

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
CENTRE UNIVERSITAIRE « SALHI AHMED » DE NAAMA



INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE TECHNOLOGIE
MEMOIRE DE MASTER

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Energétique

Intitulé de Mémoire

**Amélioration des performances énergétique de la
turbines à gaz MS-5002 C par injection de la vapeur
d'eau en amont de la chambre de combustion**

Présenté par :

NEDJEM Nassim

TOUIL Mohammed Redouane

Soutenu publiquement le 05/06/2018. Devant le jury composé de :

Dr. GOURARI Djamel	MCB	Ctr Univ Naama	Président
Dr. NAIMA Khatir	MCB	Ctr Univ Naama	Encadreur
Dr. BENAMEUR Benamor	MAA	Ctr Univ Naama	Examineur

Année universitaire 2017-2018

Remerciements

*En premier lieu, nous tenons à remercier notre DIEU qui nous a
donné la force pour accomplir ce travail.*

*Nous adressons nos remerciements à notre promoteur consultant
« Mr. NAIMA Khatir » pour nous avoir dirigé tout au long de ce
travail, messieurs les membres du jury pour leurs collaboration
durant l'examen de ce travail et leurs participation à la
soutenance.*

*Nous remercions également tous les instituteurs du
Département de Technologie.*

*Que toute personne ayant participé de près ou de
loin à la réalisation de ce travail accepte nos grands
et sincères remerciements.*

Dédicace

*À la lumière de mes yeux et aux ailes de mes voltiges mes
parents*

*Qui n'ont jamais cessés de me chérir et me soutenir durant
toutes mes années d'études.*

Je leur dis merci et que dieu vous garde.

A mes très chères frères : Rabie et Amine .

A mes très chères sœurs : Hiba et Imane .

Aux grandes familles Nadjem et Berreghioua.

*A mes amis : Particulièrement Abdelwahed et Abdelkader ,
Ahmed et Mohammed et Bachir et Hocine .*

*A mon binôme TOUIL Mohammed Redouane qui Je l'aime
beaucoup*

A mes collègues de promotion

A tous ceux que j'aime.

Je tiens à dédier ce modeste travail.

NEDJEM Nassim

Dédicace

*Je dédie ce modeste travail qui présente les fruits
de longues années d'études à :*

*A ma très chère mère et mon chère père qui ont
beaucoup souffert pour me donner les moyens qui
m'ont permis d'atteindre mon objectif.*

Toute la famille TOUIL et BERRICHE

Tous mes amis sans exception et en particulier :

Fayçal et Houari

Et bien sûr, mon partenaire NADJEM NASSIM

TOUIL Mohammed Redouane

Résumé :

Pendant la saison chaude, les conditions ambiantes en particulier la température sont très sévères, les turbines à gaz industrielles rencontrent de grandes difficultés qui ont pour conséquences la diminution de leurs puissances et de leurs rendements. Pour combattre ces problèmes, plusieurs techniques ont été adoptées. Une des méthodes les plus efficaces est l'injection de la vapeur d'eau dans la chambre de combustion qui a pour avantage l'augmentation des performances de la turbine, la diminution des émissions des NO_x , et un refroidissement plus efficace des aubes de la turbine.

Dans ce travail on s'est intéressé à une étude thermodynamique de la turbine à gaz MS5002C en injectant de la vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion en utilisant la chaleur des gaz d'échappement pour faire évaporer de l'eau passant par un échangeur. Pour ce faire on a d'abord fait l'étude thermodynamique de la turbine à gaz à cycle simple à différentes températures afin de savoir l'influence de la température sur les performances de la turbine à gaz.

Les résultats obtenus ont montré que le système d'injection de la vapeur d'eau est plus rentable et performant en été que en hiver, tel que le rendement à 45°C à passer de 23.95% sans injection de la vapeur à 28.27% avec injection de vapeur, soit une augmentation de 16%.

Mots clés : *Turbine à gaz, cycle simple, amélioration des performances, injection de la vapeur d'eau.*

Abstract:

During the hot season, for increasing of ambient conditions particularly the temperature, the industrial gas turbine has great difficulty that consequences are decrement of their power and their efficiency. In order to reduce or to solve these problems, several technologies have been adopted. One of the most adequate way is water injection in the combustion room which is advantage to increase the performance of the turbine and reduction of NO_x gas emission. In this work we have interested for the thermodynamics studies of the gas turbine MS-5002C injected by steam water of combustion room by using the exhaust gas heat to evaporate water passing by the interchange. To do that, at first we have made a thermodynamic study of simple cycle gas turbine at different temperature in order to know the ambient temperature effect upon the gas turbine performances.

The results obtained showed that the steam injection system is more cost effective and efficient in summer than in winter, such as the yield at 45 °C from 23.95% without injection of steam to 28.27% with steam injection, an increase of 16%.

Keywords: gas turbine, simple cycle, performance improvement, steam water injection.

ملخص :

أثناء موسم الدفء. الظروف البيئية بما في ذلك درجة حرارة شديدة جدا، توربينات الغاز الصناعية تواجه صعوبات كبيرة لها عواقب تحد من فعاليتها الطاقوية و لمكافحة هذه المشاكل، قد تم اعتماد العديد من التقنيات احدى الطرق الأكثر فعالية هو حقن بخار الماء في غرفة الاحتراق والذي يتمتع بميزة زيادة أداء التوربينات، وانبعثات اقل من غاز ومزيد من التبريد الفعال لريش التوربينات.

في هذا العمل قد اهتمنا بدراسة تير وديناميكية التوربين الغاز MS-C5002 عن طريق حقن البخار في غرفة الاحتراق وهذا باستغلال الغاز المنبعث من العادم، لكي يتبخر الماء بواسطة مبدل حراري. ولهذا قد قمنا اولا بدراسة حراريته من دورة بسيطة لتوربينات الغاز في درجات حرارة مختلفة لتحديد تأثير درجة الحرارة على أداء التوربينات الغازية وقد أظهرت النتائج أن نظام حقن بخار الماء هو أكثر فعالية وكفاءة في الصيف أكثر من الشتاء، كما أن العائد عند 45 °C إنتقل من 23.95% من دون حقن البخار الى 28.27% مع حقن البخار، أي بزيادة قدرها 16%.

الكلمات الرئيسية : : توربينات الغاز. دورة بسيطة، تحسين الأداء، وحقن بخار الماء

Table des Matières

	Page
Remerciements	
dédicace	
Nomenclature	
Table des matières	
Introduction générale	01
<i>Chapitre I : Description de la région de Rhourde Nous</i>	
I.1-Introduction.....	04
I.2-Présentation de la direction de Rhourde Nous.....	04
I.3-Présentation des divisions de Rhourde Nous.....	08
I.4-Les principaux champs.....	10
I.5-Capacités techniques.....	11
I.6-Réseaux collectent.....	12
I.7-Les différents complexes.....	13
I.8-Description générale de l'usine phase A (côté compression).....	15
<i>Chapitre II : Généralités sur les turbines à gaz et description de la turbine à gaz MS5002C</i>	
II.1-Introduction.....	18
II.2-Historique de la turbine à gaz.....	18
II.3-Généralité sur les turbines à gaz.....	19
II.4 -Principales applications.....	23
II.5-Avantages et inconvénients des turbines à gaz.....	25
II.6. Description de la turbine à gaz MS5002-C.....	25
II.7. Conclusion.....	40
<i>Chapitre III : Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C sans injection de la vapeur d'eau</i>	
III.1. Introduction.....	42
III.2. Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C.....	42
III.3. Rendement de la turbine à gaz MS-5002C.....	48
III.4. Résultats récapitulatifs à15°c de calcul des performances energetiques	

sans injection de la vapeur d'eau.....	49
III .5.Calcul des performances énergétiques de la turbine à partir des données réelles.....	49
III .6.Influence de la température ambiante sur les performances de la turbine ..	50
III.7.Résultats récapitulatif à 45°C de calcul des performances énergétiques sans injection de la vapeur d'eau.....	52
III.8.Conclusion.....	52

ChapitreIV : Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C avec injection de la vapeur d'eau

IV.I. introduction.....	54
IV.2. Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C.....	54
IV.3. Calcul du rendement de la turbine à gaz MS-5002C.....	57
IV.4. Résultats récapitulatifs à15°C de calcul des performances energetiques avec injection de la vapeur d'eau.....	59
IV.5. Résultats récapitulatifs à de calcul des performances energetiques avec injection de la vapeur d'eau.....	59
IV.6. Conclusion.....	60

Chapitre V : Résultats et Interprétation

V.1 . Introduction.....	62
V.2 . Résultats de calcul sans et avec injection de vapeur à 15 °C.....	62
V.3. Résultats de calcul sans et avec injection de vapeur à 45 °C.....	64
V.4. Variation des performances énegitiques de la turbine à gaz MS-5002C en fonction de débit de vapeur à injecté à 15 °C.....	65
V.5. Conclusion.....	70

Conclusion Générale

<i>Liste des figures</i>	73
<i>Liste des tableaux</i>	78
<i>Références Bibliographique</i>	79

Annexes

Nomenclature

Symbole	Définition	Unité
Q_f	Débit volumique de la pompe	m^3 / s
P	Puissance de la pompe	W
η	Rendement de la pompe	%
T_{ce}	Température entrée évaporateur	$^{\circ}C$
T_{cs}	Température sortie évaporateur	$^{\circ}C$
T_{fe}	Température d'entrée d'eau dans l'évaporateur	$^{\circ}C$
T_{fs}	Température de sortie de l'eau dans l'évaporateur	$^{\circ}C$
\dot{m}_f	Débit massique de l'eau entrée évaporateur	kg / s
\dot{m}_g	Débit massique du gaz entrée évaporateur	kg / s
P_e	Puissance de l'échangeur	W
E	Efficacité de l'échangeur	%
U	Coefficient d'échange global	$W / m^2 * K$
NUT	Nombre d'unités de transfert	
C_{min}	Débit thermique unitaire	W / K
S	La surface d'échange	m^2
T_a	Température ambiante	K
T_1	Température entrée compresseur	K
T_{2s}	Température fin de compression isentropique	K
T_{2r}	Température fin de compression réelle	K
T_3	température de fin de combustion	K
T_{4s}	température de la fin de détente isentropique	K
T_{4r}	Température fin de détente réelle	K
P_a	Pression ambiante	bar
P_{2r}	Pression de la fin de compression réelle	bar
P_{2s}	Pression de la fin de compression isentropique	bar
P_3	Pression de sortie de la chambre de combustion	bar

P_{4s}	Pression de la fin de détente isentropique	bar
P_{4r}	Pression de la fin de détente réelle	bar
τ	Taux de compression	
\dot{m}_{air}	Débit d'air total	kg / s
$\dot{m}_{air-comb}$	Débit d'air pour la combustion	kg / s
\dot{m}_c	Débit de combustible	kg / s
\dot{m}_v	Débit de vapeur	kg / s
P_{ci}	Pouvoir calorifique inférieur	kJ / kg
H_a	l'enthalpie à la température T_a	j / kg
H_{2r}	l'enthalpie à la température T_{2r}	j / kg
H_3	l'enthalpie à la température T_3	j / kg
h_c	l'enthalpie à la température ambiante T_a	j / kg
C_{p,T_x}	Chaleur spécifique à la température T_x	J / (kg * k)
$NTHP$	Vitesse de rotation de la turbine HP	rpm
$NTBP$	Vitesse de rotation de la turbine BP	rpm
γ_g	L'exposant isentropique de gaz	
η_{cc}	Rendement de la chambre de combustion	%
η_c	Rendement de compresseur axial	%
η_{d-T}	Rendement de la détente de la turbine	%
η_g	Rendement global de la turbine	%
W_{CA}	Travail massique du compresseur	j / kg
W_T	travail massique de la turbine	j / kg
W_u	Travail massique utile	j / kg
P_{CA}	Puissance du compresseur axial	W
P_T	Puissance de la turbine	W
P_U	Puissance utile	W
P_{th}	puissance thermique de la turbine	W

Introduction Générale

Une turbine à gaz, appelée aussi turbine à combustion est un moteur à combustion interne, dont le rôle est la conversion de l'énergie thermique due à la combustion d'un hydrocarbure en énergie mécanique (couple mécanique sur l'arbre de la turbine). Elle demeure l'un des moyens de production de puissance les plus révolutionnaires, son invention a permis aux ingénieurs d'atteindre des niveaux de puissance jamais égalés par des moteurs thermiques conventionnels. L'utilisation de ces modes de productions de puissance est très répandue dans différents domaines d'activités, en particulier la production de l'énergie électrique, la propulsion aéronautique, la pétrochimie etc... et ceci compte tenu de facilités d'adaptations, du faible rapport coût puissance développée, une large gamme de régime de fonctionnement et à de modes de démontage en blocs qui permettent des périodes de fonctionnement entre réparation plus en plus élargies.

Malgré ces avantages, leur haute sensibilité à l'influence des conditions ambiantes, particulièrement la température de l'air ambiant qui varie considérablement entre le jour et la nuit pendant qu'il fait chaud, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté. Puisque la turbine à gaz est une machine à volume constant, sa puissance est directement proportionnelle au débit d'air passant, qui est aussi directement proportionnel à la densité qui diminue avec l'augmentation de la température ambiante.

Le cycle d'une turbine à gaz est un cycle très souple de sorte que ses paramètres de performance, c'est-à-dire le rendement, la puissance et le travail spécifique, puissent être améliorés en ajoutant des composants supplémentaires à un cycle simple.

Beaucoup de méthodes sont utilisées pour l'augmentation de la puissance, afin de compenser les effets des conditions ambiantes sur le rendement de la turbine à gaz, les méthodes les plus Utilisés sont celles du refroidissement d'air à l'admission, l'injection de la vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion (Paepe, 2001 ; Penning, 1996). Les méthodes de l'injection de l'eau et de la vapeur d'eau ont l'avantage de réduire les émissions des NO_x , ce qui est important pour la gestion environnementale.

Dans ce travail, le processus de combustion dans la chambre de combustion de la turbine à gaz s'effectue en présence d'une quantité supplémentaire de la vapeur d'eau. Celle-ci a été fait en récupérant la chaleur du gaz d'échappement de la turbine, qui est passé dans l'échangeur de chaleur (évaporateur), afin d'obtenir la vapeur surchauffée. Cette méthode conduit à une amélioration du rendement et de la puissance de sortie de la turbine est une conséquence de la masse supplémentaire traversant la turbine (Wang et Chiou, 2004).

*Chapitre I : Description de
la région de Rhourde
Nous*

I.1-Introduction

Le sud algérien est très riche en hydrocarbures ou il y a présence d'une large gamme de produits relatifs aux gisements de pétrole et gaz. Pour la séparation de ces produits de leurs dérivés, notre pays a investi des sommes colossales en vue de la nécessité d'installer ces grands complexes de traitement qui sont répartis en plusieurs unités à savoir :

Unité de traitement gaz.

Unité de traitement liquide (l'huile, condensat).

Unité de stockage.

Unité de production et distribution d'énergie électrique (centrale électrique). Unité du réseau torche.

Unité du réseau anti – incendie.

I-2-Présentation de la direction de Rhourde Nouss

I.2.1-Situation géographique

La région de Rhourde-Nouss fait partie de la Willaya d'ILLIZI. Elle est située à 350 Km au Sud/Sud-est de OUARGLA, à 1200 Km au Sud/Sud-est d'ALGER et à 270 Km au Sud/Sudest de HASSI MESSAOUD. Elle est reliée à la route nationale N3 (OUARGLA-ILLIZI) par une bretelle de 30km goudronnée. La Direction Régionale de RHOURE NOUSS se trouve à la lisière de l'ERG Oriental avec une alternance de HAMADA (ou GASSI) et d'ERG (ou SIOUF) de direction généralement Nord/Sud, elle est caractérisée par :

- L'altitude moyenne est de 275 m par rapport au niveau de la mer.
- Son climat est désertique (Sec avec un très faible taux d'humidité).
- Écart important de température entre l'hiver et l'été (-5°C à 55°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.

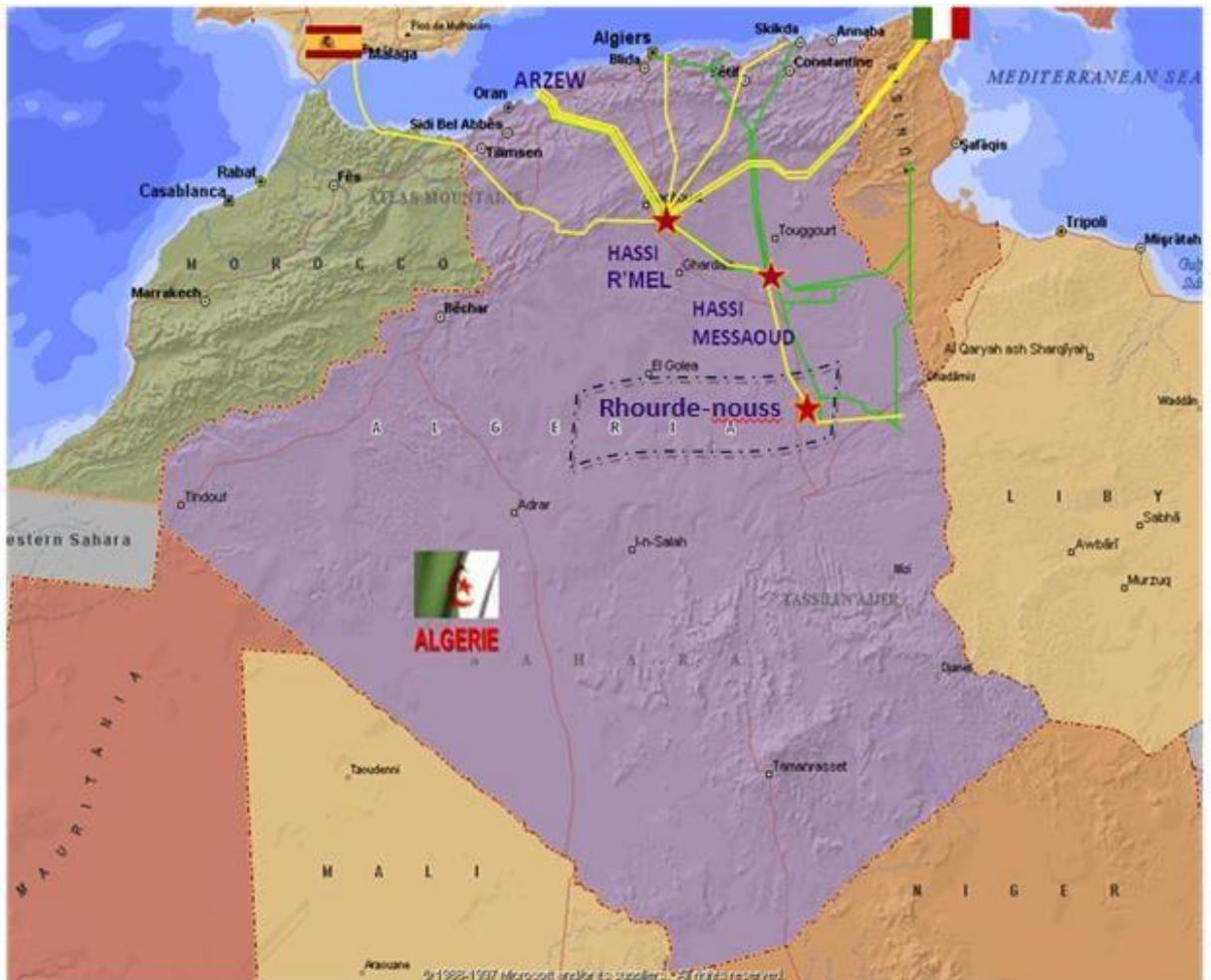


Figure (I.1): Situation géographique du Champ RNS

Premier découverte du gaz à RHOURE NOUSS est 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. Les grandes étapes ont ponctué le développement de la région de RHOURE NOUSS sont les suivantes :

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

<i>DATE</i>	<i>LES ETAPES DE DEVLEPEMENT</i>
1956	La première découverte d'un puits du gaz a Rhourde Nouss.
1966	La première découverte d'un puits du l'huile a Rhourde Nouss.
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.
1995	La région de Rhourde Nouss a été la première unité de SONATRACH a avoir installé un système DCS au niveau de HAMRA
23-Mai-1996	Première expédition de GPL (HAMRA).
13-Août-1999	Extension de la phase A par un cinquième train d'une capacité de 10.250Millions SM ³ /j de gaz.
Février 2000	Démarrage Usine GPL (Phase B) d'une capacité de traitement de 48Millions de m ³ /j pour la production de 3800 t/j du GPL.
06-Mars-2000	Première expédition de GPL (Rhourde Nouss).
2004	Passage au système de contrôle DCS (4 trains UTG).
2005	Mise en service de l'Unité de récupération des gaz Torches (SRGT).
2005/2010	Préparation plan de développement CTH et QHA.
2007	Exploitation du puits RN3.
2008	Passage au système de contrôle des turbines de MARKII au MARKIV
2009	Accident dans GPL (éclatement d'un train 200).
2010	Ouverture de chantier du QHA ; Démarrage prévu 1er semestre 2013.
2011	démarrage de l'unité CSC
2013	Mise en essai QHA (démarrage prévue en fin décembre).
2014	Démarrage de l'usine CPF (Central Processing Facility) traitement de quartzite de Hamra.
2017	Démarrage de l'incinérateur de CO ₂ de l'usine CPF.

