

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي والبحث

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche
Scientifique

جامعة ابي بكر بلقايد - تلمسان - Université

AboubakrBelkaïd - Tlemcen-

Faculté de TECHNOLOGIE



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du **diplôme** de **MASTER**

En : Génie mécanique

Spécialité : Génie énergétique

Par : BENAZIZA Younes et KHIREDDIN Bassim

Sujet :

Etude comparative entre deux turbines a gaz MS5002 et MAN THM 1304

Soutenu publiquement, le **07/ 06/2017**, Devant le jury composé de :

Mr GHERNAOUT MEA	PR	Univ. Tlemcen	Président
Mr BOUSBAA H.	MCB	Univ. Tlemcen	Examineur
Mme BENSEDDIK L.	MAA	Univ. Tlemcen	Examineur
Mr BENRAMDANE M.	MCB	Univ. Tlemcen	Encadreur
Mr BENKHALDI K.	ING	Société	Co-encadreur

Année Universitaire : 2017 / 2018



Remerciements

Nous remercions, en premier lieu, Allah le tout puissant de nous avoir donnés la volonté et la patience pour mener à bien ce modeste travail.

Nous remercions chaleureusement notre encadreur **Mr Mohammed BENRAMDANE**, enseignant au département de génie mécanique, faculté de Technologie, Université de Tlemcen pour son aide, ses encouragements et ses conseils judicieux durant toute la période du projet.

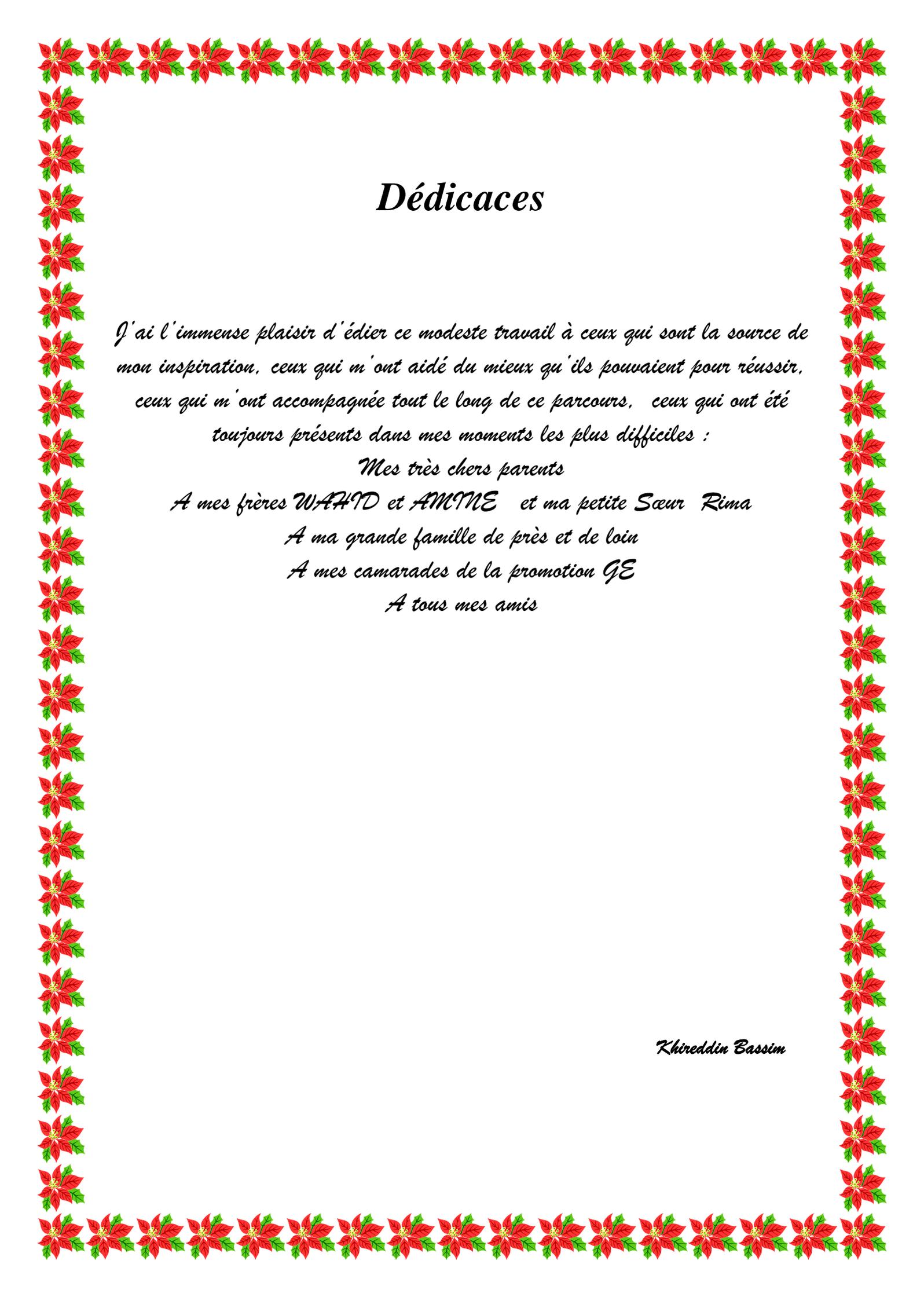
Nous remercions aussi **Mr Khaled BENKHALDI** Ingénieur d'état à la SONATRACH Rhourde Nouss pour son soutien et m'avoir généreusement aidé, guidé et conseillé.

Nous tenons à exprimer notre gratitude à tous les enseignants de la Faculté de technologie de ***l'Université Abou Bakr Belkaid -Tlemcen***, et particulièrement à ceux du ***Département de Génie Mécanique***. Nous tenons également à remercier tous ceux qui ont contribué directement ou indirectement à la réalisation de ce projet.

Enfin, nos honorables membres du jury, auxquels nous adressons nos remerciements anticipés pour avoir bien voulu accepter d'enrichir et évaluer notre travail.

Benaziza younes

Khiredin bassim



Dédicaces

J'ai l'immense plaisir d'édier ce modeste travail à ceux qui sont la source de mon inspiration, ceux qui m'ont aidé du mieux qu'ils pouvaient pour réussir, ceux qui m'ont accompagnée tout le long de ce parcours, ceux qui ont été toujours présents dans mes moments les plus difficiles :

Mes très chers parents

A mes frères WAHD et AMNE et ma petite Sœur Rima

A ma grande famille de près et de loin

A mes camarades de la promotion GE

A tous mes amis

Khreddin Bassim



Dédicaces

C'est avec un très grand honneur que je dédie ce modeste travail à ma mère, qui avait un grand mérite dans mon succès tout au long de mon parcours scolaire Sans oublier mon père, qui est mort (rabi yrahmo).

Je dédie également ce travail à mes chères sœurs soumia et hadjer et khawla et à tous les membres de ma famille

Aussi, je dédie ce travail à tous mes chers amis, Mohamed telli, Omar Zerrouki, Younes, Yousef, Amine, Bachir, Hamza, Fethi, Fehii, Abdelilah. Et mon binôme khireddine bassim.

Benaziza Younes

Sommaire

Introduction générale	1
Chapitre I Description de la région Rhourde Nous	
I-Introduction.....	2
II-Description du site de Rhourde Nous	2
II-1- Situation géographique	2
II-2- Situation météorologique	2
II-3- Historique	3
II-4- Limites géologiques	4
II-5- Aspect structural	4
II-6- Géologie et Ingénierie	5
III- Description du complexe de Rhourde Nous	6
III-1- Organigramme de la région de Rhourde Nous	6
III-2- complexe de Rhourde Nous.....	7
III-2-1- Complexe de traitement de gaz.....	7
III-2-2- Central électrique	7
III-2-3- Centre de Séparation et de Compression (CSC)	7
III-2-4- Centre processing and facility (CPF)	8
IV- Division maintenance.....	8
IV-1- Service de la division maintenance.....	8
IV-2- Organigramme de la division maintenance.....	9
V- Emplacement des puits.....	10
V-1- Puits de collecte de la phase (A) et (B)	10
V-2- Puits de l'usine CSC.....	11
VI-Conclusion	11

Chapitre II : Description des turbines

I-Introduction.....	12
II -Généralité sur les turbines	12
II-1- Turbine à hydraulique.....	12
II-1-a. Différents types de turbines à hydraulique	13
II-2- Turbine à Vapeur(TVA)	15
II-2-a. Cycles de la turbine à vapeur	16
II-2-b. Différents types de turbines à vapeur	17
II-3- Turbine à gaz	18
II-3-1 Description des Composants d'une turbine à gaz.....	18
II-3-2 Types de turbine à gaz	20
II-3-3 Principe de fonctionnement	20
III-Description des deux turbines à gaz (MS 5002C) et (MAN THM 1304)	22
III-1- Description de la turbine à gaz MS 5002 C	22
III-1-1 Caractéristiques de la turbine à gaz MS5002C	22

III-1-2 Sections principales d'une turbine à gaz MS 5002C	23
III-2-Description de la turbine à gaz MAN THM 1304.....	32
III-2-1- Caractéristiques de la turbine à gaz MAN THM 1304	32
III-2-2 Sections principales d'une turbine à gaz MAN THM 1304	32
IV- Conclusion	40

Chapitre III : Etude thermodynamique des deux turbines

I-Introduction.....	41
II- Etude thermodynamique.....	41
II-1 Etude de la turbine MS 5002C.....	44
II-1-1 Caractéristiques de la turbine MS 5002C	44
II-1-2 Données du problème :	45
II-1-3 Calcul du rendement η_{ca} du compresseur axial et la puissance totale de la turbine P_t	45
II-1-4 Calcul de débit du combustible (mc.)	49
II-1-5 Calcul du rendement de la détente η_d	52
II-1-6 Calcul du rendement global de la turbine η_t	55
II-1-7 Résultats des calculs :	56
II-2 Etude de la turbine MAN THM 1304	57
II-2-1 Caractéristiques de la turbine MAN THM 1304	57
II-2-2 Données du problème	57
II-2-3 Calcul du rendement η_{ca} du compresseur axial et la puissance totale de la turbine p_t	58
II-2-4 Calcul de débit de combustible (mc)	59
II-2-5 Calcul du rendement de la détente η_d	61
II-2-6 Calcul du rendement global de la turbine η_t	62
II-2-7 Résultats de calcul	63
III- Conclusion.....	63

Chapitre IV : Discussion des Résultats

I-Introduction.....	64
II-Discussion sur les systèmes des deux turbines	64
II-1 Système de lancement	64
II-2 Système de filtrage d'air	65
II-3 Système de refroidissement et d'étanchéité.....	66
II-4 Système anti-pompage	66
II-5 Système d'alimentation par le combustible.....	67
II-6 Paliers.....	68
III- Discussion des résultats.....	69
IV- Méthode de réduction du pourcentage des émissions des polluants.....	71
IV-1 Systems Lean Head End (LHE)	71
IV-2 Système d'injection d'eau	72

IV-3 chambre de combustion DLN pour la turbine MAN THM 1304.....	72
V- Conclusion.....	74
Conclusion générale	75

Liste des figures

Figure (I.1): Situation géographique de la région de Rhourde Nous	3
Figure (I.2) : Localisation structures de Rhourde Nous	5
Figure (I-3) : Organigramme de la région Rhourde Nous	6
Figure (I.4) : Organigramme division maintenance	9
Figure (I.5) : Puits de collectes de la phase (A) et (B)	10
Figure (I.6) : Puits de l'usine CSC	11
Figure (II-1) : Turbine Fourneyron	13
Figure (II.2) : Turbine Pelton	13
Figure (II.3) : Turbine à vortex	14
Figure (II.4) : Turbine Francis	14
Figure (II.5): Turbine Kaplan	15
Figure (II.6) : Turbine à vapeur	15
Figure (II.7) Diagramme entropique du cycle de Rankines	16
Figure (II.8) : Cycle de Hirn	16
Figure (II.9) : Différents types de turbines à vapeur	17
Figure (II.10) : Composants d'une TAG simple	18
Figure (II.11) : Coupe annotée d'une turbine à gaz	19
Figure (II.12) : Turbine à gaz mono-arbre	20
Figure (II.13) : Turbine à gaz bi-arbre	20
Figure (II.14) : Coupe longitudinale d'une turbine à gaz	21
Figure (II.15) : Turbine à gaz MS 5002C	22
Figure (II.16) : Rotor du compresseur	24
Figure (II.17) Commande des IGV	25
Figure (II.18) : Corps avant du compresseur	26
Figure (II.19) : Aubes du rotor	27
Figure (II.20) : Enveloppe de combustion	28
Figure (II.21) : Chambre de combustion	28
Figure (II.22) : Pièces de transitio	28
Figure (II.23) : Détecteur de flamme	29
Figure (II.24) : Tuyère 1ère étage	30
Figure (II.25) : Tuyères 2ème étage	30
Figure (II.26) : Roue de turbine HP	31
Figure (II.27) : Roue de turbine BP	31
Figure (II.28) : Turbines à gaz MAN THM 1304	33
Figure (II.29) : Carter d'admission du compresseur	34
Figure (II.30) : Construction du compresseur et numérotage des étages	35
Figure (II.31) : Brûleur hybride	36
Figure (II.32) : Electrode d'allumage	37
Figure (II.33) : Manche à gaz	38

Figure (II.34) : Rotor de turbine HP	39
Figure (II.35) : Carter de stator HP2.....	39
Figure (II.36) : Construction modulaire de la turbine libre.	39
Figure (III.1) : Turbine à gaz	41
Figure (III.2) : Cycle théorique et réel de joule.....	42
Figure (III.3) : Schéma des données du problème de la turbine MS 5002C	45
Figure (III.4) : Schéma des données du problème de la turbine MAN THM 1304.....	57
Figure (IV.1) : Système de lancement	65
Figure (IV-2) : Composant d'un système de filtrage.	65
Figure (IV.3) : filtre d'air de la Turbine MS5002C.....	66
Figure (IV.4) : Système d'alimentation avec le combustible.....	67
Figure (IV-5) : Produits des gaz d'échappement.....	70
Figure (IV-6) : Tube à flamme standard et LHE	71
Figure (IV-7) : Emission des NOx en fonction de la température.	72
Figure (IV.8) : Emission des NOx et CO en fonction de la puissance	73
Figure (IV-9) : Zone de réaction	74

Liste des tableaux

Tableau (III-1) : Composition et caractéristique du gaz de combustion	43
Tableau (III-2) : Paramètre de fonctionnement de la turbine MS 5002C.....	44
Tableau (III-3) : Masse d'O ₂ de chaque constituant de la MS 5002C	50
Tableau (III-4) : Masse du CO ₂ et H ₂ O émises de chaque constituant.....	54
Tableau (III-5) : Fraction molaire et massique des gaz d'échappement.....	55
Tableau (III-6) : Résultats des calculs	56
Tableau (III-7) : Paramètre de fonctionnement de la turbine MAN THM 1304.....	57
Tableau (III-8) : Fraction molaire et massique des gaz d'échappement.....	62
Tableau (III-9) : Résultats de calcul	63
Tableau comparative (IV.1): Calculs thermodynamique entre GE et MAN	69
Tableau (IV.2) : Concentration des émissions polluantes	70
Tableau (IV.3) : Système de maitrise des émissions des polluants	71

Nomenclatures

Symbole	Signification	Unité
C_p	Chaleur spécifique à pression constant	Kcal/Kg°C
CPF	Centre processing and facility	/
CSC	Centre de séparation et compression	/
C_v	Chaleur spécifique à volume constant	Kcal/Kg°C
δ	Rapport entre C_p et C_v	/
DLN	Dry Low NOx	/
ε	Taux de compression	/
E	Excès d'air	/
H	Enthalpie	Kcal/Kg
H_{comb}	Enthalpie de sortie de la chambre de combustion	Kcal/Kg
IGV	Inlet guide vanes	/
LHE	Lean Head End	/
m	Masse	Kg
η_{ca}	Rendement du compresseur axial	/
η_d	Rendement de détente	/
η_t	Rendement de la turbine	/
m_{air}	Débit d'air	Kg/s
$m_{air v}$	Débit d'air à volume constant	Kg/m ³
m_c	Débit de combustible	Kg/s
m_{refroi}	Débit de refroidissement	Kg/s
M_i	Masse molaire du constituant	Kg/Kmol
P_{ca}	Puissance du compresseur axial	Kw
PCI	Pouvoir calorifique inferieur	Kcal/Kg
P_e	Pression d'étage du compresseur	atm
PM	Poids moléculaire	Kg /Kmol
P_t	Puissance total	Kw
P_U	Puissance utile	Kw
Q_1	Quantité de chaleur absorbée	Kcal/h
Q_2	Quantité de chaleur dégagée	Kcal/h
S	Entropie	Kj/kg
T	Température	K
t	Température	°C
T_r	Température réel	K
T_{th}	Température théorique	K
$Y'_{i\text{massique}}$	Fraction massique du constituant	/
$Y'_{i\text{mol}}$	Fraction molaire du constituant	/
W_{ca}	Travail total du compresseur axial	Kcal/Kg

Abstract

Our world today is developing widely and faster than any other time, since there are developments in many fields, but exactly in the industrial field. Energy is one of the most important industries nowadays it is important to use Turbine Gaz to produce Petrol, Gaz, Electricity ,there are many Kinds of turbine in the industrial market .

The difference between these turbines related to the company itself or the field that we are going to use in and the productive power.

The production division of Sonatrach Rhourde Nouss uses more gas turbines marks for these needs, for this our memory is oriented to make a comparative study between two installations the (MS 5002C) and (MAN THM 1304) and see their equipment, their real against to their powers issued in operating conditions and see the influence of the temperature of the combustion performance and emissions of exhaust gases of each machine. Finally see the new systems to minimize emissions.

Keywords: installations, Turbine, comparative, MS5002C et MAN THM 1304.

Résumé

On voit que le monde vient de se développer surtout en temps présent dans tous les domaines, en spécialité au niveau industriel sont, l'énergie parmi les plus importants industriels existants et que le développement utilisé en particulier au cours des dernières années, et cela nécessite l'utilisation des Turbines à gaz industriel pour la production du pétrolier, gaz et l'électricité, ou il Ya beaucoup des turbines a marche industriel.

Elle peut être différente réside dans son fabricant et sur le terrain qui sont utilisés, la différence entre ces turbines était liée à l'entreprise elle-même ou au domaine sur lequel nous allons utiliser et le pouvoir productif.

La division production de Sonatrach à Rhourde Nous utilise plusieurs marques de turbines à gaz pour ces besoins, à cet effet notre mémoire est orienté à faire une étude comparative entre deux installations la (MS 5002C) et (MAN THM 1304) et voir leurs équipements, leurs rendements réel par rapport à leurs puissances dans des conditions opératoire et voir l'influence de la température de la chambre de combustion sur le rendement et les émissions des gaz d'échappement de chaque machine. Enfin voir les nouvelles technologies afin de minimiser ces émissions.

Mots clés : Installation, Turbine, Comparaison, MS5002C et MAN THM 1304.

Introduction générale

En raison des changements importants qui ont touché l'économie mondiale, en particulier dans le domaine de l'énergie, l'Algérie a eu sa part dans ce changement, chose qui l'obligea à augmenter le rythme de production, en particulier dans le domaine de l'électricité, du pétrole et du gaz, et afin d'augmenter le rythme et la vitesse de production d'où la nécessité d'apporter d'énormes équipements tels que les turbines à gaz industriel.

Les turbines à gaz sont entrées dans ce domaine énergétique, ce qui a conduit l'apparaître des nouvelles marques qui sont accélérés le rythme de production et élevés la concurrence, Ces marque se diffère en eux dans son fabricant, ses performances, la capacité à travailler dans les conditions extrêmes, le coût et la réduction des émissions polluants.

C'est dans ce cadre que nous avons mené notre étude. Car au niveau du deuxième pôle gazier en Algérie de la division production de Sonatrach situé à Rhourde Nous, nous retrouvons plusieurs marques de turbines, pour cela nous avons choisi deux turbines qui sont (MS 5002C) et (MAN THM 1304) pour faire une étude comparative et noter les caractéristiques de chacune.

Notre étude comprend quatre chapitres, où nous allons présenter la région de Rhourde Nous, sa situation géographique, quelques informations ses différentes structures dans le premier chapitre.

Le deuxième chapitre sera consacré aux turbines de façon générale. Nous allons illustrer des types de turbines et leurs évolutions dans le temps. Aussi les caractéristiques et les composants des deux types de turbines à gaz que nous souhaitons étudier par la suite qui sont la (MS 5002C) et (MAN THM 1304).

Dans le troisième chapitre, l'étude se consacrera pour un calcul thermodynamique sur les différents paramètres des deux installations tel que le débit de combustible, le rendement, le débit d'air et la puissance totale.

Enfin dans le dernier chapitre, nous allons d'une part discuter et comparer les résultats trouvés et ceux donnés par le constructeur et entre les deux installations de l'autre part.

Chapitre I

Description de la région Rhourde Nouss

I-Introduction

L'Algérie possède environ 10% de réserve mondiale en gaz naturel, elle se place au cinquième rang international, à cause de ses méga structures pétrolières.

Rhourde Nouss c'est l'un des grands champs pétrolier qui situe au milieu de Sahara Algérien, il est considéré parmi des zones principales en production des hydrocarbures et classifié comme un deuxième pôle gazier après Hassi R'mel.

Dans ce chapitre nous allons voir une présentation générale du lieu où notre installation est implantée. Cette présentation invite une description géographique du lieu, les différentes structures et usines de la région ainsi les types de produit et la capacité de production de chaque usine, enfin quelques figures des puits des usines.

II-Description du site de Rhourde Nouss

II-1- Situation géographique [1]

La région de Rhourde Nouss fait partie de la Willaya d'ILLIZI, elle se positionne entre:

29°16' et 30° parallèles.

06°24' et 07° méridien.

Le champ de Rhourde Nouss est situé à 1200 Km au Sud Est d'Alger. Au milieu du grand Erg Oriental Rhourde Nouss et bornée par Hassi Messaoud (280 km) du nord et par la wilaya Illizi (740 km) de sud. Il s'étend sur une superficie de 1 Km². Il est relié à la route nationale N3 (Ouargla-Illizi) par une bretelle de 30 km goudronnée illustré par la figure (I-1)

II-2- Situation météorologique [2]

Les conditions météorologiques de Rhourde Nouss sont citées ci-dessous:

- Altitude moyenne est située à 260 m par rapport au niveau de la mer.
- Climat est désertique (sec avec un très faible taux d'humidité).
- La température moyenne en moi de juillet est 34,4°C et en moi de janvier est 10,8°C.
- Elle enregistre une pluviométrie très faible (2 à 4 mm/an).
- Terrain accidenté vu la position de la région (limite de l'erg oriental).
- Fréquence importante des vents de sable.

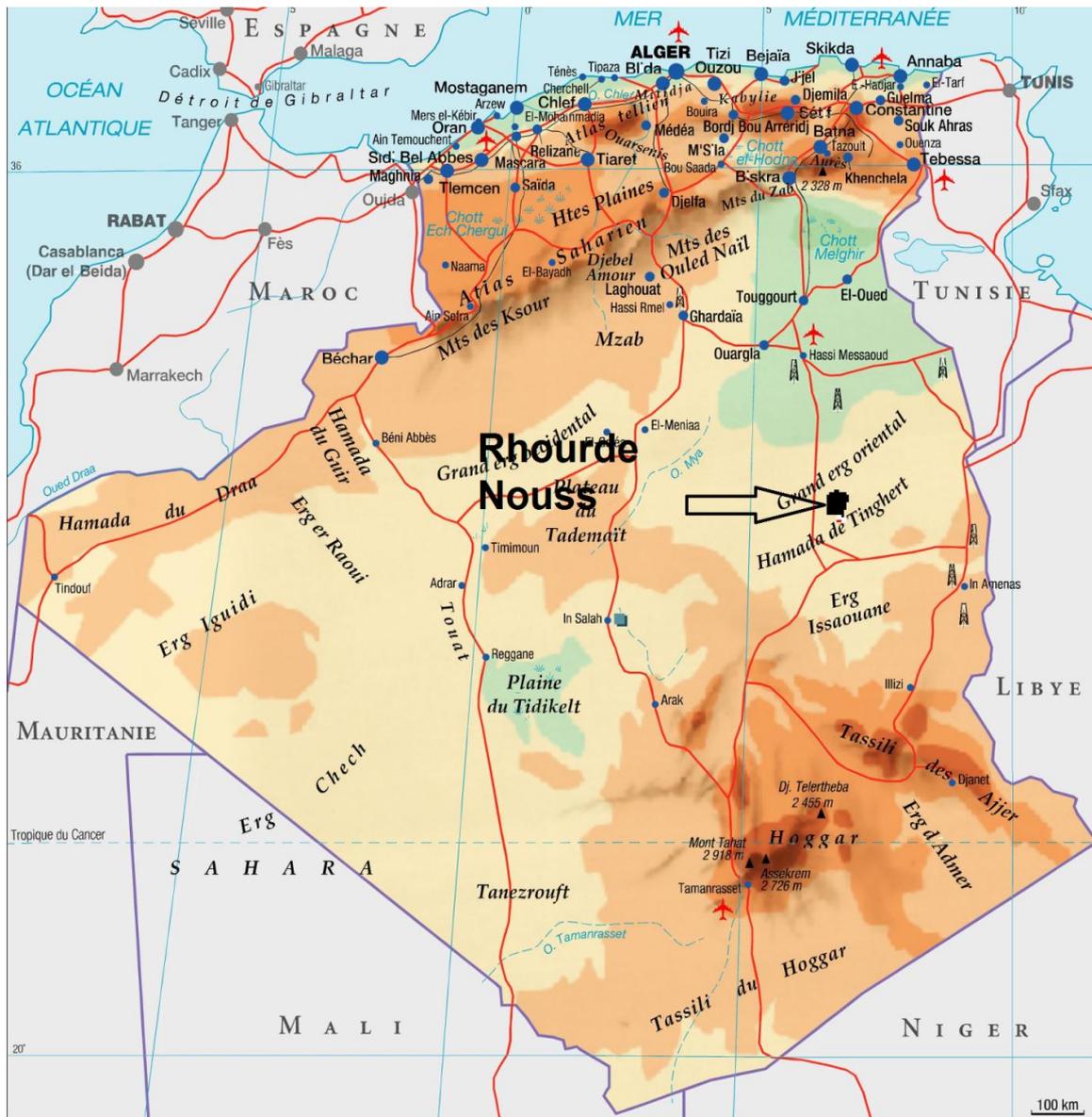


Figure (I.1): Situation géographique de la région de Rhourde Nous

II-3- Historique

Première découverte de gaz à Rhourde Nous 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 les puits RN4 un centre de traitement d'huile a été construit et mis en exploitation en 1966. L'ordre chronologique de la mise en service des champs de la région.

