

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



UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA 1. FACULTE
DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

Projet de Fin d'Etudes Pour l'obtention du Diplôme de Master en
Energétique.

THEME:
Etude thermodynamique d'une turbine à gaz Solar Centaur 50

Encadré par
Pr. BOUMEDDANE Boussad
ABDI boubkeur

Réalisé par :
BELAL Mohamed Amine

ANNEE UNIVERSITAIRE : 2021/2022

REMERCIEMENT

À L'ISSUE DE CETTE FIN D'ÉTUDE,
J'ADRESSE MES SINCÈRES
REMERCIEMENTS PREMIÈREMENT
À DIEU LE TOUT PUISSANT QUI M'À
DONNÉ LA SANTÉ, LA VOLONTÉ ET
LA PATIENCE, ENSUITE À MES
PROMOTEURS MONSIEUR ABDI
BOUBKEUR ET MONSIEUR
BOUMEDDANE POUR LEURS
ORIENTATIONS ET LEURS CONSEILS
AFIN DE ME PERMETTRE
D'ACCOMPLIR CE TRAVAIL.

MES REMERCIEMENTS VONT AUSSI
À TOUS NOS ENSEIGNANTS, QUI ONT
CONTRIBUÉ À NOTRE FORMATION
ET À TOUS LES MEMBRES DU JURY

QUI ONT ACCEPTÉ DE JUGER MON
TRAVAIL.

ET JE TIENS AUSSI À REMERCIER
PROFONDÉMENT TOUS CEUX QUI
M'ONT AIDÉS À BIEN BÉNÉFICIER
DE MON STAGE AU SEIN DE LA
SONATRACH (GROUPEMENT GSS)

ET ENFIN, À TOUS CEUX QUI ONT
CONTRIBUÉ D'UNE MANIÈRE OU
D'UNE AUTRE À LA RÉALISATION
DE CE MODESTE TRAVAIL DE PRÈS
OU DE LOIN.

Résumé

Les turbines à gaz industrielles jouent un rôle important dans les systèmes de production de puissance, les centrales de production de gaz et les centres d'injection d'eau. Bien que les nombreux avantages de ces équipements, leurs haute sensibilités à l'influence de variation de la température de l'air ambiant qui change considérablement entre le jour et la nuit et entre les saisons.

Ce travail présente les résultats de l'étude thermodynamique de la turbine à gaz industrielle Centaur 50 utilisée dans une station pétrolière. En comparant les résultats obtenus par le constructeur avec ceux retrouvés par le calcul sur site à $T=34^{\circ}\text{C}$ (condition de température de in amenas (Zarzaitine) aux environs de 16h.

Les principaux résultats de calcul montrent que la puissance utile diminue et le rendement global aussi.

Industrial gas turbines play an important role in power generation systems, gas production plants and water injection centers. Although the many advantages of these equipment, their high sensitivities to the influence of ambient air temperature variation which changes considerably between day and night and between seasons.

This work presents the results of the thermodynamic study of the Centaur 50 industrial gas turbine used in an oil station. By comparing the results obtained by the manufacturer with those found by the on-site calculation at $T=34^{\circ}\text{C}$ (temperature condition in Amenas (Zarzaitine) around 4 p.m.

The main calculation results show that the useful power decreases and so does the overall efficiency.

Sommaire

Chapitre 1 : Présentation de la structure d'accueil

Introduction	(2)
1.2 Situation géographique	(3)
1.2 Historique sur le gisement de Zarzaitine	(3)
1.3 Groupement Sonatrach-sinopec (GSS)	(4)
1.4 Organisation du groupement GSS	(4)
1.5 Département maintenance.....	(6)
1.6 Les différentes unités GSS	(6)
1.6.1 Unité fermeture gaz lift	(6)
1.6.1.1 Description de Procès de l'unité FGL	(7)
1.6.1.2 Schéma simplifié de Procès de l'unité FGL	(8)
1.6.2 Le centre de stockage (C4)	(8)
1.6.2.1 Schéma simplifié du processus C4	(8)
1.6.3 Les centres de séparation (CS)	(8)
1.6.3.1 Schéma simplifié du processus	(9)
1.6.4 Centre principal d'injection d'eau (CPIE).....	(9)
1.6.5 Centre de traitement d'eau (CTE).....	(9)
1.6.6 Nouveau Centre principal d'Injection d'Eau (NCPIE).....	(10)
Conclusion	(10)

Chapitre 2 : description de la turbine à gaz Centaur 50

Introduction.....	(11)
2.1 Historique de la turbine à gaz	(11)
2.2 Définition d'une turbine à gaz	(12)
2.3 Les différents organes principaux de la turbine à gaz	(12)
2.4 Théorie de la turbine à gaz	(12)
2.5 Cycle thermodynamique de Brayton	(13)
2.6 Principe de fonctionnement de la TAG	(14)
2.7 Classification des turbines à gaz	(15)
2.8 Domaines d'application des turbines à gaz	(16)

2.9 Turbine à gaz Solar Centaur 50	(16)
2.9.2 Caractéristique de la turbine Centaur 50	(16)
2.9.3 Sections principaux de la Turbine Centaur 50	(18)
Section d'admission.....	(19)
2.9.3.2 Section compresseur	(20)
2.9.3.3 Section de combustion	(21)
2.9.3.4 Torche d'allumage	(22)
2.9.3.5 Détecteurs de flamme ultraviolets	(23)
2.9.3.6 Système d'injection de gaz carburant	(24)
2.9.3.6.1 Crépine de carburant ou filtre	(24)
2.9.3.6.2 Le transmetteur de pression du carburant	(24)
2.9.3.6.3 Soupape de sureté pilote	(25)
2.9.3.6.4 Régulateur de dosage de carburant électrique	(25)
2.9.3.6.5 Collecteur de gaz carburant et injecteur	(26)
2.9.3.6.6 Détecteur d'extinction de flamme	(26)
2.9.4 Le rôle de la chambre de combustion	(27)
2.9.5 Section turbine	(27)
2.9.5.1 Ensemble turbine du générateur de gaz	(28)
2.9.5.2 Ensemble tuyère du générateur de gaz	(29)
2.9.5.3 Ensemble rotor du générateur de gaz.....	(30)
2.9.5.4 Ensemble turbine de puissance	(31)
2.9.6 Systèmes d'installation de la turbine à gaz Centaur 50	(32)
2.9.7 Système de démarrage de la Turbine à gaz Centaur 50	(32)
2.9.7.1 Ensemble embrayage	(33)
2.9.7.2 Moteur de lancement	(33)
2.9.8 Système de lubrification de la turbine Centaur 50	(34)
2.9.8.1 Bacs à huile de lubrification	(34)
2.9.8.2 Pompe de (Pré-Post) lubrification auxiliaire	(35)
2.9.8.3 Pompe de post-lubrification de secours	(35)
2.9.8.4 Pompe à huile de lubrification principale	(36)

2.9.8.5 Filtre à huile de lubrification	(36)
2.9.8.6 Contrôle de la pression d'huile	(37)
2.9.8.7 Contrôle de température d'huile	(37)
2.9.8.8 Réfrigérant d'air/huile.....	(37)
2.9.8.9 Vanne de régulation de température	(38)
2.9.8.10 Chauffage du bac à huile de lubrification	(38)
2.9.8.11 Actionneurs hydraulique	(38)
2.9.8.12 Description du fonctionnement	(39)
2.9.9 Système de protection	(39)
2.9.9.1 Système de protection de survitesse	(39)
2.9.9.2 Système de protection de dépassement de température.....	(39)
2.9.9.3 Système de protection et de détection des vibrations	(40)
2.9.9.4 Système de protection et de détection de flamme.....	(40)
2.9.9.5 Régulation de pompage de la turbomachine	(40)
Conclusion	(41)

Chapitre 3 : Calcul thermodynamique de la turbine à gaz Centaur 50

Introduction.....	(42)
3.1 Données de turbines à gaz bi-arbres	(43)
3.1.1 Paramètre de l'air ambiant	(43)
3.1.2 Caractéristique de fonctionnement de la turbine à gaz	(43)
3.2 Calcul des paramètres de la turbine à gaz Centaur 50	(44)
3.2.1 Calcul des paramètres du compresseur axial	(44)
3.2.2 Calculs des paramètres de la chambre de combustion.....	(46)
3.2.3 Section turbine à gaz	(50)
3.2.3.2 Paramètres de la turbine de puissance (turbine basse pression BP)	(52)
3.3 Performance de la turbine	(53)
3.3.1 Le travail massique de la turbine haute pression THP	(53)
3.3.2 La puissance de la turbine haute pression THP	(53)
3.3.3 Le travail massique utile ou de la turbine basse pression TBP	(53)
3.3.4 La puissance utile de la turbine	(53)

3.3.5 Le rendement global de la turbine est par définition	(54)
3.3.7 Influence des facteurs sur les performances de la turbine à gaz	(55)
3.3.7.1 La température ambiante	(55)
3.3.7.2 La pression atmosphérique	(55)
3.3.7.3 L'humidité relative	(55)
3.3.7.4 Les poussières	(55)
Conclusion	(55)

Chapitre 4 : Maintenance de la turbine à gaz Solar Centaur 50

Introduction	56
4.1 Définition de maintenance	56
4.2 But de la maintenance	56
4.3 Différent types de maintenance	56
4.3.1 La maintenance préventive	56
4.3.1.1 Maintenance préventive systématique	56
4.3.1.2 maintenance préventive conditionnelle	57
4.3.2 maintenance corrective	57
4.3.2.1 Les dépannages	57
4.3.2.2 Les réparations	57
4.4 Maintenance appliquée sur les turbines a gaz Centaur 50	57
4.4.1 Programme de maintenance	58
4.4.2 La maintenance systématique	58
4.4.2.1 Inspection du système de combustion	59
4.4.2.2 Inspection de la veine des gaz chauds	60
4.4.2.3 Révision générale	61
4.4.3 La maintenance conditionnelle	62
Conclusion	62

Liste des figures

Figure 1.1 : Situation Géographique du GSS

Figure 1.2 : Champs pétroliers de la région d'In Amenas

Figure 1.3 : organigramme du Groupement Sonatrach-Sinopec

Figure 1.4: l'unité FGL

Figure 1.5 : Schéma du procès de l'unité FGL.

Figure 1.6 : Schéma du procès de stockage C4.

Figure 1.7 : Schéma du procès de CS.

Figure 2.1 : Cycle de Brayton

Figure 2.2: Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz.

Figure 2.3 : les variations de pression et de température dans les différentes sections de la TAG.

Figure 2.4: Classification d'une turbine à gaz.

Figure 2.6 : Turbine à gaz Centaur 50

Figure 2.7: Schéma de la section d'admission

Figure 2.8: Schéma de rotor et stator du Compresseur axial

Figure 2.9 : schéma du compresseur axial

Figure 2.10 : schéma chambre de combustion

Figure 2.11 : schéma torche d'allumage

Figure 2.12 : Détecteurs de flamme ultraviolets

Figure 2.13 : directrice du 1er, 2eme et 3eme étage

Figure 2.14 : 1er et 2eme étages de la turbine génératrice de gaz

Figure 2.15 : ensemble tuyère du premier étage

Figure 2.16 : ensemble rotor du générateur de gaz

Figure 2.17 : turbine de puissance

Figure 3.1: Cycle réel de la turbine à gaz

Figure 3.2 : Schéma de principe du bilan de la chambre de combustion

Figure 3.3: Composition du gaz combustible

Figure 3.4 : les valeurs des performances du constructeur et les résultats du Calcul de cette étude.

Liste des abréviations

T_a : la température ambiante [K]

P_a : la pression ambiante [bars]

τ : Taux de compression

Z : L'altitude [m]

ΔP_a : Pertes de charge d'entrée [bars]

Q_c : Débit de combustible [kg/s]

Q_a : Débit d'air total [kg/s]

Q_{ac} : Débit d'air pour la combustion [kg/s]

η_c : Rendement isentropique de compression

P_{ci} : Pouvoir calorifique inférieur du combustible [Kcal/m³]

ΔP_{cc} : Pertes de charge chambre de combustion [bar]

η_{cc} : Rendement de la chambre de combustion

η_{mthp} : Rendement mécanique de transmission compresseur

η_{isthp} : rendement isentropique de la turbine HP

η_{istbp} : Rendement isentropique de la turbine BP

ΔP_{ec} : Pertes de charge à l'échappement [bars]

η_{mtbp} : Rendement mécanique de la transmission de turbine – charge

P_1 : la pression d'admission [bars]

P_0 : la pression atmosphérique au niveau de mer [bars]

$C_p T$: chaleur spécifique [Kj/Kg.K]

$C_p(T_a, T_b)$: chaleur spécifique moyenne [Kj/Kg.K]

$m_{air,r}$: la masse d'air réel

$m_{air,st}$: la masse d'air stœchiométrique

λ : coefficient d'excès d'air

η_{ishp} : rendement isentropique de détente haute pression

W_{THP} : le travail de turbine HP [Kj/Kg]

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

P_{THP} : la puissance de turbine HP [KW]

W_u : le travail massique utile [Kj/Kg]

P_u : la puissance utile [KW]

η_g : le rendement global

V_m : volume massique [m^3/Kg]

M : la masse molaire [g/mol]

m : la masse [Kg]

Introduction générale

La production de pétrole consiste essentiellement en une opération de déplacement de celui-ci sous l'action de l'eau ou du gaz.

Au moment du premier forage, presque tout le pétrole brut est sous pression, cette pression naturelle décroît à mesure que le pétrole et le gaz sont extraits du réservoir, pendant les trois phases de la durée de vie de ce dernier :

Au cours de la première phase, dite la production éruptive, le débit est déterminé par la pression naturelle dans le réservoir, qui vient du gaz dissous dans le pétrole, du gaz piégé sous pression au-dessus du pétrole et de la pression hydraulique de l'eau piégée sous le pétrole.

La récupération assistée, qui est la deuxième phase, consiste à injecter du gaz sous pression dans le gisement lorsque la pression naturelle a baissé.

La troisième phase, celle de la production marginale, intervient lorsque les puits ne produisent plus que par intermittence.

Autrefois, on comprenait mal les forces agissant sur la production de pétrole et de gaz, l'étude du comportement des réservoirs de pétrole et de gaz a commencé au début du XXe siècle, période à laquelle il fut découvert que l'injection d'eau dans un réservoir augmentait la production.

A cette époque, l'industrie pétrolière récupérait entre 10 et 20% de la capacité d'un réservoir, alors que les taux de récupération les plus récents dépassent 60% avant que les puits ne deviennent improductif.

La récupération de brut au gisement Zarzaitine (GSS) se fait par l'injection du gaz sous pression et de l'eau dans le gisement.

La turbine à gaz a connu ces dernières années un développement considérable dans de nombreuses applications industrielles, et en particulier dans le domaine des hydrocarbures où elle est utilisée pour entraîner des compresseurs et des pompes centrifuges.

Dans ce but, Le présent travail comporte quatre chapitres.

- Le premier chapitre est consacré à la présentation du gisement Zarzaitine ainsi que le groupement Sonatrach-Sinopec (GSS).
- Lors du second chapitre, nous procéderons à la description générale des turbines à gaz et de présenter la turbine à gaz Centaur 50.
- Dans le troisième et dernier chapitre, un calcul thermodynamique qui a pour objet l'influence de la température ambiante.

Chapitre 1 : Présentation de la structure d'accueil

Introduction :

Les deux dernières décennies ont été particulièrement marquées par trois facteurs importants, la mondialisation qui a ouvert la plupart des marchés à une compétition féroce entre pays et acteurs économiques, l'évolution rapide des technologies dans tous les domaines, des crises économiques régionales qui avaient souvent comme critères commun l'énergie ou les hydrocarbures.

L'industrie pétrolière qui est une activité à grands risques parce qu'elle nécessite non seulement des investissements importants, mais aussi des technologies de pointe, elle a aussi connu des crises importantes, qui ont amené ses acteurs à changer souvent de stratégie en utilisant les fusions d'entreprises ou les partenariats pour se développer.

Dans ce domaine et plus précisément en exploration production, l'Etat Algérien a confié à SONATRACH, la prise en charge totale de l'effort de recherche et d'exploitation des hydrocarbures après la nationalisation de 1971.

Mais avec le temps, le poids des investissements et la nécessité d'utiliser des méthodes de recherche nouvelles, ont mis en évidence la limite des capacités de l'entreprise nationale, à laquelle s'est ajoutée la dégradation de la situation économique du pays au cours des années 80 suite à la chute des prix du pétrole.

La prospection pour le renouvellement des réserves en hydrocarbures étant de son côté vitale, l'Etat Algérien a décidé de promulguer une loi (86-14 du 19 août 1986) susceptible d'encourager l'investissement étranger en partenariat avec SONATRACH. Cette loi a été de nouveau amendée en 1991 puis en 2006 pour faciliter encore plus le partenariat dans le secteur des hydrocarbures.

Cette législation permettra ainsi à l'Algérie de demeurer attractive, et attirer de nombreuses compagnies pétrolières internationales à venir investir en Algérie et en partenariat avec SONATRACH, parmi lesquelles, SINOPEC.

1.2 Situation géographique

Le champ de Zarzaitine est situé dans le bassin d'Ilizi à 1600 km au sud-est d'Alger, à 35 km de la localité d'In Amenas, à proximité de la frontière libyenne. Elle se trouve précisément entre les méridiens 9° 20' et les parallèles 28° 10' et 28° 20' au Sud Est de l'Algérie.

