

NOMENCLATURE :

| Grandeurs | Désignations | Unités |
|------------------|--|-----------------|
| C_p | Chaleur spécifique | kJ/kg.K |
| h | Enthalpie | kJ/kg |
| m | Masse de moles | g |
| \dot{m}_a | Débit massique de l'air | kg/s |
| \dot{m}_g | Débit massique de gaz | kg/s |
| $m_{air.st}$ | Masse stœchiométrique d'air | g (air)/g (gaz) |
| N | Nombre de moles | moles |
| P_a | La pression ambiante | bars |
| P_c | La puissance du compresseur | kW |
| PCI | Pouvoir calorifique inférieur | kJ/ kg |
| P_{arb} | La puissance de la turbine au bout de l'arbre | kW |
| R | Constante caractéristique de l'air ($R = 0.287$) | Kg/ kj. K |
| T | La température ambiante | K |
| W_c | Le travail de compression | kJ/kg |
| W_{bp} | Travail produit par la turbine de haute pression | kJ/kg |
| Z | L'altitude | m |
| $\Delta p_{ch.}$ | Pertes de charge de la chambre de combustion | bars |
| Δp_a | Pertes de charge d'entrée | bars |
| Δp_{ech} | Pertes de charge d'échappement | bars |
| λ | Excès d'air | g (air) |
| η_g | Le rendement global | ----- |
| α_{st} | Le rapport stœchiométrique | ----- |
| η_m | Le rendement mécanique | ----- |

Abréviations:

| | |
|-------|--|
| TAG | Turbine à gaz |
| DR | DRESSER RAND |
| HBK | HAOUD BERKAOUI |
| BKH | BENKAHLA |
| GLA | GUELLELA |
| BKHE | BENKAHLA EST |
| DRT | DRAAE THMRA |
| U.T.G | Unité de traitement du gaz |
| CFPA | Compagnie Française de Pétrole Algérien |
| I.T.G | Installation de turbine à gaz |
| C | Compresseur |
| CC | Chambre de combustion |
| GG | Génératrice de gaz |
| AFNOR | Association Française de Normalisation |
| hp | haute pression |
| bp | basse pression |
| GPL | Gaz de pétrole liquéfié |
| ISO | Organisation Internationale de normalisation |
| PCI | Pouvoir Calorifique Inferieur |

Indices

a : admission

ech : échappement

is : isentropique

bp : basse pression

hp : haute pression

arb : arbre

m : mécanique

c : compression

th : théorie

st : stœchiométrique

g : global

Sommaire

| | |
|-----------------------------------|-----------|
| Introduction générale..... | 01 |
|-----------------------------------|-----------|

Chapitre I : Présentation du site de Haoud Berkaoui

| | |
|--|----|
| I.1- Introduction..... | 02 |
| I.2- Historique de la SONATRACH..... | 02 |
| I.3- Mission de la SONATRACH..... | 02 |
| I.4- Description du champ de Haoud Berkaoui..... | 03 |
| I.5- Situation géographique..... | 04 |
| I.6- Développement de la région..... | 06 |
| I.7- Principaux champs :..... | 07 |
| I.7.1- Champ de HBK..... | 07 |
| I.7.2- Champ de BKH..... | 07 |
| I.7.3- Champ de GLA..... | 07 |
| I.8- Les activités de la direction régionale de Haoud Berkaoui..... | 09 |
| I.9- L'organisation et fonctionnement de la division maintenance | 10 |
| I.9.1- Service électricité | 10 |
| I.9.2- Service mécanique | 10 |
| I.9.3- Service instrumentation..... | 10 |
| I.9.4- Service méthode | 10 |
| I.10- Conclusion..... | 11 |

Chapitre II : Présentation d'une turbine à gaz type : DR990

| | |
|---|----|
| II.A- Théorie d'une turbine à gaz | 12 |
| II.A.1- Introduction..... | 12 |
| II.A.2- Définition de la turbine à gaz | 12 |
| II.A.3- Historique d'une turbine à gaz..... | 12 |
| II.A.4- les éléments d'une turbine à gaz..... | 13 |
| II.A.5- Principe de fonctionnement de la turbine à gaz..... | 14 |

| | |
|---|----|
| II.A.6- Catégories des turbines à gaz..... | 15 |
| II.A.7- Domaines d'application des turbines à gaz | 17 |
| II.A.7.1- Production d'électricité | 17 |
| II.A.7.2- propulsion..... | 17 |
| II.A.7.3- Moteur..... | 17 |
| II.A.7.4- Turbine à gaz dans l'industrie pétrochimique..... | 17 |
| II.A.8- Classification des turbines à gaz..... | 18 |
| II.A.8.1- Par le mode de construction..... | 19 |
| II.A.8.2- Par le mode de travail..... | 20 |
| II.A.8.2.a- Turbine à action..... | 20 |
| II.A.8.2.b- Turbine à réaction..... | 20 |
| II.A.8.3- par le mode de fonctionnement thermodynamique..... | 22 |
| II.A.8.3.a- Turbine à gaz à cycle fermé..... | 22 |
| II.A.8.3.b- Turbine à gaz à cycle ouvert..... | 22 |
| II.A.9- Les avantages et les inconvénients..... | 23 |
| II.A.9.1- Les avantages..... | 23 |
| II.A.9.1- Les inconvénients..... | 23 |
| II.A.10- Les facteurs influent sur les performances d'une TAG..... | 23 |
| II.A.10.1- Température d'admission..... | 23 |
| II.A.10.2- Humidité..... | 24 |
| II.A.10.3- Pertes de pression à l'admission et à l'échappement..... | 24 |
| II.A.10.4- Carburant..... | 25 |
| II.A.11- Etude des cycles thermodynamique d'une TAG..... | 26 |
| II.A.11.1- Cycle idéal de Brayton..... | 26 |
| II.A.11.2- Cycle réel de Brayton..... | 27 |
| II.A.11.3- Cycle idéal de joule..... | 27 |
| II.A.11.4- Cycle réel de joule..... | 28 |

| | |
|--|----|
| II.A.11.5- Cycle de d'Atkinson..... | 30 |
| II.B- Présentation de la turbine à gaz type DR990..... | 31 |
| II.B.1- Description de la turbine à gaz DR990..... | 31 |
| II.B.2- Système d'admission..... | 32 |
| II.B.3- Génératrice de gaz | 32 |
| II.B.3.1-Compresseur centrifuge | 32 |
| II.B.3.2- Chambre de combustion | 33 |
| II.B.3.3- Turbine de hautes pressions | 34 |
| II.B.4- Turbine de puissance..... | 35 |
| II.B.5- Section d'échappement | 36 |
| II.B.6- Accouplement | 37 |
| II.B.7- Socle et support de la turbine | 37 |
| II.B.7.1- Socle..... | 37 |
| II.B.7.2- Support..... | 38 |
| II.B.7.3- Les paliers..... | 38 |
| II.B.7.3.a- Les paliers lisses..... | 38 |
| II.B.7.3.b- Palier de butée..... | 38 |
| II.B.8- Conclusion..... | 39 |

Chapitre III : Calcul thermodynamique de la turbine à gaz type DR990

| | |
|---|----|
| III.1- Introduction..... | 40 |
| III.2- Cycle thermodynamique réel de la turbine a gaz | 40 |
| III.3- Détermination de la chaleur massique | 43 |
| III.4- Partie compresseur | 43 |
| III.4.1- Pression de l'air | 43 |
| III.4.2- Détermination du travail et le rendement du compresseur..... | 45 |
| III.4.2.a- Travail de compresseur | 45 |
| III.4.2.b- Rendement du compresseur..... | 45 |

| | |
|--|----|
| III.4.3- Détermination le taux de compresseur | 45 |
| III.4.4- Détermination de la puissance du compresseur..... | 45 |
| III.5- Chambre de combustion | 46 |
| III.5.1- Composition de gaz naturel..... | 46 |
| III.5.2- Réaction chimique de la combustion | 47 |
| III.5.3- Détermination du rapport stœchiométrique..... | 48 |
| III.5.4- Les compositions des gaz brûlé..... | 48 |
| III.5.5- Calcul d'excès d'air | 49 |
| III.5.6- Les compositions d'O ₂ et N ₂ | 51 |
| III.6-Turbine Génératrices de Gaz | 51 |
| III.6.1- Calcul du travail produit par la turbine hp..... | 51 |
| III.6.2- Détermination l'exposant isentropique $\gamma_{4,5}$ | 52 |
| III.6.3- Détermination le taux de la turbine de génératrice de gaz | 53 |
| III.7- La turbine de puissance | 53 |
| III.7.1- Détermination la pression d'échappement..... | 53 |
| III.7.2- Détermination la température théorique d'échappement..... | 53 |
| III.7.3- Détermination l'exposant isentropique..... | 54 |
| III.7.4- Détermination la pression d'échappement P ₆ | 54 |
| III.7.5- Détermination du taux de turbine bp..... | 54 |
| III.7.6- Détermination de la puissance de la turbine bp..... | 54 |
| III.7.7- Détermination de la puissance de la turbine au bout de l'arbre..... | 55 |
| III.7.8- Détermination le rendement global de la turbine a gaz | 55 |
| III.8- Comparaison de nos résultats de la turbine à gaz avec ceux de la turbine à gaz DR990 de Haoud Berkaoui..... | 55 |
| III.8- Conclusion..... | 57 |

Chapitre IV : Entretien de la turbine à gaz type DR990

| | |
|--|----|
| IV.I- Généralité sur la maintenance..... | 58 |
|--|----|

| | |
|---|----|
| IV.I.1- Définition de la maintenance | 58 |
| IV.I.2- But de la maintenance..... | 58 |
| IV.I.3- Différentes type de maintenance..... | 58 |
| IV.I.3.1- Maintenance corrective..... | 58 |
| IV.I.3.2- Maintenance préventive..... | 58 |
| IV.II- Maintenance de la turbine à gaz DR990..... | 59 |
| IV.II.1- Introduction..... | 59 |
| IV.II.2- Les facteurs d'exploitation influençant l'entretien..... | 60 |
| IV.II.2.a- Type de combustible..... | 60 |
| IV.II.2.b- Fréquence de démarrage..... | 60 |
| IV.II.2.c- Pourcentage de charge..... | 61 |
| IV.II.2.d- Milieu (environnement)..... | 61 |
| IV.II.2.e- Entretien..... | 61 |
| IV.II.3- Type d'inspection..... | 61 |
| IV.II.3.a- Inspection sur la machine en marche | 62 |
| IV.II.3.b- Inspection sur la machine a l'arrêt..... | 62 |
| IV.II.3.b.1- Inspection du système de la combustion..... | 62 |
| IV.II.3.b.2- Inspection du parcours des gaz chauds..... | 63 |
| IV.II.3.b.3- Révision général..... | 63 |
| IV.II.3.b.4- Inspection spécial (avec baroscope)..... | 64 |
| IV.II.3.b.4.1- Programme d'inspection par baroscope..... | 65 |
| IV.II.4- Horaire de révision..... | 66 |
| IV.II.5- Différent systèmes de la turbine a gaz DR990..... | 66 |
| IV.II.5.1- Système de graissage | 66 |
| IV.II.5.2-Système de lancement..... | 67 |
| IV.II.5.3- Système d'air de refroidissement et d'étanchéité..... | 67 |
| IV.II.5.4- Système du gaz combustible | 67 |

| | |
|---|-----------|
| IV.II.5.5- Système anti pompage | 68 |
| IV.II.5.6- Système de commande..... | 68 |
| IV.II.5.7- Système de protection..... | 68 |
| IV.II.5.7.a- Protection de la survitesse..... | 68 |
| IV.II.5.7.b- Protection contre les vibrations..... | 69 |
| IV.II.5.7.c- Protection contre l'excès de température..... | 69 |
| IV.III- Sécurité d'exploitation..... | 69 |
| IV.III.1- Introduction | 69 |
| IV.III.2- Définition de la sécurité..... | 69 |
| IV.III.3- La relation entre la maintenance et la sécurité..... | 70 |
| IV.III.4- La sécurité au niveau de l'unité de traitement de gaz | 70 |
| IV.III.5- Mesure de sécurité..... | 70 |
| IV.III.6- Les protections locales contre l'incendie | 71 |
| IV.III.6.a- La turbine | 71 |
| IV.III.6.b-La zone de stockage..... | 71 |
| IV.III.6.c- La salle de contrôle..... | 71 |
| IV.III.6.d- La sous-station électrique..... | 71 |
| IV.III.7- Système de protection anti-incendie a l'anhydride carbonique..... | 72 |
| IV.III.7.1- Introduction..... | 72 |
| IV.III.7.2- Description | 72 |
| IV.III.7.3- Installation..... | 72 |
| IV.III.7.3.a- Instruction de montage | 72 |
| IV.III.7.3.b- Installation des bouteilles..... | 73 |
| IV.III.8- Conclusion..... | 73 |
| Conclusion générale..... | 74 |
| Bibliographie..... | 75 |

Liste des figures

| | |
|---|----|
| Figure I.1 :Schéma descriptif de la région de HAOUD BERKAOUI..... | 4 |
| Figure I.2 :Situation géographique de la région HAOUD BERKAOUI..... | 5 |
| Figure I.3 :Organigramme des champs de la région de HAOUD BERKAOUI..... | 9 |
| Figure II.1 :Les éléments de la turbine à gaz | 13 |
| Figure II.2 :Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz..... | 14 |
| Figure II.3 :Turbomoteur..... | 15 |
| Figure II.4 :Turboréacteur..... | 15 |
| Figure II.5 :Les variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine | 16 |
| Figure II.6 :Turbine a gaz fournissant l'air de combustion préchauffé pour des chaudières vapeur..... | 18 |
| Figure II.7 :Classification des turbines à gaz | 19 |
| Figure II.8 : Turbines à gaz à un arbre et à deux arbres..... | 20 |
| FigureII.9 : Schéma de turbine a action et a réaction..... | 21 |
| Figure II.10 :Représentation des cycles fermé et ouvert..... | 22 |
| Figure II.11 : Facteurs de correction pour des pertes d'admission, des pertes d'échappement et l'altitude d'emplacement | 24 |
| Figure II.12 : Diagramme (h-s) d'un cycle de Brayton..... | 26 |
| Figure II.13 : Cycle réel d'une turbine à gaz..... | 27 |
| Figure II.14 : Diagramme (P-V) d'un cycle idéal de joule..... | 28 |
| Figure II.15: Diagramme (T-S) d'un cycle idéal de joule..... | 28 |
| Figure II.16 : Diagramme (T-S) pour un cycle réel sans perte de pression..... | 28 |

| | |
|--|----|
| Figure II.17 : Diagramme (T-S) pour un cycle réel avec perte de pression..... | 29 |
| Figure II.18 : Cycle a volume constant d'Atkinson..... | 30 |
| Figure II.19 : Vue d'ensemble de turbine a gaz DR990..... | 31 |
| Figure II.20 : Système typique d'admission..... | 32 |
| Figure II.21 : Ensemble générateur de gaz (extrémité avant)..... | 33 |
| Figure II.22 :Chambre de combustion du générateur de gaz..... | 34 |
| Figure II.23 :Ensemble générateur de gaz (extrémité arrière)..... | 35 |
| Figure II.24 :Ensemble turbine de puissance..... | 36 |
| Figure II.25 : Section d'échappement..... | 37 |
| Figure III.1 :Cycle réel de turbine à gaz à deux lignes d'arbre..... | 40 |
| Figure III.2 : Schéma de fonctionnement de la turbine a gaz DR990 et l'évolution de la pression et de a température..... | 42 |
| Figure III.3 :Débit d'air en fonction de la vitesse de la génératrice GG..... | 46 |
| Figure III.4 :Débit de gaz en fonction d'ouverture de la vanne FCV du gaz de combustible..... | 50 |
| Figure IV.1 :Différents types de maintenance..... | 59 |
| Figure IV.2 : Emplacement des orifices d'introduction du baroscope..... | 65 |

Liste des tableaux

| | |
|--|----|
| Tableau I.1 : Caractéristiques pétro-physiques des Champs de Haoud Berkaoui..... | 6 |
| Tableau III.1 : Tableau des données..... | 44 |
| Tableau III-2 : Composition de gaz naturel..... | 47 |
| Tableau III.3 : Pourcentage de l'oxygène et l'azote..... | 48 |
| Tableau III.4 : Composition réelle des gaz brûlés..... | 51 |
| Tableau III.5 : Comparaison de nos résultats de révision..... | 55 |
| Tableau IV.1 : Horaire de révision..... | 64 |

Résumé :

Ce travail concerne l'étude d'une turbine à gaz industrielle DR990 utilisée dans une station pétrolière de Haoud Berkaoui. Nous avons donné la présentation du champ de Haoud Berkaoui, qui représente l'un des dix principales zones productrices des hydrocarbures du sahara algérien et se compose des trois (03) champs principaux : Haoud Berkaoui, Guellela , Benkahla .

Nous avons fait une étude descriptive des différentes sections et systèmes de l'installation de la turbine à gaz en général et la turbine à gaz type DR990, et les facteurs influençant sur le rendement thermique.

Nous avons rappelé quelques notions théoriques sur les diagrammes et cycles de l'installation des turbines à gaz (I.T.G), il existe deux types d'installation : I.T.G à pression constante (cycle de Brayton et joule), et I.T.G à volume constante (cycle d'Atkinson).

Après nous avons fait le calcul thermodynamiques, en utilisant les paramètres du site qui permettent de vérifie leur aptitude énergétique dans ces conditions de fonctionnement et de déterminer le rendement de la turbine à gaz.

En fin nous avons traité l'entretien et la sécurité obligatoires de la turbine DR990 selon un programme planifie d'inspections périodique a fin d'assurer une utilisation et fiabilité maximal de la turbine et protection de l'équipement contre les risques.

ملخص:

هذا العمل أنجز من أجل دراسة تربين غازية صناعية در 990 المستعملة في حوض بركاوي الذي يعد من أهم عشر مناطق إنتاج المحروقات بالصحراء الجزائرية ويحتوي على ثلاث أحواض رئيسية وهي: بركاوي، قليلة، بنكحلة. قمنا بدراسة توضيحية لمختلف الأقسام والأنظمة الخاصة بالتربين الغازية بصفة عامة وكذلك للتربين الغازية در 990 وكذا العوامل المؤثرة على هذا المحرك، ثم استعرضنا بعض المفاهيم النظرية لمخططات ودورة التربينات الغازية.

هناك نوعان تثبيت التربين الغازية : تثبيت دو ضغط ثابت (دورة برايتن و جول) وأخرى ذات حجم ثابت (دورة اتكنسن).

بعدها قمنا بالحسابات الحرارية استعملنا المعطيات الموجودة بالحوض من أجل التحقق من الكفاءة الطاقوية في شروط العمل و حساب مردود التربين الغازية.

أخيرا عالجنا الصيانة و الأمن اللازمين للتربين الغازية بحسب برنامج تفتيش دوري من أجل ضمان استعمال اكبر للتربين وحمايتها ضد الأخطار.

Abstract:

This work was done on the study of a DR990 used in an oil station industrial gas turbine, is primarily a presentation of field's Haoud Berkaoui, which represents one of the ten main areas producing hydrocarbons from the Algerian sahara and consists of three (03) main fields: Haoud Berkaoui, Guellela, Benkahla.

We made a descriptive study of the different sections and the installation of the turbine systems gas in general and the gas turbine type DR990, and the factors influencing the performance of this machine.

We recalled some theoretical notions on the charts and cycles of the installation of the turbines to gas (I.T.G), there are two types of installation: I.T.G at constant pressure (Brayton cycle and joule) input, and I.T.G at volume constant (Atkinson cycle).

After we did the thermodynamic calculation, by using the site settings that allow of checks their energy ability under these conditions of operation and determine the efficiency of the gas turbine.

In end we processed the maintenance and mandatory security of the DR990 turbine according to a programme planning periodic inspections a maximum to ensure the use and reliability of the turbine and equipment protection anti risk.

Introduction générale

Introduction générale :

L'économie algérienne repose essentiellement sur les énergies (gaz et pétrole) pour produire de l'électricité, de liquéfaction et de transport on utilise des machines appelées turbines. Les plus importantes sont les turbines à gaz.

Les turbines à gaz ont connus au cours des dernières années un développement considérable dans des nombreuses applications industrielles; En particulier dans le domaine de l'hydrocarbure et de la production d'énergie électrique. Malgré leurs nombreux avantages, leur haute sensibilité de l'influence de la température et l'air ambiant qui varie considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté.

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

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

Nous nous sommes intéressés sur l'étude de la turbine à gaz DR990. En insistant sur le calcul énergétique et de performance pour déterminer les différents paramètres, et sa maintenance, en vu d'obtenir un fonctionnement plus requis .Ce travail est terminé par la sécurité pour la protection de l'équipement.

Chapitre I :
Présentation du
Site de
HAOUD BERKAOUI

I.1- Introduction :

Le développement industriel d'un pays dépend avant tout de ses possibilités énergétiques, c'est-à-dire, de son aptitude à disposer d'une qualité d'énergie sans cesse croissante. Utilisant les réserves de nature du charbon du gaz ou du pétrole comme les combustibles chaque pays crée le réseau des centrales électriques ou les machines thermiques des types différents dans lesquelles l'énergie thermique des combustibles se transforme en énergie électrique ou mécanique. Dans ce qui suit ces énergies sont utilisées dans le transport.

En Algérie on trouve la société SONATRACH

I.2- Historique de la SONATRACH :

La société nationale de transport et de commercialisation d'hydrocarbures, liquide et gazeux (SONATRACH) a été créée le 31/12 /1963.

Le 24/02/1971 fut la nationalisation des hydrocarbures.

En 1981 fut la restructuration de la SONATRACH (naissance de 17 entreprises autonomes).

En 1986 fut l'adoption de formule de partenariat dans les activités :

- Prospection
- Recherche
- Exploration et production
- Transport des hydrocarbures par canalisation

En 1992 fut le lancement du processus de modernisation de la SONATRACH un groupe pétrolier international. [1]

I.3- Mission de la SONATRACH :

L'entreprise est chargée de :

- L'exploration, la recherche et le développement des hydrocarbures
- Le développement et l'exploitation des gisements
- Le développement et l'exploitation du réseau de transport par canalisation
- Le développement et l'exploitation des complexes de liquéfaction du gaz naturel, de séparation des gaz de pétrole liquéfiés et transformation des hydrocarbures
- La valorisation des hydrocarbures et de coopération internationale
- L'économie et développement de l'entreprise

I.4- Description du champ de HAOUD BERKAOUI (Figure I.1) :

Les études géologiques réalisées à Ouargla ont permis de connaître l'existence de deux structures appelées HAOUD BERKAOUI et BENKAHLA. En mars 1965, un gisement d'huile fut localisé dans la série inférieure du Trias argilos gréseux plus exactement à HAOUD BERKAOUI, par la compagnie CFP (Compagnie Française de Pétrole).

La zone pétrolière de HAOUD BERKAOUI, est constitué de près de vingt champs pétroliers répartis sur 6300 km sur le bord oriental de la dépression OUED-MYA. Les plus importants de cette région sont ceux de HAOUD BERKAOUI, BENKAHLA et GUELLELA. Elle renferme les accumulations d'huile essentielle de cette zone. La série inférieure de Trias argilos Gréseux, situé à une profondeur moyenne de 3350 m, est le principal réservoir productif d'huile des blocs 438. (Voir schéma descriptif de la figure I.1). Parmi les autres champs constituant la périphérie de cette région : DRÀA TAMRA (DRT), GUELLELA ...

