....Débit plein
 Quantité.....Deux, avec vanne de transfert ;

4. Description détaillée de la turbine à gaz MS 5002c :

Les principaux composants d'une turbine à gaz MS5002c sont :

- ❖ Section de compression.
- ❖ Le système de combustion (ensemble des chambres de combustion).
- ❖ Section turbine (HP et BP).
- ❖ La partie auxiliaire.

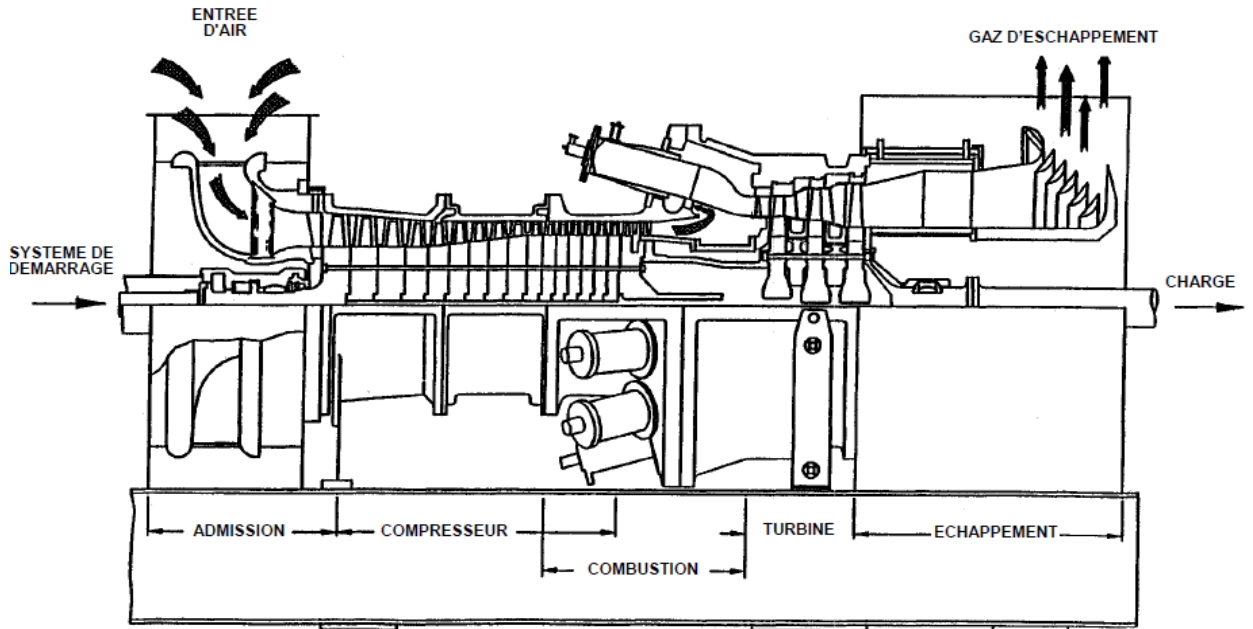


Fig.7 : vue en section d'une turbine à gaz

4.1. Section compresseur

Le compresseur à flux axial comprend le rotor du compresseur ainsi que 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 variables (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 les étages successifs du rotor, sous l'angle qui convient.

L'air comprimé sort par le corps de refoulement du compresseur, 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.

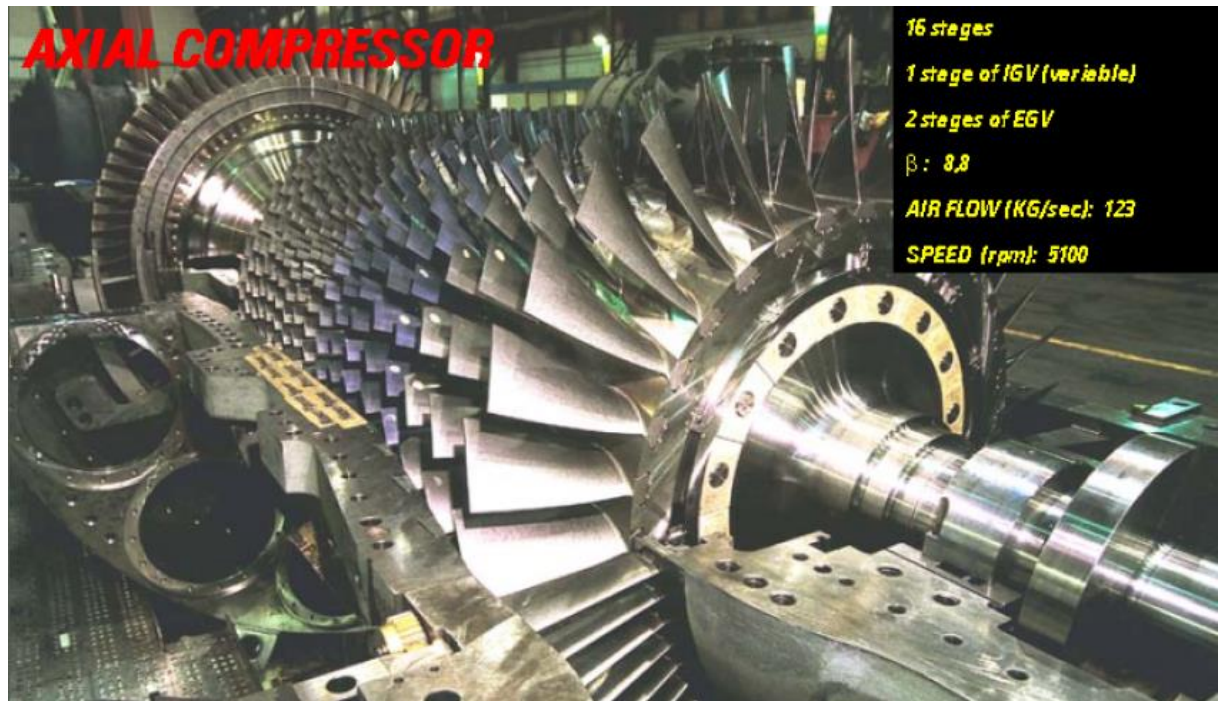


Fig. 8 : compresseur axial à 16 étages

4.1.1- Rotor du compresseur

Le rotor du compresseur est un assemblage composé de seize roues, d'un demi-arbre, de tirants et des aubes du rotor du compresseur (Voir fig. 9).

Chaque roue comporte des rainures brochées dans les quelle s'insèrent les aubes et sont maintenues en place dans le sens axial par des entretoises, elles même bloquées à chaque extrémité des rainures.

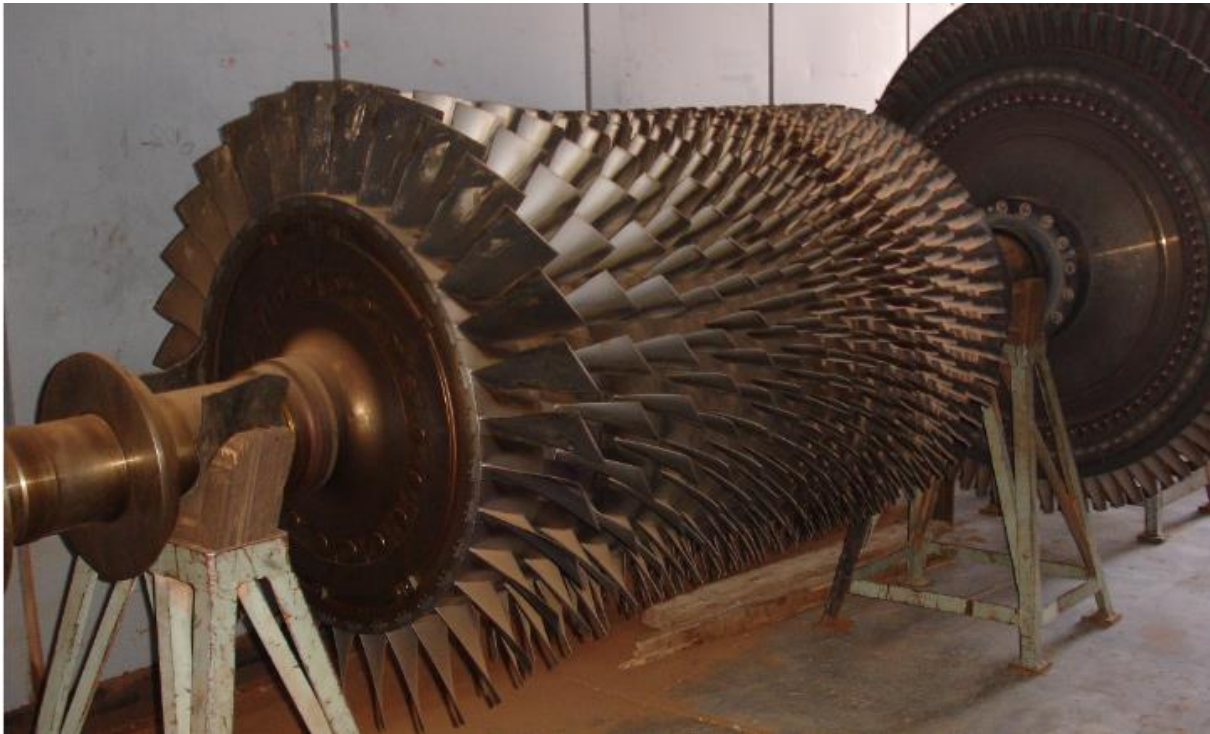


Fig.9 : Rotor du compresseur axial (photo prise par moi-même sur le site)

4.1.2. Stator de compresseur

Le stator du compresseur comprend trois sections principales :

- ◆ **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 palies 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.

4.1.2.1. 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.

4.1.2.2. 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.

4.1.2.3. Corps de refoulement du compresseur

Le corps de refoulement du compresseur est la dernière partie de la section compresseur. C'est le corps simple le plus long, il se trouve à égale distance entre les supports avant et les supports arrière de la turbine. Les fonctions du corps de refoulement du compresseur sont d'équilibrer les pompages du compresseur, de former les parois internes et externes de diffuseur et de relier le compresseur au stator de la turbine. Il sert également de support à la directrice de la turbine du premier étage.

4.2. Section combustion

La section combustion de la turbine à gaz comprend l'enveloppe de combustion, douze corps de combustion extérieur (uniquement une enveloppe courte), douze ensembles chapeau et chemise de combustion, douze ensembles de pièces de transition, douze

injecteurs de combustible, deux bougies, deux transformateurs d'allumage, deux détecteurs de flamme, douze tubes-foyer et divers garnitures et " hardware ".

Le combustible est envoyé dans chaque chemise des chambres de combustion par un injecteur de combustible monté dans le couvercle de la chambre de combustion et pénétrant dans la chemise, la combustion des mélanges air- combustible est déclenchée par les bougies, lorsque l'allumage se produit dans les tubes foyers et vont allumer le mélange air- combustible des autres chambres.

4.2.1. 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 (Fig.10).

Des enveloppes de combustion de différente longueur 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.

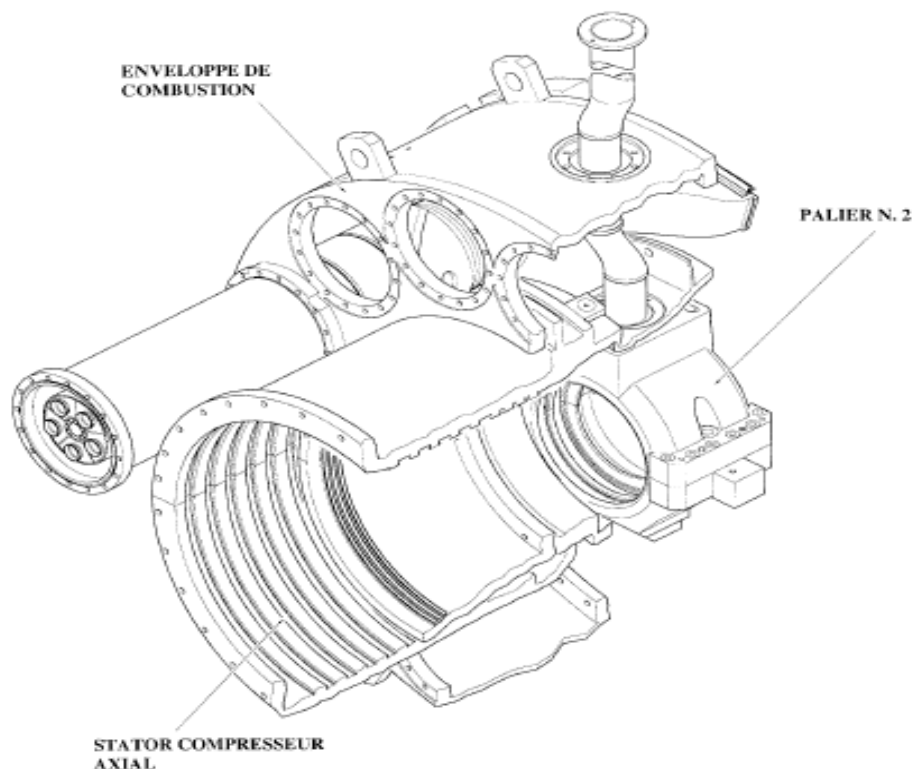


Fig.10 : Ensemble enveloppe de combustion

4.2.2. 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 de combustible et s'allume. Les gaz chauds résultés 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.

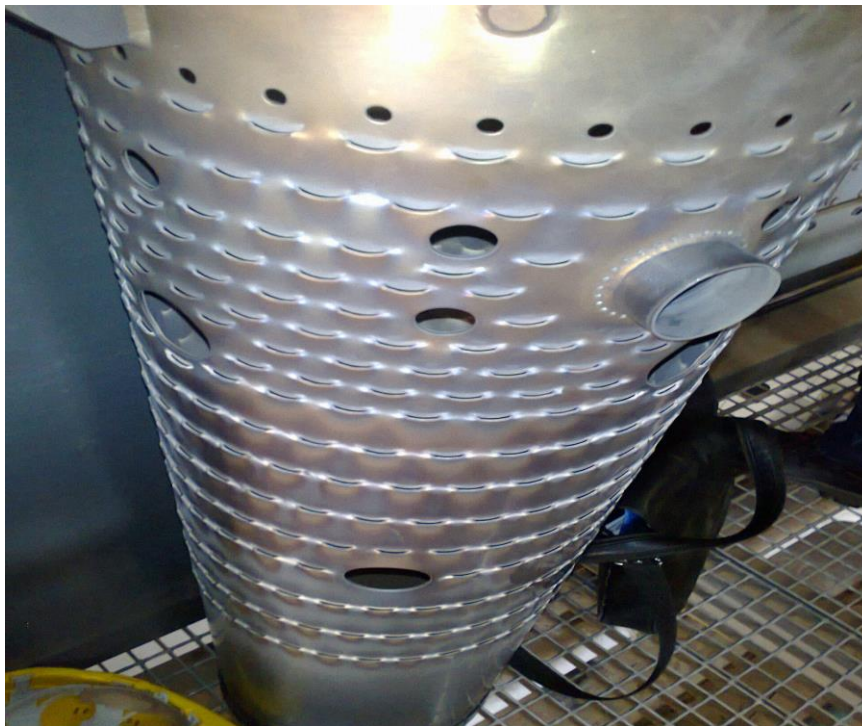


Fig11 : Chemise de la chambre de combustion photo prise par moi-même sur le site

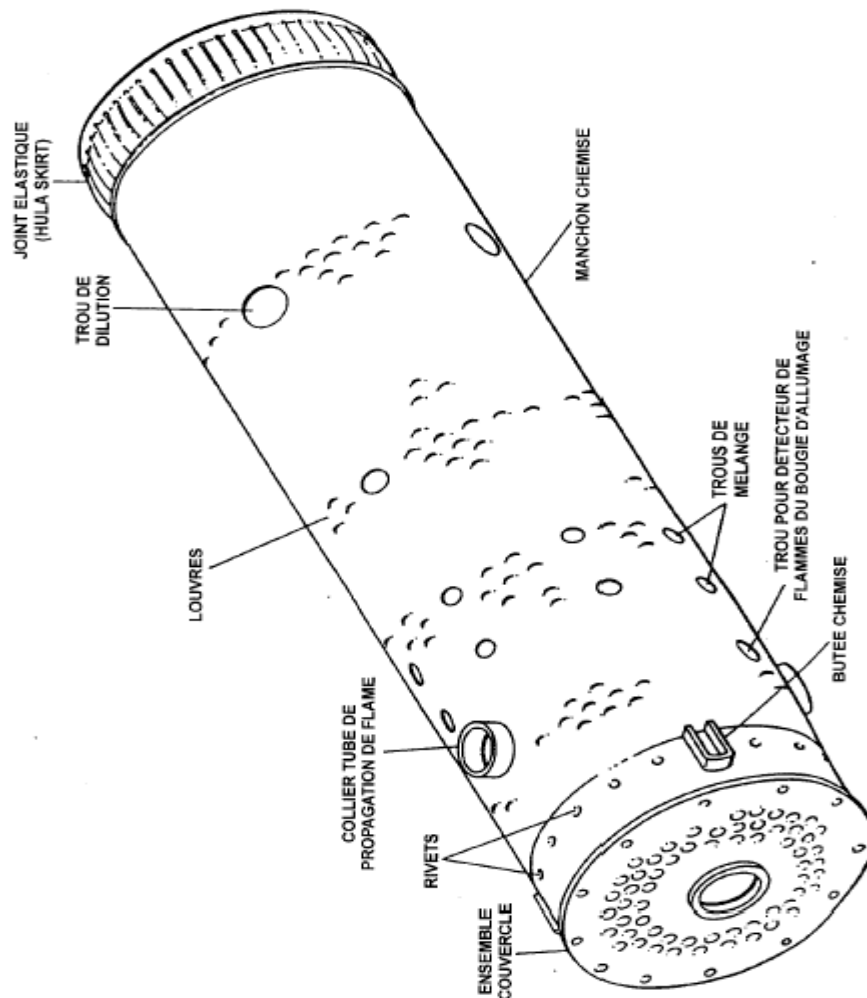


Fig.12 : Chemise de la chambre de combustion

4.2.3. 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.

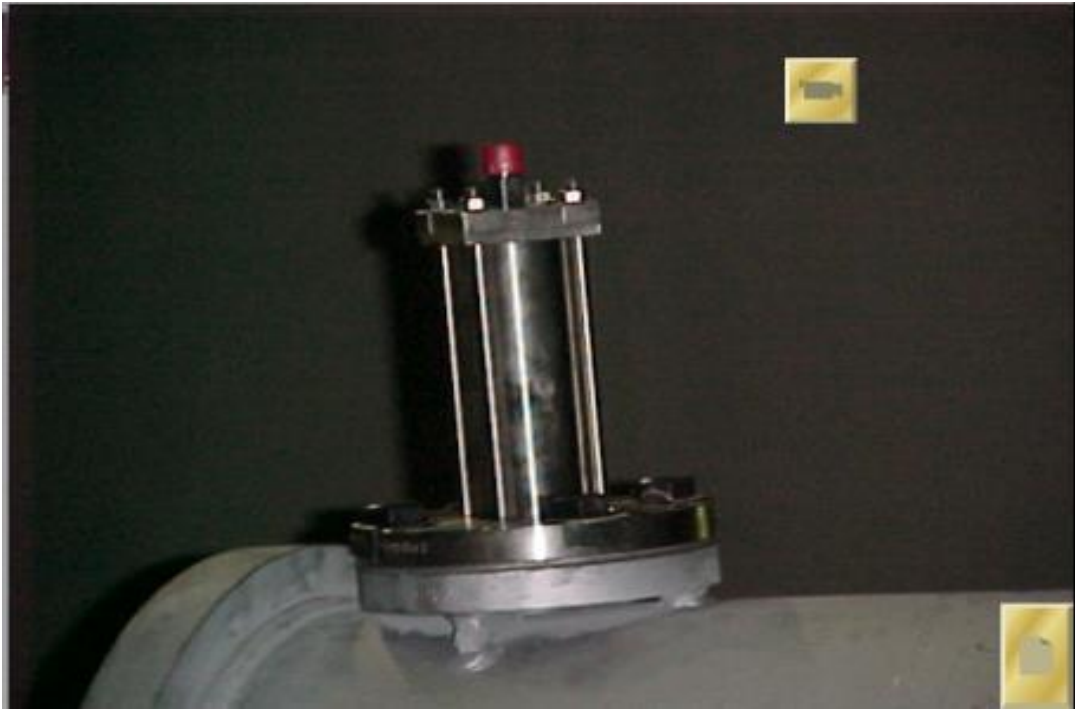


Fig.13 : Bougie d'allumage

4.2.4. Détecteurs de flamme ultraviolets

Un système de capteur de flamme à ultraviolet est utilisé; il comprend quatre capteurs installés sur quatre chambres de combustion adjacentes et un amplificateur électronique monté dans le tableau de commande de la turbine. Le capteur de flamme ultraviolet est formé d'un capteur de flamme, contenant un détecteur rempli de gaz. Le gaz qui se trouve dans le détecteur capteur de flamme est sensible à la présence de la radiation ultraviolette émise par une flamme hydrocarbonée. Un voltage de courant alternatif, fourni par l'amplificateur, est répandu aux terminaux du détecteur. Si la flamme est présente, l'ionisation du gaz dans le détecteur permet la circulation dans le circuit, en activant les électroniques de donner une certaine flamme de sortie. En opposition, l'absence de la flamme génère la sortie 'aucune flamme'.

