

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université de Biskra

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie Mécanique

Filière : Genie Mécanique

Option: Système Energétique Et Développement Durable

Mémoire de Fin d'Etudes

En vue de l'obtention du diplôme de:

MASTER

Thème

Etude thermodynamique d'une turbine à gaz MS 5002c

Présenté par:

Hocine TRIA

Proposé et dirigé par:

Mr. Ines HAMDI

Promotion : Juin 2017

Remerciement

*Nous tenons par cette occasion à présenter nos vifs
remerciements à tous ceux qui ont collaboré de près ou
de loin à la réalisation de ce modeste travail.*

*Nous remercions, en premier lieu, notre encadreur
professeur respecté HAMDI Ines pour leurs soins
exceptionnels et conseils judicieux.*

*Nous remercions tous les enseignants du département de
génie mécanique, qui ont assurés notre formation durant
tout le cycle d'étude.*

*Nos remerciement vont également a toute l'équipe de SH/ DP
RNS surtout le groupe Maintenance.*



Sommaire

Introduction générale :	1
-------------------------------	---

Chapitre I: Description générale de la région de Rhourde Nous

I.1. Situation géographique de la région de Rhourde Nous	2
I.2. Historique.....	3
I.3. Organisation de la direction de Rhourde Nous.	4
I.4. Les principaux champs	5
I.5. Réseaux collectes	5
I.6. Les différents complexes de la région	7
I.7. Description du procédé de GPL	8
I.8. Objectif des installations	10
I.9. Pipelines	10
I.10. Section Commune	10
I.11. Compresseurs de surpression	10
I.12. Compresseurs de gaz de vente	11

Chapitre II : Généralité sur turbine à gaz

II.1. Définition.....	12
II.2. Historique de la turbine à gaz	12
II.3. Classification des turbines à gaz.....	13
II.3.1. Par le mode de construction.....	14
II.3.2. Par le mode de travail	15
II.3.2.1. Turbine à action	15
II.3.2.2. Turbine à réaction	15
II.3.3. Par le mode de fonctionnement thermodynamique	15
II.3.3.1. Turbine à gaz à cycle fermé.....	15
II.3.3.2. Turbine à gaz à cycle ouvert.....	16
II.4. Principales applications	16
II.4.1. Utilisation des turbines à gaz pour la propulsion	16

II.4.2. Production combinée chaleur-force.....	16
II.4.3. Production d'électricité.....	17
II.4.4. Pompage et compression	17
II.5. Avantages et inconvénients des turbines à gaz.....	17
II.5.1. Les avantages des turbines à gaz :	17
II.5.2. Les inconvénients des turbines à gaz.....	18

Chapitre III : Description de la turbine à gaz

III.1. Généralités.....	19
III.1.1. Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002C	19
III.1.2. Valeur nominale de la turbine à gaz (conditions ISO)	19
III.1.3. Section du compresseur.....	20
III.1.4. Section de la turbine	20
III.1.5. Section de combustion	20
III.1.6. Ensemble paliers	20
III.1.7. Système de lancement	20
III.1.8. Système du combustible.....	20
III.1.9. Système de graissage.....	21
III.1.10. Système d'alimentation hydraulique	21
III.2. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS 5002C	21
III.3. Description de la turbine à gaz MS 5002C	22
III.3.1. Section compresseur.....	23
III.3.1.1. Rotor de compresseur.....	24
III.3.1.2. Stator de compresseur	24
III.3.2. Section combustion	25
III.3.2. 1. Enveloppe de combustion	26
III.3.2. 2. Chambre de combustion.....	26
III.3.2.3. Bougies d'allumage.....	27
III.3.2.4. Détecteur de flamme	28
III.3.2.5. Injecteur de combustible	28
III.3.2.6. Tubes – foyers	29
III.3.3. Section turbine (détente)	29
III.3.3.1. Stator de la turbine	29

III.3.3.2. Directrice de la turbine	30
III.3.3.3. Ensemble diaphragme	31
III.3.3.4. Les rotors HP et BP de la turbine	32
III.3.3.5. Aubes de la turbine.....	33
III.3.4. La partie auxiliaire.....	33
III.3.4.1. Corps d'admission.....	34
III.3.4.2. Système de démarrage.....	34
III.3.4.3. Système d'alimentation par le combustible	35
III.3.4.4. Système de l'huile de graissage	35
III.3.4.5. Système d'air de refroidissement et d'étanchéité	37
III.3.4.6. Système d'échappement.....	37
III.3.4.7. Socle, support et palier de la turbine	38
III.4. Phénomène de pompage d'un compresseur	39

Chapitre IV : étude thermodynamique

IV.1. Introduction.....	40
IV.2. Rappels théoriques	40
IV.2.1. Enthalpie totale	40
IV.2.2. Premier Principe de la thermodynamique	40
IV.2.3. Propriétés thermodynamiques de l'air et des gaz de combustion	41
IV.2.4. Travaux de compression	41
IV.2.5. Travaux de détente	42
IV.2.6. Rendements	43
IV.3 Calcul thermodynamique de L'ITG à deux lignes d'arbres.....	45
IV.3.1. Calcul thermodynamique à partir des données de constructeur.....	47
IV.3.1. 1. Donnés de départ.....	47
IV.3.1. 2. Les calculs.....	47
IV.4. Amélioration la Rendement thermique par récupération de la chaleur des gaz d'échappement	62
IV.4.1. Définition	62
IV.4.2. But de la récupération de chaleur.....	63

IV.4.3. Le récupérateur.....	63
IV.4.4. Cycle thermodynamique de la récupération.....	64
IV.4.5. Calcul de la récupération de chaleur	64
IV.4.5.1. Méthode de calcul	64
IV.4.5.2. Conclusion	67
Conclusion générale.....	68

Liste des tableaux

Tableau (I.1): Les étapes de développement de la région.....3

Tableau (II.1): Les applications de chaque type turbine à gaz.....15

Tableau (IV.1): Les résultats de calcul d'après les données standards du constructeur...61

Tableau (IV.2): Les résultats de calcul après la récupération de chaleur.....67

Liste des figures

Figure (I.1): Situation géographique de la région.....	2
Figure (I.2): Schéma simplifier réseau collecteurs puits producteurs.....	6
Figure (I.3): Schéma simplifier dessertes puits injecteurs.....	6
Figure (I.4): Schéma descriptif des phases A et B.....	8
Figure (II.1): Classification des turbines à gaz.....	13
Figure (II.2): Turbines à gaz à un arbre et à deux arbres.....	14
Figure (III.1): Schéma de la turbine à gaz MS 5002.....	19
Figure (III.2): Schéma de différentes parties de la turbine MS 5002.....	22
Figure (III.3): Compresseur axial.....	23
Figure (III.4): Rotor du compresseur axial de la TAG MS5002C.....	24
Figure (III.5): Ensemble enveloppe de combustion.....	26
Figure (III.6): Chambre de combustion.....	26
Figure (III.7): Bougie à flamme.....	27
Figure (III.8): Détecteur de flamme.....	28
Figure (III.9): Injecteur de combustible.....	28
Figure (III.10): Disposition enveloppe turbine.....	30
Figure (III.11): a) Directrice 1 ^{ère} étage et b) directrice 2 ^{ème} étage	31
Figure (III.12): LA roue HP et la roue BP.....	33

Figure (III.13): (a): Aubes de première roue turbine; (b) : Aube deuxième roue (c) :	
Segment de la directrice.....	33
Figure (III.14):Système typique d'admission.....	34
Figure (III.15):Les Paliers.....	39
Figure (III.16):Cycle de pompage sur la caractéristique du compresseur.....	39
Figure (IV.1):Variation d'enthalpies turbine.....	44
Figure (IV.2):Variation d'enthalpies compresseur.....	44
Figure (IV.3):Les points particuliers du cycle de l'installation.....	45
Figure (IV.4):Cycle de transformations réelles.....	46
Figure (IV.5):Schéma technologique de l'ITG avec récupérateur.....	62
Figure(IV.6):Récupérateur du gaz.....	63
Figure(IV.7):Cycle thermodynamique avec récupération des calories des gaz d'échappement.....	64

Nomenclature

Symboles	Unités	Signification
w	KJ/kg	Travail
Q	KJ/kg	Quantité de chaleur
ΔH	KJ/kg	La chute enthalpique
C_{Pair}	KJ/Kg °K	La chaleur spécifique de l'air
C_{Pgaz}	KJ/Kg °K	La chaleur spécifique de gaz
γ		L'exposant isentropique
r	KJ/Kg °K	Constante des gaz parfait
T	K	La température
T_{amb}	K	Température de l'air ambiant
P_{atm}	bar	Pression de l'air ambiant
α		Coefficient d'excès d'air
ε		Taux de compression du compresseur axial
ε_{THP}		Taux de compression de la turbine HP
Pci	kcal/kgc	Pouvoir calorifique inferieur du combustible
λ_k		Caractéristique de MEKONOVALOV
B	Kg/s	Débit massique spécifique du combustible
L_0	Kg/s	Débit massique théorique d'air
\dot{m}_a	Kg/s	Débit massique globale de l'air
\dot{m}_g	Kg/s	Débit massique de gaz d'échappement
ρ	Kg/m ³	La masse volumique
ΔP	bar	Perte de pression
W_{cr}	KJ/kg	Travail spécifique du compresseur
W_{THP}	KJ/kg	Travail spécifique de la turbine HP
W_{TBP}	KJ/kg	Travail spécifique de la turbine BP
W_{ut}	KJ/Kg	Travail utile de la turbine

\mathcal{P}_{cr}	kW	Puissance du compresseur axial
\mathcal{P}_{THP}	kW	Puissance de la turbine HP
\mathcal{P}_{TBP}	kW	Puissance de la turbine BP
\mathcal{P}_u	kW	Puissance utile de l'installation à turbine à gaz
η_{cr}		Rendement du compresseur axial
η_{cc}		Rendement de la chambre de combustion
η_{mec}		Rendement mécanique de la transmission « compresseur-turbine »
η_{iTHP}		Rendement isentropique de la turbine THP
η_{th}		Rendement thermique réel de la turbine

Introduction

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

La turbine à gaz a été mise au point en tant que machine d'entraînement industriel ou de production d'électricité vers la fin des années 40, les applications initiales étant orientées vers les stations de pompage de gazoduc ou écrêtage des centrales électriques.

La turbine à gaz a connu ces dernières années un développement considérable dans de nombreuses applications industrielles, et en particulier dans le domaine du transport du gaz, où conçue avec deux lignes d'arbres et accouplée à un compresseur centrifuge, elle offre une grande souplesse d'exploitation. L'évolution de la machine et son succès ont été conditionnés par l'amélioration des performances technique des turbine et des compresseurs ;

Dans ce travail, on va étudier les performances d'une turbine à gaz de type MS 5002 (Générale Électrique) installée à l'unité de compression à Rhourde Nousset présenter une proposition pour l'amélioration de ces performances.

En plus d'une introduction générale et une conclusion générale ce mémoire est constitué de deux parties :

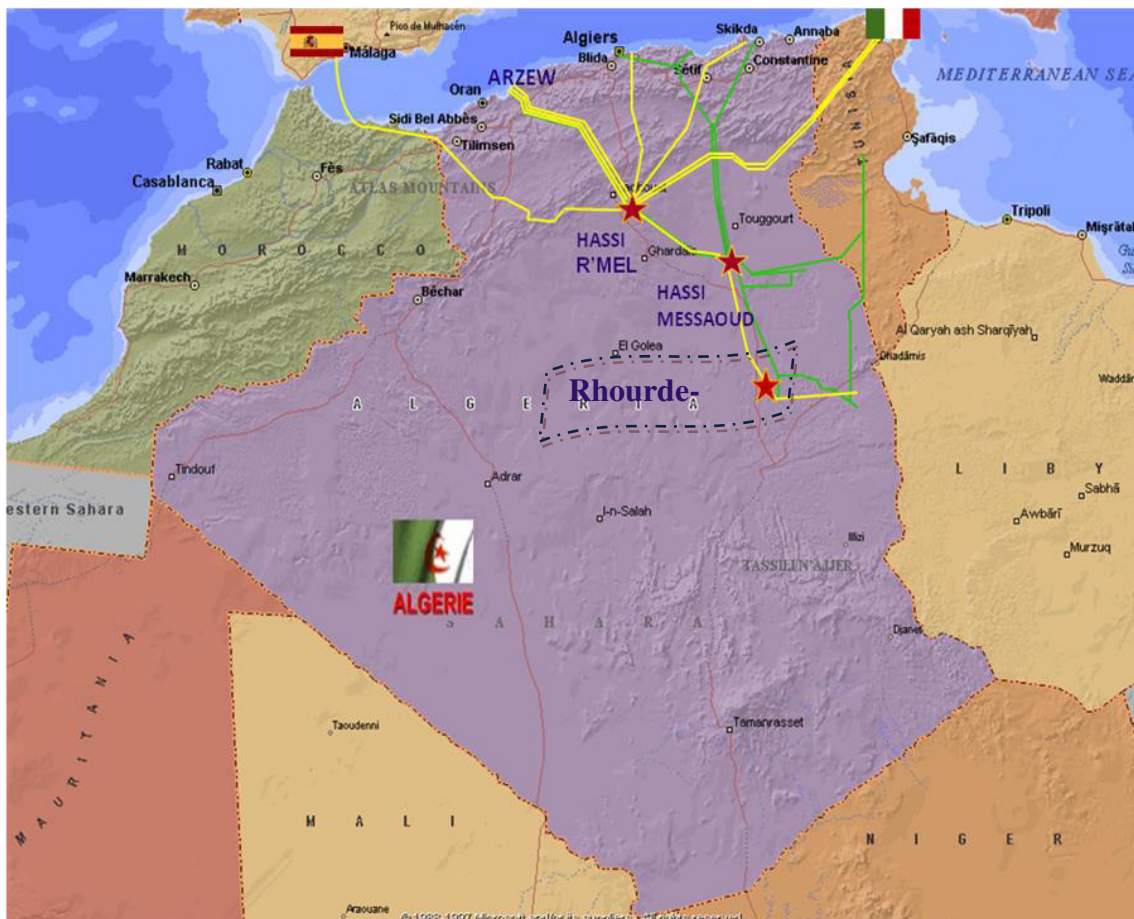
- Une partie théorique qui se compose de trois chapitres ; le premier chapitre est consacré à la description générale de la région de RhourdeNous, dans le deuxième chapitre on s'intéresse aux généralités sur turbines à gaz, description de la turbine à gaz MS 5002C a été présenté dans le troisième chapitre.
- Une partie pratique est constituée du quatrième chapitre qui regroupe les résultats obtenus.

Chapitre I

Description générale de la région de Rhourde Nouss

I.1. Situation géographique de la région de Rhourde Nouss

- La région de Rhourde Nouss fait partie de la willaya d'ILLIZI.
- Elle est éloignée des centres urbains. Située à 350km au sud-est d'OUARGLA, à 1200 km au sud-est d'ALGER et à 270 km au sud-est de HASSI MESSAOUD.
- Elle est reliée à la route nationale N°3(OUARGLA-ILLIZI) par une route de 30km.
- Son altitude moyenne est située à 275m par rapport au niveau de la mer.
- Son climat est désertique (sec avec un très faible taux d'humidité), et avec une fréquence importante des vents de sable.
- Elle a écart importante de température entre l'hiver et l'été (-5°C à 55°) [1]



Figure(I.1): Situation géographique de la région [1]

I.2.Historique :

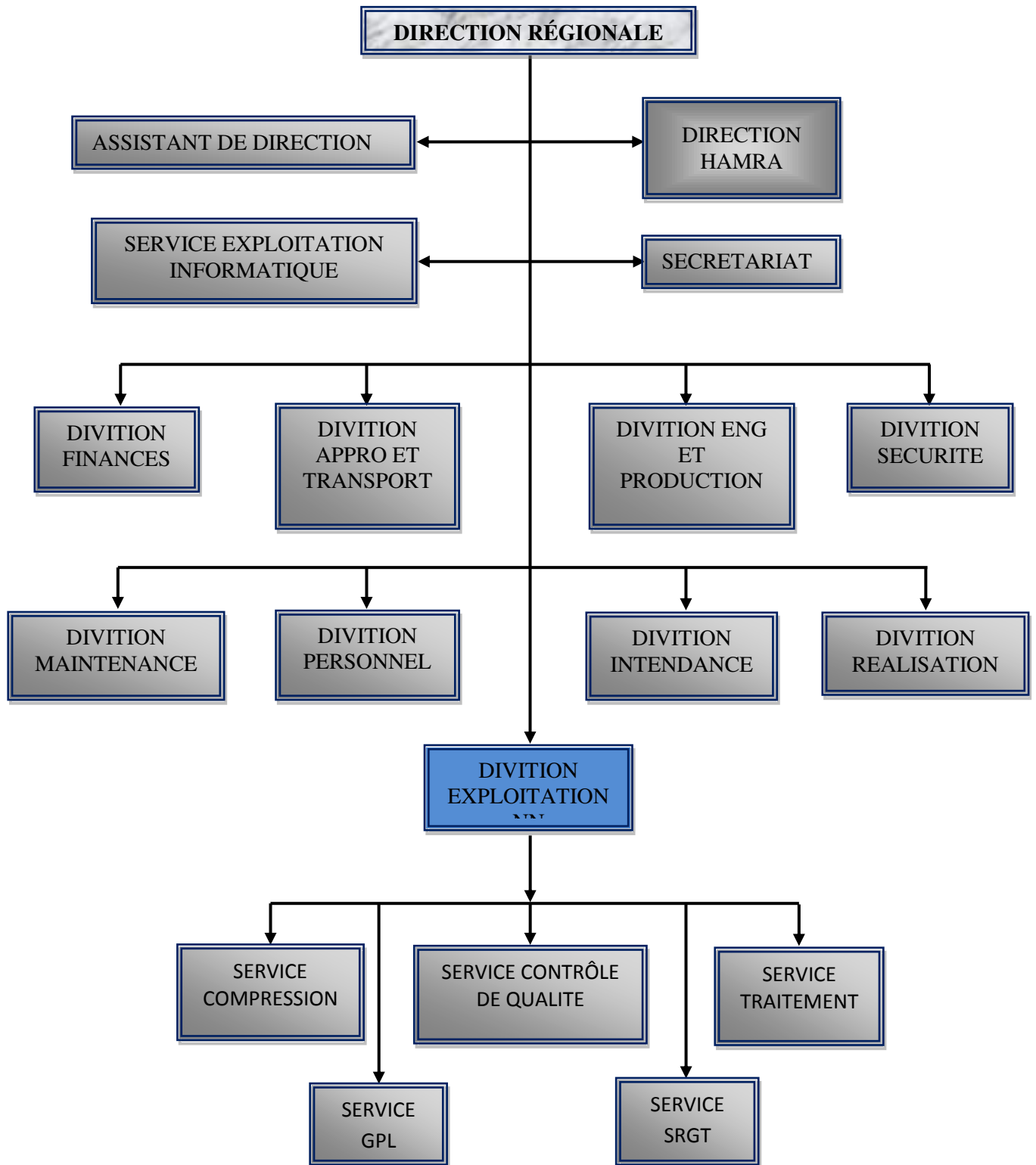
Premier découverte de gaz à RHOURE NOUSS en 1956. Le premier puits RN1, foré en 1962, a mis en évidence la présence de gaz riche en condensât au niveau de plusieurs réservoirs. Après la découverte de l'huile sur le puits RN4 un centre de traitement d'huile a été construit et mis en exploitation en 1966.