HAOUD BERKAOUI est devenue une région autonome en 1976, alors qu'elle dépendait de la région de Hassi Messaoud depuis le début de son exploitation. [1]

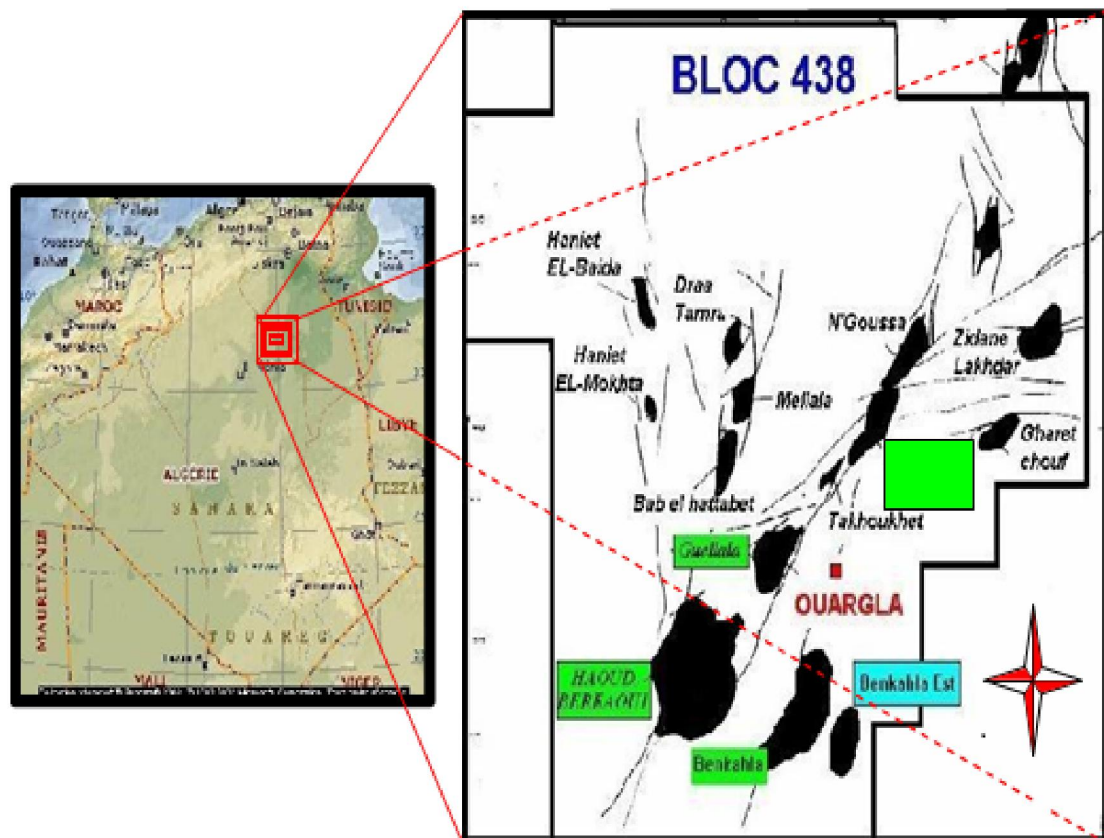


Figure I.1 : Schéma descriptif de la région de HAUD BERKAOUI [1]

I.5- Situation géographique :

La région de HAUD BERKAOUI représente l'une des dix principales zones productrices des hydrocarbures du sahara algérien.

Sur la route n°49 dite pétrolière reliant GHARDAIA à HASSI MESSAOUD et à 35 Km du sud-ouest d'OUARGLA, un carrefour indique la présence d'un champ pétrolier : il s'agit de la région de HAUD BERKAOUI. Cette région est située à 100 Km de HASSI MESSAOUD, à 770 Km au sud de la capitale Alger, elle est très importante en raison de sa part de production des hydrocarbures du pays. Elle s'étend du sud est de GHARDAIA jusqu'au champ externe BOUKHZANA, près de la route de TOUGGOURT.

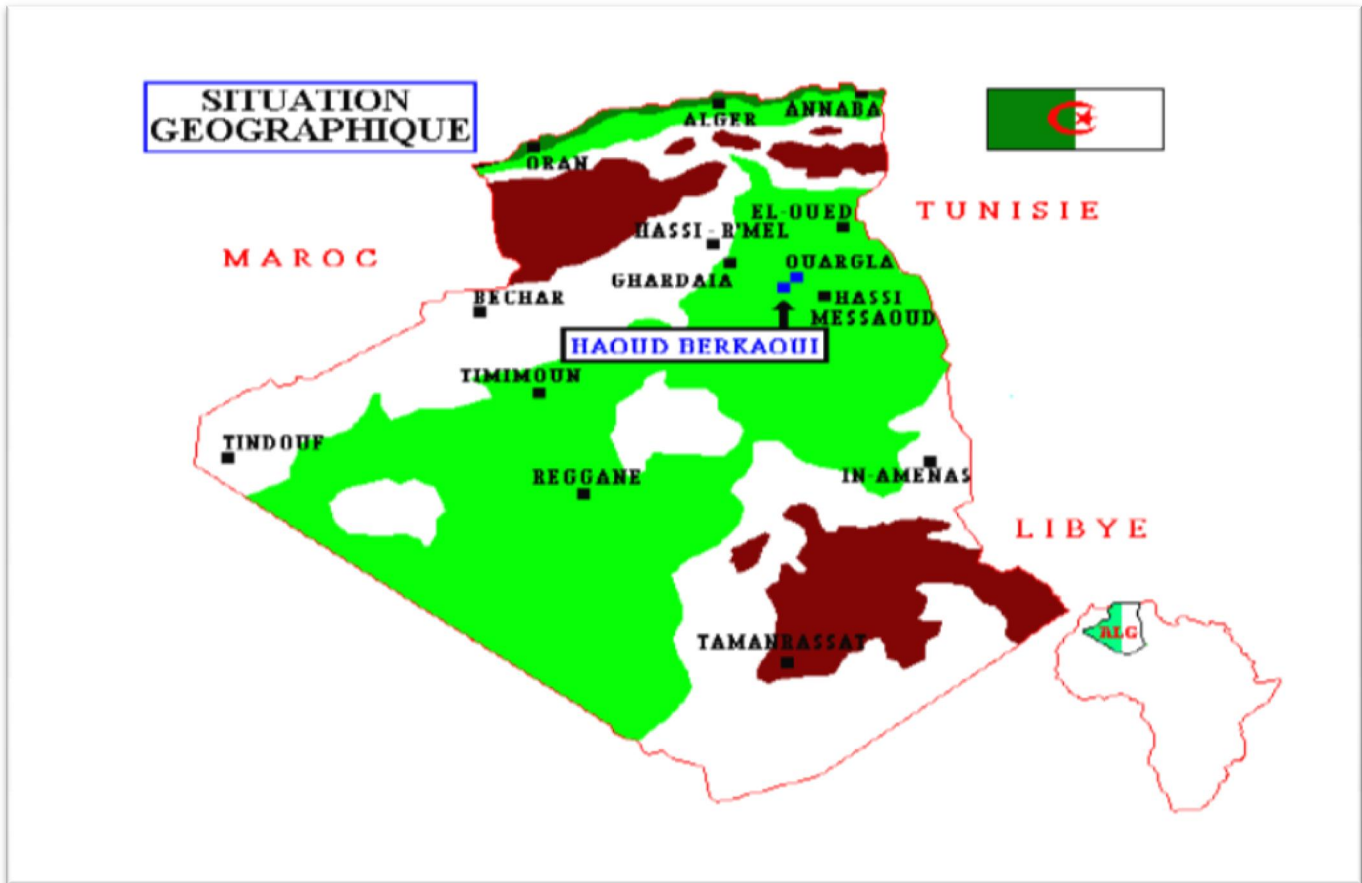


Figure I.2 : Situation géographique de la région HAOUD BERKAOUI [1]

A ce jour-là, 100 puits sont en exploitation, répartis sur l'ensemble des champs, dont 73 puits en gaz lift, et 27 éruptifs. La production cumulée depuis l'origine est de 86 millions m³, pour les réservoirs globaux en place est de 472 millions m³. Toutes les quantités d'huile et des gaz récupérés sont acheminés vers les différents centres de production.

Il existe trois centres principaux de production situés à :

- HAOUD BERKAOUI
- BENKAHLA
- GUELLELA

Ainsi que plusieurs petits champs :

- N'GOUSSA
- DRAA THEMRA
- GUELLELA NORD EST
- BOUKHZANA

- SAHANE
- TAKHOUKHT
- OUSERSENIS

Les caractéristiques pétro-physiques de ces trois champs sont résumées dans le tableau ci-dessous (tableau I.1) :

| CARCTIRISTIQUES | HAOUD BERKAOUI | BENKAHLA | GUELLELA |
|--|-----------------|---------------|-----------------|
| Profondeur moyenne (m) | 3550 | 3300 | 3500 |
| Pression initiale (Kgf/cm ²) | 518 | 532 | 532,5 |
| Pression de bulle (Kgf/cm ²) | 188 | 180 | 185 |
| Contact huile / eau initial (m) | 3324 | 3324 | 3370 |
| Porosité moyenne (%) | 8,8 | 9,3 | 9,3 |
| Perméabilité moyenne K (md) | 56,2 | 70,4 | 232 |
| Saturation moyenne S_w (%) | 32,7 | 32 | 22,3 |
| Les réserves (m ³) | $143,9.10^{+6}$ | 100.10^{+6} | $103,6.10^{+6}$ |

Tableau I.1 : Caractéristiques pétro-physiques des champs de Haoud Berkaoui [1]

I.6- Développement de la région : [1]

En l'espace de 39ans, la région a connu des changements très importants au fur et à mesure de son développement dont voici les dates les plus importantes :

1963 : Découverte du champ Ouargla.

1965 : Découverte du champ HAOUD BERKAOUI (HBK).

1966 : Découverte du champ BENKAHLA (BKH).

1967 : mise en production d'un centre de traitement d'huile à BERKAOUI, composé de deux batteries de séparation, trois bacs de stockage et de deux motos pompage diesel, pour l'expédition par la mise en production du premier puits.

1969 : Découverte du champ de GUELLELA (GLA).

1970 : Extension du centre de BERKAOUI pour recevoir la production de (BKH).

1971 : Mise en service du centre de (BKH).

1972 : Découverte du champ de (GLA) nord-est.

1976 : Mise en service du centre de production de (GLA).

1976 : mise en service du centre de production de (GLA).

1978 : Mise en service du centre de production GLANE et la création de la région de (HBK).

1980 : Mise en service du centre de traitement de DRÀA TAMRA (DRT)

1981 : Démarrage de l'injection d'eau à BERKAOUI et BENKAHLA.

1984 : Extension du centre de GLANE.

1989 : Passation de consigne entre la région HBK et Hassi R'mel pour les champs de Oued Noumer.

1992 : Mise en service des nouvelles unités électriques d'injection d'eau à GLA et BKH.

1995 : Mise en service de la nouvelle unité électrique d'eau à HBK.

1996 : Mise en service de la nouvelle unité de dessalage au centre de HBK.

1999 : Découverte de champ de BENKAHLA -est.

2001 : Mise en service d'une station de traitement des eaux domestiques.

I.7- Les principaux champs (figure I.3) : [1]

I.7.1- Champ de HAOUD BERKAOUI :

Sur une superficie de 175 Km², ce champ est découvert en 1965, et mis en production en janvier 1967. Le centre de production de HBK se compose de :

- Une unité de séparation d'huile avec une capacité de 8000 m³ /jour
- Une unité de stockage d'une capacité de 13000 m³ /jour
- Une unité de boosting gaz d'un million de m³ /jour. Les unités de boosting gaz basse pression (bp), l'unité de gaz (U.T.G) à GUELLELA. Le gaz (hp, bp) est récupéré à partir des lignes des torches existantes

- Unité de station d'injection d'eau à raison de 6000 m³/jour
- Unité de station de déshuilage

I.7.2- Champ de BENKAHLA :

Découvert en 1966, et s'étend sur une superficie de 72 Km². Il a été mis en production en 1967 et il se compose de :

- Unité de séparation d'huile de 5000 m³/jour
- Unité de station gaz de 0,59 million m³/jour
- Unité sa station de huilage

Toute la production d'huile de BKH est expédiée vers le centre de production de HBK.

I.7.3- Champ de GUELLELA :

Découvert en 1969, le champ de GUELLELA s'étend sur une superficie de 35 Km et se compose de :

- Unité de séparation d'huile d'une capacité de 5000 m³/ jour
- Unité de stockage de 15000 m³/jour

➤ Unité de boosting gaz de 762000 m³/ jour

Cette station est également dotée d'une unité de traitement de gaz d'environ 2,4 million m³/jour, sa capacité de récupération est estimée à 500 tonnes/jour pour le GPL et 90 tonnes/jour pour le condensat.

Cette unité de traitement contient une station de compression de gaz à 75 bars d'une capacité de 1,66 million m³/jour dont 65000 m³/jour sont comprimés à 140 bars pour les gaz lift des puits de la région. Les volumes restants étant expédiés vers HASSI R'MEL auquel s'ajoutent 429000 tonnes de GPL.

➤ Unité de station d'injection d'eau à raison de 60000 m³/jour.

L'organigramme qui représente la région de HAOUD BERKAOUI et représenté sur la figure (I.3) :

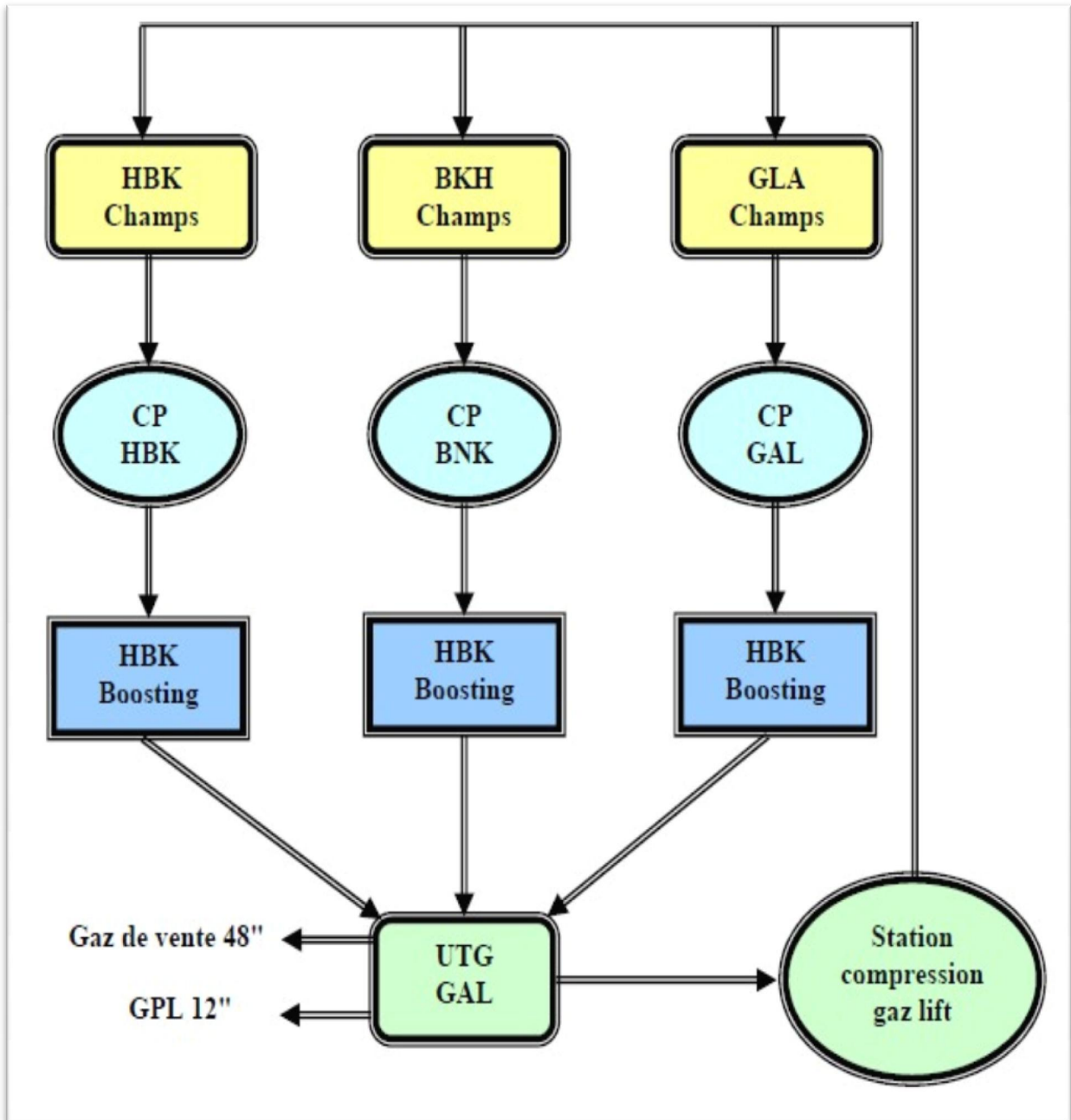


Figure I.3 : Organigramme des champs de la région de HAUD BERKAOUI [1]

I.8- Les activités de la Direction Régionale de HAUD BERKAOUI : [1]

La région de HAUD BERKAOUI fait partie de la division production. Ses principales activités sont essentiellement :

- La production du brut
- La récupération du gaz torché
- L'injection d'eau

I.9- L'organisation et fonctionnement de la division maintenance :

Elle occupe une place très importante dans la région : ceci se caractérise surtout par ses diverses activités, pour le bon fonctionnement des équipements d'exploitation.

Ses fonctionnements sont surtout d'ordre technique, électrique, mécanique et régulation.

Quatre services composés d'équipe jeune et dynamique activent au sein de cette division :

I.9.1- Service électricité :

Chargé de tous les travaux de nature électrique tel que le réseau d'alimentation en énergie électrique, sous station électrique, équipement, appareillages..., la nature des travaux à la charge de ce service est à caractère : préventif, curatif.

I.9.2- Service mécanique :

Ce service prend en charge tous les travaux de nature mécanique tel que accouplement, alignement, chargement des parties défectueuses, réparation.

Il est composé de trois ateliers :

- Atelier mécanique : réparation des pannes de nature mécanique
- Atelier usinage : équipé de machine outils
- Atelier chaudronnier

I.9.3- Service instrumentation :

Il est chargé de l'entretien le contrôle et le suivi des instruments de régulation (en bon état de marche). Le service dispose de trois (3) cellules :

- Cellule régulation
- Cellule électronique
- Cellule télécommunication

I.9.4- Service méthode :

Il est chargé de :

- La documentation technique
- La présentation des pièces de rechange
- L'établissement des rapports d'activité (hebdomadaire, mensuel, annuel)

I.10- Conclusion :

Sur une superficie de 175 Km², le champ HBK découvert en mars 1965 par la CFPA (Compagnie Française de Pétrole Algérien) par le forage du puits, est situé au sommet de l'anticlinal. La mise en production de ce gisement a eu lieu en janvier 1967. La production de HBK se compose d'une unité de séparation d'huile avec une capacité de 8000 m³/jour, d'une autonomie de stockage de 13000 m³ /jour, d'une unité de boosting gaz de 1million m³/jour, et d'une unité de station d'injection d'eau à raison de 6000 m³/jour. Notre étude a été réalisée au sein de la société nationale SONATRACH à la région de HAOUD BERKAOUI, dans la division de production.

Cette unité contient deux compresseurs centrifuges ayant pour but d'augmenter la pression du gaz provenant de la station BENKAHLA à une pression de 29,8 bars, et de le refouler vers le champ de GUELLELA.

Chapitre II :
Présentation de
la turbine à gaz
type DR 990

II.A- Théorie d'une turbine à gaz :

II.A.1- Introduction :

Du fait que les plus grands besoins en puissance des installations industrielles concernant l'entraînement des différents équipements, le sujet des moteurs d'entraînement s'impose sur tous les plans.

Ces moteurs doivent remplir certaines obligations qu'on ne rencontre pas chez tous les moteurs surtout lorsqu'il s'agit des équipements puissants, tels qu'on rencontre aux stations de compressions, réfrigération, ou les centrales thermiques, stations nucléaires, etc.

Il existe plusieurs types de moteurs, c'est-à-dire, de source de puissance qui peuvent être employées pour l'entraînement. Parmi ces moteurs, il ya lieu de citer la turbine qui a accru les différences, justifiées et motivées en faveur de son exploitation et provoquent la croissance permanente de son utilisation dans tous les domaines.

II.A.2- Définition de la turbine à gaz :

La turbine à gaz est un moteur rotatif dans lequel un élément actif gazeux habituellement de l'air, se trouve comprimé, chauffé et détendu pour fournir une force utilisable.

C'est un moteur dans lequel l'énergie thermique est transformée en énergie mécanique de rotation de l'arbre de moteur. Le travail utile tant produit par la détente des gaz traversent les aubages de moteur.

II.A.3 - Historique d'une 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.

Les années **1950** : utilisation des turbines pour la production d'électricité avec un rendement de 30%.

Les années 60 : diminution du coût du gaz et l'utilisation des turbines à gaz se multiplie dans le domaine industriel notamment dans l'industrie pétrolière et gazière.

II.1.4- Les éléments d'une turbine à gaz (Figure II.1) : [3]

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 axiale, 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 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, généralement axiale, dans laquelle sont détendus les gaz qui sortent de la chambre de combustion.

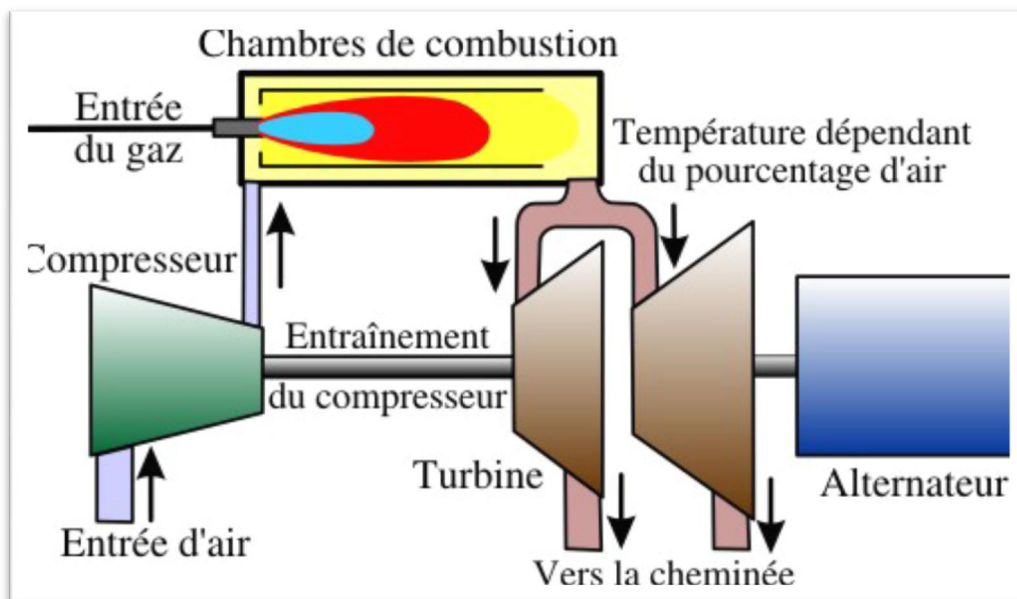


Figure II.1: Les éléments de la turbine à gaz [3]

II.A.5- Principe de fonctionnement de la turbine à gaz (figure II.2) :

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- Elle extrait de l'air du milieu environnant.
- Elle le comprime à une pression plus élevée.
- Elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion.
- Elle achemine de l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre; ceci sert, d'un côté, à fournir l'énergie utile à la machine conduite, couplée avec la machine au moyen d'un accouplement et, de l'autre côté à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine.
- Elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression et température résultant de la transformation mentionnée ci-dessus

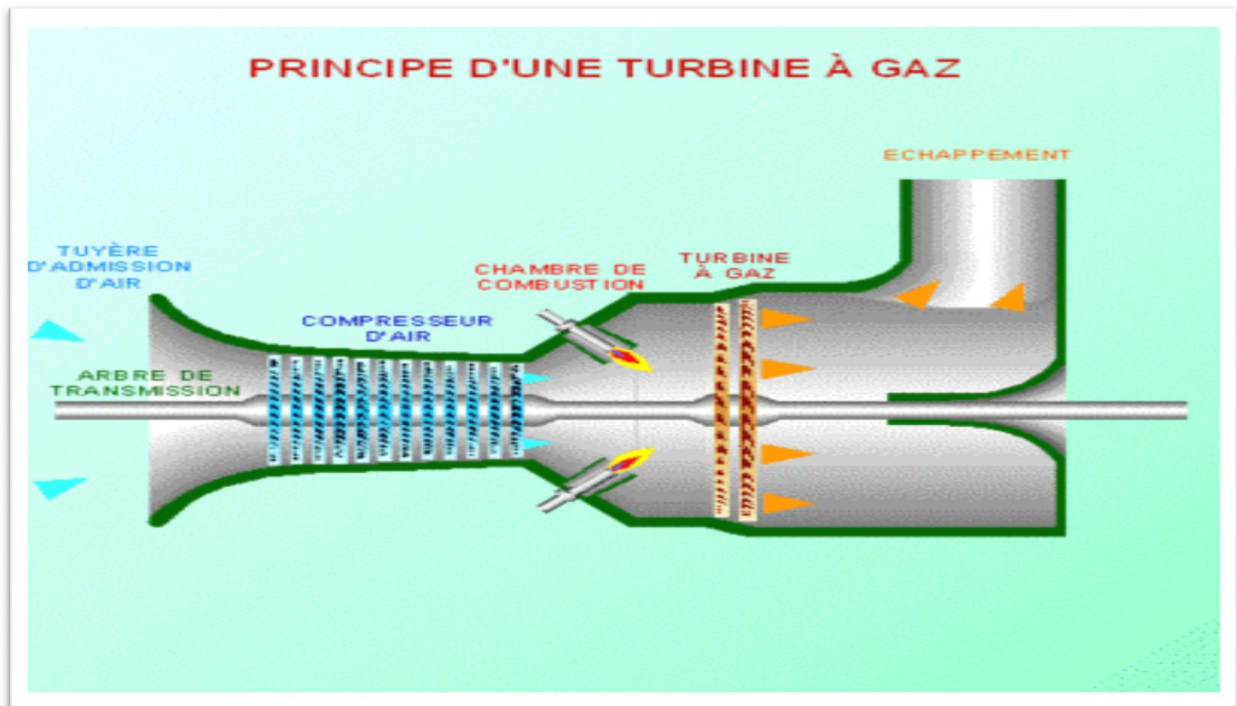


Figure II.2 : Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz

II.A.6-Catégories des turbines à gaz : [4]

Les turbines à gaz sont séparées en deux catégories selon la nature de la puissance récupérée du fluide en sortie de la turbine :

➤ Les turbomoteurs et turbopropulseurs :

La turbine à gaz génère de la puissance mécanique extrait d'un arbre .Cet arbre peut entraîner un rotor d'hélicoptère une hélice d'avion, un alternateur

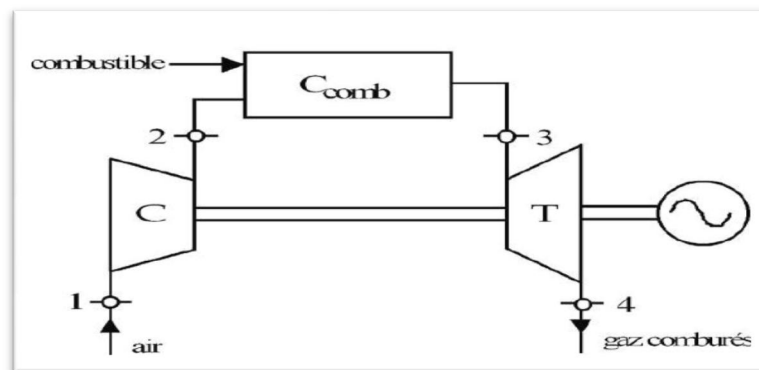


Figure II.3 : Turbomoteur

➤ Les turboréacteurs :

La turbine à gaz génère de l'énergie cinétique sous forme d'un jet à haute vitesse qui sert à propulser les avions.

