ملخص:

يخضع تسويق البترول الخام حاليا لعقود بين المنتجين، الناقلين، وأصحاب التكرير، حيث تحدد فيه على وجه الخصوص مستويات الملح والماء.

طريقة العلاج الكيميائي لمكافحة الملوحة ومكافحة البارافين شتاءا في حوض بركاوى مكلفة وأحيانا قليلة الفعالية. و عليه فان تركيب فرن لتسخين الخام أمر ضروري.

أدت الحسابات المتعلقة بالفرن إلى الحصول على ما يلي : ارتفاع الفرن 22,92 م، و يتكون من منطقتين للتبادل الحراري : منطقة الإشعاع تحتوي على (38 أنبوب) و منطقة الحمل الحراري تحتوي على (48 أنبوب)، كما يوصى بتركيب الفرن بمدخل الوحدة

Résumé :

Actuellement la commercialisation des bruts est régie par des contrats liant les producteurs, les transporteurs et les raffineurs, et fixant en particulier les teneurs en sel et en eau.

En hiver à HBK le traitement chimique par des agents anti salinité et anti paraffine destiné pour éviter le dépôt de sels contenus dans le brut est parfois chère et moins efficace.

Le calcul et le dimensionnement d'un four tubulaire pour le préchauffage du brut est une nécessité.

Le calcul a abouti à un four tubulaire d'une hauteur de 22.92m comprenant deux zones de transfert radiation et convection, ce four doit être installé en amont de l'unité de production afin de résoudre le problème rencontré

M.M.GM.11/122/11

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ KASDI MERBAH OUARGLA

FACULTÉ DES SCIENCES ET SCIENCE DE TECHNOLOGIE ET SCIENCE DE MATIÈRE

MEMOIRE DE MASTER

PRESENTE POUR OBTENIR LE DIPLOME

DE MASTER

Spécialité : Mécanique

Option : Maintenance Industrielle

Présenté par :

BEGGAT Amara

NECERA Abdelkarim

Thème:

Etude thermodynamique,maintenance et fiabilité d'une turbine à gaz MS 5002C

Soutenu publiquement devant le jury :

Mr Nakes .M.T	M.A UNIVERSITÉ D'OUARGLA	Président
Mr Guermit .T	M.A UNIVERSITÉ D'OUARGLA	Examinateur
Mr Negrou .B	M.A UNIVERSITÉ D'OUARGLA	Examinateur
Mr Bouhmame .N	M.A UNIVERSITÉ D'OUARGLA	Encadreur

2010 -2011

Remerciements

Tout d'abord, nous remercions le dieu, notre créateur de nos avoir donné les forces pour accomplir ce travail.

Nous adressons le grand remerciement à notre encadreur Mr.Bouhmame qui pour ses conseils et ses dirigés.

Nous avons le grand remerciement que Mr.Tidgania et Mr.Amine qui pour ses conseils et ses dirigés dans l'entreprise

Nous avons voulons également remercier Mr. Nakes pour avoir fait l'honneur de présider le jury de notre mémoire.

Nous avons le grand honneur que Mr. Guermit et Mr. Negrou avoir faire de lecteur notre mémoire et aller l'examiner et ils peuvent évaluer ce travail.

Finalement d'abord. Nous remercions tout ce qui participe de réaliser ce mémoire.

DEDICACE

J'ai le grand honneur de dédier ce travail :

- **A ma très cherre mère.**
- **A mon très cher père.**
- **A mes frères et mes sœurs...**
- **A toute la famille.**
- ***A la famille de mon binôme***
- **A tous mes amis dans l'université d'Ouargla.**
- **A tous mes enseignants de l'université d'Ouargla.**
- **Tout ce qui participe de réaliser ce mémoire.**

BEGGAT AMARA

DEDICACE

Je dédie ce modeste travail à :

Ma très chère mère qui pense à moi toujours
Dans ma présence et mon absence, et à mon très
chèr père qui m'a donné force pour continuer
mes études.
Mon frère et mes soeurs
Qui m'ont aides beaucoup dans mes etudes.
Et à toute la famille
à tous mes amis et collègues sans exception.

à tous mes amis de promotion 2011...

NECERA ABDELKARIM

Sommaire

Introduction générale 1

Chapitre I

Description de champ Gassi Touil

I.1 Introduction 2
I.2 Situation géographique 2
I.3 Quelques dates clés 4
I.4 Organigramme de champ GASSI Touil 6
I.4.1 Division Engineering et production (EP) 7
I.4.2 Division Exploitation 7
I.4.3 Division Sécurité 8
I.4.4 Division Réalisation 9
I.4.5 Division de personnel 9
I.4.6 Division Maintenance 10
I.4.7 Division Intendance 10
I.4.8 Division approvisionnement/transport 10
I.4.9 Division finance 11
I.5 Conclusion 11

Chapitre II

GENERALITE SUR LE TURBINE A GAZ

II.1 Introduction 12
II.2 Historique des turbines à gaz 12
II.3 Utilisation des turbines à gaz 13
II.3.1 Appareils fixes 13
II.3.2 Appareils mobiles 13
II.4 Classification des turbines à gaz 13
II.4.1 Par le mode de travail 14
II.4.2 Par le mode de fonctionnement thermodynamique 14
II.4.3 Par le mode de construction 15
II.5 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz 16
II.6 Avantages et inconvénients des turbines à gaz 18
II.6.1 Avantages 18

II.6.2 Inconvénients 18
II.7 Conclusion 18

Chapitre III

Description de la turbine a gaz MS5002C

III.1 Introduction 19
III.2 Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002C 20
III.3 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS5OO2c 21
III.3.1 Cycle théorique de la turbine 23
III.4 Sections principales d'une ITG 23
III.4.1. Section compresseur 23
III.4.2 Section combustion 25
III.4.3 Section turbine 29
III.5 Systèmes auxiliaires principaux 31
III.5.1Système d'admission 31
III.5.2 Système de lancement 32
III.5.3 Système d'échappement 32
III.5.4 Réducteur 32
III.5.5 Système d'huile de graissage 32
III .6 Conclusion 33

Chapitre IV

Calcul thermodynamique

IV.1 Introduction 34
IV.2 Calcul thermodynamique de l'ITG à deux lignes d'arbres en tenant compte de Pertes gazodynamiques dans les différents éléments de l'installation 34
IV.2.1 Données de départ 34
IV.2.2 Les points particuliers du cycle de l'installation 35
IV.2.3 Evolution thermodynamique du fluide actif en coordonnées (S, T) 36
IV.2.4 Calcule de coefficient d'excès d'air α 38
IV.2.5 Calcul des paramètres particuliers du cycle thermodynamique du fluide actif 39
IV.2.6 Débit et rendement 50
IV.2.6.1 Travail massique et rendement 50
IV.2.6.2 Le rendement thermique de l'installation 52
IV.2.6.3Vérification de coefficient d'excès d'air 52

IV.2.7 Les résultats de calcul d'après les données standards du constructeur 52
IV.2.8 Les résultats de calcul d'après les données réelles (sur site) 53
IV.2.9 La comparaison entre le deux résultats 54
IV.3 Influence des facteurs extérieurs sur les performances de la TAG 55
IV. 4 Influence des facteurs intérieurs sur les performances de la TAG 56
IV. 5 Conclusion 57

Chapitre V

Maintenance de la turbine à gaz Ms 5002c

V.1 Introduction 58
V.2 Définition de La maintenance 58
V.3 Les phénomènes précurseurs des pannes 58
V.4 Objectifs de la maintenance 58
V.4.1 Objectifs financiers 58
V.4.2 Objectifs opérationnels 59
V.5 Formes des maintenances 59
V.5.1 Maintenance préventive 69
V.5.2 Maintenance corrective 60
V.6 Les fonctions d'un service maintenance 62
V.7 Les niveaux de la maintenance 63
V.8 Le choix du type de maintenance 64
V.9 La maintenance appliquée sur la turbine à gaz MS5002c 64
V.9.1 Généralités 64
V.9.2 Types d'inspection 65
V.9.3 Recherche des pannes 71
V.10 Calcul des intervalles de maintenance 73
V.10.1 Données de départ 73
V.10.2 Les intervalles de maintenance selon le critère heures 74
V.10.3 Les intervalles de maintenance selon le critère de démarrages 76
V.10.4 Tableau comparatif des résultats obtenus 78
V.10.5 Interprétation des résultats obtenus 78
V.11 Gestion du stock 78
V.11.1 Définition 78
V.11.2 Les différents types de stock 79
V.11.3 Utilité et nécessité des stocks 79
V.11.4 La tenue des stocks 79
V.11.5 Calcul de la gestion de stock 79
V.12 Conclusion 79

Chapitre VI

Etude de la fiabilité d'une turbine a gaz

VI.1 Introduction 85
VI.2 Définitions et notations 85
VI.2.1 Fiabilité 85
VI.2.2 Disponibilité 85
VI.2.3 Maintenabilité 86
VI.2.4 Relation entre les différentes grandeurs caractérisant la fiabilité, la maintenabilité et la disponibilité d'un équipement 86
VI.3 Rappels de statistiques 87
VI. 3.1 Notion de Variable aléatoire 87
VI.3.2 Définition probabiliste de la fiabilité et commentaires 87
VI.3.3 Fonction de répartitions 88
VI.3.4 La densité de défaillance 88
VI.3.5 Taux de défaillance 88
VI.3.6 Principales lois utilisées 89
VI.4 Etude de la fiabilité de la turbine a gaz 90
VI.4.3 Méthodologie de la recherche de la fiabilité 91
VI.4.4 Analyse de la fiabilité à partir du modèle de weibull 92
VI.5 Conclusion 104

Conclusion générale 105

Liste des figures

CHAPITRE I

PRESENTATION DE LA REGION GTL

Fig. I.1 Situation géographique de Gassi-Touil dans le monde. 3

Fig. I.2 Situation géographique de Gassi-Touil dans l'Algérie. 3

Fig. I.3 Organisation générale de la région Gassi Touil. 6

CHAPITRE II

GENERALITES SUR LES TURBINE

Fig. II.1 Cycle de Baryton théorique dans les diagrammes P -v et T-S. 14

Fig. II.2 Schéma de la turbine à gaz à un seul arbre. 15

Fig. II.3 Schéma de la turbine à gaz bi- arbre. 16

Fig. II.4 Les variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine. 17

CHAPITRE III

DESCRIPTION DE LA TURBINE A GAZ MS 5002C

Fig. III.1 La turbine à gaz MS 5002C. 19

Fig. III.2 Présentation de la turbine MS 5002C. 22

Fig. III.3 Schéma de la turbine à gaz MS 5002C. 22

Fig. III.4 Diagramme thermique de la turbine. 23

Fig. III.5 Compresseur axial. 25

Fig. III.6 Composants de la section de combustion. 26

Fig. III.7 Ecoulement de l'air et du gaz par la section combustion de la turbine a gaz simple cycle. 27

Fig. III.8 Bougie à flamme. 27

Fig. III.9 Détecteur de flamme. 28

Fig. III.10 Chambre de combustion. 29

Fig. III.10 Directrices 1ére étage et 2ème étage. 30

Fig. III.11 LA roue HP et la roue BP. 30

Fig.III.12 Système typique d'admission. 31

Chapitre IV

CALCUL THERMODYNAMIOUE

Fig. IV.1 Schéma thermique de l'installation de turbine à gaz à. 36

Fig.VI.2 Evolution thermodynamique réel du fluide actif en coordonnées (S, T). 37

Chapitre V

MAINTENANCE DE LA TURBINE A GAZ MS5002

Fig. V.1 Les différents types de maintenance. 61

Fig. V.2 Niveau de stock en fonction de temps (T = 36 mois). 82

Fig. V.3 Niveau de stock en fonction de temps (T = 6 mois). 83

CHAPITRE VI

ETUDE DE LA FIABILITE D'UNE TURBINE A GAZ

Fig.VI.1 Les durées caractéristique de FDM. 86

Fig.VI.2 Fiabilité opérationnelle et fiabilité prévisionnelle. 90

Fig.VI.3 Méthodologie de la recherche de la fiabilité. 91

Fig.VI.4 Histogramme de pannes. 94

Fig.VI.5 Courbe de la fonction de fiabilité R(t). 100

Fig.VI.6 Courbe de la fonction de répartition F(t). 100

Fig.VI.7 Courbe de la densité de défaillance f(t). 101

Fig.VI.8 Courbe de taux de défaillance λ(t). 102

Liste des tableaux

CHAPITRE I

PRESENTATION DE LA REGION GTL

Tableau. I.1 Les champs en exploitation. 5

Tableau. I.2 Les champs en développement et semi-exploration. 5

CHAPITRE IV

CALCUL THERMODYNAMIOUE

Tableau IV.1 Les résultats de calcul d'après les données du constructeur. 52

Tableau IV.2 Les résultats de calcul d'après les données réelles (sur site). 53

Tableau IV.3 La comparaison entre le deux résultats. 54

Chapitre V

MAINTENANCE DE LA TURBINE A GAZ MS5002C

Tableau V.1 Les paramètres de contrôlé. 66

Tableau V.2 L'intervalle de maintenance. 67

Tableau V.3 recherche des pannes. 71

Tableau V.4 Etat de la turbine. 73

Tableau V.5 Les rapports annuels de la turbine pendant leur fonctionnement. 73

Tableau V.6 Détermination des constantes M, K et L. 74

Tableau V.7 Détermination du facteur de sévérité de déclenchement. 76

Fig. Tableau V.8 Comparaison entre le critère de démarrages et le critère horaires. 78

CHAPITRE VI

ETUDE DE LA FIABILITE D'UNE TURBINE A GAZ

Tableau .VI.1 La fiche historique de la turbine MS5002C. 93

Tableau .VI.2 Les défaillances par classe. 94

Tableau .VI.3 Les données préparées. 95

Tableau .VI.4 Les résultats obtenus par les annexe2 et 3. 98

Tableau .VI.5 Les résultats des calcule de la fiabilité. 99

Tableau .VI.6 Les résultats des calcule de teste k.S. 103

Liste des symboles

SIMBILES	DESIGNATION	UNITE
T	Température	K
T_1	Température ambiante	K
P	Pression	bar
P_1	Pression ambiante	bar
ΔP	Perte de charge	bar
ρ	la densité	Kg/m^3
C	la vitesse	m/s
S	la section	m^2
G_0	Rapport de débit massique théorique de l'air	Kg_{air}/Kg_{com}
Ga	débit massique d'air	Kg/s
Gc	Débit massique du carburant	Kg/s
Gg	Débit massique de gaz brulées	Kg/s
Q_v	Débit volumique fournier	m^3/s
qc	débit massique relatif du carburant	
qr	Débit massique de refroidissement	
qf	Débit massique des fuites	
ε	Rapport de pression	

γ	Coefficient isentropique	
σ_c	Coefficient d'expérience de perte	
α	Coefficient d'air théorique	
λK	Coefficient de MEKONOVALOV	Kg_{air} /Kcal
Wis	Le travail isentropique	Joule
W_{cr} et W_{THP}	Le travail réel	Joule
PCi	Pouvoir calorifique inférieur	K cal/ kg
$\eta$is	Rendement isentropique	
ηm	Rendement réel	
ηth	Rendement thermique	
Pu	puissance utile	watt

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

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

La présentation obligatoire d'un système bielle manivelle et d'un volant moteur ainsi que leur fonctionnement discontinu inévitable dans un moteur à piston rend impossible la concentration d'une grande puissance dans un seul groupe, tout cela restreint le domaine d'emploi des moteurs à pistons. Cet inconvénient est supprimé dans la turbine à gaz. Celle – ci est en effet caractérisée par un rendement élevé, permet de réaliser de grandes puissances avec un faible encombrement.

Les caractéristiques des turbines à gaz (taux de compression, débit, puissance,...etc.), sont données dans les conditions ISO. Ce qui nous mènera à étudier l'influence des différents facteurs qui peuvent engendrés des problèmes lors du fonctionnement de la turbine, en limitant ainsi sa durée de vie et ses performances. Le fonctionnement de la turbine même dans les conditions normales entraîne un certain vieillissement, usure .....etc. des pièces. La maintenance est nécessaire pour assurer une bonne exploitation. Dans le même objectif notre étude a comme but de déterminer les intervalles exacts de maintenance. Cette dernière est basée sur deux principaux critères, l'un qui prend en considération le nombre d'heures travaillées et l'autre basé sur le nombre de démarrages, dans ce but, on va étudier une turbine à gaz de type MS5002C (Générale Électrique) afin d'évaluer ces performances, maintenance et fiabilité.

Ce travail comporte une introduction, une conclusion générale, références bibliographiques et les annexes.

Enfin, on a divisé cette étude en cinq chapitres :

Premier chapitre est consacré à la généralité sur la turbine a gaz

Deuxième chapitre c'est une description de la turbine a gaz MS5002C

Troisième chapitre consacré au calcul thermodynamique de la turbine a gaz MS5002C

Quatrième chapitre c'est une étude et calcul maintenance de la turbine a gaz MS5002C

Cinquième chapitre est une étude de la fiabilité d'une turbine a gaz.

Chapitre I

PRÉSENTATION DE LA RÉGION GASSI TOUIL

I.1 Introduction

Dans le cadre de la coopération entre le milieu scientifique et le milieu industriel, on a effectué un stage pratique au sein de la région GASSI TOUIL du 01/03/2011 au 10/05/2011 pour le but de faire un lient entre nos études à l'université et le domaine pratique pour réalisé un projet du mémoire fin d'étude.

Au cours de ce stage au service mécanique, département maintenance on a eu la chance de visiter le centre de production, les puits l'atelier contenant les différents instruments industriels, tel que en basé sur la turbine à gaz.

I.2 Situation géographique

La région de Gassi Touil est l'une des dix régions qui constituent actuellement la Division Production de la bronche Amont.

Elle dispose de différentes installations de base, permettant d'assurer la production, le stockage et l'expédition des hydrocarbures, dont principalement d'après [1]:

- Une unité d'expédition du brut
- Des chaînes de séparation
- Des unités de stockage du brut
- Une unité de traitements du GAZ
- Une unité d'injection gaz pour le maintien de la pression dans le gisement
- Une unité de déshuilage pour la protection de l'environnement
- Laboratoire d'analyse

LA région de GASSI TOUIL est à vocation pétrolier gazier. Elle situe à 1000 Kms au sud-est d'Alger et à 150 Kms sud de HASSI MESSAOUD.

-Température maximale **+ 50 °C** en été

-Température minimale **- 05 °C** en hiver

- Pluviométrie faible en hiver et nulle pendent le reste de l'année.
- Le paysage est constitue de plateau de sable avec des cordons de dunes.

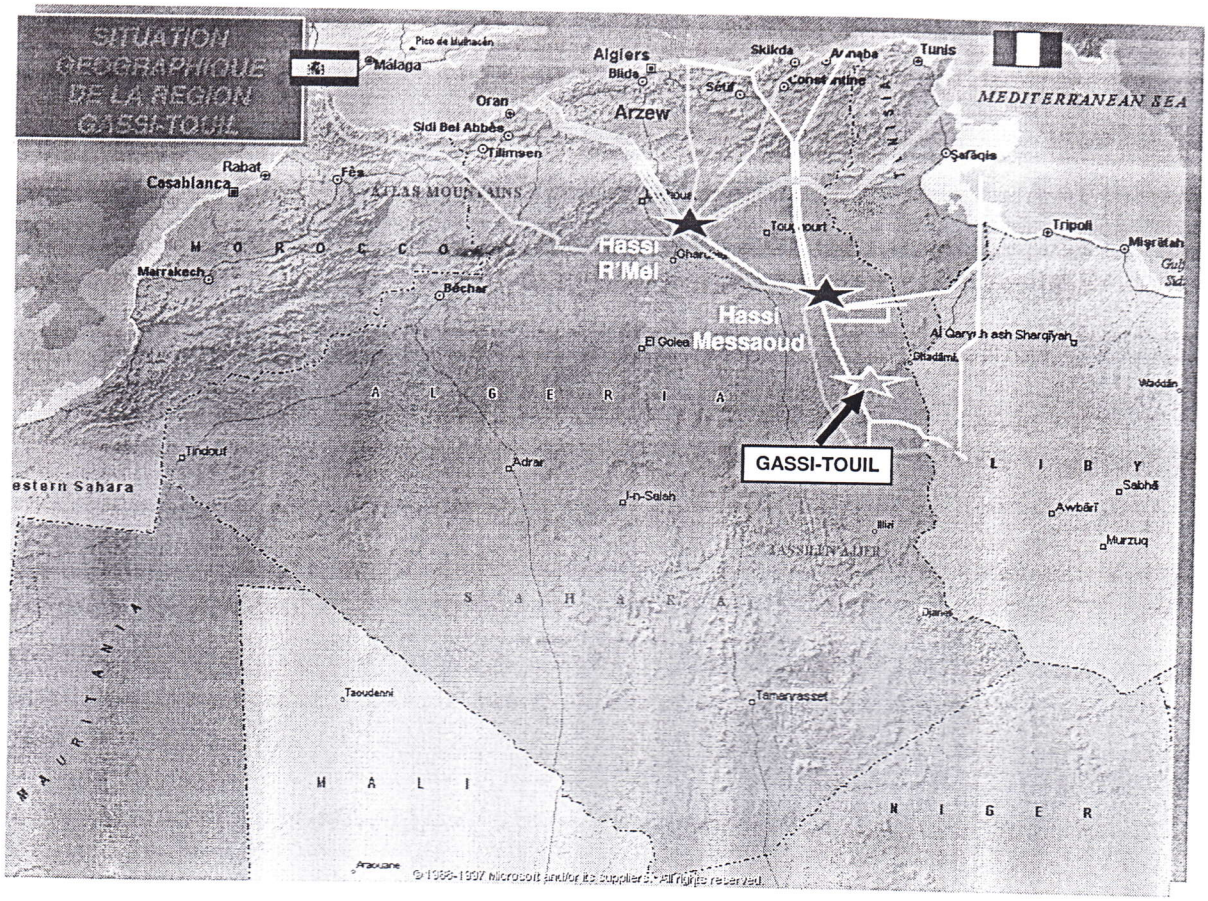


Fig. I.1 Situation géographique de Gassi-Touil dans le monde. [1]

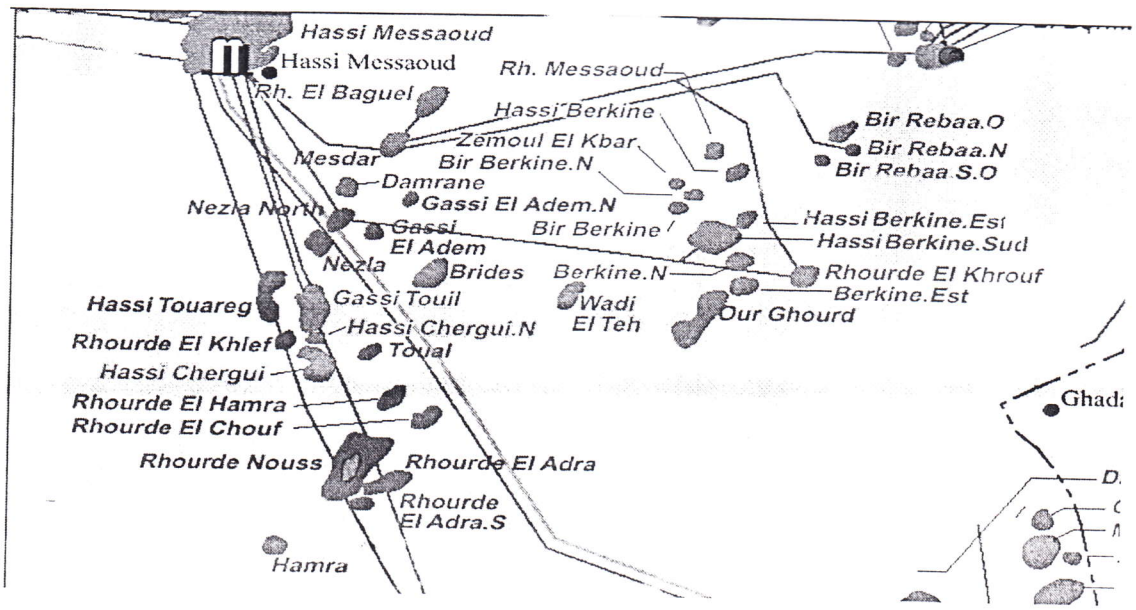


Fig. I.2 Situation géographique de Gassi-Touil dans l'Algérie. [1]

I.3 Quelques dates clés

La région de Gassi Touil est composée de plusieurs champs dont les principaux d'après [1] :

- NEZLA Nord découvert en 1958, 10puits forés de l'huile et de gaz
- NEZLA Sud découvert en 1958,21puits forés de gaz
- Hassi Touareg Nord découvert en 1959, 08puits forés de gaz
- Hassi Touareg Sud découvert en 1959, 06 puits forés de gaz
- Gassi Touil découvert en 1961, 80 puits forés d'huile et gaz
- Hassi Chergui Nord découvert en 1962, 01puits forés d'huile
- Hassi Chergui Sud découvert en 1962, 09 puits forés d'huile

Champs en développement :

- Brides découvert en 1958 ,06 puits forés de gaz sec
- Toual découvert en 1958 ,09 puits forés de gaz et condensât

Les deux tableaux suivant montrent les champs en exploitation et les champs en développement d'après [1] :

LES CHAMPS EN EXPLOITATION			
CHAMPS	DATE DE DECOUVERTE	PUITS FORES	NATURE DES FLUIDES
Gassi Touil	1961	82	Huile + Gaz + Eau (04)
Hassi Chergui Sud	1962	09	Huile
Hassi Chergui Nord	1962	01	Huile
Hassi Touareg Nord	1959	08	Gaz + Eau 01)
Hassi Touareg Sud	1959	06	Gaz
Nezla Sud	1958	21	Gaz + Eau (02)
Toual	1958	09	Gaz
Nezla Nord	1958	10	Huile + Gaz + Eau (01)
TOTAL		146	

Tableau. I.1 Les champs en exploitation. [1]

LES CHAMPS EN DEVELOPPEMENT			
CHAMPS	DATE DE DECOUVERTE	PUITS FORES	NATURE DES FLUIDES
Brides	1958	06	Gaz sec
LES CHAMPS EN SEMI-EXPLORATATION			
CHAMPS	DATE DE DECOUVERTE	PUITS FORES	NATURE DES FLUIDES
Rhourde El Khelf	1958/1959	01	Gaz
Gassi El Adem	1967	04	Gaz

Tableau. I.2 Les champs en développement et semi-exploration. [1]

I.4 Organigramme de champ GASSI Touil : l'Organigramme de champ comme suit :

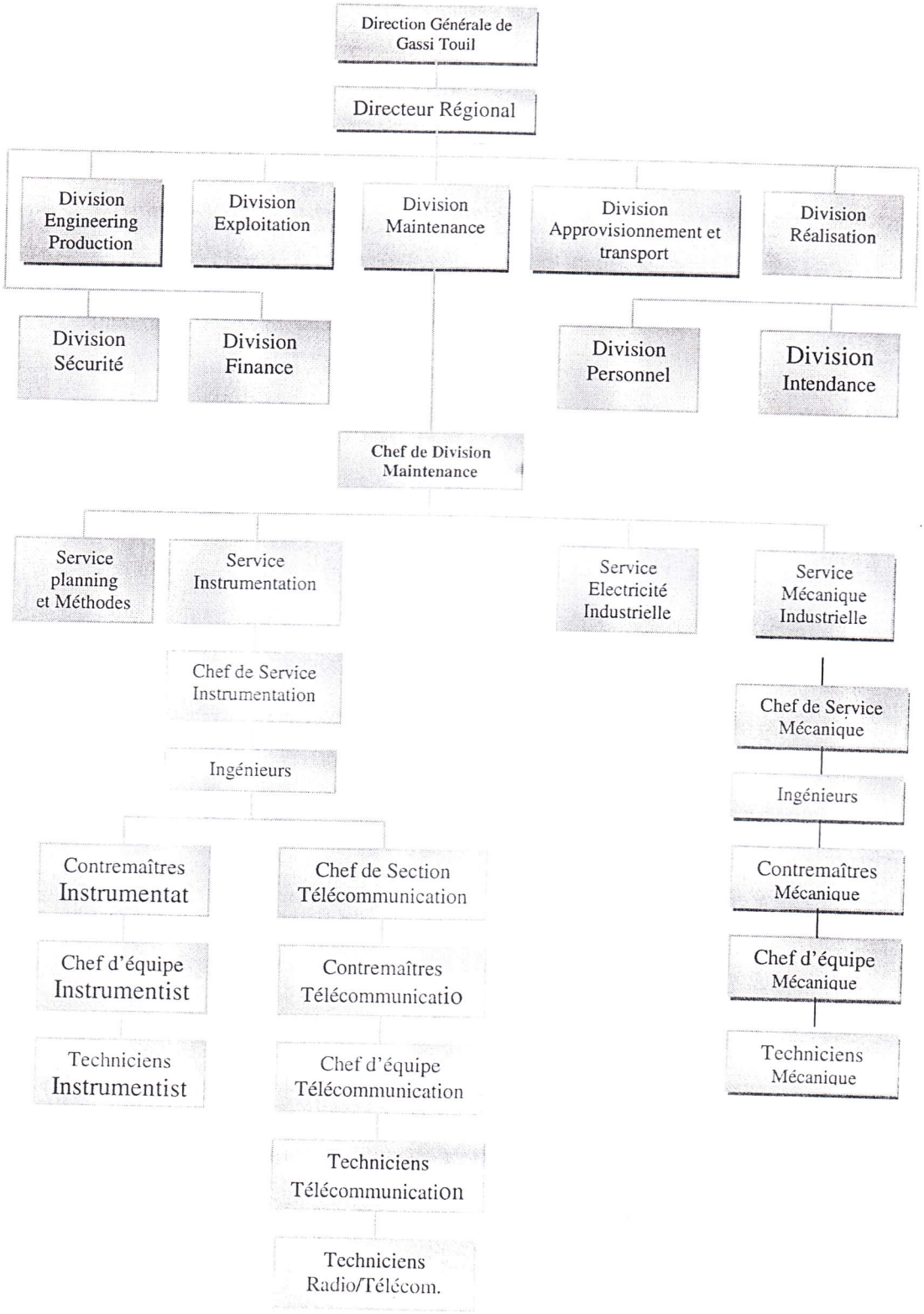


Fig. I.3 Organisation générale de la région Gassi Touil. [1]

Le rôle et la structure de la différente division comme suit d'après [1] :

I.4.1 Division Engineering et production (EP)

La division EP a pour mission le suivi des puits, depuis le forage jusqu'à l'installation de la tête de puits et la mise en production, et la maintenance des puits, cette division est organisée comme suit:

I.4.1.1 Service géologie

Sa tache consiste à désigner le lieu d'implantation des puits à forer, suivre et analyser les échantillons pris l'actualisation des cartes géographiques de gisement de la région.

