

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université de Biskra

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie Mécanique

Filière : Génie Mécanique

Option: Energétique

Mémoire de Fin d'Etudes

En vue de l'obtention du diplôme de:

MASTER

Thème

***Etude Energétique et Maintenance
d'une Turbine à gaz LM2500***

Présenté par:

Herzallah Fayssal

Proposé et dirigé par:

Dr. Ben Machiche Abdelmoumen

Promotion : 2020

REMERCIEMENTS

Langage tout d'abord à dieu qui nous a donné la force

Pour terminer ce modeste travail.

Nous remercions les membres de jury qui nous ont fait

l'honneur d'accepter le jugement de notre travail.

Notre sincère reconnaissance à nos enseignants du département:

mécanique.

Nos remerciements s'adressent aussi, à tous les travailleurs de la

Direction de Maintenance Biskra

Enfin nous remercions tous ceux qui ont contribués de près ou

de loin à l'élaboration de ce modeste travail, trouvent ici

l'expression de notre profondes gratitudes et respects.

A decorative scroll with a green and yellow gradient background. The scroll is tied with a brown ribbon on the left side and has a floral arrangement of red and purple flowers on the right side. The text is centered on the scroll.

DEDICACES

Grâce à « Dieu » tout puissant, et en signe de reconnaissance à tous les sacrifices consentis pour ma réussite, on a eu la volonté pour mener à bien ce modeste travail que je dédie :

- celle qui m'a mise au monde: ma mère.*
- mon père pour son aide, conseil et soutien.*
- mes frères.*
- mes sœurs.*
- toutes les personnes qui m'ont aidé de près ou de loin.*
- tous les amis.*

Sommaire

Remerciements	
Dedicaces	
Sommaire	
Liste Des Figures	
Liste Des Tableaux	
Abreviations	
Nomenclature	
Introduction Générale.....	1
Chapitre -I-Généralité	
I.1. Introduction.....	3
I.2. Notions Thermodynamiques.....	3
I.2.1. Chaleur.....	3
I.2.2. Travail.....	4
I.2.3. Enthalpie	4
I.3. Principe De Conservation D'énergie.....	4
I.4. GAZ PARFAIT.....	4
I.4.1. Caractéristiques.....	5
I.4.2. Equation d'état.....	5
II.4.3. Loi de Poisson.....	6
I.4.4. Conservation d'énergie pour un système ouvert.....	6
I.5. COMPRESSION ET DETENTE.....	7
I.5.1. Cycle thermodynamique.....	7
I.5.2. Puissance.....	8
I.5.3. Rendements.....	8
I.5.3.1. Rendement isentropique.....	9
I.5.3.2. Rendement mécanique.....	9
I.5.3.3. Rendement global.....	9
I.5.4. Nombre de Mach.....	10
I.5.5. Coefficient manométrique.....	10
I.6. COMBUSTION.....	11
I.6.1. Equation de réaction.....	11
I.6.2. Température fin de combustion.....	11
I.6.3. Constante spécifique des produits.....	12
I.6.4. Mach fin de combustion.....	13

I.10. CONCLUSION.....	14
Chapitre II GENERALITES SUR LES TURBINES A GAZ IAES	
II.1. INTRODUCTION.....	16
II.2. DEFINITION.....	16
II.3. DEVELOPPEMENT HISTORIQUE.....	17
II.4. ELEMENTS FONDAMENTAUX D'UNE TURBINE A GAZ.....	18
II.4.1. Compresseur.....	18
II.4.1.1. Compresseur axial.....	18
II.4.1.2. Compresseur centrifuge.....	19
II.4.2. Chambre de combustion.....	20
II.4.2.1. Chambres séparées.....	21
II.4.2.2. Chambre annulaire.....	22
II.4.3. Turbine.....	22
II.5. Principe De Fonctionnement.....	23
II.6. Classification Des Turbines A Gaz.....	24
II.6.1. Mode de disposition d'arbre.....	25
II.6.1.1. Turbine mono-arbre.....	25
II.6.1.2. Turbine bi-arbre.....	25
II.6.1.3. Turbine tri-arbre.....	26
II.6.2. Mode de fonctionnement thermodynamique.....	26
II.6.2.1. Turbine à cycle simple.....	26
II.6.2.2. Turbine à cycle avec régénération.....	26
II.6.3. Mode du travail fourni.....	27
II.6.4. Mode d'action du gaz.....	27
II.6.4.1. Turbine à action.....	27
II.6.4.2. Turbine à réaction.....	27
II.7. DOMAINES D'APPLICATION.....	27
II.7.1. Propulsion aéronautique.....	28
II.7.1.1. Turbomoteur.....	28
II.7.1.2. Turbopropulseur.....	28
II.7.1.3. Turboréacteur.....	29
II.7.2. Production d'électricité.....	29
II.7.3. Transfert des hydrocarbures.....	31
II.8. LIMITES TECHNIQUES ET AVANTAGES.....	31

II.8.1. Limites.....	31
II.8.2. Avantages.....	32
II.9. Conclusion.....	32
CHAPITRE III DESCRIPTION DE LA PGT25 DLE (LM2500)	
III.1. Introduction.....	34
III.2. TEGUENTOUR ET LE PROJET ISG.....	34
III.3. LA TURBINE A GAZ PGT25.....	35
III.4. DEMARRAGE ET FONCTIONNEMENT DE LA PGT25.....	37
III.5. COMPRESSEUR DE LA LM2500.....	38
III.5.1. Support.....	38
III.5.2. Ensemble carter frontal.....	39
III.5.3. Rotor du compresseur.....	39
III.5.4. Stator du compresseur.....	41
III.5.5. Ensemble du carter postérieur.....	42
III.6. CHAMBRE DE COMBUSTION.....	42
III.6.1. Structure.....	43
III.6.2. Système de distribution du combustible.....	44
III.6.3. DLE (Dry Low Emission).....	44
III.6.4. Système détecteur de flamme.....	45
III.6.5. Système d'allumage.....	45
III.7. Turbine HP Ou De Détente.....	46
III.7.1. Support.....	46
III.7.2. Rotor HP.....	46
III.7.3. Système de refroidissement.....	47
III.7.4. Stator.....	48
III.7.5. Carter intermédiaire des turbines.....	48
III.8. Turbine BP Ou De Puissance.....	49
III.9. Auxiliaires.....	50
III.9.1. Système d'admission d'air.....	51
III.9.2. Carter et silencieux des gaz d'échappement.....	52
III.9.3. Système hydraulique de démarrage.....	52
III.9.4. Système de lubrification.....	52
III.9.5. Système d'entraînement des accessoires.....	53
III.10. Conclusion.....	53

CHAPITRE IV: Maintenance de la turbine à gaz LM2500

Introduction.....	55
IV.1. Définition de la maintenance.....	55
IV.2. But de la maintenance.....	55
IV.3. Différents types de maintenance.....	56
IV.3.1. La maintenance préventive.....	56
IV.3.1.1. Maintenance préventive systématique.....	56
IV.3.1.2. Maintenance préventive conditionnelle.....	56
IV.3.1.3. Avantages et inconvénients de la maintenance préventive.....	57
IV.3.2. La maintenance corrective.....	57
IV.3.2.1. Les dépannages.....	57
IV.3.2.2. Les réparations.....	57
IV.3.2.3. Avantage et inconvénients de la maintenance corrective.....	58
IV.4. Les inspections appliquées sur la turbine à gaz GE LM2500.....	58
IV.4.1. Inspection en fonctionnement (maintenance conditionnelle).....	58
IV.4.2. Inspections préventive périodique.....	59
IV.4.2.1. Inspection de la machine pas démontée.....	59
IV.4.2.2. Inspection de la machine démontée (maintenance préventive systématique).....	59

CHAPITRE V:Etude ENERGETIQUE ET THERMODYNAMIQUE De La PGT25

V.1. INTRODUCTION.....	62
V.2. CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT.....	62
V.3. CALCUL DE LA PUISSANCE DU COMPRESSEUR.....	63
V.3.1. Température sortie du compresseur.....	63
V.3.3. Travail utile.....	65
V.3.4. Puissance absorbée.....	65
V.4. DETERMINATION DES PARAMETRES SORTIE CC.....	65
V.4.1. Dosage massique et masse molaire du mélange air/gaz Le gaz naturel du champ.....	66
V.4.2. Quantité de chaleur fournie par la combustion.....	68
IV.4.3. Constante molaire des gaz produits.....	69
V.4.4. Nombre de Mach sortie CC.....	70
V.4.5. Perte relative de pression.....	71
V.5. Evaluation De Puissance Et Du Rendement Global.....	72

V.5.1. Température et pression à la sortie de la turbine HP.....	72
V.5.2. Température à la sortie de la turbine de puissance BP.....	73
V.5.3. Puissance fournie par la turbine à gaz.....	74
V.5.4. Rendement global de la turbine à gaz.....	74
V.6. INFLUANCE DE LA TEMPERATURE AMBIANTE.....	75
V.6.1. Evolution des pressions.....	75
V.6.2. Evolution du débit massique d'air.....	76
V.6.3. Evolution des températures.....	76
V.6.4. Evolution du dosage massique.....	76
V.6.5. Evolution du rendement réel de la turbine à gaz.....	77
V.6.6. Interprétation des graphes.....	77
V.6.7. Discussion des résultats.....	78
V.6.8. Solutions possibles.....	79
V.6.8.1. Turbine à vapeur.....	79
V.6.8.2. Groupe électrogène.....	80
V.7. Conclusion.....	81
Conclusion Générale.....	84
Bibliographie.....	85

LISTE DES FIGURES

Figure I-1: Schéma d'un système ouvert	6
Figure I-2 : Cycles isentropiques et réels en diagrammes PV et TS	8
Figure II-1 : Turbine à gaz PGT25 DLE de General Electric.....	16
Figure II-2 : Les étages d'un compresseur axial	18
Figure II-3 : Dessin des constituants d'un compresseur centrifuge	19
Figure II-4 : Principe de fonctionnement d'un compresseur centrifuge	20
Figure II-5 : Schéma du fonctionnement d'une chambre à combustion	20
Figure II-6 : Dessins des chambres à combustion séparées	21
Figure II-7 : Photographie d'un tube à flammes	21
Figure II-8 : Coupe radiale et dessin d'une chambre à combustion annulaire	22
Figure II-9 : Dessin d'un étage d'une turbine	23
Figure II-10 : Schéma explicatif du fonctionnement d'une turbine à gaz.....	23
Figure II-11 : Organigramme classifiant les types de turbines à gaz.....	24
Figure II-12 : Processus différenciant les deux types de turbines à gaz à double arbre.....	25
Figure II-13 : Processus d'une turbine à gaz à cycle avec régénération.....	26
Figure II-14 : Schéma d'un turbomoteur	28
Figure II-15 : Schéma d'un turbopropulseur	28
Figure II-16 : Schéma d'un turbofan à double corps	29
Figure II-17 : Turbine à gaz à cycle simple pour la production d'électricité.....	30
Figure II-18 : Turbine à gaz à cycle combiné pour la production d'électricité.....	30
Figure II-19 : Schéma simplifié d'une centrale nucléaire à turbine à gaz.....	30
Figure III-1 : Location géographique du projet ISG et ses champs.....	34
Figure III-2 : La turbine à gaz PGT 25.....	35
Figure III-3 : Les différentes sections de la PGT25.....	36
Figure III-4 : Schéma d'installation de la turbine à gaz PGT25.....	37
Figure III-5 : Ensemble du compresseur de la LM2500.....	38
Figure III-6 : Ensemble du carter frontal du compresseur.....	39
Figure III-7 : Ensemble du rotor du compresseur.....	40
Figure III-8 : opération de fixation des ailettes sur le disque du premier étage.....	40
Figure III-9 : Ensemble du stator de compresseur.....	41
Figure III-10 : Ensemble du carter postérieur du compresseur.....	42
Figure III-11 : Chambre de combustion de LM2500 DLE.....	43

Figure III-12 : Modes de combustion.....	43
Figure III-13 : Rotor de la turbine HP.....	45
Figure III-14 : Circulation d'air du refroidissement de la turbine HP.....	47
Figure III-15 : Refroidissement des ailettes de la turbine HP.....	47
Figure III-16 : Carter intermédiaire des turbines.....	48
Figure III-17 : Rotor et Stator de la turbine de puissance.....	49
Figure III-18 : Carter postérieur de la turbine de puissance.....	49
Figure III-19 : Installation de l'ensemble PGT25 et ses auxiliaires.....	50
Figure III-20 : Composants principaux du système d'admission d'air.....	51
Figure III-21 : Démarreur hydraulique.....	53
Figure III-22 : pompe de lubrification.....	53
Figure IV-1 : Schéma en blocs de la PGT25 DLE avec des indices pour calculs.....	63
Figure IV-2 : Diagramme TS de compression isentropique et réelle.....	64
Figure IV-3 : Diagramme TS des détente isentropiques et réelles.....	72
Figure IV-4 : Courbes des pressions en fonction de la température ambiante.....	75
Figure IV-5 : Courbe du débit massique d'air en fonction de la température ambiante.....	76
Figure IV-6 : Courbes des températures en fonction de la température ambiante.....	76
Figure IV-7 : Courbe du dosage massique en fonction de la température ambiante..	76
Figure IV-8 : Courbe du rendement en fonction de la température ambiante.....	77

LISTE DES TABLEAUX

Tableau IV.8: Plan de maintenance type D.....	60
Tableau V-1 : Paramètre de fonctionnement de la PGT25.....	62
Tableau V-2 : Composition du gaz combustible du TEG.....	66
Tableau V-3 : Equations de combustion stœchiométrique des combustibles CmHn	67
Tableau IV-4 : Récapitulation des résultats obtenus.....	78

ABREVIATIONS

BP	Basse Pression
CIT	Compressor Inlet Temperature (Température d'entrée compresseur)
DLE	Dry Low Emission (Faible émission sèche)
ECU	Electronic Control Unit (Unité de control électronique)
EDP	Equation aux Dérivées Partielles
GE	General Electric
GES	Gaz à Effet de Serre
HP	Haute Pression
IGV	Inlet Guide Vane (Aubage directeur d'entrée)
ISG	Projet In Salah Gas
ISO	International Organisation of Standardization (Organisation International de standardisation)
KBA	Champ gazier KrechBA
MP	Moyenne Pression
NP	Nuovo Pignone
PT	Power Turbine (Turbine de puissance)
RPM	Rotation Par Minute
SI	Système International
TAG	Turbine A Gaz
TBC	Thermal Barrier Coating (revêtement barrière thermique)
TEG	Champ gazier TEGuentour
VSV	Variable Stator Vane (Aube stator à calage variable)

NOMENCLATURE

C_p	Capacité calorifique massique	$J. ^\circ K^{-1} Kg^{-1}$
E_c	Energie cinétique	$J - j. K^{-1}$
E_p	Energie potentielle	$J - j. K^{-1}$
H	Enthalpie totale	$J - j. K^{-1}$
K	Facteur d'intensité de contrainte	$MPa. m^{0.5}$
L	Largeur d'une aube	mm
M	Masse molaire	$g.mol^{-1}-Kg.kmol^{-1}$
Ma	Nombre de Mach	-
N	Vitesse de rotation	$tr.min^{-1}$
P	Pression	$bar-Pa$
P_{ci}	Pouvoir calorifique inférieur	$J.kg^{-1} - J.m^{-3}$
P_{cs}	Pouvoir calorifique supérieur	$J.kg^{-1} - J.m^{-3}$
Q	Chaleur	$J-J.Kg^{-1}$
\dot{Q}	Débit de chaleur	$J. s^{-1}- J. s^{-1} .kg^{-1}$
R	Constante molaire des gaz parfaits	$J. ^\circ K^{-1} mol^{-1}$
S	Surface ou section	m^2-cm^2
T	Température	$^\circ K$
U	Energie interne	$J-J.Kg^{-1}$
V	Volume	m^3
W	Travail	$J-J.Kg^{-1}$
\dot{W}	Débit du travail	$J. s^{-1}- J. s^{-1} .kg^{-1}$
\mathcal{W}	Energie surfacique de déformation	$J. m^{-2}$
a	Vitesse du son	$m . s^{-1}$
g	Accélération gravitationnelle	$m. s^{-2}$

h	Enthalpie	$J \cdot Kg^{-1}$
m	Masse	Kg
\dot{m}	Débit massique	$Kg \cdot s^{-1}$
n	Nombre de moles	mol
p	Puissance	$J \cdot s^{-1}$ - KW- MW
\dot{q}	Débit volumique	$m^3 \cdot s^{-1}$
r	Constante massique des gaz parfaits	$J \cdot ^\circ K^{-1} Kg^{-1}$
r_{moy}	Rayon moyen	mm
u	Vitesse circonférentielle	$m \cdot s^{-1}$
v	Vitesse circonférentielle	$m \cdot s^{-1}$

Lettres grecques

Δ	Différence	-
β	Taux de compression	-
γ	Coefficient adiabatique	-
δ	Variation élémentaire	-
ε	Perte relative de pression	%
η	Rendement	%
Λ	Excès d'air	-
μ	Coefficient manométrique	-
ν	Coefficient de Poisson	-
ρ	Masse volumique	$Kg.m^3$
φ	Dosage massique	-
ω	Vitesse angulaire	$rd . s^{-1}$

Indices

<p><i>1</i> Entrée compresseur</p> <p><i>2</i> Entrée chambre de combustion</p> <p><i>3</i> Entrée turbine de détente HP</p> <p><i>4</i> Entrée turbine de puissance BP</p> <p><i>5</i> Echappement</p> <p><i>a</i> Vitesse du son</p> <p><i>c</i> Compresseur</p> <p><i>cc</i> Chambre de combustion</p> <p><i>ext</i> Extérieur</p> <p><i>f</i> Etat final</p> <p><i>g</i> Combustible gazeux</p> <p><i>i</i> Etat initial</p> <p><i>in</i> Entrée</p>	<p><i>int</i> Intérieur</p> <p><i>is</i> Isentropique</p> <p><i>m</i> Mélange air/gaz ou gaz brûlés</p> <p><i>mé</i> Mécanique</p> <p><i>p</i> Pression constante</p> <p><i>ré</i> Réel</p> <p><i>s</i> Statique</p> <p><i>tag</i> Turbine à gaz</p> <p><i>tbp</i> Turbine de puissance BP</p> <p><i>th</i> Théorique</p> <p><i>thp</i> Turbine de détente HP</p> <p><i>u</i> Utile</p> <p><i>v</i> Volume constant</p>
--	---

Introduction Générale

Introduction Générale

La grande puissance, le bon fonctionnement ainsi que les hautes performances des turbines gaz font d'elle un des moyens les plus sollicités pour l'entraînement des charges mécaniques. Les turbines utilisées aux centres industriels, sont des turbines à deux arbres. Ces dernières possèdent deux roues mécaniquement indépendantes.

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne. De tous les points de vue, elle peut être considérée comme un système autosuffisant; elle aspire et comprime l'air atmosphérique dans son compresseur axial, augmente la puissance énergétique de l'air comprimé dans sa chambre de combustion, en utilisant la chaleur dégagée par la combustion, et convertie cette puissance thermique en énergie mécanique utile pendant le processus de détente qui a lieu dans la section turbine.

L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice qui peut-être un compresseur, un alternateur,...etc.

Chapitre -I-

RAPPEL THERMODYNAMIQUE

I.1. INTRODUCTION

L'univers des turbines à gaz est complexe. Beaucoup de phénomènes peuvent être décrits par des principes, fonctions ou équations, des outils fondamentaux pour notre compréhension et contrôle de ces faits. Outre que l'aérodynamique, l'étude et la conception de tels appareils reposent sur la thermodynamique, la science de tous les phénomènes qui dépendent de l'énergie d'un corps et de ses changements. Ainsi que sur la métallurgie, la science des matériaux qui étudie les métaux, leurs compositions, leurs propriétés et leurs traitements.

I.2. NOTIONS THERMODYNAMIQUES

En thermodynamique, il est nécessaire de décrire parfaitement le système étudié, c'est-à-dire connaître sa composition chimique ses propriétés physiques comme la température, la pression, le nombre de moles, ...

I.2.1. Chaleur

La chaleur se rapporte au mouvement désordonné ou agitation des molécules et d'atome. C'est l'énergie calorifique ou thermique échangée par un corps au cours d'une variation de température ΔT (chaleur sensible) ou changement d'état physique (chaleur latente). Avec C_p chaleur massique considérée constante, la chaleur sensible consommée ou produite par un système lorsque sa température varie à pression constante est donnée par :

$$Q = mC_p \Delta T \text{ (I-1)}$$

I.2.2. Travail

Le travail est un transfert ordonné d'énergie des forces de pression entre un système et le milieu extérieur. Le travail d'une force est le produit scalaire de la force par le vecteur déplacement du point d'application de la force :

$$\delta W = FdX \text{ (I-2)}$$

D'après la définition de pression $P = F/S$ l'équation précédente devient :

$$\delta W = PdV \text{ (I-3)}$$

I.2.3. Enthalpie

L'enthalpie, notée h , est une fonction d'état, dont la variation permet d'exprimer la quantité de chaleur mise en jeu pendant une transformation à pression constante d'un système thermodynamique au cours de laquelle celui-ci reçoit ou fournit un travail mécanique. L'enthalpie ne dépend pas de la façon dont le système a atteint son état. Elle ne prend en compte que la situation initiale et la situation finale, elle ne tient pas compte des autres situations intermédiaires [15]. Avec U énergie interne du système, la variation d'enthalpie est :

$$\Delta h = \Delta(U + PV) = h_f - h_i = Q \quad (\text{I-4})$$

I.3. PRINCIPE DE CONSERVATION D'ENERGIE

Appelé aussi premier principe de la thermodynamique, lors de toute transformation, il y a conservation de l'énergie. Au cours d'une transformation quelconque, la variation de son énergie est égale à la quantité d'énergie échangée avec le milieu extérieur, par transfert thermique (chaleur) et transfert mécanique (travail). L'énoncé du principe est :

$$W + Q = \Delta U + \Delta E_c + \Delta E_p \quad (\text{I-5})$$

ΔE_c : Est la variation de l'énergie cinétique et ΔE_p est la variation d'énergie potentielle :

$$E_c = \frac{1}{2} m v^2 \quad (\text{II-6})$$

$$E_p = m g z \quad (\text{I-7})$$

Où m représente la masse, g l'intensité du champ de pesanteur et z la cote par rapport à un niveau de référence [16]. Donc l'équation (I-5) s'énonce :

$$W + Q = \Delta U + \frac{1}{2} m (v_f^2 - v_i^2) + m g (z_f - z_i) \quad (\text{I-8})$$

I.4. GAZ PARFAIT

Comme il est très difficile de décrire un gaz réel, on utilise le concept de gaz parfait ou idéal, comme approximation permettant de modéliser et prédire le comportement d'un gaz réel. Un gaz est parfait lorsque ses molécules n'interagissent pas entre elles. Par ailleurs, la taille des molécules doit également être considérée comme négligeable par rapport à la distance intermoléculaire moyenne, et de ce fait, les molécules du gaz parfait sont

Chapitre -I- Rappel Thermodynamique

considérées comme des particules ponctuelles qui n'occupent aucun volume dans l'espace.
[17]

I.4.1. Caractéristiques

Sur le plan macroscopique, on appelle gaz parfait tout gaz vérifiant simultanément les lois suivantes :

- Loi de Boyle-Mariotte : $T = cte \rightarrow PV = cte$;
- Loi d'Avogadro $T = cte, P = cte \rightarrow \frac{V}{n} = cte$;
- Loi de Charles : $P = cte \rightarrow \frac{V}{T} = cte$;
- Loi de Gay-Lussac : $V = cte \rightarrow \frac{P}{T} = cte$;
- Loi de Dalton : $P_{totale} = \sum P_i$

I.4.2. Equation d'état

La pression P , le volume V et la température T d'un gaz parfait sont liés par une formule simple appelée loi des gaz parfaits :

$$PV = nRT \quad (\text{I-9})$$

Cette expression peut s'écrire autrement, on sait que la masse molaire $M = n/m$ donc $n = m/M$ en remplaçant celle-là dans l'équation (I-9) on obtient :

$$PV = mrT \quad (\text{I-10})$$

r est la constante massique des gaz parfait $r = R/M$ pour l'air de $M = 29g/mol$ on aura $r = 287 J.K^{-1}.Kg^{-1}$ [19]. Si on divise les deux membres de l'équation (I-10) par la masse m en sachant que la masse volumique $p = m/V$ on aura :

$$P = prT \quad (\text{I-11})$$

II.4.3. Loi de Poisson

La loi de Poisson qui prédit que $PV^\gamma = cte$ ne s'applique que pour une transformation isentropique (adiabatique réversible).

Pour une transformation entre deux états, on a :

$$P_i V_i^\gamma = P_f V_f^\gamma \quad \text{ou} \quad \frac{P_f}{P_i} = \left(\frac{V_i}{V_f}\right)^\gamma = \left(\frac{V_f}{V_i}\right)^{\gamma-1} \quad (\text{I-12})$$

Pour la pression et la température, on utilise la fonction d'état $PV = mRT$ (I-10) :

$$T_i P_i^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = T_f P_f^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \quad \text{ou} \quad \frac{T_f}{T_i} = \left(\frac{P_i}{P_f}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = \left(\frac{P_f}{P_i}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{I-13})$$

I.4.4. Conservation d'énergie pour un système ouvert

Un système ouvert est un système qui interagit en permanence avec son environnement. L'interaction se fait via de l'énergie et des matières transférées aux frontières du système.

