REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA



Faculté de Technologie

Mémoire de fin d'études de Master

Filière : Génie Mécanique
Spécialité : Energétique

Etude de performance d'une turbine a gaz MS 5002B (02-GT 171)

Présenté par

MEGHDOUR Ibrahim

Proposé et Dirigé par

Dr. ZIRARI Mounir

ADNAN Zoubir

Promotion 2019

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail réalisé grâce à Dieu le tout puissant :

- ***A mes très chers parents qui m'ont aidés et m'ont encouragé durant toutes mes études***
- ***A mes chers frères et ma chère sœur***
- ***A tous mes amis.***

Remerciements

A l'issu de ce travail, je tiens à exprimer mes profondes reconnaissances et mes sincères remerciements à :

Dieu le tout puissant qui m'a donné, la patience, le courage et la volonté ;

Mon promoteur A.ZOUBIR chef service ingénieur Mécanique turbomachine ,et mon promoteur docteur M.ZIRARI , pour ses suivis, ses patiences, ses conseils et ses aides, Ses remarques successives ont permis d'améliorer les différentes versions de ce travail.

Mes remerciements s'adressent également à tout le service Turbomachine de la région CINA Hassi messoud pour leurs encouragements, l'ambiance agréable .leur gentillesse, leur riche expérience, leur confiance et l'accueil cordial qu'ils m'ont toujours réservé m'ont inspiré une grande admiration à leur égard.

je remercie aussi tous les gens qui ont participé à la réalisation de ce travail du près ou du loin.

ملخص

قمنا باعداد هذه المذكرة على دراسة توربينة الغاز لاكثر فعالية و مردودية من حيث تنظيم الصيانة الدورية مع دراسة تارموديناميكية نظرية بمعطيات حقيقية من ارضية المعمل ومقارنتها بمعطيات المصنع ,وسنرى تاثير توقف التوربينة على الناحية الاقتصادية,اضافة الى دراسة الفعالية والدقة للتوربينة وذلك بحساب متوسط الزمن بين عطلين انطلاقا من ارشيف الاعطال للتوربينة وذلك من اجل توقع اقصى زمن متاح لعمل صيانة دورية قبل وقوع التوربينة في العطل ,وكذلك حساب استعدادية التوربينة بعد 32 سنة من العمل.

.

Résumé

Nous avons réalisé ce mémoire sur l'étude de la turbine en insistant sur l'organisation et la maintenance de la turbine à gaz en vu d'obtenir un fonctionnement plus requis, , ensuite une étude thermodynamique succincte pour déterminer les différents paramètres de performance et les comparer avec les donnés du constructeur ,et en voyant l'impact de l'arrêt de la turbine sur le plan économique, ensuite une étude de fiabilité pour calculer le moyen temps entre deux défaillance MTBF d'après l'historique de la machine et ceci afin d'élabore le temps minimal pour faire une maintenance préventive ,et de déterminer la disponibilité de la machine après 32 ans de fonctionnement et après les effets de la maintenance.

Abstract

We realized this thèse on the study of the turbine by insisting on the organization and the maintenance of the gas turbine in order to obtain a more required operation, then a brief thermodynamic study to determine the different parameters of performance and compare them with the manufacturer's data, and seeing the impact of turbine shutdown economically, then a reliability study to calculate the average time between two MTBF failures based on the history of the machine and this is to develop the minimum time for preventive maintenance, and to determine the availability of the machine after 32 years of operation and after the effects of maintenance.

Table des Matières

Introduction général....1
Chapitre 1 : Présentation de la région....2
Introduction....2
1.1 Présentation de l'entreprise....2
1.2 Généralités sur le champ de Hassi Messaoud....2
1.3 Composition du champs de Hassi Messaoud....3
1.3.1 Complexe Industriel Sud CIS....4
1.3.2 Cetre Industriel Naili Abdelhalim CINA....4

Chapitre 2 Description de la turbine à gaz MS5002B....5
Introduction....5
2.1 Turbine à gaz GE MS5002B....5
2.2 Principe de fonctionnement....5
2.3 Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002B....7
2.4 Description de la turbine à gaz MS 5002B....8
2.4.1 Principaux composants de la turbine....8
2.4.1.1 Section admission....8
2.4.1.2 Section compression....8
2.4.1.3 Section combustion....9
2.4.1.4 Section turbine (détente)....11
2.4.1.5 Section échappement....14
2.4.1.6 Système de paliers....14
2.4.1.7 La partie auxiliaire....15
2.4.1.7.1 Système d'admission....15
2.4.1.7.2 Système de démarrage....17
2.4.1.7.3 Système de l'huile de lubrification et d'hydraulique....17
2.4.1.7.4 Système d'alimentation par le combustible....19
2.4.1.7.5 Système d'air de refroidissement et d'étanchéité....20
2.4.1.7.6 Dispositif anti-pompage....21
2.4.1.7.7 Système de ventilation et de protection anti-incendie....21
2.4.1.7.8 Système d'échappement....22
2.4.1.7.9 Systèmes de contrôle et de protection....22
Conclusion....22

Chapitre 3 Etude thermodynamique de la turbine à gaz MS5002B....25
Introduction....25
3.1 Données de turbines à gaz bi-arbres....26
3.2 Données du constructeur....26
3.2.1 Donné sur le site....26
3.2 Calcul des paramètres de la turbine à gaz (ms 5002b)....28
3.2.1 Calculs des paramètres du compresseur axial....28
3.2.2 Calculs des paramètres de la chambre de combustion....31

3.2.3 Calculs des paramètres de la turbine (détente).....34
3.2.3.1 paramètres du générateur de gaz (turbine à haute pression THP).....34
3.2.3.2 Paramètres de la turbine de puissance (turbine basse pression BP).....37
3.3 Performances de la turbine.....39
3.3.1 Le travail massique de la turbine haute pression THP.....39
3.3.2 La puissance de la turbine haute pression THP.....39
3.3.3 Le travail massique utile de la turbine basse pression TBP.....39
3.3.4 La puissance utile de la turbine.....39
3.3.5 Le rendement global de la turbine.....40
Conclusion.....41

Chapitre 4 Etude Maintenance de la turbine à gaz MS5002B……...……42
Introduction.....42
4.1 Définition de maintenance.....42
4.2 Les formes de la maintenance.....42
4.2.1 La maintenance corrective.....42
4.2.2 La maintenance préventive systématique.....42
4.2.3 La maintenance préventive conditionnelle.....43
4.3 Maintenance appliquée sur les turbines à gaz ms5002b.....44
4.3.1 La maintenance conditionnelle (inspection en fonctionnement).....44
4.3.2 La maintenance systématique (les inspections à l'arrêt).....44
4.3.2.1 Une inspection du système combustion (combustion inspection CI).....44
4.3.2.2 Inspections de la veine des gaz chauds (hot gaz path inspection HPGI).....45
4.3.2.3 Révision générale (major inspection MI).....46
Conclusion.....47

Chapitre 5: Etude technico-économique……...48
Introduction.....48
5.1 Le coût de production journalière du centre industriel CINA.....58
5.2 Le cout de perte total résultante a l'arrêt de la turbine pour une révision CI.....49
5.2.1 Coût de perte de production.....50
5.2.2 Cout de main d'œuvre.....50
5.2.3 Cout de pièce de rechange.....51
Conclusion.....52

Chapitre 6: Etude de fiabilité de la turbine à gaz MS5002B.....53
Introduction.....53
6.1 Définitions et notations.....53
6.2 Rappels de statistiques.....54
6.3 Principales lois utilisées.....55
6.3.1 La loi exponentielle.....55
6.3.2 La loi de WEIBULL.....56
6.3.3 La loi normale.....56
6.3.4 La loi log-normale (ou loi de GALTON).....56
6.3.5 La loi binomiale.....56

6.3.6 La loi de POISSON ou loi de faibles probabilités 56
6.4 Etude de la fiabilité de la turbine à gaz 57
6.4.1 Situation du problème et objectif de l'étude 57
6.4.2 Analyse du système de renouvellements 57
6.4.2.1 Historique de la turbine 57
6.4.2.2 Regroupement en classe 58
6.4.3.3 L'intervalle de temps entre deux classes 59
6.4.2.4 Les défaillances par classe 59
6.5 Détermination des paramètres de Weibull 59
6.6 Recherche de la MTBF 61
6.7 Le test de kolmogorov Smirnov 63
6.8 Calcul de la disponibilité 65
6.9 Détermination le temps optimale de la maintenance systématique 66
6.7.1 Détermination de l'intervalle de confiance 1-α de la MTBF 66

Conclusion 67
Conclusion générale 68
Bibliographie 69

Liste des abréviations

GPL	Gaz du Pétrole Liquéfié
On spec	On specification
Off spec	Off specification
MW	MégaWatt
PT	Power turbine
CT	Compressor Turbine
CA	Courant Alternatif
CC	Courant Continue
PCI	Pouvoir Calorifique Inférieur
IGV	Intel guide valve
EGV	End guide valve
AFNOR	Association Française de Normalisation
HP	Haute puissance
BP	Base puissance.
SRV	Speed ratio / stop valve
GCV	Gaz control valve
VAP	Vanne anti-pompage
CI	Combustion Inspection
HGPI	Hot Gas Path Inspection
MI	Major Inspection
MTBF	Moyen Time Between Failure
MTTR	Moyen Time To Repair
MTTF	Moyen Time To Repair

Liste des figures

Figure 1.1: situation géographique de Hassi Messoud **3**
Figure 2.1 Schéma d'une turbine a gaz MS5002B **5**
Figure 2.2 : Evolution de pression et température dans une turbine a gaz **6**
Figure 2.3 : Caisse d'admission **8**
Figure 2.4 : Compresseur axial **9**
Figure 2.5 : Chambre de combustion **10**
Figure 2.6 : Bougie à flamme. **11**
Figure 2.7 : Détecteur à flamme. **11**
Figure 2.8 : injecteurs de combustible **11**
Figure 2.9 : tube interconnexion **11**
Figure 2.10 : pièce de transition **11**
Figure 2.11 : Caisse turbine **11**
Figure 2.12: Rotor HP **13**
Figure 2.13: Rotor BP **13**
Figure 2.14 : Disposition caisse échappement et paliers **14**
Figure 2.15 : Paliers radiaux (a) : palier radial lisse (b) : palier radial a patins **15**
Figure 2.16 : (c) Butées active (d) Butées inactive **15**
Figure 2.17 : Système d'admission **16**
Figure 2.18 : Circuit de lubrification **19**
Figure 2.19 : Système du combustible gazeux **20**
Figure 2.20 : Ligne de pompage et limite de protection de pompage **21**
Figure 2.21: Principaux éléments du système d'échappement **22**
Figure 3.1: Cycle thermodynamique de la turbine à gaz **25**
Figure 3.2: Paramètre réel d'entré et de sortie de la turbine (02-GT-171) (Photo MARK V). **27**
Figure 3.3: Paramètres d'entré de la turbine (02-GT-171) **27**
Figure 3.4 : Schéma de principe du bilan de la chambre de combustion **31**
Figure 4.1 : Les différents types de maintenance **43**
Figure 5.1 : Taux de perte de production **49**
Figure 6.1 : Relation entre les différentes grandeurs caractérisant la fiabilité, la maintenabilité et la disponibilité d'un équipement. **54**
Figure 6.2 : la distribution de TBF en fonction de F(i) sur le papier d'Allan Palit. **61**
Figure 6.3 : la fonction de fiabilité et de répartition **65**
Figure 6.4 : la fonction de taux de défaillance instantané **65**

Liste des tableaux

Tableau 2.1 : Ensemble des paliers **14**
Tableau 3.1: les valeurs de T2, CpT2, CP(T1, T2) et de γa sont calculés par l'itération **29**
Tableau 3.2: les valeurs de T2', CpT2' et de Cp(T1, T2') sont calculés par l'itération **30**
Tableau 3.4: Composition du gaz **31**
Tableau 3.4: les valeurs de Cp (T0, T3) et de T3 sont calculées par l'itération **34**
Tableau 3.5: les valeurs de Cp(T3, T4') , CpT4 et de T4' sont calculés par l'itération **35**
Tableau 3.6: les valeurs de Cp(T3, T4) , CPT4 et de T4 sont calculés par l'itération **36**
Tableau 3.7: les valeurs de CpT5, γ *gbp* , CP(T4', T5) et de T5 sont calculés par l'itération **38**
Tableau 3.8: les valeurs de Cp T5', Cp (T4', T5') et de T5' sont calculés par itération **39**
Tableau 3.9: Comparaison entre les valeurs de performance du constructeur et les résultats de calcul. **40**
Tableau 4.1 : Les points d'alarme et de déclenchement des déférents paramètres **44**
Tableau 4.2 : Inspections typiques de système de combustion **45**
Tableau 4.3 : Inspections typiques de la veine des gaz chaud **46**
Tableau 4.4 : Inspections typiques de révision générale. **47**
Tableau 5.1 : Le cout de production journalière **49**
Tableau 5.2 : Le Cout de perte total de la révision CI **51**
Tableau 6.1 : Relation entre F (t), R (t), f (t) et λ(t) **55**
Tableau 6.2 : Principales lois de survie **56**
Tableau 6.3 : Historique de la turbine 02-GT 171 ALRAR STAH **58**
Tableau 6.4 : Les défaillances par classe ΔT(h). **59**
Tableau 6.5: Les valeurs de fréquence relative F (i)(%) **60**
Tableau 6.6 : Distribution de weibull ,valeurs des coefficients A et B en fonction de β **62**
Tableau 6.7 : Les différents résultats de la loi de weibull. **63**
Tableau 6.8 : La comparaison entre la fréquence relative F(ti) et la fonction de répartition Fth(ti) **64**

Introduction général

Les turbines à gaz ont connus au cours dernières années un développement considérable dans des nombreuses applications industrielles. En particulier dans le domaine du transport et de réinjection du gaz.

La grande puissance, le bon fonctionnement ainsi que les hautes performances des turbines à gaz font d'elles un des moyens les plus sollicités pour l'entraînement des charges mécaniques (2 compresseurs centrifuges de gaz).

Parmi les turbines utilisées dans les centres industriels, les turbines MS5002b qui possèdent deux arbres indépendants mécaniquement, fabriqué par NUOVO PIGNONE.

Dans ce mémoire, nous faisons une étude thermodynamique, maintenance, et fiabilité d'une turbine à gaz 5002b, le travail est organisé en six parties. Le chapitre I, qui est une présentation du site de stage comprenant la situation géographique de la région de hassi messoud,
Après avoir décrit la turbine à gaz MS5002b dans le deuxième chapitre, dont on a parlé de sa technologie, ses auxiliaires et son rôle dans le process, et dans le troisième chapitre, nous appliquons les lois thermodynamique pour déterminer les paramètre de performance de la turbine et les comparer avec les donnés du constructeur, nous définissons ensuite dans le Quatrième chapitre les différents types de la maintenance, le choix de la maintenance et le plan de la maintenance préventive de la turbine,
Dans le cinquième chapitre, nous faisons une étude technico-économique pour voir l'impact de l'arrêt de la turbine sur le plan économique, et dans le cinquième chapitre une étude de fiabilité pour calculer le moyen temps entre deux défaillance MTBF d'après l'historique de la machine et ceci afin d'élabore le temps minimal pour faire la maintenance préventive qui a nous permis de bénéficier sur le plan économique, et déterminer la disponibilité de la machine après 32 ans de fonctionnement et après les effets de la maintenance
Finalement, nous terminons ce travail par une conclusion générale.

Chapitre 1 : Présentation de la région

1.1 Présentation de l'entreprise

SONATRACH (Société Nationale pour la recherche, la production, le Transport, la Transformation, et la Commercialisation des Hydrocarbures) est une entreprise publique algérienne créée le 31 décembre 1963, un acteur majeur de l'industrie pétrolière surnomme la major africaine.

La division exploration production (E&P) est l'une des très importantes structures de la SONATRACH. Elle opère sur tous les champs du pétrole et du gaz.

1.2 Généralités sur le champ de Hassi Messaoud :

Le champ de Hassi Messaoud se situe a 850 km du Sud d'Alger et a 350 km des frontières tunisiennes avec sur un terrain d'altitude topographique 170m , par sa superficie qui s'étend sur prés de 2200 km2 dans le bassin de Oued Mya , il est le plus grand gisement de pétrole d'Algérie et l'un des champs les plus complexes du monde.

Le gisement de HMD fut découvert par deux compagnies françaises CFPA (Compagnie francaise des Petroles d'Algérie) et SN-REPAL (Société Nationale de Recherche Pétrolière en Algérie).En 1946, la SN-REPAL avait commence sa recherche a travers le Sahara, trois années plus tard, elle débutait la prospection géophysique par reconnaissance gravimétrique. Le 15 janvier 1956 fut réalise le premier forage. Ce forage a mis en évidence les grés du cambrien producteurs d'huile a 3338 mètres de profondeur.

Le 16 mai de la même année, un deuxième puits a été fore, de 1959 a 1964, 153 puits ont été fores et mis en exploitation. La Société nommée SONATRACH chargée de la recherche et l'exploitation des hydrocarbures a été fondée le 31 décembre 1963, aujourd'hui devenue un groupe pétrolier assurant les missions stratégiques axées sur la recherche, la production, le transport, le traitement et la commercialisation des hydrocarbures.

Historiquement le gisement de HASSI MESSAOUD est divisé en deux :

- HASSI MESOUD sud.
- HASSI MESSAOUD nord.

Le champ HMD dispose de deux complexes industriels :

- Centre industriel sud (CIS).
- Centre industriel nord ou NAIL ABDELHALIM (CINA).