Les grandes étapes ont ponctue le développement de la région de RHOURE NOUSS sont les suivantes : [1]

Tableau (I.1) : les étapes de développement de la région [1]

DATE	LES ETAPES DE DEVLEPEMENT
1956	La Première découverte d'un puits du gaz à Rhourde Nouss.
1966	La Première découverte d'un puits de l'huile à Rhourde Nouss.
10-Mai-1966	Mise en service du Centre de traitement d'huile.
28-Jan-1988	Démarrage de l'usine phase A. - quatre trains chacun à une capacité de 10 million Sm ³ /j de gaz brut -.
14-Juin-1989	Mise en service de Rhourde Adra.
24-Avril-1992	Mise en service de Rhourde Hamra.
29-Mai-1992	Mise en service de Rhourde Chouf.
16-Juin-1995	Démarrage de l'usine de HAMRA.
1995	La région de RHOURE NOUSS a été la première unité de SONATRACH à avoir installé un système DCS au niveau de HAMRA.
23-Mai-1996	Première expédition de GPL (HAMRA).
13-Août-1999	Extension de la phase A par un cinquième train d'une capacité de traitement de 10.250 millions Sm ³ /j de gaz brut.
Février-2000	Démarrage Usine GPL (Phase B) d'une capacité de traitement de 48 millions m ³ /j pour une production de 3800 t/j du GPL.
06-Mars-2000	Première expédition de GPL (Rhourde Nouss).
2004	Passage au système de contrôle DCS (4 trains UTG).
2005	Mise en service de l'Unité de Récupération des Gaz Torchés (SRGT).
2005/2010	Préparation Plan de développement CTH et QHA.
2007	exploitation du puits RN3.
2008	Passage au system de contrôle des turbines de MARK II au MARK VI.
2009	ouverture de chantier du CTC.

I.3.Organisation de la direction de Rhourde Nous :



I.4. Les principaux champs :

La région de Rhourde Nouss est composée de plusieurs champs (Gisements) sur un rayon de 100 Km par rapport au Rhourde Nouss Centre, les principaux champs mise en exploitation sont:

- Champ de Rhourde Nouss.
- Champ de Rhourde Adra.
- Champ de Rhourde Chouf.
- Champ de Rhourde Hamra.
- Champ de Hamra.

D'autres champs, de moindre importance, ont été découverts et seront développés après, il s'agit de :

- Champ de Rhourde Hamra Sud-est.
- Champ de Rhourde-Nouss 3.
- Champ de Mouilah.
- Champ de Meksem.
- Champ de Draa Allal.
- Champ d'Elketaia.
- Champ de Rhourde Adra Sud-est.

I.5. Réseaux collectes :

Cette production est assurée par un certain nombre de puits producteurs et injecteurs de gaz, un ensemble de collectes et manifolds (Figure I.2), (Figure I.3).

- Puits producteurs de gaz : 76.
- Puits injecteurs de gaz : 36.
- Puits d'huile : 16.
- Collectes : 780 Km (diamètre de 4" a 20").
- Manifolds : 37 [1].

I.6. Les différents complexes de la région :

La région de RHOURE NOUSS est à vocation principalement gazière.

Elle est dotée de :

- Deux usines de traitement du gaz humide :
 - La phase A : Traitement de 51 million sm^3/j pour récupérer le condensât.
 - La phase B : Traitement de 48.3 million sm^3/j pour récupérer le GPL, et les traces du condensât.
- Un centre de traitement d'huile d'une capacité de 2000 m^3/j .
- Une centrale électrique produit 21 MW de l'énergie propre pour la région.

➤ **La Phase A :**

Cette usine est traiter le gaz brut au niveau du 4 train identique chacun comporté un ensemble des équipements pour but de : réaliser une bonne séparation afin de récupérer le maximum du condensât (c_5+), assurer la compression du gaz (partie HP) vers la phase B et le recyclage du gaz sec traité (c_1 et c_2) vers la réinjection et l'expédition. Le cinquième train (U-70) fait seulement le traitement de la partie haut pression «HP» du gaz brut.

L'usine existante traité actuellement une charge de 46 million sm^3/j de gaz brut avec une production de 2690 t/j du condensât.

➤ **La Phase B :**

Les installations de cette usine sont conçues pour récupérer le GPL contenus dans le gaz de vente produit par l'usine (phase A).

Le GPL produit est envoyé dans un pipeline vers HAOUDH ELHAMRA (HEH), le condensat résultant du fractionnement est renvoyé vers stockage dans la phase A, et le gaz résiduaire est aussi renvoyé aux installations de la phase A pour être dirigé vers la vente ou la réinjection.

Actuellement l'usine (phase B) est en by passe après l'incident de décembre 2009 (éclatement d'un train) [2].

➤ **CTH (centre de traitement d'huile) :**

Ce centre a vu sa construction en 1965 après la découverte d'huile au niveau du TAGS (Trias Argileux Gréseux Supérieur) pour but de: Traiter l'huile des puits de TAGS et Infra- TAGS et assurer la séparation d'huile, assure l'expédition du brut traité, et envoyer le gaz récupérer vers l'usine (phase A) pour être traiter [1]

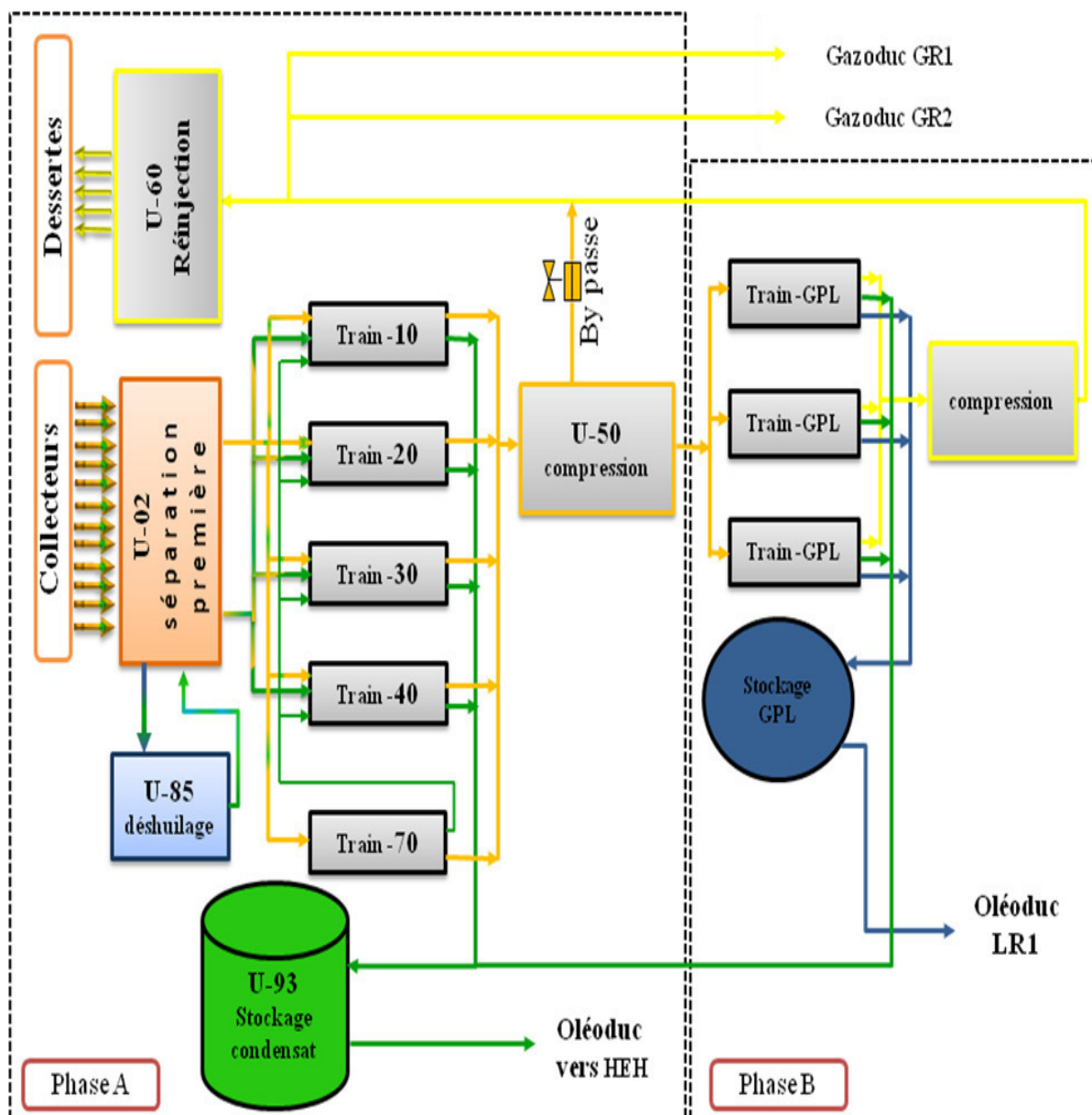


Figure (I.4): schéma descriptif des phases A et B [1]

I.7. Description du procédé de GPL:

Le gaz d'alimentation provenant des cinq trains de traitement de condensât (93 bar /60°C) se divise en trois branches pour alimenter les trois trains. Un régulateur de pression avec biais permet de contrôler la répartition des charges entre les trois trains.

Le gaz alimentant chaque train de GPL se divise en deux courants : le premier courant passe dans l'échangeur E-01 afin d'être refroidi à $-1,5^{\circ}\text{C}$ en échangeant de la chaleur avec le

courant de gaz froid provenant du séparateur de sortie du turbo-expandeur (V-09) et le deuxième courant va vers l'échangeur E-02 à -5°C en échangeant de la chaleur avec le courant de gaz froid provenant du ballon de tête du dééthaniseur V-10. Environ 90 % du débit d'alimentation passe par l'échangeur E-01. Les deux courants de gaz se rejoignent et sont refroidis dans l'échangeur E-03 par le liquide froid en provenance du séparateur de sortie du turbo-expandeur (V-09). La température de sortie de E-03 est régulière automatiquement à -15°C en ajustant le by-pass du gaz chaud (TV – 1051). Le gaz refroidi est dirigé vers le séparateur d'entrée du turbo-expandeur (V-08) où le liquide présent dans le courant est séparé du gaz lequel va alimenter l'expandeur. Aux conditions de fonctionnement normales, aucun liquide ne devrait être collecté. Du liquide sera produit seulement lorsqu'une quantité plus importante de condensât sera laissée dans le gaz par les trains de récupération de condensât. Le débit d'alimentation du train est régulière par le débit à l'expandeur. L'expandeur opère en régulation de débit régulière, dont le point de consigne est ajusté par la pression à l'entrée du manifold de l'usine du GPL. Le turbo-expandeur fonctionne avec une chute de pression d'environ 53 bars et une chute de température de 38°C (opère à 40 bar (a) et -53°C à la sortie).

L'effluent bi-phasique de l'expandeur est séparé dans le séparateur de sortie de l'expandeur (V-09). Les gaz sont ensuite réchauffés dans le condenseur de tête du dééthaniseur (E-06) à -38°C et l'échangeur primaire gaz/gaz (E-01) à 50°C avant d'être repris par le turbocompresseur.

A la sortie d'E-06. Une petite fraction du gaz (environ 1,5 %) se dirige vers E-11 pour refroidir à 45°C le GPL produit. Ce gaz se combine avec le gaz sortant de la calandre d'E-11 et se dirige vers le turbocompresseur. Le gaz de refoulement du turbocompresseur (EC-01), refroidi à 55°C dans AE-03, est repris par les compresseurs de gaz de vente (C-01) qui comprime les gaz à la pression de gaz de vente soit 94 bar(a) à la limite de l'unité. L'optimisation de la dimension des compresseurs de surpression et des compresseurs de gaz de vente avec le pourcentage de récupération des GPL, combinée avec cette contrainte de 94 bar(a), a permis de fixer la pression de sortie du turbocompresseur à 50.4 bar(a). La pression de sortie du turbocompresseur étant fixe, la pression et la température de sortie du turbo-expandeur se trouvent par conséquent fixées tout comme le taux de récupération des GPL [2]

I.8.Objectif des installations:

Les installations de l'usine de GPL sont conçues pour récupérer le GPL contenu dans le gaz de vente produit par les installations de la phase A.

Le gaz résiduaire est renvoyé aux installations de la phase A coté compression pour être dirigé vers la vente et la réinjection.

Quant au GPL produit, il est envoyé dans un pipeline vers HAOUDH ELHAMRA..

Le condensat résultant du fractionnement est renvoyé aux installations de la phase A coté production [2].

I.9. Pipelines:

La liaison entre l'usine existante et la nouvelle usine GPL est faite à l'aide de deux gazoducs de 36'', conçus pour une pression de 96 bar cette pression est différente de la pression de calcul de l'usine GPL (92 bar) car les pipelines font partie d'un système conçu à une pression supérieure. Par contre, la pression d'équilibre de l'ensemble est de 94 bar d'où la nécessité d'installer des soupapes de sûreté à l'entrée et à la sortie des trains de GPL [2].

I.10.Section Commune:

La section commune de l'usine GPL fait référence aux compresseurs de l'usine. Il y a deux types de compresseurs : les compresseurs de surpression C-02 A/B/C entraînés par des moteurs électriques et les compresseurs de gaz de vente C-01 A/B/C entraînés par des turbines à gaz. Chaque compresseur est équipé d'un ballon d'aspiration. D'un post-refroidisseur et d'un système anti-pompage [2].

I.11.Compresseurs de surpression:

Il y a trois compresseurs de surpression : deux en fonction et un en attente avec un verrouillage empêchant le démarrage de la machine en attente sans l'arrêt de l'une des machines en service afin de limiter la consommation électrique.

Les compresseurs de surpression reprennent les gaz de tête du dééthaniseur jusqu'à une pression de 50 bar(a) pour les mélanger au gaz du compresseur de l'expandeur avant que le tout soit comprimé par les compresseurs de gaz de vente jusqu'à 95 bar(a) pour en permettre le retour aux installations existantes pour vente ou réinjection [2].

Chaque compresseur est muni d'un épurateur d'aspiration (V-12) et d'un post refroidisseur (AE-06) afin de refroidir les gaz comprimés à 55°C. Un système anti-pompage et un répartiteur de charge sont également fournis.

I.12. Compresseurs de gaz de vente :

Les trois compresseurs de gaz de vente sont tous en fonction reprennent les gaz des turbocompresseurs des trains de GPL ainsi que le refoulement des compresseurs de surpression et les compriment à 95 bar(a). La pression de refoulement du compresseur doit être de 95 bar(a) allouant une perte de charge de 1 bar pour le refroidisseur de sortie, la tuyauterie, les vannes, etc., afin d'obtenir 94 bar(a) à la limite de l'unité GPL.

Chaque compresseur est menu d'un épurateur d'aspiration (V-13) et d'un post refroidisseur (AE-04) afin de refroidir le gaz comprimé à 60 °C. D'un système anti-pompage et de répartition de la charge est également fourni. Les turbines sont propulsées par du gaz combustible haute pression [2].

Chapitre II

Généralités sur turbines à gaz

II.1. Définition

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

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne de tous les points de vue. Elle peut être considérée comme un système autosuffisant. En effet, elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertit cette puissance en énergie mécanique utile pendant le processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel [3].

Comparée aux autres moteurs thermiques, la turbine à gaz présente une double particularité ; de même que la turbine à vapeur. La turbine à gaz est une machine à écoulement continu, donc ne comporte pas de variations périodiques de l'état de fluide, dans toutes sections données.

La turbine à gaz (au sens large du terme), est le siège de l'ensemble de transformations constituant le cycle thermodynamique décrit par le fluide. Elle est assimilée aux moteurs à combustion interne mais les transformations s'effectuent dans des enceintes juxtaposées dans l'espace.

II.2. Historique de la turbine à gaz

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

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

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

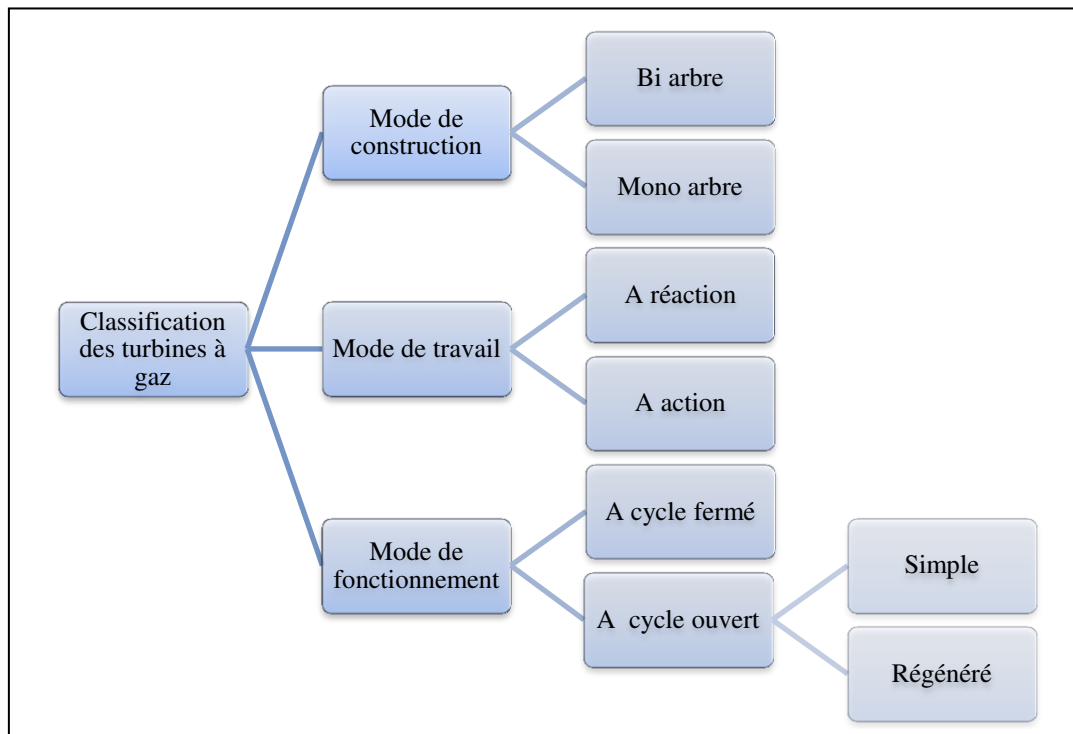
- 1e génération : $760 < T_{max} < 955$. °C ;
- 2e génération : $955 < T_{max} < 1124$. °C ;
- 3e génération : $1149 < T_{max} < 1288$. °C.

