

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA BOUMEDES



Faculté des Sciences de l'Ingénieur

Département Génie Mécanique

Mémoire de Master

En vue de l'obtention du diplôme de MASTER en

Filière :Génie mécanique

Option :Installations Energétiques et Turbomachines

THEME

Etude des performances de la turbine à gaz mobile TM2500

Présenté par :

M. KERKAB Mohamed

Encadré par : M. GUEDIFA

Promotion 2017-2018

Remerciement

Je commence par remercier Allah, le Tout Puissant pour m'avoir permis et donné le courage nécessaire pour la réalisation de ce travail.

Je tiens à exprimer toute ma gratitude à mon Directeur de mémoire Monsieur Guedifa Réda pour ses conseils et ses remarques objectives. Et je tiens à remercier tous les membres de jury d'avoir accepté de juger mon travail.

Nos sincères remerciements vont également à mon encadreur de stage Monsieur Mekiri Khaled, pour ses sages conseils.

Merci à tous mes camarades de la promotion MIET16 pour l'ambiance fraternelle qui a régné pendant ces deux années passées ensemble.

Enfin, je remercie tous ceux qui de loin ou de près m'ont aidé et encouragé.

Dédicace...

Je dédie ce mémoire à :

Mes parents

Mes frères (Walid, Hacène et Abd Elaziz)

Mes cher(e)s ami(e)s

M. Kerkab

Résumé :

Les turbines à gaz sont le moyen le plus utilisé pour produire de l'électricité, qui est l'une des nécessités de la vie. Puisque certaines régions du monde souffrent encore du manque d'énergie et de la difficulté de production, GE a fabriqué le TM2500, une unité de production de turbines à gaz mobile d'une capacité de 31 Mégawatts, qui peut être déplacée facilement. Il utilise des turbines LM2500+ pour produire de l'énergie mécanique qui sera convertit en énergie électrique.

L'objectif de ce travail est de préparer une étude générale des avantages de cette turbine et de comparer les résultats avec les données de constructeur. Nous étudions également l'effet des conditions environnementales sur le rendement en utilisant, dans notre travail, le programme MATLAB pour effectuer des simulations numériques.

Dans notre évaluation de cette turbine, nous avons constaté qu'elle a un bon rendement (37%) et elle peut être une solution appropriée au problème du manque de couverture électrique, en particulier dans les zones rurales, et elle peut être invoquée lors de la hausse soudaine de la demande (par exemple en été).

Mots clés : turbine, turbine à gaz mobile, TM2500, étude thermodynamique, LM2500+.

Abstract:

Gas turbines are the most important means of generating electricity, which is one of the basics of life. Since some parts of the world still suffer from lack of energy and production difficulty, GE has manufactured the TM2500, a 31-megawatt portable gas turbine production unit, which can be moved easily. It relies on LM2500+ turbines to produce mechanical energy that converts into electrical energy.

The objective of this work is to prepare a general study of the advantages of these turbines and to compare the results with the factory data. We are also studying the impact of environmental conditions on their performance and will depend on our work on the MATLAB program to perform calculations.

In our evaluation of these turbines, we found that they have a good performance (37%) and an appropriate solution to the problem of lack of electrical coverage, especially in the Third World, and can be invoked during the sudden rise in demand (for example in summer).

Keywords: turbine, mobile gas turbine, TM2500, thermodynamic study, LM2500 +.

ملخص:

تعد توربينات الغاز اهم وسيلة لإنتاج الطاقة الكهربائية، التي تعد من اساسيات الحياة. ولان بعض المناطق في العالم لا تزال تعاني من نقص هذه الطاقة ومن صعوبة انتاجها، قامت شركة جنرال الكتريك بصنع TM2500، وهي عبارة عن وحدات متنقلة لإنتاج الكهرباء (التوربينات الغازية المتنقلة)، تبلغ طاقتها الانتاجية 31 ميغاوات، اهم مميزاتا انها سهلة التثبيت وصغيرة الحجم كما يمكن نقلها بسهولة. تستعمل توربينات LM2500+ لإنتاج الطاقة الميكانيكية التي تحول الى طاقة كهربائية.

اما الهدف من هذا العمل (مذكرة ماستر) هو اعداد دراسة عامة لمزايا هذه التوربينات ومقارنة النتائج مع معطيات المصنع. كما نقوم بدراسة لتأثير الظروف البيئية على مردودها وسنعمد في عملنا على برنامج MATLAB لإجراء المحاكات.

في تقييمنا لهذه التوربينات وجدنا انها ذات مردود جيد (يبلغ 37 بالمائة) وحل مناسب لمشكل نقص التغطية بالطاقة الكهربائية خاصة في المناطق النائية كما يمكن الاعتماد عليها عند الارتفاع المفاجئ في الطلب (مثلا في فصل الصيف).

الكلمات المفتاحية: التوربينات، توربينات الغاز المتنقلة، TM2500، دراسة الديناميكا الحرارية، LM2500+.

Sommaire

INTRODUCTION GENERALE.....	1
----------------------------	---

Chapitre I : Présentation de la TM2500 de GE

INTRODUCTION	2
I.1. Situation et description de la centrale d'El Hamma	2
I.2. La solution TM2500 de GE	3
I.3. Avantages de la solution TM2500.....	4
I.4. La TM2500 en Algérie	5
I.5. Caractéristiques et bénéfices [2]	5
I.6. Courbes de performances et données	6
I.6.1. Performances de la turbine.....	6
I.6.2. Conditions ISO.....	6
I.7. Compositions du TM2500	7
I.7.1. La remorque de turbine	7
I.7.1.1. Remorque	8
I.7.1.2. Boîtier de turbine.....	8
I.7.1.3. Moteur à turbine à gaz.....	9
I.7.1.4. Panneau de jauge de turbine (TGP).....	9
I.7.1.5. Contenants aérosols de protection contre l'incendie	9
I.7.1.6. Patin auxiliaire.....	10
I.7.1.7. Ensemble de filtre d'air et boîtier d'acoustique	12
I.7.1.8. Échappement de turbine	13
I.7.1.9. Arbre d'accouplement à grande vitesse	13
I.7.2. Remorque de générateur	13
I.7.2.1. Génératrice avec aiguillon.....	14
I.7.2.2. Générateur du courant électrique	14
I.7.2.3. Système de lubrification du générateur	14
I.7.2.4. Appareillage	14
I.7.2.5. Ventilation du générateur	15
I.7.3. Remorque de la chambre de contrôle.....	15
I.7.3.1. remorque de contrôle.....	16
I.7.3.2. chambre de contrôle	16
I.8 Maintenance de TM2500.....	16
I.9. Caractéristiques de maintenabilité.....	16

Chapitre II : Généralités sur les turbines à gaz et les cycles thermodynamiques

INTRODUCTION	18
II.1. Historique de turbine à gaz.....	18
II.2. Définition	19
II.3. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz	19
II.4. Les composants d'une turbine à gaz	20
II.4.1. Entré d'air	21

II.4.2. Compresseur	21
II.4.3. Chambre de combustion [5]	21
II.4.4. Turbine de détente	24
II.4.5. Echappement de la turbine à gaz	25
II.5. Interaction des composants d'une turbine à gaz.....	25
II.6. Différents types des turbines à gaz.....	26
II.6.1. Par le mode de construction.....	26
II.6.1.1. Turbine mono-arbre	26
II.6.1.2. Turbine bi-arbre	26
II.6.2. Par le mode de travail	27
II.6.3. Par le mode de fonctionnement thermodynamique	27
II.7. Principales applications des turbines à gaz	28
II.7.1. Utilisation des turbines à gaz pour la propulsion.....	28
II.7.2. Production combinée chaleur-couple mécanique	28
II.7.3. Production d'électricité.....	29
II.7.4. Pompage et compression	29
II.8. Eléments de thermodynamique	29
II.8.1. Le cycle ouvert idéal.....	30
II.8.2. Le cycle ouvert réel	31
II.8.3. Le cycle fermé idéal.....	31
II.8.4. Le cycle fermé réel	31
II.9. Cycles de puissance de turbine à gaz	32
II.10. Cycles thermodynamique d'une turbine à gaz	33
II.10.1. Cycle idéal de Joule	33
II.10.2. Cycle réel de Joule.....	35
II.10.3. Cycle d'Atkinson.....	37
II.11. Avantages et inconvénients des turbines à gaz	38
CONCLUSION	39

Chapitre III : Description et technologie de la turbine à gaz LM2500+ de GE

INTRODUCTION	40
III.1. Historique du nom de famille du moteur [1]	40
III.2. La Turbine à gaz GE LM2500/+.....	41
III.3. LM2500+ Paramètres d'opération [1]	41
III.4. Présentation de la turbine à gaz LM2500+	42
III.5. Cycle de la turbine	44
III.6. Les composants de la turbine à gaz LM2500+	45
III.6.1. Section d'entrée d'air et de girouette d'entrée (IGV)	45
III.6.2. Aubes variables	45
III.6.3. Châssis avant du compresseur (CFF)	46
III.6.4. Compresseur haute pression (HPC)	46
III.6.5. Rotor de compresseur à haute pression (HPCR).....	47
III.6.6. Stator de compresseur à haute pression (HPCS).....	47
III.6.7. Châssis arrière du compresseur(CRF).....	48
III.6.8. Chambre de combustion.....	48