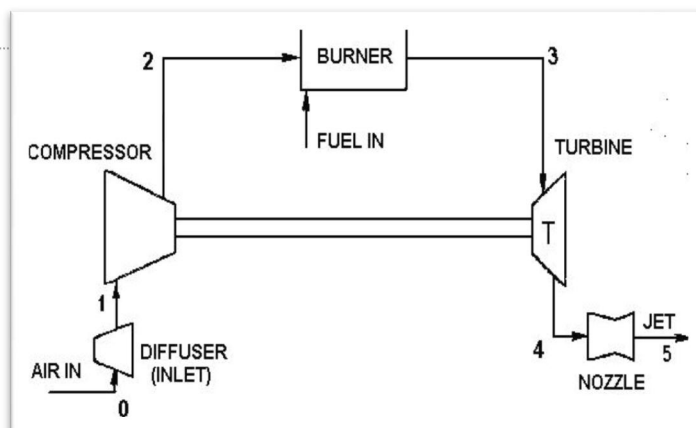


Figure II.4 : Turboréacteur

- La figure II.5 montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de la machine correspondant aux phases de fonctionnement mentionnées ci dessus.[3]

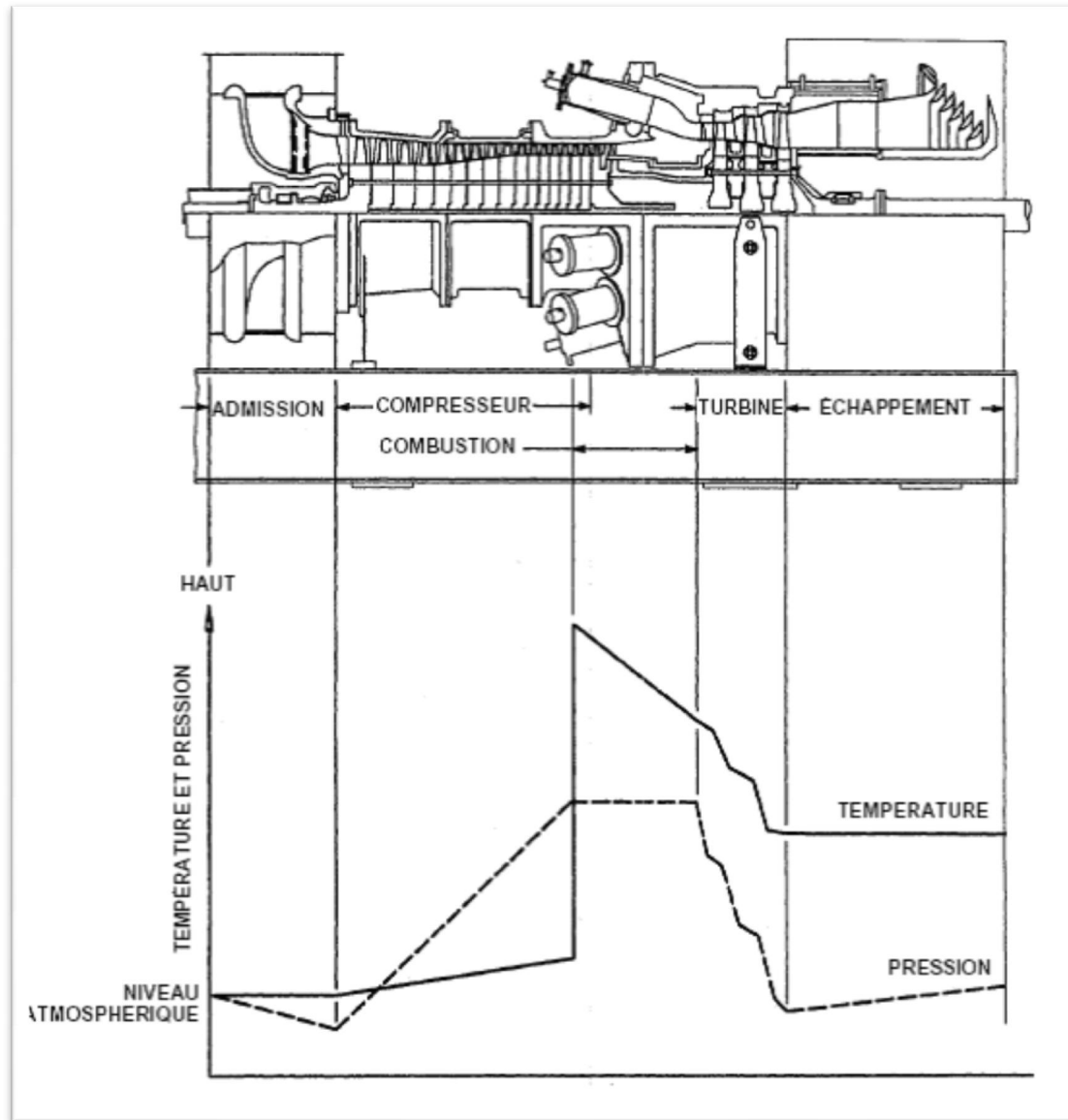


Figure II.5 : Les variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine [3]

II.A.7-Domains d'application des turbines à gaz :

II.A.7.1-Production d'électricité :

La turbine à gaz de grande puissance (> 1 MW) est surtout utilisée pour entraîner un alternateur et produire de l'électricité. Les infrastructures et le génie civil nécessaires pour une centrale électrique équipée de turbines à gaz sont réduits, ce qui permet d'installer en quelques mois une centrale tout près du lieu d'utilisation de l'électricité (ville, usine) ou de la source de combustible (port, forage, raffinerie...). La turbine et l'alternateur sont acheminés sous forme de modules compacts et complets qu'il suffit d'assembler et de raccorder aux réseaux dans des climats où la température extérieure peut aller de -40 à $+50$ °C. Un des avantages des centrales à turbine à gaz est le temps réduit pour la mise en œuvre, le gestionnaire d'un réseau de distribution électrique peut ainsi moduler facilement la capacité de production pour s'adapter aux variations de la consommation.

L'installation d'un groupe électrogène à turbine à gaz peut s'accompagner d'une installation en cogénération, afin de récupérer les quantités importantes d'énergie (environ 65 % de l'énergie consommée) contenues dans les gaz d'échappement. La principale application de ce type consiste à injecter ces gaz, éventuellement après passage dans un tunnel de post-combustion, dans une chaudière de récupération, avec production d'eau chaude ou de vapeur.

II.A.7.2-Propulsion :

C'est grâce à leur puissance massique et puissance volumique élevées que de petites turbines sont utilisées pour motoriser les hélicoptères et voitures. Des trains (Turbotrain) RTG et ETG, mais aussi des chars d'assaut, des navires, sont propulsés par des turbines à gaz de puissance moyenne. Les turboréacteurs et les turbopropulseurs sont des turbines à gaz utilisées en aéronautique pour propulser des avions modernes et rapides.

II.A.7.3-Moteur :

Les industries pétrolière et gazière utilisent des turbines à gaz pour entraîner des pompes pour les pipelines et des compresseurs pour les gazoducs.

II.A.7.4-Turbine à gaz dans l'industrie pétrochimique :

Les turbines à gaz ont des applications spéciales dans une variété d'industries. Parmi les avantages des turbines à gaz dans ces applications est qu'une variété de carburants peut être employée aux unités de la TAG. Quelques processus de gaz (qui sont autrement perdus) peuvent également être employés dans divers processus. La figure (II.6) montre une turbine à

gaz fournissant l'air de combustion préchauffé aux chaudières. Le refroidissement de l'air à l'aspiration réduit la taille du compresseur et son travail.

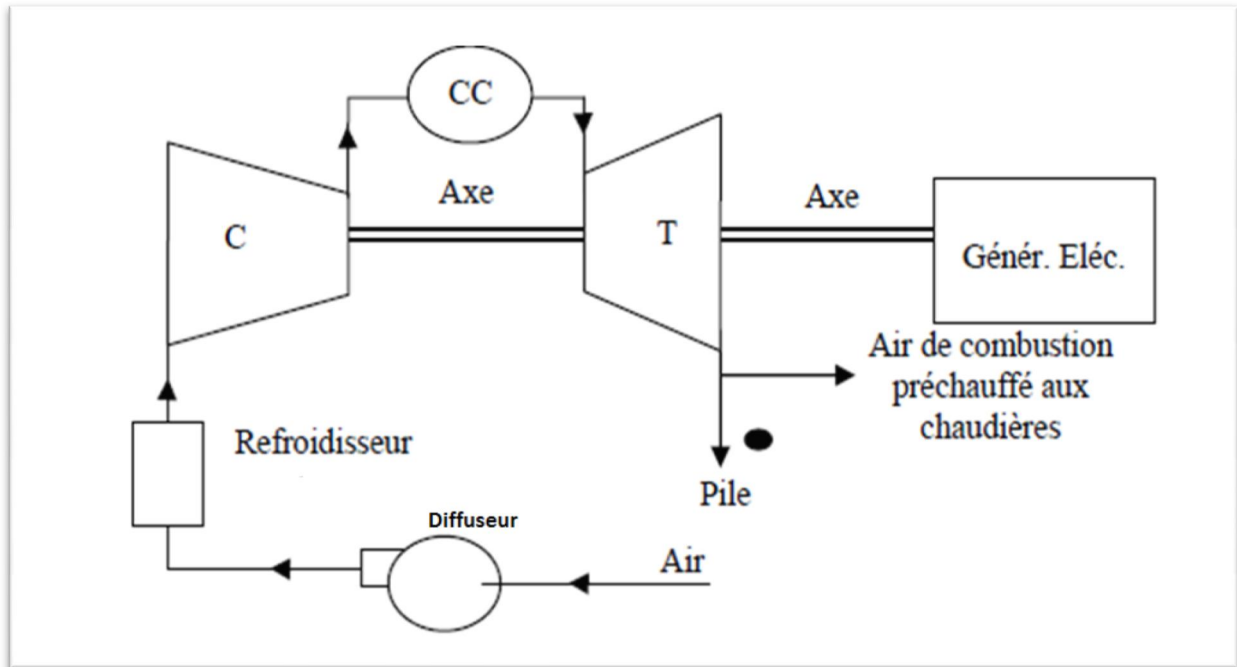


Figure II.6: Turbine à gaz fournissant l'air de combustion préchauffé pour des chaudières vapeur

II.A.8- Classification des turbines à gaz (figure II.7) : [3]

On peut classer les turbines selon différents points:

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

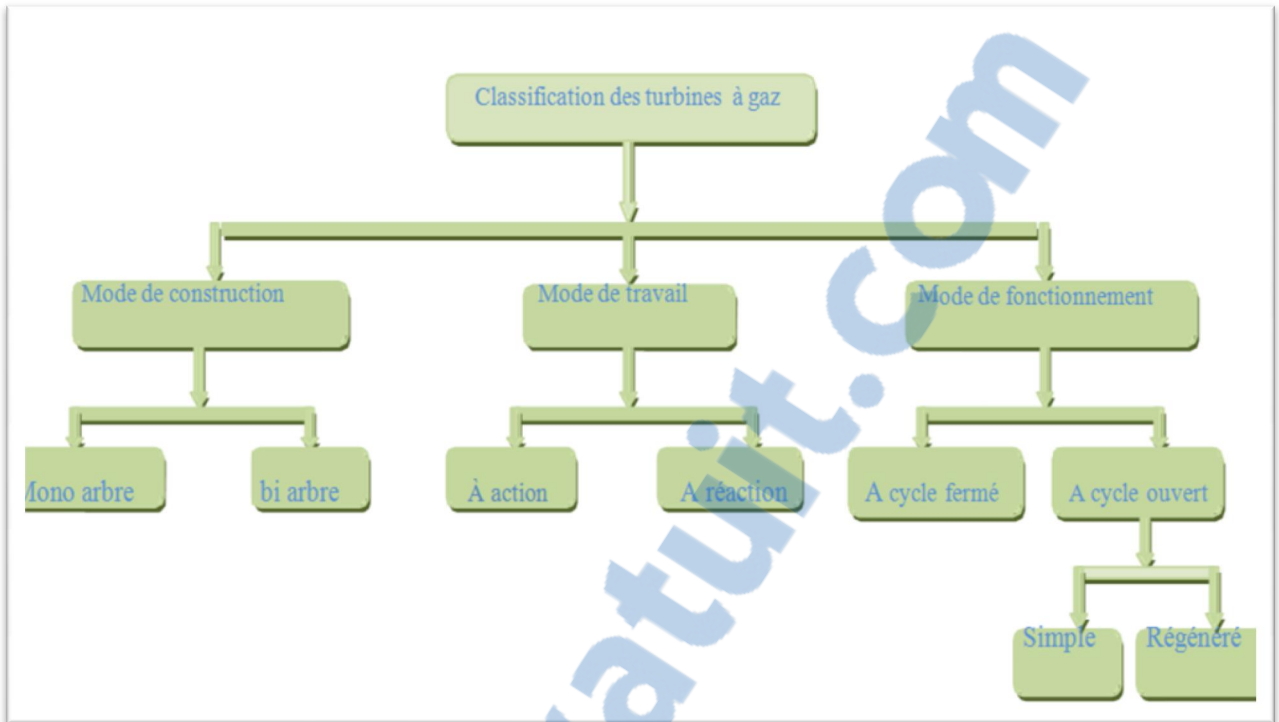


Figure II.7 : Classification de la turbine à gaz

II.A.8-1 : Par le mode de construction :

L'objectif pour lequel, on utilise la turbine à gaz définit le type qu'on doit choisir. Dans l'industrie, on trouve les turbines à un seul arbre, dites aussi **mono-arbre**. Elles sont généralement utilisées dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge constante (pour entraîner les générateurs d'électricité). Un deuxième type, englobe les turbines à deux arbres (**bi-arbres**). Elles ont l'avantage d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseur,...). Elles se composent de deux parties, la première assure l'autonomie de la turbine, la deuxième est liée à la charge. Un troisième type peut être aussi cité, ce sont les turbines dites dérivées de l'aéronautique. Elles ont une conception spéciale suivant le domaine dans lequel elles sont utilisées. Dans ce troisième type, la partie qui assure l'autonomie de la turbine existe toujours, et l'énergie encore emmagasinée dans les gaz d'échappement est utilisée pour créer la poussée, en transformant cette énergie (thermique et de pression) en une énergie cinétique de jet dans une tuyère. [3]

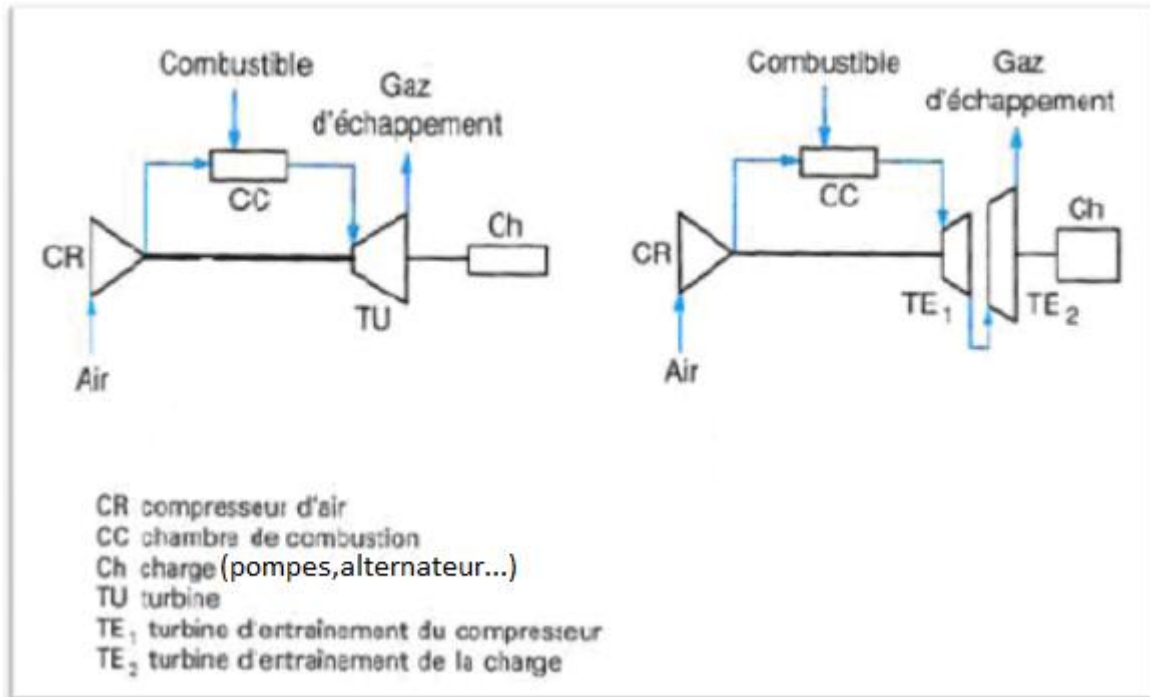


Figure II.8: Turbines à gaz à un arbre et à deux arbres

II.A.8.2 - Par le mode de travail : On distingue deux types de turbine :

II.A.8.2.a-Turbine à action : Où l'énergie thermique est transformée complètement en énergie cinétique dans la directrice. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique $P_0 > P_1 = P_2$.

II.A.8.2.b- Turbine à réaction : Une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique $P_0 > P_1 > P_2$. Le taux de réaction ϵ caractérisera le pourcentage d'énergie thermique totale. [6]

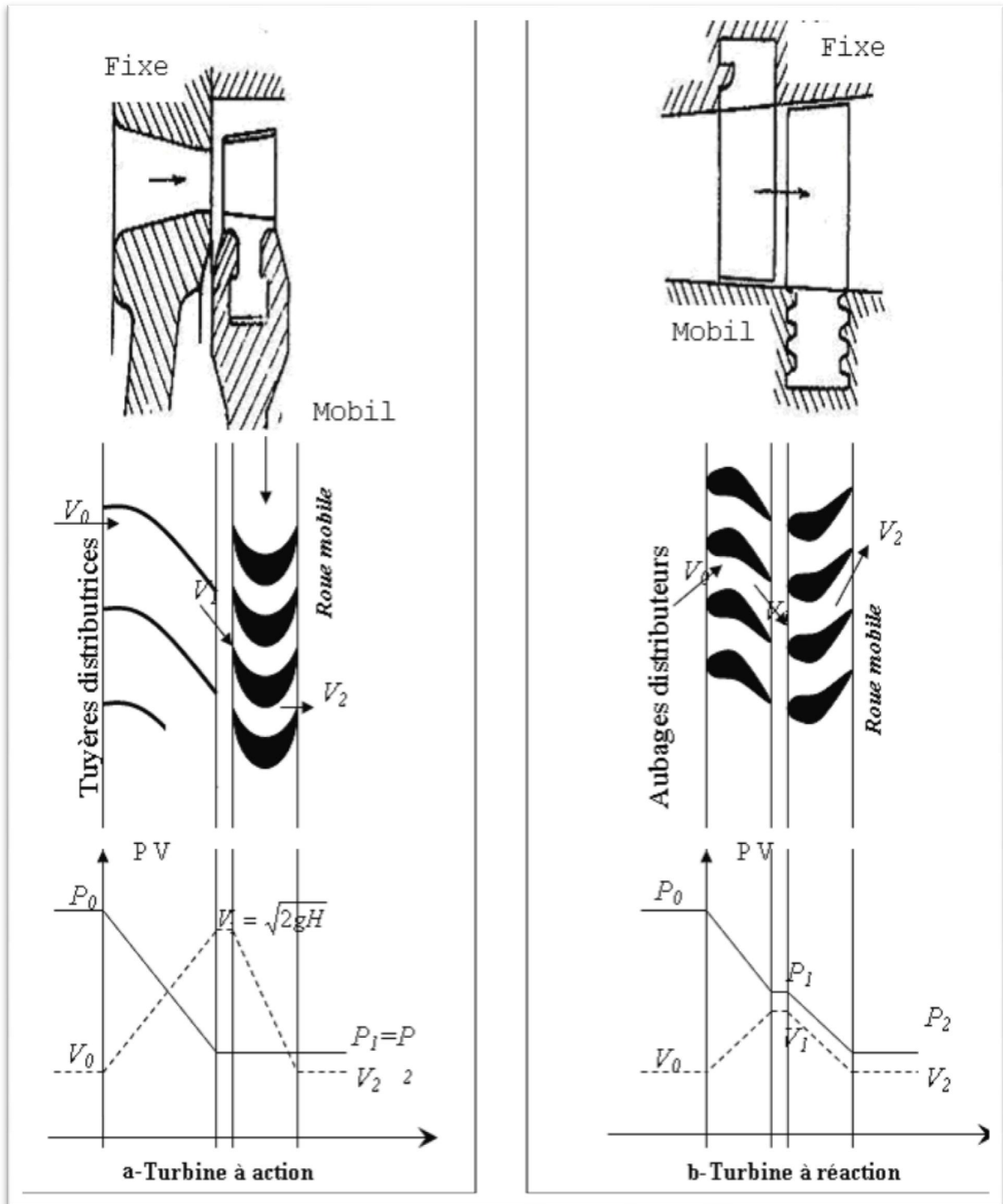


Figure II.9 : Schéma de turbine à action et turbine à réaction

II.A.8.3-Par le mode de fonctionnement thermodynamique : Il existe deux cycles thermodynamiques :

II.A.8.3.a-Turbine à gaz à cycle fermé : Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

II.A.8.3.b-Turbine à gaz à cycle ouvert : C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère.