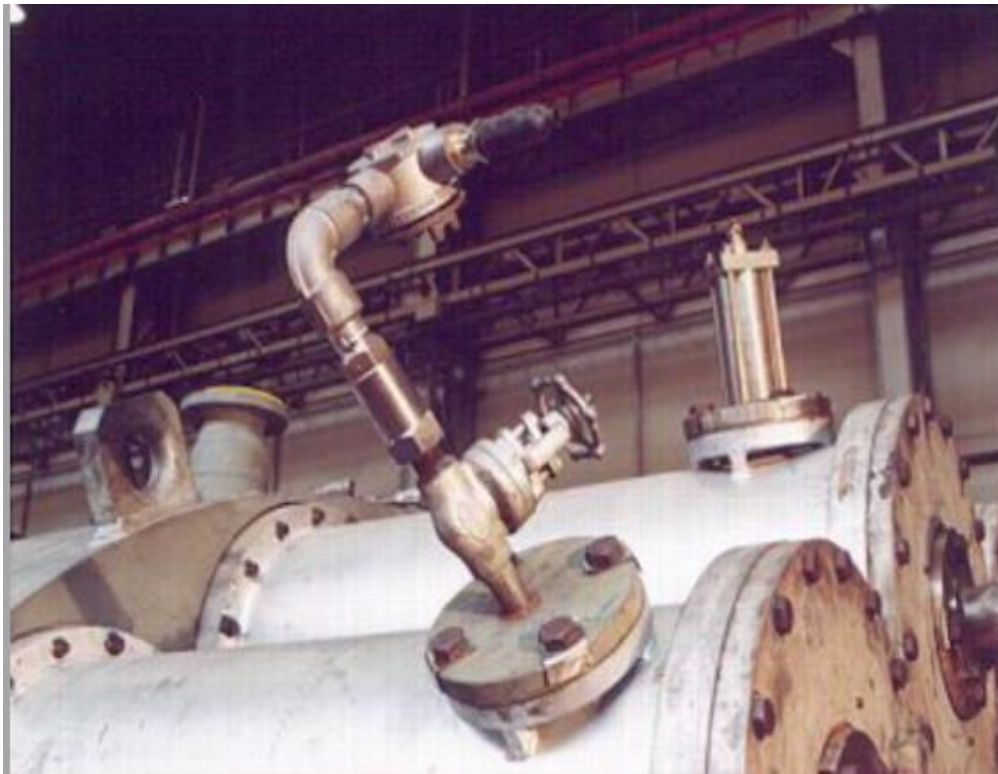


Fig.14 : Détecteur de flamme ultraviolet

4.2.5. 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.15: Injecteurs de combustible (photo prise sur le site par moi-même)

4.2.6. 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.

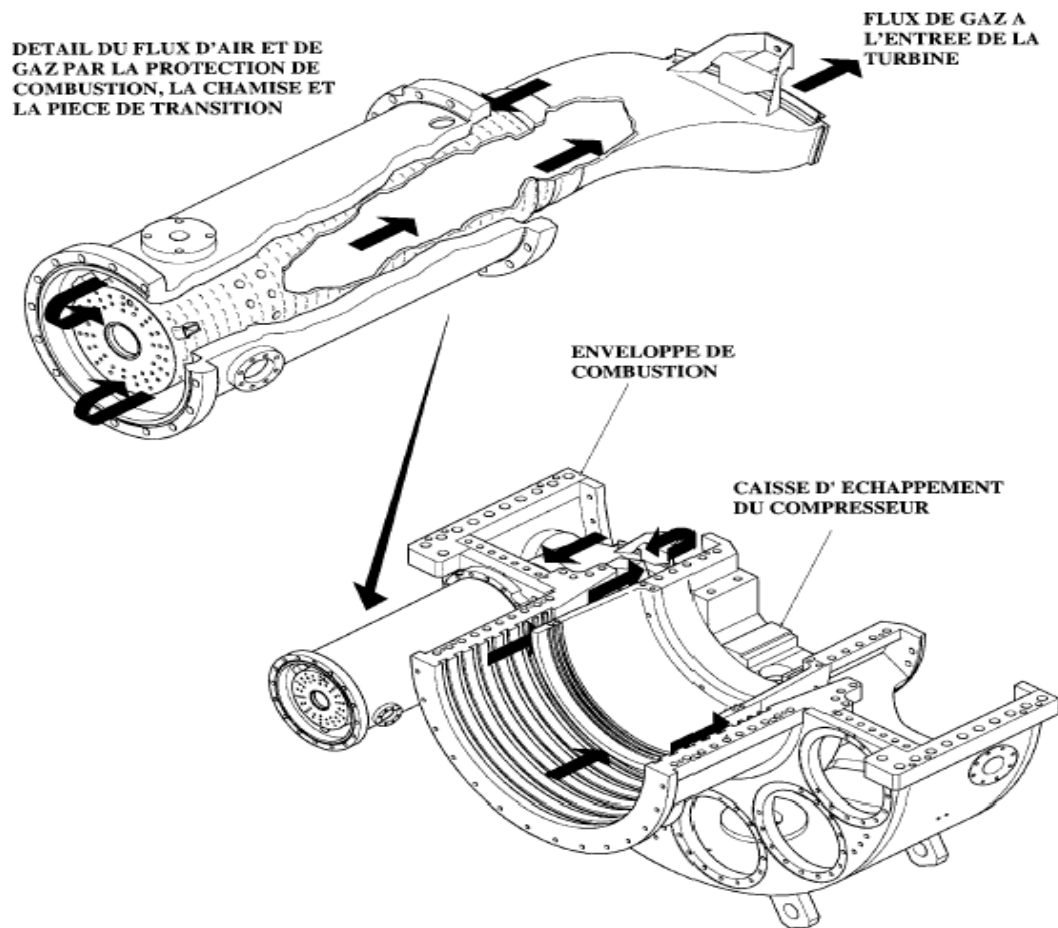


Fig.16 : Débit d'air et gaz à travers la section de combustion

4.3. Section turbine

La section turbine est celle où les gaz chauds venant de la section combustible sont convertis en énergie mécanique. 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 fondées en deux dans le sens horizontal.

4.3.1. Stator de 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 ceps de refoulement du compresseur et extrêmement à l'arrière au cadre d'échappement. Dans la caisse de la turbine se trouvent les ensembles suivants, qui établissent la veine des gaz de la chambre de combustion au cadre d'échappement, en passant par la roue de la turbine : les cloisons et les segments de protection de la directrice de premier étage, les segments de parois interne et externe de la veine des gaz entre-étages, 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, qui actionne les cloisons de la directrice de deuxième étage à angle variable est soutenue par des galets montés sur la paroi extérieur de la caisse de la turbine.

La paroi interne de la caisse de la turbine est isolée des pièces de la veine des gaz chauds, sauf aux surfaces nécessaire 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-étage, contribue à dissiper la chaleur dégagée par la paroi extérieure de la veine de 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. 17).

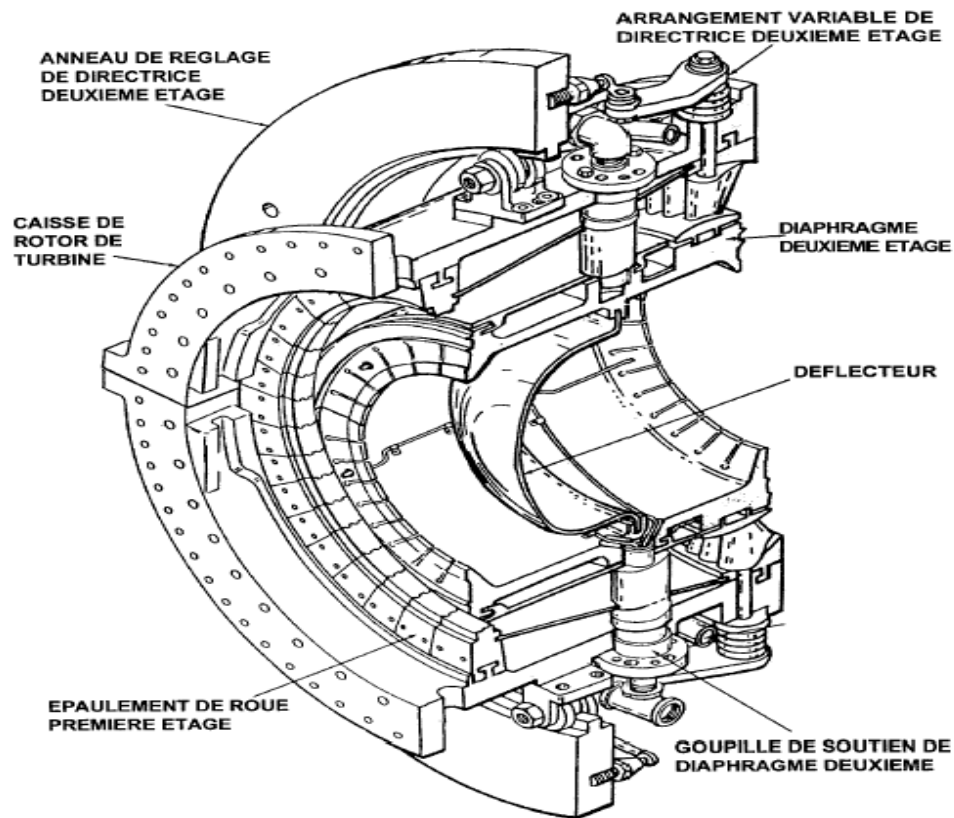


Fig.17 : Disposition enveloppe turbine

4.3.2. Directrice de 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. 18)

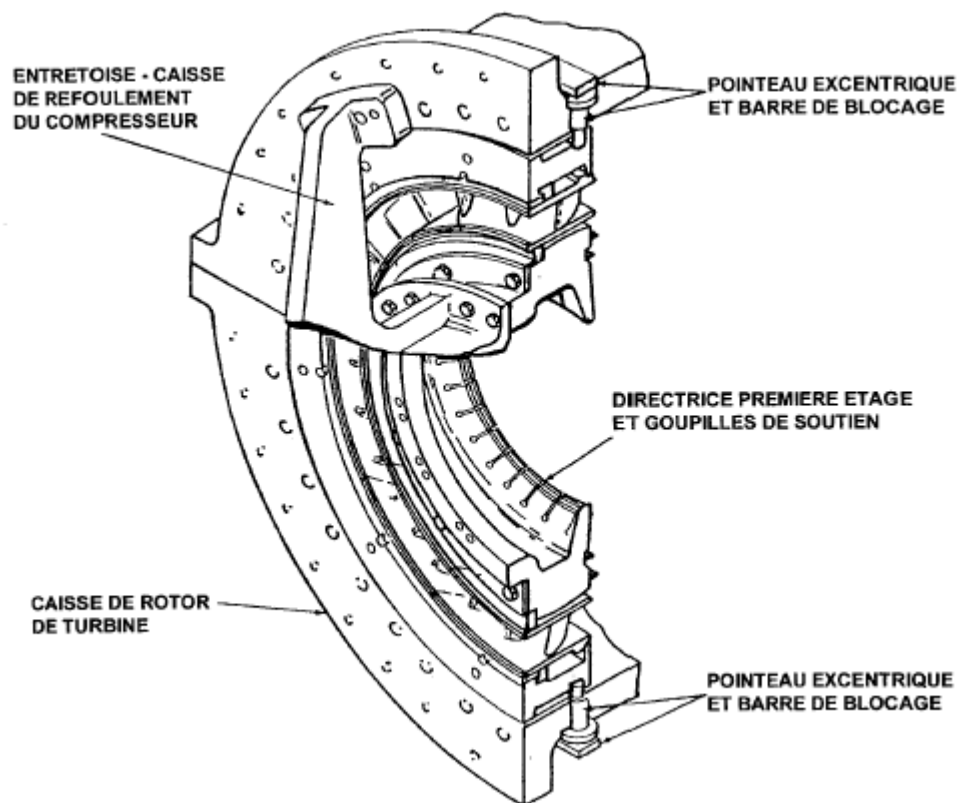


Fig.18 : Section verticale - directrice 1^{er} étage



Fig.19 : directrice 1^{er} étage photo prise par moi-même sur le site

4.3.3-Directrice de deuxième étage

La directrice de 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 (voir fig. 20).

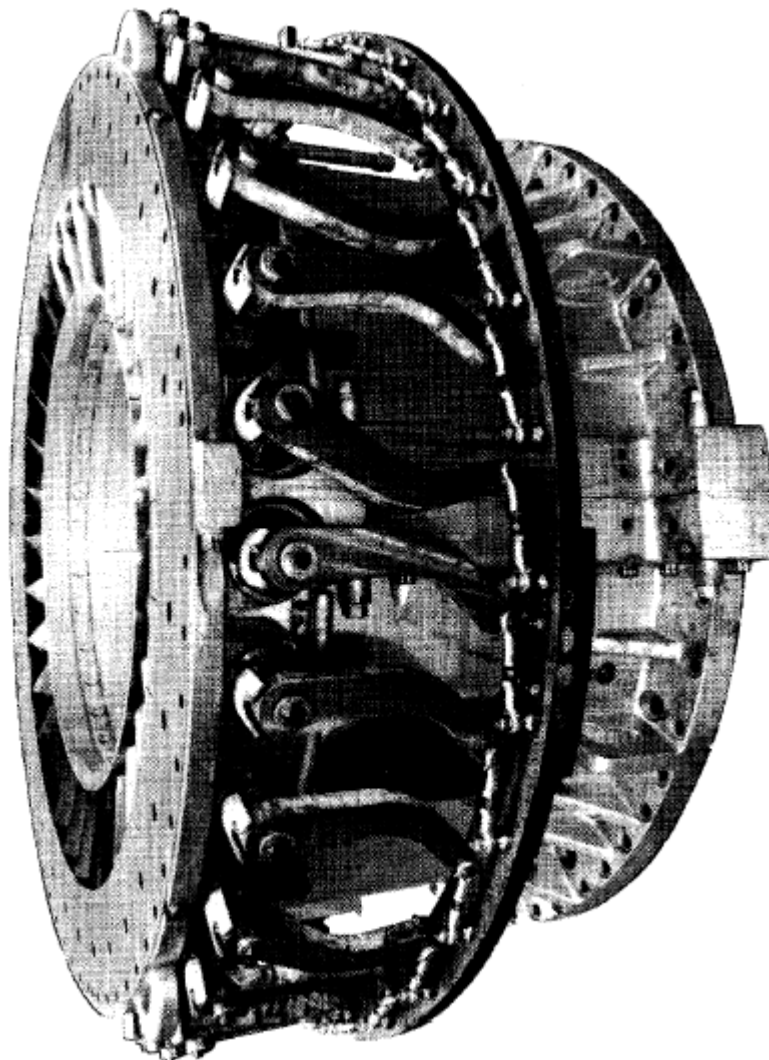


Fig.20 : Ensemble directrice 2^{ème} étage



Fig.21 : ensemble directrice 2eme étage photo prise par moi-même sur le site.

4.3.4. Ensemble diaphragme

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

4.3.5. Rotor de la turbine :

La turbine à gaz dispose de deux rotors séparés : celui du 1^{er} étage ou turbine haute pression, qui entraîne le compresseur à flux axial et les accessoires entraînés par les arbres, et le rotor de la turbine de 2^{ème} étage, ou turbine basse pression, qui entraîne la charge

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.

La roue de la turbine du premier étage est boulonnée directement sur le demi-arbre arrière du rotor du compresseur de manière à former un rotor haute pression. La roue de deuxième étage est boulonnée sur un arbre de la roue pour former le rotor de turbine basse pression/puissance. Ce rotor de turbine de puissance est soutenue par deux paliers : le coussinet lisse N°3 situé à l'avant du cadre d'échappement et le palier de butée et coussinet lisse N°4 situé dans un logement de palier boulonné à l'arrière du cadre d'échappement.

L'arbre de la turbine de puissance dispose d'une masse de survitesse qui déclenche mécaniquement le système de commande de la turbine à gaz en cas de survitesse. Le rotor est équilibré avec la masse de survitesse située dans l'arbre avant le montage final, et il suffira d'une légère correction pour obtenir l'équilibrage final.



Fig. 22 : Vue du rotor de la turbine basse pression photo prise par moi-même sur le site

4.3.6. 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" d'aubes. Un couvercle sur deux est un couvercle de fermeture. Les aubes sont maintenues en place sur une cheville Twistlock fixée par empilage.



Fig.23 : les aubes de la turbine photo prise par moi-même sur le site

4.4. La partie auxiliaire

La continuité et la qualité de fonctionnement de la turbine, sa durée de vie, dépendent fortement de l'état des organes de cette partie, de leur rapidité ainsi que leur temps de réponse. La partie auxiliaire se compose de :

4.4.1. Système d'admission

Le système d'admission d'une turbine à gaz a pour but de diriger l'air vers la section d'admission du compresseur axial (Fig. 26), il doit assurer :

-Une bonne filtration de l'air pour le bon fonctionnement de la turbine.

Les particules solides contenues dans l'air admis (surtout pour les atmosphères humides) peuvent se collées sur les bouts d'ailettes de compresseur, ainsi que sur la base des aubes de stator par effet des forces centrifuges, donc une perte de rendement du compresseur et une augmentation de la consommation spécifique de la turbine.

Des grains de sable non bloqués par le filtre pour le cas des turbines implantées dans le Sahara, causent une usure érosive surtout aux hautes vitesses de rotation, cela peut changer le profil aérodynamique des ailettes, et peut même aller jusqu'à l'arrachement des ailettes du compresseur. La présence des agents corrosifs (Chlorure de Sodium près de la mer, airo-sols acides dans les zones industrielles), peut induire une dégradation corrosive des équipements de la machine.

-Un débit d'air admis régulier afin de produire la puissance voulue.

Le bouchage du filtre limite la quantité d'air admise (débit d'air), qui a pour conséquences une chute de puissance, et une augmentation de la consommation spécifique. Le système d'admission comprend un filtre d'admission, une conduite, un silencieux, un coude, un caisson d'admission et accessoires. L'air entre dans le filtre, traverse la conduite, le silencieux, le coude et le caisson d'admission pour atteindre le compresseur.

Les filtres à air utilisés comportent des éléments filtrant d'une forme conique (en deux morceaux), ils sont autonettoyant, avec une grande efficacité (par rapport aux filtre classiques), et d'une durée de vie qui peut aller jusqu'à 3ans.

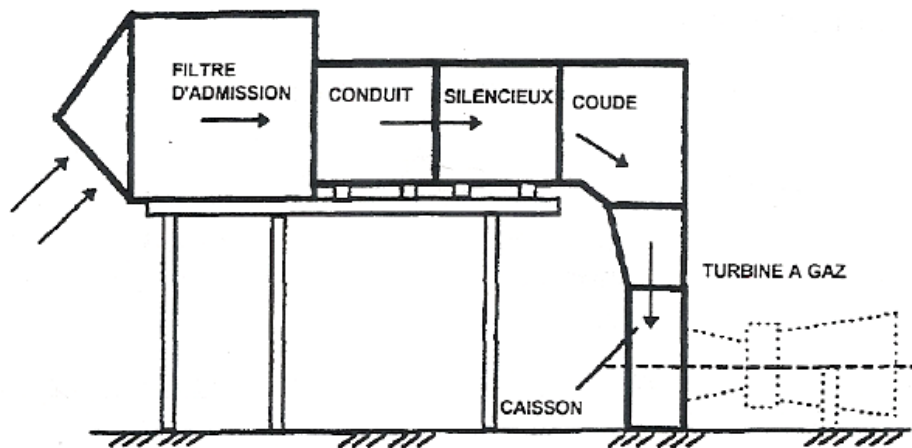


Fig.23 : Système typique d'admission

4.4.2. Système de démarrage

Avant que la turbine à gaz puisse être activée et démarrée, elle doit être tournée ou démarrée à la main par équipement accessoire. On peut accomplir tout cela par un moteur à induction électrique en opérant par un convertisseur de couple afin de pourvoir la couple de démarrage et la vitesse nécessaires pour le démarrage de la turbine. Les composants du système de démarrage prévoient aussi une rotation de vitesse lente de la turbine pour le refroidissement après l'arrêt de la même.

Les composants du système de démarrage du moteur électrique comprennent : le moteur d'induction, le convertisseur de couple avec rochet, embrayage de démarrage et un système de rochet hydraulique. Le convertisseur de couple transmet le couple de sortie du moteur électrique au réducteur auxiliaire de la turbine à gaz par un réducteur d'inversion. La pompe de charge, actionnée par l'arbre d'admission de convertisseur de couple, fournit huile de graissage de turbine au convertisseur de couple.

Au début l'huile est fournie à la pompe de charge du convertisseur de couple par le collecteur de l'huile de graissage. Après l'accumulation de pression d'huile de fonctionnement par la pompe de charge, la pompe reçoit l'huile nécessaire du réservoir de l'huile de graissage moyennant un filtre. Une soupape de contrôle chargée par ressort dans la ligne de décharge du collecteur d'huile de graissage maintient une pression d'huile positive sur la pompe de charge pendant son fonctionnement. L'huile retourne au réservoir de l'huile de graissage de la turbine par des drainages.

4.4.3. Système de l'huile de graissage

La turbine à gaz est graissée par un système de graissage sous pression en boucle fermée, comprenant un bac à huile des pompes, des échangeurs de chaleur (réfrigérants huile), filtres, vanne et des dispositifs divers qui contrôlent et protègent le système. L'huile de graissage venant du système circule jusqu'à atteindre les paliers principaux de la turbine, les accessoires de la turbine et les équipements de charge entraînés.

L'huile pour le système d'alimentation hydraulique, le système huile de commande et le système des dispositifs de lancement vient aussi de cette source.

Le système de graissage est étudié pour assurer l'alimentation en lubrifiant filtré à la température et pression appropriées pour le fonctionnement de la turbine et ses équipements.

Le système de lubrification comprend les éléments principaux suivants :

4.4.3.1. Réservoir d'huile

Un grand réservoir placé sous la partie auxiliaire amont, précisément en dessous des pompes de graissage, il a une capacité de 10000l. 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^o 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.

4.4.3.2. Pompes d'huile de graissage : On a quatre (4) 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.



Fig.25 : pompe hydraulique photo prise par moi-même sur le sit

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^e 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 la machine.

4. Pompe de Vireur (ou de virage)

C'est une petite pompe, placée au-dessus du réducteur, alimentée par une batterie, son rôle est de garder le rotor de la turbine en rotation lors de la phase d'arrêt avec une vitesse angulaire de $1/4tr$ chaque $3mn$ pendant 12heures pour éviter la flexion du rotor qui pèse 9tonnes (pour MS5002c), avec une longueur d'environ $8m$ et une température élevée provenant de la compression d'air.

4.4.4. Système d'alimentation par le combustible

Le rôle de ce système est d'assurer l'alimentation des chambres de combustion par le combustible (le gaz naturel pour notre cas), avec la pression et le débit appropriés le long du cycle de fonctionnement de la turbine.

L'élément principal dans ce système est l'ensemble vanne de commande et arrêt/détente gaz situé dans la zone accessoire. Avec cette vanne se trouve aussi les servovannes de commande, les manomètres et la tuyauterie de distribution aux injecteurs.