Evidemment, l'augmentation de la température d'entrée à la première turbine a eu comme effet une augmentation du rendement thermodynamique, qui est passé des valeurs inférieures à 20% dans les premières machines, à des valeurs courantes supérieures à 40% (turbine à gaz LM6000) [3].

II.3. Classification des turbines à gaz

On peut classer les turbines selon différents points:

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



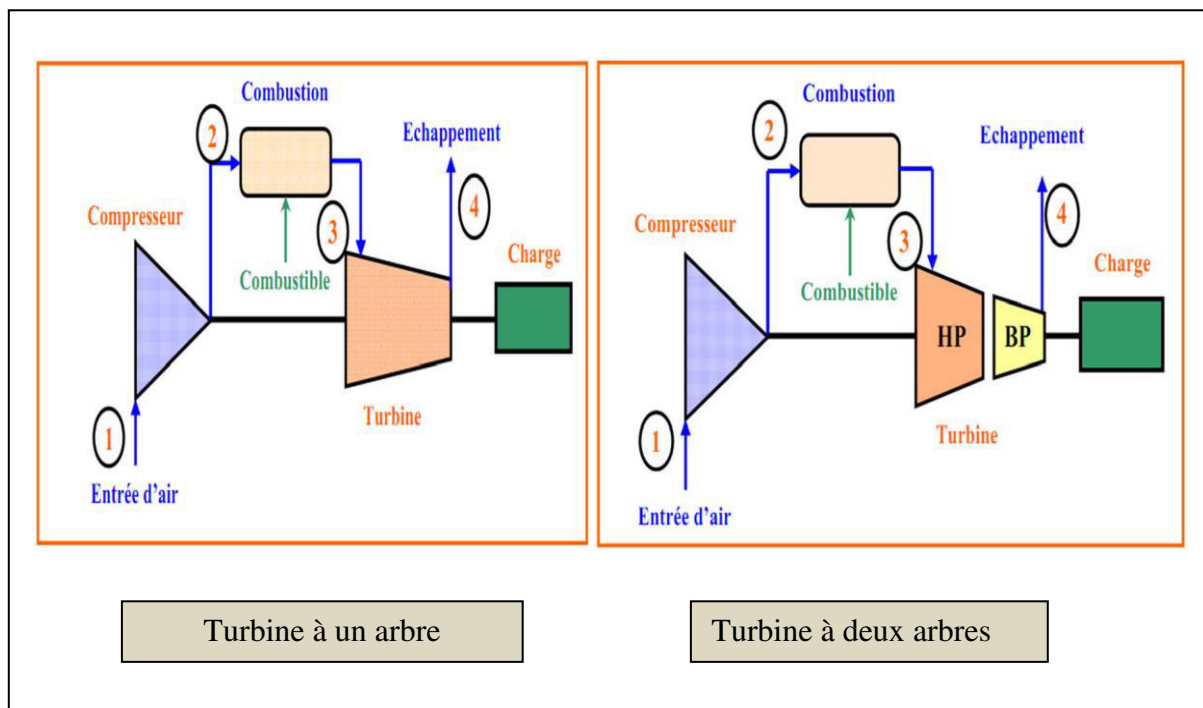
Figure(II.1) : Classification des turbines à gaz [3]

II.3.1. Par le mode de construction

L'objectif pour lequel, on utilise la turbine à gaz définit le type qu'on doit choisir. Dans l'industrie, on trouve les turbines à un seul arbre, dites aussi « mono-arbre ». Elles sont généralement utilisées dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge constante (pour entraîner les générateurs d'électricité).

Un deuxième type, englobe les turbines à deux arbres « bi-arbres »; elles ont l'avantage d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseur,...). Elles se composent de deux parties, la première assure l'autonomie de la turbine, 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 [4].



Figure(II.2) : Turbines à gaz à un arbre et à deux arbres [3]

En outre, dans chaque cas d'application envisagé, le constructeur de la turbine à gaz ou le fournisseur pressenti pour la fourniture du groupe devra préciser les performances attendues dans les différentes conditions de fonctionnement prévues. Ainsi, des paramètres propres à

chaque turbine peuvent mener à un choix autre que celui indiqué par le tableau ci-après qui désigne l'option en principe la plus favorable (signe +), selon le type d'application.

Tableau (II.1): les applications de chaque type turbine à gaz [3]

	Turbine à un arbre	Turbine à deux arbres
Alternateur	+	
Pompe démarrée à vide	+	
Pompe démarrée en charge		+
Pompe régulée en vitesse	+	+
Soufflante		
Soufflante régulée en vitesse	+	+
Compresseur démarré à vide		
Compresseur démarré en charge		+

II.3.2. Par le mode de travail

On distingue deux types de turbine :

II.3.2.1. Turbine à action

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

II.3.2.2. Turbine à réaction

Une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique $P_1 > P_2 > P_3$. Le taux de réaction ϵ caractérisera le % d'énergie thermique totale [6].

II.3.3. Par le mode de fonctionnement thermodynamique

Il existe deux cycles thermodynamiques :

II.3.3.1. Turbine à gaz à cycle fermé

Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

II.3.3.2. Turbine à gaz à cycle ouvert

C'est une turbine dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère. Ce type de turbine qui est le plus répandu se divise en deux classes :

- **Turbine à cycle simple** : c'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique est 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 [3].

II.4. Principales applications

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. Chaque cas d'application d'une turbine à gaz comprend un nombre important de paramètres de définitions spécifiques : type de combustible, durée de fonctionnement par an, températures extérieures extrêmes, montage, nuisances, etc. Il en résulte qu'une installation de turbine à gaz doit être personnalisée afin de répondre aux conditions d'exploitation envisagées [6].

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

II.4.1. Utilisation des turbines à gaz pour la propulsion

L'utilisation de la turbine à gaz dans l'aviation (avions, hélicoptères) est bien connue. Dans le domaine des transports civils et militaires, les turbines à gaz sont également utilisées pour la propulsion, car elles permettent d'obtenir de grandes puissances avec des poids et dimensions faibles par rapport à ceux des moteurs diesels [6].

II.4.2. Production combinée chaleur-force

Ce type d'application permet d'économiser les dépenses d'énergies. Le couple de force peut servir à l'entraînement d'une machine réceptrice et la chaleur peut servir pour le chauffage, séchage, production de vapeur pour un processus industriel. Le principe de cette application peut être, encore, poussé plus loin pour obtenir des installations industrielles dites à énergie totale où la turbine à gaz peut fournir simultanément trois formes d'énergie : électrique (alternateur), pneumatique (par prélèvement d'air sur le compresseur), calorifique (récupérateur de chaleur des gaz d'échappement). Le rendement de telles installations est ainsi fortement revalorisé et peut atteindre 50 à 60%.

II.4.3. Production d'électricité

Cette application est extrêmement courante : l'arbre de la turbine entraîne un réducteur dont l'arbre à petite vitesse entraîne un alternateur. Le système mécanique est simple et peut être comparé à un groupe turboalternateur à vapeur. Produire uniquement de l'électricité avec une turbine à gaz n'est intéressant que pour des conditions d'exploitation imposant ce système. [3].

II.4.4. Pompage et compression

Dans tous les types d'applications étudiés, il est tout à fait possible de remplacer l'alternateur entraîné par une pompe, par un compresseur ou une soufflante [3].

II.5. Avantages et inconvénients des turbines à gaz

II.5.1. Les avantages des turbines à gaz :

- encombrement restreint permettant l'installation dans un local dans lequel un groupe diesel de même puissance ne pourrait être logé ;
- faible poids permettant l'installation en étage ou en terrasse ;
- très faibles vibrations ;
- atténuations sonores facilement réalisables ;
- pas d'irrégularités cycliques entraînant des distorsions dans le courant alternatif produit (courant propre) ;
- démarrage facile par grand froid ;
- faible consommation de courant pour maintenir le groupe en situation de démarrage ;

- pas d'utilisation d'eau donc pas de risque de gel ;
- possibilité d'utiliser deux combustibles (gaz naturel et fuel domestique par exemple) ;
- possibilité de fonctionner à faible charge ou à vide sans problèmes.

II.5.2. Les inconvénients des turbines à gaz

- au-dessous de 3 000 kW environ, prix installé supérieur à celui du groupe diesel ;
- temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel ; à titre indicatif : 30 à 120 s pour une turbine, 8 à 20 s pour un groupe diesel [7]

Chapitre III

Description de la turbine à gaz MS 5002C

III.1. Généralités

La turbine à gaz à deux arbres à entraînement mécanique modèle série 5002C, fabriquée par NUOVO PIGNONE. C'est une machine utilisée pour entraîner un compresseur centrifuge de charge.

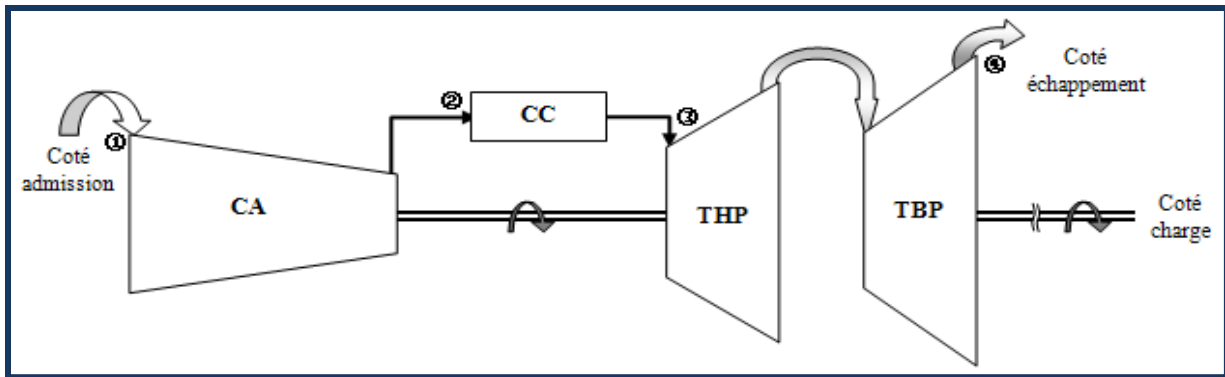


Figure (III.1): Schéma de la turbine à gaz MS 5002 [3]

III.1.1. Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002C

- Marque Générale électrique ;
- Série du model.....MS 5002 ;
- Application de la turbine à gaz Entraînement mécanique ;
- CycleSimple ;
- Type de fonctionnementContinu ;
- Vitesse de l'arbre HP.....5100 tr/min ;
- Vitesse de l'arbre BP 4900 tr/min ;
- Commande..... MARK V ;
- Température à l'échappement.....505°C ;
- Système de démarrage..... Turbine à détente ;
- Protection (types de base) contre.....Survitesse, température, excessive, vibration et détection de flamme
- Rendement thermique $\approx 28,8\%$;
- Mécanisme de refroidissement..... Réducteur avec vireur ;
- Atténuation du bruit.....Silencieux d'admission et d'échappement [4].

III.1.2. Valeur nominale de la turbine à gaz (conditions ISO)

- Puissance débitée..... 27,968 MW ;

- Température d'aspiration..... 15°C ;
- Pression de sortie.....1,013 bar ;

III.1.3. Section du compresseur

- Nombre d'étages du compresseur axial16 ;
- Type du compresseurÉcoulement à flux axial ;
- Plan de joint.....Bride horizontale ;
- Type d'aubes directrices d'entrée.....Variable ;

III.1.4. Section de la turbine

- Nombre des étages de la turbine.....02 ;
- Plan de joint.....Horizontale ;
- Directrice du premier étage.....Fixe ;
- Directrice du deuxième étage.....Variable.

III.1.5. Section de combustion

- Type.....12 multiples foyers, types à flux inverses ;
- Configuration des chambres.....Concentrique autour du compresseur ;
- Combustible.....Gaz naturel ;
- Bougies d'allumage.....Deux, types électrodes à ressort auto rétractile ;
- Détecteur de flamme.....4, type ultraviolet ;

III.1.6. Ensemble paliers

- Quantité.....04 ;
- Lubrification.....Sous pression.

III.1.7. Système de lancement

- Dispositif de lancement.....turbine de lancement ;
- Type de réducteur.....Non encastré avec vireur Hydraulique.

III.1.8. Système du combustible

- Type.....Gaz naturel ;
- Vanne de commande, arrêt, détente gaz....Servocommande, électro hydraulique [4] ;

III. graissage 1.9. Système de

- Lubrifiant.....Huile minérale ;
- Pression du collecteur palier.....25PSI (1,72 Bar) ;
- Pompe de graissage principal.....Entraînée par arbre intégral avec le réducteur auxiliaire ;
- Pompe de graissage auxiliaire.....Entraînée par moteur, verticale, centrifuge, immergée ;
- Pompe de graissage de secours.....Entraînée par moteur, verticale, centrifuge, immergée ;
- Echangeur de chaleur (fluide de graissage) Type.....Huile réchauffée vers eau froide ;
- Quantité.....(02)
- Filtre (fluide de graissage)
- Type.....Débit plein avec vanne de transfert ;
- Quantité.....(02) ;
- Type de cartouche.....Filtrage 25 un absolue.

III.1.10. Système d'alimentation hydraulique

- Pompe d'alimentation hydraulique principale.....Entraînée par réducteur auxiliaire, volumétrique, variable, piston axial ;
- Pompe d'alimentation hydraulique Auxiliaire.....Entraînée par moteur, à engrenages ;
- Filtre(s) d'alimentation hydraulique
- Type.....Débit plein ;
- Quantité.....Deux, avec vanne de transfert [4].

III.2. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS 5002C

Le Rotor de la turbine haute pression/compresseur atteint d'abord 20% de la vitesse grâce au dispositif de lancement. L'air aspiré de l'atmosphère dans le compresseur est envoyé à l'aide de tuyaux aux chambres de combustion où l'on fait livrer le combustible est débité sous pression. Une étincelle haute tension allume le mélange combustible-air. (Après l'allumage la combustion continuera dans la chambre). Les gaz chauds font monter la vitesse du rotor turbine haute pression/compresseur. A son tour elle fait augmenter la pression de refoulement

du compresseur. Quand la pression commence à monter, le rotor de la turbine basse pression commencera à tourner et les deux rotors de la turbine accéléreront jusqu'à la vitesse de service. Les produits de la combustion (gaz haute pression et la température) se détendent d'abord à travers la turbine haute pression et en suite à travers la turbine basse pression et sont déchargés à l'atmosphère [5].

En passant à travers la turbine haute pression et les aubes de la turbine, ces gaz de détente font tourner la turbine aussi bien que le compresseur, soumettant les auxiliaires entraînés à un couple de sortie. Les gaz font tourner aussi la turbine basse pression qui entraîne la charge avant d'être évacués, tournant ainsi la charge. Quand on le regarde du côté admission, le rotor tourne en sens inverse des aiguilles d'une montre [5].

III.3. Description de la turbine à gaz MS 5002C

Les principaux composants d'une turbine à gaz MS5002C sont :

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

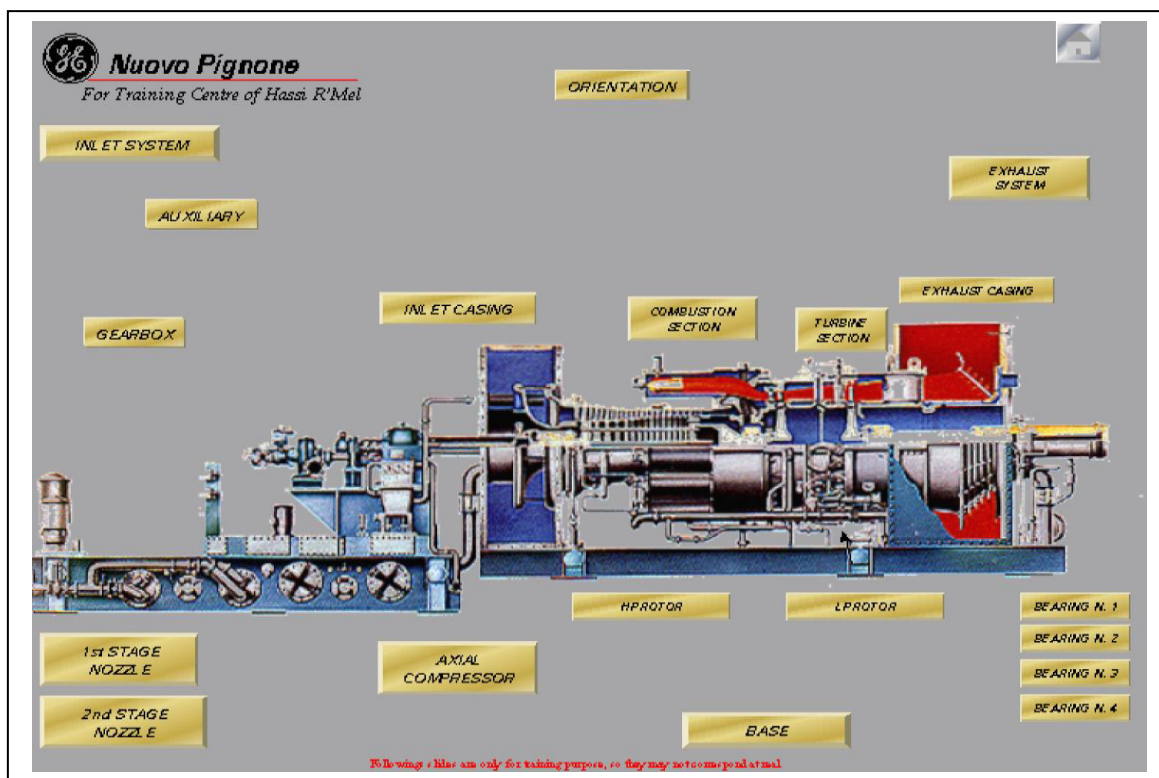


Figure (III.2) : schéma de différentes parties de la turbine MS 5002 [7]

III.3.1. Section compresseur

Les compresseurs axiaux sont utilisés dans les machines de grande puissance, à cause des grands débits qu'ils produisent, ces débits sont nécessaires pour produire des puissances utiles élevées avec des dimensions réduites [2].