- 10-Mai-1966 : Mise en service du centre de traitement d'huile.
- 28-Jan-1988 : Démarrage de l'usine (phase A).
- 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 Chouff.
- 16-Juin-1995 : Démarrage de l'usine 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 10.250 millions m³/j de gaz.
- Fin Février -2000 : Démarrage usine GPL (Phase B) d'une capacité de traitement de 48 millions de m³/j pour la production de 3800 T/j du GPL.
- 06-Mars-2000 : Première expédition de GPL (Rhourde Nouss).
- 2009 : Accident dans GPL (éclatement d'un train 200).
- 2011 : Installer une nouvelle unité de compression au niveau de la phase A (U59)
- 2011 : Démarrage de l'unité CSC (centre de séparation et compression) a pour but de séparer l'huile.
- 2014 : Le lancement de l'usine CPF.

II-4- Limites géologiques [3]

La région de Rhourde Nouss se trouve sur l'extrême sud de la province du Sahara Nord Orientale, elle se comporte comme une zone positive qui s'étend suivant une direction méridienne limitée par de grands éléments structuraux :

A l'ouest, par la mole d'Amguid –El Biod au niveau de la faille de Ramade. Cette mole présente une vaste unité structurale subméridienne qui s'étend sur 600Km allant d'Amguid au sud à Rhourde el Baguel au Nord.

Au nord-est, par le bassin de Ghadamès vers lequel s'envoient les axes SO-NE des structures de Rhourde Hamra et de Rhourde Chouff.

Au sud-est, par la partie occidentale de la mole d'Ahara.

II-5- Aspect structural

La structure de Rhourde Nouss est très complexe, mais on peut la définir comme étant le croisement de deux anticlinoriums. On distingue deux familles, la première famille, de direction Nord-Sud et la deuxième de la direction Nord-est, Sud-est. Cette structure serait de dimension 40 x 30 km², elle est composée de quatre structures différentes à savoir (fig. I.2) :

➤ Rhourde Nouss Central (RNC)

Cette structure est alignée Nord-Sud et s'étend sur environ de 16 x 8 km² avec une petite structure au Nord-est de 4 x 2,5 km². Le réservoir contient du gaz avec un anneau d'huile d'une trentaine de mètres dans lequel on a foré 64 puits.

➤ Rhourde Nouss Sud -Ouest (RNSW)

Elle est alignée S-SW, N-NE sur une surface de 16 x 3,5 km². Le réservoir est à gaz avec un anneau d'huile d'une vingtaine de mètres, le nombre de puits forés dans le réservoir est de 17 puits.

➤ Rhourde Nous Sud -Est (RNSE)

Cette structure est alignée Nord-Sud sur une surface de 8,5 x 4 km². Le nombre de puits forés dans le réservoir est de 18 puits, dont 11 puits forés dans le Trias Argilo Gréseux Supérieur (TAGS), qui est producteur de gaz, avec un anneau d'huile d'une dizaine de mètres, et 7 puits forés dans le Trias Argilo Gréseux Inférieur (TAGI), qui est producteur d'huile.

➤ Rhourde Adra (RA)

Elle est alignée SW-NE sur une surface de 23 x 2,5Km², le réservoir contient du gaz et le nombre de puits foré est égal à 17puits.

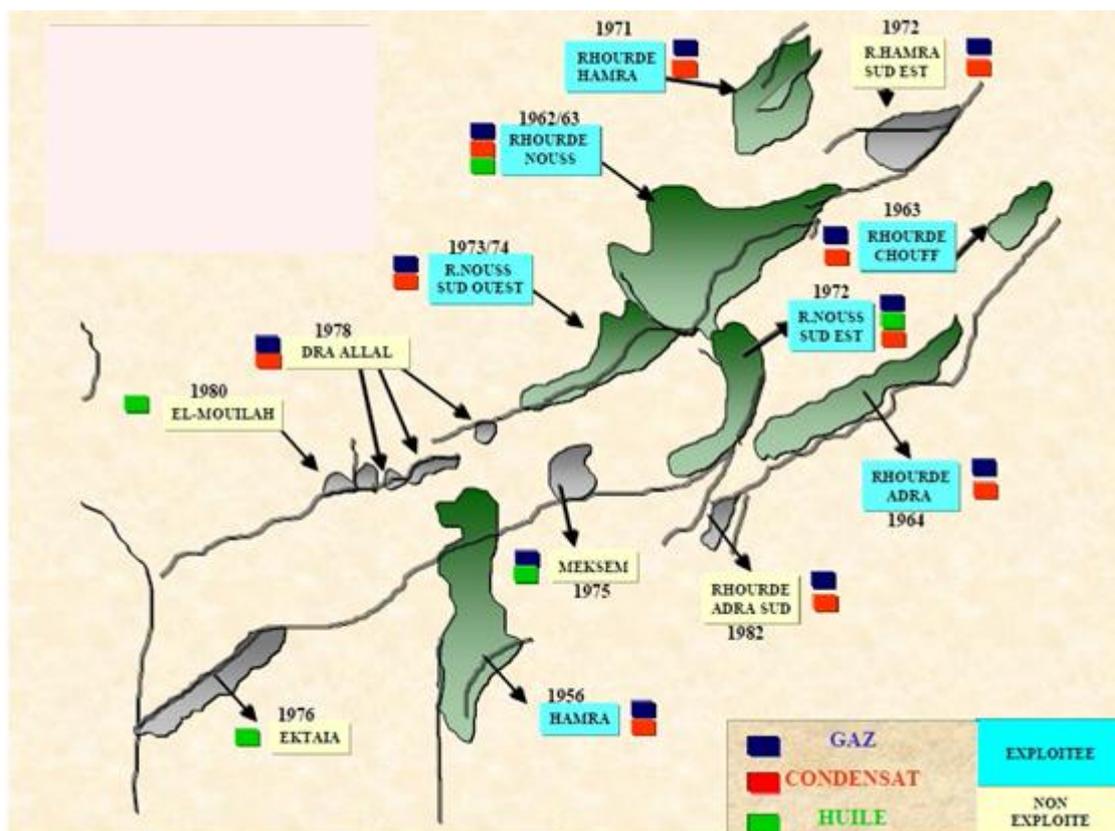


Figure (I.2) : Localisation structures de Rhourde Nous

II-6- Géologie et Ingénierie

La Géologie de Rhourde Nous est aussi compliquée que généreuse, elle compte actuellement 18 gisements, dont certaines structures contiennent 14 réservoirs imbriqués à la verticale, 4 réservoirs triasiques, 6 réservoirs siluriens et 4 réservoirs ordoviciens et 35% de ces réservoirs ne sont pas encore exploités. Les réservoirs ordoviciens ont été le véritable challenge de cette décennie car une usine entière de gaz a été construite à la base du Développement des Quartzites de Hamra connus comme roches compactes et dures à forer [4].

III- Description du complexe de Rhourde Nouss

III-1- Organigramme de la région de Rhourde Nouss

La région Rhourde Nouss est constitué de dix(10) division tel que la direction Hamra, elle comporte aussi une assistance de sureté interne et autres administrations représenté par l'organigramme de la figure (I-3).

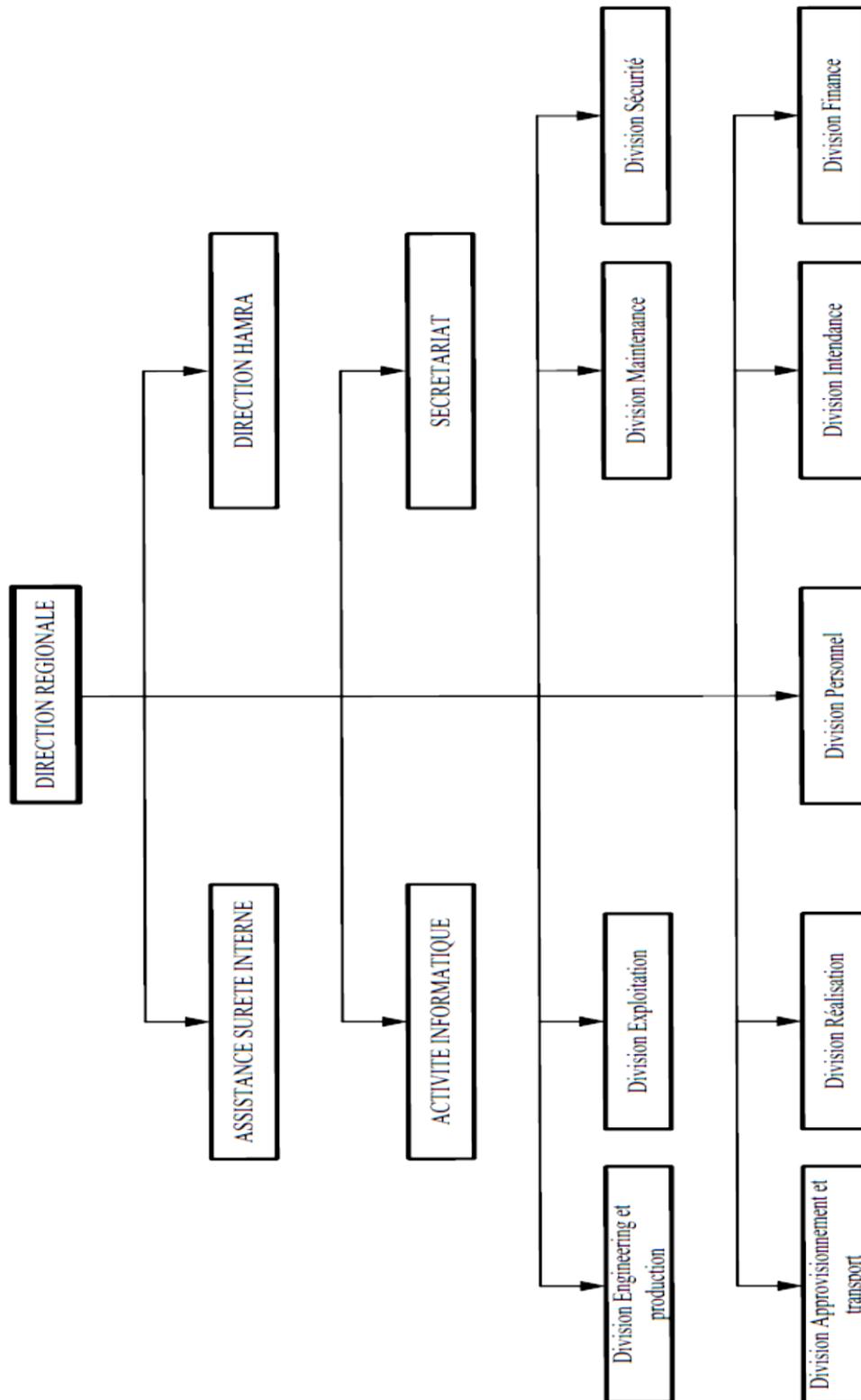


Figure (I.3) : Organigramme de la région Rhourde Nouss

III-2- complexe de Rhourde Nouss

La région de Rhourde Nouss se décompose en quatre usines sont comme suite :

- Deux usines de traitement du gaz humide.
- Une centrale électrique de la région.
- Un centre de compression et de séparation (CSC).
- Un centre de traitement et l'installation (processing and facility(CPF)).

III-2-1- Complexe de traitement de gaz

Le complexe de traitement de gaz de la région de Rhourde regroupe quatre unités de production en plus de la Direction de Hamra qui est une unité autonome.

Les quatre unités sont, respectivement, celle de traitement de gaz "PHASE-A", mise en service en 1988, d'une capacité de 50 millions m^3/j , celle de traitement de gaz "Quartzite Hamra" pour une capacité de 10 millions m^3/j ainsi la récupération de 2.000 m^3 de condensat, mise en service en 2014, la troisième unité est d'une capacité de traitement de 48 millions m^3/j , sachant qu'une opération de réhabilitation de l'un des trains de cette unité (d'une capacité de production de 16 millions m^3/j), à l'arrêt depuis 2009 suite à un problème technique, a été récemment lancée et la quatrième unité, son rôle est la séparation et la compression de gaz (unité de traitement d'huile) pour une capacité de 10 millions m^3/j , destiné pour le traitement au niveau de la PHASE-A de 800 tonnes de pétrole.

Fin Février -2000 : Démarrage usine GPL" PHASE-B", Cette phase comprend le réseau de collecte des gaz incluant 12 puits qui produiront 1,2 million mètres cubes standards par jour par puits, l'agrandissement de l'usine actuelle de récupération des condensats avec l'ajout d'un cinquième train d'une capacité de 10,25 millions de mètres cubes standards par jour et une usine gaz pétrolier liquide d'une capacité de 48,3 millions de mètres cubes standards par jour[5].

III-2-2- Central électrique

Elle produit sa propre énergie électrique au moyen d'une centrale électrique de 21MW et un apport à partir de Hamra (ligne de 60 km).

III-2-3- Centre de Séparation et de Compression (CSC)

Cette installation comprend une unité de séparation et de traitement d'huile de 1.000 $m^3/jour$ et la compression de 8 millions $m^3/jour$ de gaz et une unité de boosting pour la compression de 20 millions $m^3/jour$ de gaz au niveau de CGT (centre de traitement de gaz de Rhourde Nouss). [6]. Les gaz provenant de la ligne de tête des trois séparateurs de différentes pressions (MP, BP, TBP) sont comprimés dans le système de compression pour obtenir la pression de batterie à l'usine de gaz Rhourde Nouss, qui est de 83 bars. Les condensats récupérés au séparateur TBP sont expédiés au dessaleur de brut, et puis sont

envoyé vers la colonne de stabilisation, après le traitement, le brut dessalé et stabilisé provenant de la colonne est stocké dans le bac de stockage de brut dans le système 22 avant expédition. L'objectif prioritaire de cette installation est la production d'huile.

III-2-4- Centre processing and facility (CPF)

Les installations de production se composent des moyens de collecte, d'un train d'une capacité nominale de traitement de gaz naturel de 10 millions de mètres cubes de gaz par jour, des moyens d'extraction et de réinjection de CO₂ et de l'expédition du gaz produit vers le réseau de transport de Sonatrach.

Le gaz est extrait des champs de Rhourde Nouss Central, Rhourde Nouss Sud Est,

Rhourde Adra et Rhourde Adra-Sud. . [7]

Parmi les objectifs de cette usine :

- Produire un gaz de vente ayant un pouvoir calorifique supérieur (PCS) entre 9800 et 9900 kcal/m³, une teneur en CO₂ inférieure à 2 mol%.
- Comprimer le CO₂ à 200 bars et le réinjecter dans un puits.
- Gaz (associé) lourd à diriger vers la phase (A).

Cette usine est équipée de :

- Collecteurs d'aspiration des Compresseurs Boosters.
- 02 Ballons d'aspiration des compresseurs boosters.
- 02 Compresseurs boosters Siemens de type STC-SV.
- 02 Turbines à gaz des compresseurs booster Siemens de type SGT-400.
- 02 Aéro refroidisseurs des Compresseurs.
- 02 Unités de récupération de chaleur des compresseurs Booster

IV- Division maintenance

La division maintenance a une mission très essentielle dans la région de Rhourde Nouss car elle veille sur :

- La planification, le développement, l'organisation et la mise en œuvre des services de maintenance pétrolière.
- L'exécution des services de maintenance nécessaires au bon fonctionnement des installations.
- L'assurance du bon déroulement des grandes révisions de ces installations.

IV-1- Service de la division maintenance

La division maintenance se compose d'un secrétariat et de six services comme suite :

- **Service turbomachine** : Sa fonction est faire la maintenance préventive et curative sur les machines tournantes (compresseur, turbine, ...).

- **Service planning et méthodes** : Il s'occupe de la planification et l'optimisation des travaux de maintenances en préparant un planning des différents travaux (court, moyen et long terme) pour l'ensemble des services, en plus l'approvisionnement en pièces de rechanges pour les différents équipements.
- **Service instrumentation** : Assure tous les actions nécessaires pour le bon fonctionnement de l'instrumentation des installations industrielles du complexe et des puits ainsi l'entretien des équipements.
- **Service inspection corrosion** : Il se compose en trois sections (inspection, corrosion et protection cathodique), son rôle est l'inspection et la protection des, pipes par des liquide contre corrosion ou par la protection cathodique (injection du courant).
- **Service mécanique industriel** : Il intervient sur des différentes installations (pompe, vanne, four, échangeur,.....).
- **Service électricité** : C'est la maintenance des équipements électriques, la production et la distribution d'électricité aux autres services du champ.

IV-2- Organigramme de la division maintenance

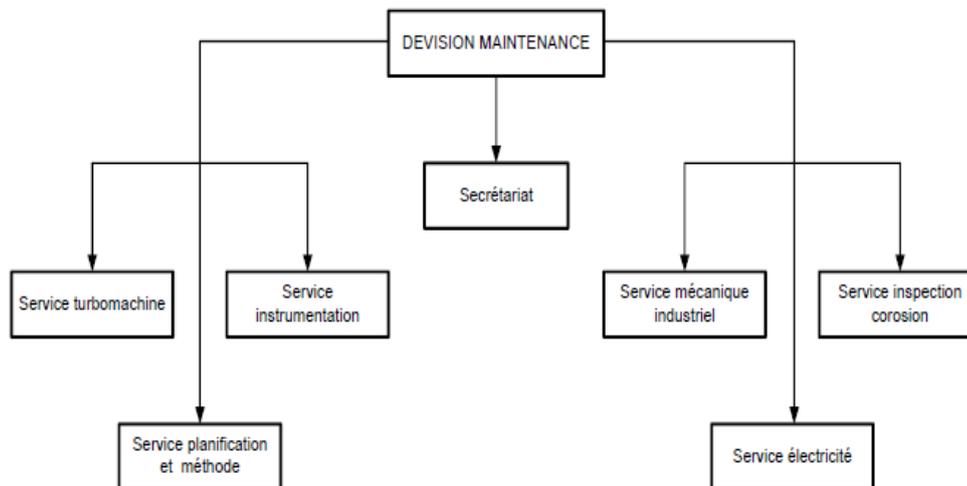


Figure (I.4) : Organigramme division maintenance.

V- Emplacement des puits

Les figures qui suivent nous montrent le nombre des puits de collecte et de réinjection des différentes usines de la région.

V-1- Puits de collecte de la phase (A) et (B)

La figure ci-dessous nous montre le réseau des puits de collecte pour les deux usines phase A et B, ou il y a douze lignes de collecte avec vingt-huit manifold.

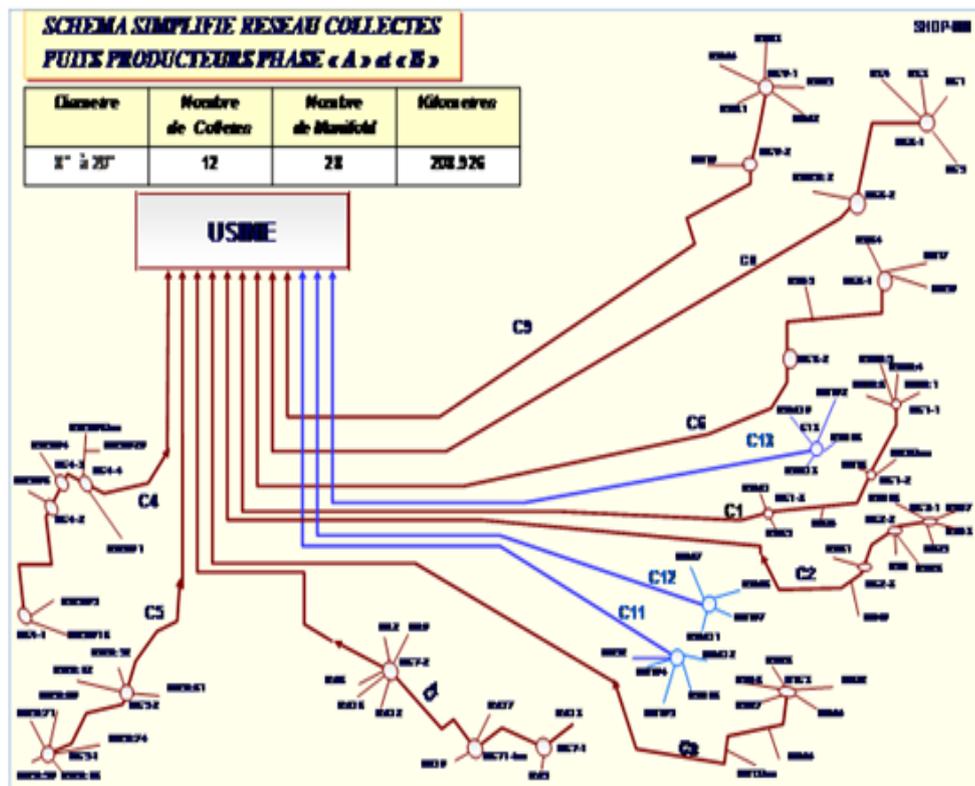


Figure (I.5) : Puits de collectes de la phase (A) et (B)

V-2- Puits de l'usine CSC

L'usine de CSC a sept lignes de collecte qui provient de trente-trois puits disposés selon La figure ci-dessous.

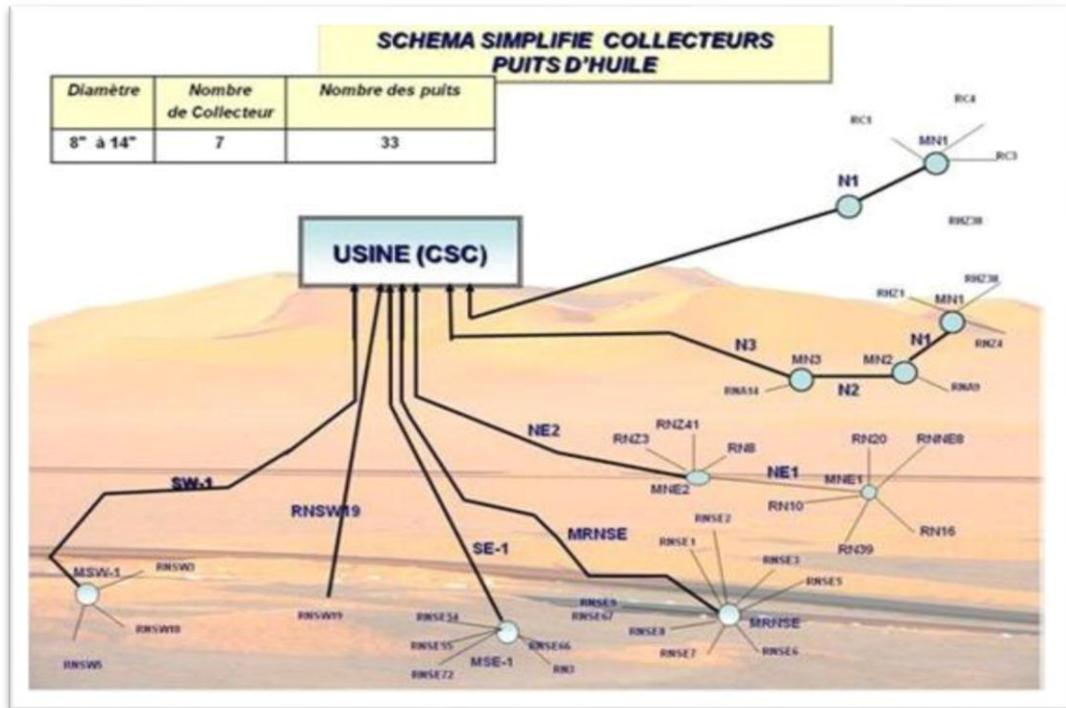


Figure (I.6) : Puits de l'usine CSC

VI-Conclusion

LA Région Rhourde Nous est l'un des importantes zones de production de gaz dans l'Algérie. Elle représente 20% de la production nationale de gaz avec une capacité de production estimée à 75 millions m³/jour.

Nous avons cité les différentes usines implantées dans la région de Rhourde Nous, également les services de la division maintenance dont notre objectif est dans le service turbomachine.

Chapitre II

Description des Turbines

I-Introduction

Les turbines sont des équipements mécaniques rotatifs dont la fonction « moteur » permet d'entraîner des pompes, compresseurs ou générateurs électriques dans l'industrie pétrolière, propulsion aviation, marine, train, voitures (record de vitesse sur Lac Salé aux USA), On peut les utiliser en position d'attente « stand-by » ou de service continu « duty ».

L'énergie du fluide, caractérisée par sa vitesse et son enthalpie, est partiellement convertie en énergie mécanique pour entraîner un alternateur, un compresseur, une pompe ou tout autre récepteur (ou générateur) mécanique rotatif.

Ce chapitre est consacré à la présentation des turbines en façon générale, selon le fluide et le mode d'utilisation, ainsi à la description de deux turbines à gaz qui se trouve au niveau de la région de Rhourde Nouss la (MS 5002C) et (MAN THM 1304) en savoir leurs puissances, caractéristiques et composantes essentielles.

II -Généralité sur les turbines

Les turbines se différent selon le type de fluide utilisé, nous avons alors des turbines hydrauliques à vapeur et turbines à gaz.

II-1- Turbine à hydraulique

Une turbine hydraulique est une machine tournante qui produit une énergie mécanique à partir d'eau en mouvement (cours d'eau ou marée) ou potentiellement en mouvement (barrage). Elle constitue le composant essentiel des centrales hydroélectriques destinées à produire de l'électricité à partir d'un flux d'eau. Elle a été inventée par Benoît Fourneyron en 1832, Sa première installation était dans un moulin à scierie sur l'Ognon Pont (France). Turbine de Fourneyron était de type radiale, son rendement maximal est de 85%. Une turbine à une vitesse de 2200 t/min, est connue pour sa capacité de 25 kW avec un diamètre de roue de 312 mm [8], qui est présentée par la figure (II.1).