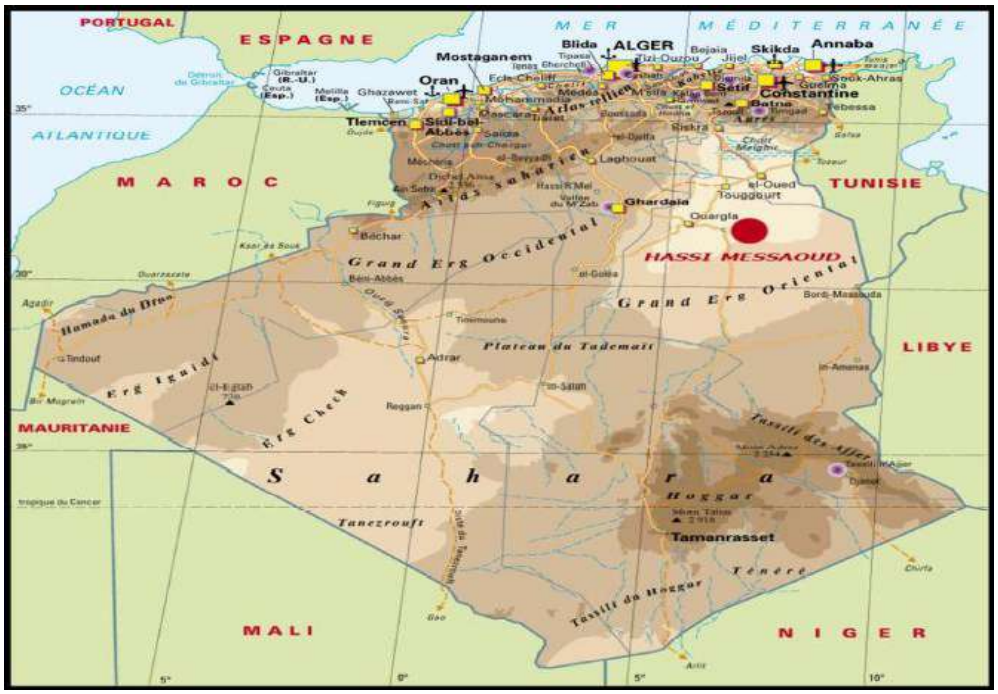


Figure1.1 : situation géographique de hassi messaoud

1.3 Composition du champs de Hassi Messaoud :

Les deux complexes CIS et CINA composés d'une chaîne de procédés plus ou moins complexe ont pour but le traitement des effluents en provenance des puits producteurs. Ces procédés sont faits pour prendre en charge:

- Le traitement de l'huile : séparation huile-eau-gaz, dessalage, et stabilisation.
- Le traitement des gaz associés pour la production des GPL et condensats.
- Le traitement des eaux huileuses pour la protection de l'environnement.
- Le raffinage d'une partie du brut pour la production de carburants.
- La réinjection des gaz résiduels pour le maintien de la pression du gisement.
- L'injection d'eau pour le maintien de la pression du gisement.

Les deux complexes se composent des unités suivantes :

1.3.1 Complexe Industriel Sud CIS :

Composé de :

06 unités satellites.
02 unités de traitement de brut (séparation, dessalage et stabilisation).
11 unités de boosting du gaz (MP - HP).
03 unités de récupération de GPL et de condensats.
11 unités de compression de gaz.
01 unité d'injection d'eau.
02 unités de raffinage.
02 unités de traitement des eaux huileuses
03 unités de traitement d'eau industrielle.
02 centrales d'air.
04 unités de traitement des huiles usagées.

1.3.2 Centre Industriel Naili Abdelhalim CINA:

Le complexe industriel CINA situé au nord du champ, reçoit la production totale en huile des zones nord, cette production provient essentiellement des unités satellites et des séparateurs sur champs d'une part et directement des puits en LDHP (ligne directe haute pression), et en LDMP (ligne directe moyenne pression) d'autres part.

Le centre Industriel est conçues pour traiter 24.8 millions Sm3/jour de gaz d'alimentation dans quatre trains parallèles, dont la capacité de chaque train est de 6.2 millions Sm3/jour, afin de récupérer le maximum du produit propane plus.
Les gaz associés produits sur les champs d'huile sont récupérés à l'aide des compresseurs puis envoyés vers la station CINA où ils sont traités dans une section à part.
La production journalière en condensât est de l'ordre de 4300 tonnes, et celle du GPL est de 2500 tonnes expédiée vers Haoudh- El-Hamra.

Chapitre 2 : Description de la turbine a gaz MS5002B

Introduction :

La turbine a gaz est un moteur a 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 converti cette puissance en énergie mécanique utile pendant le processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement a une machine réceptrice, dans le processus industriel ou la turbine a gaz est appliquée.

Leur grande puissance, ainsi que leur hautes performances font d'elles un des moyens les plus sollicités pour l'entraînement des charges mécaniques.

La turbine étudiée dans notre projet fin d'étude est de type MS5002B (02-GT 171) qui entraine deux compresseurs centrifuges, c'est une turbine à gaz industrielle de haut rendement à deux arbres et à cycle ouvert sans régénération, elle a été produite pour la première fois en 1984, sa puissance est de 18,64 MW.

2.1 Turbine à gaz GE MS5002B :

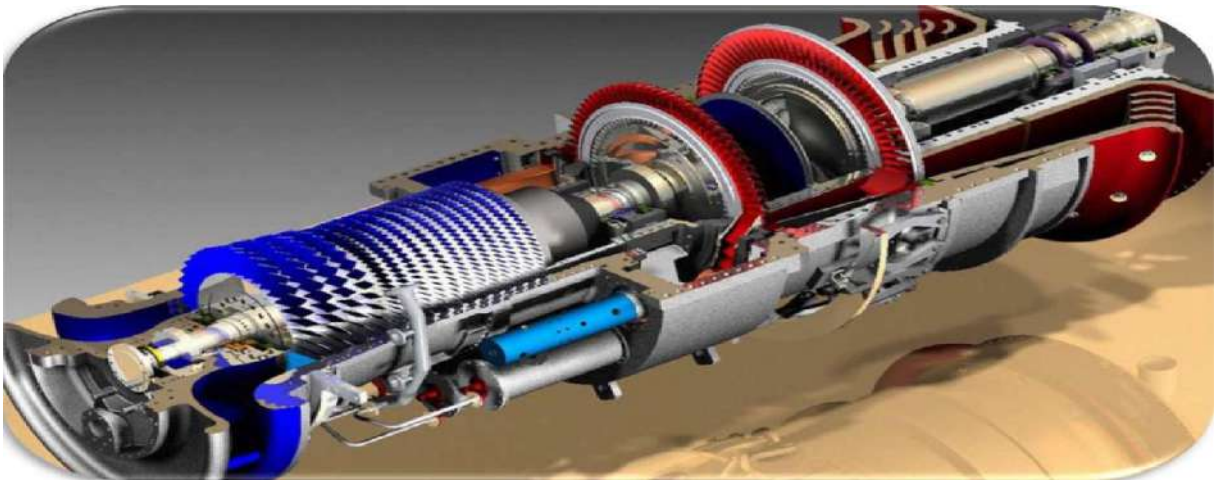


Figure 2.1 Schéma d'une turbine a gaz MS5002B

2.2 Principe de fonctionnement :

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

Le rotor de compresseur / turbine à haute pression est porté initialement à 20% vitesse par un dispositif de démarrage. L'air atmosphérique, entré dans le compresseur, est porté dans les

chambres de combustion où le combustible est livré sous pression. Une flamme à haute tension allume le mélange combustible - air. (Une fois allumées, la combustion continuera dans les chambres.) Les gaz chauds augmentent la vitesse du rotor compresseur / turbine à haute pression. Cela, à son tour, augmente la pression de refoulement de compresseur. Lors que la pression commence d'augmenter, le rotor de la turbine à basse pression commence à tourner et les deux rotors de turbine accélèrent à la vitesse de fonctionnement. Les produits de combustion (les gaz à haute pression et haute température) se dilatent, au commencement à l'intérieur de la turbine à haute pression et puis à l'intérieur de la turbine à basse pression et sont évacués dans l'atmosphère.

Pendant que les gaz expansés passent par la turbine à haute pression et provoquent une chute sur les aubes de turbine, ils font tourner la turbine; tournant donc, le compresseur axial. Les gaz font tourner aussi la turbine à basse pression avant l'échappement; tournant, donc la charge réceptrice.

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

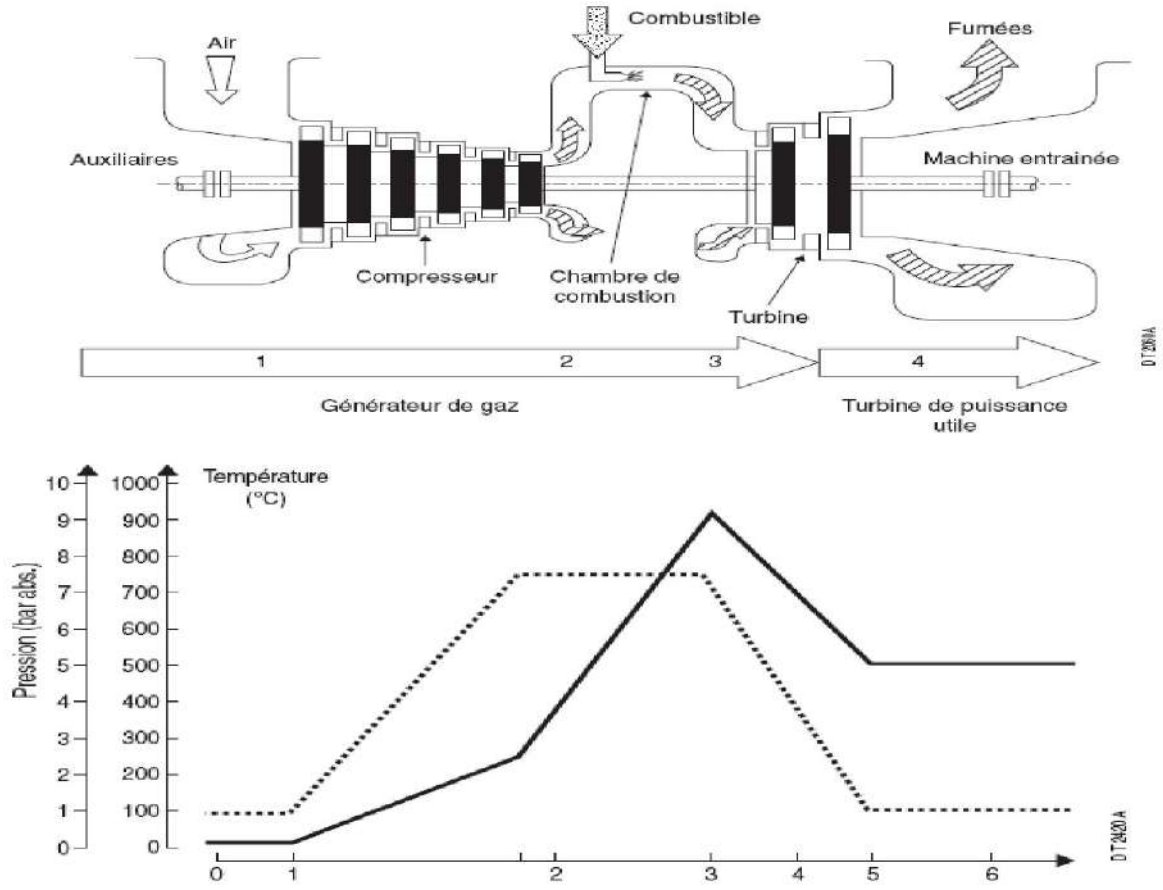


Figure 2.2 : Evolution de pression et température dans une turbine a gaz.[1]

——— : Evolution de Température dans les section de turbine a gaz.

…….. : Evolution de pression dans les sections de turbine a gaz.

Ces évolutions sont les suivantes :

de 0 à 1 C'est le parcours de l'air dans l'ensemble de filtration et la gaine d'aspiration. Il y a une faible perte de pression à cause des filtres et du silencieux.

de 1 à 2 C'est le parcours dans le compresseur.
Il y a élévation de la pression (jusqu'à 7,5 bar environ). L'air en se comprimant s'échauffe, la température monte aux environs de 250°C.

de 2 à 3 C'est le parcours dans la chambre de combustion.
Par combustion de la totalité de combustible, il y a élévation de la température. Pour la bonne tenue des matériaux au contact des gaz chauds, la température au point 3 est limitée à 950°C.

de 3 à 4 C'est la détente dans la turbine HP, qui se traduit par une baisse de pression et de température. L'énergie mécanique recueillie permet d'assurer l'entraînement du compresseur.

de 4 à 5 C'est la détente dans la turbine BP, qui se traduit par une baisse de la pression et de la température. L'énergie mécanique recueillie permet d'assurer l'entraînement de l'ensemble de deux compresseurs centrifuges.

2.3 Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002B [1] :

- Marque ……..……..GENERALE ELECTRIQUE
- Fabricant ……..……NUOVO PIGNONE
- Série du model ……..……..……..……MS 5002B
- Cycle .....Simple
- Rotation de l'arbre .....……Anti-horaire
- Type de fonctionnement ……..……..…….Continu
- Puissance..……..……18640 KW
- Rendement thermique ……..……..…… ≈ 28%
- Vitesse de l'arbre HP……..……..……5100 tr/min
- Vitesse de l'arbre LP……..……..……4670 tr/min
- Commande…….....MARK V
- Température max d'échappement ……510°C
- Système de démarrage ……....Moteur électrique
- Atténuation du bruit…...……Silencieux d'admission et d'échappement plaquette d'identification du régime normal de la turbine à gaz (conditions ISO)

Section du compresseur :

- Nombre des étages du compresseur axial……..……..……...16
- Type du compresseur……..……..…….....…Ecoulement axial, grande capacité
- Plan de joint……..……..……Bride horizontale
- Type d'aubes directrice d'entrée……..……..……..……..Variable

Section de la turbine :

- Nombre des étages de la turbine……..……...….02
- Plan de joint……..…….....Bride horizontale

- Directrice du premier étage…….…….....……...Fixe
- Directrice du deuxième étage…….……..…..……..Variable

Section de combustion :

- Type…….……..……12 chambres type a flux inverses
- Configuration des chambres……..…….....…..Concentrique autour du compresseur
- Combustible ……..…….. Gaz naturel
- Bougies d'allumage…….....2 types à électrode d'injection-ressort auto rétractables
- Détecteur de flamme……..……2 de type ultraviolet

2.4 Description de la turbine à gaz MS 5002B :

2.4.1 Principaux composants de la turbine :

Les principaux composants d'une turbine à gaz MS5002B sont :

a. Section admission ;
b. Section compression ;
c. Section combustion (ensemble des chambres de combustion) ;
d. Section turbine (HP et BP) ;
e. Section échappement ;
f. La partie auxiliaire.

2.4.1.1 Section admission :

Le corps d'admission se trouve à l'avant de la turbine à gaz, sa fonction principale est de diriger l'air de manière uniforme dans le compresseur. Les aubes variables de la directrice sont montées à l'arrière du corps d'admission. Les aubes variables permettent à la turbine de fonctionner au démarrage sans pompage.

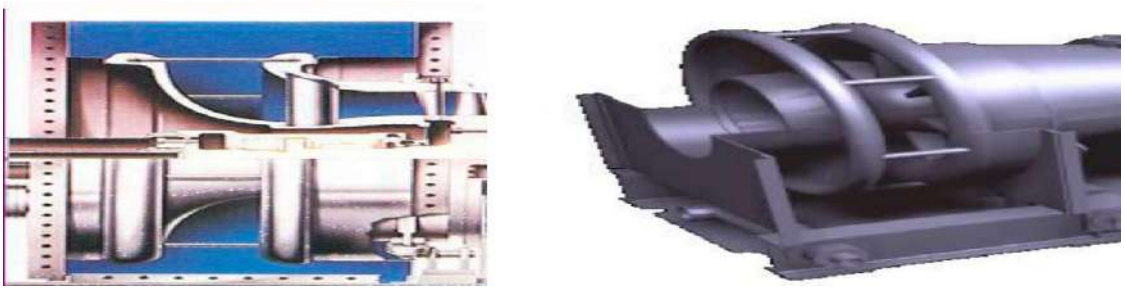


Figure 2.3 : Caisse d'admission.

2.4.1.2 Section de compression

Les compresseurs axiaux sont utilisés dans les machines de grande puissance, à cause des grands débits qu'ils produisent, ces débits sont nécessaires pour produire des puissances utiles élevées avec des dimensions réduites.

Sur le côté admission du compresseur, Il existe un étage d'aubes variables appellent IGV (Intel Guide Valve), dont la fonction est de diriger l'air délivré par l'aspiration, vers le premier étage

des aubes du rotor, et les IGV permettent l'accélération rapide et facile de la turbine sans le pompage de compresseur.
Les particules d'air dans le compresseur, sont accélérées grâce à la rotation du rotor, où ces aubes offrent à ces particules une énergie cinétique ; en quittant l'étage rotor pour entamer l'étage stator suivant, une grande partie de l'énergie cinétique gagnée, se transforme en une énergie de pression à cause du freinage.
Sur le côté du refoulement du compresseur il y a des ailettes fixes à la sortie ou EGV, nécessaires pour obtenir la récupération de la pression maximale avant que l'air entre dans la chambre de Combustion, Le compresseur de la turbine à gaz MS5002B comprend 16 étages avec un rapport de compression de 7.

Le rôle du compresseur axial est essentiel, il se résume en :

- Assurer l'alimentation des chambres de combustion avec l'air comprimé, pour l'opération de combustion.
- Assurer un débit et une pression aussi élevé pour avoir une grande puissance utile.
- Assurer l'air utilisé pour le refroidissement des pièces exposées aux fortes contraintes thermiques.

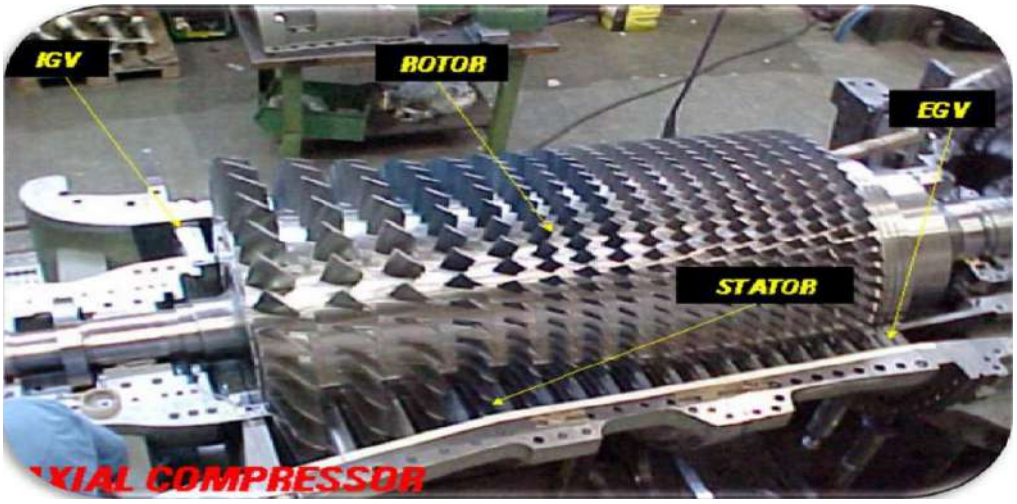


Figure 2.4 : Compresseur axial.

2.4.1.3 Section de combustion :

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

Le système de combustion pour MS5002 se compose de douze chambres de combustion d'une forme cylindrique, placées diamétralement symétriques par rapport au plan vertical.

Dans chaque chambre on trouve un tube à flamme (chemise de combustion), un chapeau, un injecteur de gaz et une pièce de transition. En plus des éléments cités précédemment, douze tubes d'interconnexion permettent la propagation de la flamme entre les douze chambres de

combustion, deux bougies d'allumage pour amorcer la combustion, placées dans les tubes à flamme 1 et 12, et quatre détecteurs de flamme afin de confirmer la combustion dans les tubes à flamme.

L'air comprimé sortant du compresseur, entre dans la caisse de décharge qui soutient les douze chambres, sa direction change pour entrer dans l'espace annulaire se trouvant entre le couvercle de la chambre et le tube à flamme, d'où l'appellation de chambre de combustion à flux inverse .Une partie de cet air soit 22% participe à la combustion, tandis que 10% sert à refroidir le tube à flamme, et les 68% pour diluer les gaz très chauds .