I.4.1.2 Service contrôle et mesures

Consiste à procéder des études techniques sur le débit et la pression de gisement.

I.4.1.3 Service puits

Chargé de la réalisation des objectifs de la division EP et de tous les travaux programmes par le service technique puits, il existe3 section:

Intervention, Wire-Line, Préparation

I.4.1.4 Service technique puits

Il supervise des opérations spéciales sur les puits, préparation des programmes, des bilans et rapports mensuels, ainsi que l'actualisation les informations sur une base de donnée informatisé et liée par un réseau local.

I.4.2 Division Exploitation

C'est la plus importante en terme d'équipement sa mission est d'exploiter le brut jusqu'à son expédition cette division et structurée comme suit :

I.4.2.1 Unité de traitement de brut

Unité de traitement de brut se compose :

-Une section de séparation: regroupe une série de 09 batteries chaque batterie est formée d'un couple de séparateurs, et un séparateur supplémentaires (HP7) pour la récupération des gaz touchés.

-Une section de stockage et expédition: comprend (07) bacs de stockage et des pompes d'expédition.

I.4.2.2 Unité de traitement de gaz

L'unité se compose principalement de quatre (04) trains de traitement identique appelés chaînes.

I.4.2.3 Unité de récupération des gaz associés

Cette unité de but comprimé est réinjecté le gaz a une pression de 152 bar dans les puits injecteur afin de pouvoir maintenir la pression de réservoir.

I.4.2.4 Laboratoire

Laboratoire sont rôle est effectuée des analyse de contrôle de la qualité des huiles, contrôle quotidien des spécifications suivant :

- la densité
- viscosité
- Salinité
- Tension de vapeur

I.4.3 Division Sécurité

La sécurité et ensemble de règles, de moyens technique et un état d'esprit dont la finalité est de crée les conditions de travail qui éliminé les accidents.

La sécurité généralement joue un rôle très important dans les unités de traitements de gaz et le brut.

Les hydrocarbures c'est notre objet de production, mais il constitue un danger permanent aux appareils et en matière de vies humaines.

Cette division à pour mission d'assurer la sécurité et maintenir le patrimoine humain et matériels de la société cette division et constitué comme suite :

I.4.3.1 Service intervention

Et doté un certain nombre d'équipements de sécurité et des moyens d'intervention auxquels il faut veiller à leur bon fonctionnement.

I.4.3.2 Service prévention

Chargé de prendre toutes les mesures de sécurité afin d'éviter les risques pour bien mener sa mission, il analyse tous les accidents et tire les conclusions, ainsi il procède à des contrôles réguliers des installations de la région et assiste à l'exécution de tous les travaux engagés dans la région.

I.4.3.3 Cellule environnement

Elle essaye de préserver l'environnement de la région de GASSI TOUIL contre la pollution atmosphérique et terrestre et respect les normes environnemental.

I.4.4 Division Réalisation

Structurée de 04 services :

I.4.4.1 Service construction et génie civil

Assure la réalisation des travaux d'entretien des infrastructures est industrielles tels que aménagement, transformation et nettoyage dessablage, réseaux routiers, les plates formes…..

I.4.4.2 Service travaux neuf

Chargé de l'entretien du réseau de la collecte de GT en collaboration avec EP.

- l'entretien du réseau du centre de production
- supervise les nouvelles constructions
- fait les raccordements des puits

I.4.4.3 Service électromécanique

Chargé d'entretien des équipements électromécaniques installés dans la base de vie et le centre de production.

- froid
- climatisation, cumulus
- réseaux électriques
- suivi et réalisation des petits projets…..

I.4.4.4 Service travaux entretien

Entretien lié à la peinture, menuiserie, plomberie, vitrerie, et serrurerie…

I.4.5 Division de personnel

Sont rôle est la gestion du personnel de la région de GTL, il constituer comme suit :

I.4.5.1 Section planification

Reçois les nouveau recruté, les Stagire géré les personnel de DSP, géré touts ce qui concerne la formation, les stages, le séminaire

I.4.5.2 Section administration

Elle et occupée de la gestion du bureau de voyage, sport est loisir.

I.4.5.3 Section gestion e carrière

Suivie le parcoure professionnel du personnel de la région.

I.4.5.4 Section prestation sociale

Gérer les allocations, la déclaration du personnel dans la caisse social, suivi la vie sociale du personnel.

I.4.5.5 Section de paie

Elle occupe de traitement de pais de personnel

I.4.6 Division Maintenance

Structurée en 04 service, elle est chargée de la maintenance des équipements industriels, et de maintenir l'état de fonctionnement des installations tels que les moteurs, turbines, pompes et instrumentation.

I.4.6.1 Service planning et méthode

Élabore un planning de révision curative et périodique de toutes les machines et les unités en collaboration avec les fabricants.

Le service assure la préparation et lancement des travaux, la préconisation des pièces et l'outillage spécifique.

I.4.6.2 Service Instrumentations

Chargé du suivi et de bon fonctionnement des équipements et machines.

I.4.6.3 Service mécanique

Fabrication des différentes pièces mécanique et assistance pendant la révision générale des moteurs, compresseur et pompes…

I.4.6.4 Service Electricité

Gérer, entretenir et maintenir les installations électriques.

I.4.6.5 Section Télécommunications

La section s'occupe de la maintenance st installation de toutes les infrastructures des Télécommunications (téléphone, transmission et radio).

I.4.7 Division Intendance

Structuré en deux services: Service hébergement, Service restauration

Sa mission principale s'occupe de l'hébergement et la restauration du personnel de la région, ainsi que les deux services assure par les entreprises soustraites; le service et de rôle supervisé

I.4.8 Division approvisionnement/transport

Comme son nom, sa mission et approvisionnement les structures par le matériels et fournitures de bureaux ainsi elle assure la gestion et l'exploitation du parc roulant du personnel et matériels.

Elle dispose de 4 services :

- service achat
- service gestion de stocks
- service entretien et service transport

I.4.9 Division finance

La finalité d'une entreprise est générer des bénéfices et augmenter sa capacité d'autofinancement. Cette division est chargée de faire la collecte des données pour les transmettre à la direction finances afin d'analyser globalement ces données pour voir qu'elles sont les rectifications à introduire en vue d'atteindre l'objectif tracé.

Il dispose 03 services :

- Service comptabilité générale
- Service trésorerie
- Service comptabilité analytique
- Cellule juridique

I.5 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présentés la situation géographique de la région GASSI TOUIL et nous avons illustrés le champ du stage, puis nous avons expliqués le rôle et l'effet de chaque service.

Chapitre II

GENERALITES SUR LES TURBINES A GAZ

II.1 Introduction

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 convertie cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel.

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.

II.2 Historique des turbines à gaz

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

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

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

- **1^e^ génération :** $760 < T_{max} < 955$.
- **2^e^ génération :** $955 < T_{max} < 1124$.
- **3^e^ génération :** $1149 < T_{max} < 1288$.

Evidement, l'augmentation de la température d'entrée à la première turbine a eu comme effet une augmentation du rendement thermodynamique, qui est passé des valeurs inférieures à 20% dans les premières machines, à des valeurs courantes supérieures à 40% (turbine à gaz LM6000). [2]

II.3 Utilisation des turbines à gaz

Les turbines à gaz ont une très grande utilité dans l'industrie, du fait qu'elles sont des appareils pour la production de l'énergie mécanique. Elles peuvent être utilisées pour l'entraînement des : d'après [2]

II.3.1 Appareils fixes

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

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

II.3.2 Appareils mobiles

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

- Chemins de fer.
- Propulsion maritime.
- Aviation.
- Traction routière

II.4 Classification des turbines à gaz

On peut classer les turbines selon différents points [3] :

- ✓ Par le mode de travail.
- ✓ Par le mode de fonctionnement thermodynamique.
- ✓ Par le mode de construction.
- ✓ Et selon la nature de l'écoulement

II.4.1 Par le mode de travail

On distingue deux types de turbines :

II.4.1.1 Etage 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 $P_1>P_2>P_3$.

II.4.1.2 Etage 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 $P_1>P_2=P_3$.

II.4.2 Par le mode de fonctionnement thermodynamique

Il existe deux cycles thermodynamiques :

II.4.2.1 La turbine à gaz à cycle fermé

Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

II.4.2.2 La turbine à gaz à cycle ouvert

C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectue directement dans l'atmosphère, ce type de turbine qui le plus répandu se divise en deux classes : turbine à cycle simple et turbine à cycle régénéré ou mixte.

Ce qui caractérise le mieux ce type est le cycle de Brayton (Fig.II.1):

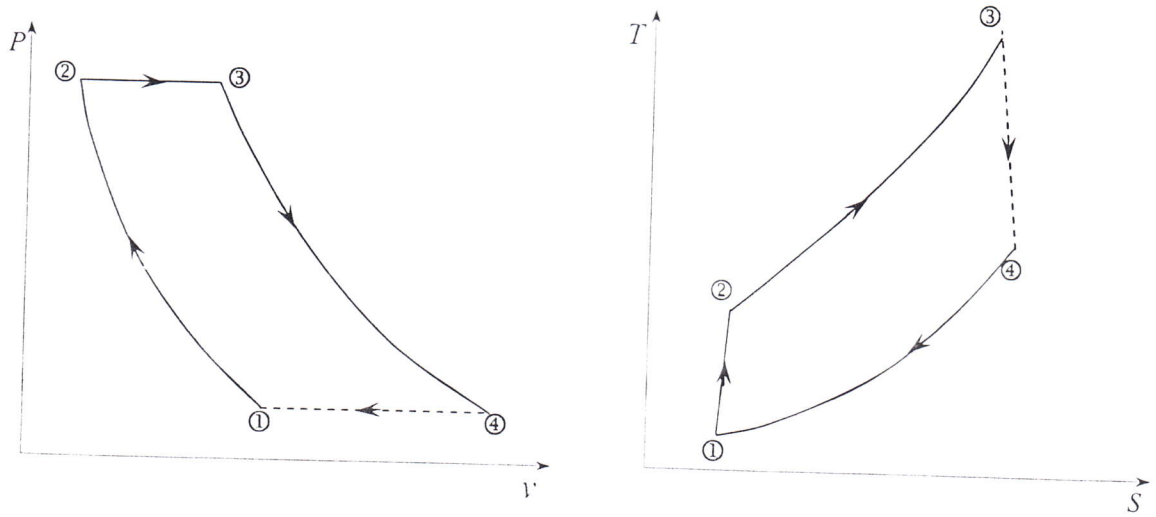


Fig.II.1 Cycle de Baryton théorique dans les diagrammes *P -v* et *T-S*. [2]

a)- 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 est perdus dans l'atmosphère à travers la cheminée.

b)- Turbine à cycle régénéré

C'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs, dans le but d'augmenter le rendement de l'installation.

II.4.3 Par le mode de construction

II.4.3.1 Turbine mono- arbre

Le compresseur et les sections de la turbine sont montés sur un même arbre ce qui leur permette de tourner à la même vitesse, ce type, utilisé pour les applications qui n'ont pas besoin des variations de vitesse telle que l'entraînement des génératrices pour la production de l'électricité.

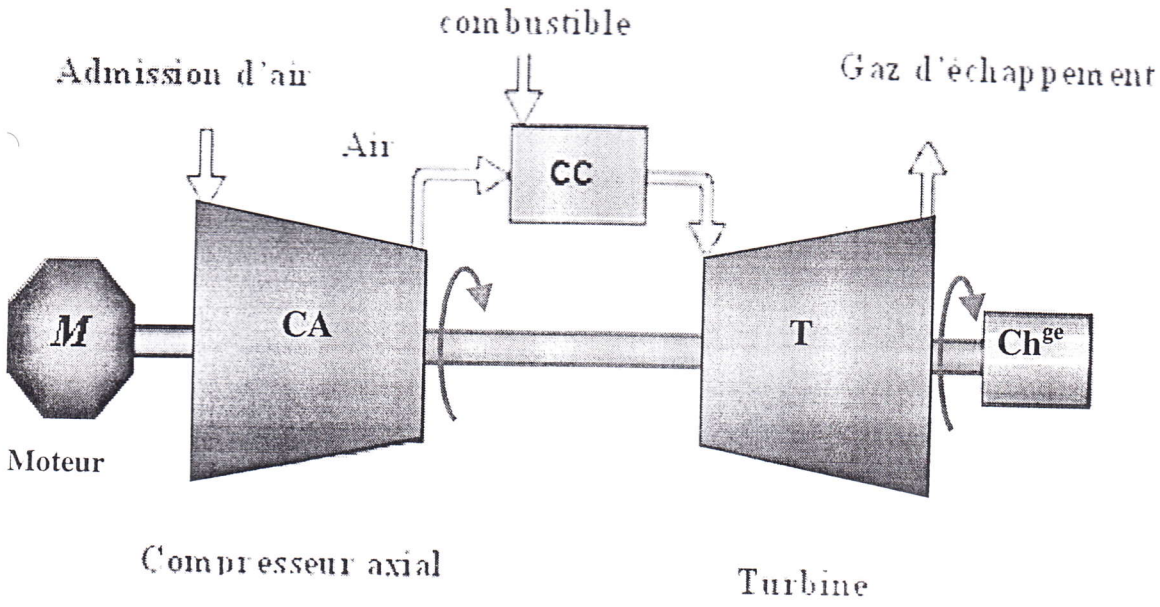


Fig. II.2 Schéma de la turbine à gaz à un seul arbre. [2]

II.4.3.2 Turbine bi- arbre

Les deux sections de la turbine ne sont pas reliées mécaniquement ce qui leur permette de tourner à des vitesses différentes. Ce type est utilisé dans les applications qui demandent une large variation de vitesse telle que l'entraînement des compresseurs. Le compresseur et la roue haute pression (TE_1) sont appelés générateur de gaz, généralement la vitesse de générateur de gaz est constante, par contre la vitesse du la roue basse pression (TE_2), varie selon le régime de la machine réce .

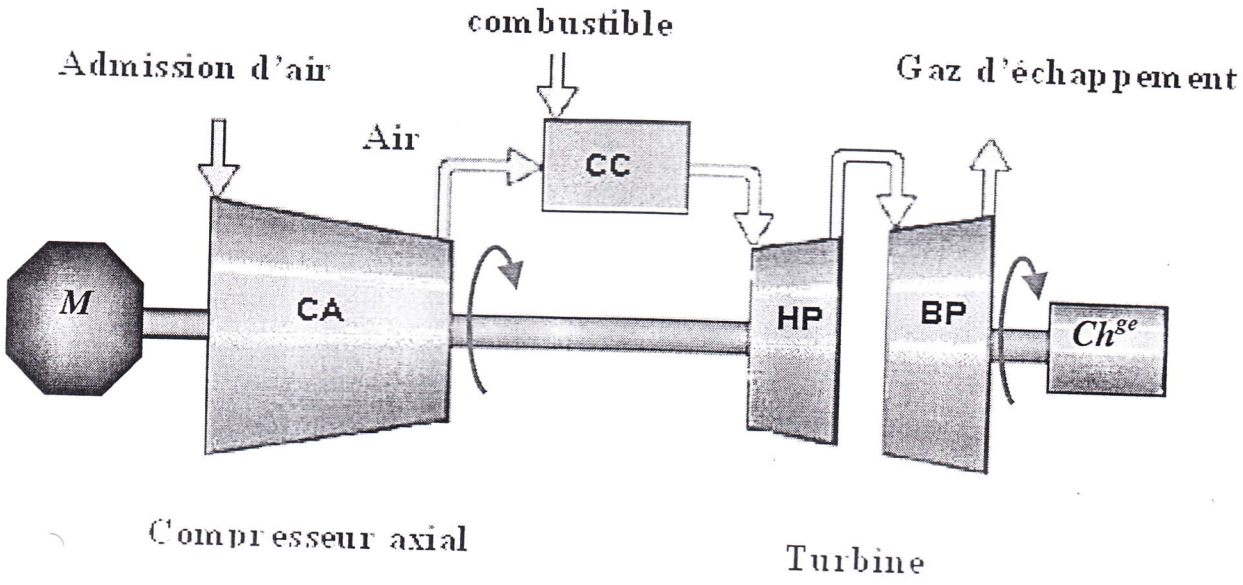


Fig. II.3 Schéma de la turbine à gaz bi- arbre [2]

II.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 brulant 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 coté, à fournir l'énergie utile à la machine conduite, couplée avec la machine au moyen

d'un accouplement et, de l'autre coté à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui à lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine.

- elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression et température résultant de la transformation mentionnée ci-dessus.

La (fig. II.4) montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de la machine correspondant aux phases de fonctionnement mentionnées ci-dessus. [2]

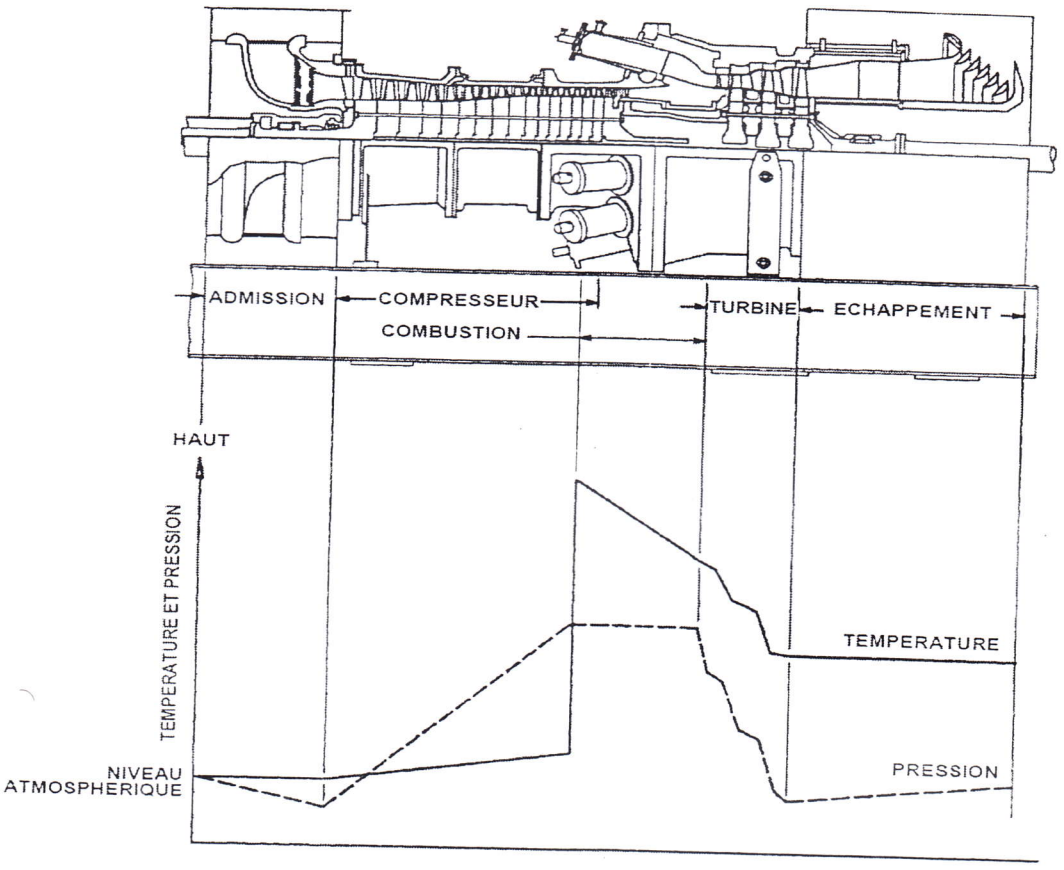


Fig. II.4 Les variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine [2]

La (fig. II.4) met en évidence que la combustion se produit dans des conditions de pression presque constantes.

II.6 Avantages et inconvénients des turbines à gaz

II.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 très froid.
- Diversité de combustible pour le fonctionnement.
- Possibilité de fonctionnement à faible charge. [4]

II.6.2 Inconvénients

- Au-dessous d'environ 3000*KW*, 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. [4]

II.7 Conclusion

dans cette partie nous avons abordés la définition générale du turbine a gaz , l'historique de cette machine ,et aussi nous avons présentés les domaines des utilisation , la classification , et enfin les avantages et les inconvénients de cette machine .

Chapitre III

DESCRIPTION DE LA TURBINE A GAZ MS 5002C

III.1 Introduction

Les turbines à gaz au niveau du champ de GASSI TOUIL sont de modèle MS 5002C, elles sont utilisées pour entraîner des compresseurs centrifuges multi étages qui injecté les gaz dans les puits.

La turbine à gaz MS 5002C est une machine rotative à combustion interne, elle pressurise de l'air, le mélange avec un combustible et brûle ainsi le mélange dans des chambres de combustion. Les gaz ainsi produits sont détendus au niveau des aubes d'une turbine de détente. (Voir Fig. III.1)

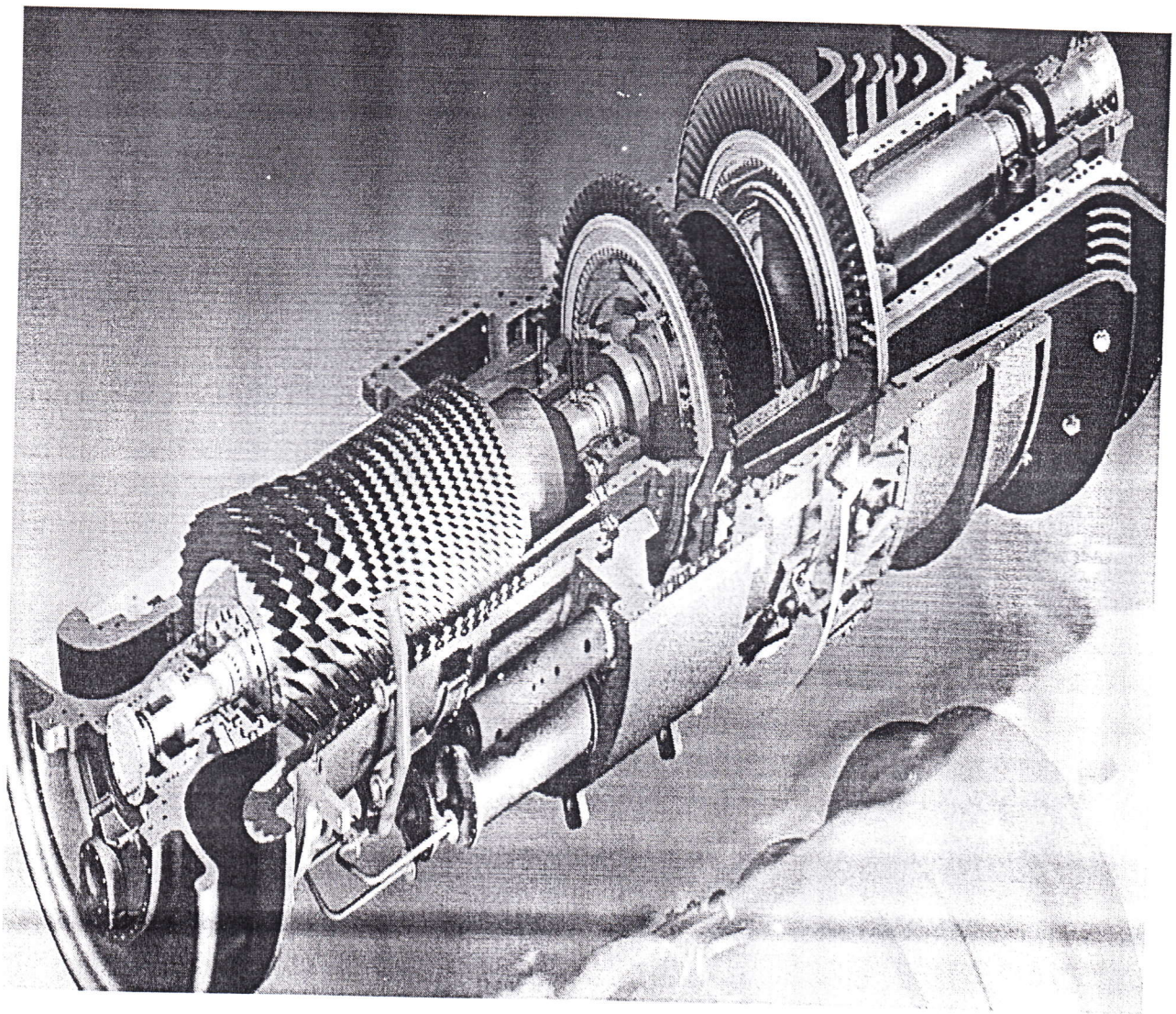


Fig. III.1 La turbine à gaz MS 5002C. [2]

III.2 Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002C(régime nominale) :

d'après [2]

- Marque .....Générale électrique (Nuovo Pignone)
- Application de turbine à gaz.....commande mécanique
- Série du model.....MS 5002C
- Cycle.....Simple
- Rotation de l'arbre.....Anti horaire
- Type de fonctionnement.....Continu
- Vitesse de la roue HP.....5100 tr/min
- Vitesse de la roue BP.....4903 tr/min
- Commande.....MARK V SPEED TRONIC système de commande électronique solide
- Protection (types de base) .....survitesse, surchauffe, vibration, détection de flamme
- Mécanisme de froidisse ment .....Engrenage réducteur à rochet
- Atténuation de bruit.....Silencieux d'admission et échappement selon les exigences locales
- Système de démarrage.....Moteur électrique

Plaquette d'identification du régime normal de la turbine à gaz (condition ISO)

-Sortie de base.....38000hp

-Température d'aspiration.....15°C

-Pression d'échappement.....14, 7 PSI

Section du compresseur

- Nombre des étages du compresseur axial.....16
- Types de compresseur.....Flux axial, grande capacité
- Plan de joint.....Bride horizontale
- Type des aubes directrices d'entrée .....Variable

Section de la turbine

- Nombre des étages de la turbine.....02(deux arbres)
- Plan de joint .....Bride horizontale
- Directrice du première étage.....Fixe
- Directrice du deuxième étage.....Variable

Section de combustion

- Type ... ...12 multiples foyers, type à flux inverses
- Configuration des chambres... ....Concentrique autour du compresseur
- Combustible... ... ...