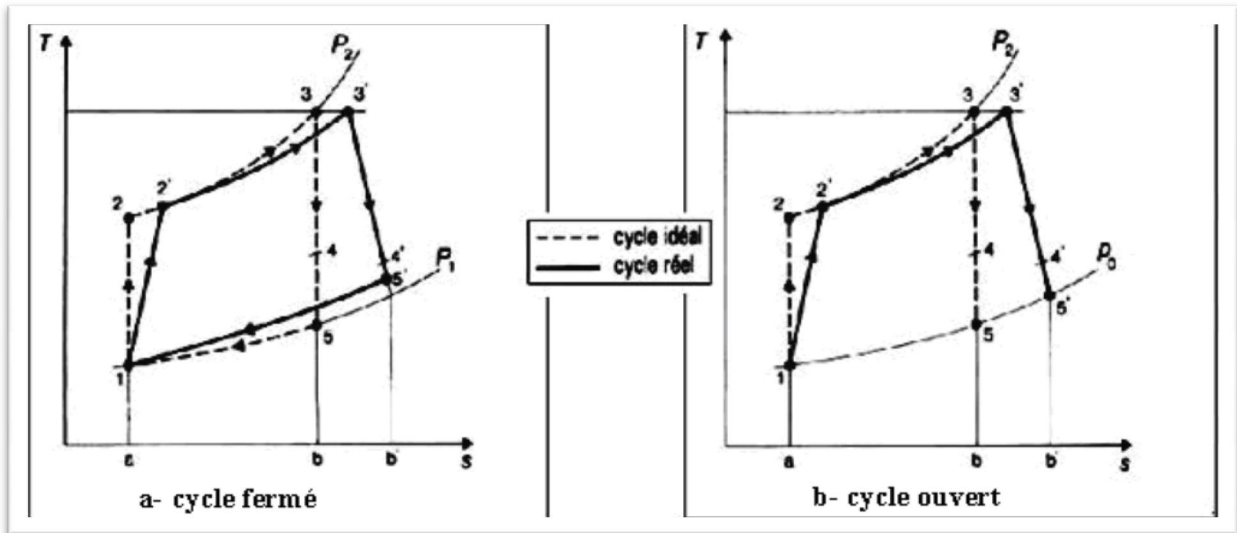


Figure II.10: Représentation des cycles fermé et ouvert

Ce type de turbine qui est le plus répandu se divise en deux classes :

➤ **Turbine à cycle simple :**

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

➤ **Turbine à cycle régénéré :**

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

De nos jours la turbine à gaz connaît une large utilisation et dans différents domaines et en particulier dans le domaine des hydrocarbures à cause de leur grande gamme de puissance et leurs propres avantages. [5]

II.A.9- Les avantages et les inconvénients :

II.A.9.1-Les avantages :

Si on compare la turbine à gaz à ses concurrents dans la famille des moteurs à combustion interne, elle présente des avantages importants :

- Faible encombrement
- Bon rendement
- Fiables
- émissions de polluant
- Équipements auxiliaires « bon marché »
- A l'exception de démarrage et arrêt, la puissance est produite d'une façon continue
- Possibilité de fonctionnement à faible charge

II.A.9.2-Inconvénients :

- Combustibles propres donc coûteux (les gaz brûlés se détendent directement dans la turbine)
- Temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel ; à titre indicatif : 30 à 120s pour une turbine, 8 à 20s pour un groupe diesel
- Rendement inférieur à celui d'un moteur diesel (cycle simple). A titre indicatif : 28 à 33 % pour une turbine de 3000 kW, 32 à 38 % pour un groupe diesel [5]

II.A.10- Les facteurs influençant sur les performances d'une TAG :

II.I.10.1-Température d'admission : [8]

Les variations de la température ambiante ont un impact sur la puissance de la charge total, mais également sur les performances de la turbine de puissance. Les fabricants donnent les diagrammes typiques des performances qui décrivent ces rapports pour des conditions standard (ISO). Ces courbes sont les résultats de l'interaction entre les divers éléments mobile et les systèmes de contrôle.

L'augmentation de la température ambiant baisse la masse volumique d'air d'admission, de se fait une réduction du débit massique traversant la turbine, et cela conduit à une réduction du rendement à la sortie. A une vitesse constante ou le débit volumique reste approximativement invariable, le débit massique augment avec la diminution de la température et vis versa.

II.I.10.2-Humidité: [8]

L'impact sur les performances de la TAG sera mieux décrit par la teneur en eau d'air.

Puisque la concentration d'eau dans l'air pour la même humidité relative augment avec l'augmentation de la température, les effets sur les performances de la machine sont négligeables pour de baisse température ambiant. Ces effets sont assez petits dans la gamme d'humidité de 1 à 2% si les températures vont jusqu'à 38°C. Comme la teneur en eau change les propriétés thermodynamique de l'air (telles que la densité et la capacité calorifique), elle cause les changements des performances des TAG.

On constate que l'augmentation de l'humidité réduit la puissance de sortie.

II.A.10.3-Perte de pression à l'admission et à l'échappement (figure II.11) : [8]

Le système d'admission se compose d'un ou plusieurs systèmes de filtration, d'un silencieux, d'une canalisation, d'un humidificateur, du refroidisseur par évaporation, et des systèmes de régénération de la chaleur de récupération. Tous ces systèmes causent des chutes de pression, ces pertes inévitables de pression dans l'admission et le dispositif d'échappement causent une réduction dans la puissance, peut être décrite par les courbes simples de correction, qui sont habituellement fournies par le fabricant de l'équipement représenter sur la figure (II.11). L'impact sur la quantité de chaleur est calculé en prenant le débit du combustibles à des conditions ISO (Organisation Standard International) et en le divisent par la puissance réduite.

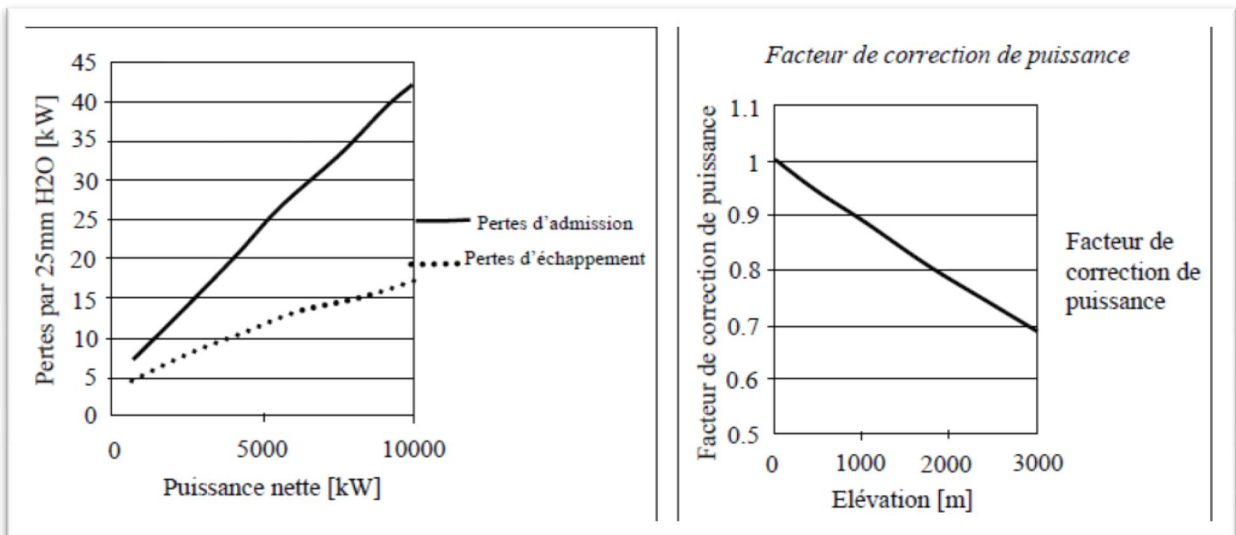


Figure II. 11 : Facteurs de correction pour des pertes d'admission, des pertes d'échappement et l'altitude d'emplacement

II.I.10.4-Carburant :

L'influence de la composition du carburant sur les performances des TAG est plutôt complexe. L'effet positif sur la performance est plutôt petit si le carburant est le gaz naturel. Le gaz carburant avec une grande quantité de composants inertes (telque (CO₂) ou(N₂)) a un bas indice de wobbe, alors que les substances avec une grande quantité des hydrocarbures plus lourds ont un indice de wobbe élevé.

Cet indice est utilisé dans les applications domestiques du gaz pour déterminer les pressions d'alimentation à appliques à un injecteur pour conserver la puissance pour des pressions variables.

Généralement les moteurs fourniront légèrement plus de puissance si l'indice de wobbe est réduit.[8]

$$I_w = \frac{PCI}{\sqrt{S_G}}$$

Avec : PCI : est le pouvoir calorifique inférieur du carburant

S_G : est la pesanteur spécifique de gaz

II.A.11- Etude des Cycles thermodynamiques d'une turbine à gaz : [8]

II.A.11.1-Cycle idéal de Baryton : La convection de la chaleur dégagée de la combustion du carburant en énergie mécanique dans une turbine à gaz est réalisée suivant le cycle de Brayton montré dans un diagramme (h-s) comme indique la figure (II.12) :

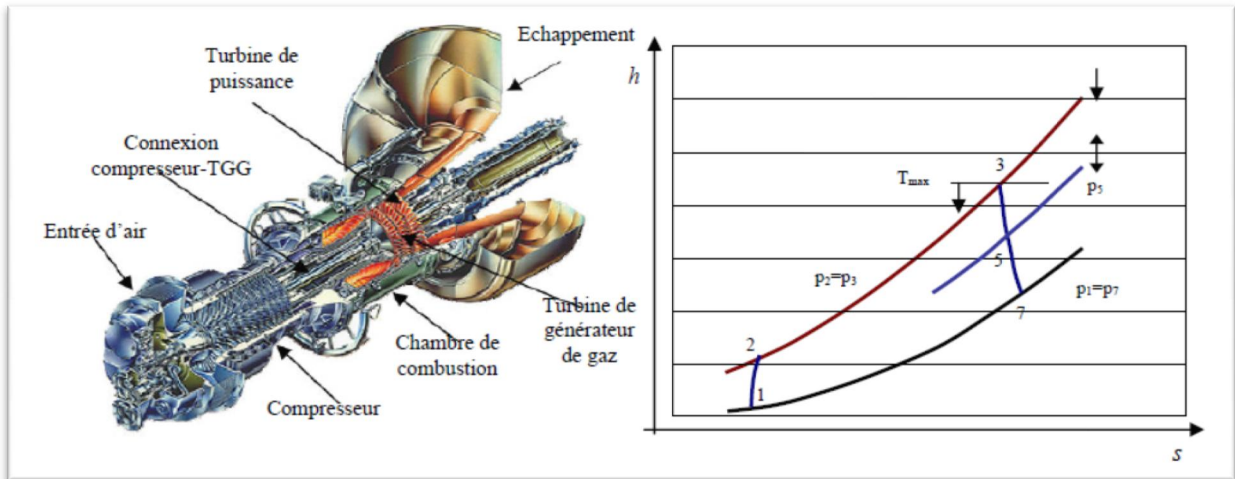


Figure II.12 : Diagramme (h-s) d'un cycle de Brayton

L'air est comprimé dans le compresseur de la turbine à gaz de la position 1 à la position 2. La chaleur ajoutée dans la chambre de combustion ramène le cycle 2 à 3. Les gaz chauds alors se détendent dans une turbine à un seul arbre, la détente s'effectue de 3 à 7, alors que dans un moteur à deux arbres, les gaz se détendent de 3 à 5 dans la turbine de générateur de gaz et après de 5 à 7 dans la turbine de puissance. Le différent entre les travaux spécifiques de détente 3-7 et de compression 1-2 constitue de travail utile de la turbine. La majeure partie du travail de la détente 3-7 est employée pour fournir le travail 1 à 2 et de 3 à 5 doivent être approximativement égales, parce que le travail de compresseur doit être fourni par la turbine de générateur de gaz. La ligne 5-7 décrit le travail net de la turbine de puissance.

II.A.11.2-Cycle réel de Brayton :

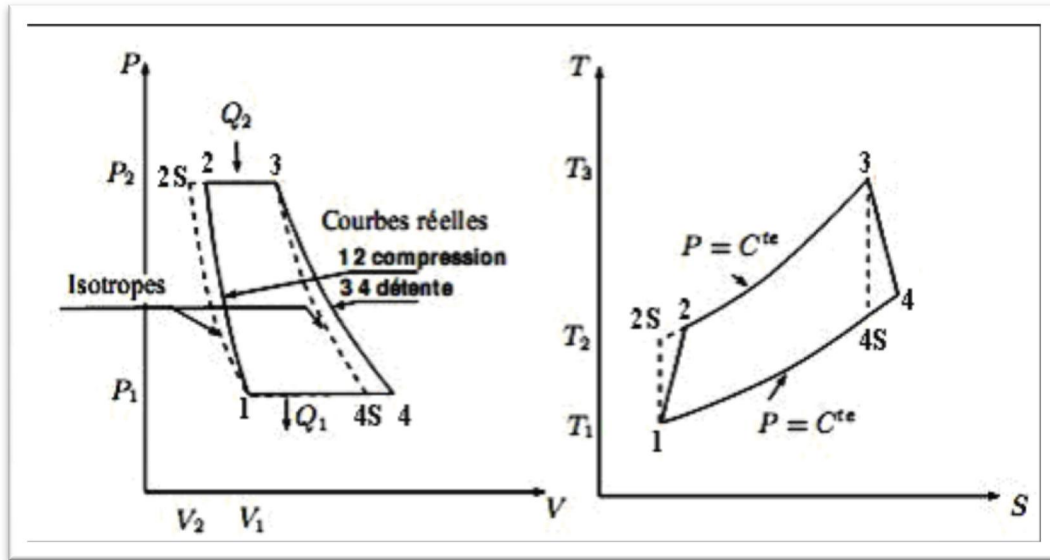


Figure II.13 : Cycle réel d'une turbine à gaz

Le cycle réel se différencie du cycle idéal de la manière suivante : La compression est adiabatique, de rendement isentropique η_c : en raison des travaux de frottement, la température réelle est plus élevée que la température théorique, et la transformation de compression n'est plus isentropique 1-2s mais 1-2s tel que $T_2 > T_{2s}$. La détente dans la turbine est adiabatique, de rendement isentropique η_t : en raison des travaux de frottement, la transformation de la détente ne s'effectue pas suivant un arc d'isotrope, mais suivant un arc tel que $T_4 > T_{4s}$.

II.A.11.3-Cycle idéal de joule :

Dans le cycle idéal de joule les processus : la compression (1-2) et la détente (3-4) se produisent dans le compresseur et la turbine sont supposés isentropique, la chaleur additionnée (2-3) dans l'échangeur de chaleur (chambre de combustion) et le rejet (4-1) se produisent à pression constantes.

Les gaz à la sortie de turbine sont perdus dans l'atmosphère, donc le processus (4-1) ne se produit pas au sein de l'unité. D'autre hypothèse pour le cycle idéal de joule sont comme suit :

- 1- Les pertes de pression dans les échangeurs de chaleur et les passages reliant les équipements sont négligeables
- 2- Le fluide de fonctionnement est un gaz parfait
- 3- L'efficacité des échangeurs de chaleur est 100%

Le cycle idéal de joule dans les diagrammes (p-v) et (T-S) est montré sur les figures (II.14) et (II.15) respectivement.

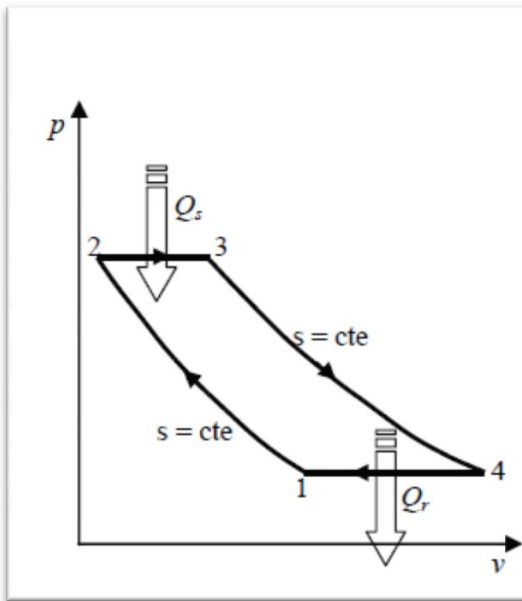


Figure II.14 : Diagramme P-v d'un cycle idéal de joule

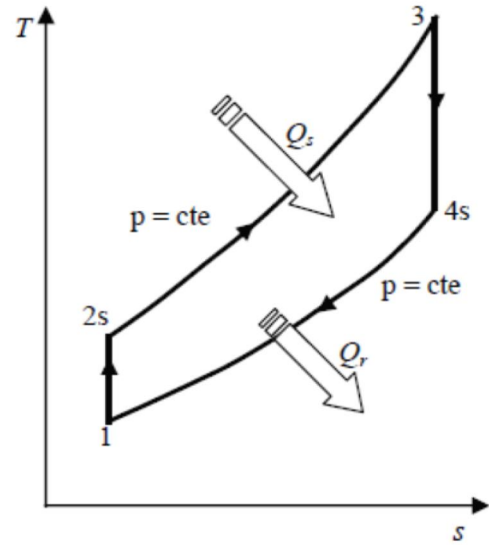


Figure II.15 : Diagramme T-S d'un cycle idéal de joule

II.A.11.4-Cycle réel de joule : Dans le cycle réel à pression constante le travail dans le compresseur et la turbine est adiabatique au lieu d'isentropique comme montré à la figure (II.16) :

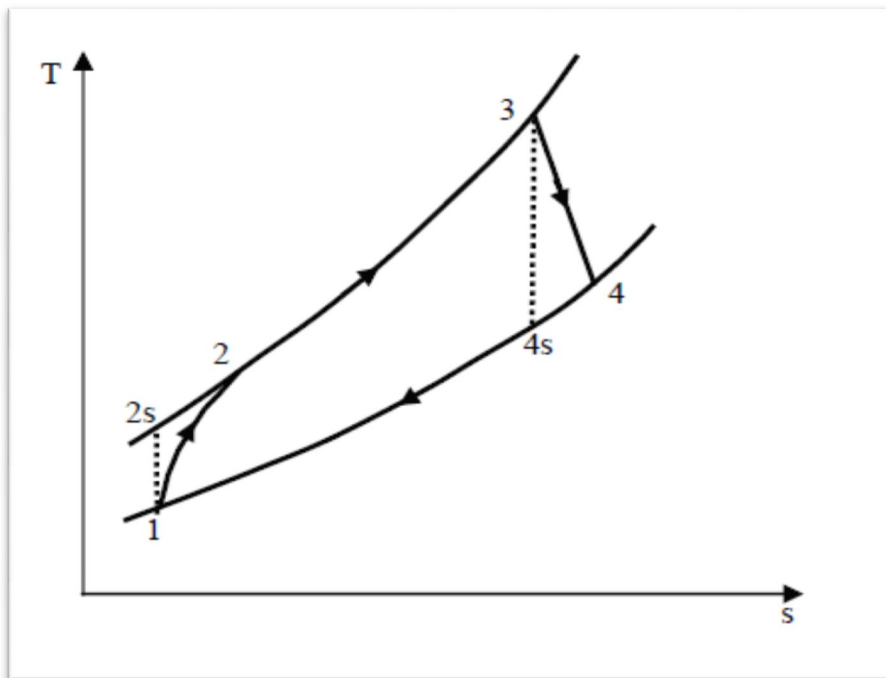


Figure II.16 : Diagramme T-S pour un cycle réel sans perte de pression

Dans une installation réelle de turbine à gaz voir la figure (II.17), les pressions durant les processus (2-3) et (4-1) ne demeurent pas constantes a cause des pertes inhérents de pression dans les circuits d'air et de gaz .Par conséquent les rapports de pression et de température dans le compresseur et la turbine ne seront pas identiques. La réduction double du rapport de pression de turbine réduit le travail de l'installation et le rendement thermique.

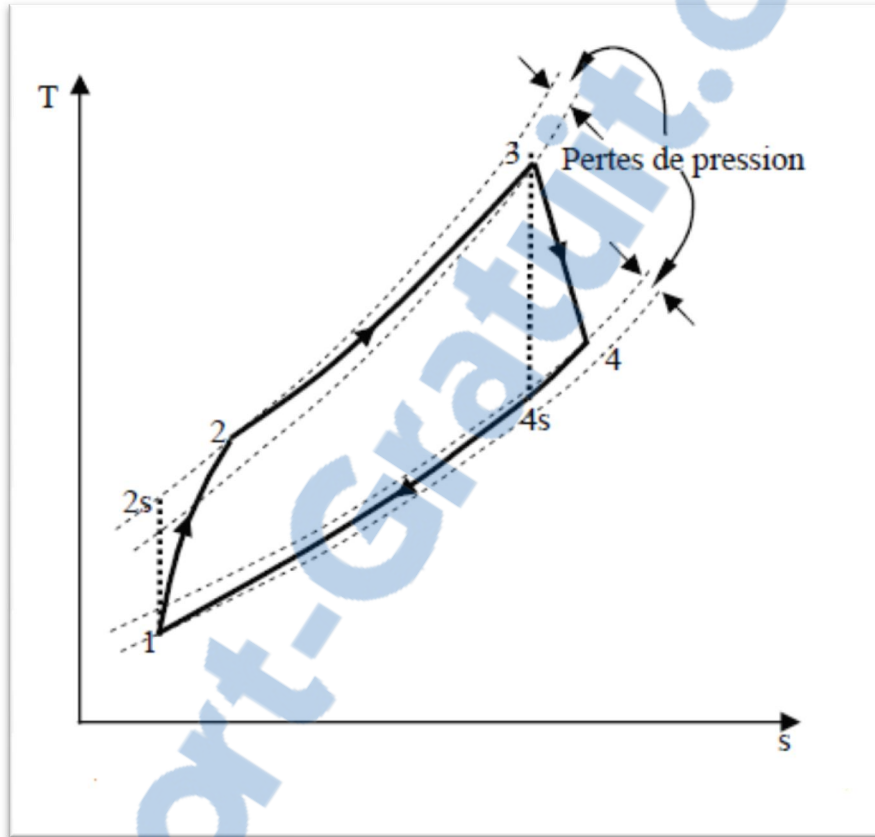


Figure II.17 : Diagramme T-S pour un cycle réel avec perte de pression

II.A.11.5-Cycle d'Atkinson :

La figure (II.18) montre le diagramme P-V d'un cycle à volume constant connu sous le nom de cycle d'Atkinson .Egalement les processus de compression et de détente sont isentropique dans ce cycle. L'addition de la chaleur a lieu a volume constant et son rejet à pression constante.Les difficulté pratique de réaliser l'addition de la chaleur a volume constant et le déplacement intermédiaire de l'écoulement dans l'installation ont été serte les obstacles majeurs dans son développement. Pour quelques applications industrielles, ce cycle a été profitablement employé à une unité combinée de la turbine à gaz.

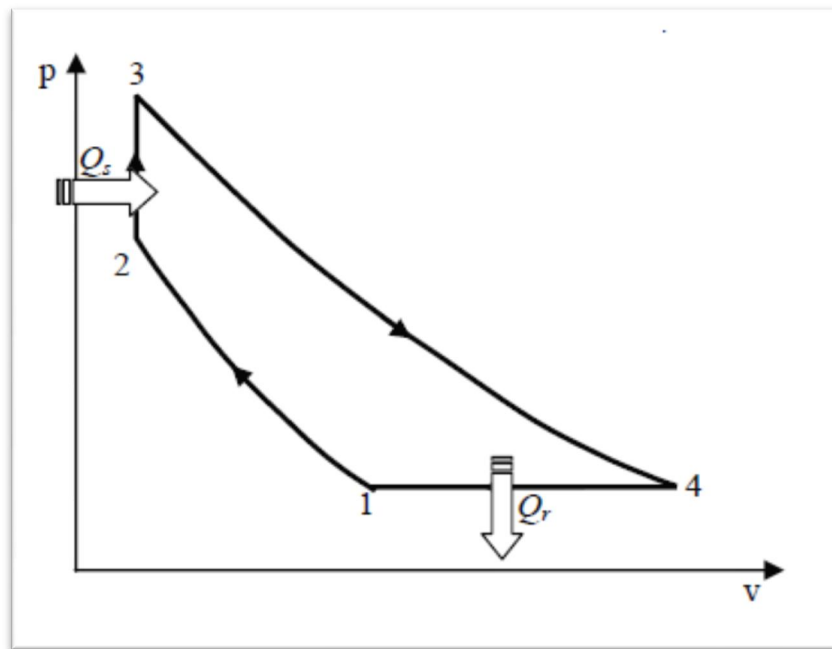


Figure II.18 : Cycle a volume constant d'Atkinson

La plupart des centrales modernes de turbine à gaz utilisent un certain nombre de variation du cycle de combustion à pression constante (cycle de Brayton).

On s'intéresse à une turbine à gaz type DR990 existante au site de Haoud Berkaoui.

II.B- Présentation de la turbine à gaz type DR990 : [9]

II.B.1- Description de la turbine à gaz DR990 (figure II.19) :

La turbine à gaz DR990, a une constitution modulaire afin de faciliter le remplacement des éléments usés et de diminuer le temps d'intervention sur site.