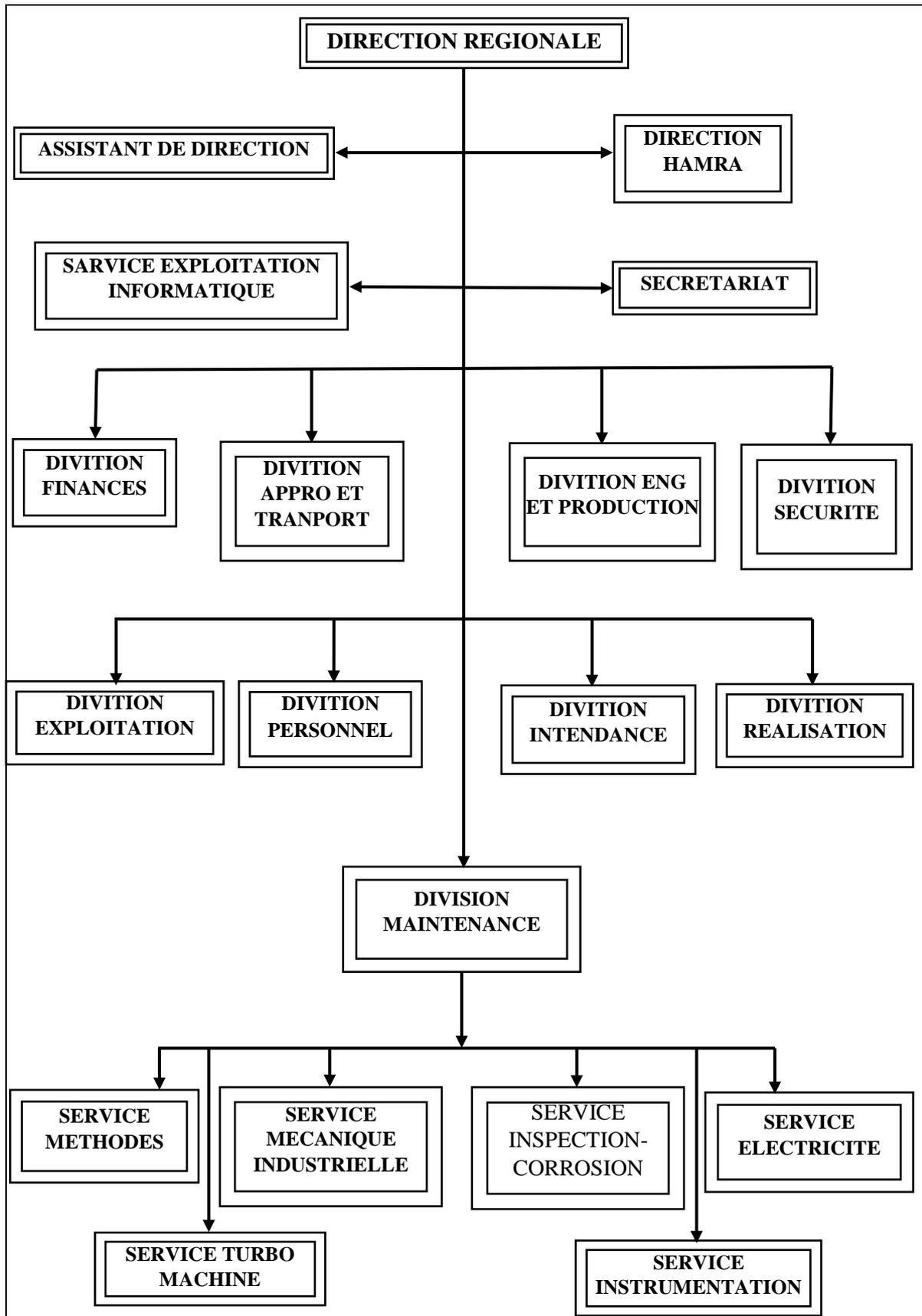


Figure (I.2): Organigramme de la direction

I.3-Présentation des divisions de Rhourde Nouss***I.3.1-Division Finances :***

Son rôle est la prestation des services de trésorerie, de comptabilité générale et de gestion

I.3.2-Division Approvisionnement et Transport :

Elle a pour but l'approvisionnement, le développement, l'organisation et la mise en disposition des matérielles des équipements, outillage de construction et les engins.

I.3.3-Division Réalisation :

Elle a comme mission la planification, le développement, l'organisation et la mise en œuvre d'une capacité de construction pétrolière répondant aux besoins de développement du champ de RHOURE NOUSS. Et aussi la réalisation des travaux de génie civile, l'entretien de tous les locaux et logements, électricité bâtiments, plomberie et menuiserie.

I.3.4-Division personnel :

Son rôle est l'organisation et le contrôle des activités de la région du côté recrutement, formation, gestion du personnel, prestations sociales, activité culturelle et administration générale.

I.3.5-Division Intendance :

Sa tâche principale est la prestation de service restauration, l'hébergement et la gestion des patrimoines.

I.3.6-Division Engineering et Production :

Elle a pour objectif la planification, le développement, l'organisation et la mise en œuvre des services techniques opérationnels et l'intervention sur toutes les installations des puits.

I.3.7-Division Sécurité :

Elle a pour but le contrôle, l'organisation et le maintien d'un haut niveau de sécurité du personnel, des équipements et lutte contre les feux.

I.3.8-Division Exploitation :

Sa tâche principale est la réalisation des programmes de production, de traitement et d'injection des hydrocarbures établis par la région.

I.3.9-Division Maintenance :

Son rôle est la planification, le développement, l'organisation et la mise en œuvre des réserves de maintenance liées aux besoins actuels et futurs de la région dans différentes activités mécanique industriel, turbomachine, électricité industrielle et instrumentation.

Elle est composée d'un ensemble des services et les tâches sont réparties en fonction des spécialités.

- Service Méthode :

Responsable d'élaborer et de suivre les programmes de maintenance préventive et curative des services mécaniques industriels, machine tournant, électricités et instrumentation.

- Préconisation des pièces de rechange afin de répondre efficacement aux diverses sollicitations de maintenance.
- Elaborer et suivre les inventaires des pièces de rechange (ex : type de consommation lents, rapides ou normal, etc.).
- Elaborer et suivre les requetés d'achat et de réparation.
- Elaborer les cahiers de charge et suivre les Appels d'offre.
- Planifier les travaux de maintenance préventive.
- Enregistrement des ordres de travail et la planification des arrêts généraux.
- Suivre les contrats de maintenance.
- Etude, analyse et proposition des solutions aux problèmes dans les usines.

- Service Mécanique Industriel :

Responsable d'exécution des programmes de maintenance préventive et curative des équipements statiques comme :

- Travaux d'usinage, de fabrication mécanique, de soudure et de chaudronnerie.
- Travaux d'installation et de rénovation de calorifugeage dans les usines.
- Suivre et réaliser les travaux mécaniques d'arête partiel ou général.
- Etude, analyse et proposition des solutions aux problèmes dans les usines.
- Elaborer des rapports d'intervention réalisée dans les usines.

- Service Turbomachine :

Responsable d'exécution des programmes de maintenance préventive et curative des machines tournantes installée dans l'unité de compression, de réinjection et dans la centrale électrique comme :

- Suivre les révisions des turbines effectuées par les prestataires.
- Réaliser les révisions des compresseurs centrifuge.
- Etude, analyse et proposition des solutions aux problèmes dans les usines.
- Elaborer les rapports d'intervention sur les installations des machines tournantes.

- Service d'Electricité Industriel :

Responsable d'exécution des programmes de maintenance préventive et curative des équipements électriques comme :

- Gérer l'exploitation de centrale électrique.
 - Suivre et réaliser les travaux de l'électricité durant un arrêt partiel ou général.
 - Etude, analyse et proposition des solutions aux problèmes dans les usines.
 - Elaborer les rapports d'intervention sur les installations des équipements électriques.
- ***Service instrumentation :***

Responsable d'exécution des programmes de maintenance préventive et curative des instruments, des systèmes de contrôle, et de commande installée dans les usinés et aussi dans les puits comme :

- Etalonnage des instruments.
 - Exploitation des automates programmables installent dans les usines (Mark V, Mark VI, DSC, etc.).
 - Suivre et réalisé les travaux d'instrumentation relatifs à l'arrêt partiel ou général.
 - Etude, analyse et proposition des solutions aux problèmes dans les usines.
 - Elaborer les rapports d'intervention.
- ***Service inspection et corrosion :***
- Elaborer et suivre les programmes d'inspection triennale ou décennale des équipements, machines, etc.
 - Inspections des anomalies signalées par l'exploitant.
 - Suivre les mesures des épaisseurs des équipements statiques et les pipelines.
 - Suivre les systèmes de protection cathodique.
 - Suivre l'injection des inhibiteurs de corrosion.
 - Etude, analyse et proposition des solutions aux problèmes reliant à la corrosion des installations ICS usines.
 - Elaborer et suivre les cahiers de charge des inhibiteurs de corrosion.
 - Elaborer les rapports d'inspection contrôle de corrosion.

I.4-Les principaux champs

La région de Rhourde Nouss est composée de plusieurs champs sur un rayon de 100 Km par rapport au siège de la Direction Régionale qui est située sur le champ de Rhourde Nouss Centre.

Les principaux champs mis en exploitation sont :

- Champ de RHOURE-NOUSS.
- Champ de RHOURE-CHOUFF.
- Champ de RHOURE-ADRA.
- Champ de RHOURE-HAMRA.
- Champ de HAMRA.

D'autres champs, de moindre importance, ont été découverts et seront développés dans le futur, Il s'agit de :

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

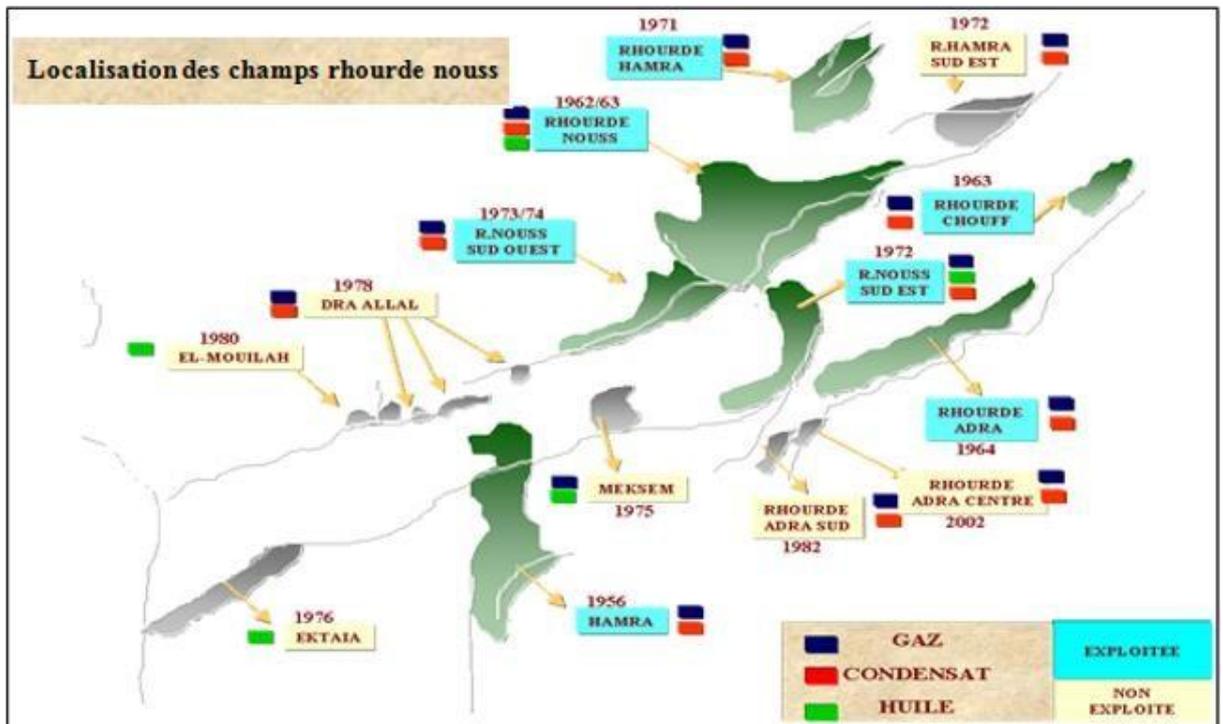


Figure (I.3): Gisement RNS (vue en 2D)

I.5-Capacités techniques

Le complexe de Rhourde Nous a connu un développement par le projet consistant en :

L'ajout d'un cinquième train d'une capacité de 10,250 Sm³/j de gaz.

Une unité d'extraction de GPL constituée de trois trains.

Ainsi, la capacité globale de Rhourde Nous est portée à :

- Gazbrut → 58 millions SM³/j.
- Réinjection → 75% environ, soit 32 millions SM³/j gaz sec.

- Commercialisation ———→ 23 million SM³/j.
- GPL ———→ 1450 T/j .
- Condensât ———→ 4200 T/j actuel 2600 T/J .
- Pétrolebrut ———→ 600T/j.

I.6-Réseaux collectent

Cette production est assurée par un certain nombre de puits producteurs et injecteurs de gaz, un ensemble de collectes et manifolds.

- Puits producteurs de gaz : 77 puits.
- Puits injecteurs de gaz : 34 puits.
- Puits d’huile: 39 puits.
- Collectes : 780 Km linéaire (diamètre de 4 à 20).
- Manifolds: 48.

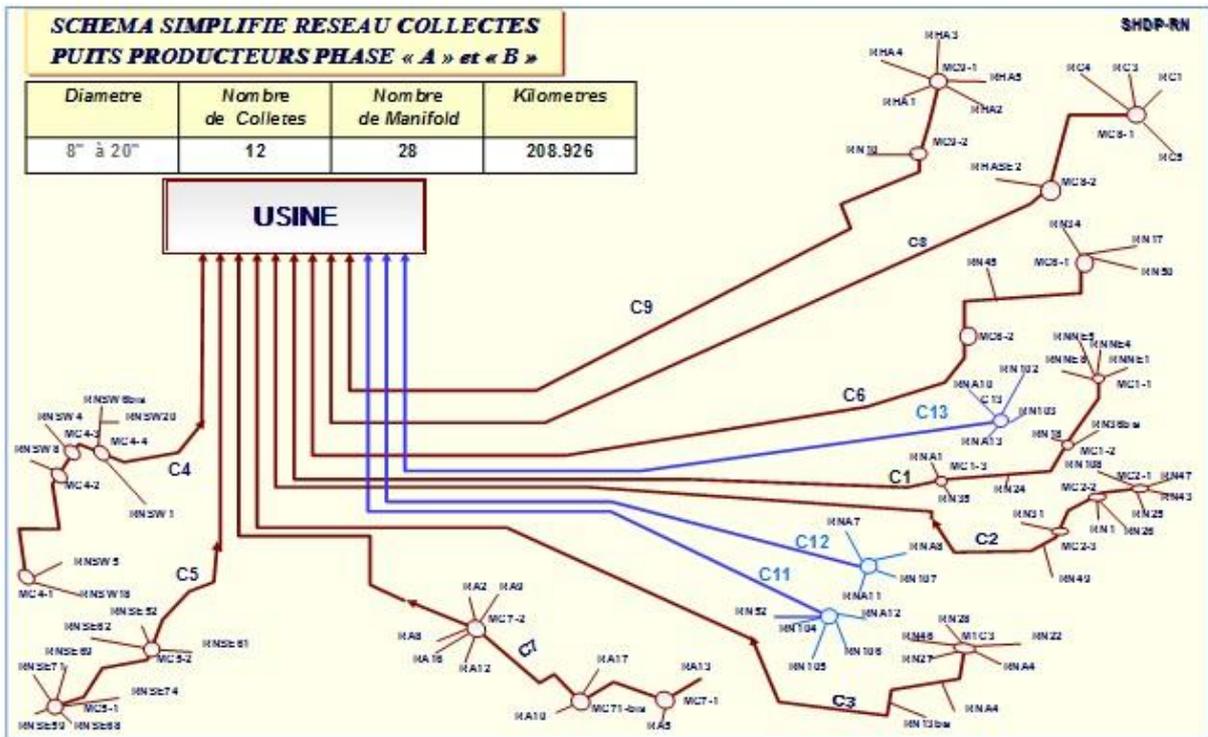


Figure (I.4): Schéma simplifier réseaux collecteurs puits producteurs.

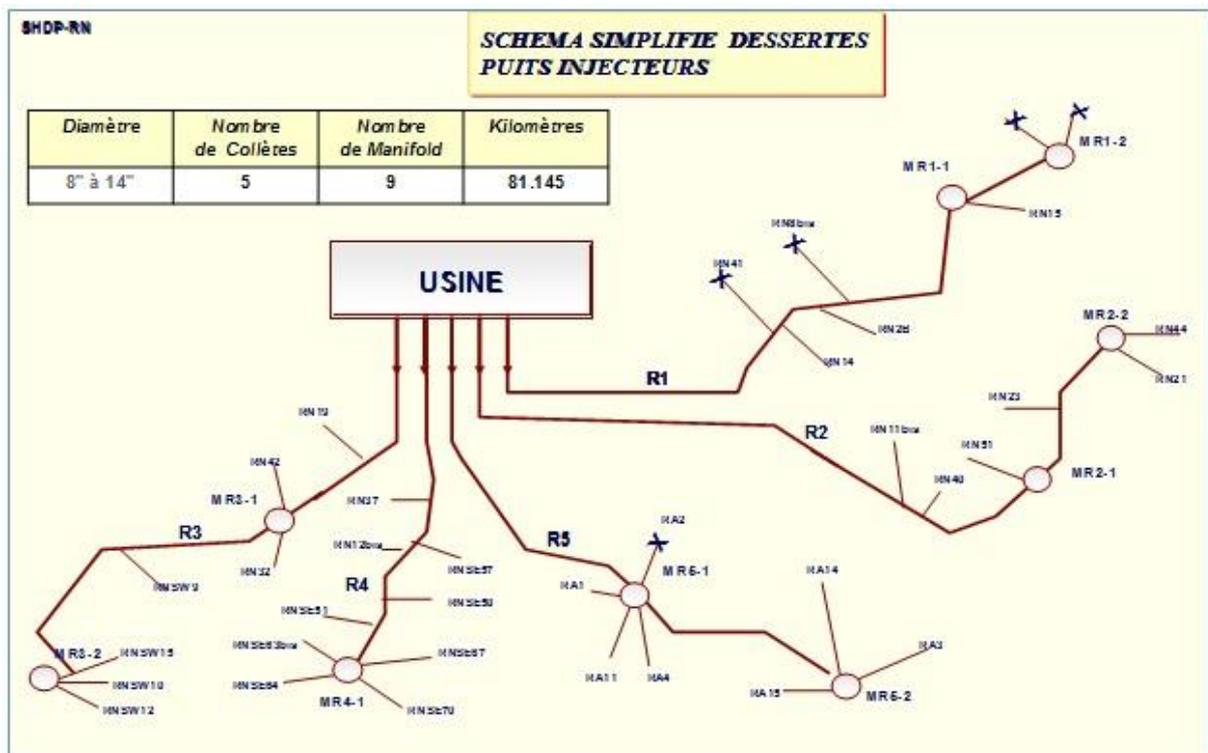


Figure (I.5): Schéma simplifier dessertes puits injecteurs.

I.7-Les différents complexes

La région de RHOUDÉ NOUSS est à vocation principalement gazière.

Elle est dotée de :

I.7.1-La Phase A :

Cette usine traite le gaz brut au niveau du 4 train identique chacun comporte un ensemble des équipements pour but de : réaliser une bonne séparation afin de récupérer le maximum du condensât (c₅+), assurer la compression du gaz (partie HP) vers la phase B et le recyclage du gaz sec traité (c₁ et c₂) vers la réinjection et l'expédition. Le cinquième train (U-70) fait seulement le traitement de la partie haut pression « HP » du gaz brut.

L'usine existante traité actuellement une charge de 51 million sm³/j de gaz brut avec une production de 1700 T/j du condensât.

I.7.2-La Phase B :

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

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

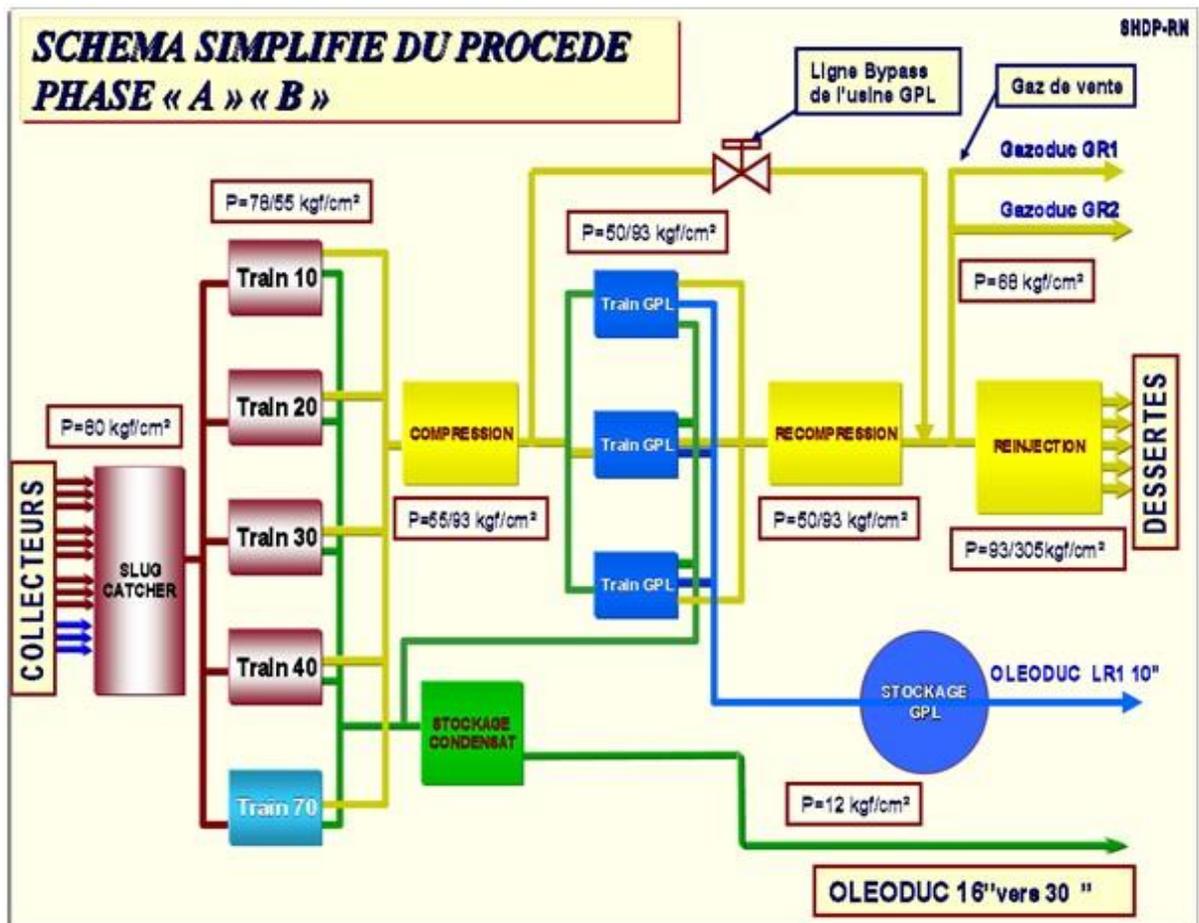


Figure (I.6): Le schéma de phase A et phase B

I.7.3-Centre de compression et de séparation (CSC) :

Le Centre de Séparation et de Compression (CSC) a pour but de séparer l'huile, l'eau et le gaz provenant des 39 puits dans l'unité 500. Ils sont regroupés suivant leur niveau de pression et sont connectés à trois séparateurs pour séparer le gaz et le condensat. 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 Nous, 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.