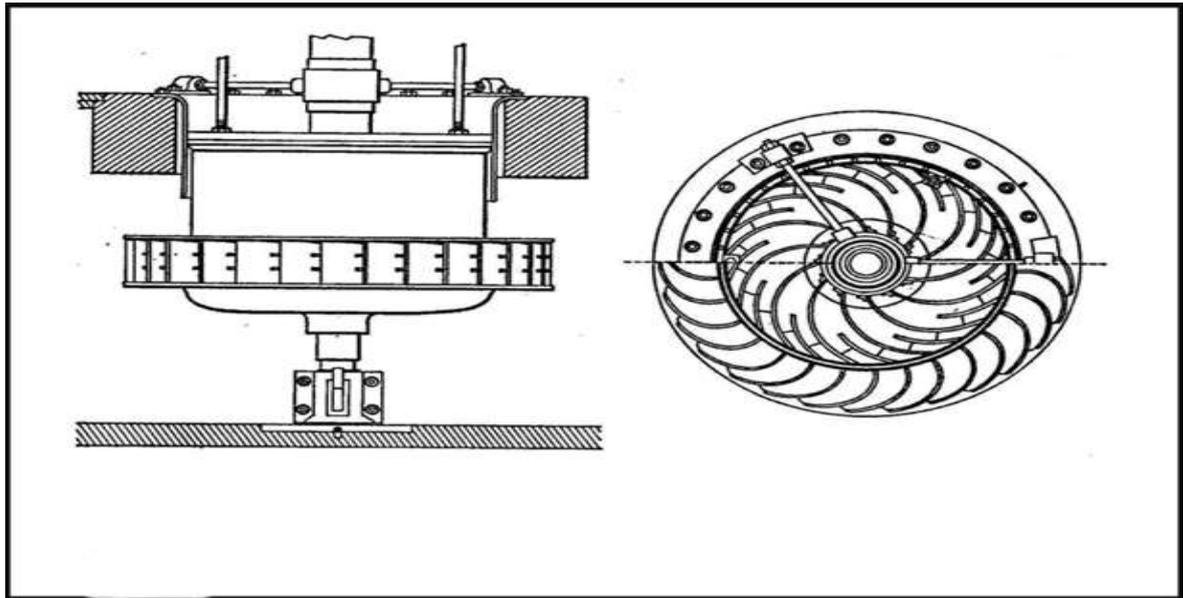


Figure (II-1) : Turbine Fourneyron

II-1-a. Différents types de turbines à hydraulique

On distingue deux types de turbines hydrauliques : les turbines à action et à réaction :

1. **Les turbines à actions** ou impulsion transforment la pression hydraulique en énergie cinétique par un dispositif statique (injecteur), avant d'actionner la partie mobile. C'est le cas de :

- Turbine de Pelton : adaptée aux hautes chutes, avec une roue à augets (est une roue mue par la force de l'eau) [9].



Figure (II.2) : Turbine Pelton

▪ Turbine à vortex, a été inventée par l'ingénieur britannique James Thomson Utilisée dans un bassin, elle est dotée d'un canal d'amenée qui conduit l'eau de la rivière dans un bassin de rotation circulaire. Un tourbillon / vortex se forme et le rotor tourne en entraînant un générateur qui va produire l'électricité. Adaptée aux basses chutes à débits variables. Efficacité 83 % [10].



Figure (II.3) : Turbine à vortex

2. **Les turbines à réaction**, dans cette turbine la partie mobile provoque au contraire une différence de pression entre l'entrée et la sortie, telles :

- Turbine Francis : utilisée plutôt pour des chutes moyennes, voire hautes, avec une roue à aubes simple ou double, efficacité 90 à 92 % [9].



Figure (II.4) : Turbine Francis

- Turbine Kaplan : une turbine hydraulique à hélices de type propulsion. Elle est adaptée pour les faibles chutes et aux débits élevés [9].

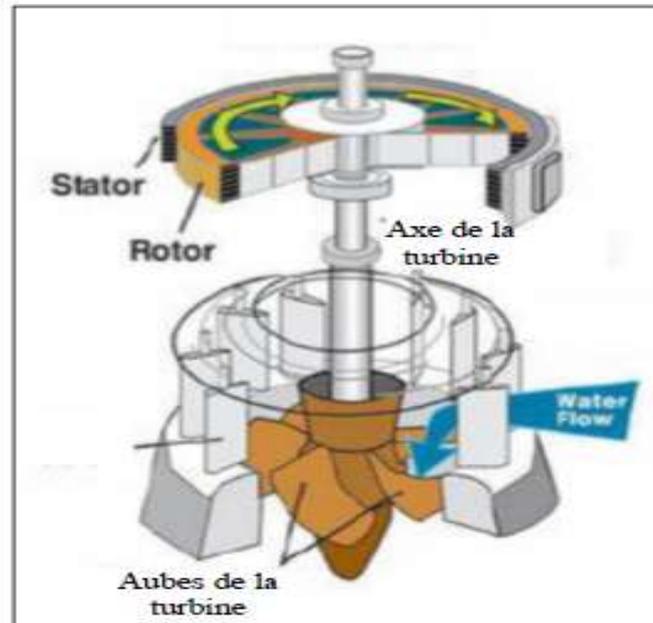


Figure (II.5): Turbine Kaplan

II-2- Turbine à Vapeur(TVA): (rendement 0,70 à 0,80) [11].

La turbine à vapeur est un moteur à combustion externe, fonctionnant selon le cycle thermodynamique dit de Clausius-Rankine. Ce cycle se distingue par le changement d'état affectant le fluide moteur qui est en général de la vapeur d'eau.

L'énergie du fluide (vapeur) fournie par la chaudière caractérisée par sa vitesse et son enthalpie, est partiellement convertie en énergie.



Figure (II.6) : Turbine à vapeur

II-2-a. Cycles de la turbine à vapeur

➤ *Cycle de Rankine* : c'est un cycle thermodynamique endoréversible qui comprend deux isobares et deux adiabatiques.

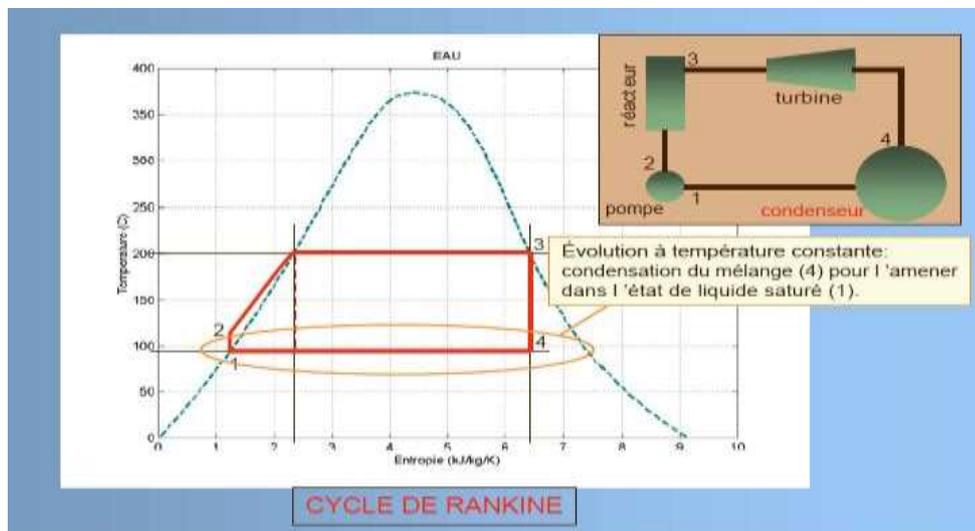


Figure (II.7) : Diagramme entropique du cycle de Rankine

Le cycle, parcouru dans le sens moteur, est composé des quatre transformations suivantes :

- 1→2 : Compression adiabatique et réversible (isentropique).
- 2→3 : Vaporisation isobare et irréversible.
- 3→4 : Détente adiabatique et réversible (isentropique).
- 4→1 : Liquéfaction isobare et irréversible.

➤ *Cycle de Hirn* : C'est un cycle de Rankine, dans lequel la vapeur sortant de la chaudière est surchauffée à une température supérieure à la température critique.

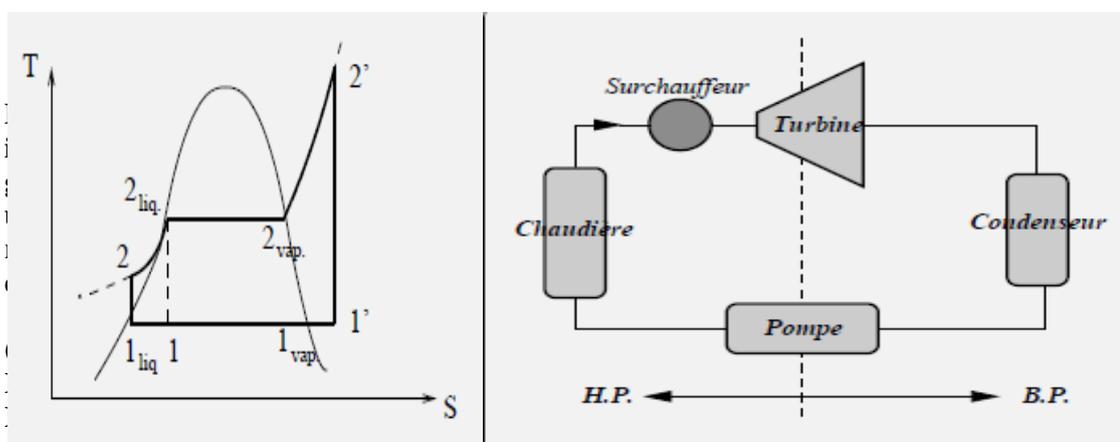


Figure (II.8) : Cycle de Hirn

Ce cycle présente deux avantages :

1. la surchauffe augmente la température (l'énergie) de la vapeur en début de détente.
2. la détente est effectuée en régime sec.

II-2-b. Différents types de turbines à vapeur

En fonction de leur utilisation, on distingue quatre grandes catégories de turbines à vapeur :

1. *Turbines à condensation* : dans lesquelles la vapeur est complètement détendue jusqu'à une pression voisine de 0,02 à 0,04 bars, puis liquéfiée dans un condenseur refroidi soit par l'air ambiant, soit par de l'eau. Ce type de turbine est surtout utilisé dans les installations de production de force motrice (Fig. II-9.a).

2. *Turbines à contre-pression* : dans lesquelles la vapeur est détendue de la pression HP (> 40 bars) jusqu'à une pression BP (de l'ordre de 4 bars). Ce type de turbine permet de produire de la puissance mécanique ou de l'électricité grâce à la haute température et pression que l'on peut obtenir dans une chaudière, tout en utilisant l'enthalpie résiduelle pour des procédés divers (Fig. II-9.b).

3. *Turbines à soutirage et condensation* : dans lesquelles la vapeur subit une détente partielle jusqu'à une moyenne pression (environ 20 bars) dans un corps haute pression. Une partie est dirigée vers un réseau d'utilisation, tandis que le reste de la vapeur est détendu dans un corps basse pression, comme dans une turbine à condensation. Ce type de turbine trouve un champ d'application important dans les usines de cogénération dont les demandes de chaleur sont susceptibles de varier fortement au cours du temps (Fig. II-9.c).

4. *Turbines à soutirage et contre-pression* : la seule différence par rapport à la précédente, est que la vapeur d'eau s'échappe à basse pression dans un réseau BP au lieu d'être condensée (Fig. II-9.d).

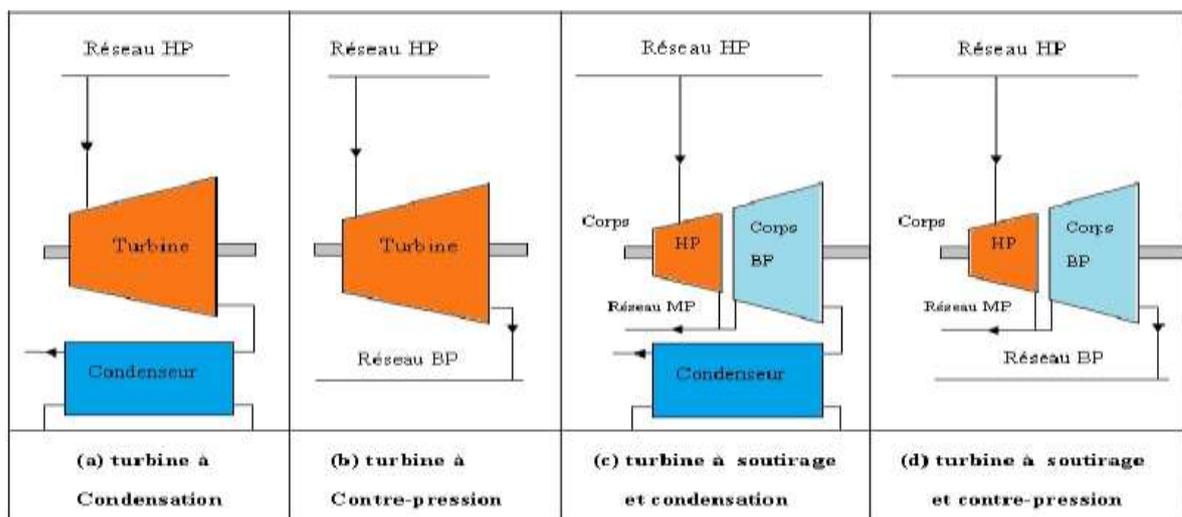


Figure (II.9) : Différents types de turbines à vapeur

II-3- Turbine à gaz

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne, dont le rôle est la reconversion de l'énergie thermique due à la combustion d'un hydrocarbure en énergie mécanique (couple mécanique sur l'arbre de la turbine).

Les turbines à gaz font partie de la catégorie des turbomachines, elle a connu des progrès réussis dans les années 1930. La première turbine à gaz a été conçue en 1940, son rendement à cycle simple était environ 17% au cours des années 50 à cause de faible rendement du compresseur, de la turbine ainsi à la basse température d'entrée à la turbine en raison des limitations de la métallurgie de l'époque [12].

II-3- 1 Description des Composants d'une turbine à gaz

Dans le cas le plus simple une turbine à gaz est constituée par un filtre d'entrée d'air, un compresseur, une chambre de combustion, une turbine de détente et le système d'échappement vers l'atmosphère, (voir la figure. II -10). [13]

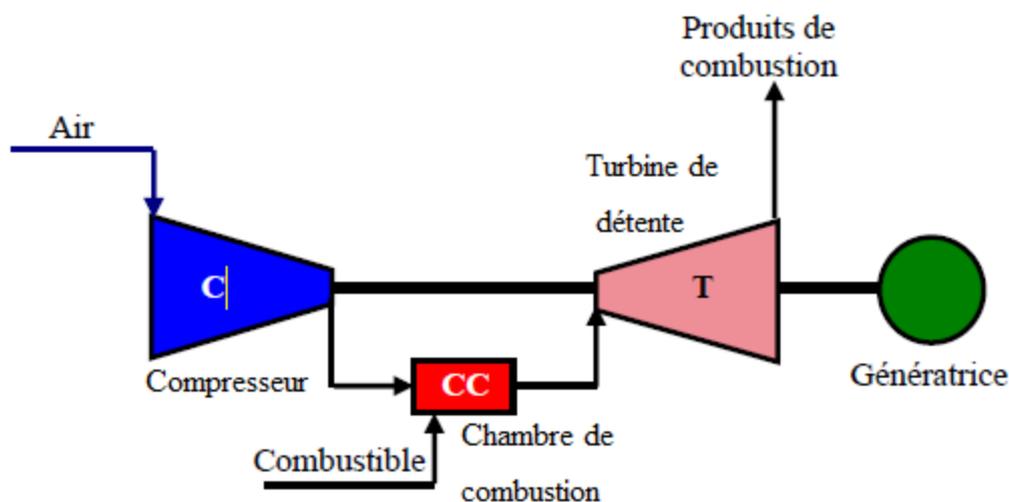


Figure (II .10) : Composants d'une TAG simple.

❖ *Système de l'admission « Entrée d'air »* : L'éventuel refroidissement de l'air à l'entrée sans descendre au-dessous d'une température de 5 à 7 °C pour éviter les problèmes de givrage, s'effectue par des systèmes réfrigérants à évaporation, à brumisation d'eau ou à fluide caloporteur froid. Le premier et le dernier de ces systèmes induisent une perte de charge supplémentaire de l'ordre de 0,25 %.

Les deux premiers sont efficaces en cas d'air chaud et sec et utilisent l'enthalpie de vaporisation de l'eau pour refroidir l'air en accroissant son humidité à respectivement 90 % et 95 %. La mesure de la perte de charge dans l'entrée d'air est importante pour estimer l'encrassement des filtres en la corrigeant des influences du débit d'air aspiré et des conditions atmosphériques. [14]

❖ *Compresseur* : Le compresseur fournit la quantité maximale d'air sous pression qui puisse être chauffée dans l'espace limité de la chambre à combustion. Il est composé d'un disque entouré d'ailettes formant, En tournant, les ailettes aspirent l'air. Un stator formé d'ailettes fixes permet de stabiliser le flux.

❖ *Chambre de combustion* : La chambre de combustion sera à transformer l'énergie chimique du carburant en énergie calorifique. Une fois que l'air est bien comprimé, il est dirigé dans la chambre de combustion. Plus il y a d'air et plus on peut y injecter du carburant en fonction de la stœchiométrie. Le mélange air-carburant s'enflamme, la chaleur produite provoque une forte dilatation de ce mélange et donc produit une très grande poussée. un réacteur comporte soit plusieurs chambres de combustion soit une dite annulaire qui, comme son nom l'indique, entoure l'axe central comme un anneau, (voir la figure. II -11). [14]

❖ *Turbine* : La turbine transforme l'énergie cinétique et thermique des gaz en énergie mécanique.

La turbine est reliée au compresseur par un axe central. Lorsque la turbine tourne à cause des gaz d'échappements qui frappent ses ailettes, le compresseur tourne également afin de compresser de l'air.

Le principal rôle de la turbine est donc de faire tourner le compresseur. Il y a donc plusieurs turbines pour assurer la rotation des différents compresseurs (voir la figure. II -11). [14]

❖ *Echappement*: Influence par la perte de charge qui est créée par tous les éléments en aval : diffuseur d'échappement (de 0,5 à 1 %), grille de tranquillisation (0,5 %), système de réchauffe des gaz (0,3%), chaudière, vannes et coudes, cheminée. [14]

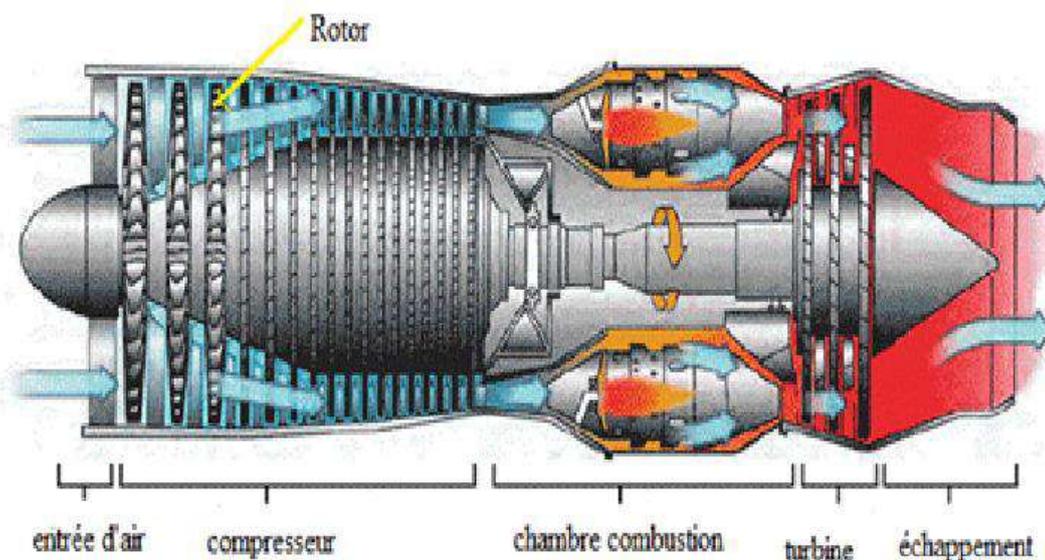


Figure (II .11) : Coupe annotée d'une turbine à gaz.

II-3-2 Types de turbine à gaz

La turbine à gaz peut comporter une ou deux lignes d'arbre pour l'ensemble des éléments tournants :

1) *Turbine mono-arbre* : Le compresseur et les sections de la turbine sont montés sur un même arbre ce qui permet de tourner à la même vitesse, ce type est utilisé pour les applications qui n'ont pas besoin des variations de vitesse telle que l'entraînement des génératrices pour production de l'électricité, (voir la figure. II -12). [15]

2) *Turbine bi-arbre* : Contrairement à la turbine à gaz a un seul arbre, les deux sections de la turbine ne sont pas reliées mécaniquement ce qui leur permette de tourner à des vitesses différentes ce type est utilisé dans les applications qui demandent une large variation de vitesse tel qu'entraînement des compresseurs, (voir la figure. II -13). [15]

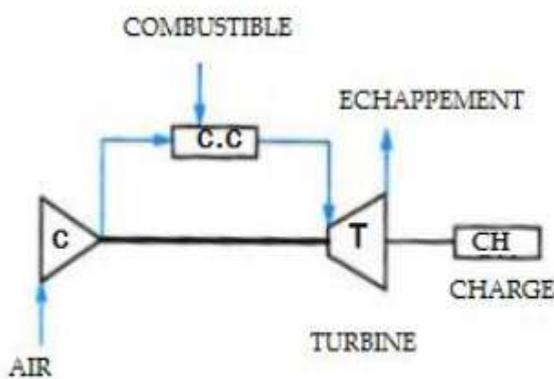


Figure (II .12) : Turbine à gaz mono-arbre

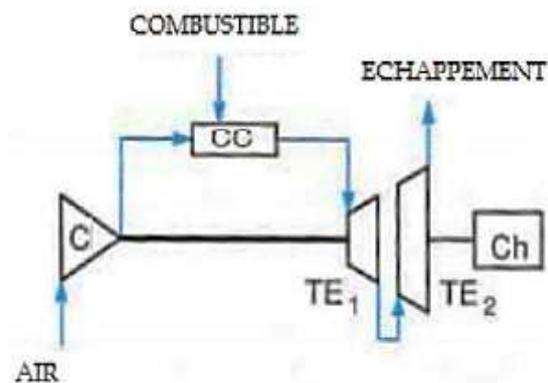


Figure (II .13) : Turbine à gaz bi-arbre

II-3-3 Principe de fonctionnement

Le compresseur (C), constitué d'un ensemble de roues munies d'ailettes, comprime l'air ambiant extérieur (E), simplement filtré, jusqu'à 10 à 15 bars, voir 30 bars pour certains modèles. Du gaz (G), ou un combustible liquide atomisé, est injecté dans la chambre de combustion (Ch) où il se mélange à l'air comprimé et s'enflamme, (voir la figure. II -14). [14]

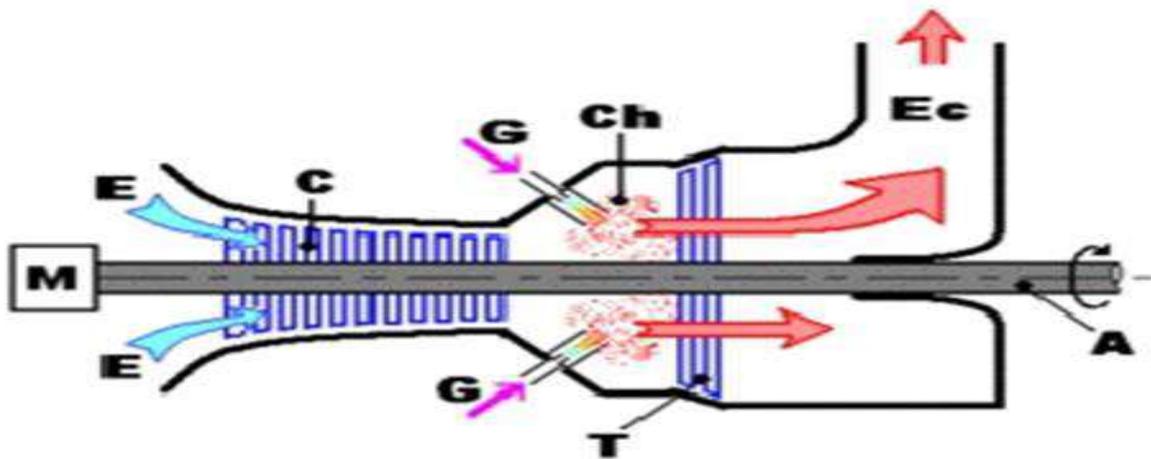


Figure (II .14) : Coupe longitudinale d'une turbine à gaz.

Les gaz chauds se détendent en traversant la turbine (T), ou l'énergie thermique des gaz chauds est transformée en énergie mécanique, la dite Turbine est constituée d'une ou plusieurs roues également munies d'ailettes et s'échappent par la cheminée (Ec) à travers un diffuseur. Le mouvement de rotation de la turbine est communiqué à l'arbre (A) qui actionne d'une part le compresseur, d'autre part une charge qui n'est autre qu'un appareil (machin) récepteur, (pompe, alternateur...) accouplé à son extrémité droite. Pour la mise en route, on utilise un moteur de lancement (M) qui joue le rôle de démarreur. Le réglage de puissance et de la vitesse de rotation est possible en agissant sur le débit de l'air en entrée et sur l'injection du carburant. [14]

III-Description des deux turbines à gaz (MS 5002C) et (MAN THM 1304)

III-1- Description de la turbine à gaz MS 5002 C

La turbine à gaz à deux arbres à entraînement mécanique modèle série 5002 c est une machine utilisée pour entraîner un compresseur centrifuge de charge. L'extrémité avant du socle de la turbine à gaz comprend une chambre d'admission de l'air et le conduit contenant le silencieux à l'entrée qui affaiblit le bruit haute fréquence et un séparateur air inertiel éliminant les matières étrangères avant l'admission de l'air dans la turbine..(Fige II-15). [15]



Figure (II.15) : Turbine à gaz MS 5002C.