III.6.9. Turbine à haute pression (HPT)	49
III.6.10. Châssis intermédiaire de la turbine	49
III.6.11. Turbine de puissance (PT).....	50
III.6.12. Rotor de turbine de puissance	50
III.6.13. Stator de turbine de puissance	50
III.6.14. Châssis arrière de la turbine (TRF)	51
III.7. La section d'entraînement des accessoires	51
III.8. Boîte de vitesse d'entrée (IGB)	51
III.9. Système d'échappement	52
III.10. Accouplement flexible	53
III.11. Aperçue de la géométrie variable.....	53
III.12. Système de purge d'air.....	54
III.12.1. Air de déchargement du compresseur	54
III.12.2. Air de purge du 9 ^{ème} étage.....	54
III.12.3. Air de purge du 13 ^{ème} étage.....	54
III.13. Système de lubrification LM2500.....	56
III.13.1. Généralités.....	56
III.13.2. Objet.....	56
III.14. Système d'injection d'eau	57
CONCLUSION.....	57

Chapitre IV : Calcul des performances de la TM2500

INTRODUCTION	58
IV.1. Cycles de turbine à gaz	58
IV.2. Cycle de Brayton	59
IV.2.1. Cycle de turbine à gaz mono arbre (cycle ouvert)	59
IV.2.2. Cycle de turbine à gaz bi-arbre	60
IV.2.3. Définir une transformation réversible et irréversible	61
IV.3. Application de cycle de Brayton.....	62
IV.4. Données de turbine à gaz mobile TM2500.....	64
IV.4.1. Paramètre de l'air ambiant	64
IV.4.2. Caractéristiques de fonctionnement de turbine à gaz.....	64
IV.5. Calcul des paramètres de turbine à gaz mobile TM2500.....	65
IV.5.1. Calcul des paramètres de l'entrée d'air.....	65
IV.5.2. Calculs des paramètres du compresseur axial.....	66
IV.5.3. Calculs des paramètres de la chambre de combustion	68
IV.5.4. Calculs des paramètres de la turbine basse pression (THP).....	69
IV.5.5. Calculs des paramètres de la turbine basse pression (TBP).....	70
IV.6. Performance de la turbine	71
IV.6.1. Travail massique de compresseur	71
IV.6.2. Puissance de compresseur	71
IV.6.3. Travail massique de turbine haute pression THP.....	71
IV.6.4. Puissance de turbine haute pression THP	72
IV.6.5. Travail massique de turbine basse pression TBP	72
IV.6.6. Puissance de turbine basse pression TBP	72

IV.6.7. Rendement global de la turbine et la consommation spécifique.....	72
IV.7. Calcul des paramètres énergétiques et les performances par Matlab	73
IV.8. Influence des paramètres	75
IV.8.1. La température ambiante.....	77
IV.8.2. La pression ambiante	78
IV.8.3. Autres influents	80
CONCLUSION.....	81
CONCLUSION GENERALE.....	82
Bibliographie	

Liste des symboles

Variables :

a_{30} : Proportion de débit d'air qui parts dans les fuites [-]

C_p / C_v : Chaleur spécifique à pression constante et à volume constante [J/(kg.K)]

CS : consommation spécifique [kJ/kwh]

f : Rapport de carburant/air [-]

H : Enthalpie [J/kg/]

h : enthalpie spécifique [J/kg]

M : masse moléculaire [kg/kmol]

m : Masse de fluide [kg]

\dot{m} : débit massique [kg/s]

N : vitesse de rotation [tr/min]

PCI : pouvoir calorifique inférieur du carburant [kJ/kg]

P_u : puissance utile [W]

P : Pression [bar]

Q : débit volumique [m³/s]

R : constante spécifique du gaz [J/(kg.K)]

T : température absolue [K]

W : travail [J]

W : Travail massique [J/kg]

Variables grecque :

ρ : masse volumique [kg/m³]

η : rendement isentropique [%]

τ : Taux de pression [-]

γ : exposant isentropique [-]

ω : humidité absolue [-]

Δ : chute d'un paramtre [unité]

η_g : rendement globale [%]

Indices et exposants :

1,2,3,4... : position de cycle présentées par les différents éléments de la turbine à gaz

a : air

amb : ambiant

Alt : alternateur

c : combustible

comp : compresseur

CC : chambre de combustion

Ech : échappement

flt : filtre

g : globale

g : gaz

GG : générateur de gaz

ISO : organisation standard international

mec : mécanique

Ref : refoulement

THP : turbine à haut pression

TBP : turbine à basse pression

th : thermique

Unité :

Atm : atmosphère

°C : celsius

h : heure

J : Joule

K : kelvin

min : minute

s : second

Liste des tableaux

Tableaux	Titre	Page
I.1	Les performances de la TM2500.	7
IV.1	Comparaison entre cycle réel et idéal.	62
IV.2	Les résultats des paramètres.	73
IV.3	Les résultats des performances.	73
IV.4	La puissance et le rendement de la turbine pour chaque température.	77
IV.5	La puissance et le rendement de la turbine pour chaque température.	78

Liste des figures

Figure	Titre	Page
I.1	Situation de la centrale d'EL HAMMA.	2
I.2	La TM2500.	4
I.3	Les turbines à gaz mobile TM2500 de EL HAMMA.	5
I.4	Les composants de remorque à turbine.	8
I.5	Turbine à gaz LM2500+.	9
I.6	Patin auxiliaire.	10
I.7	TM2500 Système d'air de ventilation et combustion.	12
I.8	Générateur et débit d'air.	15
I.9	Configuration opérationnelle TM2500.	17
II.1	Schéma synthétique d'une turbine à gaz.	20
II.2	Différent composantes d'une turbine à gaz.	20
II.3	Définitions des températures de flamme.	22
II.4	Bilan énergétique dans le brûleur.	23
II.5	Interaction entre les composants d'une turbine à gaz.	25
II.6	Schéma de la turbine à un seul arbre.	26
II.7	Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre.	27
II.8	l'évolution de pression et température des gaz dans la turbine à gaz.	29
II.9	Cycle ouvert réel et idéale.	31
II.10	Cycle fermé réel et idéale.	31
II.11	Schéma simple d'un circuit ouvert d'une centrale de turbine à gaz.	32
II.12	Diagramme h-s d'un cycle de Brayton.	33
II.13	Diagramme p-v d'un cycle idéal de Joule.	34
II.14	Diagramme T-S d'un cycle idéal de Joule.	34
II.15	Diagramme T-s pour un cycle sans pertes de pression.	35
II.16	Diagramme T-s pour un cycle réel avec pertes de pression.	37
II.17	Cycle à volume constant d'Atkinson.	38
III.1	Comparaison entre LM2500 et LM2500+.	40
III.2	Schéma simplifié de LM2500+.	41
III.3	La turbine à gaz LM2500+.	42

III.4	Les composants de la turbine à gaz LM2500+.	43
III.5	Cycle de la turbine.	44
III.6	Section d'entrée d'air	45
III.7	Cadre avant de compresseur.	46
III.8	Rotor de compresseur à haute pression.	47
III.9	Stator de compresseur à haute pression.	47
III.10	Cadre arrière de compresseur.	48
III.11	Chambre de combustion.	48
III.12	Turbine à haute pression.	49
III.13	Milieu de la turbine.	49
III.14	Rotor de turbine de puissance.	50
III.15	Stator de turbine de puissance.	50
III.16	Cadre arrière de la turbine (TRF).	51
III.17	La section d'entraînement des accessoires.	51
III.18	Boîte de vitesse d'entrée (IGB).	52
III.19	Système d'échappement.	52
III.20	Système de géométrie variable.	53
III.21	Système de purge d'air.	55
III.22	Système d'huile de graissage de la turbine LM2500 +.	56
IV.1	Fonctionnement de turbine à gaz.	58
IV.2	Cycle de turbine à gaz à mono arbre.	59
IV.3	Le cycle de brayton (pour turbine à gaz mono arbre) sur un diagramme T-S.	60
IV.4	Cycle de turbine à gaz bi-arbre.	60
IV.5	Le cycle de brayton (pour turbine à gaz bi-arbre) sur un diagramme T-S.	61
IV.6	Affichage des résultats sur Matlab.	73
IV.7	Courbe de $k(T)=P_u(\text{MW})$.	77
IV.8	Courbe de $k(T)=\eta_g$.	78
IV.9	Courbe de $P(\text{bar})=P_u(\text{MW})$.	79
IV.10	Courbe de $P(\text{bar})=\eta_g$.	79

Introduction Générale

Introduction générale

À l'heure actuelle, plus de 1,3 milliard de personnes n'ont pas accès à l'électricité dans le monde. GE, dont les technologies fournissent déjà un quart de l'électricité mondiale, s'efforce de combler l'écart grâce à une gamme de solutions de production d'électricité décentralisée. La solution TM2500 offre une production d'électricité flexible, mobile et rapide. Et elle est capable de fonctionner avec du gaz naturel et/ou du diesel pour une puissance allant jusqu'à 31 Mw avec l'injection d'eau pour la réduction des émissions d'oxydes d'azote.

La TM2500 tire parti de la turbine à gaz aérodérivée LM2500+ qui a connu un grand succès. Le LM2500+ ajoute un 17ème étage de compresseur au LM2500 augmentant ainsi le rapport de pression du moteur et le débit d'air pour augmenter la puissance totale de la turbine à gaz à plus de 31 Mw. Le LM2500+ fournit une puissance accrue avec la même fiabilité légendaire de la famille LM2500.

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

Malgré ces avantages, leur haute sensibilité aux conditions ambiantes, particulièrement la température de l'air qui varie considérablement entre le jour et la nuit pendant qu'il fait chaud, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté. Puisque la turbine à gaz est une machine à volume constant, sa puissance est directement proportionnelle au débit d'air passant, qui est aussi directement proportionnel à la densité qui diminue avec l'augmentation de la température ambiante. Le cycle d'une turbine à gaz est un cycle très souple de sorte que ses paramètres de performance, c'est-à-dire le rendement, la puissance et la consommation spécifique, puissent être améliorés en ajoutant les composants supplémentaires à un cycle simple.