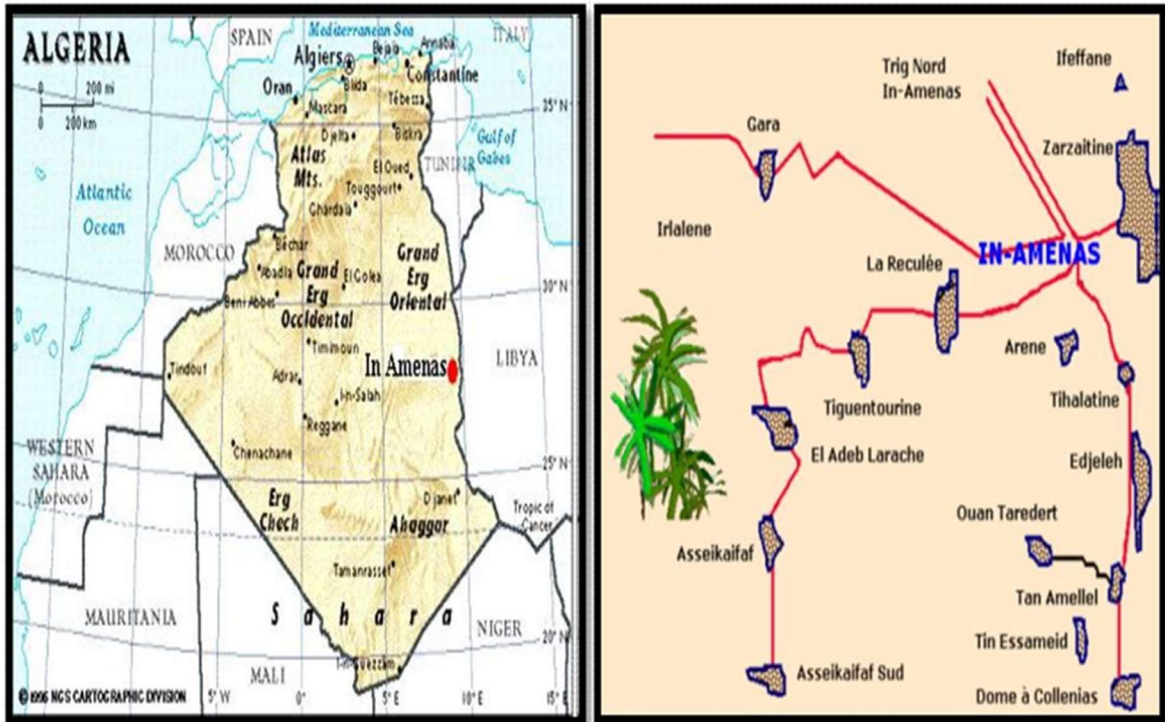


Figure 1.1 : Situation Géographique du GSS

1.2 Historique sur le gisement de Zarzaitine

- Le Gisement de Zarzaitine a été découvert en 1957 par le forage du puits ZR01. L'huile a été mise en évidence avec le forage du puits ZR2 en janvier 1958
- L'Exploitation du gisement a commencé en 1960.
- Le maintien de pression par injection d'eau dans le réservoir principal Dévonien F4 a débuté en 1965 et celle d'injection de gaz lift depuis 1985.

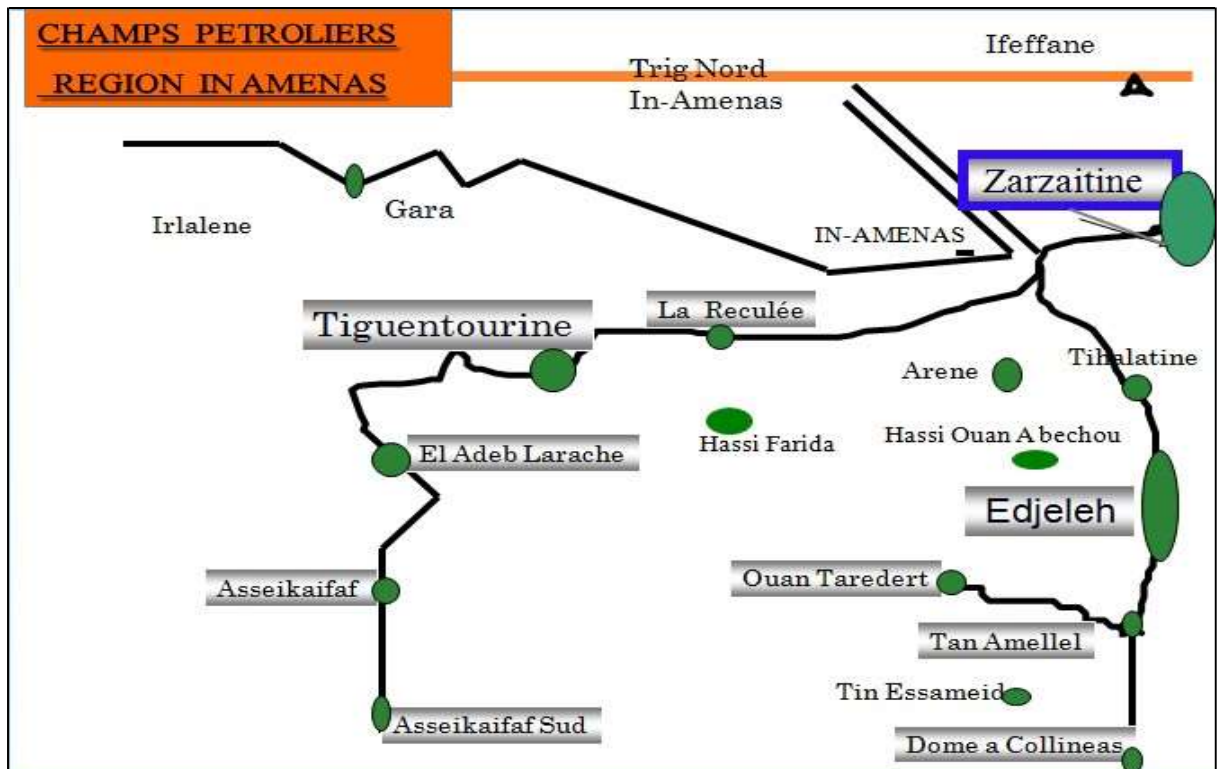


Figure 1.2 : Champs pétroliers de la région d’In Amenas

1.3 Groupement Sonatrach-sinopec (GSS)

Le Groupement Sonatrach-Sinopec est un opérateur pour le compte des partenaires Sonatrach et Sinopec, fût créé par décret Présidentiel N° 03-160 du 07/04/2003 portant approbation du contrat de partage de production pour l’augmentation du taux de récupération des réserves de pétrole brut en place du gisement de Zarzaïtine, signé à Alger le 14/10/2002, entre la société nationale SONATRACH et la compagnie pétrolière chinoise « SINOPEC SHENGLI » et érigé en Groupement SONATRACH-SINOPEC en 2006.

1.4 Organisation du groupement GSS

Le Groupement SONATRACH-SINOPEC se divise en douze (12) départements et une direction des opérations qui s’organise autour de Six (06) départements :

- Département réservoir
- Département forage
- Département ressources humaines
- Département approvisionnement et contrat
- Département finances
- Département informatique et télécom

- **Direction des opérations**
- Département exploitation
- Département maintenance
- Département travaux
- Département production
- Département HSE
- Département logistique

Chaque département se subdivise en plusieurs sections ou services, nous nous intéresserons uniquement au département maintenance.

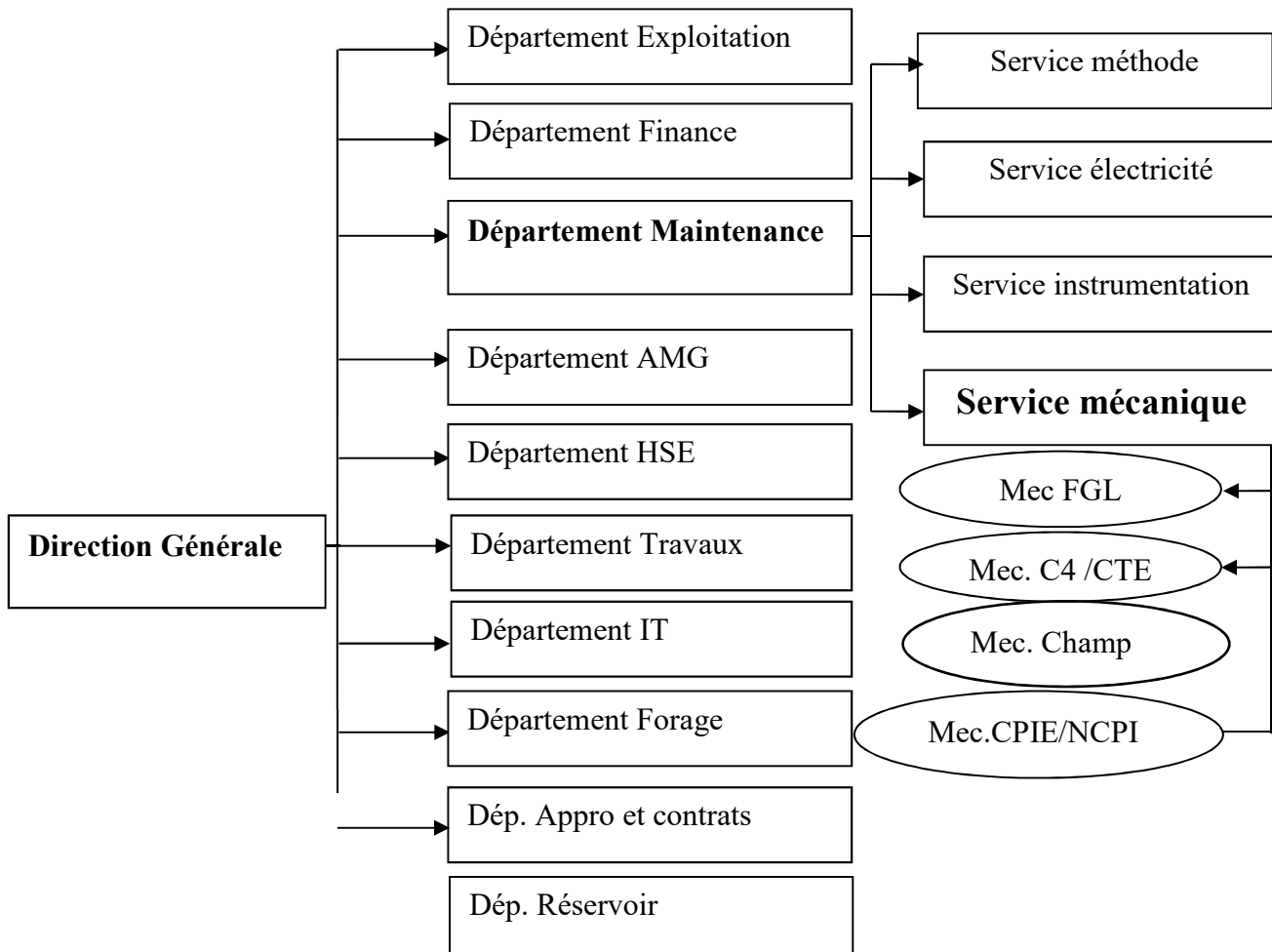


Figure 1.3 : organigramme du Groupement Sonatrach-Sinopec

1.5 Département maintenance

Le département maintenance joue un rôle très important dans l'organisation, le développement et la mise en œuvre des réserves de maintenance dans le groupement SONATRACH-SINOPEC liées aux besoins actuels et future de ce dernier dans les différents services : mécanique, instrumentation, électricité et méthode, suivants l'organigramme ci-dessus.

1.6 Les différentes unités GSS

Le GSS est composé des puits et des unités suivantes :

- F.G.L : (FERMETURE GAZ LIFT).
- C4 : Centre de stockage d'huile (brut).
- Les centres de séparation (CS1 - 8).
- CPIE : Centre principal d'injection d'eau.
- CTE : Centre de traitement d'eau.
- NCPIE : Nouveau centre principale d'injection d'eau.

1.6.1 Unité fermeture gaz lift

Unité FERMETURE GAZ LIFT (FGL) mis en service en 1985 dans le but de l'injection du gaz dans les puits producteurs soit de brut ou de l'eau pour le maintien de pression du gisement.

Le rôle de cette unité est d'augmenter la production, protéger l'environnement du gaz torchés ainsi que la récupération de condensat.

Le GAZ est injecté dans les puits pour alléger la colonne et faire remonter avec lui de l'huile ou de l'eau.



Figure 1.4: l'unité FGL

1.6.1.1 Description de Procès de l'unité FGL

Dans l'unité fermeture gaz lift on a deux arrivées du gaz une arrivée de CPIE à moyenne pression (MP) et l'autre de (CS et C4) à pression basse (BP).

- Le gaz à MP est transféré aux séparateurs B302 et ensuite vers le compresseur BP, après son passage par le filtre F302.
- Le gaz à BP avant son transfert au compresseur BP, il passe par le séparateur B301 puis par le filtre F301.
- Le gaz (MP et BP) qui rentrent dans le compresseur sera comprimée à une pression de 7 Bars puis il passe par l'aéro pour le refroidir, ensuite par le ballon V305 vertical dans le but de séparer le condensat et le gaz, le condensat est transféré vers le ballon horizontal V307 pour faire de lavage et le gaz vers le ballon horizontal V301 et à la fin le gaz rentre dans la 1^{ere} chambre du compresseur HP.
- Le gaz qui rentre dans le compresseur HP à 7 Bars sort à une pression de 40 bars, puis il passe par l'aéro pour baisser la température de gaz ensuite sera transférée vers le ballon V302 horizontal puis vers le ballon V308 vertical afin qu'il rentre dans la 2^{eme} chambre du compresseur HP.
- Le gaz qui rentre dans le compresseur HP à 40 Bars sort à une pression de 80 bars, sera transférée à l'aéro pour assurer le refroidissement du gaz, lorsque le gaz sort de l'aéro il

se dirige vers le ballon V303 vertical ensuite sera transférée vers l'unité de déshydratation composée de 4 tours et il reste dans cette unité pendant 12 heures.

Cette unité permet de récupérer le maximum de l'eau et Après la déshydratation, le gaz sera prêt pour l'injecté dans les puits producteurs d'huile ou de l'eau.

1.6.1.2 Schéma simplifié de Procès de l'unité FGL

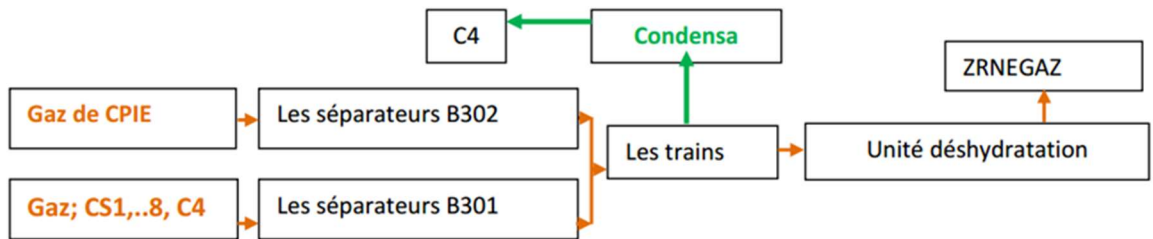


Figure 1.5 : Schéma du processus de l'unité FGL.

1.6.2 Le centre de stockage (C4)

Le centre de stockage C4 son rôle principal est de diminuer au maximum l'eau qui se trouve dans le brut et assure son stockage ainsi que l'expédition de ce dernier vers la division de production de IN AMENAS à travers un pipeline de 30km.

1.6.2.1 Schéma simplifié du processus C4

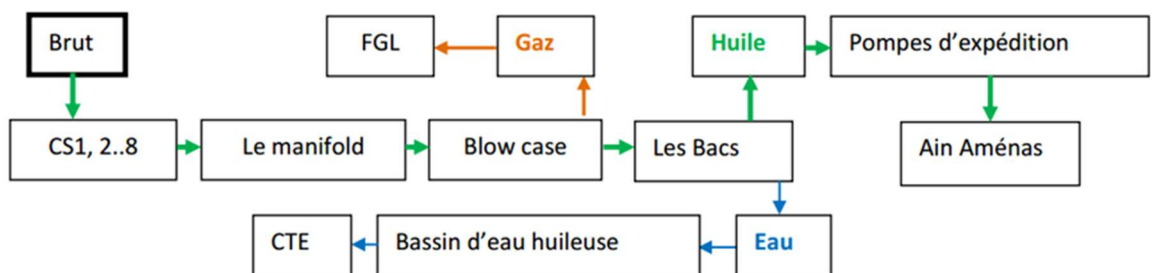


Figure 1.6 : Schéma du processus de stockage C4.

1.6.3 Les centres de séparation (CS)

Il existe 08 centres de séparations (CS1 - 8) au niveau de champ Zarzaitine dont un(1) est en arrêt, le rôle principal de ces centres c'est la séparation triphasique de brut reçue des puits, pour obtenir le gaz, l'eau et de brut et cette opération s'effectue à l'aide de 02 types des centres séparations :

A- Centres séparations niveaux.

B- Centres séparations en lignes.

Le brut récupéré après la séparation est transféré au collecteur de pétrole brut dans le secteur C4 et aussi le gaz récupéré après la séparation est transféré vers l'unité FGL et vers la torche, la même chose pour l'eau qui sera envoyé vers le bassin d'évaporation existant (le bourbier) et le centre de traitement d'eau (CTE).

I.6.3.1 Schéma simplifié du procès

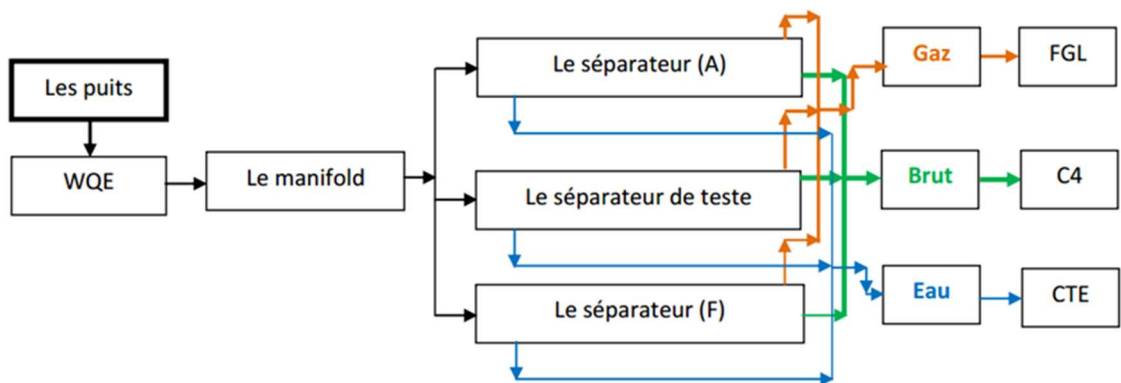


Figure 1.7 : Schéma du procès de CS.