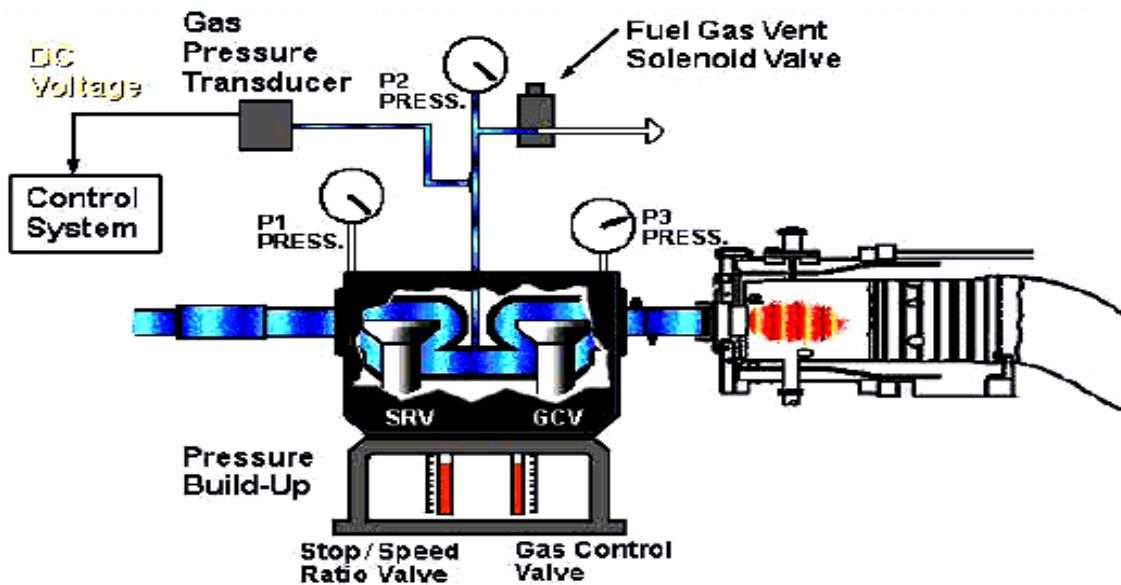


Fig. 26 : Système d'alimentation avec le combustible

4.4.5. Système d'air de refroidissement et d'étanchéité

Dans une turbine à gaz, certaines parties sont présentées à des contraintes thermiques très élevées. Leur refroidissement est indispensable, afin d'éviter leur détérioration. Pour cette raison, une partie de l'air frais soutirée du compresseur axial, ainsi qu'une deuxième partie aspirée de l'atmosphère sont envoyées pour le refroidissement des endroits critiques, et servir aussi à l'étanchéité (pressuriser les joints d'huile des paliers).

Les pièces refroidies sont :

- Les roues de la turbine du premier et deuxième étage.
- La directrice du premier étage.
- Le carter du rotor de la turbine.

Il faut ajouter, que l'optimisation des débits d'air refoulés à chaque partie est l'un des problèmes critiques à affronter pendant les phases de conception et d'expérimentation d'un prototype. En effet, un excédent d'air de refroidissement serait positif pour la durée de vie des pièces, mais négatif pour le rendement de la machine, et vice-versa. En plus, l'air de refroidissement soutiré du compresseur, ne va pas participer à la combustion, donc il va réduire le travail utile obtenu.

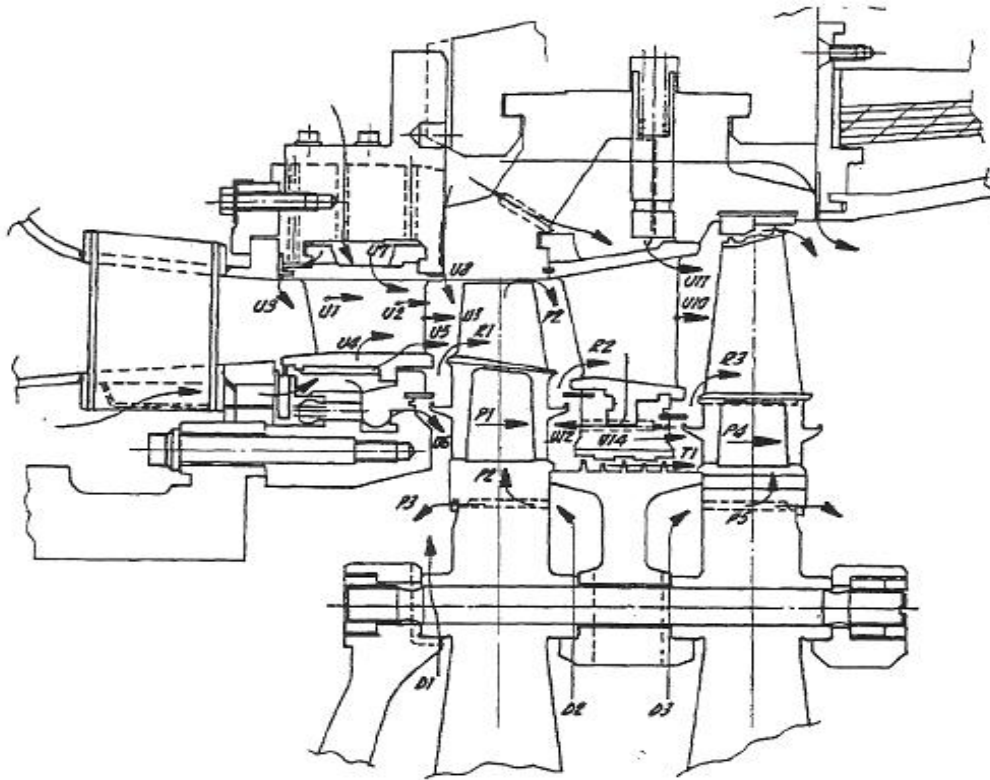


Fig.27 : Schéma de refroidissement de la turbine à gaz.

4.4.6. Dispositif d'anti-pompage

Le fonctionnement à bas régime (faible débit), peut être la cause d'apparition du pompage. C'est un phénomène compliqué rencontré dans les compresseurs axiaux et centrifuges, il se caractérise par des oscillations importantes de débit (inversion soudaine de débit), qui se traduit par des forces alternées importantes sur les organes mécaniques, rotor, paliers, butées, ...etc. La figure (28) représente la limite de pompage des compresseurs.

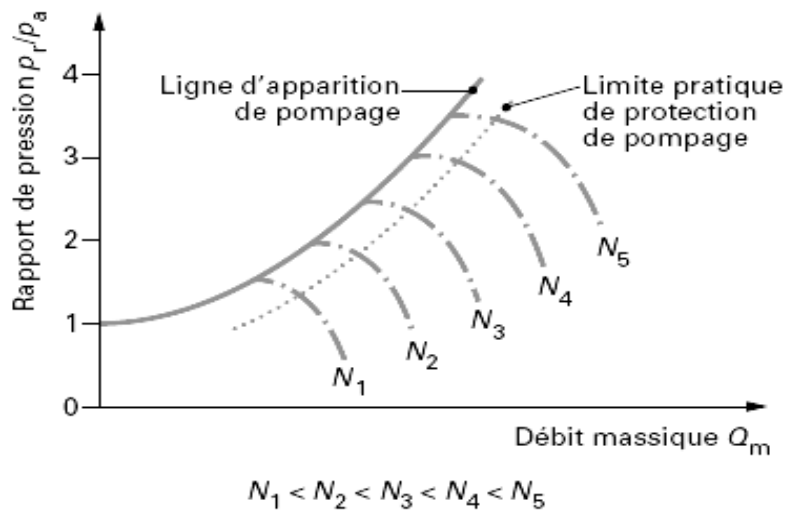


Fig.28 : Ligne de pompage et limite de protection de pompage
(N_i : vitesse de rotation, p_r et p_a : pressions de refoulement et d'admission)

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

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

4.4.6.1. Débit entrant réglable (variable)

En amont du compresseur axial est placé un étage d'aubes mobiles en rotation (variables) dites IGV, la fermeture de ces aubes permet de limiter le débit d'air admis et cela lors du démarrage, où la vitesse du rotor est encore faible, l'ouverture de ces aubes croît progressivement avec l'accélération de la turbine, jusqu'à atteindre une ouverture complète correspondante au maximum de débit et vitesse de rotation.

4.4.6.2. Vanne anti-pompage (VAP)

Un piquage au niveau du 10^{ème} étage du compresseur vers l'atmosphère, sert à évacuer une partie de l'air admis à l'atmosphère afin d'éviter la pulsation du débit (retour de l'écoulement).

4.4.7. Système d'échappement

Il a pour fonction, l'expulsion vers l'atmosphère des gaz provenant de la détente dans les roues 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 (compresseur, chambre de combustion,...).

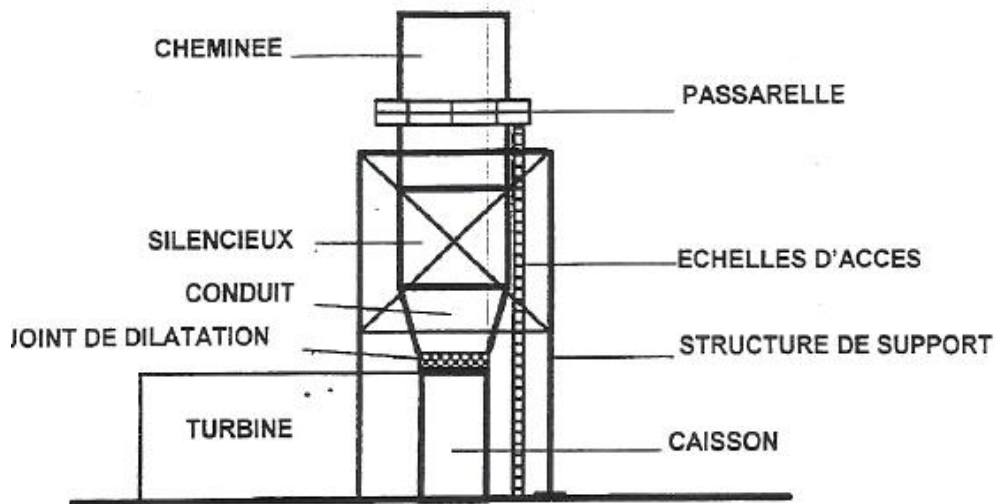


Fig.29 : Principaux éléments du système

4.4.8. Engrenages

L'ensemble réducteur auxiliaire et dispositif couplé directement au rotor de la turbine sont directement utilisés pour commander les dispositifs auxiliaires entraînés par la turbine. Le réducteur auxiliaire de vitesse situé sur la base auxiliaire contient le train d'engrenage nécessaire pour fournir les engrenages de réduction pour commander les dispositifs auxiliaires aux vitesses exigées. Les dispositifs auxiliaires entraînés par l'ensemble réducteur auxiliaire de vitesse, incluent la pompe hydraulique d'alimentation et la pompe principale de l'huile de lubrification.

4.4.9. Accouplement

Les fonctions de base des accouplements flexibles de type à denture utilisés sur cette turbine sont :

- a- De relier deux arbres en rotation, de manière à transmettre le couple de l'un à l'autre.
- b- De compenser les trois types de des alignements (parallèle, angulaire et combinaison des deux).
- c- De compenser tout mouvement axial des arbres, de manière qu'aucun des deux n'exerce une poussée excessive sur l'autre.

Les accouplements utilisés dans le cas de cette turbine ont pour rôle d'accoupler le réducteur auxiliaire avec l'arbre de la turbine et d'accoupler l'arbre de la turbine avec l'équipement de charge.

4.4.10. Socle et support de la turbine

1. Socle

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.

2. Support

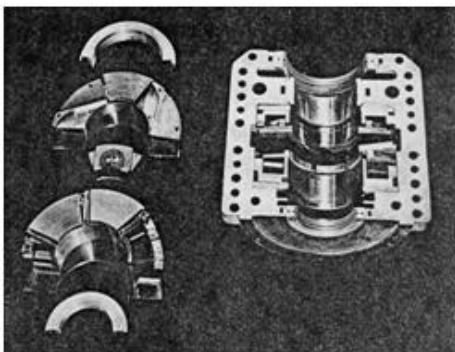
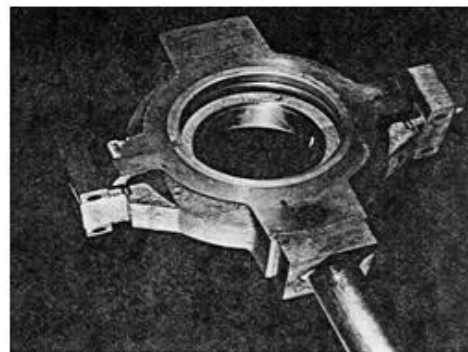
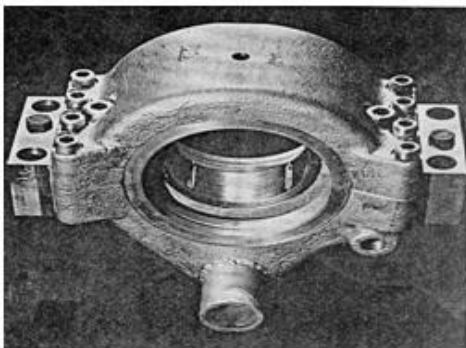
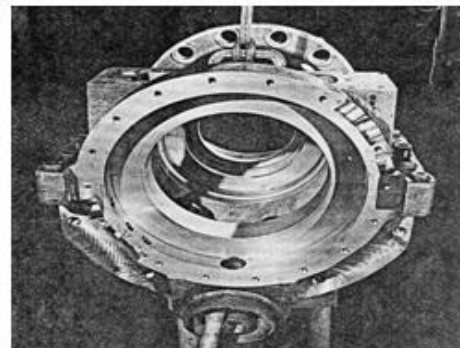
La turbine à gaz est soutenue sur le socle par deux plaques de supports souples, l'une se trouve sous la caisse d'admission et l'autre sous la caisse du cadre d'échappement. Ces supports évitent le déplacement axial, du à la dilatation thermique pendant le fonctionnement. La plaque de support à l'entrée est soudée à la traverse avant de la base de la turbine. La plaque de support de cadre d'échappement est boulonnée au travers arrière. Pour éviter le désalignement des joints il faut 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.

4.5. Paliers

La turbine à gaz comprend quatre paliers principaux qui supportent les rotors du compresseur et de la turbine basse pression. Les paliers sont numérotés 1, 2, 3, et 4. Le palier N°1 se trouve dans le corps d'admission du compresseur le palier N°2 dans le corps de refoulement du compresseur, le palier N°3 dans le diffuseur d'échappement et le N°4 à l'extrémité arrière du diffuseur d'échappement.

Les paliers N°1 et N°2 soutiennent le rotor du compresseur et la turbine haute pression. Les paliers N°3 et N°4 soutiennent le rotor de la turbine basse pression et de la charge.

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

*PALIER N° 1**PALIER N° 2**PALIER N° 3**PALIER N° 4**Fig.32 : Les quatre paliers de la turbine*

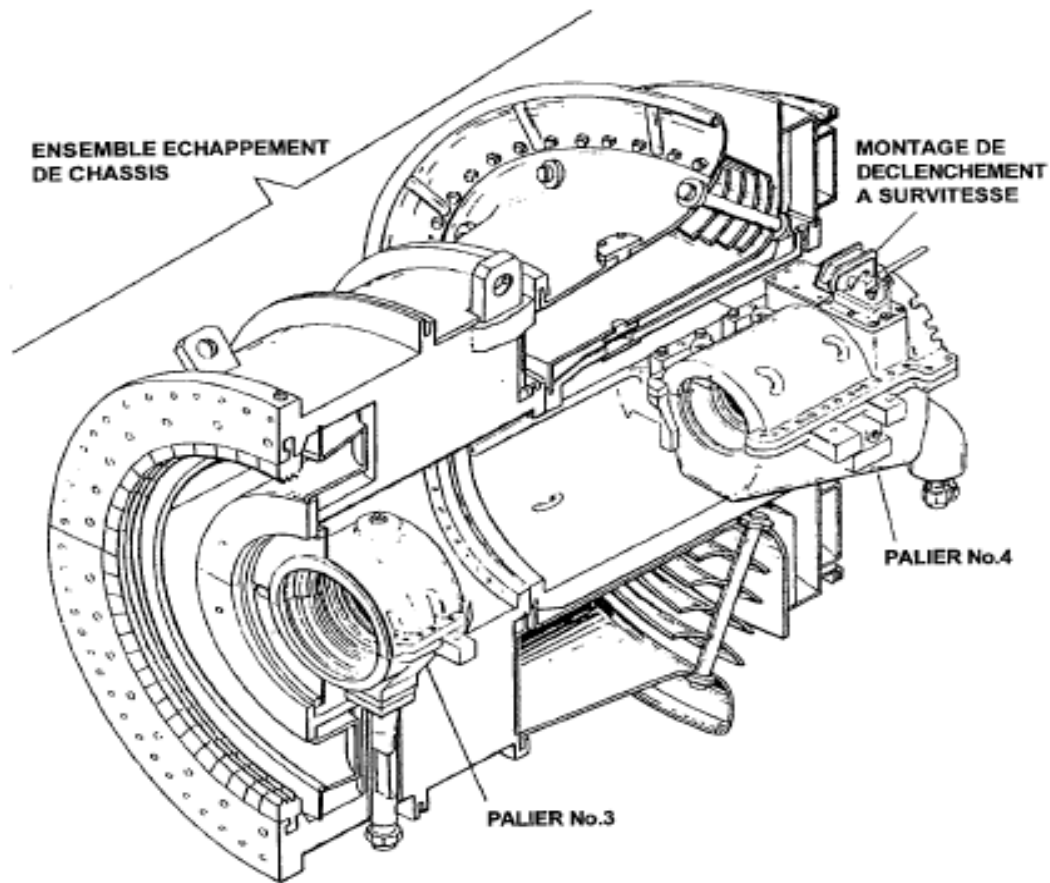


Fig.31 : Disposition châssis d'échappement et palier

5. Systèmes de contrôle et de protection

5.1. 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.

5.1.1. 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.

5.1.2. 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.

5.1.2. 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.

5.2. 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.

5.2.1. Système de protection de survitesse

Le système de protection de survitesse consiste en un système primaire et secondaire. Le système primaire est un système de protection électronique et le système de protection secondaire est mécanique, il 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.

5.2.2. 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.

5.2.3. 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.

5.2.4. 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.

5.2.5. 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.

6. Influence des facteurs extérieurs sur les performances de la turbine à gaz

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

6.1. La température ambiante

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

La fig. (32) montre un exemple de la façon dont la puissance, la consommation spécifique et le débit de gaz d'échappement sont influencés par la température ambiante.

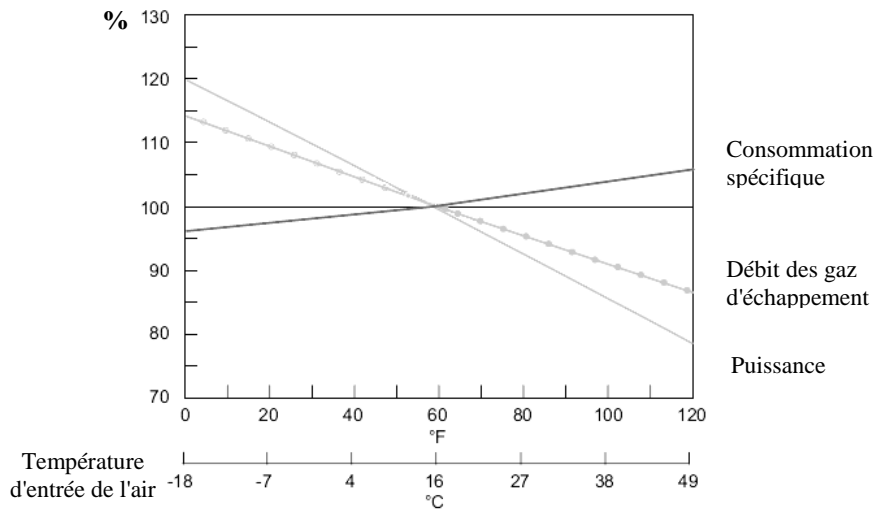


Fig.32 : Influence de la température ambiante sur les performances de la turbine

6.2. La pression atmosphérique

Si La pression atmosphérique diminue par rapport à la pression de référence ISO, le débit massique de l'air diminue (en raison d'une réduction de sa masse volumique) et la puissance utile est proportionnellement réduite parce qu'elle est proportionnelle au débit massique du gaz. Au contraire, les autres paramètres du cycle thermodynamique ne sont pas influencés.

La fig. (33) montre la puissance utile de la turbine à gaz par rapport à l'altitude d'installation.

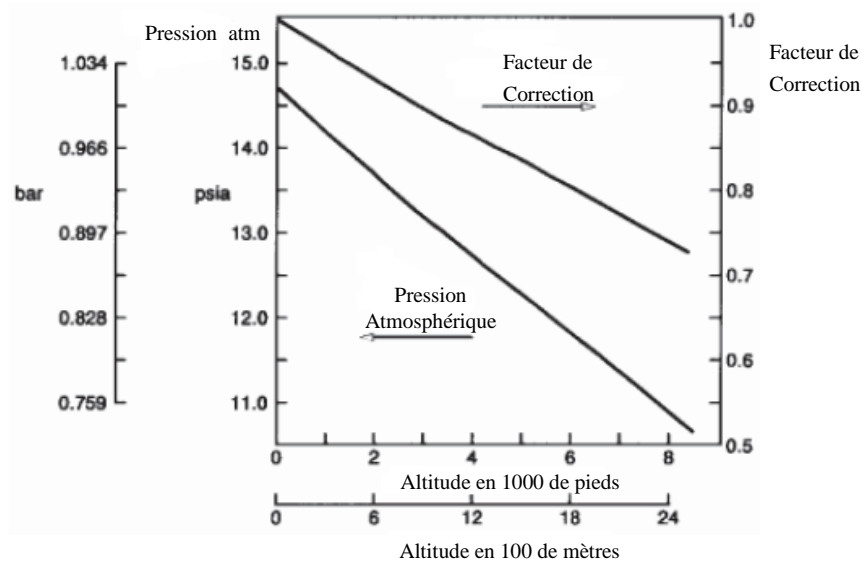


Fig.33: Courbe de correction de pression

6.3. Humidité Relative

En effet, 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 (fig. 34).