I.7.4-CPF (Central Processing Facilities):

La nouvelle installation de traitement de Quartzite de Hamra (QH) est conçue pour traiter 10 millions Sm³/jour de gaz (base sèche) provenant de 26 puits de production dans quatre (04)

champs, dans la région de Rhourde Nouss. L'usine a une production nominale de 10 millions Sm³/jour et produit du gaz résiduaire sec ayant un Pouvoir Calorifique Supérieur (PCS) entre 9 800 et 9 900 Kcal/Sm³ et un contenu de CO₂ inférieur à 2,0 % molaire. Le gaz d'exportation est envoyé vers le gazoduc GR4 du réseau de transport TRC. Le CPF est subdivisé en six (6) sections :

- La séparation du mélange multiphasique (Slug Catcher).
- Le traitement du gaz.
- La compression et la déshydratation du CO₂.
- Le prétraitement du condensat instable.
- Le traitement de l'eau produite (désuilage).
- Les utilités.

I.8-Description générale de l'usine phase A (côté compression)

I.8.1-Description de l'unité 50

But de l'unité 50 :

Les gaz lourds et légers en provenance des trains 10, 20, 30, 40 et 70 se font compresser au sein de l'unité Boosting pour être envoyés à la suite vers l'usine GPL.

Elle comprend une section responsable de la compression des gaz lourds et une autre qui comprime les gaz légers et les gaz lourds déjà comprimés dans la première section, à une telle pression que le gaz peut être expédié par gazoduc vers l'usine GPL (environ 93 Bars).

Ses connexions avec les autres unités :

L'unité 50 est connectée aux trains 10, 20, 30, 40, 70 et l'usine GPL directement, et aussi avec l'unité 60 (Réinjection) et le gaz de vente, si l'usine de GPL et by-passé, comme peut le montrer le schéma ci-dessous :

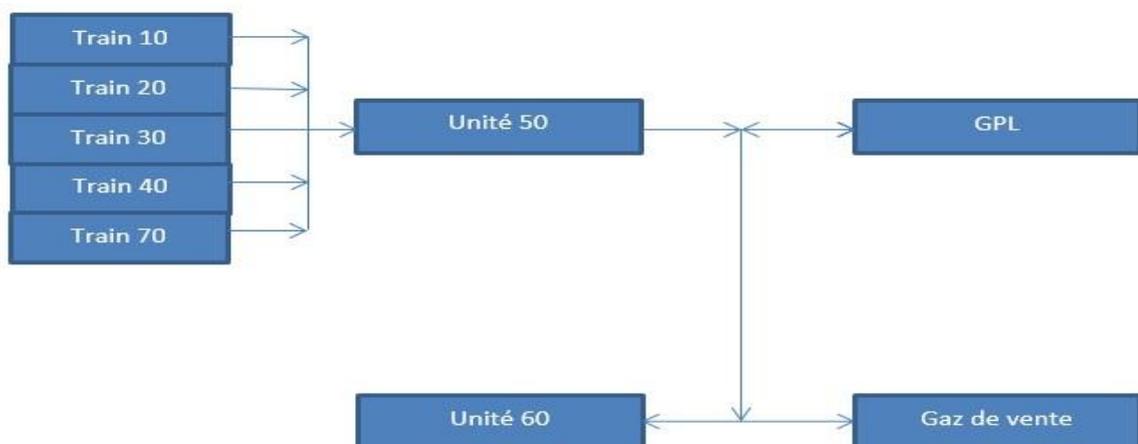


Figure (I.7): Connexion de l'unité 50 avec les autres unités.

I.8.2-Description de l'unité 60 :

But de l'unité 60 :

Le but de l'unité 60 est de comprimer le gaz sec en provenance du GPL et du CPF (Pratiquement du méthane) à une pression d'environ 270 bars, pour le réinjecter par la suite dans des puits injecteurs.

L'unité 60 est composée de 4 turbines accouplées à des compresseurs à deux étages.

L'unité 60 est connectée directement au GPL (et au CPF) et à l'unité 50 si l'usine GPL est by-passé.

Voici dans ce qui suit les différentes connexions de l'unité 60 avec les autres unités.

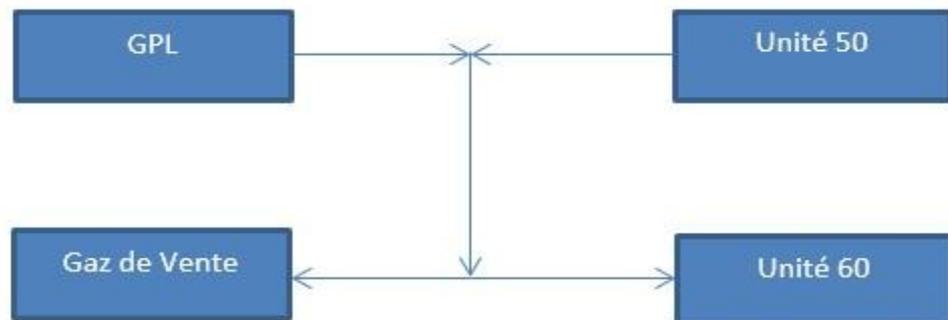


Figure (I.8): Connexion de l'unité 60 avec les autres unités.

*Chapitre II : Généralités
sur les turbines à gaz et
description de la turbine
à gaz MS5002-C*

II.1-Introduction

La grande puissance, le bon fonctionnement ainsi que les hautes performances des turbines à gaz font d'elle un des moyens les plus sollicités pour l'entraînement des charges mécaniques. La turbine à gaz est un moteur à combustion interne de tous les points de vue. Elle peut être considérée comme un système autosuffisant. En effet, elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertit cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui ont lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel. [1]

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

II.2- Note Historique sur le développement des turbines à gaz :

Les applications pratiques des turbines à gaz se sont produites la première fois de 1939 à 1941. En 1939, la société suisse Brown Boveri a utilisé une turbine à gaz pour produire de l'électricité. Également en 1939, le premier vol d'un avion actionné par une turbine à gaz développée par Hans von Ohain, a eu lieu en Allemagne. Une autre turbine à gaz d'avion a été

développée par Frank Whittle, qui a actionné un avion en 1941 en Angleterre. À partir de ces applications la turbine à gaz a été développée au point où aujourd'hui c'est la centrale la plus importante d'avions en service.

Les progrès obtenus dans le domaine de la technologie des matériaux et dans la recherche approfondie sur la combustion ont donné comme résultats des améliorations rapides

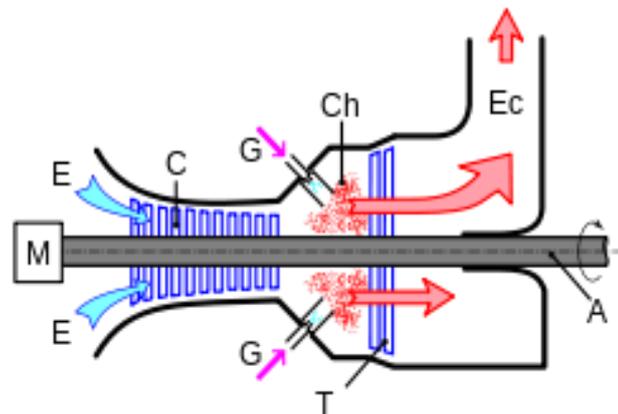
des performances en termes de puissance spécifique et rendement en augmentant la température maximale dans le cycle thermodynamique. Le tableau suivant montre l'historique

des progrès de la turbine à gaz type MS5002 depuis 1970. [02]

II.3-Généralité sur les turbines à gaz

Les turbines sont des machines rotatives qui convertissent l'énergie fournie par l'expansion des gaz chauds ou de la vapeur en énergie mécanique dans les installations industrielles. Les turbines à vapeur et à gaz constituent les deux catégories principales.

La turbine à gaz est une machine motrice tournante à écoulement continu, équipée d'un compresseur axial et des chambres de combustion. Elle est en mesure de produire elle-même un fluide sous pression et à température très élevée qui en subissant sa phase d'expansion dans les différents étages de la turbine, fournit de l'énergie mécanique à la sortie de son arbre d'entraînement. C'est une véritable unité autonome qui suffit à elle-même.



(Figure II.1): Principaux organes d'une turbine à gaz

II.3.1. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz :

Les turbines à gaz produisent soit de l'énergie mécanique, soit des gaz d'échappement à haut vitesse et à haute température ou une combinaison des deux. L'énergie mécanique peut être utilisée pour alimenter un compresseur, un ventilateur ou une pompe tandis que les gaz d'échappement à haute température peuvent être utilisés pour produire de la vapeur ou de l'eau chaude dans une chaudière de récupération de la chaleur. Les turbines à gaz peuvent également être utilisées comme machines auxiliaires de systèmes combinés où l'énergie provenant d'autres sources est utilisée pour augmenter la puissance d'entrée de la turbine et où les gaz d'échappements sont utilisés comme air de combustion chaud dans un brûleur.

La chambre de combustion peut brûler une variété de combustibles y compris le gaz naturel, le diesel et les huiles lourdes résiduelles. L'air comprimé alimente la

combustion et refroidis les différentes parties de la turbine à gaz. L'air comprimé qui n'est pas introduit dans la chambre de combustion entoure et refroidis l'enveloppe de celle-ci.

Une certaine quantité d'air est dégagée à travers de petites fentes formant sur la surface interne de la chambre de combustion une pellicule d'air froide qui protège l'enveloppe contre les températures élevées des gaz.

L'espace annulaire entourant l'arbre est également refroidi par de l'air provenant du compresseur.

La turbine transforme la haute vitesse du gaz qui se détend en énergie mécanique.

La figure (II.2) montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de la machine correspondant aux phases de fonctionnement mentionnées cidessus.

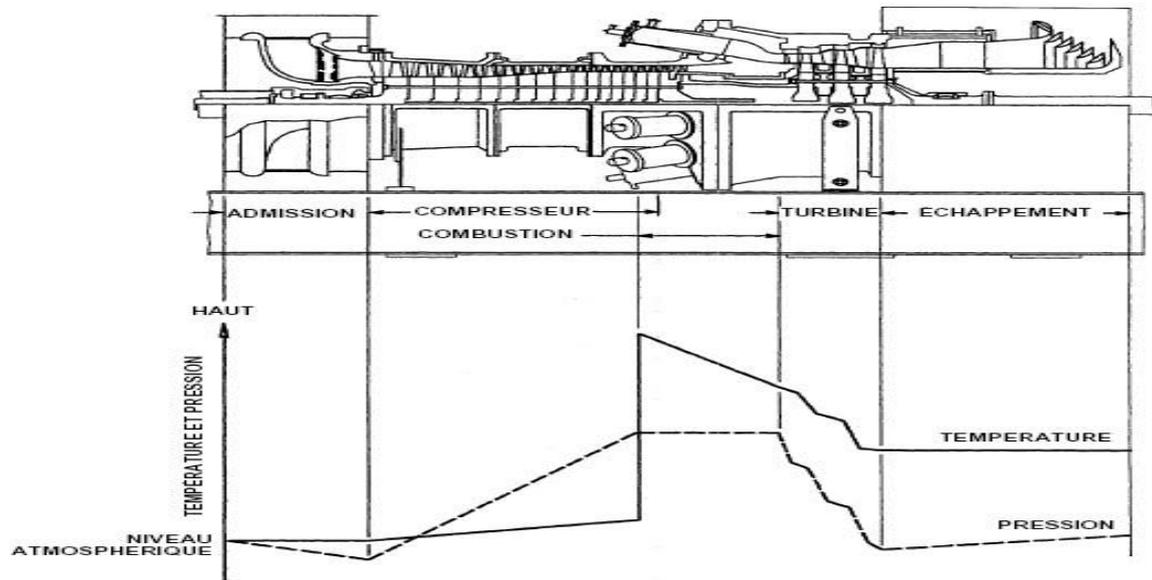


Figure (II.2): Les variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine.

II.3.2-Classification des turbines à gaz :

On peut classer les turbines selon différents points:

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

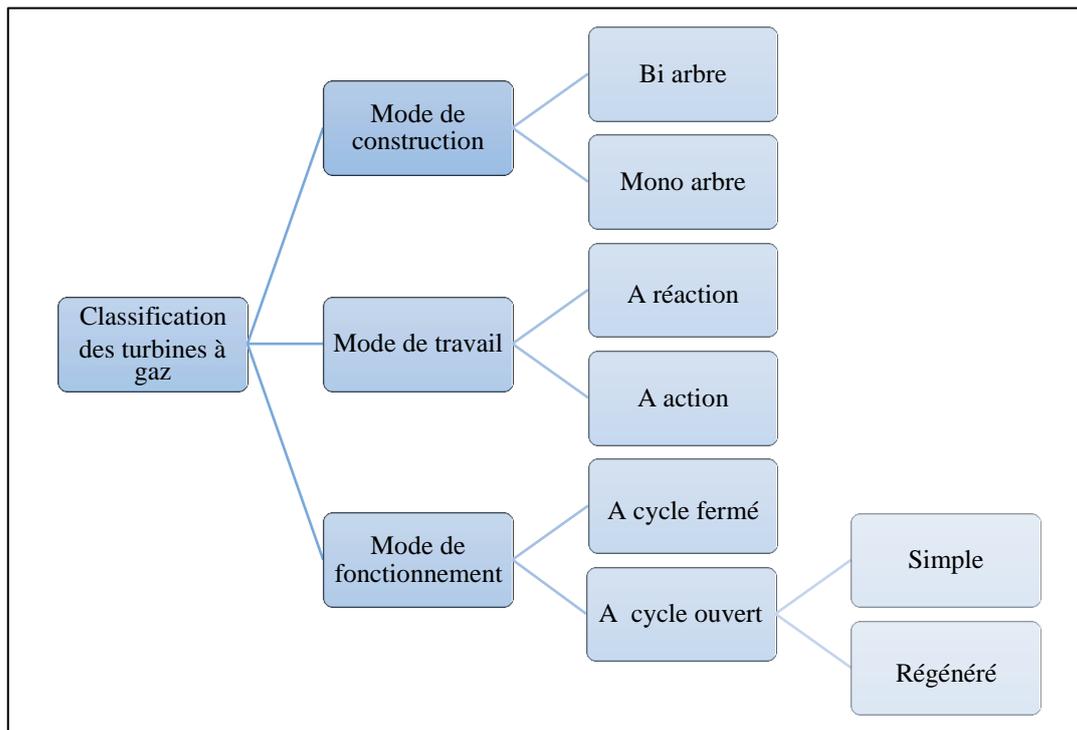


Figure (II.3) : Classification des turbines à gaz

II.3.1-Par le mode de construction (figure .II.3)

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

Un deuxième type, englobe les turbines à deux arbres « bi-arbres »; elles ont l'avantage d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseur,...). Elles se composent de deux parties, la première assure l'autonomie de la turbine, la deuxième est liée à la charge. Un troisième type peut être aussi cité, ce sont les turbines dites dérivées de l'aéronautique; Elles ont une conception spéciale suivant le domaine dans lequel elles sont utilisées. Dans ce troisième type, la partie qui assure l'autonomie de la turbine existe toujours, et l'énergie encore emmagasinée dans les gaz d'échappement est utilisée pour créer la poussée, en transformant cette énergie (thermique et de pression) en une énergie cinétique de jet dans une tuyère.[3]

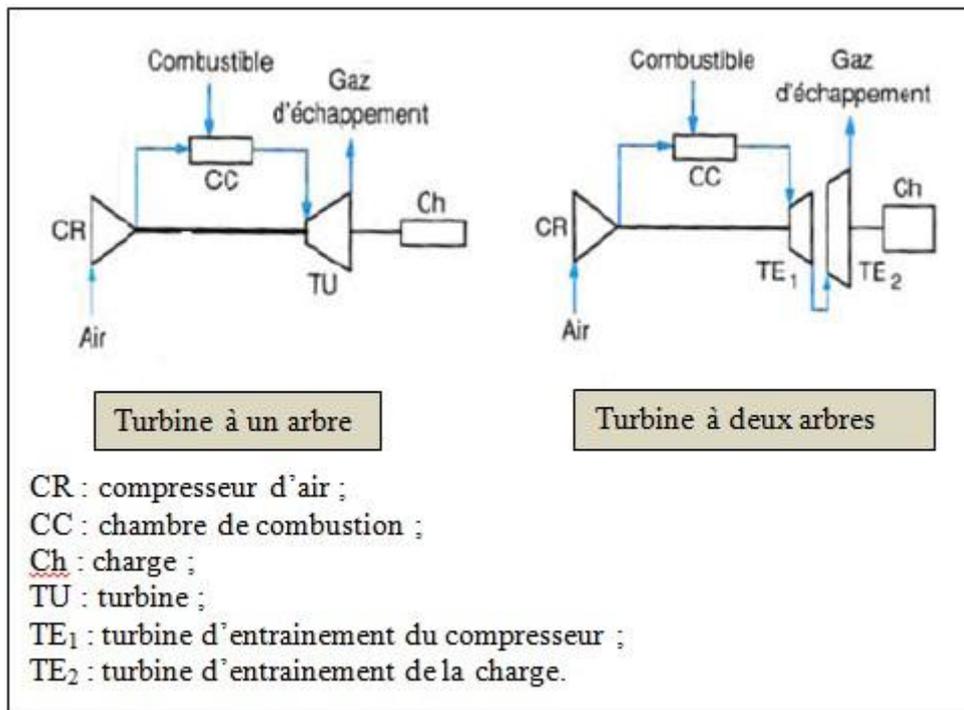


Figure (II.4) : Turbines à gaz à un arbre et à deux arbres

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

II.3.2-Par le mode de travail

On distingue deux types de turbine :

➤ Turbine à action

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

➤ Turbine à réaction

Une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique $P_1 > P_2 > P_3$. Le taux de réaction ϵ caractérisera le % d'énergie thermique totale. [1]

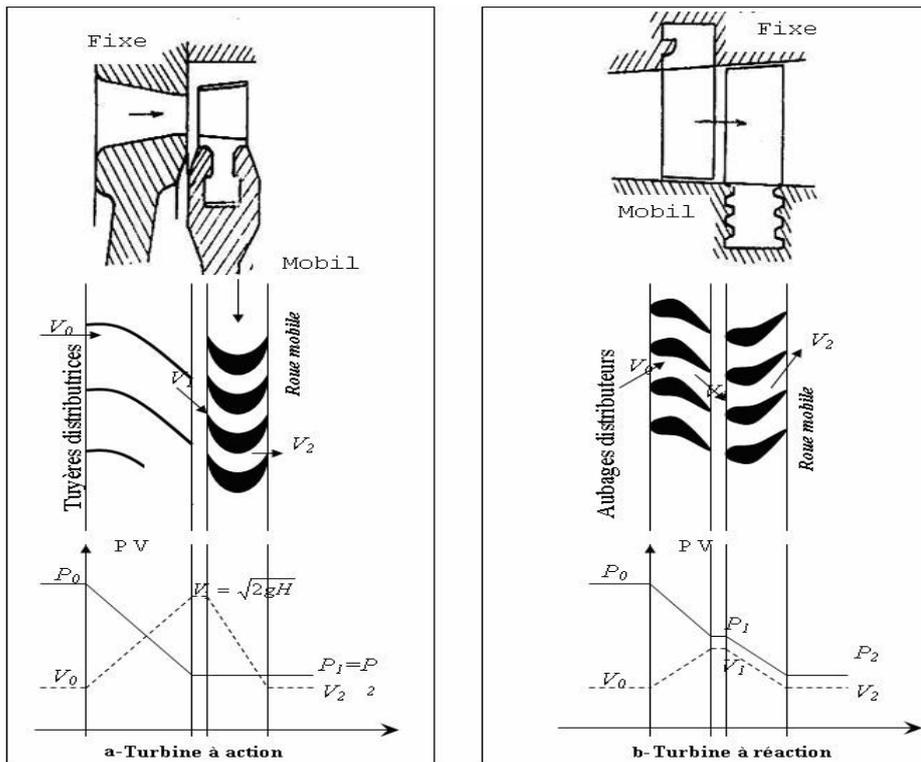


Figure (II.5): Mode de travail.

II.3.3-Par le mode de fonctionnement thermodynamique

Il existe deux cycles thermodynamiques :

➤ **Turbine à gaz à cycle fermé**

Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

➤ **Turbine à gaz à cycle ouvert**

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

- **Turbine à cycle simple** : c'est une turbine utilisant un seul fluide pour la production d'énergie mécanique, après la détente les gaz possédant encore un potentiel énergétique est perdu dans l'atmosphère à travers l'échappement.
- **Turbine à cycle régénéré** : c'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation. [3]

II.4-Principales applications

De nos jours la turbine à gaz connaît une large utilisation et dans différents domaines et en particulier dans le domaine des hydrocarbures à cause de leur grande gamme de puissance et leurs propres avantages. Chaque cas d'application d'une turbine à gaz comprend un nombre important de paramètres de définitions spécifiques : type de combustible, durée de fonctionnement par an, températures extérieures extrêmes, montage, nuisances, etc. Il en résulte qu'une installation de turbine à gaz doit être personnalisée afin de répondre aux conditions d'exploitation envisagées.

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

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

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

II.4.2-Production combinée chaleur-force

Ce type d'application permet d'économiser les dépenses d'énergies. Le couple de force peut servir à l'entraînement d'une machine réceptrice et la chaleur peut servir pour le chauffage, séchage, production de vapeur pour un processus industriel. Le principe de cette application peut être, encore, poussé plus loin pour obtenir des installations industrielles dites à énergie totale où la turbine à gaz peut fournir simultanément trois formes d'énergie : électrique

(alternateur), pneumatique (par prélèvement d'air sur le compresseur), calorifique (récupérateur de chaleur des gaz d'échappement). Le rendement de telles installations est ainsi fortement revalorisé et peut atteindre 50 à 60%.

II.4.3-Production d'électricité

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

II.4.4-Pompage et compression

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

II.5-Avantages et inconvénients des turbines à gaz

II.5.1-Les avantages des turbines à gaz :

- encombrement restreint permettant l'installation dans un local dans lequel un groupe diesel de même puissance ne pourrait être logé ;
- faible poids permettant l'installation en étage ou en terrasse ;
- très faibles vibrations ;
- atténuations sonores facilement réalisables ;
- pas d'irrégularités cycliques entraînant des distorsions dans le courant alternatif produit (courant propre) ;
- démarrage facile par grand froid ;
- faible consommation de courant pour maintenir le groupe en situation de démarrage ;
- pas d'utilisation d'eau donc pas de risque de gel ;
- possibilité d'utiliser deux combustibles (gaz naturel et fuel domestique par exemple) ;
- possibilité de fonctionner à faible charge ou à vide sans problèmes.

II.5.2-Les inconvénients des turbines à gaz

- au-dessous de 3 000 kW environ, prix installé supérieur à celui du groupe diesel ;
- temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel ; à titre indicatif : 30 à 120 s pour une turbine, 8 à 20 s pour un groupe diesel.
- Rendement inférieur à celui d'un moteur diesel (cycle simple). À titre indicatif : 28 à 33 % pour une turbine de 3000 KW, 32 à 38 % pour un groupe diesel.
- Performances dépendant des conditions extérieures (dégradées si T augmente ou si P diminue).