1.6.4 Centre principal d'injection d'eau (CPIE)

L'installation principale de CPIE comporte deux trains Turbopompe de 4570 KW chacune avec un débit de 750 m³/heure à Pression = 85 bars Sert à injecter l'eau obtenue des centres de séparation dans le gisement afin de maintenir la pression dans ce dernier avec une capacité d'injection de 18 000 M³/Jour.

1.6.5 Centre de traitement d'eau (CTE)

Le Centre de traitement d'eau (CTE) mis en service fin de l'année 2012, situé au Sud Est de l'unité fermeture gaz lift (FGL) à environ 350 m et à une capacité de traitement de 11 000 m³ d'eau/j, le but principal de ce centre est :

- Récupérer l'huile en suspension dans l'eau à traiter.
- Traitement d'eau venant des centres de séparations(CS) et de centre de stockage (C4) avant de l'envoyé vers NCPIE pour le réinjecter dans le gisement.

1.6.6 Nouveau Centre principal d'Injection d'Eau (NCPIE)

Le nouveau centre principal d'injection d'eau (NCPIE) est mis en service fin de l'année 2012, sa capacité d'injection est de 11000 m³/j, dont son rôle principal est de récupérer l'eau traitée au niveau de CTE et de la stocker au niveau des bacs de stockage E1 et E2 afin de la réinjecter dans le gisement à l'aide d'une pompe centrifuge multicellulaire neuf étages de type flow serve.

La pompe est entraînée par une turbine à gaz (SATURNE 20) pour développer une pression de 86 bars à la décharge de pompe et un débit de 219 m³/h.

Conclusion

Ce premier chapitre nous a permis d'avoir une vue générale sur l'entreprise d'accueil (le Groupement Sonatrach-Sinopec).

Après une brève introduction nous avons fait une présentation du Champ de ZARZAITINE.

Nous avons terminé par une exposition de l'organisation du Groupement notamment le Département maintenance où nous avons effectué notre formation.

Chapitre 2 : description de la turbine à gaz Centaur 50

Introduction

La turbine à gaz est un équipement mécanique rotatif destiné à utiliser l'énergie cinétique d'un fluide gazeux (gaz de combustion), dont la fonction « moteur », pour faire tourner un arbre supportant les aubes de la turbine.

L'énergie du fluide, caractérisée par sa vitesse et son enthalpie, est partiellement convertie en énergie mécanique pour entraîner une charge réceptrice (un compresseur, une pompe...etc.) ou tout autre récepteur mécanique rotatif qui existe dans l'industrie pétrolière et cela se fait par la pressurisation de l'air et le mélanger à un combustible ensuite le brûle dans des chambres de combustion.

Actuellement toutes les grandes turbines à gaz sont du type à écoulement axial et son démarrage se fait par un moteur ou autre moyen.

L'ensemble est respectivement appelé (turbocompresseur, turbopompe, ...etc.), comme on peut les utiliser en position d'attente« stand-by » ou de service continu « duty ».

L'objectif de ce chapitre est de présenter une étude descriptive des différentes sections et systèmes de l'installation de la turbine à gaz Solar Centaur 50

Les turbines à gaz au niveau du champ de Zarzaitine sont de modèle Solar, elles sont utilisées pour entrainer des pompes dans les centres d'injection d'eau.

2.1 Historique de la turbine à gaz

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

En 1791, l'Anglais John Barber brevetait un appareil hybride puisque cette turbine à gaz comportait un compresseur alternatif. Pour les turboréacteurs, c'est le Français Lorin qui, en 1911, en fait breveter le principe.

Entre 1901 et 1906, les recherches des Français Armengaud et Le Male aboutissent au premier turbomoteur autonome avec un rendement global à 3%.

En 1930: Brevets par Frank Whittle de moteurs à réaction d'aviation qui sont des turbines à gaz

Années 1950: utilisation des turbines pour la production d'électricité avec un rendement de 30%

Années 60: diminution du coût du gaz, utilisation des turbines à gaz se multiplie dans le domaine industriel notamment dans l'industrie pétrolier et de gaz.

2.2 Définition d'une turbine à gaz

La turbine à gaz appelée aussi turbine à combustion, est le siège de l'ensemble de transformation constituant le cycle thermodynamique décrit par le fluide, comme aussi la TAG est assimilée aux moteurs à combustion interne mais les transformations s'effectuent dans des enceintes séparées et juxtaposées dans l'espace.

La TAG peut être considérée comme un système auto-suffisant, elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertie cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui a lieu dans la section turbine, l'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel.

2.3 Les différents organes principaux de la turbine à gaz

Dans sa forme la plus simple et la plus répandue, une turbine à gaz est composée de trois Éléments :

- Un compresseur, centrifuge ou plus généralement axial, qui a pour rôle de comprimer de l'air ambiant à une pression comprise aujourd'hui entre 10 et 30 bars environ.
- Une chambre de combustion, dans laquelle un combustible gazeux ou liquide (gaz naturel, Gasoil ou kérosène) est injecté sous pression, puis brûlé avec l'air comprimé, avec un fort excès d'air afin de limiter la température des gaz d'échappement.
- Une turbine axiale, dans laquelle sont détendus les gaz qui sortent de la Chambre de combustion.

2.4 Théorie de la turbine à gaz

La façon dont une turbine à gaz convertit du carburant en énergie mécanique en utilisant l'air ambiant comme comburant par l'application d'un processus thermodynamique est connu sous le nom de cycle de Brayton.

2.5 Cycle thermodynamique de Brayton

Le fonctionnement de toutes les turbines à gaz est basée sur le cycle de Brayton, la figure 2.1 montre le diagramme classique, Température - Entropie (T-S) ainsi que celui de pression volume (P-V).

Chaque cycle de Brayton peut être caractérisé par deux paramètres significatifs : le rapport de pression et la température de combustion.

Le rapport de pression du cycle est la pression au point 2 (pression à la sortie du compresseur) divisée par la pression au point 1 (pression d'admission du compresseur).

Dans un cycle idéal, ce rapport de pression est également égal à la pression au point 3 divisé par la pression au point 4.

Le cycle de Brayton est divisé en quatre événements :

1 à 2 : compression adiabatique : l'air atmosphérique est comprimé.

2 à 3 : combustion : le carburant est mélangé à l'air comprimé et le mélange est enflammé, provoquant une dilatation rapide de gaz chauds.

3 à 4 : détente adiabatique : les gaz utilisés se dilatent dans la section turbine de la turbomachine, provoquant un couple rotatif dans le processus.

4 à 1 : échappement : les gaz utilisés sont évacués dans l'atmosphère après avoir transmis presque toute leur énergie à la section turbine.

Le cycle Brayton ayant lieu dans la turbine est un processus régulier et continu, compression, combustion, expansion, échappement et la production résultante de puissance de sortie rotative mécanique se passent en même temps et en continu.

Dans les turbines à gaz, de l'énergie est récupérable entre le point 4 et la zone froide en 1. La valeur de T_3 est limitée par la technologie des ailettes (environ 1250°C).

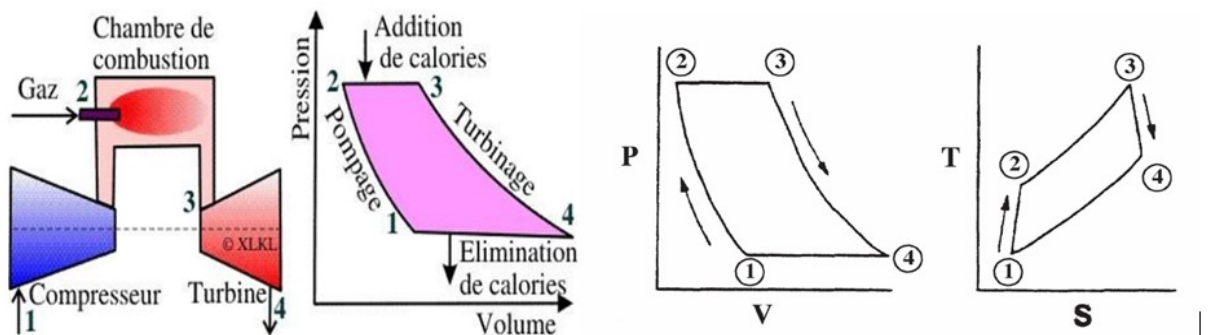


Figure 2.1 : Cycle de Brayton

2.6 Principe de fonctionnement de la TAG

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

Le compresseur (repéré .C) constitué d'un ensemble de roues munies d'ailettes il comprime l'air filtré extrait du milieu environnant (rep.E) à une pression plus élevée.

L'air sous pression se dirige vers la chambre de combustion ou un combustible liquide (rep.G) est injecté dans la chambre de combustion (rep.ch) là où il se mélange avec l'air comprimé et s'enflamme, afin d'obtenir de l'air a pression et a température élevées (gaz chauds).

Ce dernier prend le chemin vers la turbine (rep.T) ,là où l'énergie thermique des gaz chauds se transforme en énergie de rotation (énergie mécanique) pour faire tourner l'arbre qui actionne une charge (compresseur ,pompe,...etc.) , la dite turbine est constitué d'une ou de plusieurs roues munies d'ailettes.

Les gaz chauds s'échappent par la cheminée (rep.EC) à travers un diffuseur.

Pour le démarrage de la turbine à gaz, on utilise un moteur de lancement (rep.M) qui joue le rôle de démarreur.

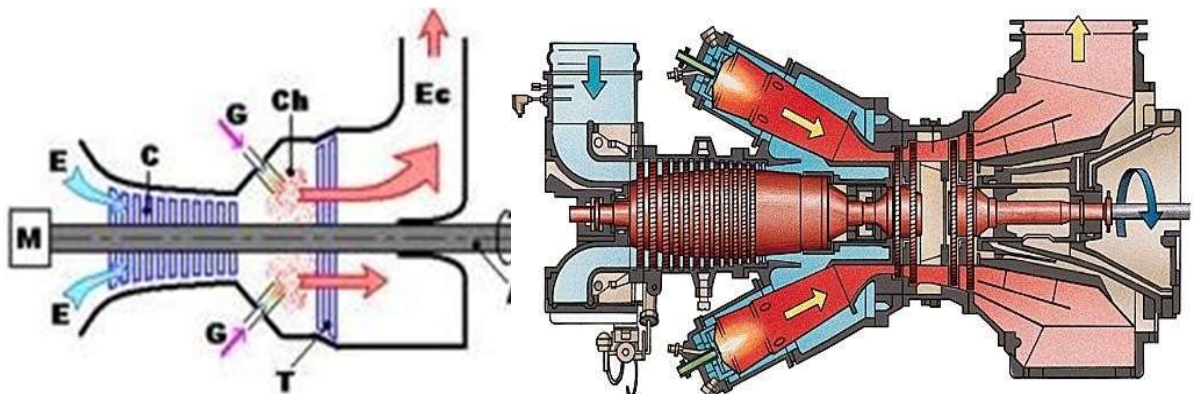


Figure 2.2: Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz.

La Figure 2.3. Ci-dessous, montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine à gaz correspondant aux phases de fonctionnement mentionnées ci-dessus.

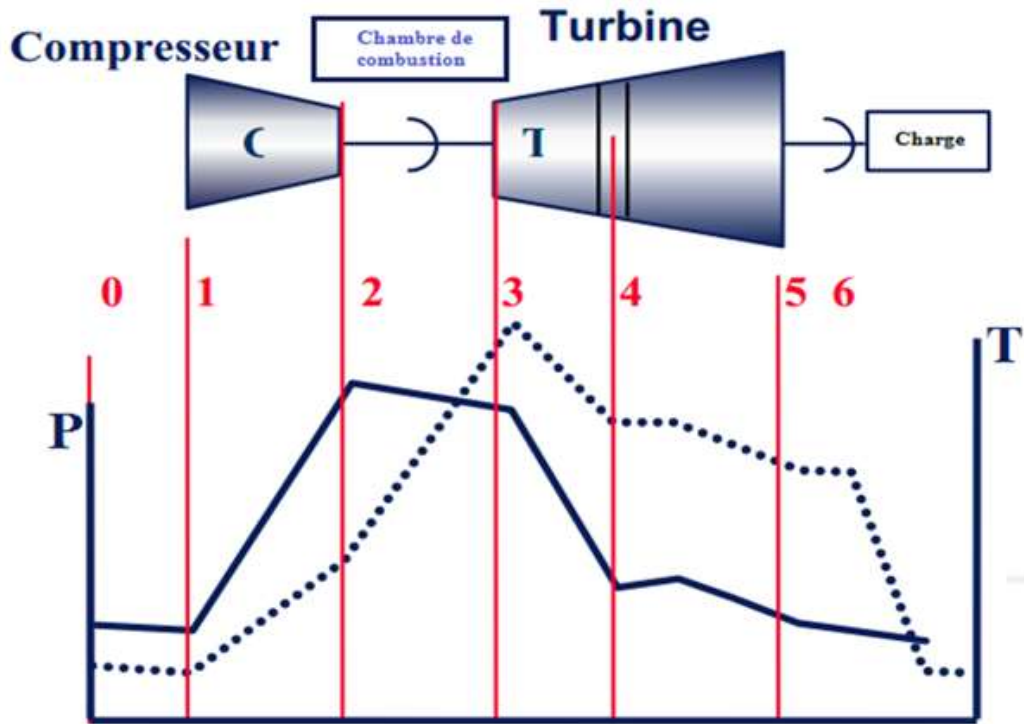


Figure 2.3 : les variations de pression et de température dans les différentes sections de la TAG.

2.7 Classification des turbines à gaz

Les turbines à gaz sont classées selon : leur mode de travail, leur mode de fonctionnement thermodynamique et leur mode de construction.

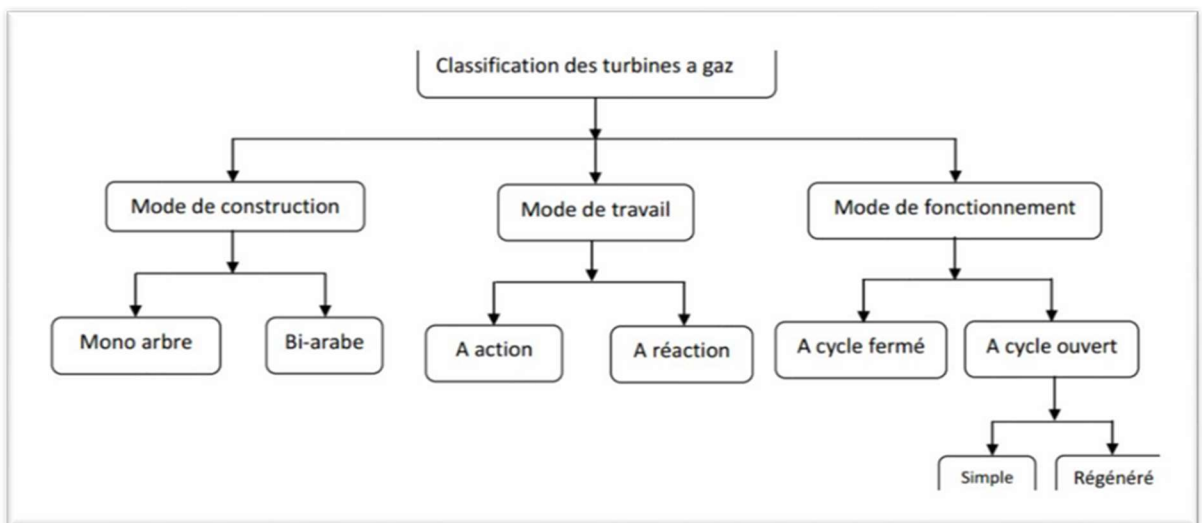


Figure 2.4: Classification d'une turbine à gaz.

2.8 Domaines d'application des turbines à gaz

Les domaines d'application des turbines à gaz se divisent en deux catégories :

- Domaines fixes (utilisation industrielle) :
 - Entraînement des compresseurs.
 - Entraînement des pompes.
 - Entraînement des alternateurs.
- Domaines mobiles :
 - Pour l'application marine.
 - Pour l'aviation (turboréacteur et turbo hélice).

2.9 Turbine à gaz Solar Centaur 50

Le modèle de série Centaur à deux arbres (Centaur 50), turbine à gaz à commande mécanique, est une machine utilisée pour la commande d'une pompe centrifuge.

Attaché à l'entrée frontale de la base de la turbine à gaz, il y a un compartiment d'admission d'air et des conduites qui contiennent un système de filtration à aspiration autonettoyant, qui atténue la haute fréquence de bruit et aussi un séparateur d'air inerte, qui enlève les particules étrangères avant que l'air entre dans la turbine.

2.9.2 Caractéristique de la turbine Centaur 50

Marque.....	Caterpillar
Fabricant.....	Solar
Série du model	Centaur 50
Cycle.....	Simple
Rotation de l'arbre.....	sens inverse des aiguilles d'une montre
Type de fonctionnement.....	Continu
Vitesse de l'arbreHP.....	16500Tr/min
Vitesse de l'arbre BP.....	15000 Tr/min
Commande.....	Turbotronic 4
Débit carburant	0,409 kg/s
Rendement thermique.....	29.9%
Atténuation du bruit.....	silencieux d'admission et d'échappement

❖ **Section du compresseur :**

Nombre des étages du compresseur.....	11
Type du compresseur.....	écoulement axial
Plan de joint.....	bride horizontale
Type d'aubes directrice d'entrée.....	variable
Taux de compression.....	10,6 :1

❖ **Section de la turbine :**

Nombre des étages de la turbine.....	03
Plan de joint.....	bride verticale
Directrice du premier étage.....	Fixe
Directrice du deuxième étage.....	Fixe
Directrice du troisième étage.....	Fixe

❖ **Section de combustion :**

Type.....	1 foyer annulaire
Combustible	Gaz naturel
Bougies d'allumage.....	une seule bougie
Détecteur de flamme.....	Ultraviolet

❖ **Ensemble paliers :**

Quantité.....	05
Lubrification.....	sous pression

❖ **Pompes d'huile de graissage:**

Pompe de graissage principale	Entraînée par arbre intégral avec le réducteur auxiliaire
Pompe de graissage auxiliaire (Pré-post)	Entraînée par moteur électrique
Pompe de graissage de secours	Entraînée par moteur à courant continu

2.9.3 Sections principales de la Turbine Centaur 50

Elle se compose essentiellement d'un compresseur axial, d'une chambre de combustion, d'une turbine à trois étages : deux étages à haut pression et un autre à basse pression.