L'objectif principal de notre travail consiste à l'étude des performances de la solution TM2500 et la détermination des paramètres énergétiques. De plus, on a fait une étude sur l'effet de changement des conditions climatiques sur les performances de cette solution.

Chapitre I

Présentation de la TM2500 de GE

Introduction

Dans ce chapitre, on va faire une présentation de la solution TM2500 de GE (turbine à gaz mobile) pour donner une idée sur cette nouvelle technologie qui existe en Algérie depuis 2013. On va aussi voir et définir les éléments constituant les TM2500.

I.1. Situation et description de la centrale d'El Hamma

Elle se situe au centre d'Alger, à 150m de la mer, à quelques dizaines de mètres seulement du jardin d'essai. Elle est délimitée par :

- Au nord par la route national N° 05 et la mer.
- Au sud par la rue de HASSIBA BENBOUALI.
- A l'ouest par le jardin d'essai.
- A l'est par l'entreprise de production de boissons gazeuses HAMOUD BOUALEM.

La centrale électrique d'EL HAMMA occupe une position stratégique dans le système d'alimentation en énergie électrique de la capitale. D'une part, elle est destinée à faire face à la demande d'énergie résultante de l'implantation de divers aménagements industriels et domestiques et d'autre pour assurer un appoint du réseau général interconnecté.



Figure I.1. Situation de la centrale d'EL HAMMA.

La centrale est équipée de :

- 2 groupes turbines à gaz, de puissance totale nominale de base aux bornes usine égale à 418 MW (209 MW pour chacune).
- 2 groupes turbines à gaz mobile, de puissance totale nominale de base aux bornes usine égale à 62 MW (31 MW pour chacune).

L'énergie est évacuée à travers un poste de transformation de 220 kV.

Elle peut fonctionner avec le gaz naturel comme combustible principal provenant de HASSI R'MEL et le gazoil comme combustible de secours.

I.2. La solution TM2500 de GE

GE Energy est l'un des plus importants fournisseurs de solutions globales de turbines à gaz et dérivées d'un réacteur pour des applications industrielles et marines, disposant de nombreuses unités d'exploitation dans le monde entier.

La solution TM2500 de GE offre une production d'électricité flexible, mobile et rapide de l'électricité à tout moment et en tout lieu. Solution conçue pour résoudre les défis de fourniture électrique.

A l'heure actuelle, plus de 1,3 milliard de personnes n'ont pas accès à l'électricité dans le monde. GE, dont les technologies fournissent déjà un quart de l'électricité mondiale, s'efforce de combler l'écart grâce à une gamme de solutions de production d'électricité décentralisée. Ces technologies permettent aux entreprises industrielles, aux communautés en développement et aux gouvernements de satisfaire leurs besoins énergétiques en installant des systèmes de production électrique au niveau du point d'utilisation ou à proximité de ce dernier. La solution de production électrique rapide TM2500 de GE Power & Water - Distributed Power permet aux gouvernements, aux services publics et aux entreprises du monde entier de satisfaire, en quelques jours, leurs besoins en terme de production électrique. Grâce à leur conception modulaire, à leurs fonctionnalités d'installation rapide et aux plans de production rapide, ces dispositifs sont typiquement prêts à entrer en exploitation environ 30 jours après le passage de la commande.

La solution TM2500 tire parti de la turbine à gaz aérodérivée LM2500+ qui a connu un grand succès, avec plus de 1 800 unités déployées dans le monde et près de 69 millions d'heures de fonctionnement.



Figure I.2. La TM2500.

I.3. Avantages de la solution TM2500

- **Rapidité** : Le développement d'une nouvelle centrale électrique peut entraîner des mois de construction et de mise en service. Nous pouvons raccourcir ce délai de plusieurs mois à seulement quelques jours dans la plupart des cas. Une fois sur site, ces unités mobiles peuvent produire de l'électricité après environ 11 jours. La solution TM2500 se déploie six fois plus vite que les autres technologies.
- **Fiabilité et disponibilité** : Tirant parti de l'expérience acquise par la turbine à gaz LM2500 dans le domaine de l'aviation, la solution Fast Power TM2500 de GE fait partie des générateurs décentralisés les plus fiables sur le marché. Cela signifie que les consommateurs ne seront pas confrontés à des pannes fréquentes ou à un fonctionnement instable provoqués par un équipement défectueux ou un réseau électrique instable.
- **Capacité « Dual Fuel »** : Les solutions TM2500 sont capables de fonctionner avec du gaz naturel et/ou du diesel pour une puissance allant jusqu'à 31 MW avec une injection d'eau pour la réduction des émissions de les oxydes d'azote (NOx).
- **Mobilité** : Montés sur un ensemble mobile à deux remorques, les groupes générateurs TM2500 peuvent être transportés par voies terrestre, maritime et aérienne vers les endroits les

plus reculés du monde. Leur mobilité signifie qu'on peut les déployer vers d'autres sites en quelques jours seulement, lorsqu'ils ne sont plus nécessaires sur le site d'origine.

- Flexibilité : Extrêmement flexibles, elles peuvent démarrer et fonctionner à plein régime en moins de 10 minutes.
- Évolutivité : La technologie permet d'acheter le nombre d'unités dont on a besoin avec la possibilité d'ajouter plus de puissance rapidement lorsque la demande augmente.

I.4. La TM2500 en Algérie

Les besoins de l'Algérie en électricité augmentent considérablement, en particulier pendant les mois chauds d'été où la croissance annuelle de la demande d'électricité s'élève à 10 %. GE a livré 24 turbines à gaz mobiles TM2500 capables de fournir plus de 480 Mw d'électricité. Les dispositifs ont été livrés, mis en service et opérationnels à temps afin de satisfaire la demande de pointe d'électricité dans les districts du nord de M'Sila et Om Elbouagui durant l'été 2013. Après les pics saisonniers, certaines unités ont été redéployées dans d'autres villes du sud et du centre de pays pour produire en permanence de l'électricité.



Figure I.3. Les turbines à gaz mobile TM2500 de EL HAMMA.

I.5. Caractéristiques et bénéfices [2]

- Performances MW améliorées @ 50 Hz avec le LM2500-RC-MDW.
- Empreinte réduite par rapport aux concurrents des unités mobiles.
- Système d'alignement laser - procédure d'alignement simplifiée et outillage.
- Amélioration de 20% du rayon de braquage et du poids par essieu.

- Disponible pour les deux Applications 50 Hz et 60 Hz.
- Système de suppression des incendies en aérosol.
- Puissance maximale en 10 minutes ou moins avec le propane HD-5.
- Puissance maximale en 5 minutes ou moins avec gaz naturel ou diesel.
- Développé spécifiquement pour répondre aux besoins de puissance rapide et mobile.
- Conversion rapide entre 50 Hz et 60 Hz sans réducteur.
- Faible émission (25 ppm de NOx) avec injection d'eau déminéralisée.
- Envoi rapide et facile à utiliser et à entretenir.
- Remorques routières légales.
- Filtres à air au niveau du sol pour une accessibilité accrue et une installation simplifiée.
- Des interconnexions système réduites pour une installation plus rapide.
- Faible bruit – 88 dB.
- Capacité aux basses températures.

I.6. Courbes de performances et données

I.6.1. Performances de la turbine

La performance de la turbine à gaz est affectée par plusieurs facteurs, dont :

- Température ambiante.
- Pression barométrique et élévation au-dessus du niveau de la mer.
- Humidité relative.
- Pertes de pression d'entrée (air).
- Pertes de pression d'échappement (gaz chaud).
- Contrôles des émissions.
- Type de carburant.

I.6.2. Conditions ISO

Pour aider les acheteurs, l'organisation Internationale de normalisation (ISO) a défini les conditions standards suivantes pour évaluer et comparer les moteurs à turbine à gaz :

- Température ambiante : 59 ° F (15 ° C).
- Pression barométrique : 14,7 psia (101,3 kPa).
- Humidité relative : 60%.
- Altitude : Niveau de la mer.
- Pertes de charges à l'entrée et à l'échappement : Aucune.
- Contrôle des émissions : Aucune.

Des performances sur lesquelles nous pouvons compter :

Table I.1. Les performances de la TM2500. [3]

Modèle	Injection d'eau (NOx=25/15% O2)	Puissance de sortie MW	Rendement thermique (kJ/kWh)	Rendement %	Coefficient de pression	Vitesse de TP (tr/min)	Débit d'échappement kg/s	Température d'échappement (°C)
60 HZ								
TM2500	Aucune	30,688	9316	37	22,5	3600	87,2	515
TM2500	oui	30,988	9796	39	22,8	3600	89,2	485,6
50 HZ								
TM2500	Aucune	26,190	9755	37	21,2	3000	83,7	496,6
TM2500	Oui	26,190	10239	35	21,2	3000	84,9	470,6

I.7. Compositions du TM2500

L'ensemble TM2500 MGTG est un ensemble de puissance mobile monté sur remorque. Le système de remorque permet un transport simplifié et l'installation de l'ensemble. L'ensemble TM2500 MGTG comprend généralement trois remorques : une remorque à turbine, une remorque à génératrice et une remorque de contrôle. La portée de l'approvisionnement de base pour chacune de ces remorques est décrite dans les sous-sections suivantes.

I.7.1. La remorque de turbine

Le pont principal de la remorque de turbine contient un système acoustique à l'entrée de la turbine et son module. Situé sur le col de cygne de la remorque est le dérapage auxiliaire, qui contient le TCP (Turbine Control Panel) avec divers systèmes de soutien de paquet. Lorsque l'ensemble est entièrement installé, l'ensemble de la remorque à turbine est équipé des modules de filtre à air, du système d'échappement de la turbine et de l'ensemble de ventilation de l'enceinte.