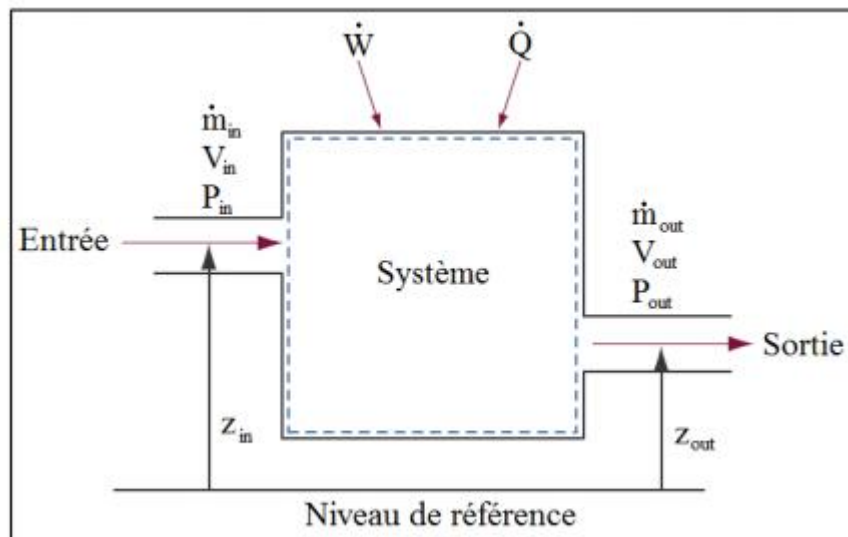


Figure I-1 : Schéma d'un système ouvert

En basant sur la Figure I-1, on peut écrire d'après l'équation (I-5) :

$$\dot{W} + \dot{Q} = \dot{m}_{out}(U_{out} + E_{c_{out}} + E_{p_{out}}) - \dot{m}_{in}(U_{in} + E_{c_{in}} + E_{p_{in}}) \quad (\text{I-14})$$

Chapitre -I- Rappel Thermodynamique

Le travail est égale à la somme du travail utile du système est la différence du travail du courant de matière qui traverse le système :

$$\dot{W} = \dot{W}_u + (\dot{W}_{in} - \dot{W}_{out}).$$

D'après la forme différentielle du travail (I-3), on a $\dot{W}_{in} = P_{in}V_{in}$ et $\dot{W}_{out} = P_{out}V_{out}$

En remplaçant le terme du travail dans l'équation (I-14), on obtient :

$$\dot{W}_u + \dot{Q} = \dot{m}_{out}(U_{out} + P_{out}V_{out} + E_{c_{out}} + E_{p_{out}}) - \dot{m}_{in}(U_{in} + P_{in}V_{in} + E_{c_{in}} + E_{p_{in}})$$

Selon la formule de l'enthalpie (I-4), $U_{out} + P_{out}V_{out} = h_{out}$ et $U_{in} + P_{in}V_{in} = h_{in}$ et comme la masse est conservée $\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}$, on aura :

$$\dot{W}_u + \dot{Q} = \dot{m}\Delta(h + E_c + E_p) \quad (I-15)$$

Cette équation peut s'écrire en unité d'énergie $W_u + Q = m\Delta(h + E_c + E_p)[J]$, ou encore mieux en énergie massique $[J \cdot Kg^{-1}]$

$$W_u + Q = \Delta(h + E_c + E_p) \quad (I-16)$$

I.5. COMPRESSION ET DETENTE

Une turbine à gaz fait intervenir un compresseur qui fournit du travail pour comprimer de l'air, et une turbine recevant un travail mécanique lors de la détente des gaz brûlés. Ces deux processus considérés comme des transformations isentropiques pour faciliter leur étude, en réalité, ils ne sont pas adiabatiques et réversibles à 100%. Ne sont pas adiabatiques puisqu'une quantité non nulle de chaleur est échangée avec le milieu extérieur, puis pas réversibles puisque la compression, comme la détente, se font de façon brusque.

I.5.1. Cycle thermodynamique

On peut facilement apercevoir dans la Figure I-2 la différence entre un cycle isentropique, appelé aussi cycle de Brayton, d'une turbine à gaz et le cycle réel.

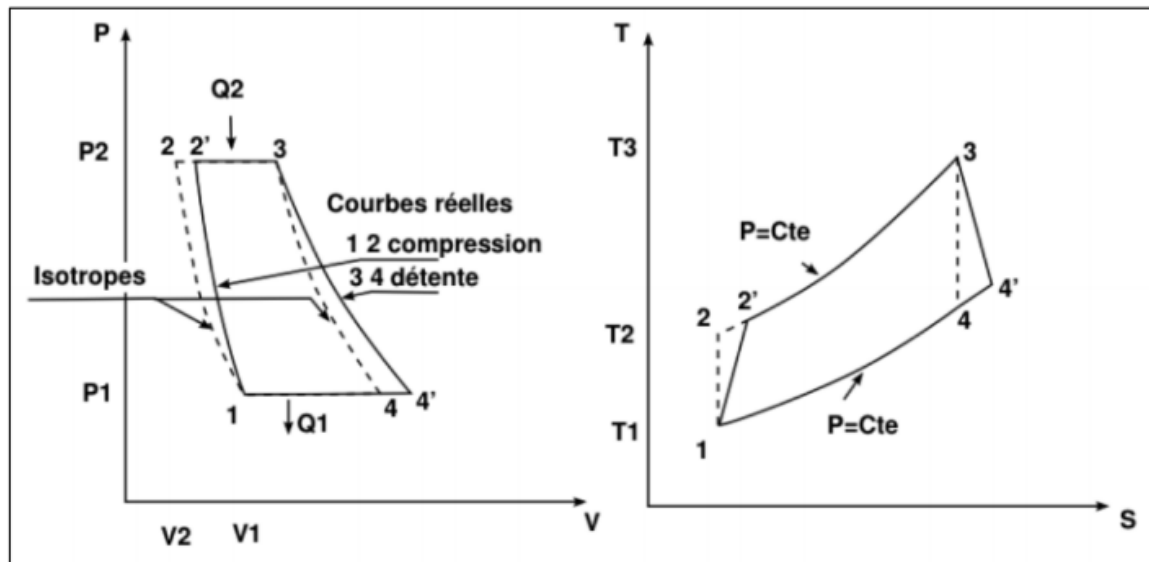


Figure I-2 : Cycles isentropiques et réels en diagrammes PV et TS

En réalité, lors des compressions et détente, les irréversibilités (viscosité de l'air, frottements et chocs sur les aubages) sont génératrices d'entropie et provoquent un échauffement du gaz plus élevé que prévu avec le cycle de Brayton. La compression réelle et la détente réelle se font d'une façon irréversible, Il s'en suit que les températures réelles de sortie du compresseur et de la turbine seront plus élevées que dans le cas idéal, à taux de compression ou de détente constant.

I.5.2. Puissance

La puissance reflète la vitesse à laquelle un travail est fourni, c'est la quantité d'énergie par unité de temps fournie par un système à un autre. La puissance correspond donc à un débit d'énergie [20]. Dans un système ouvert durant une phase de compression ou de détente, la puissance est donnée par :

$$p = \dot{m}W \quad (I-17)$$

I.5.3. Rendements

L'idée générale du rendement qualifie la manière dont un système thermodynamique a initialement reçu d'énergie, avec l'idée qu'il renvoi peut être plus ou moins du fait de l'existence d'imperfections et des pertes. Ainsi, le terme de rendement est exprimé de façon concrète et générale sous la forme d'un ratio entre l'énergie fournie et celle nécessaire à son efficacité.

I.5.3.1. Rendement isentropique

L'enthalpie de compression réelle est plus importante que l'enthalpie de compression isentropique, et l'enthalpie réellement transmis à la turbine est inférieur au travail de détente isentropique. En effet, les irréversibilités contribuent toujours à dégrader l'efficacité de la machine. Le rendement isentropique η_{is} illustre cette dégradation d'enthalpie. Tout en suivant la Figure I-2, le rendement isentropique s'exprime dans le cas de compression par :

$$\eta_{is} = \frac{T_{is2} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (I-18)$$

Et dans le cas de détente :

$$\eta_{is} = \frac{T_4 - T_3}{T_{is4} - T_3} \quad (I-19)$$

I.5.3.2. Rendement mécanique

Dû aux frottements mécaniques de l'ensemble compresseur/turbine surtout entre l'arbre de transmission et les roulements du support, le travail réel est différent du travail théorique (utile). De ce fait, le rendement mécanique du compresseur est :

$$\eta_{mé} = \frac{W_u}{W_{ré}} = \frac{p_u}{p_{ré}} \quad (I-20)$$

Et celui de la turbine est donné par :

$$\eta_{mé} = \frac{W_{ré}}{W_u} = \frac{p_{ré}}{p_u} \quad (I-21)$$

I.5.3.3. Rendement global

Le rendement global d'une machine est défini comme le rapport de l'énergie fournie par cette machine sur l'énergie qu'elle a reçu. Pour une turbine à gaz, ce rendement est le ratio de la puissance délivrée sur la quantité de chaleur dégagée par la combustion :

$$\eta = \frac{p}{Q_{cc}} \quad (I-22)$$

Chapitre -I- Rappel Thermodynamique

La relation entre le rendement réel et théorique est donnée par :

$$\eta_{ré} = \eta_{is} \times \eta_{mé} \times \eta_{th} \quad (I-23)$$

I.5.4. Nombre de Mach

Le nombre de Mach est un nombre sans dimension, noté Ma qui exprime le rapport de la vitesse locale d'un fluide à la vitesse du son dans ce même fluide :

$$Ma = \frac{v}{a} \quad (I-24)$$

Le nombre de Mach ne correspond pas à une vitesse fixe, il dépend des conditions locales. La vitesse du son dans un gaz varie avec sa nature et sa température, elle est donnée par $a = \sqrt{\gamma r T}$, donc on aura :

$$Ma = \frac{v}{\sqrt{\gamma r T}} \quad (I-25)$$

La dépendance entre les températures totale et statique en fonction du nombre de Mach, d'après la relation de Barré de Saint Venant pour les fluides compressibles, est :

$$\frac{T}{T_s} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma^2\right) \quad (I-26)$$

On peut obtenir aussi, en utilisant la loi de Poisson pour les transformations isentropiques (I-13), le rapport des pressions totale et statique :

$$\frac{P}{P_s} = \left(\frac{T}{T_s}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (I-27)$$

De la même façon, on trouve le rapport pour d'autres paramètres.

I.5.5. Coefficient manométrique

Le coefficient manométrique est un paramètre sans unité qui, pour une compression ou détente axiale (arbre étagé), dépend de la variation d'enthalpie totale absorbée ou fournie par un étage $\Delta H_{étage}$ et la vitesse périphérique ou circumférentielle des aubes rotoriques de l'étage :

$$\mu = \frac{\Delta H_{étage}}{u^2} \quad (I-28)$$

Chapitre -I- Rappel Thermodynamique

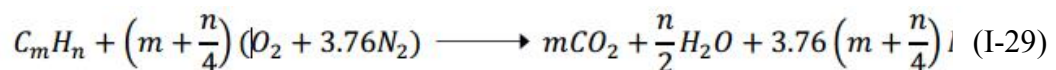
Le coefficient manométrique diffère d'une machine à une autre. Dans le cas de la turbine à gaz PGT25 DLE, la valeur du coefficient est comprise entre 0,24 et 0,40 pour le compresseur et entre 0,50 et 4,00 pour la turbine.

I.6. COMBUSTION

La combustion, dans sa définition la plus simple, est une transformation ou réaction chimique exothermique, c.à.d. avec dégagement d'énergie calorifique (chaleur), au cours de laquelle un combustible est oxydé par un comburant (l'oxygène de l'air dans la plupart des cas).

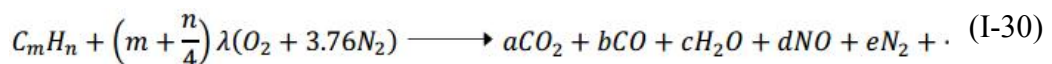
I.6.1. Equation de réaction

Considérons un hydrocarbure, liquide ou gazeux dont la composition est définie par la formule générale $C_m H_n$. Outre, nous savons que l'air contient 21% d' O_2 et 79% de N_2 pour 1 mol d' O_2 on a 3,76 mol de N_2 , donc la réaction s'exprime :



C'est l'équation stœchiométrique d'une combustion complète. Réellement, en essayant d'atteindre cette combustion parfaite, la réaction se passe avec un excès d'air λ .

L'équation de la combustion réelle aura l'aspect suivant :



Les nombres des moles des produits a, b, c, d, e... s'obtiennent par la résolution d'un système d'équations en se basant sur la conservation de la matière et l'état d'équilibre de chaque réaction élémentaire.

I.6.2. Température fin de combustion

On désigne par l'indice $2 \rightarrow 3$ la phase de combustion (début et fin). La combustion ne change pas du travail et elle est considérée comme une transformation isobare. En sachant que la variation d'énergie potentielle est nulle (écoulement horizontal donc pas de changement du niveau), on aura d'après le premier principe de la thermodynamique (I-16) :

$$Q_i = H_3 - H_2 = C_p (T_3 - T_2) \quad (I-31)$$

Chapitre -I- Rappel Thermodynamique

Avec Henthalpie totale massique tel que $H = h + 1/2v^2$. Le bilan énergétique, avec un rendement de la chambre de combustion η_{cc} , est donné par l'équation suivante :

$$H_2 + \eta_{cc} \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_a} Q_i = \left(1 + \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_a}\right) H_3$$

On pose $\varphi = \dot{m}_g/\dot{m}_a$ (dosage massique), l'équation devient :

$$H_2 + \eta_{cc} \varphi Q_i = (1 + \varphi) H_3$$

Comme est très faible ($\dot{m}_g \ll \dot{m}_a$), on aura :

$$H_3 - H_2 = \eta_{cc} \varphi Q_{cc}$$

En s'appuyant sur l'équation (I-31) :

$$T_3 - T_2 = \frac{\eta_{cc} \varphi Q_i}{C_p}$$

Et ainsi on peut déterminer la température totale de fin de combustion en fonction de la chaleur massique dégagée et la température totale initiale (η_{cc} est supposé connu) :

$$T_3 = T_2 + \frac{\eta_{cc} \varphi Q_i}{C_p} \quad (I-32)$$

I.6.3. Constante spécifique des produits

Pour les gaz brûlés (de combustion d'un carburant gazeux de forme $C_m H_n$) de hautes pression et température avec de multiples espèces chimiques, la constante s'obtient par :

$$r = \frac{1}{M_m} \left(9238,7 + \varphi \left(\frac{66543}{1 + \frac{H}{C}} \right) \right) \frac{1}{1 + \varphi} \quad (I-33)$$

Chapitre -I- Rappel Thermodynamique

Avec M la masse molaire du mélange air/gaz [$g.mol^{-1}$] φ le dosage massique du mélange et H/C le rapport entre la masse des atomes d'hydrogène et celle des atomes de carbone constituant la molécule du combustible.

I.6.4. Mach fin de combustion

D'après le principe de conservation de la masse, on a :

$$\dot{m}_a = \rho_2 v_2 S_2 \quad (I-34)$$

$$(\dot{m}_a + \dot{m}_g) = \rho_3 v_3 S_3 \quad (I-35)$$

Si on considère que la chambre de combustion est à section constante, en divisant $S_3 = S_2$ l'équation (I-35) par (I-34) membre à membre on aboutit :

$$1 + \varphi = \frac{\rho_3 v_3}{\rho_2 v_2} \Rightarrow \rho_3 v_3 = (1 + \varphi) \rho_2 v_2 \quad (I-36)$$

On introduit l'équation des gaz parfaits (I-11) $P_s = \rho r T_s$ donc $\rho = P_s / r T_s$ on obtient :

$$\frac{P_{s_3}}{r_3 T_{s_3}} v_3 = \frac{P_{s_2}}{r_2 T_{s_2}} v_2 (1 + \varphi) \Rightarrow \frac{P_{s_3}}{P_{s_2}} = \frac{v_2 r_3 T_{s_3}}{v_3 r_2 T_{s_2}} (1 + \varphi)$$

En introduisant la notion du Mach (I-25) $Ma = v / (r T_s)^{\frac{1}{2}}$ ainsi $v = Ma (r T_s)^{\frac{1}{2}}$ on a :

$$\frac{P_{s_3}}{P_{s_2}} = \left(\frac{\gamma_2}{\gamma_3} \right)^{\frac{1}{2}} \frac{M_2}{M_3} \left(\frac{r_3 T_{s_3}}{r_2 T_{s_2}} \right)^{\frac{1}{2}} (1 + \varphi) \quad (I-37)$$

La relation de Barré de Saint Venant (I-26) donne :

$$T_s = T \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma^2 \right)^{-1}$$

On remplace la température statique par son expression dans l'équation (I-37) :

$$\frac{P_{s3}}{P_{s2}} = \left(\frac{\gamma_2}{\gamma_3}\right)^{\frac{1}{2}} \frac{Ma_2}{Ma_3} \left(\frac{r_3 T_3}{r_2 T_2}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{1 + \left(\frac{\gamma_2 - 1}{2}\right) Ma_2^2}{1 + \left(\frac{\gamma_3 - 1}{2}\right) Ma_3^2}\right)^{\frac{1}{2}} (1 + \varphi) \quad (\text{I-38})$$

L'équation des forces de pression à l'intérieur de la chambre de combustion se traduit :

$$\frac{P_{s3}}{P_{s2}} = \frac{1 + \gamma_2 Ma_2^2}{1 + \gamma_3 Ma_3^2} \quad (\text{I-39})$$

On suppose toujours que les forces de frictions sont négligeable, avec la combinaison des deux relations (I-38) et (I-39) on obtient cette relation qui nous permet de déduire le nombre de Mach à la fin de combustion :

$$\frac{\gamma_3^{\frac{1}{2}} Ma_3 \left(1 + \left(\frac{\gamma_3 - 1}{2}\right) Ma_3^2\right)^{\frac{1}{2}}}{1 + \gamma_3 Ma_3^2} = \frac{\gamma_2^{\frac{1}{2}} Ma_2 \left(1 + \left(\frac{\gamma_2 - 1}{2}\right) Ma_2^2\right)^{\frac{1}{2}}}{1 + \gamma_2 Ma_2^2} \left(\frac{r_3 T_3}{r_2 T_2}\right)^{\frac{1}{2}} (1 + \varphi) \quad (\text{I-40})$$

I.10. CONCLUSION

Le fonctionnement de la turbine à gaz est motivé principalement par l'écoulement de l'air à travers tous ses organes. Cet air subit plusieurs changements physique (température, pression, masse volumique, ...) et chimique (combustion du gaz naturel) le long de son passage par les différentes sections de la turbine.

CHAPITRE -II-

GENERALITES SUR LES TURBINES A GAZ IAES

II.1. INTRODUCTION

La turbines à gaz est un groupe de force dont l'utilisation est très répandue dans la propulsion aéronautique, la production de l'électricité, et l'industrie pétrolière et gazière, compte tenu des puissances unitaires développées élevées à des adaptations faciles, à des régimes variables des processus d'exploitation et à des modes de démontage en blocs qui permettent des périodes de fonctionnement entre réparations de plus en plus élargies.

II.2. DEFINITION

Les turbines à gaz font partie des turbomachines définies comme étant des appareils dans lesquels a lieu un échange d'énergie entre un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante et un fluide en écoulement permanent. Une turbine à gaz (abrégée en TAG), appelée aussi turbine à combustion, est le siège de l'ensemble de transformation constituant le cycle thermique décrit par le fluide. Cette machine tournante thermodynamique (voir un exemple sur la Figure II-1) appartient à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique ou cinétique à partir de l'énergie contenue dans un hydrocarbure.

Le mot « gaz » dans la dénomination « turbine à gaz » fait référence au caractère gazeux du fluide circulant le long de la turbine et non au combustible utilisé, qui peut être d'ailleurs soit gazeux (gaz naturel, butane ou propane), soit liquide (depuis les plus volatils comme le naphta, l'alcool, en passant par le kérosène ou le fioul domestique), jusqu'aux combustibles les plus visqueux (fiouls lourds ou résiduels, voire du pétrole brut). [1]

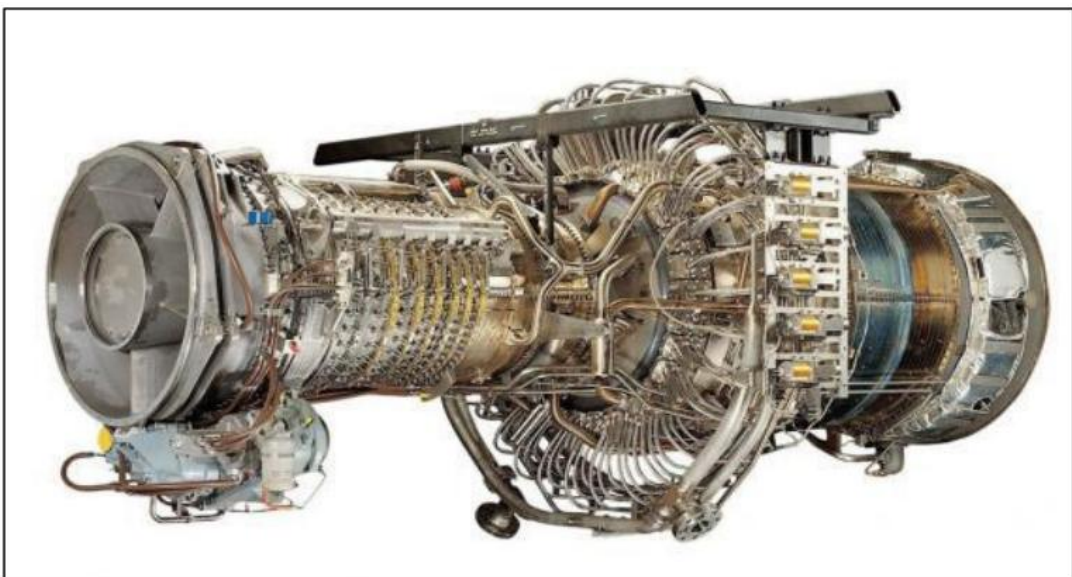


Figure II-1 : Turbine à gaz PGT25 DLE de General Electric

II.3. DEVELOPPEMENT HISTORIQUE

La première machine à gaz fut breveté en 1629 par un mécanicien Italien GiovanniBranca, une machine dans laquelle un jet était dirigé vers une roue horizontale connecté à un système d'engrenage pour actionné un presse. Apres Branca plusieurs mathématiciens ont contribué à l'amélioration de cette technologie.

En 1791, l'Anglais John Barber brevetait un appareil hybride puisque cette turbine à gaz comportait un compresseur alternatif. Dans les années 1820-1833 Claude Bourdin, un professeur français, a réalisé plusieurs installations des machines hydraulique qui les a nommées Turbine, mot dériver du Latin

'Turbins' signifiant qui tourne, mais il n'a pas réussi à passer au stade des machines industriellement stable.

C'est qu'en 1830 que Benoît Fourneyron un brillant élève de Bourdin améliora la conception de son professeur et installa une turbine industrielle d'une puissance de 50 CV.

En 1844 les turbines de Fourneyron furent installées en Europe et en Etats Unis où des améliorations furent apportées. Les turbines à gaz ont commencées à se matérialiser entre la Fin du XIXème siècle et le début du XXème siècle.

On mentionne qu'une première turbine à gaz capable de fournir du travail fut construite en 1903 par l'ingénieur mécanicien Elling en Norvège.

Durant l'année 1906, les recherches des Français Armengaud et Le Male aboutissent au premier turbomoteur autonome avec un rendement global de 3%.

En 1910 l'ingénieur mécanicien Henri Coanda essaya un avion dont le moteur était uneturbine à gaz élémentaire composée d'un compresseur, d'une chambre de combustion et d'une tuyère.

Mais c'est qu'en 1930 que l'idée de turbine à gaz a été réellement présentée aux Etats-Unis, en France, en Grande Bretagne, en Italie et en Allemagne.

La première utilisation des turbines avec un rendement de 30% pour la production d'électricité était en 1950.

A ces inventions s'ajoutèrent celles développées par l'équipe de Secundo Compini qui construisit un turbopropulseur en 1940, et la contribution Frank Whittle d'Angleterre après auquel on a attribué la création pratique de la turbine à gaz moderne.

II.4. ELEMENTS FONDAMENTAUX D'UNE TURBINE A GAZ

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

- Un compresseur : centrifuge ou axial, il a pour rôle d'aspirer et de comprimer l'air ambiant.
- Une chambre de combustion : dans laquelle du combustible injecté sous pression est brûlé avec l'air comprimé.
- Une turbine : généralement axiale, elle détend les gaz qui sortent de la chambre de combustion.

II.4.1. Compresseur

Le rôle du compresseur est d'aspirer et de comprimer l'air pour l'amener à des vitesses, pression et température optimales à l'entrée de la chambre de combustion. Il utilise plus de la moitié de la puissance produite par la turbine de détente, en tenant compte les prélèvements d'air aux étages intermédiaires pour refroidir les parties chaudes. Il existe deux sortes principales de compresseurs, centrifuges et axiaux.

II.4.1.1. Compresseur axial

Un compresseur axial se compose d'une suite d'étages axiaux disposés en série chacun comprenant une roue à aubes mobile rotor et d'un stator à aubes redresseur. Tous ces étages sont calculés pour adapter parfaitement leurs conditions de fonctionnement à celles des étages en amont et en aval (voir la Figure II-2). Le taux de compression du compresseur est lié à sa vitesse de rotation et au nombre d'étages qu'il comporte.

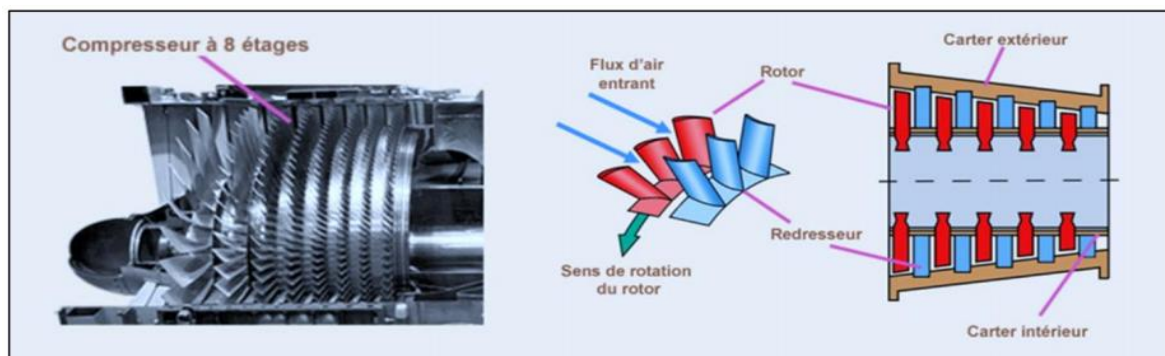


Figure II-2 : Les étages d'un compresseur axial

L'envergure des ailettes varie le long de l'écoulement pour compenser les variations de la masse volumique du fluide et pour conserver à la vitesse débitante axiale une valeur constante.

L'aubage mobile rotor est constitué d'un disque circulaire sur lequel sont fixées des aubes (ailettes) et tourne devant l'aubage fixe. Les aubes de stator ou les redresseurs sont portées par le carter. En outre, l'angle d'attaque des aubes de stator peuvent être fixes ou variables.

II.4.1.2. Compresseur centrifuge

Le compresseur centrifuge est composé d'un rouet à palettes radiales qui aspire l'air axialement et de deux diffuseurs comme le montre la Figure II-3.