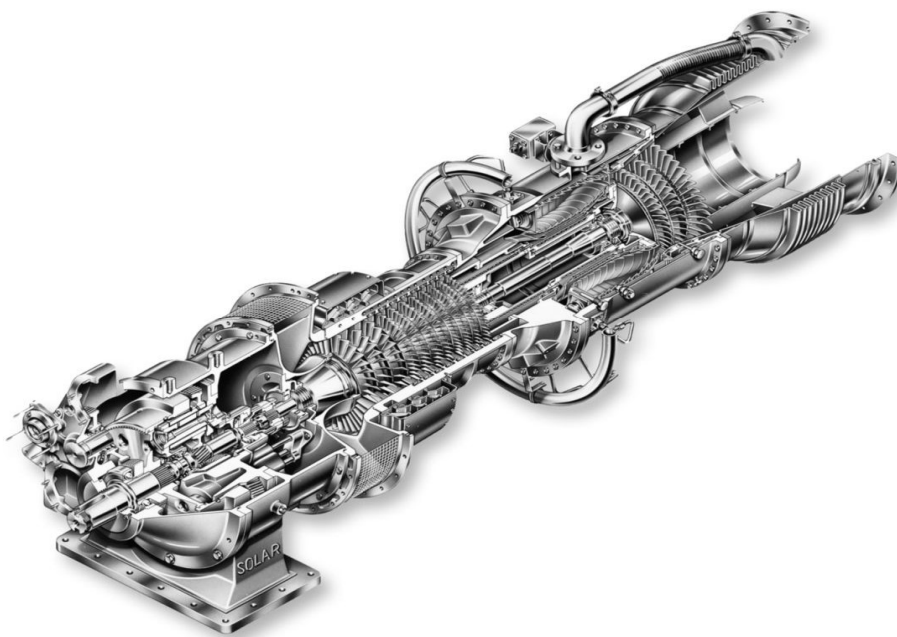
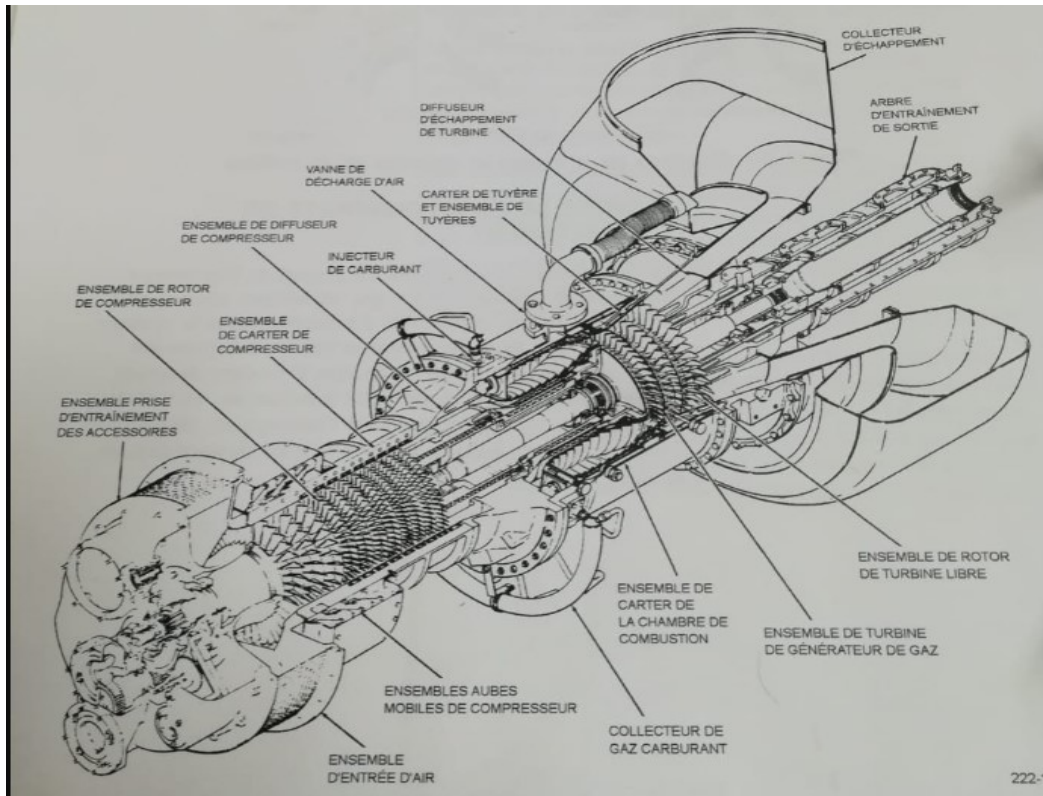


Figure 2.6 : Turbine à gaz Centaur 50

2.9.3.1 Section d'admission

L'ensemble entrée d'air est boulonné à l'avant de l'ensemble du caisson du compresseur, et est soutenu par le support avant de la turbine. Il fournit un tracé radial de 360 degrés à l'air pour qu'il coule dans le compresseur où le flux est ensuite converti en un tracé axial.

Un grillage de protection renforcé protège l'entrée d'air contre les particules qui pourraient être aspirées dans le flux d'air. Une gaine d'entrées est installée autour de l'entrée d'air pour servir de transition pour l'air qui est aspiré du filtre à air et les gaines s'y rapportant.

Cette section a pour but de :

- 1- 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 par exemple: (Chlorure de Sodium près de la mer et dans les régions salées), peut induire une dégradation corrosive des équipements de la machine.

2- Un débit d'air admis régulier afin de produire la puissance voulue. Le bouchage du filtre limite le débit d'air admis, qui a pour conséquences une chute de puissance, et une augmentation de la consommation spécifique.

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

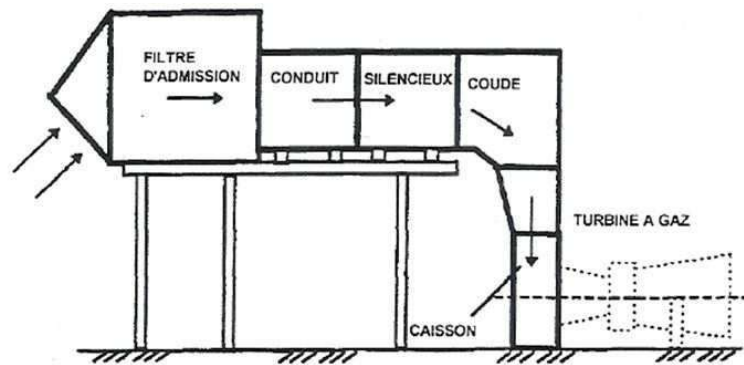


Figure 2.7: Schéma de la section d'admission

2.9.3.2 Section compresseur

L'ensemble caisson du compresseur se compose d'un ensemble caisson fendu à la verticale qui comporte douze séries d'aubes qui correspondent aux onze (11) étages d'ailettes de rotor du compresseur et d'aubes directrices d'entrée. L'extrémité avant de l'ensemble est boulonnée à l'extrémité arrière de l'ensemble d'entrée d'air et l'extrémité arrière est boulonnée à l'extrémité avant de la section diffuseur du compresseur.

Les trois séries d'aubes sont mobiles et les neuf autres sont positionnés à un angle fixe par rapport à l'air qui s'écoule dans le compresseur.

La géométrie variable appliquée aux trois premières séries d'aubes est utilisée pour la régulation de pompage. La première série est composée des aubes directrices d'entrée mobile à l'entrée du compresseur, et les deux autres séries sont positionnées derrière les deux premiers étages du rotor. Des aubes de stator non directrices à pas fixe se trouvent derrière chaque étage du rotor.

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

- Assurer l'alimentation de chambre de combustion avec l'air comprimé, pour l'opération de combustion;
- Assurer un débit et une pression de valeurs convenables pour avoir une puissance utile suffisante;
- Assurer le débit d'air nécessaire pour le refroidissement des pièces exposées aux fortes contraintes thermiques ;

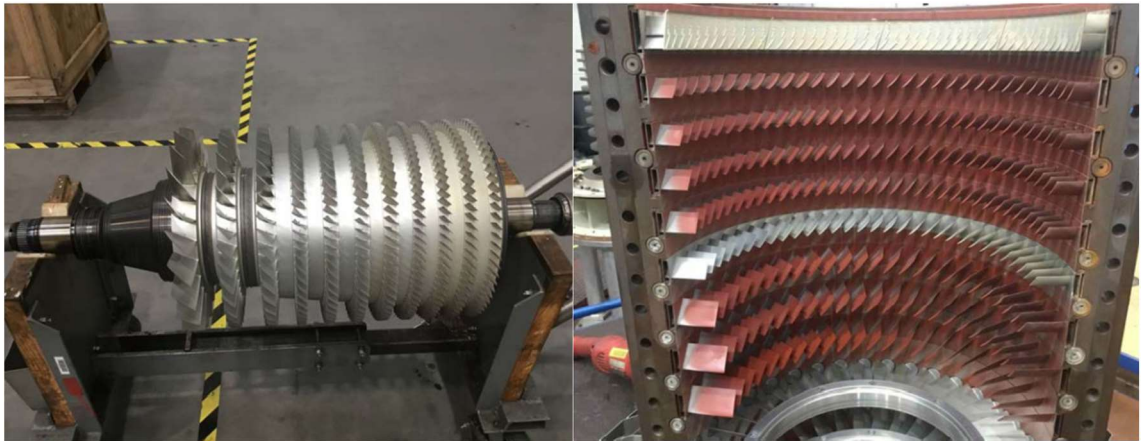


Figure 2.8: Schéma de rotor et stator du Compresseur axial

Les aubes mobiles sont positionnées par un actionneur hydraulique qui est lié à trois bagues d'actionneur, une bague pour chaque set d'aubes mobiles. Un mouvement du bras d'actionneur résulte en un mouvement correspondant et synchronisé des bagues d'actionneur pour contrôler l'air entrant dans la section compresseur.

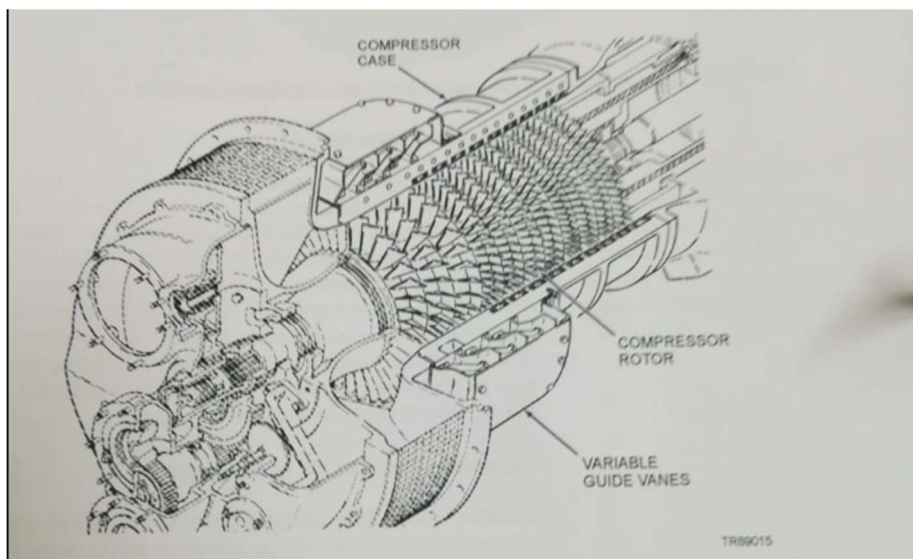


Figure 2.9 : schéma du compresseur axial

2.9.3.3 Section de combustion

Le carter de la chambre de combustion, qui est boulonné à la bride arrière de l'ensemble diffuseur de compresseur, est la structure de support principale de l'ensemble de la chambre de combustion. A l'extérieur, le logement supporte une matrice de dix injecteurs de carburant, les collecteurs de carburant, la torche

d'allumage, la vanne de décharge d'air et les thermocouples qui mesurent la température T5.

Lorsque l'air comprimé se dilate dans la chambre de combustion, approximativement un quart de cet air est acheminé vers le dôme de la chambre de combustion ou il est mélangé avec le combustible injecté pour le processus de combustion. Le volume d'air restant, contourne le dôme de la chambre de combustion, entre dans les enveloppes de combustion plus loin en aval et est utilisé pour refroidir et positionner le cône de flamme. Ensuite, l'air se mélange à la flamme créée par le combustible enflammé/mélange d'air de façon à ce que l'énergie de la chaleur diffusée par le carburant en train de brûler augmente rapidement la température. Ce processus crée un mélange extrêmement chaud de gaz se dilatant rapidement et qui s'échappent de la chambre de combustion en passant par la section turbine.

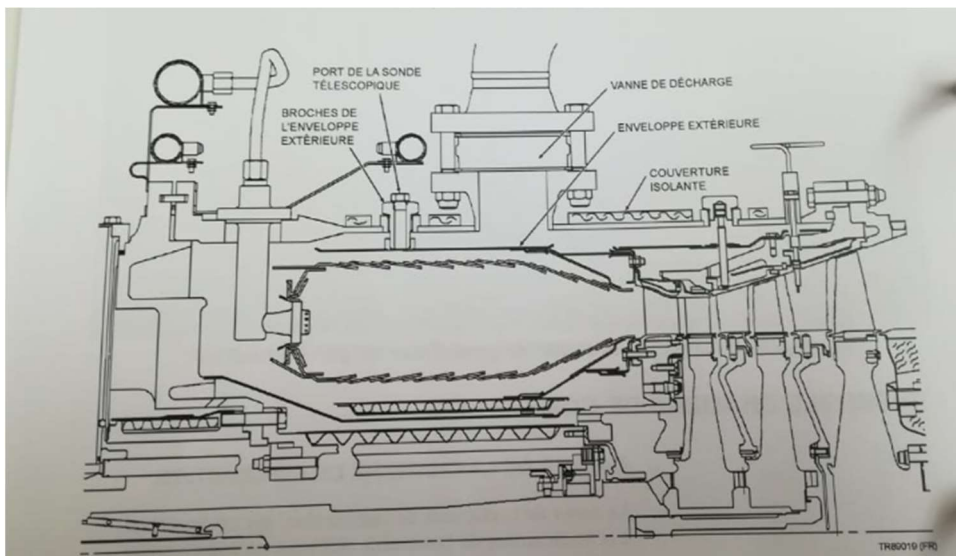


Figure 2.10 : schéma chambre de combustion

2.9.3.4 Torche d'allumage

La torche (allumeur) est utilisée pour l'allumage initial du mélange air/gaz dans la chambre de combustion. Du moment qu'une combustion continue est établie, la torche n'a plus d'utilité et est donc coupée.

L'ensemble est boulonné à une bride à l'extérieur du carter de la chambre de combustion. Du gaz carburant provenant d'une conduite d'alimentation

spéciale est activé a un point précis du cycle de démarrage en mettant sous tension l'électrovanne d'arrêt de torche de gaz. Ce gaz est poussé dans un orifice fixe dans la partie torche de l'ensemble et se mélange avec de l'air tiré par l'action du jet de gaz. Une bougie d'allumage à haute énergie électrique passe dans le débit gaz/air pour fournir l'étincelle allumant le mélange. La flamme de la torche passe dans la chambre de combustion par un tube qui projette par l'enveloppe de combustion et allume le mélange carburant/air principale dans la turbomachine.

L'électrovanne d'arrêt de torche de gaz est coupée quand la turbomachine s'est allumée avec succès en coupant l'alimentation de gaz de la torche.

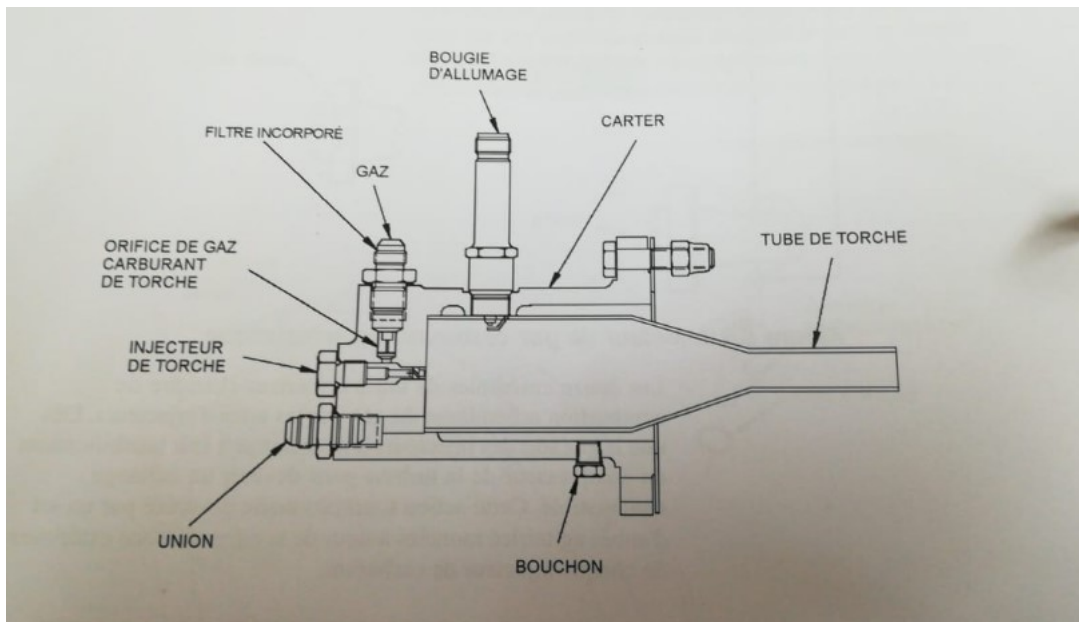


Figure 2.11 : schéma torche d'allumage

2.9.3.5 Détecteurs de flamme ultraviolets

Pendant la séquence de lancement, on envoie une indication de présence ou d'absence de flamme au système de commande, géré par le système de contrôle de flamme.