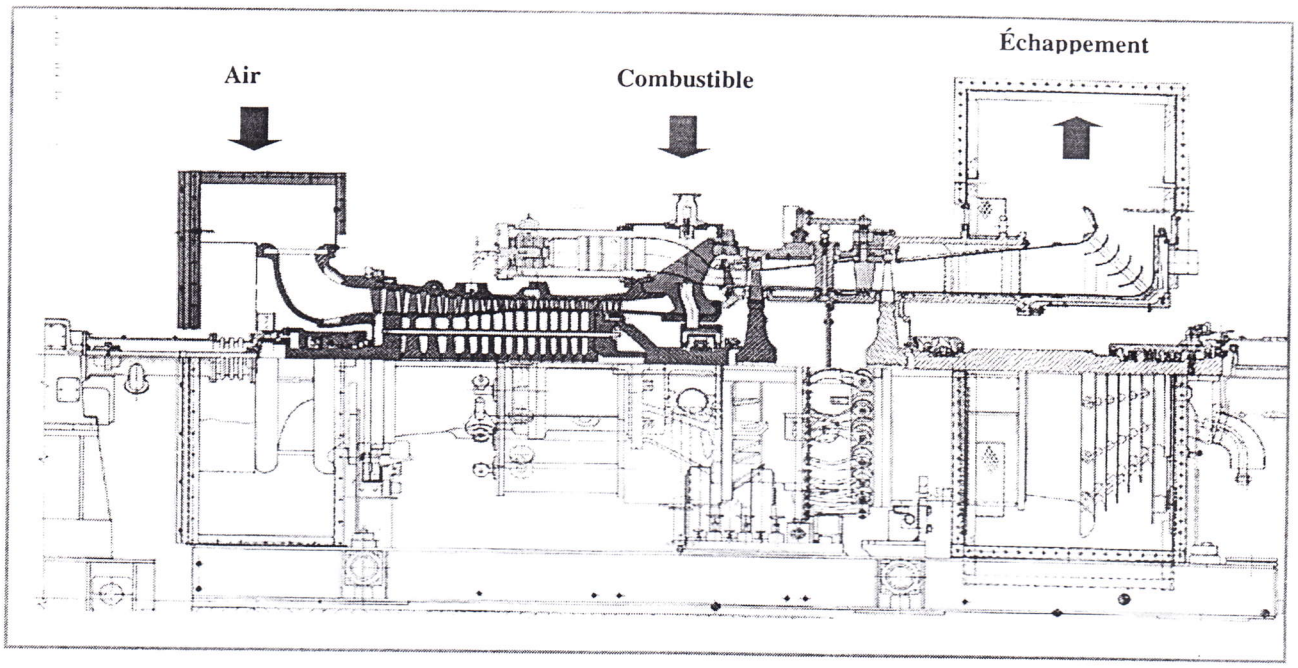


Fig. III.2 Présentation de la turbine MS 5002C. [2]

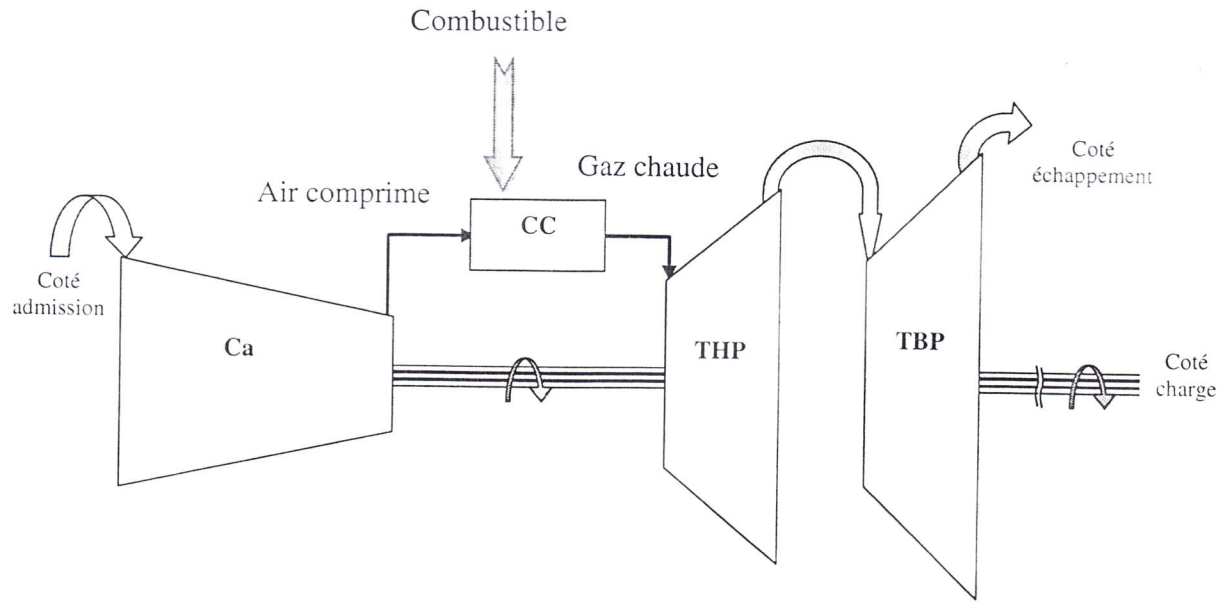


Fig. III.3 Schéma de la turbine à gaz MS 5002C.[2]

III.3.1 Cycle théorique de la turbine

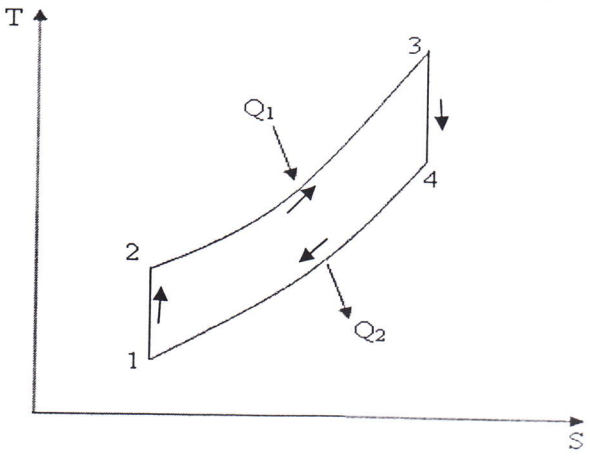


Fig. III.4 Diagramme thermique de la turbine. [2]

1-2: Compression isentropique dans le compresseur.

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

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

4-1: Echappement.

Q_1: *Le quantite de chaleur* à *la combustion*
Q_2: *Le quantite de chaleur* à *l'échappement*

III.4 Sections principales d'une ITG (installation de turbine à gaz)

III.4.1 Section compresseur

La section compresseur axiale comprend le rotor et le corps du compresseur qui comportent seize (16) étages de compression, les aubes variables de la directrice et deux déflecteurs de sortie. [2]

III.4.1.1 Le rotor : dans le compresseur, l'air est comprimé par une série d'aubes du rotor qui donnent la force nécessaire, pour comprimer l'air à chaque étage de la compression et les stators guident l'air, pour le faire pénétrer dans l'étage successif du rotor.

Les aubes du rotor sont insérées dans des rainures et maintenues dans une position axiale par l'empilage et le bouclage au bout des rainures. Les disques et le demi-arbre sont assemblés pour maintenir la conicité, ils sont maintenus par des tirants.

III.4.1.2 Le stator : dans la section compresseur la partie stator (corps du compresseur) est composée de quatre éléments qui sont :

a) Corps coté aspiration du compresseur

Qui se trouve à la partie avant, sa fonction est de diriger l'air de façon uniforme vers le compresseur, il porte le premier palier du stator.

b) Corps partie avant du compresseur

Contient les quatre premiers étages du stator, il transmet également les charges de structure qui viennent du corps adjacent vers le support avant.

c) Corps partie arrière du compresseur

Contient les derniers étages du stator, les orifices d'extraction prévus dans ce corps permettent de prélever l'air au niveau du 10^{eme} étage du compresseur. Cet air est employé pour refroidir et également assurer des fonctions d'étanchéité et contrôler les pulsations au démarrage et à l'arrêt.

d) Corps du compresseur coté refoulement

C'est l'élément final de la section compresseur. C'est la pièce coulée la plus longue. Elle est située à mi-chemin entre les supports avant et arrière. Sa fonction est de contenir les sept derniers étages du compresseur et forme avec la paroi intérieure et extérieure le diffuseur du compresseur qui relie les stators du compresseur et de la turbine. Ce corps porte le deuxième palier de la turbine.

Le rotor fournit de l'énergie cinétique à l'air. Dans le stator l'énergie cinétique se transforme en énergie de pression. Ce passage est nécessaire par le fait d'avoir une compression dans la pression de sortie supérieure à la pression d'entrée, ainsi qu'une conservation de débit, pour ne pas perturber le fonctionnement et éviter le pompage du compresseur. Les fonctions du corps de refoulement du compresseur sont :

- d'équilibrer les pompages du compresseur.
- de former les parois interne et externe du diffuseur et de relier le compresseur aux stators de la turbine.
- Il sert également de support à la directrice de la turbine de premier étage.
- convertir une partie de la vitesse de sortie du compresseur en pression supplémentaire.

III.4.1.5 Le rôle du compresseur axial

Il se résume essentiellement en (Fig. III.5) :

- Assurer l'alimentation des chambres de combustion avec l'air comprimé, pour l'opération de combustion.

- Assurer un débit et une pression aussi élevés pour avoir une grande puissance utile.
- Assurer l'air utilisé pour le refroidissement des pièces exposées aux fortes contraintes thermiques.

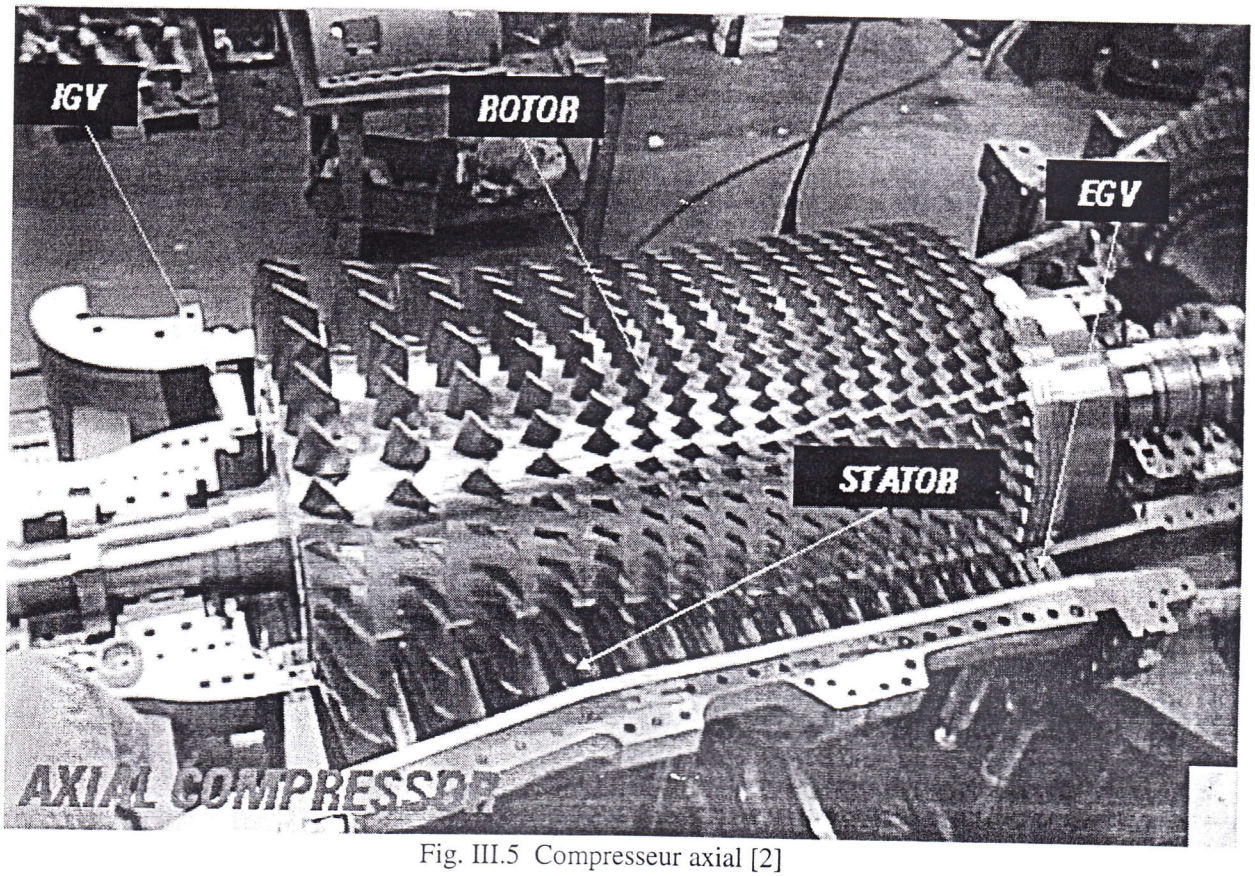


Fig. III.5 Compresseur axial [2]

IGV: Inlet Guid Valve

EGV: End Guid Valve

III.4.2 Section combustion

La section combustion de la turbine à gaz MS 5002c comporte, l'enveloppe de combustion qui est composée de douze corps de combustion extérieure, chaque corps est composé de : tube à flamme, injecteur de combustible, pièce de transition, tube d'interconnexion, bougie d'allumage pour la chambre de combustion N° (1et12), détecteur de flamme (2 ; 3 ; 10 et 11) et divers garnitures (voir Fig. III.6).

L'enveloppe de combustion 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. Le combustible est envoyé dans chaque chemise des chambres de combustion par un injecteur de combustible monté dans le couvercle de cette dernière et pénétrant dans la chemise. Lorsque

l'allumage se produit dans les tubes foyer, ils vont allumer le mélange air combustible des autres chambres.

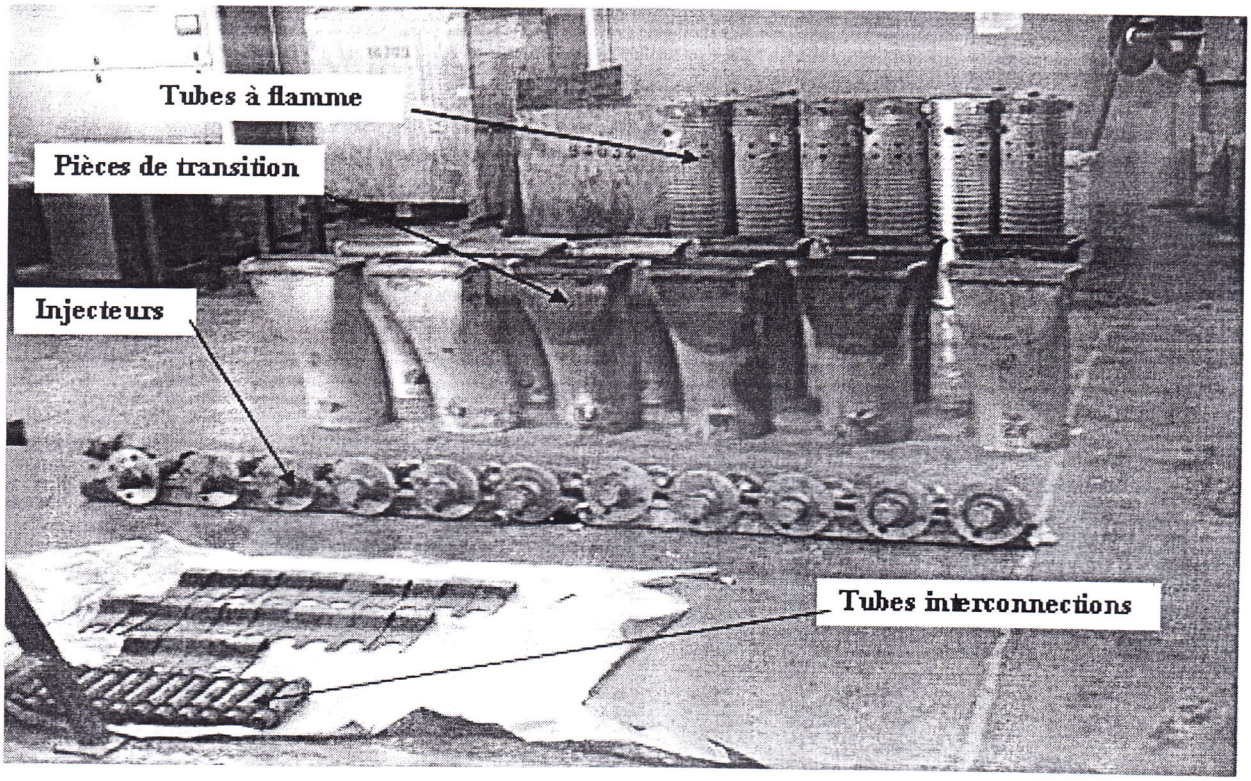


Fig. III.6 Composants de la section de combustion. [2]

a)- Enveloppe de combustion

L'enveloppe de combustion soutient les douze corps de combustion qui renferment les douze pièces de transition. C'est une enceinte soudée qui reçoit l'air de refoulement du compresseur à flux axial. L'enveloppe est montée dans la partie arrière du refoulement du compresseur. (voir Fig. III.8)

b)- Corps de combustion

Les brides arrière des douze corps de combustion sont montées sur la surface verticale avant de l'enveloppe de combustion avec chaque corps par les tubes foyer. Les injecteurs de combustibles montés dans les couvercles du corps de combustion pénètrent dans les chambres et assurent l'alimentation en combustible

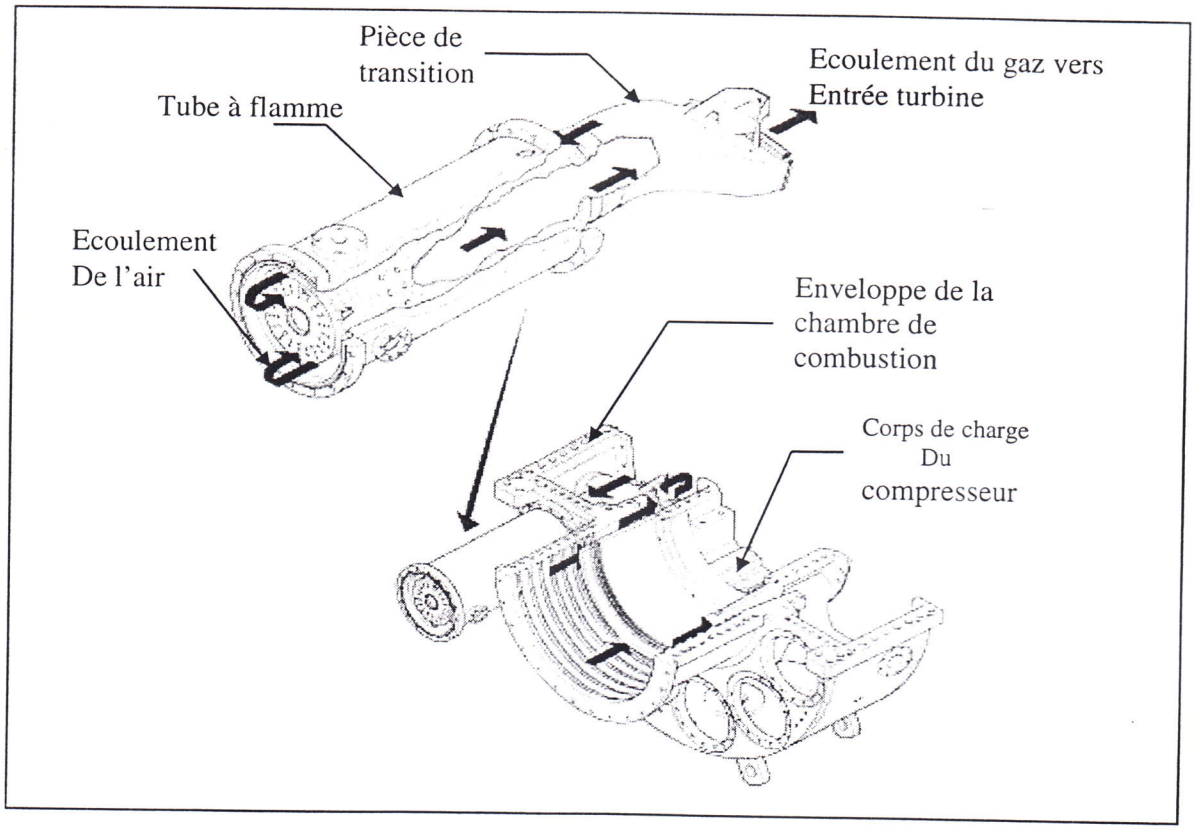


Fig. III.7 Ecoulement de l'air et du gaz par la section combustion de la turbine a gaz simple cycle. [2]

c)- Bougie d'allumage

Le déclenchement de la combustion du mélange combustible est assuré par les bougies d'allumages avec électrode rétractive. Deux bougies sont installées dans chacune des deux chambres de combustion (1 et 12) et reçoivent l'énergie de transformateur d'allumage (voir Fig.III.6). Les autres chambres sont allumés à travers les tubes d'interconnections.

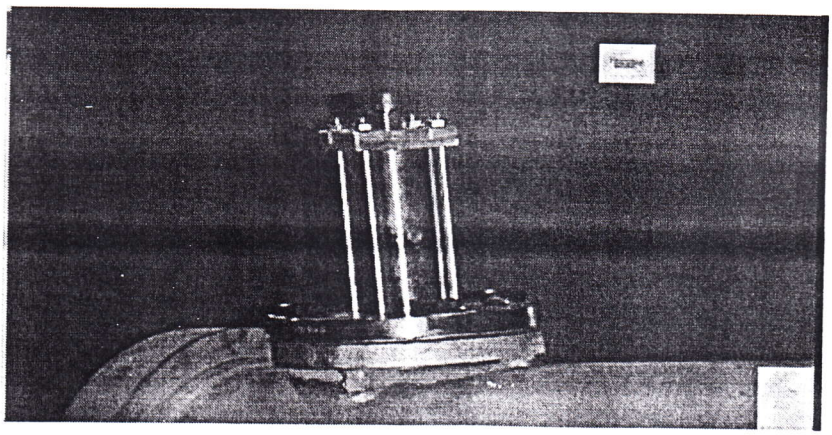


Fig.III.8 Bougie à flamme. [2]

d)- Détecteur de flamme ultraviolets

Pendant la séquence de lancement, il faut envoyer une indication de présence ou absence de flamme au système de commande, pour cette raison un système de contrôle de flamme est utilisé.

Le capteur de flamme est sensible à la présence des radiations (ultraviolet) émises par la flamme aux hydrocarbures.

Quatre détecteurs de flammes sont installés dans chacune des chambres de combustions (2 ; 3 10 et 11)

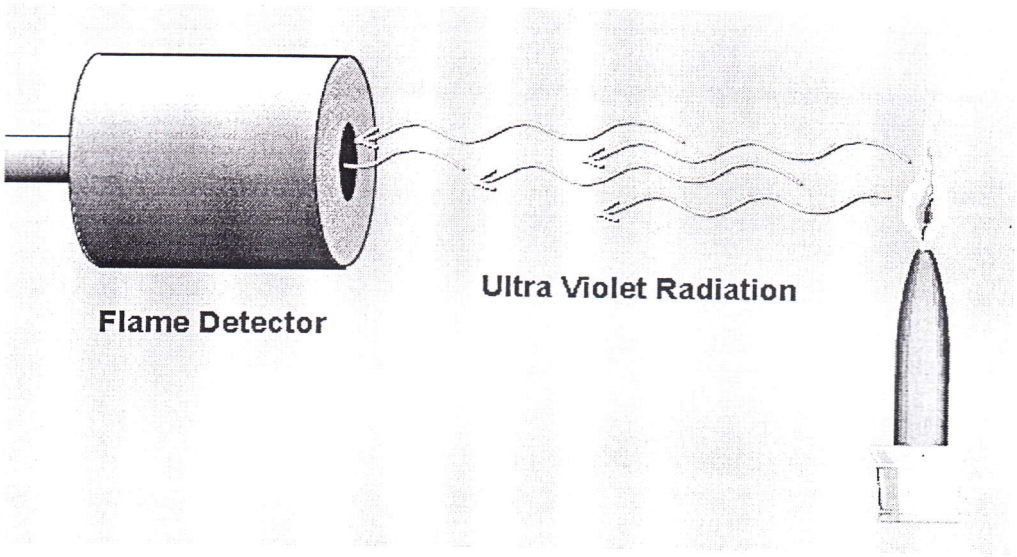


Fig. III.9 Détecteur de flamme. [4]

III.4.2.1 Le rôle de la chambre de combustion

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

- la durée de vie la plus longue possible.
- avoir un encombrement minimal.
- garantir un bon allumage et la stabilité de la flamme.
- assurer la combustion la plus complète possible.
- éviter le dépôt de carbone sur les brûleurs et les parois, ainsi que des fumées.
- réduire les pertes de charges.

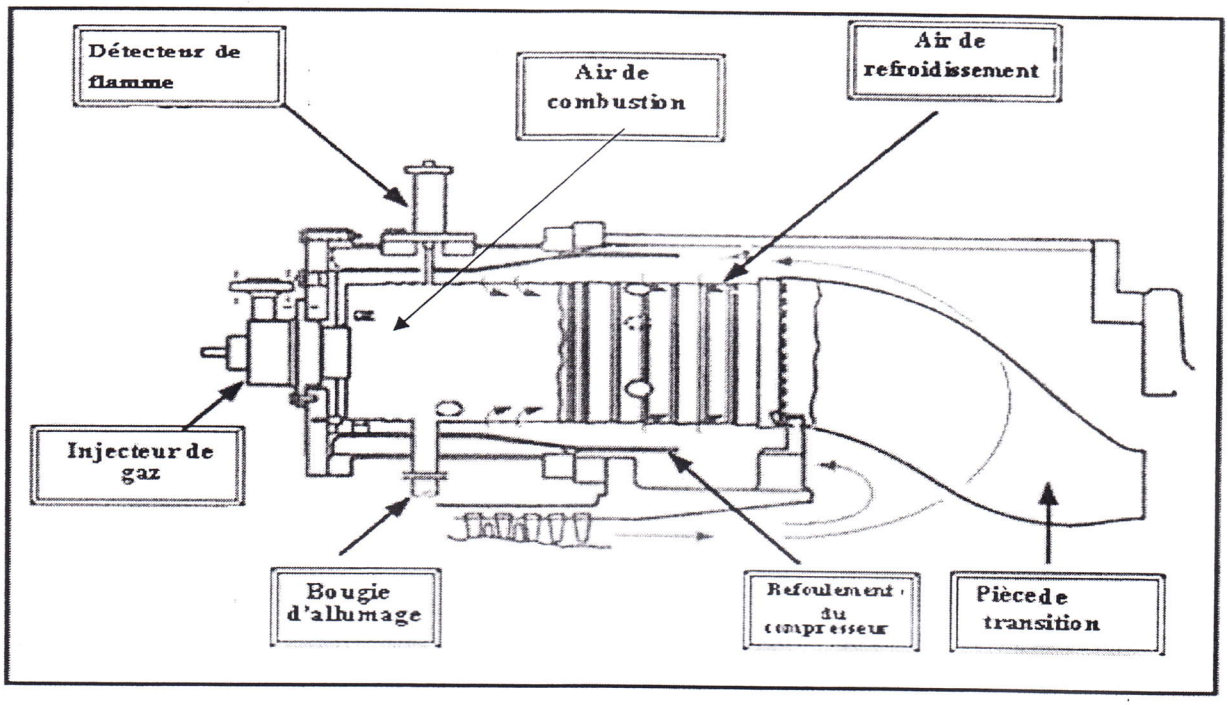


Fig. III.10 Chambre de combustion. [2]

III.4.3 Section turbine

La section turbine comprend le corps rotor de la turbine (enveloppe de turbine). L'aubage directrice du premier étage, la roue de la turbine premier étage (HP), la roue de la turbine du second étage (BP), l'ensemble diaphragme, ensemble d'étanchéité et enfin la conduite de gaz inter étages.

Le stator de cette section est en deux parties, séparées par un plan de joint médian horizontal afin de faciliter l'entretien, le corps de la turbine contient les ensembles suivants qui établissent un chemin au flux de gaz à partir des chambres de combustion, à travers des roues de la turbine vers le cadre d'échappement: la directrice premier étage, conduit du gaz inter étages et enfin les directrices du deuxième étage. (voir Fig. III.10)

a) Directrices premier étage

Elles sont supportées dans la veine de gaz par un dispositif de fixation prévu dans le corps de la turbine. L'air refoulé par le compresseur à partir des enveloppes de combustion vient dans l'anneau support de retenu des aubes creuses de la directrice, pour s'échapper par les trous d'extraction dans la veine de gaz vers l'échappement. Ce flux d'air permet le refroidissement des aubes de la directrice.

b) Directrices deuxième étage

Elles sont composées d'aubes orientables, qui forment un angle variable avec la directrice d'écoulement des gaz dans la section annulaire juste avant le dixième étage de la turbine (BP). On peut donner une rotation grâce à des axes qui dépassent des manchons prévus dans le corps de la turbine, les leviers clavetés à l'extrémité de ces axes et sont reliés par des biellettes à des points de la couronne de contrôle qui sont actionnés par un piston hydraulique.