Après la dilution, les gaz chauds (air + gaz issues de la combustion) sont véhiculés à la première directrice au moyen des pièces de transition, qui transforment la forme cylindrique du parcours des gaz en une forme annulaire approprie à la forme de la directrice.

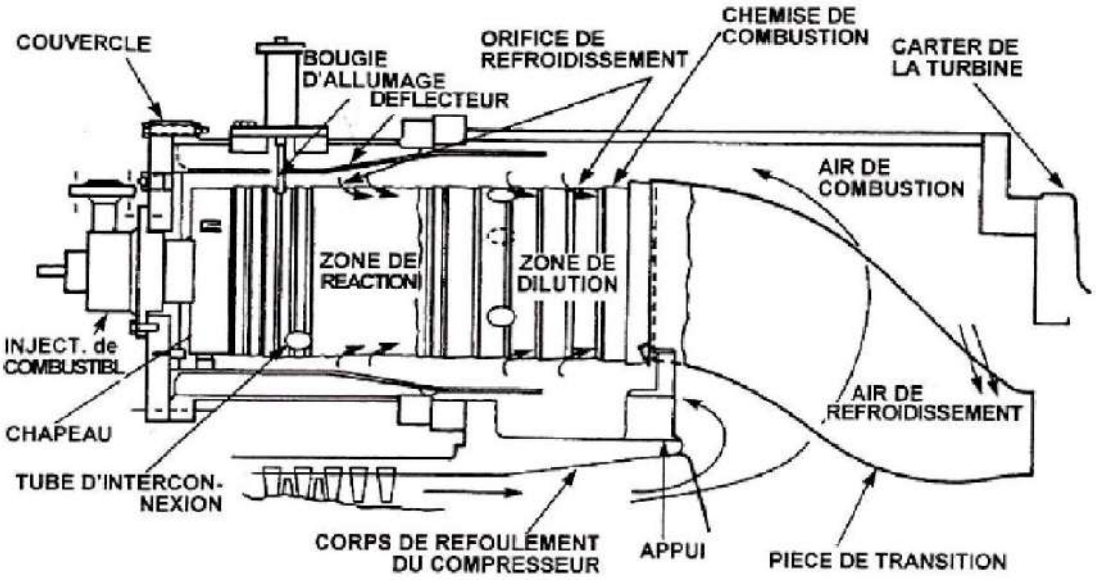


Figure 2.5 : Chambre de combustion.[1]

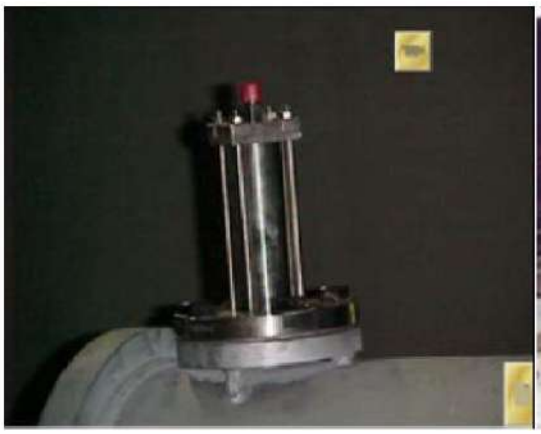


Figure 2.6 : Bougie d'allumage.



Figure 2.7 : Détecteur à flamme.



Fig 2.8 : injecteurs de combustible



Fig 2.9 : tube interconnexion



Fig 2.10 : pièce de transition

2.4.1.4 Section turbine (détente):

Les gaz chauds comprimés, entre dans la section de turbine dite aussi section de détente, pour céder une grande partie de leur énergie emmagasinée, ils trouvent dans leur trajectoire la première directrice, son rôle est de diriger les gaz chauds sur les aubes de la roue HP . La trajectoire des gaz dans la roue HP est tangentielle au profil des intrados des aubes afin d'éviter les chocs (perte d'énergie) et d'avoir un couple résultant maximal.

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

La roue de turbine HP, se compose d'un ensemble d'aubes indépendantes les unes par rapport aux autres, elles ont une forme aérodynamique étudiée avec soin pour permettre de récupérer le maximum de couple; elles sont creuses afin de réduire leurs masses et les forces centrifuges qui peuvent aller jusqu'à l'arrachement de ces dernières.

En plus, cette forme permet de créer une zone de turbulence entre la tête de l'aube et l'anneau du stator environnant pour empêcher le gaz de passer à travers, ces aubes sont placées sur la circonférence de la roue (disque).



Figure 2.11 : Caisse turbine

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

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

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

Du fait que les gaz ont perdus une partie de leur énergie après passage dans la roue HP, la deuxième roue de turbine est d'un diamètre plus grand, avec des aubes plus longues, pour maximiser la surface de contact (plus de couple). Les aubes sont soutenues des deux extrémités afin d'éviter leur Flexion.

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

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

Remarque: La turbine HP est parfois appelée générateur de gaz ou turbine liée, tandis que la turbine BP est appelée turbine de puissance ou turbine libre.



Figure 2.12: Rotor HP



Figure 2.13: Rotor BP

2.4.1.5 Section échappement :

Elle a pour fonction, l'expulsion vers l'atmosphère des gaz provenant de la détente dans les roues de la turbine.

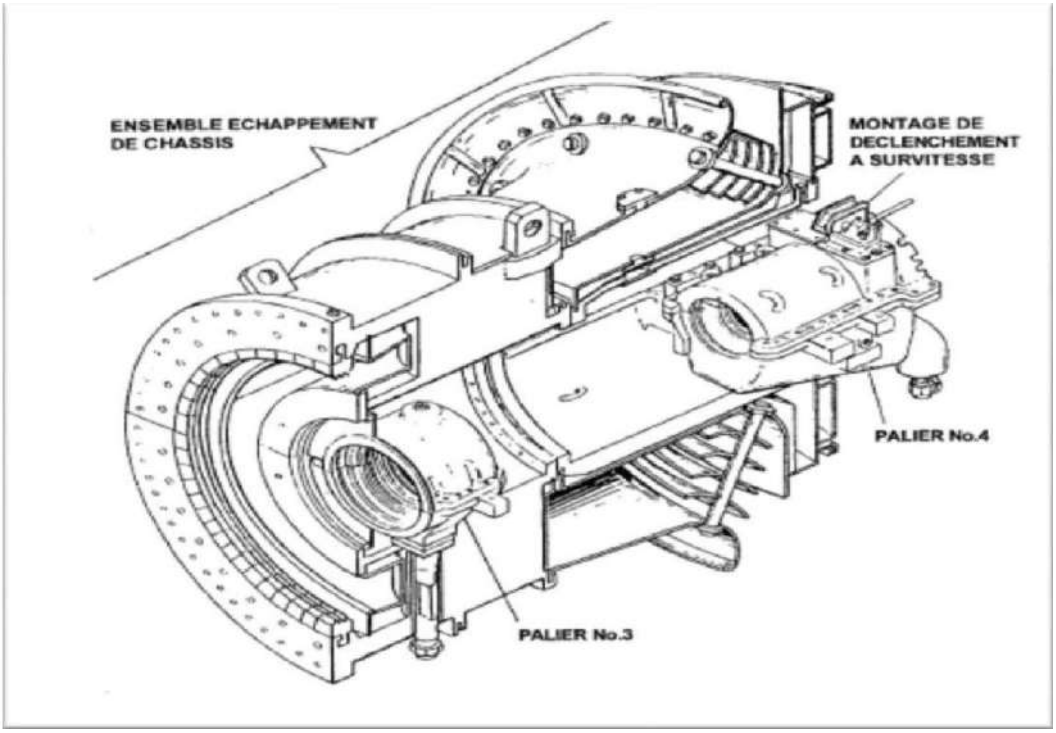


Figure 2.14 : Disposition caisse échappement et paliers

2.4.1.6 Système de paliers :

Ensemble des paliers :

La turbine à gaz MS5002B comporte quatre paliers principaux qui supportent les deux rotors

- Les paliers 1 et 2 supportent le rotor HP.
- Les paliers 3 et 4 supportent le rotor BP.

N°	Genre	Type
1	Palier lisse Butée (active) Butée (inactive)	Elliptique Patins oscillants auto égalisant (6 patins) Patins oscillants (8 patins)
2	Palier lisse	Elliptique
3	Palier a patins	Patins oscillant (5 patins)
4	Palier a patins Butée (active) Butée (inactive)	Patins oscillant (5 patins) Patins oscillant auto égalisant (8 patins) Patins oscillants non égalisant (12 patins)

Tableau 2.1 : Ensemble des paliers.[1]



(a) **(b)**

Figure 2.15 : Paliers radiaux (a) : palier radial lisse (b) : palier radial a patins



(c) **(d)**

Figure 2.16 : (c) Butées active (d) Butées inactive

2.4.1.7 La partie auxiliaire :

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

2.4.1.7.1 Système d'admission :

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

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

➢ Les particules solides contenues dans l'air admis (surtout pour les atmosphères humide) peuvent se collées sur les bouts d'ailettes de compresseur, ainsi que sur la base des aubes

de stator par effet des forces centrifuges, donc une perte de rendement du compresseur et une augmentation de la consommation spécifique de la turbine.

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

❖ Un débit d'air admis régulier afin de produire la puissance voulue, le bouchage du filtre limite la quantité d'air admise (débit d'air), qui a pour conséquences une chute de puissance, et une augmentation de la consommation spécifique.

- Le système d'admission comprend un filtre d'admission, une conduite, un silencieux, un coude et un caisson d'admission et accessoires. L'air entre dans le filtre, traverse la conduite, le silencieux et le coude et le caisson d'admission pour atteindre le compresseur.

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

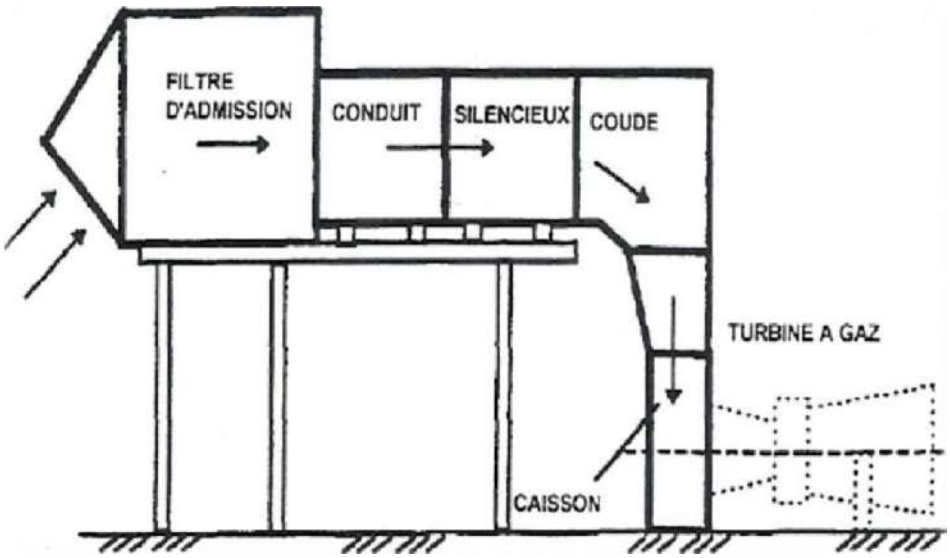


Figure 2.17 : Système d'admission.[1]

2.4.1.7.2 Système de démarrage :

Le but principal du système de démarrage est d'accélérer la turbine jusqu'à la vitesse minimale d'autonomie. Le lancement dans la turbine MS5002B, est assuré par un moteur électrique a courant alternatif qui fonctionne au travers d'un convertisseur de couple pour assurer le couple de démarrage nécessaire pour la turbine.

Le moteur de lancement fait croître la vitesse du rotor de la turbine jusqu'à 22% de sa vitesse nominale (1100 tr/mn), l'ensemble se stabilisé pendant les cinq minutes qui suivent à la vitesse de 22%, afin de permettre le balayage des gaz résiduels, et l'alimentation avec le gaz combustible.

Après le balayage, la flamme est ensuite enflammée et le processus de démarrage commence l'accélération jusqu'à une vitesse de 60% de la vitesse nominale (3000 tr/mn), le passage de la 22% à 60% se fait dans environ 8mn. A la vitesse de 3000 tr/mn, le moteur de lancement de lancement est découplé du compresseur axial et la turbine atteint la phase de son autonomie, où elle accélère jusqu'à sa vitesse nominale.

2.4.1.7.2 .1 Les accessoires du système de démarrage :

Le système de démarrage se compose de :

- **Convertisseur de couple**

Un convertisseur de couple est un type d'accouplement hydraulique qui est utilisé pour transférer la puissance de rotation d'un moteur d'entraînement, tel qu'un moteur électrique, à une charge entraînée en rotation.

La caractéristique principale d'un convertisseur de couple est son aptitude à multiplier le couple quand il existe une différence importante entre la vitesse d'entrée et la vitesse de sortie

- **Réducteur:**

Accouplé directement au rotor de la turbine, il est utilisé pour entraîner les divers auxiliaires. Il est placé sur le socle des auxiliaires et comprend le train d'engrenages nécessaire, à permettre une réduction de vitesses désirées. Les accessoires entraînés par le réducteur auxiliaire, sont la pompe hydraulique principale ainsi que la pompe à huile de graissage principale.

- **Embrayage**

Il est utilisé pour engager et désengager le système de démarrage de la turbine à gaz.
Un embrayage de démarrage connecte l'arbre de sortie de l'ensemble de convertisseur de couple à l'arbre principal de réducteur auxiliaire de vitesse.

2.4.1.7.3 Système de l'huile de lubrification et d'hydraulique:

L'objectif de ce système est d'alimenter avec l'huile les paliers, les auxiliaires intégrés (Réducteur, accouplements,…etc.) et les vérins hydraulique. Cette huile doit répondre aux

exigences de propreté (filtration), de pression et de température nécessaire aux différents organes où elle est envoyée.

2.4.1.7.3.1 Réservoir d'huile :

Un grand réservoir placé sous la partie auxiliaire amont, précisément en dessous des pompes de graissage, il a une capacité de 10000 *l*. La vidange se fait chaque révision générale (MI), mais dans la plupart des cas son état pour une seule MI reste bon, pour cela la vidange se fait pour chaque deux MI. Lors de la 1^{e} MI et vu la grande quantité d'huile contenue dans le réservoir, on fait recycler l'huile dans une centrifugeuse où les impuretés sont éliminées vers l'extérieur, pour lui rendre son état pur. Pendant le fonctionnement, un appoint d'huile est apporté quand on recense qu'il est nécessaire.

L'huile utilisée est une TORBA 32 (ISOVG 46), produisait par NAFTEC avec une densité de 0.86-0.875*Kg/l* à 15°C, une viscosité 41.4-50.6 cSt à 40°C, son indice de viscosité est égale à 92, un point d'éclair de 210°C et un point d'écoulement de -9°C.

2.4.1.7.3.2 Les pompes d'huile de lubrification :

Il ya trois pompes :

a. pompe principal
b. pompe auxiliaire
c. pompe de secoure

2.4.1.7.3.3 Les pompes d'huile d'hydraulique :

Il ya trois pompes :

a. pompe principal
b. pompe auxiliaire
c. pompe de vireur

Les pompes principales :

Elles sont entraînées par le réducteur placé à l'amont de la turbine à gaz. Ces deux pompes et dés que la turbine atteint 85% de sa vitesse nominale remplacent, l'une la pompe de graissage des paliers et l'autre celle hydraulique. Elles fonctionnent pendant le régime permanant de la turbine, l'une d'elles sert au graissage des paliers avec une pression de refoulement de 12- 14bars. La deuxième, dite hydraulique d'une pression de refoulement de 85bars, sert à alimenter les vérins hydrauliques assurant l'ouverture et la fermeture des IGV **(I**ntel **Gu**ide **V**an) et la 2ème directrice variable, et de commande des vannes de gaz SRV et GCV.

En cas de décroissance de la vitesse, deux pompes auxiliaires démarrent automatiquement pour compenser les quantités d'huiles non assurées par les pompes mécaniques.

Les pompes auxiliaires :

Il existe deux pompes de ce type fonctionnant avec le courant alternatif lors de démarrage, l'une d'elles sert au graissage des paliers. La deuxième, dite hydraulique sert à alimenter les vérins hydrauliques assurant l'ouverture et la fermeture des IGV **(I**nlet **G**ide **V**an) et la 2ème directrice variable, et la commande des vannes de régulation de l'alimentation SRV et de contrôle fuel gaz GCV, et en cas d'appel d'huile brusque, des accumulateurs remplis d'azote sous pression sont prévus pour compenser cette perte de charge.

Pompe de secours :

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

Pompe de Vireur :

C'est une petite pompe, placée au-dessus du réducteur, alimentée par une batterie, son rôle est de garder le rotor de la turbine en rotation lors de la phase d'arrêt avec une vitesse angulaire de $1/4tr$ chaque $3mn$ pendant 12 heurs pour éviter la flexion du rotor qui pèse 9 tonnes (pour MS5002b), avec une longueur d'environ 8m et une température élevée provenant de la compression d'air.