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



Figure 2.12 : Détecteurs de flamme ultraviolets

2.9.3.6 Système d'injection de gaz carburant

2.9.3.6.1 Crépine de carburant ou filtre

Bien que seul du gaz naturel propre et sec ne soit que le combustible acceptable pour la turbomachine, il est toujours possible que des particules s'introduisent d'une manière ou une autre dans la conduite du carburant gaz.

Sur les groupes plus anciens, la crépine "Y" (parfois appelé rock catcher), est installé en amont du bronchement de l'arrivé du carburant du groupe au cas où ceci devrait survenir. Son composant principale est un écran engrené de forme cylindrique de 200 qui retiendra toutes les particules plus grandes qui pourrait se trouver dans le flux de gaz carburant .

Les particules piégées tombent ensuite dans la partie basse de l'écran et hors du flux de gaz. L'écran peut être retiré du corps en acier moulé principal de la crépine pour un nettoyage périodique.

La crépine n'est plus installée sur groupe installé à présent. Au lieu de celle-ci, un filtre de 10 microns est fourni en pièce détachée pour installation hors-groupe en amont du bronchement de l'arrivé de carburant gaz. Sur certaines installations, une crépine peut également être installée en amont du filtre, si le client le désire.

2.9.3.6.2 Le transmetteur de pression du carburant

La pression du gaz à l'arrivé de carburant du groupe est surveillée par le transmetteur de pression du gaz carburant sur le tableau, qui transmet cette information au système de contrôle Turbotronic sous la forme d'un signale. Le signale ainsi généré est utilisé pour créer l'affichage de la pression du carburant gaz sur l'écran d'affichage et enclencher des niveaux d'alerte et d'arrêt machine en cas de pression du carburant

hors norme.

Au cas où la pression du carburant devrait tomber à un niveau prédéterminé (cette valeur est fixée spécifiquement pour chaque installation), une alerte **pression basse de l'alimentation gaz carburant** sera annoncé.

Inversement si la pression si la pression monte à 21 bars, un arrêt rapide verrouillé **Pression haute de l'alimentation gaz carburant** sera enclenché.

Régulateur de gaz pilote

Sur les groupes qui utilisent un système de gaz pilote, un régulateur de gaz pilote, qui est une vanne autorégulatrice, est installé en aval du filtre de gaz pilote. Sa fonction est de fournir une alimentation de gaz pilote, réglé à 6 bars, pour le fonctionnement des vannes d'arrêt primaires et secondaires de carburant (Si la vanne d'arrêt secondaire est mise en place). Cette pression plus basse est nécessaire car certains petits composants utilisés pour contrôler les vannes d'arrêt ne peuvent résister à la pression totale de l'alimentation de gaz carburant.

La vanne est normalement tenue enclencher par la pression d'un ressort. Une alimentation de rétroaction, dérivée du côté de la sortie de la vanne s'oppose à la pression du ressort. Le ressort est calibré pour comprimer quand la pression de rétroaction atteint les 6 bars, donc la vanne commencera à s'enclencher, réduisant ainsi sa pression de sortie, et par conséquent la pression de rétroaction. De cette manière la pression de sortie est réglée à la valeur requise.

2.9.3.6.3 Soupape de sureté pilote

Sur les groupes qui utilisent le système de gaz pilote, une soupape de sureté pilote est installé comme protection dans la conduite de refoulement du régulateur de gaz pilote en cas de défaillance du régulateur, qui résulterait sinon dans une surpression du système pilote. Cette vanne est gardée enclenchée par la pression d'un ressort, avec une alimentation de pression de gaz pris du côté entrée pour s'opposer au ressort. Au cas où la pression d'ouverture de 6,9 bars devrait être atteinte, le ressort comprimera, déclenchant la vanne pour évacuer les excès de gaz du système.

2.9.3.6.4 Régulateur de dosage de carburant électrique

Le régulateur de dosage de carburant électrique basse puissance est une servovanne électrique en circuit fermé de 24-volt CD qui contrôle le régime stabilisé et le régime variable du débit de carburant de la turbomachine. Le contrôle de la vanne s'effectue par un signal analogue de 4-20 mA du système de contrôle Turbotronic qui positionne la vanne en fonction des signaux du transmetteur de pression différentielle. La vanne

communiquent continuellement sa position au système de contrôle TurboTronic par un second signal de 4-20 mA jusqu'à ce que une position nulle est atteinte ou le signal entrant est égale au signal sortant. Le mouvement de la vanne s'arrête à ce point, jusqu'au moment où il reçoit une information de positionnement révisée du système de contrôle TurboTronic. Le régulateur de dosage de carburant électrique basse puissance ne s'enclenche jamais complètement, pour éviter une extinction de la flamme pendant de grands changements de combustible.

2.9.3.6.5 Collecteur de gaz carburant et injecteur

Le collecteur de gaz carburant est monté sur supports autour du diffuseur de compresseur / la bride du caisson de la chambre de combustion. Un débit de carburant mesuré coule du régulateur de dosage de carburant électrique vers la partie collecteur du tracé par une conduite en acier inoxydable avec le dernier branchement effectué par un tuyau flexible armé. Un tube relie chacun des injecteurs au collecteur.

Les ensembles de tubes collecteur-chambre de combustion acheminent du gaz par les têtes d'injecteurs. Dès que le gaz sort des injecteurs, il se mélange à l'air tourbillonnant du compresseur pour devenir un mélange combustible. Cette action tourbillonnaire est créée par un set d'aubes agitatrices montées autour de la circonférence extérieure de chaque injecteur de carburant.

2.9.3.6.6 Détecteur d'extinction de flamme

Une perte de la flamme dans la chambre de combustion s'appelle une extinction de flamme. Bien que cela arrive rarement, il se peut qu'un certain volume de carburant non brûlé passe dans le système d'échappement. Ce carburant se dégage en toute sécurité dans l'atmosphère grâce à la longueur relativement courte du système d'échappement, mais un gros volume de carburant peut se concentrer dans certaines installations qui sont équipées de système de récupération de chaleur perdue, ou ont des gaines d'échappement exceptionnellement longues. Une source d'allumage secondaire pourrait créer un retour de flamme dans ces cas, ce qui pourrait endommager l'installation. La coutume veut que sur les installations avec des systèmes d'échappement de gros volume on inclue un système de détection d'extinction de flamme pour enclencher rapidement la vanne de carburant en cas d'extinction de la flamme.

2.9.4 Le rôle de la chambre de combustion

Le rôle de la chambre de combustion est de fournir la quantité de chaleur nécessaire pour le cycle de la turbine à gaz. La forme des chambres de combustion est conçue pour remplir les conditions suivantes:

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

2.9.5 Section turbine

Les ensembles turbines du générateur de gaz et turbine de puissance fonctionnent de façon inverse à l'ensemble compresseur, extrayant l'énergie de rotation du courant de gaz chaud en le convertissant à partir de la pression et de la température en couple rotatifs.

Dans ces deux sections, chaque étage du rotor est précédé par une section de gicleur (directrice) fixe, ainsi appelé parce que la force des espaces entre les ailes adjacentes crée le même effet que le jet d'un tuyau de jardin. Le mélange air carburant brûlé et en dilatation, ou gaz pénétrant dans la section tuyère est accéléré par l'effet restrictif de la tuyère et pénètre la seconde série d'ailettes de rotor à une vitesse accrue.

La force de cette action est convertie en couple rotatif par la réaction des ailettes de rotor de turbine, lorsque le gaz les traverse pendant sa trajectoire vers la section d'échappement. Ce couple est la force qui entraîne le compresseur par l'action de la turbine du générateur de gaz, et l'arbre de sortie qui actionne l'équipement entraîné par l'action de la turbine de puissance.



Figure 2.13 : directrice du 1er, 2eme et 3eme étage

2.9.5.1 Ensemble turbine du générateur de gaz

Le gaz produit pendant la combustion est utilisé pour deux objectifs. Un tiers de l'énergie produite par la combustion est mis en disposition pour entrainer la charge. Les deux autres tiers sont utilisés pour entrainer le compresseur et les accessoires de la turbine. Dans une machine a deux arbres telle que celle exposée ici, une turbine séparée est utilisé pour entrainer l'arbre du rotor du compresseur. Cet ensemble est connu comme turbine du générateur de gaz pour le différencier de la turbine de puissance qui entraine la charge.

Le gaz généré dans la chambre de combustion passe d'abord à travers la turbine du générateur de gaz, qui extrait l'énergie nécessaire pour entrainer le rotor du compresseur, puis est acheminé pour acheminer la turbine de puissance avant d'être évacué par le système d'échappement. Il n'y a pas de branchement physique entre la turbine du générateur de gaz et la turbine de puissance.

Comme le compresseur, la section turbine du générateur de gaz se compose à la fois d'un ensemble rotatifs et d'un ensemble fixe. L'ensemble fixe est appelé ensemble tuyère, tuyère parce que ils guident le gaz de combustion en dilatation pendant qu'il traverse les aubes directrices. Ce gaz est alors accéléré par l'effet restrictif de la tuyère de la tuyère, afin de pénétrer dans la série suivante d'ailettes de rotor à une vitesse accrue. L'ensemble rotatifs est appelé ensemble rotor, il se compose des disques de turbine qui sont mécaniquement relié ensemble pour former un axe commun avec l'ensemble rotor de compresseur.



Figure 2.14 : 1er et 2eme étages de la turbine génératrice de gaz

2.9.5.2 Ensemble tuyère du générateur de gaz

Le logement de soutien de tuyère de turbine se trouve entre l'ensemble chambre de combustion et le diffuseur d'échappement, il est boulonné à l'extrémité arrière du carter de la chambre de combustion. Il soutient les tuyères de premier et deuxième étage du générateur de gaz, ainsi que la tuyère de troisième étage associé à la turbine de puissance. Les pièces intercalaires extrêmes de deuxième et troisième étage qui remplissent l'écart entre la paroi interne et l'extrémité des ailettes de rotor sont également comprises. Une protection de refroidissement est installée autour de l'extrémité avant du logement de support de tuyère. Cela comprend un écran annulaire pour filtrer l'air de refroidissement.

La tuyère du premier étage est un ensemble refroidi à l'air. L'air de refroidissement provient du 11ème étage du compresseur et passe par l'écran annulaire avant d'aller vers la tuyère du premier étage. L'air de refroidissement entre dans la tuyère du premier étage creusée par des tubes à air installés sur chaque segment de tuyère et sort par plusieurs petits orifices de régulation dans les bords de fuite des aubes de tuyère.

La tuyère du deuxième étage est un ensemble qui n'est pas refroidi à l'air et qui est soutenu au niveau du diamètre extérieur par le caisson de turbine et qui est maintenu en place par des broches de positionnement. Le diamètre intérieur est soutenu par un diaphragme métallique.

Même si la tuyère du troisième étage est associée avec la turbine de puissance. Elle est soutenue par le logement du générateur de gaz. Il se compose de treize segments non refroidis à l'air.

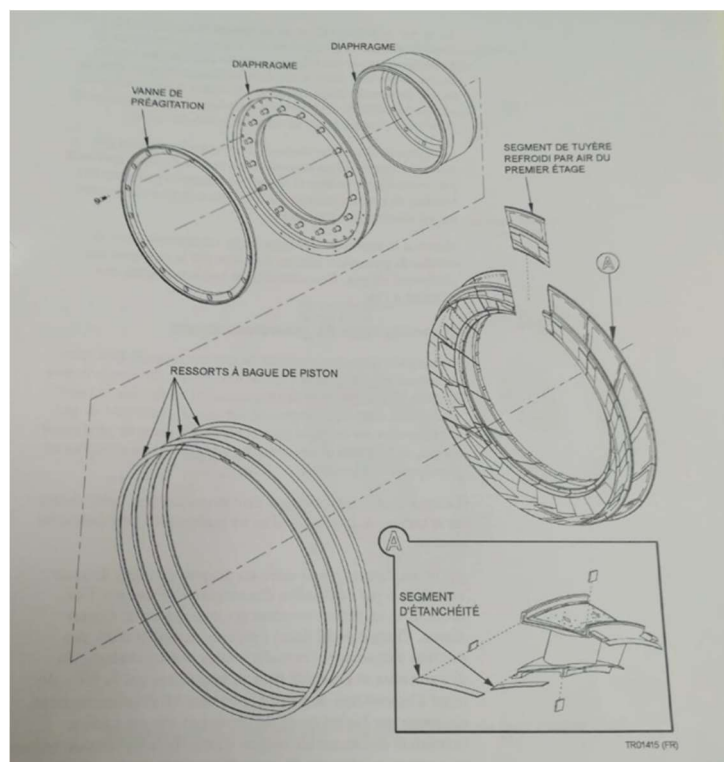


Figure 2.15 : ensemble tuyère du premier étage

2.9.5.3 Ensemble rotor du générateur de gaz

L'ensemble rotor du générateur de gaz se compose d'un arbre de turbine qui est claveté à la surface conique du moyeu arrière du rotor de compresseur et est soutenu à l'arrière par le palier numéro 3. Deux étages de disques de turbines de générateur de gaz sont montés sur un arbre pour composer le rotor du générateur de gaz, et les joints avant et arrière complètent les composants principaux de l'ensemble.

Le rotor du générateur de gaz est mécaniquement indépendant de la turbine de puissance.

Un accouplement précis entre les disques contigus de rotor est effectué par l'utilisation d'accouplements cintrés. Ces projections en dents s'étendent des deux faces de chaque disque. Chaque profil denté cintré se verrouille dans une position unique avec l'encoche cintré correspondante du disque voisin et est gardé dans cette position par la force du tirant d'assemblage du rotor. Un boulon étiré thermiquement, qui passe par l'arbre creux de turbine et qui est vissé à l'extrémité de l'ensemble moyeu arrière du compresseur, retient en position les disques du rotor. De cette façon les ailettes de rotor sont alignées avec précision une par rapport à l'autre, et par conséquent la concentricité du rotor, l'équilibre et le couple sont maintenus.

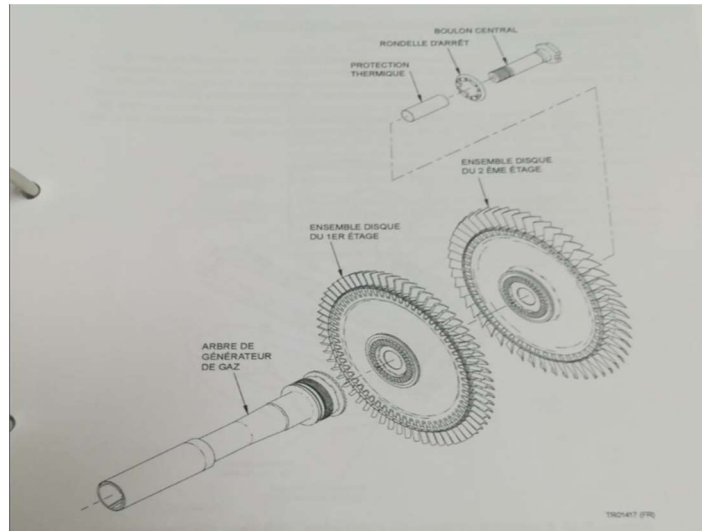


Figure 2.16 : ensemble rotor du générateur de gaz

2.9.5.4 Ensemble turbine de puissance

L'ensemble turbine de puissance est composé du rotor de turbine de puissance à un étage et du diffuseur d'échappement. L'ensemble collecteur est boulonné à l'arrière du diffuseur d'échappement. Même si l'ensemble tuyère de troisième étage achemine le débit des gaz brûlés directement vers le rotor de troisième étage de la turbine de puissance, on considère qu'il fait partie de l'ensemble générateur de gaz.

La tuyère de troisième étage est conçue spécialement pour la turbine de puissance à un étage, et elle comprend treize (13) segments non refroidi à l'air. Six sondes de thermocouple pénètrent dans la tuyère par des orifices où ils mesurent la température du gaz T5 à l'entrée de la tuyère.

Une bague intercalaire d'extrémité monobloc, juste à l'arrière de l'ensemble tuyère, fournit un joint étanche au gaz entre les extrémités des ailettes en rotation et le caisson de la turbine. Cela empêche la perte de puissance qui pourrait survenir si des gaz de combustion chauds venaient à fuir au-delà des extrémités d'ailettes de rotor de turbine de puissance en rotation.

L'ensemble rotor de turbine de puissance à un étage comprend un disque de turbine, l'arbre de puissance incorporant les tourillons de palier 4 et 5, un tourillon du collet de buté de l'adaptateur de sortie et de joint.



Figure 2.17 : turbine de puissance

2.9.6 Systèmes d'installation de la turbine à gaz Centaur 50

Les systèmes d'une turbine à gaz jouent un rôle très important dans le fonctionnement de l'installation, car la continuité de service et la durée de vie de la turbine dépendent en grande partie de leurs caractéristiques, leur précision, la rapidité et leurs temps de réponse.

2.9.7 Système de démarrage de la Turbine à gaz Centaur 50

Le but principal du système de démarrage est d'accélérer la turbine jusqu'à la vitesse minimale d'autonomie.

Lorsque le cycle de démarrage/lancement est mis en œuvre, une séquence de pré-lubrification temporisée est activée. Au fur et à mesure que le cycle de pré-lubrification se déroule, le système de contrôle-commande achemine l'alimentation au variateur qui fournit la puissance de démarrage nécessaire au moteur de lancement.