II.6. Description de la turbine à gaz MS5002-C

II.6.1. Introduction :

La turbine à gaz MS5002-C est une machine rotative à combustion interne, elle pressurise de l'air, le mélange avec un combustible et brûle ainsi le mélange dans des chambres de combustion, figure (II.6).

Les gaz ainsi produits sont détendus au niveau des aubes d'une turbine de détente.

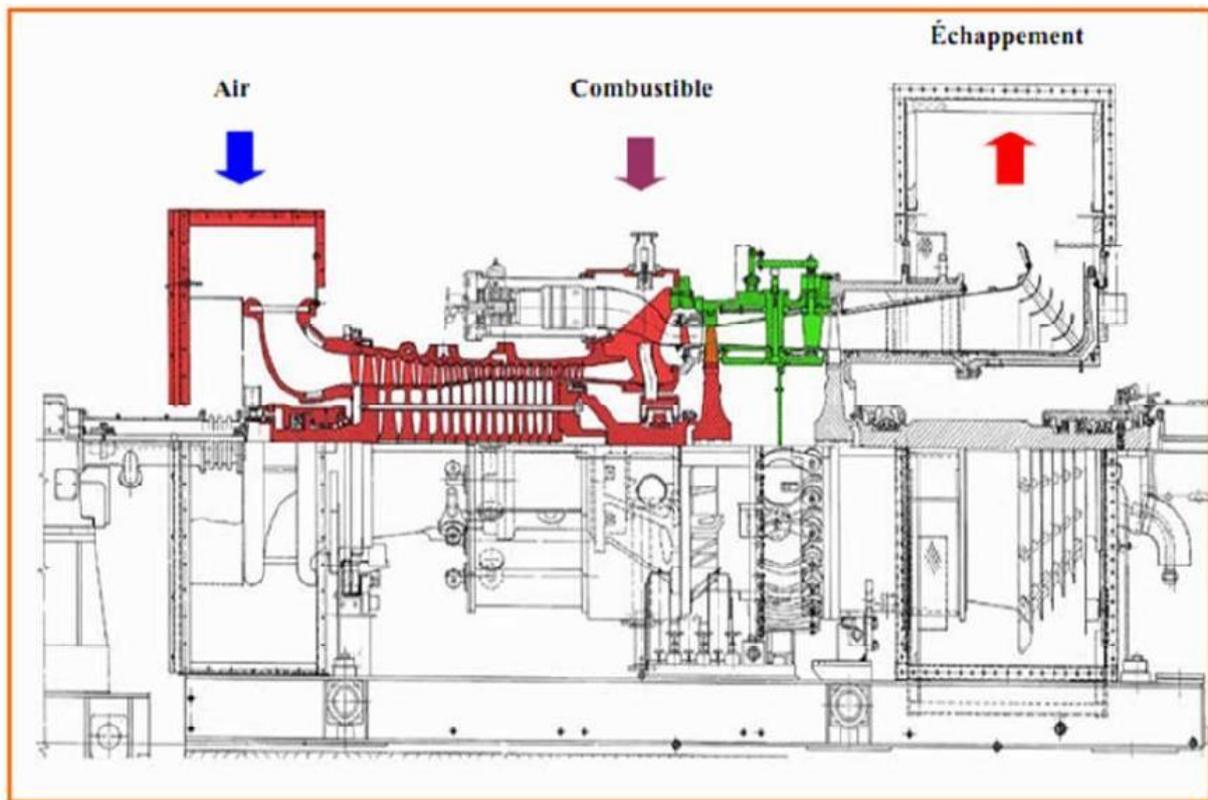


Figure (II.6) : présentation de la turbine MS5002-C.

II.6.2. Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002-C :

Série du modèle de turbine à gaz	MS5002-C
Emploi de la turbine à gaz.....	Entrainement mécanique
Cycle	Simple
Rotation de l'arbre	Sens antihoraire
Type de fonctionnement	Continu
Vitesse de rotation de la turbine HP.....	$NTHP = 5100 \text{ rpm}$
Vitesse de rotation de la turbine BP.....	$NTBP = 4670 \text{ rpm}$
Commande électronique	MARK V, SPEED TRONIC
Protections	Survitesse, Température excessif, Détection de vibration
Puissance de base	28337 KW
Température d'admission	15°C
Pression d'échappement	1.013 bar

- *Section Compression*

Nombre d'étages	16
Type de compresseur	Flux axiale, grand débit
Type des aubes directrices	Variable
Pression à l'admission	1.013 bar
Pression de refoulement.....	7 bar
• Section Turbine	
Nombre d'étage	2 arbre
• Section Combustion	
Type	12 brûleurs multiples
Disposition des chambres	Concentrique autour du compresseur
Injecteur Combustible	Un par chambre
Bougies	2, Type électrode
Détecteur de flamme	4(quatre), type ultraviolet
• Ensemble Palier	
Nombre de palier	4
• Système de démarrage	
Dispositif de démarrage	Turbine de lancement
• Système de combustible	
Type	Gaz naturel
Signale contrôle combustibl.....	Panneau de commande turbine
Vanne arrêt gaz, rapport et commande	Servocommande- électro hydraulique
• Système de lubrification	
Lubrifiant	A base du pétrole
Capacité totale	23530 litres
Pression sur les appuis	1.72 bar
Pompe de graissage	(Principale, Auxiliaire, Urgence)

- **Système d'alimentation hydraulique**

Pompe hydraulique (Principale, Auxiliaire)
Filtre hydraulique d'alimentationDouble avec vanne de transfert.

II.6.3. Principe de fonctionnement :

Grace à un système de lancement par une turbine de lancement, le rotor de la turbine HP est lancé à 20% de sa vitesse nominale.

Le compresseur axial aspire l'air de l'atmosphère et le refoule dans les chambres de combustion, ou un apport de combustible permettra de produire un fluide moteur ou gaz chaude a pression constante.

Les gaz chauds ainsi produits viennent se détendre sur la roue haute pression, puis dans la roue basse pression pour s'échapper ensuite vers l'atmosphère.

Donc, on produit un travail utile pour entrainer le compresseur centrifuge à partir du rotor de la roue BP

II.6.4. Principaux composants de la turbine

Les principaux composants d'une turbine à gaz MS5002-C sont :

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

II.6.4.1. La partie auxiliaire

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

La partie auxiliaire se compose de :

- **Système d'admission**

Le système d'admission d'une turbine à gaz a pour but de diriger l'air vers la section d'admission du compresseur axial (Figure II.7), il doit assurer :

- 1) Une bonne filtration de l'air pour le bon fonctionnement de la turbine.
- 2) Un débit d'air admis régulier afin de produire la puissance voulue.

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

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

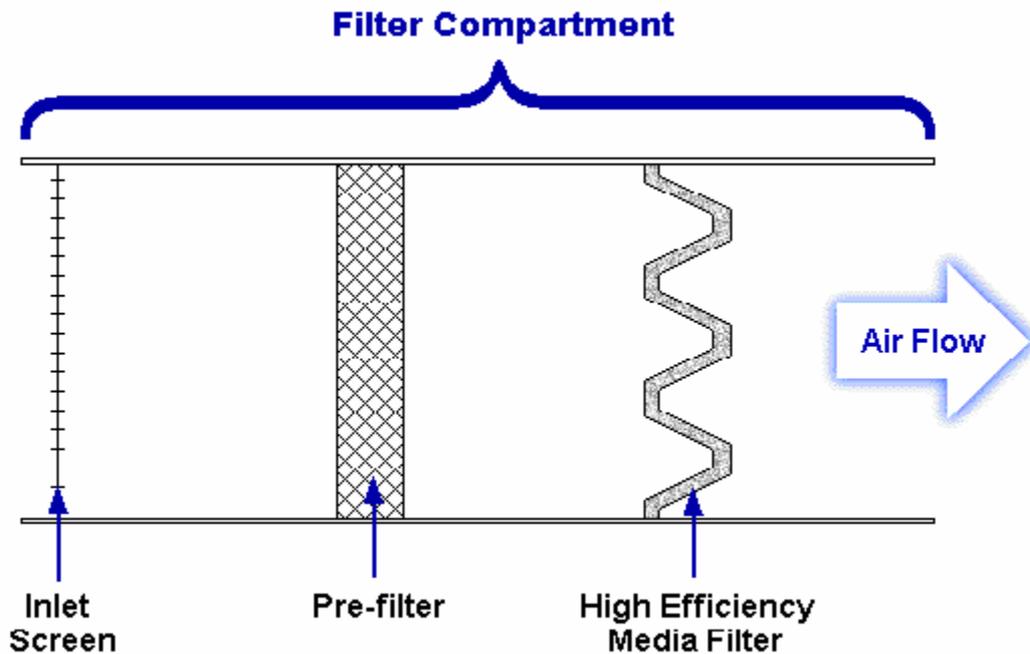


Figure (II.7) : Système d'admission, filtre à air.

- **Système de démarrage :**

Le système de lancement fait croître la vitesse du rotor de la turbine jusqu'à 22% de sa vitesse nominale (1122 rpm) dans une minute, l'ensemble se stabilise pendant les cinq minutes qui suivent à la vitesse de 22%, afin de permettre le balayage des gaz résiduels, et l'alimentation avec le gaz combustible.

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

- **Paliers :**

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

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

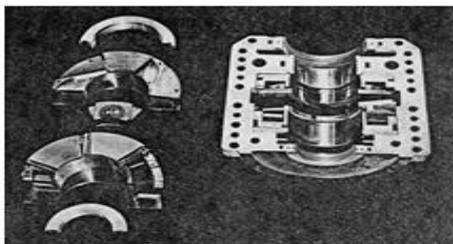
le palier N°3 dans le diffuseur d'échappement et le N°4 à l'extrémité arrière du diffuseur d'échappement.

Les paliers N°1 et N°2 soutiennent le rotor du compresseur et la turbine haute pression.

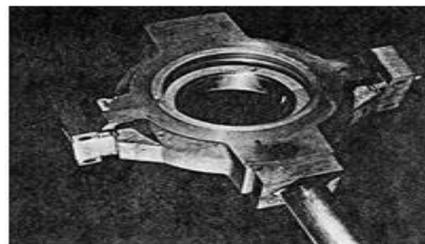
Les paliers N°3 et N°4 soutiennent le rotor de la turbine basse pression et de la charge.

Tableau(II.1) : ensembles des paliers

Palier		
N°	Catégorie	Type
1	Porteur	Elliptique
	Butée (active)	Patin oscillant (six patins) auto équilibrant
	Butée (inactive)	Surface réduite
2	Porteur	Elliptique
3	Porteur	Patin oscillant (cinq patins)
4	Porteur	Patin oscillant (cinq patins)
	Butée	Patin oscillant (huit patins) auto équilibrant
	Butée	Patin oscillant (quatre patins) pas équilibrant



PALIER N° 1



PALIER N° 2



PALIER N° 3



PALIER N° 4

• **Système de l'huile de graissage :**

L'objectif de ce système est d'alimenter avec l'huile les paliers, les auxiliaires intégrés

(Réducteur, accouplements,...etc.), les vérins hydraulique...etc. Cette huile doit répondre aux exigences de propreté (filtration), de pression, et de température nécessaire aux différents organes où elle est envoyée.

Le système de lubrification comprend les éléments principaux suivants :

➤ **Réservoir d'huile :**

Un grand réservoir placé sous la partie auxiliaire amont, précisément en dessous des pompes de graissage, il a une capacité de 11200 l. La vidange se fait chaque révision générale (Major Inspection), mais dans la plupart des cas son état pour une seule MI reste bon, pour cela la vidange se fait pour chaque deux MI. Lors de la 1^e MI et vu la grande quantité d'huile contenue dans le réservoir, on fait recycler l'huile dans une centrifugeuse où les impuretés sont éliminées vers l'extérieur, pour lui rendre son état pur. Pendant le fonctionnement, un appoint d'huile est apporté quand on recense qu'il est nécessaire.

➤ **Pompes d'huile de graissage :** On a quatre (4) types de pompes :

1) Les pompes auxiliaires:

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

2) Les pompes mécaniques:

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

3) Pompe de secours:

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

4) Pompe de Vireur (ou de virage):

C'est une petite pompe, placée au-dessus du réducteur, alimentée par une batterie, son rôle est de garder le rotor de la turbine en rotation lors de la phase d'arrêt avec une vitesse angulaire de

1/4tr chaque 3mn pendant 12heurs pour éviter la flexion du rotor qui pèse 9 tonnes, avec une longueur d'environ 8m et une température élevée provenant de la compression d'air.

• **Système d'alimentation du combustible**

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

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

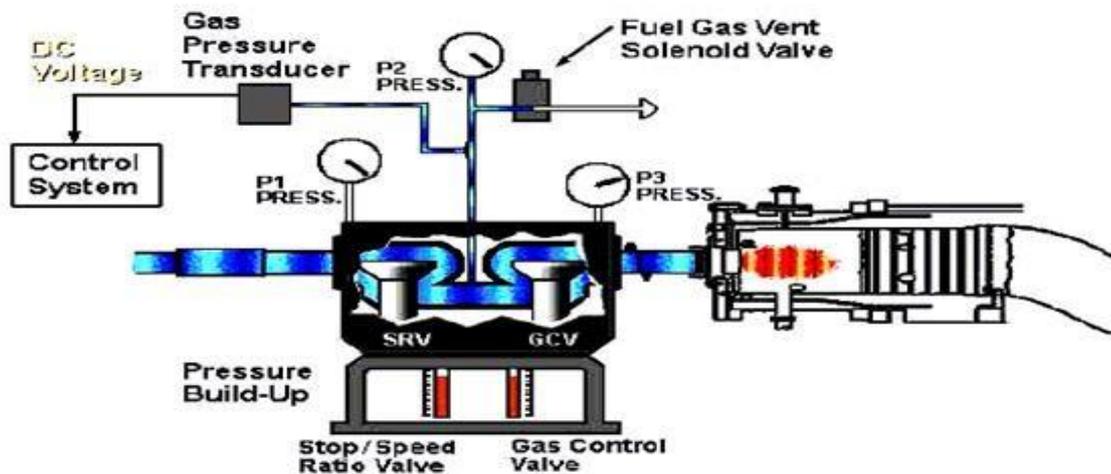


Figure (II.8) : système d'alimentation du combustible.

• **Système d'air de refroidissement et d'étanchéité :**

L'air ambiant et l'air d'extraction en provenance du compresseur à flux axial de la turbine servent à refroidir certaines pièces de la turbine et pressuriser les joints d'huile du palier. L'air d'extraction se compose de fuite des joints d'air haute pression du compresseur, de l'air de refoulement du compresseur et de l'air d'extraction du dixième étage de compression. Les circuits d'air de refroidissement et d'étanchéité sont illustrés dans le schéma de principe de tuyauterie, l'air de refroidissement et d'étanchéité. Les éléments de la turbine refroidis sont les suivants :

- ✓ Roues des premiers et deuxièmes étages.
- ✓ Ensemble de la directrice de premier étage et bague de retenue.
- ✓ Le carter du rotor de la turbine et entretoises de support du cadre d'échappement du détecteur d'admission.

- ✓ Les tubes a flamme des chambres de combustion et les coudes et les pièces de transition sont efficacement refroidis par l'air de combustion (air du compresseur).

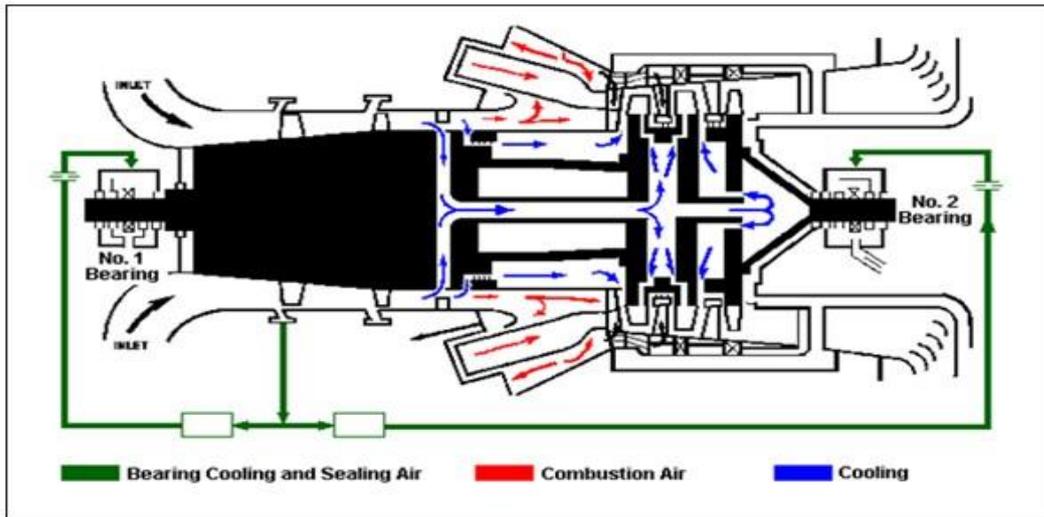


Figure (II.9) : Circuit d'air d'étanchéité et de refroidissement

- **dispositif d'anti-pompage :**

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

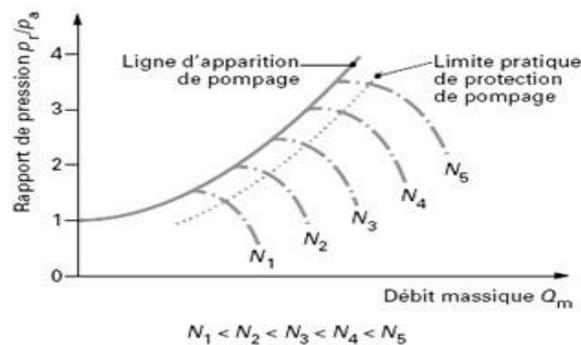


Figure (II.10) :Ligne de pompage et limite de protection de pompage;

(N_i : vitesse de rotation, p_r et p_a : pressions de refoulement et d'admission)

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

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

- **Débit entrant réglable (variable) :**

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

- **Vanne anti-pompage (VAP):**

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

- **Système d'échappement :**

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

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

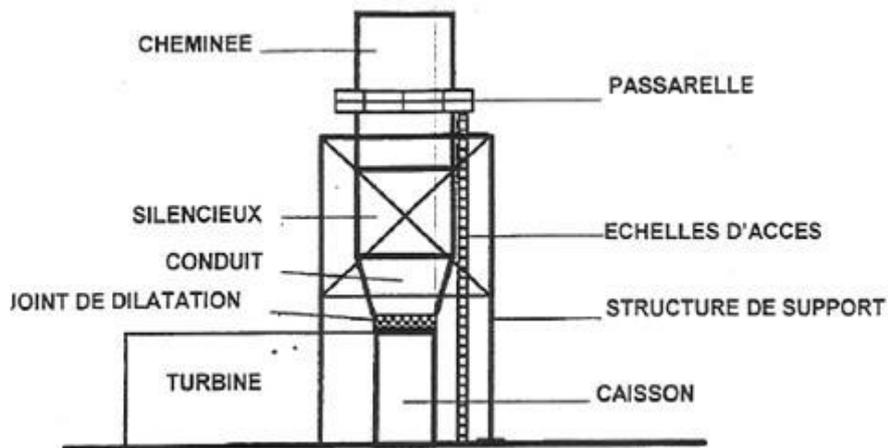


Figure (II.11) : Principaux éléments du système d'échappement

- **Socle et support :**

Le socle de la turbine contient la machine et parfois certains de ses auxiliaires. Pour le cas des MS5002, le socle contient la turbine seule, le système auxiliaire à un socle indépendant, par contre pour le cas des MS9001, le système d'échappement est aussi indépendant. Donc pour le cas des MS5002, le socle supporte la turbine, sert comme surface de montage des éléments de la turbine, et enferme le réservoir pour l'huile de graissage.

La turbine est soutenue sur le socle par deux plaques souples, l'une se trouve sous la caisse d'admission l'autre sous la caisse d'échappement. Elle comporte quatre paliers principaux, deux supportent le rotor (turbine HP), et les autres supportent la turbine BP.

II.6.4.2. Section de compression :

La section du compresseur axial comprend le corps (stator) et le rotor.

Le rotor comprend 16 étages de compression, les aubes de la directrice et deux déflecteurs de sortie.

Les aubes du rotor acheminent l'air en lui donnant la force nécessaire à la compression.

Ils sont insérés dans des rainures et maintenues dans une position axiale par l'empilage et le bouclage au bout des rainures.

Les aubes du stator guident cet air pour le faire pénétrer dans les étages successifs du rotor. Les disques et le demi-arbre sont assemblés pour assurer la conicité, et maintenus par des tirants.

La partie stator est composée de quatre éléments principaux suivants :

- **Corps coté aspiration**

Se trouve à la partie avant, sa fonction est de diriger l'air de façon uniforme vers le compresseur, il porte le premier palier du stator.

- **Corps partie avant**

Contient les quatre premiers étages du stator, il transmet également les charges de structure qui viennent du corps adjacent vers le support avant.

- **Corps partie arrière**

Contient es dernier étages du stator, les orifices d'extraction prévus dans ce corps permettent de prélever l'air au niveau du dixième étage du compresseur.

Cet air est employé pour refroidir, assurer les fonctions d'étanchéité et contrôler les pulsations au démarrage et à l'arrêt.

- **Corps coté refoulement**

C'est l'élément final et la pièce coulée la plus longue, situé à mi-chemin entre les supports avant et arrière. Ce corps porte le deuxième palier de la turbine.

Sa fonction est de contenir les sept derniers étages de compression et forme avec la paroi intérieure et extérieure le diffuseur du compresseur.