Sa puissance nominale est de 4400 KW. [9]

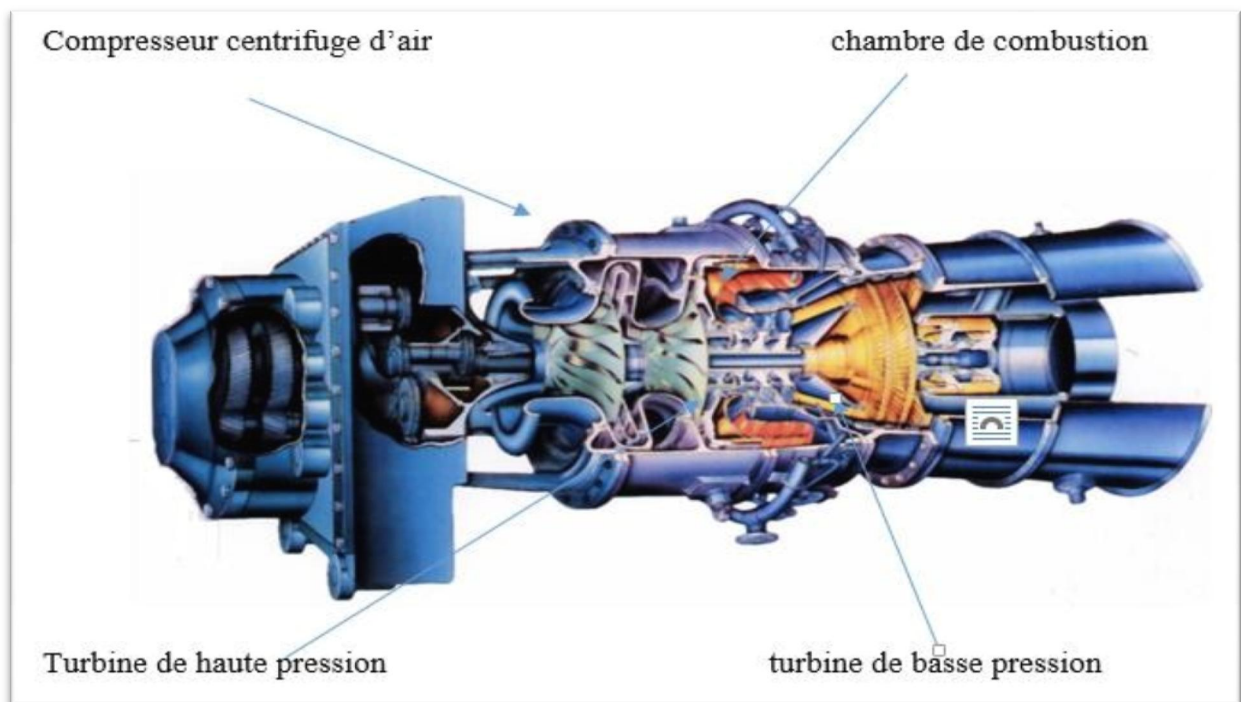


Figure II-19 : Vue d'ensemble de turbine à gaz DR 990

Elle se compose de :

- Système d'admission
- Génératrice de gaz
- Turbine axiale de puissance
- Système d'échappement



II.B.2- Système d'admission (Figure II.20) :

Le but du système d'admission d'une turbine à gaz est de :

- Diriger l'air de combustion vers la section d'admission du compresseur
- Alimenter le turbomoteur par la quantité demandée d'air avec le minimum de perte de charge (pression totale) et avec un maximum d'homogénéité de répartition de pression totale sur la section d'entrée compresseur
- Débarrasser l'air admis des impuretés en suspension (poussière) qui peuvent endommager les parties tournantes (compresseur, turbine)

Le système d'admission de la turbine à gaz comprend les éléments principaux :

- Filtre d'air
- Conduit
- Silencieux
- Coude
- Caisse d'admission

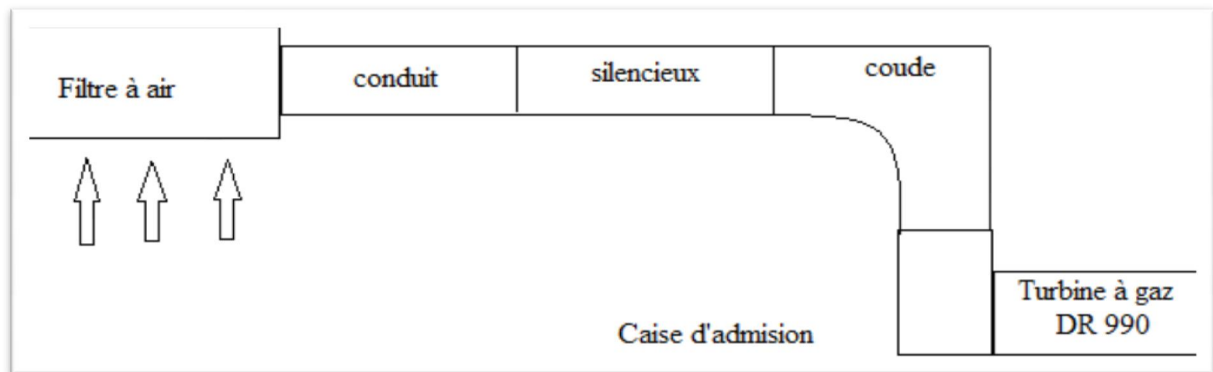


Figure II-20: Système typique d'admission

II.B.3- Génératrice de gaz :

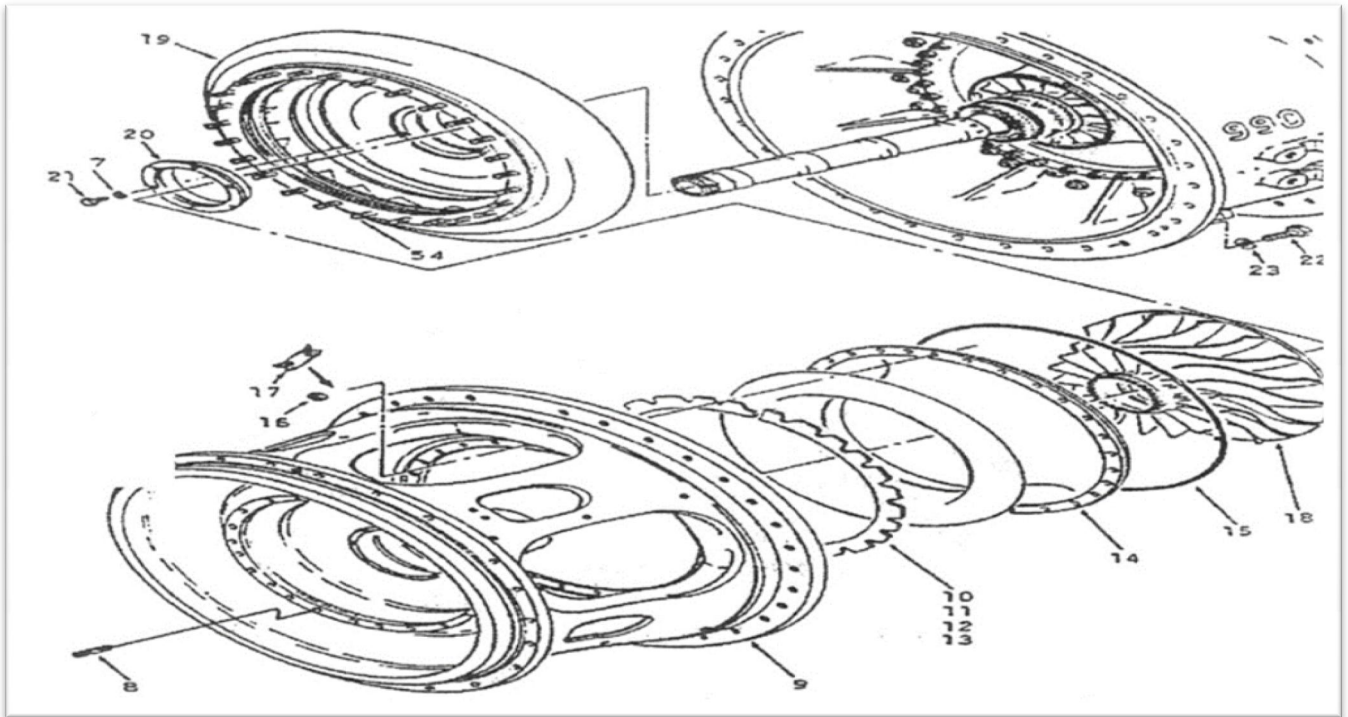
Elle est composée de trois éléments essentiels :

- Compresseur centrifuge
- Chambre de combustion
- Turbine de haute pression

II.B.3.1- Compresseur centrifuge : Le compresseur centrifuge est composé de deux étages constituant le rotor. Chaque étage est composé de :

Un impulseur : La rotation de l'impulseur permet d'aspirer l'air de la caisse d'admission. L'air est ensuite envoyé radialement à travers les espaces disponibles entre les aubes puis à travers le diffuseur en sortant de ce dernier à très grande vitesse.

Un diffuseur : Le diffuseur est un conduit divergent qui entoure l'impulseur. Il convertit la grande vitesse acquise par l'air dans l'impulseur en pression.



7,23 : rondelle
19 : diffuseur
21,22 : boulon mécanique
10, 11, 12,13 : cale de roue

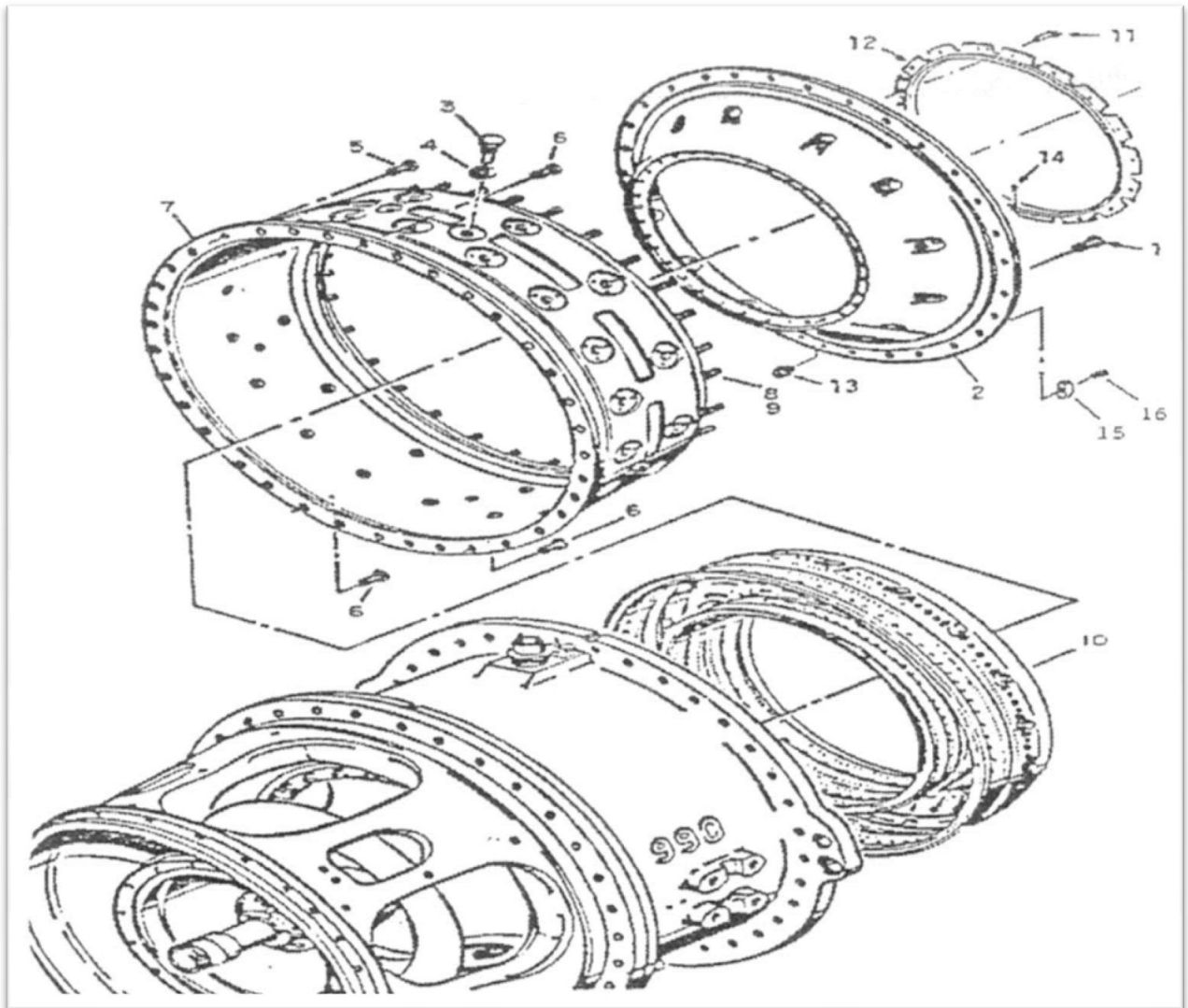
18 : roue compresseur
14,20 : virole
9 : logement

Figure II-21 : Ensemble générateur de gaz (extrémité avant) [10]

II.B.3.2- Chambre de combustion (figure II-22) :

La chambre de combustion est de type annulaire, fixée sur le carter. L'air provenant du deuxième étage du compresseur centrifuge passe à travers des fentes (air primaire) et des trous (air secondaire).

L'air primaire est mélangé avec le gaz naturel qui arrive lui à travers 18 buses injectrices introduites dans la chambre par des trous disponibles à des distances égales sur la circonférence. L'allumage est assuré par deux bougies disposées diagonalement à 180°. L'air secondaire sert au refroidissement du métal.



1, 3, 5, 6, 11 : boulon

12 : dispositif de retenue

2 : support

8 : bague de blocage

14 : goujon droit

15 : clavette

10 : chambre de combustion

16 : vis à tête

7 : carter

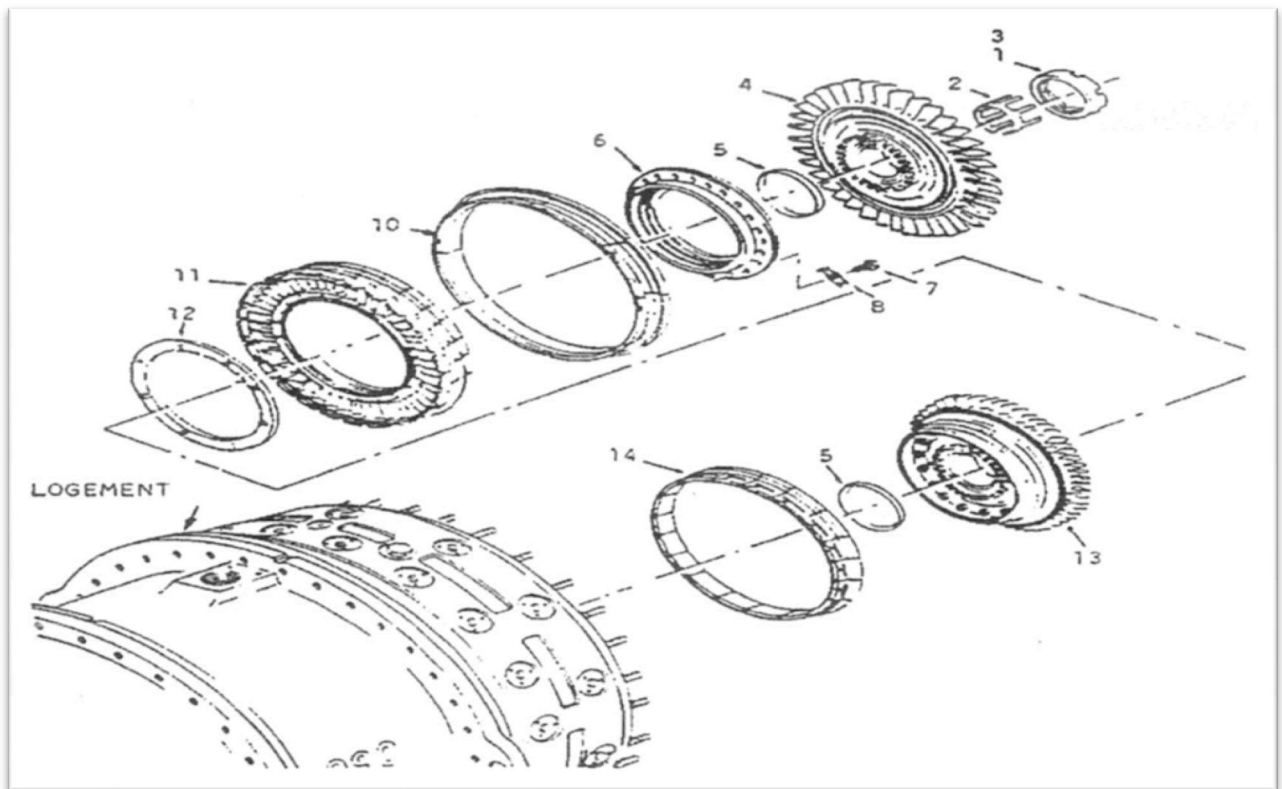
13 : écrou

4 : rondelle

Figure II-22 : Chambre de combustion du générateur de gaz [10]

II.B.3.3- Turbine de haute pression (Figure II.23) :

La turbine à haute pression est composée de trois étages montés sur le même arbre du compresseur centrifuge. Elle assure une première détente des gaz brûlés en produisant l'énergie mécanique nécessaire à l'entraînement du compresseur.



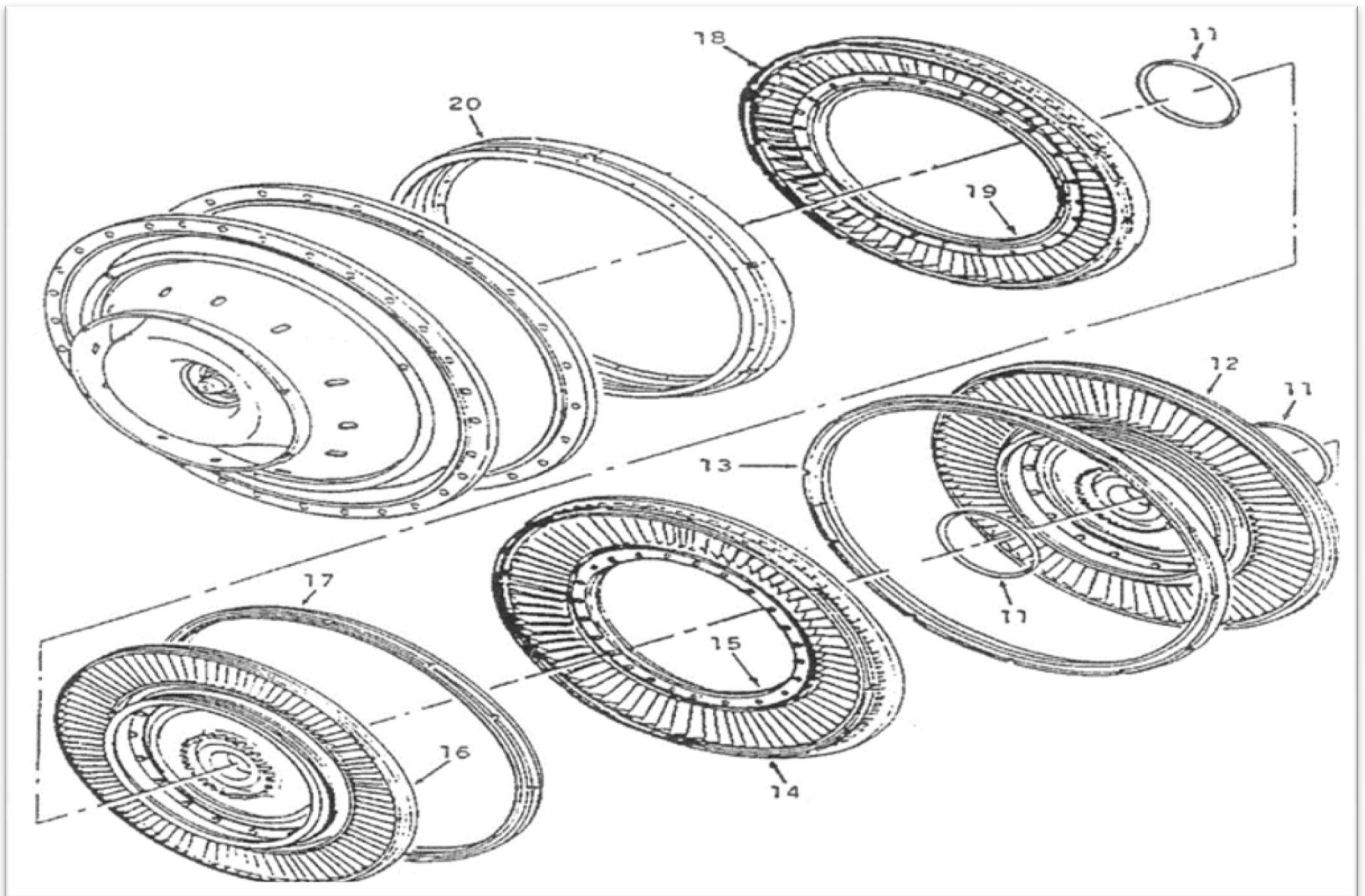
1 : écrou cylindrique
2 : clavette multiple
4 : ensemble roue

5 : bague
6 : joint
7 : boulon

Figure II-23 : Ensemble générateur de gaz (extrémité arrière) [10]

II.B.4- Turbine de puissance (figure II-24) :

La turbine de puissance est composée de trois étages, montés sur un deuxième arbre qui est celui de la machine réceptrice. Elle assure une deuxième détente des gaz brûlés en livrant l'énergie mécanique nécessaire à la rotation de la machine réceptrice.



11 : bague
12,16 : disque-pale
13 : segment
14,18 : stator

15,19 : ensemble joint
17 : segment virole
20 : bague de retenue

Figure II-24 : Ensemble turbine de puissance [10]

II.B.5- Section d'échappement (Figure II.25) :

Le système d'échappement sert à expulser à l'atmosphère, les gaz d'échappement après la détente dans la turbine à gaz. Le système d'échappement d'une turbine à gaz comprend les éléments principaux suivants :

- Caisse d'échappement
- Silencieux d'échappement
- Cheminée

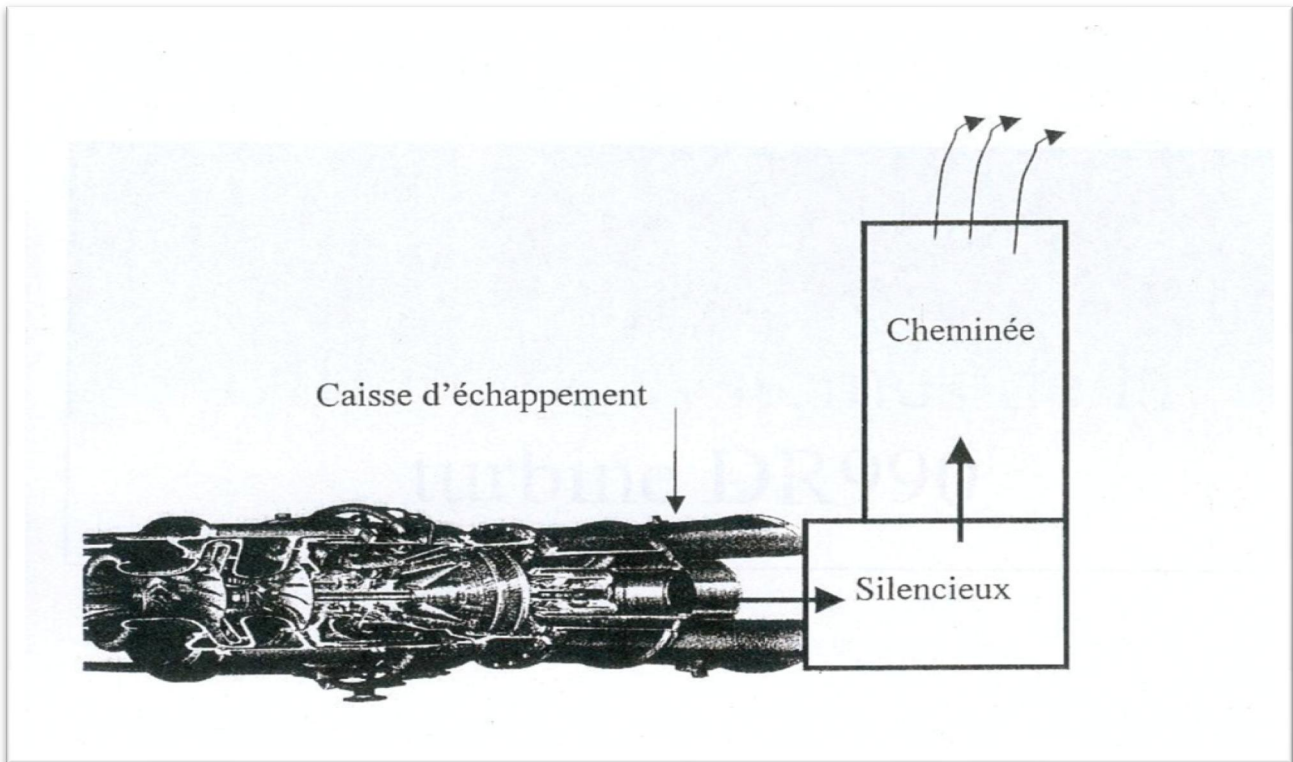


Figure II.25 : Section d'échappement

II.B.6- Accouplement:

Le fonctionnement d'accouplement de type à denture utilisée sur cette turbine est :

- relier deux arbres en rotation de manière à transmettre le couple de l'un à l'autre
- de compenser les trois types de désalignement (parallèle, angulaire et composer)

Les accouplements dans cette turbine sont destinés à coupler le multiplicateur des auxiliaires à l'arbre de la turbine, à l'équipement de puissance chaque fois que les accouplements du type denture sont graissés.

II.B.7- Socle et support de la turbine:

II.B.7.1- Socle:

Le socle de la turbine de cette station est constitué par le socle turbine et le socle des accessoires, en plus de supporter la turbine elle-même. Il sert également de surface de montage pour l'entrée et l'échappement de la turbine.