Le variateur à fréquence variable fournit une tension alternative de basse fréquence au moteur pour commencer la rotation. La fréquence et la tension du moteur montent ensuite progressivement pour faire accélérer la turbine jusqu'à une vitesse de purge. La bonne vitesse de purge de la turbine est maintenue par une limite à courant fixe préprogrammée vers le moteur. Lorsque le cycle de purge est terminé, le système de contrôle-commande dirige le variateur pour augmenter la fréquence au moteur, augmentant ainsi la vitesse de la turbine au point d'allumage. La vitesse sera maintenue

jusqu'à ce que la mise à feu de la turbine soit détectée par le système de contrôle-commande. Le variateur passe à une nouvelle consigne de vitesse d'accélération, augmentant la vitesse du moteur à la vitesse de libération du démarreur. Lorsque la turbine atteint la vitesse de libération, le système de contrôle-commande désactive le variateur, ce qui coupe l'alimentation qui parvient au moteur de lancement, et désactive l'embrayage du moteur.

2.9.7.1 Ensemble embrayage

Un embrayage à roue libre à béquille est installé dans l'ensemble adaptateur de démarreur afin de permettre de désengager le démarreur du rotor du générateur de gaz à la fin de la séquence de démarrage de la turbine. L'embrayage comporte un chemin de roulement interne, couplé à l'arbre de sortie du démarreur et un chemin de roulement externe couplé à un pignon d'attaque sur le rotor de générateur de gaz. Des béquilles sont retenues par un ensemble ressort à ruban qui retient les béquilles engagé dans les chemins de roulement interne et externe lorsque les deux arbres sont arrêtés. Lorsque le chemin de roulement intérieur de l'embrayage est tourné, les béquilles de l'embrayage transmettent le couple depuis le chemin de roulement intérieur vers le chemin de roulement extérieur, ce qui fait tourner la turbine. Pendant la séquence de démarrage, lorsque la turbomachine commence à produire suffisamment de couple pour accélérer au-delà de la capacité de vitesse maximum du démarreur, les béquilles tournent pour désengager le chemin de roulement interne, le démarreur peut maintenant être désactivé et décélérera jusqu'à l'arrêt pendant que la turbomachine continue d'accélérer jusqu'à la vitesse de fonctionnement.

2.9.7.2 Moteur de lancement

Le moteur de démarrage est un moteur à induction à cage d'écureuil, à cycle inverseur de 15 minute, de type polyphasé, installé sur une bride de montage à l'avant du patin d'entraînement des accessoires. Ce moteur fournit un couple de libération élevé et assure l'accélération de la turbine de l'état d'arrêt à la vitesse de libération du démarreur. La puissance du moteur est fournie par le variateur.

Le variateur a vitesse variable polyvalent. Installé hors du skid comprend un bloc d'affichage/touches utilisé pour programmé, à l'aide d'un logiciel, les réglages de configuration.

2.9.8 Système de lubrification de la turbine Centaur 50

Le système d'huile de lubrification a deux objectifs, refroidir la turbine et lubrifier les paliers. Il sert également à fournir la puissance pour le contrôle hydraulique de l'actionneur de carburant, l'aube directrice et la vanne de décharge. Il peut aussi fournir l'huile aux lubrificateurs pneumatiques et au système de joint étanche humide.

Le système d'huile accomplit les fonctions pour lesquelles il a été conçu en incorporant des dispositifs pour les éléments suivants ; Bac à huile, pompe de pré-post lubrification, pompe de secours, pompe de lubrification principale, filtration, contrôle de pression, contrôle de niveau, surveillance de pression, température et niveau.

2.9.8.1 Bacs à huile de lubrification

Le groupe est équipé de deux bacs à huile de lubrification, un sous la turbine et l'autre sous le surcompresseur, à l'intérieur des châssis de base respectifs (skids). Les bacs sont interconnectés par une conduite de retour externe et des tuyaux d'aération dimensionnés pour permettre le déplacement des liquides et des vapeurs entre les bacs pendant le fonctionnement de la turbine.

Le flux d'air provenant des joints étanches à l'air/huile de la turbine aide à purger les vapeurs potentiellement combustibles du réservoir de stockage de l'équipement entraîné par l'évent et du désembueur se trouvant sur le bac d'équipement d'entraînement. Lorsque la conduite d'aération est bouchée, cela peut causer une pression excessive dans les bacs. Si cela venait à se produire, les joints étanches à l'air/huile de la turbine seraient moins efficaces, et l'huile risquerait d'entrer dans des parties de la turbine ou elle n'est pas sensé aller.

La pompe de pré-post lubrification auxiliaire, la pompe de post-lubrification de secours, la pompe à huile de circulation, la soupape régulatrice de pression, la vanne de régulation thermique et les autres composants du système d'huile de lubrification sont montés sur le réservoir de stockage principal sur le côté droit du skid.

La capacité nominale du bac à huile de lubrification de la turbine (entraîneur sans extension pour l'équipement entraîné) est de 2273 à 2727 litres. Les contacteurs de niveau montés sur le bac à huile déclenchent une alarme de faible niveau d'huile si le niveau descend en dessous de 2109 litres pendant le fonctionnement, et la turbine s'arrête automatiquement si le niveau d'huile descend en dessous de 1818 litres. Un

troisième contacteur déclenche une alarme si le niveau du bac monte au-dessus de 2836 litres.

Le regard monté sur le skid de la turbine fournit une indication visuelle du niveau d'huile dans le bac. L'alarme de haut niveau se déclenche à 19.5 pouces, l'alarme de bas niveau se déclenche à 14.5 pouces et l'arrêt automatique à 12.5 pouces.

Une série de bossage dans les couvercles de bac à huile de la turbine permet de raccorder les conduites de drainage d'huile depuis la turbine et les accessoires.

2.9.8.2 Pompe de (Pré-Post) lubrification auxiliaire

Avant le lancement de la turbine et après une séquence d'arrêt, une pompe entraînée par un moteur électrique fournit l'huile de lubrification à la turbine et au compresseur. La pompe auxiliaire est entraînée par un moteur de 5 CV, 460 VCA à une vitesse nominale de 1750 Tr/min. la capacité nominale de la pompe est de 300 litres par minute à la pression maximale de 2,75 bars.

Une soupape de décharge connectée entre le refoulement de la pompe et le collecteur de la pompe et le collecteur d'alimentation en huile de lubrification limite la pression de fonctionnement à environ 1,37 bars. Un clapet anti-retour protège la pompe auxiliaire contre l'écoulement inversé lorsque la pompe à huile de lubrification principale entraînée par la turbine commence à fonctionner. Des conduites secondaires depuis la pompe auxiliaire fournissent l'huile de lubrification aux lubrificateurs pour les moteurs de lancement et le moteur d'entraînement de la pompe à huile d'étanchéité auxiliaire. La conduite d'aspiration de la pompe de lubrification comprend une crépine à 8 mailles.

2.9.8.3 Pompe de post-lubrification de secours

En cas de perte de courant alternatif et de l'arrêt simultané du groupe, une pompe de post-lubrification entraînée par un moteur à courant continu fournit l'huile de lubrification aux paliers chauds de la turbine afin de la refroidir. La pompe est alimentée par un moteur 24 V C.C, d'une puissance de 1 CV tournant à 1750 Tr/min. la capacité nominale de la pompe est de 52,3 litres par minute à 1,034 bars.

Une soupape de sûreté externe incorporée dans le boîtier de la pompe limite la pression dans la pompe à 1,034 bars. Une crépine à 8 mailles est installée dans la conduite d'aspiration de la pompe dans le bac à huile. Un filtre de 10 micromètres, installé dans

la conduite de refoulement depuis la pompe, protège les composants en aval contre les éléments contaminés.

Le retour d'écoulement vers la pompe de secours est évité grâce au clapet anti-retour, installé dans la conduite de refoulement de la pompe de secours. Un autre clapet anti-retour empêche l'huile de s'écouler vers le système de lubrification du surcompresseur lorsque la pompe de secours est en marche. (Les paliers du surcompresseur fonctionnent à des températures relativement froides et n'exigent pas de refroidissement après le fonctionnement).

2.9.8.4 Pompe à huile de lubrification principale

La pompe à huile de lubrification principale est montée sur un patin d'entraînement de l'ensemble prise d'entraînement des accessoires, tournant à environ 2000 Tr/min à

100 % de la vitesse du générateur de gaz. La turbine et ses accessoires exigent un débit d'huile totale de 272,765 litres par minute, le reste est disponible pour l'équipement entraîné. Les canalisations hydrauliques raccordant le(s) orifice(s) de refoulement de la pompe au collecteur de régulation d'huile de lubrification pour distribuer l'huile aux différents composants du groupe. Une crépine d'aspiration à 8 mailles est posée dans la conduite d'aspiration de la pompe dans le bac à huile de lubrification de la turbomachine.

2.9.8.5 Filtre à huile de lubrification

La plupart des groupes sont équipés d'un système de filtre à huile de lubrification double, qui comprend deux filtres identiques, ainsi que de quoi isoler afin d'effectuer son entretien pendant que le groupe fonctionne. Chaque logement de filtre a une capacité d'environ 86,4 litres d'huile et contient un élément filtrant remplaçable de 5 micromètre. Les raccordements de vidange depuis le logement sont acheminés vers la surface extérieure du rail du skid de la turbine afin de faciliter la vidange du logement lors d'un service d'entretien.

Une vanne sélectrice à fonctionnement manuel permet d'acheminer l'huile de lubrification au côté aspiration d'un des logements, ou des deux simultanément.

Les clapets anti-retour dans les conduites de sortie de filtre permettent à l'huile de circuler seulement vers le collecteur d'alimentation d'huile de lubrification afin d'effectuer, en toute sécurité, l'entretien des éléments hors service lorsque le groupe

fonctionne. Une vanne et une conduite d'équilibrage permettent de remplir un filtre qui a été vidangé et dont on a effectué l'entretien. Une vanne d'évent manuelle en haut de chaque logement permet de purger l'air des logements après un service d'entretien.

La pression différentielle sur le système de filtre est contrôlée par un manomètre différentiel et un commutateur connecté en parallèle au système. Le manomètre est monté sur le pupitre indicateur de la turbine et il indique la pression différentielle sur filtre sur une échelle de 0 à 6,9 bars. Le détecteur d'alarme est réglé pour afficher un message d'alarme sur l'armoire de contrôle-commande si la pression différentielle du filtre dépasse 3,44 bars. Les filtres doivent être entretenus lorsque la pression différentielle atteint environs 2 bars.

2.9.8.6 Contrôle de la pression d'huile

La pression d'huile de lubrification est régulée par la soupape régulatrice de pression PCV901. Il s'agit d'une soupape régulatrice qui fonctionne en faisant passer l'excédent d'huile provenant de la pompe de lubrification principale de la turbine dans le bac à huile. Elle ne fait pas passer l'huile qui va dans le groupe. PCV901 fait partie de VMF921. Elle décharge assez d'huile pour maintenir la pression d'huile à 3,8 bars.

Si la pression provenant de la pompe à huile de lubrification principale de la turbine venait à dépasser 10,3bars, la soupape s'ouvre et libère l'excès de pression dans le bac à huile.

2.9.8.7 Contrôle de température d'huile

Pour que le groupe fonctionne correctement, la température d'huile doit être contrôlée afin de rester dans une plage de fonctionnement acceptable. Le système de refroidissement d'huile permet d'empêcher l'huile de devenir trop chaude pendant le fonctionnement du groupe. Si elle devient trop chaude, l'huile perd sa viscosité. Le système de chauffage d'huile permet de chauffer l'huile pendant que le groupe est arrêté. Si l'huile devient trop froide, elle devient trop épaisse pour s'écouler correctement dans les paliers à huile.

2.9.8.8 Réfrigérant d'air/huile

Les échangeurs thermiques air/huile refroidissent le système d'huile de lubrification pendant le fonctionnement du groupe. Le réfrigérant est équipé d'un ventilateur hydraulique ou à moteur électrique qui le rend encore plus efficace. Les réfrigérant sont

montés en dehors de l'enceinte pour obtenir un taux de chaleur optimum et pour réduire la charge calorifique du bâtiment.

2.9.8.9 Vanne de régulation de température

Le débit d'huile est dirigé à travers les réfrigérants par la vanne régulatrice de température qui fait partie de VMF921. Pendant les premières minutes de fonctionnement du groupe, l'huile provenant de la pompe à lubrification principale de la turbine passe directement dans la turbine. Lorsque la température augmente, la vanne s'ouvre. Cela force l'huile provenant de la pompe à huile principale de la turbine à sortir du collecteur en amont de la vanne vers les réfrigérants d'huile. A 140°F la vanne est complètement ouverte. Si la pression sur les réfrigérant d'huile dépasse 3,4 bars, la soupape de sureté de réfrigérant d'huile s'ouvre et permet à l'huile de contourner le réfrigérant.

Après 30 minutes de fonctionnement, la température d'huile doit être comprise entre 313,5 et 304,8 kelvin. Si ce n'est pas le cas, une séquence d'arrêt en raison de température d'huile trop basse est activée.

2.9.8.10 Chauffage du bac à huile de lubrification

Il est possible de monter un réchauffeur d'une puissance de 18 KW dans le bac à huile de lubrification de la turbine. Le fonctionnement du réchauffeur est contrôlé par le système de contrôle-commande électronique de façon à maintenir une température d'huile dans le bac de 291,5 à 294,3 kelvin. Le circuit d'alimentation du réchauffeur est verrouiller avec d'autres éléments du système de contrôle-commande afin d'assurer que la pression d'huile de lubrification provenant de la pompe à huile auxiliaire est supérieur ou égale à 0,41 bars et que le niveau d'huile de lubrification dans le bac de la turbine est au-dessus du niveau prédéterminer avant d'activer le réchauffeur.

2.9.8.11 Actionneurs hydraulique

La pression de fonctionnement pour les actionneurs contrôlant la vanne de décharge d'air, les aubes directrice mobiles et la vanne de laminage du carburant est fournie depuis la pompe à huile de lubrification principale de la turbine. L'alimentation aux actionneurs est connectée en amont de la soupape régulatrice de pression par un filtre distinct, autre que les filtres principaux du groupe. Si ce filtre n'est pas entretenu, l'actionneur de carburant fonctionne lentement. Les conduites de retour provenant des

actionneurs sont acheminées directement vers le bac à huile de lubrification de la turbine.

2.9.8.12 Description du fonctionnement

Au démarrage, la pompe de post-lubrification de secours est activée pour tester son fonctionnement pendant 30 secondes (maximum). Si elle fonctionne correctement, la pression d'huile est de 0,41 bars sur le transducteur de pression d'huile. Si la pompe ne fournit pas pression minimum au cours de ces 30 secondes, le démarrage est automatiquement annulé et le message pression lubrification de secours s'affiche sur l'écran à tube cathodique de l'armoire de contrôle-commande. Si la pompe fournit la pression appropriée, le temporisateur est de nouveau réglé sur 30 secondes, la pompe de secours est arrêtée et la pompe de pré-post lubrification auxiliaire est activée pendant 30 secondes.

La pompe de lubrification auxiliaire doit produire une pression d'huile d'au moins 0,41 bar pendant la période de pré-lubrification de 30 seconds, autrement la machine s'arrête et un message indiquant une pression faible de l'huile de pré-lubrification s'affiche.

Au cours de la période de pré-lubrification, la pression d'huile est limitée à 1,38 bar (maximum) par la soupape de décharge de pré-lubrification.

Lors de la séquence d'arrêt, la pompe entraînée par la turbine s'arrête progressivement. Lorsque la pression d'huile baisse à 1,72 bars, la pompe auxiliaire à courant alternatif est démarrée et fournit la pression d'huile de post-lubrification requise. La poste lubrification est continue pendant 55 minutes afin de refroidir les paliers. Si la pression d'huile baisse à 0,3 bar ou moins, la pompe de secours à courant continu est activée.

2.9.9 Système de protection

2.9.9.1 Système de protection de survitesse

Lors d'un problème de survitesse un signal est émis par le contrôleur électrique pour arrêter le carburant. Au-delà d'une valeur limite, une sorte de freinage mécanique (arrêt de la machine) est déclenché automatiquement.

2.9.9.2 Système de protection de dépassement de température

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

2.9.9.3 Système de protection et de détection des vibrations

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

2.9.9.4 Système de protection et de détection de flamme

Le système sert pour les trois fonctions principales suivantes :

- 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.
- 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.
- S'il y a une disparition de flamme après que l'allumage ait été établi, la totalité du débit de combustible alimentant la chambre est immédiatement arrêtée pour empêcher le combustible non brûlé de pénétrer dans l'échappement.

2.9.9.5 Régulation de pompage de la turbomachine

Pendant la séquence de démarrage et d'arrêt, les étages avant du compresseur de la turbomachine produiront plus d'air comprimé que les étages arrière du compresseur peuvent prendre en charge. L'excès d'air comprimé peut s'entasser dans les derniers étages de compression et, si cet excès est assez important, son flux peut changer de direction pour retourner dans le compresseur. Cette situation s'appelle le pompage du compresseur et peut être très nuisible à une turbomachine. Le pompage de la turbomachine est évité de deux manières. Les aubes directrices mobiles à l'entrée et les deux premiers étages du compresseur sont conçus pour faire correspondre aérodynamiquement les étages de basse pression du compresseur à ceux de haute pression. Puisque l'angle de l'ailette détermine les caractéristiques de compression

pour chaque étages de compression, les étages de basse pression critiques sont ajustés pour produire un flux d'air équilibré et une performance optimale du compresseur en changeant l'angle des aubes mobiles pendant les séquences de démarrage et d'arrêt de la turbomachine. Simultanément, lorsque la turbine est à basse vitesse, les vannes décharge d'air détournent l'excès d'air P_{cd} de l'échappement du compresseur directement dans le flux d'échappement, contournant la chambre de combustion et la section turbine. Ces deux systèmes aident à réduire l'excès de volume d'air dans la turbomachine à ces moments critiques et évitent ainsi son pompage.