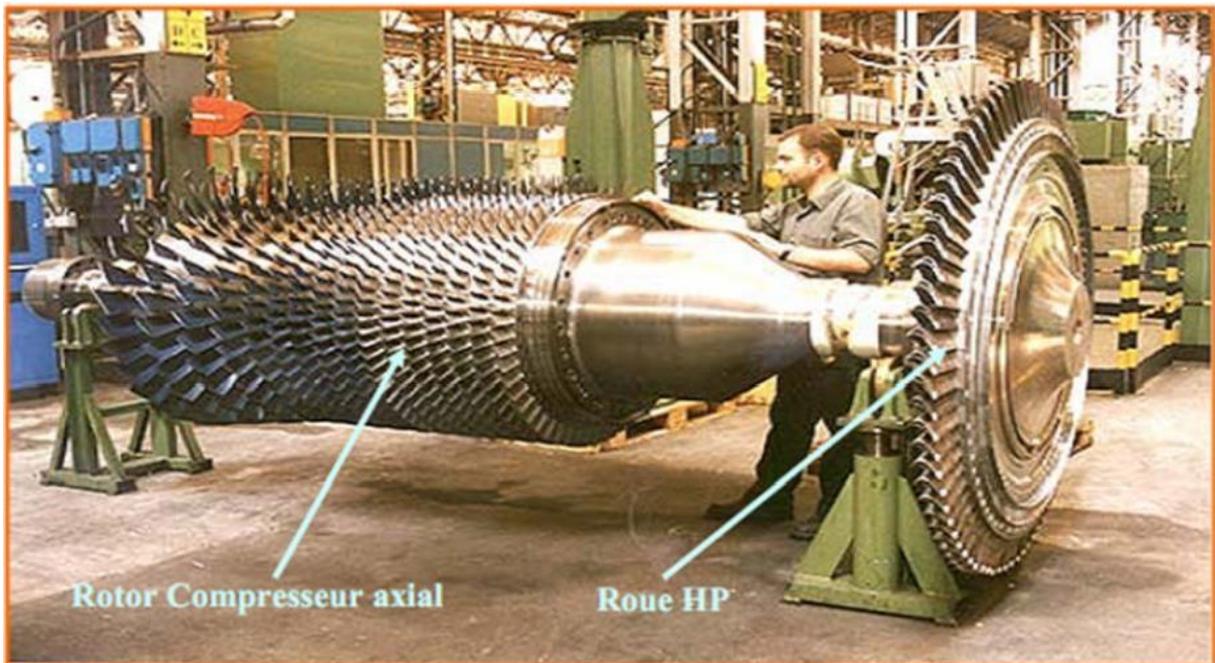


Figure (II.12) : Rotor du compresseur de la turbine à gaz MS5002-C

II.6.4.3. Système de combustion :

La section combustion de la turbine à gaz MS5002C comporte l'enveloppe de combustion qui est composée de 12 corps de combustion extérieure, de 12 ensemble chapeauchemise, de 12 pièces de transition, de 12 injecteurs de combustible, de 2 bougies d'allumage, de 4 détecteurs de flamme et de 12 tubes à foyer et, divers garnitures.

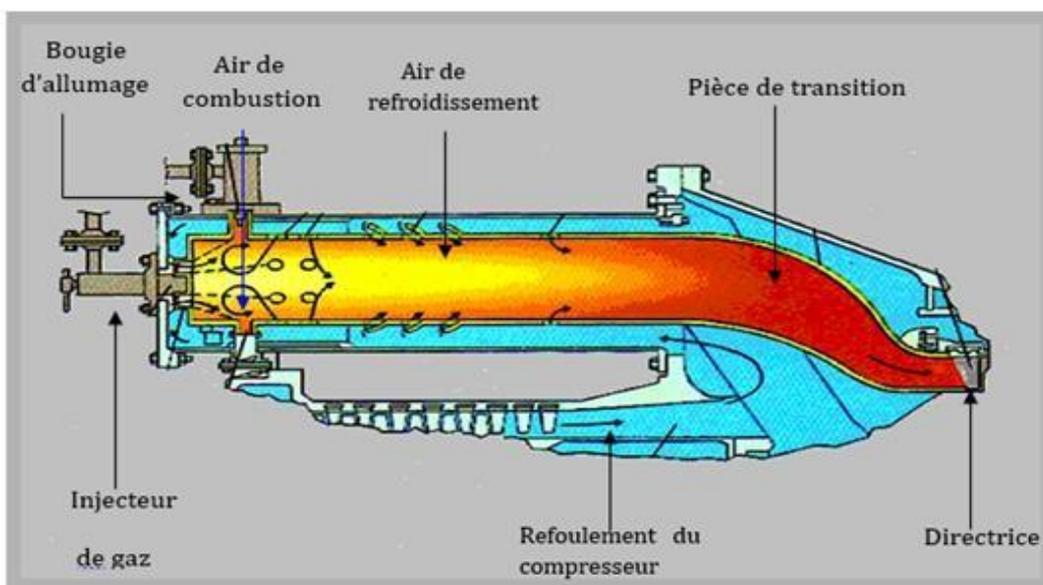


Figure (II.13) : Chambre de combustion

Enveloppe de combustion

Soutient les 12 corps de combustion qui renferment les 12 pièces de transition.

C'est une enceinte soudée, montée dans la partie arrière du refoulement du compresseur, elle reçoit l'air de refoulement à flux axial.

Corps de combustion

Les brides arrière des 12 corps de combustion sont montées sur la surface verticale avant de l'enveloppe de combustion avec chaque corps par les tubes de foyer.

Les ensembles chapeaux et chemises se trouvent à l'extérieur de chaque corps.

Les injecteurs de combustible sont montés dans les couvercles du corps de combustion, ils pénètrent dans les chambres et assurent l'alimentation en combustible.

Le rôle de la chambre de combustion c'est de fournir la quantité de chaleur nécessaire pour le cycle de la turbine à gaz.

La forme de la chambre de combustion est étudiée pour remplir les conditions suivantes :

- Durée de vie la plus longue possible.
- Encombrement minimal.
- Garantir un bon allumage et une stabilité de la flamme.
- Assurer une combustion plus complète que possible.
- Réduire les pertes de charges

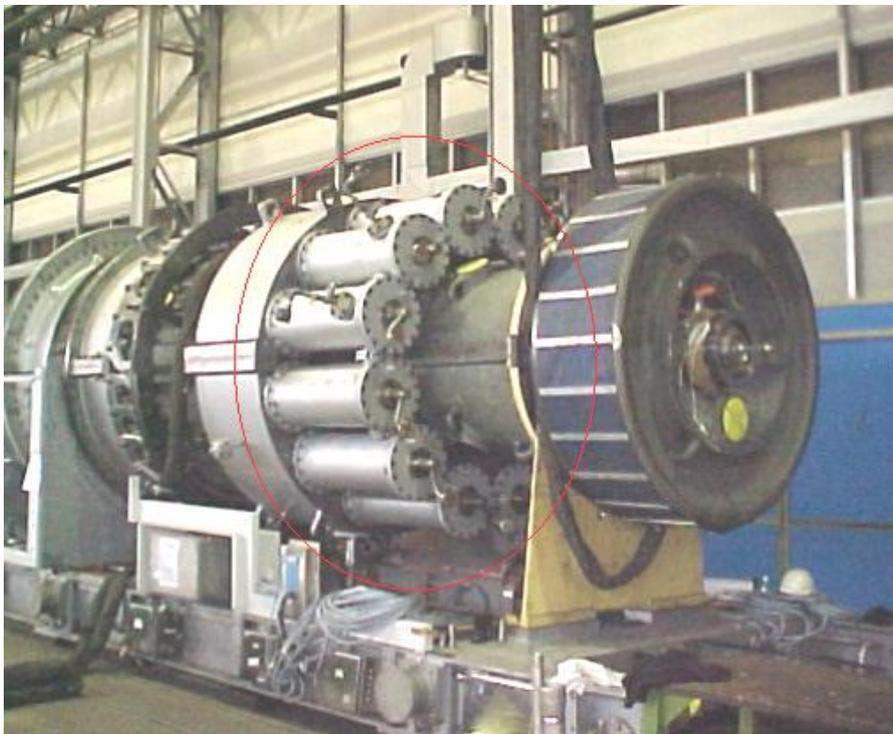


Figure (II.14) : Chambre de combustion de la turbine à gaz MS 5002C.

Bougie d'allumage

Le déclenchement de la combustion du mélange combustible est assuré par des bougies d'allumage avec électrode.

Deux bougies sont installées dans chacune des deux chambres de combustion 9 et 10, et reçoivent l'énergie du transformateur d'allumage.

Les autres chambres sont allumées à travers les tubes d'interconnexions.

□ Détecteur de flamme ultraviolette

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

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

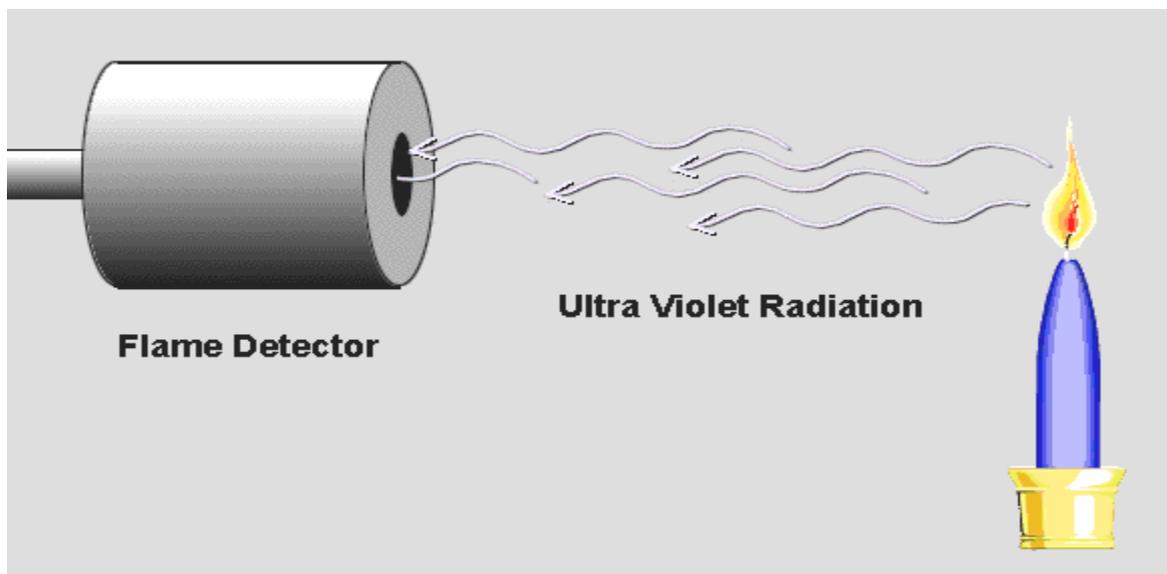


Figure (II.15) : Détecteur de flamme ultraviolette.

II.6.4.4. Section turbine (détente)

Les gaz chauds comprimés, entre dans la section de turbine dite aussi section de détente, pour céder une grande partie de leur énergie emmagasinée, ils trouvent dans leur trajectoire la première directrice, son rôle est d'augmenter la composante cinétique des gaz en réduisant leurs énergies thermique et de pression (expansion), les gaz accélérés dans la directrice trouvent ensuite devant eux la roue HP avec ces aubes. La trajectoire des gaz dans la roue HP est tangentielle au profil des intrados des aubes afin d'éviter les chocs (perte d'énergie) et d'avoir un couple résultant maximal.

La directrice se compose d'un ensemble d'éléments appelés segments, chaque segment regroupe trois compartiments ou aubes (Figure II.16), ces segments sont placés l'un à

côté de l'autre de telle façon qu'ils forment un anneau permettant d'orienter et d'accélérer les gaz.

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

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

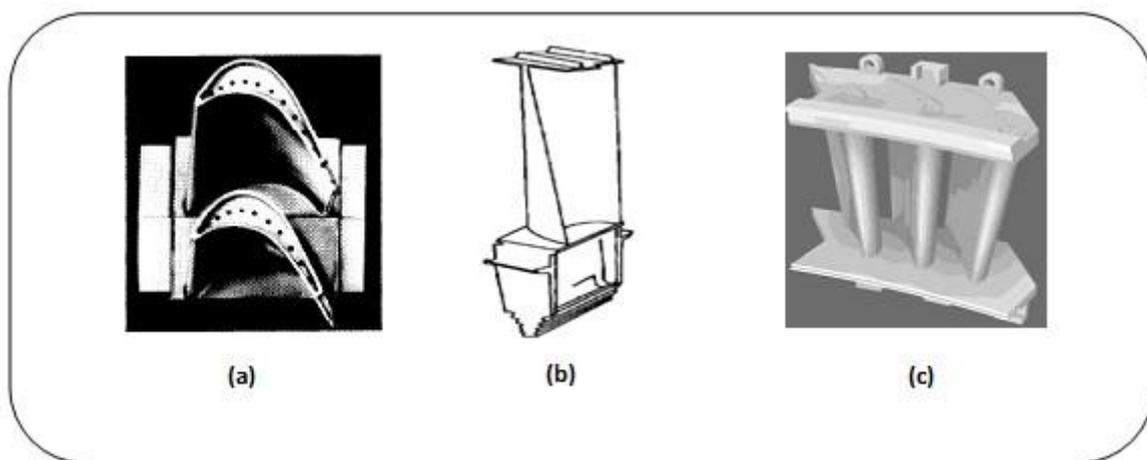


Figure (II.16) : (a): Aubes de première roue turbine; (b) : Aube deuxième roue (c): Segment de la directrice.

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

Pour le cas des turbines à gaz à un seul arbre, le rotor est lié à la charge par l'intermédiaire d'un réducteur (pour turbines à vitesse plus grande que 3000tr/mn). Les gaz sortants de la roue HP sont envoyés à l'atmosphère.

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

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

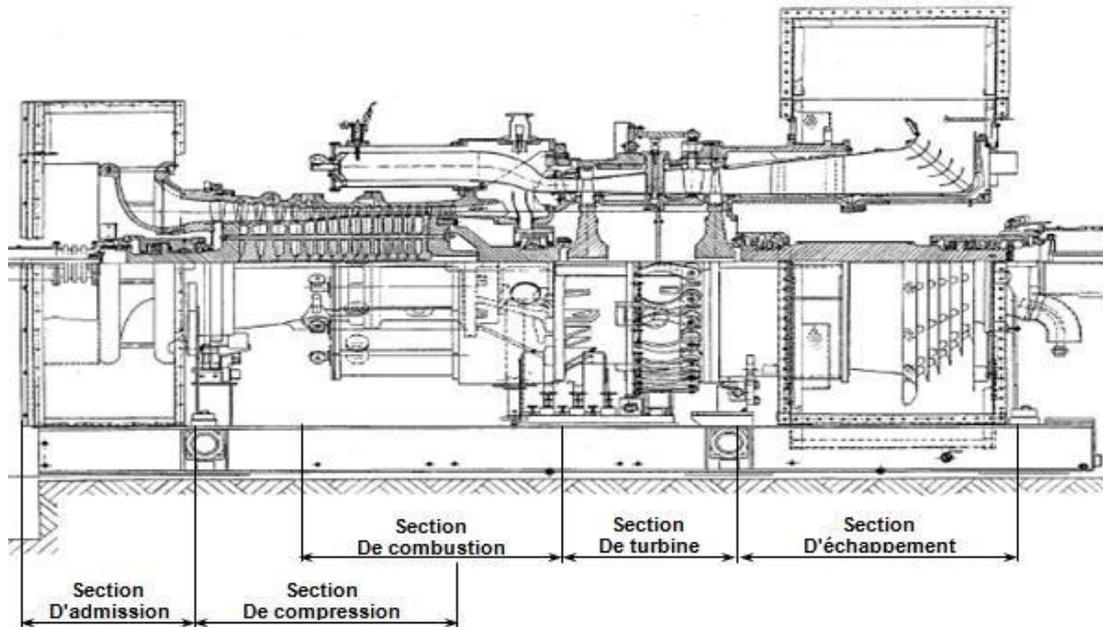


Figure (II.17) : Différentes sections de la turbine à gaz

II.6.5. Système de contrôle et de protection

- **Système de contrôle**

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

- **Système de protection**

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

II.7.Conclusion :

Dans ce chapitre on a présenté les généralisés sur les turbines à gaz, principe de fonctionnement, classification, principales utilisation

Dans cette revue bibliographique on voit que les domaines d'utilisation des TAG sont multiples et varies, néanmoins nous allons intéresser plus particulièrement à celles employées dans notre région à savoir

*Chapitre III : Calcul des
performances
énergétiques de la
turbine à gaz MS-5002C
sans injection de la
vapeur d'eau*

III.1. Introduction

Le calcul des performances énergétiques dans les conditions d'exploitation de la machine (MS-5002C) en utilisant les paramètres du site permettent de vérifier leur aptitude énergétique dans ces conditions de fonctionnement et de proposer des solutions pour améliorer leurs performances énergétiques.

Le cycle thermodynamique des turbines à gaz est le cycle de BRAYTON. Le cycle de la turbine MS-5002C est simple, théorique (1,2th,3,4th) et réel (1,2r,3,4r) est représenté dans la figure suivante.

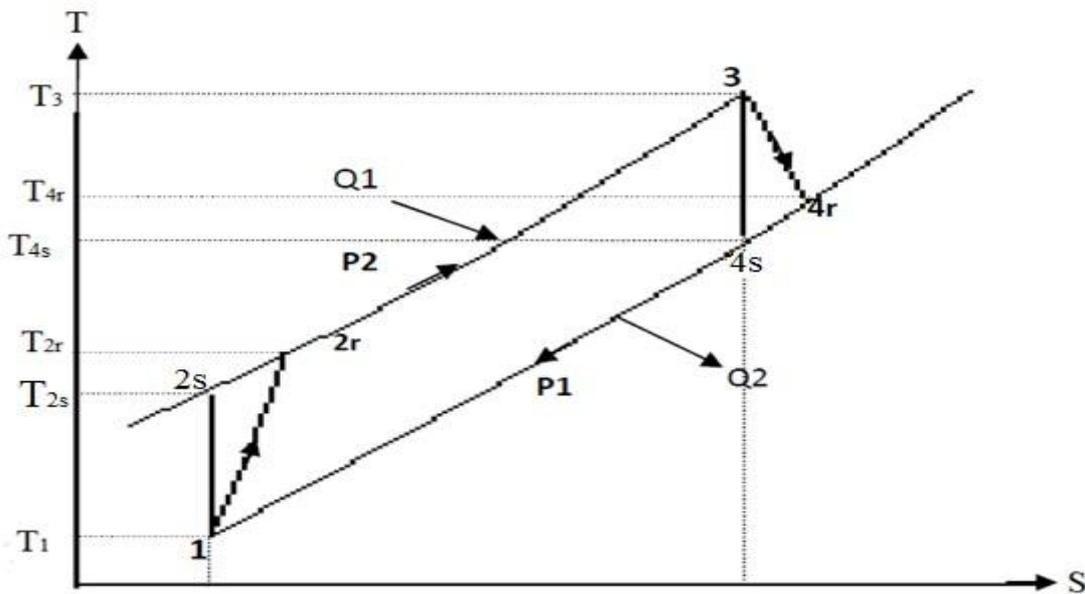


Figure (III.1) : Cycle de la turbine à gaz MS-5002C.

III.2. Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C

III.2.1. Caractéristiques de fonctionnement la turbine à gaz MS-5002C :

- Température ambiante..... $T_a = T_1 = 15^\circ C$
- Pression ambiante $P_a = 1.013bar$
- Taux de compression $\tau = 6.5; (6-8)$
- Débit d'air total..... $\dot{m}_{air} = 438000 kg / h$
- Débit d'air pour la combustion..... $\dot{m}_{air-comb} = 426000 kg / h$
- Débit de combustible..... $\dot{m}_c = 7200 kg / h$

Pouvoir calorifique inférieur.....	$P_{ci} = 10835 \text{ k cal / kg}$
Rendement de la chambre de combustion.....	$\eta_{cc} = 98\%$
Rendement de compresseur axial.....	$\eta_c = 80\%$
Rendement de la détente de la turbine.....	$\eta_{d-t} = 90\%$
Vitesse de rotation de la turbine HP.....	$NTHP = 5100 \text{ rpm}$
Vitesse de rotation de la turbine BP.....	$NTBP = 4670 \text{ rpm}$

III.2.2. Calculs des paramètres du compresseur axial :

- **La température d'admission T_1 :**

La température T_1 étant considérée comme la température de l'air ambiante.

$$T_1 = T_a \quad (\text{III.1})$$

$$T_1 = 15^\circ \text{C} = 288.15 \text{K}$$

- **La pression d'admission du compresseur P_1 :**

$$P_1 = P_a \quad (\text{III.2})$$

Avec

P_a et la pression ambiante.

D'où $P_1 = 1.013 \text{ bar}$

- **La pression P_2 et la température T_2 de la fin de compression isentropique à la sortie du compresseur :**

$$P_2 = P_1 * \tau \quad (\text{III.3})$$

Avec τ est le taux de compression.

$$P_2 = 6.58 \text{ bar}$$

Dans le cycle théorique de BRAYTON la compression (1-2) est isentropique et on suppose que la chaleur spécifique est constante ($C_p = 1005 \text{ J / kg * K}$, $\gamma = 1.4$) donc :

$$P * T^{\frac{\gamma}{1-\gamma}} = \text{cste} \quad (\text{III.4})$$

D'après la relation (IV.4) on déduit que :

$$T_{2s} = T_1 * \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{III.5})$$

D'où $T_{2s} = 491.8 \text{ K}$

- **La pression P_{2r} et la température T_{2r} de la fin de la compression polytropique au cours de cycle de BRAYTON :**

$$P_{2r} = P_{2s} = 6.58 \text{ bar}$$

Le calcul de T_{2r} dépend de rendement isentropique du compresseur axial avec C_p est toujours constant.

On a
$$\eta_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_{2r} - T_1} \quad (\text{III.6})$$

$$T_{2r} = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_c} \quad (\text{III.7})$$

D'où
$$T_{2r} = 542.71 \text{ K}$$

III.2.3. Calculs des paramètres de la chambre de combustion :

Nous allons dans cette rubrique déterminer les paramètres à la sortie de la chambre de combustion, sachant que les paramètres à l'entrée de la chambre de combustion sont les mêmes à la sortie du compresseur axial.

Supposons dans cette partie et dans la suite que la chaleur spécifique dépend de la température.

- **Calcul de la pression P_3 à la sortie de la chambre de combustion :**

D'après le cycle de BRAYTON remarque que :

$$P_{2r} = P_{2s} = P_3 \quad (\text{III.8})$$

D'où
$$P_3 = 6.58 \text{ bar}$$

- **Calcul de la température T_3 a la sortie de la chambre de combustion :**

La température de fin de combustion T_3 est ditérminée par le bilan énergétique de la chambre de combustion :

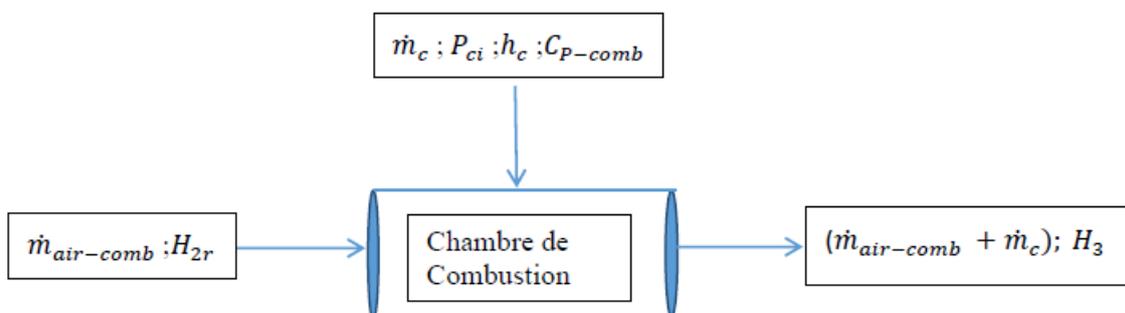


Figure (III.2) : Bilan énergétique de la chambre de combustion.