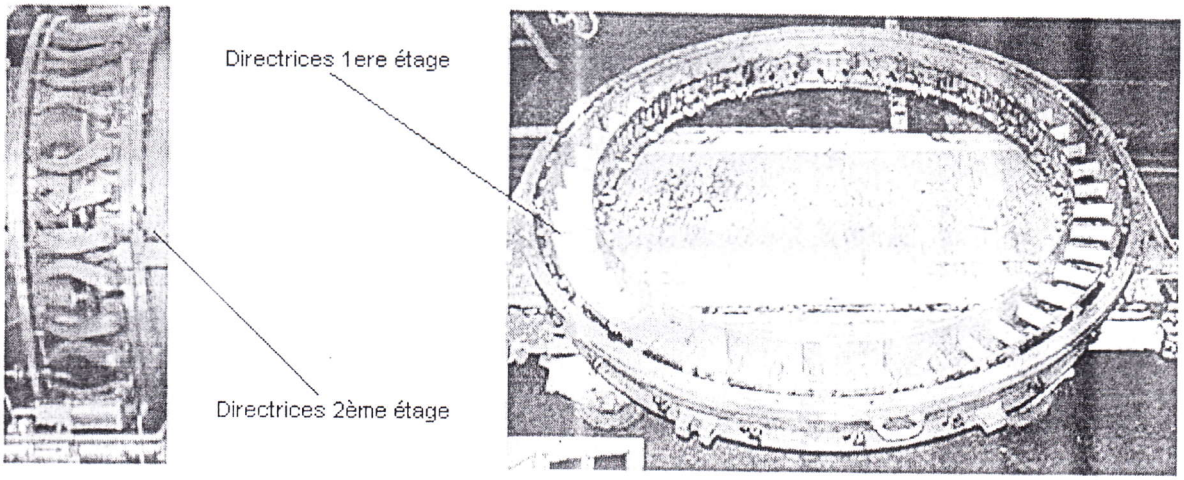


Fig. III.10 Directrices 1ere étage et 2ème étage. [2]

c) Roues de la turbine

Il existe deux roues séparées dans cette turbine à gaz, la première HP qui commande le compresseur axial, et la deuxième BP qui entraîne les trois compresseurs centrifuges. Les deux roues sont indépendantes mécaniquement ce qui leur permet de tourner à des vitesses différentes. (voir Fig. III.11)

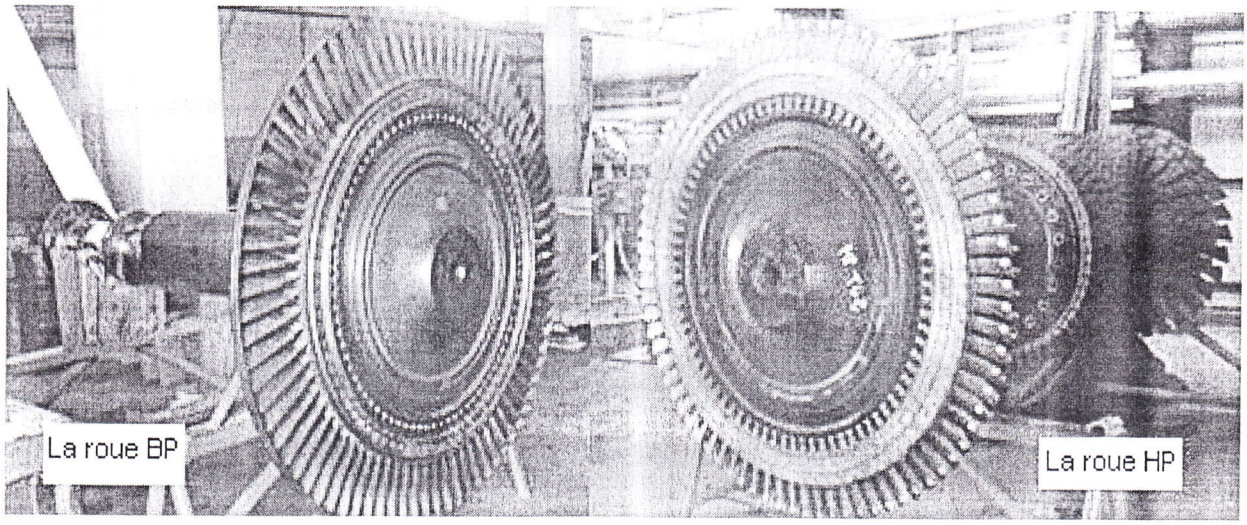


Fig. III.11 La roue HP et la roue BP. [2]

III.5 Systèmes auxiliaires principaux

Les systèmes auxiliaires d'une turbine à gaz sont très importants, car la continuité de service et la durée de vie de la turbine dépendent en grande partie de leurs caractéristiques de précision, rapidité et leurs temps de réponse. [2]

III.5.1Système d'admission

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

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

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

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

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

La chute de pression provoque une réduction du débit massique de l'air, qui a comme conséquence la baisse de la puissance et l'accroissement de la consommation spécifique. (Voir Fig.III.12)

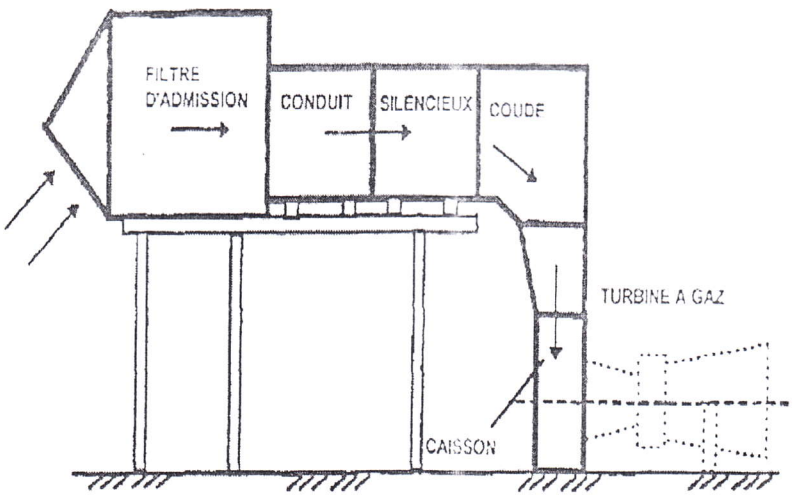


Fig.III.12 Système typique d'admission. [2]

De La turbine les accessoires et les équipements de charge entraînés, l'huile pour le système d'alimentation hydraulique, le système d'huile de commande et le système des dispositifs de lancement viennent aussi de cette source.

III .6 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons fait une étude bien déterminée de la turbine à gaz MS5002C. En expliquant le principe de fonctionnement et aussi de définir les caractéristiques de différentes sections de la turbine, ainsi que les différents systèmes auxiliaires nécessaires.

Chapitre IV

ETUDE THERMODYNAMIQUE

IV.1 Introduction

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

a) d'après les données standards du constructeur ;

b) d'après les conditions climatiques (particulièrement aux températures ambiantes différentes selon le site).

Le but de cette étude thermodynamique et de déterminer tous les paramètres et performances de la turbine.

IV.2 Calcul thermodynamique de l'ITG à deux lignes d'arbres en tenant compte de Pertes gazodynamiques dans les différents éléments de l'installation

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

Pour le calcul nous avons pris une installation de TAG de taux de compression $\varepsilon = 8$ et de puissance de 38000 hp ≈ 28340KW.

IV.2.1 Données de départ : d'après [2] on a

- **Paramètres de l'air ambiant**

➢ Température de l'air ambiant : $T_1 = 15\,°C \Rightarrow T_1 = 288,15\,K$

➢ Pression de l'air ambiant : P_1=1,013bars

- **Caractéristiques de fonctionnement de générateur de gaz**

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

➢ Rendement de compresseur axial : $\eta_{ic} = 0,87$

➢ Rendement de la chambre de combustion : $\eta_{cc} = 0,98$

➢ Température à l'entrée de la chambre de combustion : $T_{2th} = 323°C = 596,15\ K$

➢ Température à la sortie de la chambre de combustion : $T_3 = 1061°C = 1334,15\ K$

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

- Rendement isentropique de la turbine THP : $\eta_{iTHP} = 0.88$
- Vitesse de la turbine THP : N = 5100 tr/mn

- **Caractéristiques de fonctionnement de la turbine de puissance TBP :**
- Rendement isentropique de la turbine TBP : $\eta_{iTBP} = 0.88$
- Puissance utile : $P_u = 28340$ KW
- Rendement mécanique de transmission Turbine-compresseur : $\eta_m = 0.98$
- Vitesse de rotation de la turbine TBP : NTBP = 4903tr/mn

- **Caractéristiques du fluide moteur**
- Pouvoir calorifique du combustible : $PCI = 44632$ Kj/Kgc = 10678 Kcal/Kgc.
- **Rendement thermique de L'ITG :** $\eta_{th} = 0,28$

IV.2.2 Les points particuliers du cycle de l'installation

D'après le schéma thermique de l'ITG (Fig. IV.1) on a :

- ✓ **1 :** Entrée dans le filtre
- ✓ $\mathbf{1_a}$-$\mathbf{1_b}$ **:** Entrée et sortie du diffuseur à l'entrée du compresseur
- ✓ $\mathbf{2_a}$-$\mathbf{2_b}$ **:** Entrée et sortie du diffuseur à la sortie du compresseur
- ✓ **2 :** Entrée de la chambre de combustion
- ✓ **3 :** Sortie de la chambre de combustion
- ✓ $\mathbf{3_a}$-$\mathbf{3_b}$ **:** Entrée et sortie du diffuseur à l'entrée de la THP
- ✓ $\mathbf{4_a}$-$\mathbf{4_b}$ **:** Entrée et sortie du diffuseur à la sortie de la THP
- ✓ $\mathbf{4_c}$-$\mathbf{4_d}$ **:** Entrée et sortie du diffuseur à l'entrée de la TBP
- ✓ $\mathbf{5_a}$-$\mathbf{5_b}$ **:** Entrée et sortie du diffuseur à la sortie de la TBP

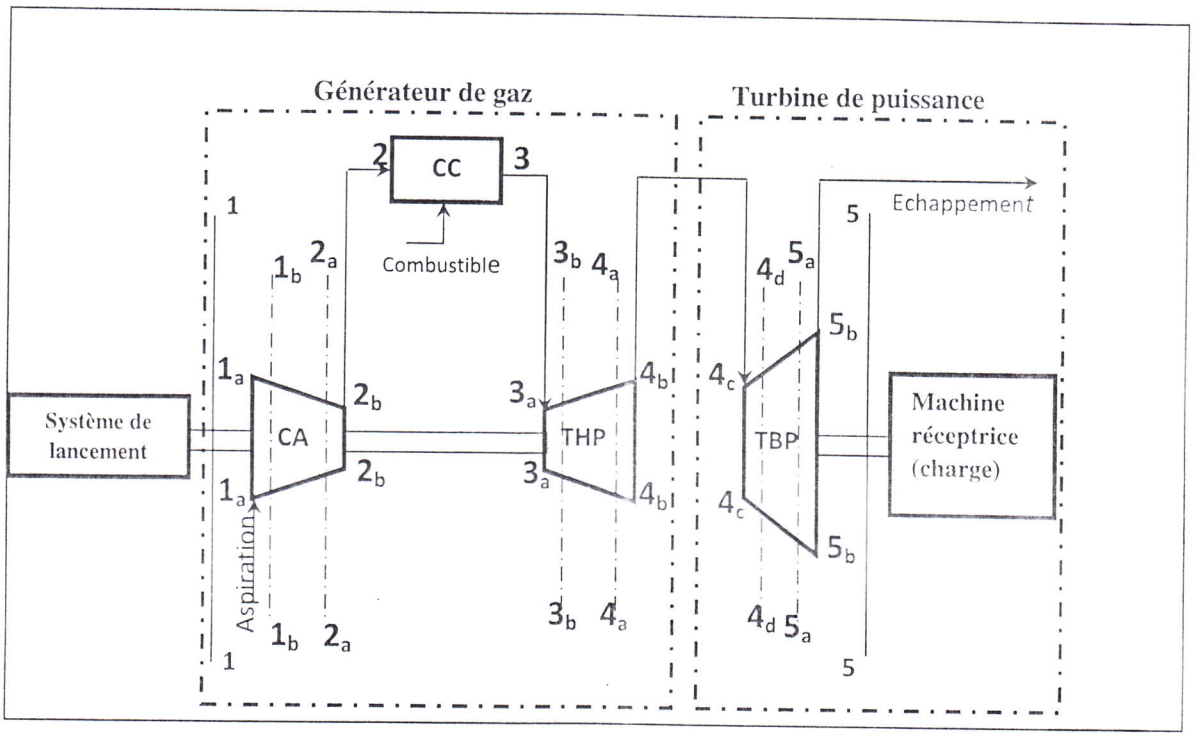


Fig. IV.1 Schéma thermique de l'installation de turbine à gaz à

IV.2.3 Evolution thermodynamique réel du fluide actif en coordonnées (S, T)

Dans l'évolution réel du fluide actif en coordonnées (S, T) les transformations est comme suit (voir la figure VI.2) :

$1 \rightarrow 1a$: *filtre, conduite*

$1a \rightarrow 1b$: *diffuseur* : *–évolution.polytropique*; (*pertes.de.ch* arg *e.*)

$1b \rightarrow 2a$: *compresseur* : *–compression.polytropique*

$2a \rightarrow 2$: *tyiére.perte.de.ch* arg *e*

$2 \rightarrow 3$: *chambre.de.combustion* : *–combustion*

$3 \rightarrow 3b$: *tyiére.pérte.de.ch* arg *e*

$3b \rightarrow 4a$: *turbine.HP* : – det *ente.polytropique*

$4a \rightarrow 4d$: *accouplement*

$4d \rightarrow 5a$: *turbine.BP* : – det *ente.polytropique*

$5a \rightarrow 5b$: *tuyière.pertes.de.ch* arg *e*

$5b \rightarrow 5$: *echappément*

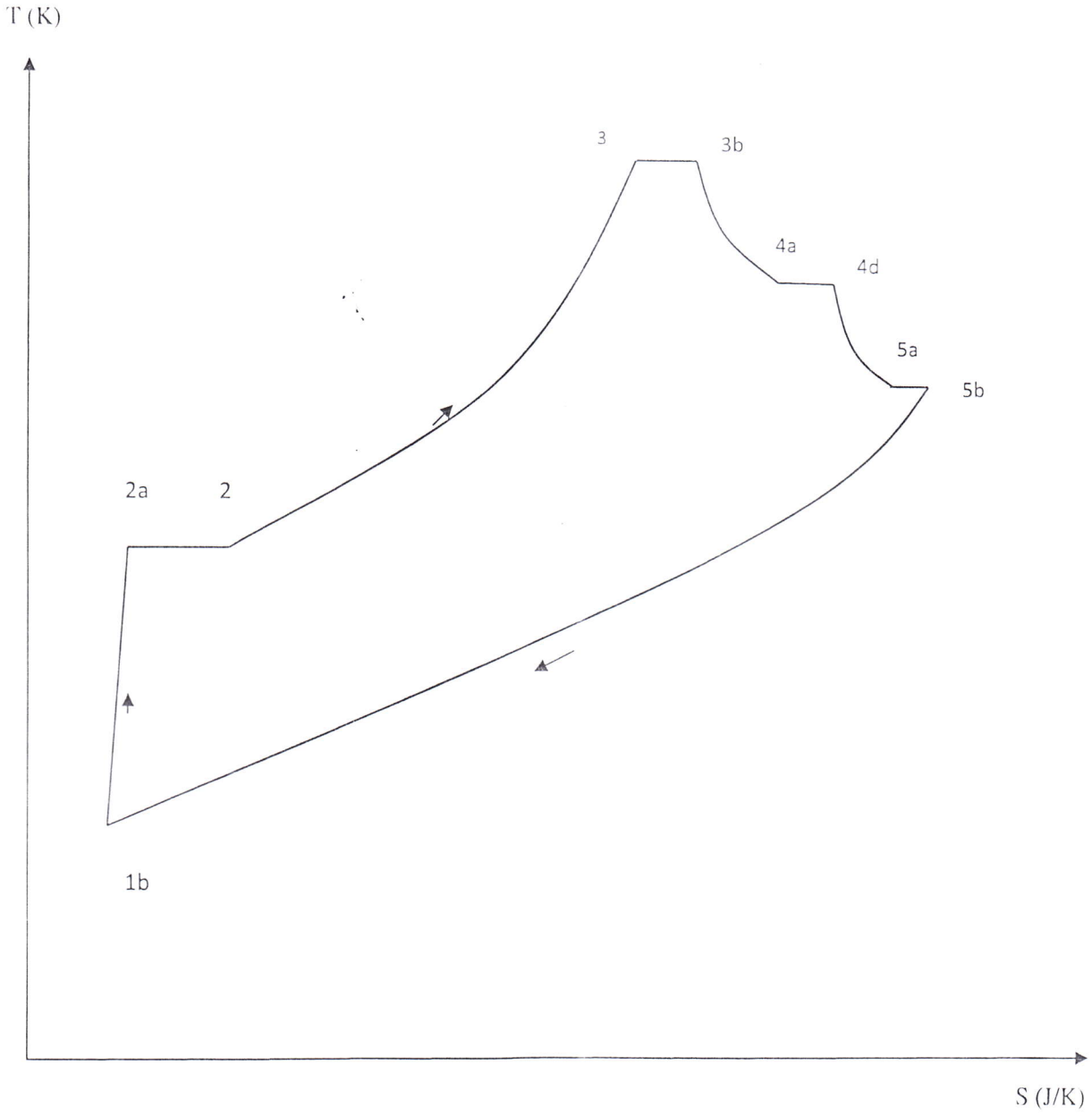


Fig.VI.2 Evolution thermodynamique réel du fluide actif en coordonnées (S, T)

IV.2.4 Calcule de coefficient d'excès d'air α :

Rapport de débit massique théorique d'air G_0 ou pouvoir comburivore du carburant :

$$G_0 = \lambda_K . PCi \qquad (IV.01)$$

λ_K – Caractéristique de MEKONOVALOV : $\lambda_K = 1.43.10^{-3}\ Kg_{air}\ /Kcal$

PCi – Pouvoir calorifique inférieur du gaz : $PCi = 44632\ Kj/Kg_c = 10678\ Kcal/Kg_c$

D'où : $G_0 = 1,43.10^{-3}.10678 = 15,26\ Kg_{air}/Kg_c$

Coefficient d'excès d'air

On a le rendement de la combustion :

$$\eta_{cc} = \frac{\text{Energie réelle}}{\text{Energie idéale}} \qquad (IV.02)$$

$$\eta_{cc} = \frac{G_a Cp_a (T_3 - T_{2th})}{G_C PCi}$$

Et on a : $\alpha = \dfrac{G_a}{G_0 G_c} \Rightarrow \alpha . G_0 = \dfrac{G_a}{G_c}$

Avec

G a : débit massique d'air

G c : débit massique du carburant

Remplaçant $\alpha .G0$ dans l'expression du rendement on obtiendra :

$$\alpha = \frac{\eta_{cc}\,PCi}{G_0 Cp_a (T_3 - T_{2th})} \qquad (IV.03)$$

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

$$T_{2th} = 596,15°K \Rightarrow Tm = \frac{(T_{2th} + T_3)}{2} = \frac{596,15 + 1334,15}{2} = 965,15K$$

D'après l'annexe [1] on trouve : $Tm = 965,15°K \Rightarrow Cp_a = 1130\ j/Kg.K$

$$\alpha = \frac{(PCi.\eta_{cc})}{G_0.Cp_a(T_3 - T_{2th})} = \frac{44632.0,98}{15,26.1,13(1334,15-596,15)} = 3,43 \approx 4$$

IV.2.5 Calcul des paramètres particuliers du cycle thermodynamique du fluide actif

IV.2.5.1 Paramètres avant les filtres d'air :

La pression $P_1 = 1,013bar$

La température: $T_1 = T_{amb} = 15°C = 288,15K$

La masse volumique $P_1 = \rho_1 . rT_1 \Rightarrow \rho_1 = \frac{P_1}{rT_1}$ (IV. 04)

$$\rho_1 = \frac{1,013.10^5}{287\,.\,288,15} = 1,22\ \text{kg/m}^3$$

$P_1 = 1,013bar$	$T_1 = 288,15K$	$\rho_1 = 1,22\ kg/m^3$

IV.2.5.2 Paramètres après les filtres d'air :

La pression : la pression donnée par l'équation suivante

$$P_{1a} = (P_{atm}.\sigma_e) - \Delta P_c \quad \text{(IV. 05. a)}$$

σ_e – coefficient de perte de pression à l'entrée des filtres d'air, $\sigma_e = 0,98$. [2]

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

ΔP_1 – perte de pression d'arrêt dans le filtre d'air

ΔP_2 – perte de pression dans la conduite

- D'après [2], la résistance aérodynamique du filtre d'air d'une installation d'une turbine à gaz moderne est très faible, elle est dans l'intervalle : 250 $mmH_2O > \Delta P_1 > 50\ mmH_2O$

On prend : $\Delta P_1 = 0,015.10^5 Pa$

- Les pertes de pression dans la conduite d'air dépendent de la vitesse de l'air C_a qui est de 30 à 50 m/s

En prend C_a=40m/s ; les pertes de pression d'après [1] sont égales à :

$$\Delta P_2 = \xi \frac{L}{d} \rho \frac{C_a^2}{2} = 0{,}005.10^5\ Pa. \text{(Régime laminaire)} \qquad \text{(IV. 05. b)}$$

ζ : coefficient de pertes de charge, (ζ= 64/Re).

L : longueur de conduite (m).

d : diamètre de conduite(m).

V = vitesse moyenne (m/s).

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

Finalement: $P_{1a} = (P_{atm} . \sigma_e) - \Delta P_c = (1{,}013 . 0{,}98) - 0{,}02 = 0{,}972 bar$

La température: $T_{1a} = T_1 = 288{,}15K$

La masse volumique : $\rho_{1a} = \frac{P_{1a}}{r.T_{1a}}$ (IV. 05. c)

$$\rho_{1a} = \frac{0.972 . 10^5}{287 . 288{,}15} = 1{,}17 \text{ kg/m}^3$$

$P_{1a} = 0{,}972 bar$	$T_{1a} = 288{,}15K$	$\rho_{1a} = 1{,}17\ kg/m^3$

IV.2.5.3 Paramètres d'air avant le premier étage du compresseur :

La pression : $P_{1b} = P_{1a} - \Delta P_d$ (IV. 06. a)

ΔP_d – Perte de pression dans le diffuseur à l'entrée du compresseur.

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

$$\Delta P_d = \frac{1-\eta}{\eta} \rho . \frac{C_s^2 - C_e^2}{2} \qquad \text{(IV. 06. b)}$$

Où η – rendement du diffuseur.

C_e et C_s vitesse de l'air à l'entre et à la sortie du diffuseur d'entrée du compresseur

η – Le rendement du diffuseur d'après [2] varie : $0,95 \geq \eta \geq 0,85$ on prend $\eta = 0,90$.

La vitesse C_s : $200 \geq C_s \geq 100$: on prend $C_s = 100$m/s.

$$\Delta P_d = \frac{(1-0,9)}{0,9} 1,17 \frac{(100^2-40^2)}{2} = 0,00546 \text{ bar}$$

D' où: $P_{1b} = 0.972 - 0.00546 = 0,966$ bar

La température: $T_{1b} = T_{1a} = 288,15K$

La masse volumique : $\rho_{1b} = \frac{P_{1b}}{r.T_{1b}}$ (IV. 06. c)

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

P_{1b}=0,966 bar	T_{1b} = 288.15K	ρ_{1b} = 1,16 kg/m^3

IV.2.5.4 Paramètres d'air après le dernier étage du compresseur :

La pression : $P_{2a} = \varepsilon_{Cr} P_{1b}$ (IV. 07. a)

$$P_{2a} = 8. \ 0,966 = 7,728 \text{bar}$$

La température, d'après [15] : $T_{2a} = T_{1b}.\left[1 + \frac{\varepsilon_{cr}^{m}-1}{\eta_{ic}}\right]$ (IV. 07. b)

$m = \frac{\gamma-1}{\gamma}$, γ : *exposant isentropique*

Évaluons la température à la sortie du compresseur à $T_{2th} = 596,15K$, alors la température moyenne de l'air dans le compresseur : $Tm = \frac{288,15+596,15}{2} = 442,15K$

En utilisant cette température moyenne et les graphiques : Cp=f(T) et γ=f(T). Déterminons les valeurs moyenne de Cp et γ.d'âpres l'annexe [1]

$Cp = 1019\, j/kg.K$, $\gamma = 1,385$ $\Rightarrow m = \frac{\gamma-1}{\gamma} = \frac{1.385-1}{1.385} = 0,277$

Comme $r = m .Cp$ $\Rightarrow r = 282,26$ j/kg. K

D' où : $$T_{2a} = 288,15\left[1+\frac{8^{0,277}-1}{0,87}\right] = 546,13K$$

La masse volumique : $$\rho_{2a} = \frac{P_{2a}}{r.T_{2a}} \qquad (IV.07.c)$$

$$\rho_{2a} = \frac{7,728.10^5}{289,96 .546.13} = 4,88\ kg/m^3$$

P_{2a} =7,728bar	T_{2a}= 546,13K	ρ_{2a}= 4,88 kg/m^3

IV.2.5.5 Paramètres de l'air avant la chambre de combustion :

La pression : $$P_2 = P_{2a} - \Delta P_e \qquad (IV.08.a)$$

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

ΔP_1 – Perte de pression d'arrêt dans le diffuseur après le dernier étage du compresseur.

$$\Delta P1 = (1-\eta)\rho_2 \frac{c_e^2 - c_s^2}{2}$$

C_e et C_s – vitesse de l'air à l'entrée et la sortie du diffuseur de sortie d'aprés [2]

C_e = 120m/s et C_s = 40 m/s

η – rendement du diffuseur à la sortie du compresseur : η=0,5 à 0,7 on prend η=0,6

$$\Delta P_1 = (1-0,6)\ .4,\ 88.\frac{120^2-40^2}{2} = 12492,8\ Pa$$

ΔP_2 : Perte de pression dans la conduite entre le compresseur et la chambre de combustion :

$$\Delta P_2 = 0,01\ .P_{2a} \qquad (IV.08.b)$$

$$\Delta P_2 = 0,\ 01\ .7,\ 728 = 0,\ 07728\ bar$$

D'où $\Delta P_e = \Delta P_1 + \Delta P_2 = 0,\ 124928 + 0,\ 07728 = 0,202208$ bar

Finalement : P_2=7 ,728 - 0,202208 =7 ,525 bar

La température: $T_2 = T_{2a} = 546,13K$

La masse volumique : $\rho_2 = \frac{P_2}{r.T_2}$ (IV. 08. c)

$$\rho_2 = \frac{7,525.10^5}{280,26.\ 546,13} = 4,\ 91\ kg/m^3$$

$P_2 = 7,525$ bar	$T_2 = 553,53K$	$\rho_2 = 4,74\ kg/m^3$

IV.2.5.6 Paramètres du gaz après la chambre de combustion :

La pression : on évalue les paramètres aérodynamiques pendant l'apport jusqu'à$\sigma_c = 1\%$ de la chambre de combustion

$$P_3 = P_2 - \sigma_c.P_2 \quad \text{(IV. 09. a)}$$

$$P_3 = 7,525 - 0,01.\ 7,525 = 7,449\ bar.$$

La température :

D'aprés l'annexe[1]: $T_3 = 1334,15K$ { $Cp = 1230$ J/kg.K ; $\gamma = 1,305$ } $\Rightarrow$ { $m = 0,2337$; $r = 287,47$ J/kg. K }

La masse volumique : $\rho_3 = \frac{P_3}{r.T_3}$ (IV. 09. b)

$$\rho_3 = \frac{7,449.10^5}{287,47.\ 1334,15} = 1,94\ kg/m^3$$

$P_3 = 7,449$ bar	$T_3 = 1334,15K$	$\rho_3 = 1,94\ kg/m^3$

IV.2.5.7 Paramètres du gaz avant le premier étage de la turbine (THP) :

La pression : $P_{3b} = P_3 - \Delta P_f$ (IV. 10. a)

où $\Delta P_f = \Delta P_1 + \Delta P_2$

ΔP_1 – perte de pression dans la conduite, d'aprés[2]:

$$\Delta P_1 = 0{,}005 \cdot P_3 \qquad \text{(IV. 10. b)}$$

$\Delta P_1 = 0{,}005.\ 7{,}449.\ 10^5 = 3724{,}5$ Pa

ΔP_2 – perte de pression dans le diffuseur d'entrée de la turbine HP, d'aprés[2]:

$$\Delta P_2 = \frac{1-\eta}{\eta}\,\rho_3\,\frac{c_s^2 - c_e^2}{2} \qquad \text{(IV. 10. c)}$$

C_e et C_s – vitesse de gaz à l'entrée et la sortie du diffuseurd'entrée de la turbine HP d'aprés[2]

$C_e = 40$m/s et $C_s = 110$ m/s

$$\Delta P_2 = \frac{(1-0{,}9)}{0{,}9}\ 1{,}94\ \frac{(110^2 - 40^2)}{2} = 1131{,}66\text{Pa}$$

$\Delta P_f = \Delta P_1 + \Delta P_2 = 0{,}037245 + 0.01131 = 0{,}048555$ bar

Finalement : $P_{3b} = 7{,}449 - 0{,}048555 = 7{,}4$bar

La température: $T_{3b} = T_3 = 1334{,}15$K

La masse volumique : $\rho_{3b} = \frac{P_{3b}}{r.T_{3b}}$ (IV. 10. d)

$$\rho_{3b} = \frac{7{,}4.10^5}{287{,}47.1334{,}15} = 1{,}92\ \text{kg/m}^3$$

P_{3b} =7,4bar	T_{3b}= 1334,15K	ρ_{3b} = 1,92 kg/m^3

IV.2.5.8 Les paramètres du gaz après le dernier étage de la turbine HP

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

$$\Im_{cr} = \Im_{THP} \Rightarrow M_a.\mathcal{W}_{cr}\ .\left(1/\eta_{mcr}\right) = M_g.\mathcal{W}_{THP}\ .\eta_{mTHP} \qquad \text{(IV. 11. a)}$$