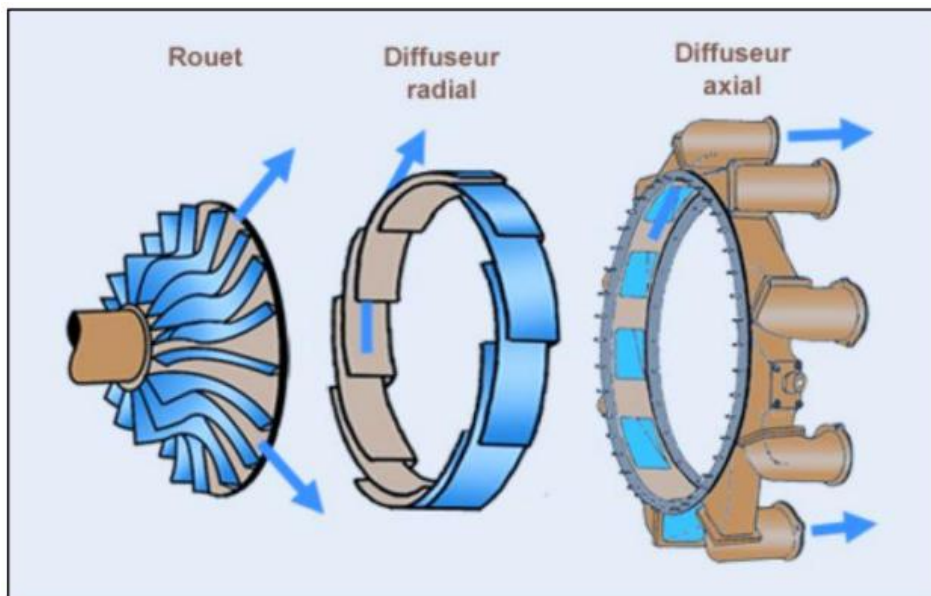


Figure II-3 : Dessin des constituants d'un compresseur centrifuge

Les palettes étant divergentes, l'air sous l'effet de la force centrifuge va être accéléré, comprimé et refoulé radialement. Cet air passe ensuite dans deux diffuseurs, le premier radial, le second axial pour être redressé. Une partie de la vitesse de l'air est alors transformée en pression. Un collecteur récupère finalement cet air comprimé pour l'amener dans la chambre de combustion. Ce procédé est bien représenté dans la Figure II-4.

Un tel compresseur présente l'avantage de fournir un taux de compression important en un seul étage. En contrepartie, son encombrement radial important le destine plus à des turbines à gaz de faible puissance. [4]

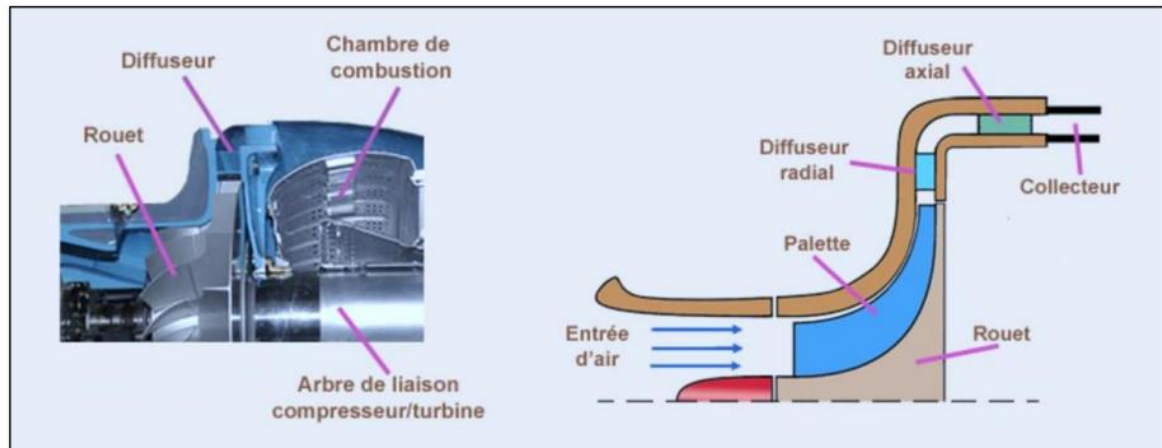


Figure II-4 : Principe de fonctionnement d'un compresseur centrifuge

II.4.2. Chambre de combustion

La chambre de combustion est destinée à chauffer l'air qui sort du dernier étage du compresseur afin de lui apporter l'énergie nécessaire à faire mouvoir la ou les turbines et à donner suffisamment de poussée à la tuyère dans le cas des avions. Cet apport de chaleur se fait par la combustion de l'oxygène de l'air avec un carburant. Elle doit être la plus complète possible et la répartition des températures du gaz la plus homogène possible.

La chambre de combustion située entre le compresseur et la turbine est constituée d'un tube à flamme ou foyer généralement en forme de tore. Celui-ci est enfermé dans un carter, également de forme torique.

Il est bien évident que le principe de fonctionnement varie d'une machine à gaz à une autre, mais le principe général de fonctionnement reste relativement identique.

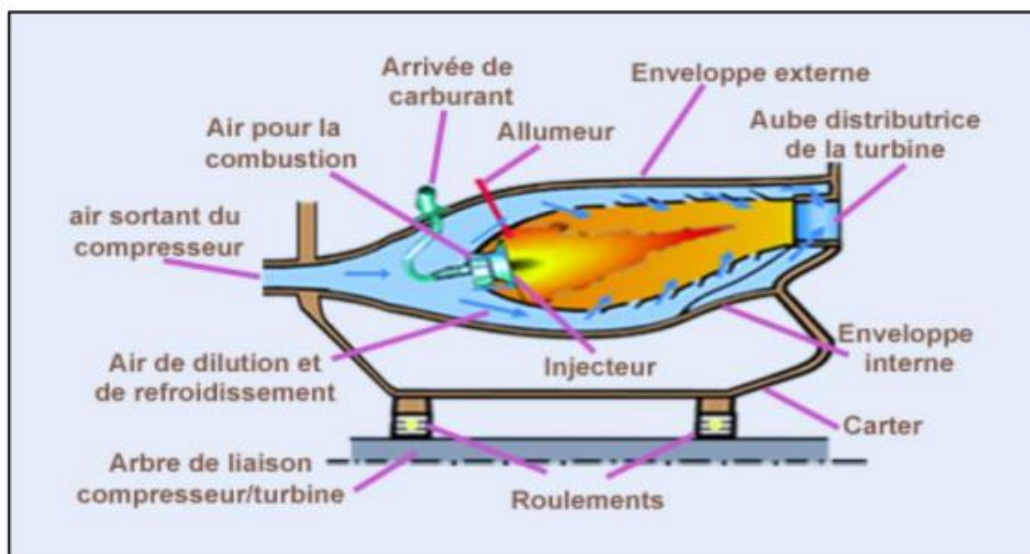


Figure II-5 : Schéma du fonctionnement d'une chambre à combustion

L'air qui pénètre dans la chambre de combustion se répartit en plusieurs circuits. Une partie rentre directement dans le tube à flammes et dans l'injecteur pour contribuer à la combustion. Une autre partie contourne le tube à flammes et sert à la fois pour refroidir les parois et pour diluer et mélanger l'écoulement de l'air dans le foyer (voir la Figure II-5).

Deux types de chambres de combustion sont principalement rencontrés pour les turbines à gaz : les chambres séparées ou tubulaires et les chambres annulaires.

II.4.2.1. Chambres séparées

Dans les chambres séparées chaque chambre reçoit sa propre alimentation en carburant et en air. L'injecteur est généralement situé au centre de la veine d'air et l'injection s'effectue

Dans le sens de l'écoulement principal. Sur certains types de moteurs les chambres sont interconnectées entre elles (Figure II-6).

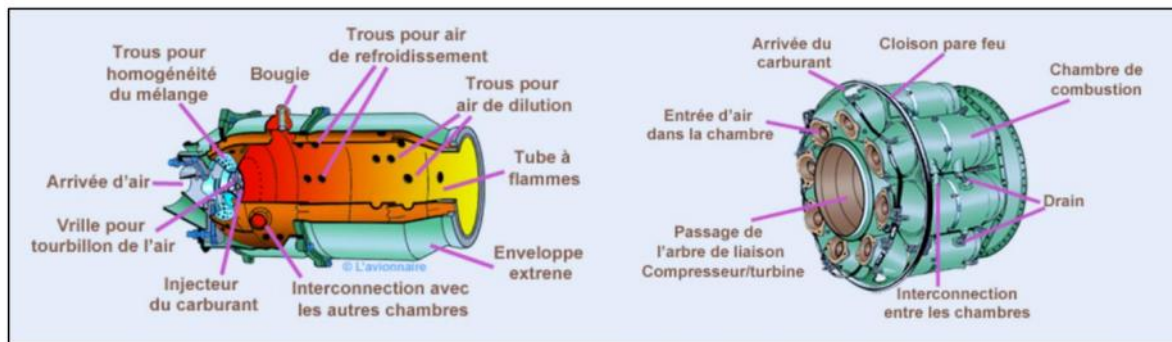


Figure II-6 : Dessins des chambres à combustion séparées

Dans la Figure II-7 ci-dessous, la photographie d'un tube à flammes. Avec ses différents trous pour faire pénétrer l'air à l'intérieur du tube. Certains trous servent à refroidir la paroi du tube et d'autres servent à la dilution pour mélanger correctement l'écoulement de l'air.



Figure II-7 : Photographie d'un tube à flammes

II.4.2.2. Chambre annulaire

Dans les chambres annulaires, l'ensemble du flux gazeux circule dans le même contenant. Les injecteurs de carburant sont répartis régulièrement dans la chambre et la multiplication du nombre de jets favorise l'homogénéité du mélange (voir la Figure II-8).

La mise au point de ces types de chambres pour des turbines de grandes tailles sont rendues en raison des débits importants plus délicates, Par contre la forme compacte permet un minimum de pertes de charge.

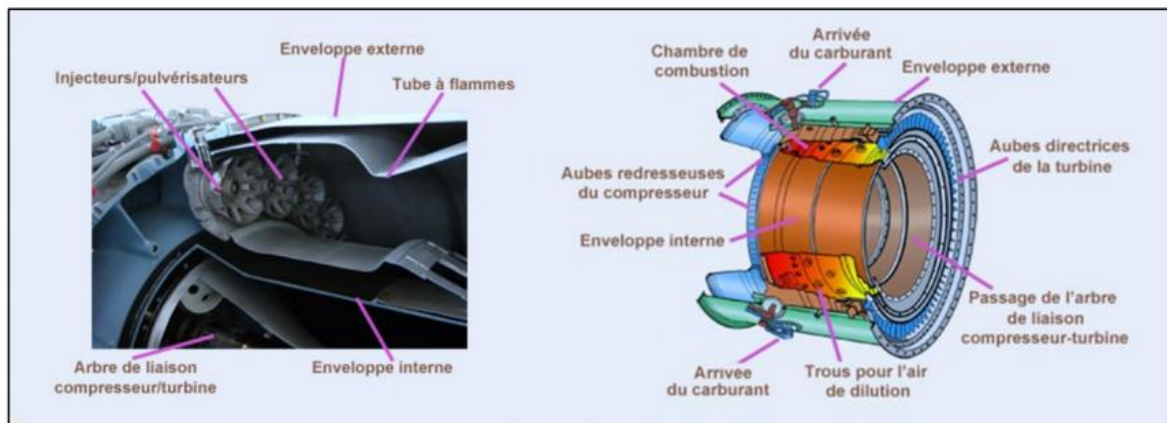


Figure II-8 : Coupe radiale et dessin d'une chambre à combustion annulaire

II.4.3. Turbine

La turbine récupère une partie de l'énergie issue de la combustion des gaz pour le fonctionnement du compresseur et des accessoires, et l'autre partie pour assurer la poussée dans le cas d'un turboréacteur ou entraîner l'arbre de transmission d'une charge reliée (hélice, soufflante, alternateur, pompe, compresseur, ...).

La turbine axiale est la solution utilisée sur la majorité des turbines à gaz. Sortant de la chambre de combustion, les gaz vont se détendre dans le distributeur ou stator, celui-ci va accélérer l'écoulement en le déviant. Sous l'effet de cet écoulement le rotor ayant aussi des profils déviateurs tourne.

Donc un étage de turbine est constitué d'un aubage fixe distributeur ou stator, suivi d'un aubage mobile ou rotor comme démontré dans la Figure II-9. La turbine peut être mono-étagé, bi-étagé ou avoir d'étages multiples. Dans la majorité des cas, le nombre de rangées d'une turbine ne dépasse pas trois étages.

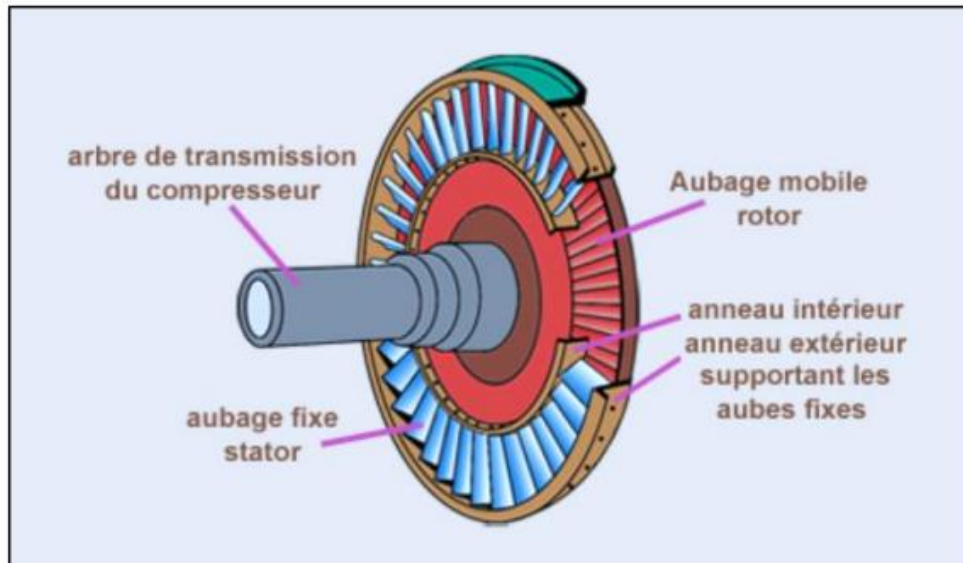


Figure II-9 : *Dessin d'un étage d'une turbine*

II.5. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT

On s'appuiera sur la Figure II-10 ci-dessous pour résumer le principe du fonctionnement d'une turbine à gaz facilement dédié à partir des paragraphes précédents.

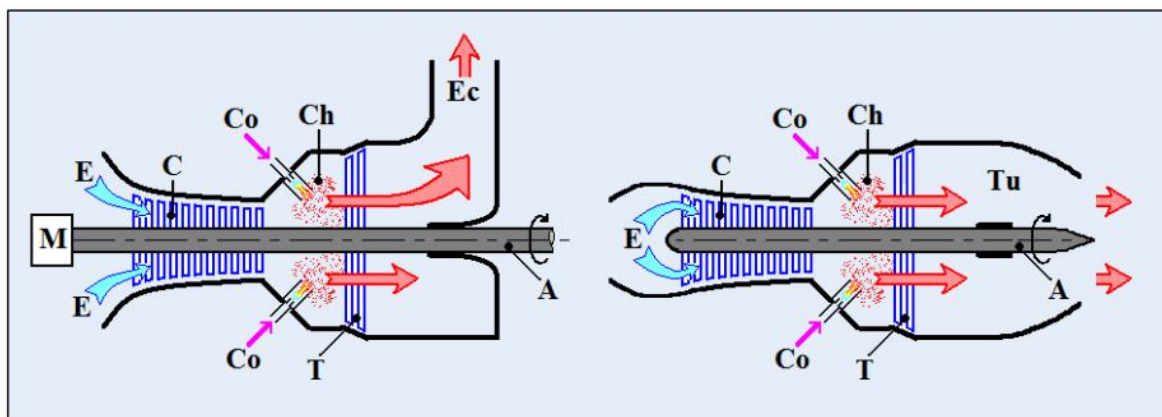


Figure II-10 : Schéma explicatif du fonctionnement d'une turbine à gaz

Pour la mise en route, on utilise un dispositif de lancement, référencé M, qui joue le rôle de démarreur, le compresseur C est initialement amené à 20% de sa vitesse optimale.

Le compresseur C, constitué d'un ensemble de roues munies d'ailettes, comprime l'air extérieur E, simplement filtré, jusqu'à 10 à 15 bars voire 30 bars pour certains modèles.

Du combustible Co gazeux ou liquide atomisé est injecté dans la chambre de combustion Ch où il se mélange à l'air comprimé et s'enflamme.

Les gaz chauds se détendent en traversant la turbine T où l'énergie thermique des gaz chauds est transformée en énergie mécanique. La dite Turbine est constituée d'une ou plusieurs roues également munies d'ailettes.

Le mouvement de rotation de la turbine est communiqué à l'arbre A qui actionne d'une part le compresseur et d'autre part, pour plusieurs cas, une charge qui n'est autre qu'un appareil récepteur (hélice, pompe, alternateur, ...) accouplé à un des extrémités de la turbine à gaz.

Les gaz, encore chauds en aval de la turbine, sortent en passant par une tuyère Tu pour créer la poussée dans le domaine aéronautique, ou s'échappent directement par la cheminée Ecou à l'intermédiaire d'un récupérateur de chaleur à travers un diffuseur.

Le réglage de la puissance et de la vitesse de rotation est possible en agissant sur le débit de l'air en entrée et sur l'injection du carburant.

II.6. CLASSIFICATION DES TURBINES A GAZ

On peut classer les turbines selon différents points : par la disposition de l'arbre, fonctionnement thermodynamique, type du travail fourni, mode d'action du gaz, ... Ces classes sont rangées dans l'organigramme de Figure II-11.

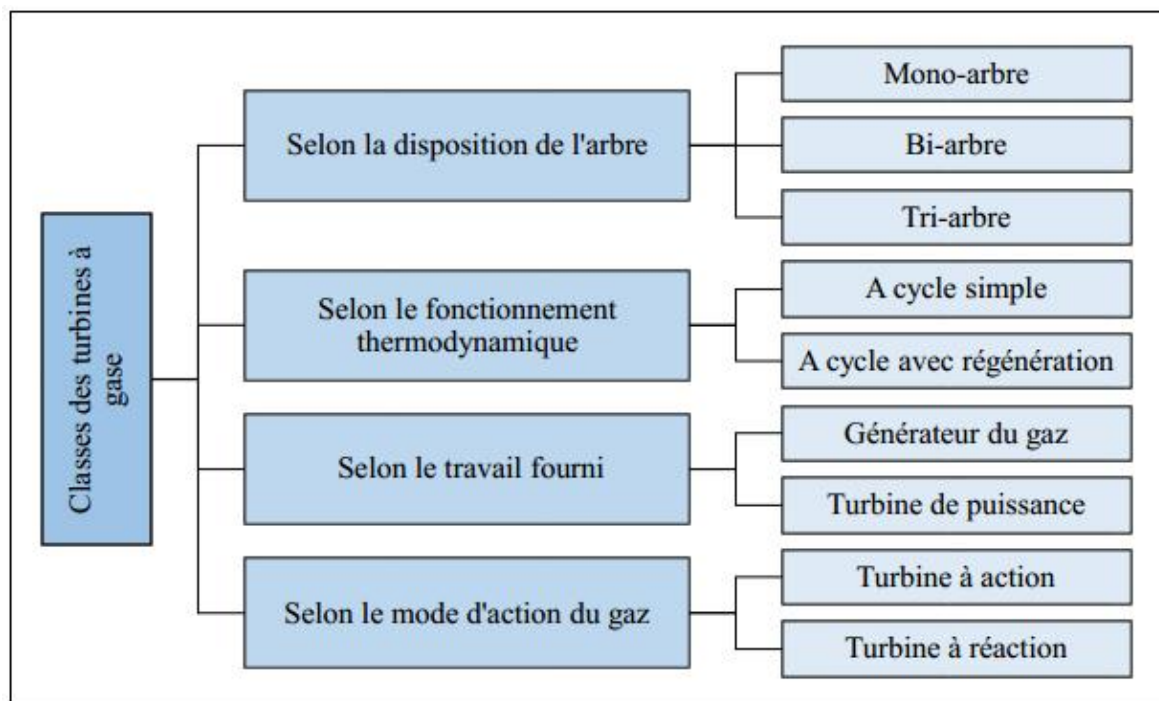


Figure II-11 : Organigramme classifiant les types de turbines à gaz

II.6.1. Mode de disposition d'arbre

En dehors des considérations propres à la turbine, qui ont conduit le constructeur à opter soit pour un moteur à arbre unique, soit pour un moteur à deux arbres l'analyse de l'application envisagée permet d'orienter la préférence vers un système plutôt que vers l'autre.

II.6.1.1. Turbine mono-arbre

Le compresseur et les sections de la turbine sont montés sur un même arbre ce qui permet de tourner à la même vitesse, ce type est utilisé pour les applications qui n'ont pas besoin des variations de vitesse telle que l'entraînement des hélices pour la propulsion ou des génératrices pour production de l'électricité.

II.6.1.2. Turbine bi-arbre

C'est une turbine à gaz composée d'un compresseur, une chambre de combustion et une turbine, l'ensemble est monté sur un arbre commun et d'autre part une turbine de puissance ou de travail est montée sur un autre arbre indépendant avec l'appareil récepteur.

Un autre type de machines à deux arbres, est la turbine à gaz à double corps dont le compresseur et la turbine sont en deux parties : la partie haute pression et la partie basse pression. Chaque partie est montée sur le même arbre (Figure II-12).

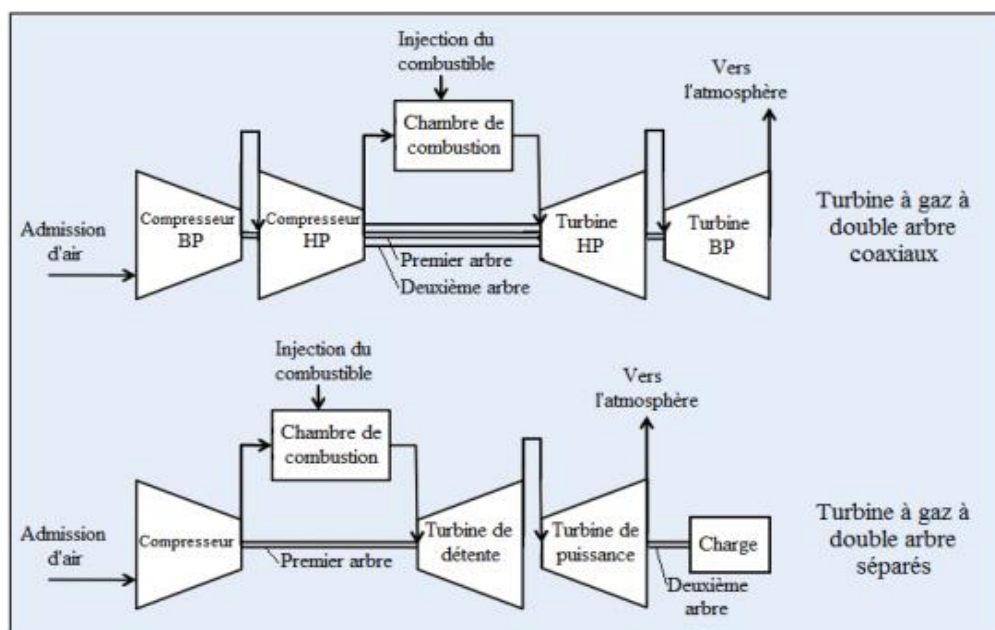


Figure II-12 : Processus différenciant les deux types de turbines à gaz à double arbre

II.6.1.3. Turbine tri-arbre

C'est une turbine dans laquelle les rotors des éléments mécanique sont montés sur trois arbres rotatifs. Ces arbres peuvent tourner ou non entre eux avec un rapport de vitesse déterminé entre ces arbres, ils sont appelés arbre flottant. Cette turbine est purement aéronautique.

II.6.2. Mode de fonctionnement thermodynamique

La turbine à gaz à cycle ouvert dont l'aspiration et l'échappement s'effectuent directement dans l'atmosphère qui est le plus répandu se subdivise en deux classes :

II.6.2.1. Turbine à cycle simple

C'est une turbine qui utilise une seule fois le fluide circulant pour la production de puissance. Après la détente des gaz, ils possèdent encore un potentiel énergétique qui est perdu dans l'atmosphère à travers la tuyère ou la cheminée.

II.6.2.2. Turbine à cycle avec régénération

Les pertes de chaleur causées par les gaz chauds d'échappement sont les plus importantes dans l'installation de turbine à gaz.

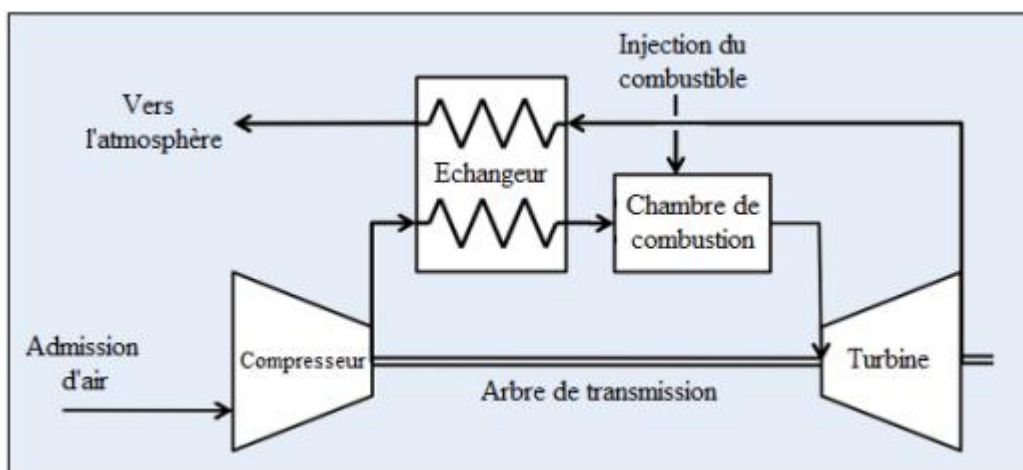


Figure II-13 : *Processus d'une turbine à gaz à cycle avec régénération*

Pour cela, le rendement des installations de turbine à gaz peut être augmenté en conduisant les gaz d'échappement dans un échangeur thermique où ils réchauffent l'air sortant du

compresseur avant son entrée dans la chambre de combustion (Figure II-13 de dessus), on récupère ainsi une partie de la chaleur sensible de ces gaz.

II.6.3. Mode du travail fourni

Selon la nature du travail fourni, on peut distinguer deux types de turbines à gaz : turbine génératrice du gaz et turbine de puissance.