Dans le passé, un tel effet était négligé. De nos jours, comme on produit des turbines à gaz toujours plus puissantes et que l'on ajoute de l'humidité sous forme d'eau ou vapeur pour réduire les NO_x, cet effet doit être pris en compte.

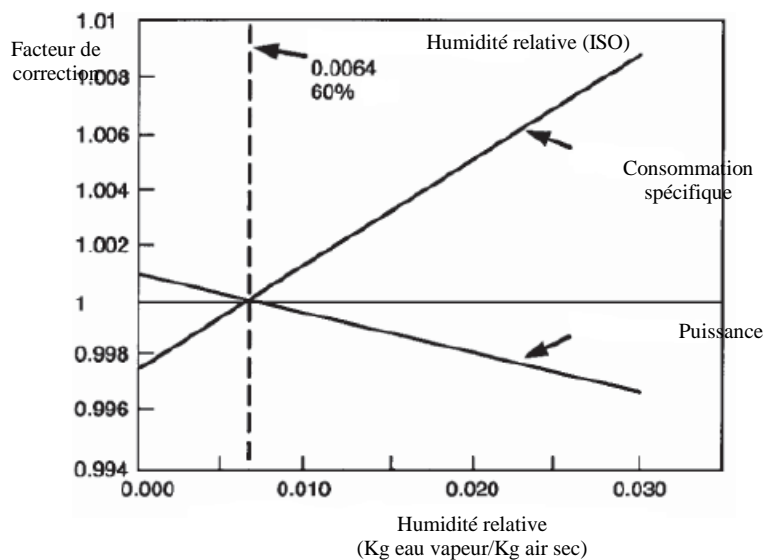


Fig.34 : effet de l'humidité relative

7. Influence des facteurs intérieurs sur les performances de la turbine à gaz

Outre aux trois facteurs "extérieurs" décrits dans le paragraphe précédent, il y a d'autres facteurs qui influencent sérieusement les performances d'une turbine à gaz. Ceux-ci peuvent être définis comme des facteurs "intérieurs", parce qu'ils sont aux systèmes auxiliaires de la turbine à gaz.

7.1. Chutes de pression dans la section d'admission

Les chutes de pression sont provoquées par le système d'admission de la turbine à gaz, composants d'un filtre d'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 sa pression et poids spécifique. Ces chutes causent une réduction de la puissance utile et l'augmentation de la consommation spécifique, comme précédemment mentionné à cause de l'influence exercée par la pression ambiante.

7.2. Chutes de pression dans la section d'échappement

Celles-ci sont provoquées par le système d'échappement de la turbine à gaz, composé d'un ou plusieurs silencieux, un coude, une chaudière de récupération (en cas de cycles combinés ou de cogénération), des aiguillages, des diffuseurs, etc., par lesquels les gaz d'échappement sont expulsés à l'atmosphère.

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

Le tableau 1 donne des valeurs typique montrant que les performances sont influencées par les chutes de pression de l'admission et de l'échappement. Pour les raisons expliquées ci-dessus, ces effets sont proportionnels aux chutes de pression.

Tous les 100 millimètres de H ₂ O à l'aspiration :	Tous les 100 millimètre H ₂ O à l'échappement :
1.42% pertes de puissance	0.42% perte 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.1 : effet des chutes de pression

7.3. Types de combustible

La turbine à gaz a l'avantage de fonctionner avec plusieurs combustibles, mais on préfère utiliser le gaz naturel que les autres combustibles plus lourds, puisque l'énergie

dégagée lors de la combustion est proportionnelle au pouvoir calorifique massique du combustible.

L'utilisation de gaz naturel à la place du gasoil offre un gain d'environ 2% en puissance et une consommation spécifiques moins de 0.7 à 1%, selon le modèle de turbine à gaz. En effet, si le pouvoir calorifique diminue, le débit massique du combustible doit augmenter pour fournir la quantité nécessaire d'énergie.

7.4. Extraction d'air à partir du compresseur axial

Dans quelques applications de la turbine à gaz (processus chimique, balayage des canalisations pendant la mise en service opérationnelle, etc.), il peut être nécessaire d'extraire de l'air comprimé à partir du refoulement du compresseur. En règle générale, et sauf indication contraire, dans le cas des machines dérivées de l'aéronautique, il est possible d'extraire même 5% du débit du compresseur sans faire aucune modification à la conception de la turbine.

Il est possible de réaliser des valeurs d'extraction entre 6 et 20%, selon la machine et la configuration de la chambre de combustion, si des changements sont fait aux carters, à la tuyauterie et au système de contrôle/commande. (La fig. 35) montre comment les pourcentages d'extraction de l'air influencent la puissance débitée et la consommation spécifique prenant également en considération la température ambiante.

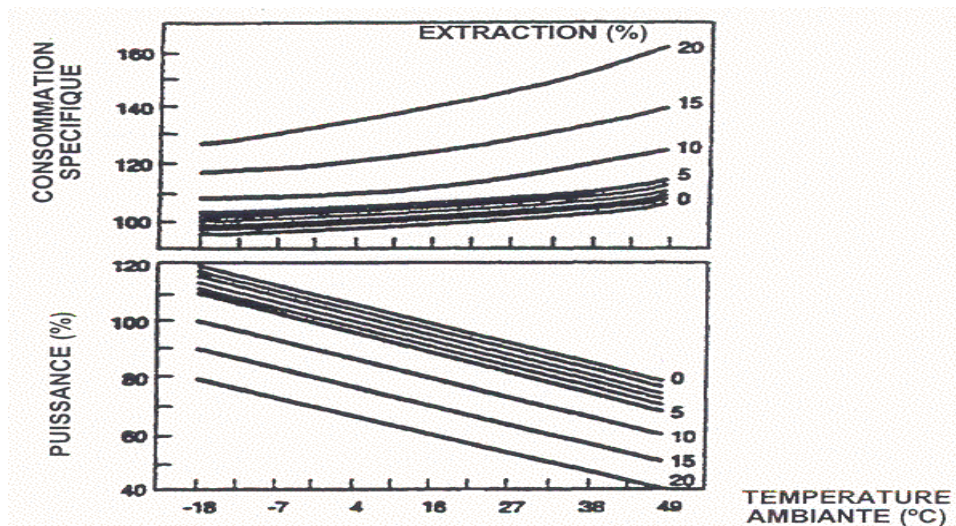


Fig.35 : L'influence des pourcentages d'extraction de l'air sur la Puissance débitée et la consommation spécifique [3]

Chapitre IV

Etude thermodynamique de la turbine MS5002C

1. Etude du cycle thermodynamique de la turbine a gaz

1.1. Quelques Rappels théoriques [8]

Les formules et notions théoriques rappelées ci après sont nécessaires aux calculs des cycles et performances des turbines à gaz.

1.1.1. Enthalpie totale

Par définition :

$$H = h + \frac{V^2}{2} \text{ (Energie potentielle négligée)} \dots \dots \dots (1)$$

1.1.2. Premier Principe de la thermodynamique

Appliqué aux turbines à gaz, il s'écrit entre l'entrée (1) et la sortie (2) du fluide :

$$W_i + Q = \Delta H = H_2 - H_1 \dots \dots \dots (2)$$

En écoulement adiabatique ($Q = 0$), cette relation devient :

$$W_i = \Delta H = H_2 - H_1 \dots \dots \dots (3)$$

Soit :

Pour un compresseur

$$W_c = \Delta H = H_2 - H_1 > 0 \dots \dots \dots (4)$$

Pour une turbine

$$W_t = \Delta H = H_2 - H_1 < 0 \dots \dots \dots (5)$$

Pour une tuyère ($W_i = 0$)

$$H_2 = H_1 \dots \dots \dots (6)$$

Considérons maintenant un écoulement qui n'échange ni chaleur ni travail avec l'extérieur. Un observateur entraîné à la vitesse du fluide relèverait des températures et pressions statiques t et p , seules grandeurs physiques réelles. Au contraire, un observateur fixe, faisant face à l'écoulement, mesureraient des valeurs dites d'arrêt ou totales ou encore génératrices :

Température totale ou température d'arrêt

$$T = t + \frac{V^2}{2C_p} \dots\dots\dots(7)$$

Pression totale

$$P = p \cdot \left(\frac{T}{t}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \dots\dots\dots(8)$$

Pour l'écoulement considéré, la relation (6), compte tenu de la définition de l'enthalpie totale, peut s'écrire :

$$h_2 + \frac{V_2^2}{2} = h_1 + \frac{V_1^2}{2}$$

En utilisant la relation $dh = C_p \cdot dt$, il vient :

$$t_2 + \frac{V_2^2}{2C_p} = t_1 + \frac{V_1^2}{2C_p} \dots\dots\dots(9)$$

D'où

$$T_2 = T_1 = Cte$$

Ainsi, pour tout écoulement d'un gaz parfait qui n'échange ni travail ni chaleur avec l'extérieur on obtient :

- même en présence de pertes, la température totale se conserve ;
- si l'écoulement est sans pertes (donc isentropique), la pression totale se conserve aussi.

Pour les écoulements adiabatiques qui échangent du travail (compresseurs et turbines), par application de (3), on obtient :

La puissance

$$P_i = GW_i = G(H_2 - H_1) \dots\dots\dots(10)$$

Soit, encore (si C_p est constant) :

$$P_i = GC_p(T_2 - T_1) \dots\dots\dots(11)$$

1.1.3. Travaux et rendements de compression

Pour une transformation réversible isotherme, le travail de compression par unité de masse s'exprime par :

$$W_{cith} = rT_1 \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \dots\dots\dots(12)$$

P_1 : pression absolue à l'entrée de la machine.

P_2 : pression absolue à la sortie de la machine.

La quantité de chaleur échangée pour maintenir la transformation isotherme s'en déduit immédiatement :

$$Q_{ith} = -W_{cith}$$

En pratique, cette transformation n'est pas réalisable, on la remplace par une suite de compressions adiabatiques et de refroidissements isobares.

Pour une transformation adiabatique, intéressant ramenée à un débit unitaire,

Le travail réel de compression est :

$$W_c = H_2 - H_1 = Cp(T_2 - T_1) \dots\dots\dots(13)$$

Le travail de compression isentropique est égal à :

$$W_{cis} = H_{2is} - H_1 = Cp(T_{2is} - T_1) \dots\dots\dots(14)$$

On aura pour une transformation réversible la relation suivante :

$$\frac{T_{2is}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \dots\dots\dots(15)$$

Pour une évolution polytropique. Les transformations réversibles, non adiabatiques, aboutissent par définition au même état final (P_2, T_2) que la transformation réelle, elles obéissent à la loi :

$$\frac{P}{T^{\frac{k}{k-1}}} = Cte \dots\dots\dots(16), k > 1 ; k \neq \gamma$$

Analogue à la loi isentropique de la relation (14) mais où k remplace γ .

L'exposant polytropique k est défini par la relation:

$$\frac{k-1}{k} = \frac{\lg(T_2/T_1)}{\lg(P_2/P_1)} \dots\dots\dots(17)$$

Le travail de compression polytropique a pour valeur :

$$W_{cp} = \frac{k}{k-1} rT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \left(\frac{k}{k-1} \right) \left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right) Cp(T_2 - T_1) \dots \dots \dots (18)$$

Les rendements de compression se définissent en comparant les évolutions réversibles aux évolutions réelles. On a donc par définition :

Rendement isentropique

$$\eta_{cis} = \frac{W_{cis}}{W_c} \dots \dots \dots (19)$$

Rendement polytropique

$$\eta_{cp} = \frac{W_{cp}}{W_c} \dots \dots \dots (20)$$

1.1.4. Travaux et rendements de détente

Les formules concernant la détente présentent une grande analogie avec celles relatives à la compression.

Le travail fourni par la turbine au cours d'une détente réversible isotherme est :

$$W_{tith} = rT_3 \ln \frac{P_3}{P_4} \dots \dots \dots (21)$$

Pour les détentes isentropiques :

$$|W_t| = H_3 - H_4 = Cp(T_3 - T_4) \dots \dots \dots (22)$$

$$|W_{tis}| = H_3 - H_{4is} = Cp(T_3 - T_{4is}) \dots \dots \dots (23)$$

$$\frac{T_{4is}}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \dots \dots \dots (24)$$

$$W_{tis} = CpT_3 \left[\left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \dots \dots \dots (25)$$

pour les détentes polytropiques, l'exposant polytropique devient :

$$\frac{k-1}{k} = \frac{\lg(T_4 / T_3)}{\lg(P_4 / P_3)} \dots \dots \dots (26)$$

Le travail de détente polytropique s'exprime par :

$$W_{tp} = \frac{k}{k-1} r T_3 \left[\left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{k}{k-1} \frac{\gamma-1}{\gamma} C_p (T_3 - T_4) \dots \dots \dots (27)$$

Les rendements de détente se définissent en comparant les évolutions réelles aux évolutions réversibles. On a donc, par définition :

$$\eta_{tis} = \frac{W_{tis}}{W_t} \dots \dots \dots (28)$$

$$\eta_{tp} = \frac{W_{tp}}{W_t} \dots \dots \dots (29)$$

2. Cycle théorique sans pertes de charges de l'installation

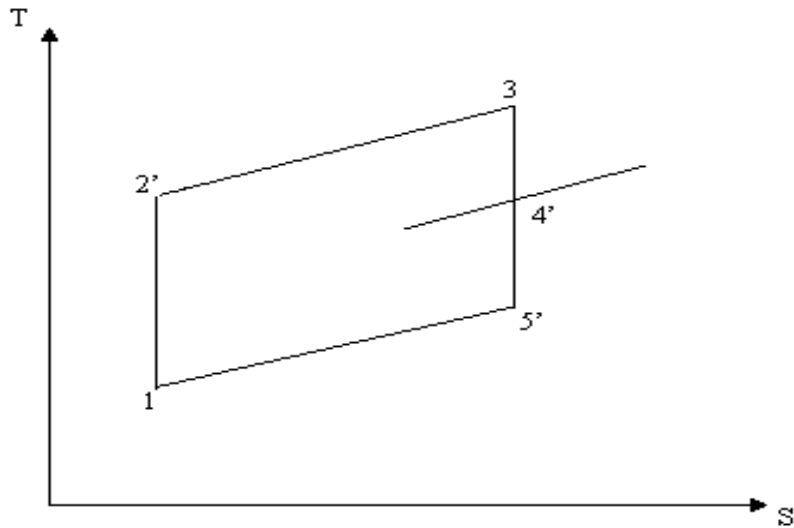


Fig.36 : Diagramme(T, S) du Cycle idéal d'une turbine à gaz bi-arbres [12]

L'air est aspiré de l'atmosphère à l'état (1) il pénètre dans le compresseur axial et sort comprimé à l'état (2) ensuite il est acheminé vers la chambre de combustion où il se mélange avec le combustible qui est le gaz naturel ,le mélange est chauffé par la quantité de chaleur cédée par la combustion ,ensuite sort sous forme des gaz brûlés à l'état (3). Ces deniers sont

canalisés vers la première turbine HP pour subir la première détente et sortir à l'état (4) ensuite ils pénètrent dans la deuxième turbine BP où ils subissent une deuxième détente où ils sortent à l'état (5) évacués directement vers l'atmosphère.

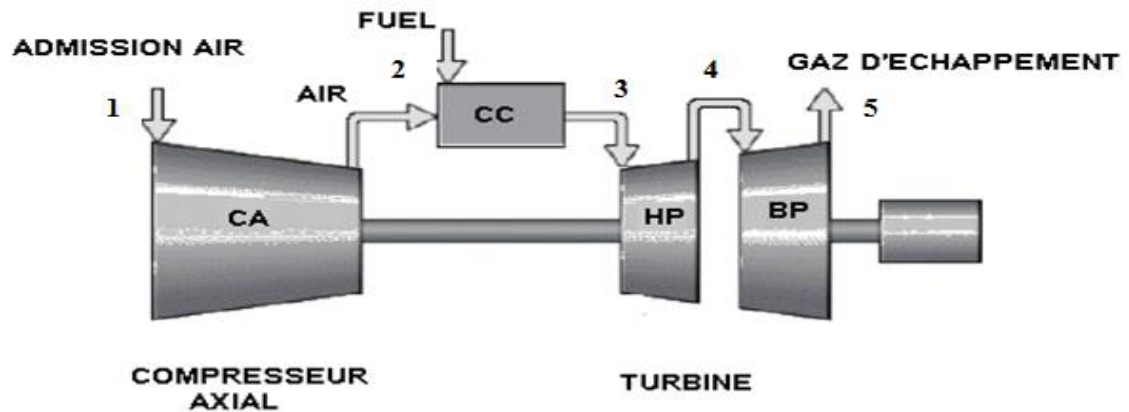


Fig.37 : schéma de différents points de passage d'air dans une turbine bi-arbre[12]

Si on suppose que la machine évolue selon un cycle thermodynamique sans pertes.

Donc Les pressions et les températures absolues en début et fin de compression sont liées par la relation : [8]

$$\frac{T_2'}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

2.1. Le travail de compression à pour expression :

$$W'_c = C_{p_a} (T_2' - T_1) = C_{p_a} T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]$$

2.2. Le travail de détente dans la turbine est :

$$W'_t = W'_t(\text{HP}) + W'_t(\text{BP}) \text{ Sachant que :}$$

$$W'_t(\text{HP}) = C_{p_g} (T_3 - T_4')$$

$$W'_t(\text{BP}) = C_{p_g} (T_4' - T_5')$$

D'où :

$$W'_t = C_{p_g} (T_3 - T_4') + C_{p_g} (T_4' - T_5') = C_{p_g} (T_3 - T_5')$$

D'autre part, soit Q la quantité de chaleur dépensée pour porter la température de 1kg d'air, suivant l'isobare P₂, et de T₂' à T₃ (transformation de 2' - 3).

$$Q_{2'-3} = C_{p_g} (T_3 - T_2')$$

2.3. Le rendement thermique de la machine a donc comme expression :

$$\eta_{th} = \frac{W_u}{Q}$$

La turbine HP remontée sur le même arbre que le compresseur à pour but d'alimenter celui-ci donc :

$$W'_t(HP) = W'_c \Rightarrow W_u = W'_t - W'_c = [W'_t(HP) + W'_t(BP)] - W'_c$$

$$\eta_{th} = \frac{[W'_t(HP) + W'_t(BP)] - W'_c}{Q_{2'-3}}$$

Or, chacune des trois grandeurs W'_c, W'_t et Q_{2'-3} peut être exprimée par une variation d'enthalpie du fluide, rappelons que l'enthalpie est définie par la relation :

$$h = u + pv$$

où p et v sont la pression et le volume massique du fluide et u est son énergie interne, laquelle conformément au premier principe de la thermodynamique est donnée sous sa forme différentielle par

$$du = dw + dq$$

Nous avons ainsi

$$W'_c = H_2' - H_1$$

$$W'_t = W'_t(HP) + W'_t(BP)$$

$$W'_t(HP) = H_3 - H_4'$$

$$W'_t(BP) = H_4' - H_5'$$

$$Q_{2'-3} = H_3 - H_2'$$

L'expression du rendement thermique peut donc s'écrire également :

$$\eta_{th} = \frac{H_3 - H_{5'}}{H_3 - H_2}$$

3. Cycle réel de la turbine à gaz

L'étude du cycle thermodynamique décrit réellement dans une turbine à gaz devrait, en toute rigueur, tenir compte de toutes les imperfections des différentes parties de cette machine.