III-1-1 Caractéristiques de la turbine à gaz MS5002C

Marque.....Générale électrique
 Turbine à gaz série du model.....MS5002C
 Application du turbin.....entrainement mécanique d'un compresseur
 Cycle..... Simple
 Rotation de l'arbresens inverse d'horloge
 Type de fonctionnement..... continue
 Vitesse de l'arbre..... 5100 tr/m pour HP – 4900tr/m pour BP
 Commande..... Mark V SPEEDTRONIC système de commande électronique solide

• Section compresseur

Nombre d'étages de compresseur..... 16
 Type de compresseur..... écoulement axiale série lourd
 Plan de joint.....bride horizontale
 Type des aubes directrices à l'entrée..... Variable

• Section turbine

Nombre d'étages de turbine.....2 (deux arbres)
 Plan de joint..... horizontale
 Directrice (Tuyère) de 1er étage..... surface fixe
 Directrice (Tuyère) de 2ème étage..... Surface variable

• Section de combustion

Type..... 12 chambres de combustion; flux inverse
 Configuration des chambres..... Concentrique autour du compresseur
 Combustible..... gaz naturel
 Bougies d'allumage..... 2 types d'électrode à injection-ressort auto rétractant
 Détecteur de flamme..... 4 type ultraviolet

• **Données nominales de la plaque**

Puissance..... 28337 KW
 Température d'admission..... 15°C ou 288 K
 Pression d'échappement..... 1,013 Bars
 Rendement thermique..... ≈ 28%

• **Ensemble palier**

Nombre de palier Quatre

• **Système de lubrification**

Lubrifiant..... A base de pétrole
 Capacité totale..... 23530 Litres
 Pression sur les appuis..... 1,72 Bars
 Pompes de graissage..... Trois

III-1-2 Sections principales d'une turbine à gaz MS 5002C [16]

Les principaux composants d'une turbine à gaz MS 5002C

❖ Section de compression

Le compresseur à flux axial comprend le rotor du compresseur et le corps qui comporte seize (16) étages de compression, nombre d'autres variables de la directrice et deux déflecteurs de sortie.

L'air pénètre le compresseur axial et s'écoule dans le sens de l'axe de l'arbre à travers des rangées d'ailettes fixes (stator) et rotatives (rotor) et ainsi comprimé par étapes successives. L'aubage du rotor fournit l'énergie nécessaire à la compression de l'air dans chacun des étages et l'aubage fixe du stator le dirige de sorte à ce qu'il pénètre dans le prochain étage du rotor sous un certain angle L'air comprime sort par le corps de refoulement du compresseur et entre dans l'enveloppe et les chambres de combustion. L'air du compresseur sert également à refroidir la turbine et pour l'étanchéité huile de graissage des paliers.

Le compresseur axial est composé des éléments suivants :

a) **Rotor du compresseur**

Le rotor du compresseur est un assemblage composé de 16 roues, d'un arbre fusé de boulons et de l'aubage (voir fig. II.16). Chaque roue comporte des rainures brochées dans lesquelles s'insèrent les aubes et sont maintenues en place dans le sens axial par des entretoises, elles-mêmes bloquées à chaque extrémité des rainures.

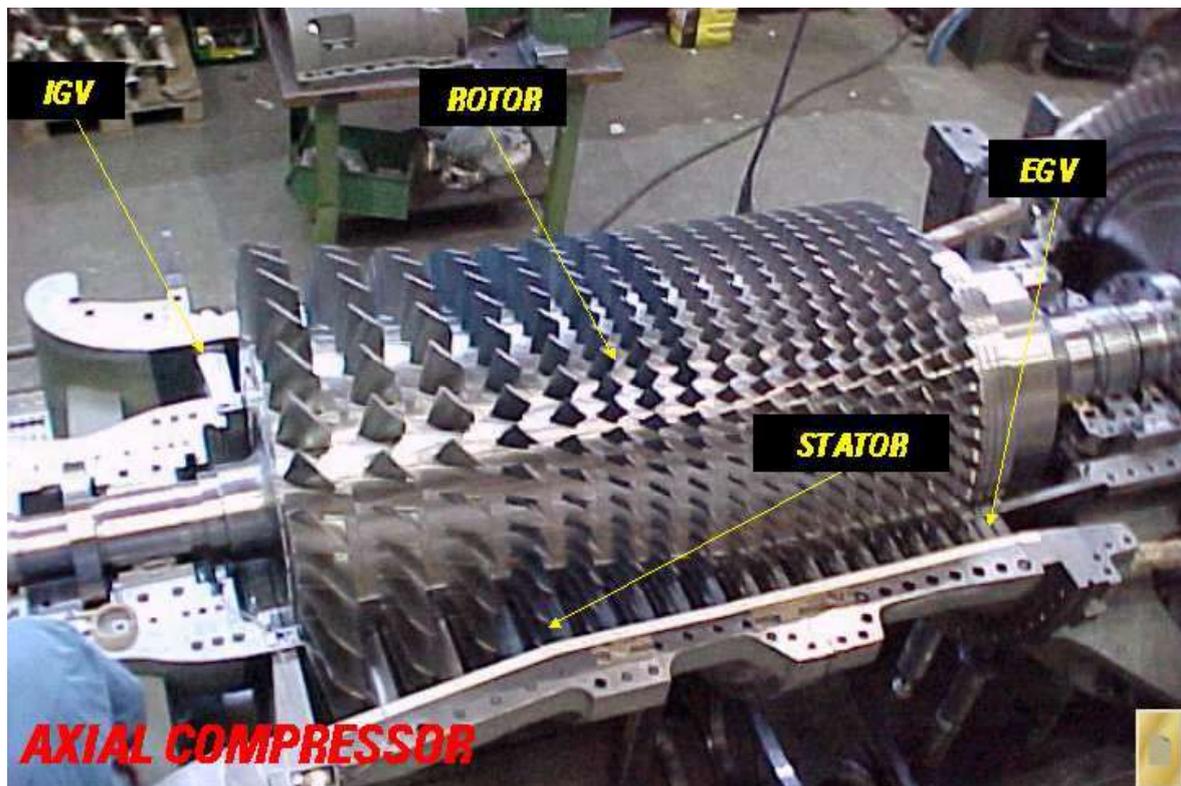


Figure (II.16) : Rotor du compresseur

b) **Stator du compresseur**

Le stator du compresseur comprend trois sections principales :

- **Corps d'admission du compresseur**

Le corps d'admission a pour fonction de diriger l'air de manière uniforme dans le compresseur. Il abrite le palier No.1 (voir fig. II.18) ainsi que l'aubage directeur d'admission (IGV: Inlet Guide Vanes) qui est actionné par le système d'huile hydraulique. En variant l'angle des IGV, le débit d'air peut être dirigé vers la première rangée d'ailettes du compresseur et cela avec des débits d'air variables.

Les IGV permettent à la turbine d'accélérer rapidement et en douceur sans pompage du compresseur évitant ainsi les pulsations qui sont dues à l'inversion du flux d'air à l'entrée du compresseur qui peuvent provoquer des détériorations de la turbine.

Au démarrage les IGV sont complètement fermées, (44°) pour un apport minimal d'air de purge, quant au système de soutirage du 10ème étage il est ouvert. Ensuite elles commencent à s'ouvrir (voir fig. II.17) pour réguler le débit d'air selon les besoins de la turbine (à 95% de la vitesse du compresseur).

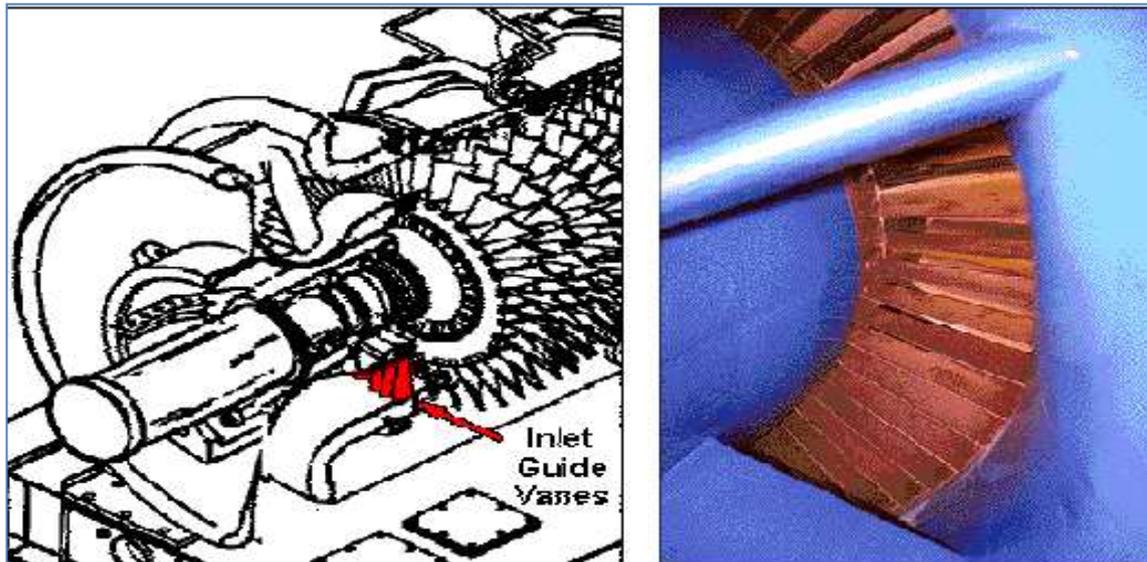


Figure (II.17) *Commande des IGV*

- Corps avant du compresseur

Le corps avant du compresseur contient les dix premiers étages du stator du compresseur (numérotés de zéro à neuf) (voir fig. II.18). 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.

Les aubes du stator situées dans le corps avant du compresseur sont montées dans des segments demi-circulaires rainurés. L'ensemble aubes et segments du stator sont alors montés dans des rainures usinées dans la paroi du corps d'admission.

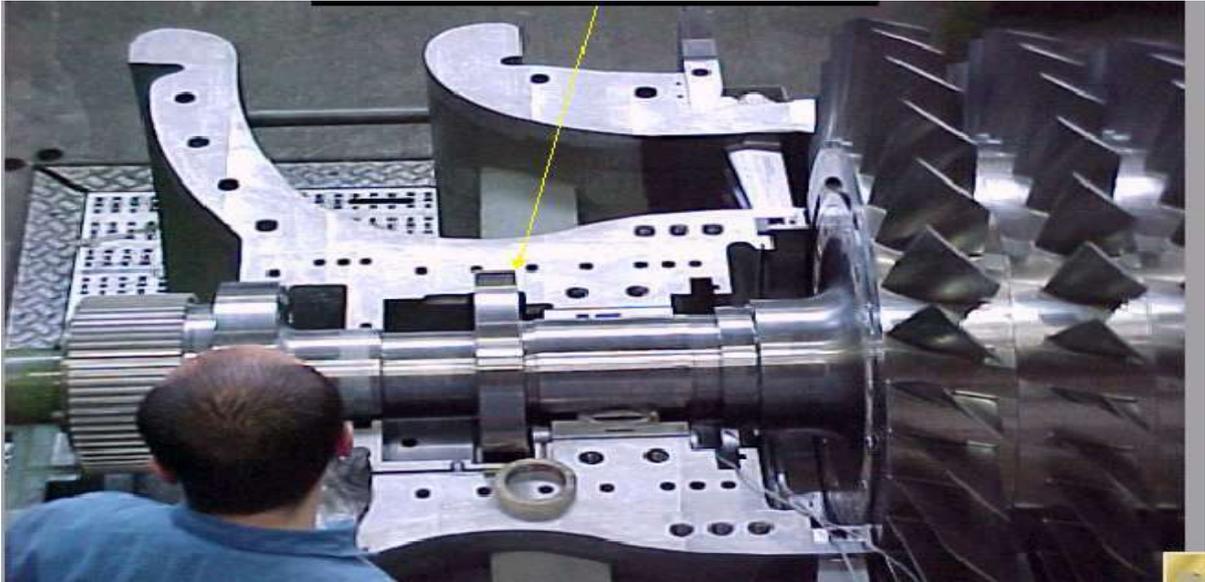


Figure (II.18) : *Corps avant du compresseur*

- Corps de refoulement du compresseur

Le Corps de refoulement du compresseur constitue la partie finale du compresseur, c'est le corps le plus long. Il a pour fonction d'équilibrer les pompages du compresseur, de former les parois interne et externe du diffuseur, de relier le compresseur aux stators de la turbine et sert également de support à la tuyère de la turbine de première étage. Le corps de refoulement du compresseur contient les six derniers étages (de dix à quinze).

Il abrite aussi le palier N°2. A la sortie du compresseur la vitesse de l'air est trop élevée pour une combustion optimale. Pour cela l'enveloppe inclut un diffuseur qui va diminuer progressivement la vitesse de l'air. Le diffuseur inclut des ailettes fixes EGV (Exit Guide Vanes) pour diriger le flux d'air vers les chambres de combustion. [16]

- Aubages

Les aubes du stator et rotor sont conçues suivant les théories de l'aérodynamisme (profils aérodynamiques) et disposées de sorte à avoir un taux de compression efficace (voir fig. II.19). La vitesse de l'air est constante à travers le compresseur (max. 332m/s). Le taux de compression est le même d'étage à étage.



Figure (II.19) : Aubes du rotor

❖ Section combustion

La section combustion comporte les éléments suivants :

a. Enveloppe de combustion

L'enveloppe de combustion recouvre les chambres de combustion et les pièces de transition (voir fig. II.20). Elle reçoit l'air à partir du compresseur axial et le transmet aux chambres de combustion.

b. Chambres de combustion

Les chambres de combustion sont au nombre de 12 elles sont du type à débit inversé et sont installées à l'intérieur de l'enveloppe de combustion (voir fig. II.20). Elles ont la forme de cylindres individuels ou tubes à feu. Des brûleurs sont installés au niveau de chaque chambre de combustion où l'air principal de combustion est mélangé au combustible et injectés dans les chambres. L'autre partie pénètre par des trous au niveau des tubes à feu.

Le mélange combustible / air est allumé grâce à deux bougies du type à ressort auto rétractible et sont installées au niveau de deux chambres (N°9 et 10) de combustion (voir fig. II.21). Les chambres de combustion sont aussi munies de regards qui permettent d'observer la flamme. L'allumage est nécessaire seulement au démarrage, la flamme est ensuite self-maintenue. Les chambres de combustion sont généralement reliées par des tubes à feu croisés pour stabiliser et propager la flamme aux autres chambres de combustion. Les courants d'air rapides traversant le brûleur peuvent éteindre la flamme ; les brûleurs sont donc protégés par une enveloppe sous forme de cylindre perforé.

Les systèmes de combustion des turbines modernes sont très complexes. Les hautes températures de combustion offrent de bons rendements mais nécessitent des matériaux

spéciaux et des systèmes de refroidissement adéquats pour avoir des durées de vies acceptables. [16]



Figure (II.20) : *Enveloppe de combustion*

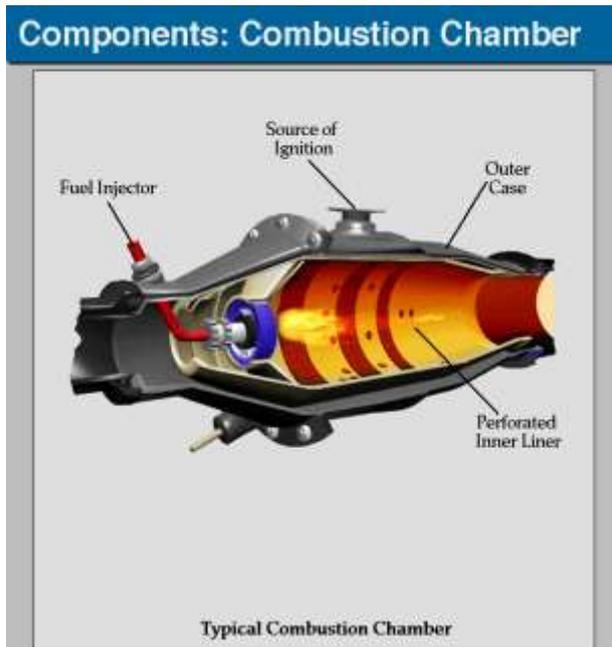


Figure (II.21) : *Chambre de combustion*

c. Pièces de transition

Les pièces de transition relient les chambres de combustion à l'ensemble de tuyère de premier étage (voir fig. II.22). Les gaz chauds qui résultent de la combustion sont dirigés vers l'ensemble de tuyère de premier étage via les pièces de transition.

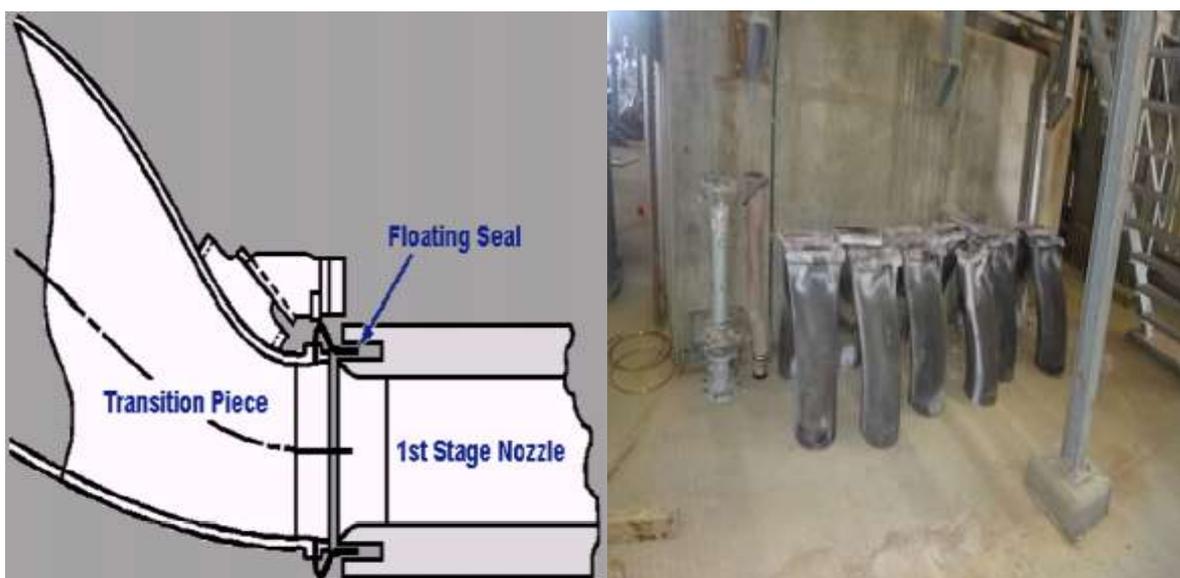


Figure (II.22) : *Pièces de transition*

d. Brûleurs, bougies et détecteurs

Le combustible est envoyé aux chambres de combustion par quantités mesurée à l'aide d'un injecteur. Celui-ci est monté sur le couvercle de la chambre et pénétrant dans la chemise.

La combustion du mélange de combustible et d'air est déclenchée par des bougies avec électrodes rétractiles. Deux bougies sont installées dans chacune des deux chambres de combustion (N°9 et N°10) et reçoivent l'énergie à partir des transformateurs d'allumage.

Les autres chambres sans bougies sont allumées à travers les tubes foyer d'interconnexion.

Un système de capteur de flamme à ultraviolet est installé au niveau de deux chambres de combustion adjacentes. Chaque capteur contient un détecteur rempli de gaz. Ce gaz est sensible à la présence des radiations ultraviolettes émises par la flamme (voir Fig. II.23).

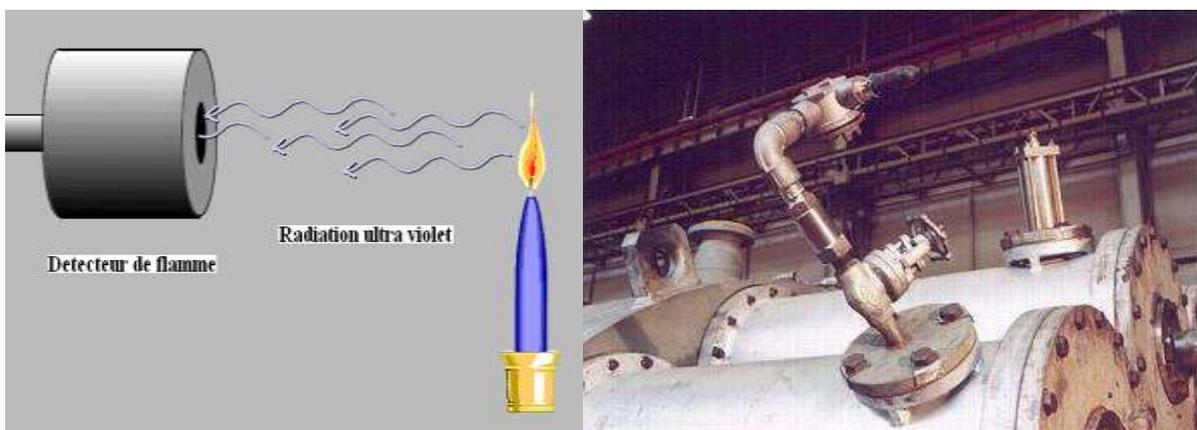


Figure (II.23) : Détecteur de flamme

❖ Section Turbine

La section turbine est la partie où les gaz chauds venant de la section combustion sont convertis en énergie mécanique. Cette section comprend les éléments suivants :

1. Corps de turbine : C'est l'élément structurel principal de la turbine car il contient tous les organes qui constituent la voie d'écoulement des gaz depuis les chambres de combustion à travers les roues jusqu'à l'échappement

2. Tuyère 1ère étage : Les gaz chauds à haute pression quittant les chambres de combustion passent par une pièce de transition et sont dirigés vers les aubes de la roue HP via la tuyère 1ère étage (voir fig. II.24). La tuyère comprend les segments d'aube directrice montés dans une bague de retenue, soutenue dans la veine des gaz chauds par un dispositif de fixation. Les tuyères sont soumises à des températures très élevées ce qui nécessite leur fabrication à partir d'alliages spéciaux, elles sont aussi refroidies avec de l'air de combustion.



Figure (II.24) : *Tuyère 1ère étage*

3. Tuyères 2^{ème} étage : La tuyère du second étage se compose d'aubes formant une directrice à angles variables dans l'espace circulaire de la veine des gaz chauds. Elle est insérée juste avant la roue BP, Ces aubes peuvent être variées en même temps grâce à un mécanisme qui comporte une bague de commande qui tourne sous l'action d'un cylindre hydraulique. [17]



Figure (II.25) : *Tuyères 2ème étage*

4. Roues de turbine : La turbine comprend 2 roues :

- La roue de turbine HP qui entraîne le compresseur axial et qui est directement boulonnée sur le demi arbre arrière du rotor du compresseur de manière à former un rotor haute pression. Ce rotor HP est soutenu par deux paliers N°1 et N°2 (voir fig. II.26)
- La roue de turbine BP qui entraîne la charge (compresseur centrifuge) et qui est directement boulonnée sur un arbre pour former le rotor de turbine basse pression. Ce rotor BP est soutenu par deux paliers N°3 et N°4 (voir fig. II.27).

Les 2 roues sont positionnées en ligne dans la turbine, mais sont mécaniquement indépendantes l'une de l'autre. Elles ont des aubes à queues longues coulées avec précision, et sont refroidies par l'air extrait du 10ème étage et par l'air de fuite d'étanchéité HP. Le volume de gaz augmente quand sa pression diminue en traversant la roue de turbine HP.

Pour cela les pâles ou ailettes de la roue BP sont plus grandes que celles de la roue HP.

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



Figure (II.26) : Roue de turbine HP

Figure (II.27) : Roue de turbine BP

5. Paliers : La turbine à gaz possède 4 paliers portants principaux de type à patins oscillant qui supportent le rotor du compresseur axial et celui de la turbine ainsi qu'un palier de butée prévus pour supporter les charges de poussée engendrées sur les surfaces rétorques de la turbine à gaz :

- Palier N°1 : se trouve dans le corps d'admission du compresseur axial
- Palier N°2 : se trouve dans le corps de refoulement du compresseur axial
- Paliers N°3 et 4 : supportent le rotor de turbine BP.

III-2-Description de la turbine à gaz MAN THM 1304

La THM est une turbine à gaz à deux arbres qui travaille selon le principe conventionnel et simple de la combustion à une pression constante.

III-2-1- Caractéristiques de la turbine à gaz MAN THM 1304

Marque.....	Générale électrique
Turbine à gaz série du model.....	MAN THM 1304
Application du turbin.....	entraînement mécanique d'un compresseur
Cycle.....	Simple
Rotation de l'arbre	sens inverse d'horloge
Type de fonctionnement.....	continue
Vitesse de l'arbre.....	11000 tr/m pour HP – 9000tr/m pour BP
Commande.....	SIMATIC de la société Siemens

• Section compresseur

Nombre d'étages de compresseur.....	10
Type de compresseur.....	écoulement axiale série lourd
Plan de joint.....	bride horizontale
Type des aubes directrices à l'entrée.....	Variable

• Section turbine

Nombre d'étages de turbine.....	2 (deux arbres)
Plan de joint.....	horizontale

• Section de combustion

Type.....	Deux chambres extérieures
Configuration des chambres.....	Concentrique autour du compresseur
Combustible.....	gaz naturel
Bougies d'allumage.....	Quatre électrodes d'allumage

• Données nominales de la plaque

Consommation calorifique.....	12830KJ/KWH
Rendement.....	34%
Taux de compression.....	14
Débit massique de refoulement.....	45.3KG/S
Température du gaz d'échappement	500°C
Température d'admission.....	15°C ou 288 K
Puissance à l'arbre	13MW

III-2-2 Sections principales d'une turbine à gaz MAN THM 1304

Les principaux composants d'une turbine à gaz MAN THM 1304 :

- Carter d'admission du compresseur
- Compresseur
- Section de combustion

- Section turbine



Figure (II.28) : Turbines à gaz MAN THM 1304

- ❖ Carter d'admission du compresseur

Le carter d'admission du compresseur est réalisé en une pièce avec quatre entretoises creuses reliant le carter intérieur au carter extérieur. Le carter d'admission reçoit le palier avant GG pour loger le rotor. En plus, le carter d'admission comprend 18 aubes statoriques (IGV - Inlet Guide Vane) et un mécanisme pour leur réglage. La première rangée d'aubes statoriques du compresseur GG est réglable sur la THM 1304 et permet de régler le débit d'air (surtout pendant les processus de démarrage et d'arrêt et en fonctionnement à charge partielle). Grâce à la régulation, on obtient un rendement de compresseur GG optimal sur toute la plage de vitesse.

Le mécanisme de réglage est actionné en fonction de la vitesse GG sur initiation de la régulation TAG par un moteur pas à pas à entraînement électrique. [18]



Figure (II.29) : *Carter d'admission du compresseur*

❖ **Compresseur**

Le compresseur de la THM 1304 qui fournit l'air nécessaire à la combustion et au refroidissement est un compresseur axial à 10 étages avec un étage centrifuge et comprend essentiellement les éléments suivants :

- ✓ Carter principal (en 2 éléments),
- ✓ stator (en 2 éléments),
- ✓ rotor axial.