- Turbine génératrice du gaz : appelée aussi gazéificateur, C'est une turbine à gaz qui a un ou plusieurs arbres et qui produit des gaz d'échappement chauds pour la propulsion, mais pas de travail mécanique ;
- Une turbine de puissance : appelée aussi turbine de travail, c'est une machine thermique où une partie de l'énergie de l'élément actif est convertie en énergie mécanique et utilisée pour entraîner une charge qui lui est reliée.

II.6.4. Mode d'action du gaz

Les turbines à gaz se classent en deux grandes catégories souvent combinées dans une même machine :

II.6.4.1. Turbine à action

Dans laquelle la détente se fait uniquement dans les aubages fixes. Elles sont bien adaptées aux étages à forte pression et se prêtent mieux à la régulation de débit. Leur construction est plus coûteuse et réserve leur emploi aux premiers étages de la turbine.

II.6.4.2. Turbine à réaction

Dans laquelle la détente est répartie entre les aubages fixes et mobiles. Le degré de réaction est défini par la répartition de la détente entre les aubages. Elles se prêtent mieux aux étages à basse pression et leur coût est plus faible. Lorsque le degré de réaction d'un étage est de 50 %, la forme des aubages fixes et mobiles est la même ce qui diminue le nombre de moules nécessaires à la fabrication. Par contre pour réaliser la même détente, la turbine à réaction demandera plus d'étages, ce qui augmente la longueur de la ligne d'arbre.

II.7. DOMAINES D'APPLICATION

La turbine à gaz contribue dans une large mesure aux motorisations actuelles. Leur avantage de légèreté en impose l'usage dans l'aéronautique, tandis que dans le domaine des fortes puissances comme la production d'électricité, elles se démarquent par leur adaptation à des cycles combinés ou de cogénérations très performantes. Elle est aussi utilisée pour l'entraînement continu des pompes et compresseurs afin de transporter les

hydrocarbures, les moteurs à explosion eux ont leur puissance limitée à environ 10 MW pour des raisons de masse et d'encombrement.

II.7.1. Propulsion aéronautique

Pour les moteurs d'avion, l'unité de turbine à gaz fonctionne entièrement comme générateur de gaz dans le turbo-jet et les moteurs de turboréacteur, tandis qu'elle fournit la puissance exigée d'axe au propulseur dans le moteur de turbopropulseur. Les moteurs à piston sont des applications très limitées dans la propulsion moderne.

La centrale de turbine à gaz utilisée pour la propulsion d'avion travaille sur le cycle de circuit ouvert. Le choix d'un type particulier de dispositif de propulsion (ou moteur) dépend du type d'aéronef, sa gamme, sa vitesse de croisière et l'altitude. Parmi ces types on trouve :

II.7.1.1. Turbomoteur

La quasi-totalité de l'énergie produite par la combustion est récupérée par les turbines et transformée en couple sur l'arbre de transmission. En effet, une poussée résiduelle en sortie de tuyère serait préjudiciable au maintien du vol stationnaire, l'évacuation des gaz est donc effectuée au travers de tuyères divergentes, qui ralentissent les gaz en sortie.

L'énergie récupérée par les turbines sert à entraîner le compresseur et, par l'intermédiaire d'un réducteur, le rotor principal de l'hélicoptère. Ce dernier est équivalent à une hélice dont le plan de rotation serait horizontal (Figure II-14).

II.7.1.2. Turbopropulseur

Le turbopropulseur est un turbomoteur dont la turbine entraîne une hélice dont le plan de rotation est vertical. Le turbopropulseur est généralement double-corps, c'est-à-dire qu'il dispose de deux turbines en sortie qui font tourner deux arbres coaxiaux. La première turbine est reliée au compresseur, dite 'de régénération', et la seconde est reliée à l'hélice, dite 'de puissance' (Figure II-15).

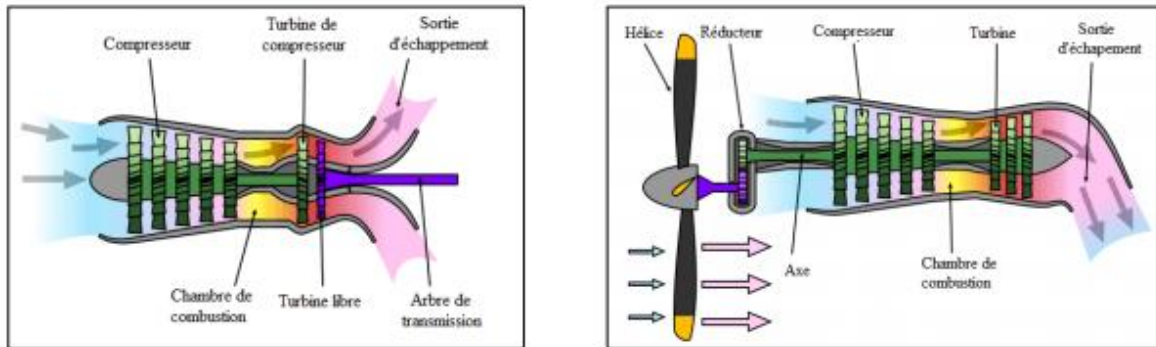


Figure II-14 : Schéma d'un turbomoteur Figure II-15 : Schéma d'un turbopropulseur

II.7.1.3. Turboréacteur

Il peut être à simple ou double flux et à simple ou double corps, la Figure II-16 illustre un turboréacteur à double flux à double corps, le turboréacteur à double flux est aussi appelé 'Turbofan' ou 'Turbosoufflante'. Les réacteurs à double flux possèdent généralement deux, voire trois corps afin de permettre des vitesses de rotation différentes pour les étages des compresseurs BP et HP, voire les compresseurs BP, MP et HP pour les modèles triple corps.

Le flux primaire chaud qui a une roue à aubes désignée 'soufflante' entraîne le flux concentrique secondaire, le flux froid. La soufflante produit environ 80 % de la poussée totale produite par le moteur.

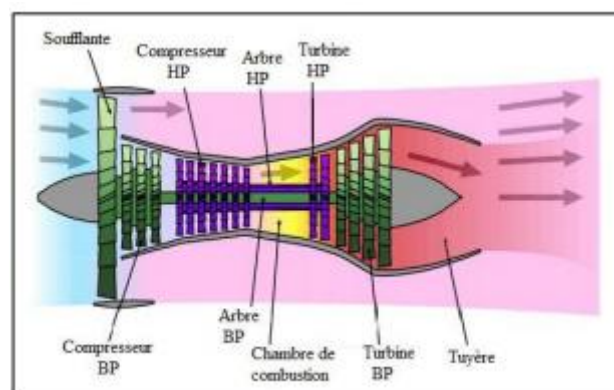


Figure II-16 : Schéma d'un turbo fan à double corps

II.7.2. Production d'électricité

Les machines à cycle simple, c'est-à-dire que les turbines à gaz sont directement reliées aux alternateurs (Figure II-17), peuvent être installées et mises en service assez rapidement.

Elles démarrent en peu de temps et servent de génératrice de secours ou d'urgence. Quand le coût du combustible est faible, les machines à cycle simple peuvent aussi être utilisées pour la production de base.

Les centrales électriques à cycle combiné utilisent les gaz d'échappement de la turbine à gaz pour produire de la vapeur dans une chaudière de récupération de chaleur. La vapeur produite entraîne une turbine à vapeur (Figure II-18), ce qui améliore l'efficacité de la centrale. Actuellement, ce sont les centrales électriques les plus efficaces.

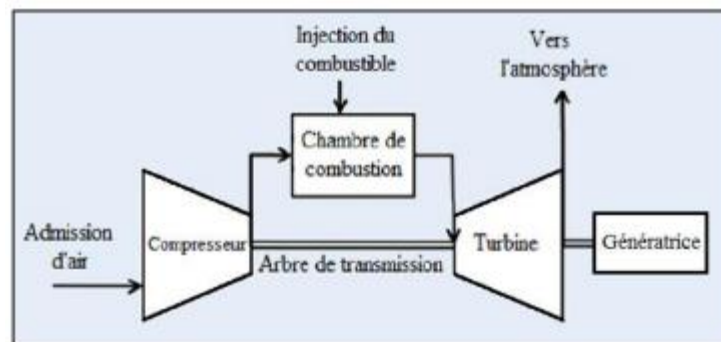


Figure II-17 : Turbine à gaz à cycle simple pour la production d'électricité

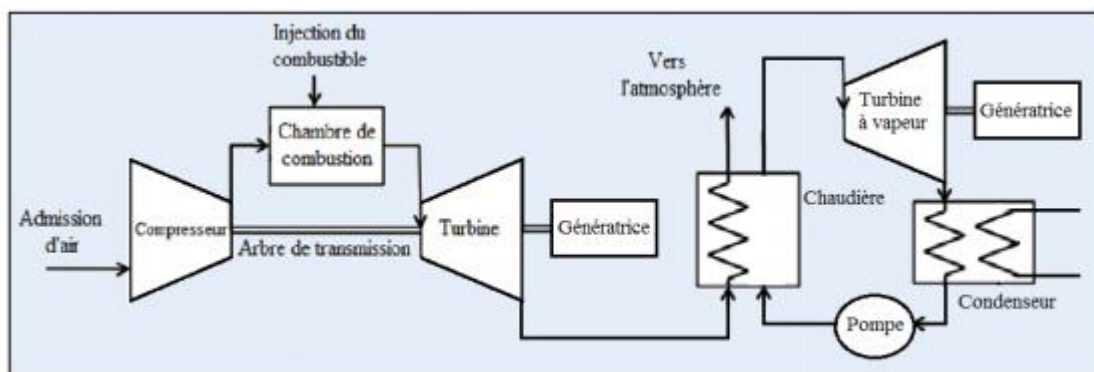


Figure II-18 : Turbine à gaz à cycle combiné pour la production d'électricité

Dans les centrales nucléaires de turbine à gaz à circuit fermé. L'hélium est employé comme liquide réfrigérant dans le réacteur et fluide de fonctionnement de l'unité de turbine à gaz à circuit fermé. Après la compression, l'hélium subit d'abord un chauffage dans l'échangeur de chaleur et le réacteur puis une détente dans la turbine. Grâce à la haute

pression et température des gaz, la turbine entraîne le compresseur et le générateur électrique. Ce processus de fonctionnement est schématisé dans la Figure II-19.

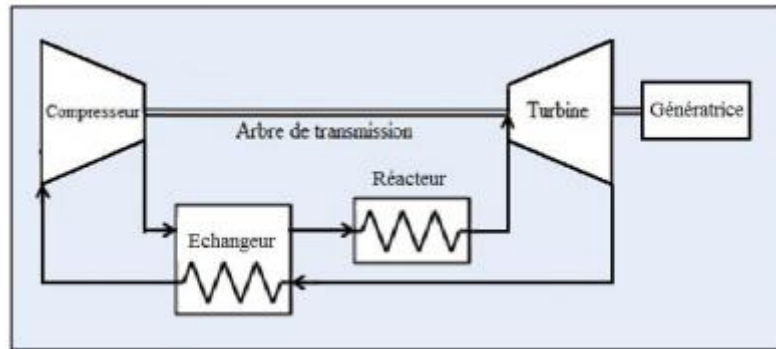


Figure II-19 : Schéma simplifié d'une centrale nucléaire à turbine à gaz

II.7.3. Transfert des hydrocarbures

Après la production et purification primaire des hydrocarbures, ces derniers sont transportés en général dans des longs pipelines gazoducs ou oléoducs aux installations de traitement, ports d'export ou aux centres de distribution pour la consommation.

Pour ce transport, les turbines à gaz sont particulièrement bien adaptées à l'entraînement des compresseurs et pompes pour maintenir la pression et la vitesse du fluide. En effet, de nombreux constructeurs sont capables de fournir un ensemble complet.

Par ailleurs les machines sont du type rotatif et il est possible de transmettre directement la puissance motrice au compresseur ou pompe entraînée, la plupart du temps par un accouplement direct entre la turbine de puissance et le compresseur. Le principe ressemble au schéma de la Figure II-17, en remplaçant le générateur par un compresseur ou une pompe. Cet ensemble est parfois appelé "turbocompresseur" pour le transport du gaz nature ou "turbopompe" dans le cas du pétrole brute.

II.8. LIMITES TECHNIQUES ET AVANTAGES

La turbine à gaz, comme toute autre machine, présente bien des avantages qui encouragent les recherches essayant d'améliorer son fonctionnement et repousser les limites des contraintes techniques qu'elle rencontre.

II.8.1. Limites

Bien que théoriquement supérieure au moteur Diesel, la turbine à combustion présente de sévères limitations dues aux contraintes techniques de sa réalisation. Ces principales limites sont les suivantes :

- Le rendement est limité par le nombre d'étages de compression nécessaires, mais les machines récentes dépassent maintenant un taux de compression de 19 ;
- Baisse importante de rendement des compresseurs centrifuges à une vitesse de rotation plus faible que la vitesse nominale ;
- Baisse de la puissance disponible lorsque la température de l'air extérieur augmente
- Température de combustion limitée par la résistance mécanique des aubages fixes et mobiles de la turbine ;
- Encombrement important des filtres d'aspiration d'air pour les turbines à gaz industriels notamment dans les régions sahariennes sablées.

II.8.2. Avantages

Les avantages inhérents à ce type de machine sont les suivants :

- ✓ Puissance massique et volumique très élevée ;
- ✓ Possibilité de démarrage, prise et variation de charge très rapidement. Elle peut fournir la moitié de sa puissance nominale en quelques secondes après l'ordre de démarrage ;
- ✓ Simplicité apparente de construction et équilibrage (peu de vibrations). Aptitude à larécupération de chaleur (cogénération) et son potentielle à utiliser des combustibles liquides ou gazeux variés ;
- ✓ Pollution limitée en HC, CO et NO_x du fait du contrôle de l'excès d'air et de la température limitée ;
- ✓ Meilleure aptitude aux arrêts et démarrages fréquents que les turbines à vapeur ;
- ✓ Peu de génie civil nécessaire pour sa mise en œuvre, et facilité de transport en colis standardisés pour les machines de puissance unitaire inférieure à 100 MW ;
- ✓ Possibilité d'entraîner des machines (pompes ou compresseurs) à vitesse variable sans grande perte de rendement pour les machines à 'deux arbres' ;
- ✓ Standardisation des composants 'nobles' (aubages fixes et mobiles), ce qui permet deconstruire les machines en avance sans connaître les conditions finales d'utilisation ;
- ✓ La puissance massique élevée et la légèreté se prêtent bien à la propulsion aéronautique en particulier sur les avions (turboréacteurs et turbopropulseurs) et les hélicoptères ;

- ✓ Charge très variable pour les machines utilisées en secours de réseaux et pour lesquelles la sécurité du réseau est plus importante que le rendement.
- ✓

II.9. CONCLUSION

Nous avons cité dans ce premier chapitre tous les informations du fonctionnement, classification, principaux éléments et domaines d'utilisation des turbines à gaz afin de se familiariser avec ce modèle d'appareil. On peut facilement conclure que la turbine à gaz est la technologie du siècle avec tous ses différents types très variés dédiés aux vastes domaines d'utilisation, de la production de puissance mécanique et électrique en industrie à la création de la propulsion en aéronautique pour les avions.

CHAPITRE -III-

DESCRIPTION DE LA PGT25 DLE (LM2500)

III.1. INTRODUCTION

La turbine à gaz PGT 25 contient un générateur de gaz LM 2500 DLE et une turbine déaérioration conçues et fabriquées par NP (NuovoPignone), un groupe électromécanique italien devenu comme la nouvelle division du groupe américain GE après l'avoir racheté en 1994.

Deux de ces turbines à gaz à une puissance optimale de 23.2 MW chacune alimentent, en production d'électricité, l'usine du traitement primaire du gaz naturel Teguentour, un site parmi d'autres du projet de production, traitement et d'exportation du gaz naturel ISG (In Salah Gas).

III.2. TEGUENTOUR ET LE PROJET ISG

In Salah Gas (ISG) est l'un des plus grands projets de gaz en Algérie où la production de la société représente près de 10% du total de la production nationale en gaz naturel, ce projet est situé en Algérie centrale comme le montre la Figure III-1, une région saharienne.

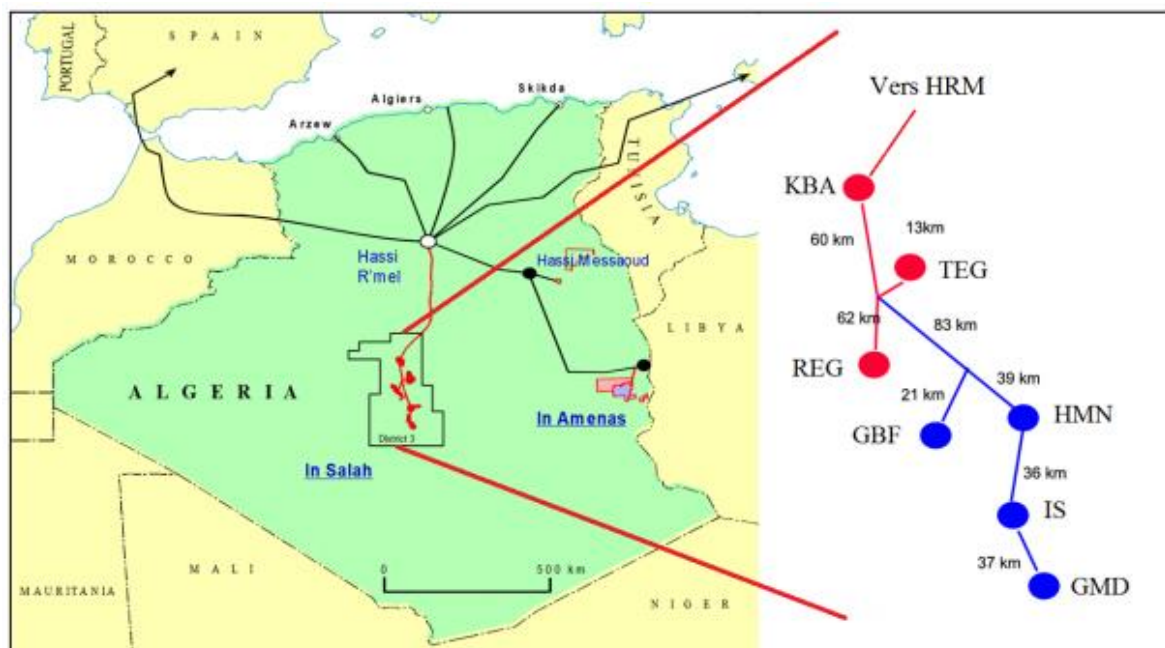


Figure III-1 : Localisation géographique du projet ISG et ses champs

Le projet In Salah Gaz est basé sur le développement des sept champs gaziers : le champ principal Krechba (KBA) et six autres champs où Teguentour (TEG) est l'un d'eux.

Le site du champ TEG réalise deux opérations principales : la séparation et le séchage du gaz produit. Les turbines sont alimentées principalement par le gaz naturel d'export traité.

III.3. LA TURBINE A GAZ PGT25

La turbine à gaz PGT 25, illustrée dans la Figure III-2, comporte un générateur de gaz LM 2500 et une turbine de puissance. Sa puissance en conditions ISO est de 23.2 MW. L'ensemble de la turbine à gaz a une enceinte d'environ 8 m de long, 2.45 m de haut et 2.75 m de large.

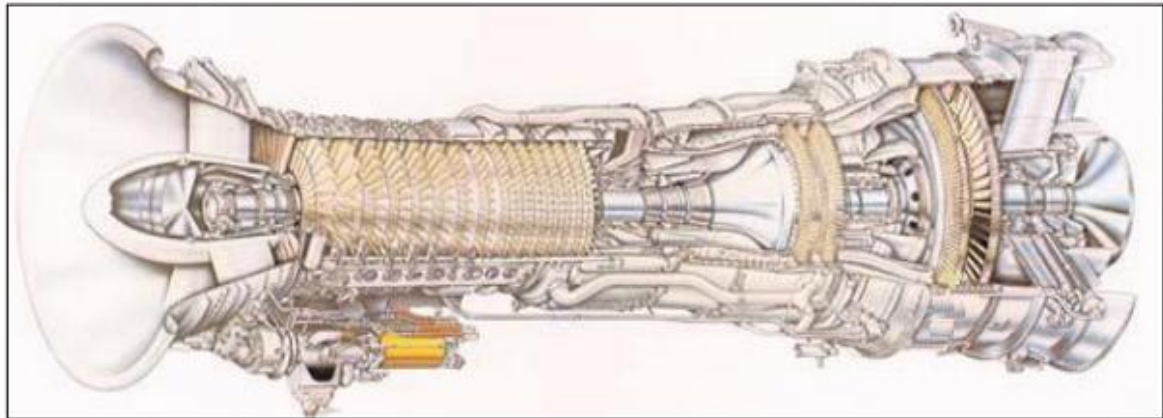


Figure III-2 : La turbine à gaz PGT 25

La turbine est composée de deux rotors mécaniquement indépendants : un arbre reliant le compresseur à la turbine de détente et l'autre pour la turbine de puissance afin de transmettre le mouvement au générateur d'électricité ou alternateur (la vitesse nominale du 1^{er} arbre est de 10,000 RPM et celle du 2^{ème} arbre est de 6500 RPM).

Le générateur de gaz LM 2500 incorpore un compresseur à écoulement axial en 16 étages, capable d'atteindre un rapport de pression de 18 à 1.

Les aubes directrices d'entrée et les aubes réglables du stator sur les premiers six étages du compresseur assurent un fonctionnement efficace à travers l'intervalle entier de fonctionnement. L'aubage aérodynamique a été conçu pour obtenir une très haute efficacité à vitesse nominale ainsi qu'à vitesse réduite.

La turbine est prévue d'une chambre de combustion annulaire de 75 brûleurs repartis sur trois cercles : pilote, inner, outer alimentés principalement de gaz combustible (diesel, essence, condensat voire kérosène au démarrage après un arrêt des installations). Cette chambre produit de l'énergie thermique convertie par la suite en énergie mécanique.

Les gaz brûlés sortant de la chambre de combustion à haute température et sous pression, s'écoulent à la turbine HP à deux étages sur laquelle se produit la première expansion des produits brûlés. Et finalement par la PT (power turbine) ou turbine de puissance constituée par une roue à deux étages sur laquelle se produit l'expansion des produits brûlés qui s'échappent ensuite à l'atmosphère. La Figure III-3 répartit ces différentes sections de la turbine.

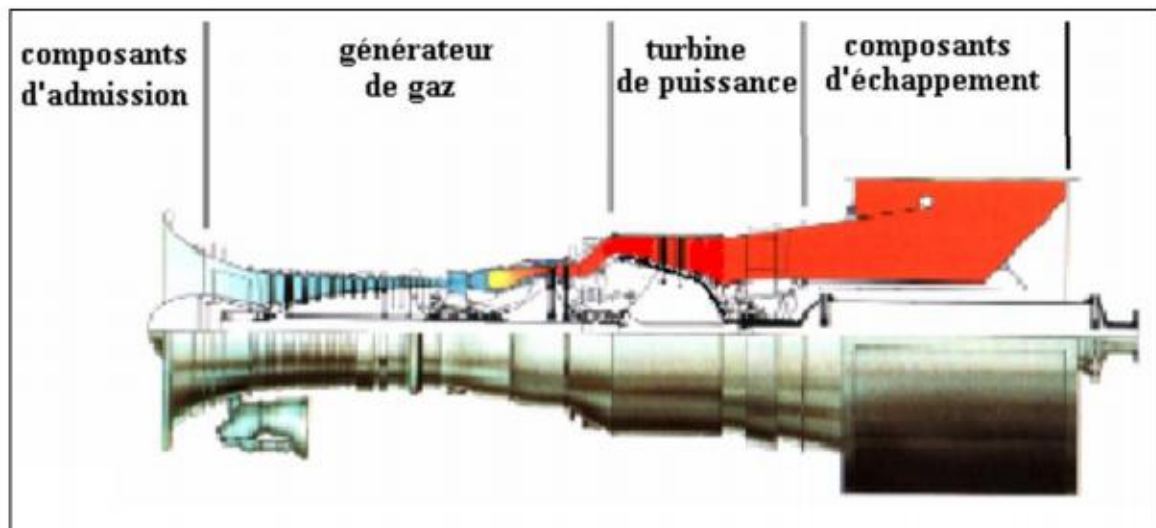


Figure III-3 : Les différentes sections de la PGT25

La PGT25 est équipée de :

- ❖ Un chariot doseur du fuel gaz, avec trois collecteurs alimentant la totalité des brûleurs.
- ❖ Un système de contrôle d'émission des NOx et monoxyde de carbone (dry low émission).
- ❖ Un système d'attaque et de lancement turbine jusqu'à 2000 RPM.
- ❖ Une gear box (boîte à vitesse) dans lequel sont engrenés des pompes de lubrification, de soutirage d'huile synthétique et une pompe hydraulique de commande.
- ❖ Une caisse surélevée de 640 litres d'huile synthétique pour lubrification.
- ❖ Deux ventilateurs à courant alternatif et un à courant continu pour le refroidissement de l'enclosure turbine et pour assurer une pression positive dans le package.
- ❖ Un package de filtration d'air de 96 cartouches coniques et cylindriques.
- ❖ Un skid anti-incendie de 22 bouteilles de CO2 à décharge rapide et lente.

III.4. DEMARRAGE ET FONCTIONNEMENT DE LA PGT25

D'abord, le rotor de la turbine HP ou de détente atteint les 20% de la vitesse de rotation nominale grâce à un dispositif de lancement.

L'air aspiré et comprimé de l'atmosphère dans le compresseur est envoyé à la chambre de combustion où le combustible est débité sous pression. Une étincelle de haute tension allume le mélange air combustible.

Après l'allumage, le combustible continuera d'être injecté dans les chambres et crée une flamme (combustion continue). Les gaz chauds font monter la vitesse du rotor turbine HP/compresseur qui à son tour fait augmenter la pression de refoulement du compresseur.

Quand la pression commence à monter, le rotor de la turbine BP ou de puissance commence à tourner et les deux arbres de la PGT25 accélèrent jusqu'à atteindre la vitesse de service. La disposition des deux arbres est présentée dans la Figure III-4 ci-dessous.