Dans le diagramme T, S de la fig. (40) suivante, sont représentées à la fois le cycle idéal (1,2', 3,4',5') et cycle réel (1, 2, 3, 4,5)

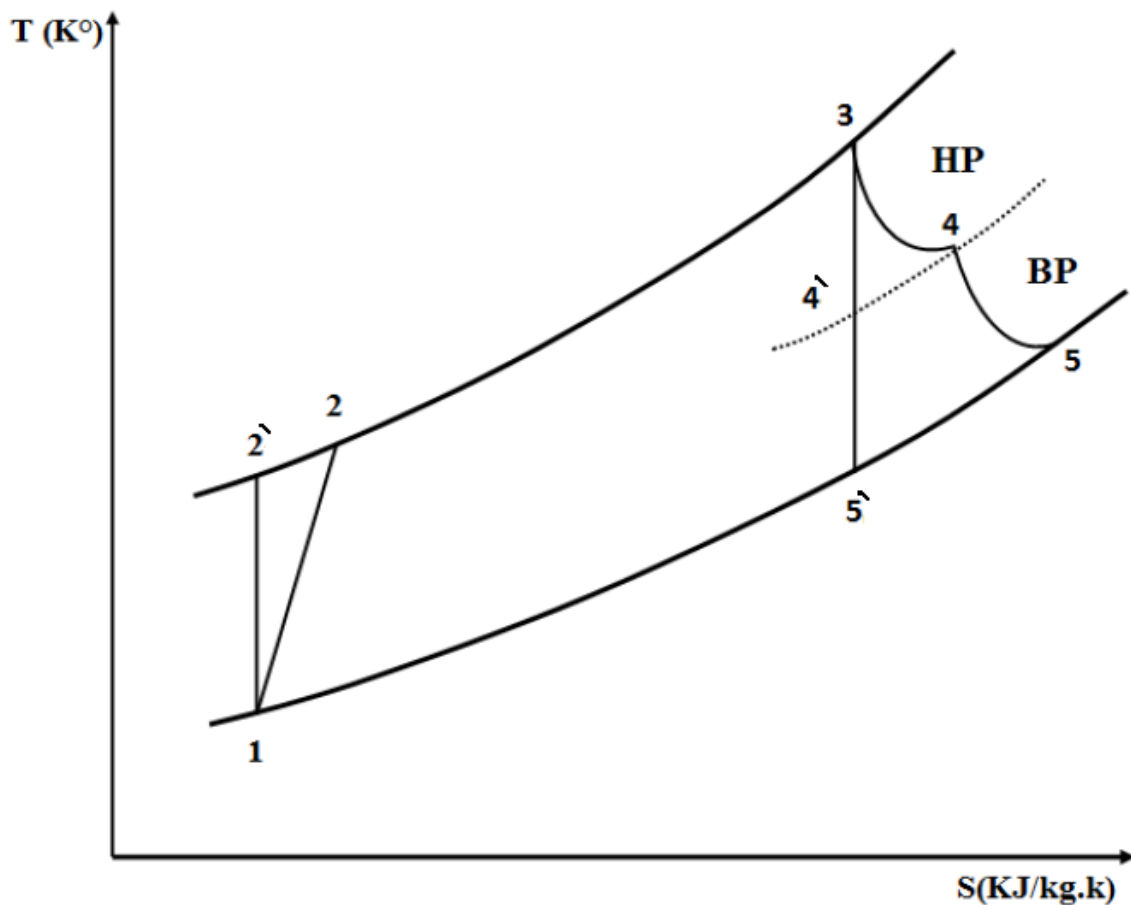


Fig.38 : diagramme(T,S) du cycle réel de la turbine à gaz bi-arbres[12]

les valeurs de T_2, T_4, T_5 sont données par les relations :

$$\eta_c = \frac{(H_2' - H_1)}{(H_2 - H_1)} = \frac{(T_2' - T_1)}{(T_2 - T_1)} \Rightarrow T_2 - T_1 = (T_2' - T_1) / \eta_c \Rightarrow T_2 = (T_2' - T_1) / \eta_c + T_1$$

$$\eta_t(\text{HP}) = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_4'} \Rightarrow T_3 - T_4 = (T_3 - T_4') \cdot \eta_t(\text{HP})$$

$$\eta_t(\text{BP}) = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_5'} \Rightarrow T_4 - T_5 = (T_4 - T_5') \cdot \eta_t(\text{BP})$$

$$W'_c = C_{p_a} (T_2' - T_1)$$

$$\eta_c = W'_c / W_c \Rightarrow W_c = C_{p_a} ((T_2' - T_1) / \eta_c) \quad W_c \text{ est Le travail réel de compression}$$

$$\eta_t(\text{HP}) = W_t(\text{HP}) / W'_t(\text{HP}) \Rightarrow W_t(\text{HP}) = W'_t(\text{HP}) \cdot \eta_t(\text{HP})$$

$$W_t(\text{HP}) = C_{p_g} (T_3 - T_4') \cdot \eta_t(\text{HP}) \quad W_t(\text{HP}) \text{ est le travail reel de la turbine HP}$$

$$\eta_t(\text{BP}) = W_t(\text{BP}) / W'_t(\text{BP}) \Rightarrow W_t(\text{BP}) = W'_t(\text{BP}) \cdot \eta_t(\text{BP})$$

$$W_t(\text{BP}) = C_{p_g} (T_4 - T_5') \cdot \eta_t(\text{BP}) \quad W_t(\text{BP}) \text{ est le travail reel de la turbine BP}$$

Ainsi la quantité de chaleur fournie pour la combustion est :

$$Q_{2-3} = C_{p_a} (T_3 - T_2)$$

Le travail utile devient :

$$W_u = W_t - W_c$$

$$W_u = C_{p_g} (T_3 - T_5) - C_{p_a} (T_2 - T_1)$$

Alors le rendement thermique s'écrit :

$$\eta_{th} = W_u / Q_{2-3}$$

$$\eta_{th} = [C_{p_g} (T_3 - T_5) - C_{p_a} (T_2 - T_1)] / C_{p_a} (T_3 - T_2)$$

4. Application et calcul des paramètres de la turbine à gaz MS5002C

A partir du cycle thermodynamique, dans cette partie nous allons présenter les données réelles qui permettent de définir les conditions dans lesquelles fonctionne la turbine à gaz sur site. Pour cela on procède aux calculs des paramètres fondamentaux dans les quelles fonctionne chaque partie de cette machine :

- Compresseur axial.
- Chambre de combustion.
- Les roues de turbine.

Et la fin on fera une comparaison entre les résultats des calculs des paramètres réels de la turbine sur site et ceux donnés par le constructeur

4.1. Données de constructeur [2]

Pour une température de l'air ambiante : $T_1=15^\circ\text{C} \rightarrow T_1=288.15^\circ\text{K}$. et une pression de l'air ambiant : $P_1=1.013 \text{ bar}$. On a :

Taux de compression du compresseur axial : $\tau = 7,5$

Rendement de compresseur axial : $\eta_{isc}=0.85$

Rendement de la chambre de combustion : $\eta_{cc}=0.95$

Température a la chambre de la combustion $T_3=966^\circ\text{C} \rightarrow T_3=1239.15^\circ\text{K}$;

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

Rendement mécanique de la liaison turbine BP – Charge : $\eta_{me} = 0.98$

Rendement isentropique de la turbine THP : $\eta_{ishp}=0.9$

Vitesse de la turbine THP : $N_{THP}=5100 \text{ tr/min}$

Rendement isentropique de la turbine TBP : $\eta_{ITBP}=0.9$

Vitesse de rotation de la turbine TBP : $N_{TBP}=4670 \text{ tr/min}$

Puissance utile $P_u= 29 \text{ MW}$

Chaleur spécifique de l'air et de gaz : $C_{pair}=1005\text{j/kg.k}$, $C_{pgaz}=1105\text{j/kg.k}$

Débit massique de l'air : $\dot{m} = 445000 \text{ Kg /h} = 123,61\text{Kg/s}$

Rendement thermique global de la machine donné par le constructeur : $\eta_{th}= 28,8 \%$

4.2. Calculs du compresseur axial

Nous avons relevé la température de sortie compresseur, à partir de la salle de contrôle (MARK V) qui est de $t_2= 295^\circ\text{c} = 568,15 \text{ }^\circ\text{k}$ et une pression $p_2 = 6,71 \text{ Kg/cm}^2 = 6,58 \text{ bars}$

Et T5 = 496 °C d'échappement

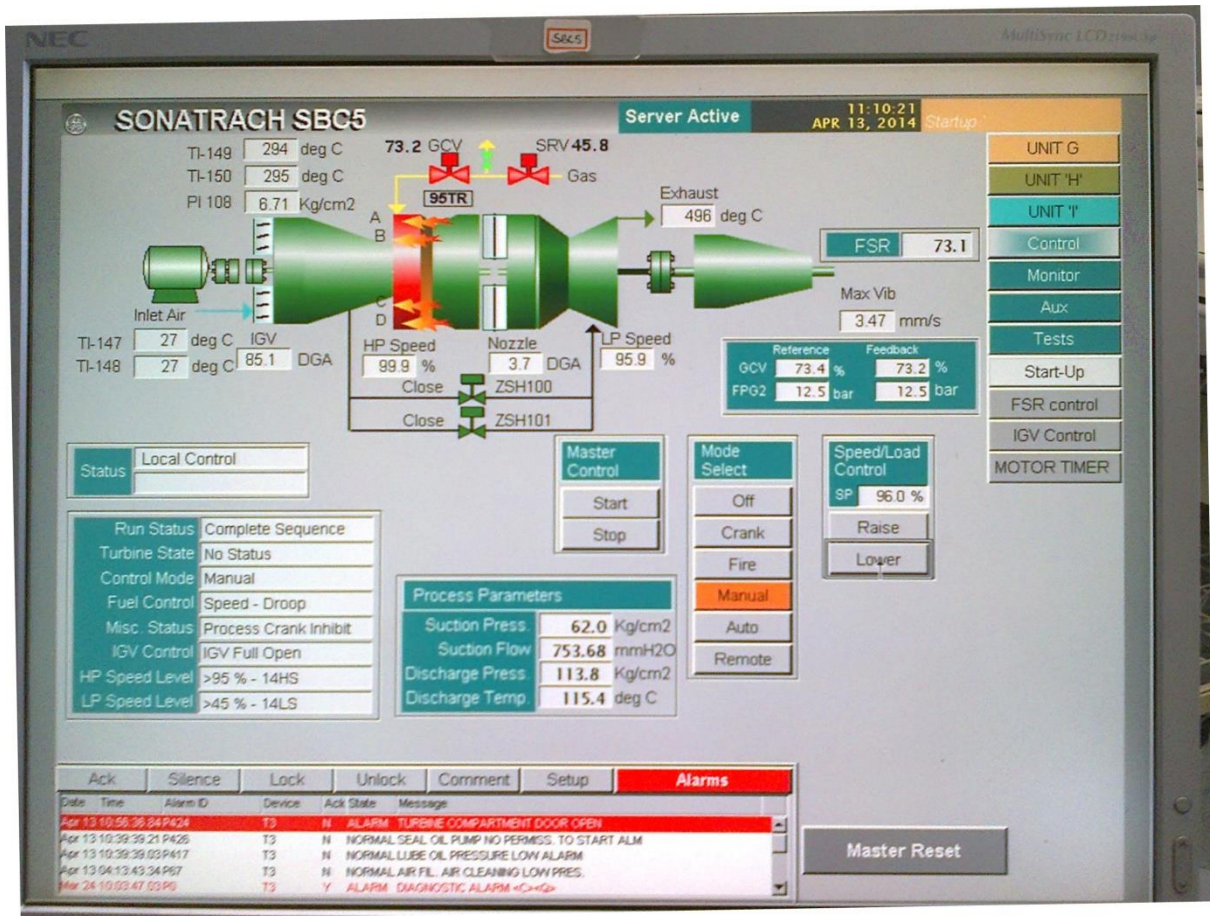


Fig.39: écran de contrôle MARK V photo prise par moi-même sur le site

Pour une température de l'air ambiant à l'entrée du compresseur $t_1 = 27 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow T = 300,15 \text{ }^\circ\text{K}$ on va calculer la pression P1 d'entrée d'air dans le compresseur en tenant compte des pertes de charge à l'aspiration de compresseur qui sont :

Perte de pression a l'aspiration : $\Delta Pa = 101.6 \text{ mm H}_2\text{O} = 9.964 \times 10^{-3} \text{ bar}$.

$$P_1 = P_0 - \Delta Pa$$

P0 est la pression atmosphérique à l'endroit ou la turbine est implantée. Elle est exprimée en fonction de l'altitude (Z) comme suit :

$$P_0 = P_{atm} \left[1 - \frac{0.0065 \cdot Z}{288.5} \right]^{5.31}$$

On a $p_{atm} = 1,013 \text{ bar}$ et à Hassi R'mel l'altitude est $Z = 750 \text{ m}$

Donc $P_0 = 0,9318 \text{ bar}$

Donc la pression réelle d'entrée de l'air dans le compresseur est :

$$P_1 = 0,9318 - 9.964 \times 10^{-3} = 0,9218 \text{ bar}$$

Pour cela on aura un taux de compression $\tau = P_2/P_1 = 6,58 / 0,9218$

$$\tau = 7,138$$

4.2.1. Calcul de la chaleur spécifique d'air à la température de 300.15°K

On utilise cette équation polynomiale suivante [6] :

$$C_{p_{\text{air}}} = 1.03409 + (-0.2848870 \cdot 10^{-3} T) + (0.7816818 \cdot 10^{-6} T^2) + (-0.4970786 \cdot 10^{-9} T^3) + (0.1077024 \cdot 10^{-12} T^4) \quad \text{kJ/kg.K}$$

$$C_{p_{\text{air}}} = 1,006 \text{ kJ/kg}^\circ\text{k}$$

On utilisant la température d'admission T_1 on calcul la température de sortie de compresseur dans le cas d'une évolution isentropique $T_{2 \text{ is}}$.

Si on suppose que l'air se comporte comme un gaz parfait :

$$\text{Avec : } \gamma = 1,4$$

γ : Le coefficient isentropique de l'air.

Le taux de compression pour notre cas est $\tau = 7,138$

$$\frac{T_2'}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \Rightarrow T_2' = T_1 \cdot \tau^{(\gamma-1)/\gamma}$$

$$\Rightarrow T_2' = 300,15 \cdot 7,113^{(1,4-1)/1,4}$$

$$\Rightarrow T_2' = 525 \text{ }^\circ\text{k}$$

$$\Rightarrow T_2' = 251,86 \text{ }^\circ\text{c}$$

$$\eta_c = \frac{(H_2' - H_1)}{(H_2 - H_1)} = \frac{(T_2' - T_1)}{(T_2 - T_1)}$$

$$\eta_c = \frac{(525 - 300,15)}{(568,15 - 300,15)}$$

$$\eta_c = 0,839 = 83,9 \%$$

4.2.2. Le travail théorique est :

$$Wc' = H_2' - H_1$$

$$Wc = C_{p_{air}} \cdot (T_2' - T_1)$$

$$Wc' = C_{p_{air}} \cdot T_1 \cdot (\tau^{(\gamma-1)/\gamma} - 1)$$

$$Wc' = 1,006 \cdot 300,15 \cdot (7,138^{0,28} - 1)$$

$$Wc' = 226,74 \text{ Kj/Kg}$$

4.2.3. Le travail réel est :

$$Wc = C_{p_{air}} \cdot (T_2 - T_1)$$

$$Wc = 1,006 \cdot (568,15 - 300,15)$$

$$Wc = 269,6 \text{ kj/kg}$$

On vérifie le rendement de compresseur η_c :

$$wc' = 226,74$$

$$\eta_c = \frac{wc'}{wc} = \frac{226,74}{269,6}$$

$\eta_c = 0,841 = 84 \%$ Le rendement du compresseur est vérifié .

4.2.4. Calcul du travail polytropique

$$W_p = \left(\frac{R}{n-1} \right) (T_2 - T_1)$$

$$= \left(\frac{R \cdot T_1}{n-1} \right) \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)$$

R : constante des gaz parfait, $R = 0,287 \text{ kj/kg}^\circ\text{K}$ n : exposant polytropique

$$n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}$$

$$\text{ou } \varepsilon = \frac{\log \tau_c}{\log (T_2/T_1)}$$

$$= \frac{\log(7,138)}{\log(568,15/300,15)}$$

$$\varepsilon = 3 \quad \text{et} \quad n = 1,5$$

donc :

$$W_p = \left(\frac{0,287 \cdot 300,15}{1,5 - 1} \right) \left(\frac{668,15}{300,15} - 1 \right)$$

$$W_p = 153,83 \text{ kJ/kg}$$

4.2.5. Calcul de la puissance du compresseur

On doit trouver tout d'abord le débit massique d'air entrant à $T=27^\circ\text{C}$:

On sait que la température ambiante influe sur la masse volumique de l'air suivant la relation [7]

$$\rho_{\text{air}}(T^\circ) = \rho_{\text{air}}(0^\circ\text{C}) \cdot \rho_{\text{air}}(273/373+T^\circ)$$

$$\text{Pour } T = 0^\circ\text{C} \rightarrow \rho_{\text{air}}(0^\circ\text{C}) = 1,293 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Pour } T = 15^\circ\text{C} \rightarrow \rho_{\text{air}}(15^\circ\text{C}) = 1,2256 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Pour } T_1 = 27^\circ\text{C} \rightarrow \rho_{\text{air}}(27^\circ\text{C}) = 1,1766 \text{ kg/m}^3$$

On a le débit massique de l'air donné par le constructeur à $T=15^\circ\text{C} = \dot{m} = 445000 \text{ Kg/h}$

$\dot{m} = 123,61 \text{ Kg/s}$ on se sert de celui-ci pour calculer le débit volumique de l'air qui reste inchangé quelque soit la température ambiante

$$\text{On a : } \dot{m}_{\text{massique}} = \dot{m}_{\text{volumique}} \cdot \rho_{\text{air}}(T^\circ=15^\circ\text{C})$$

$$\text{Donc : } \dot{m}_{\text{volumique}} = \frac{\dot{m}_{\text{massique}}}{\rho_{\text{air}}(T^\circ=15^\circ\text{C})} = \frac{123,61}{1,2256} = 100,85 \text{ m}^3/\text{s}$$

On peut maintenant calculer facilement le débit massique d'air réel entrant dans le compresseur quand la température extérieure est $T_1 = 27^\circ\text{C}$:

$$G_{\text{air}} = \dot{m}_{\text{massique}} = \dot{m}_{\text{volumique}} \cdot \rho_{\text{air}}(T^\circ=27^\circ\text{C})$$

$$G_{\text{air}} = 100,85 \cdot 1,1766 = 118,66 \text{ Kg/s}$$

donc la puissance du compresseur est :

$$P_c = w_p \cdot G_{\text{air}}$$

$$P_c = 153,83 \cdot 118,66 = 18253,48 \text{ kJ/s}$$

4.3. Calculs de la chambre de combustion

Le tableau suivant donne la composition du combustible qui représente les résultats moyens d'analyse chromatographique du gaz de la station Boosting relevés en 2009 :

Composition du Combustible	Vi% Molaire	O ₂ pour la combustion n kmole	Mi Kg/kmole	Mi.Vi	Composition des fumées			
					CO ₂	H ₂ O	O ₂	N ₂
CH ₄	71,63	143,26	16,043	11,49	71,63	143,26	-	-
C ₂ H ₆	22,56	78,96	30,070	6,78	45,12	67,68	-	-
C ₃ H ₈	2,18	10,9	44,097	0,96	6,54	8,72	-	-
i-C ₄ H ₁₀	0,17	1,105	58,124	0,10	0,68	0,85	-	-
n-C ₄ H ₁₀	0,37	2,405	58,124	0,21	1,48	1,85	-	-
i-C ₅ H ₁₂	0,32	2,56	72,151	0,23	1,6	1,92	-	-
n-C ₅ H ₁₂	0,34	2,72	72,151	0,24	1,7	2,04	-	-
C ₆ H ₁₄	0,16	1,52	86,178	0,14	0,96	1,12	-	-
C ₇ H ₁₆	0,05	0,55	100,205	0,05	0,35	0,4	-	-
C ₈ H ₁₈	0,01	0,125	114,232	0,01	0,08	0,09	-	-
CO ₂	0,35	-	44,010	0,15	0,35	-	-	-
N ₂	1,86	-	28,013	0,52	-	-	-	-
Total	100	244,105		20,88	130,49	227,93	-	1101,95
Excès d'air 25%		61,026					61,026	275,49
Total	100	305,131		20,88	130,49	227,93	61,026	1377,44

Tableau 2 : la composition du combustible et de fumées après les analyses chromatographiques du gaz relevés de la station Boosting 2009

4.3.1. Composition de combustible

La masse moléculaire moyenne de combustible :

$$M_{mc} = \sum Mi.Vi = 20,88 \text{ Kg / Kmole}$$

4.3.2. Composition de fumées

Composition de la fume	Mi	Qte	Vi %	Mi. Vi
CO ₂	44,010	130,49	7,26	3,19
H ₂ O	18,015	227,93	12,68	2,28
O ₂	31,999	61,026	3,40	1,09
N ₂	28,013	1377,44	76,66	21,47
TOTAL	-	1796,89	100	28,03

Tableau 3: relevé de la composition de la fumée pour 100 Kmoles de gaz de combustible

La masse moléculaire moyenne des fumées est :

$$M_{mf} = \sum Mi.Yi = 28,03 \text{ Kg/Kmole}$$

4.3.4. Calcul du pouvoir calorifique

Le pouvoir calorifique inférieur (PCI) d'un combustible est définie comme étant ,la valeur négative de la chaleur de réaction dégagée par ce combustible lors d'une réaction complète tel que les réactifs entrent dans la chambre de combustion à l'état standard (25°C et 1 atm) et les produit en sortent au même état, donc c'est la chaleur maximale que peut dégager le combustible. [10]

$$PCI = \sum PCI_c \cdot V_i \quad \text{Où}$$

PCI_c : pouvoir calorifique des composants du combustible en Kcal/m³

V_i : Fraction volumique.

4.3.5. Le pouvoir calorifique inférieure du combustible

Composant	V _i %	P _{ci} (Kcal/m ³)	P _{ci} · V _i (Kcal/m ³)
CH ₄	71,63	8090,34	5795,11
C ₂ H ₆	22,56	14397,26	3248,02
C ₃ H ₈	2,18	20611,63	449,33
i – C ₄ H ₁₀	0,17	26707,64	45,40
n – C ₄ H ₁₀	0,37	26790,4	99,12
i – C ₅ H ₁₂	0,32	32912,2	105,32
n – C ₅ H ₁₂	0,34	32994,1	112,18
C ₆ H ₁₄	0,16	39189,78	62,70
C ₇ H ₁₆	0,05	45388,13	22,69
C ₈ H ₁₈	0,01	51586,8	5,16
CO ₂	0,35	-	-
N ₂	1,86	-	-
TOTAL	100		9945,03

Tableau 4: Le pouvoir calorifique inférieure de chaque composant du combustible

$$PCI = 9945,03 \text{ Kcal/m}^3$$

On prend comme indices :

c : le combustible.

a : l'air.