Les particules d'air, sont accélérées grâce à la rotation du rotor, où ces aubes offrent à ces particules une énergie cinétique centrifuge; en quittant l'étage rotor pour entamer l'étage stator suivant, une grande partie de l'énergie cinétique gagnée, se transforme en une énergie de pression à cause du freinage [2].

Après avoir passé l'œil d'admission, L'air est dirigé par les aubes d'admission mobiles (IGV), pour pénétrer dans le premier étage du rotor. Le compresseur de la turbine à gaz MS5002C comprend 16 étages avec un rapport de compression de 7.

Il se compose de disques conçus pour une vitesse périphérique élevée, unis sur le plan axial par des tirants « Figure .III.3 », ou par une structure boulonnée plus légère pour les turbines destinées aux avions.

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

- Assurer l'alimentation des chambres de combustion avec l'air comprimé, pour l'opération de combustion;
- Assurer un débit et une pression aussi élevés pour avoir une grande puissance utile;
- Assurer l'air utilisé pour le refroidissement des pièces exposées aux fortes contraintes thermiques [2].

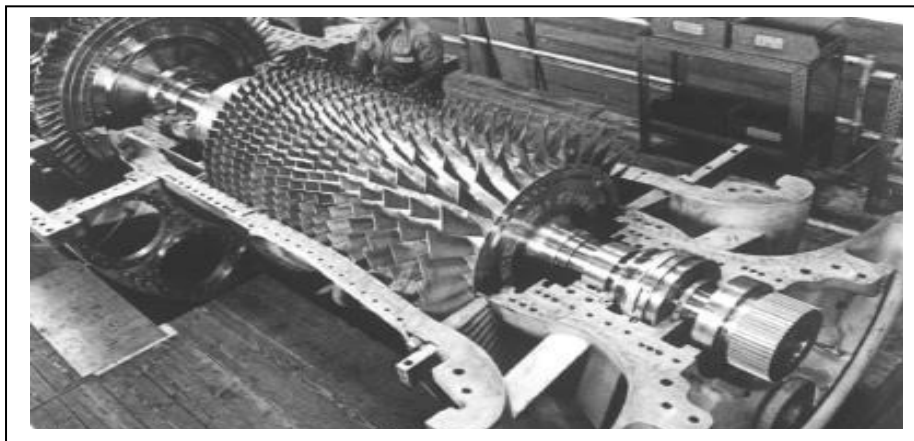


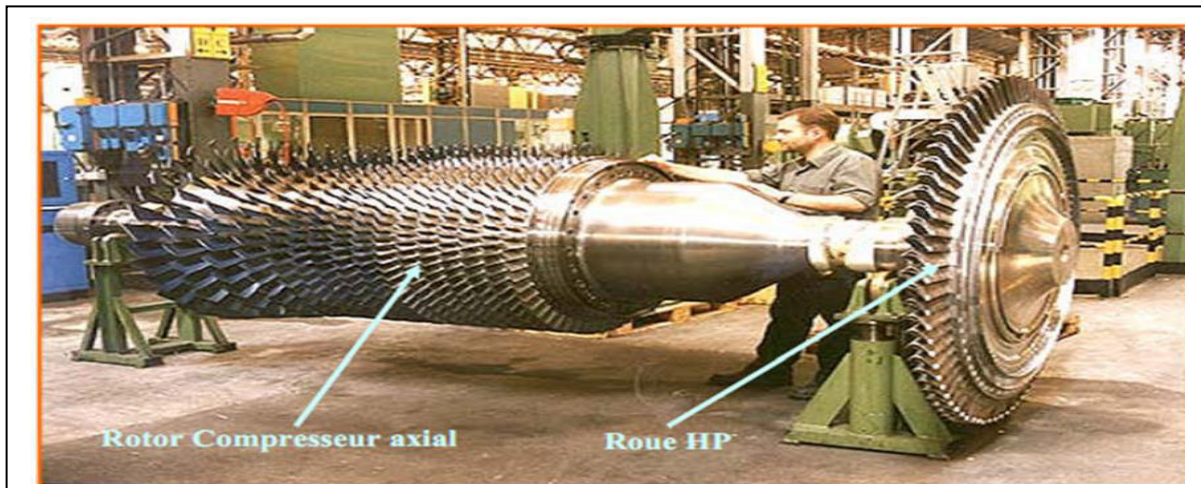
Figure (III.3): Compresseur axial [9]

III.3.1.1. Rotor de compresseur

Le rotor du compresseur est un ensemble composé de seize « 16 » roues, d'un demi-arbre de tirants et des aubes du rotor du compresseur.

Ces aubes ont une forme aérodynamique et sont conçus pour bien comprimer l'air à des vitesses élevées à l'extrémité des aubes. Les roues et demi arbres sont montés les uns dans les autres, par l'intermédiaire des rainures concentriques, et maintenues par des tirants. Le choix de position des roues se fait lors du montage, de manière à réduire les corrections d'équilibre.

Le demi arbre avant est usiné de façon à donner les faces avant et arrière de butée et le coussinet du palier N.1, ainsi que la surface d'étanchéité des joints d'huile du palier N.1 et du joint d'air basse pression du compresseur [2].



Figure(III.4) : Rotor du compresseur axial de la TAG MS5002C [9]

III.3.1.2. Stator de compresseur

La partie stator (corps du compresseur) est composée de deux éléments principaux qui sont :

- Le corps avant du compresseur ;
- Le corps de refoulement du compresseur.

➤ Corps avant du compresseur

Le corps avant du compresseur contient les dix premiers étages du stator du compresseur (numérotés de zéro à neuf). Il transfère également les charges structurales du corps adjacent au support avant qui est boulonné et maintenu par une cheville à la bride avant du corps. Le

corps avant du compresseur est équipé de deux gros tourillons, fondus dans la masse, utilisés pour le levage de la turbine à gaz de son socle [7].

➤ **Corps de refoulement du compresseur**

Le corps de refoulement du compresseur est la dernière partie de la section compresseur. C'est le corps simple le plus long, il se trouve à égale distance entre les supports avant et les supports arrière de la turbine. Les fonctions du corps de refoulement du compresseur sont d'équilibrer les pompes du compresseur, de former les parois internes et externes de diffuseur et de relier le compresseur au stator de la turbine. Il sert également de support à la directrice de la turbine du premier étage [7].

III.3.2. Section combustion

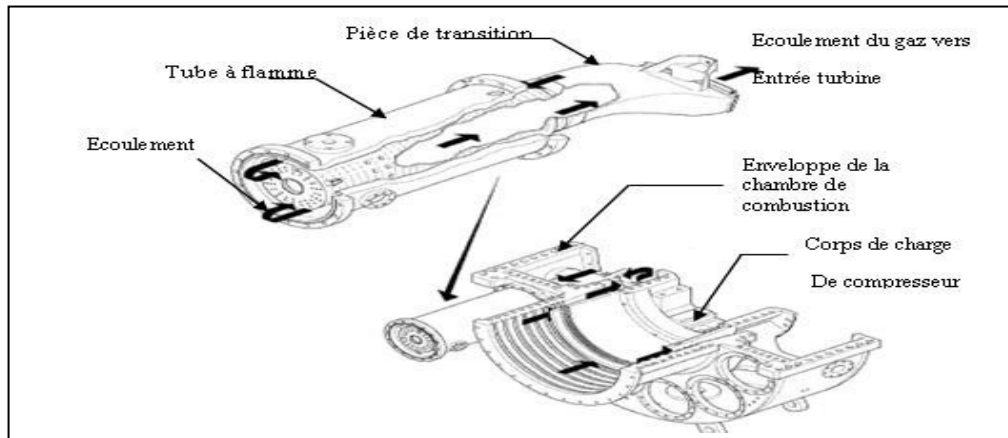
La section combustion de la turbine à gaz comprend l'enveloppe de combustion, douze corps de combustion extérieurs (uniquement une enveloppe courte), douze ensembles de chapeau et chemise de combustion, douze ensembles de pièces de transition, douze injecteurs de combustible, deux bougies, deux transformateurs d'allumage, quatre détecteurs de flamme douze tube-foyers et divers garnitures et « hardware ».

L'enveloppe de combustion est un élément soudé entourant la partie arrière du corps de refoulement du compresseur et recevant l'air de refoulement du compresseur à flux axial. Des enveloppes de combustion de différente longueur de calcul sont utilisées sur les turbines à gaz MS 5002C : Cycle simple (court) et cycle régénératif (long). Les corps de combustion se trouvent à l'extérieur sur les ensembles d'enveloppe courte et à l'intérieur sur l'enveloppe longue.

La combustion est envoyée dans chaque chemise des chambres de combustion par un injecteur de combustion monté dans le couvercle de la chambre de combustion et pénétrant dans la chemise. La combustion du mélange air-combustible est déclenchée par les bougies. Lorsque l'allumage se produit dans une des deux chambres, les gaz chauds de combustion passent dans une des deux chambres, les gaz chauds de combustion passent dans les tubes-foyers et vont allumer le mélange air-combustible des autres chambres [8].

III.3.2. 1. Enveloppe de combustion

L'enveloppe de combustion soutient les douze corps de combustion et renferme les douze pièces de transition. C'est un élément soudé entourant la partie arrière du corps de refoulement du compresseur et recevant l'air de refoulement du compresseur à flux axial et transfère aux chambre combustion [9].



Figure(III.5) : Ensemble enveloppe de combustion [3]

III.3.2. 2. Chambre de combustion

Les brides arrière des douze corps de combustion sont montées sur la surface verticale avant de l'enveloppe de combustion avec chaque corps relié par les tubes-foyers. Les ensembles chapeau et chemise se trouvent à l'intérieur de chaque corps. Les injecteurs de combustible montés dans les couvercles du corps de combustion pénètrent dans les chambres et les alimentent en combustible. Ces corps de combustion sont numérotés d'un à douze et peuvent être identifiés en regardant vers l'aval à partir de l'admission de la turbine et en comptant dans le sens inverse des aiguilles d'une montre à partir de la position de midi [10].

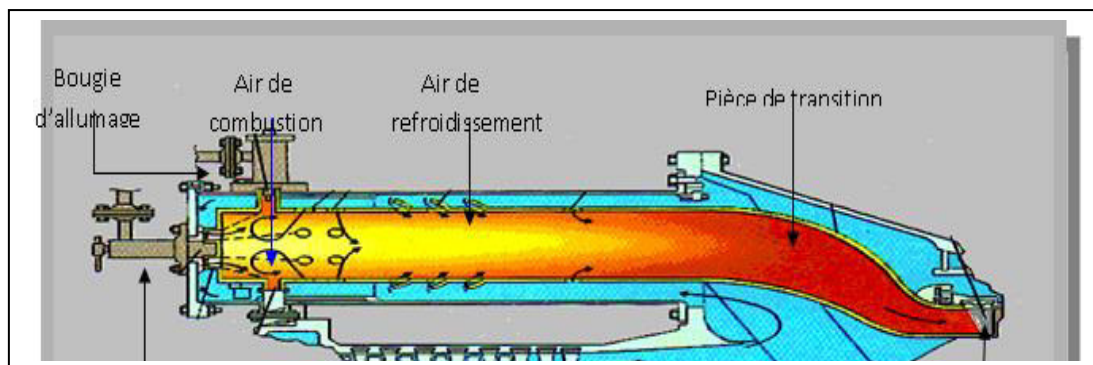


Figure (III.6) : Chambre de combustion [3]

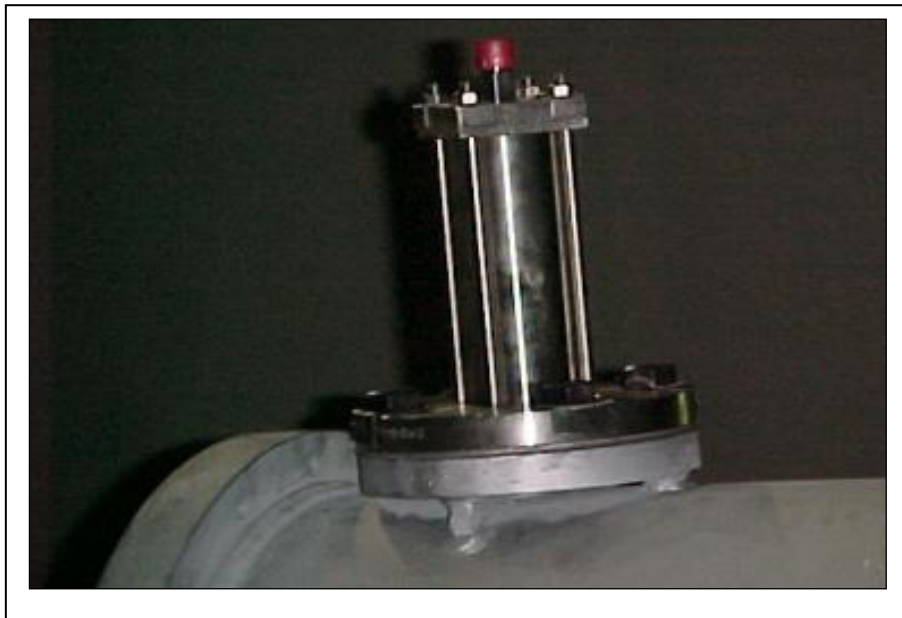
➤ Le rôle de la chambre de combustion

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

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

III.3.2.3. Bougies d'allumage

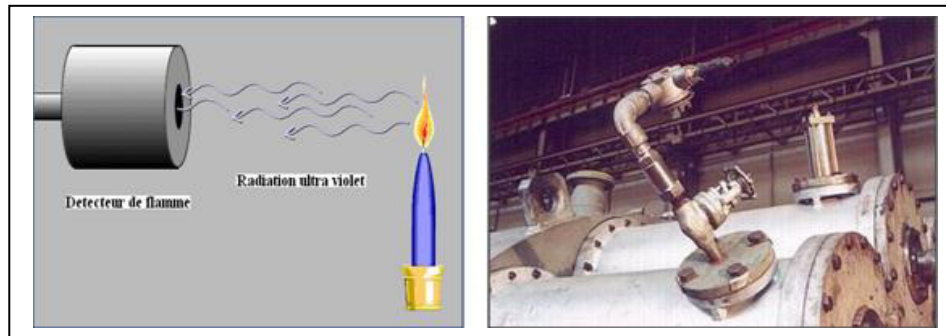
La combustion du mélange de combustible et d'air est déclenchée par les bougies avec électrodes rétractiles. Deux bougies sont installées dans chacune des deux chambres de combustion, « N°9 et N°10 » et reçoivent l'énergie des transformateurs d'allumage. Les autres chambres sans bougies, sont allumées à travers les tubes-foyers d'interconnexion [9]



Figure(III.7) : Bougie à flamme [7]

III.3.2.4. Détecteur de flamme

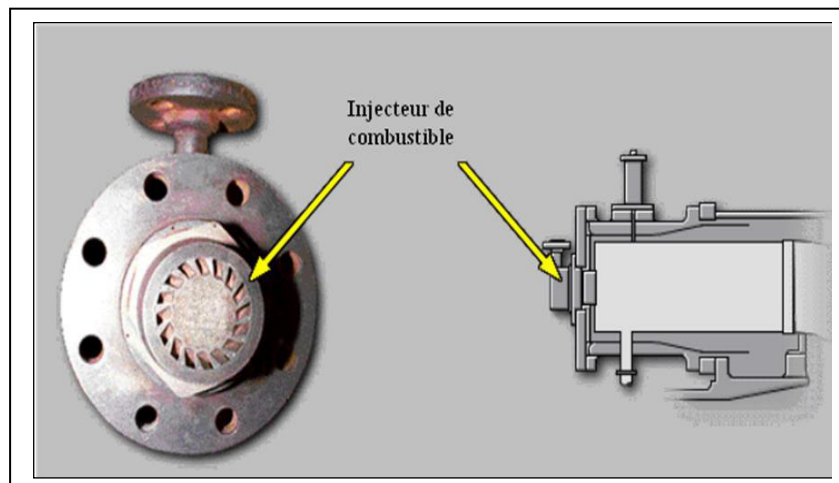
Pendant la séquence de lancement il faut envoyer une indication de présence ou absence de flamme au système de commande pour cette raison, un système de contrôle de flamme est utilisé, il comprend quatre capteurs installés sur quatre chambres de combustion adjacentes et un amplificateur électrique monté dans le tableau de commande de la turbine.



Figure(III.8) : Détecteur de flamme [3]

III.3.2.5. Injecteur de combustible

Chaque chambre de combustion est pourvue d'un injecteur de combustion émettant une quantité mesurée de combustible dans la chemise de combustion. Le combustible gazeux entré directement dans chaque chambre à travers de trous de mesure situés sur le bord extérieur de la plaque de turbulence [10]



Figure(III.9): Injecteur de combustible [3]

III.3.2.6. Tubes – foyers

Les 12 chambres combustion sont reliées entre elles par des tubes-foyers. Ces tubes permettent la propagation de la flamme venant des chambres allumées contenant les bougies aux chambres non allumées.

III.3.3. Section turbine (détente)

La section turbine est celle où les gaz chaude venant de la section combustion sont convertis en énergie mécanique. Cette section comprend les éléments suivante : le corps de la turbine la directrice de premier étage, la roue de turbine premier étage (appelé également turbine haut pression HP), la directrice à aube variable de deuxième étage et la roue de la turbine de deuxième étage (appelé également turbine basse pression BP).

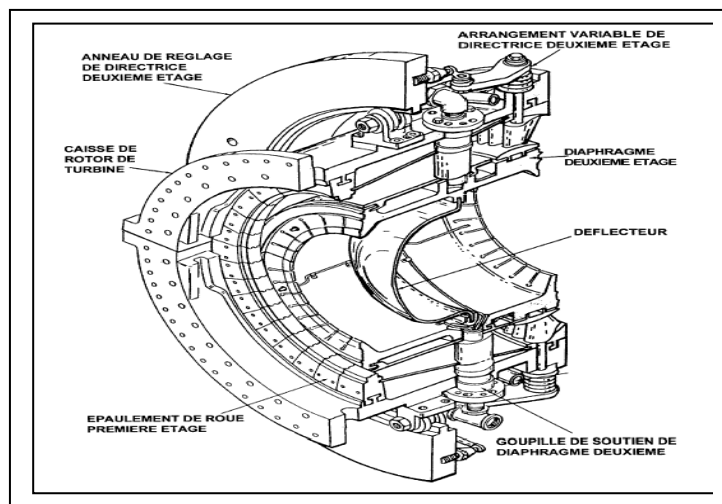
Cette section comprend aussi le diaphragme et l'étanchéité air et la veine des gaz entrée les divers étages. Pour faciliter l'entretien, toutes les pièces du stator peuvent être fondues en deux, dans le sens horizontal [8].