Conclusion

Nous avons vu dans ce chapitre la description et le fonctionnement de la turbine à gaz ce que nous a donné une vision claire sur cette dernière, ainsi que dans ce chapitre on a présenté la turbine à gaz Solar Centaur 50 et ses principaux éléments ce qui nous a permis de conclure que cette dernière est un moteur transformant l'énergie cinétique des gaz en énergie mécanique.

Nous observons aussi qu'elle peut être classifiée par plusieurs façons par exemple par modes de travail et par de fonctionnement thermodynamique.

Chapitre 3 : Calcul thermodynamique de la turbine à gaz Centaur 50

Introduction

Les calculs énergétiques ont pour but de déterminer les performances dans les conditions d'exploitation de ces machines (Centaur 50) 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 :

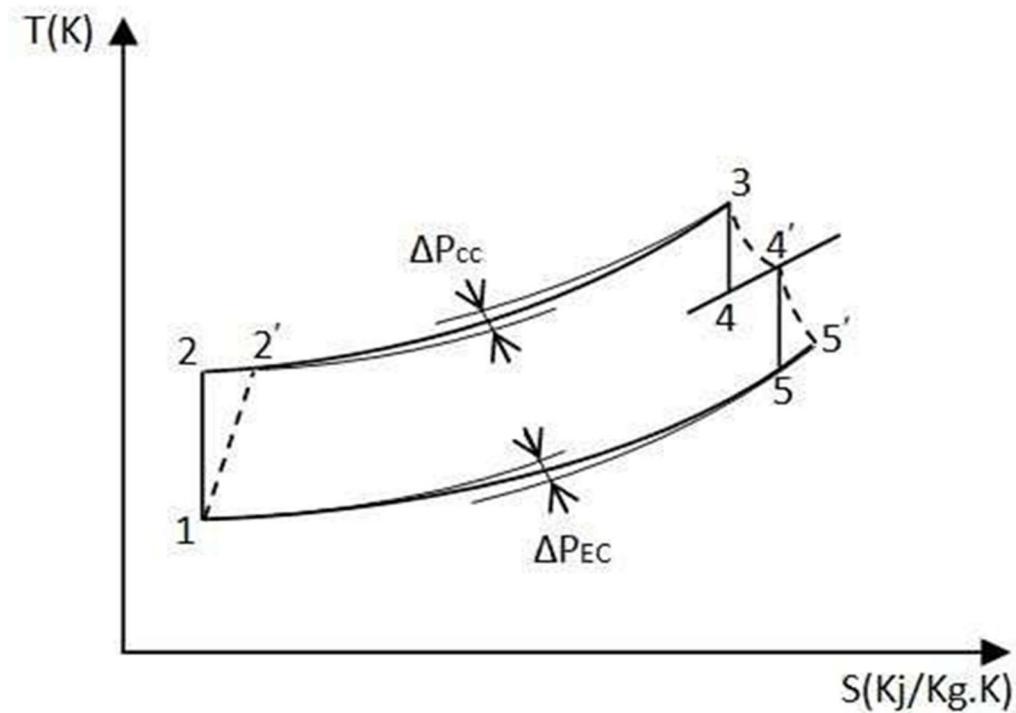


Figure 3.1: Cycle réel de la turbine à gaz

3.1 Données de turbines à gaz bi-arbres

3.1.1 Paramètre de l'air ambiant

- Température ambiante $T_a=34^\circ\text{C}$
- pression ambiante d'après l'équation (3)

3.1.2 Caractéristique de fonctionnement de la turbine à gaz

Données du constructeur

- Taux de compression : $\tau = 10.6:1$
- L'altitude $Z=600\text{m}$
- Pertes de charge d'entrer $\Delta P_a = 0,0098$ bars
- Débit de combustible : $Q_c = 0,409$ kg/s
- Débit d'air total : $Q_{aa} = 18,4$ kg/s
- Débit d'air pour la combustion : $Q_{ac} = 18,4$ kg/s
- Rendement isentropique de compression : $\eta_c = 0,88$
- Pouvoir calorifique inférieur du combustible (gaz naturel)
 $P_{ci} = 8500 \text{Kcal/m}^3$
- Tableau de composition du combustible
- Pertes de charge chambre de combustion $\Delta P_{cc} = 0,21$ bar
- Rendement de la chambre de combustion : $\eta_{cc} = 0,97$
- Rendement mécanique de transmission compresseur - turbine THP, $\eta_{mthp} = 0,98$
- rendement isentropique de la turbine HP : $\eta_{isthp} = 0,88$
- vitesse de rotation de la turbine HP : $N_{THP} = 15000$ tr/min
- Rendement isentropique de la turbine BP : $\eta_{istbp} = 0,87$
- Vitesse de rotation de la turbine TBP : $N_{TBP} = 16500$ tr/min
- Pertes de charge à l'échappement $\Delta P_{ec} = 0,00995$ bars
- Rendement mécanique de la transmission de turbine - charge: $\eta_{mtbp} = 0,97$
- Puissance utile $P_u = 4570$ KW
- Rendement de l'installation $\eta_g = 0,299$

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 à gaz Centaur 50

3.2.1 Calcul des paramètres du compresseur axial

- Température à l'admission du compresseur T_1

$$T_1 = T_a \dots \dots \dots (1)$$

$$T_1 = (34 + 273,15)$$

$$T_1 = 307.15 \text{ k}$$

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

- Pression de d'admission du compresseur P_1

$$P_1 = P_a - \Delta P_a \dots \dots \dots (2)$$

Où :

P_a : La pression atmosphérique dans la zone d'installation de la turbine.

ΔP_a : Chute de pression dans le canal d'admission.

$$P_a = P_0 \left(1 - \left(\frac{0,0065}{288,15} \right) \cdot Z \right)^{5,255} \dots \dots \dots (3)$$

P_0 La pression atmosphérique au niveau de la mer, $P_0 = 1,0133 \text{ bar}$

$$P_a = 0,9432 \text{ bars}$$

Donc,

$$P_1 = 0,9432 - 0,0098$$

$$P_1 = 0,9334 \text{ bars}$$

- Pression P_2 et température T_2 de fin de compression isentropique

$$P_2 = P_1 \cdot \tau \dots \dots \dots (4)$$

$$P_2 = 0,9334 \cdot 10,6$$

$$P_2 = 9,8940 \text{ bars}$$

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} \dots \dots \dots (5)$$

$$T_2 = 602,07 \text{ k}$$

La chaleur massique moyenne

La chaleur spécifique de l'air C_p à la température $T < 1300 \text{ K}$

$$C_{pT} = 0,9648 + 0,099 \cdot \frac{T}{1000} \dots\dots\dots(6)$$

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

$$C_{p(T_1, T_2)} = \frac{C_{pT_2}(T_2 - 273,15) - C_{pT_1}(T_1 - 273,15)}{(T_2 - T_1)} \dots\dots\dots(7)$$

$$\gamma_a = \frac{C_{p(T_1, T_2)}}{C_{p(T_1, T_2)} - r} \dots\dots\dots(8)$$

Avec r = 0,287 KJ/kgK

Les valeurs de T₂, C_{pT}, C_{p(T₁, T₂)} et de γ_a sont déterminées respectivement à partir des Equations (5), (6), (7) et (8) en procédant par itération avec une valeur initiale de γ_a choisi

- γ_a = 1,4
- T₂ = 602,07 k
- C_{pT₁} = 0,9952 Kj/Kg. K
- C_{pT₂} = 1,0244 Kj/Kg. K
- C_{p(T₁, T₂)} = 1,0277Kj/Kg. K
- γ_a = 1,0357

- Pression P₂' et température T₂' de fin de compression polytropique

$$P_2' = P_2 \dots\dots\dots(9)$$

P₂' = 9,8940 bars

Calcul de T₂':

Le rendement de compression isentropique est défini par

$$\eta_c = \frac{C_{p(T_1, T_2)}(T_2 - T_1)}{C_{p(T_1, T_2')}(T_2' - T_1)} \dots\dots\dots(10)$$

Donc

$$T_{2'} = T_1 + \frac{C_{p(T_1, T_2)}(T_2 - T_1)}{\eta_c C_{p(T_1, T_2')}} \dots\dots\dots(11)$$

$$C_{p(T_1, T_2')} = \frac{C_{pT_2'}(T_2' - 273,15) - C_{pT_1}(T_1 - 273,15)}{(T_2' - T_1)} \dots\dots\dots(12)$$

Les valeurs de T₂', C_{pT₂'}, C_{p(T₁, T₂')} sont déterminées respectivement à partir des équations

(11), (6) et (12) par itération avec une valeur initiale de C_{p(T₁, T₂')} choisi, C_{p(T₁, T₂')} = C_{p(T₁, T₂)}

T₂' = 642,28 k

Après plusieurs itérations(5), les valeurs de T₂' et C_{pT₂'} et C_{p(T₁, T₂')} sont :

T₂' = 641,0128k

$$C_{pT_2}' = 1,02826 \text{ Kj/Kg. k}$$

$$C_{p(T_1, T_2')} = 1,03162 \text{ Kj/Kg. k}$$

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 P_3

$$P_3 = P_2' - \Delta P_{cc} \dots\dots\dots(13)$$

$$P_3 = 9,8940 - 0,21$$

$$P_3 = 9,684 \text{ bars}$$

- Température de fin de combustion T_3

La valeur de la température T_3 est déterminée du bilan de la chambre de combustion suivant

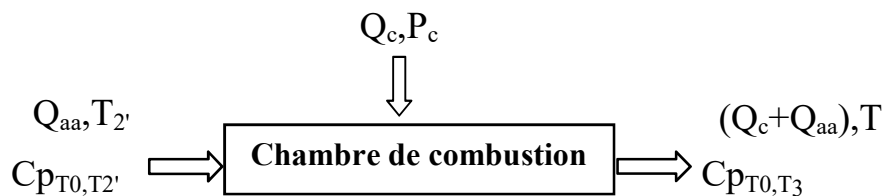


Figure 3.2 : Schéma de principe du bilan de la chambre de combustion

$$Q_{ac} C_{P(T_2', T_0)} (T_2' - T_0) + \eta_{cc} Q_c P_{ci} = (Q_{ac} + Q_c) C_{P(T_0, T_3)} (T_3 - T_0) \dots \dots \dots (14)$$

$$T_0 = 273,15 \text{ K}$$

$$P_{ci} = 8500 \text{ Kcal/m}^3$$

Volume molaire aux conditions normales = 22,4 m³

Donc le volume massique aux conditions normales :

$$V_m = \frac{22,4}{20,33} = 1.102 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$P_{ci} \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3} \right) = P_{ci} V_m \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} \right) \dots \dots \dots (15)$$

$$P_{ci} = 9367 \text{ Kcal/Kg}$$

$$P_{ci} = 39341,4 \text{ Kj/Kg}$$

$$T_3 = T_0 + \frac{Q_{ac} C_{P(T_2', T_0)} (T_2' - T_0) + \eta_{cc} Q_c P_{ci}}{(Q_{ac} + Q_c) C_{P(T_0, T_3)}} \dots \dots \dots (16)$$

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

$$C_{P(T_0, T_3)} = 0,9718 + \frac{0,0414}{\lambda} + \left(\frac{0,0536}{\lambda} + 0,0927 \right) \cdot \frac{T_3}{1000} [5] \dots \dots \dots (17)$$

$$\lambda = m_{air,r} / m_{air,st} \dots \dots \dots (18)$$

$m_{air,r}$ = La masse d'air réel

$m_{air,st}$ = La masse d'air stoechiométrique

La masse stœchiométrique de l'air de combustion $m_{air,st}$ est déterminée des réactions des différents composants du combustible.

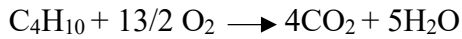
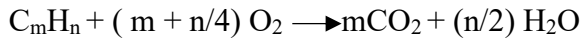
Le combustible utilisé dans la turbine à gaz est un gaz naturel provenant de l'usine de gaz (FGL) et dont la composition est présentée dans le tableau suivant :

Composé Gaz	Symbole	Formule chimique	Fraction	Masse molaire
Méthane	C ₁	CH ₄	73,69	16,049
Ethane	C ₂	C ₂ H ₆	21,26	30,08
Propan	C ₃	C ₃ H ₈	1,11	44,11
Iso-butane	iC ₄	iC ₄ H ₁₀	0,08	58,141
Normal-butane	nC ₄	nC ₄ H ₁₀	0,49	58,141
Iso-pentane	iC ₅	iC ₅ H ₁₂	0,36	72,17
Normal-pentane	nC ₅	nC ₅ H ₁₂	0,37	72,17
Azote	N ₂	N ₂	2,17	28,013
Dioxyde de carbone	CO ₂	CO ₂	0,35	44,01
Masse Moléculaire	21,2			

figure 3.3: Composition du gaz combustible

➤ Réaction chimique de la combustion

La combustion provient de l'oxydation des différents composant du gaz naturel selon les reactions suivantes :



➤ Détermination la masse d'air stœchiométrique

La quantité d'oxygène pour la combustion d'un composant C_mH_n est ni

$$n_i = (m + n/4) \cdot x_i \dots\dots\dots(18-1)$$

La quantité molaire d'oxygène nécessaire est obtenue par :

$$n(O_2)_{min} = 2(0,7369) + 7/2 (0,2126) + 5(0,0111) + 13/2 (0,0008+0,0049) + 8(0,0036+0,0037)$$

$$n(O_2)_{min} = 2,36885 \text{ moles}$$

La masse d'oxygène nécessaire est donc :

$$m(O_2)_{min} = n(O_2)_{min} \cdot M_{O_2}$$

$$m(O_2)_{min} = 75,83 \text{ g}$$

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

Alors la masse totale d'air minimale nécessaire à la combustion est :

$$m(air)_{min} = m(O_2)_{min} / 0,232 = 326,9 \text{ g}$$

La masse du combustible correspondante est :

$$m_c = \sum x_i \cdot M_i = 20,33g \dots\dots\dots(18-2)$$

x_i = fraction molaire du composant i du gaz

M_i = les masse molaire du

composant i du gaz D'où le

rapport stœchiométrique

$$\alpha_{air,st} = \frac{\text{masse d'air}}{\text{masse de combustible}} \dots\dots\dots(18-3)$$

$$\alpha_{\text{air,st}} = \frac{326,9}{20,33}$$

$$\alpha_{\text{air,st}} = 16,08$$

➤ Calcul la masse d'air réel

Le débit massique de l'air pour la vitesse de rotor
15000 tr/min est :

$$Q_{\text{ac}} = 18,4 \text{ kg/s}$$

Débit massique du gaz
combustible:

$$Q_{\text{c}} = 0,409 \text{ kg/s}$$

$$m_{\text{air,r}} = \frac{Q_{\text{ac}}}{Q_{\text{c}}} \dots\dots\dots (18-4)$$

$$m_{\text{air,r}} = 44,99$$

➤ Calcul d'excès d'air λ

Donc, le coefficient d'excès d'air : $\lambda = m_{\text{air,r}} / m_{\text{air,st}}$

$$\lambda = \frac{44,99}{16,08}$$

$$\lambda = 2,7978$$

Les valeurs de $C_{\text{P}}(T_0, T_3)$ et de T_3 sont déterminées à partir des équations (17) et (16) par itération avec une valeur initiale de T_3 choisi

Note: généralement la valeur de la température de fin de combustion est supérieure à 1100 K et inférieure à 1422 K , donc on utilise la température moyenne, $T_3 = 1261 \text{ K}$, de l'équation (17) calcule de $C_{\text{P}}(T_0, T_3)$ puis de (16) recalcule de T_3 et ainsi de suite :

$$C_{\text{P}(T_0, T_3)} = 1,1352 \text{ Kj/Kg k}$$

$$T_3 = 1330,09 \text{ k}$$

3.2.3 Section turbine à gaz

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

- Calcule de température de fin de détente réelle T_4'

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

$$P_c = P_{THP} \cdot \eta_{mthp} = Q_{aa} \cdot C_{P(T_1, T_2')} \cdot (T_2' - T_1) \dots \dots \dots (19)$$

P_c : Puissance du compresseur

P_{THP} : Puissance de la turbine haute pression

$$P_{THP} = (Q_{ac} + Q_c) \cdot C_{P(T_3, T_4')} \cdot (T_3 - T_4') = \frac{Q_{aa} \cdot C_{P(T_1, T_2')} \cdot (T_2' - T_1)}{\eta_{mthp}} \dots \dots \dots (20)$$

$$T_4' = T_3 - \frac{Q_{aa} \cdot C_{P(T_1, T_2')} \cdot (T_2' - T_1)}{(Q_{ac} + Q_c) \cdot C_{P(T_3, T_4')} \cdot \eta_{mthp}} \dots \dots \dots (21)$$

$$C_{P(T_3, T_4')} = \frac{C_{PT_4'}(T_4' - 273,15) - C_{PT_3}(T_3 - 273,15)}{(T_4' - T_3)} \dots \dots \dots (22)$$

La valeur de la température T_4' et $C_{PT_4'}$ sera déterminée de la relation (21) et (6) et pour cela il faut la chaleur spécifique moyenne de la détente haute pression $C_P(3,4')$ est supposée en premier égale $C_P(2',3)$ qui est déterminée de l'équation suivante:

$$C_{P(T_2', T_3)} = 0,9102 + \frac{0,1187}{\lambda} + 0,1187 \cdot \left(\frac{T_2' + T_3}{1000} \right) \dots \dots \dots (23)$$

Donc $C_{P(T_3, T_4')} = C_{P(T_2', T_3)} = 1,1345 \text{ Kj/Kg. K}$

La valeur de la température T_4' est calculée de l'équation (21)

$$T_4' = 1040,3244 \text{ K}$$

Puis par plusieurs itérations (4) jusqu'à fixer les valeurs:

$$C_{PT_4'} = 1,0674 \text{ Kj/Kg. K}$$

$$C_{P(T_3, T_4')} = 1,1721 \text{ Kj/Kg. K}$$

$$T_4' = 1036,763 \text{ K}$$

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

$$\eta_{ishp} = \frac{C_{P(T_3, T_4')} \cdot (T_3 - T_4')}{C_{P(T_3, T_4)} \cdot (T_3 - T_4)} \dots \dots \dots (24)$$

$$T_4 = T_3 - \frac{C_{P(T_3, T_4')} \cdot (T_3 - T_4')}{C_{P(T_3, T_4)} \cdot \eta_{ishp}} \dots \dots \dots (25)$$

$$C_{P(T_3, T_4)} = \frac{C_{PT_4}(T_4 - 273,15) - C_{PT_3}(T_3 - 273,15)}{(T_4 - T_3)} \dots \dots \dots (26)$$