Le socle des accessoires est utilisé pour monter tous les équipements auxiliaires de la turbine et en même temps sert de réservoir pour l'huile de graissage.

II.B.7.2- Supports:

La turbine à gaz est soutenue aux socles par deux plaques de supports souples, l'une se trouve sous la caisse d'admission et l'autre sous la caisse de cadre d'échappement. Ces supports évitent le déplacement axial, dû à la dilatation thermique pendant le fonctionnement.

La plaque de supports à l'entrée est soudée à traverse avant de la base de la turbine. Pour éviter le désalignement des joints et pour éviter toute contrainte de dilatation thermique affectant la tuyauterie reliant les deux socles, deux supports centraux sont prévus à la partie inférieure de la traverse avant et de la travers du socle de la turbine.

II.B.7.3-Les paliers :

La turbine à gaz a trois paliers principaux supportant les rotors du compresseur et de la turbine, ces paliers sont numérotés 1, 2 et 3 le palier numero1 (n°1) se trouve dans le corps d'admission compresseur, le palier numero2 (n°2) dans le corps de refoulement de compresseur et le palier numero3 (n°3) se trouve dans le corps de refoulement de turbine de puissance.

II.B.7.3.a- Les paliers lisses:

Appelés paliers radiaux, ils supportent les charges radiales des forces du poids du rotor qui sont orthogonales à l'axe de rotation, en même temps ils supportent les charges dynamiques provoquées par le déséquilibre et d'autres charges produites par les composants reliés, tels que réducteurs de vitesse et accouplement.

La force du support verticale égale et opposée à la force du poids du rotor est produite par le mouvement relatif entre la zone supportée de l'arbre tournant et le palier grâce à l'action de la pellicule d'huile interposée entre le rotor et la surface interne du palier.

II.B.7.3.b- Paliers de butée:

Les paliers de butées supportent les charges axiales spécifiées ci-dessous:

- charges aérodynamiques primaires par la poussée axiale déséquilibrée du compresseur
- charges secondaires, provoquées par les efforts transitoires qui causent l'expansion axiale dans les diverses machines et sont transmises par le frottement axial des accouplements

Une autre caractéristique de ce type de palier consiste dans le maintien d'une position axiale fixe du stator afin d'éviter le frottement axial lors du fonctionnement.

II.B.8- Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons conclu que la turbine à gaz est un moteur à combustion interne, elle comprend un compresseur axial qui aspire l'air à la pression atmosphérique ; une chambre de combustion, où l'air comprimé est réchauffé à pression constante par la combustion d'une certaine quantité de combustible et enfin une turbine de détente des gaz jusqu'à la pression atmosphérique.

Afin de réaliser l'étude en étudiant l'influence de quelques paramètres sur le rendement de l'installation comme : l'humidité, la température d'admission, les pertes de pression à l'admission et l'échappement et la composition des carburants.

Dans le prochain chapitre (chapitre III), nous allons procéder au calcul thermodynamique de la turbine à gaz DR990.

Chapitre III :
Calcul
thermodynamique de
la turbine à gaz
DR 990

III.1- Introduction :

Les calculs énergétiques ont pour but de déterminer les performances dans les conditions d'exploitation de ces machines (DR990) 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.

III.2- Cycle thermodynamique réel de la turbine à gaz :

La turbine à gaz DR990 fonctionne selon le cycle thermodynamique de joule comme il est représenté par le diagramme (T-S) suivant (figure III-1) :

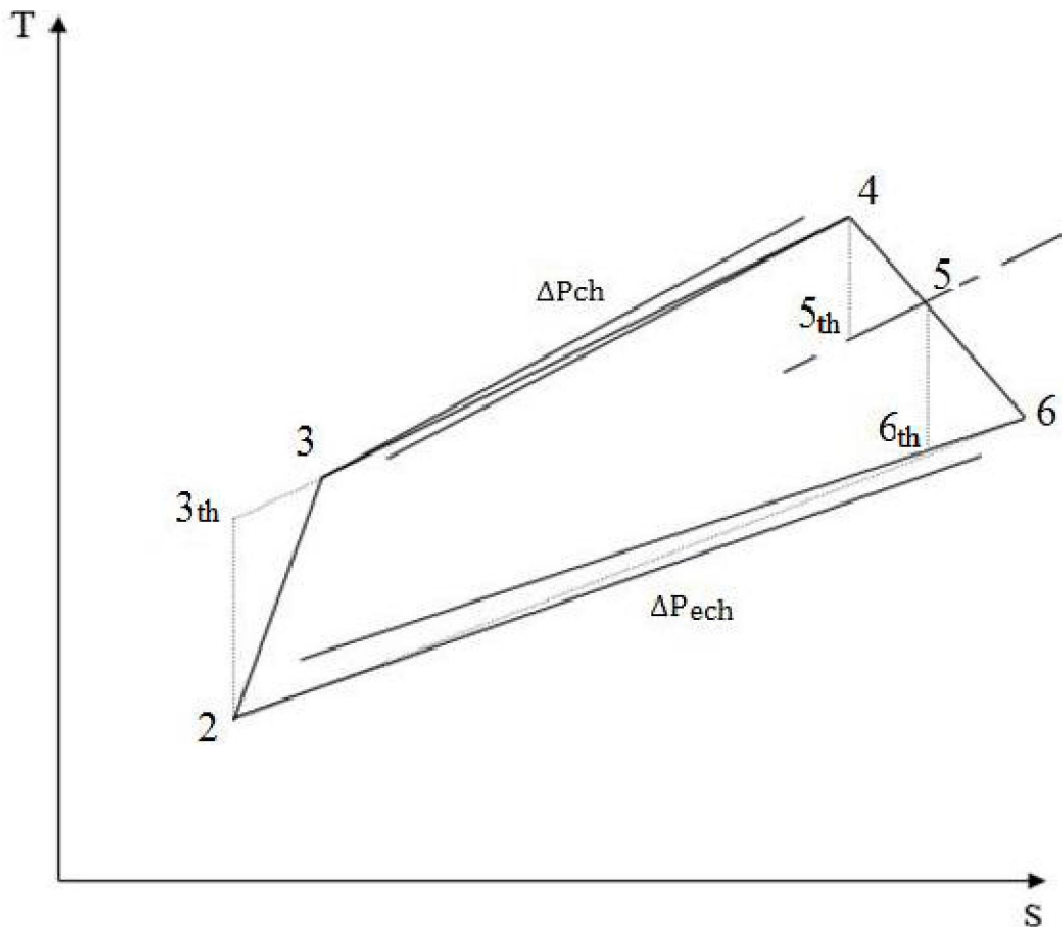


Figure III-1 : Cycle réel de turbine à gaz à deux lignes d'arbre

- Le segment (2-3) représente une compression réelle avec une température T_3 supérieure à T_{3th} qu'aurait donné une compression isentropique.
- Le segment (3-4) représente la combustion qui se fait à pression constante à une perte de charge ΔP_{ch} près de la chambre de combustion.

- Le segment (4-5) représente la détente dans la turbine haute pression (hp). Elle se fait avec une dissipation d'énergie à travers les parois, la température de détente T_5 est supérieure à T_{5th} qu'aurait donnée une détente isentropique.
- Le segment (5-6) représente la détente dans la turbine basse pression (bp), la température T_6 finale est supérieure à T_{6th}

La pression p_6 est légèrement supérieure à celle atmosphérique ce qui pousse les gaz de combustion vers l'atmosphère (échappement).

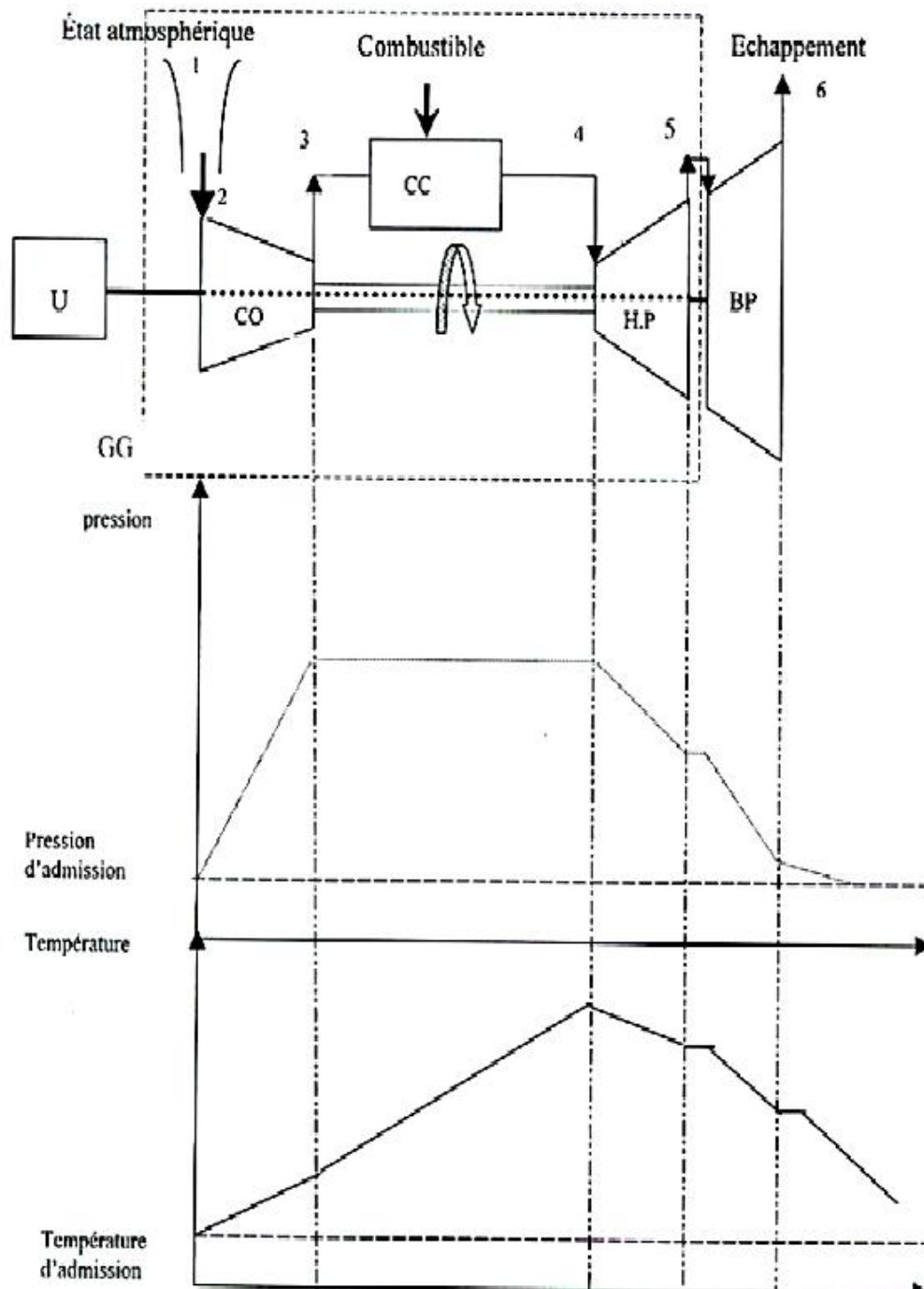


Figure III.2 : schéma de fonctionnement de la turbine à gaz DR990 et l'évolution de la pression et de la température

III.3- Détermination de chaleur massique :

Les chaleurs massiques des gaz réels sont fonction des paramètres d'état (T-P).

Dans les calculs pratiques, on néglige l'influence de la pression, lorsqu'elle est inférieure à 20 bars, sur la chaleur massique C_p de l'air ; ainsi :

Pour $T < 1300$ K

On a :

$$C_p = 0,9648 + 0,099 \cdot \frac{T}{1000} \quad [\text{kJ/kg.K}] \quad (\text{III-1})$$

La variation d'enthalpie au cours de la compression adiabatique (2-3) s'exprime comme suit :

$$h_3 - h_4 = C_{p(T_3)} \cdot (T_3 - 273,15) - C_{p(T_4)} \cdot (T_4 - 273,15)$$

En introduisant la chaleur massique moyenne de convention $C_{p(T_3, T_4)}$ dans l'intervalle de température T on a :

$$C_{p(T_3, T_4)} \cdot (T_3 - T_4) = C_{p(T_3)} \cdot (T_3 - 273,15) - C_{p(T_4)} \cdot (T_4 - 273,15)$$

D'où :

$$C_{p(T_3, T_4)} = \frac{C_{p(T_3)} \cdot t_3 - C_{p(T_4)} \cdot t_4}{T_3 - T_4} \quad (\text{III-2})$$

Avec : $t_i = T_i - 273,15$

III.4- Partie compresseur :

III.4.1- Pression de l'air :

A l'admission du compresseur, la pression de l'air est estimée à :

$$P_2 = P_1 - \Delta p_a \quad (\text{III-3})$$

Où P_1 est la pression atmosphérique à l'endroit où la turbine est implantée. Elle est exprimée en fonction de l'altitude (Z) comme suit:

$$P_1 = P \cdot \left[1 - \frac{0,0065 \cdot Z}{288,5} \right]^{5,31} \quad (\text{III-4})$$

Pour notre turbine, on a:

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

$$Z = 222 \text{ m}$$

$$P_1 = 0,9863 \text{ bar}$$

$$\Delta p_a = 100 \text{ mm H}_2\text{O} = 0,01 \text{ bar}$$

Donc:

$$P_2 = 0,9763 \text{ bar}$$

Le tableau suivant présente les valeurs affichées sur l'écran de la salle de contrôle qui concerne la turbine à gaz DR 990 :

| | |
|--|---------|
| Température T_2 [K] | 288,15 |
| Température T_3 [K] | 523,15 |
| Température T_4 [K] | 1073,40 |
| Température T_5 [K] | 857,15 |
| Température T_6 [K] | 697,46 |
| Vitesse Génératrice de Gaz [tr/min] | 16200 |
| Vitesse basse pression [tr/min] | 6880 |
| Pression p_3 [bar] | 7,5 |
| Ouverture de la vanne FCV | 16,8 |

Tableau III-1 : Tableau des données [11]

Pour : $T_2 = 288,15 \text{ K}$; $C_{p(T_2)} = 0,9933 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

Et pour : $T_3 = 523,15 \text{ K}$; $C_{p(T_3)} = 1,0117 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

Et de (III-2) on aura :

$$C_{p(T_2, T_3)} = 1,0342 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

La relation de Mayer donne le coefficient isentropique moyen de l'air comme suit :

$$\gamma_{2,3} = \frac{C_{p(T_2, T_3)}}{C_{v(T_2, T_3)}} \quad (\text{III-5})$$

telque : $C_{v(T_2, T_3)} = C_{p(T_2, T_3)} - R$

R : constante caractéristique de l'air ($R = 0,287 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$)

$$\gamma_{2,3} = 1,3841$$

On calcule la température théorique à partir de la relation suivante :

$$T_{3th} = T_2 \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{\gamma_{2,3} - 1}{\gamma_{2,3}}} \quad (\text{III-6})$$

$$= 288,15 \left(\frac{7,5}{0,9763} \right)^{\frac{1,3841-1}{1,3841}} = 507,39 \text{ K}$$

Pour: $T_{3th}=507,39 \text{ K}$; $C_{p(T3th)}=1,0150 \text{ kJ/kg}$

III.4.2- Détermination du travail et le rendement du compresseur :

III.4.2.1- Travail de compresseur :

Le travail de compression par unité de masse W_{cis} :

$$W_{cis} = C_p (T_3, T_2) \cdot (T_{3th} - T_2) \quad (\text{III-7})$$

$$W_{cis} = 1,0342 \cdot (507,39 - 288,15)$$

$$W_{cis} = 226,73 \text{ kJ/kg}$$

Le travail de compresseur réel par unité de masse $W_{c \text{ réel}}$:

$$W_{c \text{ réel}} = C_p (T_3, T_2) \cdot (T_3 - T_2) \quad (\text{III-8})$$

$$W_{c \text{ réel}} = 1,0342 \cdot (523,15 - 288,15)$$

$$W_{c \text{ réel}} = 243,037 \text{ kJ/kg}$$

III.4.2.2- Rendement du compresseur :

Le rendement de compresseur égal η_c :

$$\eta_c = \frac{W_{cis}}{W_{c \text{ réel}}} \quad (\text{III-9})$$

$$\eta_c = \frac{226,73}{243,037}$$

$$\eta_c = 93,29\%$$

III.4.3- Détermination le taux de compresseur τ_c :

$$\tau_c = \frac{P_3}{P_2} = \left(\frac{T_{3th}}{T_2} \right)^{\frac{\gamma_{2,3}}{\gamma_{2,3}-1}} \quad (\text{III-10})$$

$$\tau_c = \frac{507,39^{\frac{1,3841}{0,3841}}}{288,15} = 7,68$$

III.4.4- Détermination de la puissance du compresseur :

$$P_c = W_{cis} \cdot \dot{m}_{air} \quad (\text{III-11})$$

On trouve débit d'air (\dot{m}_{air}) par la (Figure III-3) :

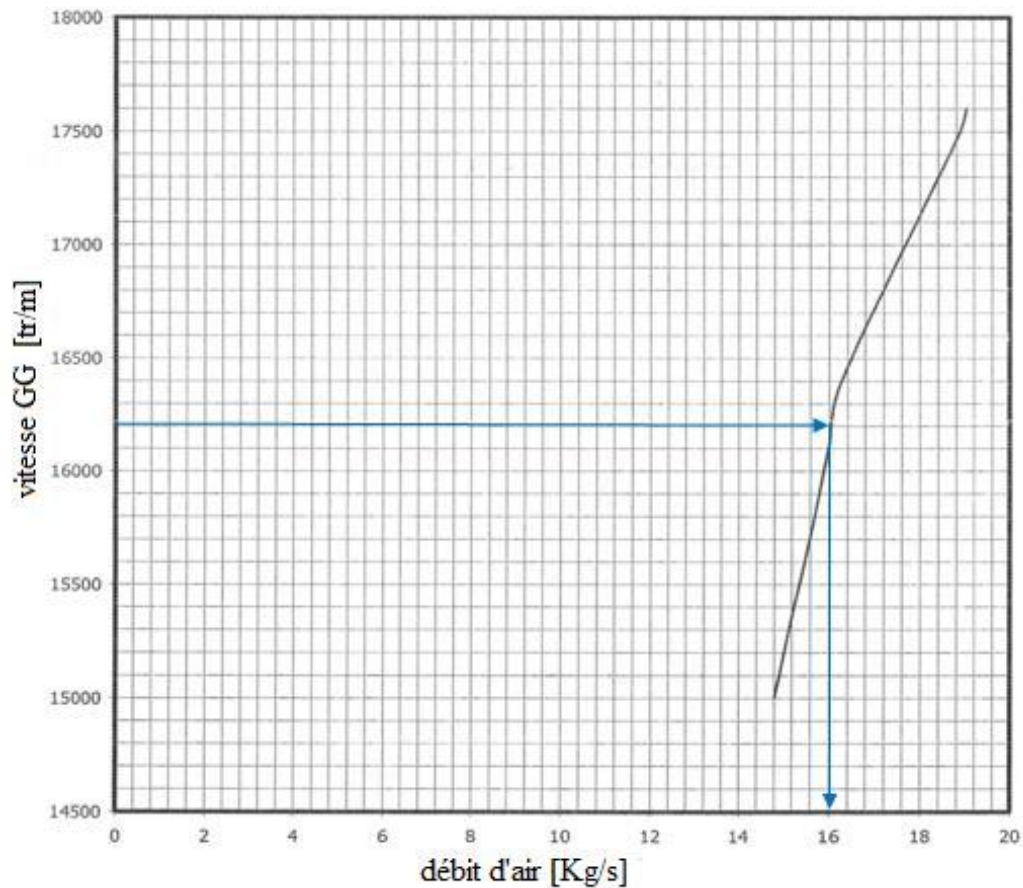


Figure (III-3) : Débit d'air en fonction de la vitesse GG [9]

$$P_c = W_{c \text{ is}} \cdot \dot{m}_{\text{air}}$$

$$P_c = 226,73 \cdot 16$$

$$P_c = 3627,68 \text{ kW}$$

III.5- Chambre de combustion :

III.5.1-Composition du gaz naturel :

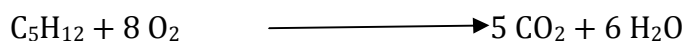
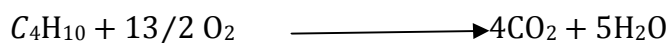
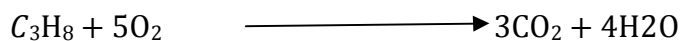
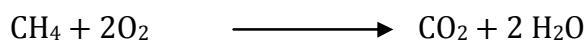
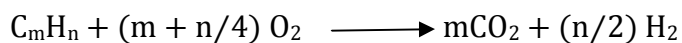
Le gaz naturel utilisé pour la combustion de la turbine à gaz provient de l'usine de traitement de gaz de GUELLELA avec la composition présentée sur le tableau suivant :

| Gaz | Symbole | Formule chimique | Fraction molaire $N_x \%$ | Masse molaire M_x (g/mole) | PCI_x (kcal/mole) |
|---------------------|-------------|------------------|------------------------------|---------------------------------|------------------------|
| Méthane | C_1 | CH_4 | 67,68 | 16,049 | 192,51 |
| Ethane | C_2 | C_2H_6 | 22,22 | 30,08 | 340,92 |
| Propane | C_3 | C_3H_8 | 4,95 | 44,11 | 485,10 |
| Iso-butane | i- C_4 | i- C_4H_{10} | 0,33 | 58,141 | 625,71 |
| Normal-butane | n- C_4 | n- C_4H_{10} | 0,50 | 58,141 | 625,71 |
| Iso-pentane | i- C_5 | i- C_5H_{12} | 0,03 | 72,17 | 770,32 |
| Normal-pentane | n- C_5 | n- C_5H_{12} | 0,04 | 72,17 | 770,32 |
| Hexane | C_6 | C_6H_{14} | 0,01 | 86,178 | 915,46 |
| Azote | N_2 | N_2 | 3,57 | 28,013 | - |
| Dioxyde de carbone | CO_2 | CO_2 | 0,68 | 44,01 | - |
| Masse Moléculaire | 21,56 | | | | |
| Pouvoir calorifique | 45791 kJ/kg | | | | |

Tableau III.2 : Compositions de gaz naturel [11]

III.5.2- Réaction chimique de la combustion :

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



III.5.3- Détermination du rapport stœchiométrique :

La quantité molaire d'oxygène nécessaire est obtenue par :

$$N_{(O_2)} = 2. (0,6768) + 7/2. (0,2222) + 5. (0,0495) + 13/2 \\ . (0,0033 + 0,005) + 8. (0,0003 + 0,0004)$$

$$N_{(O_2)} = 2,4383 \text{ moles}$$

La masse d'oxygène nécessaire est donc :

$$m_{(O_2)} = 32. 2,4383 = 78,0272 \text{ g/ g (gaz)}$$

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

| Les gaz | Volume (%) | Masse(%) |
|------------------------|------------|----------|
| Azote N ₂ | 79 | 76,8 |
| Oxygène O ₂ | 21 | 23,2 |

Tableau III.3 : Pourcentage de l'oxygène et l'azote

Alors la masse totale d'air nécessaire est :

$$m_{(air)} = 390,95 \text{ g/g}_{(combustible)}$$

D'où le rapport stœchiométrique α_{st} :

$$\alpha_{st} = \frac{\text{masse du combustible}}{\text{masse d'air}} \quad (III-12)$$

$$\alpha_{st} = \frac{21,56}{390,95} = 5,514. 10^{-2}$$

III.5.4- Les compositions des gaz brûlés :

Les gaz brûlés sont composés essentiellement de N₂, CO₂, O₂ et H₂O. Les proportions de ces gaz dans les conditions stœchiométriques sont :

➤ Dioxyde de carbone (CO₂) :

$$N_{CO_2} = 1. (0,6768) + 2. (0,2222) + 3. (0,0495) + 4. (0,0033 + 0,0050) \\ + 5. (0,0003 + 0,0004)$$

$$N_{CO_2} = 1,3064 \text{ moles}$$

La masse molaire de CO₂ :

$$M_{CO_2} = M_c + 2.M_O = 12 + 2.16 = 44 \text{ g/mol}$$

Alors la masse de (CO_2):

$$m_{\text{CO}_2} = 1,3064 \cdot 44 = 57,4816 \text{ g}$$

➤ Vapeur d'eau (H_2O) :

$$N_{\text{H}_2\text{O}} = 2 \cdot (0,6768) + 3 \cdot (0,2222) + 4 \cdot (0,0495) + 5 \cdot (0,0033 + 0,0050) \\ + 6 \cdot (0,0003 + 0,0004)$$

$$N_{\text{H}_2\text{O}} = 2,2639 \text{ moles}$$

La masse molaire de H_2O :

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = 2 \cdot M_{\text{H}} + M_{\text{O}} = 2 \cdot 1 + 16 = 18 \text{ g/mol}$$