Du tableau n : on a :

Pour la combustion de 100 kmole de combustible il nous faut 244,105 kmole de O₂ donc la masse stœchiométrique de O₂ nécessaire a la combustion est :

$$M_{O_2/c} = 244,105/100 = 2,44105 \text{ kmole O}_2/\text{kmole C}$$

L'oxygène représente 21% molaire de l'air donc la masse stœchiométrique de l'air est :

$$M_{a \min} = \frac{M_{O_2 c}}{0,21}$$

$$M_{a \min} = \frac{2,44105}{0,21}$$

$$M_{a \min} = 11,6240 \text{ kmole a/kmole c}$$

Donc : 1kmole de gaz combustible nécessite 11,6240kmole d'air

4.3.6. La masse molaire d'air est :

$$M_a = 0,79.M_{N_2} + 0,21M_{O_2}$$

$$M_a = 0,79.28,013 + 0,21.31,999$$

$$M_a = 28,85 \text{ kg}_a / \text{kmole}_a$$

4.3.7. La masse d'air nécessaire pour brûler 1kg de combustible

On a :

$$M_{a \min} = 11,624 \cdot 28,85$$

$$M_{a \min} = 335,352 \text{ kg}_a / \text{kmole}_c$$

Donc: la masse d'air nécessaire pour brûler 1 kg de combustible est :

$$\xi = \frac{M_{a \min}}{M_c}$$

$$\xi = \frac{335,352}{20,88}$$

$$\xi = 16,06 \text{ kg air/ kg c}$$

1kg du gaz combustible nécessite 16,06 kg d'air

4.3.8. Le volume massique de gaz combustible aux conditions normales

$$V_m = \frac{22,4}{20,88}$$

$$V_m = 1,0728 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Le volume spécifique du gaz combustible aux conditions normales est égal à $1,0728 \text{ m}^3 / \text{kg}$

$$\begin{aligned} \text{Donc: PCI} &= 9945,03 \cdot 1,0728 \\ &= 10669,028 \text{ kcal/kg} \\ \text{PCI} &= 44596,54 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

4.3.9. La quantité de chaleur libérée par la combustion du gaz naturel

L'air se mélange avec le combustible dans les chambres de combustion pour donner lieu à une réaction chimique de combustion. La quantité de chaleur fournie au fluide est donnée par l'équation du bilan suivante : [7]

$$Q_{cc} = (G_{\text{air}} + G_c) \cdot H_3 - G_{\text{air}} \cdot H_2 = (G_{\text{air}} + G_c) \cdot C_{pg} \cdot T_3 - G_{\text{air}} \cdot C_{pa} \cdot T_2$$

4.3.9.1. Calcul du débit de combustible

On a un coefficient d'excès d'air ($\lambda = 4$) c'est à dire 25 % $\left(\frac{1}{\lambda}\right)$ du débit total G_{air} entrant dans la chambre de combustion. [3]

Et pour un débit Total : $G_{\text{air}} = 118,66 \text{ kg/s}$ on aura seulement un debit partiel:

$G_{p_{\text{air}}} = \frac{118,66}{4} = 29,66 \text{ kg}_{\text{air}}/\text{s}$ qui entre dans la chambre de combustion et pour cela le debit de combustible qui doit etre injecté est:

$$G_{pc} = \frac{G_{\text{air}}}{(\lambda \cdot \xi)} = \frac{29,66}{16,06}$$

$$G_{pc} = 1,847 \text{ kg/s}$$

$$T_1 = 27 \text{ }^\circ\text{C} = 300,15 \text{ K}, T_2 = 568,15 \text{ K} \text{ et } T_3 = 966 \text{ }^\circ\text{C} = 1239,15 \text{ K}$$

4.3.9.2. Calcul de la chaleur spécifique des gaz à T3

On utilise la formule suivante [7] :

$$C_{pg} = 0,9718 + 0,0414/\lambda + [(0,0536/\lambda + 0,0927) \cdot T_3/1000]$$

Avec $\lambda = 4$

$$C_{pg} = 0,98215 + 0,106 \cdot \frac{1239,15}{1000}$$

$$C_{pg} = 1,113 \text{ kJ/kg.K}$$

4.3.9.3. Calcul de la chaleur spécifique d'air à T2

T2 = 568,15 K en utilisant l'équation polynomiale suivante [6] :

$$C_{p_{air}}(T) = 1.03409 + (-0.2848870 \cdot 10^{-3} T) + (0.7816818 \cdot 10^{-6} T^2) + (-0.4970786 \cdot 10^{-9} T^3) + (0.1077024 \cdot 10^{-12} T^4) \quad \text{kJ/kg.K}$$

$$C_{p_{air}}(T=568,15 \text{ K}) = 1,044 \text{ kJ/kg.K}$$

$$Q_{cc} = [(1,847+29,66) \cdot 1,113 \cdot 1239,15] - (29,66 \cdot 1,044 \cdot 568,15)$$

$$Q_{cc} = 25860,85 \text{ KJ/s}$$

4.3.10. La consommation du gaz combustible

La consommation du gaz est:

$$Q_{2-3} = G_c \cdot PCI$$

$$Q_{2-3} = 1,847 \cdot 44596,54$$

$$Q_{2-3} = 82369,8 \text{ kJ/s}$$

4.4. Calculs de la turbine

4.4.1. La turbine à haute pression HP

C'est la roue HP qui entraîne le compresseur axial (Ca) donc :

4.4.1.1. le travail de la turbine HP

$$W_{HP} = W_c / \eta_m$$

$$= 269,6 / 0,98$$

$$= 275,10 \text{ kJ/kg}$$

η_m : rendement mécanique de la liaison Turbine (HP)-compresseur axial = 0,98

4.4.1.2 calculs des températures T₄ et T₄'

$$W_{HP} = C_{p_g} \cdot (T_3 - T_4)$$

C_{p_g} : chaleur spécifique du gaz à T

$$T_4 = T_3 - \frac{W_{HP}}{C_{p_g}}$$

$$T_4 = 1239,15 - \frac{275,1}{1,113} \Rightarrow T_4 = 991,9 \text{ °k}$$

$\eta_T = 0,9$: c'est le rendement de la turbine HP.

$$\eta_T = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4'}} \Rightarrow T_{4'} = T_3 - \frac{T_3 - T_4}{\eta_T}$$

$$T_{4'} = 1239,15 - \frac{(1239,15 - 991,9)}{0,9}$$

$$T_{4'} = 964,42 \text{ °k} \quad \text{On a aussi :}$$

$$\frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{T_{4'}}{T_3} \right)^{\frac{\bar{\gamma}}{\bar{\gamma}-1}}$$

γ : Coefficient isentropique du gaz

$$\text{Avec : } \gamma = 1,33$$

Donc :

$$P_4 = P_3 \cdot \left(\frac{T_{4'}}{T_3} \right)^{\frac{\bar{\gamma}}{\bar{\gamma}-1}}$$

La combustion 2 à 3 est isobare donc :

$$P_3 = P_2$$

$$P_4 = 6,58 \cdot (964,42 / 1239,15)^{1,33/0,33}$$

$$P_4 = 2,39 \text{ bar}$$

4.4.2. La turbine à basse pression BP

C'est la roue BP qui entraîne la charge.

$$P_5 = P_{\text{atm}} = 1,013 \text{ bar}$$

$$t_5 = 496 \text{ °c} \Rightarrow T_5 = 769,15 \text{ °k}$$

T_5 : température des gaz d'échappements

$$\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{\bar{\gamma}-1}{\bar{\gamma}}} \Rightarrow T_5 = T_4 \cdot \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{\bar{\gamma}-1}{\bar{\gamma}}}$$

$$T_{5'} = 991,9 \cdot \left(\frac{1,013}{2,39} \right)^{0,33/1,33}$$

$$T_{5'} = 801,62^\circ\text{k}$$

4.4.2.1. Le travail de la turbine BP

$$\begin{aligned} W_{BP} &= c_{pg} \cdot (T_4 - T_5) \\ &= 1,113 \cdot (991,9 - 769,15) \end{aligned}$$

$$W_{BP} = 247,9 \text{ kJ/kg}$$

4.4.3. Le travail réel utile fourni à la charge

La turbine BP entraîne la charge et le rendement de transmission turbine BP-charge est :

$\eta_m = 0,98$ Donc le travail utile réel fourni à la charge est :

$$\begin{aligned} W_u &= W_{BP} \cdot \eta_m \\ &= 247,9 \cdot 0,98 \end{aligned}$$

$$W_u = 242,49 \text{ kJ/kg}$$

4.4.4. La puissance utile

$$\begin{aligned} P_u &= W_u \cdot G_g \\ &= W_u \cdot (G_c + G_a) \\ &= 242,49 \cdot (1,847 + 118,66) \end{aligned}$$

$$P_u = 29221,7 \text{ kJ/s}$$

$$P_u = 29,2 \text{ MW}$$

Chapitre V

La maintenance de la turbine à gaz MS5002C

1. Définition de La maintenance

Le rôle principal d'un service maintenance est de maintenir les capacités opérationnelles des moyens de production, ainsi que leur valeur patrimoniale. Les capacités opérationnelles sont nécessaires pour servir une commande lorsque le client l'exige, et non quand l'entreprise pourra la servir. La valeur patrimoniale peut s'envisager comme l'allongement de la durée de vie utile des machines et équipements, ce qui repousse ou annule la nécessité d'un nouvel investissement, où en facilite la revente.

Formulé ainsi, il apparaît évident que ce rôle ne peut s'envisager que de manière dynamique et proactive ;

- Si l'on attend une panne pour réagir, la capacité opérationnelle n'est plus maintenue,
- Si l'on attend une dégradation pour réagir, la valeur patrimoniale est déjà amoindrie.

2. Les phénomènes précurseurs de pannes

La connaissance intime des machines et équipements permet à la longue de pouvoir prédire les pannes en observant, écoutant, sentant un certain nombre de signes, généralement précurseurs de panne. Il s'agit de :

- Usure, visible notamment par des limailles, débris, des poussières, du jeu...
- Oxydation d'organes, de pièces ou des traces d'oxydation
- Connexions électriques, mécaniques ou hydrauliques relâchées, défailtantes
- Vibrations anormales, inhabituelles
- Fuites de fluides, d'air comprimé...
- Echauffements, odeurs ou couleurs particulières et inhabituelles
- Résultats dégradés; dérivés des spécifications des pièces, besoins de réglages fréquents
- Etc.....

Ces signes, le plus souvent discrets, ne sont perceptibles qu'à ceux qui sont proches des machines et observent avec suffisamment d'habitude et de "compétence" ; les opérateurs qui les utilisent au quotidien ou des agents de maintenance très présents sur le terrain.

3. formes de maintenances

3.1- Maintenance préventive

Maintenance ayant pour objet de réduire la probabilité de défaillance ou de dégradation d'un bien ou d'un rendu, les activités correspondantes sont déclenchées selon:

- Un échéancier établi à partir d'un nombre prédéterminé d'unités d'usage.
- Et / ou des critères prédéterminés significatifs de l'état de dégradation du bien ou du service.

Cette politique de maintenance s'adresse aux machines provoquant une perte de production ou des coûts d'arrêts imprévisibles classés comme importants pour l'entreprise. Telle est le cas des turbomachines transportant des hydrocarbures. Il convient donc d'organiser un système de maintenance visant à minimiser ces arrêts souvent trop onéreux. Ainsi on aura à pratiquer trois formes de maintenance dite préventive:

3.1.1- maintenance Systématique

Maintenance préventive effectuée selon un échéancier établi à partir d'un nombre prédéterminé d'unités d'usage.

La mise en pratique de cette maintenance nécessite de décomposer les machines en éléments maintenables. Ces éléments doivent être visités ou changés périodiquement.

La périodicité de ces visites s'établit par l'étude des lois de durée de vie. On harmonisera ces périodicités de façon à les rendre multiples les unes des autres. Des gammes d'entretien seront élaborées de façon à préciser le travail à exécuter par l'équipe de maintenance, un rapport sera rédigé mettant en relief les résultats des diverses mesures et les observations.

L'intérêt de cette méthode est de diminuer les risques de défaillance. Ceux – ci restent néanmoins possibles entre deux visites.

3.1.2- Maintenance conditionnelle

Maintenance préventive subordonnée au franchissement d'un seuil prédéterminé significatif de l'état de dégradation du bien.

Note: le franchissement du seuil peut être mis en évidence par l'information donnée par un capteur ou par tout autre moyen.

3.1.3- Maintenance prévisionnelle

Maintenance préventive subordonnée à l'analyse de l'évolution surveillée des paramètres significatifs de la dégradation du bien, permettant de retarder et de planifier les interventions.

Note: cette maintenance est, parfois, appelée improprement "**maintenance prédictive**".

3.2- Maintenance corrective

Ensemble des activités réalisées après la défaillance d'un bien, ou la dégradation de sa fonction, pour lui permettre d'accomplir une fonction requise, au moins provisoirement.

Note: la maintenance corrective comprend en particulier:

- La localisation de la défaillance et son diagnostic.
- La remise en état avec ou sans modification.
- Le contrôle du bon fonctionnement.

3.2.1- Maintenance palliative

Activités de maintenance corrective destinées à permettre à un bien d'accomplir provisoirement tout ou une partie d'une fonction requise.

Note: Appelée couramment "dépannage", la maintenance palliative est principalement constituée d'actions à caractère provisoire qui devront être suivies d'actions curatives.

3.2.2- Maintenance curative

Activités de maintenance corrective ayant pour objet de rétablir un bien dans un état spécifié ou de lui permettre d'accomplir une fonction requise. Ces activités peuvent être:

- Des réparations.
- Des modifications ou améliorations ayant pour objet de supprimer la ou les défaillance (s).

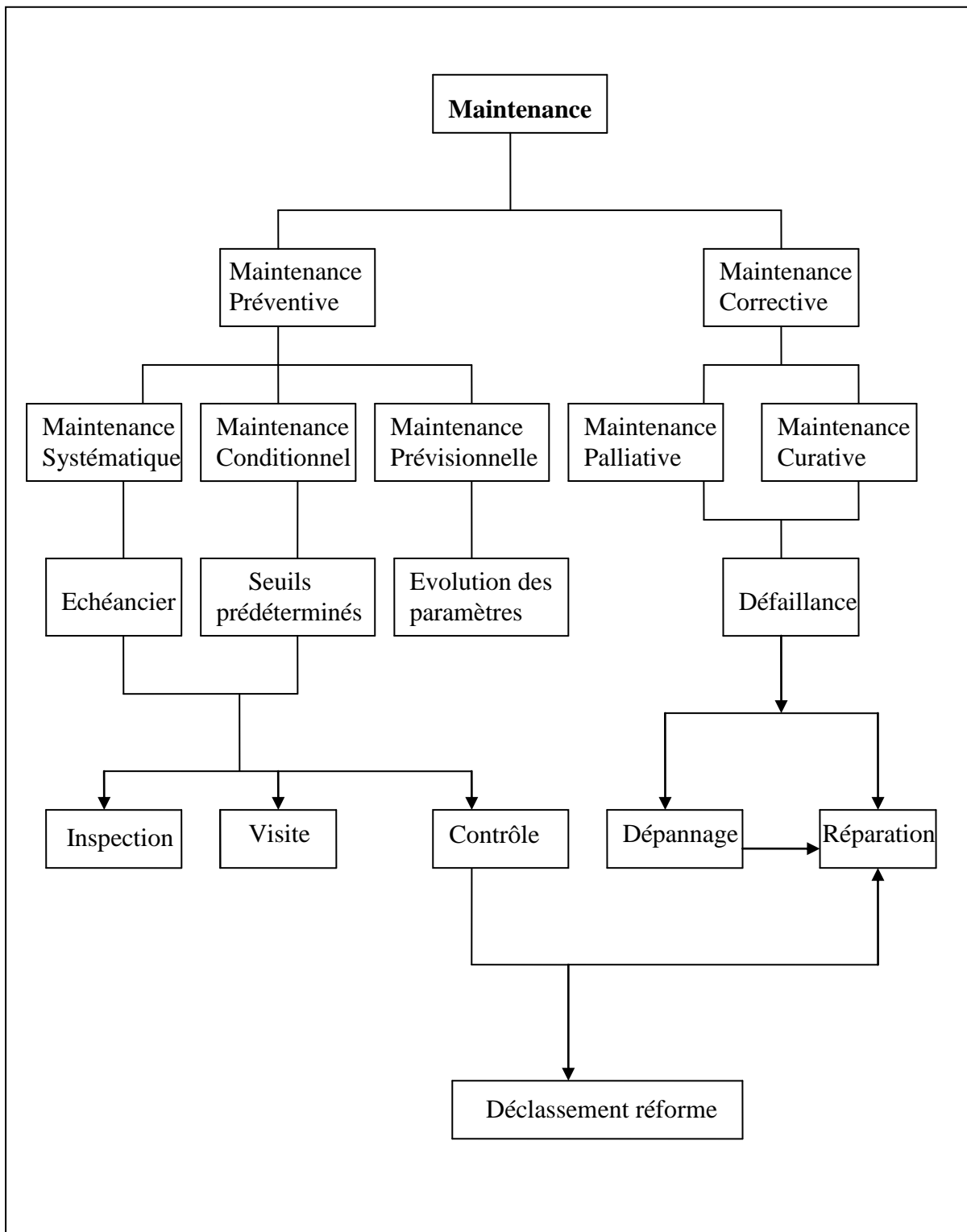


Fig.40 : Types de maintenance D'après la norme AFNOR: X60-010/

4. Objectifs de la maintenance

Les objectifs de la maintenance peuvent être classés en deux types :

➤ **Objectifs financiers :**

Optimisation du coût de la maintenance.

Entretien des installations avec le minimum d'économie et les remplacer à des périodes prédéterminées.

➤ **Objectifs opérationnels :**

Maintenir l'équipement dans les meilleures conditions possibles.

Assurer la disponibilité maximale de l'équipement.

Augmenter la durée de vie des équipements.

Assurer un fonctionnement sûr et efficace à tout moment.

Augmenter le rendement des équipements.

5. Les fonctions d'un service maintenance

5.1- 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.
- Respecter le budget attribué.

Elle détermine les moyens nécessaires (matériels et humains) et les fréquences d'intervention.

5.2- La fonction d'ordonnement

Cette fonction rassemble les moyens et matériels pour rendre exécutable les travaux à réaliser, elle établit la programmation des travaux, suit à leur avancement et veille au respect des délais; elle définit les besoins en main d'œuvre, contrôle et regroupe les informations relatives aux travaux.

5.3- 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, la préparation de la main d'œuvre et les pièces de rechange.

5.4- La fonction de lancement

Assurer la distribution du travail selon un planning établi en fonction de la charge et assurer 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.

5.5- 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.

5.6- La fonction de gestion des coûts

Le service de la maintenance pourra, par la diminution des coûts, augmenter la rentabilité de l'entreprise. Pour la maîtriser il sera nécessaire de connaître les coûts de la maintenance.

6. La maintenance appliquée sur la turbine à gaz MS5002C

6.1- Généralités

L'exploitation d'une turbine à gaz de même que n'importe quelle machine tournante de puissance, doit comprendre un programme planifié d'inspections périodiques et le cas échéant et le remplacement des pièces défectueuses, afin d'assurer une utilisation et une fiabilité maximales de la machine.

Avant et après chaque inspection, toutes les données, y compris les vérifications de vibration et démarrage, doivent être compilées et enregistrées pour référence dans l'avenir. Un livre de suivi technique, contenant tous les travaux d'entretien et d'inspection effectués, est très précieux lors de l'établissement d'un bon programme d'entretien pour les groupes de turbine à gaz. Ce programme d'entretien commence, en principe, par des travaux mineurs, et

prend de l'importance au fur et à mesure qu'il se déroule, jusqu'à la révision générale, puis le cycle se répète. Les inspections peuvent être optimisées pour minimiser les temps d'arrêt du groupe ainsi que les coûts d'entretien pour un mode particulier d'utilisation.

6.2- Facteurs d'exploitation influençant l'entretien

Les facteurs ayant le plus d'influence sur la durée de vie des pièces sont les suivants :

- Type de combustible ;
- Fréquence des démarrages ;
- Pourcentage de charge ;
- Milieu (environnement) ;
- Entretien ;

6.2.1-Type de combustible

Les effets du type de combustible sur la durée de vie des pièces des turbines sont associés à la quantité d'énergie rayonnée pendant la combustion et à la qualité de l'atomisation des combustibles liquides. Avec le gaz naturel, l'atomisation est inutile et le niveau d'énergie rayonnée est bas. Par conséquent, il permet d'obtenir une durée de vie des pièces plus longue qu'avec les combustibles liquides. Le gaz naturel est traditionnellement utilisé comme combustible dans les turbines pour application industrielles.

6.2.2- Fréquence des démarrages

A chaque démarrage de la turbine, les pièces du parcours de gaz chaud sont soumises à un cycle thermique considérable. Des systèmes de contrôle ont été donc élaborés pour limiter cet effet. Dans la pratique, lorsque les démarrages et les arrêts d'une turbine sont fréquents, la durée de vie des pièces du parcours des gaz chauds est plus courte que celle des pièces d'une autre turbine fonctionnant en service

6.2.3- Pourcentage de charge

La variation de la charge de la turbine, jusqu'à 100 % de la puissance, n'influe que modérément sur la vie des pièces, à condition que cette variation ne soit pas fréquemment et brusque

6.2.4- milieu (environnement)

Les conditions à l'entrée de la machine peuvent nécessiter une diminution des intervalles d'entretien lorsque l'air est frottement abrasif ou corrosif.

6.2.5- Entretien

La programmation de l'entretien peut être basé sur l'inspection du système de combustion, du parcours des gaz chaud et sur la révision générale. Le temps nécessaire pour effectuer ces cycles d'entretien dépend des différents facteurs qui déterminent les conditions d'exploitation de chaque unité. Ces cycles d'inspection sont variables. Ils dépendent du type de combustible utilisé, de la sévérité du service et de la philosophie d'entretien adoptée pour la machine. Le nombre d'heures – homme nécessaire pour effectuer ces inspections varie en fonction de la programmation de la disponibilité des pièces de rechanges, des conditions atmosphériques et de la surpression. Une bonne programmation de l'entretien, implique la disponibilité des pièces de rechanges en remplacement de celles qui on est démontées. Les pièces remplacées peuvent être réparées par la suite afin de la limite les temps morts. Il faut prévoir un stock minimum de pièce de rechange disponible pour assurer le rendement maximal de la turbine.L'entretien programmé permet d'anticiper les besoins de machine et de répondre aux exigences du système en ce qui concerne son utilisation sa fiabilité et son coût.

6.3- Les types d'inspection

Trois types principaux d'inspection de base ont été distingués pour les pièces les plus sujettes à l'action des gaz de combustion. Les inspections peuvent être Classifiées comme suit :

- Inspection de machine à l'arrêt.
- Inspection de la machine en marche.

- Inspection nécessitant le démontage des enveloppes afin d'accéder aux pièces internes (inspection de la machine démontée).

6.3.1- Inspection de la machine à l'arrêt

Ces inspections sont effectuées quand la machine est en « stand-by », c- à- d, prête à démarrer. Pendant la période de stand-by, les auxiliaires doivent être vérifiés, ainsi que les instruments pour assurer le bon étalonnage et la charge des batteries, l'état de tous les types de filtres, et les niveaux corrects des liquides (huiles, eau, etc.).

Ce type d'inspection est d'importance capitale pour les machines en service d'urgence intermittente et/ou de fonctionnement de pointe, parce que le but principal de leur installation est d'assurer un démarrage fiable. Si les périodes hors service sont longues, il faudra programmer des démarrages périodiques.

6.3.2- Inspections de la machine en marche

Celles-ci consistent en la surveillance continue et générale de l'unité et de ses auxiliaires avec la turbine en marche.

Il est conseillé d'enregistrer les paramètres principaux pendant les premiers démarrages et la marche de la turbine ; en effet, cette opération sert à avoir des valeurs de référence sur la consommation, les performances, etc., quand la machine est neuve. Ceci permettra une meilleure évaluation de tout changement de fonctionnement de la turbine à gaz au cours de sa vie et aidera à découvrir les causes des défauts possibles et à choisir les solutions appropriées.