L'air passe par les différents étages du compresseur axial et est ainsi comprimé. Dû à la compression, la température de l'air augmente. La roue centrifuge du rotor compresseur redresse ensuite l'écoulement d'air de 90 degrés et le fait passer par un diffuseur qui réduit la vitesse d'écoulement, pour l'amener dans la chambre de tranquillisation (voir fig. II.30).

La chambre de tranquillisation est formée par le carter du stator de compresseur et le carter principal GG. Ensuite, la plus grande partie de l'air y contenu parvient dans les chambres de combustion par l'intermédiaire de deux coudes. L'air résiduel est acheminé par des veines et trous pour refroidir la turbine HP qui entraîne le rotor du compresseur. [18]

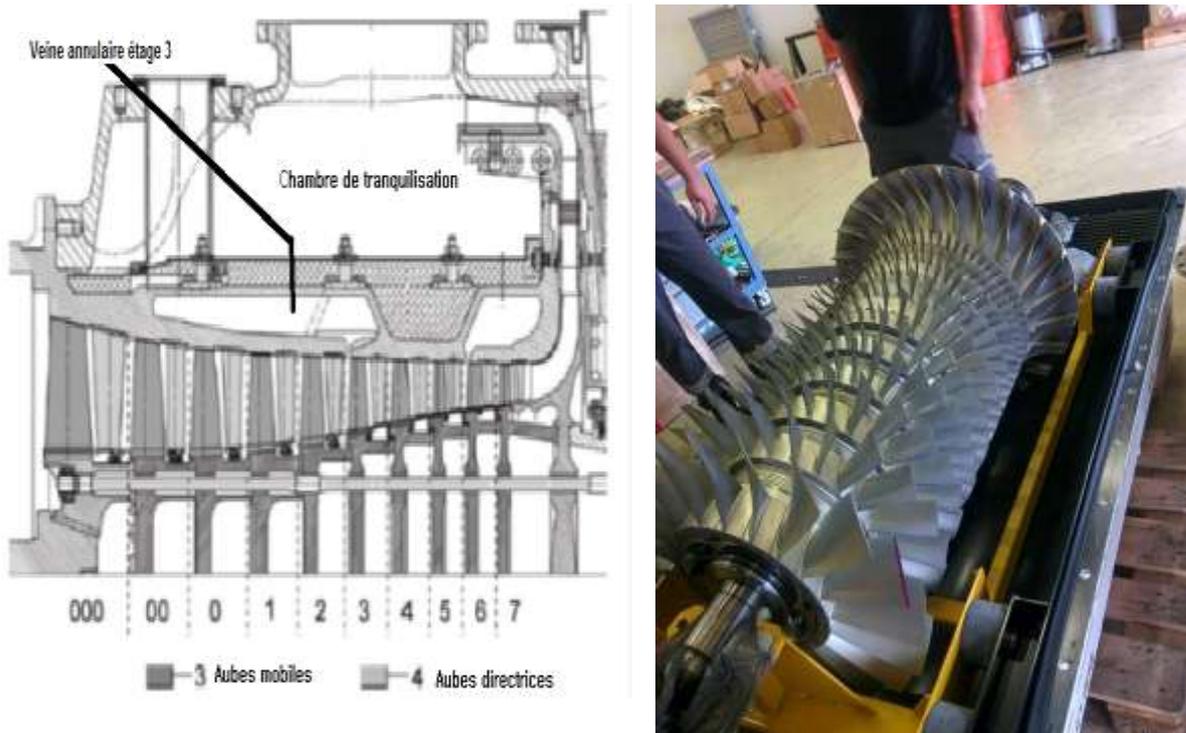


Figure (II.30) : Construction du compresseur et numérotage des étages

❖ Section de combustion

La section combustion comporte les éléments suivants

✚ Corps de chambre de combustion

Le corps de chambre de combustion se compose de l'enveloppe de chambre et de la calotte de chambre de combustion. Le corps de chambre de combustion représente le carter extérieur conducteur de pression de la chambre de combustion. L'enveloppe de chambre supporte et centre le tube à flamme situé à l'intérieur et conduit l'air du compresseur au brûleur qui se trouve dans la calotte de la chambre de combustion.

Dans la partie inférieure conique du corps de chambre de combustion est soudé le coude d'admission par lequel passe l'air du compresseur pour arriver dans la chambre de combustion.

✚ Tube à flamme

Le tube à flamme délimite l'espace de la génération, du mélange et de la transmission des gaz de combustion. C'est dans le tube à flamme que se déroule la combustion proprement dite. Les gaz chauds sont acheminés au tube mélangeur aval.

Le tube à flamme ouvert en bas se compose de la calotte de tube à flamme et de l'enveloppe extérieure cylindrique avec revêtement céramique sous forme de pierres. Celles-ci reposent ensemble en sens vertical sur un anneau-support de pierres refroidi et sont tenues par paire en sens horizontal moyennant des supports de pierres à ressort.

✚ Tube mélangeur

Le tube mélangeur en une pièce conduit les gaz chauds sortant du tube à flamme au manche à gaz sous-jacent qui rassemble les flux de gaz chauds des deux chambres de combustion et les conduit à la grille directrice d'entrée de la turbine HP.

✚ Brûleur hybride

Le brûleur hybride est relié avec la calotte de la chambre de combustion et dépasse dans une ouverture centrale du tube à flamme ou du fond de tube à flamme avec la grille diagonale. L'étanchéité entre le brûleur hybride et le fond du tube à flamme est assurée à l'aide d'un segment de piston.

- Les injecteurs de brûleur de diffusion pour le fonctionnement des brûleurs de diffusion,
- Les injecteurs de brûleur de pré mélange pour le fonctionnement des brûleurs de pré mélange
- Les injecteurs de brûleur pilote pour la stabilisation des flammes de Pré mélange dans la zone à faibles rapports d'air – combustible.

Le brûleur hybride est relié avec la calotte de la chambre de combustion et dépasse dans une ouverture centrale du tube à flamme ou du fond de tube à flamme avec la grille diagonale. L'étanchéité entre le brûleur hybride et le fond du tube à flamme est assurée à l'aide d'un segment de piston.

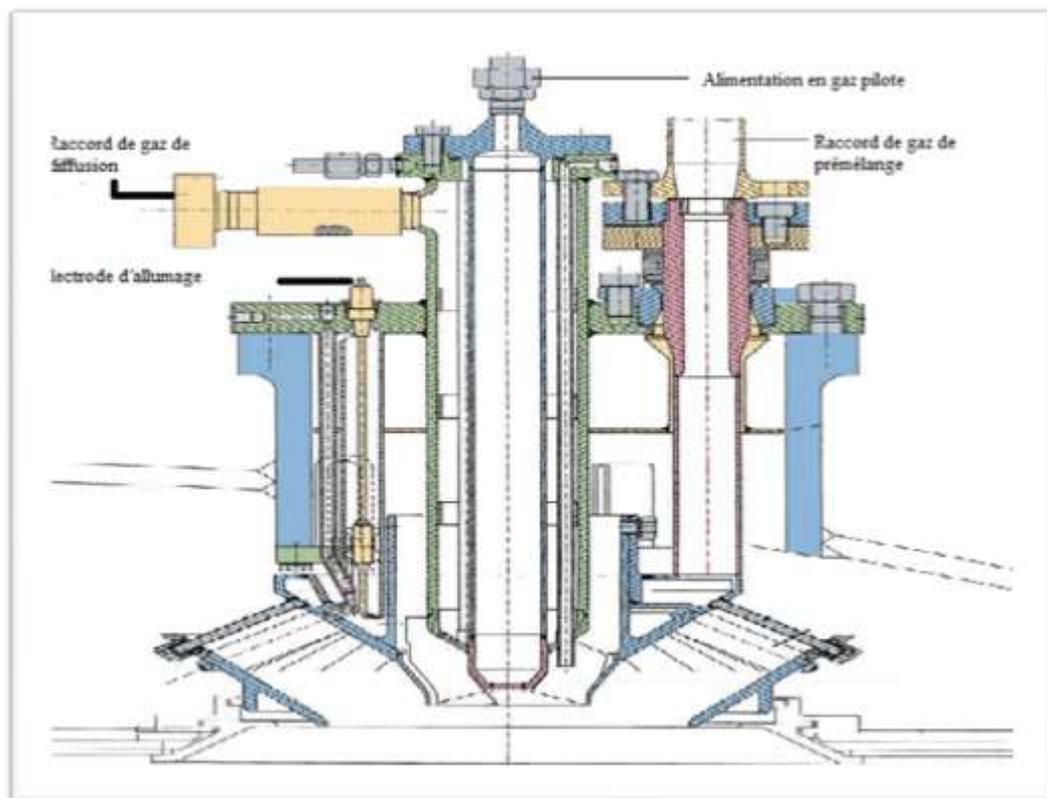


Figure (II.31) : Brûleur hybride

✚ Electrode d'allumage

Le gaz d'allumage est soutiré du système de gaz combustible. Il entre par un raccord situé sur la bride du support de brûleur (rep. 3) et passe par le trou d'injecteur (rep. 4) pour arriver dans le tuyau conducteur de gaz (rep.6). Dans la bride du support de brûleur se trouve un obturateur sur le raccord de gaz d'allumage. Le gaz d'allumage est allumé par une étincelle d'allumage (rep.1) à l'ouverture du tuyau conducteur de gaz. L'étincelle d'allumage est générée par la tension d'allumage (5000 V) entre l'électrode d'allumage et le bout du tube de guidage d'électrode, qui sert en même temps d'électrode de masse, et est disponible pendant la durée complète. Au bout de l'électrode d'allumage (rep. 2) la flamme d'allumage sort de l'appareil d'allumage et allume le gaz combustible qui s'échappe du brûleur de diffusion.

Pour une étincelle d'allumage optimale, il faut strictement observer la distance prescrite entre l'électrode d'allumage et l'électrode de masse. La douille de guidage (rep. 8) sert à régler cette distance. [18]

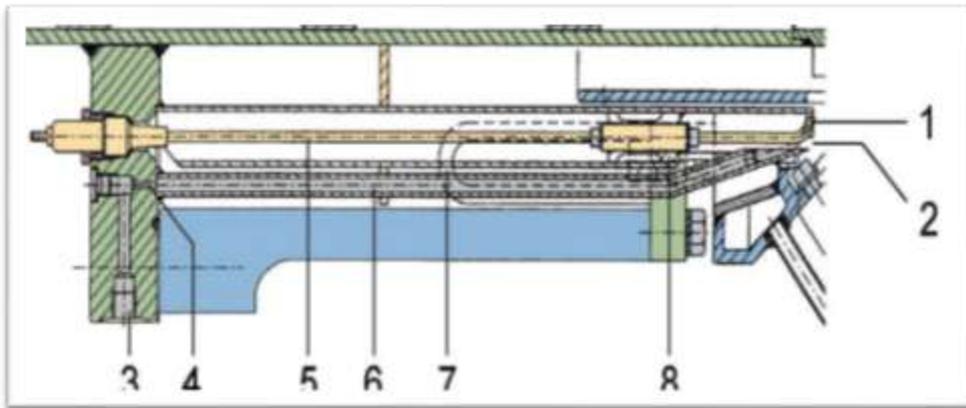


Figure (II.32) : *Electrode d'allumage*

✚ Manche à gaz

Le manche à gaz amène les gaz d'échappement chauds en provenance de la chambre de combustion dans la turbine HP. A l'extérieur, le manche à gaz est refroidi à l'air qui a été amené auparavant dans les chambres de combustion, en passant par la chambre de tranquillisation, pour refroidissement des tubes à flamme. Un raccordement de drainage se trouve dans la partie inférieure du manche à gaz. [18]



Figure (II.33) : Manche à gaz

❖ Section turbine

I. Turbine HP

La turbine HP du générateur de gaz (une turbine à contre-pression à deux étages et flux axial) comprend les éléments suivants :

- Stator HP1,
- Rotor de turbine HP
- Stator HP2 (en 2 pièces, plan de joint vertical).

- *Stator HP1* : Le stator HP1 en une pièce, qui est centré sur le carter principal GG au moyen de 8 boulons, se compose d'un anneau porteur intérieur et d'un anneau porteur extérieur ainsi que d'aubes directrices HP1. L'anneau intérieur est vissé avec le manche à gaz et l'anneau extérieur avec le carter principal GG.

- *Rotor de turbine HP* : Le rotor de turbine HP comprend deux disques et les aubes mobiles HP1 et HP2 qui sont placées dans des logements en forme de sapin. [18]

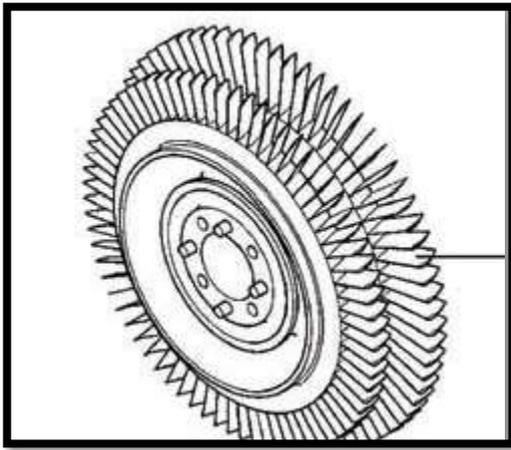


Figure (II.34) : Rotor de turbine HP

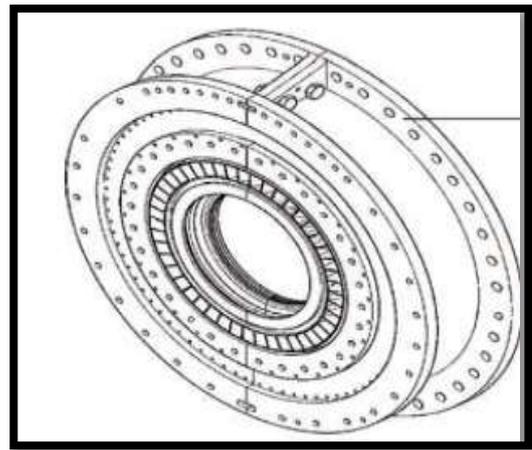


Figure (II.35) : Carter de stator HP2

II. Turbine BP

La turbine BP est une turbine à contre-pression à deux étages et flux axial qui convertit l'énergie contenue dans les gaz d'échappement du générateur de gaz en un mouvement de rotation et transmet celui-ci à la machine opératrice par l'intermédiaire de l'accouplement petite vitesse.

La turbine BP se compose des éléments suivants :

1. Stator BP1,
2. Stator BP2,
3. Rotor de turbine BP,
4. Arbre turbine BP
5. Carter principal BP

La figure (II.36) montre la construction modulaire de la turbine BP.

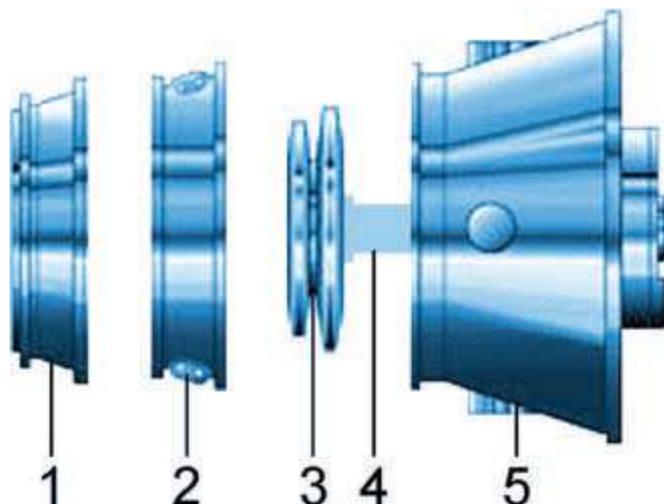


Figure (II.36) : Construction modulaire de la turbine libre

IV- Conclusion

On a constaté qu'il existe plusieurs types des turbines a gaz selon ses exploitation et ses fonctionnements. Donc on a fait une étude descriptive et comparative pour les des deux turbines concernées, (MS 5002C) et (MAN THM 1304) qui sont installées à Rhourde Nous. Apparemment Elles comportent des parties techniques communes et d'autres qui sont différentes soit en désigne soit en mécanisme thermodynamique. Dans le chapitre 3, nous leurs ferons une étude thermodynamique.

Chapitre III

Etude thermodynamique de deux turbines à gaz

MS 5002C et MAN THM1304

I-Introduction

A partir de la fiche technique et les données du constructeur et des données expérimentales des deux turbines MS5002C et MAN THM1304, on va déterminer le rendement de chacune d'elle ainsi le pourcentage d'émission des gaz à l'aide des formules thermodynamiques dans des conditions opératoires avec des températures et débit réels.

II- Etude thermodynamique

Les Cycles thermodynamique réel et théorique représentées par la figure (III-2) correspondent au schéma de la figure (III-1) des deux turbines à gaz MS5002C et MAN THM1304.

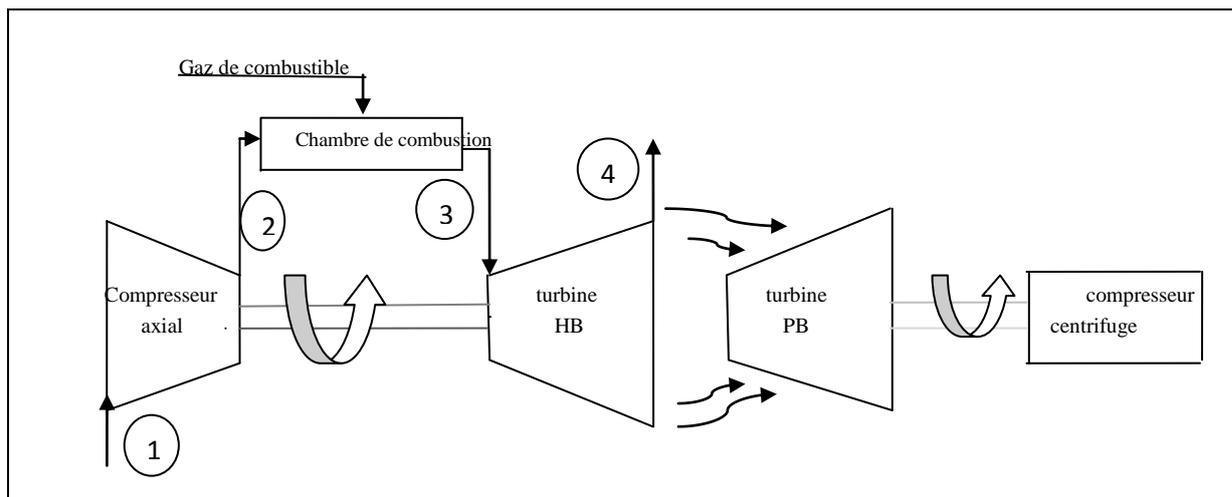
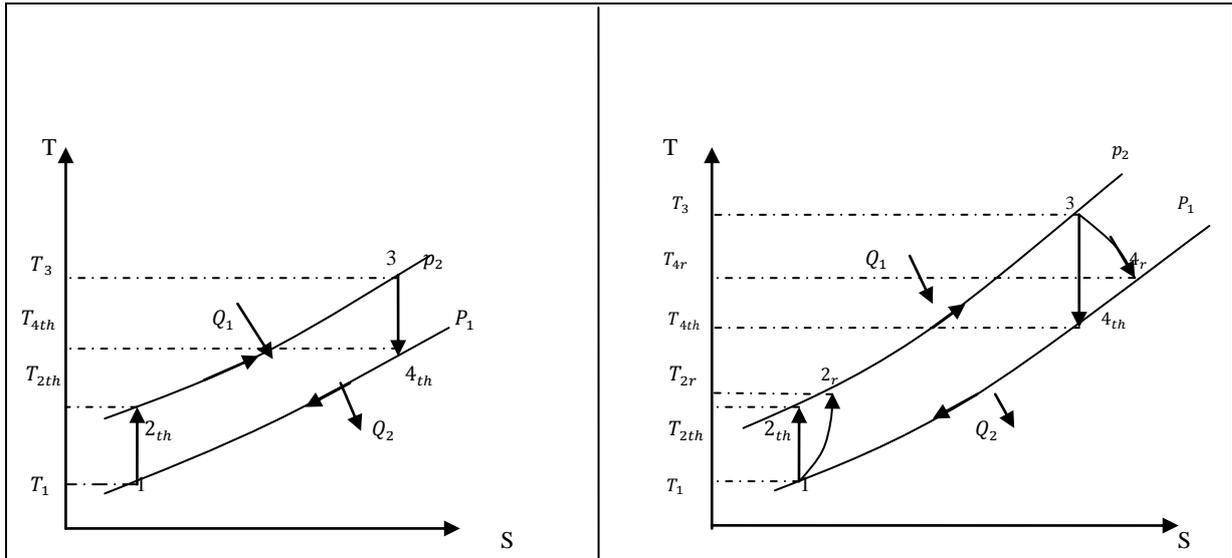


Figure (III.1) : Turbine à gaz



a- Cycle théorique

b- Cycle réel

Figure (III.2) : Cycle théorique et réel

Avec :

- 1-2 Compression isentropique
- 2-3 Combustion isobare
- 3-4 Détente isentropique
- 4-1 Echappement isobare

Pour l'étude thermodynamique, on considère que le système est isentropique afin d'utilisée ces équations et pour faciliter les calculs pour les deux machines. On utilise aussi le même combustible pour les deux installations, où nous avons comme données :

- $Y'_{i\ mol}$: Fraction molaire du constituant dans le gaz (expérimental).
- M_i : Masse molaire de chaque constituant.
- PCI : Pouvoir calorifique inférieur de chaque constituant de gaz.

Le poids moléculaire moyen du gaz combustible :

$$PM_{moy} = \sum M_i \times Y'_{i\ mol} \tag{III-1}$$

Fraction Massique :

$$Y'_{i\ massique} = \frac{(M_i \times Y'_{i\ mol})}{\sum (M_i \times Y'_{i\ mol})} \tag{III-2}$$

Pouvoir calorifique inférieur moyen :

$$PCI_{mol} = \sum PCI_i \times Y'_{i\ mol} \tag{III-3}$$

Les valeurs données et calculées sont affichées dans le tableau ci-dessous :

Tableau (III-1) : Composition et caractéristique du gaz de combustion

Constitution de gaz	$Y'_{i \text{ mol}}$	Masse molaire M_i (kg/kmol)	$M_i \times Y'_{i \text{ mol}}$	$Y'_{i \text{ massique}}$	PCI (kcal/m ³)	PCI $\times Y'_{i \text{ mol}}$ (kcal/m ³)
CH ₄	0,8354	16	13,37	0,682	8570	7159,37
C ₂ H ₆	0,0774	30	2,32	0,118	15408	1192,58
C ₃ H ₈	0,0138	44	0,61	0,031	22284	307,52
iC ₄ H ₁₀	0,0022	58	0,13	0,007	29511	64,92
nC ₄ H ₁₀	0,0019	58	0,11	0,006	29643	56,32
iC ₅ H ₁₂	0,0004	72	0,03	0,0015	37917	15,17
nC ₅ H ₁₂	0,0002	72	0,01	0,0007	38049	7,61
nC ₆ H ₁₄	0,0001	86	0,01	0,0004	46518	4,65
C ₇₊	0,0007	100	0,07	0,0004	57896	40,53
N ₂	0,0073	28	0,20	0,010	00	0,00
CO ₂	0,0623	44	2,74	0,140	0	0,00
	1		$PM_{moy}=19,6$			$PCI_{moy}=8865,38$

II-1 Etude de la turbine MS 5002C

II-1-1 Caractéristiques de la turbine MS 5002C

Le tableau (III-2) donne les paramètres de fonctionnement de la turbine MS5002C donnés par le constructeur dans les conditions ISO:

Tableau (III-2) : Paramètre de fonctionnement de la turbine MS 5002C

Puissance	KW	28340
Puissance de chauffe	KW	12308
T ₃ max	°C et K	966 – 1239
T ₄ max	°C et K	582 – 855
Excès d'air E	%	300 – 500
Le taux de compression P ₂ /P ₁		6 – 7
Débit d'air à 15°C	Kg/h	447480
Débit de combustible	Kg/h	7200
Débit d'air de refroidissement	Kg/h	12000
Pouvoir calorifique inférieur (PCI)	Kcal/kg	10835
Masse volumique de fuel gaz	Kg/m ³	PM _{moy} =18,91kg/kmol : ρ = 0.89 PM _{moy} =20kg/kmol : ρ = 0.84
Rendement de la chambre de combustion	%	98
Rendement du compresseur axial	%	88
Rendement de détente	%	90
Rendement total de la turbine	%	28.8
δ de l'air		1.4

II-1-2 Données du problème

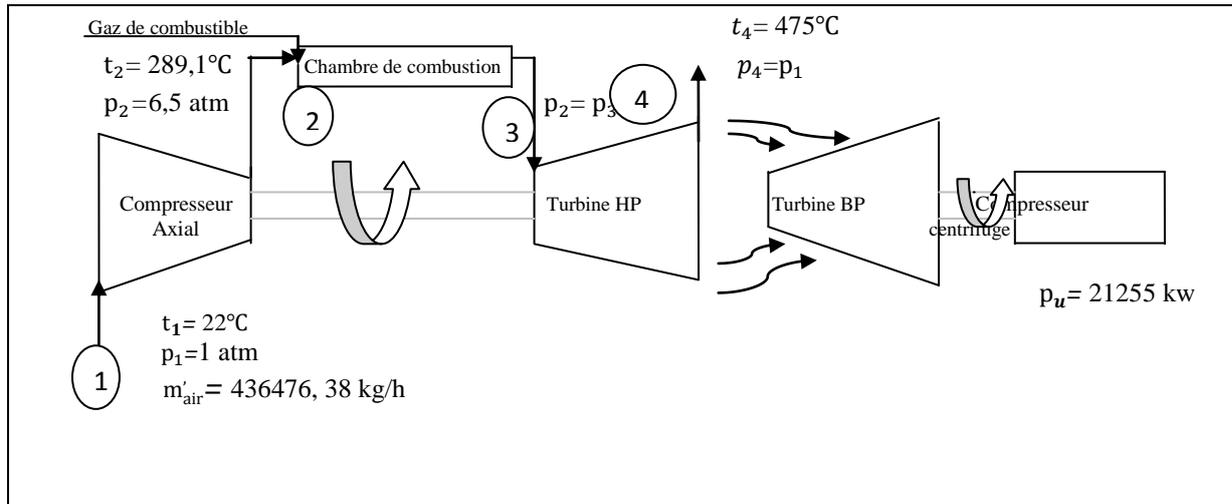


Figure (III.3) : Schéma des données du problème de la turbine MS 5002C

II-1-3 Calcul du rendement η_{ca} du compresseur axial et la puissance totale de la turbine P_t

✓ Calcule Le rendement η_{ca} :

$$\eta_{Ca} = \frac{T_{2th} - T_1}{T_{2r} - T_1} \tag{III-4}$$

Pour une compression isentropique nous avons :

$$\frac{T_{nth}}{T_{n-1}} = \left(\frac{P_n}{P_{n-1}}\right)^{\frac{\delta-1}{\delta}} = \epsilon^{\frac{\delta-1}{\delta}} \tag{III-5}$$

Avec

$$\epsilon = \frac{P_n}{P_{n-1}} : \text{Taux de compression}$$

$$T_{2th} = T_1 \times \epsilon^{\frac{\delta-1}{\delta}}$$

$$T_{2th} = (22 + 273) \times 6,5^{\frac{0,4}{1,4}}$$

$$T_{2th} = 503,59K \quad t_{2th} = 230,59^\circ C$$

$$\eta_{Ca} = \frac{503,59 - 295}{562,1 - 295}$$

$$\eta_{Ca} = 78\%$$

✓ Calcul de la puissance total de la turbine :

$$P_t = P_u + P_{ca} \quad (\text{III-6})$$

$$P_{ca} = m'_{\text{air}} \times W_{ca} \quad (\text{III-7})$$

Avec :

P_t : Puissance totale.