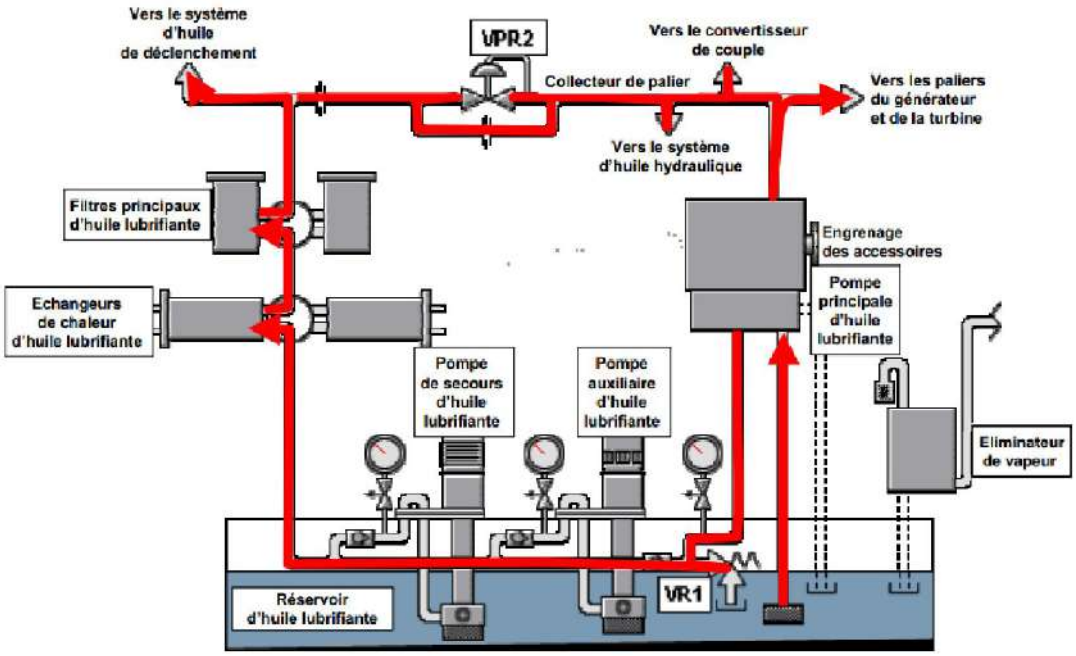


Figure 2.18 : Circuit de lubrification.[1]

2.4.1.7.4 Système d'alimentation par le combustible :

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

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

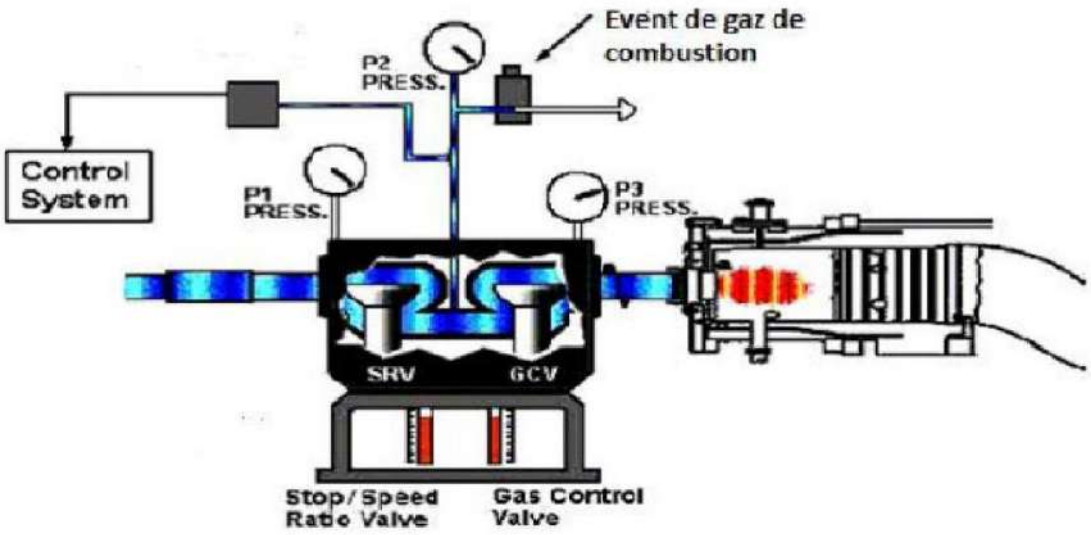


Figure 2.19 : Système du combustible gazeux.[1]

- **SRV** (Speed ratio / stop valve) : Elle est disposée en amont de GCV, assure la fermeture rapide de combustible. Elle permet de maintenir une pression constante (P2) en rapport avec la vitesse HP, en amont de la GCV. Elle est commandée par une servo- valve électro-hydraulique.
- **GCV** : C'est une vanne régulatrice qui détermine la quantité totale de la combustion en jouant au débit du gaz combustible.

2.4.1.7.5 Système d'air de refroidissement et d'étanchéité :

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

Les principales parties refroidies à l'air sont :

- La surface avant et arrière de la roue turbine du premier et deuxième étage.
- L'ensemble tuyère et anneau de retenu du premier étage.
- La carcasse du rotor turbine.
- Le cadre d'échappement

Il faut ajouter, que l'optimisation des débits d'air refoulés à chaque partie est l'un des problèmes critiques affronté pendant les phases de conception et d'expérimentation d'un prototype.

En effet, un excédent d'air de refroidissement serait positif pour la durée de vie des pièces, mais négatif pour le rendement de la machine, et vice-versa. En plus, l'air de refroidissement

soutiré du compresseur, ne va pas participer à la combustion, donc il va réduire le travail utile obtenu.

2.4.1.7.6 Dispositif anti-pompage :

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

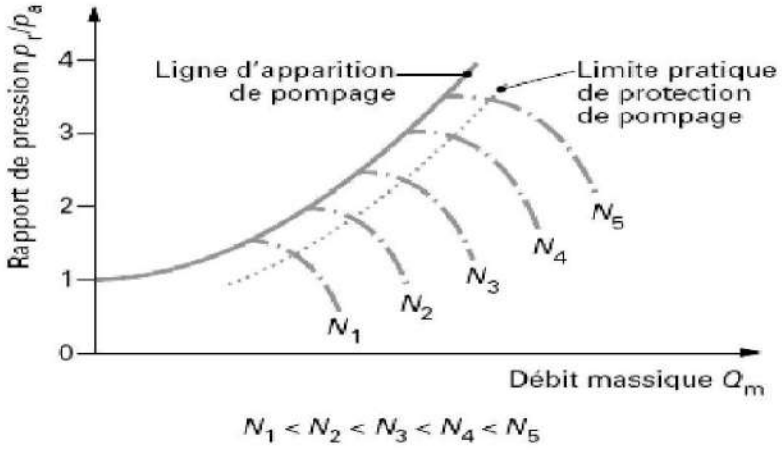


Figure 2.20 : Ligne de pompage et limite de protection de pompage;
(Ni : vitesse de rotation, *pr* et *pa* : pressions de refoulement et d'admission).[1]

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

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

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

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

2.4.1.7.7 Système de ventilation et de protection anti-incendie :

1) La turbine et le compartiment des auxiliaires sont logés dans une enceinte dont le rôle est de :

- ✓ Minimiser les émissions sonores de la turbine.
- ✓ Ventilation des parties chaudes et protection du câblage et de l'instrumentation exposée à la chaleur.

- ✓ Contribuer à la protection contre l'incendie :
  L'enceinte est ventilée par des extracteurs d'air en marche normale et devient hermétique en cas de déclenchement du système de protection anti-incendie.

2) système anti-incendie.

Ce qui permet de détecter la présence de feu à l'aide de thermostats calibrés et disposés dans les endroits à risque à l'intérieur de l'enceinte. A la détection d'un feu, le système se déclenche en déchargeant une matière pour l'extinction du feu (**ex,** poudre de CO).

2.4.1.7.8 Système d'échappement :

Il a pour fonction, l'expulsion vers l'atmosphère des gaz provenant de la détente dans les roues de la turbine, il doit répondre à certaines exigences, parmi elles :

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

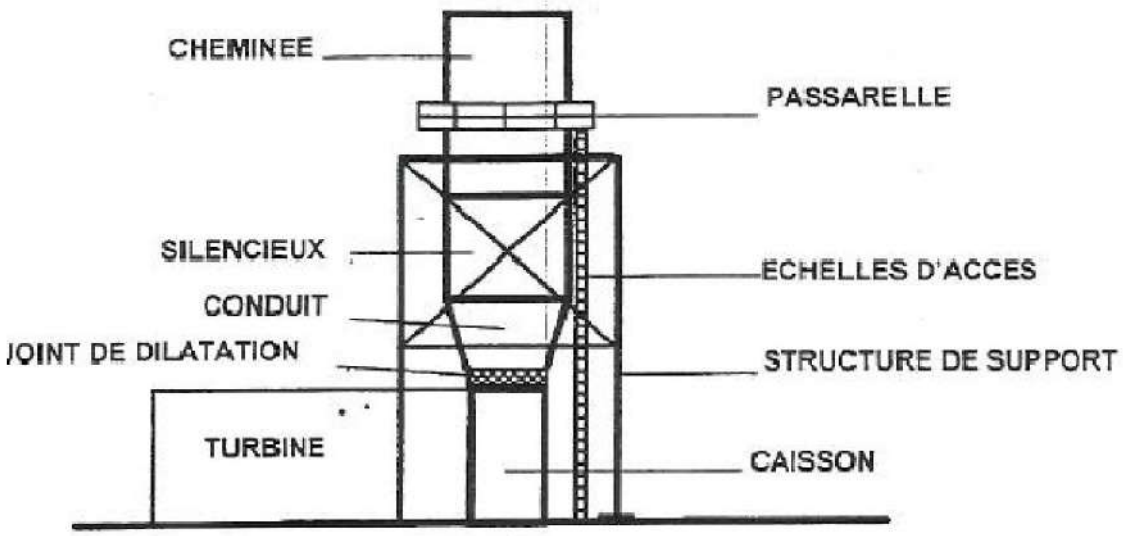


Figure 2.21: Principaux éléments du système d'échappement.[1]

2.4.1.7.9 Systèmes de contrôle et de protection :

2.4.1.7.9.1 Systèmes de contrôle :

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

2.4.1.7.9.2 Systèmes de protection :

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

2.4.1.7.9.2.1 Système de protection de survitesse :

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

2.4.1.7.9.2.2 Système de protection de dépassement de température :

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

2.4.1.7.9.2.3 Système de protection et de détection des vibrations :

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

2.4.1.7.9.2.4 Système de protection et de détection de flamme :

Le système sert pour les trois fonctions principales suivantes :

a) Lorsque la vanne de régulation qui contrôle l'arrivée du combustible pour l'allumage est en fonctionnement et que les circuits d'allumage sont sous tension dans la séquence de démarrage, la vanne d'arrêt de combustible se déclenche si la flamme n'est pas détectée dans le temps réglé du temporisateur d'allumage (généralement 60 secondes). Et les circuits d'allumage ne sont plus sous tension. Cela permet d'éviter un excès de concentration de combustible dans la turbine et dans le système d'échappement pour éviter tout risque d'explosion dans les conduites.
b) Lorsque la flamme est établie et détectée au moment de l'allumage dans la séquence de démarrage, la détection de la flamme est utilisée pour commander d'autres phases de la séquence de démarrage pour la montée en régime de la turbine.
c) S'il y a une disparition de flamme après que l'allumage ait été établi, la totalité du débit de combustible à la turbine est immédiatement arrêté pour empêcher le combustible non brûlé de pénétrer dans l'échappement.

2.4.1.7.9.2.5 Système de protection contre les pulsations au démarrage et à l'arrêt :

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

La protection du pompage est également nécessaire pendant la séquence d'arrêt et de décélération lorsque la turbine est déclenchée et qu'il n'y a plus de flamme dans le système de combustion. Le pompage dans les cycles de décélération et d'accélération est habituel dans les compresseurs à haut rendement. C'est pourquoi, pour empêcher tout dommage important à la turbine et à son compresseur, les équipements et composants ci-dessous jouent un rôle très important pour empêcher le pompage du compresseur axial :

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

Conclusion :

La turbine à gaz type MS5002B est une machine motrice très compliquée du point de vue technique, comme exposé précédemment dans ce chapitre elle comporte différentes sections mécanique indispensables dans le processus de conversion d'énergie.
Chaque ensemble mécanique doit satisfaire des exigences de précision de fiabilité et de sécurité pour accomplir à bien sa fonction requise. Pour cela plusieurs disciplines sont mises en jeux pour la conception et le bon fonctionnement de cette machine, tel que la thermodynamique et la structure des matériaux.
Enfin la grande puissance de la turbine MS5002B, son rendement élevé et sa fiabilité on fait de cette machine un équipement indispensable dans l'industrie pétrolière.

Chapitre 3 : Etude thermodynamique de la turbine a gaz MS5002B

Introduction:

Les calculs énergétiques ont pour but de déterminer les performances dans les conditions d'exploitation de ces machines (MS5002b) en utilisant les paramètres du site et permettent de vérifier leur aptitude énergétique dans ces conditions de fonctionnement et de déterminer éventuellement l'influence des paramètres climatiques sur les performances de ces machines

Le cycle thermodynamique de la machine à la fois idéal (1, 2, 3, 4, 5) et réel (1, 2', 3, 4', 5') est représenté dans le diagramme (T, S) de figure. 1 suivante:

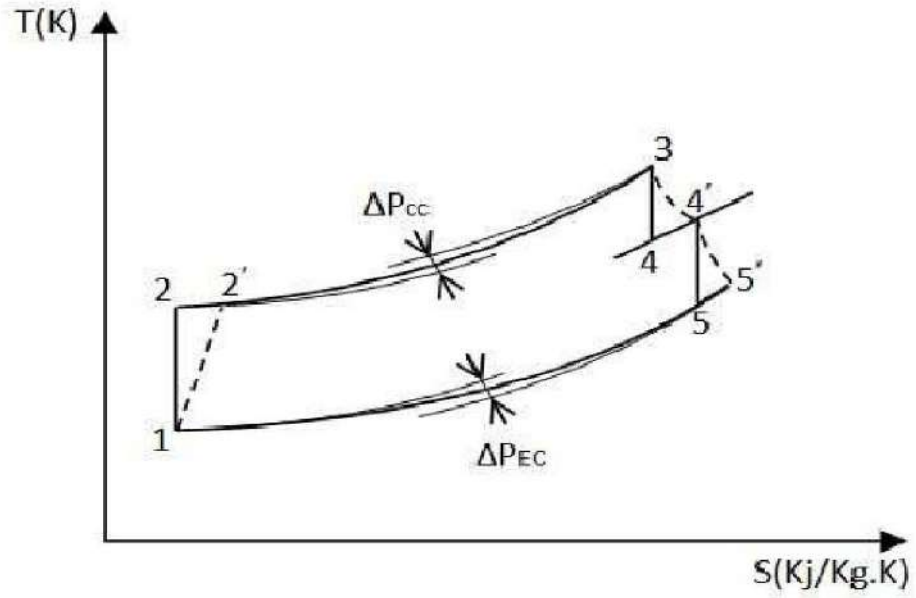


Figure 3.1: Cycle réel de la turbine à gaz.[1]

ΔPcc : perte de charge dans la chambre de combustion.
ΔPEC : perte de charge dans l'echapement.

1-2: Compression isentropique dans le compresseur ;
1-2' : compression réelle dans le compresseur ;
2-3: Apport de chaleur à pression constante dans la chambre de combustion ;
3-4: Détente isentropique dans la turbine (HP) ;
3-4' : détente réelle dans la turbine (HP) ;
4'-5: Détente isentropique dans la turbine (BP) ;
4'-5' : détente réelle dans la turbine (BP) ;
5-1 : Echappement vers l'atmosphère.

3.1données de turbines a gaz bi-arbres :

3.1.1 Caractéristiques de fonctionnement de turbine à gaz :

3.1.1.1 Données du constructeur

- Puissance utile Pu =18640KW ;
- Taux de compression : τ =7 ;
- L'altitude Z=170m ;
- Pertes de charge d'entrer ΔPa= 0,0119 bars ;
- Débit d'air total: Qaa= 98 kg/s ;
- Débit d'air pour la combustion : Qac=95kg/s ;
- Rendement isentropique de compression : ηc =0,88 ;
- Pouvoir calorifique inférieur du combustible (gaz naturel) Pci=8500 kcal/m3 ;
- Tableau de composition du combustible (voir page 41) ;
- Pertes de charge chambre de combustion ΔPcc = 0,224 bar ;
- Rendement de la chambre de combustion : ηcc =0,97 ;
- Rendement mécanique de transmission compresseur - turbine THP, ηm thp =0,98 ;
- rendement isentropique de la turbine HP : ηisthp =0,88 ;
- vitesse de rotation de la turbine HP : NTHP =5100tr/min ;
- Rendement isentropique de la turbine BP : ηistbp =0,87 ;
-Vitesse de rotation de la turbine TBP : NTBP =4670tr/min ;
- Pertes de charge à l'échappement ΔPech = 9,81. 10^{-3} bar ;
- Rendement mécanique de la transmission de turbine - charge : ηm tbp =0,97 ;
- Rendement de l'installation ηg =0,28 ;

3.1.1.2 Donné sur le site du CINA :

- Température ambiante Ta=27°c ;
- Pression atmosphérique d'après l'équation (3) ;
-Perte de charge de la pression dans le filtre ΔPfiltre = 150 mmH2O ;
- Débit de combustible : Qc= 6071 m3/h ;

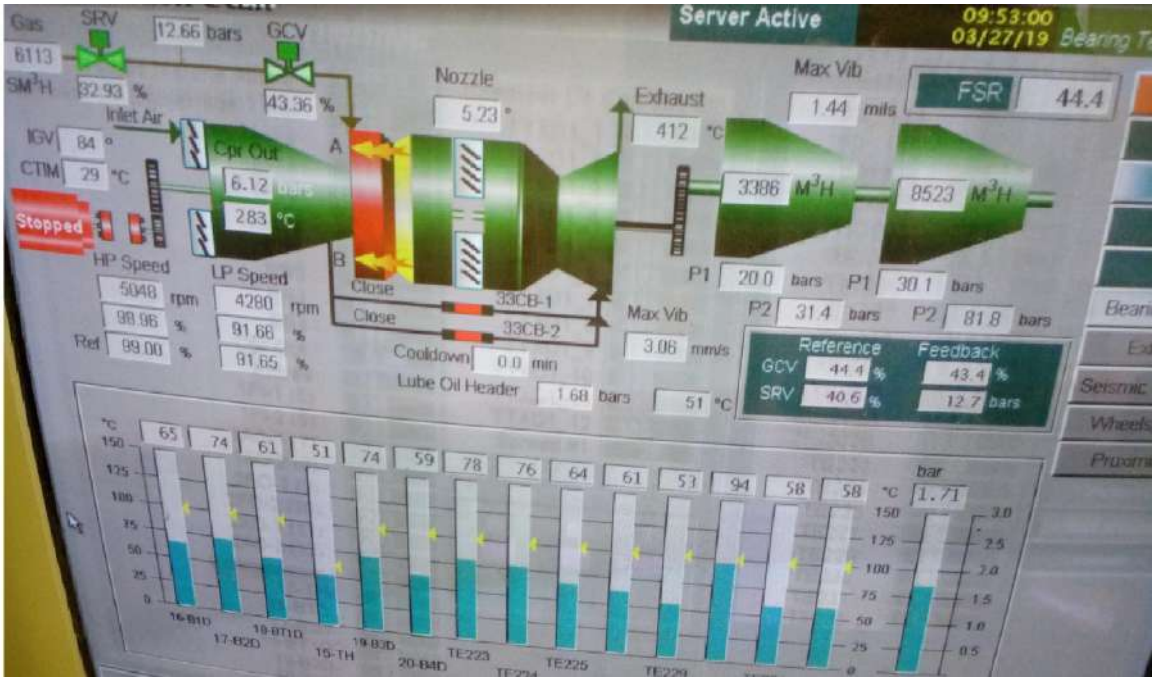


Figure3.2: Paramètre réel d'entré et de sortie de la turbine MS 5002B (02-GT-171) (Photo MARK V).