Les données de fonctionnement doivent être acquises dans les phases transitoires (démarrage, arrêt) et en condition de régime permanent, c- à- d, dans la condition dans laquelle le changement de température dans les espaces de roue est inférieur à 15 °C en 15 minutes.

La collecte des données est significative seulement si elle est faite régulièrement, afin de disposer, en cas de besoin, d'une quantité suffisante d'information rapprochées dans le temps et à même de permettre de faire des extrapolations fiables sur les tendances des paramètres par rapport au temps (par exemple, la température d'un palier).

Le tableau suivant montre une liste de paramètres qui devraient être enregistrés «au moins» périodiquement.

Paramètre	Unité de mesure
Vitesse	Tour/minute
Charge	W
Nombre de démarrages	
Nombre d'heurs de fonctionnement	
Pression ambiant	Mbar
Températures	°C
Ambiante	°C
Refoulement de compresseur	°C
Echappement de turbine	°C
Espaces de roue	°C
Collecteur huile de graissage	°C
Réservoir d'huile	°C
Drainage d'huile des paliers	°C
Ecart d'échappement	ΔT (°C)
Pression	bar
Refoulement de compresseur	bar
Refoulement de la pompe d'huile	bar
Collecteur huile de graissage	bar
Eau de refroidissement	bar
Combustible	bar
Filtres	Δp (bar)
Vibrations (toutes les voies)	$\mu m/sec$
Heures de démarrage	Minutes
Temps d'arrêt du rotor (s) à 0 TPM	Minutes

Tableau 5 : paramètres qui doivent être enregistrés périodiquement

6.3.3- Inspection de la machine démontée

Les inspections peuvent être distinguées comme suit :

- Inspections du système de combustion.
- Inspections de la veine des gaz chauds.
- Révision générale.

Types d'inspections	heures de fonctionnement
Inspection de combustion	12000
Inspection de la veine des gaz chauds	24000
Révision générale	48000

Tableau 6: types d'inspection en fonction d'heures de marche

6.3.3.1. Inspection du système de combustion

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 :

- Brûleur.
- Chambre de combustion (chemise, chapeau, douille d'écoulement).
- Tubes d'interconnexion.
- Bougies d'allumage.
- 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 (re-utilisation, 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, vérifier que la turbine à gaz est arrêtée, le système de HALON est désactivé, le système de combustible liquide est purgé, désactive l'alimentation du gaz combustible.

6.3.3.1.1. 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 supporté par la dernière buse du combustible à déconnecter).
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 suivant montre les Inspections typiques de combustion

Elément	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 TBC <u>Pièce de transition</u> Usure
Brûleur Pièce de transition Tubes d'interconnexion Vanne de purge Clapets anti-retour Bougies d'allumage DéTECTEURS de flammes	Fissures Trous refroidissement obstrués Condition TBC Oxydation/Corrosion/Erosion Traces de température excessive locale Perte de petites particules intérieures	Réparation TBC 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 7. Inspections typiques de combustion

TBC : **Revêtement de Protection Thermique.** Protection extérieure des chambres de combustion et des pièces de transition.

6.3.3.1.2. 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.

6.3.3.2. Inspections “de la veine des gaz chauds”

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 du rotor, tous les étages.
- Anneaux de protection extérieurs, tous les 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.

6.3.3.2.1. 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 mécaniquesous 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.

Une fois que les opérations de démontage mentionnées ci-dessus ont été accomplies, les composants sont prêts à être inspectés. Il faut se rappeler qu'en plus des inspections mentionnées dans le tableau suivant, il faudra effectuer les inspections du système de combustion énumérées dans le tableau suivant.

Elément	Objet d'inspection	Action potentielle
Système de combustion	Voir le tableau 7	Voir le tableau 7
Directrices, tous les étages	Corps étranges	Réparer/remettre en état
Aubes, tous les étages	Usure anormale	Directrices
	Fissures	Réparation par soudure
Anneau de protection extérieure	Les trous de refroidissement sont obstrués	Revêtement de restitution
Joints à labyrinthes	Etat de revêtement	
Thermocouple de l'espace de roue		Aubes
		Dévetissage et nouveau revêtement
Carter d'échappement de turbine	Oxydation/Corrosion/Erosion	Durée de vie résiduelle après fluage
	Traces de la température excessive locale	
Aubes ⁽¹⁾ de refoulement compresseur axial	Perte de petites particules intérieures	
IGV ⁽²⁾	Distorsions et déformation	
	Jeux	

Tableau 8. Inspections typiques de la veine des gaz chauds

Notes :

- (1) inspection au boroscope, accès au carter intermédiaire de la turbine.
- (2) inspection visuelle directrice ou au boroscope du caisson d'admission.

Comme déjà spécifié ci-dessus, une inspection préventive au boroscope effectuée suffisamment à l'avance peut aider à décider sur le niveau des pièces de rechange à garder disponibles sur place avant l'arrêter la machine pour l'inspection de la veine des gaz chauds ; en outre, ceci aide à programmer l'arrêt de la machine pour l'inspection dans une manière plus ponctuelle, selon l'état de ses éléments.

6.3.3.2.2 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.

6.3.3.3. La Révision générale

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 turbine.

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 :

6.3.3.3.1. 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 palier 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.

Il faut se rappeler qu'en plus des inspections énumérées dans le tableau suivant, les inspections du système de combustion et de la veine des gaz chauds énumérées dans les tableaux 1 et 2 doivent être également effectuées.

Elément	L'objet d'inspection ⁽¹⁾	Action potentielle
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 ⁽²⁾	Traces de fuite intérieure	Dommmages dûs à des corps étrangers Durée de vie résiduelle au fluage <u>Anneaux de protection du stator ⁽³⁾</u>
Paliers Joints à labyrinthes		Fissures Oxydation Erosion <u>IGV</u> Usure des douilles Dommmage dû à des corps étrangers <u>Paliers et joints</u> Marquage Usure <u>Aubes du compresseur</u> Corrosion Erosion Frottement Dommmages dûs à des corps étrangers
Système d'admission Système d'échappement D'autres systèmes auxiliaires	Oxydation/Corrosion/Erosion Perte de petites particules intérieures Distorsions et déformations jeux	

Tableau 9: Inspections typiques de révision générale.

- (1) méthodes principales d'inspection : visuelle, par ressuage, par les ultrasons.
- (2) Y compris les zones adjacentes aux joints à labyrinthes.
- (3) Anneaux de protection extérieur, concentrique aux diamètres extérieurs des aubes.

6.3.3.3.2. La procédure de remontage

1. Installer les aubes fixes de turbine du rotor haute pression.
2. Assembler les moitiés inférieures des chemises des paliers N°3 et 4.
3. Assembler le rotor de turbine basse pression et les logements des paliers N° 3 et 4.
4. Assembler les moitiés inférieures des chemises des paliers N°1 et 2.
5. Assembler le rotor de turbine haute pression et les logements des paliers N°1 et 2.
6. Installer le tambour interne de la caisse d'échappement du compresseur.
7. Relever les jeux du rotor de turbine de premier étage.
8. Installer la caisse d'échappement du compresseur, la caisse du compresseur d'admission.
9. Installer la goupille excentrique et la moitié inférieure de directrice première étage.
10. Installer la moitié inférieure de l'anneau de support de directrice de premier étage
11. installer la moitié supérieure de la directrice de premier étage.
12. vérifier les nouveaux jeux de la turbine.
13. installer la moitié supérieure du diaphragme de deuxième étage.
14. mettre en place les pièces de transition.
15. installer la moitié supérieure de l'enveloppe de combustion.
16. installer la caisse du compresseur avant.
17. installer la moitié supérieure du diffuseur d'échappement et du plénum d'échappement.
18. installer la moitié supérieure de l'enveloppe de la turbine
19. installer la goupille excentrique de la moitié supérieure de directrice première étage.
20. reconnecter le câblage et conduits des espaces-roues.
21. installer la moitié supérieure du plénum d'admission.
22. enlever les vérins de support mécaniques et les supports des vérins de dessous l'enveloppe du groupe.
23. revérifier l'alignement de la transmission auxiliaire avec la turbine.

24. installer l'accouplement des auxiliaires.
25. installer l'accouplement charge.
26. installer la protection de l'accouplement de la charge.
27. installer la protection de l'accouplement des auxiliaires.
28. effectuer les opérations de remontage d'inspection de système de combustion de N° 5 à 11
29. effectuer les opérations de remontage d'inspection du parcours gaz chauds N°12 et 13.

6.3.3.4. Inspection spéciale (avec boroscope)

Les turbines sont dotées de deux 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 rotoriques ou statoriques. La figure indique l'emplacement des orifices d'introduction du boroscope, dans les différentes sections transversales. Le boroscope permet d'effectuer des inspections rapides en réduisant ainsi les temps d'arrêts et le personnel nécessaire. Ces inspections couvrent les zones suivantes :

- Section compresseur.
- Section turbine.
- Système de combustion.

Le boroscope se compose d'un générateur de lumière, d'un conducteur de lumière flexible et d'un appareil optique rigide avec lentille haute qualité.

6.3.3.4.1. Programme d'inspection par boroscope

En général, cette inspection est effectuée lorsque l'on juge utile de réparer ou de changer certaines pièces. La programmation doit inclure tout d'abord une inspection et un enregistrement par écrit ou sur clichés, des conditions de la machine au moment de sa mise en marche et, par la suite, des inspections et un enregistrement des résultats obtenus.

L'application d'un programme d'inspection avec boroscope est très utile lors de la programmation de l'entretien et permet de réduire les coûts et d'augmenter la disponibilité et

la fiabilité de la turbine.

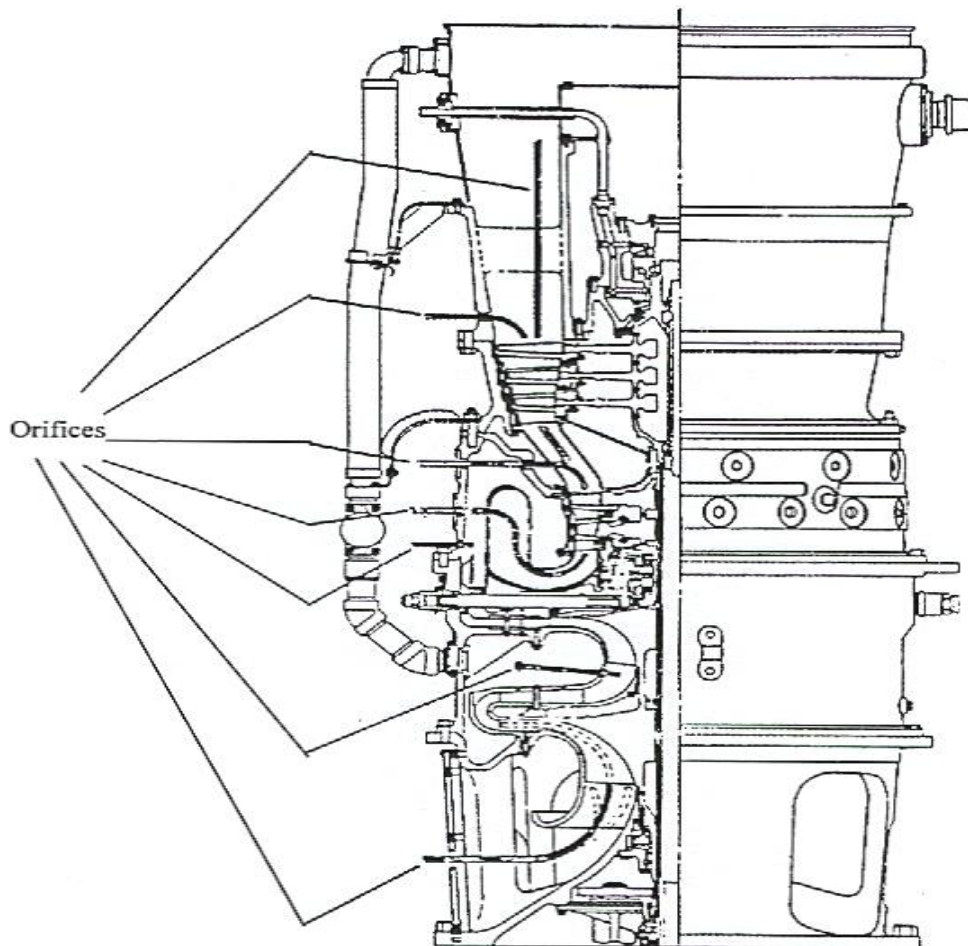


Fig.41 : Emplacement des orifices d'introduction du boroscope

7. Analyses des coûts de maintenance de la turbines a 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 station de compression

Boosting ,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 couts d'achat des pièces rechangées lors des révisions d'après l'historique du service turbomachines de la station boosting est comme suit :

7.1 .Les couts de la maintenance selon l'historique de service turbomachines

7.1.1.la révision CI du décembre 2012

Code de la Pièce	Désignation de la panne	Qté	Prix Unitaire (DA)	Prix Total (DA)
734N53801	Tube à flammes bougie	2	1 208 099,87	2 416 199,74
734N53802	Tube à flammes detecteur	4	1 208 099,87	4 832 399,48
734N53803	Tube à flammes simple	6	1 208 099,87	7 248 599,22
734H201154	Joint pour flasque	12	5 499,55	65 994,60
734N553504	Joint 1" 300/600 pour manchette	24	777,12	18 650,88
734H181167	Ecrou 1/2 pour languette	9	288,12	2 593,08
734N800903	Plaque de freinage pour bec d'injecteur	6	2 702,00	16 212,00
734N688431	Languettes de fixation	6	175 090,91	1 050 545,46
734N688430	Tube d'interconnexion	7	120 175,60	841 229,20
734N590802	Vis 5/8" pour flasques	13	2 873,24	37 352,12
734N652686	Vis 1/2" pour languette	24	1 030,78	24 738,72
734N800906	Bec d'injecteur	6	75 695,82	454 174,92
734N652686	Vis 1/2" pour languette	9	1 030,78	9 277,02
584J021010	Klingérite	1	829,34	829,34
734J512328	Ecrou 1/2 pour cache accouplement de charge	10	55,42	554,20
589C057063	Silicone	2	1 151,77	2 303,54
734N590802	Vis 5/8" pour flasques	6	2 873,24	17 239,44
731H709314	Vis 5/8" pour carter accouplement	3	16,23	48,69
				17 038 941,65

Tableau 10 : les couts de la maintenance pour la CI 2012(données SBC)

7.1.2.la révision CI de mars 2013

Code de la pièce	Désignation de la panne	Qté	Prix Unitaire (DA)	Prix Total (DA)
734N530801	Tube à flammes bougie	2	1 208 099,87	2 416 199,74
734N530802	Tube à flammes detecteur	4	1 208 099,87	4 832 399,48
734N530803	Tube à flammes simple	6	1 208 099,87	7 248 599,22
734H201154	Joint pour flasque	12	5 499,55	65 994,60
734N624224	Joint 1" 300/600	24	313,78	7 530,70
734N652686	Vis 1/2" pour languette	24	1 030,78	24 738,60
734N590802	Vis 5/8" pour couvercle	10	2 873,24	28 732,38
734N630926	Molycotte	1	7 016,46	7 016,46
734N688431	Languettes de fixation	4	175 090,91	700 363,64
734N532164	Bec d'injecteur	4	122 943,92	491 775,68
734N800903	Plaque de freinage bec d' injecteur	12	2 702,00	32 424,00
734N688430	Tube d'interconnexion	12	120 175,60	1 442 107,21
				17 297 881,71

Tableau 11 : les couts de la maintenance pour la CI 2013(données SBC)

7.1.3.la révision MI de février 2012

Désignation de la panne	Qté	Prix Unitaire (DA)	Prix Total (DA)
Directrice 1er etage NT	1	2 993 252,68	2 993 252,68
Palier 1 GR1 SO 3668	1	3 192 280,28	3 192 280,28
Palier 2 GR1 avec gorge SO	1	3 192 280,28	3 192 280,28
Palier 3 GR1 SO 3479	1	3 192 280,28	3 192 280,28
Palier 4 GR1 SO 3004	1	3 192 280,28	3 192 280,28
Bec d'injecteur	12	43 000,00	516 000,00
Patins pour palier 1 Actif (jeu)	1	133 033,45	133 033,45
Patins pour palier 1 Inactif (jeu)	1	133 033,45	133 033,45
Patin pour palier 4 actif (jeu)	1	133 033,45	133 033,45
Palier 1 Inactif	1	133 033,45	133 033,45
			16 810 507,60

Tableau 12 : les couts de la maintenance pour la MI 2012(données SBC)

7.1.4. La révision MI d'avril 2013

Désignation de la panne	Qté	Prix Unitaire (DA)	Prix Total (DA)
Tube a flammes B	2	157 847,08	315 694,16
Tube a flammes D	2	157 847,08	315 694,16
Bec d'injecteur	3	43 000,00	129 000,00
Palier 3	1	319 280,28	319 280,28
Palier 4	1	319 280,28	319 280,28
Aubes BP RB00021	1	3 432 000,00	3 432 000,00
Diaphragme 2 etage	1	4 200 000,00	4 200 000,00
Rotor HP INSPECTION	1	1 047 336,07	1 047 336,07
Cover plate HP avant	1	3 432 000,00	3 432 000,00
Cover plate HP arriere	1	3 432 000,00	3 432 000,00
Directrice 1 etage NT 503851	1	2 993 252,68	2 993 252,68
Palier 1 GR2 503498	1	319 280,28	319 280,28
Palier 2 GR2 503680	1	319 280,28	319 280,28
			20 574 098,19

Tableau 13 : les couts de la maintenance pour la MI 2013(données SBC)

7.2. Application de l'analyse ABC pour la turbine a gaz MS5002C

7.2.1 L'inspection des chambres de combustions (CI) de décembre 2012

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	Les couts (DA)	Les couts cumulés	% couts cumulés	% référence	
Tube à flammes simple	7 248 599,22	7 248 599,22	42 ,54	5,55	A
Tube à flammes détecteur	4 832 399,48	12080998.7	70,9	11,11	
Tube à flammes bougie	2 416 199,74	14 497 198,44	85,08	16,66	
Languettes de fixation	1 050 545,46	15 547 743,9	91,24	22,22	B
Tube d'interconnexion	841 229,20	16 388 973,1	96,18	27,77	
Bec d'injecteur	454 174,92	16 843 148,02	98,85	33,33	
Joint pour flasque	65 994,60	16 909 142,62	99,23	38,88	C
Vis 5/8" pour flasques	37 352,12	16 946 494,74	99,45	44,44	
Vis 1/2" pour languette	24 738,72	16 971 233,46	99,6	50	
Joint 1" 300/600 pour manchette	18 650,88	16 989 884,34	99,71	55,55	
Vis 5/8" pour flasques	17 239,44	17 007 123,78	99,81	61,11	
Plaque de freinage pour bec d' injecteur	16 212,00	17 023 335,78	99,90	66,66	
Vis 1/2" pour languette	9 277,02	17 032 612,8	99,96	72,22	
Ecrou 1/2 pour languette	2 593,08	17 035 205,88	99,97	77,77	
Silicone	2 303,54	17 037 509,42	99,99	83,33	
Klingérite	829,34	17 038 338,76	99,99	88,88	
Ecrou 1/2 pour cache accouplement de charge	554,20	17 038 892,96	99,99	94,44	
Vis 5/8" pour carter accouplement	48,69	17 038 941,65	100	100	

Tableau 14 : l'analyse ABC pour la CI 2012

7.2.1.1. La courbe ABC pour la CI 2012

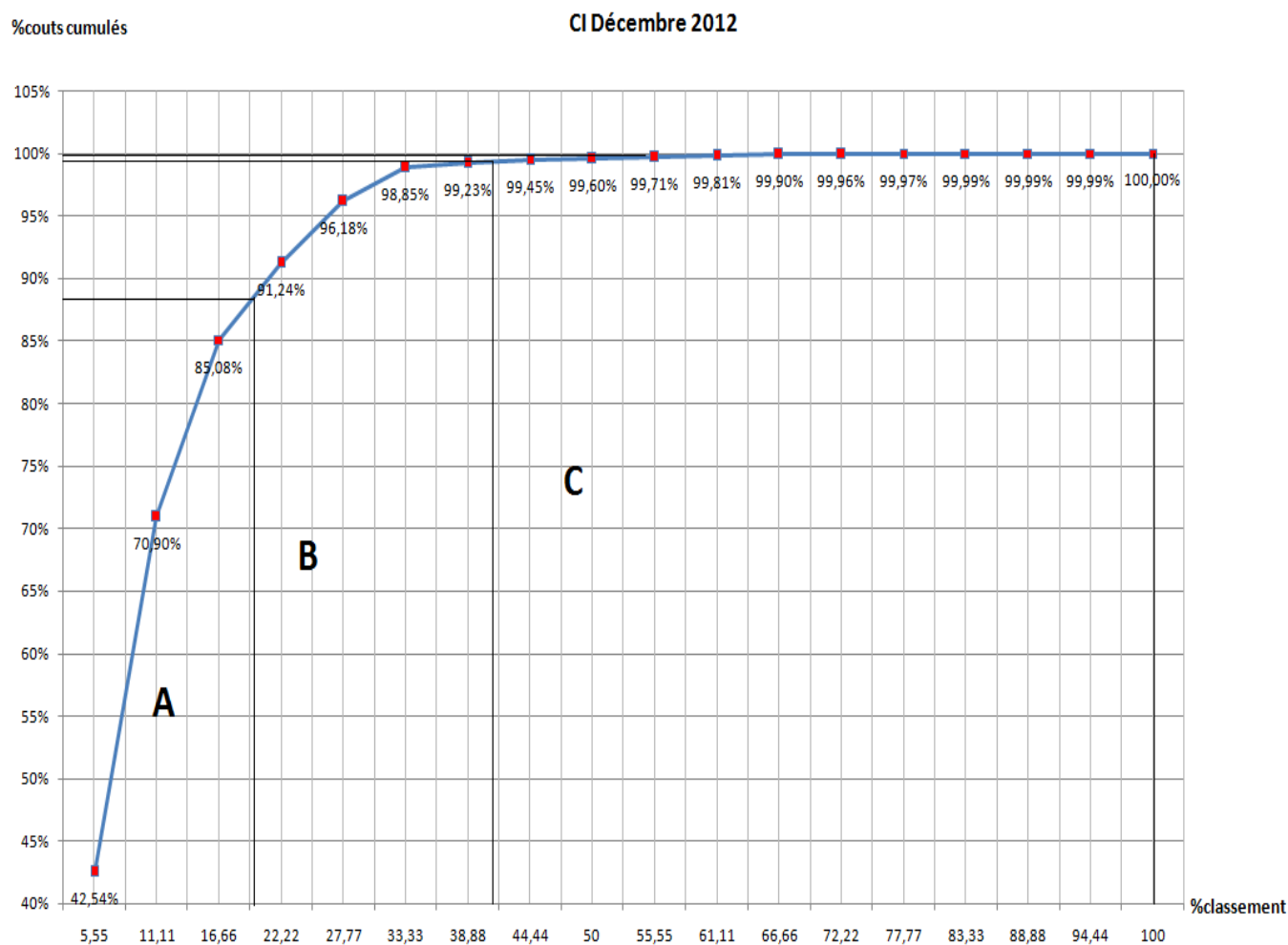


Fig. 42 : courbe ABC pour la CI 2012

7.2.1.2. Interprétation des résultats de la courbe pour la CI 2012

D'après la courbe ABC de la figure (42) on constate que :