P_u : Puissance utile.

PCA : Puissance du compresseur axial.

m'_{air} : Débit d'air absorbé par le compresseur axial.

Comme nous avons un piquage de l'air au niveau du 10ème étage pour le refroidissement alors le travail du compresseur axial est comme suite :

$$W_{ca} = W''_{ca} + W'_{ca} \quad (\text{III-8})$$

Avec :

W_{ca} : Travail total du compresseur axial

W''_{ca} : Travail du compresseur axial du 1er jusqu'au 16eme étage

W'_{ca} : Travail du compresseur axial du 1er jusqu'au 10eme étage

$$W''_{ca} = C_{p_{\text{airmoy}}(T_{2r}, T_1)} \times (T_{2r} - T_1) \quad (\text{III-9})$$

La chaleur spécifique massique de l'air et sous la forme suivante: [19]

$$C_{p_{\text{air}}} = \frac{6,713 + 4,697 \times 10^{-4} \times t + 1,147 \times 10^{-6} t^2 - 4,696 \times 10^{-10} \times t^3}{29} \quad (\text{III-10})$$

Avec :

- t : Température de l'air

$$C_{p_{\text{airmoy}}(t_{2r}, t_1)} = \frac{C_{p_{\text{air}}}(t_{2r}) + C_{p_{\text{air}}}(t_1)}{2} \quad (\text{III-11})$$

$$C_{p_{\text{airmoy}}(t_{2r}, t_1)} = \frac{0,2391 + 0,2319}{2}$$

$$C_{p_{\text{airmoy}}(t_{2r}, t_1)} = 0,2353 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kgk}}$$

$$W''_{ca} = 0,2355 \times (289,1 - 22)$$

$$W''_{ca} = 62,90 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} = 262,93 \text{ Kj/Kg}$$

$$W'_{ca} = C_{p_{\text{airmoy}}(t_{pr}, t_1)} \times (t_{pr} - t_1) \quad (\text{III-12})$$

Pour déterminer la température de piquage (T_{pr}) il faut déterminer la pression de piquage (P_p) [20]

On utilise l'équation (III.13) pour calculer la pression inter étage à partir du 16eme étage jusqu'à le 11eme étage.

$$\frac{P_e}{P_{e-1}} = \varepsilon^{\frac{1}{e}} \quad (\text{III-13})$$

Avec e = nombre d'étage du compresseur axial

Pour e = 16

$$\frac{p_{16}}{p_{15}} = \varepsilon^{\frac{1}{16}} = 1,124 \quad \longrightarrow \quad p_{15} = 5,78 \text{ atm}$$

Pour e = 15

$$\frac{p_{15}}{p_{14}} = \varepsilon^{\frac{1}{15}} = 1,13 \quad \longrightarrow \quad p_{14} = 5,10 \text{ atm}$$

Le même calcul fait pour les autres pressions, on aura :

$$p_{13} = 4,46 \text{ atm} \quad p_{12} = 3,86 \text{ atm} \quad p_{11} = 3,34 \text{ atm}$$

Et enfin pour e = 11

$$\frac{p_{11}}{p_{10}} = \varepsilon^{\frac{1}{11}} = 1,18 \quad \longrightarrow \quad p_{10} = p_p = 2,85 \text{ atm}$$

$$T_{pth} = T_1 \times \left(\frac{p_p}{p_1}\right)^{\frac{\delta-1}{\delta}} = (22 + 273) \times \left(\frac{2,85}{1}\right)^{\frac{0,4}{1,4}}$$

$$T_{pth} = 395,89\text{K} \quad t_{pth} = 122,89^\circ\text{C}$$

$$\eta_{ca} = \frac{T_{pth} - T_1}{T_{pr} - T_1} \quad \text{D'où} \quad T_{pr} = \frac{T_{pth} - T_1}{\eta_{ca}} + T_1 \quad (\text{III-14})$$

$$T_{pr} = \frac{395,95 - 295}{0,78} + 295$$

$$T_{pr} = 424,42 \text{ K} \quad t_{pr} = 151,42^\circ\text{C}$$

$$C_{p_{airmoy}}(t_{pr}, t_1) = \frac{C_{p_{air}}(t_{pr}) + C_{p_{air}}(t_1)}{2} \quad (\text{III-15})$$

$$C_{p_{airmoy}}(T_{pr}, T_1) = \frac{0,2348 + 0,2319}{2}$$

$$C_{p_{airmoy}}(T_{pr}, T_1) = 0,2333 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kgk}}$$

$$W'_{ca} = 0,2333 \times (51,42 - 22)$$

$$W'_{ca} = 30,18 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kgk}} = 126,15 \text{ KJ/Kg}$$

✓ Calcul du débit d'air entrant dans le compresseur axial :

On sait que le débit d'air volumique aspiré par le compresseur axial reste constant, seul le débit massique change avec le changement de la masse volumique qui change avec la variation de la température ambiante.

La relation entre la masse volumique et la température est :

$$\rho_{\text{air}}^t = \rho^{t=0} \times \left(\frac{273}{273+t} \right) \quad (\text{III-16})$$

Pour

$$t = 0^\circ\text{C} \quad \rho_{\text{air}} = 1,29 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$t = 15^\circ\text{C} \quad \rho_{\text{air}}^{15} = \rho^0 \times \left(\frac{273}{273+15} \right)$$

$$\rho_{\text{air}}^{15} = \rho^0 \times \left(\frac{273}{273+15} \right) = 1,22 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \quad \rightarrow \quad \rho_{\text{air}}^{15} = 1,22 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\dot{m}_{\text{air}} = \dot{m}_{\text{air v}} \times \rho_{\text{air}}^t \quad (\text{III-17})$$

$$\dot{m}_{\text{air v}} = \frac{\dot{m}_{\text{air}}}{\rho_{\text{air}}^t}$$

$$\dot{m}_{\text{air v}} = \frac{447480}{1,22}$$

$$\dot{m}_{\text{air v}} = 366786,88 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Pour

$$t = 22^\circ\text{C} \quad \rho_{\text{air}}^{22} = 1,29 \times \left(\frac{273}{273+22} \right) = 1,19 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho_{\text{air}}^{22} = 1,19 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\dot{m}_{\text{air total}} = 366786,88 \times 1,19$$

$$\dot{m}_{\text{air total}} = 436476,38 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

$$P_{\text{ca}} = \frac{[(\dot{m}_{\text{air}} \times W''_{\text{ca}}) + (\dot{m}_{\text{air refroidissement}} \times W'_{\text{ca}})] \times 4,18}{3600} \quad (\text{III-18})$$

$$\dot{m}_{\text{air}} = \dot{m}_{\text{air total}} - \dot{m}_{\text{air refroidissement}}$$

$$\dot{m}_{\text{air}} = 436476,38 - 12000$$

$$\dot{m}_{\text{air}} = 424476 \text{ kg/h}$$

$$P_{\text{ca}} = \frac{[(24476 \times 62,90) + (12000 \times 30,18)] \times 4,18}{3600}$$

$$P_{\text{ca}} = 31421,64 \text{ kw}$$

$$P_T = 31421,64 + 21255$$

$$P_T = 52676,64 \text{kw}$$

II-1-4 Calcul de débit du combustible (m_c) [21]

Nous avons

$$P_T = (H_3 - H_4) \times (m_{\text{air}} + m_c) \quad (\text{III-19})$$

$$H_3 = \frac{P_t}{(m_{\text{air}} + m_c)} + H_4 \quad (\text{III-20})$$

On a encore

$$H_3 \times (m_{\text{air}} + m_c) - H_2 \times m_{\text{air}} = (\text{PCI} + H_c) \times m_c \times \eta_{\text{cc}} \quad (\text{III-21})$$

De l'équation (21) on obtient :

$$H_3 = \frac{(\text{PCI} + H_c) \times m_c \times \eta_{\text{cc}} + H_2 \times m_{\text{air}}}{(m_{\text{air}} + m_c)} \quad (\text{III-22})$$

On met (III-20) = (III-22) on aura :

$$m_c = \frac{[P_t + (H_4 - H_2) \times m_{\text{air}}]}{[(\text{PCI} + H_c) \times \eta_{\text{cc}}] - H_4} \quad (\text{III-23})$$

$$H_2 = C_{p_{\text{air}}(t_{2r})} \times t_{2r} \quad (\text{III-24})$$

$$H_2 = 0,2391 \times 289,1$$

$$H_2 = 69,12 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} = 288,92 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$$

$$H_4 = C_{p_{\text{air}}(t_{4r})} \times t_{4r} \quad (\text{III-25})$$

$$H_4 = 0,2463 \times 475$$

$$H_4 = 116,98 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} = 489,01 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

$$H_c = C_{p_{\text{fg}}} \times t_{\text{amb}} \quad (\text{III-26})$$

$$H_c = 0,1014 \times 22$$

$$H_c = 2,23 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} = 9,3214 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$$

$$\text{PCI}_{\text{moy}} = \frac{8865,38}{0,89}$$

$$\text{PCI}_{\text{moy}} = 9961,10 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} = 41637,40 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$$

$$m_c = \frac{[52676,64 + (489,01 - 288,92) \times 117,91]}{[(41637,40 + 9,3214) \times 0,98] - 489,01}$$

$$m_c = 1,89 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 6808,94 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

✓ Calcul de débit d'air stœchiométrique :

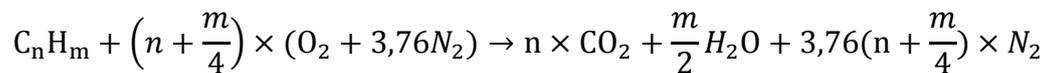
$$m_{\text{air stœch}} = \frac{m_{\text{O}_2}}{Y'_{i \text{ massique O}_2}} \quad (\text{III-27})$$

$Y'_{i \text{ mol}}$ de O_2 dans l'air est 21% alors :

$$Y'_{i \text{ massique O}_2} = \frac{0,21 \times 32}{29}$$

$$Y'_{i \text{ massique O}_2} = 0,23 \frac{\text{Kg de O}_2}{\text{Kg d'air}}$$

Selon la réaction de combustion :



Alors

$$m_{\text{O}_2} = \frac{M_2 \times \left(n + \frac{m}{4}\right) \times Y'_{i \text{ massique}}}{M_i} \quad (\text{III-28})$$

Dans le tableau suivant, la valeur de la masse d' O_2 consommée par chaque constituant pour 1kg de combustible

Tableau (III-3) : Masse d' O_2 de chaque constituant de la MS 5002C

Constituant	Masse d' O_2 consommée par constituant (Kg)
C7+	0,014
N ₂	0
CO ₂	0
CH ₄	2,728
C ₂ H ₆	0,441
C ₃ H ₈	0,113
iC ₄ H ₁₀	0,025
nC ₄ H ₁₀	0,021
iC ₅ H ₁₂	0,0053
nC ₅ H ₁₂	0,0024
nC ₆ H ₁₄	0,0014
Total	3,357

$$m_{\text{air stoch}} = \frac{3,35}{0,23}$$

$$m_{\text{air stoch}} = 14,56 \frac{\text{Kg}_{\text{air}}}{\text{Kg}_c}$$

✓ Valeur d'excès d'air

$$E = \frac{m_{\text{air}}}{\dot{m}_c \times m_{\text{air stoch}}}$$

$$E = \frac{424476}{6808,94 \times 14,56}$$

$$E = 4,281 \quad E = 428,1\%$$

✓ Recalcul de l'enthalpie H_4 en fonction du débit de combustible :

Après la détermination du débit de combustible consommé, nous pouvons recalculer l'enthalpie H_4 en tenant compte du $Cp_{\text{gaz d'échappement}}$ qui sera calculé en fonction de la valeur d'excès d'air selon la relation [22]:

$$Cp_{\text{gaz d'échap}} = \frac{\left[0,9718 + \left(\frac{0,044}{E}\right) + \left(\frac{0,0536}{E + 0,0927}\right) \times \left(\frac{T_{4r}}{1000}\right)\right]}{4,18} \quad (\text{III-30})$$

$$Cp_{\text{gaz d'échap}} = \frac{\left[0,9718 + \left(\frac{0,044}{4,281}\right) + \left(\frac{0,0536}{3,321 + 0,0927}\right) \times \left(\frac{541 + 273}{100}\right)\right]}{4,18}$$

$$Cp_{\text{gaz d'échap}} = 0,2538 \text{ Kcal/Kgk}$$

Donc la valeur de H_4 devient :

$$H'_4 = Cp_{\text{air d'échap}} \times t_{4r} \quad (\text{III-31})$$

$$H'_4 = 0,2538 \times 475$$

$$H'_4 = 120,55 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} = 503,91 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

Alors la valeur réelle du débit de combustible est :

$$\dot{m}'_c = \frac{[52676,64 + (503,91 - 288,92) \times 117,91]}{[(41637,40 + 9,3214) \times 0,98] - 503,91}$$

$$\dot{m}'_c = 1,93 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 6968,30 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

Nous remarquons que le débit de combustible recalculé avec H'_4 est légèrement supérieur à celui calculé avec H_4 . Donc on peut considérer que les gaz d'échappement contiennent un débit d'excès d'air important.

✓ Calcul d'enthalpie H_3 et la température T_3

$$H_3 = \frac{(PCI \times H_c) + \dot{m}'_c \times \eta_{cc} + H_2 \times \dot{m}_{air}}{(\dot{m}_{air} + \dot{m}'_c)}$$

$$H_3 = \frac{(9961,10 + 2,23) \times 6968,30 \times 0,98 + (69,12 \times 424476)}{(424476 + 6968,30)}$$

$$H_3 = 225,70 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} = 943,44 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

$$Cp_{t_3} = \left[0,9718 + \left(\frac{0,044}{4,281} \right) + \left(\frac{0,0536}{4,281 + 0,0927} \right) \times \left(\frac{T_3}{1000} \right) \right]$$

$$H_3 = Cp_{t_3} \times (t_3 - 273) \quad (\text{III-32})$$

$$H_3 = (0,9820 + 1,2255 \times 10^{-5} \times T_3) \times (T_3 - 273)$$

$$1,2255 \times 10^{-5} \times T_3^2 + 0,9786 \times T_3 \times 1211,52 = 0$$

$$T_3 = 1219,39 \text{ k} \quad t_3 = 946,39^\circ\text{C}$$

De l'équation (III-2) nous avons :

$$Cp_{t_3} = \frac{H_3}{t_3}$$

$$Cp_{t_3} = \frac{225,70}{956,10}$$

$$Cp_{t_3} = 0,2384 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} = 0,9968 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}$$

II-1-5 Calcul du rendement de la détente η_d

Le rendement de la détente se calcul avec la relation suivante :

$$\eta_d = \frac{T_3 - T_{4r}}{T_3 - T_{4th}} \quad (\text{III-33})$$

Pour calculer T_{4th} , il faut savoir la valeur du δ d'échappement :

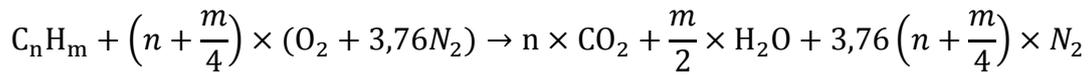
$$Cv = \frac{Cp}{\delta_{d'echappement}} \quad \text{d'ou} \quad \delta_{d'echappement} = \frac{Cp}{Cv} \quad (\text{III-34})$$

$$Cp = Cv - r \quad (\text{III-35})$$

Avec :

$$r = \frac{1,98}{P_M} \quad (\text{III-36})$$

✓ Détermination les quantités massique des constituant des gaz d'échappement
La détermination des débits massiques des différents constituants se fait à partir de la réaction de la combustion suivante :



- Détermination de la quantité d' O_2 nécessaire pour 1kg de combustible :

$$m_{O_2} = (m_{\text{air exercé}} - m_{\text{air stock}}) \times Y'_{i \text{ massique } O_2} \quad (\text{III-37})$$

$$m_{\text{air exercé}} = m_{\text{air stock}} \times E \quad (\text{III-38})$$

$$m_{O_2} = [(14,56 \times 4,281) - 14,56] \times 0,23$$

$$m_{O_2} = 10,77 \text{ kg/kgc}$$

- Détermination de la quantité d' N_2 émise pour 1kg de combustible :

$$m_{N_2 \text{ émise}} = m_{\text{air exercé}} \times Y'_{i \text{ massique } N_2 \text{ (dans l'air)}} + Y'_{i \text{ massique } N_2 \text{ (dans comb)}} \quad (\text{III-39})$$

$$m_{N_2 \text{ émise}} = 61,39 \times (1 - 0,23) + 0,010$$

$$m_{N_2 \text{ émise}} = 47,28 \text{ kg/kgc}$$

- Détermination des quantités du CO_2 et H_2O émise pour 1kg de combustible :

Les quantités du CO_2 et H_2O émises pour 1kg de combustible sont calculées suivant les formules suivantes, ces valeurs seront représentées dans le tableau qui suit :

$$m_{CO_2} = \frac{M_{CO_2} \times n \times Y'_{i \text{ massique}}}{M_I} \quad (\text{III-40})$$

$$m_{H_2O} = \frac{M_{H_2O} \times \left(\frac{m}{2}\right) \times Y'_{i \text{ massique}}}{M_I} \quad (\text{III-41})$$

Tableau (III-4) : Masse du CO₂ et H₂O émises de chaque constituant

Constituant	Masse de CO ₂ émis par constituant (Kg/kg de constituant)	Masse de H ₂ O émis par constituant (Kg/ kg de constituant)
CO ₂	0,140	
C ₇₊	0,0123	0,0058
CH ₄	1,8755	1,5345
C ₂ H ₆	0,3461	0,2124
C ₃ H ₈	0,0930	0,0507
iC ₄ H ₁₀	0,0212	0,0109
nC ₄ H ₁₀	0,0182	0,0093
iC ₅ H ₁₂	0,0046	0,0023
nC ₅ H ₁₂	0,0021	0,0011
nC ₆ H ₁₄	0,0012	0,0006
Total	2,5142	1,8276

- Détermination de la concentration des gaz d'échappement

La fraction des gaz d'échappement sera déterminée suivant les formules suivant :

$$Y'_{i \text{ gaz d'échappement(molaire)}} = \frac{\frac{m_i}{M_i}}{\sum \frac{m_i}{M_i}} \quad (\text{III-42})$$

$$Y'_{i \text{ gaz d'échappement(massique)}} = \frac{m_i}{\sum M_i} \quad (\text{III-43})$$

Tableau (III-5) : Fraction molaire et massique des gaz d'échappement

	Y'_i gaz d'échappement(molaire)	Y'_i gaz d'échappement(massique)	Y'_i gaz d'échappement(molaire) $\times M_i$
O ₂	0,15521	0,15675	5,616
H ₂ O	0,04555	0,04417	0,501
N ₂	0,77360	0,77423	21,237
CO ₂	0,02564	0,02486	1,684
Tota l	1	1	P_M = 28,76

Calcul de Cv

$$Cv = 0,2384 - \frac{1,98}{28,76}$$

$$cv = 0,1695 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

$$\delta = \frac{0,2384}{0,1695} = 1,4$$

○ Calcul de T_{4th} :

En utilisant la formule N°5

$$T_{4th} = \left(\frac{1}{6,5}\right)^{\frac{0,4}{1,4}} \times 1219,39$$

$$T_{4th} = 714,30\text{k} = 441,30^\circ\text{C}$$

$$\eta_d = \frac{1219,39 - 748}{1219,39 - 714,30}$$

$$\eta_d = 93\%$$

II-1-6 Calcul du rendement global de la turbine η_t

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} \quad (\text{III-44})$$

$$Q_1 = H_3 \times (m_{\text{air}} + m'_c) - H_2 \times m_{\text{air}} \quad (\text{III-45})$$

$$Q_1 = 225,70 \times (424476 + 6968,30) - 69,12 \times 424476$$

$$Q_1 = 68037197,39 \text{ kcal/h}$$

$$Q_2 = H_4 \times (m_{\text{air}} + m'_c) - H_1 \times m_{\text{air}} \quad (\text{III-46})$$

$$H_1 = C_{p_{\text{air}}}(t_1) \times t_1 \quad (\text{III-47})$$

$$H_1 = 0,2319 \times 22$$

$$H_1 = 5,10 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} = 21,32 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$$

$$Q_2 = 120,55 \times (424476 + 6968,30) - 5,10 \times 424476$$

$$Q_2 = 49845782,77 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

$$\eta_t = \frac{68037197,39 - 49845782,77}{68037197,39}$$

$$\eta_t = 26\%$$

II-1-7 Résultats des calculs :

Tableau (III-6) : Résultats des calculs

T_1	295k
T_2	562 K
T_3	1219,39 K
T_4	748 k
E	4,281%
P_{ca}	31421,64 kw
m'_c	6968,30 kg/h
m_{air}	436476,38 kg/h
η_d	93%
$\eta_t = 26\%$	

II-2 Etude de la turbine MAN THM 1304

II-2-1 Caractéristiques de la turbine MAN THM 1304

Le tableau (III-7) donne les paramètres de fonctionnement de la MAN THM 1304 donnés par le constructeur dans les conditions ISO:

Tableau (III-7) : Paramètre de fonctionnement de la turbine MAN THM 1304

Puissance	KW	13000
T ₃ max	°C et K	1300 1573
T ₄ max	°C et K	500 773
Excès d'air E	%	200 500
Le taux de compression P ₂ /P ₁		14
Débit d'air à 15°C	Kg/h	144000
Débit de combustible	Kg/h	2844
Pouvoir calorifique inférieur (PCI)	Kcal/kg	10590
Rendement de la chambre de combustion	%	98
Rendement du compresseur axial	%	92
Rendement de détente	%	90
Rendement total de la turbine	%	34
δ de l'air		1,4

II-2-2 Données du problème

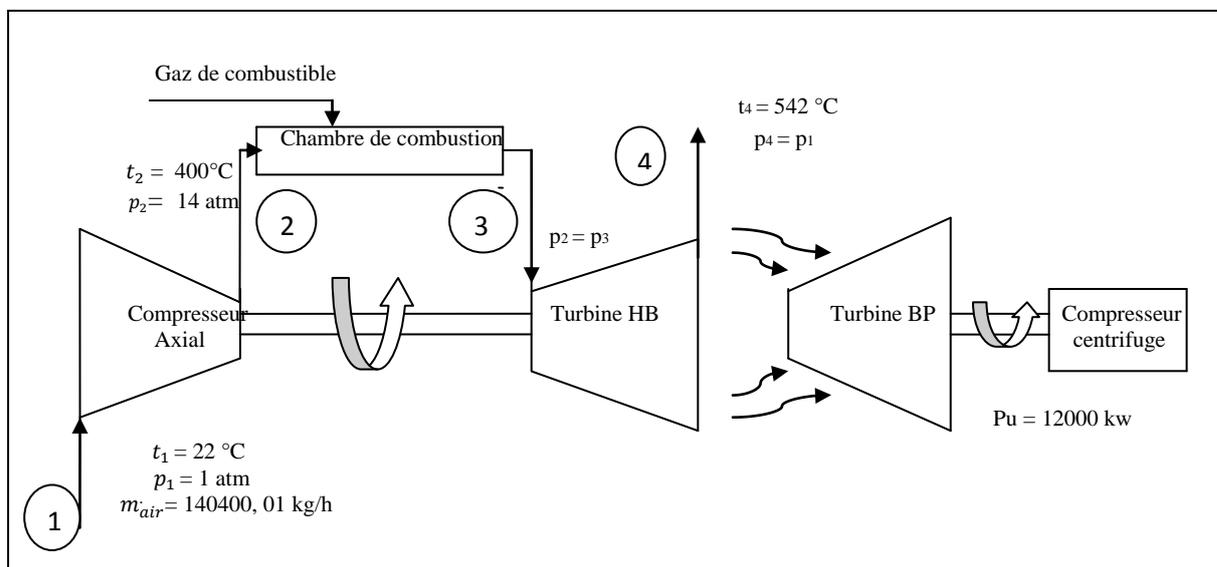


Figure (III.4) : Schéma des données du problème de la turbine MAN THM 1304

II-2-3 Calcul du rendement η_{ca} du compresseur axial et la puissance totale de la turbine P_t

Prenons les formules précédentes de (III.4) jusqu'à (III.47), pour calculer les paramètres suivants :

- Calcul de rendement η_{ca} :

$$\eta_{ca} = \frac{T_{2th} - T_1}{T_{2r} - T_1}$$

$$T_{2th} = T_1 \times \varepsilon^{\frac{\delta-1}{\delta}}$$

$$T_{2th} = (22 + 273) \times 10^{\frac{0,4}{1,4}}$$

$$T_{2th} = 569,56 \text{ K} \quad t_{2th} = 296,56^\circ\text{C}$$

$$\eta_{ca} = \frac{569,6 - 295}{673 - 295}$$

$$\eta_{ca} = 87,8\%$$

- Calcul de la puissance total de la turbine P_T :

$$P_T = P_U + P_{ca}$$

$$P_{ca} = \dot{m}_{air} \times W_{ca}$$

$$W_{ca} = C_{p_{airmoy}(T_{2r}, T_1)} \times (T_{2r} - T_1)$$

$$C_{p_{airmoy}(T_{2r}, T_1)} = \frac{C_{p_{air}}(T_{2r}) + C_{p_{air}}(T_1)}{2}$$

$$C_{p_{airmoy}(T_{2r}, T_1)} = \frac{0,2432 + 0,2319}{2}$$

$$C_{p_{airmoy}(T_{2r}, T_1)} = 0,2375 \frac{\text{Kcal}}{\text{KgK}}$$

$$W_{ca} = 0,2375 \times (400 - 22)$$

$$W_{ca} = 89,77 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} = 375,3 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