Alors la masse de (H_2O):

$$m_{\text{H}_2\text{O}} = 2,2639 \cdot 18 = 40,7502 \text{ g}$$

➤ Azote (N_2) :

Avec le tableau (III-3) on a :

$$N_{\text{N}_2} \longrightarrow 79 \%$$

$$N_{\text{O}_2} \longrightarrow 21 \%$$

$$\text{Avec: } N_{\text{O}_2} = 2,4383 \text{ moles}$$

$$N_{1(\text{N}_2)} = N_{\text{O}_2} \cdot 79/21$$

$$N_{1(\text{N}_2)} = 2,4383 \cdot 79/21 = 9,17 \text{ moles dans l'air}$$

$$N_{2(\text{N}_2)} = 0,0357 \text{ Moles dans le gaz}$$

$$N_{2(\text{N}_2)} = N_{1(\text{N}_2)} + N_{2(\text{N}_2)} = 9,2057 \text{ moles}$$

La masse de l'azote (N_2) :

$$m_{2(\text{N}_2)} = 9,2057 \cdot 28 = 257,76 \text{ g}$$

III.5.5- Calcul d'excès d'air:

D'après le graphe présenté sur (figure III-3) le débit massique de l'air pour la vitesse du rotor de GG 16200 tr/min est :

$$\dot{m}_a = 16 \text{ Kg/s}$$

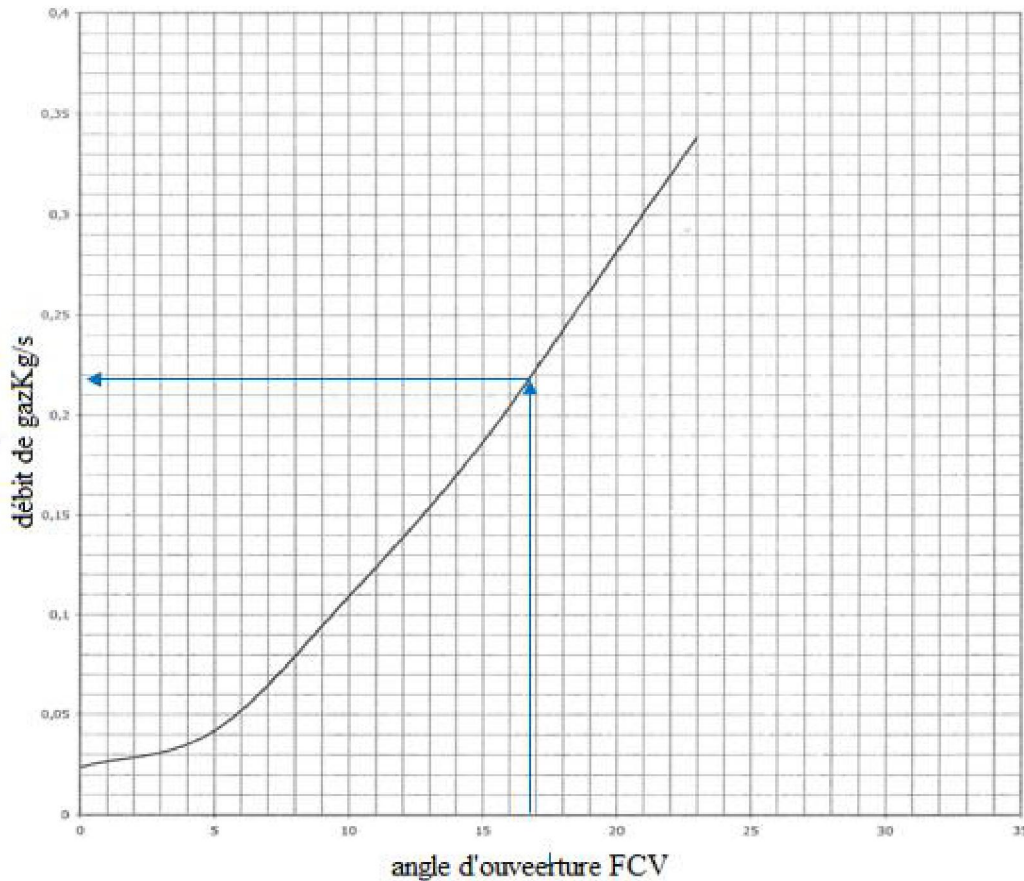


Figure III.4 : Débit de gaz en fonction d'ouverture de la vanne FCV [9]

D'autre part le graphe de (Figure III.4) donne le débit massique du gaz combustible pour l'ouverture de la vanne de combustion $FCV = 16,8^\circ$ quivaut :

$$\dot{m}_g = 0,22 \text{ kg/s}$$

D'où le dosage est donné par :

$$\alpha = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_a} \quad (\text{III-13})$$

$$\alpha = \frac{0,22}{16} = 1,375 \cdot 10^{-2} \frac{\text{g(gaz)}}{\text{g(air)}}$$

Pour l'unité de masse (1g) du gaz, la masse réelle d'air est :

$$m_{\text{air}} = 1/\alpha = 72,72 \frac{\text{g(gaz)}}{\text{g(air)}}$$

La masse stœchiométrique d'air est :

$$m_{\text{air} \cdot \text{st}} = \frac{1}{\alpha_{\text{st}}} = \frac{1}{5,345 \cdot 10^{-2}} = 18,13 \frac{\text{g(gaz)}}{\text{g(air)}}$$

L'excès d'air est alors :

Pour 1 g de gaz :

$$\lambda = 72,72 - 10,709 = 54,018 \text{ g (air)}$$

Pour une mole de gaz :

$$\lambda = 21,56 \cdot 54,018 = 1164,62 \text{ g (air)}$$

III.5.6- Les proportions d'O₂ et N₂ :

Les proportions d'O₂ et N₂ qui restent pour une mole de gaz sont :

$$O_2 = 1164,62 \cdot 0,232 = 270,191 \text{ g}$$

$$O_2 = 8,443 \text{ moles d'O}_2$$

$$N_2 = 1164,62 \cdot 0,768 = 894,428 \text{ g}$$

$$N_2 = 31,943 \text{ moles d'N}_2$$

Donc la composition réelle des gaz brûlés sera :

| Gaz | Nombre de moles | Pourcentage[%] |
|------------------|-----------------|----------------|
| CO ₂ | 1,6132 | 3,613 |
| H ₂ O | 2,6374 | 5,907 |
| N ₂ | 31,945 | 71,563 |
| O ₂ | 8,443 | 18,914 |

Tableau III. 4 : Composition réelle des gaz brûlés.

La pression de fin de la combustion (P₄) est obtenue en tenant compte de la chute de pression à travers la chambre de combustion, estimée d'après le constructeur à environ 4 %, donc :

D'après le tableau III-1 on a :

$$P_3 = 7,5 \text{ bar}$$

$$P_4 = 0,96 \cdot P_3 = 7,2 \text{ bar} \quad (\text{III-14})$$

III.6- Turbine génératrice de gaz GG :

III.6.1- Calcul du travail produit par la turbine de hp : W_{hp}

L'équilibre de puissance entre le compresseur à air et la turbine de haute pression se traduit par l'égalité du travail produit par la turbine de haute pression W_{hp} et celui reçu par le compresseur à air ainsi on a :

$$W_{hp} = \frac{W_c}{\eta_m} \quad (\text{III-15})$$

η_m : Le rendement mécanique du compresseur à air qui vaut :

$$\eta_m = 0,98$$

$$W_{hp} = \frac{239,23}{0,98} = 244,112 \text{ kJ/kg}$$

Comme le pourcentage d'air dans les gaz brûlés est plus élevé que dans le gaz naturel, donc on prend la chaleur massique du gaz brûlé égale à la chaleur massique de l'air.

Pour $T_4 = 1073,40 \text{ K}$, $C_{p(T4)} = 1,071 \text{ kJ/ (kg. K)}$

Et pour $T_5 = 857,15 \text{ K}$, $C_{p(T5)} = 1,049 \text{ kJ/ (kg. K)}$

Donc :

$$C_{p(T4,T5)} = 1,1630 \text{ kJ/ (kg. K)}$$

La pression à la sortie de la turbine hp est déterminée comme suit :

D'après le constructeur le rendement thermique de la turbine hp est égal :

$$\eta_{hp} = 0,87$$

$$\eta_{hp} = \frac{C_{p(T4,T5)} \cdot (T_4 - T_5)}{C_{p(T4,T5th)} \cdot (T_4 - T_{5th})}$$

D'où:

$$T_{5th} = T_4 - \frac{C_{p(T4,T5)} \cdot (T_4 - T_5)}{C_{p(T4,T5th)} \cdot \eta_{hp}} \quad (\text{III-16})$$

On pose : $C_{p(T4,T5)} = C_{p(T4,T5th)}$, on aura alors :

$$T_{5th} = 1073,40 - \frac{(1073,40 - 857,15)}{0,87} = 824,83 \text{ K}$$

$$T_{5th} = 824,83 \text{ K}$$

$$C_{p5th} = 0,8831 \text{ kJ/ (kg. K)}$$

Donc :

$$C_{p(T4,T5th)} = 1,6945 \text{ kJ/ (kg. K)}$$

III.6.2- Détermination l'exposant isentropique $\gamma_{4,5}$:

L'exposant isentropique $\gamma_{4,5}$ est alors :

$$\gamma_{4,5} = \frac{C_{p(T4,T5)}}{C_{p(T4,T5)} - R}$$

$$\gamma_{4,5} = \frac{1,1630}{1,1630 - 0,287} = 1,3276$$

Calcul la pression à la sortie de la turbine p_5 exprimée par :

$$P_5 = P_4 \cdot \left(\frac{T_{5th}}{T_4} \right)^{\frac{\gamma_{4,5}}{\gamma_{4,5}-1}}$$

$$P_5 = 7,2 \cdot \left(\frac{824,83}{1073,40} \right)^{\frac{1,3276}{0,3276}} = 2,4759 \text{ bar}$$

III.6.3- Détermination le taux de la turbine de génératrice de gaz :

$$\tau_c = \left(\frac{T_4}{T_{5th}} \right)^{\frac{\gamma_{4,5}}{\gamma_{4,5}-1}} \quad (\text{III-17})$$

$$\tau_c = \left(\frac{1073,40}{824,83} \right)^{\frac{1,3276}{0,3276}} = 2,90$$

III.7- La turbine de puissance :

III.7.1- Détermination la pression d'échappement:

Lorsque la turbine est installée sur le site, il existe en aval une cheminée d'évacuation des gaz brûlés, il en résulte des pertes de charge à l'échappement Δp_{ech} mais la pression p_6 à l'échappement reste plus élevée que la pression ambiante p_1 alors :

$$P_6 = P_1 + \Delta p_{ech} \quad (\text{III-18})$$

Avec :

$$P_1 = 0,9863 \text{ bar}$$

$$\Delta p_{ech} \text{ mesuré est égale à : } \Delta p_{ech} = 9,81 \cdot 10^{-3} \text{ bar}$$

D'où

$$P_6 = 0,9961 \text{ bar}$$

La température à la fin de détente est égale à :

$$T_6 = 697,46 \text{ K}$$

Alors :

$$C_{P6} = 1,0338 \text{ kJ/ (kg. K)}$$

III.7.2- Détermination la température théorique d'échappement T_{6th} :

Le rendement isentropique de la turbine η_{bp} est égal

$$\eta_{bp} = 0,85$$

$$\eta_{bp} = \frac{C_{P(T5,T6)} \cdot (T_5 - T_6)}{C_{P(T5,T6th)} \cdot (T_5 - T_{6th})}$$

D'où :

$$T_{6th} = T_5 - \frac{C_{p(T5,T6)} \cdot (T_5 - T_6)}{C_{p(T5,T6th)} \cdot \eta_{BP}} \quad (III-19)$$

On pose ; $C_{p(T5,T6)} = C_{p(T5,T6th)}$ on aura alors :

$$T_{6th} = 857,15 - \frac{(857,15 - 697,46)}{0,85} = 669,28 \text{ K}$$

On a:

$$C_{p(T5,T6)} = 1,1153 \text{ kJ} / (\text{kg} \cdot \text{K})$$

III.7.3- Détermination l'exposant isentropique $\gamma_{5,6}$:

L'exposant isentropique $\gamma_{5,6}$ est donné par :

$$\gamma_{5,6} = \frac{C_{p(T5,T6)}}{C_{p(T5,T6)} - R}$$

$$\gamma_{5,6} = \frac{1,1153}{(1,1153 - 0,287)} = 1,3464$$

III.7.4- Détermination la pression d'échappement P_6 :

Calcul la pression à la sortie de la turbine bp exprimée par :

$$P_6 = P_5 \left(\frac{T_{6th}}{T_5} \right)^{\frac{\gamma_{5,6}}{\gamma_{5,6}-1}}$$

D'où

$$P_6 = 2,5447 \cdot \left(\frac{669,28}{857,15} \right)^{\frac{1,3464}{0,3464}} = 0,9955 \text{ bar}$$

III.7.5- Détermination du taux de turbine bp :

$$\tau_c = \left(\frac{T_5}{T_{6th}} \right)^{\frac{\gamma_{5,6}}{\gamma_{5,6}-1}} \quad (III-20)$$

$$\tau_c = \left(\frac{857,15}{669,28} \right)^{\frac{1,3464}{0,3464}} = 2,61$$

Le travail par unité de masse dans la turbine bp est donné par :

$$W_{bp} = C_{p(T5,T6)} \cdot (T_5 - T_6) \quad (III-21)$$

$$W_{bp} = 1,1153 \cdot (857,15 - 697,46) = 178,10 \text{ kJ/kg}$$

III-7.6- Détermination de la puissance de la turbine bp :

La puissance de la turbine (bp) :

$$P_{bp} = W_{bp} \cdot (\dot{m}_a + \dot{m}_g) \quad (\text{III-22})$$

$$P_{bp} = 178,10 \cdot (16 + 0,22) = 2888,81 \text{ kW}$$

III.7.7- Détermination de la puissance de la turbine au bout de l'arbre :

La puissance de la turbine au bout de l'arbre est donnée par :

$$P_{arb} = P_{bp} \cdot \eta_m \quad (\text{III-23})$$

$$P_{arb} = 2888,81 \cdot 0,98 = 2831,04 \text{ kW}$$

III.7.8- Détermination le rendement global de la turbine à gaz :

On calcule le rendement global d'après la formule suivante :

$$\eta_g = \frac{P_{arb}}{IP \cdot \dot{m}_g} \quad (\text{III-24})$$

$$\eta_g = \frac{2831,04}{45791 \cdot 0,22} = 0,2810$$

$$\eta_g = 28,10 \%$$

III.8- Comparaison de nos résultats de la turbine à gaz DR990 avec ceux de la turbine de Haoud Berkaoui :

| | Paramètres du constructeur (Haoud Berkaoui) | Paramètres pour les calculs |
|------------------------------------|--|-----------------------------|
| Vitesse basse pression [tr/min] | 7155 à 7200 | 6880 |
| \dot{m}_a [kg/s] | 15,06 à 751 | 16 |
| T_{ech} [K] | 734 à 751 | 697,46 |
| T_{cc} [K] | 1227 à 1301 | 1073,40 |
| PCI [kJ/kg] | 45774 | 45791 |
| Puissance [kW] | 2303 à 4400 | 2764,24 |
| η_g [%] | 24 à 34 | 27,44 |

Tableau III.5 : Comparaison entre nos résultats et les résultats de constructeur

Par comparaison entre les paramètres de constructeur et les paramètres calculés on remarque que les résultats trouvés correspondent aux valeurs réelles, donc on peut dire que le calcul est acceptable.

Le tableau suivant présente des valeurs affichées sur l'écran de la salle de contrôle qui concerne la turbine DR990 à des moments différents (températures d'admission différentes) :

| | Température T_2 K | Température T_3 K | Température T_5 K | Vitesse GG tr/min | Vitesse hp tr/min | Pression P_3 bars | Ouverture de la vanne FCV (°) |
|---|---------------------------|---------------------------|---------------------------|-------------------------|-------------------------|---------------------------|--|
| 1 | 288,15 | 523,15 | 857,15 | 16200 | 6880 | 7,5 | 17,4 |
| 2 | 298,15 | 536,15 | 868,15 | 16200 | 6740 | 7,4 | 17 |
| 3 | 313,15 | 559,15 | 891,15 | 16300 | 6800 | 7,4 | 16,8 |

En conservant les mêmes valeurs de la température d'admission (T_2) et la même ouverture de la vanne FCV on obtient les résultats suivants :

| | \dot{m}_a kg/s | \dot{m}_g kg/s | P_{arb} kW | T_6 K | T_{6th} K | η_g % |
|---|---------------------|---------------------|-----------------|------------|----------------|---------------|
| 1 | 17.20 | 0,230 | 2744,52 | 697,46 | 670,92 | 26,60 |
| 2 | 16,80 | 0,225 | 2683,02 | 709,06 | 681,2 | 26,30 |
| 3 | 16,30 | 0,218 | 2682,28 | 730,06 | 695,92 | 26,05 |

Interprétation des résultats :

D'après ce tableau on remarque que le débit de combustible diminue avec l'augmentation de la température d'admission ainsi que la puissance de sortie diminue, et par conséquent la diminution du rendement. Donc on peut dire que la consommation du combustible et la puissance de sortie sont en fonction de la température d'aspiration.

Il est intéressant d'adopter la température 288,15 K pour obtenir un bon rendement.

III.8- Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons fait le calcul thermodynamique pour chaque élément de la turbine à gaz qui nous a permis d'évaluer les performances par la pression, la température, la masse volumique et le rendement thermique.

Les résultats du calcul thermodynamique montrent que le rendement global de la turbine est compris entre 24 et 34 % ce qui répond aux normes prescrites

Chapitre IV :
Entretien de la
turbine à gaz
DR 990

IV.I- Généralités sur la maintenance :

IV.I.1- Définition de la maintenance :

D'après la norme AFNOR X60-010-1994, la maintenance est définie comme " L'ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesure d'assurer un service déterminé ".

IV.I.2- But de maintenance :

- Le maintien du capital machine
- La suppression des arrêts et des chutes de production (garantir la capacité de livraison)
- L'amélioration de la sécurité et la protection du personnel et l'environnement

IV.I.3- Différents types de maintenance :

On distingue deux formes de maintenance classée en fonction d'événement prévu et de l'état matériel :

IV.I.3.1 Maintenance corrective :

Ensemble des activités réalisées après la défaillance d'un bien ou la dégradation de sa fonction, pour lui permettre d'accomplir une fonction requise, soit :

- De façon permanente (réparation) → Maintenance curative
- Provisoirement (dépannage) → Maintenance palliative

IV.I.3.2 Maintenance préventive :

Maintenance ayant pour objet de réduire la probabilité de défaillance ou de dégradation d'un bien service rendu.

Il existe deux types de maintenance préventive :

❖ La maintenance préventive systématique :

Elle définit comme" une maintenance effectuée selon des critères prédéterminés dans l'intention de réduire la probabilité de défaillance d'un bien".

❖ La maintenance préventive conditionnelle :

La maintenance conditionnelle se définit comme " une maintenance préventive subordonnée à un type d'évènement prédéterminé (auto diagnostique, information d'un capteur, mesure d'une usure) révélateur de l'état de dégradation du bien".

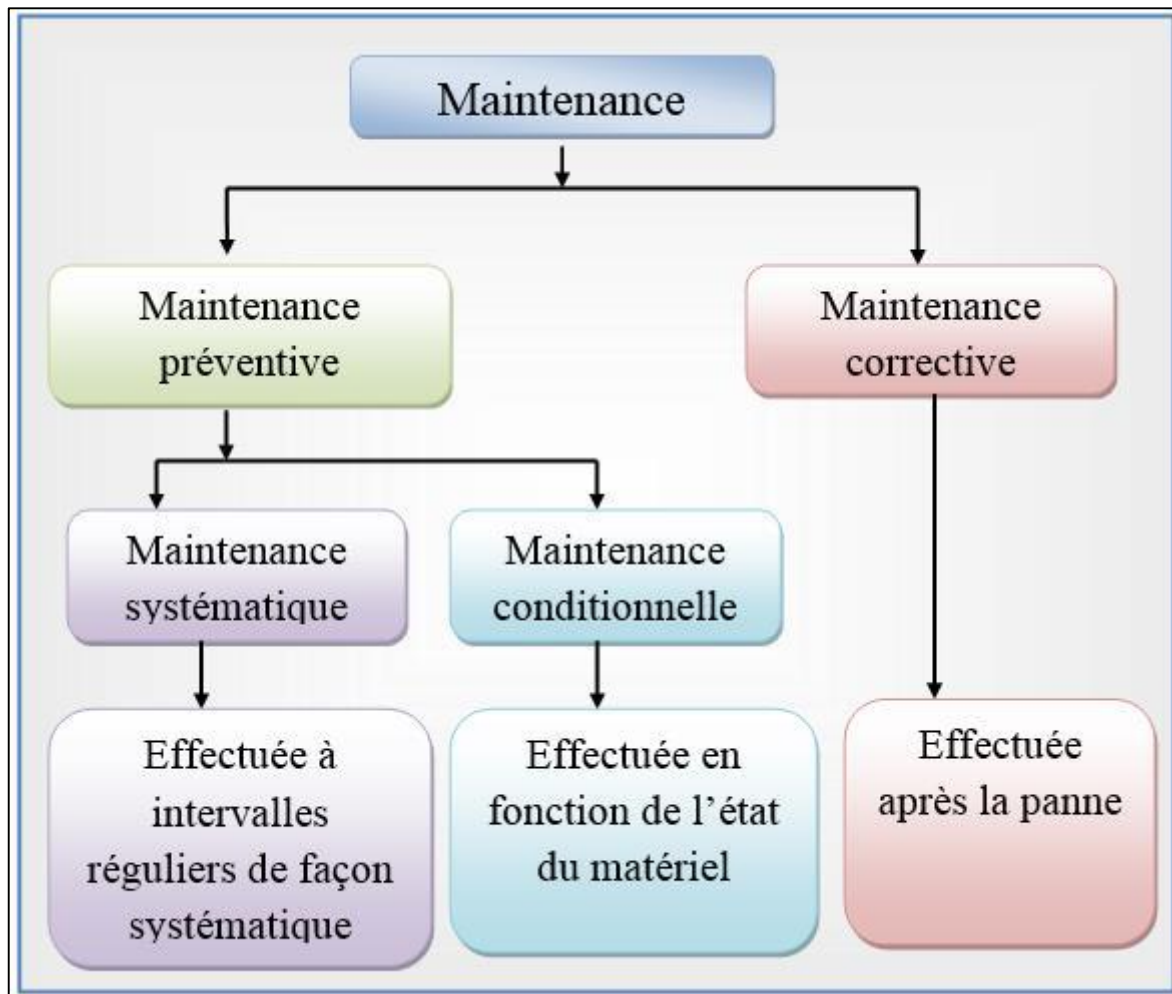


Figure IV.1 : Différents types de maintenance

IV.II- Maintenance de la turbine DR990 : [9]

IV.II.1- Introduction :

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



Avant et après chaque inspection, toutes les données, y compris la vérification de vibration et démarrage, doivent être compilées et enregistrées pour référence dans l'avenir. Un livre de suivi technique, contenant tous les travaux d'entretien et d'inspection effectuée, est très précieux lors de l'établissement d'un bon programme d'entretien pour les groupes de turbine à gaz. Ce programme d'entretien commence, en principe, par des travaux mineurs, et prend de l'importance au fur et à mesure qu'il se déroule, jusqu'à la révision générale, puis le cycle se répète. Les inspections peuvent être optimisées pour minimiser les temps d'arrêt du groupe ainsi que les coûts d'entretien pour un mode particulier d'utilisation.

IV.II.2-Facteurs d'exploitation influençant l'entretiennent :

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

- Type de combustible
- Fréquence des démarrages
- Pourcentage de charge
- Milieu
- Entretien

IV.II.2.a-Type de combustible :

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

IV.II.2.b-Fréquence des démarrages :

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

IV.II.2.c-Pourcentage de charge:

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

IV.II.2.d-Milieu (environnement):

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

IV.II.2.e-Entretien :

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

IV.II.3-Type d'inspections :

Les types d'inspections peuvent, généralement, être divisés comme suit :

- a- Inspections sur la machine en marche
- b- Inspections sur la machine à l'arrêt

IV.II.3.a-Inspections sur la machine en marche :

Elles sont effectuées pendant la période de mis en service et lorsque la machine est en fonctionnement. Elles permettent de contrôler les conditions générales de la turbine et des équipements auxiliaires. Par exemple les données caractéristiques de fonctionnement (vitesse, température, pression, et tension) doivent être notées sur des tableaux prévus à cet effet ; ainsi, on pourra détecter facilement les anomalies éventuelles comme par exemple :

- Température d'échappement trop élevée
- Vibration excessives tendant à augmenter
- Pression ou température anormale

Si l'on observe attentivement les informations relevées, il est presque toujours possible d'éviter les pannes et les pertes de puissance ou de rendement. Ainsi la machine sera plus disponible et offrant de gros avantages en ce qui concerne les frais d'exploitation et de conditionnement.