A l'arrière de la remorque à turbine se trouve une station d'accueil qui fournit l'interface femelle nécessaire pour relier le rotor de la turbine et les remorques des groupes électrogènes pour la configuration opérationnelle.

Les composants et les ensembles suivants sont situés sur la remorque à turbine :

- Remorque à turbine.
- Turbine à gaz.
- Panneau de jauge de turbine (TGP).
- Cartouches d'aérosol de protection incendie (lorsque l'ensemble est assemblé).

- Patin auxiliaire – contient :
 - Panneau de commande de turbine (TCP).
 - Système de démarrage hydraulique.
 - Système d'huile de lubrification de turbine (TLO).
 - Système de lavage d'eau (hors ligne).
- Système acoustique à l'entrée d'air avec boîtier
- Système de filtre d'admission d'air (lorsque l'ensemble est entièrement assemblé).
- Système acoustique à l'échappement de turbine (lorsque l'ensemble est entièrement assemblé).
- Accouplement à haute vitesse.
- Patin de ventilation (lorsque l'ensemble est entièrement assemblé).
- Système d'alignement.

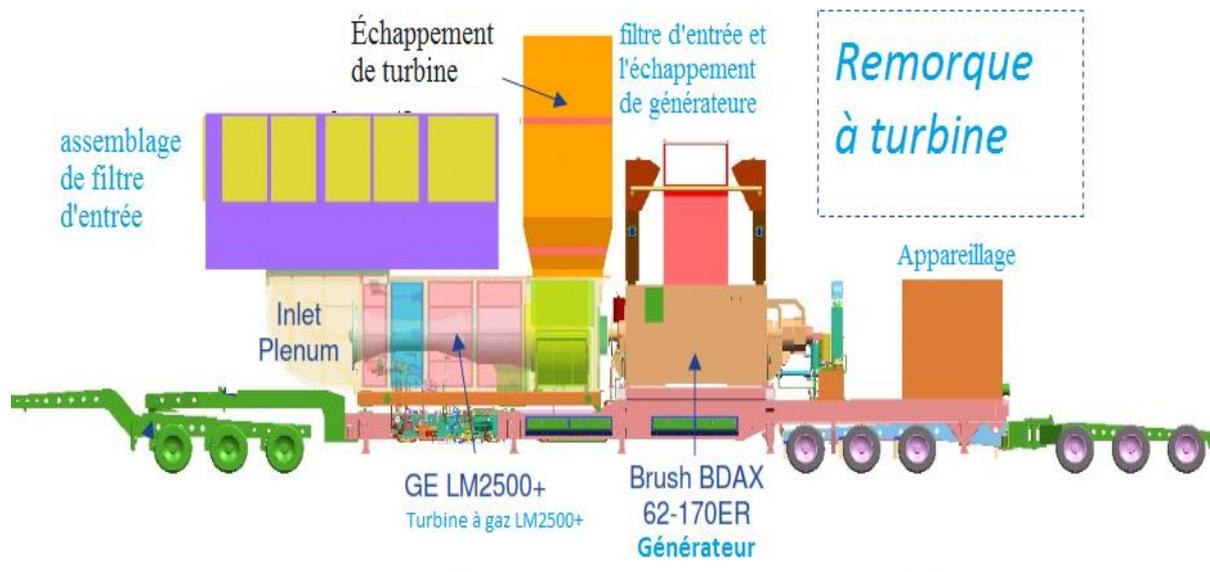


Figure I.4. Les composants de remorque à turbine.

I.7.1.1. Remorque

Une remorque à suspension pneumatique à quatre essieux avec deux essieux orientables est utilisée pour transporter les composants de la remorque à turbine. Sur le chantier, la remorque à turbine est reliée à la remorque de la génératrice. Les pieds d'atterrissage sont fournis pour soutenir et niveler l'équipement sur le chantier.

I.7.1.2. Boîtier de turbine

La remorque à turbine est fournie avec une enceinte acoustique à l'épreuve des intempéries pour la turbine qui assure la ventilation et le confinement du système d'incendie. L'enceinte est conçue pour réduire le bruit jusqu'à 90 dB (A) pour le carburant liquide et 87 dB

(A) pour le gaz combustible. L'enceinte est complètement assemblée et montée sur l'équipement avant d'être testée et expédiée. Des dispositions pour l'enlèvement de la turbine et l'accès du personnel sont incluses.

I.7.1.3. Moteur à turbine à gaz

Il est situé à l'intérieur de l'enceinte de la turbine fabriqué par General Electric (Modèle LM2500-RC-MDW), le moteur à turbine est équipé pour fonctionner au ergol liquide ou au gaz naturel avec ou sans injection d'eau. La turbomachine est montée sur la remorque qui est indépendante de la remorque de la génératrice.



Figure I.5. Turbine à gaz LM2500+.

I.7.1.4. Panneau de jauge de la turbine (TGP)

Le panneau de la turbine est situé sur le côté droit de l'enceinte de la turbine (par rapport à la turbine à l'arrière) à côté de la porte de l'enceinte de la turbine. Le panneau de jauge de turbine fournit une enceinte utilisée pour abriter divers transmetteurs de pression.

I.7.1.5. Contenants aérosols de protection contre l'incendie

Des cartouches d'aérosol de protection contre les incendies sont situées ou dessus de l'enceinte de la turbine incluses dans l'ensemble du ventilateur. Ces cartouches sont connectées au système de protection incendie situé dans le panneau de commande de la génératrice (GCP) et fournissent l'agent extincteur nécessaire en cas d'incendie à l'intérieur de l'enceinte

I.7.1.6. Patin auxiliaire

Le patin auxiliaire est une installation compacte de plusieurs systèmes et équipements. Il est positionné sur le col de cygne de la remorque à turbine. Ce dérapage contient une variété d'équipements de support, y compris un TCP, le système de démarrage hydraulique avec réservoir d'huile de graissage de turbine partagé, le système d'huile de lubrification de turbine et le système de lavage d'eau hors ligne. Certains des systèmes sur la palette contiennent des émetteurs qui assurent la surveillance du système à distance. Les transmetteurs différentiels de pression ont des vannes d'instrument dans leurs lignes d'alimentation pour simplifier la maintenance.

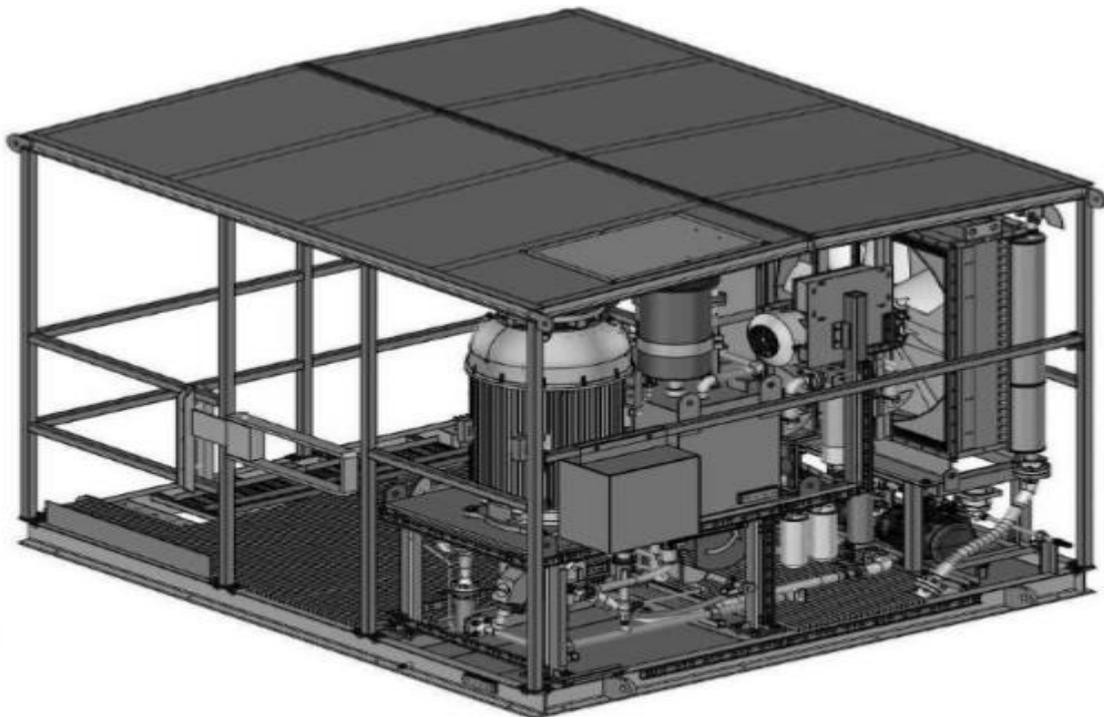


Figure.I.6 Patin auxiliaire.

Les interconnexions mécaniques entre le patin auxiliaire et le patin de la turbine sont faites avec des tuyaux selon les besoins et elles sont préassemblées en usine sur la remorque à turbine. Des interconnexions électriques sont prévues pour permettre l'interfaçage nécessaire entre le patin auxiliaire et la cabine de contrôle selon les besoins, sinon le câblage est installée en usine.