Les 3 éléments de la classe A à savoir :

- 1 Tube à flammes simple
- 2 Tube à flammes détecteur
- 3 Tube à flammes bougie

Représentent 85% des frais de maintenance et seulement 16,66 % des éléments à maintenir

Les 4 éléments de la classe B à savoir :

- 1 Languettes de fixation
- 2 Tube d'interconnexion

3 Bec d'injecteur

4 Joint pour flasque

Représentent 22,22 % des éléments et 14,15 % des coûts de maintenance

Les 13 éléments qui restent de la classe C représentent 61,12% des éléments et ne représentent que 0,77% des coûts de maintenance

7.2.2. L'inspection des chambres de combustions (CI) de Mars 2013

La panne	Les coûts (DA)	Les coûts cumulés	% coûts cumulés	% référence	
Tube à flammes simple	7 248 599,22	7 248 599,22	41,9	8,33	A
Tube à flammes détecteur	4 832 399,48	12 080 998,7	69,84	16,66	
Tube à flammes bougie	2 416 199,74	14 497 198,44	83,80	25	
Tube d'interconnexion	1 442 107,21	15 939 305,65	92,14	33,33	B
Languettes de fixation	700 363,64	16 639 669,29	96,19	41,66	
Bec d'injecteur	491 775,68	17 131 444,97	99	50	C
Joint pour flasque	65 994,60	17 197 439,57	99,41	58,33	
Plaque de freinage bec d'injecteur	32 424,00	17 229 863,57	99,61	66,66	
Vis 5/8" pour couvercle	28 732,38	17 258 595,95	99,77	75	
Vis 1/2" pour languette	24 738,60	17 283 334,55	99,91	83,33	
Joint 1" 300/600	7 530,70	17 290 865,25	99,96	91,66	
Molycotte	7016 ,46	17 297 881,71	100	100	

Tableau 15 : l'analyse ABC pour la CI 2013

7.2.2.1. La courbe ABC pour la CI 2013

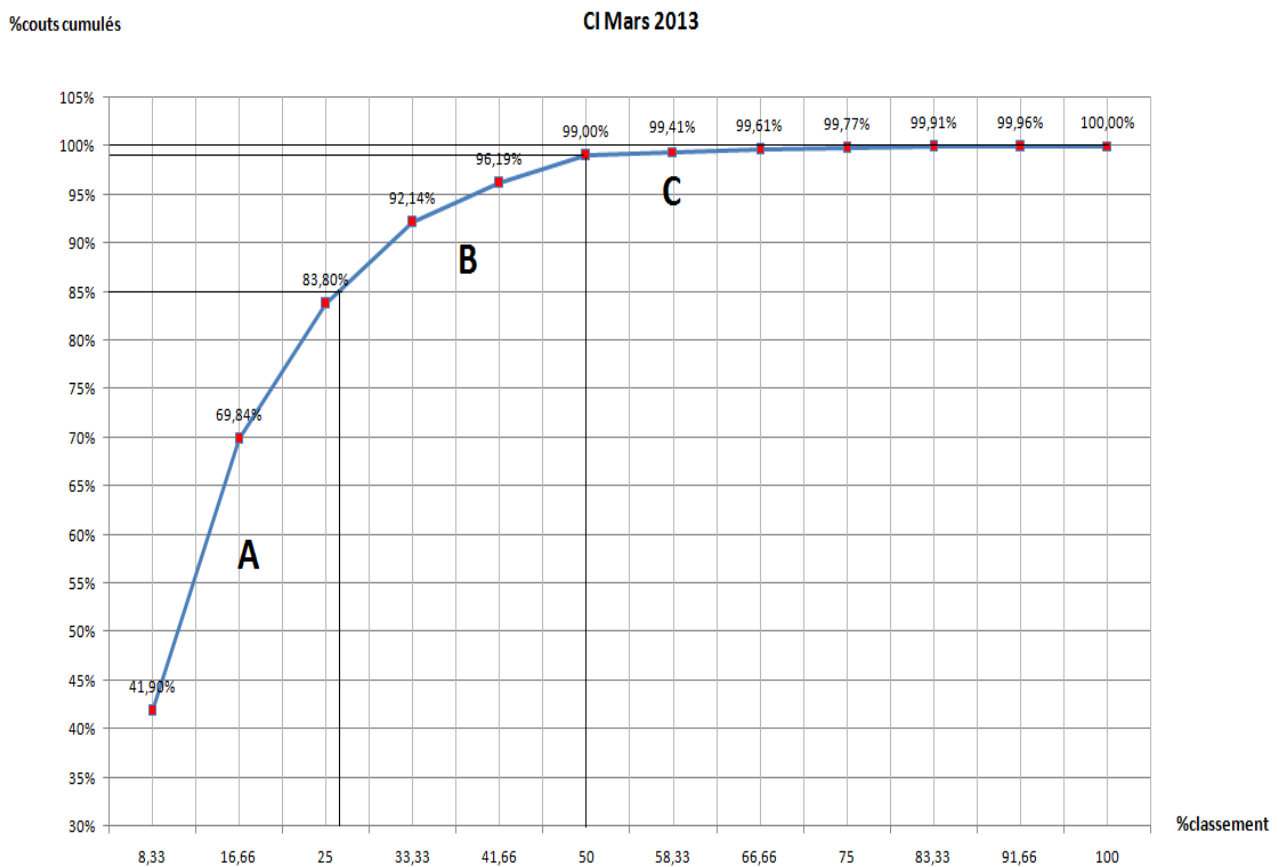


Fig. 43 : courbe ABC pour la CI 2013

7.2.2.2. Interprétation des résultats de la courbe pour la CI 2013

D'après la courbe ABC de la figure (43) on constate que :

Les 3 éléments de la classe A à savoir :

- le Tube à flammes simple
- le Tube à flammes détecteur
- le tube a flamme bougie

Représentent 25 % des éléments et 83,8 % des couts de maintenance

les 3 éléments de la classe B à savoir :

le Tube d'interconnexion

Les languettes de fixation

Le Bec d'injecteur

Représentent aussi 25% des éléments et seulement 12,39 % des couts de maintenance,

Les 6 éléments qui restent de la classe C représentent 3,81% des couts de la maintenance

7.2.3. Conclusion

d'après l'analyse ABC qu'on a appliqué sur les deux CI (2012 et 2013) 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

Le tube à flammes bougie

Donc une surveillance et une maintenance préventive sont préconisées pour les tubes à flamme et une application d'une inspection intermédiaire pour la chambre de combustion chaque 8000 heures de marche sera proposée

7.2.4. La révision générale de février 2012

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 GR1 SO 3668	3 192 280,28	3 192 280,28	18 ,98	10	A
Palier 2 GR1 avec gorge SO	3 192 280,28	6 384 560,56	37,97	20	
Palier 3 GR1 SO 3479	3 192 280,28	9 576 840,84	56,96	30	
Palier 4 GR1 SO 3004	3 192 280,28	12 769 121,12	75,95	40	
Directrice 1er etage NT	2 993 252,68	15 762 373,8	93,76	50	B
Patins pour palier 1 Actif	133 033,45	15 895 407,25	94,55	60	
Patins pour palier1 Inactif	133 033,45	16 028 440,7	95,34	70	
Patin pour palier 4 actif	133 033,45	16 161 474,15	96,14	80	C
Palier 1 Inactif	133 033,45	16 294 507,6	96,93	90	
Bec d'injecteur	516 000,00	16 810 507,6	100	100	

Tableau 16 :l'analyse ABC pour la MI 2012

7.2.4.1.La courbe ABC pour la MI 2012

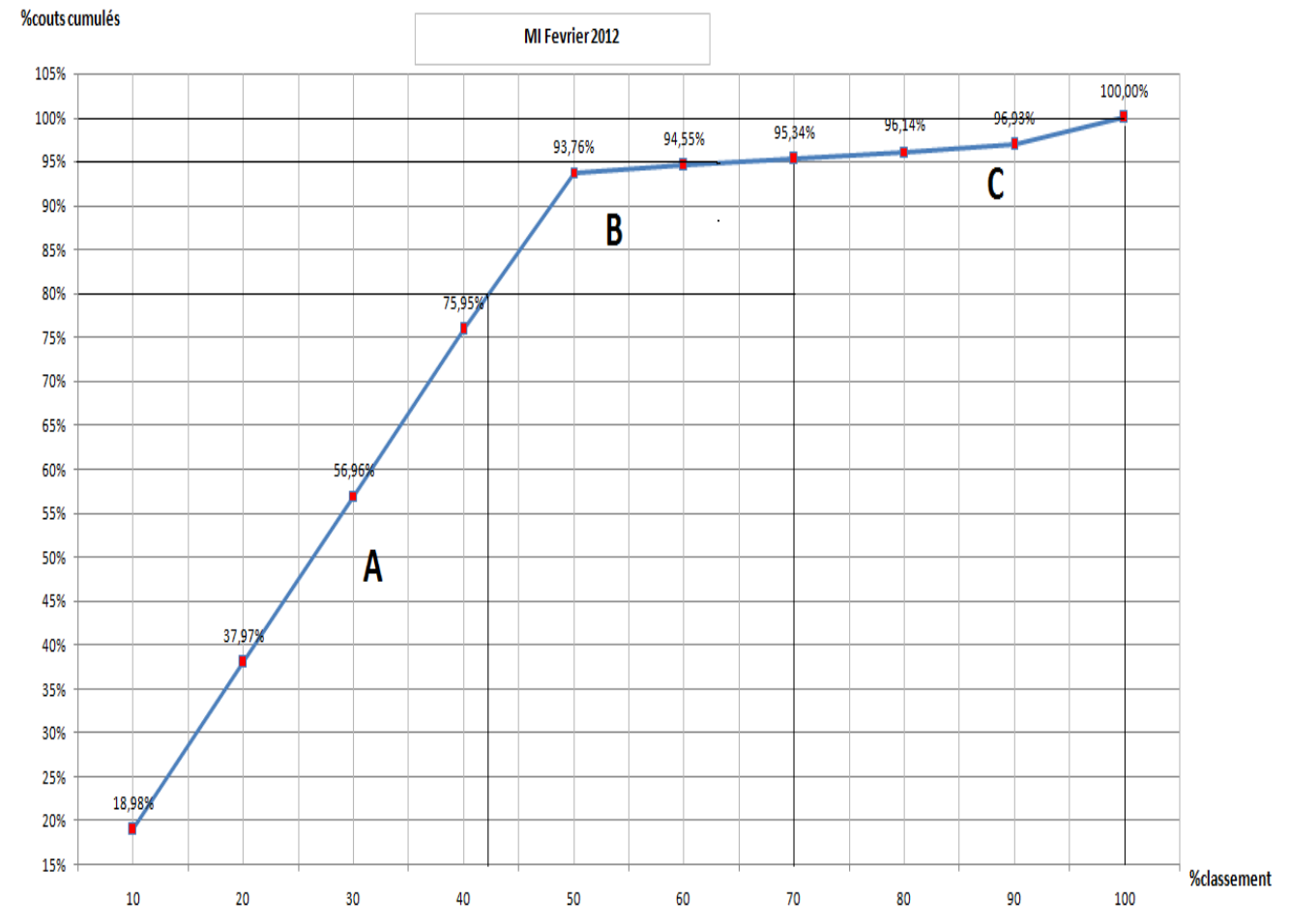


Fig .44 : courbe ABC pour la MI 2012

7.2.4.2. Interprétations des résultats de la courbe ABC pour la MI 2012

D'après la courbe ABC de la figure (44) on constate que :

Les 4 éléments de la classe A à savoir :

les 4 paliers (40% des éléments) représentent 75,95 % des coûts de maintenance

Les 3 éléments de la classe B (30% des éléments) à savoir :

La Directrice du 1er étage NT

Patins pour palier 1 Actif

Patins pour palier 1 Inactif

Représentent 19,39 % des coûts de maintenance

les 4 éléments qui restent de la classe C (20% des éléments) représentent 4,66 % des couts de maintenance

7.2.5. La révision générale d'Avril 2013

La panne	Le cout (DA)	Les couts cumulés	% couts cumulés	% référence	
Diaphragme 2 etage	4 200 000,00	4 200 000,00	20,41	7,69	A
Aubes BP RB00021	3 432 000,00	7 632 000	37,1	15,38	
Cover plate HP avant	3 432 000,00	11 064 000	53,77	23 ,07	
Cover plate HP arrière	3 432 000,00	14 496 000	70,45	30,76	
Directrice 1 étage NT 503851	2 993 252,68	17 489 252,68	85	38,46	
Rotor HP INSPECTION	1 047 336,07	18 536 588,75	90	46,15	B
Palier 1 GR2 503498	319 280,28	18 855 869,03	91,64	53,84	
Palier 2 GR2 503680	319 280,28	19 175 149,31	93,2	61,53	
Palier 3	319 280,28	19 494 429,59	94,75	69,23	
Palier 4	319 280,28	19 813 709,87	96,3	76,92	C
Tube a flammes B	315 694,16	20 129 404,03	97,83	84,61	
Tube a flammes D	315 694,16	20 445 098,19	99,37	92,3	
Bec d'injecteur	129 000,00	20 574 098,19	100	100	

Tableau 17 :l'analyse ABC pour la MI 2013

7.2.5.1. La courbe ABC pour la MI 2013

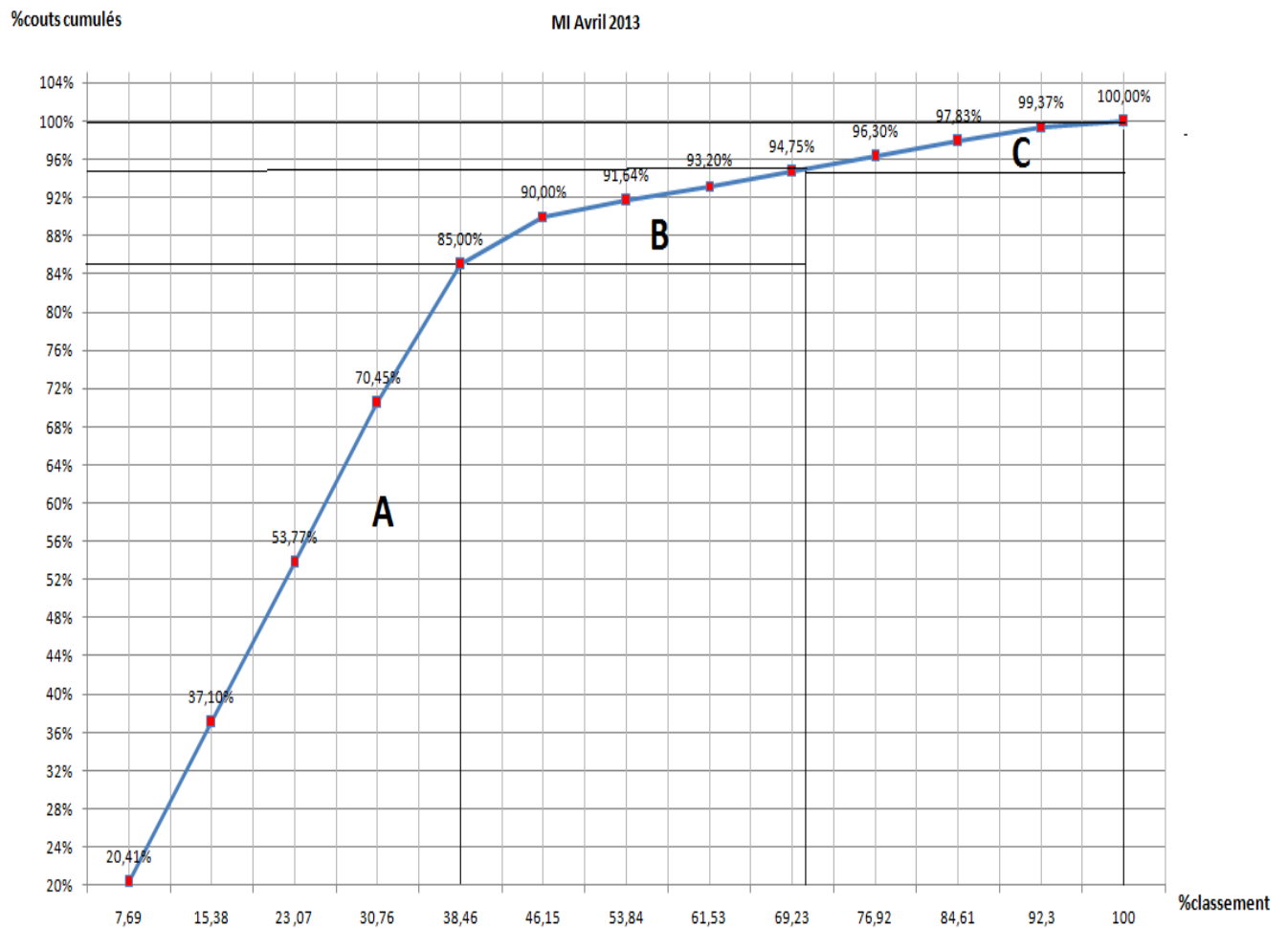


Fig. 45 : courbe ABC pour la MI 2013

7.2.5.2. Interprétations des résultats de la courbe ABC pour MI 2013

D'après la courbe ABC de la figure (45) on constate que :

Les 5 éléments de la classe A (38,46% des éléments) à savoir :

Diaphragme 2 étage

Aubes BP RB00021

Cover plate HP avant

Cover plate HP arrière

Directrice 1 étage NT 503851

Représentent 85% des couts de la maintenance

Les 4 éléments de la classe B(30,77% des éléments) représentent 9,75% des couts de maintenance

Les 4 éléments de la classe C qui restent représentent seulement 5,25 % des couts de maintenance

7.2.6. Conclusion

D'après l'analyse ABC qu'on a appliqué sur les deux MI (2012 et 2013) 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 :

Diaphragme 2 étage, Aubes BP RB00021, Cover plate HP avant et arrière, la directrice 1er étage et les patins pour palier 1 Actif et Inactif

Et pour se faire il faut un bon entretien du système d'admission car pour le diaphragme, les aubes BP et la Directrice du 1er étage, les dommages et les fissures sont dus à l'infiltration des corps étrangers (sable, poussière, petits cailloux) donc il faut rechanger les filtres d'admission périodiquement pour assurer une bonne filtration de l'air. et pour les patins pour paliers, l'usure est due a la mauvaise lubrification des paliers pour cela il faut faire la vidange de l'huile de graissage chaque une révision générale au lieu de chaque deux révisions.

Conclusion générale

Ce mémoire m'a permis d'apprécier la nécessité d'utilisation des turbines à gaz dans le domaine pétrolier.

Ces machines connaissent un développement remarquable justifié à juste titre par leur fiabilité et simplicité d'exploitation.

Nous avons donné une description du site dans lequel nous avons effectué notre stage, et par là nous avons choisi le thème de présente étude.

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.

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 couts de maintenance le plus important .

Finalement, nous souhaitons que ce mémoire puisse servir comme outil de travail pour les étudiants à venir, et qu'il sera amélioré et complété pour rendre son utilité plus complète.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Rapports de Stages de la station Boosting HR (sonatrach)
- [2] classifications.....Turbine à vapeur et turbine à gaz.
- Lucien VIVIER- Edition Albin Michel (1965).
- [3] Formation et Manuel d'utilisation de la turbine à gaz MS 5002c.
- Nuovo Pignone -Florence- (1999).
- [4] GE Oil & Gas , "Manuel de formation pour la conduite et l'entretien",
AFFAIRE N.P SONATRACH SRGA2 , LOCALITE :ALGERIE.(pour les pertes)
- [5] Simone Turina, "MS 5002 Gas Turbine, Performance Improvement Program", Nuovo Pignone .
- [6] Mahmoud NADIR, 2009, "Adaptation et optimisation d'un cycle mixte sur une installation de TG", Thèse doctorale .
- [7] H. Cohen, G.F.C. Rogers, H.I.H. Saravanamuttoo, 1987, "GAS TURBINE THEORY " ,3ème Edition.(pour cpg)
- [8] Cours de turbomachine – Xavier Ottavy (CNRS – Laboratoire de Mécanique des Fluides et d'Acoustique UMR 5509 - ECL)
- [9] Manuel de maintenance de la turbine à gaz MS 5002c.
- Nuovo Pignone -Florence- (1999).
- [10] Les carburants et la combustion".
-Jean claude Guibet- Techniques de l'ingénieur, BM 2520.
- [11] Turbomachines, description, Principes de base.
-M.Pluviose, C.Périlhon- Techniques de l'ingénieur, BM 4280.
- [12] Turbine à gaz . Tome 1 et 2
-J.E. Lamy- Institut français du pétrole (1958).

- [13] Manuel de maintenance.-NAPHTOGAZ -HMD- (2001).
- [14] Turbomachine (Théorie générale).
-JAN Krysinski- (1994).
- [15] le pétrole raffinage et génie chimique,Tome II ; P.Wirithier