M_a et M_g – débits massiques de l'air et des gaz

$\mathcal{W}_{cr}$ et $\mathcal{W}_{THP}$ – travaux massiques réels du compresseur et de la turbine HP

η_{mc} et η_{mTHP} – rendements mécaniques du compresseur et de la turbine HP

$$\mathcal{W}_{cr} = \eta_{mTHP} \cdot \eta_{mcr} \cdot \mathcal{W}_{THP} \quad \text{(IV. 11. b)}$$

On a : Admettons que $\eta_{mcr} = \eta_{mTHP} = 0{,}98$ et en premier approximation $M_a = M_g$ alors nous obtenons :

Le rendement isentropique du compresseur, d'après [16] :

$$\eta_{IS} = \frac{\mathcal{W}_{IS}}{\mathcal{W}_r} \Rightarrow \mathcal{W}_r = \frac{\mathcal{W}_{IS}}{\eta_{IS}} \quad \text{(IV.11.C)}$$

Le rendement isentropique de la turbine HP, d'après [16] :

$$\eta_{IS} = \frac{\mathcal{W}_r}{\mathcal{W}_{is}} \Rightarrow \mathcal{W}_r = \eta_{IS} . \mathcal{W}_{is} \quad \text{(IV.11.d)}$$

Remplaçant (IV. 11. C) et (IV. 11. d) dans (IV. 11. b)on obtiendra :

$$\frac{\mathcal{W}_{ISC}}{\eta_{ISC}} = \eta_{mc}\, \eta_{mTHP}\, \eta_{ISTHP}\, \mathcal{W}_{ISTHP} \quad \text{(IV. 11. e)}$$

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

Dans le compresseur, pour un 1Kg de matière :

$$Q + \mathcal{W}_{ISC} = h_{2a} - h_{1b} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)$$

On a : $Q = 0$

Pas de variation de vitesse

Pas de variation d'énergie potentielle

Ce qui $\Rightarrow \mathcal{W}_{ISC} = h_{2a} - h_{1b} = Cp_a(T_{2ais} - T_{1b}) = Cp_a T_{1b}\left(\frac{T_{2ais}}{T_{1b}} - 1\right)$

De même pour la turbine HP

$$\mathcal{W}_{ISTHP} = h_{3b} - h_{4a} = Cp_g\,(T_{3b} - T_{4ais}) = Cp_g\, T_{3b}\left(1 - \frac{T_{4ais}}{T_{3b}}\right)$$

Remplaçant les expressions des travaux dans (IV. 11. e) on obtiendra :

$$Cp_a \cdot T_{1b} \frac{1}{\eta_{ISC}} \left(\frac{T_{2ais}}{T_{1b}} - 1 \right) = \eta_{mc}\, \eta_{mTHP}\, \eta_{ISTHP}\, Cp_g\, T_{3b} \left(1 - \frac{T_{4ais}}{T_{3b}} \right) \qquad \text{(IV.11.f)}$$

On a dans la partie compresseur

Le taux de compression (rapport de pression) : $\varepsilon_c = \dfrac{P_{2a}}{P_{1b}}$

Comme on a d'après : $\dfrac{P_{2a}}{P_{1b}} = \left[\dfrac{T_{1b}}{T_{2a}} \right]^{\frac{\gamma_a}{1-\gamma_a}}$

Ce qui implique :

$$\left(\frac{T_{2ais}}{T_{1b}} \right) = \left(\frac{P_{2a}}{P_{1b}} \right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} = \varepsilon^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}}$$

De même pour la turbine HP :

Avec le rapport de pression de la turbine HP : $\varepsilon_{THP} = \dfrac{P_{3b}}{P_{4a}}$

On trouve : $\left(\frac{T_{4ais}}{T_{3b}} \right) = \left(\frac{P_{3b}}{P_{4a}} \right)^{\frac{1-\gamma_g}{\gamma_g}} = \varepsilon_{THP}^{\frac{1-\gamma_g}{\gamma_g}}$

En remplaçant (6) et (7) dans l'expression (5) on obtiendra :

$$Cp_a \cdot T_{1b} \frac{1}{\eta_{ISC}} \left(\varepsilon_{cr}^{m_{air}} - 1 \right) = \eta_{mc}\, \eta_{mTHP}\, \eta_{ISTHP}\, Cp_g\, T_{3b} \left(1 - \varepsilon_{THP}^{-m_g} \right) \qquad \text{(IV.11.g)}$$

Pour l'air :

$$\begin{cases} T_{1b} = 288{,}15K \\ T_{2a} = 546{,}13K \end{cases} \Rightarrow T_m = 417{,}14\text{K} \Rightarrow \begin{cases} Cp = 1017\, j/kg.K \\ \gamma = 1{,}39 \\ m = 0{,}28 \\ r = 284{,}76\, j/kg.K \end{cases}$$

Pour le gaz :

$$\begin{cases} T_2 = 546,13K \\ T_3 = 1334,15K \end{cases} \Rightarrow \quad T_m = 940,14\text{K} \quad \Rightarrow \begin{cases} Cp = 1167\,j/kg.K \\ \gamma = 1,32 \\ m = 0,242 \\ r = 282,41\,j/kg.K \end{cases}$$

A.N : $1017 \cdot 288,15 \cdot \frac{1}{0,87}\left(8^{0.28} - 1\right) = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 1167 \cdot 1334,15 \cdot 0,88\left(1 - \varepsilon_{THP}^{-0,242}\right)$

$$\Rightarrow \varepsilon_{THP} = 2,64$$

La pression : $\frac{P_{3b}}{P_{4a}} = \varepsilon_{THP} \quad \Rightarrow P_{4a} = \frac{7,4}{2,64} = 2,803 bar$

La température:

$$T_{4ais} = \frac{T_{3b}}{\frac{m_g}{\varepsilon_{THP}}} \quad \Rightarrow \quad T_{4ais} = \frac{1334,15}{2,64^{0,242}} = 1054,81\text{k}$$

$$\eta_{isTHP} = \frac{W_r}{W_{IS}} = \frac{T_{3b} - T_{4a}}{T_{3b} - T_{4ais}} \Rightarrow$$

$$T_{4a} = T_{3b} - \eta_{THP}\left(T_{3b} - T_{4ais}\right) = 1334,15 - 0,88(1334,15 - 1054,81)$$

Finalement : $T_{4a} = 1088,33k$

La masse volumique : $\rho_{4a} = \frac{P_{4a}}{r.T_{4a}}$ (IV.11.h)

$$\rho_{4a} = \frac{2,803.10^5}{295,12.1088,33} = 0,87\ \text{kg/m}^3$$

$P_{4a} = 2,803\ bar$	$T_{4a} = 1088,33$ K	$\rho_{4a} = 0,87\frac{kg}{m^3}$

IV.2.5.9 Les paramètres du gaz avant le premier étage de la turbine BP :

La pression : $P_{4d} = P_{4a} - \Delta P_g$ (IV.12.a)

Où $\Delta P_g = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3$

ΔP_1 – les pertes dans le diffuseur de sortie de la turbine HP, d'aprés[2]:

$$\Delta P_1 = (1-\eta)\rho_{4a}\frac{c_e^2 - c_s^2}{2} \qquad \text{(IV. 12. b)}$$

$C_e et C_s$– vitesse de gaz à l'entrée et la sortie du diffuseurd'entrée de la turbine HP d'aprés[2]

$C_e = 90$ m/s et $C_s = 40$ m/s

$$\Delta P_1 = (1\text{-}0{,}6)\ .0,\ 87.\frac{90^2 - 40^2}{2} = 1131 \text{ Pa}$$

ΔP_2 : les pertes de pression dans la conduite 4b-4c :

$$\Delta P_2 = 0{,}005.\ P_{4a} = 0{,}005.\ 2{,}803 = 0{,}014 \text{ bar}$$

ΔP_3 : les pertes dans le diffuseur à l'entrée de la TBP :

$$\Delta P3 = \frac{1-\eta}{\eta}\rho_{4a}\frac{c_s^2 - c_e^2}{2} \qquad \text{(IV. 12. C)}$$

$C_e et C_s$– vitesse de gaz à l'entrée et la sortie du diffuseurd'entrée de la turbine HP d'aprés[2]

$C_e = 40$ m/s et $C_s = 120$ m/s

$$\Delta P_3 = \frac{(1-0{,}9)}{0{,}9}\ 0{,}87\ \frac{(120^2 - 40^2)}{2} = 618{,}66 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_g = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 = 0,\ 01131 + 0{,}014 + 0{,}0061866 = 0,\ 0314 \text{ bar}$$

Finalement : $P_{4d} = 2{,}803 - 0,\ 0314 = 2,\ 771 \text{bar}$

La température: $T_{4d} = T_{4a} = 1088{,}33$ K

La masse volumique : $\rho_{4d} = \frac{P_{4d}}{r.T_{4d}}$ (IV. 12. d)

$$\rho_{4d} = \frac{2{,}771.10^5}{295{,}12.1088{,}33} = 0{,}86 \text{ kg/m}^3$$

$P_{4d} = 2{,}771\ bar$	$T_{4d} = 1088{,}33$ K	$\rho_{4d} = 0{,}86\frac{kg}{m^3}$

IV.2.5.10 Les paramètres du gaz après le premier étage de la turbine BP :

La pression : la pression statique à la sortie de silencieux P_5 est égale à la pression atmosphérique P_1

Si la vitesse à la sortie du silencieux C_5 = 20 m/s et ρ_5= 0,45 kg/m^3 d'après [2] nous avons alors :

$$P_{5b} = P_5 + \Delta P \Rightarrow P_{5b}=P_5 + \rho_5 \frac{C_5^2}{2} \quad \text{(IV. 13. a)}$$

$$P_{5b} = 1{,}013 + 0{,}45.\frac{20^2}{2} = 1{,}0139 bar$$

Admettant que les pertes de pression dans le diffuseur de sortie de la turbine BP sont égales à 1,5% d'après [1].

$$P_{5b} = P_{5a} - 0{,}015 P_{5a} \quad \text{(IV. 13. b)}$$

Par conséquent :

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

La température:

Est le rapport des pressions dans la turbine BP

$$\varepsilon_{TBP} = \frac{P_{4d}}{P_{5a}} \quad \text{(IV. 13. c)}$$

$$\varepsilon_{TBP} = \frac{2{,}771}{1{,}029} = 2{,}7$$

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

$$T_{5ais} = \frac{T_{4d}}{\varepsilon_{TBP}^{m}} = \frac{1088{,}33}{2{,}7^{0{,}248}} = 850{,}71\ K$$

La température réelle de la turbine BP

$$T_{5a} = T_{4d} - \eta_{THP}[T_{4d} - T_{5ais}] \quad \text{(IV. 13. d)}$$

$$T_{5a} = 1088{,}33 - 0{,}88[1088{,}33 - 850{,}71\ K\ ] = 879{,}22 K$$

La masse volumique : $$\rho_{5a} = \frac{P_{5a}}{r.T_{5a}} \quad \text{(IV. 13. e)}$$

$$\rho_{5a} = \frac{1{,}029.10^5}{287{,}68\,.\,879{,}22} = 0{,}4 kg/m^3$$

$$P_{5a} = 1{,}029 bar \quad T_{5a} = 879{,}22\ K \quad \rho_{5a} = 0{,}4 kg/m^3$$

IV.2.6 Débit et rendement

IV.2.6.1 Travail massique et rendement :

$$W_{TBP} = Cp_g\,.\,T_{4d}\,.\,\eta_{TBP}\left[1 - \varepsilon_{TBP}^{-m_g}\right] \quad \text{(IV. 14)}$$

D'après l'annexe [1] on détermine Cp et γ

$$\begin{cases} T_{4d} = 1088{,}33K \\ T_{5a} = 879{,}22K \end{cases} \Rightarrow T_{mg} = 983{,}77\text{K} \Rightarrow \begin{cases} \gamma = 1{,}32 \\ Cp = 1172\ j/kg.K \\ m = 0{,}242 \\ r = 283{,}62\ j/kg.K \end{cases}$$

T_{mg} – temperature moyenne du gaz

$$W_{TBP} = 1172\,.\,1088{,}33\,.\,0{,}88\,(1 - 2{,}7^{-0{,}242}) = 239825{,}62\ J/kg$$

Sur l'arbre de la machine réceptrice, la puissance est égale à 28,340MW, le débit massique des gaz $\left(G_{g_{TBP}}\right)$ sera :

$$G_g = \frac{P_u}{\eta_m\,.\,W_{TBP}} \quad \text{(IV. 15)}$$

$$G_g = \frac{28{,}34.10^6}{0{,}98.239825{,}62} = 120{,}58\ Kg/s$$

Faisons le bilan thermique de la chambre de combustion d'après [5] :

$$PCi.G_C.\eta_{CC} = \left(G_a - G_r - G_f\right).Cp_a\,(T_3 - T_2) + G_C\,.\,Cp_C\,(T_3 - T_C) \quad \text{(IV. 16)}$$

$$\eta_{cc}\,.\,PCi.q_c = \left(1 - q_r - q_f\right).Cp_a(T_3 - T_2) + q_c\,.\,Cp_C(T_3 - T_C)$$

$-\eta_{cc}$ rendement de la chambre de combustion qui tient compte de la combustion incomplète et des pertes de chaleur au milieu extérieur.

. q_c débit massique relatif du combustible : $q_c = \frac{Gc}{Ga}$ d'après [2]

. q_r débit massique relatif de l'air de refroidissement : $q_r = \frac{Gr}{Ga} = 0,05$ d'après [2]

. q_f débit massique relatif des fuites : $q_f = \frac{Gf}{Ga} = 0,01$ d'après [2]

T_c : température de combustible varie (70à80)°C on prendre $T_c = 77°C$ d'après [2]

Finalement : $$q_c = \frac{Cp_a.(T_3 - T_2).(1 - q_r - q_f)}{\eta_{cc}.Pci - Cp_c.(T_3 - T_c)}$$

Avec : $\begin{cases} T_3 = 1334,15K \\ T_2 = 546,13K \end{cases} \Rightarrow T_{ma} = 940,14K \Rightarrow Cp_a = 1038J/kg.K$

$$q_c = \frac{1038(1334,15 - 546,13).(1 - 0,05 - 0,01)}{0,98.45.10^6 - (1334,15 - 350,15).1800} = 0,018$$

Et : $$q_g = \frac{G_g}{G_a} = \frac{G_a(1 - q_r - q) - G_c}{G_a} = 1 - q_f - q_r - q_c \qquad (IV.17)$$

D'où le débit d'air :

$$G_a = \frac{G_g}{q_g} = \frac{120,58}{1 - 0,05 - 0,01 - 0,018} = 130,78kg/\sec$$

Le débit massique de combustible sera :

$$G_c = G_a . q_c \qquad (IV.18)$$

G_c=130, 78. 0, 018=2, 35 kg/sec

IV.2.6.2 Le rendement thermique de l'installation :

$$\eta_{th} = \frac{\Im_{eff}}{Q_{cc}} = \frac{W_{TBP} \cdot G_g}{PCi \cdot G_c} \quad (IV.19)$$

$$\eta_{th} = \frac{239825,62 \cdot 120,58}{45.10^6.2,35} = 27,34\%$$

IV.2.6.3Vérification de coefficient d'excès d'air :

$$\alpha = \frac{G_a}{G_c.G_0} \quad (IV.20)$$

$$\alpha = \frac{130,78}{2,35.15,26} = 3,64$$

IV.2.7 Les résultats de calcul d'après les données standards du constructeur

Les résultats de calcul d'après les données du constructeur sont illustrés dans le tableau IV.1 :

Les pressions	Les températures	Les masses volumiques
P_1 = 0,966 bar	T_1=288,15K	ρ_1 = 1,16 kg/m^3
P_2 =7 ,728bar	T_2= 546,13K	ρ_2= 4,88 kg/m^3
P_3 =7,449 bar	T_3=1334,15K	ρ_3= 1,94 kg/m^3
P_4 =2,803 bar	T_4=1088,33K	ρ_4= 0,87 kg/m^3
P_5 =1,029 bar	T_5=879,22K	ρ_3= 0,4 kg/m^3

W_{TBP} = 239825,62 J/kg
G_a = 130,78 kg/sec
G_c = 2,35kg/sec
G_g=120,58 Kg/sec
η_{th}= 27,34 %

Tableau IV.1 Les résultats de calcul d'après les données du constructeur

IV.2.8 Les résultats de calcul d'après les données réelles (sur site)

Température ambiante : t_0=35°C $\Rightarrow T_0$=308,15K

Pression ambiante : P_0 =1,002bar

Taux de compression : ε =7,85

- Les résultats de calcul d'après les données réelles (sur site) sont illustrés dans le tableau IV.2 :

Les pressions	**Les températures**	**Les masses volumiques**
P_1=0,973 bar	T_1=308,15 K	ρ_1=1,201 kg/m^3
P_2=7,18 bar	T_2=571,69 K	ρ_2=4,392 kg/m^3
P_3=7,11 bar	T_3=1334,15K	ρ_3=1,854 kg/m^3
P_4=2,65 bar	T_4=989,13 K	ρ_4=0,931 kg/m
P_5=1,029 bar	T_5=857 K	ρ_5=0,418 kg/m^3

W_{TBP}=201141,66 J/Kg
G_a=136,29 Kg/sec
G_c=2,52 Kg/sec
G_g=131,355 Kg/sec
η_{th}=23,29%

Tableau IV.2 Les résultats de calcul d'après les données réelles (sur site)

IV.2.9 La comparaison entre le deux résultats

Le tableau IV.3 exprimé la comparaison entre les résultats :

Résultats / cas	Gc (Kg/s)	Ga (Kg/s)	Gg (Kg/s)	Pu KW	η_{th} (%)
Données du constructeur : T_0=288,15 K P_U=28,34 MW ε = 8	2,35	130,78	120,58	2834	27,34
Sur site : T_0=308,15 K ε = 7,85	2,52	136,29	131,355	2011,41	23,29

Tableau IV.3 La comparaison entre le deux résultats

IV.2.10 Interprétation des résultats obtenus

D'après les résultats obtenus dans le calcul thermodynamique, on constate que les conditions de fonctionnement réelles sont différentes de celles définis par le constructeur, qui ont une influence directe sur les performances de la turbine.

L'étude thermodynamique de l'installation de turbine à gaz MS5002C nous a permis de constater que ses performances dépendent sensiblement des conditions atmosphériques du site d'exploitation (température et pression), qui sont les causes principales d'abaissement du rendement thermique et de la puissance utile de l'installation sur le site par rapport aux conditions atmosphériques standards.

IV.3 Influence des facteurs extérieurs sur les performances de la TAG

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. D'après [2]

Ces facteurs sont :

- La température ambiante
- La pression ambiante
- L'humidité relative
- Les poussières

* **La température ambiante:**

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

* **La pression ambiante:**

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

* **L'humidité relative:**

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

* **Les poussières:**

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

IV. 4 Influence des facteurs intérieurs sur les performances de la TAG

Outre les facteurs externes décrits dans le paragraphe précédent, il y a d'autres facteurs qui influencent sérieusement sur les performances de la TAG. Ceux-ci peuvent être nommés comme les facteurs intérieurs, parce qu'ils sont liés aux systèmes auxiliaires de la turbine à gaz. D'après [2]

Ils sont énumérés ci-dessous:

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

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

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

* Chutes de pression dans le système d'échappement:

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

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

* **Influence du type de combustible :**

On obtient de meilleures performances si l'on emploie le gaz naturel plutôt que le gasoil. Ces différences deviendront d'autant plus remarquables si nous comparons les performances obtenues avec du gaz naturel et avec des types de combustible de plus en plus lourds, tel que les combustibles résiduels. Ce comportement est dû au pouvoir calorifique plus élevé des produits générés par la combustion du gaz naturel.

IV. 5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons abordés un calcul thermodynamique, on peut voir clairement l'influence très importante de la température de l'air à l'entrée du compresseur axial, cela provoque en premier lieu la variation des rapports de compression de l'air de combustion, dont la puissance diminue quand la température de l'air atmosphérique aspiré augmente.

Cela a naturellement aussi son influence sur la diminution de la puissance utile de la turbine à gaz de et du rendement thermique de 27,34% à 23,29% ce qui influe négativement sur l'exploitation de la turbine.

Chapitre V

MAINTENANCE DE LA TURBINE A GAZ MS5002C

V.1 Introduction

Les installations et les équipements se détériorent sous l'action de multiples causes ; surcharge en cours de fonctionnement, mauvaise exploitation, action des agents corrosifs, chimique, atmosphérique,... etc. Ces détériorations peuvent être à l'origine des arrêts de fonctionnement (pannes), de la diminution de production, l'augmentation des coûts de façon générale.

V.2 Définition de La maintenance

D'après la norme AFNOR X60-010, la maintenance est définie comme " l'ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesure d'assurer un service déterminé ".

Maintenir c'est donc effectuer des opérations (de nettoyage, graissage, visite, réparation, révision, amélioration...etc.) qui permettent de conserver le potentiel du matériel pour assurer la continuité et la qualité de production, ainsi que choisir les moyens de prévenir, de corriger ou de rénover suivant l'utilisation du matériel. L'état d'esprit de la maintenance est de maîtriser les interventions. [7]

V.3 Les phénomènes précurseurs des 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. [8] :

- Usure
- Oxydation d'organes, de pièces ou des traces d'oxydation
- Connexions électriques, mécaniques ou hydrauliques relâchées, défaillantes
- Vibrations anormales
- Fuites de fluides, d'air comprimé,.....etc.

V.4 Objectifs de la maintenance

Les objectifs de la maintenance peuvent être classés en deux types [7]:

V.4.1 Objectifs financiers

- Optimisation du coût de la maintenance.
- Entretenir les installations avec le minimum d'économie et les remplacer à des périodes prédéterminées.

V.4.2 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.

V.5 Formes des maintenances

D'après l'organigramme de la Fig. V.1 (page 62) on a les différents types de la maintenance

V.5.1 Maintenance préventive

Selon la norme AFNOR NF 60-010, la maintenance préventive est définie comme une maintenance effectuée selon des critères d'un bien :

Le principe de la maintenance préventive est l'anticipation, elle se pratique sous trois formes [9] :

V.5.1.1 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 multiple 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.

V.5.1.2 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.

V.5.1.3 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.

V.5.2 Maintenance corrective

D'après la norme AFNOR X60-010, la maintenance corrective se définit comme "une maintenance effectuée après défaillance".

Dans cette approche, les machines fonctionnent sans dépenses particulières pour l'entretien ni la surveillance, jusqu'à l'incident.

Dans la maintenance corrective, tout incident sur la machine a une influence sur l'exploitation, et puisque les arrêts sont aléatoires, la planification dans la production est difficile. [9]

V.5.2.1 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.

V.5.2.2 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 défaillances.

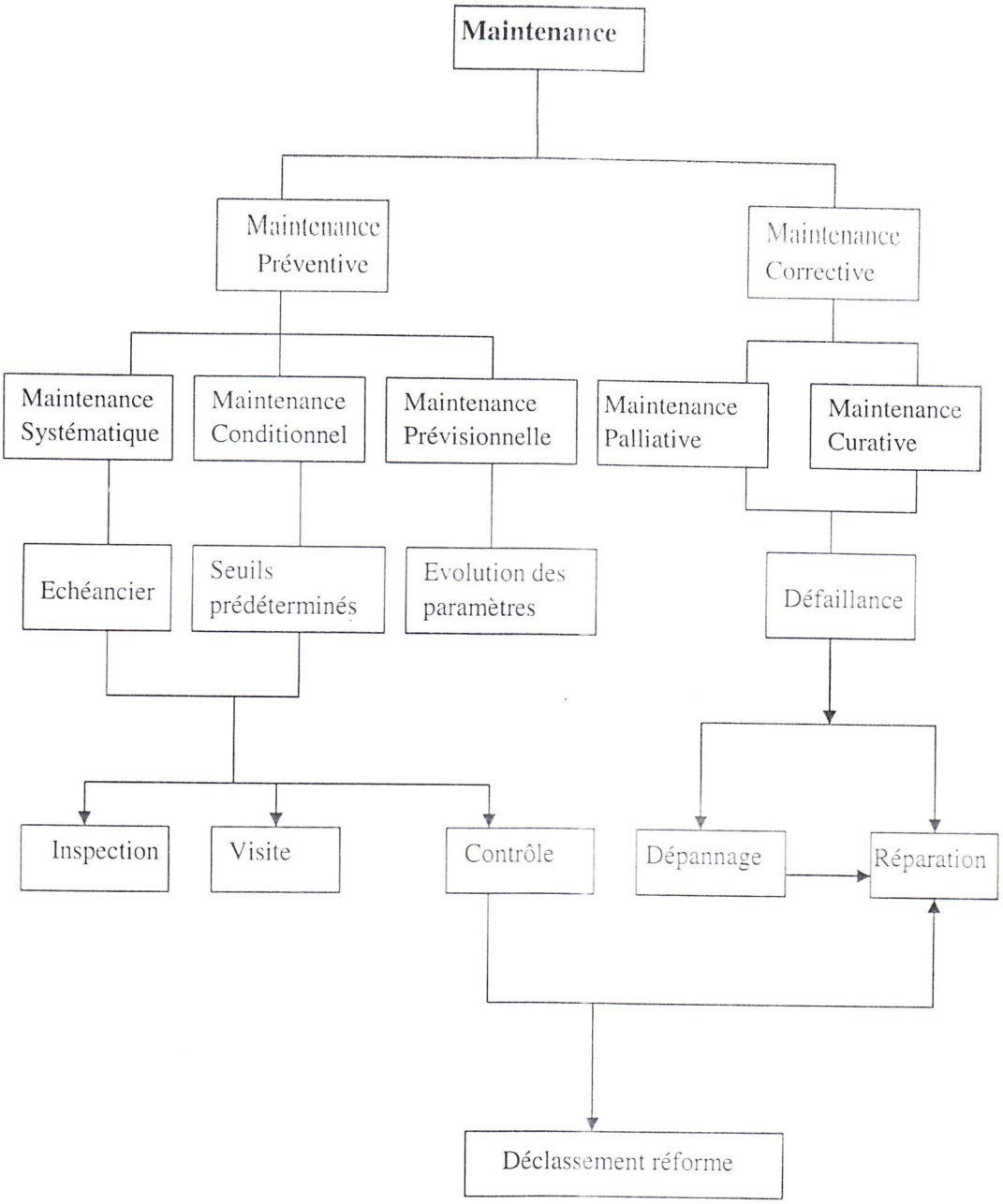


Fig. V.1 Les différents types de maintenance. [9]

V.6 Les fonctions d'un service maintenance

D'après [7], les fonctions d'un service maintenance est comme suit :

V.6.1 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.

V.6.2 La fonction d'ordonnancement

Cette fonction rassemble les moyens et matériels pour rendre exécutable les travaux à réaliser, elle établit la programmation des travaux, suit 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.

V.6.3 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.

V.6.4 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.

V.6.5 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 garantie le niveau de qualité requis dans les délais prévus, à la date fixe et dans les meilleures conditions de sécurité.

V.6.6 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 organes et immobilisation.

V.7 Les niveaux de la maintenance

Il existe 5 niveaux de maintenance [10]:

- **Le 1er niveau :**

Réglage simples prévus par le constructeur au moyen d'élément accessible sans aucun démontage ou ouverture de l'équipement, ou échanges d'éléments consommables accessibles en toute sécurité, par exemple.

Note : ce type d'intervention peut être fait par l'exploitant du bien, sur place, sans outillage et à l'aide des instructions d'utilisation.

- **Le 2emeniveau :**

Dépannages par échange standard des éléments prévus à cet effet et opération mineures de maintenance préventive, telles que graissage ou contrôle de bon fonctionnement.

Note : ce type d'intervention peut être effectué par un technicien habilité de qualification moyenne, sur place, avec l'outillage portable défini par les instructions de maintenance, et à l'aide de ces mêmes instructions.

- **Le 3emeniveau :**

Identification et diagnostic des pannes, réparations par échange de composants ou d'éléments fonctionnels, réparations mécaniques mineures, et toutes opérations courantes de maintenance préventive telles que réglage général ou réalignement des appareils de mesure.

Note : ce type d'intervention peut être effectué par un technicien spécialisé, sur place ou dans local de maintenance, à l'aide de l'outillage prévu dans les instructions de maintenance ainsi que des appareils de mesure et de réglage, et éventuellement des bancs d'essais et de contrôle

des équipement et en utilisant l'ensemble de la documentation nécessaire à la maintenance du bien, ainsi que les pièces approvisionnées par le magasin.

• **Le 4emeniveau :**

Tous les travaux importants de maintenance corrective ou préventive à l'exception de la rénovation et de la reconstruction. Ce niveau comprend aussi le réglage des appareils de mesure utilisés pour la maintenance, et éventuellement la vérification des étalons de travail par les organismes spécialisés.