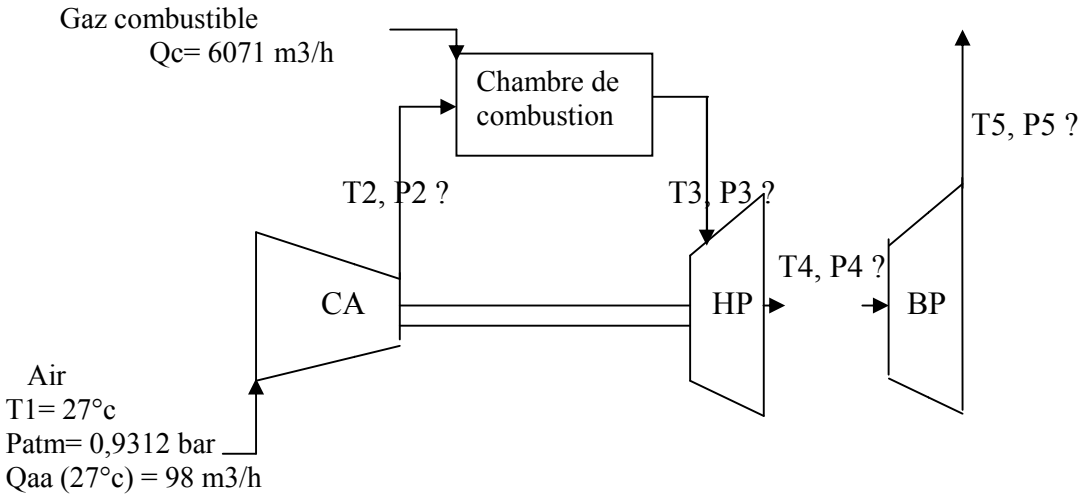


Figure3.3: Paramètres d'entré de la turbine MS 5002B (02-GT-171)

La présentation de ces données réelles permettent de calculer les paramètres fondamentaux avec les quelles fonctionne chaque partie de cette machine et d'autre part, certains de ces données serviront pour la comparaison aux résultats de calcul.

3.2. Calcul des paramètres de la turbine a gaz (ms 5002b):

3.2.1. Calculs des paramètres du compresseur axial :

- **Température à l'admission du compresseur T1:**

$T_1=T_a$……(1)

T_1=300,15 K

La température du compresseur de la turbine est considérée égale à la température ambiante.

- **Pression de d'admission du compresseur P1:**

P1=Pa-ΔPa…… ……(2)

Où :

Pa: la pression atmosphérique dans la zone d'installation de la turbine

ΔPa : chute de pression dans le canal d'admission

ΔPa = ΔPfiltre+ ΔPconduite

ΔPa = 0.0150+0.0100=0.0250 bar

$$P_a = P_0.\left(1-\left(\frac{0.0065}{300.15}\right).Z\right)^{5.255} \quad \text{……(3)}$$

P0 : la pression atmosphérique au niveau de la mer, P0 = 1,013 bar

Pa = 0,9312 bar

Donc :

P1= 0.9312 - 0.0250

P1 = 0.9062 bar

- **Pression P2 et température T2 de fin de compression isentropique:**

P2=P1. τ ……(4)

P2= 0,9062 . 7 = 6,3434

P2= 6,3434 bars

$$T_2 = T_1.\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(\gamma_a-1)/\gamma_a} \quad \text{……(5)}$$

$$\gamma_a = \frac{Cp(T_1,T_2)}{Cp(T_1,T_2)-r} \quad \text{……(6)}$$

Avec r =0, 287 KJ/kgK

- La chaleur spécifique moyenne de l'air entre les températures T1 et T2 :

$$Cp(T_1,T_2)=\frac{Cp(T_2).(T_2-273.15)-Cp(T_1).(T_1-273.15)}{(T_2-T_1)} \quad \text{.....(7)}$$

- La chaleur massique moyenne :

La chaleur spécifique de l'air Cp à la température T <1300 K [4]:

$$Cp(T)=0.9648+0.099\frac{T}{1000} \quad \text{.....(8)}$$

CP(T1) est déterminé à partir de l'équation (8) :

CP(T1=300.15) = 0,9945 kj/(kg.K)

Les valeurs de T2 , CpT2 , CP(T1, T2) et de γa sont déterminées respectivement a partir des équations (5),(6), (7) et (8) en procédant par plusieurs itérations :

	A	B	C	D	E
1	T2	CP T2	CP(T1,T2)	γa	T2
2	400	1,0044	1,00707702	1,39856848	522,609218
3	522,609218	1,01653831	1,01921311	1,39196239	519,16968
4	519,16968	1,0161978	1,01887263	1,39214474	519,264756
5	519,264756	1,01620721	1,01888204	1,39213969	519,262126
6	519,262126	1,01620695	1,01888178	1,39213983	519,262199
7	519,262199	1,01620696	1,01888179	1,39213983	519,262197
8	519,262197	1,01620696	1,01888179	1,39213983	519,262197
9	519,262197	1,01620696	1,01888179	1,39213983	519,262197
10	519,262197	1,01620696	1,01888179	1,39213983	519,262197

Tableau3.1: les valeurs de T2, CpT2, CP(T1, T2) et de γa sont calculés par l'itération

T_2 = 519.2621 K
T_2 = 246,112 °C

$CP(T2)$ = 1,0162 kj/(kg.K)

$CP(T1,T2)$= 1,0188 kj/(kg.K)

γa =1,3921

- **Pression P_2' et température T_2' de fin de compression polytropique:**

P2' =P2……(9)

P2'=6.3434 bars

- Calcule de T2':

Le rendement de compression isentropique est défini par :

$$\eta_{is_{comp}} = \frac{CP(T1,\ T2).(T2 - T1)}{CP(T2,\ T2').(T2' - T1)} \quad \text{……(10)}$$

Donc : $$T2' = T1 + \frac{Cp(T_1, T_2).(T2 - T1)}{\eta_{is_{comp}}.Cp(T_1, T_{2'})} \quad \text{……(11)}$$

$$Cp(T_1, T_{2'}) = \frac{Cp(T_{2'})(T_{2'} - 273.15) - Cp(T_1)(T_1 - 273.15)}{(T_{2'} - T_1)} \quad \text{…… (12)}$$

Les valeurs de T2' , CpT2' et de Cp(T1, T2') sont déterminées respectivement a partir des équations (8), (11) et (12) en procédant par plusieurs itérations :

	A	B	C	D
1	T2'	CP (T2')	CP(T1,T2')	T2'
2	400	1,0044	1,007077016	552,037014
3	552,037014	1,019451664	1,022126256	548,328365
4	548,328365	1,019084508	1,021759124	548,417539
5	548,417539	1,019093336	1,021767951	548,415394
6	548,415394	1,019093124	1,021767739	548,415445
7	548,415445	1,019093129	1,021767744	548,415444
8	548,415444	1,019093129	1,021767744	548,415444
9	548,415444	1,019093129	1,021767744	548,415444
10	548,415444	1,019093129	1,021767744	548,415444

Tableau3.2: les valeurs de T2', CpT2' et de Cp(T1, T2') sont calculés par l'itération

$T_{2'}$ = 548.4154 K

$T_{2'}$ = 275.26 °C

CpT2' = 1,0191 Kj/Kg.K
Cp(T1, T2') = 1,0217 Kj/Kg.K

3.2.2.Calculs des paramètres de la chambre de combustion:

Le calcul énergétique de la chambre de combustion permettra de déterminer les paramètres de fin de combustion étant donné que les paramètres de début de combustion sont celles de fin de compression.

• Pression de fin de combustion P3:

P3 = P2' - ΔPcc……(13)

P3=6.343-0,224

P3=6.119 bars

• Temperature de fin de combustion T3

La valeur de la température T3 est déterminée du bilan de la chambre de combustion suivant :

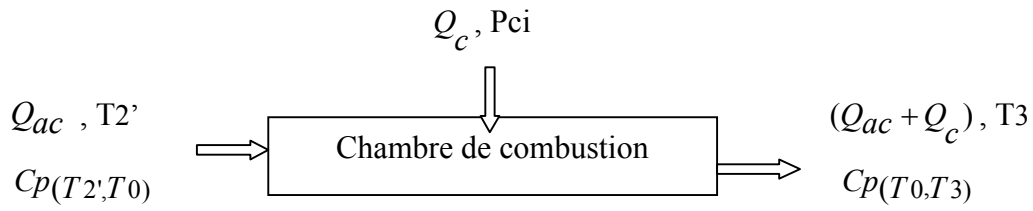


Figure 3.4 : Schéma de principe du bilan de la chambre de combustion

$$Q_{ac}.Cp_{(T2',T0)}(T2'-T0)+\eta_{cc}Q_c.Pci=(Q_{ac}+Q_c).Cp_{(T0,T3)}(T3-T0) \quad \text{……(14)}$$

$$T3=T0+\frac{Q_{ac}.Cp_{(T2',T0)}.(T2'-T0)+\eta_{cc}Q_c.Pci}{(Q_{ac}+Q_c).Cp_{(T0,T3)}} \quad \text{……(15)}$$

T_0 =273,15 K ;
P_{ci}=8500 Kcal/m^3.

- La chaleur spécifique massique des gaz de combustion à la sortie de la chambre de combustion est donnée par la relation suivant :

$$Cp_{(T0,T3)}=0.9718+\frac{0.0414}{\lambda}+(\frac{0.0536}{\lambda}+0.0927).\frac{T3}{1000} \quad \text{……(16)}$$

Il est nécessaire de déterminer le coefficient d'excès d'air qui est donné par le rapport suivant:

$$\lambda = \frac{Q_{ac}}{Q_C \,.\, \alpha_{st}} \quad \text{.....(17)}$$

α_{st} : le rapport stœchiométrique .

$$\alpha_{st} = \frac{m_{(air)min}}{mc} \quad \text{.....(18)}$$

$m_{(air)min}$: La masse d'air minimal ;

mc : La masse du combustible.

- **Détermination La masse d'air minimal**

Le combustible utilisé dans la turbine à gaz est un gaz naturel provenant de l'usine de traitement de gaz CINA et la composition du gaz est présentée dans le tableau suivant :

Composé Gaz	Symbole	Formule chimique	Fraction molaire	Masse Molaire
Méthane	C_1	CH_4	86,62	16,049
Ethane	C_2	C_2H_6	7,37	30,08
Propane	C_3	C_3H_8	1,45	44,11
Iso-butane	iC_4	iC_4H_{10}	0,11	58,141
Normal-butane	nC_4	nC_4H_{10}	0,18	58,141
Iso-pentane	iC_5	iC_5H_{12}	0,05	72,17
Normal-pentane	nC_5	$^nC_5H_{12}$	0,04	72,17
Azote	N_2	N_2	0,43	28,013
Dioxyde de carbone	Co_2	Co_2	3,75	44,01
Masse Moléculaire	18.75			
La densité	0.6495			
Pouvoir calorifique inf	8500			
Pouvoir calorifique sup	9261.54			

Tableau 3.3: Composition du gaz

La combustion provient de l'oxydation des différents composants du gaz naturel selon la réaction suivante :

$$C_nH_{2n+2} + \left(\frac{3n+1}{2}\right) O_2 \longrightarrow nCO_2 + (n/2)\, H_2O$$

$$CH_4 + 2\, O_2 \longrightarrow CO_2 + 2H_2O$$

$$C_2H_6 + 7/2\, O_2 \longrightarrow 2CO_2 + 3H_2O$$

$$C_3H_8 + 5\, O_2 \longrightarrow 3\, CO_2 + 4H_2O$$

$$C_4H_{10} + 13/2\, O_2 \longrightarrow 4CO_2 + 5H_2O$$

$$C_5H_{12} + 8\ O_2 \longrightarrow 5CO_2 + 6H_2O$$

la quantité d'oxygène pour la combustion d'un composant CnH2n+2 est

$$ni = \left(\frac{3n+1}{2}\right).xi \quad \text{.....(19)}$$

La quantité molaire d'oxygène nécessaire est obtenue par :

n(O2)min= 2(0,8662) + 7/2 (0,0737) + 5(0,0145) +13/2 (0,0011+0,0018) + 8(0,0005+0,0004)
n(O2)min= 2,0889 moles.

La masse d'oxygène nécessaire est donc :

m(O2) min = n(O2)min .M(O2) = 2,0889 * 32 = 66,8448 g.

La masse d'air minimal correspondante est **:**

Comme l'air est composé de l'oxygène et de l'azote avec les proportions suivant :

- en volume	79 % d'azote	et	21 % d'oxygène
- en masse	76,8 d'azote	et	23,2 % d'oxygène

m(air)min = m(02) min/0,232 = 288.12 g

- **La masse du combustible correspondante est :**

mc =Σxi.Mi=18.76g.....(20)

xi= fraction molaire du composant i du gaz ;
Mi= les masse molaire du composant i du gaz.

la masse d'oxygène consommée par 1 kg de combustible est déterminée des réactions des différents composants du combustible.

Alors :

le rapport stœchiométrique selon l'équation (18) est :

α_{st} = 288,12/18.76 = 15,35 kg d'air /1kg de combustible

le coefficient d'excès d'air selon l'équation (17) :

λ = 95/ (1.412 × 15.35) = 4.38

λ = 438 %

Et tell que :

Le volume molaire aux conditions normales = 22,4 m3

Donc le volume massique aux conditions normales :

Vm= = 22,4/ mc = 22,4/18,76 = 1,194 m3/Kg

Alors :

Débit massique du gaz combustible:

Qc = 6071/(1.194 . 3600) = 1,412 kg/s

Pci =8500(Kcal/m3) . 1,194(m3/Kg) = 10147,8865 (Kcal/Kg) = 42621,1233 Kj/Kg

Les valeurs de Cp (T0, T3) et de T3 sont déterminées à partir des équations (15) et (16) par itération avec une valeur initiale de T3 choisi

1	T3	CP(T0,T3)	CP T2'	CP(T0,T2')	T3
2	1200	1,107176986	1,019074275	1,01907428	1069,49691
3	1069,49691	1,093482326	1,019074275	1,01907428	1079,47028
4	1079,47028	1,094528906	1,019074275	1,01907428	1078,69928
5	1078,69928	1,094447999	1,019074275	1,01907428	1078,75883
6	1078,75883	1,094454248	1,019074275	1,01907428	1078,75423
7	1078,75423	1,094453766	1,019074275	1,01907428	1078,75459
8	1078,75459	1,094453803	1,019074275	1,01907428	1078,75456
9	1078,75456	1,0944538	1,019074275	1,01907428	1078,75456
10	1078,75456	1,0944538	1,019074275	1,01907428	1078,75456
11	1078,75456	1,0944538	1,019074275	1,01907428	1078,75456
12	1078,75456	1,0944538	1,019074275	1,01907428	1078,75456

Tableau3.4: les valeurs de Cp (T0, T3) et de T3 sont calculés par l'itération

$C_{P(T0,\ T3)}$ = 1.0944

$C_{P(T0,\ T2')}$=1.0191

T_3 = 1078,754K

3.2.3 Section turbine:

La section turbine est composée de la turbine haute pression(THP) et de la turbine basse pression (TBP). La première entraine directement le compresseur l'air qui fournit le débit d'air de l'installation. La deuxième est la turbine motrice de puissance. Les deux turbines peuvent fonctionnées à des vitesses de rotation différentes.

Calculs des paramètres de turbine

3.2.3.1 Générateur de gaz (turbine à haute pression THP) :

- **Calcule de température de fin de détente réelle T4' :**

La puissance de la turbine HP est utilisée pour l'entrainement du compresseur d'air,

Donc : $Pc = P_{THP} . \eta m.thp = Qaa.Cp_{(T1,T2')}(\mathrm{T2' - T1})$

……(23)

Pc: puissance de la compresseur

PTHP: puissance de la turbine haute pression

$$P_{THP} = (Qac + Qc).Cp_{(T3,T4')}.(\mathrm{T3 - T4'}) = \frac{Qaa.Cp_{(T1,T2')}(\mathrm{T2'-T1})}{\eta m.thp} \quad \text{.....(24)}$$

$$\mathrm{T4'} = \mathrm{T3} - \frac{Qaa.Cp_{(T1,T2')}(\mathrm{T2'-T1})}{(Qac + Qc).Cp_{(T3,T4')}.\eta m.thp} \quad \text{.....(25)}$$

$$Cp(T3, T4') = \frac{Cp(T3).(\mathrm{T3} - 273.15) - Cp(T4').(\mathrm{T4'} - 273.15)}{(\mathrm{T3} - \mathrm{T4'})} \quad \text{.....(26)}$$

$Cp(T3) = 1.0717$ Kj/Kg.K

Les valeurs de Cp(T3, T4') , CpT4 et de T4' sont déterminées à partir des équations (25) et (26) par itération avec une valeur initiale de $T_{4'}$ choisi

1	t4 ' reel	CP T4'	CP(t3,t4')	t4' reel
2	1000	1,0638	1,14256617	848,666015
3	848,666015	1,04881794	1,12823435	845,743236
4	845,743236	1,04852858	1,12794924	845,684338
5	845,684338	1,04852275	1,12794349	845,68315
6	845,68315	1,04852263	1,12794337	845,683126
7	845,683126	1,04852263	1,12794337	845,683126
8	845,683126	1,04852263	1,12794337	845,683126
9	845,683126	1,04852263	1,12794337	845,683126
10	845,683126	1,04852263	1,12794337	845,683126

Tableau3.5: les valeurs de Cp(T3, T4') , CpT4 et de T4' sont calculés par l'itération

CpT4' = 1.0485 Kj/Kg.K

Cp(T3, T4') =1.1279 Kj/Kg.K

T4' =845.683 K

- **Calcule de la température de fin de détente isentropique T_4 à partir du rendement isentropique de détente haute pression :**

$$\eta_{is.hp} = \frac{Cp_{(T3,T4')} \cdot (T3 - T4')}{Cp_{(T3,T4)} \cdot (T3 - T4)} \quad \ldots\ldots(27)$$

$$T4 = T3 - \frac{Cp_{(T3,T4')} \cdot (T3 - T4')}{Cp_{(T3,T4)} \cdot \eta_{is.hp}} \quad \ldots\ldots(28)$$

$$Cp(T3,T4) = \frac{Cp(T3).(T3 - 273.15) - Cp(T4).(T4 - 273.15)}{(T3 - T4)} \quad \ldots\ldots(29)$$

Les valeurs de Cp(T3, T4) , CPT4 et de T4 sont déterminées à partir des équations (28) et (29) par itération avec une valeur initiale de T4 choisi

1	t4 is	cp t4	cp(t3,t4)	t4 is
2	1000	1,0638	1,14256617	817,291021
3	817,291021	1,04571181	1,12516883	813,248285
4	813,248285	1,04531158	1,12477313	813,154879
5	813,154879	1,04530233	1,12476399	813,15272
6	813,15272	1,04530212	1,12476378	813,15267
7	813,15267	1,04530211	1,12476377	813,152669
8	813,152669	1,04530211	1,12476377	813,152669
9	813,152669	1,04530211	1,12476377	813,152669
10	813,152669	1,04530211	1,12476377	813,152669
11	813,152669	1,04530211	1,12476377	813,152669

Tableau3.6: les valeurs de Cp(T3, T4) , CPT4 et de T4 sont calculés par l'itération

CpT4 =1,0453Kj/Kg.K

Cp(T3, T4) =1,1247Kj/Kg.K

T4=813,152K

- **Calcul la pression à la sortie de la turbine HP :**

$$P4 = P3 \cdot \left(\frac{T4}{T3}\right)^{\gamma ghp / \gamma ghp - 1} \quad \ldots\ldots(30)$$