III.3.3.1. Stator de la turbine

La caisse de la turbine est un des principaux éléments structuraux de la turbine à gaz ; elle est boulonnée extérieurement à l'avant aux entretoises du corps de refoulement du compresseur et extérieurement à l'arrière du cadre d'échappement. Dans la caisse de la turbine se trouvent les ensembles suivants, qui établissent la veine des gaz de chambre de combustion au cadre d'échappement, en passant par les roues de la turbine : les cloisons et les segments de protection de la directrice de premier étage, les segments de parois interne et externe de la veine de gaz entre-étage, le diaphragme et l'étanchéité air du deuxième étage, et enfin les cloisons et les segments de protection de la directrice de deuxième étage. La bague de commande, qui actionne les cloisons de la directrice de deuxième étage à angle variable, est soutenue par les galets montés sur la paroi extérieure de la caisse de la turbine.

La paroi interne de la caisse de la turbine est isolée des pièces de la veine des gaz chaudes, sauf aux surfaces nécessaires de positionnement de la directrice et des segments de protection.

L'air de refoulement du compresseur, qui fuit au-delà des segments de la directrice de premier étage dans l'espace entre la paroi isolée de la caisse de la turbine et la paroi extérieure de la veine des gaz entre étages, contribue à dissiper la chaleur dégagée par la paroi extérieure de la veine des gaz. Les trous d'extraction de la bride de la caisse correspondent à ceux de la bride verticale avant du cadre d'échappement. L'air ambiant passe par ces trous pour refroidir l'arrière de la caisse de la turbine et les entretoises du cadre d'échappement dans la veine d'échappement [8].



Figure(III.10): Disposition enveloppe turbine [3]

III.3.3.2. Directrice de la turbine

La directrice se compose d'un ensemble d'éléments appelés segments, chaque segment regroupe trois compartiments ou aubes. Ces segments sont placés l'un à côté de l'autre de telle façon qu'ils forment un anneau permettant d'orienter et d'accélérer les gaz [8].

➤ Directrices du premier étage

La directrice de premier étage comprend les segments d'aube directrice montés dans une bague de retenue, soutenue dans la veine des gaz par un dispositif de fixation de la caisse de la turbine. La conception de l'ensemble de la directrice et la disposition de son support dans la caisse tiennent compte de la dilatation thermique due aux gaz chauds, et maintiennent l'ensemble correctement aligné dans la veine des gaz. Une autre caractéristique particulière de conception permet de démonter facilement la moitié inférieure de la directrice sans retirer le rotor (figure III.11).

➤ **Directrices du deuxième étage**

La directrice de deuxième étage comprend les cloisons (déflecteurs) formant une directrice à angle variable dans l'espace circulaire de la veine des gaz, juste à l'avant de la turbine de deuxième étage. Ces cloisons peuvent être déplacées en même temps grâce à des arbres saillants dans la caisse de la turbine à travers des douilles. Des leviers, fixés à l'extrémité des arbres, sont reliés par maillons à des montants d'une bague de commande qui tourne sous l'action d'un cylindre hydraulique (figure III.12) [8].



Figure (III.11) : a) Directrice 1^{ère} étage et b) directrice 2^{ème} étage [3]

III.3.3.3. Ensemble diaphragme

Le diaphragme est soutenu entre les roues de la turbine de premier étage et celle de la turbine de deuxième étage par six chevilles creuses radiales traversant la caisse de la turbine et aboutissant dans des trous percés dans la paroi du diaphragme. Ce diaphragme est une pièce cylindrique fendue en deux sur le plan horizontal. Un joint d'air est installé dans une rainure du diaphragme pour séparer les deux étages de la turbine et forme l'espace roue arrière de la turbine de premier étage et l'espace roue avant de la turbine de deuxième étage. L'air de refroidissement est envoyé dans les espaces roues pour refroidir les roues de la turbine et fermé hermétiquement la veine des gaz. Les flasques du diaphragme comportent les joints des roues qui empêchent les gaz chauds de s'échapper dans les espaces roues [2].

Le diaphragme soutient également la paroi interne de la veine des gaz entre étage. Une rainure usinée sur la circonférence de l'extrémité arrière de la paroi externe du diaphragme

sert à retenir les éléments de protection intérieurs de la directrice de deuxième étage et à minimiser les fuites de gaz autour de la directrice.

L'air de refroidissement est envoyé au diaphragme de deuxième étage par les chevilles creuses du support et l'alésage central de la roue de premier étage. Les trous percés à angle dans la paroi du diaphragme, directement derrière la rainure du déflecteur d'air, croisent les trous des chevilles de support et permettent à l'air de refroidissement d'arriver à l'espace roue avant du deuxième étage, en passant par les chevilles creuses du support [2].

Les thermocouples devant mesurer la température des espaces roue arrière de premier étage et avant de deuxième étage sont maintenus dans les flasques du diaphragme. Les conducteurs des thermocouples sortent de la turbine par l'une des chevilles creuses de support.

III.3.3.4. Les rotors HP et BP de la turbine

La turbine à gaz dispose de deux rotors séparés : celui de la turbine de premier étage, ou turbine haute pression « HP », qui entraîne le compresseur à flue axial et les accessoires entraînés par les arbres, et le rotor de la turbine de deuxième étage, ou turbine basse pression « BP », qui entraîne la charge.

Les deux rotors de la turbine sont alignés dans la section turbine, mais sont mécaniquement indépendants l'un de l'autre, ce qui permet aux deux turbines de tourner à des vitesses différentes.

La roue de turbine de premier étage est boulonnée directement sur le demi arbre arrière du rotor du compresseur de manière à former un rotor haute pression.

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

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

d'une légère correction pour obtenir l'équilibre final [5].



Figure(III.12): LA roue HP et la roue BP [7]

III.3.3.5. Aubes de la turbine

Les aubes de la turbine sont montées dans la roue, dans des queues d'aronde axiales, en forme de sapin avec les couvercles installés sur les "échasses" des aubes. Un couvercle sur deux est un couvercle de fermeture. Les aubes sont maintenues en place sur une cheville Twistlock fixée par empilage [4]

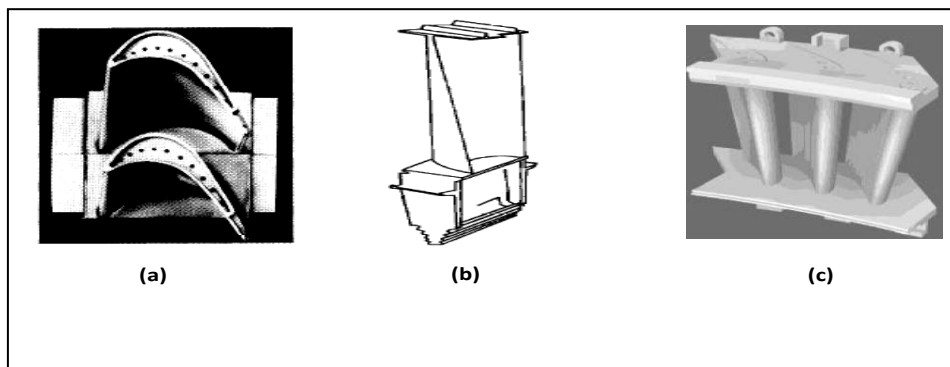


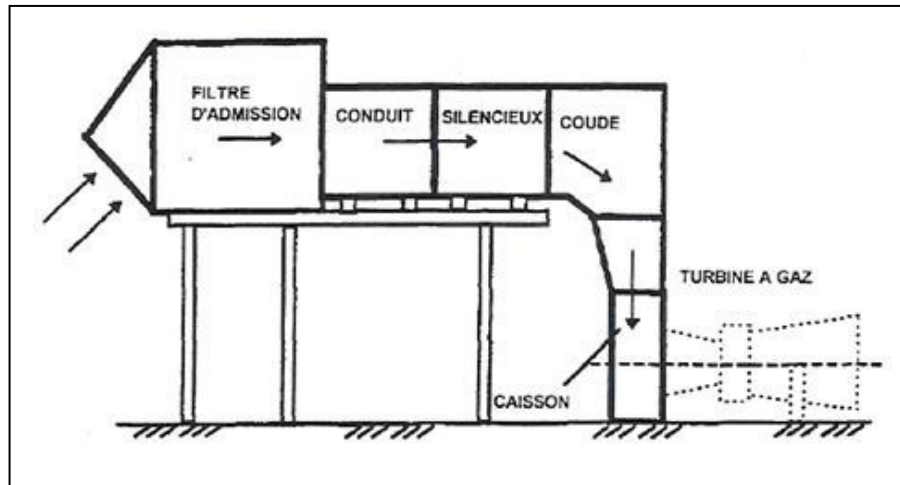
Figure (III.13): (a): Aubes de première roue turbine; (b) : Aube deuxième roue
(c) : Segment de la directrice [3]

III.3.4. La partie auxiliaire

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

III.3.4.1. Corps d'admission

Le système d'admission (figure.III.15) d'une turbine à gaz a pour but de diriger l'air vers la section d'admission du compresseur axial, il doit assurer une bonne filtration de l'air assure le bon fonctionnement de la turbine [2].



Figure(III.14): Système typique d'admission [7]

III.3.4.2. Système de démarrage

Le but principal du système de démarrage est d'accélérer la turbine jusqu'à la vitesse minimale d'autonomie. Le lancement dans la turbine MS5002C, est assuré par une turbine dite de lancement à une roue, alimenté par le gaz naturel (un piquage) à une pression de 18bars, ce gaz se détend dans la roue de cette turbine, en la quittant à une pression atmosphérique (le gaz détendu est envoyé vers la torche), la turbine de lancement fait croître la vitesse du rotor de la turbine jusqu'à 22% de sa vitesse nominale ($\approx 1100\text{tr/mn}$) dans une minute, l'ensemble se stabilise pendant les cinq minutes qui suivent à la vitesse de 22%, afin de permettre le balayage des gaz résiduels, et l'alimentation avec le gaz combustible.

Après le balayage, la flamme est ensuite enflammée, et le processus de démarrage commence l'accélération jusqu'à une vitesse de 60% de la vitesse nominale (3000tr/mn), le passage de 22% à 60% se fait dans environ 8mn. A la vitesse de 3000tr/mn , la turbine de lancement est découplée du compresseur axial et la turbine atteint la phase de son autonomie, où elle accélère jusqu'à sa vitesse nominale [5].

III.3.4.3. Système d'alimentation par le combustible

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

L'élément principal dans ce système est l'ensemble vanne de commande et arrêt/détente gaz situé dans la zone accessoire. Avec cette vanne se trouve aussi les servovannes de commande, les manomètres et la tuyauterie de distribution aux injecteurs [2].

III.3.4.4. Système de l'huile de graissage

La turbine à gaz est graissée en circuit fermé, par un système d'alimentation sous pression en huile, qui comporte un réservoir d'huile, des pompes, des échangeurs de chaleur (refroidisseur et réchauffeur d'huile), des filtres, des vannes et divers dispositifs et instruments de commande et de protection de systèmes.

L'huile de graissage irrigant les quatre paliers principaux de la turbine (éviter le contact métal- métal en établissant un film d'huile). Il fournit également l'huile au système hydraulique, l'huile d'arrêt et l'huile de lancement.

L'huile de graissage est pompée du réservoir par une pompe à engrenages (mécanique principale) durant la marche normale. Si cette dernière, n'est pas en mesure d'assurer la pression adéquate (après arrêt de la turbine), lors du démarrage, ou le refroidissement, une pompe auxiliaire à courant alternatif assure le graissage (contrôlée par un pressostat 63QA-1).

S'il y a absence du courant alternatif, durant la période de refroidissement, cette fonction est assurée par une pompe à courant continu (alimentée par des batteries).

La pression et la température de l'huile sont surveillées respectivement par des pressostats (interrupteur à pression) et thermostats (interrupteur à température) [5].

➤ Réservoir et tuyauterie d'huile

Un grand réservoir d'huile est situé sous la zone auxiliaire du socle de la turbine, précisément en dessous des pompes de graissage, dont elle fait partie intégrante. Les différents dispositifs de contrôle et de protection sont installés sur le couvercle. Sur le côté

droit du socle se trouve deux raccords pour remplissage ; le fond est doté de deux purges. La cuve a une capacité de 10000L.

Le collecteur d'huile de graissage se compose principalement d'une tuyauterie qui assure le graissage du réducteur auxiliaire, et les paliers de la turbine.

La vidange se fait à chaque révision générale (MI), mais dans la plupart des cas son état pour une seule MI reste bon, pour cela la vidange se fait pour chaque deux MI. Lors de la 1e MI et vu la grande quantité d'huile contenue dans le réservoir, on fait recycler l'huile dans une centrifugeuse où les impuretés sont éliminées vers l'extérieur, pour lui rendre son état pur. Pendant le fonctionnement, un appoint d'huile est apporté quand on recense qu'il est nécessaire.

➤ **Pompes d'huile de graissage**

On a quatre (4) types de pompes :

1. Les pompes auxiliaires

Il existe deux pompes de ce type fonctionnant avec le courant alternatif, l'une d'elles sert au graissage des paliers avec une pression de refoulement de 12-14bars. La deuxième, dite hydraulique d'une pression de refoulement de 85 bars, sert à alimenter les vérins hydrauliques et assurer l'ouverture et la fermeture des IGV. Ces pompes sont utilisées lors de démarrage [3].

2. Les pompes mécaniques

Elles sont entraînées par le réducteur placé à l'amont de la turbine à gaz (entre le moteur de lancement et le 1er palier du compresseur). Ces deux pompes démarrent dès que la turbine atteint 85% de sa vitesse nominale, elles remplacent, l'une la pompe de graissage des paliers et l'autre celle hydraulique. En cas de décroissance de la vitesse les deux pompes auxiliaires démarrent automatiquement pour compenser les quantités d'huiles non assurées par les pompes mécaniques [3].

3. Pompe de secours

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

4. Pompe de Vireur (ou de virage)

C'est une petite pompe, placée au-dessus du réducteur, alimentée par une batterie, son rôle est de garder le rotor de la turbine en rotation lors de la phase d'arrêt avec une vitesse angulaire de $1/4tr$ chaque 3mn pendant 12 heures pour éviter la flexion du rotor qui pèse 9 tonnes (pour MS5002), avec une longueur d'environ 8m et une température élevée provenant de la compression d'air.

III.3.4.5. Système d'air de refroidissement et d'étanchéité

L'air est utilisé pour refroidir les différentes parties de la section de la turbine, pressuriser les joints d'huile des paliers dans la turbine à gaz. L'air est obtenu du compresseur axial et de l'air d'environnement où la turbine à gaz se trouve. Les parties de la section de la turbine qui sont refroidies à l'air sont :

- Roue de la turbine du premier et deuxième étage;
- La directrice du premier étage;
- Le carter du rotor de la turbine ;
- Les entretoises de support du cadre d'échappement et déflecteur d'addition, les tubes à flamme de la chambre de combustion, les coudes et les pièces de transition sont projetés pour utiliser l'air de combustion (air comprimé), pour un refroidissement efficace de ces parties [5].

III.3.4.6. Système d'échappement

La section d'échappement comporte l'ensemble du cadre d'échappement et la chambre d'échappement. L'ensemble cadre d'échappement est une structure principale faisant partie de la turbine à gaz. Il sert de support aux ensembles suivants:

Les paliers N° 3 et 4, l'ensemble des tuyauteries d'huile de graissage et de vidange, les tuyauteries pour le refroidissement de la turbine, les tuyauteries pour l'air d'étanchéité, des labyrinthes de palier, les segments de la roue du deuxième étage de la turbine.

La chambre d'échappement est une structure rectiligne en forme de boîte dont laquelle les gaz d'échappement sont déchargés et diffusés. A partir de cette chambre les gaz sont conduits

vers l'atmosphère. La chambre d'échappement est située à l'extrémité arrière du socle de la turbine [4].

III.3.4.7. Socle, support et palier de la turbine

1. Socle et support de la turbine

Il existe un socle turbine et le socle des accessoires, d'une part il supporte la turbine, d'autre part il sert de surface de montage pour l'entrée et l'échappement ainsi comme réservoir pour l'huile de graissage.

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

La plaque de support à l'entrée est soudée à la traverse avant de la base de la turbine. La plaque de support de cadre d'échappement est boulonnée au travers arrière. Pour éviter le désalignement des joints, il faut éviter toute contrainte de dilatation thermique affectant la tuyauterie reliant les deux socles ; deux supports centraux sont prévus à la partie inférieure de la traverse avant et de la traverse du milieu du socle de la turbine [2]

Le support avant est une plaque en acier dotée d'une rainure de clavette contenant un montant de section carrée situé dans les fondations. Il empêche le déplacement latéral de la ligne centrale du socle de la turbine sous l'effet de la chaleur.

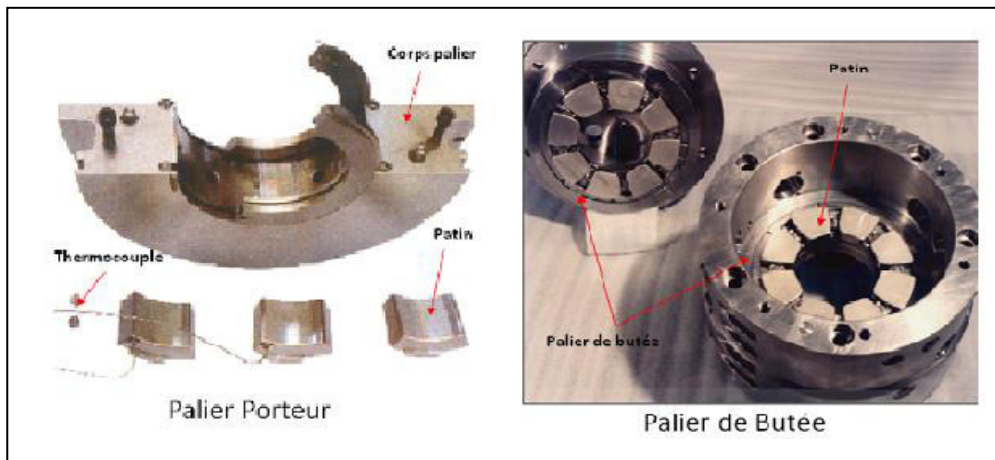
Le support de la traverse du milieu du socle de la turbine est une plaque en acier avec un trou de quatre pouces de diamètre. Cette plaque contient une cheville d'acier empêchant le déplacement du socle dans toutes les directions [2].

2. Paliers

La turbine à gaz comprend quatre paliers principaux qui supportent les rotors du compresseur et de la turbine basse pression.