Le bilan de la chambre de combustion est donné par l'équation :

$$\dot{m}_{air-comb} * (H_{2r} - H_a) + (P_{ci} + h_c) * \dot{m}_c * \eta_{cc} = (\dot{m}_{air-comb} + \dot{m}_c) * (H_3 - H_a) \quad (IV.9)$$

Avec :

H_{2r} : est l'enthalpie à la température T_{2r} , tel que : $H_{2r} = C_{p,T_{2r}} * T_{2r}$

H_a : est l'enthalpie à la température T_a , tel que : $H_a = C_{p,T_a} * T_a$

H_3 : est l'enthalpie à la température T_3 , tel que : $H_3 = C_{p,T_3} * T_3$

h_c : est l'enthalpie à la température ambiante T_a , tel que :

$$h_c = C_{p-comb} * T_a \dots\dots\dots (III.10)$$

D'après l'équation (IV.9) on tire la température T_3 :

$$T_3 = \frac{H_a}{C_{p,T_3}} + \frac{\dot{m}_{air-comb} * (H_{2r} - H_a) + (P_{ci} + h_c) * \dot{m}_c * \eta_{cc}}{C_{p,T_3} * (\dot{m}_{air-comb} + \dot{m}_c)} \dots\dots\dots (III.11)$$

En utilisant la table thermo-physique de l'air (voir ANNEXES), pour chercher les inconnues suivant :

$$C_{p,T_a}, C_{p,T_3}, C_{p,T_{2r}}$$

Remarque :

Pour le calcul de C_{p,T_3} et C_{p,T_a} des gaz brulés on a considéré la table (Annexe 1, propriétés thermo-physique de l'air), car le débit des gaz injecté est négligeable devant le débit d'air

$$\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{air}} = \frac{7200}{438000} = 0.0164$$

En utilisant la relation d'interpolation on obtient :

$$\begin{cases} 250 \rightarrow 1005 \\ 288.15 \rightarrow C_{p,T_a} \Rightarrow \frac{1006 - C_{p,T_a}}{1006 - 1005} = \frac{300 - 288.15}{300 - 250} \\ 300 \rightarrow 1006 \end{cases}$$

D'où $C_{p,T_a} = 1005.76 J / (kg * K)$.

De même on cherche la chaleur spécifique à la température T_{2r} par la relation suivante :

$$\begin{cases} 500 \rightarrow 1030 \\ 542.71 \rightarrow C_{p,T_{2r}} \\ 500 \rightarrow 1039 \end{cases} \Rightarrow \frac{1039 - C_{p,T_{2r}}}{1039 - 1030} = \frac{550 - 542.71}{550 - 500}$$

D'où $C_{p,T_{2r}} = 1037.69 \text{ J} / (\text{kg} * \text{k})$.

La chaleur spécifique à la température T_3 est déterminée par approximation du fait que la température à l'entrée de la chambre de combustion peut atteindre les 1100 K à 1200 K. Nous supposons une température de 1100 k ce qui nous donne un $C_{p,T_3} = 1161 \text{ J} / (\text{kg} * \text{k})$

$$H_a = C_{p,T_a} * T_a = 289.8 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$H_{2r} = C_{p,T_{2r}} * T_{2r} = 563.16 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$h_c = C_{p-comb} * T_a = 318.4 \text{ kJ} / \text{kg}$$

D'où on remplace dans l'équation (IV.11) on obtient :

$$T_3 = 1120.74 \text{ k}$$

A cette valeur de la température de $T_3 = 1120.74 \text{ k}$, en déduisons la nouvelle valeur de

$$C_{p,T_3} : \begin{cases} 1100 \rightarrow 1161 \\ 1120.74 \rightarrow C_{p,T_3} \\ 1200 \rightarrow 1179 \end{cases} \Rightarrow \frac{1179 - C_{p,T_3}}{1179 - 1161} = \frac{1200 - 1120.74}{1200 - 1100}$$

D'où $C_{p,T_3} = 1164.73 \text{ J} / (\text{kg} * \text{k})$,

Et la nouvelle valeur de la température à la sortie de la chambre de combustion est :

$$T_3 = 1117.83 \text{ k}$$

III.2.4. Calculs des paramètres de la turbine :

- **Calcul de pression P_4 et P_{4r} de fin de détente isentropique et réelle :**

La pression de fin de détente isentropique $P_4 = P_a + \Delta P_{ech}$

Avec : ΔP_{ech} est la perte de charge à l'échappement qui es proche de zéro, danc on peut la néglégée c'est a dir $\Delta P_{ech} = 0$.

D'où $P_4 = P_1 = 1013 \text{ bar}$

Dans le cycle de BRAYTON on remarque que P_4 et P_{4r} sont située sur la ligne de pression (isobar), ce qui montre que $P_4 = P_{4r} = P_4$.

• **Calcul de la température de fin de la détente isentropique T_{4s} :**

La température de la fin de détente isentropique est déterminée par la relation suivante :

$$T_{4s} = T_3 * \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}} \quad (\text{III.12})$$

L'exposant isentropique de gaz γ_g est déterminé par la relation $\gamma_g = \frac{C_{p(T_3, T_{4s})}}{(C_p(T_3, T_{4s}) - r)}$ Avec

$r = 0.287 \frac{kJ}{kg * k}$ et $C_p(T_3, T_{4s})$ est déterminée par la relation de la chaleur spécifique

moyenne de l'air entre les températures T_3 et T_4 , qui est donnée par :

$$C_p(T_3, T_{4s}) = \frac{C_{p, T_{4s}} * (T_{4s} - 273.15) - C_{p, T_3} (T_3 - 273.15)}{(T_{4s} - T_3)} \quad (\text{III.13})$$

selon les données de constructeur, la température en aval de la turbine basse pression peut atteindre $500^\circ C$ donc $733K$, et comme la température T_{4s} est toujours inférieur à T_{4r} , nous prenons par approximation une température de T_{4s} comprise entre $600K$ et $650K$, ce qui donne une moyenne de $625K$.

$$\begin{cases} 600 \rightarrow 1055 \\ 625 \rightarrow C_{p, T_{4s}} \Rightarrow \frac{1063 - C_{p, T_{4s}}}{1063 - 1055} = \frac{650 - 625}{650 - 600} \\ 650 \rightarrow 1063 \end{cases}$$

D'où $C_{p, T_{4s}} = 1059 J / (kg * k)$.

Et $C_p(T_3, T_{4s}) = 1240.21 J / (kg * k)$

Ce qui nous donne $\gamma_g = 1.32$

Et la valeur de $T_{4s} = 710.19 k$.

D'où la nouvelle valeur de $C_{p, T_{4s}} = 1077.2 J / (kg * k)$

• **Calcul de la température de fin de détente réel T_{4r} :**

La température T_{4r} est déterminée par la relation :

$$\eta_{d-T} = \frac{T_3 - T_{4r}}{T_3 - T_{4s}} \quad (\text{III.14})$$

D'après l'équation (IV.14) on obtient :

$$T_{4r} = T_3 - \eta_{d-T} * (T_3 - T_{4s}) \quad (\text{III.15})$$

D'où $T_{4r} = 750.95 K$

Avec la valeur de T_{4r} , on cherche la valeur de $C_{p,T_{4r}}$ voir (Annex 3, propriétés thermo-physique de l'air).

$$\begin{cases} 750 \rightarrow 1086 \\ 750.95 \rightarrow C_{p,T_{4r}} \\ 800 \rightarrow 1098 \end{cases} \Rightarrow \frac{1098 - C_{p,T_{4r}}}{1098 - 1086} = \frac{800 - 750.95}{800 - 750}$$

$$C_{p,T_{4r}} = 1086.22 J / (kg * k)$$

III.3. Rendement de la turbine à gaz MS-5002C

III.3.1. Travail massique utile :

Le travail massique utile de la turbine est égal au travail massique de la turbine soustraire le travail massique de la compression.

- **Le travail massique de la compression :**

Le travail massique du compresseur est donnée par :

$$W_{ca} = H_{2r} - H_1 \dots\dots\dots (III.16)$$

$$W_{ca} = 273.36 J / kg$$

- **Le travail massique de la turbine :**

Le travail massique de la turbine est donnée par la relation :

$$W_T = H_3 - H_{4r} = C_{p,T_3} * T_3 - C_{p,T_{4r}} * T_4 \dots\dots\dots (III.17)$$

$$W_T = 486.27 kJ / kg$$

- **Travail massique utile :**

Le travail massique utile est donnée par :

$$W_U = W_T - W_{CA} \dots\dots\dots (III.18)$$

$$W_U = 212.91 kJ / kg$$

III.3.2. la puissance utile

La puissance utile est égale à la différence entre la puissance de la turbine et la puissance du compresseur axial.

- **La puissance du compresseur axial :**

La puissance du compresseur axial est donnée par :

$$P_{CA} = W_{CA} * \dot{m}_{air} \dots\dots\dots (III.19)$$

D'où $P_{CA} = 33258.8 kW$

• **La puissance de la turbine :**

La puissance de la turbine est donnée par la relation :

$$P_T = W_T * (\dot{m}_{air-comb} + \dot{m}_c) \dots\dots\dots(III.20)$$

D'où $P_T = 58514.49 kW$

• **La puissance utile**

La puissance utile est donnée par :

$$P_U = P_T - P_{Ca} \dots\dots\dots(III.21)$$

$P_U = 25255.69 kW$

III.3.3. La puissance thermique de la turbine :

$$P_{Th} = \dot{m}_c * P_{Ci} * \eta_{cc} \dots\dots\dots(III.22)$$

D'où $P_{Th} = 88768.99 kW$

III.3.4. Le rendement global de la turbine :

Le rendement global de la turbine est le rapport entre la puissance utile de la turbine par la puissance fournie à la chambre de combustion (puissance thermique), il est donnée par :

$$\eta_g = \frac{P_U}{P_{th}} \dots\dots\dots(III.23)$$

D'où $\eta_g = 28.44\%$

III.4. Résultats récapitulatifs à 15°C de calcul des performances énergétiques sans injection de la vapeur d'eau

Le tableau suivant résume les caractéristiques des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C à partir des données de constructeur.

Tableau (III.1) : Résultats récapitulatifs des performances de la turbine MS-5002C à 15°C

$T(K)$	$P(bar)$	
$T_1 = 288.15$	$P_1 = 1.013$	$P_{th} = 88768.99 kW$
$T_{2s} = 491.8$	$P_{2s} = 6.58$	
$T_{2r} = 542.71$	$P_{2r} = 6.58$	$P_U = 25255.69 kW$
$T_3 = 1117.83$	$P_3 = 6.58$	
$T_{4s} = 710.19$	$p_{4s} = 750.95$	$\eta_g = 28.44\%$
$T_{4r} = 750.95$	$P_{4r} = 1.013$	

III.5. Calcul des performances énergétiques de la turbine à partir des données réelles

Les calculs effectués jusqu'à présents concernent les données de constructeur à la température de 15°C. Nous allons reprendre la même démarche de calcul pour la même température de 15°C correspondant aux conditions réelles régnant au niveau du site de RHOUD NOUSS.

III.5.1. Données de départ (réelles) :

Avant d'entamer la procédure de calcul du cycle thermodynamique, nous présentons cidessous les données réelles prise par la salle de contrôle de GPL.

- Température ambiante : $T_1 = 288.15 K$
- Pression ambiante : $P_1 = 1.013 bar$
- Température de refoulement du compresseur axial : $T_2 = 546.35 K$
- Pression de refoulement du compresseur axial : $P_2 = 6.68 bar$
- Température d'échappement des gaz brûlés : $T_4 = 720.65 K$.

III.5.2. Résultats de calcul :

Le tableau suivant résume le calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS5002C a partir des données réelles à 15°C.

Tableau (III.2) : Résultats récapitulatifs des performances de la turbine MS-5002C (données réelles)

$T (K)$	$P (bar)$	
$T_1 = 288.15$	$P_1 = 1.013$	$P_U = 22511.78 kW$
$T_2 = 546.35$	$P_2 = 6.68$	$P_{th} = 82111.31 kW$
$T_3 = 1077.57$	$P_3 = 6.68$	$\eta_g = 27.41\%$
$T_4 = 720.65$	$P_4 = 1.013$	

III.6. Influence de la température ambiante sur les performances de la turbine

Afin de d'assurer de l'influence de la température ambiante sur le rendement de la turbine à gaz MS-5002C nous allons évaluer ces performances à une température de 45°C

Pour cela nous tenons compte du variation de la masse volumique de l'air, donc de variation du débit massique car ces deux dernier sont liés par la relation suivante :

$$\dot{m}_{air} = Q_a * \rho_{air} \dots \dots \dots (III.24)$$

Avec \dot{m}_{air} est le débit massique

d'air total

Q_a est le débit volumique qui es constant a l'aspiration

ρ_{air} est la masse volumique varie en fonction de la température selon la relation :

$$\rho(T^{\circ}C) = \rho(T = 0^{\circ}C) * \frac{237}{237 + T} \dots\dots\dots(III\ 25)$$

Avec

$$\rho(T = 0^{\circ}) = 1.29\ kg / m^3$$

Tableau (III.3) : évolution du débit massique en fonction de la température

T(K)	$\rho(kg / m^3)$	$\dot{m}_{air} (kg / S)$
273.15	1.29	128.33
278.15	1.266	126.02
283.15	1.244	123.8
288.15	1.223	121.65
293.15	1.201	119.57
298.15	1.181	117.56
303.15	1.162	115.62
308.15	1.143	113.75
313.15	1.125	111.93
318.15	1.107	110.17
323.15	1.09	108.46

Les résultats précédents montrent que le débit massique d'air dépend de la masse volumique de l'air, donc de la température ambiante. La figure suivante montre l'évolution du débit massique en fonction de la température.

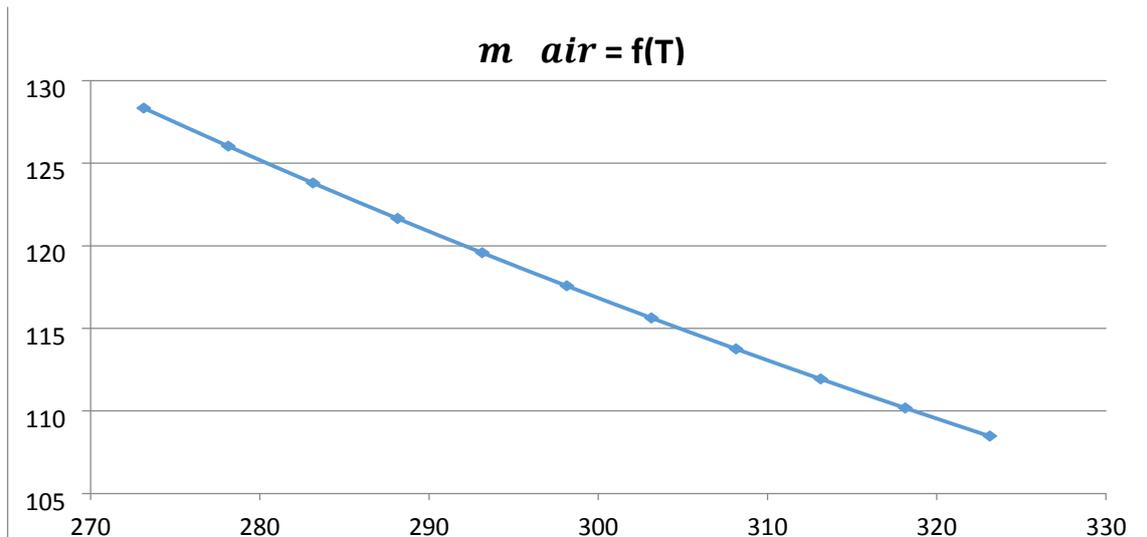


Figure (III.3) : évolution du débit massique en fonction de la température ambiante

Cette diminution du débit massique entraîne la diminution de la puissance utile de la turbine par suite diminution du rendement de la turbine, car ces deux grandeurs sont proportionnelle.

III.7. Résultats récapitulatif à 45°C de calcul des performances énergétiques sans injection de la vapeur d'eau

Les résultats récapitulatif des performances de la turbine MS-5002C à 45°C sont données dans le tableau suivant.

Tableau (III.4) : Résultats récapitulatifs des performances de la turbine MS-5002C à 45°C

$T (K)$	$P (bar)$	
$T_1 = 381.15$	$P_1 = 1.013kW$	$P_{th} = 88768.99 kW$
$T_{2s} = 543$	$p_{2s} = 6.58$	
$T_{2r} = 599.21$	$p_{2r} = 6.58$	$P_U = 21260.02 kW$
$T_3 = 1221.44$	$p_3 = 6.58$	
$T_{4s} = 802.87$	$P_{4s} = 1.013$	$\eta_g = 23.95\%$
$T_{4r} = 844.73$	$P_{4r} = 1.013$	

Les résultats précédents montrent que les performances énergétiques d'une turbine à gaz est proportionnelle à la température ambiante.

III.8. Conclusion

L'étude des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C à 15°C, pour les données de constructeur sans injection de la vapeur d'eau, et les données réelles récupérées sur

Chapitre III *Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C sans injection de la vapeur d'eau*

le site de RHOUD NOUSS a données des résultats qui sont proches. Ce qui montre que la machine est encore bonne.

Les résultats de calcul d'un cycle simple à 15°C et à 45°C montrent que l'augmentation de la température ambiante fait décroître les performances é

*Chapitre IV : Calcul des
performances
énergétiques de la
turbine à gaz MS-5002C
avec injection de la
vapeur d'eau*

IV. I. introduction

Dans ce chapitre nous allons reprendre les calculs des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C, mais cette fois ci avec injection de la vapeur d'eau qui est l'objectif majeur de cette étude.

IV.2. Calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C

Nous supposons durant tout le processus de l'injection de la vapeur d'eau que n'y a pas de variation de la pression due à l'injection de la vapeur.

IV.2.1. Calcul des paramètres de la compression :

Les paramètres de la compression restent les même car l'injection de la vapeur d'eau se fait dans la chambre de combustion .

Alors on a les résultats suivantes :

Tableau IV.1 : paramètres de la compression

$T_1 (K)$	$P_1 (bar)$	$T_{2s} (K)$	$P_{2s} (bar)$	$T_{2r} (K)$	$P_{2r} (bar)$
288.15	1.013	491.8	6.58	542.71	6.58

IV.2.2. Calculs des paramètres de la chambre de combustion :

La pression P_3 à la sortie de la chambre de combustion est la même que celle sans injection de la vapeur d'eau.

D'où
$$P_3 = 6.58 bar$$

- Calcul de la température T_3 à la sortie de la chambre de combustion :

La température de fin de combustion T_3 est ditérminée par le nouveau bilan énergétique de la chambre de combustion :

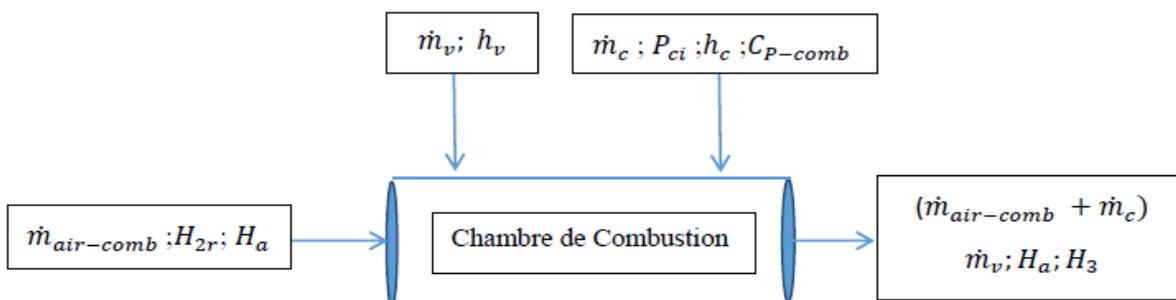


Figure (IV.1) : Bilan énergétique de la chambre de combustion après injection de la vapeur d'eau.

Le bilan de la chambre de combustion après injection de la vapeur d'eau est donné par l'équation:

$$\dot{m}_{air-comb} * (H_{2r} - H_a) + (P_{ci} + h_c) * \dot{m}_c * \eta_{cc} = \left(\dot{m}_{air-comb} + \dot{m}_c + \dot{m}_v \right) * (H_3 - H_a) \quad (\text{IV.1})$$

Avec :

\dot{m}_v : est le débit de la vapeur d'eau.

H_{2r} : est l'enthalpie à la température T_{2r} , tel que : $H_{2r} = C_{p,T_{2r}} * T_{2r}$

H_a : est l'enthalpie à la température T_a , tel que : $H_a = C_{p,T_a} * T_a$

H_3 : est l'enthalpie à la température T_3 , tel que : $H_3 = C_{p,T_3} * T_3$

h_c : est l'enthalpie à la température ambiante T_a , tel que :

$$h_c = C_{p-comb} * T_a \dots\dots\dots (\text{IV.2})$$

La chaleur spécifique de la vapeur d'eau n'apporte rien comme énergie dans le processus de la combustion ce qui fait que ce terme n'apparaît pas dans notre bilan énergétique de la chambre de combustion. Le rôle de la vapeur d'eau est de pulvériser le combustible afin que la combustion soit améliorée.

De l'équation (IV.1) on tire la température T_3 on obtient :

$$T_3 = \frac{H_a}{C_{p,T_3}} + \frac{\dot{m}_{air-comb} * (H_{2r} - H_a) + (P_{ci} + h_c) * \dot{m}_c * \eta_{cc}}{C_{p,T_3} * \left(\dot{m}_{air-comb} + \dot{m}_c + \dot{m}_v \right)} \dots\dots\dots (\text{IV.3})$$

Or pour avoir la combustion complète dans la chambre de combustion d'une turbine à gaz la limite maximale de la quantité de vapeur injectée est de 6kg / kg de carburant (Srinivas et al, 2007) [9], ce qui revient à déduire que $\frac{Q_c}{Q_v} = 16.16\%$ au maximum, c'est-à-dire que la quantité maximale qu'on peut injecter est de 6.18 fois la quantité du combustible.

- **Variation de la température T_3 en fonction du débit de la vapeur d'eau \dot{m}_v**

Tableau IV.2 : Variation de la température T_3 en fonction du débit de la vapeur d'eau \dot{m}_v

Débit de vapeur \dot{m}_v $\left(\frac{kg}{s}\right)$	Température T_3 (K)
1	1110.26
2	1103.22
3	1096.29
4	1089.48
5	1082.77
6	1076.17
7	1069.67
8	1063.27
9	1056.98
10	1050.77
11	1044.67
12	1038.65

La quantité de vapeur a injecté est variable selon la température ambiante, dans ce cas-là nous allons prendre $\dot{m}_v = 2 \frac{kg}{s}$ car la température à laquelle on fait les calculs dans ce mémoire est de 15°C.