L'exposant isentropique γghp est donné par :

$$\gamma ghp = \frac{Cp(T3,T4)}{Cp(T3,T4) - 0{,}287} = 1{,}342 \quad \ldots\ldots(31)$$

Donc :

$$P4 = 6{,}119 \cdot \left(\frac{813.152}{1078.754} \right)^{1.342/0{,}342} = 2{,}021 \text{ bar}$$

P4 = 2.021 bar

P4' = P4 = 2,021 bar

3.2.3.2 Paramètres de la turbine de puissance (turbine basse pression BP) :

- **Pression d'échappement P_5 et $P_{5'}$:**

$P_5 = P_1 + P_{ech}$ ……(32)

Avec : $P_1 = 0{,}9062$ bars

P_{ech} est donnée égale à : $P_{ech} = 0{,}00981$ bars

d'où

$P_5 = P_{5'} = 0{,}916$ bars

- **La température de fin de détente isentropique T_5:**

$$T5 = T4' \cdot \left(\frac{P5}{P4'} \right)^{\gamma gbp - 1/\gamma gbp} \quad \ldots\ldots(33)$$

$$Cp(T4', T5) = \frac{Cp(T4').(T4' - 273.15) - Cp(T5).(T5 - 273.15)}{(T4' - T5)} \quad \ldots\ldots(34)$$

L'exposant isentropique γgbp est déterminé par :

$$\gamma_{gbp} = \frac{Cp_{(T4',T5)}}{Cp_{(T4',T5)} - r} \quad \text{.....(35)}$$

Avec r =0, 287 KJ/kgK

Les valeurs de CpT5, γ_{gbp} , CP(T4', T5) et de T5 sont déterminées à partir des équations (8) et (34) et (35) par itération

1	T5	Cp T5	Cp(T4' , T5)	γ gbp	T5
2	900	1,0539	1,11058078	1,34847826	689,263397
3	689,263397	1,03303708	1,08971786	1,35753534	686,569787
4	686,569787	1,03277041	1,08945119	1,35765415	686,534759
5	686,534759	1,03276694	1,08944772	1,3576557	686,534304
6	686,534304	1,0327669	1,08944768	1,35765572	686,534298
7	686,534298	1,0327669	1,08944767	1,35765572	686,534298
8	686,534298	1,0327669	1,08944767	1,35765572	686,534298
9	686,534298	1,0327669	1,08944767	1,35765572	686,534298
10	686,534298	1,0327669	1,08944767	1,35765572	686,534298

Tableau3.7: les valeurs de CpT5, γ_{gbp} , CP(T4', T5) et de T5 sont calculés par l'itération

γ_{gbp} =1,3576
CpT5 = 1,0327 (kg.K)
Cp(T4', T5) = 1,0894kj/(kg.K)

T5 = 686.534 K

- **Température de fin de détente réelle T5' :**

$$\eta_{is.bp} = \frac{Cp(T4',T5').(T4'-T5')}{Cp(T4',T5).(T4'-T5)} \quad \text{.....(36)}$$

$$T5' = T4' - \frac{\eta_{is.bp}.Cp(T4',T5).(T4'-T5)}{Cp(T4',T5')} \quad \text{.....(37)}$$

$$Cp(T4',T5') = \frac{Cp(T4').(T4'-273.15) - Cp(T5').(T5'-273.15)}{(T4'-T5')} \quad \text{.....(38)}$$

Les valeurs de Cp T5', Cp (T4', T5') et de T5' sont déterminées à partir des équations (6) et (37) et (38) par itération .

1	T5'	Cp T5'	Cp (T4',T5')	T5'
2	900	1,0539	1,11058078	709,858368
3	709,858368	1,03507598	1,09175676	707,516489
4	707,516489	1,03484413	1,09152491	707,487142
5	707,487142	1,03484123	1,09152201	707,486774
6	707,486774	1,03484119	1,09152197	707,48677
7	707,48677	1,03484119	1,09152197	707,486769
8	707,486769	1,03484119	1,09152197	707,486769
9	707,486769	1,03484119	1,09152197	707,486769

Tableau3.8: les valeurs de Cp T5', Cp (T4', T5') et de T5' sont calculés par itération

$C_{PT5'} = 1,0348 Kj/Kg.K$

$C_{P(T4', T5')} = 1,09152/Kg.K$

$T_{5'} = 707.4867 K$

$T_{5'} = 434,3367 °C$

3.3 Performances de la turbine:

3.3.1 Le travail massique de la turbine haute pression THP :

$W_{THP} = Cp(T3, T4').(T3 - T4')$ ……(39)

$W_{THP} = 1,1279.(1078,754-845,683)$

$W_{THP} = 262.880 Kj/Kg$

3.3.2 La puissance de la turbine haute pression THP:

$P_{THP} = (Q_{ac} + Q_c) . W_{THP} = (Q_{ac} + Q_c).C_{P (T3, T4')}.(T_3 - T_{4'})$……(40)

$P_{THP} = (95+1,412). W_{THP}$

$P_{THP} = 25344,86 KW$

3.3.3 Le travail massique utile ou de la turbine basse pression TBP:

$W_u = Cp_{(T4', T5')}.(T_{4'} - T_{5'})$……(41)

$W_u = 1,0915.(845,683– 707,486)$

$W_u = 150,842 Kj/Kg$

3.3.4 La puissance utile de la turbine est :

$P_u = W_u . (Q_{ac} + Q_c)$……(42)

$= Cp(4'5')(T_{4'}-T_{5'})(Q_{ac} + Q_c)$

= 150,842. (95+1,412)

P_u = 14542.981 KW

3.3.5 Le rendement global de la turbine est par définition :

$$\eta g = \frac{Pu}{P_{thermique}} \qquad (43)$$

$P_{thermique}$: La puissance thermique

$$P_{thermique} = Pci \,.\, Qc \,.\, \eta cc \qquad (44)$$

= 42621,1212 . 1,412 . 0,97

$P_{thermique}$ = 58375,5924 KW

Donc :

ηg = 15204,625 / 58375,5924 = 0,250

ηg = 25%

	Puissance utile P_u (KW)	Rendement global ηg (%)
Donner de constructeur	18640	28
Résulta de calcule	14542.981	25

Tableau 3.9: la comparaison entre les valeurs de performance du constructeur et les résultats de calcul.

Conclusion

D'après les résultats obtenus du calcul thermodynamique, les performances calculées sont un peu différentes de celle du constructeur. Car certaines conditions de fonctionnement réelles sont différentes des conditions nominales utilisées par le constructeur. Réellement il y a des facteurs (la température, la pression et l'humidité) qui présentent une influence différente sur les performances de la machine. Mais ces performances restent dans une marge pour un fonctionnement acceptable de la machine.

Chapitre 4: Etude de Maintenance de la turbine à gaz MS5002B

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 du fonctionnement (pannes), de la diminution de production, l'augmentation des coûts de façon générale.

4.1 Définition de maintenance:

Ensemble de toutes les opérations visant à assurer un taux de disponibilité des équipements dans les meilleures conditions de cout et de sécurité.

4.2 Les formes de la maintenance:

4.2.1 La 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 parce que les arrêts sont arrivés aléatoirement donc la planification dans la production est donc difficile, voire impossible.

4.2.2 La maintenance préventive systématique:

D'après la norme AFNOR X60-010, la maintenance systématique se définit comme" une maintenance effectuée selon des critères prédéterminés dans l'intensité de réduire la probabilité de défaillance d'un bien".

La maintenance préventive systématique c'est l'ensemble des visites systématiques effectuées préventivement, préparées et programmées avant la date probable d'apparition d'une défaillance. Attendre que la machine tombe en panne pour la réparer semble être à priori la solution la plus mauvaise, c'est pourquoi certains utilisateurs choisissent la maintenance systématique périodique, mais cette méthode ne tient pas compte des conditions d'utilisation ou de montage. Car la plus part du temps; des éléments sont remplacés alors qu'ils seraient encore utilisables ou des composants endommagés sont remis en état trop tardivement.

4.2.3 La maintenance préventive conditionnelle:

D'après la norme AFNOR X60-010, la maintenance conditionnelle se définit comme " une maintenance préventive subordonnée à un type d'évènement prédéterminé (auto diagnostique, information d'un capteur, mesure d'une usure) révélateur de l'état de dégradation du bien".

La maintenance conditionnelle est synonyme de la maintenance en condition "selon l'état" ou prédictive, terme réservé à l'usage aux machines tournantes.

Cette forme de la maintenance permet d'assurer le suivi continu du matériel en service dans le but de prévenir les défaillances attendues. La maintenance conditionnelle est liée à l'état de la machine:

Composant à changer uniquement si les tolérances sont atteintes…etc.

Arrêt de la machine uniquement si son état le nécessite.

Rotor à équilibrer si les tolérances sont atteintes.

Les différents types de la maintenance sont illustrés dans le diagramme suivant :

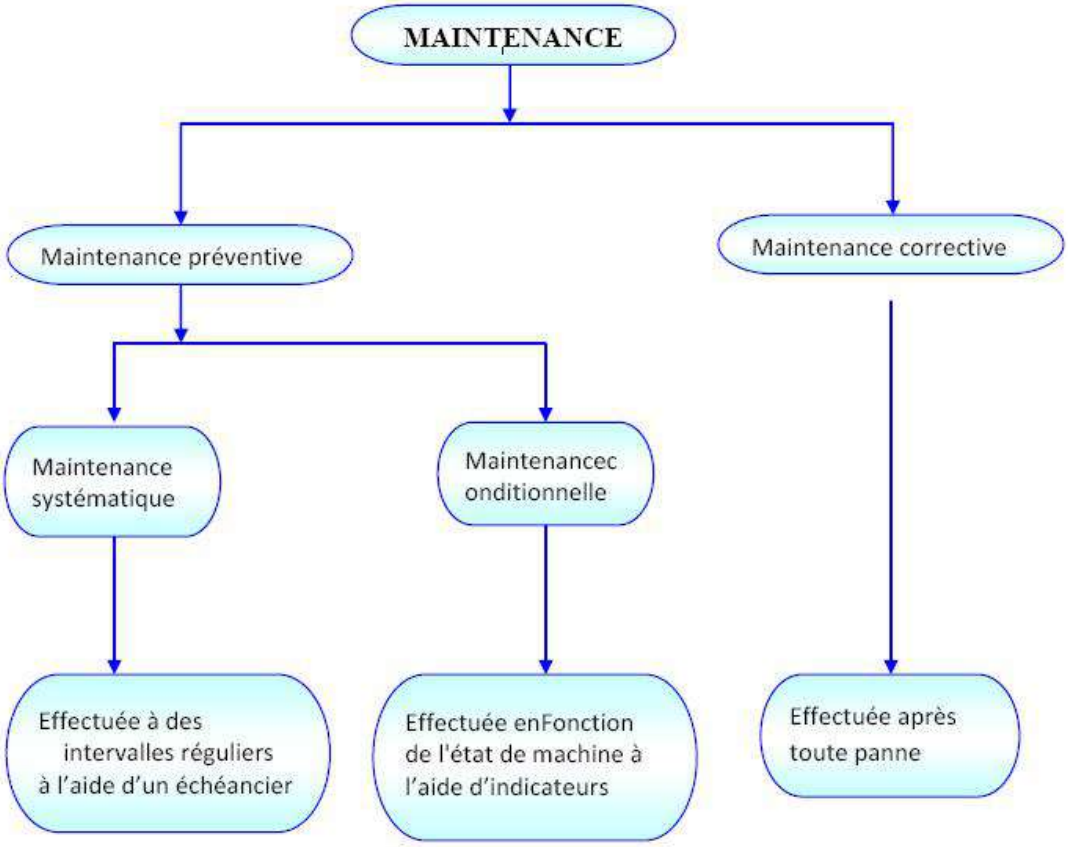


Figure 4.1 : Les différents types de maintenance

4.3 Maintenance appliquée sur les turbines à gaz ms5002b:

4.3.1 La maintenance conditionnelle (inspection en fonctionnement):

Comprennent la somme des observations faites durant le fonctionnement de l'unité. Des données en opération devant être enregistrées pour permettre d'évaluer les performances de l'équipement, les besoins d'entretien et d'intervention lorsque ces relevés indiquent des alarmes qui ont déclenchés la turbine par la suite.

Les plus importants sont:

	Alarme	déclenchement
Les vibrations des rotors de la turbine	0 ,5 pouce/s	1 pouce/s
La température à l'échappement.	550°C	593°C
La vitesse des roues HP	5508 tr/min	5561 tr/min
La vitesse des roues BP.	4470 tr/min	5137 tr/min
La pression d'huile de graissage dans le collecteur d'alimentation de palier	1,75 bar	0,52 bar
La température d'huile de graissage.	72°C	79°C

Tableau 4.1 : Les points d'alarme et de déclenchement des déférents paramètres

4.3.2 La maintenance systématique (les inspections à l'arrêt):

Elle nécessite le démontage de la turbine à différents degrés:

- Inspection de combustion (combustion inspection CI): chaque 12000 h de fonctionnement;
- Inspection du parcours des gaz chauds (hot gas path inspection HGPI): chaque 24000 h de fonctionnement;
- Inspection majeur (major inspection MI) : c'est une révision générale qui est faite chaque 48000 h de fonctionnement.

4.3.2.1 Une inspection du système combustion (combustion inspection CI):

Une inspection du système combustion réclame un temps d'arrêt relativement court de la turbine à gaz afin de vérifier l'état des éléments suivants :

- ✓ Brûleur.
- ✓ Chambre de combustion (chemise, chapeau, douille d'écoulement).
- ✓ Tubes d'interconnexion.
- ✓ Bougies d'allumage.
- ✓ Détecteurs de flammes.

Elément	Objet de l'inspection	Actions potentielles
		Réparer/remettre en état
Chemise de combustion	Corps étrangers	Chambres de combustion
Chapeau de combustion	Usure anormale	Criques/Erosion/Usure
		Pièce de transition
		Usure
Brûleur	Fissures	
Pièce de transition	Trous refroidissement obstrués	Déformation
		Brûleurs
Tubes d'interconnexion		Obturation
Vanne de purge	Oxydation/Corrosion/Erosion	Usure/Erosion
Clapets anti-retour	Traces de température excessive locale	Tubes d'interconnexion
		Usure/Températures
Bougies d'allumage	Perte de petites particules intérieures	excessive
Détecteurs de flammes	Jeux	
Conduits de combustible aux brûleurs	Inspection au boroscope	

Tableau 4.2 : Inspections typiques de système de combustion

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

4.3.2.2 Inspections de la veine des gaz chauds (hot gaz path inspection HPGI):

Le but de ce niveau d'inspection est d'examiner les pièces de la turbine les plus soumises aux contraintes par les températures élevées du système des gaz de combustion visite comprend essentiellement

- inspection de combustion (CI)
- Directrices, tous les étages.
- Aubes, tous les étages.

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

Tableau 4.3 : Inspections typiques de la veine des gaz chaud

4.3.2.3 Révision générale (major inspection MI) :

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.

Elément	L'objet d'inspection (1)	Action potentielle
Système de combustion	Voir le tableau 1	Voir le tableau 1
Veine des gaz chauds	Voir le tableau 2	Voir le tableau 2
		Réparer/Remettre en état
Aubes du compresseur	Corps étrangers	Directrices aubes
Roues de la turbine	Usure anormale	Détérioration du revêtement
Queues d'aronde des aubes	Fissures	Signe de frottement
		Fissures
Zone supportée de l'arbre (2)	Traces de fuite intérieure	Dommages dus à des corps étrangers
		Durée de vie
Paliers	Oxydation/Corrosion/Erosion	résiduelle au fluage
Joints à labyrinthes	Perte de petites particules intérieures	Anneaux de protection du stator(3)
Système d'admission	Distorsions et déformations	Fissures
Système d'échappement		Oxydation
D'autres systèmes auxiliaires	Jeux	Erosion
		IGV
		Usure des douilles
		Dommage dû à des corps étrangers
		Paliers et joints
		Marquage
		Usure
		Aubes du compresseur
		Corrosion
		Erosion
		Frottement
		Dommages dus à des corps étrangers

Tableau 4.4 : Inspections typiques de révision générale.

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

Conclusion :

Il est vivement recommandé de faire marcher le groupe à charge nulle pendant quelque minutes chaque mois pour assécher l'humidité qui se serait accumulée à l'intérieur des conduites et autres composants en raison des variations de température et d'humidité atmosphérique. Cela permettra aussi de faire ré-circuler le lubrifiant, recouvrant ainsi les pièces mobiles d'une huile de graissage qui les protégera de la corrosion.

Chapitre 5: Etude technico-économique

Introduction:

Dans chaque entreprise le premier objectif de la maintenance est d'améliorer la fiabilité et la disponibilité des équipements en évitant les pannes et les temps mort que celles-ci entrainent.

Cette fonction n'est significative que si elle introduit par rapport à la production et un profit économique à long terme.

Les révisions CI (combustion inspection) des turbines dans le cadre de la maintenance préventive nécessitent des arrêts programmés de ces machines et induisent des pertes de productions directement proportionnelles aux temps d'immobilisation.

Dans ce chapitre nous allons mettre en évidence l'impact direct de l'arrêt de la turbine sur le plan économique.