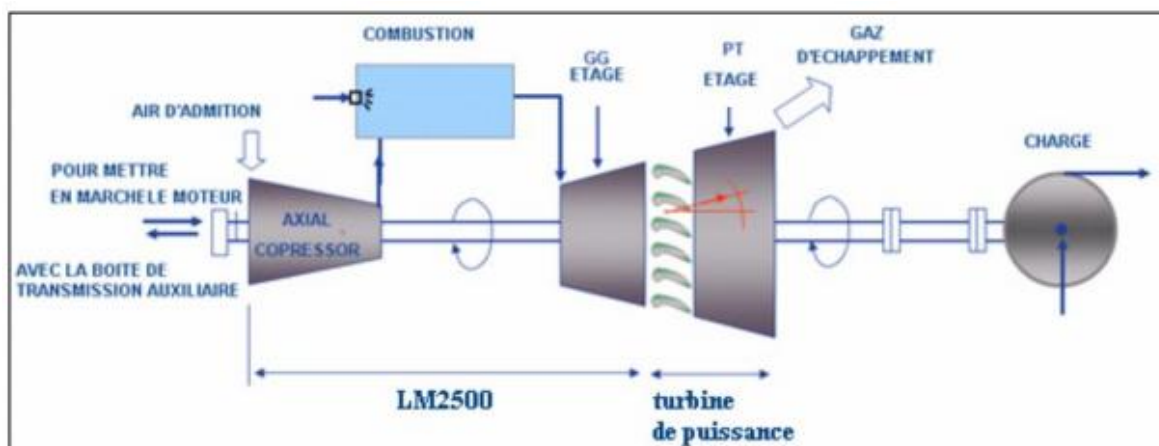


Figure III-4 : Schéma d'installation de la turbine à gaz PGT25

Les produits de la combustion se détendent d'abord à travers la roue haute pression ensuite à travers la roue basse pression, la rotation de l'arbre du compresseur entraîne, par l'intermédiaire de la gear box, les auxiliaires avec lui. A la détente BP, les gaz chauds font tourner l'arbre de puissance (ainsi que la charge) avant d'être évacués à l'atmosphère.

Quand on regarde du côté admission, on voit que le rotor tourne en sens inverse des aiguilles d'une montre.

III.5. COMPRESSEUR DE LA LM2500

Comme c'est présenté dans la Figure III-5, Le compresseur a 16 étages à haute pression de type à flux axial. Les composants majeurs du compresseur sont: carter frontal, rotor, stator et carter postérieur. L'objet primaire de la section du compresseur est de compresser l'air pour la combustion. Pourtant, une certaine partie d'air est extraite pour le refroidissement de la machine, et le contrôle de la température de la flamme dans la chambre de combustion

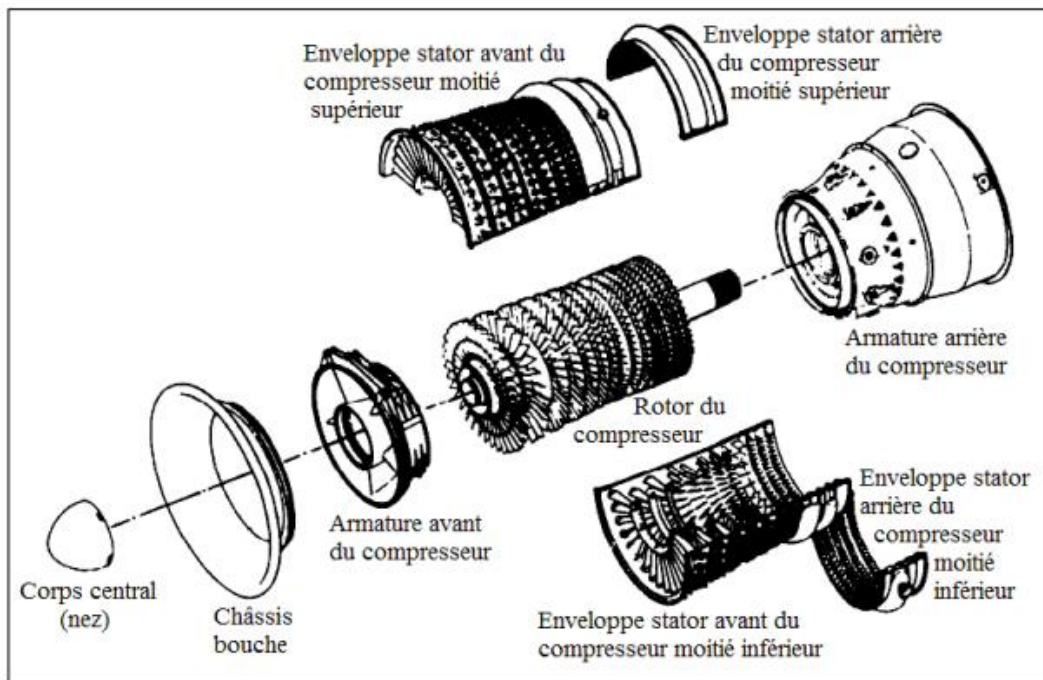


Figure III-5 : Ensemble du compresseur de la LM2500

III.5.1. Support

La face d'attaque du stator de compresseur est soutenue par le châssis frontal et la face d'attaque du rotor est soutenue par un roulement à rouleaux qui est logé dans le moyeu du carter frontal.

La partie arrière du stator de compresseur est soutenue par une structure pied du carter postérieur, et l'arrière du rotor est soutenue par des roulements à billes et à rouleaux qui sont logés dans le moyeu du carter postérieur du compresseur.

III.5.2. Ensemble carter frontal

L'ensemble du carter frontal fournit une voie de passage pour l'air d'aspiration du compresseur. Les entretoises entre le carter et la caisse extérieure, fournissent l'alimentation et la récupération de lubrification pour les composants du carter (Figure III-6).

Le carter supporte aussi le roulement de la face du rotor de compresseur, la conduite d'aspiration, le corps central, l'embout avant de la caisse du compresseur, les joints d'étanchéité d'admission de compresseur, Le carter contient des passages d'air pour pressurisation et ventilation du carter et de l'étanchéité. Un raccord de drainage pour l'huile d'étanchéité est prévu à la partie inférieure du carter.

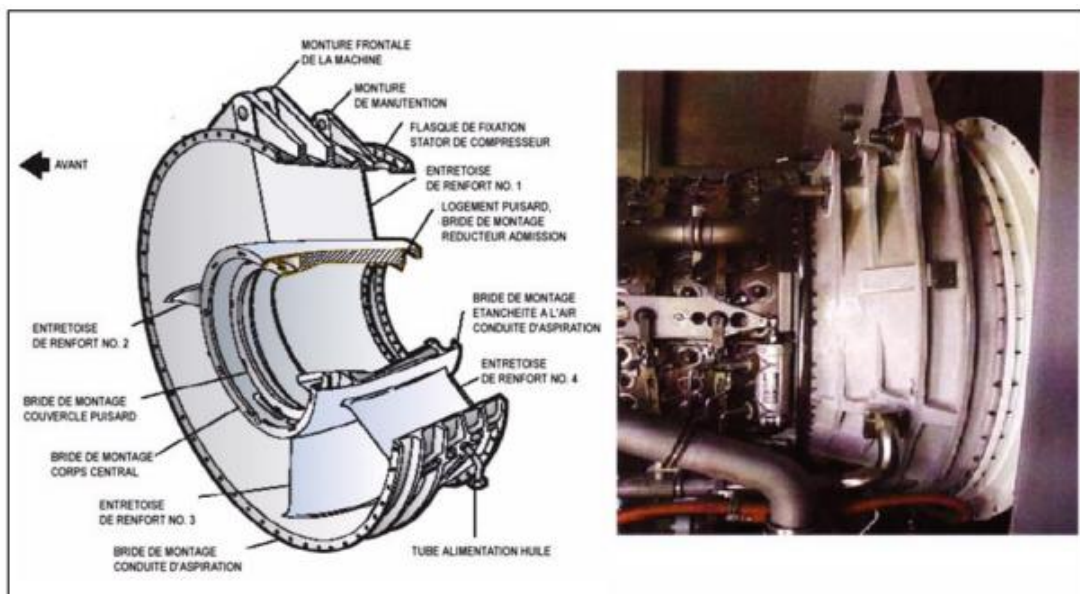


Figure III-6 : Ensemble du carter frontal du compresseur

III.5.3. Rotor du compresseur

Il est composé de plusieurs étages de tirants et des aubes, chaque roue contient des fontesalésées dans lesquelles s'insèrent les ailettes sur des entretoises maintenues en position axiale, ces ailettes ont un profil aérodynamique conçu pour bien comprimer l'air à des vitesses de rotation très élevées. Les roues sont montées sur l'arbre (rotor) par l'intermédiaire des rainures concentriques et maintenues par des tirants (Figure III-7). Après le montage, le rotor est équilibré de manière très précise.

Les matériaux pour corps de la bobine et le disque de rotor sont en titane pour les étages de 1 à 10 et Inconel 718 pour le reste. Les ailettes dans les étages 15 et 16 sont en A286.

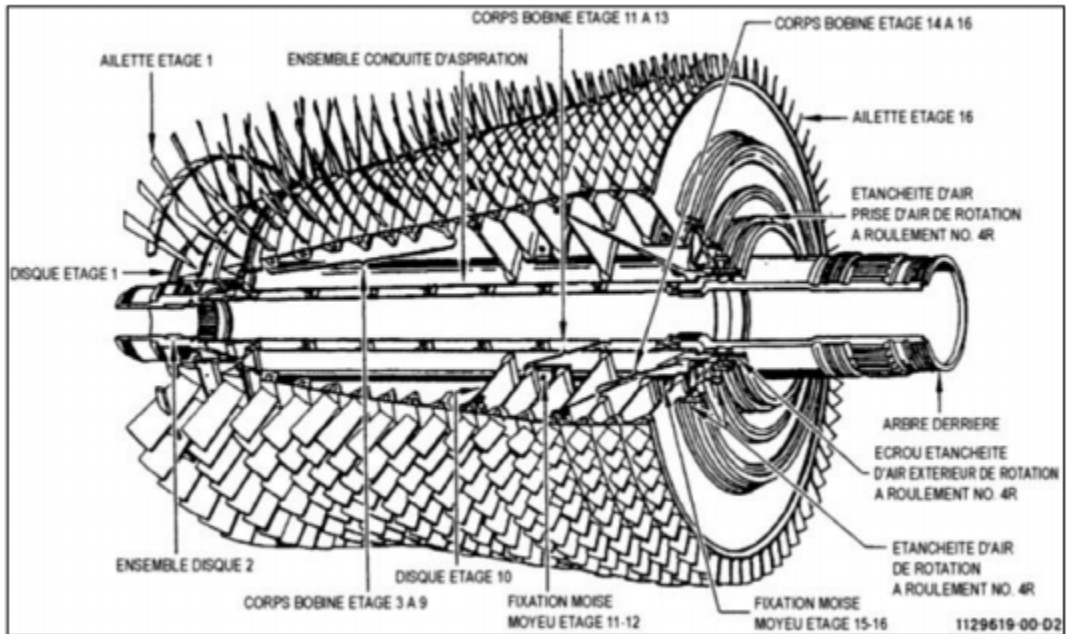


Figure III-7 : Ensemble du rotor du compresseur

Les ailettes sont maintenues par les cannelures axiales de queue d'aronde dans les étages 1 et 2, et par les cannelures circulaire de queue d'aronde dans les étapes 3 à 16. En raison de leur longueur importante, les ailettes du premier étage sont reliées par des semi plateformes d'envergure (Figure III-8) pour réduire leurs vibrations.

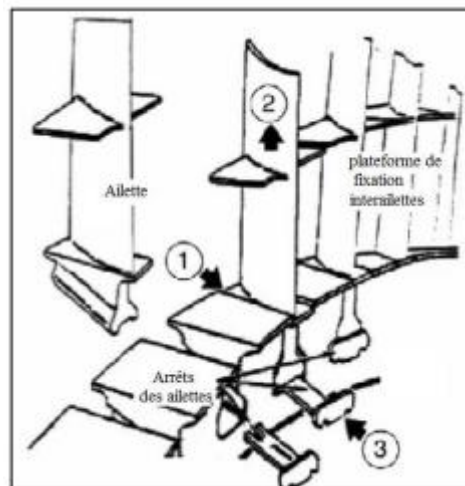


Figure III-8 : opération de fixation des ailettes sur le disque du premier étage

III.5.4. Stator du compresseur

Le stator du compresseur, assemblé à partir de quatre parties (supérieure arrière, supérieure avant, inférieure arrière et inférieure avant) comme le montre la Figure III-9.

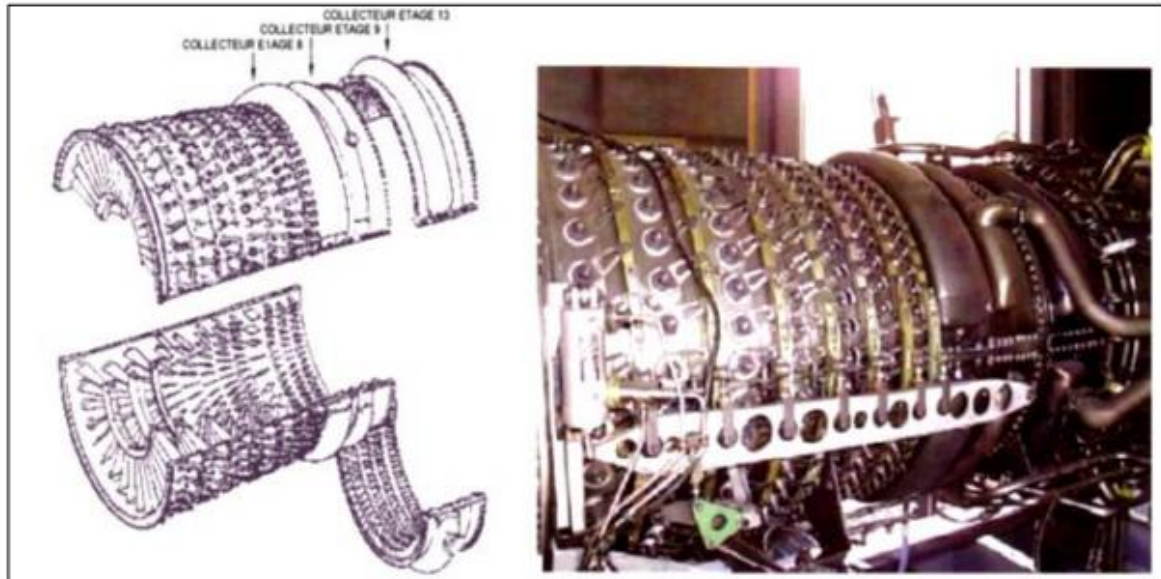


Figure III-9 : Ensemble du stator de compresseur

Des orifices d'endoscope sont prévus dans le carter aux différents étages pour permettre l'inspection interne du compresseur.

Le stator a un étage d'aubes directrices d'entrée IGV, 6 étages d'ailettes du stator variable VSV et 10 étages d'aubes du stator. Les IGV et les étages 1 à 6 sont variables et leurs positions angulaires se modifient en fonction de la température d'admission du compresseur CIT et de la vitesse du générateur de gaz. Le matériau des IGV et des aubes des étages 1 et 2 est le titane, tandis que pour les étages 3 à 16 c'est A286. Les aubes de l'étage 8 ont le profil aérodynamique A286 avec une base en acier inoxydable.

Trois collecteurs de prélèvement sont soudés sur les carters de stator. L'air est extrait de l'étage 8 aux bouts des aubes pour la pressurisation et le refroidissement du carter de la chambre intérieure de combustion. L'air de prélèvement extrait à l'étage 9 est employé pour le refroidissement de la turbine de puissance. Et celui extrait à l'étage 13 est employé pour le refroidissement du gicleur de la turbine de haute pression étage 2.

L'air de prélèvement de décharge du compresseur à l'étage 16 est pris par les trous dans la paroi intérieure du carter postérieur du compresseur. L'air de décharge du compresseur est

employé pour le refroidissement des ailettes de la turbine haute pression, la chemise de la chambre de combustion.

Les débits des prélèvements sont réglés par une unité électronique de commande (ECU) qui commande un clapet de prélèvement actionné hydrauliquement.

III.5.5. Ensemble du carter postérieur

L'ensemble du carter postérieur du compresseur est en Inconel 718 et se compose du boîtier extérieur, des entretoises de renfort, du moyeu et du logement du carter (Figure III-10).

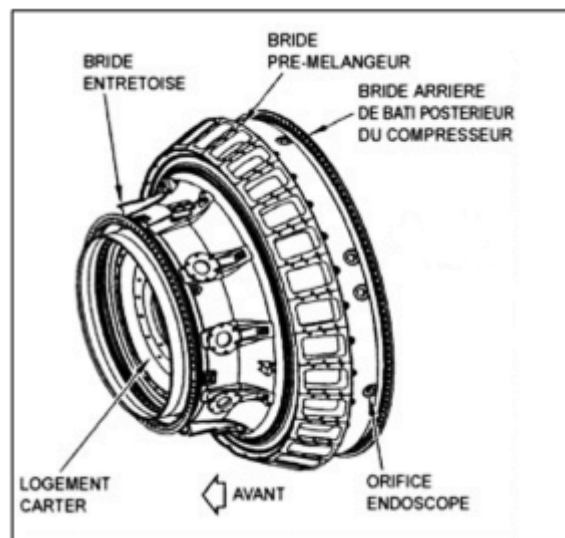


Figure III-10 : Ensemble du carter postérieur du compresseur

Son boîtier extérieur supporte les 30 pré-mélangeurs de combustible et une bougie d'allumage. Les charges axiales et radiales du palier et une partie de la charge d'injecteur sont prises par le moyeu et transmises par les 10 entretoises radiales au boîtier pour fournir l'air de ventilation du compresseur.

Six orifices pour endoscopes placés dans le carter permettent l'inspection de la chambre de combustion, des pré-mélangeurs de combustible et de l'injecteur de turbine étage 1. Deux ports d'endoscopes sont prévus dans la partie arrière du boîtier pour l'inspection des ailettes étuyères de turbine.

III.6. CHAMBRE DE COMBUSTION

La turbine à gaz LM2500 DLE utilise un système de combustion à faible pré-mélange, conçu pour fonctionner principalement au combustible gaz naturel. La chambre de combustion est triple annulaire et se compose de cinq composants principaux rivetés

ensemble: ensemble capot (diffuseur), dôme, chemise intérieure, chemise extérieure et cloison.

La configuration triple annulaire permet à la chambre de combustion de fonctionner à un taux uniforme de combustible faible mélangé à l'air (mode pré-mélange) à travers la gamme entière de puissance, en réduisant au minimum les émissions même à la basse puissance.

III.6.1. Structure

L'ensemble capot, en même temps que le carter postérieur du compresseur, sert comme diffuseur et distributeur pour l'air de décharge du compresseur. Il fournit un courant d'air uniforme dans toute une plage étendue de fonctionnement, en assurant une combustion uniforme à la turbine.

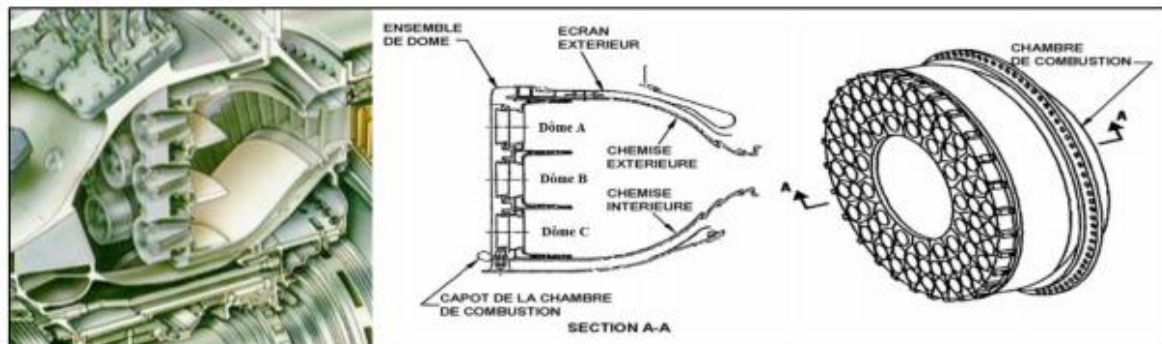


Figure III-11 : Chambre de combustion de LM2500 DLE

L'extrémité principale de la chambre de combustion soutient 75 boucliers de chaleur segmentés qui forment les trois zones brûlantes dans la chambre de combustion, connues comme le dôme extérieur ou dôme "A", le dôme pilote ou dôme "B" et le dôme intérieur ou dôme "C" (Figure III-11).

Le combustible est introduit dans la chambre de combustion par l'intermédiaire de 75 pré-mélangeurs air/combustible partagés en 30 modules démontables et remplaçables par l'extérieur. La moitié de ces modules a deux pré-mélangeurs et l'autre moitié à trois.

Les pré-mélangeurs produisent un mélange gaz/combustible très uniforme.

III.6.2. Système de distribution du combustible

Le gaz naturel, produit et purifié par les installations centrales de traitement de TEG, est utilisé comme un combustible principal pour l'alimentation de la chambre de combustion, les combustibles liquides ne sont utilisés que lors de démarrage ou dans le cas où le niveau de condensat dans le bac de stockage soit élevé.

Grâce à ses multiples atouts, le gaz naturel s'impose comme une énergie de choix, sa disponibilité à tout moment, sa discrétion, sa grande facilité de combustion, sa propreté, sa souplesse d'utilisation, sa capacité à s'intégrer dans les systèmes automatisés.

Les systèmes de combustible de LM2500 DLE incluent des collecteurs de combustible, des conduites flexibles de combustible, des pré-mélangeurs air/combustible et des valves intermédiaires.

Les valves intermédiaires de combustible sont une partie intégrante du système de LM2500 DLE, commandant la distribution du combustible aux trois dômes de la chambre de combustion.

III.6.3. DLE (Dry Low Emission)

La fonction de l'installation DLE de combustible est de détecter les capacités de contrôle du combustible à envoyer aux trois collecteurs (intérieur, pilote, extérieur) indépendants. Le système permet le fonctionnement normal dans des conditions différentes de charge, avec le maintien des émissions NOx à bas niveau.

Pour maintenir le bas niveau de NOx sec, des tuyères pré-mélange sont prévues pour permettre à l'air de se mélanger avec le combustible avant d'arriver dans la zone des flammes, obtenant un rapport air/combustible constant optimal pour la limitation des NOx. Le mélange de turbulence s'obtient à l'aide des diffuseurs à vortex localisés en amont des injecteurs de combustible.

75 tuyères sont fixées dans ce réchauffeur spécial, divisées en trois bagues circulaires (intérieure, pilote, extérieure). Le nombre des tuyères employées peut varier conformément à la puissance exigée et en actionnant sur les 11 ouvertures intermédiaires des vannes, ou sur l'ouverture entière des collecteurs à l'aide de vannes.

La configuration de la chambre de combustion change pour maintenir la température de flamme dans les limites (Figure III-12).

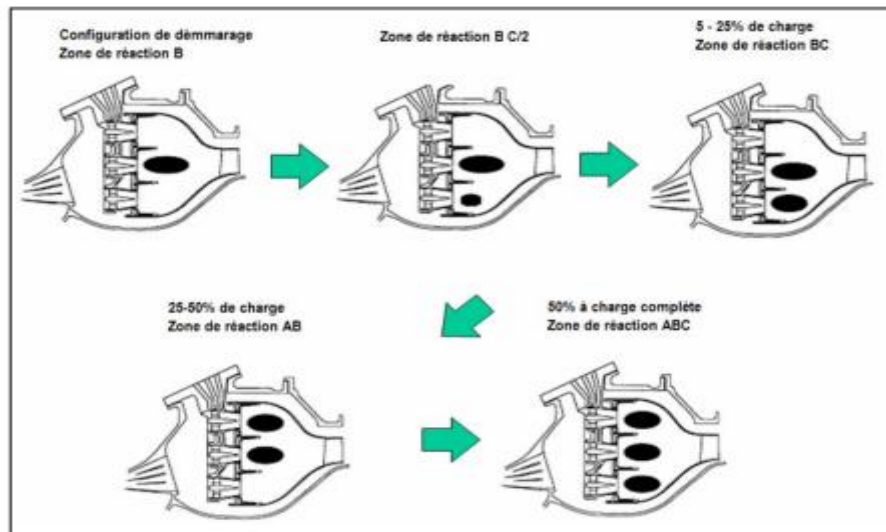


Figure III-12 : Modes de combustion

III.6.4. Système détecteur de flamme.

Le système détecteur de flamme est une partie d'un système global de protection à l'extinction accidentelle de la flamme de turbine à gaz qui ferme les valves de sectionnement du combustible si se produit l'extinction accidentelle de la flamme de combustion. Le système détecteur de flamme assure la surveillance de la flamme de combustion en utilisant un détecteur de flamme de type ultraviolet

Si l'extinction accidentelle de la flamme se produit, le détecteur à ultraviolets transmet un signal à un amplificateur. L'amplificateur, après la réception de ce signal, fournit un signal à la commande qui à son tour, ferme les valves de sectionnement de combustible.

III.6.5. Système d'allumage

Pendant le démarrage, les étincelles de haute énergie allument le mélange combustible/air dans la chambre de combustion. Le système d'allumage se compose d'un excitateur d'allumage, un fil de sortie électrique d'allumage et une bougie d'allumage. Un système d'allumage double est optionnel. Une fois que l'allumage a été accompli, la combustion va continuer sans allumage supplémentaire de la bougie jusqu'à ce que la machine soit arrêtée.

L'excitateur d'allumage est de type à condensateur de décharge. Il est monté à l'extérieur de la machine et fonctionne sur une tension de réseau de 115 V, 50 ou 60 Hz.

III.7. TURBINE HP OU DE DETENTE

La section turbine de haute pression se compose d'un rotor de haute pression, des ensembles tuyères des étages 1 et 2 et du carter intermédiaire de turbine.

Le rotor de turbine extrait l'énergie du jet de gaz pour entraîner le rotor du compresseur auquel il est mécaniquement couplé. Les tuyères de turbine dirigent les gaz chauds de la chambre de combustion sur les ailettes du rotor à l'angle et à la vitesse optimale.

III.7.1. Support

L'embout avant du rotor de la turbine est attaché à l'arbre arrière du rotor de compresseur et il est soutenu par des roulements à billes et à rouleaux. L'embout arrière du rotor de turbine est soutenu par un roulement à rouleaux dans le carter intermédiaire de turbines.

Le carter intermédiaire de turbine, sans compter qu'il soutient l'extrémité arrière du rotor de turbine HP, soutient aussi l'extrémité avant de la turbine de puissance. Il contient la conduite de transfert par laquelle les gaz chauds s'écoulent de la section turbine de haute pression à la turbine de puissance.

III.7.2. Rotor HP

Le rotor de turbine de haute pression se compose d'un arbre arrière conique, deux disques avec des ailettes refroidies à l'air et arrêts d'ailettes, une entretoise conique de rotor, un bouclier thermique en forme de caténaire et un arbre avant (Figure III-13).