Considérons $CP(T_3, T_4) = CP(T_3, T_4')$

Calcule CPT_4 par l'équation (6)

Puis calcul de T_4 et de la même façon que pour la détente réelle, recherche par itération des valeurs:

$$C_{PT_4} = 1,0633 \text{ Kj/Kg. k}$$

$$C_{P(T_3, T_4)} = 1,1681 \text{ Kj/Kg. k}$$

$$T_4 = 995,61 \text{ k}$$

- Calcul la pression à la sortie de la turbine HP exprimée par

$$P_4 = P_3 \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\gamma_{ghp} / \gamma_{ghp} - 1} \dots \dots \dots (27)$$

L'exposant isentropique γ_{ghp} est donné par :

$$\gamma_{ghp} = \frac{C_{P(T_3, T_4)}}{C_{P(T_3, T_4)}^{-0,287}} = 1,2213 \dots \dots \dots (28)$$

D'où

$$P_4 = 9,684 \left(\frac{837,406}{1160,55} \right)^{1,2213 / 0,2213}$$

$$P_4 = 1,9577 \text{ bars}$$

$$P'_4 = P_4 = 1,9577 \text{ bars}$$

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

- Pression d'échappement P5 et P5'

$$P_5 = P_1 + \Delta P_{ech} \dots\dots\dots(29)$$

Avec : $P_1 = 0,9334$ bars

ΔP_{ech} est donnée égale à : $\Delta P_{ech} = 0,0099536$ bars

D'où

$$P_5 = P_5' = 0,9433 \text{ bars}$$

- La température de fin de détente isentropique T5

$$T_5 = T_4' \cdot \left(\frac{P_5}{P_4'}\right)^{\gamma_{gbp}^{-1}/\gamma_{gbp}} \dots\dots\dots(30)$$

$$C_{P(T_4', T_5)} = \frac{C_{PT_5}(T_5 - 273,15) - C_{PT_4'}(T_4' - 273,15)}{(T_5 - T_4')} \dots\dots\dots(31)$$

L'exposant isentropique γ_{gbp} est déterminé par :

$$\gamma_{gbp} = \frac{C_{P(T_4', T_5)}}{C_{P(T_4', T_5)} - r} \dots\dots\dots(32)$$

Avec $r = 0,287$ KJ/kg k

Les valeurs de C_{PT_5} et de $C_P(T_4', T_5)$ et de T_5 sont déterminées à partir des équations (6) et (31) et (30) par itération (4) avec une valeur initiale de γ_{gbp} choisi:

$\gamma_{gbp} = \gamma_{ghp}$, de (31) calcule de $C_P(T_4', T_5)$ puis de (30) recalcule de T_5 et ainsi de suite:

$$\gamma_{gbp} = 1,174$$

$$C_{PT_5} = 1,0568 \text{ Kj/Kg. K}$$

$$C_{P(T_4', T_5)} = 1,1328 \text{ Kj/Kg. k}$$

$$T_5 = 930,391 \text{ k}$$

- Température de fin de détente réelle T5'

$$\eta_{isbp} = \frac{C_{P(T_4', T_5')} \cdot (T_4' - T_5')}{C_{P(T_4', T_5)} \cdot (T_4' - T_5)} \dots \dots \dots (33)$$

$$T_5' = T_4' - \frac{\eta_{isbp} C_{P(T_4', T_5)} \cdot (T_4' - T_5)}{C_{P(T_4', T_5')}} \dots \dots \dots (34)$$

$$C_{P(T_4', T_5')} = \frac{C_{PT_5'}(T_5' - 273,15) - C_{PT_4'}(T_4' - 273,15)}{(T_5' - T_4')} \dots \dots \dots (35)$$

Considérons $CP(T_4', T_5') = CP(T_4', T_5)$

Calcule CPT5' par l'équation (6), Puis calcul de T5' et de la même façon que pour la fin de la détente réelle, recherche par itération des valeurs:

$$C_{PT_5'} = 1,0582 \text{ Kj/Kg. k}$$

$$C_{P(T_4', T_5')} = 1,1341 \text{ Kj/Kg. k}$$

$$T_5' = 944,325 \text{ k}$$

3.3 Performance de la turbine

3.3.1 Le travail massique de la turbine haute pression THP

$$W_{THP} = C_{P(T_3, T_4')} (T_3 - T_4') \dots \dots \dots (36)$$

$$W_{THP} = 1,1721 \cdot (1330,09 - 1036,763)$$

$$W_{THP} = 343,8085 \text{ Kj/kg}$$

3.3.2 La puissance de la turbine haute pression THP

$$P_{THP} = (Q_{ac} + Q_c) W_{THP} \dots \dots \dots (37)$$

$$P_{THP} = (18,4 + 0,409) \cdot W_{THP}$$

$$P_{THP} = 6466,69 \text{ KW}$$

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

$$W_u = C_{P(T_4', T_5')} (T_4' - T_5') \dots \dots \dots (38)$$

$$W_u = 1,1341 \cdot (1036,763 - 944,325)$$

$$W_u = 104,8339 \text{ Kj/Kg}$$

3.3.4 La puissance utile de la turbine

$$P_u = W_u \cdot Q_{gc} \dots \dots \dots (39)$$

$$P_u = W_u \cdot (Q_{ac} + Q_c)$$

$$P_u = 104,8339 \cdot (18,4 + 0,409)$$

$$P_u = 1971,82 \text{ KW}$$

3.3.5 Le rendement global de la turbine est par définition

$$\eta_g = \frac{P_u}{P_{th}} \dots \dots \dots (40)$$

P_{th} : La puissance thermique

$$P_{th} = P_{ci} \cdot Q_c \cdot \eta_{cc} \dots \dots \dots (41)$$

$$P_{th} = 39341,4 \cdot 0,409 \cdot 0,97$$

$$P_{th} = 15607,9136 \text{ KW}$$

$$\eta_g = \frac{1971,8208}{15607,9136}$$

$$\eta_g = 0,126$$

	Puissance utile P_u (KW)	Rendement global η_g %
Donner du constructeur	4570	29,9
Résultat de calcule	1971,82	12,6

Figure 3.4 : les valeurs des performances du constructeur et les résultats du Calcul de cette étude.

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, dans le régime considéré nous avons les diminutions des caractéristiques principales :

$$\frac{\Delta P_u}{P_u} = \frac{P_u - P_u'}{P_u} = \frac{4570 - 1971,8208}{4570} = 56,85 \%$$

$$\frac{\Delta \eta_g}{\eta_g} = \frac{\eta_g - \eta_g'}{\eta_g} = \frac{29,9 - 12,6}{29,9} = 62 \%$$

Donc la puissance utile diminue de 56,85 % et le rendement global de 62 %.

Réellement il y a des facteurs (la température, la pression et l'humidité) qui présentent une influence différente sur les performances de la turbine. Mais ces performances restent dans une marge pour un fonctionnement acceptable de la turbine.

3.3.7 Influence des facteurs sur les performances de la turbine à gaz

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

Ces facteurs sont :

- La température ;
- La pression ;
- L'humidité ;
- Les poussières.

3.3.7.1 La température ambiante

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

3.3.7.2 La pression atmosphérique

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

3.3.7.3 L'humidité relative

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

3.3.7.4 Les poussières

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

Conclusion

On constate que, la température ambiante et la pression ambiante jouent un rôle important dans le rendement, la puissance de la turbine.

Chapitre 4 : Maintenance de la turbine à gaz Solar Centaur 50

Introduction

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

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.

Selon la norme AFNOR X 60-010, la maintenance est définie comme suit:

« c'est l'ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié en mesure d'assurer un service déterminé ».

4.2 But de la maintenance

Parmi les buts essentiels de la maintenance on cite :

- Prolonger la durée de vie du matériel.
- Diminuer le temps d'arrêt en cas de panne.
- Faciliter la gestion des stocks.
- Amélioration de production en optimisant les coûts engendrés des différentes opérations de maintenance.
- Assurer le bon fonctionnement du matériel

4.3 Différents types de maintenance

On distingue deux types de maintenance : la maintenance préventive et la maintenance corrective.

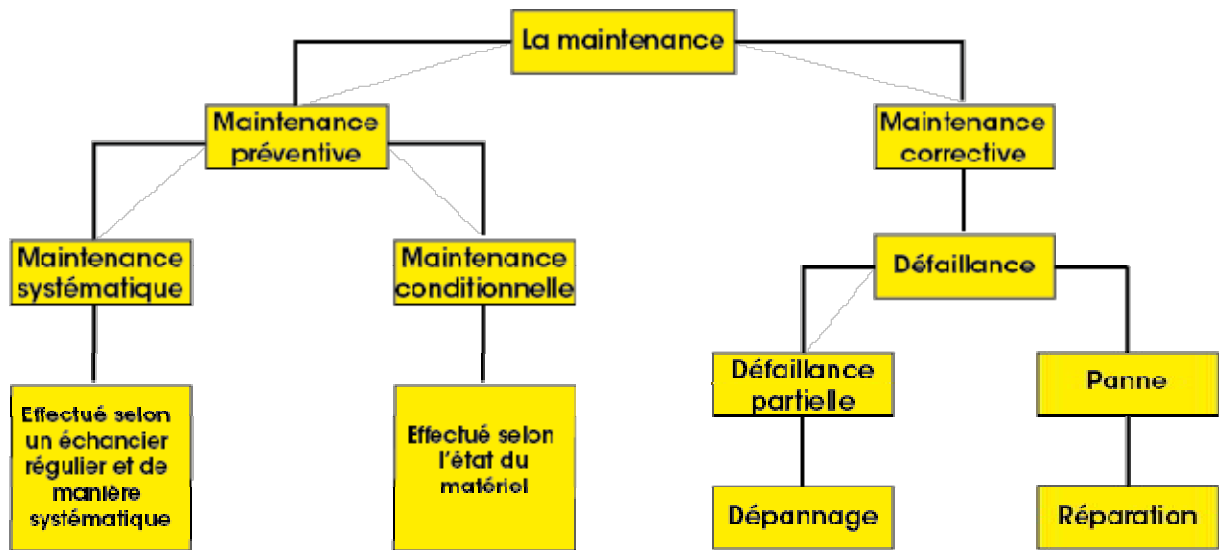


Figure 4.1: Organigramme de maintenance

4.3.1 La maintenance préventive

Elle vise à diminuer la probabilité de défaillance d'un système, pour cela elle s'appuie sur la maintenance systématique et la maintenance conditionnelle.

La maintenance préventive se divise en deux formes essentielles.

4.3.1.1 Maintenance préventive systématique

C'est la maintenance qui est effectuée selon un échéancier établi en fonction du temps, ou du nombre d'unités d'usage, cette maintenance se pratique quand on souhaite procurer à un équipement une sécurité de fonctionnement.

4.3.1.2 Maintenance préventive conditionnelle

C'est une maintenance subordonnée à un type d'événement prédéterminé révélateur de l'état de dégradation du bien. Cette forme de maintenance permet d'assurer une surveillance continue des points sensibles de l'équipement au cours des visites préventives dont le rôle est d'éliminer les pannes accidentelles ou de les réduire à un niveau acceptable.

Il existe un troisième type de maintenance qui est la maintenance méliorative, qui consiste à débarrasser définitivement les causes de défaillance par des modifications, ce type de maintenance est nécessaire pour :

- Déterminer les causes réelles du problème traité.

- Imaginer les remèdes adaptés à leur suppression.

4.3.2 La maintenance corrective

Elle s'applique après la panne et consiste au dépannage ou à la réparation.

Maintenance corrective (curative)

-Selon AFNOR :

« Opération de maintenance effectuée après détection d'une défaillance ».

Elle consiste à remettre l'équipement en état de marche lors d'une panne.

La maintenance corrective débouche sur deux types d'intervention :

4.3.2.1 Les dépannages

Ils consistent à la remise en marche provisoire de l'équipement. Ils caractérisent la maintenance palliative.

4.3.2.2 Les réparations

Dans ce cas la maintenance sera une intervention définitive et limitée, elles caractérisent la maintenance curative. Donc la maintenance corrective assure :

- Une amélioration éventuelle (correction), visant à éviter la répétition de panne ou à minimiser ses effets sur le système (surveillance par analyse de vibrations).
- Une mise en mémoire de l'intervention permettra une amélioration ultérieure.

4.4 Maintenance appliquée sur les turbines à gaz Centaur 50

4.4.1 Programme de maintenance

L'inspection et la maintenance systématique de la turbomachine et de l'équipement de contrôle doivent être effectuées à des intervalles établis. Une vérification des besoins d'entretien courant selon les conditions de marche établira les plans de maintenance et d'inspection les plus pratiques. Une maintenance systématique approfondie à des moments bien précis réduira la fréquence de maintenance corrective.

La fréquence de la maintenance systématique est basée sur les heures de fonctionnement de la machine par année. Elle est divisée en trois catégories ; opérationnelle, intermédiaire et majeure. Il n'est pas nécessaire que l'équipement soit à l'arrêt pour exécuter une maintenance opérationnelle, pour la maintenance intermédiaire et majeure, l'équipement doit être à l'arrêt.

La maintenance opérationnelle comprend une inspection extérieure visant à s'assurer que l'équipement fonctionne correctement et à détecter tout signe avant-coureur de détérioration. La maintenance met l'accent sur la vérification des systèmes de protection et le nettoyage du compresseur de turbine, et s'assure aussi que l'équipement fonctionne à son meilleur. La maintenance majeure comprend le démontage des composants de sous-système sélectionnés en vue de l'inspection et l'inspection visuelle des composants de passage de gaz de la turbomachine aux moyens d'instrument télescopiques.

4.4.2 La maintenance systématique (les inspections à l'arrêt)

Elle nécessite le démontage de la turbine à différents degrés:

4.4.2.1 Une inspection du système combustion (combustion inspection CI)

Chaque 8000 h de fonctionnement;

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.
- Bougie d'allumage.
- Détecteurs de flammes.

Elément	Objet de l'inspection
Chemise de combustion	Corps étrangers
Chapeau de combustion	Usure anormale
Brûleur	Fissures
Pièce de transition	Trous refroidissement obstrués
Tubes d'interconnexion	Condition TBC
Vanne de purge	Oxydation/Corrosion/Erosion
Clapets anti-retour	Traces de température excessive locales
Bougie d'allumage	Perte de petites particules intérieures
Détecteurs de flammes	Jeux
Conduits de combustible aux brûleurs	Inspection au boroscope

Figure 4.2 : Inspection typique de système de combustion

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

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.

4.4.2.2 Inspections de la veine des gaz chauds (hot gas parth inspection HPGI)

Chaque 16000 h de fonctionnement :

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

Directrices, tous les étages.

Aubes du rotor, tous les étages.

Anneaux de protection extérieurs, tous les étages.

Elément	Objet d'inspection
Système de combustion	voir le tableau 1
Directrice, tous les étages	Corps étranges
Aube, tous les étages	Usure anormale
Anneau de protection extérieure	Fissures Les trous de refoulement sont obstrués
Joint à labyrinthes	Etat de revêtement
Thermocouple de l'espace de roue	Oxydation/Corrosion/Erosion
Carter d'échappement de turbine	Traces de la température excessive locale Perte de petites particules intérieures

Figure 4.3 : Inspection typique de la veine des gaz chauds

4.4.2.3 Révision générale (major inspection MI)

C'est une révision générale qui est faite chaque 32000 h de fonctionnement

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	Objet d'inspection
Système de combustion	Voir tableau 1
Veine des gaz chauds	Voir tableau 2
Aubes du compresseur	Corps étrangers
Roues de la turbine	Usure anormale
Queues d'aronde des aubes	Fissures
Zone supportée de l'arbre	Trace de fuites intérieures
Paliers	Oxydation/Corrosion/Erosion
Joint à labyrinthes	Perte de petites particules intérieures
Système d'admission Système d'échappement	Distorsion et déformations
Autre système auxiliaire	Jeux

Figure 4.4 : Inspection typique de révision générale

4.4.3 La maintenance conditionnelle (inspection en fonctionnement)

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

Le tableau suivant montre les paramètres importants à contrôler ainsi que leurs modes de contrôle.

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

Figure 4.5: modes de contrôle des paramètres importants

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

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons traité la maintenance appropriée pour les turbines à gaz Centaur 50

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 re-circuler le lubrifiant, recouvrant ainsi les pièces mobiles d'une huile de graissage qui les protégera de la corrosion.

Conclusion générale

La turbine à gaz sont utilisés dans le monde entier dans la génération de l'électricité des centrales thermique et de l'industrie des hydrocarbures, dans différents endroits géographiques avec des conditions climatique variable de température et pression, les turbine à gaz sont très sensible à la variation de la température de l'air ambiant de ce fait rendre les turbines utilisées dans les conditions rudes du sud algérienne sensible à la variation de la température.

Cette étude nous a permis de connaître les caractéristiques, la structure de la turbine à gaz, de bien comprendre son fonctionnement et son utilité dans le domaine industriels.

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.

On constate que la température des gaz d'échappements est élevée ce que implique une grande perte d'énergie à l'échappement d'où l'idée de récupération de cette énergie indispensable pour améliorer le rendement de l'installation.

Bibliographie

- Document interne de l'entreprise 'Manuel de formation sur le fonctionnement et la maintenance courante
- Document interne de l'entreprise 'turbomachinery package specification, Centaur 50 compressor set and mechanical drive'
- Document interne de l'entreprise '
- Document interne de l'entreprise ' certified test report, turbine engine performance, operating parameters'