- Calcul du débit d'air entrant dans le compresseur axial :

$$\rho_{air}^t = \rho^{t=0} \times \left(\frac{273}{273+t} \right)$$

$$\dot{m}_{air v} = \frac{140400}{1,22}$$

$$\dot{m}_{air v} = 115081,95 \text{ m}^3/\text{h}$$

Pour

$$t = 22^\circ\text{C} \quad \text{On a } \rho_{air}^{22} = 1,29 \times \left(\frac{273}{273+22} \right) = 1,19 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{m}_{air} = 115081,95 \times 1,19$$

$$\dot{m}_{air} = 136947,54 \text{ Kg/h}$$

$$P_{ca} = \frac{[(\dot{m}_{air} \times W_{ca})] \times 4,18}{3600}$$

$$P_{ca} = \frac{[(136947,54 \times 89,77) \times 4,18]}{3600}$$

$$P_{ca} = 14274,15 \text{ Kw}$$

$$P_T = 14274,15 + 12000$$

$$P_T = 26274,15 \text{ Kw}$$

II-2-4 Calcul de débit de combustible (m_c)

$$m_c = \frac{[P_T + (H_4 - H_2) \times m_{air}]}{[(PCI \times H_c) \times \eta_{cc}] - H_4}$$

$$H_2 = C_{p_{air}(T_{2r})} \times T_{2r}$$

$$H_2 = 0,2432 \times 400$$

$$H_2 = 97,28 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} = 406,63 \text{ Kj/Kg}$$

$$H_4 = C_{p_{air}(T_{4r})} \times T_{4r}$$

$$H_4 = 0,2493 \times 542$$

$$H_4 = 135,12 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} = 564,80 \text{ Kj/Kg}$$

$$m_c = \frac{[24170,35 + (564,80 - 406,63) \times 38,04]}{[(41637,40 + 9,3214) \times 0,98] - 564,80}$$

$$m_c = 0,79 \frac{\text{Kcal}}{\text{s}} = 2844 \text{ Kj/h}$$

➤ Calcul de débit d'air stœchiométrique :

$$m_{air \text{ stoch}} = \frac{m_{O_2}}{Y'_{i \text{ massique } O_2}}$$

$Y'_{i \text{ mol}}$ de O_2 dans l'air est de 21% alors

$$Y'_{i \text{ massique } O_2} = \frac{0,21 \times 32}{29}$$

$$Y'_{i \text{ massique } O_2} = 0,23 \frac{\text{Kg de } O_2}{\text{Kg d'air}}$$

$$m_{air \text{ stoch}} = \frac{3,35}{0,23}$$

$$m_{air \text{ stoch}} = 14,56 \frac{\text{Kg}_{air}}{\text{Kg}_c}$$

➤ Valeur d'excès d'air

$$E = \frac{m_{air}}{m_c \times m_{air \text{ stoch}}}$$

$$E = \frac{136947,54}{2844 \times 14,56}$$

$$E = 3,31$$

$$E = 331 \%$$

- Recalcule de l'enthalpie H_4 en fonction du débit de combustible :

$$C_{p_{\text{gaz d'échap}}} = \frac{\left[0,9718 + \left(\frac{0,044}{E}\right) + \left(\frac{0,0536}{E + 0,0827}\right) \times \left(\frac{T_{4r}}{1000}\right)\right]}{4,18}$$

$$C_{p_{\text{gaz d'échap}}} = \frac{\left[0,9718 + \left(\frac{0,044}{3,31}\right) + \left(\frac{0,0536}{3,31 + 0,0827}\right) \times \left(\frac{520 + 273}{1000}\right)\right]}{4,18}$$

$$C_{p_{\text{gaz d'échap}}} = 0,2569 \frac{\text{Kcal}}{\text{KgK}}$$

Donc la valeur de H_4 devient :

$$H'_4 = C_{p_{\text{gaz d'échap}}} \times T_{4r}$$

$$H'_4 = 0,2569 \times 542$$

$$H'_4 = 138,98 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} = 580,94 \text{ Kj/Kg}$$

Alors la valeur réelle du débit de combustible est :

$$\dot{m}'_c = \frac{[24170,35 + (580,94 - 406,63) \times 39,02]}{[(41637,40 + 9,3214) \times 0,98] - 580,94}$$

$$\dot{m}'_c = 0,81 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 2916 \text{ Kg/h}$$

- Calcul d'enthalpie H_3 et la température T_3

$$H_3 = \frac{(\text{PCI} + H_c) \times \dot{m}'_c \times \eta_{\text{cc}} + H_2 \times \dot{m}_{\text{air}}}{(\dot{m}_{\text{air}} + \dot{m}'_c)}$$

$$H_3 = \frac{(9961,10 + 2,23) \times 2916 \times 0,98 + 97,28 \times 136947,54}{(136947,54 + 2916)}$$

$$H_3 = 298,8 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} = 1248,98 \text{ Kj/Kg}$$

$$C_{p_{t_3}} = \left[0,9718 + \left(\frac{0,044}{3,31}\right) + \left(\frac{0,0536}{3,31 + 0,0927}\right) \times \left(\frac{T_3}{1000}\right)\right]$$

$$H_3 = C_{p_{t_3}} \times (T_3 - 273)$$

$$H_3 = (0,9846 + 1,52 \times 10^{-5} \times T_3) \times (T_3 - 273)$$

$$0,9808T_3 + 1,57 \times 10^{-5} \times T_3^2 - 1517,19 = 0$$

$$T_3 = 1511\text{K}$$

$$t_3 = 1238^\circ\text{C}$$

$$C_{p_{t_3}} = \frac{H_3}{T_3}$$

$$C_{p_{t_3}} = \frac{298,8}{1511}$$

$$C_{p_{t_3}} = 0,1977 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} = 0,8266 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}$$

II-2-5 Calcul du rendement de la détente η_d

Le rendement de la détente se calcul avec la relation suivante

$$\eta_d = \frac{T_3 - T_{4r}}{T_3 - T_{4th}}$$

Pour calculer T_{4th} , il faut savoir la valeur du δ d'échappement :

$$C_v = \frac{C_p}{\delta_{\text{echappement}}} \quad \text{d'où} \quad \delta_{\text{echappement}} = \frac{C_p}{C_v}$$

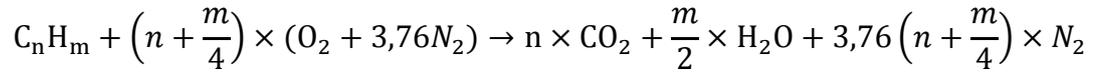
$$C_v = C_p - r$$

Avec

$$r = \frac{1,98}{P_M}$$

➤ Détermination les quantités massique des constituant des gaz d'échappement

La détermination des débits massiques des différents constituants se fait à partir de la réaction de la combustion suivante



- Détermination de la quantité d' O_2 nécessaire pour 1kg de combustible

$$m_{O_2} = (m_{\text{air en excès}} - m_{\text{air stoch}}) \times Y'_{i \text{ massique } O_2}$$

$$m_{\text{air en excès}} = m_{\text{air stoch}} \times E$$

$$m_{O_2} = [(14,56 \times 3,31) - 14,56] \times 0,23$$

$$m_{O_2} = 7,73 \frac{\text{Kg}}{\text{Kg}_c}$$

- Détermination de la quantité d' N_2 émise pour 1kg de combustible

$$m_{N_2 \text{ émise}} = m_{\text{air en excès}} \times Y'_{i \text{ massique } N_2 (\text{dans l'air})} + Y'_{i \text{ massique } N_2 (\text{dans comb})}$$

$$m_{N_2 \text{ émise}} = 48,19 \times (1 - 0,21) + 0,010$$

$$m_{N_2 \text{ émise}} = 38,08 \frac{\text{Kg}}{\text{Kg}_c}$$

- Détermination de la concentration des gaz d'échappement

La fraction des gaz d'échappement sera déterminée suivant les formules suivant :

$$Y'_{i \text{ gaz d'échappement (molaire)}} = \frac{\frac{m_i}{M_i}}{\sum \frac{m_i}{M_i}}$$

$$Y'_{i \text{ gaz d'échappement (massique)}} = \frac{m_i}{\sum m_i}$$

Tableau (III-8) : Fraction molaire et massique des gaz d'échappement

	$Y'_{i \text{ gaz d'échappement(molaire)}}$	$Y'_{i \text{ gaz d'échappement(massique)}}$	$Y'_{i \text{ gaz d'écha(molaire)}}$ $\times Y'_{i \text{ gaz d'écha(massique)}}$
CO_2	0,04770	0,0309	2,099
H_2O	0,03467	0,0549	0,624
N_2	0,77025	0,7834	21,567
O_2	0,14741	0,1312	4,717
Tot al	1	1	29,007

Calcul de Cv

$$Cv = 0,2413 - \frac{1,98}{29,007}$$

$$Cv = 0,1730 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

$$\delta = \frac{0,2314}{0,1730}$$

$$\delta = 1,394$$

➤ Calcul de T_{4th}

$$T_{4th} = \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\delta-1}{\delta}} \times T_3$$

$$T_{4th} = \left(\frac{1}{14}\right)^{\frac{0,394}{1,394}} \times 1511$$

$$T_{4th} = 716,67\text{K} = 443,67^\circ\text{C}$$

$$\eta_d = \frac{1511 - 815}{1511 - 716,67}$$

$$\eta_d = 87,62\%$$

II-2-6 Calcul du rendement global de la turbine η_t

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

$$Q_1 = H_3 \times (m_{\text{air}} + m'_c) - H_2 \times m_{\text{air}}$$

$$Q_1 = 298,8 \times (136947,54 + 2916) - 97,28 \times 136947,54$$

$$Q_1 = 28285865,5 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_2 = H'_4 \times (m_{\text{air}} + m'_c) - H_1 \times m_{\text{air}}$$

$$H_1 = Cp_{\text{air}(t_{r1})} \times T_1$$

$$H_1 = 5,10 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} = 21,32 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$$

$$Q_2 = 138,98 \times (136947,54 - 2916) - 5,10 \times 136947,54$$

$$Q_2 = 18739802,23 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\eta_t = \frac{28285865,5 - 18739802,23}{28285865,5}$$

$$\eta_t = 33\%$$

II-2-7 Résultats de calcul

Tableau (III-9) : Résultats de calcul

T_1	295K
T_2	673K
T_3	1511K
T_4	815K
\dot{m}_{air}	136947,54Kg/h
P_{CA}	14274,45 Kw
\dot{m}'_c	2916 Kg/h
E	331%
η_d	87,62
$\eta_t = 33\%$	

III- Conclusion

Dans ce chapitre, on a effectué les calculs dans des conditions opératoires pour les deux différentes installations la MS 5002C et MAN THM 1304 où on a remarqué qu'il y a une légère différence entre les résultats trouvés et les paramètres de fonctionnement cités par le constructeur. Les calculs nous ont permis de voir la différence des résultats des émissions des gaz d'échappement entre les deux installations.

Chapitre IV

Discussion des Résultats

I-Introduction

Comme on a parlé dans les chapitres précédents, nous observons qu'il y a des modifications dans plusieurs détails entre les deux installations MS5002C et MAN THM1304, dans leurs dimensionnements, calcul et le taux d'émission des gaz d'échappement. Ces détails seront illustrés dans ce chapitre.

II-Discussion sur les systèmes des deux turbines

Dans une installation quelconque d'une turbine à gaz, on peut trouver des composants et des systèmes qui se ressemblent et d'autre qui se diffèrent dans certaines caractéristiques, exemple : système de refroidissement, d'étanchéité, paliers porteurs, paliers de butté, système de filtrage d'air soit pour l'air d'admission ou pour l'air de combustion, etc..... Ces derniers se varient selon les conditions climatiques de la région et les types d'installations des TAG.

Dans ce chapitre on va faire une analyse sur les deux installations de MS5002 et MAN THM1304 avec présentations de ces résultats thermodynamique.

II-1 Système de lancement

Le but principal du système de démarrage est d'accélérer la turbine jusqu'à la vitesse minimale d'autonomie. Les composants du système de démarrage de la TAG MS5002C et MAN HTM 1304 sont :

- Un convertisseur de couple.
- Un moteur électrique
- Un réducteur auxiliaire.

Le convertisseur de couple transmet le couple de sortie du moteur électrique au réducteur auxiliaire de la turbine à gaz par un réducteur d'inversion.

Le réducteur de commande auxiliaire, situé à l'extrémité du compresseur axial de la turbine à gaz, est accouplé directement au rotor de la turbine à gaz (HP) à travers un joint flexible. Il sert aussi à commander un certain nombre d'utilitaires montés sur l'arbre reliés entre eux par des engrenages qui reçoivent l'énergie d'entrée de l'arbre du compresseur axial de la turbine à gaz en condition de marche.

Les utilitaires qui peuvent être conduit par le réducteur auxiliaire et dont la composition dépend du type d'installation sont les suivants :

- Pompe principale de graissage.
- Pompe d'huile hydraulique.
- Pompe de combustible liquide.

Le réducteur auxiliaire est lubrifié à son tour par le système d'huile de graissage de la turbine. [17]

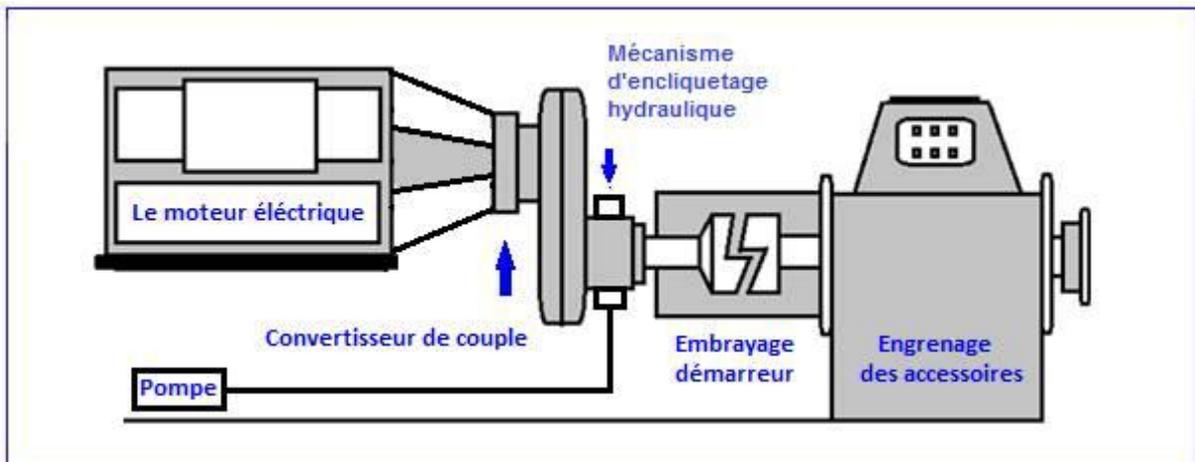


Figure (IV.1) : Système de lancement

II-2 Système de filtrage d'air

Les composants principaux d'un système de filtrage :

- Groupe de filtres
- Un Silencieux
- Tamis à débris étrange

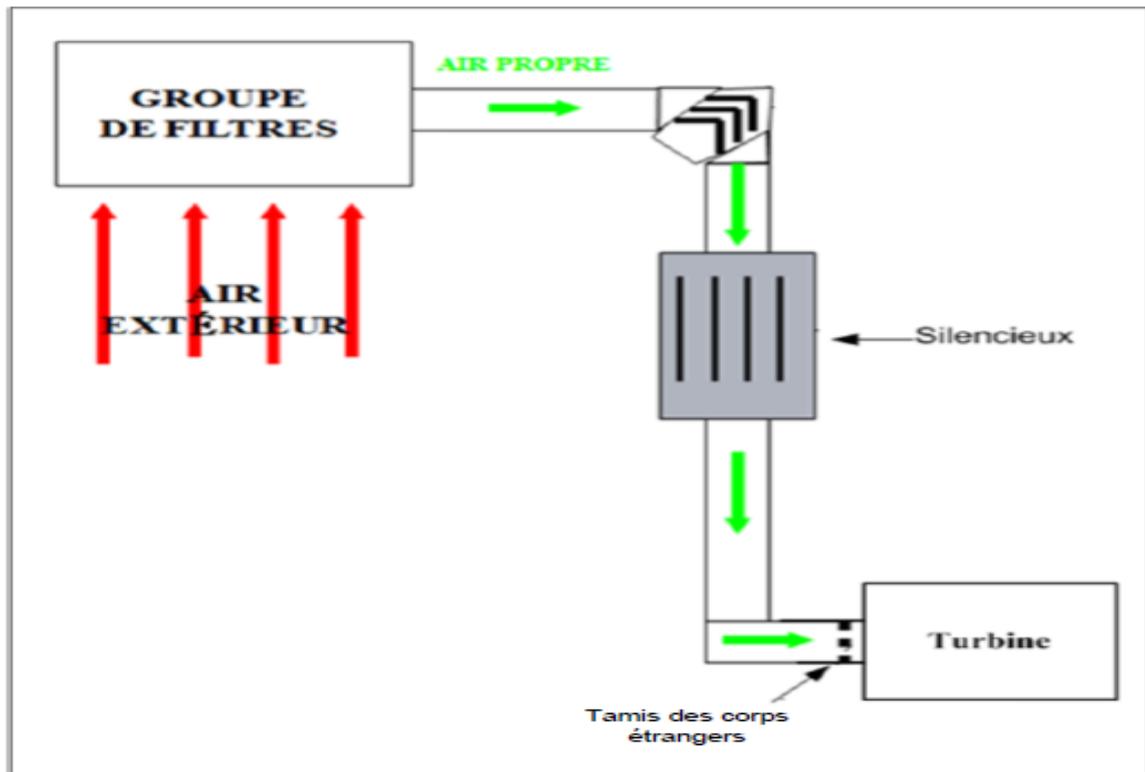


Figure (IV.2) : Composants d'un système de filtrage

Le système de filtrage pour les deux turbine MS5002C et MAN THM1304 contient un boîtier de filtre Rectangulaire pour la MS5002 et circulaire pour la MAN THM1304, Il comprend quelques différences dans le nombre des cartouches de filtrage à cause de la dimension de l'installation et le débit d'air aspiré.

Ensuite on trouve aussi le système auto nettoyant pour permettre le nettoyage automatique des filtres lorsque la différence de pression augmente.



Figure (IV.3) : filtre d'air de la Turbine MS5002C

II-3 Système de refroidissement et d'étanchéité

Le système de refroidissement et d'étanchéité assure dans les deux installations le refroidissement des parties qui ont une température trop élevée pour éviter leur détérioration comme les roues du premier et du deuxième étage, et l'étanchéité de certains endroits spécifiques comme celui des paliers.

II-4 Système anti-pompage

Le pompage est cette instabilité de l'ensemble du compresseur lors du fonctionnement à petit débit quand le réseau de refoulement s'est suffisamment vidé dans l'aspiration et autre part, c'est l'inversion violente du flux d'air dans le compresseur axial car le volume d'air entrant dans les étages du compresseur dépasse la quantité qui s'en va par la sortie. Cette inversion implique une oscillation brusque au niveau du compresseur. Pour cela des dispositifs d'anti-pompage ont été disposés dans les deux installations afin d'éviter la destruction des turbines [23].

II-5 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.

Dans le cas de **TAG MS5002C**, l'élément principal est l'ensemble vanne de commande et arrêt/détente gaz situé dans la zone accessoire. Avec cette vanne se trouve aussi les servovannes de commande, les manomètres et la tuyauterie de distribution aux injecteurs.

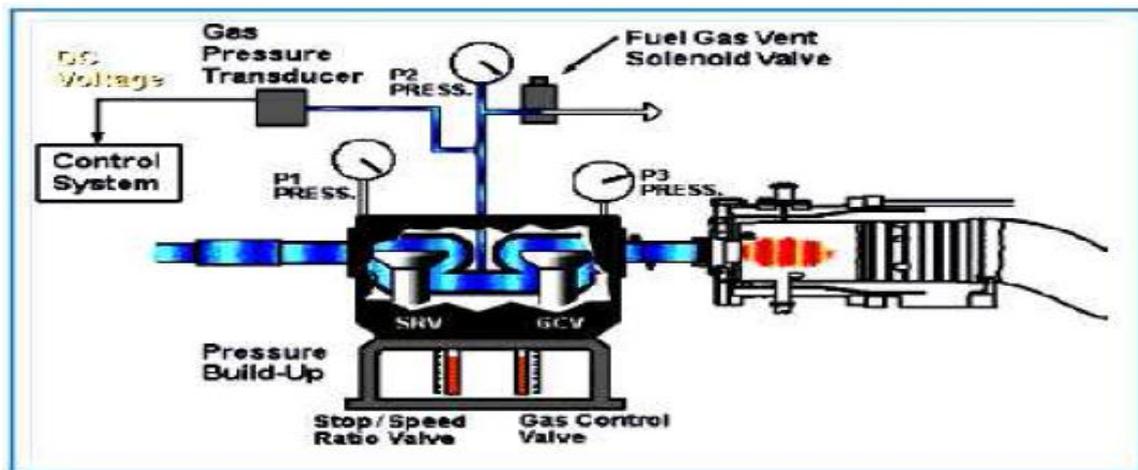


Figure (IV.4) : Système d'alimentation avec le combustible

Dans le cas de **MAN THM 1304**, le système de gaz combustible comprend essentiellement des soupapes à fermeture rapide et vannes d'évent, filtres à gaz combustible, électrovannes, appareils de surveillance (p.ex. de pression, température, etc.) ainsi que deux soupapes de régulation de gaz combustible.

Le gaz combustible traverse le filtre et les soupapes à fermeture rapide pour arriver aux deux soupapes de régulation. Le débit de gaz combustible est dosé en tenant compte de l'état de marche et de la puissance réglée pour la turbine à gaz et envoyé aux trois systèmes de gaz des deux brûleurs (composantes des chambres de combustion).

Les trois systèmes de gaz :

➤ Système de gaz pilote

La conduite de gaz pilote branche de la conduite d'alimentation principale en gaz combustible à l'intérieur de l'enceinte d'insonorisation en amont de la soupape de régulation de gaz de diffusion ou de pré mélange. Le gaz pilote, qui sert à stabiliser la flamme de pré mélange, passe par la vanne d'arrêt de gaz pilote et la soupape de régulation de gaz pilote pour arriver aux brûleurs.

➤ Système de gaz de diffusion

En aval de la soupape de régulation de gaz combustible, la conduite de gaz combustible bifurque vers les chambres de combustion droite et gauche. En plus, chacune de ces conduites se sépare à son tour pour l'alimentation de la chambre de combustion concernée en gaz de diffusion et gaz de prémélange.

➤ Système de gaz de prémélange

Comme pour le système de gaz de diffusion, une électrovanne rapide se trouve dans chaque conduite de gaz de prémélange. Dans le système de gaz de prémélange des deux brûleurs se trouve un diaphragme et directement en amont de l'entrée de gaz dans le brûleur de prémélange il y a en plus.

II-6 Paliers

Il y a quatre (4) Paliers qui supportent la charge du rotor haut et la basse pression dans les Deux installations la MS5002C et Man THM1304, qui sont disposés comme suit :

- Rotor Haut Pression : il est composé de deux (2) paliers
 1. Palier N°1 : sans emplacement est dans Corps d'admission du compresseur, et le genre de ce palier c'est :
 - Palier porteur
 - Palier du buté actif
 - Palier du buté inactif
 2. Palier N°2 : sans emplacement est dans Corps de refoulement du compresseur, et le genre de ce palier c'est :
 - Palier porteur
- Rotor basse pression
 3. Palier N°3 : sans emplacement est dans le Diffuseur d'échappement, et le genre de ce palier c'est
 - Palier porteur
 4. Palier N°4 : sans emplacement est dans Extrémité arrière du diffuseur d'échappement, et ce genre de ce palier est
 - Palier porteur
 - Palier buté actif
 - Palier buté inactif

La différence de palier entre les deux turbines est la matière de fabrication de chacun pour supporter la charge et la vitesse des rotors ainsi la température atteinte.

A noter que pour éviter tout déplacement vers l'avant ou vers l'arrière des ensembles mobiles (compresseurs et turbines) le palier amont sert de palier butée et contient des pistons solidaires des arbres de liaison, sur lesquels s'effectuent les efforts de pression.

III- Discussion des résultats

Tableau comparative (IV.1): Calculs thermodynamique entre GE et MAN

	MS 5002C	MAN THM 1304
T_1	295K	295K
T_2	562K	673K
T_3	1219,39K	1511K
T_4	748K	815K
P_{ca}	31421,64Kw	14274,55Kw
Vitesse arbre HB	9500 tr/min	11000 tr/min
Vitesse arbre BP	5700 tr/min	9000 tr/min
m_{air}	436476,38 Kg/h	136947,56Kg/h
m_c	6968,30Kg/h	2916Kg/h
P_2/P_1	6,5	14
η_c	78%	87,8%
η_d	93%	87,62%
η_t	26%	33%

D'après les résultats trouvé, on remarque que :

- ✓ Les deux installations MS 5002 C et MAN THM 1304 fonctionnent dans des paramètres de température acceptables par rapport aux données issues par le constructeur dans les conditions ISO.
- ✓ La température de l'air ambiante fait augmenter le travail du compresseur axial par contre le débit d'aspiration se réduit.
- ✓ Nous remarquons que le taux de compression de la turbine MAN THM 1304 est supérieur par rapport à turbine MS 5002C, malgré que le nombre des étages de compresseur de la turbine MS 5002C est plus grand que l'autre turbine.
- ✓ les vitesses des arbres HB et BP pour la turbine MAN est plus grand par rapport aux vitesses d'arbres de la turbine GE, parce que la turbine MAN contienne deux disques chacune contienne deux (02) roues (HP1-HP2) et (BP1-BP2).
- ✓ La quantité de chaleur évacuée par les deux installations est importante par rapport à chacune d'elles.
- ✓ Le rendement de la turbine MAN est élever par rapport au turbine GE, dont $\eta=34\%$ pour la TAG THM 1304 et 28% pour la TAG MS 5002C
- ✓ Nous remarquons que la TAG MAN connaît des pannes considérer par rapport au TAG GE.
- ✓ On note qu'il y a aussi une très grande différence de température au niveau de la chambre de combustion des deux turbines qui influe positivement sur le rendement de la turbine.