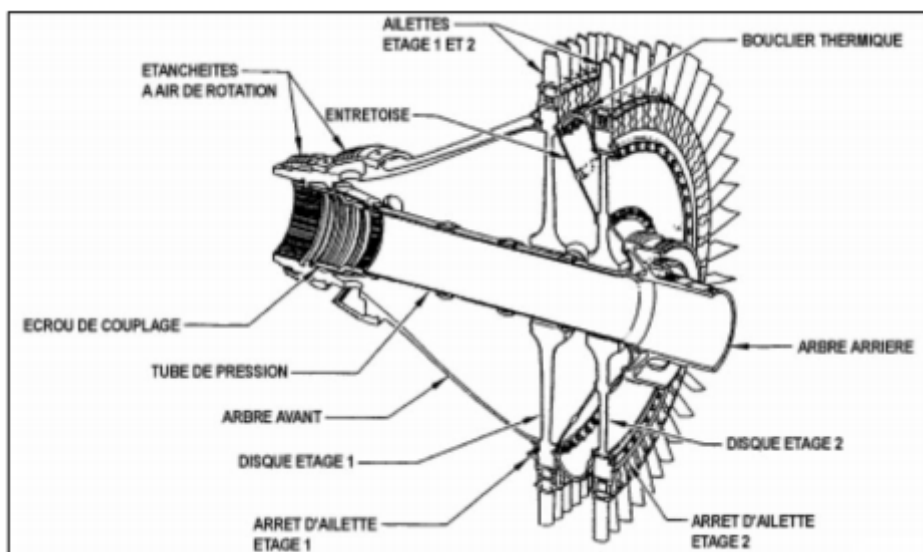
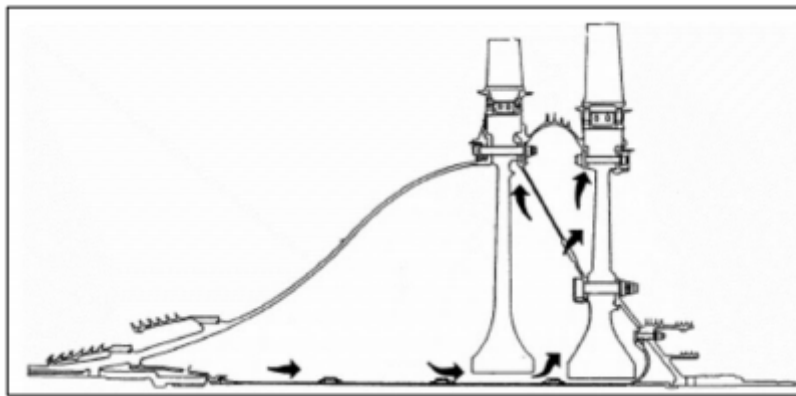


Figure III-13 : Rotor de la turbine HP**III.7.3. Système de refroidissement**

Le rotor de la turbine de haute pression est refroidi par un écoulement continu d'air de décharge de compresseur qui passe par des trous dans le support tuyère de l'étage 1 et l'arbre de turbine avant, voir la Figure III-14. Cet air refroidit l'intérieur du rotor et les disques avant de passer entre les queues d'aronde et sortir des ailettes. Les ailettes de la turbine sont enduites pour améliorer la résistance à corrosion, érosion et oxydation.

**Figure III-14** : Circulation d'air du refroidissement de la turbine HP

Les ailettes de turbine HP des deux étages sont refroidies par l'air de décharge du compresseur qui coule par la queue d'aronde et le contour d'ailette. Une combinaison de convection interne et refroidissement de pellicule. (Figure III-15).

Les disques sont forgés en premium Inconel 718. La géométrie du premier disque a 88 trous de boulon et fentes d'ailettes dans la jante, et celle de deuxième disque a 90 trous d'ailettes.

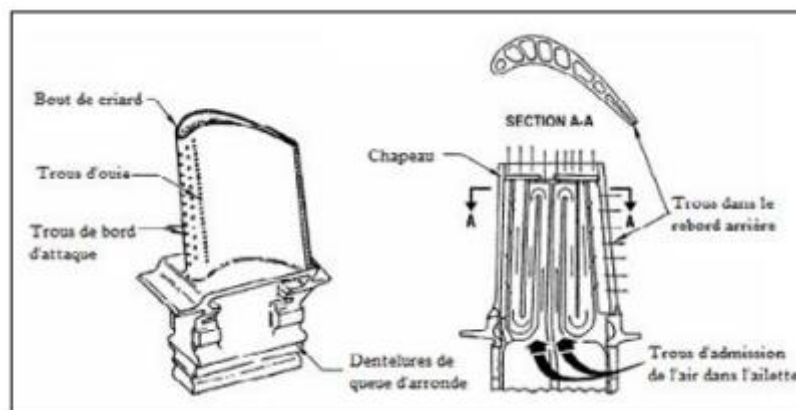


Figure III-15 : Refroidissement des ailettes de la turbine HP**III.7.4. Stator**

Le stator de la turbine HP de premier étage dirige les gaz de haute pression de la section de combustion sur les ailettes de turbine de l'étage 1 à l'angle et à la vitesse optimales.

Les aubes de tuyères de l'étage 1, sont refroidies à air par convection et par refroidissement de pellicule. Les composants principaux de l'ensemble stator de la turbine HP sont : le support, l'ensemble des aubes, les étanchéités intérieure et extérieure, la cloison d'air, le support d'étanchéité d'équilibre de la pression et le couvercle de canal. Il y a 33 segments pour chaque étage dans l'ensemble, chaque segment se composant de deux aubes. Les aubes sont moulées et ensuite soudées en paires (segments) pour décroître le nombre de voies pour les fuites de gaz. Ces soudures permettent la séparation facile des segments pour la réparation et le remplacement de différentes aubes.

III.7.5. Carter intermédiaire des turbines

Le carter intermédiaire de turbine (Figure III-16) soutient l'embout arrière du rotor de turbine de haute pression et l'embout avant du rotor de turbine de puissance. Il est boulonné entre la bride arrière du carter postérieur de compresseur et la bride avant du stator de turbine de puissance. Le carter fournit un passage du débit à diffusion lisse pour l'air de décharge de la turbine de haute pression dans la turbine de puissance. La tuyauterie pour la lubrification du roulement et la pressurisation du joint est située dans les entretoises du carter.

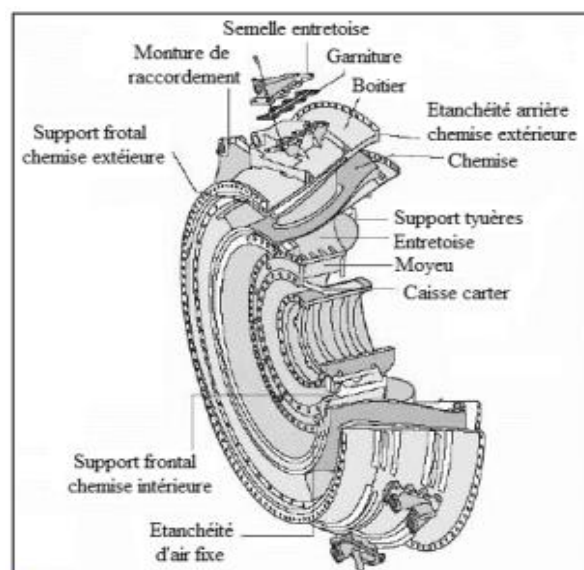
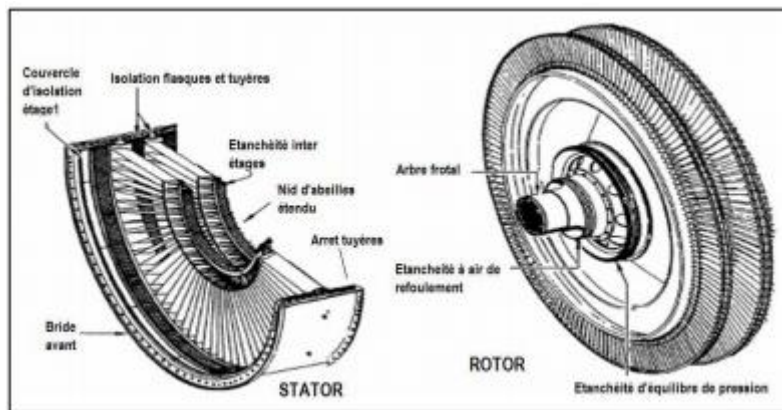


Figure III-16 : Carter intermédiaire des turbines**III.8. TURBINE BP OU DE PUISSANCE**

Le rotor de la turbine de puissance (Figure III-17) est un rotor de basse pression à deux étages, montés entre le roulement logé dans le carter intermédiaire des turbines et les rouleaux à billes et à rouleaux logés dans le carter postérieur de la turbine. Le stator se compose de deux moitiés de boîtier séparées horizontalement.

**Figure III-17** : Rotor et Stator de la turbine de puissance

Le carter postérieur de la turbine (Figure III-18) se compose d'un boîtier extérieur, huit entretoises radiales également espacées et un moyeu en acier moulé d'une seule pièce. Il forme la voie de passage d'échappement, soutient l'embout arrière de la turbine de puissance et fournit

les points d'attachement pour les supports arrière de la turbine à gaz. Il contient aussi un logement de roulements pour les roulements à billes et à rouleaux.

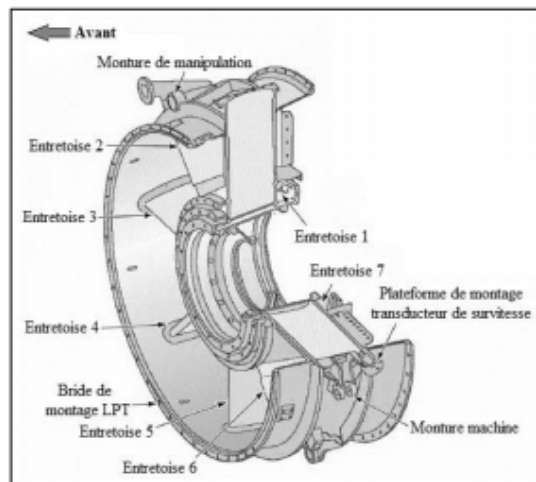
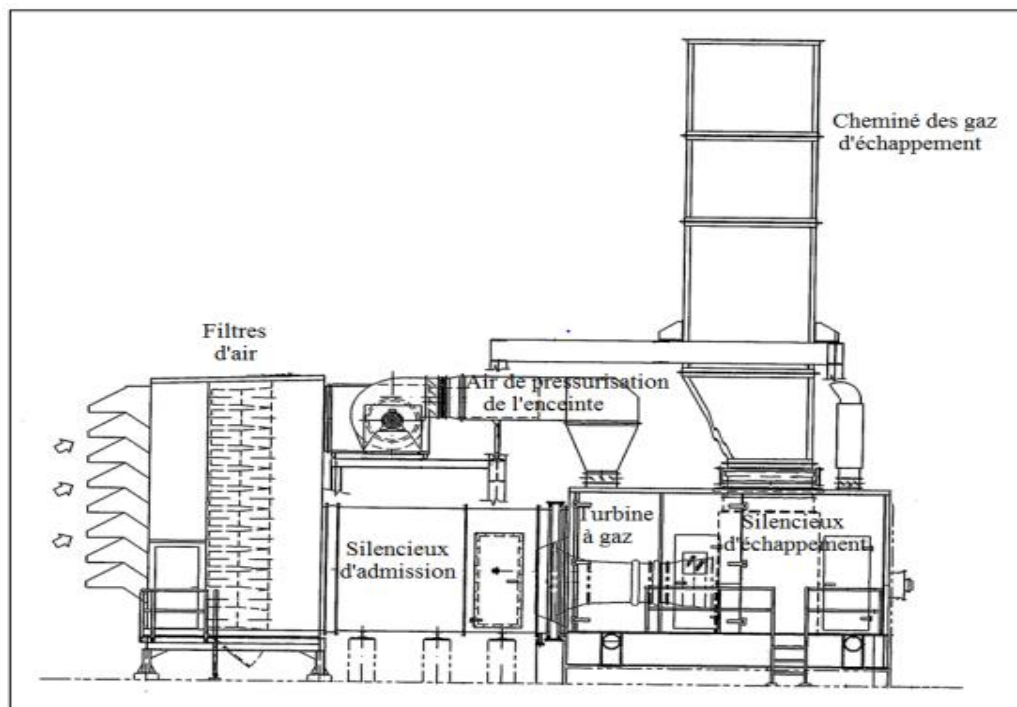


Figure III-18 : Carter postérieur de la turbine de puissance

III.9. AUXILIAIRES

Cette turbine à gaz nécessite plusieurs systèmes auxiliaires pour un fonctionnement efficace et une protection maximale. Parmi ces systèmes on trouve : le système de filtration d'air d'admission, le système hydraulique de démarrage, le système de lubrification, le système d'entraînement des accessoires, le système électrique, le système de tuyère des gaz d'échappement et autres (système de détection d'incendie, système d'extinction du feu, système de réchauffage d'enceinte, système d'éclairage, système de lavage à l'eau de la TG, ...). La Figure III-19 donne un aperçu sur toute l'installation de la PGT25 DLE à TEG.

**Figure II-19** : Installation de l'ensemble PGT25 et ses auxiliaires

L'installation est équipée de portes pour accéder au changement des filtres d'air et inspection des corps d'admission et d'échappement de la TG, une grande portière pour l'extraction ou changement de la PGT25 pour des raisons de maintenance générale réalisée chez le constructeur et un système de ventilation et pressurisation de l'enceinte de la turbine.

III.9.1. Système d'admission d'air

Ce dispositif aspire l'air ambiant qui passe à travers les systèmes de filtrage et de silencieux. Il est ensuite expédié dans la chambre de combustion où il est utilisé pour la combustion et le refroidissement.

Les composants principaux du système d'admission (Figure III-20) sont :

- Déflecteurs : l'air ambiant est aspiré à travers les déflecteurs qui empêchent l'eau de pluie et les objets étrangers de grande taille d'entrer dans la conduite d'admission d'air
- Filtres : l'air passe ensuite à travers les filtres à 2 niveaux qui retirent les impuretés et autres agents polluants contenus dans l'air ;
- Silencieux : l'air qui s'écoulant à une vitesse relativement élevée, passe à travers un amortisseur de bruit ou silencieux qui réduit le niveau sonore ;
- Vannes auto-nettoyages à clapet: Placées en aval de l'enveloppe du filtre, ces vannes s'ouvrent automatiquement si les filtres se bouchent et la pression négative dans l'enveloppe augmente trop. Cette action permet d'éviter d'endommager l'enveloppe du filtre, le coude d'admission d'air et le collecteur.

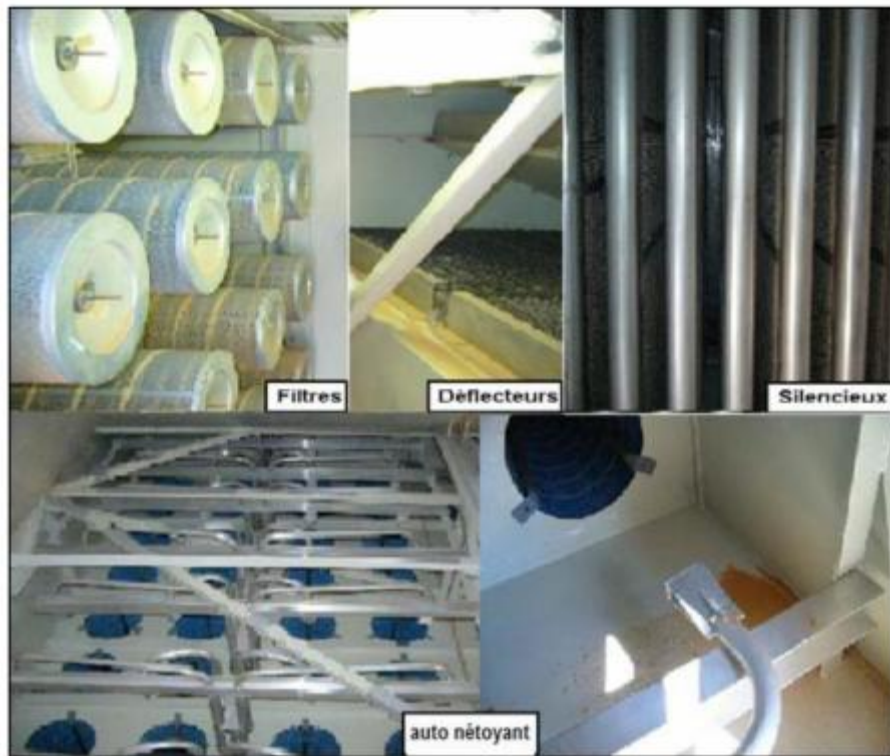


Figure III-20 : Composants principaux du système d'admission d'air

III.9.2. Carter et silencieux des gaz d'échappement

Ce groupe consiste en cinq éléments boulonnés l'un à l'autre, et reçoit les gaz d'échappement en les déchargeant verticalement en haut.

Le premier élément qui est le carter d'échappement où les gaz font un tour à 90°, est revêtu à l'intérieur avec un matériau d'isolation pour insonorisation. Le carter prend les gaz déchargés par la turbine et les conduit à l'entrée du silencieux revêtu à l'intérieur de même façon que le premier. Les éléments restants dirigent les gaz d'échappement vers le haut.

La partie inférieure des premiers trois éléments contient une chambre fermée de panneaux d'isolation par lesquels est dirigé l'air venant du compartiment turbine.

III.9.3. Système hydraulique de démarrage

Le système hydraulique de démarrage peut développer deux niveaux de vitesse:

Le premier niveau de vitesse à partir de ~2500 jusqu'à ~3000 tr/min, avant la mise en marche de la chambre de combustion, il permet l'accomplissement de la procédure de lavage du compresseur axial ;

Le deuxième niveau de vitesse à partir de ~ 4000 jusqu'à ~ 4500 tr/min, avec la mise en marche de la chambre de combustion, il permet l'achèvement de la séquence de démarrage. La pompe hydraulique du démarreur est arrêtée pour qu'il se désengage.

Le démarreur hydraulique (voir la Figure III-21) consiste en un moteur hydraulique à déplacement variable avec la course de piston contrôlée par un plateau oscillant. La pression hydraulique d'alimentation et le débit sont réduits à zéro quand la vitesse du générateur de gaz est plus grande que celle du démarreur.

III.9.4. Système de lubrification

Le système de lubrification est de type à puisard sec à recirculation, avec un débit maximal de 90 L/min. Le débit d'huile dans le système varie directement avec la vitesse du générateur de gaz. L'huile de lubrification depuis le réservoir de stockage, alimente les éléments à lubrifier par une pompe de lubrification (Figure III-22), montée sur la machine.

L'huile est fournie aux carters et réducteurs de la machine par l'intermédiaire d'un filtre double d'alimentation, clapet de retenue antistatique, et jets d'huile individuels. L'huile de lubrification est récupérée des carters de roulement et réducteurs par l'intermédiaire de systèmes de pompe de récupération individuels.



Figure III-21 : Démarreur hydraulique **Figure III-22** : pompe de lubrification

III.9.5. Système d'entraînement des accessoires

Le système d'entraînement auxiliaire fournit des moyens d'entraînement et montages pour commandes et accessoires. Il se compose d'un réducteur d'admission, un arbre radial d'entraînement et un engrenage auxiliaire. Le réducteur d'admission est entraîné par l'arbre frontal de rotor du compresseur et drives l'arbre d'entraînement radial à un angle

droit au compresseur. L'arbre d'entraînement radial donne la puissance à l'engrenage auxiliaire, qui entraîne les commandes et les accessoires.

III.10. CONCLUSION

En global, la PGT25 DLE appartient à la grande famille de turbines à gaz PGT25 qui tire sa grande efficacité et sa légèreté des technologies aérodynamiques de GE éprouvées dans les applications d'énergie et les moteurs d'avion. L'évolution de ces modèles a assuré une grande fiabilité et disponibilité pour les exigences d'utilisation.

La PGT25 est une turbine à gaz à cycle simple, à deux arbres, constituée d'un générateur de gaz dérivé aérothermique LM2500 couplé à une turbine de puissance industrielle robuste.

Elle se caractérise par son efficacité et son faible impact sur l'environnement comme elle peut fonctionner sur une large gamme de carburants liquides et gazeux.

Nous avons commencé notre travail, au niveau de ce deuxième chapitre, par la description des composants principaux de la turbine à gaz en question la "PGT25 DLE(LM2500)" afin de s'adapter. Ce qui nous facilitera son étude par la suite.

CHAPITRE-IV-

Maintenance de la turbine à gaz LM2500

Introduction :

Les installations et les équipements ont tendance à se détériorer dans le temps sous l'action de causes multiples (usure, déformations, corrosions...). Ces détériorations peuvent provoquer l'arrêt définitif ou momentané qui influera sur les capacités de production et mettre la sécurité du personnel en danger. Pour améliorer la production et la bonne conduite des différents équipements, les ingénieurs ont mis en place une maintenance dont ils ne peuvent s'en passer, car elle est devenue indispensable pour les entreprises.

IV.1. Définition de la maintenance :

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

IV.2. But de la maintenance :

Parmi les buts essentiels de la maintenance on cite :

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

IV.3. Différents types de maintenance :

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

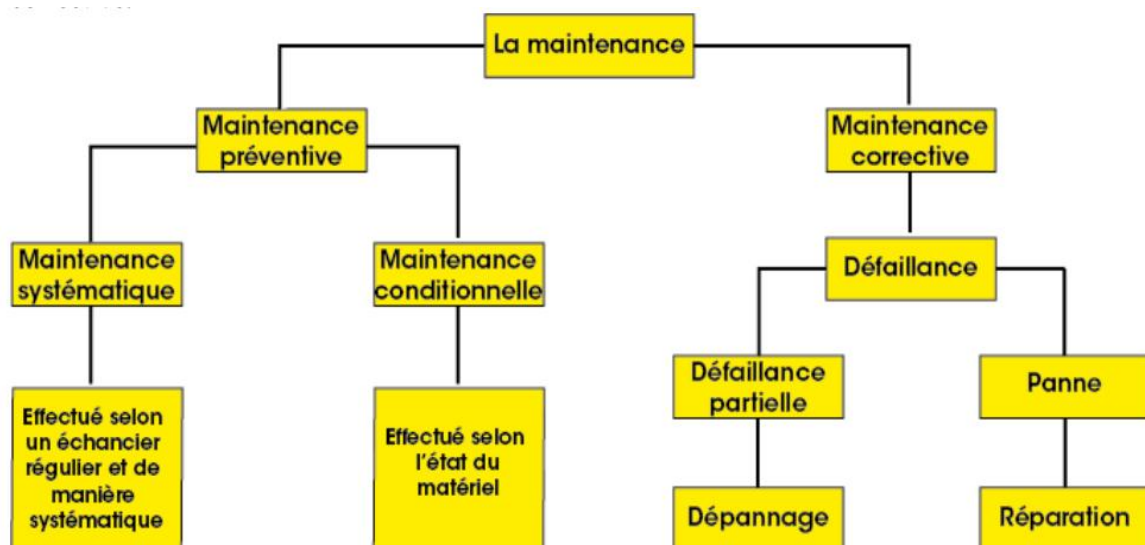


Figure IV.1: Organigramme de maintenance

IV.3.1. La maintenance préventive :

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

La maintenance préventive se divise en deux formes essentielles.

IV.3.1.1. Maintenance préventive systématique :

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

IV.3.1.2. Maintenance préventive conditionnelle :

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

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

Déterminer les causes réelles du problème traité.

Imaginer les remèdes adaptés à leur suppression.

IV.3.1.3. Avantages et inconvénients de la maintenance préventive :**o Avantage**

- ✓ Bonne préparation de l'intervention.
- ✓ Durée de mobilisation du matériel minimisée.
- ✓ Facilité de programmation et de planification des travaux.

o Inconvénients

- ✓ Frais de gestion des stocks importants.
- ✓ Frais dus à la planification.
- ✓ Charges supplémentaires dues formation du personnel.

IV.3.2. La maintenance corrective :

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

Maintenance corrective (curative) :

-Selon AFNOR :

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

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

La maintenance corrective débouche sur deux types d'intervention :

IV.3.2.1. Les dépannages :

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

IV.3.2.2. Les réparations :

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

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

IV.3.2.3. Avantage et inconvénients de la maintenance corrective :

- ✓ Avantage
- ✓ Un budget d'entretien moyen.
- ✓ Coût direct minimisé.
- ✓ Frais de gestion de stocks non important.
- ✓ Inconvénient
- ✓ Temps d'arrêt et d'intervention trop élevé.
- ✓ Coût de maintenance élevée.
- ✓ Achats des pièces de rechange à un prix élevé

IV.4. Les inspections appliquées sur la turbine à gaz LM2500 GE :

Les installations techniques représentent un important capital investi. Ce capital doit être préservé et géré avec efficacité. La division de maintenance nécessite de réunir un vaste éventail de compétences dans des domaines variés, ce qui conduit à l'organisation de la maintenance autour de 4 services : services Inspection, électricité, instrumentation et mécanique industrielle.

Un programme de maintenance préventive est une nécessité primaire afin d'assurer la gestion correcte des installations conduites par des turbines à gaz où les arrêts forcés de l'installation doivent être réduits au minimum. Et pour cela nous pouvons classer les inspections de la turbine en deux types :

Types d'inspection :

Deux types principaux ont été distingués pour les pièces les plus sujettes à l'action des gaz de combustions, les inspections peuvent être classifiées comme suit :

IV.4.1. Inspection en fonctionnement (maintenance conditionnelle) :

Celles-ci consistent en la surveillance continue et générale de l'unité et des auxiliaires avec la turbine en marche.

Il est conseillé d'enregistrer les paramètres principaux pendant les premiers démarrages et la marche de la turbine : en effet, cette opération sert à avoir des valeurs de référence sur la consommation, les performances, etc., quand la machine est neuve. Ceci permettra une

Meilleure évaluation de tout changement de fonctionnement de la turbine à gaz au cours de sa vie et aidera à découvrir les causes des défauts possibles et à choisir la solution appropriée.

Les données de fonctionnement doivent être acquises dans les phases transitoires (démarrage, arrêt) et en condition de régime permanent.