Note : ce type d'intervention peut être effectué par une équipe comprenant un encadrement technique très spécialisé, dans un atelier spécialisé doté d'un outillage général (moyens mécaniques, de câblages, de nettoyage,..etc.), éventuellement de bancs de mesure et étalons de travail nécessaires, et à l'aide de toutes documentations générales ou particulières.

• **Le 5emeniveau :**

Rénovation, reconstruction ou exécution des réparations importantes confiées à un atelier central ou à une unité extérieure.

Note : par définition, ce type de travaux est donc effectué par le constructeur, ou par le reconstructeur, avec les moyens définis par le constructeur, et donc proches de la fabrication.

V.8 Le choix du type de maintenance

Le choix du type de maintenance le mieux adapté dans chaque cas dépend [8] :

- Du type de défaillance : nouveau, cyclique ou aléatoire.
- De l'aptitude du personnel de maintenance.
- De la connaissance des coûts de maintenance (coûts directs, coûts indirects, investissements).
- De l'organisation du travail (méthode, préparation, planning, pièces de rechange, moyens d'investigation,...etc.).

V.9 La maintenance appliquée sur la turbine à gaz MS5002C

V.9.1 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.

V.9.2 Types d'inspection

Trois types principaux ont été distingués pour les pièces les plus sujettes à l'action des gaz de combustions, les inspections peuvent être classifiées comme suit [6] :

V.9.2.1 Inspections de la machine à l'arrêt

Ces inspections sont effectuées quand la machine est en « stand-by » c'est-à-dire prête à démarrer. Pendant la période de stand-by, les auxiliaires doivent être vérifiés, ainsi que les instruments pour assurer le bon étalonnage et les charges des patries, l'état de tous les types de filtre, et les niveaux corrects des liquides.

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 leurs installations est d'assurer un démarrage fiable. Si la période hors service est longue, il faudra programmer des démarrages périodiques. [6]

V.9.2.2 Inspections de la machine en marche (maintenance conditionnelle)

Celles-ci consistent en la surveillance continue et générale de l'unité et des 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 la solution appropriée. Les données de fonctionnement doivent être acquises dans les phases transitoires (démarrage, arrêt) et en condition de régime permanant. [6]

Les paramètres principaux de l'inspection en marche sont :

- Vitesse de la roue HP et BP
- Charge
- Nombre de démarrage
- Nombre d'heures de fonctionnement
- Pression et température aux différents points de la turbine
- Température et pression ambiante
- Pression d'huile et du combustible ainsi que les différents filtres
- Vibrations des rotors de la turbine HP et BP

Le tableau V.1 illustre les paramètres de contrôle suivants:

	Mode de contrôle			
Les paramètres	I	E	S	P
-Vitesse de rotation de la turbine HP et BP	+			
- Température à l'échappement.	+		+	+
-Température à l'entrée de la turbine	+	+	+	+
- Vibration au niveau des paliers	+	+	+	+
- Risque de pompage	+		+	+
- ΔP filtre à air			+	
- Température sortie du compresseur	+		+	
- Contrôle présence de la flamme			+	+
- Haute température des paliers	+		+	+
- Température d'huile de graissage	+		+	+

I: indication **E:** enregistrement **S:** signal d'alarme **P:** protection

Tableau V.1 les paramètres de contrôlé [6]

V.9.2.3 Inspection de la machine démontée (maintenance systématique)

Les inspections peuvent être distinguées comme suit : (voir tableau V.2)

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

Types d'inspections	**Intervalles aux conditions de référence (heures de fonctionnement/ nombres de démarrages)**
Inspection de combustion	12000/800
Inspection de la veine des gaz chauds	24000/1200
Révision générale	48000/2400

Tableau V.2 l'intervalle de maintenance. [6]

a)- Inspection du système de combustion

Une inspection du système de combustion réclame un temps d'arrêt relativement court de la turbine à gaz (selon le nombre de chambres de combustion et la complexité du système de combustion) afin de vérifier l'état des éléments suivants [6] :

- brûleurs.
- chambres de combustion (tubes à flammes).
- pièces de transition.
- 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 (brûleurs, chambres de combustions et pièces de transition). En effet, une bonne inspection permet d'évaluer de la façon la meilleure, toute action à entreprendre.

(Réutilisation, réparation, remplacement du composant) et il est donc possible d'obtenir la durée maximum des pièces à inspecter est normalement effectuée en deux phases :

1/ démontage de la tuyauterie du combustible des brûleurs des bougies d'allumage et des détecteurs de flammes.

2/ enlèvement des couvercles des chambres de combustion, démontage des tubes à flammes, des pièces de transition et des tubes d'interconnexion.

- **Tubes à flamme:** démonter les tubes à flamme et les inspections pour usure, surchauffe, écaillage, gauchissement et criques.

Des traces d'usure se verront sur les zones de contact mécanique, comme sur les lamelles d'étanchéité et aux colliers des tubes d'interconnexion. Avant d'évaluer si la pièce doit être réparée ou remplacée, l'inspecteur doit anticiper l'usure supplémentaire qui se produira jusqu'à la prochaine inspection.

On peut remplacer une lamelle d'étanchéité usée en coupant l'extrémité en aval du tube de flamme et en soudant une nouvelle extrémité du tube comportant une lamelle d'étanchéité. Ce type de réparation ne peut pas être effectué sur place car il est indispensable d'avoir des modèles et des matrices pour restituer avec précision des dimensions du tube de flamme.

L'usure au niveau du collier du tube d'interconnexion peut être réparée par soudure si la surface d'usure occupe moins de 25% de la circonférence; si c'est plus, le collier doit être remplacé. Les réparations par soudure doivent être effectuées suivant le procédé de soudure au gaz inerte tungstène (GIT) afin d'obtenir les meilleurs résultats.

-Tubes d'interconnexion : L'usure par oxydation à l'intérieur d'un tube d'interconnexion justifie le remplacement du tube. Les zones d'usure aux extrémités ou sur le collier de retenue peuvent être reconstituées par soudure et usinage aux dimensions initiales.

Afin de réduire le temps d'immobilisation de la turbine à gaz, pour remplacer les chambres de combustion, les pièces de transition et les brûleurs, il est conseillé d'utiliser des pièces de rechange gardées en stock. Les éléments démontés peuvent être inspectés, nettoyés et si nécessaire, réparés et stockés sans interférer avec les opérations de remontage de la turbine à gaz.

b)-Visite de la veine du gaz chaud HGPI

Le but de cette inspection est d'examiné les pièces de la turbine les plus soumises aux contraintes par les températures élevées du système de gaz de combustion, cette visite comprend essentiellement [6] :

- directrices
- aubes du rotor
- anneaux de protection extérieure

Les intervalles d'inspection des veines du gaz chaud sont multiples et au même temps. On procède à l'inspection des pièces de combustion.

c)- révision générale

Le but d'une révision générale est d'examiner toutes les pièces intérieures du stator et du rotor, de l'admission de la chambre des filtres jusqu'aux systèmes d'échappement y compris le réducteur de charge et la machine conduite. [6]

c)-1 Préparation :

- Préparation du kit des pièces de rechange:
- joints d'étanchéités
- boulons, clavettes, tubes d'interconnections,...etc.
- Préparation de l'outillage
- Préparation du dossier de la machine (documentation):
- Isolement de la machine:
- Isoler électriquement la machine
- Fermer les conduites de gaz
- Isoler la machine réceptrice (les compresseurs centrifuges).

c)-2 Démontage:

- Démonter les accouplements de charge et des auxiliaires
- Relever les alignements
- Démonter les bougies d'allumage, détecteurs de flamme, les capteurs de vibration, de vitesse et des thermocouples,...etc.
- Relever les jeux sur le compresseur et la turbine
- Contrôler les jeux d'assemblages (des coussinets et du rotor et labyrinthe d'étanchéité)
- Démonter les chambres de combustion, les tubes à flamme, tubes d'interconnections et pièces de transition
- Démonter les carters supérieurs ainsi la partie supérieure de directrice premier et deuxième étage
- On inspecte l'état de toutes les pièces démontées en particulier celles soumises aux contraintes thermiques ou mécaniques telles que: pièces de transition, tubes à flamme, aubes fixes et mobiles, diaphragmes,...etc.

Toute présence de fissures doit être relevée, on constatera toutes usures aux points de surchauffes.

Systèmes d'échappement y compris le réducteur de charge et la machine conduite.

- **Paliers :** prêter attention aux rayures profondes et au relâchement du métal anti-friction.
- **Aubes :** inspecter leur freinage et déceler toutes fissures ou changements de l'état de matériaux des aubes.
- **Rotors :** contrôler les états de surface aux nivaux des paliers, s'assurer de la non présence de point de frottement dû au mauvais centrage ou mauvais alignement.
- **Boîtier d'engrenage :** on inspecte l'état de sécurité de survitesse dans le boîtier d'engrenages.

c)-3 Réparation des pièces endommagées et préparation pour le remontage:

On procédera à la réparation de toutes pièces endommagées ou à un éventuel changement, on soufflera avec l'air le carter inférieur puis on procède au remontage.

c)-4 Remontage:

C'est l'opération inverse de démontage:

- On posera les demi-coussinets inférieurs des paliers puis les rotors ; GG et BP, on relève ensuite les jeux
- Carter BP et HP supérieur
- Enveloppe de la veine des gaz chauds
- Diffuseur d'échappement
- Caisson et gaine d'admission
- Pièces de transition
- Carter chambres de combustion, puis tubes à flamme et tubes d'interconnections et couvert chambres de combustion
- Bougies d'allumage, injecteurs et tuyauterie du gaz combustible
- Tuyauterie d'air de refroidissement,...etc.

c)-5 Inspection des systèmes de commande et de protection:

Avant de démarrer la turbine les instrumentistes font un contrôle de tous les systèmes de commande et de protection comme par exemple:

- La chaîne de vibrations
- L'état des thermocouples
- Fonctionnement des servo-vannes
- Des manomètres

- Les moteurs électriques des auxiliaires
- Les systèmes de survitesse et de déclenchement
- Ainsi que toutes les boucles des systèmes de régulation (capteurs, transmetteurs, régulateurs, amplificateurs, organes d'exécution...etc.).

c)-6 Test de démarrage et essai:

On contrôlera toutes les étapes de démarrage et on décèlera tous les bruits anormaux pendant la phase de ventilation, avant l'allumage, relever tous les paramètres à 80% et à 100% de la vitesse nominale. La turbine est réceptionnée après 72 h de marche.

V.9.3 Recherche des pannes

Les informations de recherche des pannes, présentées dans cette section, permettant de mieux identifier, isoler et corriger les différentes pannes qui peuvent survenir dans le groupe de turbine. La première utilité de ces renseignements est de servir de guide à la détection de pannes. Le tableau ci-dessous montre les différentes pannes, les causes probables avec leurs remèdes

Panne	Causes probables	Remèdes
1-la turbine ne démarre pas		
a) l'embrayage à griffe n'embraye pas.	1-le solénoïde de l'embrayage de lancement n'est pas alimenté. 2-Frottement excessif de l'embrayage. 3- face de l'embrayage rouillé	1-vérifier le circuit électrique 2-réparer le mécanisme de l'embrayage. 3-nettoyer et lubrifier la face de l'embrayage.
b) le moteur de lancement ne fonctionne pas.	1- moteur non alimenté au centre de commande du moteur 2-contacteur non alimenté	1-alimenter le moteur. 2-vérifier le circuit de commande électrique.
c) le rotor ne décolle pas.	1-convertisseur du couple. 2-frottement excessif du rotor	1-réparrer ou remplacer 2-laisser le rotor se refroidir ou trouver la source de frottement excessif et réparer.
2-echec d'allumage :		
a) circuit d'allumage.	1-transformateur d'allumage non alimenté. 2- la bougie ne s'allume pas.	1-vérifier le circuit électrique. 2-réparer ou remplacer.

3-le groupe s'allume mais s'éteint (faible signal du thermocouple a l'échappement).		
a) le détecteur de flamme ne s'enclenche pas.	1-étalonage incorrecte du détecteur de flamme.	1-étaloner suivant les spécifications de commande.
	2-détecteur ultraviolet non activé par la flamme.	2-nettoyer la lentille.
	3-débit de combustible faible ou irrégulier.	3-s'assurer du bon fonctionnement du système de combustible.
4-système de protection		
a)la pression de déclanchement ne monte pas.	1-la vanne de déclenchement manuel de secours n'est pas sur la position « marche »	1-Mettre la vanne de déclenchement sur la position « marche »
	2-fuite dans les tuyauteries du circuit de déclanchement.	2-réparer
	3-obstruction de l'orifice du circuit de déclenchement basse pression	3-démonter et nettoyer.
	4- filtre d'huile de commande colmatée.	4-remplacer la cartouche du filtre.
5-compresseur d'air d'atomisation		
a) bruit ou vibrations excessives	1-paliers ou engrenage usés	1-remplacer ce compresseur
b) pression de refoulement basse ou température élevée	1 réglage incorrect du refroidissement.	1-vérifier les refroidisseurs
	2-rotor ou joints usés	remplacer le compresseur.

Tableau V.3 recherche des pannes [6]

V.10 Calcul des intervalles de maintenance

Dans ce qui suit on va montrer comment déterminer le facteur de maintenance à utiliser pour l'application spécifique de fonctionnement. Pour les deux critères, heures de service et démarrages, pour une année de fonctionnement après la mise en service (le 07/12/2002).

La première limite atteinte, soit-elle démarrage ou heures, détermine l'intervalle de maintenance.

V.10.1 Données de départ

a) L'historique de la turbine MS5002C affiché sur l'écran (MARK V) salle DCS les données suivantes (Tableau V.4)

Nombre de déclenchements	**391**
Nombre de démarrages total	**695**
Nombre de démarrages avec feu	**497**
Nombre de démarrages sans feu	198
Nombre d'arrêt normal	110
Nombre d'heures travaillées (heures)	59604

Tableau V.4 état de la turbine [1]

b) L'historique de la turbine MS5002C d'après les rapports annuels (voir tableau V.5)

Date	Nb^{re} de déclen-chements	Nb^{re} de démarrages avec feu	Nb^{re} de démarrages sans feu	Nb^{re}d'arrêt normales	Nb^{re}d'heures travaillées(h)
07/12/02-07/12/03	108	137	15	29	5621
08/12/03-08/12/04	77	101	18	24	6038
09/12/04-09/12/05	39	59	14	20	8238
10/12/05-10/12/06	16	19	03	03	7620
11/12/06-11/12/07	15	17	08	02	8597
12/12/07-12/12/08	21	36	19	15	8697
13/12/08-24/04/09	07	06	04	00	3055
25/04/09-30/11/10	31	62	16	05	11610
TOTAL	314	437	97	98	59476

Tableau V.5 les rapports annuels de la turbine pendant leur fonctionnement [1]

- **Remarque**

Le tableau (V.4) : Les données sont avec les essais de démarrages avant la mise en service jusqu'au le 30/11/2010.

Le tableau (V.5) : Les données sont après la mise en service (le 07/12/2002) jusqu'au le 30/11/2010.

V.10.2 Les intervalles de maintenance selon le critère heures

D'après [6], l'intervalle de maintenance basée sur le critère heures est déterminé par l'équation suivante:

$$\text{Intervalle de maintenance (heures)} = \frac{H}{\text{Facteur de maintenance}} \quad (V.01)$$

Où:

H-intervalle maximum de maintenance basée sur les heures de service.

Facteur de maintenance :

$$FM = \frac{\text{heure pondérées}}{\text{heure réelles}} \quad (V.02)$$

Telle que :

$$\text{Heures pondérées} = (K + M \times L) \times (G + 1{,}5D + A_f \times h + 6P) \quad (V.03)$$

Et Heure réelles = (G+D+H+P) (V.04)

Avec :

G - heures de service annuelles à la charge de base avec combustible gazeux.

D - heures de service annuelles à la charge de base avec distillat comme combustible.

h - heures de service annuelles avec combustible lourd.

A_f -facteur de sévérité du combustible lourd (huile résiduelle A_f=3 à 4, huile brute A_f =2 à 3).

P - heures de service annuelles à la charge de pointe.

L - pourcentage d'injection eau/vapeur par référence au débit d'air d'admission.

M et K - constantes.(voir tableau V.6)

Matériau n_1/n_2	M	K	L
GTD-222/FSX-414	0	1	<2,2%
GTD-222	0	1	>2,2%
FSX-414	0,18	0,6	>2,2%

Tableau V.6 détermination des constantes M, K et L

V.10.2.1Calcul de l'intervalle de CI

Application numérique on a

H=12000 heures (voir tableau V.2)

G =5621 heures

- Inspection HGPI= $\frac{22857}{5621} = 4{,}06$ **ans**
- Inspection MI = $\frac{45714}{5621} = 8{,}13$ **ans**

V.10.3 Les intervalles de maintenance selon le critère de démarrages

D'après [6], l'intervalle de maintenance basée sur le critère de démarrages est déterminé par l'équation suivante :

$$\text{Intervalle de maintenance (démarrages)} = \frac{S}{\text{Facteur de maintenance}} \quad (V.05)$$

Ou:

S - intervalle maximum de maintenance basée sur les démarrages (en fonction de la taille du modèle).

Facteur de maintenance:

$$(FM) = \frac{\text{démarrages pondérées}}{\text{démarrages réelles}} \quad (V.06)$$

Telle que :

$$\text{Démarrages pondérées} = (0{,}5N_A + N_B + 1{,}3N_P + 20E + 2F + a_t.T) \quad (V.07)$$

Et $$\text{Démarrages réels} = (N_A + N_B + N_P + E + F + T) \quad (V.08)$$

Ou:

N_A- nombre annuel de cycles démarrages à charge partielle (charge<60%).

N_B- nombre annuel de cycles démarrages à charge de base normale.

N_P - nombre annuel de cycles démarrages à charge de pointe.

E- nombre annuel de démarrages d'urgence.

F- nombre annuel de démarrages à charge rapide.

T- nombre annuel de déclenchements.

a_t- facteur de sévérité de déclenchement = f (charge). (Voir Tableau V.7)

	Déclenchement à charge partielle	Déclenchement à charge normale	Déclenchement à charge de pointe
a_t	2	4	8

Tableau V.7 détermination du facteur de sévérité de déclenchement

V.10.3.1Calcul de l'intervalle de CI

Application numérique on a :

S = 800 démarrages (voir tableau V.2)

$N_A = N_P = E = F = 0$

N_B =137 démarrages

T = 108 déclenchement

a_t= 4 déclenchement à charge normale

D'après l'équation (V.07)

Démarrages pondérées = (0,5(0) + 137+ 1,3(0) + 20(0) + 2(0) + 4(108)) = 569 démarrages

D'après l'équation (V.08)

Démarrages réels = (0+ 137+ 0 + 0 + 0 + 108) = 245 démarrages

D'après l'équation (V.09)

$$FM = \frac{569}{245} = 2,3$$

Finalement

$$IM_{(CI)} \text{ (démarrages)} = \frac{800}{2,3} = 348 \text{ démarrages}$$

V.10.3.2 Calcul de l'intervalle de L'HGPI

D'après l'équation (V.05) intervalle maximum de maintenance basée sur les démarrages cas HGPI égale S = 1200 démarrages (voir tableau V.2)

$$IM(HGPI) \text{ (démarrages)} = \frac{1200}{2,3} = 521 \text{ démarrages}$$

V.10.3.3 Calcul de l'intervalle de La MI

D'après l'équation (V.05) intervalle maximum de maintenance basée sur les démarrages cas MI égale S = 2400 démarrages (voir tableau V.2)

$$IM_{(MI)} \text{ (démarrages)} = \frac{2400}{2,3} = 1044 \text{ démarrages}$$

V.10.3.4 Le programme d'entretien recommandé est

- Inspection CI $= \frac{348}{137} =$ **2,54 ans**

- Inspection HGPI $= \frac{521}{137} = 3{,}80$ ans
- Inspection MI $= \frac{1044}{137} = 7{,}62$ ans

Remarque

L'inspection de la veine des gaz chauds est éliminée et remplacée par une inspection du système de combustion.

V.10.4 Tableau comparatif des résultats obtenus

Critère \ Inspection	CI	HGPI	MI
Heures	2,03 ans	4,06 ans	8,13 ans
Démarrages	2,54 ans	3,80 ans	7,62 ans

Tableau V.8 comparaison entre le critère de démarrages et le critère horaires

V.10.5 Interprétation des résultats obtenus

D'après les résultats obtenus dans le calcul thermodynamique, on constate que les conditions de fonctionnement réelles sont différentes de celles définis par le constructeur, qui ont une influence directe sur les performances de la turbine.

Pour ces conditions de fonctionnement différentes, il faut définir le facteur de maintenance correspondant.

Vu les résultats obtenus dans le calcul des intervalles de maintenance, on constate que l'intervalle de maintenance basé sur les démarrages est plus sévère que celui basé sur les heures de service, donc le programme d'entretien recommandé est basé sur le critère de démarrages.

V.11 Gestion du stock

V.11.1 Définition

Le stock est l'ensemble des marchandises, matières ou produits accumulés dont l'attente d'une utilisation ultérieure, plus au moins proche et qui permet d'alimenter les utilisateurs, au fur et à mesure de leurs besoins. Il joue le rôle d'un réservoir régulateur entre le flux d'approvisionnement et de consommation. [11]

V.11.2 Les différents types de stock

Il existe trois types des stocks [11]:

V.11.2.1 Stock normal

Il est constitué des pièces ou matériaux pour une utilisation courante et continue.

V.11.2.2 Stock de sécurité

Il est constitué des pièces se des matériaux neufs ou prélevé est disposé à être utilisé en cas de panne.

V.11.2.3 Stock de récupération

Il est constitué du matériel usité mais qui peuvent être réutilisé.

V.11.3 Utilité et nécessité des stocks

V.11.3.1 les stocks consommables

Les stocks consommables (avec consommation régulière ou irrégulière) permettent :

- D'amortir les coups entre les livraisons et les besoins de fabrication et d'entretien.
- La planification de certains travaux (rebutage d'échangeur, réfection des réfractaires,...).

V.11.3.2 Les stocks de pièce de sécurité

Exemple : rotor du compresseur qui peut coûter 50% de son prix. En général, on achète le rotor d'un compresseur vital (en même temps que le compresseur lui même) en espérant ne s'en servir jamais. La décision d'achat est justifiée par le coût, en effet une telle pièce n'est jamais disponible chez le constructeur, les délais de livraison sont au plus tôt de 8à10 mois; donc la perte de production éventuelle (par l'absence de rechange) est inadmissible.

V.11.3.3 Les stocks de consommation aléatoire

Ils résultent de la combinaison d'un ou de plusieurs des facteurs ci-après :

- Corrosion, érosion;
- Fatigue;
- Usure normale;
- Pièces fragiles (avec défaut cachés);
- Mauvaise opération ou défaut d'exploitation.

Cela concerne les pièces telles que garnitures mécaniques, bagues, roulements, joints,...etc.

V.11.3.4 Les stocks de pièces de remplacement

Ces pièces ne cassent pas, ne s'usent pas, mais en principe, ne peut-être réutilisées après arrêt et démontage. Il faut donc les remplacer.

V.11.3.5 Les matériaux

Tôles, tubes, barres,...permettent la planification de certains travaux d'entretien, réparation, amélioration,....etc.

V.11.4 La tenue des stocks

Une bonne tenue de stocks en quantité et en valeur est essentielle car elle constitue la base d'une gestion des stocks. En effet, pour bien gérer les stocks, il faut d'abord les connaître. Les principaux objectifs de la tenue des stocks sont:

- Eviter les pertes, vols et gaspillages;
- Effectuer la comptabilité matière des stocks, article par article;
- Surveiller les niveaux de stock (point de commande, nivaux d'alerte) pour éviter les ruptures de stock;
- Procéder aux inventaires légaux (comparaison des stocks réelles et théoriques);
- Etablir les historiques et statistiques des consommations;
- Effectuer la comptabilité en valeur des sorties, article par article des stocks, pour connaître les variations;
- Imputer les utilisations.

V.11.5 Calcul de la gestion de stock

Dans ce calcul, on choisit les tubes à flamme, car se sont les pièces les plus consommées par la turbine à gaz, à cause d'usure rapide provoqué par les contraintes thermiques dans les chambres de combustion.

La consommation de chaque turbine à gaz 5002C de ces pièces est environ 2 types à flamme chaque année. Le nombre des turbines est trois, donc la consommation annuelle des tubes à flamme est S=6 tubes à flamme.

V.11.5.1 Les données de départs : d'après [1], les données comme suit

- Consommation annuelle des tubes à flamme: S = 6;
- Valeur de coût de passation d'une commande: C_a= 26583 DA;
- Prix unitaire: P_u= 585680 DA;
- Taux da possession: t=10%;
- Délais de livraisons : T=3 ans =36 mois;
- Temps probable de retard de livraison : Tr=12 mois.

V.11.5.2 Calcul de la quantité économique à commander

$$Q_e = \sqrt{\frac{2 \cdot S \cdot C_a}{P_u \cdot t}} \qquad (V.09)$$

$$Q_e = \sqrt{\frac{2 \cdot 6 \cdot 26583}{585680 \cdot 0{,}1}} = 3 \text{ tubes à flammes}$$

V.11.5.3 Calcul du nombre de commande par année

$$N_C = \frac{S}{Q_e} \qquad (V.10)$$

$$N_c = \frac{6}{3} = 2 \text{ commandes/année}$$

V.11.5.4 Période entre deux commandes (ou de reconstitution de stock)

$$P = \frac{12}{N_c} \qquad (V.11)$$

$$P = \frac{12}{2} = 6 \text{ mois}$$

V.11.5.5 Calcul des différents types des stocks

a) - Stock de sécurité

$$S_s = q.T_r \qquad (V.12)$$

Telle que

Consommation mensuelle $$q = \frac{S}{12} \qquad (V.13)$$

$$S_s = \frac{6}{12}.12 = 6 \; tubes \text{ à } flammes$$

b) - Stock maximal

$$S_{max} = q \cdot T \qquad (V.14)$$

Lorsque la durée de livraison est 6mois

D'après la formule (V.19) on a T = 6 mois donc

$$S_{max} = \frac{6}{12} . 6 = 3 \text{ tubes à flammes}$$

Avec $T_r = 6\ mois$ le stock de sécurité est

$$S_S = \frac{6}{12} .12 = 6 \text{ tubes à flammes}$$

Finalement le stock global maximal est:

$$S_{gmax} = 3 + 6 = 9 \text{ tubes à flammes}$$

Une représentation graphique est illustrée ci dessous

V.11.5.7 Lorsque le délai de livraison est 6 mois

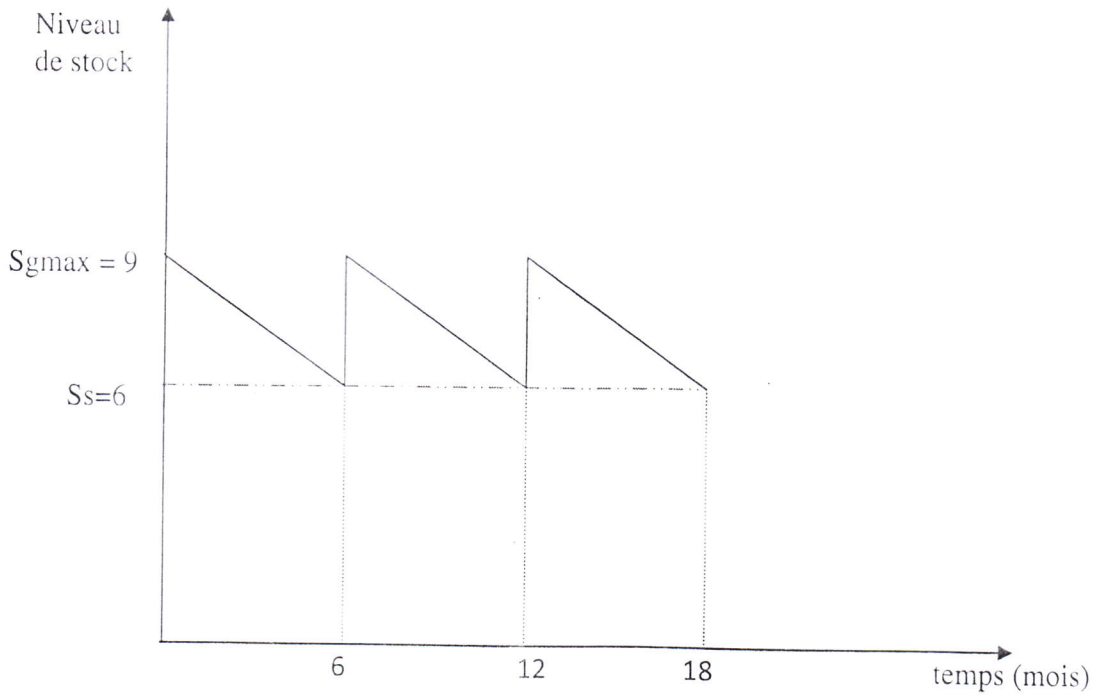


Fig. V.3 Niveau de stock en fonction de temps (T = 6 mois).