Les paliers sont numérotés 1, 2, 3, et 4. Le palier N°1 se trouve dans le corps d'admission du compresseur, le palier N°2 dans le corps de refoulement du compresseur, le palier N°3 dans le diffuseur d'échappement et le N°4 à l'extrémité arrière du diffuseur d'échappement. Les

paliers N°1 et N°2 soutiennent le rotor du compresseur et la turbine haute pression. Les paliers N°3 et N°4 soutiennent le rotor de la turbine basse pression et de la charge [7]

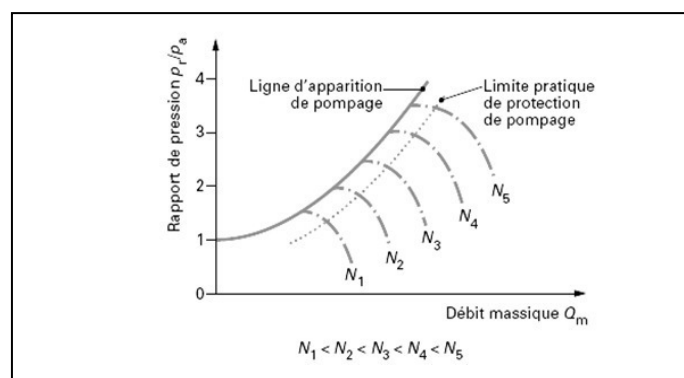


Figure(III.15) : Les Paliers [2]

III.4. Phénomène de pompage d'un compresseur

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

Ce phénomène est observé lors du démarrage dans le cas des turbines à gaz au niveau du compresseur axial. Il peut avoir comme conséquence, la rupture d'ailette [3].



(N_i : vitesse de rotation, P_r et P_a : pressions de refoulement et d'admission)

Figure (III.16) : Cycle de pompage sur la caractéristique du compresseur [3].

Chapitre IV

Etude thermodynamique

IV.1. Introduction

L'installation standard de turbine à deux lignes d'arbres et très utilisée par la société SONATRACH dans tous les domaines pétroliers et particulièrement dans les stations de compression et de réinjections de gaz dans les puits pétroliers.

Notre travail consiste une étude comparative entre les performances de cette installation et l'installation de turbine à gaz avec un récupérateur des gaz d'échappements.

IV.2. Rappels théoriques

Les formules et notions théoriques rappelées ci-après sont celles strictement nécessaires aux calculs des cycles et performances des turbines à gaz [11].

IV.2.1. Enthalpie totale

Par définition :

$$H = h + \frac{v^2}{2} \text{ (energie potentielle négligée)} \quad (\text{IV } 1)$$

IV.2.2. Premier Principe de la thermodynamique

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

$$W_i + Q = \Delta H = H_2 - H_1 \quad (\text{IV } 2)$$

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

$$W_i = \Delta H = H_2 - H_1 \quad (\text{IV } 3)$$

Soit :

- Pour un compresseur

$$W_c = \Delta H = H_2 - H_1 > 0 \quad (\text{IV } 4)$$

- pour une turbine

$$W_t = \Delta H = H_2 - H_1 < 0 \quad (\text{IV } 5)$$

- pour une tuyère ($W_i = 0$):

$$H_2 = H_1 \quad (\text{IV } 6)$$

IV.2.3. Propriétés thermodynamiques de l'air et des gaz de combustion

➤ Pour l'air

Pour des calculs ne nécessitant pas une grande précision, on peut se contenter des valeurs approchées : [12]

$$r [j/(kg \cdot k)] = \frac{3814,4}{M(g/mole)}; \quad Cp = 1005 [j/(kg \cdot k)]; \quad \gamma = 1,4$$

A partir de l'équation d'état des gaz parfaits la masse volumique de l'air est égale à :

$$\rho = \frac{p}{rT} \quad (\text{IV } 7)$$

Les valeurs moyennes de Cp et γ qui dépendent de la température sont tirées à partir des abaques $Cp = f(T)$ et $\gamma = f(T)$.

➤ Pour les gaz de combustion

Il se trouve que leurs caractéristiques se rapprochent beaucoup de celles de l'air, donc pour simplifier les calculs dans certains cas, on les considèrera identiques.

IV.2.4. Travaux de compression

Pour une transformation réversible isotherme, le travail de compression par unité de débit s'exprime par : [12]

$$W_{cith} = rT_1 \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (\text{IV } 8)$$

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

$$Q_{ith} = -W_{cith} \quad (\text{IV } 9)$$

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

Pour une transformation adiabatique, intéressant encore un débit unitaire, le travail réel de compression s'exprime par :

$$W_c = H_2 - H_1 = Cp(T_2 - T_1) \quad (\text{IV } 10)$$

Le travail de compression isentropique est égal à :

$$W_{cis} = H_{2is} - H_1 = Cp(T_{2is} - T_1) \quad (\text{IV } 11)$$

Il peut s'exprimer en fonction des pressions puisque, pour cette transformation réversible :

$$\frac{T_{2is}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{IV } 12)$$

D'où :

$$W_{cis} = Cp T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (\text{IV } 13)$$

IV.2.5. Travaux de détente [12]

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

Ainsi, le travail fourni par la turbine au cours d'une détente réversible isotherme est :

$$W_{tith} = rT_3 \ln \frac{P_3}{P_4} \quad (\text{IV } 14)$$

Pour les détente isentropiques s'exprime par :

$$W_t = H_3 - H_4 = Cp(T_3 - T_4) \quad (\text{IV } 15)$$

$$W_{tis} = H_3 - H_{4is} = Cp(T_3 - T_{4is}) \quad (\text{IV } 16)$$

$$\frac{T_{4is}}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{IV } 17)$$

$$W_{tis} = CpT_3 \left[1 - \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (\text{IV } 18)$$

IV.2.6. Rendements

Dans les turbomachines, il a fondamentalement deux types de pertes :

- Les pertes externes entre la machine et l'ambient, notamment par le frottement des composants mécaniques ;
- Les pertes internes de l'écoulement, les pertes dues l'écoulement sont causées par les forces visqueuses qui transforment de l'énergie mécanique en chaleur, par le phénomène de turbulence, par le décollement de la couche limite et par les fuites.

Ces différents types de pertes ont donné lieu à diverses définitions de rendement tel que le rendement mécanique, le rendement interne ou isentropique [12].

- **Rendement isentropique**

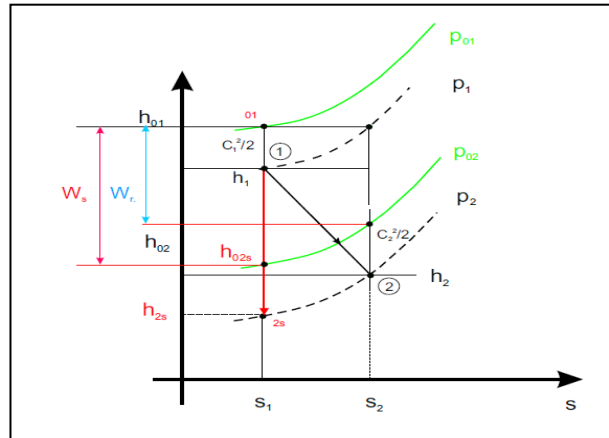
La nature non isentropique de l'écoulement suggère l'utilisation d'un rendement pour prendre en compte les irréversibilités de façon globale. En générale, le rendement est défini comme une relation entre le travail spécifique idéal (possible) et le travail spécifique réel (efficace). La définition dépend s'il s'agit d'une machine qui consomme de l'énergie ou bien d'une machine qui fournit de l'énergie [13]

- **Rendement d'une turbine**

Le rôle de la turbine est convention de l'énergie disponible dans le fluide en énergie mécanique. Puisque les pertes diminuent le travail possible, on définit le rendement isentropique comme le rapport entre le travail possible théorique et l'énergie disponible. Alors,

$$\eta_s = \frac{\text{travail dans l'arbre}}{\text{énergie disponible theorique du fluide}} = \frac{W_r}{W_s} \quad (\text{IV } 19)$$

Où les indice r et s indiquent des conditions réelles et isentropique (idéales), respectivement. Ainsi, W_r indique le travail réel et W_s le travail idéal .



Figure(IV.1) : Variation d'enthalpies turbine [3]

$$\eta_{tt} = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} \tag{IV 20}$$

• Rendement d'un compresseur

Le rôle d'un compresseur est celui de fournir de l'énergie au fluide. Dans ce cas, le travail dans un compresseur réel est plus grand que dans un compresseur idéal sans pertes. On définit alors le rendement par le rapport entre l'énergie dans le fluide et l'énergie appliquée dans l'arbre [3]

$$\eta_s = \frac{\text{énergie du fluide}}{\text{énergie donnée par l'arbre}} = \frac{W_s}{W_r} \tag{IV 21}$$

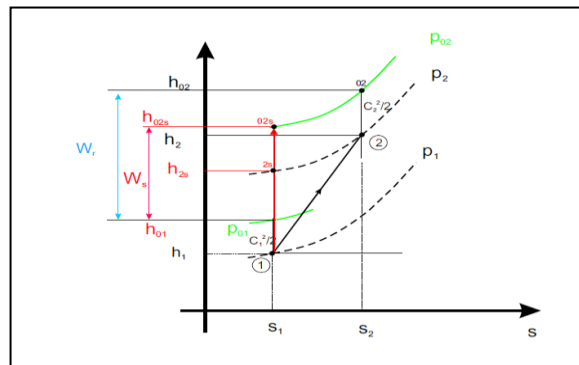


Figure (IV.2) : Variation d'enthalpies compresseur [3]

$$\eta_{ts} = \frac{h_{01} - h_{02}}{h_{01} - h_{2s}} \quad (\text{IV } 22)$$

- **Rendement mécanique**

Ce rendement caractérise les pertes par friction entre les composantes mécaniques et se traduit par une relation entre le travail spécifique utile et le travail fourni au rotor [13]

Pour une turbine, le rendement mécanique est le rapport entre le travail efficace et le travail spécifique fourni au rotor, soit :

$$\eta_m = \frac{\text{énergie disponible sur l'arbre}}{\text{énergie fournie au rotor}} \quad (\text{IV } 23)$$

Pour un compresseur, le rendement mécanique est le rapport entre le travail spécifique réel et le travail fourni au rotor, soit :

$$\eta_m = \frac{\text{énergie fournie au l'arbre}}{\text{énergie fournie à rotor}} \quad (\text{IV } 24)$$

IV.3. Calcul thermodynamique de L'ITG à deux lignes d'arbres

Pour le calcul nous avons pris une installation de TAG MS5002 ayant un rapport de pression $\varepsilon=7$ et une puissance $\mathcal{P}_u = 28\text{MW}$.

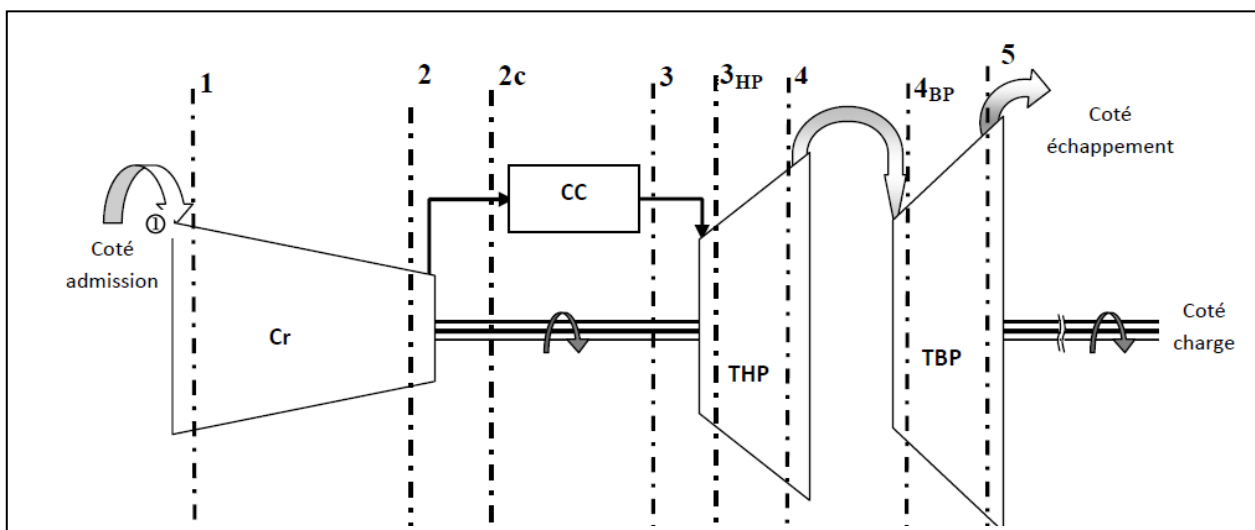
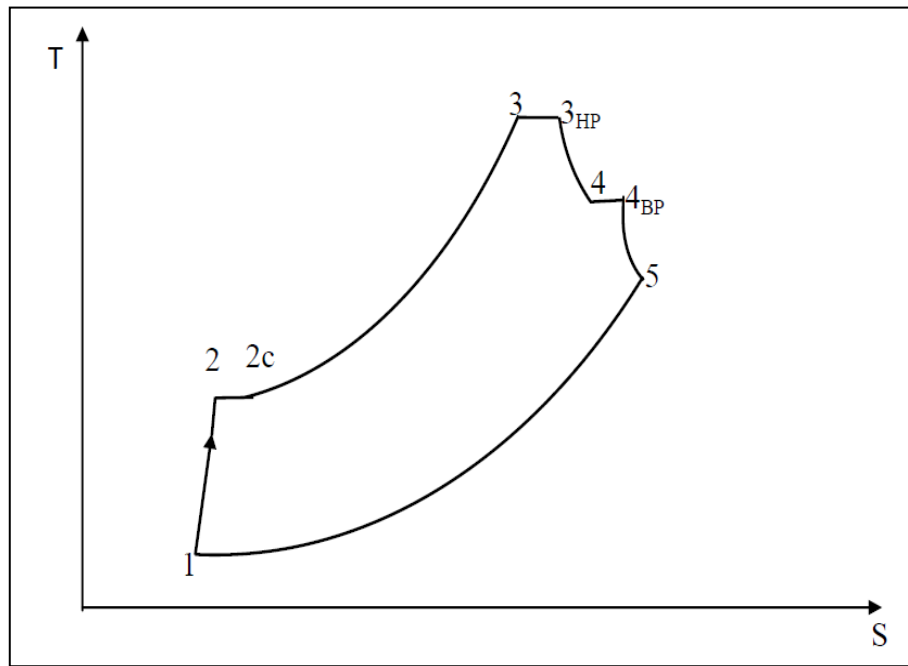


Figure (IV.3) : Les points particuliers du cycle de l'installation [7]

Le cycle de la turbine dans les coordonnées T, S est représenté à la figure suivant :



Figure(IV.4) : cycle de transformations réelles.

Les points particuliers du cycle de l'installation :

Point (1) : Entrée l'air dans le compresseur axial ;

Point (2) : Sortie du compresseur axial ;

Point (2_C) : Entrée de la chambre de combustion ;

Point (3) : Sortie de la chambre de combustion ;

Point (3_{HP}) : Entrée de la turbine HP ;

Point (4) : Sortie de la turbine HP ;

Point (4_{BP}) : Entrée de la turbine BP ;

Point (5) : sortie de la turbine BP.

IV.3.1. Calcul thermodynamique à partir des données de constructeur

Ce calcul est destiné à vérifier les données fournies par le constructeur pour les conditions de fonctionnement ISO [7].

IV.3.1.1. Données de départ

Température de l'air ambiant : $T_{amb} = 15^{\circ}\text{C}$ (288K).

Pression de l'air ambiant : $P_{atm} = 1,013\text{bar}$.

Taux de compression du compresseur axial : $\varepsilon = 7$.

Rendement de compresseur axial : $\eta_{cr} = 0,88$.

Rendement de la chambre de combustion : $\eta_{cc} = 0,96$.

Température à la chambre de combustion : $T_3 = 950^{\circ}\text{C}$ ($T_3 = 1223\text{K}$).

Rendement mécanique de la transmission « compresseur-turbine » : $\eta_{mec} = 0,96$.

Rendement isentropique de la turbine THP : $\eta_{iTHP} = 0,9$.

Vitesse de la turbine (GG) THP : $N = 5100\text{tr/mn}$.

Rendement isentropique de la turbine TBP : $\eta_{iTBP} = 0,88$.

Puissance utile $P_u = 28\text{ MW}$.

Rendement thermique de l'ITG : $\eta_{th} = 28\%$.

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

Chaleur spécifique de l'air et de gaz : $C_{p_{air}} = 1005\text{ J/kg}\cdot\text{K}$, $C_{p_{gaz}} = 1160\text{ J/kg}\cdot\text{K}$.

Pouvoir calorifique inférieur du combustible : $P_{ci} = 45366\text{ kJ/kg}$ (10835 kcal/kg).

IV.3.1.2. Les calculs

1. Calcul du coefficient d'excès d'air α

Débit massique théorique d'air L_0 :

$$L_0 = \lambda_k \cdot Pci$$

λ_k : Caractéristique de MEKONOVALOV = $1,43 \cdot 10^{-3}$;

D'où:

$$L_0 = 1,43 \cdot 10^{-3} \cdot 10835 = 15,49 \text{ kg}_{air}/\text{kg}_c$$

Coefficient d'excès d'air

Faisons le bilan énergétique de la chambre de combustion :

$$Pci \cdot \eta_{cc} = \alpha \cdot L_0 \cdot Cp_a (T_3 - T_{2c})$$

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

$$T_{2c} = 530 \text{ K} \Rightarrow T_m = \frac{T_{2c} + T_3}{2} = \frac{530 + 1223}{2} = 876,5 \text{ K}$$

$$T_m = 876,5 \text{ K} \Rightarrow Cp_m = 1121 \text{ J/kg.K}$$

$$\alpha = \frac{Pci \cdot \eta_{cc}}{L_0 \cdot Cp_a (T_3 - T_{2c})} = \frac{45366,096}{15,49 \cdot 1121 (1223 - 530)} = 3,62 \approx 4$$

2. Les paramètres après les filtres d'air

* La pression

$$P_0 = P_{atm} = 1,013 \text{ bar}$$

* La température

$$T_0 = T_{amb} = 288 \text{ K}$$

* La masse volumique

$$\rho_0 = \frac{P_0}{rT_0} = \frac{1,013 \cdot 10^5}{287 \cdot 288} = 1,23 \text{ kg/m}^3.$$

$$P_0 = 1,013 \text{ bar}$$

$$T_0 = 288 \text{ K}$$

$$\rho_0 = 1,23 \text{ kg/m}^3$$

3. Paramètres d'air avant le premier étage du compresseur

* La pression

$$P_1 = P_0 - \Delta P$$

Où :

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3$$

ΔP_1 : perte de pression d'arrêt dans le filtre d'air;

ΔP_2 : perte de pression dans la conduite;

ΔP_3 : perte de pression dans le diffuseur à l'entrée du compresseur.