Les paramètres principaux de l'inspection en marche sont :

- Vitesse de la roue HP et BP ;
- Charge ;
- Nombre de démarrage ;
- Nombre d'heures de fonctionnement ;

- Pression et température aux différents points de la turbine ;
- Température et pression ambiante ;
- Pression d'huile et du combustible ainsi que les différents filtres ;
- Vibrations des rotors de la turbine HP et BP ;

IV.4.2. Inspections préventive périodique :

IV.4.2.1. Inspection de la machine pas démontée :

Les taches principales selon inspection préventive périodique sont :

Tous les jours

- ✓ Vérifier l'étanchéité de la turbine
- ✓ Vérifier l'étanchéité des systèmes hydraulique, de Carburant et d'huile de lubrification
- ✓ Vérifier le niveau de l'huile de lubrification
- ✓ Vérifier tous les auxiliaires de la turbine (autonettoyant, système d'aération) Chaque semaine
- ✓ Effectuer un lavage à chaud ou de préférence un lavage à froid. Tous les mois
- ✓ Effectuer un lavage à froid
- ✓ Vérifier la pression du tuyau du reniflard
- ✓ Vérifier le niveau du produit extincteur et vérifier le bon état du système
- ✓ Tester le système gaz et incendie
- ✓ Vérifier que le conduit d'admission d'air n'est pas rouillé ni endommagé, nettoyer avec le dispositif de nettoyage à impulsions.
- ✓ Actionner le système d'huile de lubrification d'urgence pour tester son intégrité

Tous les trois mois

- ✓ Effectuer une vérification des vibrations
- ✓ Vérifier l'intégrité des pompes d'huile de lubrification d'urgence, auxiliaire et principale
- ✓ Vérifier que tous les boulons de fixation de l'unité entraînée et de la turbine sont serrés

Tous les six mois

- ✓ Vérifier que les dispositifs anti-retours de flammes sont propres
- ✓ Vérifier que le désembuer d'huile n'est pas obstrué

IV.4.2.2. Inspection de la machine démontée (maintenance préventive systématique) :

L'inspection programmée est structurée en un plan d'entretien basé sur les recommandations de la société SIEMENS. Les vérifications de service de l'ensemble sont effectuées tous les ans, et les contrôles de service du turbomoteur sont réalisés sur la base d'un nombre

équivalent d'heures (type de turbomoteur, conditions d'exploitation, type de carburant, charge, heures de fonctionnement) Inspections nécessitant le démontage des enveloppes afin d'accéder aux pièces internes selon le degré d'inspection, les inspections peuvent être distinguées comme suite :

1- Pour la turbine LM2500.

- ✓ Inspection type A « 4000 heures » visite du système de combustion et générateur degaz et la zone de la turbine par baroscope.
- ✓ Inspection type B «25000 heures » Changement les sections chaudes (Chambre de Combustion, RotorHP, Directrice 1et 2 étage).
- ✓ Inspection type C « 50000 heures »révision complète du générateur de Gaz LM2500 (rénovation de la section Chaude, les paliers, les injecteurs, les aubes fissurent...)

2- Pour la turbine de puissance PGT25 (BP).

- ✓ Inspection type A « 4000 heures » Inspection boroscopique de la turbine de puissance.
- ✓ Inspection type B « 20000-25000 heures »
 - Remplacement ou réparation des pièces transitoire
 - Contrôler de l'absence des signes d'érosion et corrosion des buses et des aubes de premier étage.
- ✓ Inspection type C « 45000-50000 heures »
 - Inspection pour vérifier l'absence des fissures et des usures dans le logement
 - Vérification des extrémités des lames a jeu et des tuyères.
 - Contrôle du jeu et de l'usure des paliers.

Tableau IV.8: Plan de maintenance de la Turbine LM2500

Moteur de Turbine GG	50 000	- Révision / échange
Chambre de combustion	25000	- Changer ou rénover la chambre de combustion
Rotor HP	25000	- Changer ou rénover le Rotor HP
Directrice 1 ^{er} & 2 ^{ème} étage	25000	- Changer ou rénover les Directrices

CHAPITRE -V-

**ETUDE ENERGETIQUE ET
THERMODYNAMIQUE DE LA PGT25**

V.1. INTRODUCTION

L'étude thermique est une analyse du niveau de la performance énergétique de la turbine à gaz utilisée. Concrètement, le but est de déterminer les potentielles consommations théoriques

d'énergie selon la conception et les conditions du service de la turbomachine pour une certaine puissance délivrée. Le bilan thermique est donc effectué à partir des plans de construction de la turbomachine, car ils permettent d'avoir une idée précise sur sa configuration. Et il prévoit des hypothèses basées sur des conventions liées au mode d'utilisation et d'exploitation.

V.2. CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT

La turbine à gaz PGT25 fonctionne selon les conditions ambiantes de pression et de température. Pour notre étude, nous avons pris les paramètres cités dans le Tableau V-1 ci-dessous avec une température ambiante de 20° C. Le combustible utilisé est le gaz naturel CH₄ produit depuis le champ TEG du projet ISG. L'air est considéré comme un gaz parfait.

Paramètre	Valeur	Unité
Température entrée compresseur (T_1)	293	$^{\circ}K$
Pression entrée compresseur (P_1)	1,013	<i>bar</i>
Taux de compression totale (β)	13,03	–
Débit massique d'air (\dot{m}_a)	45	<i>Kg/s</i>
Vitesse d'air dans le compresseur (v_c)	135	<i>m/s</i>
Vitesse d'air sortie compresseur (v_2)	40	<i>m/s</i>
Masse volumique du gaz ISG (ρ_g)	0,68	<i>Kg/m³</i>
Pouvoir calorifique inférieur du gaz ISG (P_{ci})	44	<i>MJ/Kg</i>
Rendement chambre de combustion (η_{cc})	98 %	–
Coefficient manométrique turbine HP (μ)	0,5~4,0	–
Vitesse de rotation arbre HP (N)	8676	<i>Tr/min</i>
Rendement isentropique (η_{is})	85 %	–
Rendement mécanique ($\eta_{mé}$)	95 %	–

Tableau V-1 : Paramètre de fonctionnement de la PGT25

Toute l'étude énergétique de la PGT25 DLE se basera sur les indices de la Figure V-1 tel que l'indice 1 désigne l'entrée du compresseur ou admission d'air, 2 pour la sortie du compresseur/entrée de la chambre de combustion, 3 pour la sortie de la chambre de combustion/entrée de la turbine HP, 4 pour la sortie de la turbine HP/entrée de la turbine BP et l'indice 5 désigne la sortie de la turbine BP ou l'échappement.

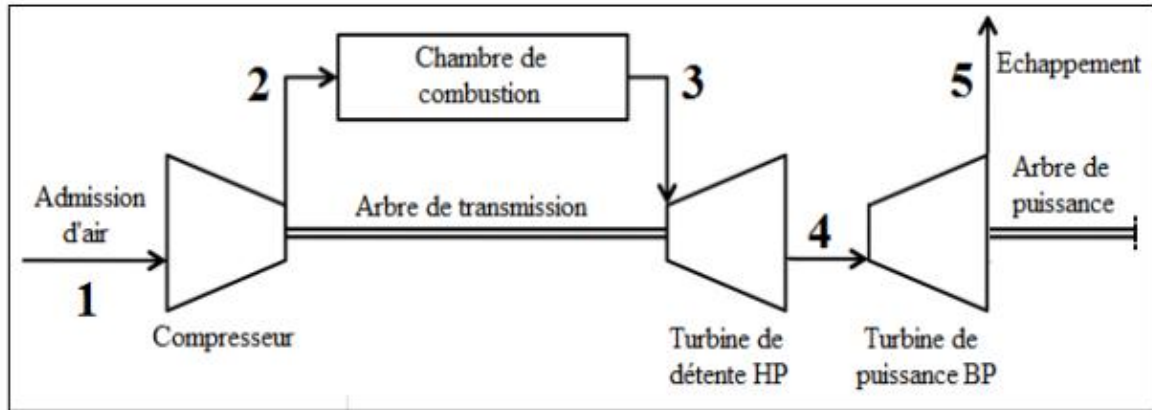


Figure V-1 : Schéma en blocs de la PGT25 DLE avec des indices pour calculs

V.3. CALCUL DE LA PUISSANCE DU COMPRESSEUR

Connaitre la puissance absorbée par le compresseur nous aide à déterminer les paramètres de la turbine HP ou de détente car cette dernière est destinée uniquement à entrainer la rotation du compresseur.

V.3.1. Température sortie du compresseur

Le taux de compression totale est le rapport de pression de sortie et d'entrée du compresseur, donc :

$$\beta = \frac{P_2}{P_1} \Rightarrow P_2 = \beta P_1 = 13,03 \times 1,013$$

$$P_2 = 13,2 \text{ [bar]}$$

Si la compression était isentropique, alors d'après la loi de Poisson (I-13) on aura :

$$\frac{T_{is2}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow T_{is2} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Comme le fluide comprimé est l'air qui est composé de molécules diatomiques (O₂ et N₂), on prend $\gamma = 1,41$

$$T_{is_2} = 293 \left(\frac{13,2}{1,013} \right)^{\frac{1,41-1}{1,41}}$$

$$T_{is_2} = 615,3 \text{ [}^\circ\text{K]}$$

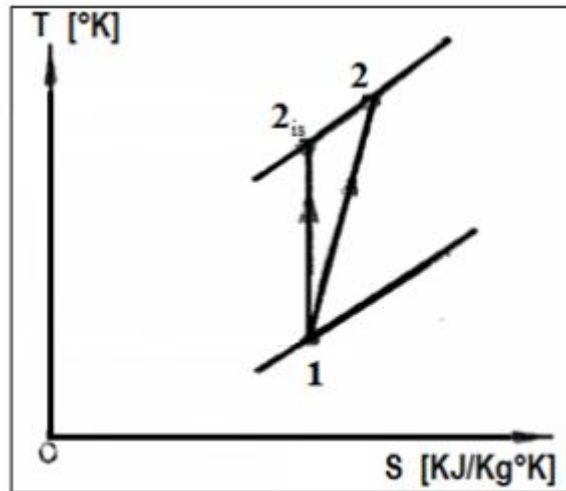


Figure V-2 : Diagramme TS de compression isentropique et réelle

En introduisant la notion du rendement isentropique (I-18), la température réelle T₂ comme on peut la voir dans la Figure V-2

$$\eta_{is} = \frac{T_{is_2} - T_1}{T_2 - T_1} \Rightarrow T_2 = T_1 + \frac{T_{is_2} - T_1}{\eta_{is}} = 293 + \frac{615,3 - 293}{0,85}$$

$$C_p = 1,039 \text{ [KJ.Kg}^{-1}.\text{ }^\circ\text{K}^{-1}]$$

$$T_2 = 672,17 \text{ [}^\circ\text{K]}$$

On prend $C_p = 1,039 \text{ KJ.}^\circ\text{K}^{-1}\text{Kg}^{-1}$ et on la considère constante. Elle est obtenue par l'interpolation linéaire pour une température moyenne entre celle d'entrée et sortie du compresseur.

Donc l'augmentation de l'enthalpie sera :

$$\Delta h_c = 1,039(672,17 - 293)$$

$$\Delta h_c = 393,95 \text{ [KJ.Kg}^{-1}]$$

V.3.3. Travail utile

Le travail utile reçu par la masse d'un kilogramme d'air est obtenu par l'équation de conservation d'énergie(III-16):

$$W_{u_c} + Q_c = \Delta(h + E_c + E_p)_c$$

$$W_{u_c} = \Delta(h + E_c + E_p)_c - Q_c$$

La compression s'effectue d'une façon axiale horizontale (pas de changement de niveau donc $\Delta E_{pc}=0$ et isentropique et isentropique (adiabatique réversible, pas d'échange de chaleur ($Q_c=0$)). Depuis l'expression (I-6), on aura :

$$E_{c_0} = \frac{1}{2}v_0^2 \quad \text{et} \quad E_{c_2} = \frac{1}{2}v_2^2$$

Donc :

$$W_{u_c} = \Delta h_c + \frac{1}{2}(v_2^2 - v_0^2) = 393950 + \frac{1}{2}(40^2 - 0^2)$$

$$W_{u_c} = 394,75 \text{ [KJ. Kg}^{-1}\text{]}$$

V.3.4. Puissance absorbée

En revenant à l'expression (I-17), la puissance utile fournie par le compresseur est :

$$p_{u_c} = \dot{m}_a W_{u_c} = 45 \times 394,75$$

$$p_{u_c} = 17763,75 \text{ [KJ. s}^{-1}\text{]} \text{ ou [KW]}$$

Si nous admettons le rendement mécanique selon l'expression (I-20) la puissance absorbée réelle du compresseur sera :

$$\eta_{mé} = \frac{p_{u_c}}{p_c} \quad \Rightarrow \quad p_c = \frac{p_{u_c}}{\eta_{mé}} = \frac{17763,75}{0,95}$$

$$p_c = 18698,684 \text{ [KW]}$$

V.4. DETERMINATION DES PARAMETRES SORTIE CC

L'étude énergétique de la chambre de combustion est basée sur les hypothèses suivantes :

- La combustion se fait à pression constante ;
- L'écoulement est permanent ;
- Cet écoulement s'effectue dans une chambre de combustion cylindrique à section constante;
- En réalité la combustion est accompagnée par de pertes de charge, donc un rendement lui a été attribué

V.4.1. Dosage massique et masse molaire du mélange air/gaz Le gaz naturel du champ contient un fort pourcentage de méthane de l'ordre de 97%, le reste étant des hydrocarbures et des gaz inertes, on a d'après le chromatographe de la station de compression pour une mole de combustible :

Pourcentage molaire x_i	Constituant	Formule chimique	Masse molaire [$g \cdot mol^{-1}$]	Masse M_i [g]
0,5947	Nitrogène	N ₂	28	0,166516
0,0101	Gaz carbonique	CO ₂	46	0,004646
97,0526	Méthane	CH ₄	16	15,528416
1,7403	Ethane	C ₂ H ₆	30	0,52290
0,4018	Propane	C ₃ H ₈	44	0,176792
0,1187	Butane	C ₄ H ₁₀	58	0,068846
0,0392	Pentane	C ₅ H ₁₂	72	0,028224
0,0204	Hexane	C ₆ H ₁₄	86	0,017544
0,0130	Heptane	C ₇ H ₁₆	100	0,01300
0,0074	Octane	C ₈ H ₁₈	114	0,008436
0,0009	Nonane	C ₉ H ₂₀	128	0,001152
0,0009	Décane	C ₁₀ H ₂₂	144	0,001295

Tableau V-2 : Composition du gaz combustible du TEG

La masse molaire du combustible est la somme des pourcentages respectifs de masse molaire de chaque constituant :

$$M_g = \sum_{i=1}^{12} M_i$$

$$M_g = 16,5368 \text{ [Kg}_g \cdot \text{Kmol}_g^{-1}\text{]}$$

Pour avoir le nombre de mole d'oxygène stœchiométrique, il faut connaître toutes les équations de réactions stœchiométriques des constituants de gaz combustible, d'après l'équation (I-29) on aura :

Réactifs	Produits
$CH_4 + 2(O_2 + 3,76N_2)$	$\longrightarrow CO_2 + 2H_2O + 7,52N_2$
$C_2H_6 + 3,5(O_2 + 3,76N_2)$	$\longrightarrow 1CO_2 + 3H_2O + 13,16N_2$
$C_3H_8 + 5(O_2 + 3,76N_2)$	$\longrightarrow 2CO_2 + 4H_2O + 18,80N_2$
$C_4H_{10} + 6,5(O_2 + 3,76N_2)$	$\longrightarrow 3CO_2 + 5H_2O + 24,44N_2$
$C_5H_{12} + 8(O_2 + 3,76N_2)$	$\longrightarrow 4CO_2 + 6H_2O + 30,08N_2$
$C_6H_{14} + 9,5(O_2 + 3,76N_2)$	$\longrightarrow 5CO_2 + 7H_2O + 35,72N_2$
$C_7H_{16} + 11(O_2 + 3,76N_2)$	$\longrightarrow 6CO_2 + 8H_2O + 41,36N_2$
$C_8H_{18} + 12,5(O_2 + 3,76N_2)$	$\longrightarrow 7CO_2 + 9H_2O + 47,00N_2$
$C_9H_{20} + 14(O_2 + 3,76N_2)$	$\longrightarrow 8CO_2 + 10H_2O + 52,64N_2$
$C_{10}H_{22} + 15,5(O_2 + 3,76N_2)$	$\longrightarrow 9CO_2 + 11H_2O + 58,28N_2$

Tableau V-3 : Equations de combustion stœchiométrique des combustibles CmHn

Le nombre de mole d'oxygène stœchiométrique pour une mole de combustible est la somme des produits de nombres de mole d'oxygène élémentaires avec les pourcentages respectifs de présence de chaque constituant :

$$n_{O_2} = \sum_{i=1}^{10} x_i \times n_{O_{2i}}$$

$$n_{O_2} = 2,03526 \text{ [Kmol}_{O_2} \cdot \text{Kmol}_g^{-1}\text{]}$$

En considérant que l'air est constitué de 21% d'oxygène et 79% d'azote, le nombre de mole stœchiométrique d'air pour une mole de combustible sera :

$$n_a = \frac{n_{O_2}}{x_{O_2}} = \frac{2,03526}{0,21}$$

$$n_a = 9,6914 \text{ [Kmol}_a \cdot \text{Kmol}_g^{-1}\text{]}$$

La masse molaire d'air est donnée généralement par :

$$M_a = 0,79M_{N_2} + 0,21M_{O_2} = 0,79 \times 28 + 0,21 \times 32$$

$$M_a = 28,85 \text{ [Kg}_a \cdot \text{Kmol}_a^{-1}\text{]}$$

L'excès d'air des machines NuovoPignone pour une température ambiante de 20° est $\lambda = 4$, on aura ainsi le dosage massique du pré-mélange :

$$\varphi = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_a} = \frac{M_g}{\lambda n_a M_a} = \frac{16,5368}{4 \times 9,6914 \times 28,85}$$

$$\varphi = \frac{1}{67,63}$$

Pour un kilogramme d'air, la masse du mélange :

$$m_m = m_a + m_g = 1 + \frac{1}{67,63}$$

$$m_m = 1,01478 \text{ [Kg]}$$

Le nombre de mole du mélange est :

$$n_m = \frac{m_a}{M_a} + \frac{m_g}{M_g} = \frac{1}{28,85} + \frac{1}{67,63 \times 16,5368}$$

$$n_m = 35,556 \text{ [mol]}$$

Donc la masse molaire du mélange serai :

$$M_m = \frac{m_m}{n_m} = \frac{1,01478}{0,035556}$$

$$M_m = 28,54 \text{ [Kg} \cdot \text{Kmol}^{-1}\text{]}$$

IV.4.2. Quantité de chaleur fournie par la combustion

La relation (I-32) nous donne

$$T_3 = T_2 + \frac{\eta_{cc} \varphi Q_i}{C_p}$$

La chaleur dégagée par unité de masse du combustible gazeux Q_i est obtenue grâce au pouvoir calorifique inférieur tel que $Q_i = Pci / \rho_g$.

De l'entrée de la chambre de combustion jusqu'à l'échappement, on suppose que C_p est constante et égale à $C_p = 1150 [J \cdot Kg^{-1} \cdot ^\circ K^{-1}]$, déterminée de la même façon que celle du compresseur. La température à la fin de la combustion serait alors :

$$T_3 = T_2 + \frac{\eta_{cc} \varphi Pci}{C_p \rho_g} = 672,17 + \frac{0,98 \times \frac{1}{67,63} \times 44000000}{1150 \times 0,68}$$

$$T_3 = 1487,50 [^\circ K]$$

En tenant compte du rendement de la chambre de combustion et d'après l'expression (I-1), la chaleur que la combustion fournit est :

$$Q_{cc} = \eta_{cc} \dot{m}_m C_p (T_3 - T_2) = 0,98 \times 45,8739 \times 1150 (1487,50 - 672,17)$$

$$Q_{cc} = 42,151985 [MW]$$

IV.4.3. Constante molaire des gaz produits

Cette constante est donnée par l'expression (I-33). Le gaz naturel contient un fort pourcentage de méthane, donc on va évoluer le rapport H/C en tenant compte seulement du CH_4

$$\frac{H}{C} = \frac{4m_H}{m_C} = \frac{4 \times 1,008}{12,010}$$

$$\frac{H}{C} = 0,3357$$

On aura ainsi la valeur de la constante molaire des produits de combustion :

$$r_3 = \frac{1}{M_m} \left(9238,7 + \varphi \left(\frac{66543}{1 + \frac{H}{C}} \right) \right) \frac{1}{1 + \varphi} = \frac{1}{28,54} \left(9238,7 + \frac{1}{67,63} \left(\frac{66543}{1 + 0,3357} \right) \right) \frac{1}{1 + \frac{1}{67,63}}$$

$$r_3 = 345,98 \text{ [J.Kg}^{-1} \cdot \text{°K}^{-1}\text{]}$$

IV.4.4. Nombre de Mach sortie CC

Le nombre de Mach à la sortie de la chambre de combustion M_3 est déterminé en résolvant l'équation (I-40) :

$$\frac{\gamma_3^{\frac{1}{2}} Ma_3 \left(1 + \left(\frac{\gamma_3 - 1}{2} \right) Ma_3^2 \right)^{\frac{1}{2}}}{1 + \gamma_3 Ma_3^2} = \frac{\gamma_2^{\frac{1}{2}} Ma_2 \left(1 + \left(\frac{\gamma_2 - 1}{2} \right) Ma_2^2 \right)^{\frac{1}{2}}}{1 + \gamma_2 Ma_2^2} \left(\frac{r_3 T_3}{r_2 T_2} \right)^{\frac{1}{2}} (1 + \varphi)$$

D'abord, il faut calculer le nombre de Mach Ma_2 à la sortie du compresseur. On sait que la vitesse d'écoulement d'air dans le compresseur est $V_c = 135 \text{ [m.s}^{-1}\text{]}$, alors en utilisant l'expression de Mach (I-25) on trouve :

$$Ma_2 = \frac{v_c}{\sqrt{\gamma_2 r_2 T_2}} = \frac{135}{\sqrt{1,41 \times 287 \times 672,17}}$$

$$Ma_2 = 0,26$$

Revenant maintenant à la résolution de l'équation (I-40) :

$$\frac{1,35^{\frac{1}{2}} Ma_3 \left(1 + \left(\frac{1,35 - 1}{2} \right) Ma_3^2 \right)^{\frac{1}{2}}}{1 + 1,35 Ma_3^2} = \frac{1,41^{\frac{1}{2}} \times 0,26 \left(1 + \left(\frac{1,41 - 1}{2} \right) 0,26^2 \right)^{\frac{1}{2}}}{1 + (1,41 \times 0,26^2)} \left(\frac{345,98 \times 1487,50}{287 \times 672,17} \right)^{\frac{1}{2}} \left(1 + \frac{1}{67,63} \right)$$

$$\frac{\sqrt{1,35} Ma_3 \sqrt{1 + 0,175 Ma_3^2}}{1 + 1,35 Ma_3^2} = 0,4659$$

On élève à la puissance 2 les deux membres de l'équation, on obtient :

$$\frac{1,35 Ma_3^2 (1 + 1,175 Ma_3^2)}{1,8225 Ma_3^4 + 2,70 Ma_3^2 + 1} = 0,2171$$

$$Ma_3^4 - 4,5078 Ma_3^2 + 1,1458 = 0$$

Pour résoudre cette équation, on la ramène à une équation du 2^{ème} degré en Ma_3^2 , ce qui nous donne 4 solutions en total.

Le nombre de Mach est toujours positif $Ma_3 \geq 0$ et on a un écoulement subsonique $Ma_3 < 1$, donc on admet comme solution positive :

$$Ma_3 = 0.52$$

IV.4.5. Perte relative de pression

La perte de pression dans la chambre de combustion ΔP sera calculée relativement à la pression d'entrée P_2 , tel que :

$$\zeta_{cc} = \frac{\Delta P}{P_2} = \frac{P_2 - P_3}{P_2}$$

On calcule en premier lieu la pression de sortie P_3 . On aura d'après l'équation (III-39)

$$\frac{P_{s_3}}{P_{s_2}} = \frac{1 + \gamma_2 Ma_2^2}{1 + \gamma_3 Ma_3^2} \Rightarrow P_{s_3} = P_{s_2} \left(\frac{1 + \gamma_2 Ma_2^2}{1 + \gamma_3 Ma_3^2} \right)$$

La pression statique d'entrée P_{s_2} est obtenue par la relation de Saint Venant (III-27)

$$\frac{P_2}{P_{s_2}} = \left(1 + \frac{\gamma_2 - 1}{2} Ma_2^2 \right)^{\frac{\gamma_2}{\gamma_2 - 1}} \Rightarrow P_{s_2} = P_2 \left(1 + \frac{\gamma_2 - 1}{2} Ma_2^2 \right)^{\frac{\gamma_2}{1 - \gamma_2}}$$

$$P_{s_2} = 13,2 \left(1 + \left(\frac{1,41 - 1}{2} \right) 0,26^2 \right)^{\frac{1,41}{1 - 1,41}}$$

$$P_{s_2} = 12,6 \text{ [bar]}$$

Donc :

$$P_{s_3} = 12,6 \left(\frac{1 + 1,41 \times 0,26^2}{1 + 1,35 \times 0,52^2} \right)$$

$$P_{s_3} = 10,11 \text{ [bar]}$$

En utilisant pour une deuxième fois la relation de Barré de Saint Venant (III-27), la pression de sortie P_3 sera :

$$P_3 = P_{s_3} \left(1 + \frac{\gamma_3 - 1}{2} Ma_3^2 \right)^{\frac{\gamma_3}{\gamma_3 - 1}} = 10,11 \left(1 + \left(\frac{1,35 - 1}{2} \right) 0,52^2 \right)^{\frac{1,35}{1,35 - 1}}$$

$$P_3 = 12,08 \text{ [bar]}$$

Et ainsi on peut déterminer la perte de pression relative :

$$\zeta_{cc} = \frac{P_2 - P_3}{P_2} = \frac{13,20 - 12,08}{13,20} = 0,0848$$

$$\zeta_{cc} = 8,48 \%$$

IV.5. EVALUATION DE PUISSANCE ET DU RENDEMENT GLOBAL

Pour en arriver là, on est obligé de passer d'abord par la détermination des paramètres thermodynamiques de la turbine de détente à haute pression et ceux de la turbine de puissance à basse pression, la Figure IV-3 ci-dessous illustre les deux phases de détente en transformations isentropiques et réelles.