Donc pour $\dot{m}_v = 2 \frac{kg}{s}$ on a $T_3 = 1103.22 K$.

On remarque que la température à la sortie de la chambre de combustion a diminué et cela est dû au fait que la vapeur d'eau injectée a cassé la température dans la chambre pulvérisant le combustible pour améliorer le rendement de la combustion.

IV.2.3. Calcul des paramètres de la turbine :

La partie turbine est composée de la turbine de compression qui a pour rôle d'entraîner le compresseur et de la turbine de puissance, qui est une turbine motrice servant à l'entraînement du compresseur centrifuge.

• **La pression P_{4s} et P_{4r} de fin de détente :**

La pression de fin de détente isentropique P_{4s} et P_{4r} sont les mêmes que dans le cas sans injection de vapeur.

$$P_{4s} = P_{4r} \dots\dots\dots (IV.4)$$

D'où :

$$P_{4s} = P_{4r} = 1.013 \text{ bar} .$$

- **La température de fin de détente isentropique T_{4s} :**

La température de fin de détente isentropique T_{4s} est déterminée par la même relation que dans le cas sans injection de la vapeur d'eau.

$$T_{4s} = T_3 * \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}} \dots\dots\dots (IV.5)$$

Comme la température T_3 n'as pas beaucoup variée, nous supposons que la valeur de l'exposant isentropique reste la même que dans le cas sans injection de vapeur.

D'où $\gamma_g = 1.32$

Ce qui donne $T_{4s} = 700.54 \text{ K}$

- **La température de fin de détente réelle T_{4r} :**

La température de fin de détente réelle T_{4r} est déterminée par le rendement isentropique comme dans le cas sans injection de la vapeur d'eau.

$$\eta_{d-T} = \frac{T_3 - T_{4r}}{T_3 - T_{4s}} \dots\dots\dots (IV.6)$$

De la relation (V.6) on obtient

$$T_{4r} = T_3 - \eta_{d-T} * (T_3 - T_{4s}) \dots\dots\dots (IV.7)$$

D'où

$$T_{4r} = 740.81$$

IV.3. Calcul du rendement de la turbine à gaz MS-5002C

IV.3.1. Travail massique utile de la turbine :

- **Travail massique de la compression :**

L'injection de la vapeur d'eau commence après le compresseur, donc ce travail reste inchangé que dans le cas sans injection.

$$W_{CA} = H_{2r} - H_1 \dots\dots\dots (IV.8)$$

$$W_{CA} = 237.36 \text{ kJ / kg}$$

- **Le travail massique de la turbine :**

Le travail massique de la turbine est donnée par la relation :

$$W_T = H_3 - H_{4r} = C_{p,T_3} * T_3 - C_{p,T_{4r}} * T_{4r} \dots\dots\dots(IV.9)$$

Avec $C_{p,T_3} = 1.08397869 \text{ kJ} / (\text{kg} * \text{k})$.

$C_{p,T_3} = 1.1615796 \text{ kJ} / (\text{kg} * \text{k})$.

D'où

$$W_T = 478.45 \text{ kJ} / \text{kg}$$

- **Travail massique utile :**

Le travail massique utile est donnée par :

$$W_U = W_T - W_{CA} \dots\dots\dots(IV.10)$$

$$W_U = 205.09 \text{ kJ} / \text{kg}$$

IV.3.2. la puissance utile

La puissance utile est égale à la différence entre la puissance de la turbine et la puissance du compresseur axial.

- **La puissance du compresseur axial :**

La puissance du compresseur axial est donnée par :

$$P_{CA} = W_{CA} * \dot{m}_{air} \dots\dots\dots(IV.11)$$

D'où

$$P_{CA} = 33258.8 \text{ kW} *$$

- **La puissance de la turbine :**

La puissance de la turbine est donnée par la relation :

$$P_T = W_T * \left(\dot{m}_{air-comb} + \dot{m}_c + Q_v \right) \dots\dots\dots(IV.12)$$

D'où

$$P_T = 58530.77 \text{ kW}$$

- **La puissance utile :**

La puissance utile est donné par :

$$P_U = P_T - P_{CA} \dots\dots\dots(IV.13)$$

D'où

$$P_U = 25271.97 \text{ kW}$$

V.3.3. La puissance thermique de la turbine :

$$P_{th} = \dot{m}_c * P_{ci} * \eta_{cc} \dots\dots\dots(IV.14)$$

D'où

$$P_{th} = 88768.99 \text{ kW}$$

IV.3.4. Le rendement global de la turbine :

Le rendement global de la turbine est le rapport entre la puissance utile de la turbine par la puissance fournie à la chambre de combustion (puissance thermique), il est donnée par :

$$\eta_g = \frac{P_U}{P_{th}} \dots\dots\dots(IV.23)$$

D'où $\eta_g = 28.47\%$

IV.4. Résultats récapitulatifs à 15° C de calcul des performances énergétiques avec injection de la vapeur d'eau

Le tableau suivant résume le calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C à partir des données de constructeur, avec injection de la vapeur d'eau à $2 \frac{kg}{s}$.

Tableau (IV.3) : Résultats récapitulatifs des performances de la turbine MS-5002C

$T(K)$	$P(bar)$	
$T_1 = 288.15$	$P_1 = 1.013$	$P_{th} = 88768.99 kW$
$T_{2s} = 491.8$	$P_{2s} = 6.58$	
$T_{2r} = 542.71$	$P_{2r} = 6.58$	$P_U = 25271.97 kW$
$T_3 = 1103.22$	$P_3 = 6.58$	
$T_{4s} = 700.54$	$P_{4s} = 1.013$	$\eta_g = 28.47\%$
$T_{4s} = 740.81$	$P_{4r} = 1.013$	

IV.5. Résultats récapitulatifs à 45% de calcul des performances énergétiques avec injection de la vapeur d'eau

Le tableau suivant résume le calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C avec injection de la vapeur d'eau à $12 \frac{kg}{s}$.

Tableau (IV.4) : Résultats récapitulatifs des performances de la turbine MS-5002C

$T(K)$	$P(bar)$	
$T_1 = 318.15$	$P_1 = 1.013$	$P_{th} = 88768.99 kW$
$T_{2s} = 543$	$P_{2s} = 6.58$	
$T_{2r} = 599.21$	$P_{2r} = 6.58$	$P_U = 25099.22 kW$
$T_3 = 1127.28$	$P_3 = 6.58$	
$T_{4s} = 716.20$	$P_{4s} = 1.013$	$\eta_g = 28.27\%$
$T_{4s} = 716.20$	$P_{4r} = 1.013$	

IV.6. Conclusion

Les résultats de calcul montrent que la méthode d'injection de la vapeur d'eau à 15°C apporte un plus sur les performances énergétiques de la turbine a gaz MS-5002C, mais cette augmentation des performances est presque insignifiante.

Les résultats de calcul à 45 °C montrent que la méthode d'injection de la vapeur d'eau apporte une augmentation marquante par rapport au cycle simple (sans injection de vapeur).

Chapitre V Résultats et Interprétation

V.1 : Introduction

Les résultats de calcul des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C sans et avec injection de la vapeur d'eau vont être présentés dans ce chapitre, ainsi que la variation de ces performances énergétiques en fonction du débit de vapeur à injecter en amont de la chambre de combustion.

V.2 : Résultats de calcul sans et avec injection de vapeur à 15 °C**V.2.1. Sans injection de la vapeur**

Les résultats de calculs sans injection de vapeur sont représentés dans le tableau suivant

Tableau(V.1) : Résultats de calcul sans injection de la vapeur d'eau à 15°C

$T(K)$	$P(bar)$	
$T_1 = 288.15$	$P_1 = 1.013$	$P_{th} = 88768.99 \text{ kW}$
$T_{2s} = 491.8$	$P_{2s} = 6.58$	
$T_{2r} = 542.71$	$P_{2r} = 6.58$	$P_U = 25254.06 \text{ kW}$
$T_3 = 1117.83$	$P_3 = 6.58$	
$T_{4s} = 710.19$	$P_{4s} = 1.013$	$\eta_g = 28.44\%$
$T_{4r} = 750.95$	$P_{4r} = 1.013$	

V.2.2. Avec injection de la vapeur d'eau $2 \frac{kg}{s}$

Les résultats de calculs avec injection de vapeur à $2 \frac{kg}{s}$ sont représentés dans le tableau suivant

:

Tableau(V.2) : Résultats de calcul avec injection de la vapeur d'eau à 15°C

$T(K)$	$P(bar)$	
$T_1 = 288.15$	$P_1 = 1.013$	$P_{th} = 88768.99 \text{ kW}$
$T_{2s} = 491.8$	$P_{2s} = 6.58$	
$T_{2r} = 542.71$	$P_{2r} = 6.58$	$P_U = 25271.97 \text{ kW}$
$T_3 = 1103.22$	$P_3 = 6.58$	
$T_{4s} = 700.54$	$P_{4s} = 1.013$	$\eta_g = 28.47\%$
$T_{4r} = 740.81$	$P_{4r} = 1.013$	

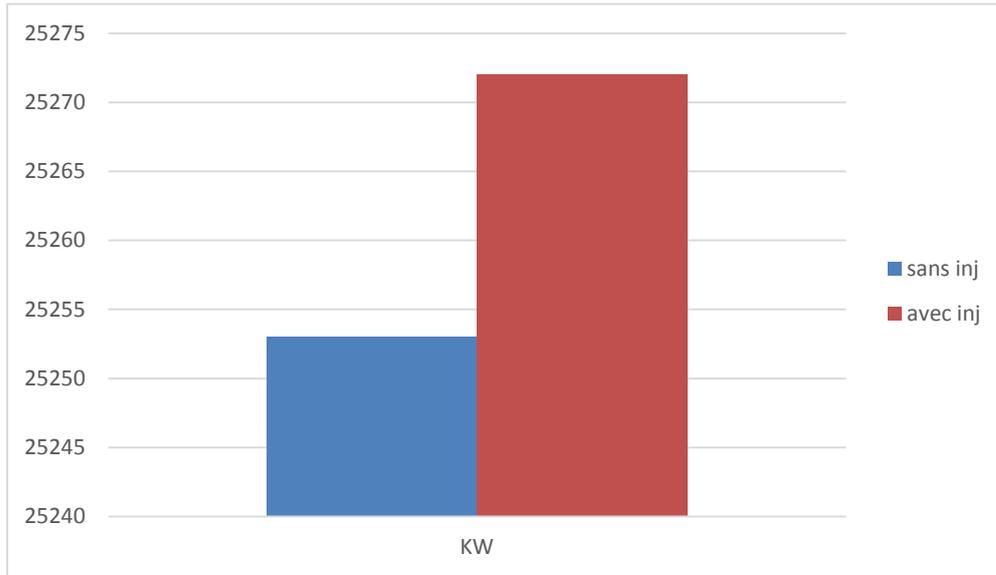


Figure (V.1) : puissance utile avec et sans injection de la vapeur d'eau à 15°C

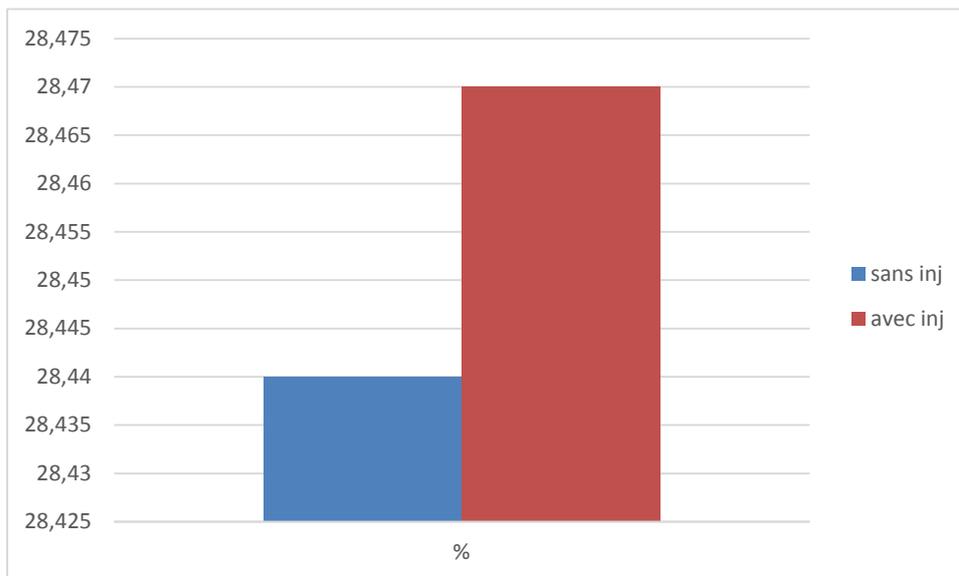


Figure (V.2) : Rendement globale avec et sans injection de la vapeur d'eau à 15°C

Les figures (V.1) et (V.2) montrent que le cycle d'injection de la vapeur apporte un plus sur les performances énergétiques (puissance utile et rendement globale) de la turbine à gaz MS5002C, cette augmentation est négligeable car les calculs sont faits à 15°C.

V.3. Résultats de calcul sans et avec injection de vapeur à 45 °C

V.3.1. Sans injection de la vapeur d'eau

Les résultats de calculs sans injection de vapeur sont représentés dans le tableau suivant

Tableau(V.3) : Résultats de calcul sans injection de la vapeur d'eau à 45°C

$T(K)$	$P(bar)$	
$T_1 = 318.15$	$P_1 = 1.013$	$P_{th} = 88768.99 kW$
$T_{2s} = 543$	$P_{2s} = 6.58$	
$T_{2r} = 599.21$	$P_{2r} = 6.58$	$P_U = 21260.02 kW$
$T_3 = 1221.44$	$P_3 = 6.58$	
$T_{4s} = 802.87$	$P_{4s} = 1.013$	$\eta_g = 23.95\%$
$T_{4r} = 844.73$	$P_{4r} = 1.013$	

V.3.2. Avec injection de la vapeur d'eau

Les résultats de calculs avec injection de vapeur sont représentés dans le tableau suivant

Tableau(V.4) : Résultats de calcul avec injection de la vapeur d'eau à 45°C

$T(K)$	$P(bar)$	
$T_1 = 318.15$	$P_1 = 1.013$	$P_{th} = 88768.99 kW$
$T_{2s} = 543$	$P_{2s} = 6.58$	
$T_{2r} = 599.21$	$P_{2r} = 6.58$	$P_U = 25099.22 kW$
$T_3 = 1127.28$	$P_3 = 6.58$	
$T_{4s} = 716.20$	$P_{4s} = 1.013$	$\eta_g = 28.27\%$
$T_{4r} = 757.31$	$P_{4r} = 1.013$	

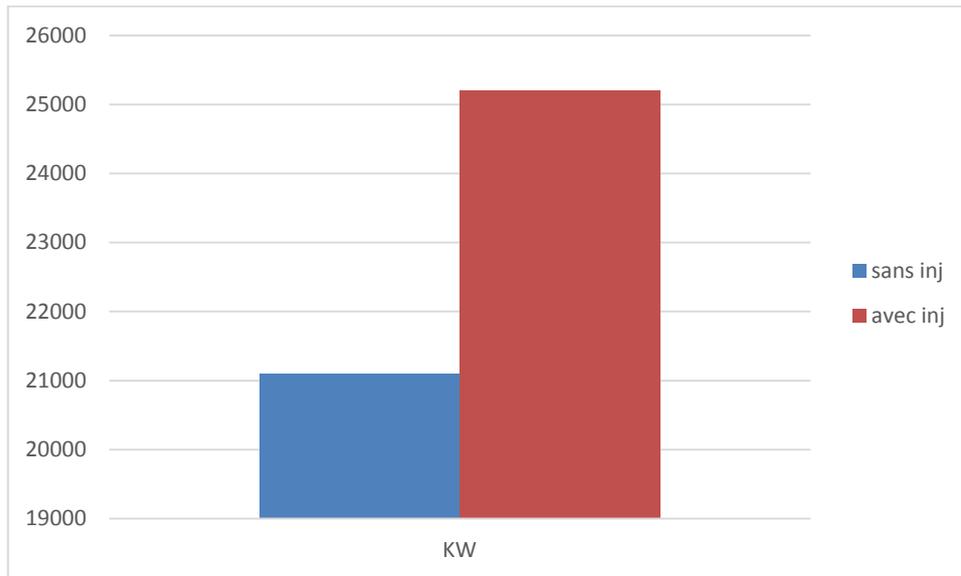


Figure (V.3) : puissance utile avec et sans injection de la vapeur d'eau à 45°C

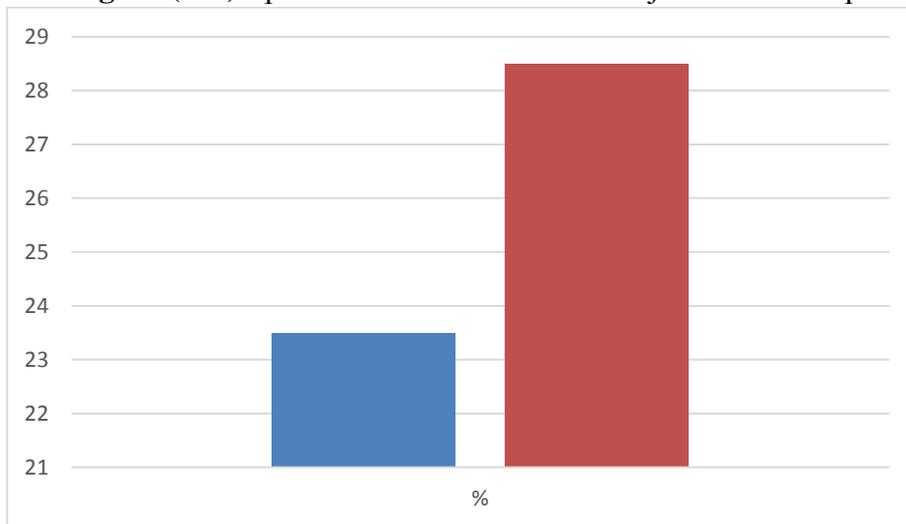


Figure (V.4) : Rendement globale avec et sans injection de la vapeur d'eau à 45°C

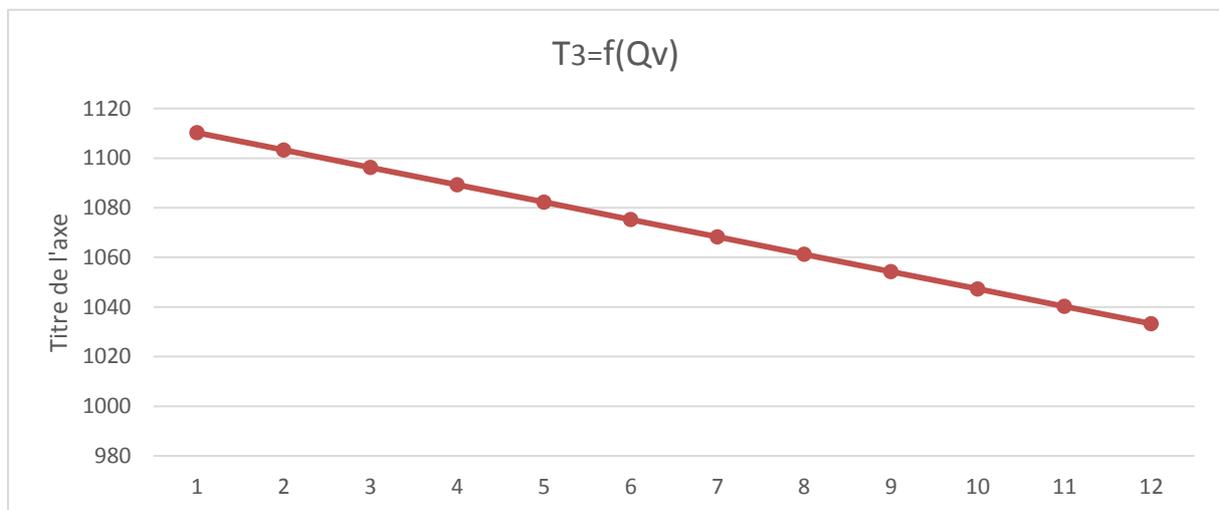
Les deux figures (V.3) et (V 4) montrent que la méthode d'injection de la vapeur est plus performante que la méthode sans injection de la vapeur d'eau y a une augmentation considérable en été (45 °C) par rapport en hiver (15 °C).

V.4. Variation des performances énergétiques de la turbine à gaz MS-5002C en fonction de débit de vapeur à injecté à 15 °C

V.4.1. Variation de la température T_3 en fonction du débit de la vapeur d'eau \dot{m}_v Le calcul de la température T_3 en fonction du débit de vapeur à injecter en amont de la chambre de combustion sont données dans le tableau (V.5)

tableau (V.5) : Variation de la température T_3 en fonction du débit de la vapeur d'eau \dot{m}_v

Débit de vapeur $\dot{m}_v \left(\frac{kg}{s} \right)$	Température T3 (K)
1	1110.26
2	1103.22
3	1096.29
4	1089.48
5	1082.77
6	1076.17
7	1069.67
8	1063.27
9	1056.98
10	1050.77
11	1044.67
12	1038.65

**Figure (V.5) :** Variation de la température T_3 en fonction du débit de la vapeur d'eau \dot{m}_v

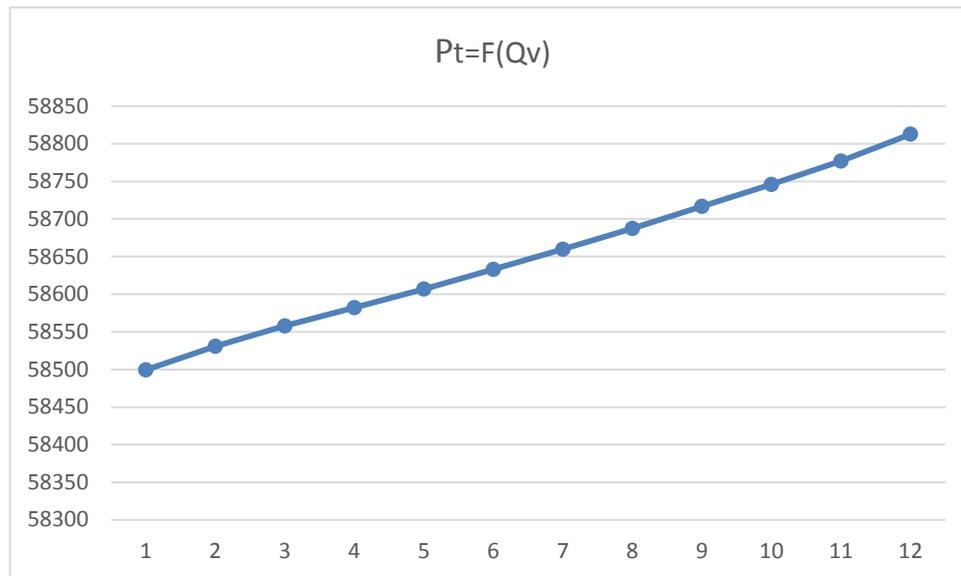
La figure (V.5) montre l'évolution de la température dans la chambre de combustion en fonction du débit de la vapeur d'eau à injecter, et on note que la température dans la chambre de combustion est inversement proportionnelle au débit de vapeur injecté.