IV.II.3.b- Inspections sur la machine à l'arrêt :

Il s'agit principalement de l'entretien relatif aux organes de la turbine. Les parties de la turbine demandent un entretien plus fréquent (les pièces en contact avec les gaz chauds telle que : les tubes de flamme, les conduites de passage du gaz....).

On distingue quatre types d'inspection à l'arrêt qui sont :

- Inspections du système de combustion
- Inspections du parcours des gaz chauds
- Inspections générale (révision).
- Inspection spéciale (avec baroscope)

IV.II.3.b.1- Inspections du système de combustion :

Pour effectuer ce type d'inspection, il faut déposer le corps (hp) de la turbine pour pouvoir contrôler les pièces concernées par la combustion et qui sont :

- Injecteurs
- Bougie d'allumage et détecteur de flamme
- Chemise

- Pièce de transition de gaz

Ces pièces doivent faire l'objet d'un contrôle très attentif afin d'éviter que la turbine ne fonctionne avec un système de combustion détérioré ; en effet, cela risquerait d'abréger la durée de vie des pièces en aval (aubes mobiles et aubes fixes, ou directes).

Pendant cette inspection – la pièce de transition étant démonté – on procède à un examen visuel du bord d'attaque des directrices et des aubes mobiles et on note toute usure et toute détérioration observée. Les résultats de cette inspection seront utiles lors de l'établissement du programme d'inspection du parcours des gaz chauds.

La chemise, la pièce de transition de gaz et de brûleur doivent être remplacés par les pièces d'origines ou révisés. Par la suite, les pièces démontées pour être contrôlées et réparées, si cela est avantageux et/ou nécessaire. Cette procédure d'inspection permet de réduire au maximum la durée des arrêts. L'inspection des pièces doit être confiée au personnel spécialisé qui pourra, le cas échéant, effectuer les réparations nécessaires.

IV.II.3.b.2-Inspections du parcours des gaz chauds :

Cette inspection inclut l'inspection du système de combustion et de plus, le contrôle poussé des directrices et des aubes mobiles. Pour effectuer ce type d'inspection, il faut déposer les parties supérieures des corps hp et bp de la turbine. Les aubes mobiles hp et bp doivent faire l'objet d'un examen visuel en place. Pendant cette inspection, on procède à un relevé complet des jeux de la turbine avant de démonter les pièces.

Comme pour l'inspection précédente, il est conseillé de disposer d'un brûleur, d'une chemise, d'une pièce de transition et de directrices de rechange au cas où ceux-ci devraient être remplacés une fois terminé l'examen visuel.

IV.II.3.b.3-Révision générale :

La révision générale comporte l'inspection de toutes les pièces bride à bride de la turbine. Cette inspection comprend les contrôles décrits aux inspections précédentes et de plus, l'inspection des corps, des rotors, des paliers et des étanchéités des rotors et de l'aubage du compresseur centrifuge. Avant et après la révision générale, il faut procéder à un contrôle de l'alignement des rotors et comparer les valeurs obtenues aux valeurs précédentes, de manière à déceler des éventuels écarts importants.

IV.II.3.b.4-Inspection spéciale (avec baroscope) :

Les turbines sont dotées de deux points d'inspection par lesquels il est possible d'effectuer des examens visuels à l'aide d'appareils optiques spéciaux, appelés «baroscope». Les points d'inspection sont des orifices radiaux qui traversent les corps et les pièces internes.

Pour effectuer cette inspection, il faut introduire le baroscope dans les orifices prévus à cet effet (machine arrêtée). Chaque point d'inspection permet d'observer différentes pièces rotoriques ou statoriques.

La figure (IV.2) indique l'emplacement des orifices d'introduction du le baroscope, dans les différentes sections transversales. Le baroscope permet d'effectuer des inspections rapides en réduisant ainsi les temps d'arrêt et le personnel nécessaire. Ces inspections couvrent les zones suivantes :

- Section compresseur
- Section turbine
- Système de combustion

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

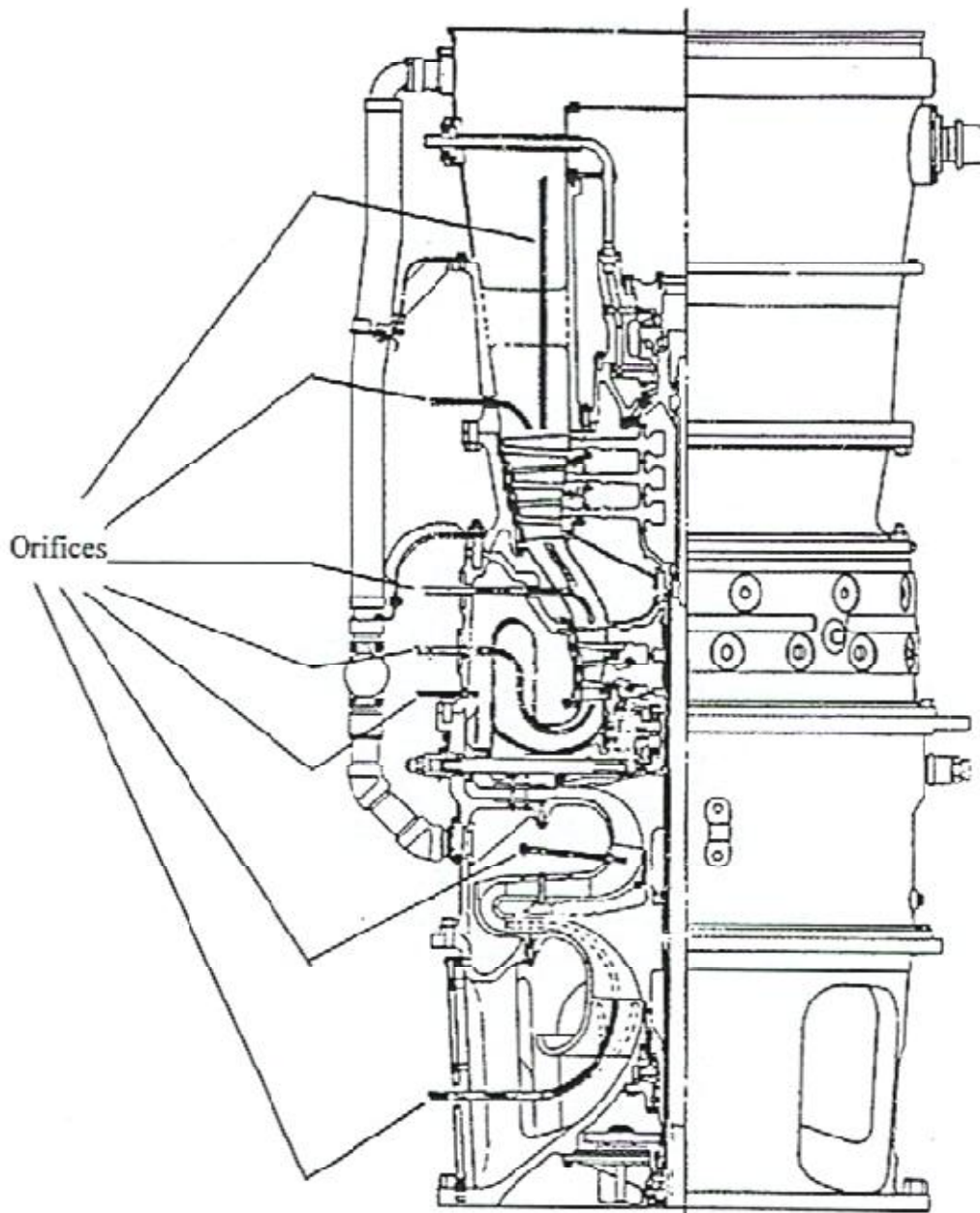


Figure IV.2 : Emplacement des orifices d'introduction du baroscope

IV.II.3.b.4.1-Programme d'inspection par baroscope :

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

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

IV.II.4-Horaire de révision :

La révision se fait sur trois niveaux qui sont résumé dans ce tableau :

| Horaire de révision | Mode de révision |
|---------------------|--|
| 16000 heures | Révision niveau 1 (accessoires de la turbine) |
| 24000 heures | Révision niveau 2 (turbine GG, et les parties chaudes) |
| 35000 heures | Révision niveau 3 (révision générale, GG et TP) |

Tableau IV-1 : Horaire de révision

IV.II.5- Différents systèmes de la turbine à gaz DR990 : [9]

IV.II.5.1- Système de graissage :

Il assure la lubrification des pièces en contact en mouvement dans la turbine à gaz. C'est un système d'huile sous pression en boucle fermée, comprenant un bac à huile, des pompes, des échangeurs de chaleur (réfrigérants huile), filtres, vannes et des dispositifs divers qui contrôlent et protègent le système.

L'huile de graissage conditionné par le système circule jusqu'à atteindre les paliers de la turbine, et les équipements de charge entraînés.

Le système de graissage est équipé de 3 pompes :

- **Pompe principale (P203) :**

La pompe à huile de graissage principale est une pompe de déplacement positif conçue pour débiter 832,7 litres par minute à 1206 KPa, et ce quand le générateur de gaz est à 100% de sa vitesse [6]. Elle est entraînée par le réducteur auxiliaire monté à l'avant du moteur de la turbine à gaz, elle travaille pendant le fonctionnement normal.

- **Pompe auxiliaire (P245) :**

On l'appelle aussi pompe pré-poste c'est une pompe à engrenage, entraînée par un moteur électrique à courant alternatif, sa puissance est plus petite que la pompe principale conçue pour débiter à 1750 (tr/min). Cette pompe est actionnée au démarrage et à l'arrêt où la pompe

principale n'a pas assez de vitesse pour alimenter la turbine de la quantité suffisante d'huile de graissage.

- **Pompe de secours (P231) :**

Elle s'appelle aussi pré-poste de graissage à courant continu. C'est une pompe entraînée par un moteur électrique courant continu et elle est de faible puissance 1750(tr/min).

Cette pompe démarre, en général quand la pression d'huile diminue en dessous d'une certaine limite, cela arrive en cas de défaillance de la pompe à courant alternatif, dans ce cas, la pompe de secours doit persister jusqu'à l'arrêt de la turbine à gaz.

IV.II.5.2- Système de lancement :

Le dispositif de lancement est une turbine à détente de gaz. Cela entraîne l'engrenage des accessoires et le rotor de la turbine haute pression au moyen d'un embrayage à mâchoires. Cette turbine à détente fait accélérer le rotor de la turbine haute pression jusqu'à la vitesse de lancement en la maintenant pendant les cycles de purge et d'allumage, puis contribue à l'accélération jusqu'à la vitesse autonome.

IV.II.5.3- Système d'air de refroidissement et d'étanchéité :

L'un des avantages des turbines à gaz est de ne pas avoir besoin d'eau de refroidissement pour maintenir les pièces principales à des niveaux de températures tolérables pour les matières qui les constituent. En effet, le refroidissement de ces pièces est assuré par une circulation énergique d'air provenant du compresseur, très indiqué pour les zones les plus chaudes, telles que les roues du rotor de la turbine, les jonctions des aubes de premier et deuxième étages, le corps et la caisse d'échappement de la turbine.

IV.II.5.4-Système du gaz combustible :

Le rôle de ce système est d'assurer l'alimentation des chambres de combustion par le combustible (le gaz naturel pour le cas de la turbine étudiée), avec la pression et le débit appropriés pour satisfaire à toutes les exigences de lancement.

Le gaz doit parvenir à la turbine sous une pression 16 ,7 atm, après un filtrage à travers trois vannes situées en séries :

- vanne primaire (V102)
- vanne secondaire (V103)

- vanne de régulation (FCV)

IV.II.5.5- Système anti-pompage :

Il est nécessaire de diminuer la pression fournie par le compresseur pour limiter l'emballement en cas de perte de charge et pour éviter le pompage du compresseur au cours du démarrage. Ce résultat est obtenu à l'aide d'une soupape de décompression d'air monté dans la conduite de sortie du compresseur.

IV.II.5.6- Système de commande :

Comme toute machine la turbine à gaz DR990 a des limites de fonctionnement imposées par la conception et la construction. Afin de respecter ces limites la DR990 est dotée d'un système de commande appelé DITRONIC.

Ce système commande la quantité de combustible (gaz naturel) injectée au système combustible pour pouvoir commander la puissance de sortie de la turbine.

Cette puissance est réglée au cours de fonctionnement d'après les signaux d'entrée reçus de la vitesse /charge du rotor et de la température d'échappement.

Cette température est une mesure indirecte de la température d'admission des gaz chauds dans la turbine. De plus, pendant le lancement, un circuit de commande spécial est utilisé en vue de faire passer la turbine du repos à la vitesse de fonctionnement.

IV.II.5.7- Système de protection :

Si un incident survient pendant le lancement ou le fonctionnement de la turbine à gaz, il est souhaitable de mettre celle-ci à l'arrêt afin d'éviter certains dégâts importants qui pourraient être infligés aux pièces de la machine. Pour cela un système de protection, distinct du système de commande existe dans le DETRONIC (vibration excessive, basse pression d'huile de lubrification, température trop élevée ...) provoquent l'émission d'un signal de mise à l'arrêt, Cette mise à l'arrêt est normalement faite en coupant l'arrivée du combustible parla vanne d'arrêt inter coupant ainsi l'arrivée de l'énergie ce qui arrête la turbine le système de protection agit donc comme un système de relève du système de commande assurant ainsi la sécurité du fonctionnement de la turbine.

IV.II.5.7.a- 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 attendue de 18500 tr/min, une sorte de freinage mécanique (arrêt de la machine) est déclenché automatiquement.

IV.II.5 .7.b- Protection contre les vibrations :

La Protection contre les vibrations est généralement assurée par les capteurs de vitesse : deux dans la turbine à gaz et un à la charge entraînée. Les transmetteurs de ces capteurs produisent un signal proportionnel à la vitesse de la vibration. Le système de déclenchement est réglé pour un point de consigne spécial par les spécifications de la commande et indiqué dans le manuel d'instructions du matériel. Au cas où il se produirait un circuit ouvert, un court circuit ou un point à la masse dans l'un des trois canaux indépendants, une alarme est émise, mais le groupe peut rester en marche. Il existe une carte d'étalonnage pour régler et vérifier chaque canal.

IV.II.5 .7.c- 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.

IV.III- Sécurité d'exploitation:

IV.III.1- Introduction:

Le secteur industriel en général et celui des hydrocarbures en particulier constitue incontestablement des secteurs à haut risque. La sécurité du personnel exploitant et des équipements de production est devenue l'une des préoccupations majeures des responsables industriels.

Nombreux sont les risques qui peuvent parvenir faute de négligence ou d'ignorance des règles et des mesures au sein de l'entreprise. C'est pourquoi, l'enseignement et la formation des hommes à la prévention des risques professionnels sont devenus une grande nécessité dans une entreprise.

IV.III.2- Définitions de la sécurité :

La sécurité industrielle est l'ensemble de mesures et des moyens techniques et d'hygiène dont la finalité est de créer des bonnes conditions en limitant l'influence des facteurs industriels dangereux provoquant des accidents. Elle est étudiée des dangers industriels, les maladies professionnelles et les accidents professionnels et met en évidence des méthodes de

réduction des accidents dont le but est d'augmenter la production et le rendement.

C'est la protection de l'être humain et du patrimoine national. Son action est assurée par un ensemble des moyens techniques aux quels vient s'ajouter un état d'esprit.

IV.III.3-La relation entre la maintenance et la sécurité:

La relation entre In maintenance et la sécurité est mutuelle car chacune complète l'autre au cours de leur déroulement.

Le point fort de cette relation est ce que les deux systèmes interviennent pendant la même période de fonctionnement des équipements. Seulement ils diffèrent de la façon d'intervenir. La maintenance agit du point de vue production c'est-à-dire pour assurer le bon fonctionnement des équipements, pour une production meilleure, par contre la sécurité agit du point de vue risque d'accidents, c'est-à-dire la sécurité de l'équipement et dire la sécurité de l'équipement et du personnel exploitant.

IV.III.4-La sécurité au niveau de l'unité de traitement de gaz :

L'usine est dotée de deux bacs de stockage d'eau incendie, dont le volume est de 14714 m³, et d'un circuit d'eau incendie comprenant des bouches d'incendie, des déversoirs de flexibles et des lancés-monitors placées dans les différentes zones de l'usine pour assurer une meilleure protection.

Des extincteurs à poudre et à CO₂ sont placés dons tous les endroits de complexe pour assurer une intervention rapide le temps d'arriver de l'équipe d'intervention.

IV.III.5- Mesure de sécurité:

- 1- L'usine est conçue de telle manière qu'en cas d'arrêt d'urgence l'alimentation vers l'usine est envoyée vers les torches, Ainsi que les compresseurs sont arrêtés et certains équipements sélectionnés sont dépressurisés.
- 2- Un système de détection de flamme ultraviolet est mis dans les aires des procédés, dans les airs de stockage des produits, nu niveau de la rampe de chargement de camions citernes et dans les bâtiments des compresseurs de réinjection.
- 3- Un système de détection de gaz dangereux est prévu dans le bâtiment de compresseurs de

réinjection.

Avant d'isoler les compresseurs de gaz au moyen de brides à lunettes, le gaz devrait être dégagé vers la torche et le reste est dégagé à l'aide de gaz inerte.

IV.III.6-Les protections locales contre l'incendie :

IV.III.6.1-La turbine:

Chaque turbine est munie de sept bouteilles à CO₂ qui se déclenchent automatiquement ou manuellement.

On distingue deux types de décharges : Une rapide qui attaque directement l'incendie, et l'autre lente pour éviter les inflammations (40 minutes).

Deux switchers se trouvent au niveau de la turbine, le premier pour couper l'alimentation de l'air. Et le deuxième pour donner une alerte pour l'évacuation des lieux, ils sont commandés par un système pneumatique (air instrument). Le détecteur utilisé est de type détecteur de température.

IV.III.6.2-La zone de stockage :

Les bacs, Les sphères et les cigares sont munis d'un système par arrosage pour éviter la propagation de feux en cas d'incendie d'un réservoir à un autre. Chaque réservoir est isolé dans une cuvette de rétention à l'aide des murs longs (tranches de terre).

IV.III.6.3-La salle de contrôle :

Les bureaux sont munis de détecteurs de fumées, et l'intervention se fait à l'aide des extincteurs.

IV.III.6.4-La sous-station électrique :

Elle est protégée par des bouteilles de CO₂ au nombre de 120. On distingue deux décharges : Un est principal et l'autre secondaire.

Les sous-stations électriques ont un système qui permet aux opérateurs de quitter les lieux (25 secondes). On utilise des détecteurs de température.

IV.III.7- Système de protection anti-incendie à l'anhydride carbonique (CO₂) :

IV.III.7.1- Introduction:

Le système de protection anti-incendie à l'anhydride carbonique fourni avec les turbines à gaz autonomes de G.F, à été conçu pour éteindre des incendies en réduisant le contenu en oxygène de l'air dans le compartiment, de la normale atmosphérique de 21 pour cent à moins de 15 pour cent, soit une concentration insuffisante pour permettre la combustion du combustible de la turbine et de l'huile de graissage.

IV.III.7.2 Description:

Le CO₂ est fourni par un ensemble de bouteilles (07 bouteilles) à haute pression à un système cette distribution qui conduit le CO₂ à travers des tuyaux jusqu'à des ajutages de décharge situés dans les différents compartiments de la turbine à gaz autonome.

Les électrovannes pilotent qui ouvrent les bouteilles de CO₂ et amorcent la décharge sont situées dans le groupe de bouteilles. Elles sont déclenchées automatiquement par un signal électrique provenant des détecteurs d'incendie à sensibilité (détecteur de flamme en infrarouge) qui sont situés aux endroits stratégiques dans les différents compartiments de l'unité.

Le système peut aussi être déclenché à la main dans le cas d'une panne d'électricité. La mise en action du système, soit électriquement, soit manuellement, déclenchera la turbine.

Deux systèmes différents sont utilisés : Décharge initiale et décharge prolongée. Dans les secondes suivant la mise en marche, suffisamment de CO₂ est libérée par le système à décharge initiale dans le compartiment de la machine pour former rapidement une concentration permettant l'extinction. Cette concentration est maintenue pendant une période prolongée par l'addition progressive de CO₂ supplémentaire du système à décharge prolongée.

IV.III.7.3-Installation :

IV.III.7.3.a-Instruction de montage:

Les groupes autonomes sont expédiés avec la tuyauterie de distribution de CO₂ et les ajutages installés dans les compartiments. Les mécanismes de décharge du CO₂, le manifold et le

câblage sont montés et installés dans le compartiment de commande en usine. Il n'y a plus qu'à raccorder les tuyaux entre le compartiment de commande et celui des accessoires.

IV.III.7.3.b- Installation des bouteilles:

Les bouteilles doivent être pesées avant d'être installées sur le râtelier. Le poids de chaque bouteille doit être comparé au poids imprimé sur le corps de la soupape de la bouteille ou indiqué sur l'étiquette d'enregistrement de poids attachée à la bouteille. Toute bouteille montrant une perte de poids supérieure à 7,5 livres pour les bouteilles de 75 livres ou 10 livres pour celles de 100 livres, doit être rechargée.

Conclusion:

Le niveau et la qualité d'un programme de maintenance ont un effet direct sur la fiabilité et la disponibilité des équipements. Par conséquent, un programme qui optimise les coûts de la maintenance, maintient au minimum les temps d'immobilisation et améliore la fiabilité des démarrages et du fonctionnement. Ce programme basé sur l'inspection du système de combustion, du parcours des gaz chaud et sur la révision général et spécial (baroscope).

Conclusion générale

Conclusion générale :

Nous avons dans ce mémoire, étudié la turbine à gaz type DR990 qui se trouve au sein du champ de Haoud Berkaoui, qui représente l'un des dix principales zones productrices du sahara algérien. Ses principales activités sont : la production du brut, la récupération du gaz torché et l'injection d'eau.

La turbine à gaz est une machine thermique à flux continu, réalisant différents transformations thermodynamiques, et comporte un compresseur, une turbine couplée mécaniquement sur un arbre, et une chambre de combustion intercalée entre ces deux derniers. Ce qui permet de transformer l'énergie continue dans le combustible en énergie mécanique utilisable sur l'arbre de la turbine (machine industrielle), ou se forme l'énergie propulsive (turboréacteur).

Cette étude nous a permis de mettre en évidence l'influence des plusieurs paramètres tels que la température ambiante, la pression atmosphérique et l'humidité du climat de fonctionnement sur la performance de la turbine.

Nous avons abordé un calcul thermodynamique pour chaque élément de transformation de la turbine à gaz qui nous a permis d'évaluer le rendement thermique de la turbine par la pression, la température, la masse volumique.

Les résultats des calculs thermodynamiques montrent que le rendement thermique de la turbine est compris entre 24% et 34% ce qui répond à la norme internationale.

Pour le bon fonctionnement de cette turbine à gaz nous avons pensé au programme de la maintenance dans le but 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 trouver les solutions à ces problèmes.

La sécurité joue un rôle très important dans le domaine industriel car elle étudie les différents dangers et risques qui peuvent parvenir faute de négligence ou d'ignorance des règles et des mesures au sein de l'entreprise, dont le but de protéger l'équipement et d'augmenter la production.

Finalement, nous souhaitons que ce modeste travail puisse servir aux étudiants concernés par les turbine à gaz, et qu'il sera amélioré et complété pour rendre ce mémoire plus complet.

Bibliographie

- [1] : Document de l'entreprise SONATRACH HAOUD BERKAOUI, 2007
- [2] : MOSLI Hassene, BEN SEDDIK Djamel Eddine, BRAHIMI Smail « Etude de turbine à gaz MS5002 », mémoire master professionnel, université d'Ouargla 2012
- [3] : BELKHAMSA S. ABD ESSELAM S., « Contribution à l'étude au calcul des cycles thermodynamiques des turbines à gaz » mémoire d'ingénieur, université Ouargla, 2008
- [4] : Eric GONGALVES et jean-paul THIBAUT « Cycles thermodynamiques des machines thermiques », octobre 2006, Institut National Polytechnique de Grenoble
- [5] : BENDJEDIDI S., « Pompe centrifuge », Rapport de stage, Université de Batna, 2012
- [6] : HERZALLAH A., « Étude thermodynamique, Maintenance et Fiabilité d'une turbine à gaz MS 5002 », mémoire d'ingénieur, Université de Boumerdes, 2006
- [7] : MEZIANE Lila, « Analyse des performances d'unités de production d'énergie –cas d'une turbine à gaz», mémoire de magister, université M'HEMED BOUGUERRA, 2011
- [8] : BOUAM Abdallah, « Amélioration des performances des turbines à gaz utilisées dans l'industrie des hydrocarbures par l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion », thèse de doctorat, université M'HAMED BOUGUERRA, 2009
- [9] : Service manuel, DRESSER RAND, maintenance, 1992
- [10] : La turbine à gaz NUOVO PIGNONE, 2015
- [11] : Documents du site de GUELLELA, 2015