La résistance aérodynamique du filtre d'air d'une installation d'une turbine à gaz moderne est très faible, elle est égale d'habitude à 50 à 250 mmH₂O, on prend $\Delta P_1 = 0,02 \cdot 10^5$ Pa.

Les pertes de pression dans la conduite d'air dépendent de la vitesse de l'air C_a qui est de 30 à 50 m/s. En prend $C_a = 40$ m/s ; les pertes de pression sont égales à :

$$\Delta P_2 = \xi \frac{1}{d} \rho \frac{C_a^2}{2}$$

Où : L et d : sont la longueur et le diamètre de la conduite ;

ξ : Coefficient de perte de charge locale dont la valeur dépend de l'expérience. Admettant que la perte de pression dans cette conduite du compresseur est égale à $\Delta P_2 = 50$ mmH₂O = 0,005 bar.

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

$$\Delta P_3 = \frac{1 - \eta}{\eta} \rho \cdot \frac{C_s^2 - C_e^2}{2}$$

Où : η : rendement du diffuseur est varié $0,95 \geq \eta \geq 0,85$ on pose $\eta = 0,90$;

Ce et Cs : vitesse à l'entre et à la sortie du diffuseur d'entrée du compresseur.

La vitesse C_s est variée C_s : $200 \geq C_s \geq 100$; on pose $C_s = 150$ m/s, et la vitesse $C_e = C_a$.

$$\Delta P_3 = \frac{1 - 0,9}{0,9} \cdot 1,23 \cdot \frac{150^2 - 40^2}{2} = 0,0142 \text{ bar}$$

$$\Delta P = 0,02 + 0,005 + 0,0142 = 0,0392 \text{ bar}$$

$$P_1 = 1,013 - 0,0392 = 0,973 \text{ bar}$$

* La température

$$T_1 = T_0 = 288 \text{ K}$$

* La masse volumique

$$\rho_1 = \frac{P_1}{r \cdot T_1} = \frac{0,973 \cdot 10^5}{287 \cdot 288} = 1,17 \text{ kg/m}^3$$

$$P_1 = 0,973 \text{ bar}$$

$$T_1 = 288 \text{ K}$$

$$\rho_1 = 1,17 \text{ kg/m}^3$$

4. Paramètres d'air après le dernier étage du compresseur

* La pression

$$P_2 = \varepsilon_{cr} P_1 \Rightarrow P_2 = 7 \cdot 0,973 = 6,81 \text{ bar}$$

* La température

$$T_2 = T_1 \left[1 + \frac{\varepsilon_{cr}^m - 1}{\eta_{ic}} \right]$$

Évaluons la température à la sortie du compresseur à $T_{2th} = 530 \text{ K}$, alors la température moyenne de l'air dans le compresseur :

$$T_m = \frac{288 + 530}{2} = 409 \text{ K}$$

En utilisant cette température moyenne et les graphiques : $C_p=f(t)$ et $\gamma=f(t)$, pour Déterminons les valeurs moyenne de C_p et γ .

$$C_p = 1014 \text{ j/kg.k} ; \gamma = 1,396 \Rightarrow m = \frac{\gamma-1}{\gamma} = \frac{1,396-1}{1,396} = 0,283 .$$

$$r = m . C_p \Rightarrow 0,283 . 1014 = 287 \text{ j/kg.k}$$

D'ou :

$$T_2 = 288 . \left[1 + \frac{7^{0,283} - 1}{0,88} \right] = 528,36K$$

* La masse volumique

$$\rho_2 = \frac{P_2}{r . T_2} = \frac{6,81 \cdot 10^5}{528,36 \cdot 287} = 4,49 \text{ kg/m}^3$$

$$P_2 = 6,81 \text{ bar}$$

$$T_2 = 528,36K$$

$$\rho_2 = 4,49 \text{ kg/m}^3$$

5. Les paramètres de l'air avant la chambre de combustion

* La pression

$$P_{2c} = P_2 - \Delta P ;$$

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 .$$

ΔP_1 : Perte de pression d'arrêt dans le diffuseur après le dernier étage du compresseur;

$$\Delta P_1 = (1 - \eta) . \rho_2 . \frac{C_e^2 - C_s^2}{2}$$

Où :

C_e : vitesse de l'air à l'entrée du diffuseur de sortie;

C_s : vitesse de l'air à la sortie du diffuseur de sortie on pose $C_s = 40$;

η : rendement du diffuseur à la sortie du compresseur est varié à 0,5 à 0,7

on pose $\eta = 0,6$.

$$\Delta P_1 = (1 - 0,6) \cdot 4,49 \cdot \frac{150^2 - 40^2}{2} = 18768,2 Pa = 0,187682 bar$$

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

$$\Delta P_2 = \sigma_c \cdot P_2$$

σ_c : coefficient de perte de pression dans la conduit $\sigma_c = 0,01$

$$\Delta P_2 = 0,01 \cdot 6,81 = 0,0681 bar.$$

D'où :

$$\Delta P = 0,187682 + 0,0681 = 0,255782 bar$$

Alors :

$$P_{2c} = 6,81 - 0,255782 = 6,55 bar$$

* La température

$$T_{2c} = T_2 = 528,36 K .$$

* La masse volumique

$$\rho_{2c} = \frac{P_{2c}}{r \cdot T_{2c}} = \frac{6,55 \cdot 10^5}{528,36 \cdot 287} = 4,31 kg/m^3$$

$$P_{2c} = 6,55 bar$$

$$T_{2c} = 528,36 K$$

$$\rho_{2c} = 4,31 kg/m^3$$

6. Les paramètres du gaz après la chambre de combustion

* La pression

$$P_3 = P_{2c} - \varepsilon P_{2c} ;$$

ε : coefficient de perte de pression dans la chambre de combustion, $\varepsilon = 0,01$;

$$P_3 = 6,55 - 0,01 \cdot 6,55 = 6,48 \text{ bar.}$$

* La température

$$T_3 = 1223 \text{ K} \Rightarrow \begin{cases} Cp = 1190 \text{ J/kg.k} \\ \gamma = 1,328 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} m = 0,247 \\ r = 294 \text{ J/kg.k} \end{cases}$$

* La masse volumique

$$\rho_3 = \frac{P_3}{r \cdot T_3} = \frac{6,48 \cdot 10^5}{1223 \cdot 294} = 1,80 \text{ kg/m}^3$$

$$P_3 = 6,48 \text{ bar}$$

$$T_3 = 1223 \text{ K}$$

$$\rho_3 = 1,80 \text{ kg/m}^3$$

7. Les paramètres du gaz avant le premier étage de la turbine (THP):

* La pression

$$P_{3HP} = P_3 - \Delta P$$

Où :

$$\Delta P = \Delta P_1 - \Delta P_2$$

ΔP_1 : perte de pression dans la conduite;

$$\Delta P_1 = \sigma_{CHP} P_3$$

σ_{CHP} : coefficient de perte de pression dans la conduite ;

$$\Delta P_1 = 0,005 \cdot 6,48 = 0,0324 \text{ bar.}$$

ΔP_2 : perte de pression dans le diffuseur d'entrée de la turbine HP ;

$$\Delta P_2 = \frac{1 - \eta}{\eta} \rho_3 \frac{C_s^2 - C_e^2}{2}$$

C_e : vitesse de gaz à l'entrée du diffuseur, $C_e = 40 \text{ m/s}$;

C_s : vitesse de gaz à la sortie du diffuseur, $C_s = 110 \text{ m/s}$;

$$\Delta P_2 = \frac{1 - 0,9}{0,9} \cdot 1,80 \cdot \frac{110^2 - 40^2}{2} = 0,010395 \text{ bar}$$

D'où :

$$\Delta P = 0,0324 + 0,010395 = 0,04279 \text{ bar}$$

Alors :

$$P_{3HP} = 6,48 - 0,04279 = 6,43 \text{ bar}.$$

* La température

$$T_{3HP} = T_3 = 1223 \text{ K}.$$

* La masse volumique

$$\rho_{3HP} = \frac{P_{3HP}}{r \cdot T_3} = \frac{6,43 \cdot 10^5}{1223 \cdot 294} = 1,78 \text{ kg/m}^3$$

$P_{3HP} = 6,43 \text{ bar}$	$T_{3HP} = 1223 \text{ K}$	$\rho_{3HP} = 1,78 \text{ kg/m}^3$
------------------------------	----------------------------	------------------------------------

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

* La pression

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

$$W_{cr} \left(\frac{1}{\eta_{mcr}} \right) = W_{THP} \eta_{mTHP}$$

Ou :

W_{cr} et W_{THP} : travaux massiques réels du compresseur et de la turbine HP ;

η_{mcr} et η_{mTHP} : rendements mécaniques du compresseur et de la turbine HP.

$$W_{cr} = \eta_{mTHP} \eta_{mcr} W_{THP} \quad (IV. 25)$$

On a :

Le rendement isentropique du compresseur

$$\eta_{is} = \frac{W_{is}}{W_r} \Rightarrow W_r = \frac{W_{is}}{\eta_{is}} \quad (IV. 26)$$

Le rendement isentropique de la turbine HP

$$\eta_{is} = \frac{W_r}{W_{is}} \Rightarrow W_r = \eta_{is} W_{is} \quad (IV. 27)$$

Remplaçant « 26 » et « 27 » dans la relation « 25 » on obtient :

$$\frac{W_{isc}}{\eta_{isc}} = \eta_{mcr} \eta_{mTHP} \eta_{isTHP} W_{isHP} \quad (IV. 28)$$

$$W_{isc} = C p_{air} (T_2 - T_1)$$

$$W_{isHP} = C p_{gaz} (T_{3HP} - T_4)$$

On remplaçant les expressions des travaux dans la relation « 28 » on obtient :

$$C p_{air} \frac{1}{\eta_{iscr}} T_1 (\varepsilon_{cr}^{m_a} - 1) = C p_{gaz} T_{3HP} (1 - \varepsilon_{THP}^{-m_g}) \eta_{mcr} \eta_{mTHP} \eta_{THP} \quad (IV. 29)$$

Paramètre de l'air

$$\left\{ \begin{array}{l} C p_{air} = 1014 \text{ j/kg} \cdot K \\ \gamma = 1,396 \\ m = 0,283 \end{array} \right.$$

Paramètre de gaz :

$$\left\{ \begin{array}{l} C p_{gaz} = 1180 \text{ j/kg} \cdot K \\ \gamma = 1,34 \\ m = 0,254 \end{array} \right.$$

$$1014 \cdot \frac{1}{0,88} \cdot 288 \cdot (7^{0,283} - 1) = 1180 \cdot 1223 \cdot 0,96^2 \cdot 0,9 \cdot (1 - \varepsilon_{THP}^{-0,254})$$

$$\varepsilon_{THP} = 2,45$$

Donc :

$$\varepsilon_{THP} = \frac{P_{3HP}}{P_4} \Rightarrow P_4 = \frac{P_{3HP}}{\varepsilon_{THP}}$$

$$P_4 = \frac{6,43}{2,45} = 2,62 \text{ bar}$$

* La température

$$T_4 = T_{3HP} - \eta_{THP}(T_3 - T_{4th})$$

T_{4th} : la température théorique après le dernier étage de la turbine HP, $T_{4th} = \frac{T_{3HP}}{\varepsilon_{THP}^m}$;

Donc la température T_4 est égale :

$$T_4 = T_3 [1 - \eta_{THP}(1 - \varepsilon_{THP}^{-m})]$$

$$T_4 = 1223 \cdot [1 - 0,9(1 - 2,45^{-0,254})]$$

$$T_4 = 998K$$

* La masse volumique

$$\rho_4 = \frac{P_4}{r \cdot T_4} = \frac{2,62 \cdot 10^5}{998 \cdot 296} = 0,88 \text{ kg/m}^3$$

$$P_4 = 2,62 \text{ bar}$$

$$T_4 = 998K$$

$$\rho_4 = 0,88 \text{ kg/m}^3$$

9. Les paramètres du gaz avant le premier étage de la turbine BP

* La pression

$$P_{4BP} = P_4 - \Delta P; \quad \Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3$$

ΔP_1 : Les pertes dans le diffuseur de sortie de la turbine HP;

$$\Delta P_1 = (1 - \eta) \rho_4 \frac{C_e^2 - C_s^2}{2} = (1 - 0,6) \cdot 0,88 \cdot \frac{100^2 - 40^2}{2}$$

$$\Delta P_1 = 1478,4 Pa = 0,01478 bar$$

ΔP_2 : les pertes de pression dans la conduite entre la HPet BP;

$$\Delta P_2 = \sigma_c P_4$$

σ_c : coefficient de perte de pression dans la conduite entre la HPet BP;

$$\Delta P_2 = 0,005 P_4 = 0,005 \cdot 2,62 = 0,0131 bar.$$

ΔP_3 : Pertes de pression dans le diffuseur à l'entrée de la TBP ;

$$\Delta P_3 = \frac{1 - \eta}{\eta} \rho_4 \frac{C_s^2 - C_e^2}{2} = \frac{1 - 0,9}{0,9} \cdot 0,88 \cdot \frac{120^2 - 40^2}{2}$$

$$\Delta P_3 = 625,71 Pa = 0,006257 bar$$

$$\Delta P = 0,01478 + 0,0131 + 0,006257 = 0,03 bar.$$

Donc la pression est égale :

$$P_{ABP} = 2,62 - 0,03 = 2,59 bar.$$

* La température

On prend :

$$T_{ABP} = T_4 = 998 K$$

* La masse volumique

$$\rho_{ABP} = \frac{P_{ABP}}{r \cdot T_{ABP}} = \frac{2,59 \cdot 10^5}{998 \cdot 296} = 0,87 kg/m^3$$

$$P_{ABP} = 2,59 bar$$

$$T_{ABP} = 998 K$$

$$\rho_{ABP} = 0,87 kg/m^3$$

10. Les paramètres du gaz après le premier étage de la turbine BP

La pression statique à la sortie de silencieux P_{5si} est égale à la pression atmosphérique P_a . Si la vitesse à la sortie du silencieux $C_{si} = 20 \text{ m/s}$ et $\rho_{5s} = 0,45 \text{ kg/m}^3$ nous avons alors :

$$P_{5si} = P_{5s} - \rho_{5si} \frac{C_{si}^2}{2} \Rightarrow P_{5s} = P_{5si} + \rho_{5si} \frac{C_{si}^2}{2}$$

$$P_{5s} = 1,013 + 0,45 \cdot \frac{20^2}{2} = 1,01390 \text{ bar}$$

Admettant que la vitesse à la sortie du dernier étage de la turbine BP est $C_s = 90 \text{ m/s}$ et que les pertes de pression dans le diffuseur de sortie de la turbine BP sont égales à 1,5%.

$$P_{5s} = P_5(1 - 0,015) \Rightarrow P_5 = \frac{P_{5s}}{0,985} \Rightarrow P_5 = 1,029 \text{ bar}$$

Et le rapport de pression dans la turbine BP est :

$$\varepsilon_{TBP} = \frac{P_{4BP}}{P_5} = \frac{2,59}{1,029} = 2,51$$

* La température

$$T_5 = T_{4BP} - \eta_{TBP}(T_{4BP} - T_{5th})$$

T_{5th} : la température théorique après le dernier étage de la turbine HP;

$$T_{5th} = \frac{T_{4HP}}{\varepsilon_{TBP}^m} = \frac{998}{2,51^{0,254}} = 789 \text{ K}$$

Donc la température T_5 est égale :

$$T_5 = 998 - 0,88 \cdot (998 - 789) = 814,08 \text{ K}$$

* La masse volumique

$$\rho_5 = \frac{P_5}{r \cdot T_5} = \frac{1,029 \cdot 10^5}{814,08 \cdot 287} = 0,44 \text{ kg/m}^3$$

$$P_5 = 1,029 \text{ bar}$$

$$T_5 = 814,08 \text{ K}$$

$$\rho_5 = 0,44 \text{ kg/m}^3$$

11. Calcul du débit

- * Débit spécifique de la combustion

$$B = \frac{\mathcal{P}_u}{P_{ci} \cdot \eta_{th}} = \frac{27968}{45366 \cdot 0,28} = 2,201 \text{ kg/s}$$

- * Débit massique global d'air qui est fourni par le compresseur axial dans la chambre de combustion

$$\dot{m}'_a = \alpha \cdot B L_0$$

$$\dot{m}'_a = 4 \cdot 2,201 \cdot 15,49 = 136,3 \text{ kg/s}$$

- * Débit massique global d'air

En tenant compte des fuites à travers les étanchéités dans tout le trajet d'air et de gaz de la turbine ainsi que le débit d'air pour le refroidissement de la machine :

$$\dot{m}_a = 1,02 \cdot \dot{m}'_a = 1,02 \cdot 136,3 = 139,10 \text{ kg/s}$$

- * Le débit massique de gaz d'échappement :

$$\dot{m}_g = \dot{m}'_a + B = 136,3 + 2,201 = 138,50 \text{ kg/s}$$

12. Calcul de la puissance

- * Calcul de la puissance du compresseur axial

$$\mathcal{P}_{cr} = \mathcal{W}_{cr} \cdot \frac{\dot{m}_a}{\eta_{mcr}}$$

Le travail spécifique du compresseur \mathcal{W}_{cr} est égal :

$$\mathcal{W}_{cr} = C_{p_a} \cdot T_1 \frac{1}{\eta_{icr}} (\varepsilon^m - 1)$$

$$\mathcal{W}_{cr} = 1,014 \cdot 288 \cdot \frac{1}{0,88} \cdot (7^{0,283} - 1) = 243,73 \text{ KJ/kg}$$

Donc la puissance du compresseur axial est égale :

$$\mathcal{P}_{cr} = 243,73 \cdot \frac{139,10}{0,96} = 35,31 \cdot 10^3 \text{KW}.$$

* Calcul de la puissance fournie à la turbine HP

$$\mathcal{P}_{THP} = \mathcal{W}_{THP} \cdot \dot{m}_g \cdot \eta_{mTHP}$$

Le travail spécifique de la turbine HP \mathcal{W}_{THP} est égal :

$$\mathcal{W}_{THP} = C_{p_g} \cdot T_3 \eta_{iTHP} (1 - \varepsilon_{HP}^{-m})$$

$$\mathcal{W}_{THP} = 1,18 \cdot 1223 \cdot 0,9 \cdot (1 - 2,45^{-0,254}) = 264,44 \text{ KJ/kg}$$

Donc la puissance de la turbine HP est égale :

$$\mathcal{P}_{THP} = 264,44 \cdot 138,50 \cdot 0,96 = 35,16 \cdot 10^3 \text{KW}.$$