Comme nous le savons, la température élevée dans une chambre de combustion fait augmenter les émissions des polluants pour cela il existe des méthodes qui servent à minimiser ces émissions dans les deux installations.

Les gaz d'échappement d'une turbine comprennent trois catégories de produits comme nous le présente dans la figure (IV.5) :

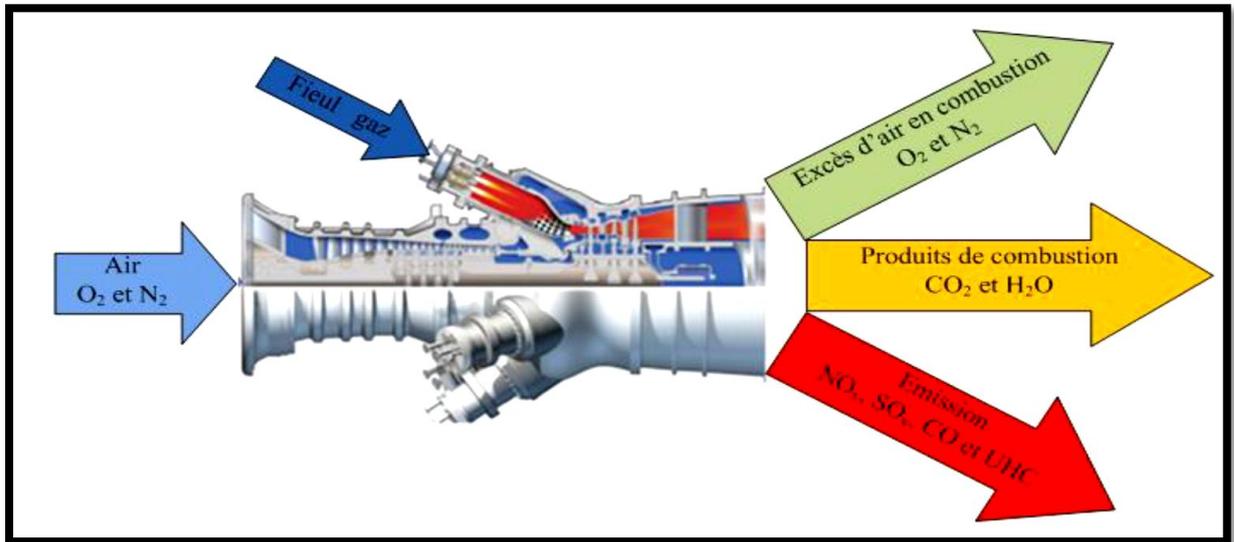


Figure (IV.5) : Produits des gaz d'échappement

Le pourcentage de concentration des produits des gaz d'échappement est comme suite [22] :

- ❖ Produits de combustion en excès d'air : Le O₂ et N₂ sont des produits en excès d'air d'où le pourcentage de concentration d'oxygène entre 12% et 18% et entre 66% - 72% pour le N₂.
- ❖ Les produits de combustion : les produits de combustion sont le CO₂ et H₂O avec un pourcentage de concentration entre 1 à 5% pour chaque produit.
- ❖ Les émissions des polluants : sont les NO_x, SO_x et UHC leurs concentrations en (ppmv) sont indiqués dans le tableau suivant :

Tableau (IV.2) : Concentration des émissions polluantes

NO	Oxyde de Nitrique	20 - 220 (ppmv)
CO	Monoxyde du carbone	5 - 300 (ppmv)
UHC	Hydrocarbure imbrulés	5 - 300 (ppmv)
NO₂	Dioxyde de Nitrogène	2 - 20 (ppmv)

IV- Méthode de réduction du pourcentage des émissions des polluants

Afin de réduire le pourcentage des émissions des polluants, les constructeurs ont procédé à des techniques et systèmes orientés directement vers la conception de la chambre de combustion pour sa maîtrise.

Selon le gaz polluant émis, le géant constructeur général électrique a mis en œuvre des systèmes pour le réduire.

Tableau (IV.3) : Système de maîtrise des émissions des polluants

Emission polluant	Système
NOx	Tube à flamme (LHE) Injection d'eau ou vapeur Chambre de combustion DLN
CO	Le désigne de la chambre de combustion
UHC	Le désigne de la chambre de combustion

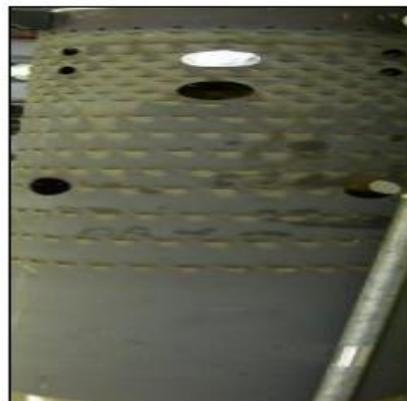
IV-1 Systems Lean Head End (LHE) [24]

Dans la majorité des chambres de combustion des turbines à gaz la flamme est de type diffusion puisque le combustible et l'air sont injectés directement dans la zone de réaction.

La plupart des turbines à gaz fonctionnent avec une grande quantité d'air en excès pour assurer une combustion complète, une partie de cet air est déviée vers l'extrémité de la flamme, ce qui réduit sa température et l'émission du NOx. Pour cela la conception des tubes à flamme a été modifiée du système standard en système LHE afin d'avoir plus d'air dans la zone primaire du tube à flamme. Cette modification concerne le nombre, le diamètre et la position des orifices de mixage et de dilution dans le tube à flamme. La figure ci-dessous nous montre la différence entre les deux tubes à flamme.



a - Tube à flamme standard



b - Tube à flamme LHE

Figure (IV.6) : Tube à flamme standard et LHE

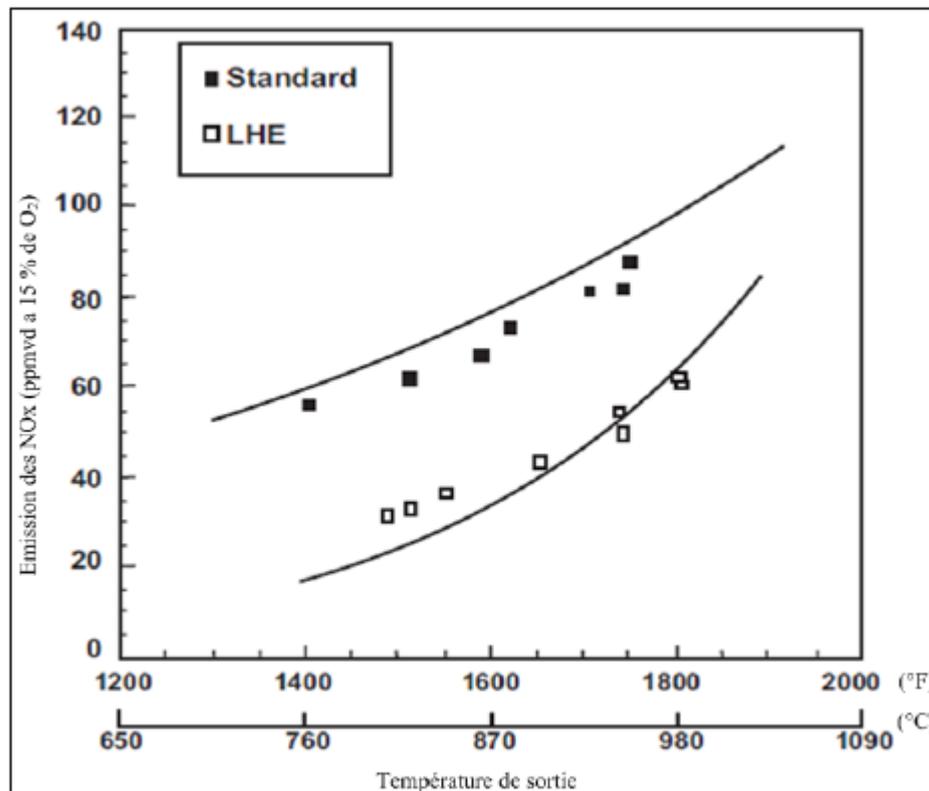


Figure (IV.7) : Emission des NOx en fonction de la température

Après le changement du type des tubes à flamme la comparaison est claire selon la figure ci-dessus. Nous observons qu'il y a un écart important dans l'émission des NOx entre les deux tubes à flamme où une température de 900°C nous l'avons inférieur à 60 ppmvd dans le tube à flamme de type LHE près de 100 ppmvd dans le standard tube à flamme.

IV-2 Système d'injection d'eau

Un autre système pour abaisser l'émission du NOx est l'injection de l'eau ou de la vapeur d'eau dans la zone de flamme. Cette technique est très efficace alors qu'elle rencontre des difficultés comme la corrosion des tubes à flamme.

IV-3 chambre de combustion DLN pour la turbine MAN THM 1304

Dans les chambres de combustion DLN, du gaz naturel et mélangé à l'air fourni par le compresseur GG, allumé et brûlé presque sans pertes de pression. Les gaz chauds qui en résultent sont amenés à la turbine pour détente. De basses valeurs NOx d'environ 50 mg/Nm³ pour de faibles valeurs CO d'en dessous de 10 mg/Nm³ sont atteintes moyennant la combustion sèche de gaz naturel dans une flamme de pré mélange. Dû au grand besoin d'air pour la combustion de prémélange, une partie relativement grande de l'air du compresseur doit être conduite à travers les brûleurs et n'est pas plus à disposition pour le refroidissement des parois de chambre de combustion. En plus, il faut un temps de séjour relativement long pour le gaz chaud afin d'assurer la combustion complète aux températures de combustion fortement réduites en fonctionnement de prémélange, et donc de basses émissions de CO.

Afin de pouvoir profiter des avantages du brûleur de prémélange même dans la basse plage de charge partielle de la turbine à gaz, il faut réduire le débit d'air du compresseur et ceci, autant que possible, sans dégrader le rendement de la turbine.

Pour ceci, une partie du débit d'air de compresseur est dérivée comme air tertiaire par l'intermédiaire d'une tubulure dans le coude d'admission du corps de chambre de combustion et conduite autour du corps de chambre de combustion par une conduite de dérivation avec robinetterie de régulation (clapet) (voir illustration ci-après).

La conduite de dérivation débouche directement dans le tube mélangeur par un tube dit d'admission. Ce débit d'air n'est donc pas à la disposition du brûleur, mais il participe toujours au processus de détente dans les turbines HP et BP.

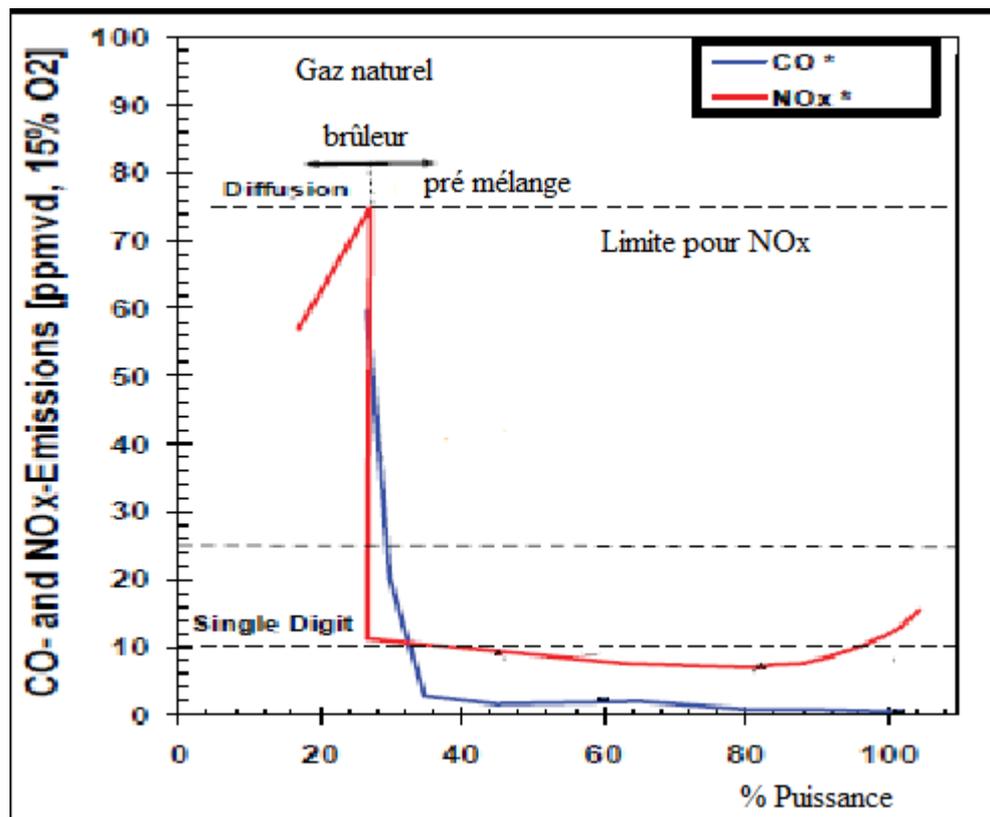


Figure (IV.8) : Emission des NOx et CO en fonction de la puissance

La turbine à gaz démarre en mode de diffusion et passe en mode de prémélange à faible émission en fonction de la température de chambre de combustion (à env. 40 % de la puissance nominale). Si une anomalie du système de prémélange se produit en fonctionnement, la turbine repasse immédiatement en mode de diffusion.

Le gaz pilote sert à stabiliser la flamme de prémélange. Les vannes de gaz pilote s'ouvrent quand la vitesse minimale est atteinte.

D'après les systèmes de réduction des émissions des polluants utilisés dans chaque installation, nous constatons que chaque constructeur veut avoir une zone de compromis à

un système fiable qui n'influe pas sur le rendement de l'installation et en même temps réduit le maximum d'émissions. Pour cela des recherches sont encore en cours et de nouvelles technologies seront installées dans d'autres installations industrielles.

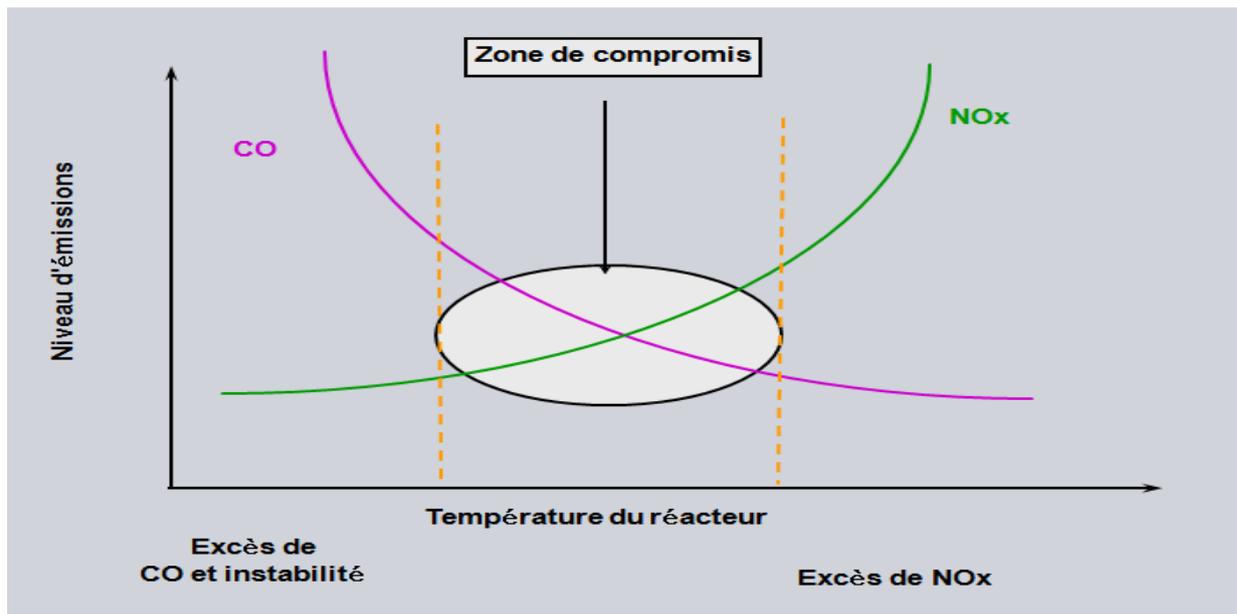


Figure (IV.9) : Zone de réaction

V- Conclusion

Suite aux résultats et aux remarques obtenus des deux installations MS 5002C et MAN THM 1304, nous concluons que chaque installation a ses propres caractéristiques de fonctionnement, des systèmes et méthodes qui l'aident à être le leader dans le milieu industriel et que chaque installation est destinée à accomplir une mission précise selon la demande et le besoin de la puissance nécessaire.

Conclusion générale

Aujourd'hui le site Rhourde Nouss est l'un des grands champs pétrolier qui situe au milieu de Sahara Algérien, il est considéré parmi des zones principales en production des hydrocarbures et classifié comme un deuxième pôle gazier après Hassi R'mel, à cause des équipements moderne existants sur le site et les efforts énormes des travailleurs ainsi la bonne gestion de travail.

cette étude comparative sur les deux installations MS 5002C et MAN THM 1304 dans la région de Rhourde Nouss, nous a permis d'acquérir des données et des informations sur la conception, la fabrication et la maintenance de leurs équipements.

L'étude thermodynamique établie pour les deux installations nous a permis d'observer la variation du travail, de la puissance, du rendement et les performances de chaque installation dans des conditions opératoires réelles avec une charge ou une puissance très importante. Elle nous a permis aussi de déterminer l'influence de la température de la chambre de combustion sur les émissions des gaz d'échappement et la différence d'émission entre les deux installations.

Ce mémoire aidé nous à comprendre les différents techniques et les mécanismes des deux type de turbine à gaz présenter dans le site Rhourde Nouss, dont il nous a donné une idée pour le bon choix d'appareil tel que sa puissance, sa capacité de travail dans les conditions extrêmes aussi ses le taux des émissions polluants.

En perspective

Il faut changer le gaz, parce que le quelle utilisé dans la zone de Rhourde Nouss est de brute, ce dernier ne se brule pas complètement et ça va endommager ces turbine.

mettre un système de récupération des gaz d'échappements et leur utilisation dans le chauffage de carburant pour obtenir une flamme parfait

Bibliographie

- [1]- Fiches techniques des régions de Sonatrach.
- [2]- <https://fr.climate-data.org/location/689714/> consulté le 6/3/2017.
- [3]- Document de Sonatrach., Géologie de RN.
- [4]-Revue N°63 de Sonatrach. La ressource humaine au cœur de l'entreprise (P 37) Juin 2014.
- [5]-<https://www.euro-petrole.com/snc-lavalin-complexe-gazier-de-rhourde-nouss-phase-b-algerie-n-f-44> consulte le 7/3/2017.
- [6]-<https://www.algerie1.com/economie/champ-rourde-nouss-a-illizi-mise-en-service-du-centre-de-traitement-de-brut> consulté le 8/3/2017 .
- [7]- <http://www.djazairess.com/fr/elwatan/432249> consulté le 8/3/2017
- [8]- K. Heinloth. Landolt-Börnstein Energy Technologies Renewable Energy. Group VIII Advanced Materials and Technologies Volume 3C 2006.
- [9] <http://en.hydro-electricity.eu/kaplan/>
- [10] « La turbine à vortex de Thomson » [archive], sur bea007.over-blog.com, 16 mars 2013 (consulté le 10/3/ 2017
- [11] Série de la gestion de l'énergie 14. A l'intention des industries, commerces et institution. Compresseurs et turbines. Energie, Mines et Ressources Canada. P 78
- [12] Bahman Zohuri. Combined Cycle Driven Efficiency for Next Generation Nuclear Power Plants. An Innovative Design Approach. Galaxy Advanced Engineering, Inc. Albuquerque, NM USA. P127.2015.
- [13] S.Nedjmi, « étude et analyse technologique, calcule thermodynamique de la puissance de sortie d'une turbine à gaz MS 5002B », PFE d'ingénieur d'État, Université de Biskra, (2011).
- [14] A.Bouam, «Amélioration des performances des turbines à gaz utilisées dans l'industrie des hydrocarbures par l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion », PFE de Doctorat, Université m'Hamed bougara-Boumerdes, (2009).
- [15] Nuovo pignone « Manuel d'instruction de fonctionnement et d'entretien MS5002C » Volume 1 Florence Italie 1999
- [16] Nuovo pignone « Guide pratique des Turbine à gaz » 1999
- [17] SONATRACH MARK V Opération *ENG (622457).Général électrique 2014.

- [18] Manuel d'instructions Groupe RHOUREGAS H.2190001.21
- [19] Wayne C. Edmister, Byung Ik Lee. Applied Hydrocarbon Thermodynamics, Volume 1.1988
- [20] William W. Bathie. Fundamentals of gas turbines by. Deuxième édition. Mai 1995.
- [21] Yaws, Carl L. Yaws' Handbook of Thermodynamic and Physical Properties of Chemical Compounds.01-02-2003
- [22] G. Danieus, Energétique et turbomachines
- [23] Michele Provenzale et Eugenio Del Puglia. Combustion theory and technology for gas turbine applications. Oil and Gas University.
- [24] Roointon Pavri et Gerald D. Moore. Gas Turbine Emissions and Control. GE Energy Services .GER-4211.

Introduction générale

Chapitre I
Description de la région de
Rhourde Nouss

Chapitre II

Description des turbines

Chapitre III
Etude thermodynamique des
deux turbines

Chapitre IV

Discussion des résultats

Conclusion générale

Bibliographie

المخلص

يشهد العالم في وقتنا الحالي تطورا في جميع الميادين و خاصة في المجال الصناعي، إذ تعد الطاقة من اهم الصناعات الموجودة حاليا و التي تطور استخدامها خاصة في السنوات الاخيرة، لذلك استلزم استخدام توربينات الغاز الصناعية في إنتاج النفط ، الغاز وكذا الكهرباء، حيث هناك انواع كثيرة من التوربينات في السوق الصناعية إذ يكمن إختلافها في الشركة المصنعة لها والمجال الذي تستخدم فيها ، إضافة الي قدرتها الانتاجية.

ان قسم الانتاج المتواجد بغرض النص يستخدم علامات مختلفة من توربينات الغاز لتلبية احتياجاته، لهذا الغرض توجه موضوع مذكرة التخرج الى دراسة مقارنة بين أليستين هما (MS 5002C) و (MAN THM 1302) لرؤية تجهيزاتهم، وكذا مردود كلا منهما بالنسبة لطاقتهم في ظروف التشغيل الحقيقية ونرى أيضا تأثير درجة حرارة غرفة الاحتراق على المردود وانبعاثات غازات العادم من كل ألية وأخيرا نرى تقنيات جديدة للحد من هذه الانبعاثات.

الكلمات المفتاحية : أليستين، التوربينات، مقارنة، (MS 5002C) و (MAN THM 1302).

الملخص

يشهد العالم في وقتنا الحالي تطورا في جميع الميادين و خاصة في المجال الصناعي، إذ تعد الطاقة من اهم الصناعات الموجودة حاليا و التي تطور استخدامها خاصة في السنوات الاخيرة، لذلك استلزم استخدام توربينات الغاز الصناعية في إنتاج النفط ، الغاز وكذا الكهرباء، حيث هناك انواع كثيرة من التوربينات في السوق الصناعية إذ يكمن إختلافها في الشركة المصنعة لها والمجال الذي تستخدم فيها ، إضافة الي قدرتها الإنتاجية.

ان قسم الانتاج المتواجد بغرض النص يستخدم علامات مختلفة من توربينات الغاز لتلبية احتياجاته، لهذا الغرض توجه موضوع مذكرة التخرج الى دراسة مقارنة بين أليتين هما (MS 5002C) و (MAN THM 1302) لرؤية تجهيزاتها، وكذا مردود كلا منهما بالنسبة لطاقتها في ظروف التشغيل الحقيقية ونرى أيضا تأثير درجة حرارة غرفة الاحتراق على المردود وانبعثات غازات العادم من كل آلية وأخيرا نرى تقنيات جديدة للحد من هذه الانبعاثات.

الكلمات المفتاحية : أليتين، التوربينات، مقارنة، (MS 5002C) و (MAN THM 1302).

Abstract

Our world today is developing widely and faster than any other time, since there are developments in many fields, but exactly in the industrial field. Energy is one of the most important industries nowadays it is important to use Turbine Gaz to produce Petrol, Gaz, Electricity ,there are many Kinds of turbine in the industrial market .

The difference between these turbines related to the company itself or the field that we are going to use in and the productive power.

The production division of Sonatrach Rhourde Nouss uses more gas turbines marks for these needs, for this our memory is oriented to make a comparative study between two installations the (MS 5002C) and (MAN THM 1304) and see their equipment, their real against to their powers issued in operating conditions and see the influence of the temperature of the combustion performance and emissions of exhaust gases of each machine. Finally see the new systems to minimise émissions.

Keywords: installations, Turbine, comparative, MS5002C and MAN THM 1304.

Résumé

On voit que le monde vient de se développer surtout en temps présent dans tous les domaines, en spécialité au niveau industriel sont, l'énergie parmi les plus importants industriels existants et que le développement utilisé en particulier au cours des dernières années, et cela nécessite l'utilisation les Turbines à gaz industriel pour la production du pétrolier, gaz et l'électricité, ou il Ya beaucoup des turbines a marche industriel.

Elle peut être différente réside dans son fabricant et sur le terrain qui sont utilisés, la différence entre ces turbines était liée à l'entreprise elle-même ou au domaine sur lequel nous allons utiliser et le pouvoir productif.

La division production de Sonatrach à Rhourde Nouss utilise plusieurs marques de turbines à gaz pour ces besoins, à cet effet notre mémoire est orienté à faire une étude comparative entre deux installations la (MS 5002C) et (MAN THM 1304) et voir leurs équipements, leurs rendements réel par rapport à leurs puissances dans des conditions opératoire et voir l'influence de la température de la chambre de combustion sur le rendement et les émissions des gaz d'échappement de chaque machine. Enfin voir les nouvelles technologies afin de minimiser ces émissions.

Mots clés : Installation, Turbine, Comparaison, MS5002C et MAN THM 1304.