- **TCP (Panneau de commande de turbine)**

Le panneau de commande de la turbine monté sur la palette auxiliaire comprendra :

- RX3i
- Bently Nevada 3701

- Contrôleurs VersaMax®
- Jaquet T401
- Contrôleurs de position servo (pour géométrie variable et décharge de compresseur)

- **Système de démarrage hydraulique**

Le système de démarrage hydraulique fait tourner la turbine et il peut également la lancer pour: la purge du combustible, le lavage à l'eau, le refroidissement et effectuer la maintenance. L'unité de démarrage hydraulique est située sur le châssis des auxiliaires et il se compose d'un réservoir, des filtres, des échangeurs de chaleur, une pompe de charge et un moteur, une boîte de jonction et un moteur de démarreur hydraulique montée sur la bride d'entraînement du boîtier d'entraînement des accessoires de la turbine.

Le système de démarrage hydraulique monté sur le dérapage auxiliaire comprend :

- Moteur du démarreur hydraulique.
- La pompe du démarreur hydraulique principale.
- Réservoir d'huile (partagé).
- Refroidisseur d'huile hydraulique, manomètres et filtres hydrauliques.

- **Système d'huile de lubrification de turbine (TLO)**

Le système d'huile de lubrification de turbine monté sur le dérapage auxiliaire comprend :

- Pare-flammes de réservoir.
- Aéro-refroidisseur.
- Réservoir d'huile de graissage synthétique.
- Filtre d'alimentation et Filtre d'évacuation.
- Séparateur d'huile/air.

- **Système de lavage à l'eau TM2500**

Le système de lavage à l'eau fournit un mécanisme pour le nettoyage des pales du compresseur afin d'accroître l'efficacité de compression et d'améliorer le rendement de puissance du moteur par rapport au combustible brûlé. Il existe plusieurs types d'encrassement du compresseur.

Le type et le taux d'encrassement dépendent de l'environnement dans lequel la turbine à gaz fonctionne et du type de filtration d'entrée.

Parmi les types de contaminants, les plus courants sont :

- Souillure ou terre
- Sable
- Poussière de charbon
- Insectes
- Sel (Corrosion)

- Huile
- Gaz d'échappement de la turbine

Les composants du système de lavage à l'eau sur la remorque principale sont composés d'un filtre, de collecteurs et de buses de pulvérisation.

Les composants du système de lavage à l'eau sur la remorque auxiliaire sont composés d'un réservoir, d'une pompe, d'instruments et de commandes. Le réservoir de lavage à l'eau a une capacité de 55 gallons (208 L) et reçoit l'eau et les composants chimiques concentrés via l'entrée du client. Le réservoir est en polyéthylène et est conçu pour résister à des températures de -20 à 180 °F (82 °C).

I.7.1.7. Ensemble de filtre d'air et boîtier d'acoustique

L'ensemble de filtre à air comprend un équipement de filtration d'air de combustion et de ventilation comprenant des préfiltres, des filtres à haute efficacité, un ensemble de ventilation et une acoustique concentrique dans une enceinte. Le compartiment de la turbine est entièrement ventilé par un ventilateur qui aspire l'air filtré de l'enveloppe d'acoustique.

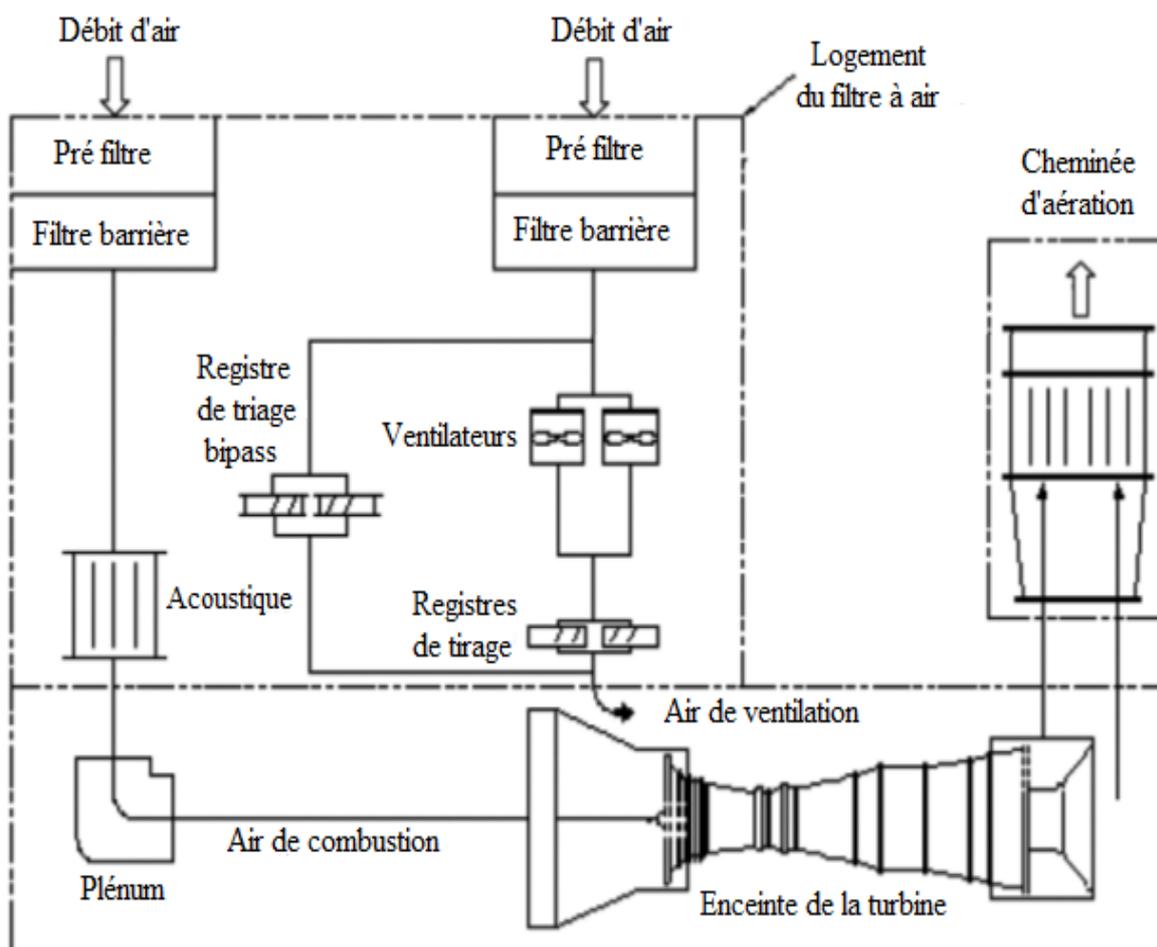


Figure I.7. Système d'air de ventilation et combustion de TM2500.

I.7.1.8. Échappement de turbine

L'échappement de la turbine à gaz traverse un collecteur d'échappement et un filtre acoustique d'échappement monté sur le toit. La sortie du collecteur d'échappement TM2500 standard est orientée vers le haut.

Le collecteur d'échappement fournit un chemin direct dans l'acoustique d'échappement de la turbine. Le collecteur d'échappement se compose d'un conduit interne et une autre externe formant un passage diffusant à partir du châssis arrière de la turbine de puissance.

Les composants du système d'échappement comprennent :

- Collecteur d'échappement.
- Filtre acoustique d'échappement.

I.7.1.9. Arbre d'accouplement à grande vitesse

Un arbre d'accouplement flexible à haute vitesse relie la turbine à basse pression / turbine de puissance au générateur. Il se compose d'un adaptateur avant lié à la turbine de puissance, de deux accouplements flexibles, d'une pièce d'écartement et d'un adaptateur arrière lié à la charge connectée. La flexibilité dans le couplage permet des écarts mineurs entre l'arbre de la turbine et du générateur, cette flexibilité facilite la connexion entre la turbine et le générateur.

I.7.2. Remorque de générateur

Le pont principal de la remorque du générateur contient un générateur, un système de ventilation, un système de graissage et l'appareillage de commutation. Le col de cygne de la remorque de générateur peut être enlevé facultativement dans des configurations opérationnelles pour réduire l'empreinte globale.

A l'arrière de la remorque se trouve une station d'accueil qui fournit l'interface mâle requise pour relier la turbine et les génératrices ensemble pour la configuration opérationnelle.

La remorque du générateur est composée des éléments suivants :

- Remorque équipée d'un dispositif de retenue pour le transport.
- Système de ventilation du générateur (lorsque l'ensemble est entièrement assemblé)
- Récepteur.
- Appareillage de commutation.
- Système de lubrification à l'huile.

Pour les besoins du transport, la remorque de la génératrice est équipée d'un système de direction hydraulique. Le dard doit être connecté lors du transport de la remorque de la génératrice à tout moment.

I.7.2.1. Génératrice avec aiguillon

Une remorque à suspension pneumatique à six essieux avec trois essieux suiveurs et une poutrelle orientable à trois essieux est utilisée pour transporter les composants de la remorque. Sur le chantier, la remorque est raccordée à la remorque à turbine. Des jambes d'atterrissage sont fournies pour soutenir et niveler l'équipement sur le chantier.

I.7.2.2. Générateur du courant électrique

Le générateur transforme la puissance mécanique sur l'arbre de rotation en énergie électrique lorsqu'il est entraîné par la turbine à gaz LM2500+.

Le générateur AC fonctionne à une vitesse synchrone de 3 600 tr / min (applications 60 Hz) ou 3 000 tr / min (applications 50 Hz), ce qui élimine le besoin d'une boîte réductrice de vitesse pendant le fonctionnement à cycle simple. Le générateur de TM2500 est un générateur refroidi à l'air avec un ensemble de filtre à air et d'échappement.

Séché couplé au moteur, le générateur est monté directement sur la remorque du groupe électrogène. Cette disposition permet d'ajuster l'alignement de l'arbre du moteur / générateur avec le système de suspension de la remorque à turbine, tandis que le générateur reste fixe.