V.12 Conclusion

Dans le début de ce chapitre nous avons commencés par les fondamentaux de maintenance a titre d'exemple les objectifs et les types de maintenance ...etc. Ensuite nous avons illustrés les types d'inspection en arrivant à la révision générale ,et le calcul d'intervalle de maintenance selon le critère d'heure et le critère de démarrage, et en conclus par la méthode la plus favorable , finalement nous avons assurés la meilleur gestion de stock des pièces de TAG pour obtenir une matériel maintenu.

Chapitre VI

ETUDE DE LA FIABILITE D'UNE TURBINE A GAZ

VI.1 Introduction

L'objectif principal des études de fiabilité est d'aider à obtenir de meilleures conceptions. Toutes les analyses faites en fiabilité mécanique doivent se concrétiser par des décisions techniques et non pas par une simple satisfaction de notre rigorisme scientifique. De ce point de vue nous n'insisterons jamais assez sur l'importance de la conception et la prise de décision : « concevoir par la fiabilité », telle doit être la première devise du fiabiliste mécanicien.

Ni au moins, l'analyse de la fiabilité opérationnelle d'un système, en s'appuyant sur les données de retour d'expérience, nous permet de définir certains objectifs :

- Mesurer dans le temps une garantie
- Evaluer rigoureusement un degré de confiance
- Déchiffrer une durée de vie
- Déterminer un programme d'intervention
- Prévoir un stock rassurant de pièces de rechange

Ces objectifs nous permettent une meilleure exploitation des équipements et ce, afin d'optimiser leur fonctionnement et satisfaire la production qui est en finalité le but essentiel de toute entreprise.

Dans l'étude qui suivra, appliquée à une turbine à gaz (TAG), nous allons nous pencher sur chacun de ces objectifs avec plus ou moins d'insistance.

VI.2 Définitions et notations

VI.2.1 Fiabilité

Aptitude d'un bien à accomplir une fonction requise, dans des conditions données, durant un intervalle de temps donné. [7]

VI.2.2 Disponibilité

Aptitude d'un bien à être en état d'accomplir une fonction requise dans des conditions données, à un instant donné ou durant un intervalle de temps donné, en supposant que la fourniture des moyens extérieur est assurée. [7]

VI.2.3 Maintenabilité

Dans des conditions données d'utilisation, aptitude d'un bien à être maintenu ou rétabli dans un état ou il peut accomplir une fonction requise, lorsque la maintenance est accomplie dans des conditions données, en utilisant des procédures et des moyens prescrits. [7]

VI.2.4 Relation entre les différentes grandeurs caractérisant la fiabilité, la maintenabilité et la disponibilité d'un équipement

La figure VI.1 schématisé les états successifs que peut prendre un système réparable.

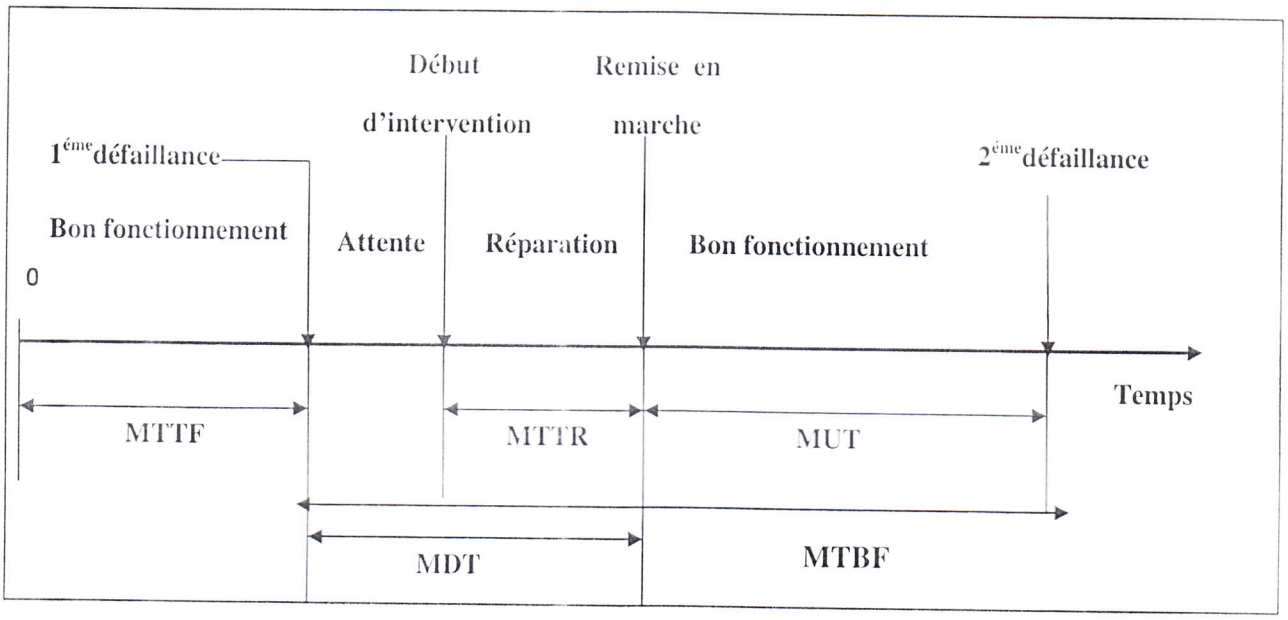


Fig.VI.1 Les durées caractéristique de FDM. [7]

- **MTTF** (mean time to [first] failure): temps moyen avant première défaillance.

- **MTBF** (mean time between failure): temps moyen entre deux défaillances successives.

- **MDT** ou **MTI** (mean down time): temps moyen d'indisponibilité ou temps moyen d'arrêt propre.

- **MUT** (mean up time) : temps moyen de disponibilité.

- **MTTR** (mean time to repair) : temps moyen de réparation.

VI.3 Rappels de statistiques

VI. 3.1 Notion de Variable aléatoire

On appelle variable aléatoire T, une variable telle qu'à chaque valeur t de T on puisse associer une probabilité. Une V. A peut être discrète ou continue. La correspondance entre V.A et la probabilité qui lui est associée établit une loi de probabilité. De ce fait, on distingue les lois continues et celles discrètes. [7]

VI.3.2 Définition probabiliste de la fiabilité et commentaires

VI.3.2.1 Définition AFNOR X 06-501

La fiabilité est la caractéristique d'un dispositif exprimée par la probabilité que ce dispositif accomplisse une fonction requise dans des conditions d'utilisation données et pour une période de temps déterminée. [7]

VI.3.2.2 Commentaire sur les quatre concepts de la définition

- **Probabilité** : c'est le rapport

$$\frac{\text{nombre de cas favorables}}{\text{nombre de cas possibles}} < 1 \qquad \text{(VI. 01)}$$

Dans l'hypothèse d'équiprobabilité.

On notera R(t)la probabilité de bon fonctionnement à l'instant t. Le symbole R a pour origine le mot anglais reliability.

On notera F(t) la fonction définie par $F(t) = 1 - R(t)$,probabilité complémentaire (ou événement contraire), donc F(t) est la probabilité de défaillance à l'instant t et $R(t) + F(t) = 1$.

- **Fonction requise** : nous parlerons de (fonction requise) pour un composant, de (mission) ou (de service attendu) pour un système .La définition de la fonction requise implique la définition d'un seuil d'admissibilité au-delà duquel la fonction n'est plus remplie.

- **Condition d'utilisation** : définir les conditions d'usage revient à définir l'environnement du système et ses variations, ainsi que les contraintes mécaniques,

chimiques, vibratoires, thermiques, etc. auxquelles il est soumis. Il est évident que le même matériel soumis à deux environnements différents n'aura pas la même fiabilité.

- **Période de temps** : c'est la définition de la durée de mission T, mais à chaque instant t_i est associée une valeur de fiabilité $R(t_i)$ décroissante.

Finalement, la fiabilité est la probabilité de bon fonctionnement à l'instant t_i.

Nous définissons la fonction de fiabilité par, d'aprés [7] :

$$R(t_i) = \frac{N_i}{N_0} = 1 - F(t_i) \qquad \text{(VI. 02)}$$

N_0: le nombre d'élements bons à t_0

N_i :le nombre d'élements bons à t_i

VI.3.3 Fonction de répartitions

C'est la probabilité pour que le dispositif soit en panne à l'instant t_i nous définissons la fonction de réparation :

$$F(t_i) = \frac{\sum n_i}{N_0} = \frac{N_0 - N_i}{N_0} \qquad \text{(VI. 03)}$$

n_i: le nombre d'élément defaillance à t_i

VI.3.4 La densité de défaillance

La densité de probabilité de l'instant de la défaillance T s'obtient en dérivant la fonction de répartition F (t) :

$$f(t) = \frac{dF(t)}{dt} = -\frac{dR(t)}{dt} \qquad \text{(VI. 04)}$$

$$f(t_i)\Delta t_i = \frac{n_i}{N_0} \qquad \text{(VI. 05)}$$

Δt_i: L'intervalle de temps observé $t_{i+1} - t_i$

VI.3.5 Taux de défaillance

Nous définissons le taux de défaillance par tranche par la relation :

$$\lambda(t_i) = \frac{f(t_i)}{R(t_i)} = \frac{n_i}{N_i \Delta t_i} \qquad \text{(VI. 06)}$$

VI.3.6 Principales lois utilisées

Dans les études de fiabilité des différents équipements, une variable aléatoire continue ou discrète peut être distribuée suivant diverses lois qui sont principalement, d'aprés [14] :

a) La loi exponentielle

Elle est la plus couramment utilisée en fiabilité électronique pour décrire la période durant laquelle le taux de défaillance des équipements est considéré comme constant. Elle décrit le temps écoulé jusqu'à une défaillance, ou l'intervalle de temps entre deux défaillances successives.

b) La loi de WEIBULL

C'est une loi continue à trois paramètres, donc d'un emploi très souple. En fonction de la valeur de ses paramètres, elle peut s'ajuster à toutes sortes de résultats expérimentaux. Cette loi a été retenue pour représenter la durée de vie des pièces mécaniques.

c) La loi normale

C'est une loi continue à deux paramètres; la valeur moyenne et l'écart type caractérise la dispersion autour de la valeur moyenne. Elle est la plus ancienne, utilisée pour décrire les phénomènes d'incertitudes sur les mesures, et ceux de fatigue des pièces mécaniques.

d) La loi de POISSON ou loi de faibles probabilités

La réalisation d'évènements aléatoires dans le temps se nomme « processus de POISSON »et caractérise une suite de défaillances indépendantes entre elles et indépendantes du temps.

La loi de POISSON est une loi discrète, elle exprime la probabilité d'apparition d'un évènement lorsque celui-ci peut se manifester de nombreuses manières mais avec une faible probabilité.

Ses paramètres sont, en posant :

- Sa variance : $$m = \lambda t \qquad \text{(VI. 07)}$$

- Sa fréquence : $$\Pr[x = k] = \frac{m^k}{k!} e^{-m} \qquad \text{(VI. 08)}$$

- Sa fonction de répartition : $$F(x) = \sum_{k=0}^{x} \frac{m^k}{k!} e^{-m} \qquad \text{(VI. 09)}$$

VI.4 Etude de la fiabilité de la turbine a gaz

VI.4.1 Situation du problème et objectif de l'étude

L'exploitation normale d'une turbine à gaz dans un environnement rude tel que le Sahara nécessite une étude et un diagnostic rigoureux afin d'assurer un bon fonctionnement de l'unité. Dans cette étude, on s'est intéressé à des données techniques de terrain, recueillis de l'historique d'une installation de turbine à gaz (expérience passive) afin d'évaluer au mieux sa fiabilité et sa sûreté de fonctionnement ainsi que de proposer un planning scientifique des actions de maintenance préventive.

VI.4.2 Fiabilité opérationnelle et fiabilité prévisionnelle

La fiabilité prévisionnelle (ou technique) caractérise seulement les possibilités techniques de l'équipement en dépendance de sa construction et de sa qualité d'élaboration, ceci à condition que les règlements en matière de technologie d'exploitation et d'entretien soient respectés. Elle caractérise le niveau de conception de la machine. [13]

La fiabilité opérationnelle (ou d'exploitation) se détermine par les conditions réelles d'exploitation de l'équipement en tenant compte de tous les facteurs. Elle est obtenue après une suite de défaillances potentielles voir la figure (VI.2) :

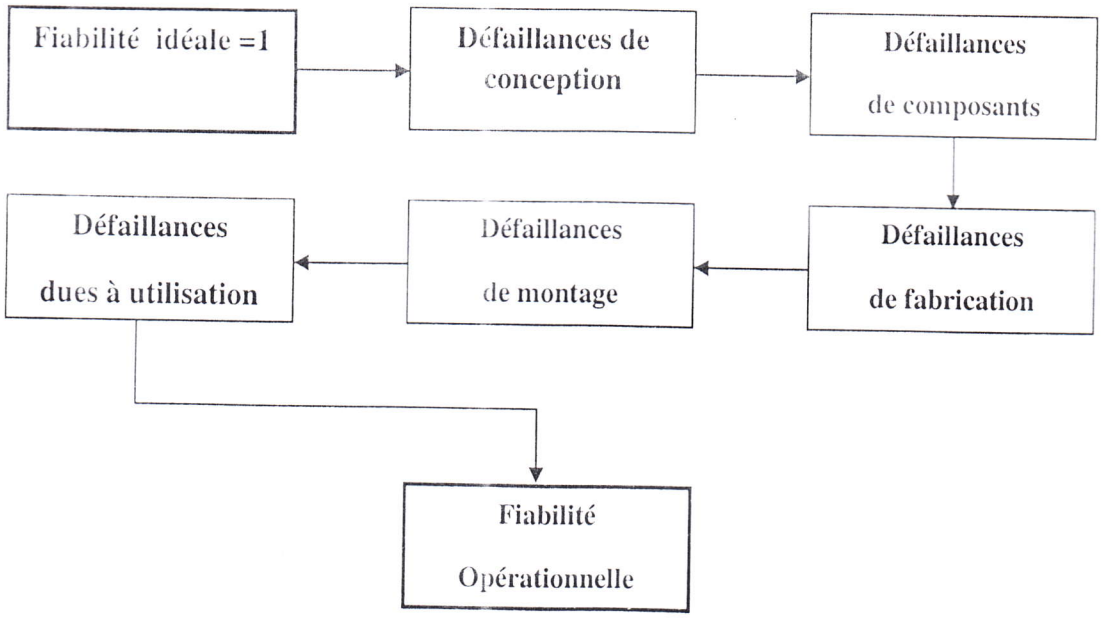


Fig.VI.2 Fiabilité opérationnelle et fiabilité prévisionnelle

VI.4.3 Méthodologie de la recherche de la fiabilité

La figure VI.3 montre la méthode de la recherche de la fiabilité suivante, d'aprés [12]:

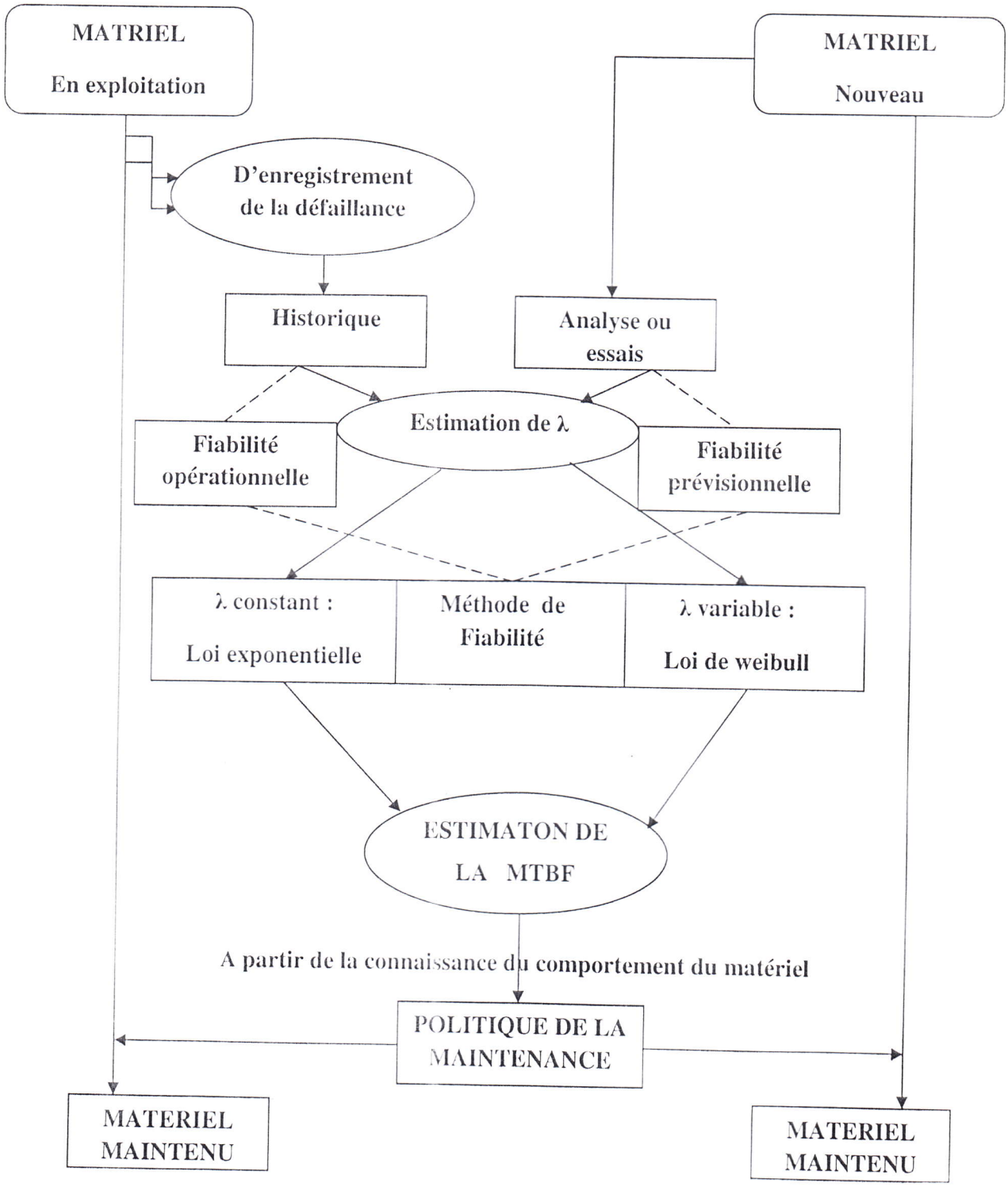


Fig.VI.3 Méthodologie de la recherche de la fiabilité

VI.4.4 Analyse de la fiabilité à partir du modèle de weibull

VI.4.4.1 Domaine d'utilisation de la loi de weibull

La loi de weibull à trois paramètres est très (souple), ce qui lui permet de s'ajuster à un grand nombre d'échantillons prélevés au long de la vie d'un équipement .Elle couvre les cas de taux de défaillance variables, décroissants (période de jeunesse) ou croissants (période de vieillesse). [7]

Son exploitation fournit :

- une estimation de la MTBF de la population de défaillances.

- les équations de R(t) et de $\lambda(t)$,ainsi que leurs variations sous forme graphique.

-mais aussi le paramètre de forme β qui peut orienter un diagnostique, sa valeur étant caractéristique de certains modes de défaillance.

VI.4.4.2 Méthodologie de l'analyse de fiabilité

1. Préparation des données.

2. Tracé du nuage de points(t_i, F_i).

3. Tracé de la droite dite (de weibull) D_1

4. Détermination des valeurs des trois paramètres β, η, γ.

5. Equation de la loi de weibull (et représentation graphique éventuelle).

6. Détermination de la MTBF (et de l'intervalle de confiance éventuelle).

7. Exploitation des résultats.

VI.4.4.3 Description de l'échantillon

Evaluer la fiabilité d'un équipement par l'obtention d'informations sur ses composants. Elles sont relatives à des évènements (défaillances) survenus lors du fonctionnement ou de la mise en essais de cet équipement.

Très schématiquement, la démarche consiste à observer pendant un certain temps de fonctionnement, dans des conditions réelles d'utilisation, une turbine à gaz auquel on s'intéresse et à répertorier toutes les défaillances qui surgissent et les informations relatives à

celle-ci (TBF). On obtient ainsi les données de base qui permettent de quantifier la fiabilité de la TAG.

On a ci-après les données de fiabilité (voir tableau VI.1) :

N°	TBF (h)	Marche Cumulée (h)	DESIGNATION DES TRAVAUX
1	06 906	06 906	CI : Inspection des chambres de combustion
2	11 562	18 468	Révision des veines chaudes (HGPI) et changement des Twist-lock
3	13 621	32 089	CI : Inspection des chambres de combustion
4	05 370	37 459	MI : Révision générale
5	08 646	46 105	CI : Révision des chambres de combustion
6	13 819	59 924	Révision HGPI, changement IGV et changement de la pompe HP principale
7	07 605	67 529	CI : Inspection des chambres de combustion, des joints et accouplements cotés charge
8	06 951	74 480	Inspection des disques de poussées axiales
9	02 667	77 147	MI : Révision générale
10	09 750	86 897	Inspection des chambres de combustion
11	07 193	94 090	Révision HGPI

Tableau .VI.1 La fiche historique de la turbine MS5002C. [1]

VI.4.4.4 Regroupement en classe

Dans ce cas, N = 11 et d'âpres la formule de *Stringers* d'après [7]:

$$K = 1 + 3{,}3 \log \sum_1^{11} n_i \qquad \text{(VI. 10)}$$

A. N: $K = 1 + 3{,}3 \log 11 = 4{,}44$ On prend $K = 5$

VI.4.4.5 L'intervalle de temps entre deux classes

$$\Delta T = \frac{TBF\ max}{K} \qquad (VI.11)$$

A.N: $$\Delta T = \frac{13819}{5} = 2764\ h$$

VI.4.4.6 Les défaillances par classe

Le tableau suivant illustre des différentes défaillances par classes :

Classe	ΔT(h)	Nombre de pannes
1	0 – 2 764	1
2	2 764 – 5 528	1
3	5 528 – 8 292	4
4	8 292 – 11 056	2
5	11 056 - 13 820	3

Tableau .VI.2 Les défaillances par classe

VI.4.4.7 Histogramme de pannes

L'allure de l'histogramme de pannes figure VI.4 nous révèle déjà que la distribution de pannes de turbine suit la loi de Weibull.

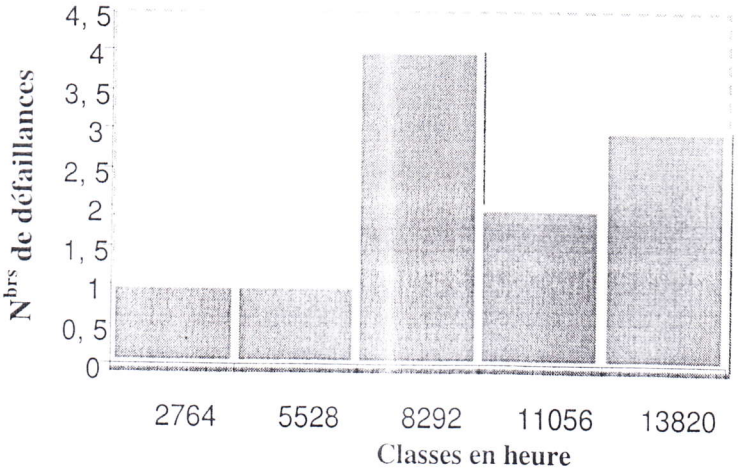


Fig.VI.4 Histogramme de pannes

VI.4.4.8 Préparation des données

1. Recenser les TBF et les classer par ordre croissant en affectant un ordre $1 \leq i \leq N$ à chaque TBF.
2. Evaluer les fréquences cumulées F(i), suivant les modèles d'approximation les plus adaptés, d'âpres [7]:

- Si N >50 : $$F(i) = \frac{i}{N} \quad \text{(VI. 12)}$$

- Si 20 < N <50 : $$F(i) = \frac{i}{N+1} \quad \text{(VI. 13)}$$

- Si N < 20 : $$F(i) = \frac{i - 0,3}{N + 0,4} \quad \text{(VI. 14)}$$

Les données préparées (voir tableau VI.3) :

Ordre i	TBF_i (h)	F(i) (%)
1	02 667	6
2	05 370	15
3	06 906	24
4	06 951	32
5	07 193	41
6	07 605	50
7	08 646	59
8	09 750	67
9	11 562	76
10	13 621	85
11	13 819	94

Tableau .VI.3 Les données préparées

VI.4.4.9 Détermination des paramètres de Weibull

1. porter sur le papier fonctionnel de Weibull (voir Annexe 2) :

- sur l'axe A, les valeurs t de TBF ;

- sur l'axe B, les valeurs F(i) associées ;

Nous obtenons un nuage de points M.

2. Deux cas sont possibles :

- Nous ajustons le nuage par courbe C_1 : il nous faut alors translater tous les points M d'une même valeur

$$\gamma = \frac{t_2^2 - t_1.t_3}{2t_2 - t_1 - t_3} \qquad \text{(VI. 15)}$$

Telles que : t_i sont les TBF de trois points M non extremum

- Dans notre cas, nous pouvons ajuster le nuage de points par une droite D_1. $\gamma = 0$.

3. La droite D_1 coupe l'axe $(t ; \eta)$ en η

4. Nous traçons la droite D_2 // D_1 passant par le point 1(X, Y).
cette droite D_2 coupe l'axe (β , b) en β .

VI.4.4.10 Exploitation des paramètres de Weibull

1. Recherche de la MTBF :

On utilise les tables donnant A et B (voir Annexe3) telles que d'après [7]:

- $$MTBF = A\eta + \gamma \qquad \text{(VI. 16)}$$

- L'écart type des temps de fonctionnement : $\sigma = B\eta$ (VI. 17)

Nous pouvant connaître la variance : $V = \sigma^2$ (VI. 18)

2. Tracés et applications numériques des lois de probabilité dont les équations sont définies par les trois paramètres de Weibull.

A chaque instant t, nous pouvons ainsi, graphiquement ou analytiquement, déterminer :

- La fonction de fiabilité d'après [7] :

$$R(t) = e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^{\beta}} \qquad \text{(VI. 19)}$$

- La fonction de répartition d'âpres :

$$F(t) = 1 - e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^{\beta}} \qquad \text{(VI. 20)}$$

- La densité de défaillance :

$$f(t) = \frac{\beta}{\eta}\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^{\beta-1} . e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^{\beta}} \qquad \text{(VI. 21)}$$

- Le taux de défaillance instantané :

$$\lambda(t) = \frac{\beta}{\eta}\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^{\beta-1} \qquad \text{(VI. 22)}$$

3. les relations réciproques, en particulier l'instant t, associé à un seuil de fiabilité :

$$t = \gamma + \eta \left[Ln \frac{1}{R(t)} \right]^{1/\beta} \qquad \text{(VI. 23)}$$

4. La durée de vie nominale :

$$L_{10} = \gamma + \eta (0.105)^{1/\beta} \qquad \text{(VI. 24)}$$

Le tableau suivant montre les résultats obtenus par les annexes 2 et 3 :

γ	0
η	9100
β	3.2
La fiabilité	$R(t) = e^{-\left(\frac{t}{9100}\right)^{3.2}}$
La fonction de répartition	$F(t) = 1 - e^{-\left(\frac{t}{9100}\right)^{3.2}}$
La densité de défaillance	$f(t) = \frac{3.2}{9100}\left(\frac{t}{9100}\right)^{2.2} . e^{-\left(\frac{t}{9100}\right)^{3.2}}$
Le taux de défaillance instantané	$\lambda(t) = \frac{3.2}{9100}\left(\frac{t}{9100}\right)^{2.2}$
A	0.89565
B	0.30721
σ	2793.7h
MTBF	8150.41h
L_{10}	4499.48h

Tableau .VI.4 Les résultats obtenus par les annexe 2 et 3.

La détermination de la fonction de fiabilité et La fonction de répartition et la densité de défaillance et le taux de défaillance instantané illustrés dans le tableau VI.5 :

Ordre i	*TBF*	$R(t_i)$	$F(t_i)$	$f(t_i)$	$\lambda(t_i)$
1	2667	0,9804	0,0195	0,000023	0,000024
2	5370	0,8311	0,1688	0,000092	0,00011
3	6906	0,6612	0,3387	0,000126	0,000192
4	6951	0,6555	0,3444	0,000127	0,000194
5	7193	0,6242	0,3757	0,000131	0,00021
6	7605	0,5694	0,4305	0,000135	0,000237
7	8646	0,4278	0,5721	0,000134	0,000314
8	9750	0,2873	0,7126	0,000118	0,000409
9	11562	0,1162	0,8837	0,000069	0,000596
10	13621	0,02637	0,9736	0,000023	0,000854
11	13819	0,0222	0,9777	0,00002	0,00082

Tableau .VI.5 Les résultats des calcule de la fiabilité

VI.4.4.11 Représentation graphique

a) la **fonction de fiabilité**

D'après l'allure de la courbe de la fonction de fiabilité la figure VI.5 , on observe que la fonction de fiabilité R(t) est décroissante avec le TBF, et on constate que nous somme en présence de défaut vieillesse provoquée par des défaillance mécanique (usure et fissuration des pièces, phénomène de fatigue et dérive des composants électrique ... etc.), de même le respect des paramètres opératoire de la machine pour faire ,augmenter la fiabilité, d'autre part le maintien du système de maintenance préventive conditionnelle par l'électricité et la mécanique peut être maintenue en ce qui concerne les équipements statique, inspection suivant une

réglementation reste envisageable, lorsque en change t par MTBF on remarque que la fonction de fiabilité prend une pourcentage : R(MTBF)=49.51%

A partir de ce moment on change de politique de maintenance et on passe de la maintenance préventive conditionnelle.