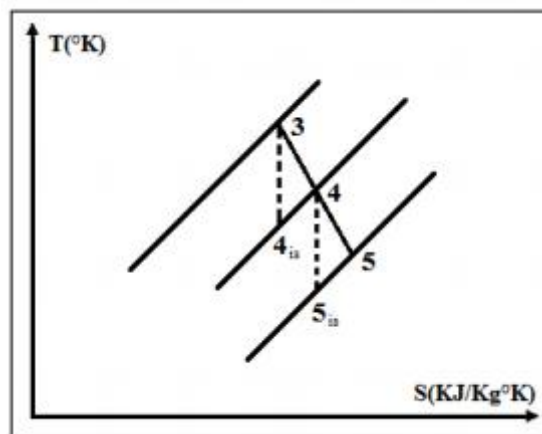


Figure IV-3 : Diagramme TS des détentes isentropiques et réelles

IV.5.1. Température et pression à la sortie de la turbine HP Le travail fourni par la turbine à haute pression sert exclusivement à faire tourner le compresseur axial, donc les puissances de ces derniers sont égales au signe près, nous écrivons alors :

$$P_{THP} = p$$

D'après l'expression de la puissance (I-17) on aura :

$$p_{THP} = \dot{m}_{m\acute{e}} W_{THP} = p_c$$

Si on introduit la notion du rendement mécanique η_m pour la turbine (I-21) :

$$\eta_{m\acute{e}} = \frac{W_{THP}}{W_{u_{THP}}} \Rightarrow W_{THP} = \eta_{m\acute{e}} W_{u_{THP}}$$

On obtient :

$$\dot{m}_m \eta_{m\acute{e}} W_{u_{THP}} = p_c$$

Comme la détente s'effectue axialement ($\Delta E_{p_{THP}} = 0$) d'une façon isentropique ($Q_{THP} = 0$), l'équation de conservation d'énergie (I-16) s'établit :

$$W_{u_{THP}} = \Delta(h + E_c)_{THP}$$

Avec l'expression de l'énergie cinétique $E_c = 1/2 v^2$. (III-6), on aura :

$$W_{u_{THP}} = \left(h_3 + \frac{1}{2} v_3^2 \right) - \left(h_4 + \frac{2}{2} v_4^2 \right) = H_3 - H_4 = C_p (T_3 - T_4)$$

De l'expression des puissances, on détermine la température à la sortie de turbine HP :

$$\dot{m}_m \eta_{m\acute{e}} C_p (T_3 - T_4) = p_c$$

$$T_4 = T_3 - \frac{p_c}{\dot{m}_m \eta_{m\acute{e}} C_p} = 1487,5 - \frac{18698684}{45,8739 \times 0,95 \times 1150}$$

$$T_4 = 1114,40 \text{ [}^\circ\text{K]}$$

Allant calculer maintenant la pression de sortie P_4 . Pour une détente isentropique, elle est donnée d'après la loi de Poisson (I-13) par :

$$\frac{T_{is4}}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow \frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{T_{is4}}{T_3} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$P_4 = P_3 \left(\frac{T_{is4}}{T_3} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

La température isentropique d'entrée T_{is4} est obtenue par l'expression du rendement isentropique de la turbine (I-19) :

$$\eta_{is} = \frac{T_4 - T_3}{T_{is4} - T_3} \Rightarrow T_{is4} = T_3 + \frac{T_4 - T_3}{\eta_{is}} = 1487,50 + \frac{1114,40 - 1487,50}{0,85}$$

$$T_{is4} = 1048,55 \text{ [}^\circ\text{K]}$$

Donc, la pression de sortie sera :

$$P_4 = P_3 \left(\frac{T_{is4}}{T_3} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 12,08 \left(\frac{1048,55}{1487,50} \right)^{\frac{1,35}{1,35-1}}$$

$$P_4 = 3,13 \text{ [bar]}$$

IV.5.2. Température à la sortie de la turbine de puissance BP

On considère que la pression à la sortie de la turbine de puissance ou d'échappement est atmosphérique, Donc $P_5=1,013$. Pour une transformation isentropique, on utilise toujours la loi de Poisson (I-13) :

$$\frac{T_{is_5}}{T_4} = \left(\frac{P_5}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow T_{is_5} = T_4 \left(\frac{P_5}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 1114,40 \left(\frac{1,013}{3,13}\right)^{\frac{1,35-1}{1,35}}$$

$$T_{is_5} = 831,80 \text{ [}^\circ\text{K]}$$

En introduisant la notion du rendement isentropique (I-19) on trouve :

$$\eta_{is} = \frac{T_5 - T_4}{T_{is_5} - T_4} \Rightarrow T_5 = T_4 + \eta_{is}(T_{is_5} - T_4)$$

$$T_5 = 1114,40 + 0,85(831,80 - 1114,40)$$

$$T_5 = 874,19 \text{ [}^\circ\text{K]}$$

IV.5.3. Puissance fournie par la turbine à gaz

La puissance fournie par de la turbine à gaz est égale à la puissance de la turbine libre (basse pression), on écrit donc :

$$p_{TAG} = p_{TBP}$$

Comme pour la turbine HP, l'expression de la puissance sera :

$$p_{TAG} = \dot{m}_m W_{TBP}$$

On introduit le rendement mécanique, on obtient :

$$p_{TAG} = \dot{m}_m \eta_{m\acute{e}} C_p (T_4 - T_5)$$

Avec :

$$\eta_{m\acute{e}} = \frac{W_{TBP}}{W_{uTBP}} \Rightarrow W_{TBP} = \eta_{m\acute{e}} W_{uTBP} \quad \text{et} \quad W_{uTBP} = C_p (T_4 - T_5)$$

On aura finalement la puissance réelle fournie par la turbine à gaz :

$$p_{TAG} = 45,8739 \times 0,95 \times 1150(1114,40 - 874,19)$$

$$p_{TAG} = 12,03866 \text{ [MW]}$$

IV.5.4. Rendement global de la turbine à gaz

Le rendement réel de la turbine à gaz est donné par l'expression (I-22), c'est le rapport entre la puissance délivrée et la quantité de chaleur dégagée par la combustion :

$$\eta_{TAG} = \frac{p_{TAG}}{Q_{cc}} = \frac{12,038661}{42,151985}$$

$$\eta_{TAG} = 28,56 \%$$

On peut aussi déterminer le rendement global théorique de la turbine à gaz en utilisant la relation (I-23) :

$$\eta_{TAG} = \eta_{is} \times \eta_{mé} \times \eta_{thTAG} \Rightarrow \eta_{thTAG} = \frac{\eta_{TAG}}{\eta_{is} \times \eta_{mé}} = \frac{28,56}{0,85 \times 0,95}$$

$$\eta_{thTAG} = 35,37 \%$$

IV.6. INFLUENCE DE LA TEMPERATURE AMBIANTE

Toute l'étude qu'on a réalisée jusque-là est faite dans des conditions atmosphériques de température ambiante de 20 °C ou 293 °K. Dans ce sous-chapitre, on examine l'évolution de quelques paramètres thermodynamiques comme la température, le taux de compression, la pression, le débit massique d'air, le dosage massique, ...etc., en fonction du changement de la température ambiante extérieur.

Pour des différentes températures allant de 20 °C jusqu'à 35 °C on a relevé et calculé les paramètres du fonctionnement de la turbine à gaz PGT25 DLE pour la même puissance délivrée de 12,03866 [MW].

Comme on l'a annoncé dans le deuxième chapitre descriptif, la turbine à gaz sert à entraîner un alternateur pour produire de l'électricité afin d'alimenter les installations de traitement de gaz de champ. Donc, elle obéit aux exigences de consommation d'énergie de ces installations qui restent fixes durant le déroulement normal des opérations de traitement, ce qui justifie l'invariabilité de la puissance délivrée. Les calculs des paramètres pour différentes températures sont menés en suivant la même méthode que ceux effectués pour la température ambiante de 20° servant d'exemple. On a pu, ainsi, tracer les courbes suivantes :

IV.6.1. Evolution des pressions:

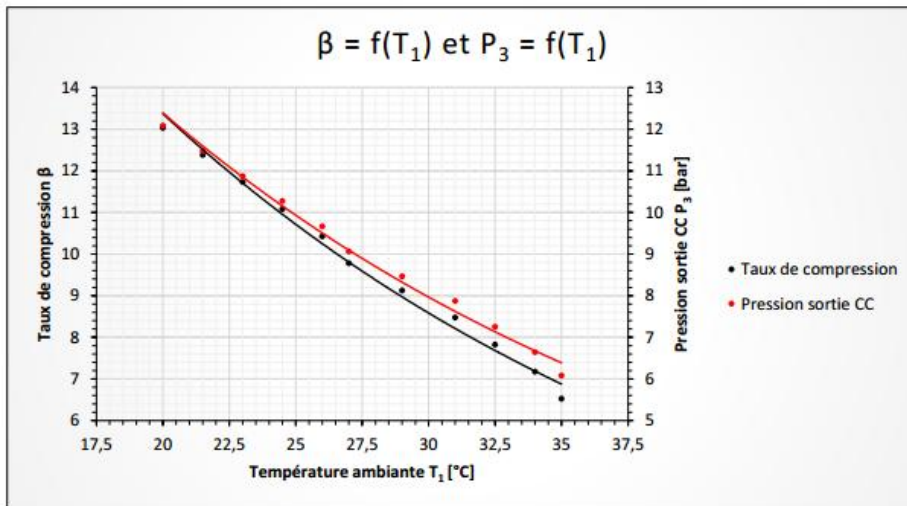


Figure IV-4 : Courbes des pressions en fonction de la température ambiante

IV.6.2. Evolution du débit massique d'air:

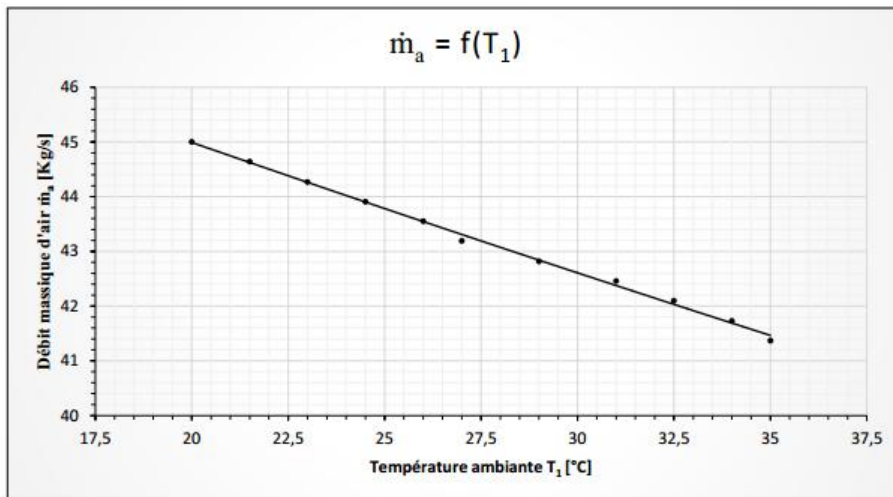


Figure IV-5 : Courbe du débit massique d'air en fonction de la température ambiante

IV.6.3. Evolution des températures:

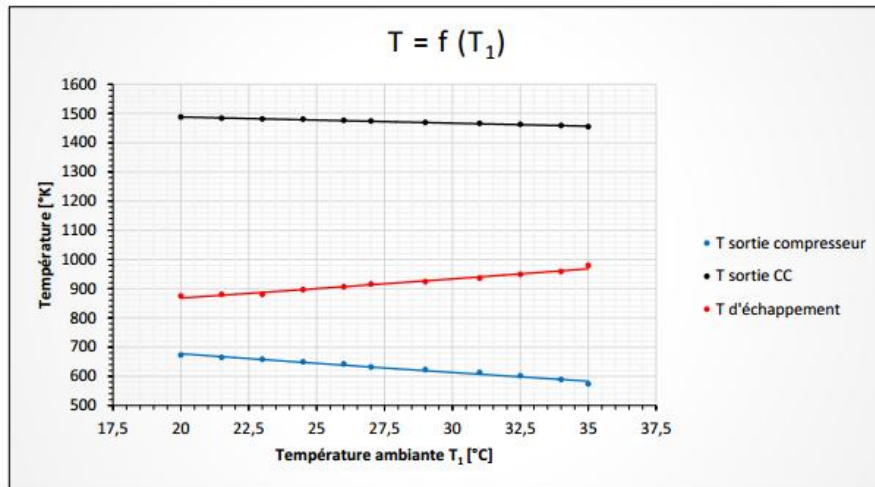


Figure IV-6 : Courbes des températures en fonction de la température ambiante

IV.6.4. Evolution du dosage massique:

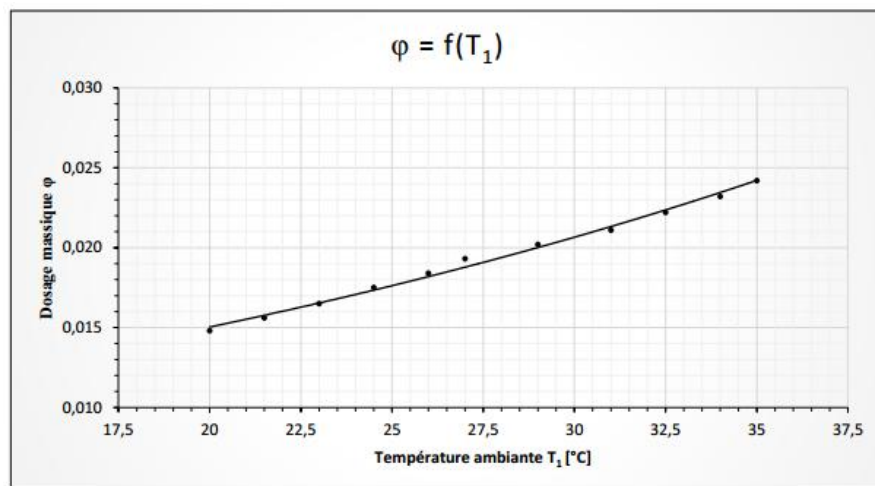


Figure IV-7 : Courbe du dosage massique en fonction de la température ambiante

IV.6.5. Evolution du rendement réel de la turbine à gaz:

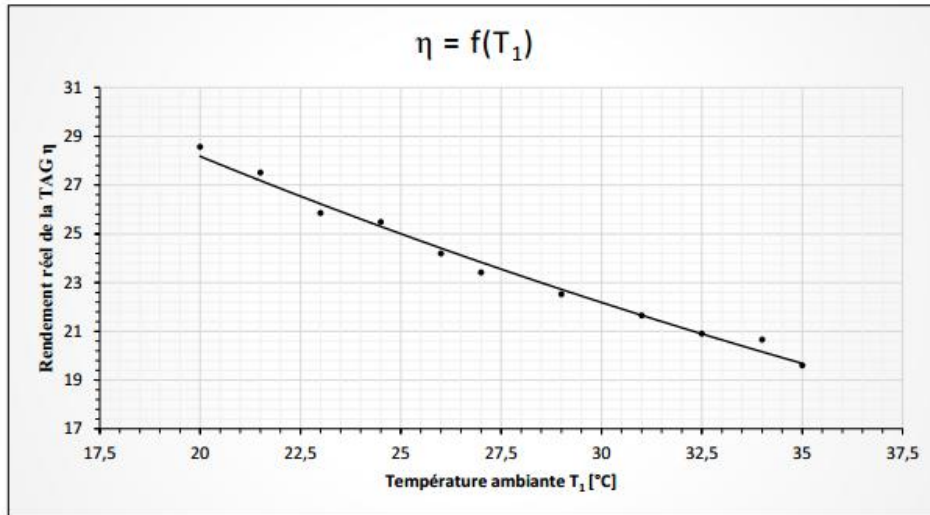


Figure IV-8 : Courbe du rendement en fonction de la température ambiante

IV.6.6. Interprétation des graphes

Le premier graphe (Figure IV-4) donne l'allure des courbes du taux de compression et de pression sortie CC en fonction de la température externe, ces deux derniers paramètres sont inversement proportionnel à la température ambiante.

La courbe du débit massique d'air d'admission du compresseur tracée dans le graphe de la Figure IV-5 est en décroissance avec l'augmentation de la température ambiante.

Pour les températures des différentes sections (Figure IV-6), elles n'évoluent pas de la même manière. La température de sortie du compresseur diminue avec la croissance de température ambiante, c'est aussi le cas de la température à la sortie de la chambre de combustion mais très faiblement. Par contre, on voit un effet proportionnel pour la température d'échappement.

Le dosage massique qui fait référence à la consommation de combustible gazeux quant à lui (Figure IV-7), il est d'autant plus faible quand la température ambiante est basse et inversement vrai.

Le paramètre le plus important pour n'importe quelle machine est le rendement global de celle-ci, on peut apercevoir la chute considérable du rendement de la turbine à gaz depuis sa courbe (Figure IV-8), une baisse de 9 % pour une élévation de température de 15° seulement.

IV.6.7. Discussion des résultats

On récapitule d’abord les résultats obtenus dans le tableau suivant :

T1 [°K]	T1 [°C]	T2 [°K]	β	T3 [°K]	P3 [bar]	T5 [°K]	\dot{m}_a [Kg/s]	φ	η_{TAG}
293,0	20,0	672,17	13,03	1487,50	12,08	874,19	45,00	0,0148	28,56
294,5	21,5	664,50	12,38	1483,74	11,48	879,73	44,64	0,0156	27,51
296,0	23,0	657,91	11,73	1480,92	10,87	880,11	44,27	0,0165	25,85
297,5	24,5	649,06	11,08	1479,98	10,27	896,23	43,91	0,0175	25,48
299,0	26,0	641,58	10,42	1476,22	9,66	905,55	43,55	0,0184	24,19
300,0	27,0	631,42	9,78	1473,40	9,06	915,38	43,19	0,0193	23,41
302,0	29,0	622,68	9,12	1468,71	8,46	923,86	42,82	0,0202	22,51
304,0	31,0	612,95	8,47	1465,89	7,87	935,67	42,46	0,0211	21,64
305,5	32,5	601,33	7,82	1462,13	7,25	948,19	42,10	0,0222	20,89
307,0	34,0	588,69	7,17	1458,37	6,64	958,27	41,73	0,0232	20,65
308,0	35,0	573,43	6,52	1454,61	6,08	978,82	41,37	0,0242	19,59

Tableau IV-4: Récapitulation des résultats obtenus

On sait que l’air est un fluide compressible et si on le considère comme un gaz idéal, sa masse volumique varie fortement avec la température et la pression selon l’équation d’état des gaz parfait $P=prT$. La pression atmosphérique étant constante $P= 1,013$ [bar], donc la masse volumique dépend uniquement de la température $p=P/rT$ d’une façon inversement proportionnel, cela est encore plus clair si on consulte le tableau de l’annexe A. En résumé, l’augmentation de la température ambiante cause la dilatation de l’air (augmentation de la masse volumique) qui signifie qu’on aura moins de quantité d’air dans un même volume. Donc, moins d’air à aspirer et à comprimer par le compresseur d’où la diminution du débit massique et de pression dans tout la machine, ainsi que la température à la sortie du compresseur.

Pour récupérer cette perte de température et de pression principalement et maintenir la température de sortie de la chambre de combustion constante afin d’assurer son équilibre thermique, un surplus de combustible doit être injecté d’avantage dont la croissance du dosage massique. Cette combustion de plus en plus riche transfère son énergie calorifique au gaz produits sous forme d’énergie cinétique pour récupérer la chute importante de

pression, ce qui explique la légère diminution de la température de sortie qui devait être croissante.

Les gaz produits de la combustion avec le gain de la vitesse s'écoulent plus rapidement dans les deux turbines, ils auront moins du temps pour céder leur énergie enthalpique. Donc, ils seront encore plus chauds (augmentation de température) et gardent d'avantage plus d'énergie calorifique à l'échappement qui sera perdue à l'atmosphère.

Avec l'augmentation de la température ambiante pour la même puissance délivrée par la turbine à gaz (puissance invariable), on a un excès de consommation du combustible et une perte d'énergie supplémentaire à l'échappement, en conséquence on aura pas du mal à comprendre la dégradation global du rendement de la turbine à gaz.

IV.6.8. Solutions possibles ?

On peut utiliser d'autres types de machines ayant des performances et rendement supérieur à ceux d'une turbine à gaz. A titre d'exemple : centrale thermique à vapeur et générateur électrique à moteur diesel.

IV.6.8.1. Turbine à vapeur :

Une turbine à vapeur est une forme de machine thermique qui extrait l'énergie thermique de la vapeur sous pression et l'utilise pour produire un travail mécanique de rotation de l'arbre de sortie. Comme la turbine génère un mouvement de rotation, elle est particulièrement bien adaptée pour entraîner un générateur électrique.

Bien qu'une turbine à vapeur permette de valoriser un rendement qui dépasse parfois les 50 % [25], la source froide pour la condensation de la vapeur est généralement l'eau des mers ou des rivières, la raison pour laquelle les centrales thermiques à vapeur sont installées sur les rivages de ces dernières. Mais, dans un milieu désertique (absence d'eau) le refroidissement et la condensation ne peut se faire qu'avec l'air ambiant. Donc, la turbine doit être accompagnée d'une large batterie d'aéroréfrigérants, et si on compte la puissance absorbée par ces ventilateurs, on aura un très faible rendement.

IV.6.8.2. Groupe électrogène

Un groupe électrogène est un dispositif autonome capable de produire de l'électricité. Pour la production de grande puissance, la plupart des groupes sont constitués d'un gros moteur thermique diesel qui actionne un alternateur avec un poids à plusieurs dizaines de tonnes. En comparant avec la turbine à gaz PGT25 DLE installée qui est alimentée par le gaz du

champ, la consommation énorme du groupe électrogène doit être assurée par une livraison continue de diesel par camions citernes. Donc, une dépendance à la disponibilité du carburant et des coûts supplémentaires considérables d'achat et du transport.

IV.7. Conclusion :

La Turbine à gaz PGT25 DLE (LM2500) délivre une puissance de 12,04 [MW] durant le fonctionnement normal des installations du traitement du gaz naturel du champ Teguentour.

L'augmentation de la température ambiante cause une dégradation considérable du rendement global de la turbine à gaz, le combustible gazeux injecté et la perte d'énergie calorifique à l'échappement (gaz chauds) évoluent proportionnellement avec la température

ambiante. Donc, l'exploitation de la turbine à gaz est meilleure ou optimale quand la température extérieure est très basse. Malgré cette détérioration du rendement, l'installation de la turbine à gaz reste le meilleur choix pris pour répondre aux exigences énergétiques du site dans le cœur du grand Sahara algérien.

Conclusion Générale

Conclusion Générale

Notre étude permet de calculer les différents paramètres énergétiques des organes d'une turbine à gaz GE LM2500 d'une façon approfondi.

L'étude de cette turbine et le calcul de ces performances nous permettent de tirer les différentes variations des paramètres thermodynamiques, tels que la température, la pression et la vitesse...etc.

Ces types des turbines à gaz ont pris ces dernières années un air de développement accéléré, plus particulièrement dans le domaine de production de l'électricité et l'industrie des hydrocarbures. Les machines utilisées comme groupe de force, dans cette industrie, sont confrontés à des conditions climatiques rudes du sud algérien ou la température de l'air ambiant est variable et atteint souvent les 50 °C en été.

BIBLIOGRAPHIE

BIBLIOGRAPHIE

- [1] "Turbine à gaz," WIKIPEDIA, l'encyclopédie libre, 18 Juillet 2017. [Online]. Available: https://fr.wikipedia.org/wiki/Turbine_à_gaz. [Accessed 02 Août 2017].
- [2] J. Luder, "Turbines," Dictionnaire historique, 25 Février 2014. [Online]. Available: <http://www.hls-dhs-dss.ch/textes/f/F13888.php>. [Accessed 02 Août 2017].
- [3] "Les turbomachines, éléments composant une turbine à gaz," L'avionnaire, [Online]. Available: <https://www.lavionnaire.fr/MotorElements.php>. [Accessed 04 Aout 2017].
- [4] HERZALLAH, A., "Étude thermodynamique Maintenance et Fiabilité d'une turbine à gaz MS 5002", mémoire d'ingénieur, Université de Boumerdes, 2006.
- [6] A. Boulainine, "Turbine à gaz," in Formation indutrielle, Wilaya de Skikda, ALGERIE, De 10 à14 Mars 2007. [7] "Turbine," Wikipédia, l'encyclopédie libre, 22 Join 2017. [Online]. Available: <https://fr.wikipedia.org/wiki/Turbine>. [Accessed 07 Aout 2017].
- [11] "Station de compression," Wikipédia, l'encyclopédie libre, 15 Juin 2015. [Online]. Available:https://fr.wikipedia.org/wiki/Station_de_compression. [Accessed 10 Aout 2017].
- [13] General electric, "NuovoPignone," UBIFRANCE Agence française pour le developpementinternational des entreprises, Milan, Italie, 15 Octobre 2014.
- [14] Algérie Presse Service, «Projet d'In Salah Gas,» 23 Juillet 201 6. [En ligne]. Available: <http://www.aps.dz/economie>. [Accès le 12 Aout 2017].
- [16] "Le premier principe de la thermodynamique," Eduscol, [Online]. Available: http://eduscol.education.fr/rnchimie/phys/kohl/Thermo/princ_1.htm. [Accessed 02 Septembre 2017].
- [18] "Gaz parfait," Wikipédia, l'encyclopédie libre, 07 Juin 2017. [Online]. Available: https://fr.wikipedia.org/wiki/Gaz_parfait. [Accessed 01 Septembre 2017]
- [19] "Qu'est-ce que la Loi des Gaz Parfaits ?," Khan Academy, [Online]. Available: <https://fr.khanacademy.org/science/physics/thermodynamics/temp-kinetic-theory-ideal-gaslaw/a/what-is-the-ideal-gas-law>. [Accessed 01 Septmbre 2017].
- [20] "Puissance (physique)," Wikipédia, l'encyclopédie libre, 07 Aout 2017. [Online]. Available:[https://fr.wikipedia.org/wiki/Puissance_\(physique\)](https://fr.wikipedia.org/wiki/Puissance_(physique)). [Accessed 03 Septembre 2017]

Résumé

Dans le cadre de la préparation de la mémoire de fin d'étude, sur un travail accompli pendant la période dans le travail à la Direction de la Maintenance BISKRA (SONATRACH). Cette Dernier a occupé de la maintenance de ce type des turbines et assurer le bon fonctionnement afin de transporter l'hydrocarbure vers plusieurs destinations. Dans ce travail nous avons effectué des calculs thermodynamique afin de déterminer les différentes performances de la turbine à gaz LM2500 et nous avons proposé des solutions pour améliorer certains paramètre de fonctionnent ou des performances.

في إطار التحضير مذكرة التخرج نهاية الدراسة، حول العمل المنجز خلال فترة العمل في قسم الصيانة بسكرة سونطراك. وقد كان هذا الأخير مسؤولاً عن صيانة هذا النوع من التوربينات وضمان حسن سير العمل من أجل نقل الهيدروكربون إلى عدة وجهات. في هذا العمل، أجرينا حسابات ديناميكية حرارية من أجل تحديد الأداء المختلف لتوربينات الغاز LM2500 واقترحنا حلولاً لتحسين بعض معايير التشغيل أو الأداء.