I.7.2.3. Système de lubrification du générateur

Le système de lubrification du générateur fournit la lubrification sous pression aux paliers du générateur. Les principales composantes du système de lubrification sont les suivants :

- Réservoir de stockage de l'huile de lubrification, 150-gal (567 l).
- Pompe à huile de lubrification entraînée par le générateur.
- Pompe à huile de lubrification auxiliaire à moteur CC.
- Filtre à huile de lubrification.
- Échangeur de chaleur.

I.7.2.4. Appareillage

Le TM2500 est équipé d'un appareillage blindé, il est situé sur la partie avant de la remorque du générateur. L'appareillage comprend les composants suivants :

- Disjoncteur de générateur.
- Transformateurs de courant.
- Transformateurs de tension.

I.7.2.5. Ventilation du générateur

Le générateur est fourni avec ses propres composants de ventilation pour fournir de l'air de refroidissement uniquement pour le générateur. Les ventilateurs montés sur l'arbre dirigent l'air de refroidissement à travers l'unité génératrice. L'air de refroidissement est ensuite évacué du générateur par l'acoustique d'échappement situé au-dessus du générateur.

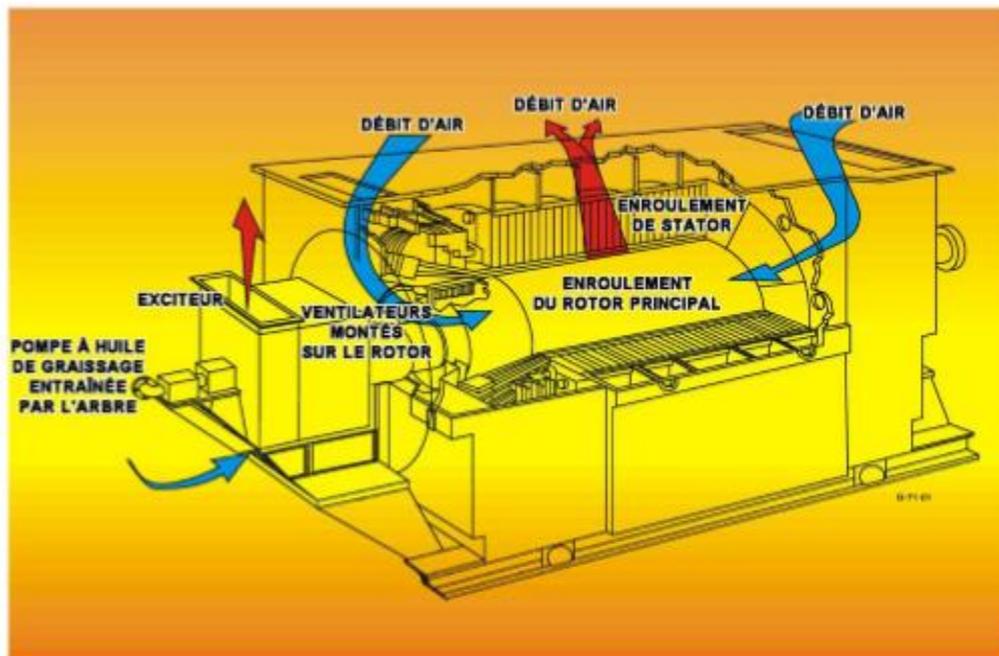


Figure I.8. Générateur et débit d'air.

I.7.3. Remorque de la chambre de contrôle

La remorque de la chambre de contrôle comprend une station de contrôle éclairée et isolée. Control-house est équipée d'une porte d'accès, d'un climatiseur / chauffage et d'un compartiment à piles.

La remorque de la régie se compose des éléments suivants :

- Remorque de contrôle.
- Salle de contrôle - qui comprend :
 - Interface homme-machine (IHM).
 - Centre de contrôle moteur (MCC).
 - Panneau de commande de générateur (GCP).
 - Batteries et chargeurs.

Dans la configuration de transport, le col de cygne de la remorque de contrôle sert d'emplacement de stockage pour le ventilateur de l'enveloppe de la turbine et la plate-forme arrière de la remorque sert de rangement pour le silencieux d'échappement de la génératrice.

I.7.3.1. Remorque de contrôle

La remorque Control House est une remorque à deux essieux à suspension pneumatique. Sur le chantier, la remorque de la centrale est interconnectée électriquement aux remorques des turbines et des alternateurs. Des jambes d'atterrissage sont fournies pour soutenir et niveler l'équipement sur le chantier.

I.7.3.2. Chambre de contrôle

La remorque de la centrale contient porte de contrôle, qui abrite l'interface Human Machine (HMI), le panneau de commande de la génératrice (GCP) et le MCC (Centre de contrôle du moteur). De plus, une pièce accessible de l'extérieur est fournie pour les batteries du système.

I.8 Maintenance de TM2500

La turbine à gaz TM2500 est conçue pour un entretien facile. Pour réduire le temps de maintenance, la turbine à gaz TM2500 est équipée d'un carter de compresseur divisé horizontalement et d'un accès externe aux injecteurs de carburant. Vingt et un ports d'inspection endoscopique permettent l'entretien «sous condition». Dans le cadre de ce plan, le moteur est soumis à une inspection interne complète de l'endoscope tous les six mois. Cette inspection révèle des problèmes mécaniques et d'usure. Les pièces de rechange sont installées uniquement lorsque l'inspection indique un besoin spécifique, plutôt que selon un calendrier arbitraire. Par exemple, dans une réparation de section chaude, les lames individuelles et les aubes sont remplacées si nécessaire, plutôt que de remplacer l'ensemble complet (des lames ou buses haute pression). Cette réparation "en état" permet d'économiser des pièces, du travail et des temps d'arrêt. Il élimine le gaspillage causé par les plans de maintenance basés uniquement sur les heures d'horloge.

I.9. Caractéristiques de maintenabilité

La turbine à gaz TM2500 est conçue pour une haute disponibilité. Les principales caractéristiques de maintenabilité comprennent :

- La construction modulaire permet le remplacement des composants aérodynamiques sans démontage total.
- Plusieurs ports d'endoscope permettent la surveillance de l'état sans démontage de la turbine.
- La maintenance basée sur les conditions et les diagnostics à distance seront utilisés.
- La construction en boîtier divisé du compresseur à basse pression (LPC) et au compresseur à haute pression (HPC) permet une inspection détaillée et un remplacement partiel de la lame sur site.

- La maintenance sur site de la section chaude peut être effectuée dans quelques jours.
- Les accessoires sont montés à l'extérieur pour faciliter le remplacement sur site.

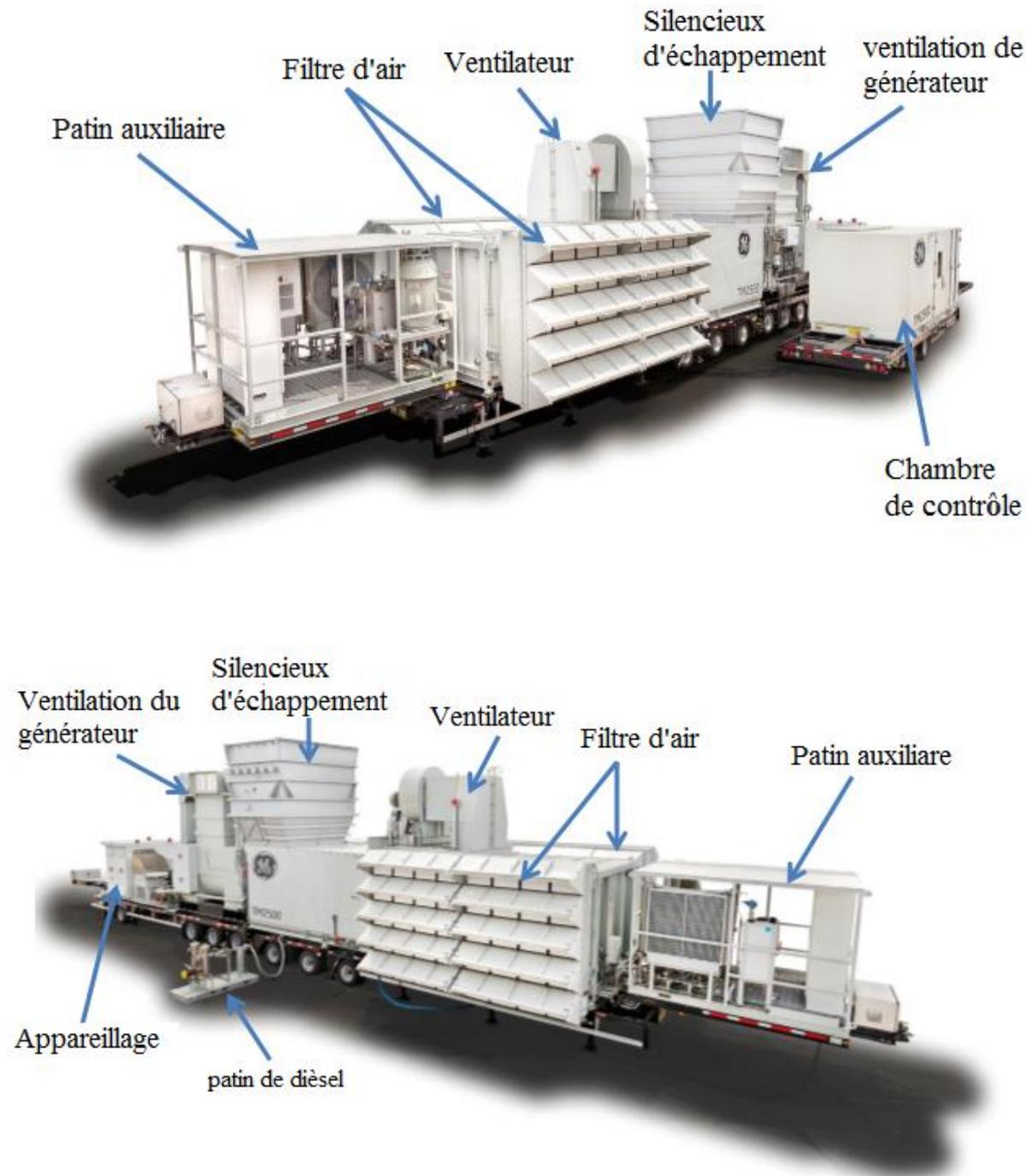


Figure I.9. Configuration opérationnelle TM2500.