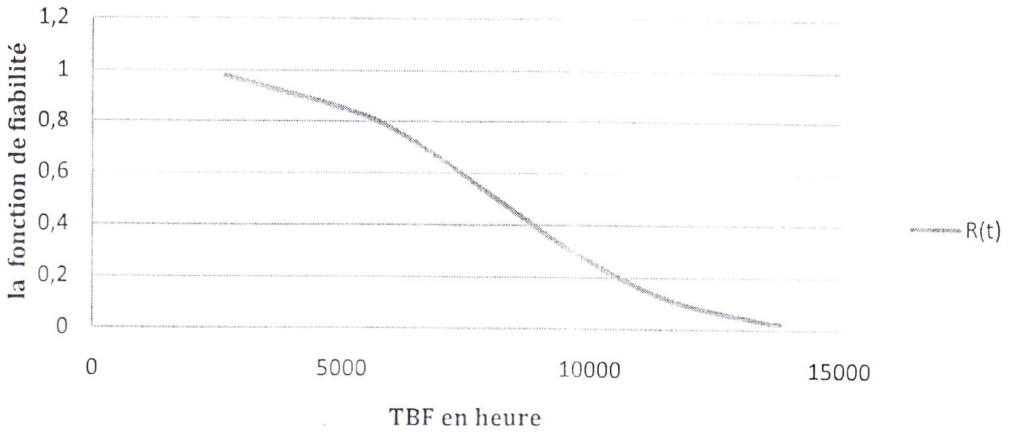


Fig.VI.5 Courbe de la fonction de fiabilité

b) la fonction de répartition F(t)

La fonction de répartition est inversement proportionnelle à la fiabilité.

D'après la courbe figure VI.6 on voir que la fonction de répartition s'élève avec le temps de bon fonctionnement ce la veut dire qu'il est très parabole d'avoir il plusieurs avariés si le temps d'utilisation augmenté, puisque nous somme dans la phase de vieillesse.

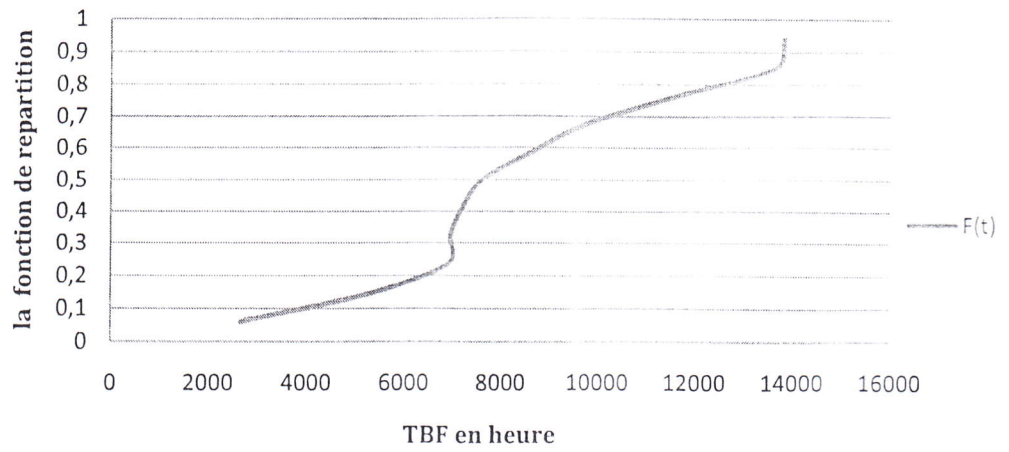


Fig.VI.6 Courbe de la fonction de répartition F(t)

c) la densité de défaillance $f(t)$

L'intérêt de cette fonction est de voire l'allure de la distribution des défaillances enregistré et leur répartition autour de la MTBF voir figure VI.7.

Pour notre cas d'application, la densité de probabilité augmente lorsque l'équipement ne dépasse pas le temps MTBF et se démunie lorsque elle dépasse le temps MTBF

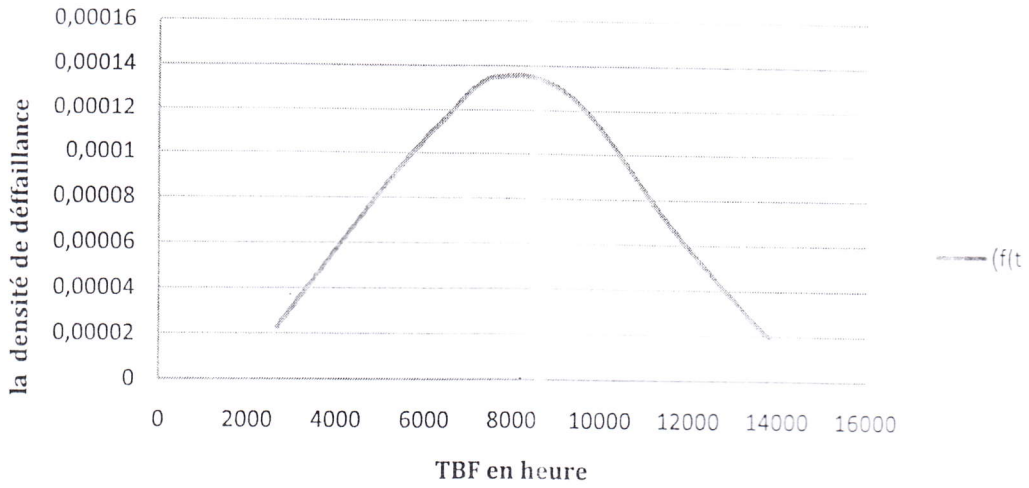


Fig.VI.7 Courbe de la densité de défaillance $f(t)$

d) le taux de défaillance $\lambda(t)$

Après la comparaison avec la courbe en baignoire et le résultat obtenue dans notre application on constate que le taux d'avarie est augmenté tel que (B >1) figure VI.8, ce l'augmentation est correspond a la période de vieillesse et sa variation est plus au moins stable. Tell que : λ (MTBF=8150.41)=0.00027

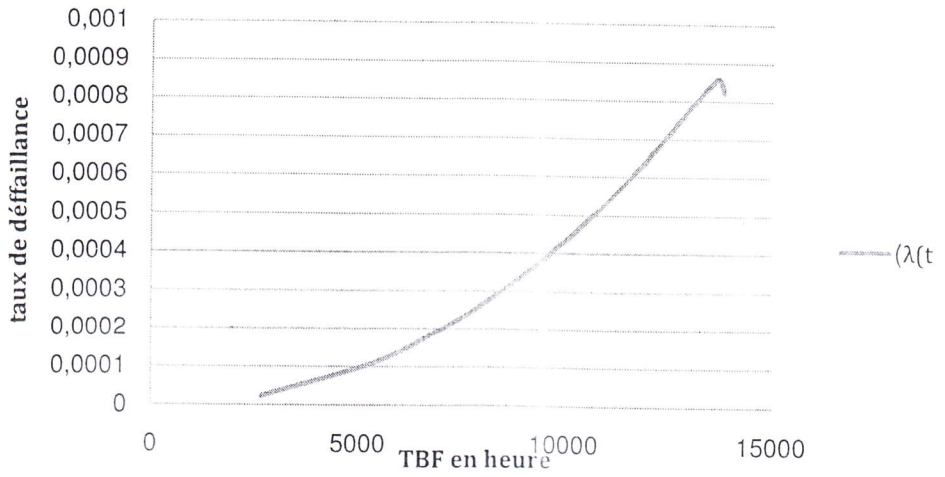


Fig.VI.8 Courbe de taux de défaillance λ(t)

VI.4.4.12 Le test de kolmogorov Smirnov

L'utilisation de ce test nous permet de comparer la distribution expérimentale avec la distribution théorique et donc de décider la validité de l'ajustement.

Les paramètres d'acceptation sont donnés par les valeurs $|F - F_{th}|$ et les valeurs de la table K.S. [13]

La procédure du test est comme suit :

H : le modèle théorique ajuste le modèle expérimental.

n : la taille de l'échantillon.

α : le seuil choisi par le test.

Δ , α : déterminé à partir de la taille.

Si $|F - F_{th}| < \Delta, \alpha$; $\forall$ i =1,..., n $\Rightarrow$ H est accepté au seuil de α.

S'il existe i_0 tel que $|F_{i0} - F_{thi0}| \geq 0 \Rightarrow$ H est rejeté au seuil de α.

La différance entre $F(t_i)$ et $F_{th}(t_i)$ est déterminé dans le tableau VI.6 :

N	$F(t_i)$	$F_{th}(t_i)$	$\lvert F - F_{th}(t_i)\rvert$
1	0,0614	0,0195	0,0419
2	0,1491	0,1688	0,0197
3	0,2368	0,3387	0,1019
4	0,3245	0,3444	0,0199
5	0,4122	0,3757	0,03655
6	0,5	0,4305	0,06944
7	0,58779	0,5721	0,01558
8	0,6754	0,7126	0,0372
9	0,7631	0,8837	0,12055
10	0,8508	0,9736	0,1227
11	0,9385	0,9777	0,03919

Tableau .VI.6 Les résultats des calcule de teste k.S

- D'après l'annexe 04 : $n = 11$ et $\alpha = 5\%$ $\Rightarrow \Lambda = 0.391$

- D'après Tableau .VI.6 des résultats des calcules Max $\lvert F - F_{th}\rvert = 0.122 < \Delta = 0.391$

Donc on peut dire que R (t) est accepté au seuil de 5% avec t exprimé en heure

VI.5 Conclusion

La fiabilité que nous devrons appliquer à l'entretien des équipements pétroliers doit ouvrir de très larges horizons. Elle doit intégrer de mieux en mieux le rôle de l'entretien dans la gestion globale des équipements.

La fiabilité contribue à atteindre mathématiquement l'optimum dont l'approche est en fait, le gage le plus sérieux du succès et d'avenir.

Dans ce chapitre nous avons réalisées l'analyse de la fiabilité prévisionnel du sa turbine à partir du modèle de weibull pour déchiffrer le MTBF, tel que cette étude permet d'assurée la politique de la maintenance pour obtenir une matériel maintenu, elle nous montre que la vie d'un équipement forme un tout du fabricant à l'utilisateur.

CONCLUSION GENERALE

CONCLUSION GENERALE

Ce mémoire nous 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.

L'étude du cycle thermodynamique réel d'une installation de turbine à gaz à bi-arbres, prise dans son site d'exploitation, a permis d'évaluer l'influence des conditions climatiques qui doivent être prises en compte afin d'estimer réellement les performances de la turbine

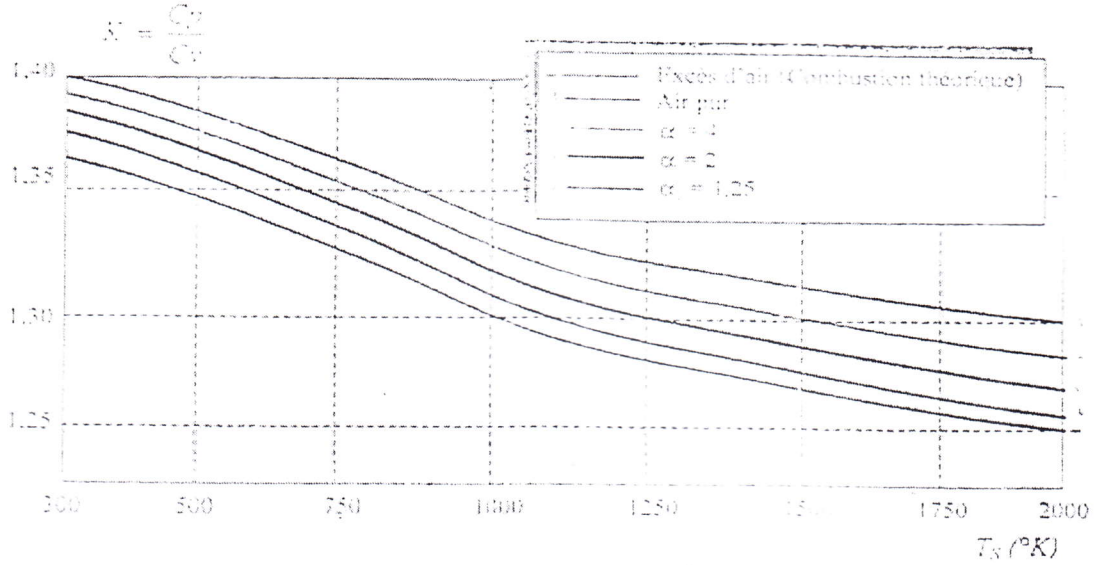
Le bon fonctionnement de la turbine à gaz MS5002c dépend du programme de maintenance préventive dont le but est de maintenir les équipements en bon état de marche, détecter les problèmes existants et diagnostiquer la nature et la gravité des pannes mécaniques qui surviennent

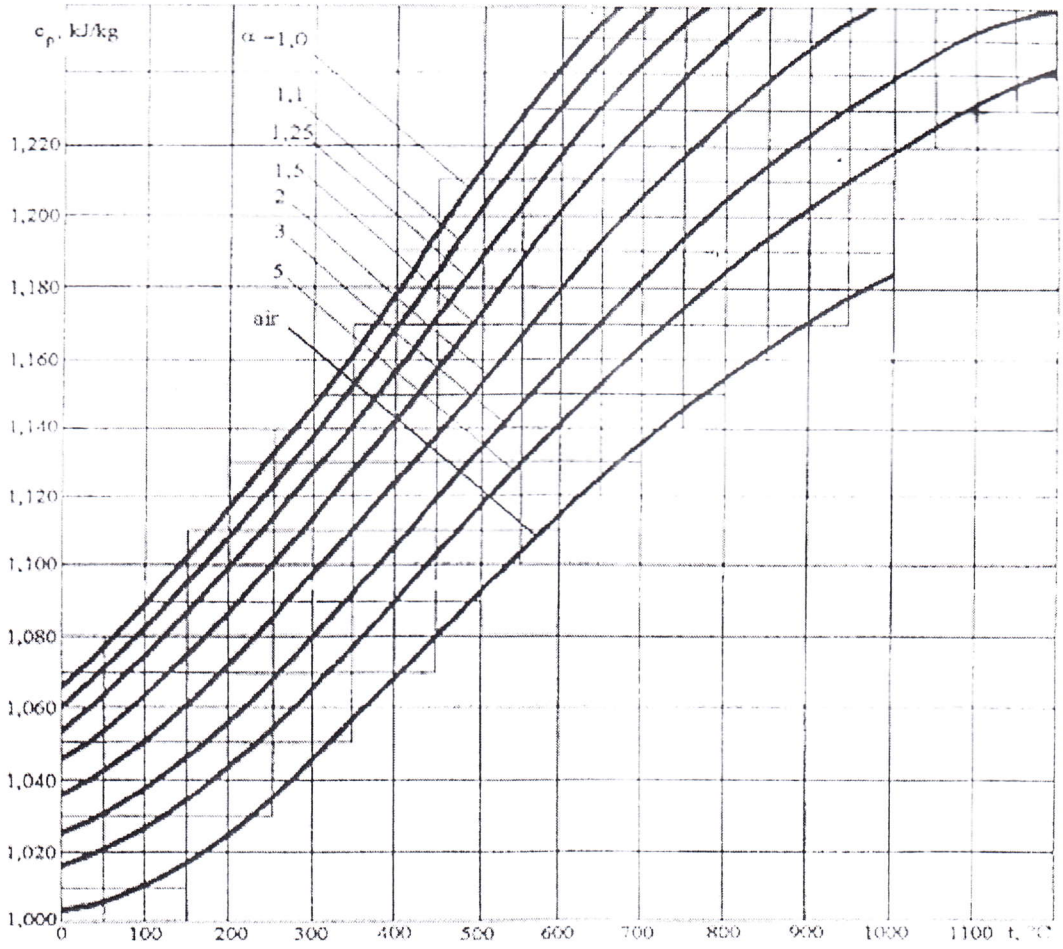
Apres l'étude de programme de maintenance préventive on commençons par le calcul des intervalles de maintenance selon le critère heures et selon le critère de démarrages, et a partir de la comparaison entre les résultats on atteindre que l'intervalle de maintenance basé sur les démarrages est plus sévère que celui basé sur les heures de service, a la fin de partie du maintenance on assurée la bonne organisation de la gestion de stock pour réalisé un fonctionnement stable de la turbine et bon production dans l'entreprise.

Finalement, L'étude de fiabilité qui basée sur les données de retour d'expérience a permis de situer le bien dans sa courbe en baignoire, de déchiffrer sa durée de vie nominale et le MTBF, ainsi que d'évaluer sa fiabilité prévisionnel selon une modélisation de Weibull qui permet d'assurée la politique de la maintenance pour obtenir une matériel maintenu.

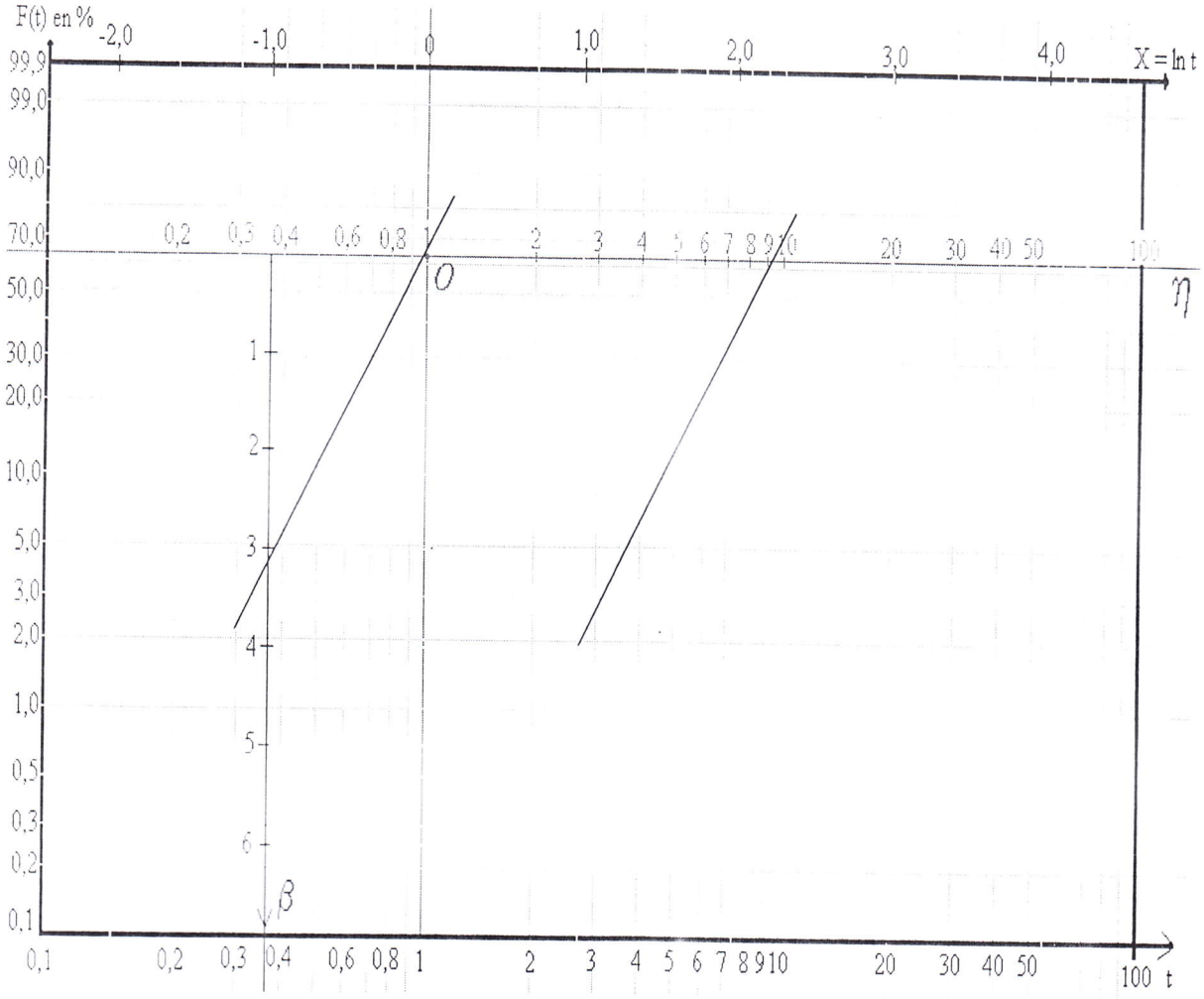
LISTE DES ANNEXES

ANNEXE 01 : diagramme de $\gamma=f(T)$ et $Cp=f(T)$





ANNEXE O2 : papier de weibull



ANNEXE 03 :

Distribution de weibull valeur de coiffaient A et B en fonction du paramètre de forme

β	A	B
0,05	2,43290E+18	9,03280E+23
0,1	3,62880E+06	1,55977E+09
0,15	2,59357E+03	1,21993E+05
0,2	1,20000E+02	1,90116E+03
0,25	2,40000E+01	1,99359E+02
0,3	9,26053E+00	5,00780E+01
0,35	5,02914E+00	1,99761E+01
0,4	3,32335E+00	1,04382E+01
0,45	2,47859E+00	6,46009E+00
0,5	2,00000E+00	4,47214E+00
0,55	1,70243E+00	3,34530E+00
0,6	1,50458E+00	2,64514E+00
0,65	1,36627E+00	2,17887E+00
0,7	1,26582E+00	1,85117E+00
0,75	1,19064	1,61077
0,8	1,13300	1,42816
0,85	1,08796	1,28542
0,9	1,05218	1,17111
0,95	1,02341	1,07769
1	1,00000	1,00000
1,05	0,98079	0,93440
1,1	0,96491	0,87828
1,15	0,95170	0,82971
1,2	0,94066	0,78724
1,25	0,93138	0,74977
1,3	0,92358	0,71644
1,35	0,91699	0,68657
1,4	0,91142	0,65964
1,45	0,90672	0,63522
1,5	0,90275	0,61294
1,55	0,89939	0,59252
1,6	0,89657	0,57372
1,65	0,89421	0,55635
1,7	0,89224	0,54024
1,75	0,89062	0,52523
1,8	0,88929	0,51123
1,85	0,88821	0,49811
1,9	0,88736	0,48579
1,95	0,88671	0,47419
2	0,88623	0,46325
2,05	0,88589	0,45291
2,1	0,88569	0,44310
2,15	0,88561	0,43380
2,2	0,88562	0,42495
2,25	0,88573	0,41652
2,3	0,88591	0,40848
2,35	0,88617	0,40080
2,4	0,88648	0,39345
2,45	0,88685	0,38642
2,5	0,88726	0,37967
2,55	0,88772	0,37319
2,6	0,88821	0,36696
2,65	0,88873	0,36097
2,7	0,88928	0,35520
2,75	0,88986	0,34963
2,8	0,89045	0,34427
2,85	0,89106	0,33909
2,9	0,89169	0,33408
2,95	0,89233	0,32924
3	0,89298	0,32455
3,05	0,89364	0,32001
3,1	0,89431	0,31561
3,15	0,89498	0,31135
3,2	0,89565	0,30721
3,25	0,89633	0,30319
3,3	0,89702	0,29929
3,35	0,89770	0,29550
3,4	0,89838	0,29181
3,45	0,89907	0,28822
3,5	0,89975	0,28473
3,55	0,90043	0,28133
3,6	0,90111	0,27802
3,65	0,90178	0,27479
3,7	0,90245	0,27164
3,75	0,90312	0,26857
3,8	0,90379	0,26558
3,85	0,90445	0,26266
3,9	0,90510	0,25980
3,95	0,90576	0,25701
4	0,90640	0,25429
4,05	0,90704	0,25162
4,1	0,90768	0,24902
4,15	0,90831	0,24647
4,2	0,90894	0,24398
4,25	0,90956	0,24154
4,3	0,91017	0,23915
4,35	0,91078	0,23682
4,4	0,91138	0,23453
4,45	0,91198	0,23229
4,5	0,91257	0,23009
4,55	0,91316	0,22793
4,6	0,91374	0,22582
4,65	0,91431	0,22375
4,7	0,91488	0,22172
4,75	0,91544	0,21973
4,8	0,91600	0,21778
4,85	0,91655	0,21586
4,9	0,91710	0,21397
4,95	0,91764	0,21212
5	0,91817	0,21031
5,05	0,91870	0,20853
5,1	0,91922	0,20677
5,15	0,91974	0,20505
5,2	0,92025	0,20336
5,25	0,92075	0,20170
5,3	0,92125	0,20006
5,35	0,92175	0,19846
5,4	0,92224	0,19688
5,45	0,92272	0,19532
5,5	0,92320	0,19379
5,55	0,92368	0,19229
5,6	0,92414	0,19081
5,65	0,92461	0,18935
5,7	0,92507	0,18792
5,75	0,92552	0,18651
5,8	0,92597	0,18512
5,85	0,92641	0,18375
5,9	0,92685	0,18240
5,95	0,92729	0,18107
6	0,92772	0,17977
6,05	0,92815	0,17848
6,1	0,92857	0,17721
6,15	0,92898	0,17596
6,2	0,92940	0,17473
6,25	0,92980	0,17351
6,3	0,93021	0,17232
6,35	0,93061	0,17113
6,4	0,93100	0,16997
6,45	0,93139	0,16882
6,5	0,93178	0,16769
6,55	0,93216	0,16657
6,6	0,93254	0,16547
6,65	0,93292	0,16439
6,7	0,93329	0,16332
6,75	0,93366	0,16226
6,8	0,93402	0,16121

BIBLIOGRAPHIE

[1] *Division Maintenance (Service planning et Méthodes)*

Dans la région de GASSI TOUIL 2010

[2] «*Manuel d'utilisation de la turbine à gaz MS 5002C*».

Nuovo Pignone - Florence. Italie. 1999.

[3] Lucien Vivier «*Turbine à vapeur et à gaz*». Edition Albin Michel 1965.

[4] Lamine KERROUME et Mounir KERCHOU « *Calcule de performance de la turbine à gaz 5002C* ». MEMOIRE INGENIEUR D'ETAT - Université d'Ouargla. 2008

[5] M. Reggio et J-Y. Trépanier « *Théorie des turbomachines* »

Ecole polytechnique Montréal

[6] « *Manuel de maintenance de la turbine à gaz MS 5002c*».

Nuovo Pignone –Florence - 1999.

[7] François Monchy « *Maintenance. Méthode et organisation* » - Paris – 2003

[8] «*DESCRIPTION de la turbine à gaz MS 5002c* ».

Centre de développement et d'application des techniques pétrolières et gazières

NAPHTOGAZ - HMD - 2001.

RÉSUMÉ

La turbine à gaz est devenue de nos jours un élément principal dans toutes les installations de production d'énergie (centrale électriques par exemple), ainsi que 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.

Pour cela, nous avons basés dans notre projet sur l'étude de performance du turbine à gaz dans les conditions standards et dans les conditions de fonctionnement dans le site, puis nous avons assurés le programme de maintenance prévisionnelle et l'organisation de gestion de stock selon les délais de livraisons.

Finalement, nous avons présentés l'étude de fiabilité de la turbine à gaz ainsi la probabilité que cette turbine accomplisse une fonction requise,pour obtenir le meilleur production.

Mots clés : turbine, performance, maintenance prévisionnelle, fiabilité

ملخص

تعتبر تربين الغاز أو عنفة الغاز اليوم من أهم المحركات في مجال إنتاج الطاقة على سبيل المثال إنتاج الطاقة الكهربائية أو إعادة ضخ الغاز في الآبار ذات الضغط المنخفض

من هذا المنطلق ركزنا في بحثنا على دراسة مدى مرد ودية التربين خلال ظروف العمل القاسية داخل المنطقة الصناعية من حرارة عالية وضغط جوي مغاير للضغط الذي يناسبها تم تطرقنا إلى ضبط برنامج الصيانة التصورية وكذلك تنظيم تسيير مخزن قطع الغيار وطريقة التموين فيه

وأخيرا درسنا مدى وفاء التربين في أداء عملها وكذلك احتمالية أن تتعرض لعطب ما وهذا من اجل ضمان إنتاج جيد ودائم غير منقطع والحصول على آلة اقل تعرض للعطب

الكلمات المفتاحية: تربين الغاز او العنفة, صيانة تصورية , المردود, وفاء التربين