5.1 Le Coût de production journalière du centre industriel CINA:

La production moyenne journalière des quatre trains de la station de traitement du gaz CINA est :

Elle traite

- ✓ 24.8 millions m3/jour du gaz brut ;

Et elle produit

- ✓ 2500 t/jour du GPL ;
- ✓ 4800 t/jour du condensat ;
- ✓ Comprime 16,2 Mm3/jour du gaz

Si on évalue la valeur du produit dans la période considérée:

- ✓ Gaz a 3 dollar / (28.26m3) ;
- ✓ GPL a 1,75 dollar / kg ;
- ✓ Condenst a 0,75 dollar / kg ;

Le cout de production journalière est :

	La valeur de production (dollar / jour)
GPL	4375000
Condensat	3600000
Gaz	1719745,22
Total	9694745,22

Tableau5.1 : Le cout de production journalière

Donc :

Le Cout de production journalière = 1040779373,40 DA / jour

5.2 Le coût de perte total résultante a l'arrêt de la turbine pour une révision CI:

Une révision CI a été programmé le 10/06/2015 jusqu'au 16/06/2015 (06 jour) pour la turbine du train 02-GT -171. La détermination de coût de perte total résultante à l'arrêt de la turbine pour cette révision dépend de trois factures principales :

- ✓ Le cout de perte de production
- ✓ Le cout de main d'œuvre
- ✓ Le cout de pièce de rechange

5.2.1Coût de perte de production

Le cout de perte de production peut être calculé comme suit :

Le cout de perte de production = La perte de production journalière*la valeur de produit *Nombre de jour travail

Le cout de perte de production = $4{,}05\ 10^6$ * (3 / 28,26) * 6 (jour)
= 2579617,83 dollars

Cout de perte de production = 276934872,14 DA

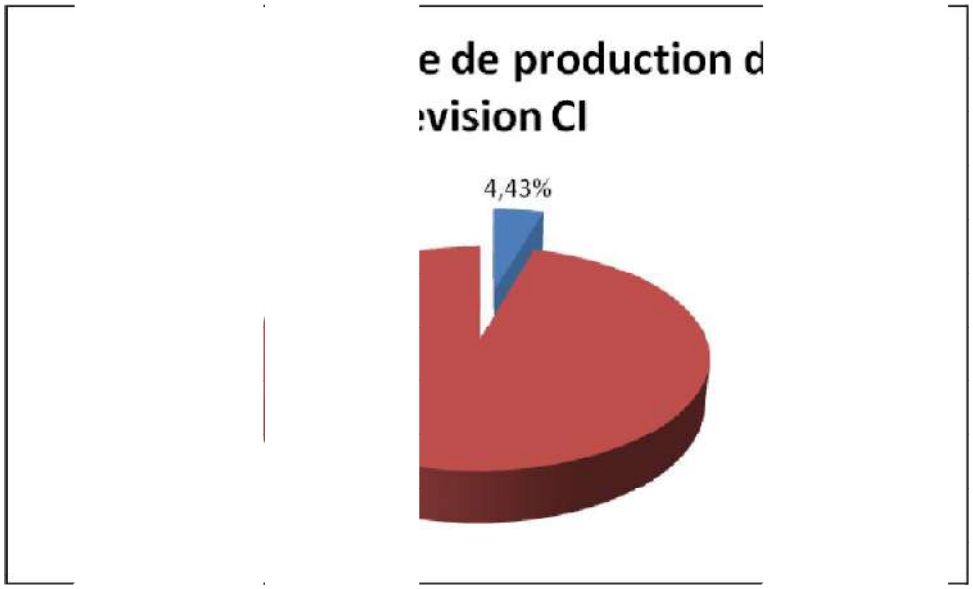


Figure5.1 : le cout de perte de production d'une révision CI

5.2.2 Cout de main d'œuvre :

Cette révision CI a été faite par l'équipe ALGESCO

L'équipe de personnel exécutant est composé de :

- ✓ 1 ingénieur superviseur (31 053 DA/Jr)
- ✓ 1 contremaitre (28 061 DA/Jr)
- ✓ 8 technicien (27 094 DA/Jr)

Donc pendant 6 jours de révision :

- ✓ 1 ingénieur superviseur (186318 DA)
- ✓ 1 contremaitre (168366 DA)
- ✓ 8 technicien (162564 DA)

Alors

Cout de main d'œuvre = 517248 DA

5.2.3 Cout de pièce de rechange :

Dans cette révision on remplace :

- 2 tubes interconnexion
- 1 tube a flamme

Le prix d'achat de tube a flamme = 446268,16 DA
Le prix d'achat de tube interconnexion = 30023,21 DA

Cout des pièces de rechange = 506314,58 DA

Le Cout de perte total est déterminé par la somme de cout de perte de production avec le cout de la main d'œuvre avec le cout de la pièce de rechange.

	Le cout de perte de production (DA)	Cout de la main d'œuvre (DA)	Cout de la pièce de rechange (DA)	Cout de perte total (DA)
Six jours de la révision CI	276934872,14	517248	506314,58	277958434,72

Tableau 5.2 : Le Cout de perte total de la révision CI

Le cout de perte total = 277958434,72 DA

Conclusion:

D a n s ce chapitre nous avons exposé l'impact de l'arrêt de la turbine qui s'exprime par une chute de production totale de site .Cette perte s'estime a plusieurs millions de dollars qui présente u ne perte économique importante.

Chapitre 6: Etude de fiabilité de la turbine a gaz MS5002B

Introduction à la fiabilité :

La fiabilité est née avec les câbles sous-marins dont les réparations même élémentaires étaient fort coûteuses à cause du déplacement d'un navire, mais souvent impossible selon les saisons. Des composants pouvant fonctionnés très longtemps sans tomber en panne ont donc été mis au point.

La fiabilité a ensuite subi un deuxième essor avec l'activité aéronautique et spatiale, les interventions étant impossibles en vol.

Enfin, elle a subi un troisième essor avec l'électronique mais dans un but de maintenance, donc différent. Dans ce cas, le matériel reste accessible mais muet, et la fiabilité permet de supprimer une partie des pannes, préventivement, ce que la maintenance ne pourrait faire.

Objectifs de la fiabilité :

La fiabilité a pour objectif de :

- Mesurer une garantie dans le temps ;
- Evaluer rigoureusement un degré de confiance ;
- Déchiffrer une durée de vie ;
- Evaluer avec précision un temps de fonctionnement ;
- Déterminer la stratégie de l'entretien ;
- Choisir le stock.

6.1 Définitions et notations :

- **Fiabilité :**

Probabilité qu'une entité puisse accomplir une fonction requise, dans des conditions données, pendant un intervalle de temps donné [t1, t2] ; que l'on écrit R (t1, t2).

- **Disponibilité :**

Probabilité pour qu'une entité soit en état d'accomplir une fonction requise dans des conditions données à un instant donné t ; on la note D (t).

- **Maintenabilité :**

Probabilité pour qu'une opération donnée de maintenance puisse être effectuée pendant un intervalle de temps donné [t1, t2].

- **MTBF (Mean Time Between Failure):**

Temps moyen entre deux défaillances d'un système réparable.

- **MTTF (Mean Time To Failure):**

Temps moyen de bon fonctionnement avant la première défaillance.

- **MTTR (Mean Time To Repair):**

Moyenne des temps techniques de réparation.

Retour d'expérience :

Données de fiabilité opérationnelle recueillies lors des défaillances du matériel en exploitation.

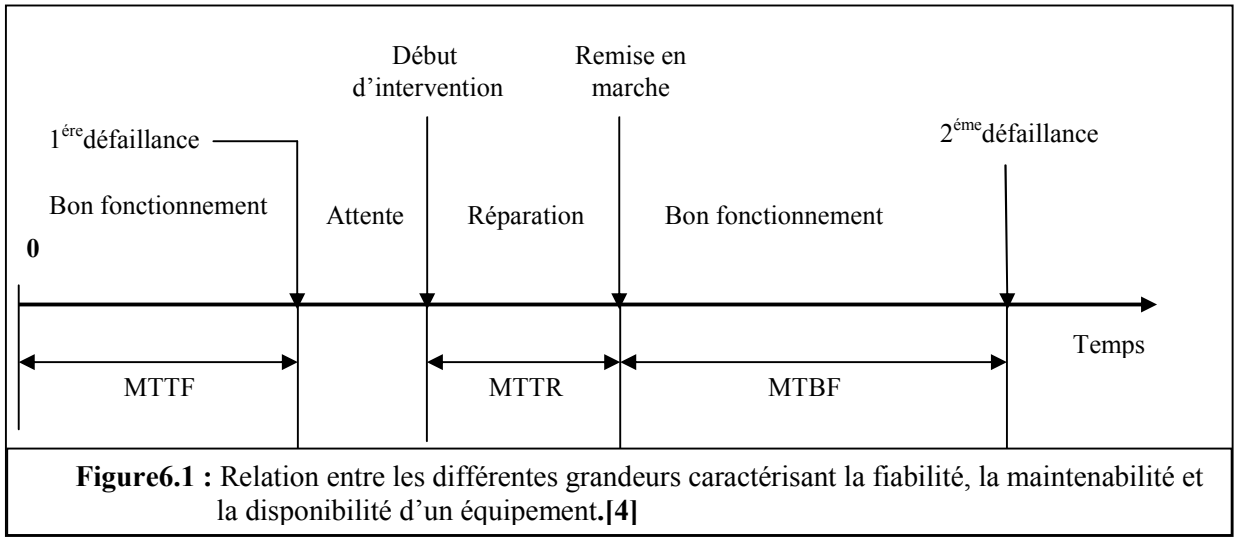


Figure6.1 : Relation entre les différentes grandeurs caractérisant la fiabilité, la maintenabilité et la disponibilité d'un équipement**.[4]**

6.2 Rappels de statistiques :

6.2.1 Variable aléatoire, lois de probabilité :

6.2.1.1 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.

Exemple :

V.A continue: les TBF d'un équipement.

V.A discrète : nombre de défaillance de roulements pour 500 000 kms parcourus.

6.2.1.2 Fiabilité :

C'est la probabilité de bon fonctionnement à l'instant t_i

$$R(t_i) = \Pr(T \succ t_i)$$

6.2.1.3. Fonction de répartitions :

C'est la probabilité pour que le dispositif soit en panne à l'instant t_i

$$F(t_i) = \Pr(T \prec t_i)$$

Notons que ces deux fonctions sont complémentaires :

$$F(t) + R(t) = 1$$

6.2.1.4 Densité de probabilité :

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

$$f(t) = \frac{df(t)}{dt} = -\frac{dR(t)}{dt}$$

6.2.1.5 Taux de défaillance :

Probabilité pour qu'une entité perde sa capacité à accomplir une fonction pendant l'intervalle [t, t+dt], sachant qu'elle n'a pas été défaillante entre [0, t] ; on le note

Fonction	F (t)	R (t)	f (t)	λ (t)
F (t)		1-R (t)	$\int_0^t f(u)du$	$1-e^{-\int_0^t \lambda(u)du}$
R (t)	1-F (t)		$\int_t^{\infty} f(u)du$	$e^{-\int_0^t \lambda(u)du}$
f (t)	$\frac{df(t)}{dt}$	$\frac{-dR(t)}{d(t)}$		$\lambda(t)e^{-\int_0^t \lambda(u)du}$
λ (t)	$\frac{\frac{df(t)}{dt}}{1-F(t)}$	$-\frac{R'(t)}{R(t)}$	$\frac{f(t)}{\int_t^{+\infty} f(u)du}$	

Tableau6.1 : Relation entre F (t), R (t), f (t) et λ(t).[4]

6.3 Principales lois utilisées[4] :

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

6.3.1 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.

6.3.2 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.

6.3.3 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.

6.3.4 La loi log-normale (ou loi de GALTON):

Soit une VA continue positive ; si la variable $y = Logx$ est distribuée selon une loi normale, la variable $\boldsymbol{x}$ suit une loi log-normale. De nombreux phénomènes de mortalité ou de durée de répartition sont distribués selon des lois log-normale.

Le tableau ci-après représente les fonctions représentatives de ces quatre lois.

	Loi exponentielle	Loi de weibull	Loi normale	Loi-long-normale
Fiabilité (loi de survie): R (t)...	$e^{(-\lambda_0 t)}$	$e^{\left[-\left(\frac{t-t_0}{\eta}\right)^{\beta}\right]}$	$\int_t^0 \frac{1}{\sigma_0\sqrt{2\pi}} e^{\left[-\frac{1}{2}\frac{(t-\mu)^2}{\sigma_0^2}\right]}$	$\int_0^t \frac{1}{\sigma_0\sqrt{2\pi}} e^{\left[-\frac{1}{2}\frac{(\ln t-\mu)^2}{\sigma_0^2}\right]}$
Densité des défaillances:f (t)	$\lambda_0 e^{(-\lambda_0 t)}$	$\frac{\beta}{\eta}\left(\frac{(t-t_0)}{\eta}\right)^{\beta-1} e$	$\frac{1}{\sigma_0\sqrt{2\pi}} e^{\left[-\frac{1}{2}\frac{(t-\mu)^2}{\sigma_0^2}\right]}$	$\frac{1}{t\sigma_0\sqrt{2\pi}} e^{\left[-\frac{1}{2}\frac{(\ln t-\mu)^2}{\sigma_0^2}\right]}$
Taux instantanné de défaillances:λ (t)…	λ_0	$\frac{\beta}{\eta}\left(\frac{(t-t_0)}{\eta}\right)^{\beta-1}$	$\frac{f(t)}{R(t)}$	$\left(\frac{f(t)}{R(t)}\right)$

Tableau6.2 : Principales lois de survie.[4]

6.3.5 La loi binomiale :

La loi binomiale est une loi discrète. On l'applique pour décrire un phénomène ayant deux occurrences s'excluant mutuellement (succès ou échec, état défaillant ou en fonctionnement par exemple). En fiabilité cette loi représente la probabilité de voir $\boldsymbol{k}$ défaillances de matériels lors de l'exécution de $\boldsymbol{n}$ essais, sachant que la probabilité élémentaire de défaillance d'un matériel est $\boldsymbol{P}$.

-Sa variance : $V = nP(1-P)$

-Son écart type : $\sigma = \sqrt{nP(1-P)}$

6.3.6 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 : $m = \lambda t$

-Sa fréquence : $\Pr[x = k] = \frac{m^k}{k!} e^{-m}$

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

6.4 Etude de la fiabilité de la turbine a gaz :

6.4.1 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.

A fin de bien pouvoir mieux estimer la fiabilité d'une turbine à gaz **MS5002B** de train 02-GT-171 de la station de traitement de gaz située au champs de CINA.

6.4.2 Analyse du système de renouvellements:

6.4.2.1 Historique de la turbine:

N	Date de la révision	Marche cumulée (h)	TBF (h)	TTR (jour)	Désignation des travaux
1	17-08-1986	5908	5908	20	HGPI : Changement la pièce de transition N : 7
2	23-10-1990	35733	29825	43	MI : Palier de buté active et inactive 1- 4
3	17-10-1992	51065	15332	43	MI : Changement la pièce de transition N : 5
4	10-01-1995	69292	18227	20	HGPI : Segments int aubes variables Changement de la totalité (32) des segments interne suite dégradation
5	10-05-1997	88199	18907	43	MI : Changement de 03 aubes VIGVs,
6	15-10-1999	106266	18067	20	HGPI : Organes de la turbine remplacée lors d'une dégradation

7	10-01-2002	123718	17452	43	MI : Palier #4 patins oscillants
8	01-03-2004	144486	20768	20	HGPI : Directrice premier étage A deux cloisons par segment
9	02-04-2006	155961	11475	43	MI : Tubes à flamme 1-12 Changement de 61 aubes VIGVs, Tubes interconnexion 1-2
10	27-02-2009	181281	25320	6	CI : Becs injecteur 2,5 Tubes à flamme 2,5
11	01-04-2013	217113	35832	43	MI : Becs injecteur 1,3,4,6-12 Tubes à flamme 1,3,4,5 ,7-12 Pièces de transition 1-12 Tubes interconnexion 1-2,2-3,3-4,8-9, 11-12, 10-11, 7-8
12	10-06-2015	236289	19176	6	CI : Tubes interconnexion 5-6, 6-7 Tubes à flamme 6
13	02-12-2016	249177	12888	6	CI : Soudage d'une fissure sur le manifold de fuel gaz
14	03-06-2018	262329	13152	20	HGPI : Changement la pièce de transition N : 4

Tableau6.3 : Historique de la turbine 02-GT 171 CINA

TBF (Time Between Failure) : Temps entre deux défaillances **;**

TTR (Time To Repair) : Temps techniques de réparation.

6.4.2.2 Regroupement en classe :

Dans le cas où Nombre des pannes N > 50, plusieurs règles empiriques proposent le nombre de classes **K** à créer :

Gnedenko : $K \leq \frac{N}{10} et K \geq 5$

Chapouille et De Pazzis *:* $K \approx \sqrt{N}$

Dans notre cas, N = 14 et d'après la formule de **Stringers,**

$K = 1 + 3.3 \log \sum_{1}^{14} n_i$

$K = 1 + 3.3 \log 14 = 4.78$ On prend **K=5**

6.4.2.3 L'intervalle de temps entre deux classes :

$$\Delta T = \frac{TBF\ \max}{K} = \frac{35832}{5} = 7167\,h$$

6.4.2.4 Les défaillances par classe:

Classe	ΔT (h)	Nombre de pannes
1	0 – 7167	1
2	7167 – 14334	3
3	14334 – 21501	7
4	21501 – 28668	2
5	28668 - 35835	2

Tableau6.4 : Les défaillances par classe ΔT(h)

On constate que le nombre de pannes n'est pas constant pendant l'intervalle ΔT donc nous révèle que la distribution de pannes de turbine suit la loi de Weibull.

6.5 Détermination des paramètres de Weibull :

Il est possible de déterminer les valeurs de : **β, η** et **γ** graphiquement sur un papier gradué spécial dit papiers d'Allan Palit.

Pour ce la il faut:

1. classer les TBF_i (Temps entre deux défaillances) par ordre croissant.
2. Calculer la fréquence relative pour chaque TBF_i par la méthode des rangs médians:

- Si N>50 ; $F(i) = \frac{i}{N}$
- Si 20<N<50 ; $F(i) = \frac{i}{N+1}$
- Si N<20, $F(i) = \frac{i-0.3}{N+0.4}$ (notre cas)

Tell que :

i : l'ordre de la panne ;

N : Nombre de pannes ;

Tableau des données préparées:

Order i	TBF_i (h)	F (i)(%)
1	5908	4,86111111
2	11475	11,8055556
3	12888	18,75
4	13152	25,6944444
5	15332	32,6388889
6	17452	39,5833333
7	18067	46,5277778
8	18227	53,4722222
9	18907	60,4166667
10	19176	67,3611111
11	20768	74,3055556
12	25320	81,25
13	29825	88,1944444
14	35832	95,1388889

Tableau6.5: les valeurs de fréquence relative F (i)(%)

On porte sur le papier d'Allan palit:

- Sur l'axe **X** les valeurs $\mathbf{TBF_i}$.
- Sur l'axe **Y** les valeurs de F (i) associées.