Chapitre II

Généralités sur les turbines à gaz et les cycles thermodynamiques

Introduction

Dans ce chapitre, on va faire un petit passage dans l'historique pour avoir une idée sur le développement des turbines à gaz, et parler sur les domaines d'utilisations de ces turbines. On va aussi voir et définir les éléments constituant des turbines à gaz plus une excursion rapide dans la thermodynamique ou bien les cycles thermodynamique de turbine à gaz.

II.1. Historique de turbine à gaz

Dans l'histoire de la turbine à gaz on peut distinguer trois périodes :

La première, celle des précurseurs, est très ancienne puisqu'il est classique de la faire remonter à Héron d'Alexandrie avec son Eolipile, simple sujet de curiosité ou d'amusement. Viennent ensuite les premiers dépôts de brevets. Pour les turbomoteurs, en 1791, l'Anglais John Barber brevetait un appareil hybride puisque cette turbine à gaz comportait encore un compresseur alternatif. Pour les turboréacteurs, c'est le Français Lorin qui, en 1911, en fait breveter le principe.

La deuxième, celle des premières réalisations, commence à la fin du 19^{ème} siècle et elle peut être considérée comme achevée en 1951. Entre 1872 et 1900 environ, les premiers turbomoteurs sont effectivement construits mais ils ne peuvent atteindre leur autonomie que par suite à cause de l'insuffisance des rendements de compression et de détente. Par contre, entre 1901 et 1906, les recherches des français Armengaud et Le Male aboutissent au premier turbomoteur autonome avec un rendement global à 3 %. Entre 1935 et 1945, de nombreuses réalisations apparaissent, notamment dans le domaine aéronautique où les turbines à gaz bénéficient des actives recherches menées au cours de la dernière guerre mondiale.

Le premier vol d'un avion équipé d'un turboréacteur a lieu en Allemagne, fin août 1939 (moteur HE S 3 monté sur avion Heinkel 178 V1), précédant, en mai 1941, une réalisation voisine en Grande-Bretagne (moteur de Whittle W 1X monté sur avion Gloster E.28). Enfin, 1951 voit deux premières mondiales avec des turbines à gaz de la firme française Turboméca. Le 18 avril, c'est l'hélicoptère SO 1120 Ariel 3 qui effectue un premier vol propulsé par un turbomoteur, l'ARTOUSTE. Le 6 novembre, c'est le premier vol d'un turboréacteur à double flux, l'ASPIN, monté sur le Fouga Gémeaux IV.

La troisième, la période industrielle, commence en 1939. C'est, en effet, au cours des cinquante dernières années que ces machines se sont développées de façon tout à fait spectaculaire.

On peut citer M. Sedille qui, dès 1948, pressentit avec raison cette évolution : «Il est hors de doute que, dans les années à venir, un effort considérable permettra de multiplier dans toutes les branches d'utilisation les installations turbo motrices à gaz ».

Actuellement, la turbine à gaz fait partie de notre environnement courant : l'aviation commerciale et militaire utilise quasi exclusivement des machines de ce type pour propulser ses aéronefs. Pour les applications industrielles, la turbine à gaz est maintenant le concurrent direct des moteurs diesels, et cette évolution est loin d'être terminée.

II.2. Définition

Une turbine à gaz est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique sous forme de la rotation d'un arbre, directement à partir de l'énergie cinétique des gaz produits par la combustion d'un hydrocarbure (fioul, gaz combustible...) qui subissent une détente dans une turbine.

Le comburant, le plus souvent de l'air ambiant, est généralement comprimé avant de pénétrer dans la chambre de combustion, en utilisant un compresseur rotatif entraîné par le même arbre que la turbine.

Le mot « gaz » dans l'ancienne dénomination « turbine à gaz » (longtemps la plus employée) ne signifie pas que la machine ne peut brûler que du combustible gazeux, mais fait référence au caractère gazeux des produits de combustion, par opposition aux turbines à vapeur dans lesquelles le fluide moteur (de la vapeur d'eau) se condense en liquide.

II.3. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz

Le rotor du compresseur de turbine à haute pression est initialement amené à 20% de la vitesse par un dispositif démarreur. L'air atmosphérique, tiré dans le compresseur, s'écoule vers les chambres de combustion où l'on fait livrer le combustible sous pression. Suite à l'ignition, la combustion restera continue dans les chambres. Les gaz chauds augmentent la vitesse du rotor du compresseur/de turbine à haute pression. Cela, à son tour, accroît la pression de déchargement du compresseur. Lorsque la pression commence à accroître, le rotor de turbine à basse pression commence à tourner et les deux rotors de turbine accéléreront la vitesse de

fonctionnement. Les produits de combustion, (les gaz à haute pression à haute température) se détendent d'abord dans la turbine à haute pression et ensuite dans la turbine à basse pression et ils sont évacués dans l'atmosphère.

Lorsque les gaz expansifs passent par la turbine à haute pression en heurtant contre l'aube, ils font tourner la turbine, ainsi le compresseur est appliquant un couple aux accessoires entraînés. Les gaz font également tourner la turbine à basse pression avant l'échappement en tournant ainsi la charge. Le rotor tourne en direction antihoraire vue de côté admission.

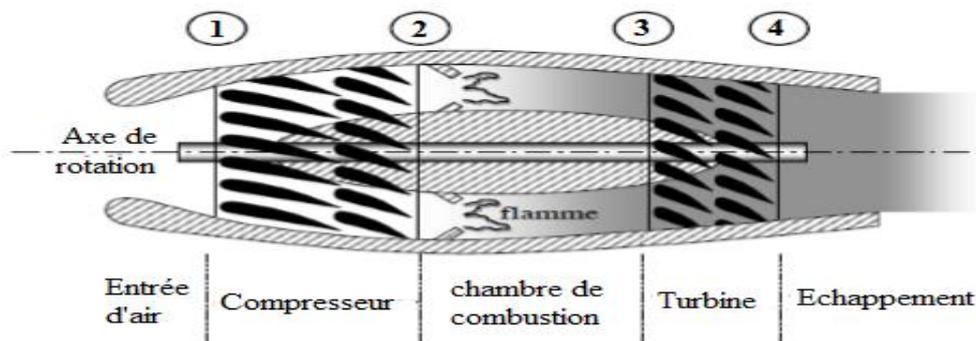


Figure II.1. Schéma synthétique d'une turbine à gaz.

II.4. Les composants d'une turbine à gaz

Une turbine à gaz est constitué de : une entrée conditionnant l'air (filtration et éventuellement refroidissement), un compresseur, une chambre de combustion, une turbine de détente, l'échappement vers une cheminée. Pour la production d'électricité, une majorité de turbines à gaz sont construites autour d'un seul arbre sur lequel sont disposés le compresseur, la turbine de détente, l'alternateur et éventuellement certaines pompes ou un réducteur pour les machines de puissance inférieure à 100 MW.[10]

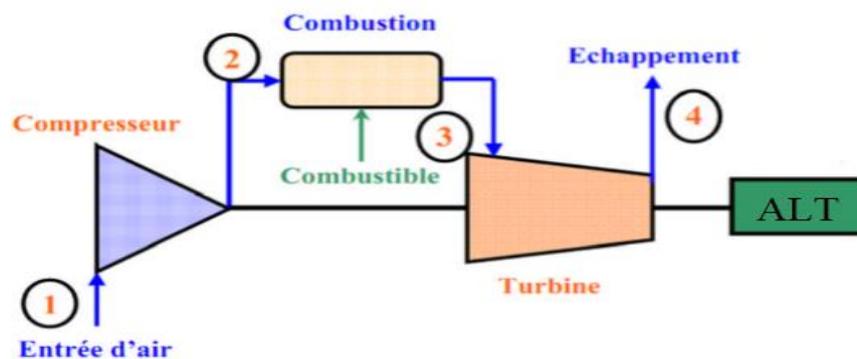


Figure II.2. Différents composants d'une turbine à gaz.

II.4.1. Entré d'air

Elle comporte un système de filtration générant une perte de charge qui varie de 0.3% à 1.3% (usuellement exprimé en mm de colonne d'eau : de 30 à 130 mm CE) en fonction de son encrassement ; il est modélisé par un coefficient de perte de charge de 0.6% à pleine puissance. L'éventuel refroidissement de l'air à l'entrée sans descendre au-dessous d'une température de 5 à 7 °C pour éviter les problèmes de givrage, s'effectue par des systèmes réfrigérant à évaporation, à brumisation d'eau ou à fluide caloporteur froid. Le premier et le dernier de ces systèmes induisent une perte de charge supplémentaire de l'ordre de 0.25%. Les deux premiers sont efficaces en cas d'air chaud et sec et utilisent l'enthalpie de vaporisation de l'eau pour refroidir l'air en accroissant son humidité à respectivement 90% et 95%. La mesure de la perte de charge dans l'entrée d'air est importante pour estimer l'encrassement des filtres en la corrigeant des influences du débit d'air aspiré et des conditions atmosphériques.