V.4.2. Variation de La puissance de la turbine P_T en fonction du débit de la vapeur**d'eau \dot{m}_v :**

Le calcul de la puissance de la turbine P_T en fonction du débit de vapeur à injecter à l'amont de la chambre de combustion sont données dans le tableau (V.6)

Tableau (V.6) : Variation de La puissance de la turbine P_T en fonction du débit de la vapeur d'eau \dot{m}_v

Débit de vapeur $\dot{m}_v \left(\frac{kg}{s} \right)$	Puissance de la turbine $P_T (kW)$
1	58499.395
2	58530.7702
3	58557.8252
4	58582.156
5	58606.9412
6	58632.987
7	58659,7702
8	58687,4274
9	58716,774
10	58745,9066
11	58776,9984
12	58812,8257



(Figure V.6) : Variation de la puissance de la turbine P_T en fonction du débit de la vapeur d'eau \dot{m}_v .

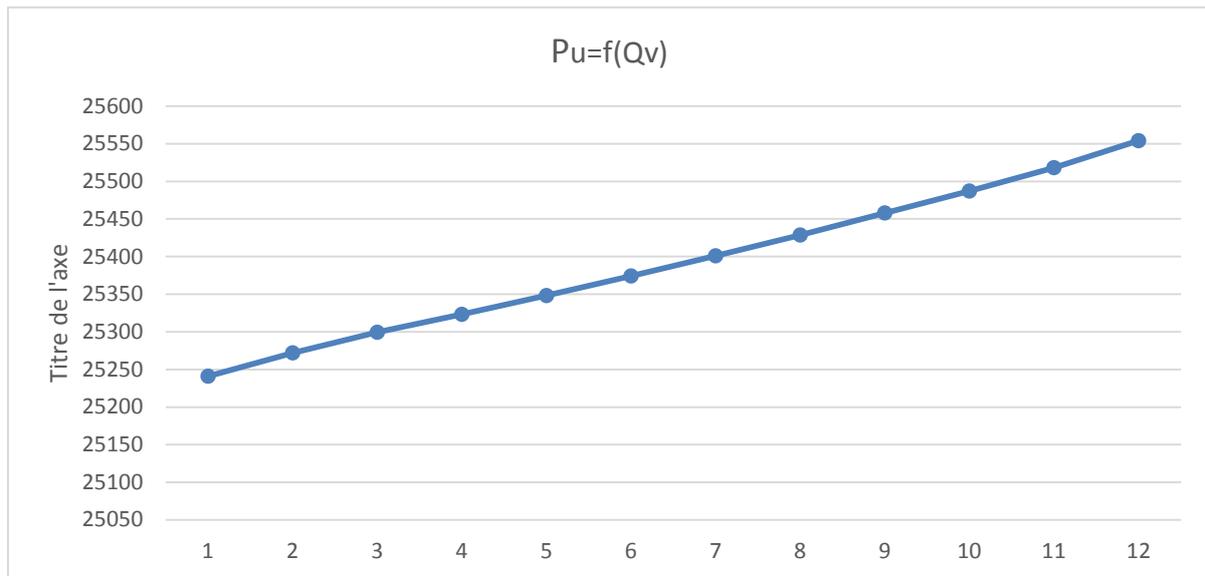
La figure (V.6) montre l'évolution de la puissance de la turbine à gaz MS-5002C en fonction de débit de la vapeur d'eau à injecter dans la chambre de combustion, et on note que la puissance de la turbine MS-5002C est proportionnelle au débit de vapeur injecté.

V.4.3. Variation de La puissance utile P_U en fonction du débit de la vapeur d'eau \dot{m}_v

Le calcul de la puissance utile P_U en fonction du débit de vapeur à injecter en amont de la chambre de combustion sont données dans le tableau (V.7)

Tableau (V.7) : Variation de La puissance utile P_U en fonction du débit de la vapeur \dot{m}_v

Débit de vapeur $\dot{m}_v \left(\frac{kg}{s} \right)$	Puissance utile $P_T (kW)$
1	25240,595
2	25271,9702
3	25299,0252
4	25323,356
5	25348,1412
6	25374,187
7	25400,9702
8	25428,6274
9	25457,974
10	25487,1066
11	25518,1984
12	25554,0257



(Figure V.7) : Variation de la puissance utile P_U en fonction du débit de la vapeur d'eau \dot{m}_v .

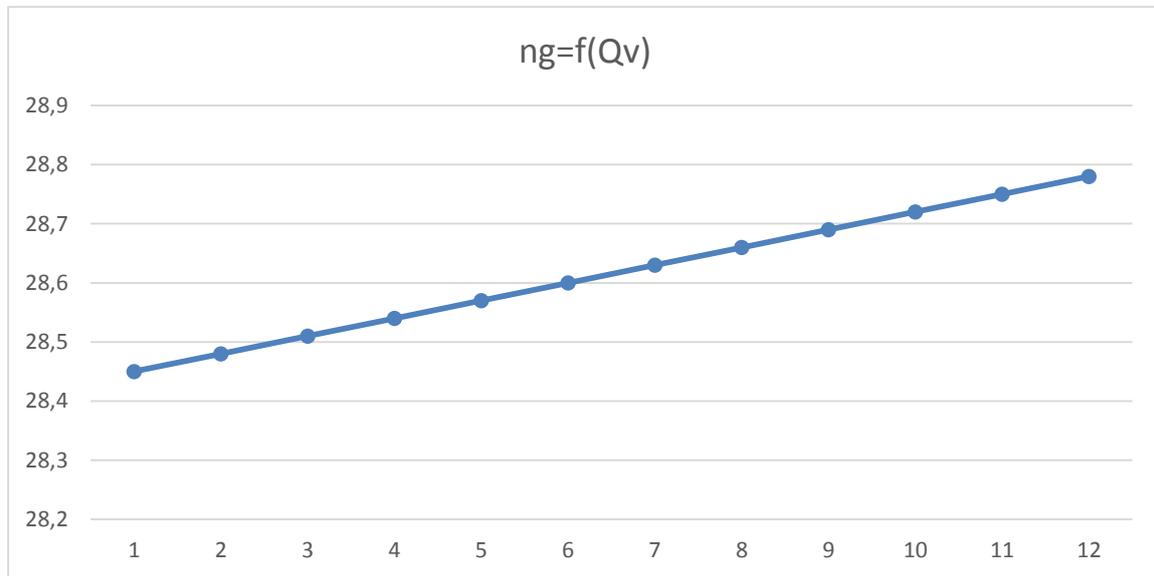
La figure (V.7) montre l'évolution de la puissance utile en fonction de débit de la vapeur d'eau à injecter dans la chambre de combustion, et on note que la puissance utile de la turbine MS-5002C est proportionnelle au débit de vapeur injecté à l'amont de la chambre de combustion.

V.4.4. Variation du rendement globale η_g en fonction du débit de la vapeur d'eau \dot{m}_v Les résultats de calcul du rendement globale η_g en fonction du débit de vapeur à injecter en amont de la chambre de combustion sont données dans le tableau (V.8)

Tableau (V.8) : Variation du rendement globale en fonction du débit de la vapeur \dot{m}_v

Débit de vapeur $\dot{m}_v \left(\frac{kg}{s} \right)$	Rendement globale $\eta_g (\%)$
1	28.45
2	28.47
3	28.50
4	28.53
5	28.56
6	28.58
7	28.61
8	28.65

9	28.68
10	28.71
11	28.75
12	28.79



(Figure V.8) : Variation du débit globale en fonction du débit de la vapeur d'eau Q_v .

La figure (V.8) montre l'évolution du rendement globale en fonction de débit de la vapeur d'eau à injecter dans la chambre de combustion, et on note que le rendement de la turbine MS-5002C est proportionnelle au débit de vapeur injecté à l'amont de la chambre de combustion.

V.5. Conclusion

Des calculs de performances énergétiques sur les deux cycles, sans et avec injection de la vapeur d'eau ont été réalisés. Les résultats montrent que l'injection de la vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion améliore les performances énergétiques ainsi que le rendement. Cette amélioration est très significative en été, en conséquence le système d'injection de la vapeur d'eau est plus rentable et performant en été que en hiver.

Les résultats de calcul d'un cycle simple à 15°C et à 45°C montrent que l'augmentation de la température ambiante fait décroître les performances énergétiques d'une turbine à gaz.

Comme le cycle d'injection de la vapeur d'eau n'est pas rentable en hiver, alors il faut bien l'utiliser qu'en été.

Conclusion Générale

Les turbines à gaz utilisées dans le monde entier dans la génération de l'électricité, des centrales thermiques, et de l'industrie des hydrocarbures, dans différents endroits géographiques avec des conditions climatiques variables de température, de pression et d'humidité. Les turbines à gaz sont très sensibles à la variation de la température de l'air ambiant. De ce fait rendre les turbines utilisées dans les conditions du sud algérien insensibles à la variation de la température de l'air ambiant, revêt un caractère urgent .

L'étude d'amélioration des performances d'une turbine à gaz est nécessaire et important dans les peys chaud comme l'Algérie, car pendant les périodes chaudes, les turbines à gaz industrielles connaissent une baisse importante de leur rendement comme les résultats le montrent . Pour cette raison, les calculs des performances d'un cycle simple de la turbine à gaz MS-5002C ont été étudiées et comparés avec un cycle par injection de la vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion. Il s'en sort comme résultats une augmentation de la puissance et du rendement de la turbine à gaz MS-5002C. ces derniers ne sont pas seulement les seuls profits qu'on en tire de l'injection de la vapeur d'eau, elle est aussi une solution économique et de réduction des émissions des gaz toxique comme les NO_x . Ainsi que la rentabilité de ce cycle pendant les saisons chaudes.

Comme perspective il faut noter que l'eau avec laquelle on produit de la vapeur doit être traitée selon l'adoucissement qui l'une des technique utilisée dans le secteur industriel. L'adoucissement est un traitement physico-chimique dont l'objectif est de limiter l'entartrage des canalisation et des équipements de distribution de l'eau (dépôt de carbone de calcium et de magnésium). Il constitue le plus souvent un prétraitement dans la filière des traitements nécessaires à l'obtention d'eau purifiée.

En fin nous recommandons à utiliser le cycle avec injection de la vapeur d'eau pendant les saisons chaudes.

Liste des figures

Liste des figures

	Page
<i>Figure (I.1):</i> Situation géographique du Champ RNS	05
<i>Figure (I.2):</i> Organigramme de la direction.....	07
<i>Figure (I.3):</i> Gisement RNS (vue en 2D)	11
<i>Figure (I.4):</i> Schéma simplifier réseaux collecteurs puits producteurs.....	12
<i>Figure (I.5):</i> Schéma simplifier dessertes puits injecteurs.....	13
<i>Figure (I.6):</i> Le schéma de phase A et phase B.....	14
<i>Figure (I.7):</i> Connexion de l'unité 50 avec les autres unités.....	15
<i>Figure (I.8):</i> Connexion de l'unité 60 avec les autres unités.....	16
<i>(Figure II.1):</i> Principaux organes d'une turbine à gaz	19
<i>Figure (II.2):</i> Les variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine.....	20
<i>Figure (II.3) :</i> Classification des turbines à gaz	21
<i>Figure (II.4) :</i> Turbines à gaz à un arbre et à deux arbres	22
<i>Figure (II.5):</i> Mode de travail.....	23
<i>Figure (II.6) :</i> présentation de la turbine MS5002-C.....	26
<i>Figure (II.7) :</i> Système d'admission, filtre à air.	29
<i>Figure (II.8) :</i> système d'alimentation du combustible.....	32
<i>Figure (II.9) :</i> Circuit d'air d'étanchéité et de refroidissement	33
<i>Figure (II.10) :</i> Ligne de pompage et limite de protection de pompage.....	33
<i>Figure (II.11) :</i> Principaux éléments du système d'échappement	34
<i>Figure (II.12) :</i> Rotor du compresseur de la turbine à gaz MS5002-C	36
<i>Figure (II.13) :</i> Chambre de combustion.....	36
<i>Figure (II.14) :</i> Chambre de combustion de la turbine à gaz MS 5002C.....	37
<i>Figure (II.15) :</i> Détecteur de flamme ultraviolette.....	38

Figure (II.16) : (a): Aubes de première roue turbine; (b) : Aube deuxième roue (c): Segment de la directrice.....	39
Figure (II.17) : Différentes sections de la turbine à gaz	40
Figure (III.1) : Cycle de la turbine à gaz MS-5002C.....	42
Figure (III.2) : Bilan énergétique de la chambre de combustion.....	44
Figure (III.3) : évolution du débit massique en fonction de la température ambiante.....	51
Figure (IV.1) : Bilan énergétique de la chambre de combustion après injection de la vapeur d'eau.....	54
Figure (V.1) : puissance utile avec et sans injection de la vapeur d'eau à 15°C.....	63
Figure (V.2) : Rendement globale avec et sans injection de la vapeur d'eau à 15°C.....	63
Figure (V.3) : puissance utile avec et sans injection de la vapeur d'eau à 45°C.....	65
Figure (V.4) : Rendement globale avec et sans injection de la vapeur d'eau à 45°C.....	65
Figure (V.5) : Variation de la température T_3 en fonction du débit de la vapeur d'eau \dot{m}_v	66
Figure (V.6) : Variation de la puissance de la turbine P_T en fonction du débit de la vapeur d'eau \dot{m}_v	67
Figure(V.7) : Variation de la puissance utile P_U en fonction du débit de la vapeur d'eau \dot{m}_v	69
Figure(V.8) : Variation du débit globale en fonction du débit de la vapeur d'eau \dot{Q}_v	70

Liste des tableaux

Liste des tableaux

	Page
Tableau (I.1): Les étapes de développement de la région.....	06
Tableau(II.1) : ensembles des paliers.....	30
Tableau (III.1) : Résultats récapitulatifs des performances de la turbine MS-5002C à 15°C.....	49
Tableau (III 2) : Résultats récapitulatifs des performances de la turbine MS-5002C (données réelles).....	50
Tableau (III.3) : évolution du débit massique en fonction de la température.....	51
Tableau (III.4) : Résultats récapitulatifs des performances de la turbine MS-5002C à 45°C.....	52
Tableau (VI.1): paramètres de la compression.....	54
Tableau (VI.2): Variation de la température T_3 en fonction du débit de la vapeur d'eau m_v	56
Tableau (VI.3) : Résultats récapitulatifs des performances de la turbine MS-5002C	59
Tableau (VI.4) : Résultats récapitulatifs des performances de la turbine MS-5002C	59
Tableau(V.1) : Résultats de calcul sans injection de la vapeur d'eau à 15°C.....	62
Tableau(V.2) : Résultats de calcul avec injection de la vapeur d'eau à 15°C.....	62
Tableau(V.3) : Résultats de calcul sans injection de la vapeur d'eau à 45°C.....	64
Tableau(V.4) : Résultats de calcul avec injection de la vapeur d'eau à 45°C.....	64
Tableau(V.5) : Variation de la température T_3 en fonction du débit de la vapeur d'eau m_v	66
Tableau (V.6) : Variation de La puissance de la turbine P_T en fonction du débit de la vapeur d'eau m_v	67
Tableau (V.7) : Variation de La puissance utile P_U en fonction du débit de la vapeur m_v	68
Tableau (V.8) : Variation du rendement globale en fonction du débit de la vapeur m_v ..	69

Références

Bibliographiques

- [1] **A. HERZALLAH**, "Étude thermodynamique Maintenance et Fiabilité d'une turbine à gaz MS 5002", mémoire d'ingénieur, Université de Boumerdes, 2006.
- [2] **S. BELKHAMSA, S. ABD ESSELAM**, "Contribution à l'étude et au calcul des cycles thermodynamiques des turbines à gaz", mémoire d'ingénieur, Université Ouargla, 2008.
- [3] **S. BENDJEDIDI**, "Pompe centrifuge", Rapport de stage, Université de Batna, 2012.
- [4] **Nuovo Pignone** "Manuel de cours pour turbine à gaz MS-5002C Description-Exploitation-Entretien".
- [5] **M.De.Peap and E.Dick .2001.**, "Technological and Economical Analysis of Water recovery in steam injected gas turbine", Applied Thermal Engineering.
- [6] **F.M.Penning and H.C de Lange .1996.**, "Steam injection: Analysis of a typical application". Applied Thermal Engineering Vol 16 No2. PP 115-125, 1996. Elsevier Science LTD. 1359-4311(96)00052-6;
- [7] **F.J.WANG and J.S.CHIOU .2004.** "Integration of steam injection and inlet air cooling for a gas turbine generation system" Energy conversion and Management 2004;
- [8] **M.ROY YAP and T. WANG .2006.** "Simulation of Producer Gas Fired Power Plants With inlet Fog Cooling and Steam Injection". ASME Paper No: GT2006-90164. Barcelona. Spain. May 8-11.2006.
- [9] **T.Srinivas, S.Gupta, B.V.Reddy . 2007.** "Sensitivity Analysis of STIG Based combined Cycle With Dual Pressure HSRG". International Journal of Thermal Science. Dio:10.1016/j.ijthermalsci.2007.10.002.
- [10] **Caillat S.1999.** Combustion en atmosphère humide. Etude d'une flamme méthane/air confinée non pré-mélange à swirl. Université de Rouen.146réf.
- [11] **D.YOU CHENG and ALBERT L.C NELSON.2002.** "the Chronological Development of the Cheng cycle steam injection gas turbine during the past 25 years" ASME Paper No:GT2002-30119. Amsterdam. the Netherlands June 3-62002;
- [12] **Antony, 2003.**
- [13] **Soloiu V.A., Vasilescu E., Sabau A., Ionescu C., Micu R. 2002.** Validation expérimentale d'une méthode pour le calcul du rendement effectif du moteur Diesel en utilisant le bilan carbone des produits de combustion. Colloque COFRET02.Bucarest.
- [14] **Yezouma COULIBALY., Lawan SANI. 2016.** Mémoire pour l'obtention du MASETR en ingénierie de l'eau et de l'environnement .

Annexes

Annexe 1 : propriétés thermo-physique de l'air (J.Taine et al, 1989)

T K	ρ kg/m ³	μ kg/m.s	ν m ² /s	c_p J/kg.K	λ W/m.K	a m ² /s	Pr	β 1/Kelvin
AIR								
250	1,413	1,60.10 ⁻⁵	1,13.10 ⁻⁵	1005	0,0223	1,57.10 ⁻⁵	0,722	1/T
300	1,177	1,85.10 ⁻⁵	1,57.10 ⁻⁵	1006	0,0262	2,22.10 ⁻⁵	0,708	
350	0,998	2,08.10 ⁻⁵	2,08.10 ⁻⁵	1009	0,0300	2,98.10 ⁻⁵	0,697	
400	0,883	2,29.10 ⁻⁵	2,59.10 ⁻⁵	1014	0,0337	3,76.10 ⁻⁵	0,689	
450	0,783	2,48.10 ⁻⁵	3,16.10 ⁻⁵	1021	0,0371	4,64.10 ⁻⁵	0,683	
500	0,705	2,67.10 ⁻⁵	3,79.10 ⁻⁵	1030	0,0404	5,57.10 ⁻⁵	0,680	
550	0,642	2,85.10 ⁻⁵	4,43.10 ⁻⁵	1039				
600	0,588	3,02.10 ⁻⁵	5,13.10 ⁻⁵	1055	0,0466	7,51.10 ⁻⁵	0,680	
650	0,543	3,18.10 ⁻⁵	5,85.10 ⁻⁵	1063	0,0495	8,58.10 ⁻⁵	0,682	
700	0,503	3,33.10 ⁻⁵	6,63.10 ⁻⁵	1075	0,0523	9,67.10 ⁻⁵	0,684	
750	0,471	3,48.10 ⁻⁵	7,39.10 ⁻⁵	1086	0,0551	10,8.10 ⁻⁵	0,686	
800	0,441	3,63.10 ⁻⁵	8,23.10 ⁻⁵	1098	0,0578	12,0.10 ⁻⁵	0,689	
850	0,415	3,77.10 ⁻⁵	9,07.10 ⁻⁵	1110	0,0603	13,1.10 ⁻⁵	0,692	
900	0,392	3,90.10 ⁻⁵	9,93.10 ⁻⁵	1121	0,0628	14,3.10 ⁻⁵	0,696	
950	0,372	4,02.10 ⁻⁵	10,8.10 ⁻⁵	1132	0,0653	15,5.10 ⁻⁵	0,699	
1000	0,352	4,15.10 ⁻⁵	11,8.10 ⁻⁵	1142	0,0675	16,8.10 ⁻⁵	0,702	
1100	0,320	4,40.10 ⁻⁵	13,7.10 ⁻⁵	1161	0,0723	19,5.10 ⁻⁵	0,706	
1200	0,295	4,63.10 ⁻⁵	15,7.10 ⁻⁵	1179	0,0763	22,0.10 ⁻⁵	0,714	
1300	0,271	4,85.10 ⁻⁵	17,9.10 ⁻⁵	1197	0,0803	24,8.10 ⁻⁵	0,722	

Annexe 2 : Propriétés de la vapeur d'eau surchauffée

T (K)	ρ kg/m ³	μ kg/m.s	ν m ² /s	C_p J/kg.K	λ W/m.K	a m ² /s	Pr
380	0,586	1,27 × 10 ⁻⁵	0,216 × 10 ⁻⁴	2060	2,46 × 10 ⁻²	2,04 × 10 ⁻⁵	1,06
400	0,554	1,34	0,242	2014	2,61	2,24	1,04
450	0,490	1,53	0,311	1980	2,99	3,07	1,01
500	0,441	1,70	0,386	1985	3,39	3,87	1,00
550	0,400	1,88	0,470	1997	3,79	4,75	0,99
600	0,365	2,07	0,566	2026	4,22	5,73	0,99
650	0,338	2,25	0,664	2056	4,64	6,66	0,99
700	0,314	2,43	0,772	2085	5,05	7,72	1,00
750	0,293	2,60	0,888	2119	5,49	8,83	1,00
800	0,274	2,79	1,020	2152	5,92	10,0	1,01