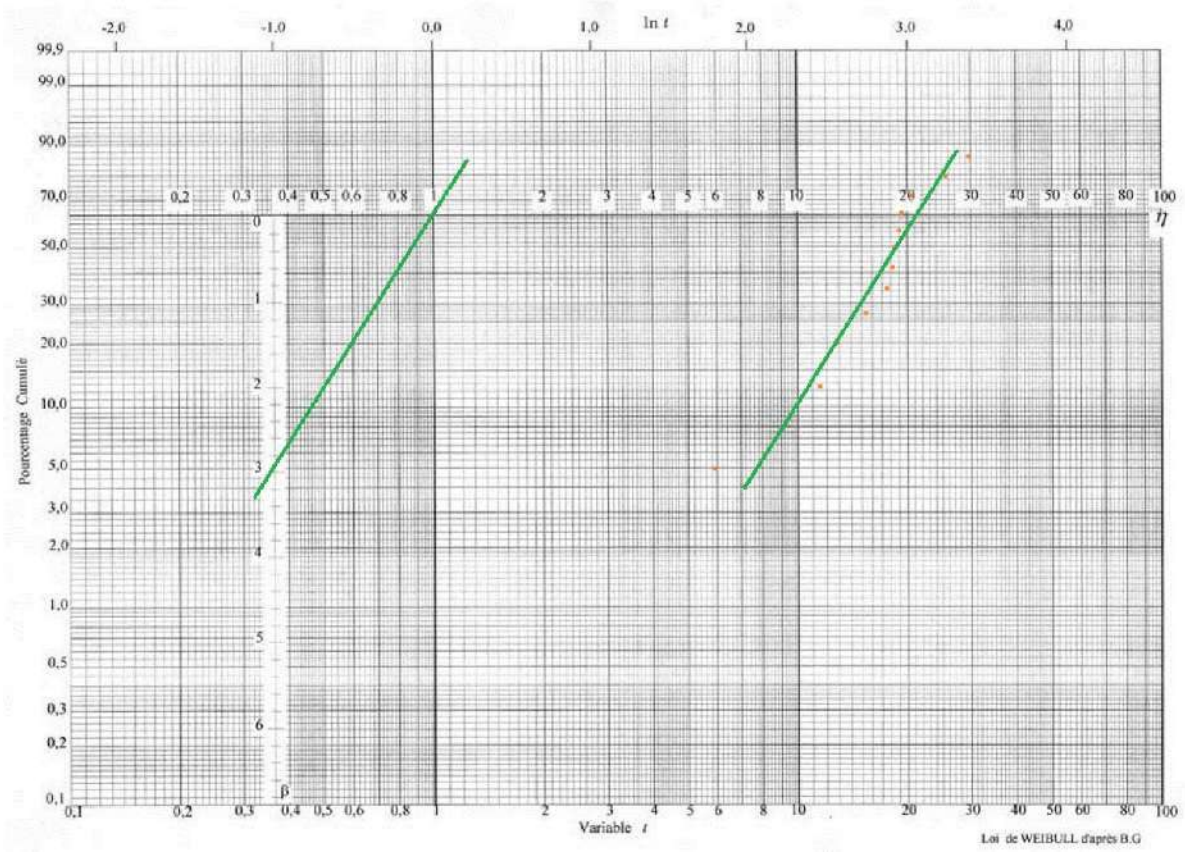


Figure6.2 : la distribution de TBF(temps entre deux pannes) en fonction de F(i) sur le papier d'Allan Palit.

On obtient un nuage de point, si ce dernier peut être représenté approximativement par une droite D_1.

Donc: $\gamma = 0$

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

$$\eta = 21100$$

- Nous traçons la droite D_2 // D_1, passant par le point 1(X, Y).

Cette droite D_2 coupe l'axe $(\beta\,, b\,)$ en β

$\beta = 2{,}9$

6.6 Recherche de la MTBF :

$$MTBF = A\eta + \gamma$$

On utilise les tableaux donnant A et B selon la valeur β :

β	A	B	β	A	B	β	A	B	β	A	B
0,05	2,43290E+18	9,03280E+23	1,75	0,89062	0,52523	3,45	0,89907	0,28822	5,15	0,91974	0,20505
0,1	3,62880E+06	1,55977E+09	1,8	0,88929	0,51123	3,5	0,89975	0,28473	5,2	0,92025	0,20336
0,15	2,59357E+03	1,21993E+05	1,85	0,88821	0,49811	3,55	0,90043	0,28133	5,25	0,92075	0,20170
0,2	1,20000E+02	1,90116E+03	1,9	0,88736	0,48579	3,6	0,90111	0,27802	5,3	0,92125	0,20006
0,25	2,40000E+01	1,99359E+02	1,95	0,88671	0,47419	3,65	0,90178	0,27479	5,35	0,92175	0,19846
0,3	9,26053E+00	5,00780E+01	2	0,88623	0,46325	3,7	0,90245	0,27164	5,4	0,92224	0,19688
0,35	5,02914E+00	1,99761E+01	2,05	0,88589	0,45291	3,75	0,90312	0,26857	5,45	0,92272	0,19532
0,4	3,32335E+00	1,04382E+01	2,1	0,88569	0,44310	3,8	0,90379	0,26558	5,5	0,92320	0,19379
0,45	2,47859E+00	6,46009E+00	2,15	0,88561	0,43380	3,85	0,90445	0,26266	5,55	0,92368	0,19229
0,5	2,00000E+00	4,47214E+00	2,2	0,88562	0,42495	3,9	0,90510	0,25980	5,6	0,92414	0,19081
0,55	1,70243E+00	3,34530E+00	2,25	0,88573	0,41652	3,95	0,90576	0,25701	5,65	0,92461	0,18935
0,6	1,50458E+00	2,64514E+00	2,3	0,88591	0,40848	4	0,90640	0,25429	5,7	0,92507	0,18792
0,65	1,36627E+00	2,17887E+00	2,35	0,88617	0,40080	4,05	0,90704	0,25162	5,75	0,92552	0,18651
0,7	1,26582E+00	1,85117E+00	2,4	0,88648	0,39345	4,1	0,90768	0,24902	5,8	0,92597	0,18512
0,75	1,19064	1,61077	2,45	0,88685	0,38642	4,15	0,90831	0,24647	5,85	0,92641	0,18375
0,8	1,13300	1,42816	2,5	0,88726	0,37967	4,2	0,90894	0,24398	5,9	0,92685	0,18240
0,85	1,08796	1,28542	2,55	0,88772	0,37319	4,25	0,90956	0,24154	5,95	0,92729	0,18107
0,9	1,05218	1,17111	2,6	0,88821	0,36696	4,3	0,91017	0,23915	6	0,92772	0,17977
0,95	1,02341	1,07769	2,65	0,88873	0,36097	4,35	0,91078	0,23682	6,05	0,92815	0,17848
1	1,00000	1,00000	2,7	0,88928	0,35520	4,4	0,91138	0,23453	6,1	0,92857	0,17721
1,05	0,98079	0,93440	2,75	0,88986	0,34963	4,45	0,91198	0,23229	6,15	0,92898	0,17596
1,1	0,96491	0,87828	2,8	0,89045	0,34427	4,5	0,91257	0,23009	6,2	0,92940	0,17473
1,15	0,95170	0,82971	2,85	0,89106	0,33909	4,55	0,91316	0,22793	6,25	0,92980	0,17351
1,2	0,94066	0,78724	2,9	0,89169	0,33408	4,6	0,91374	0,22582	6,3	0,93021	0,17232
1,25	0,93138	0,74977	2,95	0,89233	0,32924	4,65	0,91431	0,22375	6,35	0,93061	0,17113
1,3	0,92358	0,71644	3	0,89298	0,32455	4,7	0,91488	0,22172	6,4	0,93100	0,16997

Tableau6.6 : Distribution de weibull ,valeurs des coefficients A et B en fonction de β

Donc pour β = 2,9 A = 0,89169 B = 0,33408 ;

A chaque instant t, nous pouvons analytiquement(loi de weibul) selon tableau 6.2, déterminer :

- La fiabilité : $R(t) = e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^{\beta}}$

- La fonction de répartition : $F(t) = 1 - e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^{\beta}}$

- Le taux de défaillance instantané : $\lambda(t) = \frac{\beta}{\eta}\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^{\beta-1}$

Tableau des résultats :

γ	0
η	21100
β	2,9
La fiabilité	$R(t) = e^{-\left(\frac{t}{21100}\right)^{2.9}}$
La fonction de répartition	$F(t) = 1 - e^{-\left(\frac{t}{21100}\right)^{2.9}}$
Le taux de défaillance instantané	$\lambda(t) = \frac{1.9}{21100}\left(\frac{t}{21100}\right)^{1.9}$
A	0.8917
B	0.334
MTBF	18814,87 h

Tableau6.7 : les différents résultats de la loi de weibull

6.7 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 $\left|F - F_{th}\right|$ et les valeurs de teste K.S.

Tell que :

$F(t_i)$:la fréquence relative $F(i) = \frac{i - 0.3}{N + 0.4}$ N < 20 , N = 13 ;

$F_{th}(t_i)$: la fonction de répartition $F(t) = 1 - e^{-\left(\frac{t}{21100}\right)^{2.9}}$

Ordre (i)	TBF_i (h)	$F(t_i)$	$F_{th}(t_i)$	$\left\|F - F_{th}(t_i)\right\|$
1	5908	0,04861111	0,02462383	0,02398728
2	11475	0,11805556	0,15713449	0,03907893
3	12888	0,1875	0,21289775	0,02539775
4	13152	0,25694444	0,22422808	0,03271636

5	15332	0,32638889	0,32706833	0,00067944
6	17452	0,39583333	0,43823751	0,04240417
7	18067	0,46527778	0,47144218	0,00616441
8	18227	0,53472222	0,48009868	0,05462354
9	18907	0,60416667	0,51684709	0,08731957
10	19176	0,67361111	0,53132364	0,14228747
11	20768	0,74305556	0,61520653	0,12784903
12	25320	0,8125	0,81672734	0,00422734
13	29825	0,88194444	0,93465828	0,05271383
14	35832	0,95138889	0,99038854	0,03899965

Tableau6.8: la comparaison entre la fréquence relative $F(t_i)$ et la fonction de répartition $F_{th}(t_i)$

On vérifie si l'hypothèse **H0 : $F(t_i) = F_{th}(t_i)$** est vraie $\forall t_i$.

On utilise un test de Kolmogrov-Smirnov ou :

$$D_{obs} = \max\left(\left|F(t_i) - Fthe(t_i)\right|\right) \qquad \forall t_i$$

On rejette **H0** au seuil α = 0,05 si *Dobs > Dα ou*

Pour α = 0,05 : Dα = 0,895/S

Pour α = 0,01 : Dα = 1,035/S

$$\text{Ou } S = \sqrt{n} - 0{,}01 + \frac{0{,}85}{\sqrt{n}}$$

Donc :

$$D0{,}05 = 0{,}895 / \left(\sqrt{14} - 0{,}01 + \frac{0{,}85}{\sqrt{14}}\right) = 0{,}22607692$$

$$D_{obs} = \max\left(\left|F(t_i) - Fthe(t_i)\right|\right) = 0{,}14228747$$

Alors **:** *Dobs < D0,05*

Donc **H0 est accepté** et $F(t_i) = F_{th}(t_i)$

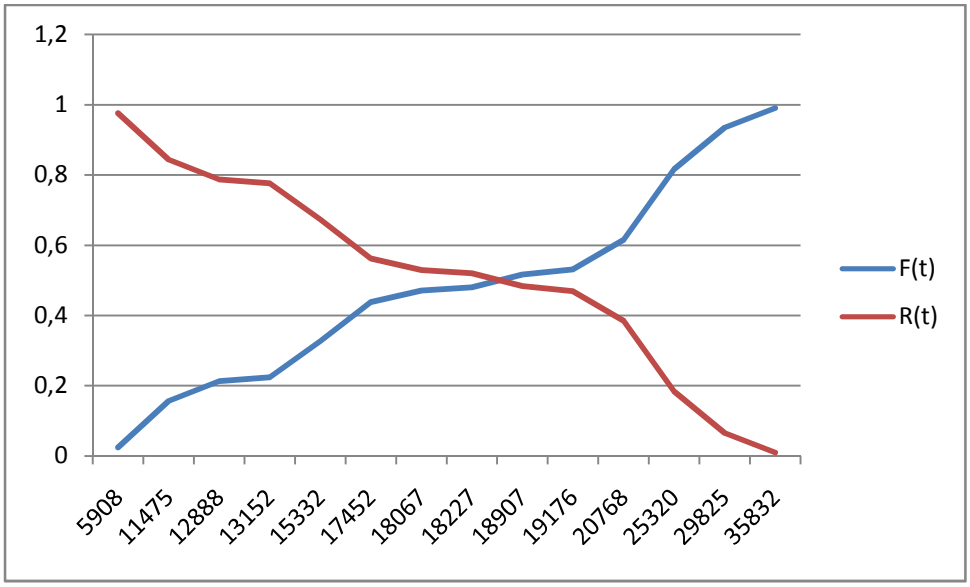


Figure 6.3 : la fonction de fiabilité et de répartition

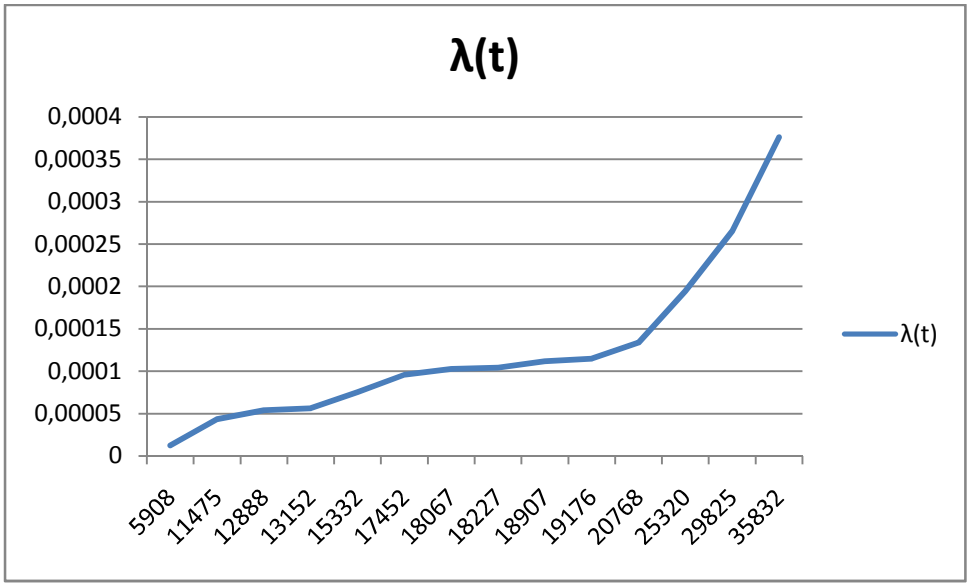


Figure 6.4 : la fonction de taux de défaillance instantané

6.8 Calcul de la disponibilité :

$$D_I = \frac{MTBF}{MTBF + MTTR}$$

$$MTTR = \frac{\sum TTR}{Nombre\ \ de\ \ pannes} = \frac{20+43+43+20+43+20+43+20+43+6+43+6+6+20}{14} = 26.85 \text{ jour}$$

$$= 644.57 \text{ heur}$$

$$D = \frac{18814,87}{18814,87 + 644.57} = 0,966919 \qquad D = 0,966919$$

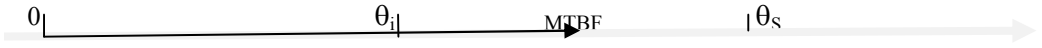
$$D = 96,69\ \%$$

6.9. Détermination le temps optimale de la maintenance systématique:

6.7.1. Détermination de l'intervalle de confiance 1-α de la MTBF:

Il peut s'avérer utile de fixer un niveau de confiance à la MTBF, c'est-à-dire une probabilité qu'elle soit comprise entre un seuil minimal, noté θi et un seuil maximal θs. la période d'intervention systématique T sera égale à θi.

$$\text{Prob}\ [\ \theta_i < MTBF < \theta_s] = 1-\alpha\ .$$



Nous voudrions estimer également la précision de cette moyenne, c'est-é-dire donner une marge d'erreur ou intervalle de confiance

Nous pouvons utiliser les tables de la loi normale pour estimer ces intervalles de confiance. En général nous adopterons l'intervalle de confiance à 95 %,

$$IC = [MTBF - \frac{S_C}{\sqrt{n}}\mu_\alpha\ , MTBF + \frac{S_C}{\sqrt{n}}\mu_\alpha\ ]$$

On a :

1-α =0.99. alors α=0.01.

Par le table de l'écart réduit μ_α=1.96.

$$S^2 = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} TBF_i^2 - MTBF^2$$

= 405357642.

$$Sc^2 = \frac{n}{n-1} S^2$$

Sc = 7166,47112

L'intervalle de confiance IC= [15060,8429 ; 22568,8971]

Alors

La période d'intervention systématique T égale à θi = 15000 heure

Donc nous pouvons augmenter la valeur du temps d'intervention de 12 000 heure à 15 000 heure et gagner 3 000 heures par cycle de maintenance.

Si *la période d'intervention systématique =12000heures :*

Le cout de perte pendant 1 année = cout de perte total/12000*(365*24) = 202909657.34 DA

Si *la période d'intervention systématique =15000 heures :*

Le cout de perte pendant 1 année = cout de perte total/15000*(365*24) = 162327725.88 DA

Donc pendant une année, nous pouvons gagner un cout de bénéfice

Cb = 202909657-162327726 = 40581931,46 DA.

Le cout de bénéfice =40581931,46 DA

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.

Elle nous montre que la vie d'un équipement forme un tout du fabricant à l'utilisateur.

Conclusion générale

Cette étude nous à permis de connaître les caractéristiques, la structure de la turbine à gaz, de bien comprendre son fonctionnement.

Le bon fonctionnement de la turbine dépend du programme de maintenance préventive dans le but est de maintenir les équipements en bon état de marche, détecter les problèmes existants diagnostiquer la nature et la gravité des pannes mécaniques qui surviennent et comment rechercher les solutions à ces problèmes.

Les calculs thermodynamiques ont montré que les performances de ces machines sont influencées par la température de l'air ambiant qui varie considérablement durant les différentes saisons.

La maintenance d'amélioration appliquée sur la turbine à gaz permet de réduire les temps d'arrêt de la machine, donc d'améliorer la disponibilité et finalement réduire les pertes de production. Il faut donc toujours chercher à améliorer, par exemple, le renforcement des systèmes de contrôle pour empêcher les fausses alertes qui provoquent l'arrêt de l'installation causé par ces systèmes.

L'impacte de l'arrêt de notre turbine pour une révision CI (combustion inspection-6 jours-d'arret d'après chaque **12000 heures** de travaille) s'exprime par un cout de perte estimé à **4,43%** de la production totale de site .Cette perte s'estime à plus de **27.7 milliaire de centime** qui présente une perte économique importante.

Le calcule de fiabilité basé sur les données réelles d'exploitation nous a permis de connaître la disponibilité de la turbine. On voit clairement que notre turbine est située dans la période de vieillissement (suit une loi Weibull), ce qui nous a permis d'après l'historique de la turbine (les périodes de maintenance) de calculer MTBF (Mean Time Between Two Failleur **,** MTBF égale **18800 heures**),et par la loi normal nous pouvions d'augmenter et d'optimiser le temps minimal de la maintenance préventive d'une révision CI a **T min=15000heures**, et par ce la on peut récupérer pendant une année plus de **4.05 milliaires de centime.**

Bibliographie

[1] "Manuel d'utilisation de la turbine à gaz MS 5002b".
- Nuovo Pignone -Florence- (1987).

[2] "Manuel d'utilisation de la turbine à gaz MS 5002c".
- Nuovo Pignone -Florence- (1999).

[3] "Turbomachines, description. Principes de base ".
-M.Pluviose, C.Périlhon- Techniques de l'ingénieur, BM 4280.

[4] "Performance and Reliability Improvements for MS5002 Gas Turbines ".
-GE Power generation- (1985).

[5] "La fonction maintenance ".
-François Monchy- Edition Masson (1996).

[6] "Turbine à gaz ". Tome 1 et 2
-J.E. Lamy- Institut français du pétrole (1958).

[7] "Les machines transformatrices d'énergie ". Tome 1 et 2
-G.Lemasson- Paris LIBRAIRIE DELAGRAVE (1966)**.**