* Puissance utile de l'installation à turbine à gaz

Puissance utile de l'installation à turbine à gaz est la puissance de la turbine BP

$$\mathcal{P}_u = \mathcal{W}_{TBP} \dot{m}_g \eta_{mTBP}$$

Travail spécifique de la turbine BP \mathcal{W}_{TBP} est égale :

$$\mathcal{W}_{TBP} = C_{p_g} \cdot T_4 \eta_{iTBP} (1 - \varepsilon_{BP}^{-m})$$

$$\mathcal{W}_{TBP} = 1,160 \cdot 998 \cdot 0,88 (1 - 2,51^{-0,254}) = 212,41 \text{ KJ/kg};$$

Donc la puissance utile de l'installation à turbine à gaz est égale :

$$\mathcal{P}_u = 212,41 \cdot 138,5 \cdot 0,96 = 28,24 \cdot 10^3 \text{KW}$$

13. Rendement thermique réel de la turbine

$$\eta_{th} = \frac{\mathcal{P}_u}{P_{ci.B}} \Rightarrow \frac{28,24 \cdot 10^3}{45366 \cdot 2,201} = 0,28$$

Vérification du coefficient d'excès d'air

$$\alpha = \frac{\dot{m}_a}{L_0 \cdot B}$$

$$\alpha = \frac{139,10}{15,49 \cdot 2,201} = 4,08$$

Donc $\alpha \approx 4$

Tableau (IV.1) : Les résultats de calcul d'après les données standards du constructeur

Pressions	Températures	Masses volumiques
$P_0 = 1,013bar$	$T_0 = 288K$	$\rho_0 = 1,23 kg/m^3$
$P_1 = 0,973bar$	$T_1 = 288K$	$\rho_1 = 1,17 kg/m^3$
$P_2 = 6,81bar$	$T_2 = 528,36K$	$\rho_2 = 4,49 kg/m^3$
$P_{2c} = 6,55bar$	$T_{2c} = 528,36K$	$\rho_{2c} = 4,31 kg/m^3$
$P_3 = 6,48bar$	$T_3 = 1223K$	$\rho_3 = 1,80 kg/m^3$
$P_{3HP} = 6,43bar$	$T_{3HP} = 1223K$	$\rho_{3HP} = 1,78 kg/m^3$
$P_4 = 2,62bar$	$T_4 = 998K$	$\rho_4 = 0,88 kg/m^3$
$P_{4BP} = 2,59bar$	$T_{4BP} = 998K$	$\rho_{4BP} = 0,87 kg/m^3$
$P_5 = 1,029bar$	$T_5 = 814,08K$	$\rho_5 = 0,44 kg/m^3$

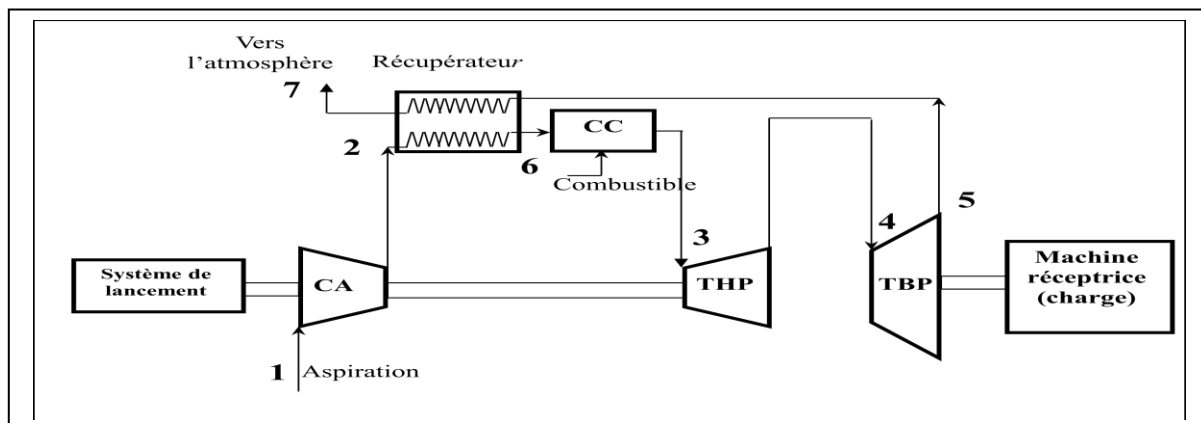
Débit	Puissance	Rendement
$\dot{m}_a = 139,10kg/s$	$\mathcal{P}_{cr} = 35,31 \cdot 10^3 KW$	$\eta_{th} = 0,28$
$\dot{m}_g = 138,50 kg/s$	$\mathcal{P}_{THP} = 35,16 \cdot 10^3 KW$	
	$\mathcal{P}_u = 28,24 \cdot 10^3 KW$	

IV.4. Amélioration le Rendement thermique par récupération de la chaleur des gaz d'échappement

IV.4.1. Définition

Les pertes de chaleur causée par les gaz d'échappement sont très importantes dans l'installation de turbine à gaz. Pour cela le rendement des installations des turbines à gaz peut être augmenté, en conduisant les gaz d'échappement dans un échangeur thermique ou ils réchauffent l'air sortant du compresseur avant son entrée dans les chambres de combustion. On récupère une partie de chaleur sensible de ces gaz qui se trouvait perdue dans l'atmosphère.

Cela donc on suppose un échangeur thermique ou récupérateur qui complique l'installation, mais nous allons constater que le rendement est amélioré. Le schéma de l'installation est représenté ci-dessous [14]



Figure(IV.5) : Schéma technologique de l'ITG avec récupérateur

1-2:Compression d'air dans le compresseur axial ;

2-6:Echauffement de l'air dans le récupérateur ;

6-3: Echauffement de l'air dans la chambre de combustion ;

3-4:Détente dans la turbine haute pression HP ;

4-5: Détente dans la turbine basse pression BP ;

5-7:Refroidissement des gaz brûlés dans le récupérateur ;

7-1: Refroidissement des gaz dans l'atmosphère.

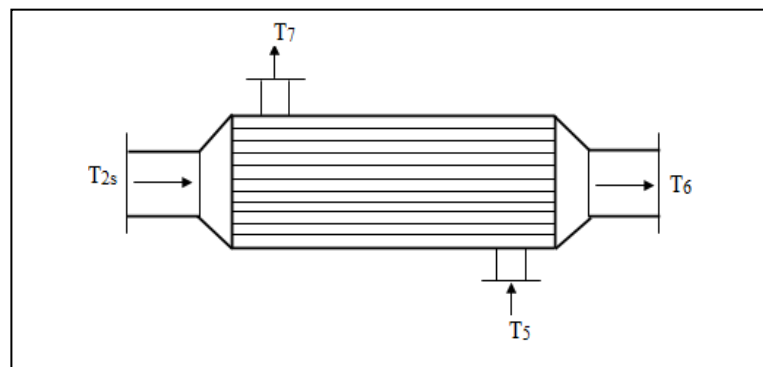
IV.4.2. But de la récupération de chaleur

Grâce à cet échange de chaleur, la température de l'air à l'entrée de la chambre de combustion augmente, ce qui entraîne une réduction de la quantité de chaleur dépensée et par conséquent, augmente le rendement de l'installation.

Cette récupération de la chaleur des gaz d'échappement consiste donc à réintroduire une partie de cette chaleur dans le cycle thermodynamique. [14]

IV.4.3. Le récupérateur

Les récupérateurs sont habituellement constitués par un faisceau tubulaire dans lequel s'écoule l'air tandis que les gaz d'échappement circulent autour des tubes, les courants des deux fluides étant généralement opposés. La construction de l'appareil ne présente donc pas de difficultés. [14]



Figure(IV.6): Récupérateur du gaz

T_{2s} : température de l'air à l'entrée du récupérateur ;

T_6 : température de l'air à la sortie du récupérateur ;

T_5 : température des gaz à l'entrée du récupérateur ;

T_7 : température des gaz à la sortie du récupérateur.

IV.4.4. Cycle thermodynamique de la récupération

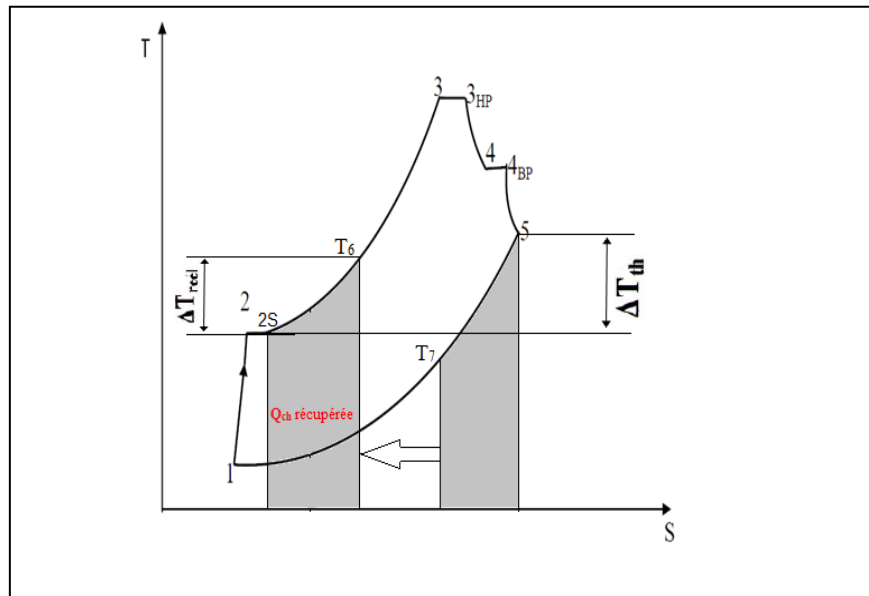


Figure (IV.7) : Cycle thermodynamique avec récupération des calories des gaz d'échappement.

IV.4.5. Calcul de la récupération de chaleur

Dans ce calcul, on veut déterminer l'influence de la récupération des calories des gaz d'échappement sur le rendement thermique de la turbine, et aussi la quantité de chaleur gagnée grâce à l'échauffement de l'air de refoulement du compresseur axial. En pratique le degré de récupération se situe entre 75 et 80%.

$$r = \frac{T_6 - T_{2s}}{T_5 - T_{2s}}$$

IV.4.5.1. Méthode de calcul

- * Calcul la température de l'air à la sortie du récupérateur

$$r = \frac{T_6 - T_{2s}}{T_5 - T_{2s}} \Rightarrow T_6 = r(T_5 - T_{2s}) + T_{2s}$$

r : degré de récupération égale à 0,75;

$$T_{2s} = T_2$$

Donc la température T_6 est égale :

$$T_6 = 0,75 \cdot (814,08 - 528,36) + 528,36 = 742,65K$$

- * Calcul de la quantité de chaleur récupérée

$$Q_r = \dot{m}'_a \cdot C_{p_{air}}(T_6 - T_{2s})$$

$C_{p_{air}}$: Chaleur spécifique massique moyenne de l'air à pression constante entre les températures de l'air à l'entrée et à la sortie du récupérateur.

$$T_m = \frac{T_6 + T_{2s}}{2} = \frac{742,65 - 528,36}{2} = 635,5$$

$$C_{p_{air}} = 1,05 \text{ kJ/kg} \cdot K$$

Donc la quantité de chaleur récupérée est égale :

$$Q_r = 136,3 \cdot 1,05 \cdot (742,65 - 528,36) = 30668,11KW$$

- * Calcul de la température des gaz d'échappement à la sortie du récupérateur

$$Q_r = \dot{m}_g \cdot C_{p_{gaz}}(T_5 - T_7)$$

C'est-à-dire : $Q_a = Q_g$ (bilan thermique du récupérateur) ;

$$T_7 = T_5 - \frac{Q_r}{\dot{m}_g \cdot C_{p_{gaz}}}$$

On prend la température théorique sortie du récupérateur $T_{7th} = 600K$;

$$T_m = \frac{T_5 + T_7}{2} = \frac{814,08 + 600}{2} = 707,04 \text{ K} \Rightarrow C_{p_{gaz}} = 1,12 \text{ kJ/kg}$$

Donc la de la température des gaz d'échappement à la sortie du récupérateur est égale

$$T_7 = 814,08 - \frac{30668,11}{138,5 \cdot 1,12} = 616,37K$$

- * Calcul du rendement thermique théorique du cycle

$$\eta_{th} = \frac{W_{ut}}{C_{p_a}(T_3 - T_{2t})}$$

Travail utile de la turbine W_{ut} :

$$\mathcal{W}_{ut} = (\mathcal{W}_{THP} + \mathcal{W}_{TBP}) - \mathcal{W}_{cr} = (264,44 + 212,41) - 248,73 = 228,12 \text{ KJ/kg}$$

Donc le rendement thermique théorique du cycle est égal :

$$Cp_a: 1,113 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{th} = \frac{228,12}{1,113(1223 - 742.65)} = 0,42$$

* Calcul du débit massique spécifique du combustible

$$B = \frac{Pu}{Pci \cdot \eta_{th}} = \frac{27968}{45366 \cdot 0,42} = 1,48 \text{ kg/s}$$

* rendement thermique réel du cycle

$$\eta_{thr} = \mathcal{W}_{TBP} \dot{m}_g / Pci \cdot B$$

$$\eta_{thr} = \frac{212,41 \cdot 138,5}{45366 \cdot 1,48} = 0,43$$

* Le gain de la récupération

➤ La quantité de combustible gagnée par la récupération :

$$B_g = B - B_r$$

B_g : La quantité de combustible gagnée par la récupération ;

B : La quantité de combustible de l'installation sans récupération ;

B_r : La quantité de combustible de l'installation avec récupération.

$$B_g = 2,201 - 1,48 = 0,721 \text{ kg/s}$$

➤ Le rendement thermique gagné par récupération :

$$\Delta\eta_{th} = \eta_{thr} - \eta_{th}$$

$\Delta\eta_{th}$: Le rendement thermique gagnée par la récupération ;

η_{thr} : Le rendement thermique de l'installation avec récupération ;

η_{th} : Le rendement thermique de l'installation sans récupération .

$$\Delta\eta_{th} = 0,43 - 0,28 = 0,15$$

Donc le rendement thermique gagné par récupération est égal 15%.

Tableau (IV.2) : Les résultats de calcul après la récupération de chaleur

Températures	Rendement	Débit massique spécifique du combustible	La quantité du combustible	Rendement gagnée
$T_6 = 742,65K$	$\eta_{th} = 0,42$	$B = 1,48 \text{ kg/s}$	$B_g = 0,721 \text{ kg/s}$	$\eta_{th} = 0,15$
$T_7 = 616,37K$				

IV.4.5.2. Conclusion

D'après ce calcul (tableau IV.2), la quantité de chaleur fournie au gaz, dans la chambre de combustion est diminuée ce qui entraîne une diminution du débit de combustible et augmente le rendement thermique de l'installation de turbine à gaz d'où l'objet de la récupération. Par contre la récupération n'influe pas sur le travail utile du cycle.

Conclusion

Par suite du principe de fonctionnement de la turbine à gaz, ses performances sont étroitement liées aux conditions d'exploitation qui dépendent du site (température de l'air, humidité, poussières ...etc.) et de l'installation (pertes de charges entrée et sortie). C'est la cause donc de l'abaissement du rendement thermodynamique sur site par rapport à celui standard.

Donc pour améliorer le fonctionnement de la turbine à gaz (augmentation du rendement), on suppose de récupération des gaz d'échappement pour l'échauffement de l'air à l'entrée des chambres de combustion en profitant de la chaleur venante de ces gaz. Une partie importante de l'énergie des gaz sortant de la chambre de combustion (environ 35%). C'est une amélioration qui peut être réalisée par l'ajout d'une installation simple (échangeur de chaleur) mais qui permettra, en revanche, une économie de près de 30% sur la quantité de combustible nécessaire au fonctionnement de la turbine à gaz selon un cycle simple (sans récupération). Cette technique de récupération a permis d'améliorer le rendement de la Tag jusqu'à 42 %, le rendement de la Tag augmente de 14%.

Références bibliographiques

- [1] Documentation SONATRCH SH-DP-RNS, 1987.
- [2] Documentation GPL SH-DP-RNS, 2000.
- [3] B. YOUNES, Cours de turbomachine, document IAP Boumerdass, 2013.
- [4] N. PIGNONE, manuel d'utilisation de la turbine à gaz MS 5002c. –florence, 1999.
- [5] N.PIGNONE, manuel d'utilisation de la turbine à gaz MS 5002b. –florence, 1987.
- [6] L. VIVIER, turbine à vapeur et à gaz- Paris, 1965.
- [7] H. MOSLI, D.BEN SEDDIK et SBRAHIMI, etude de turbine à gaz MS 5002B, PFE master, Université kasdi Merbah Ouargla, 2013.
- [8] B. BENDJAIMA, contribution à l'amélioration des performances d'une turbine à gaz par l'étude de la thermodynamique des transformations et de l'écoulement meridien, mémoire de magister Mssila.2012
- [9] B. MOHAMED, M. AHMED RESQ,etude et renovation de la turbine à gaz MS5002 de Hassi R'mel,PFE master, Université Abou BakrBelkaid Tlemcen,2014.
- [10] J. C. GUIBET, les carburants et la combustion techniques de l'ingénieur, BM 2520, 2000
- [11] K.HUYNEN, turbine à gaz, école nationale d'ingénieurs de Metz, avril 2016
- [12] E. LOGAN, turbomachinery,basic theory and application,MarcelDekker,Inc ,1953,
- [13] M.PLUVIOSE et C.PERILHON, turbomachine, description. Principes de base, techniques de l'ingénieur, BM 4280, 2002.
- [14] ENSPM formation industrie - IFP training, Machines tournantes, turbine à gaz, Technologie et fonctionnement, 2005.

Résumé

Dans le cadre de la préparation de la mémoire de fin d'études, sur un travail accompli pendant la période de travail dans la région de Rhourde Nouss (SONATRACH). Cette unité de production utilise la turbine à gaz comme élément primordial dans le processus de compression. Dans ce travail, nous avons effectué des calculs thermodynamique afin de déterminer les différentes performances de la turbine à gaz. De plus, nous avons proposé des solutions pour améliorer certains paramètres de fonctionnement ou des performances.

Abstract

This work was carried out during the working period in the region of Rhourde Nouss (SONATRACH) during the preparation of the final thesis. This production unit uses the gas turbine as a primary element in the compression process. In this work, we performed thermodynamic calculations in order to determine the different performances of the gas turbine. In addition, we have proposed solutions to improve certain operating parameters or performance.

ملخص

في إطار التحضير لمذكرة التخرج، قمنا بإنجازها خلال العمل في المنطقة الغازية غرد النص (سوناطراك)، وتستخدم هذه الوحدة الإنتاجية توربينات الغاز باعتبارها عنصر أساسيا في عملية الضغط، في هذا العمل قمنا بحساب الديناميكا الحرارية لتحديد مردود التوربينات، بالإضافة إلى ذلك اقترحنا حلول لتحسين المردود و ذلك من خلال زيادة درجة الحرارة داخل غرفة الإحتراق