II.4.2. Compresseur

Le compresseur utilise plus de la moitié de la puissance produite par la turbine de détente, puissance qui s'exprime suivant l'équation (II.1) en tenant compte des prélèvements d'air aux étages intermédiaires pour refroidir les parties chaudes :

$$P_C = (m_a - \sum m_{Ref}) H_{S_C} + \sum m_{Ref} H_{Ref} - m_a H_{E_C} \quad (II.1)$$

L'enthalpie H peut être estimée à celle du gaz parfait à partir de la température, donc l'estimation de la puissance de compresseur nécessite la mesure des températures de l'air à son entrée et à sa sortie. Les débits d'air sont mesurés à l'aide de diaphragme ou de tube de venturi équipés en pressions statiques et totales.

II.4.3. Chambre de combustion [5]

Elle traduit par une perte de charge de l'ordre de 6% et par un échauffement d'air lié à la combustion du gaz avec un rendement proche de 100%. Dans la chambre de combustion, on peut injecter de l'eau ou de la vapeur pour réduire les émissions d'oxydes d'azote NO_x, ou pour augmenter la puissance produite. Cette possibilité est introduite sous la forme d'un débit d'eau m_{eau} à une enthalpie H_{eau} . Le bilan énergétique dans la chambre de combustion s'exprime par :

$$\begin{aligned}
 & ((1 - \alpha_{30}) \dot{m}_a - \sum \dot{m}_{Ref} + \dot{m}_e + \dot{m}_g) H_{fl} = \dot{m}_g PCI \\
 & + ((1 - \alpha_{30}) \dot{m}_a - \sum \dot{m}_{Ref}) H_{S_C} + \dot{m}_g H_g + \dot{m}_e H_e
 \end{aligned}
 \quad (II.2)$$

La température des gaz à la sortie de la chambre de combustion n'est pas mesurable car elle est hétérogène et élevée et elle n'est accessible par cette formule sauf si le PCI du combustible est connu, sa connaissance conditionne la durée de vie des particules chaudes en effet.

- La température d'entrée à la turbine ISO (telle que définie par la norme ISO 2314) suppose que tout le débit d'air qui entre dans la turbine à gaz passe dans la chambre de combustion. On admet qu'il n'y a pas de prélèvement d'air sur le compresseur et que l'entrée d'air et son échappement s'effectuent sans perte de charge. C'est la valeur la plus basse.
- La température d'entrée à la roue de turbine est calculée tout en considérant que l'air à la sortie de la chambre de combustion est parfaitement mélangé avec l'air de refroidissement de la directrice d'entrée. C'est une valeur intermédiaire d'environ 80 °C plus élevée que la précédente, ce qui signifie que le débit d'air de refroidissement des aubes et cavités en aval est de l'ordre de 8% du débit total.
- La température à la sortie de la chambre combustion est calculée avec le débit d'air qui traverse les tubes à flamme, soit environ 80% du débit d'air entrée compresseur. C'est la plus élevée environ 80 à 100 °C d'écart avec la précédente, (figure II.3). Le débit d'air qui traverse les tubes à flamme est accessible par la mesure de la courbe débit-réduit/perte de charge d'un tube à flamme au banc d'essai.

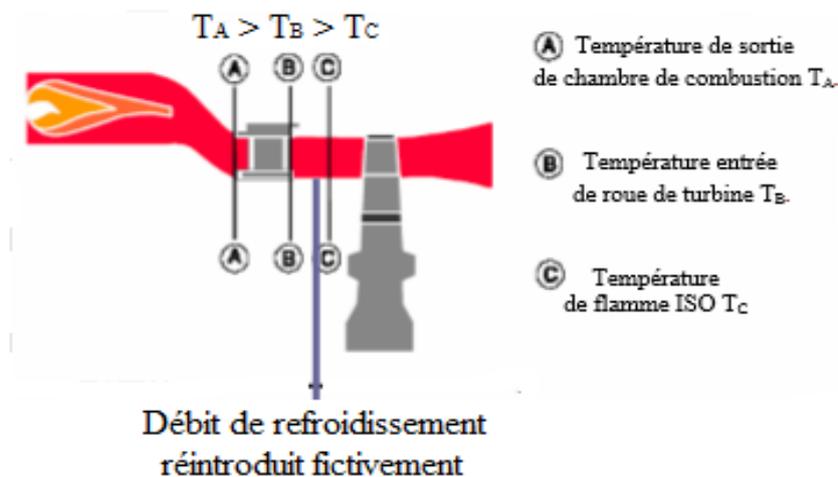


Figure II.3. Définitions des températures de flamme.

Dans le brûleur, la température des gaz passe de T_2 à T_3 . Afin d'optimiser la combustion, on doit doser correctement le rapport carburant/air défini par :

$$f = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \quad (\text{II.3})$$

Le problème consiste à déterminer le rapport f requis pour transformer une unité de masse d'air à T_2 et f unité de masse de carburant à T_f en $(1+f)$ unité de produits de combustion à T_3 , figure (II.4)

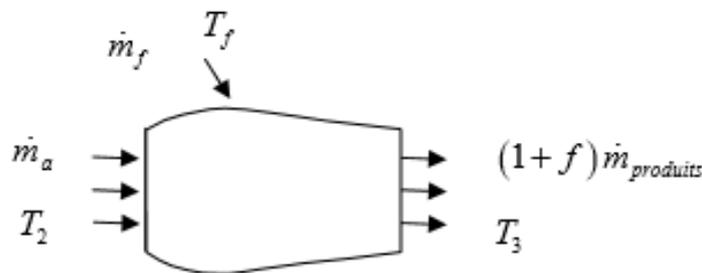


Figure II.4. Bilan énergétique dans le brûleur.

• Efficacité de la combustion

Le rapport ainsi déterminé a été calculé pour des conditions idéales d'une combustion complète. Pour comptabiliser les différentes pertes, on introduit :

$$\eta_{\text{Cmb}} = \frac{f_{\text{id}}}{f_{\text{rel}}} \quad (\text{II.4})$$

Avec : f_{id} est le rapport idéal du carburant-air pour un ΔT donnée.

f_{rel} est le rapport réel du carburant-air pour un ΔT donnée.

En général : [5]

$$\eta_{\text{Cmb}} = 98\%$$

• vitesse de propagation d'une flamme dans un mélange laminaire

Plusieurs approches ont été faites pour essayer de prédire cette vitesse de propagation, les théories thermiques montraient que la vitesse de flamme était proportionnelle à la racine de la diffusivité thermique et à la racine du temps de réaction moyen.

$$S_l \sim \sqrt{\frac{\lambda}{\rho_i c_{p,i} \tau_c}} \quad (\text{II.5a})$$

Avec λ la conductivité thermique τ_c le temps chimique nécessaire à la réaction, inversement proportionnel au taux de réaction moyen ($\dot{\omega}_{\text{moy}}$).

$$\tau_c = \frac{1}{\dot{\omega}_{\text{moy}}} \quad (\text{II.5b})$$

L'expression déduite de ceci pour l'épaisseur de flamme est donnée par :

$$\delta \sim \frac{\alpha_i}{S_l} \sim \sqrt{\frac{1}{2} \alpha \cdot \tau_c} \quad (\text{II.5c})$$

Où α est la diffusivité thermique des gaz chaud.

• Consommation spécifique

Bien que le concept de rendement thermique soit utile pour la comparaison de cycles thermodynamiques, il est plus pratique d'utiliser une mesure de la performance qui inclut le débit du carburant. Ainsi, la performance des turbines à gaz est très souvent exprimée par la consommation spécifique, appelée SFC (Specific fuel consumption) :

$$S.F.C = \frac{m_f}{P_{\text{net}}} \quad (\text{II.6})$$

II.4.4. turbine de détente

Elle produit l'énergie pour entrainer le compresseur et l'alternateur. Elle est modélisée par :

$$P_T = ((1 - \alpha_{30}) \dot{m}_a - \sum \dot{m}_{Ref} + \dot{m}_e + \dot{m}_g) H_{fl} + \sum \dot{m}_{Ref} (H_{Ref} - H_{Réfr}) - ((1 - \alpha_{30}) \dot{m}_a + \dot{m}_e + \dot{m}_g) H_{Echap} \quad (\text{II.7})$$

L'hypothèse que l'air à travers la directrice d'entrée travaille dans la turbine est généralement employée par les constructeurs et les conditions chaudes en amont sont prises à l'entrée de la roue de turbine. Cependant, le plus simple est de calculer aux conditions ISO puisque les débits d'air de refroidissement sont considérés négligeables. Certaines turbines à gaz ont leur air de refroidissement que se refroidit à travers un échangeur qui prélève H_{Refr} , en chauffant de la vapeur ou le combustible.

La mesure la plus délicate est celle de la température moyenne des fumés à l'échappement : en effet la répartition des températures est hétérogène et pour avoir une mesure représentative, un nombre important de thermocouples est nécessaire. Localisés au minimum sur deux diamètres, c'est une donnée essentielle, et sur certaines turbines à gaz, un coefficient de correction est appliqué à la mesure pour la «caler» sur la valeur réelle.

II.4.5. Echappement de la turbine à gaz

Il influe par la perte de charge qui est créée par tous les éléments en aval : diffuseur d'échappement (de 0.5 à 1 %), grille de tranquillisation (0.5 %), système de réchauffe des gaz (0,3 %), Chaudière, vannes et coudes et cheminée.

II.5. Interaction des composants d'une turbine à gaz

Quand le compresseur, la turbine de générateur de gaz, et la turbine de puissance sont combinés dans une turbine à gaz, le fonctionnement de chaque composant subit certaines contraintes de fonctionnement, qui sont provoquées par l'interaction entre les composants.

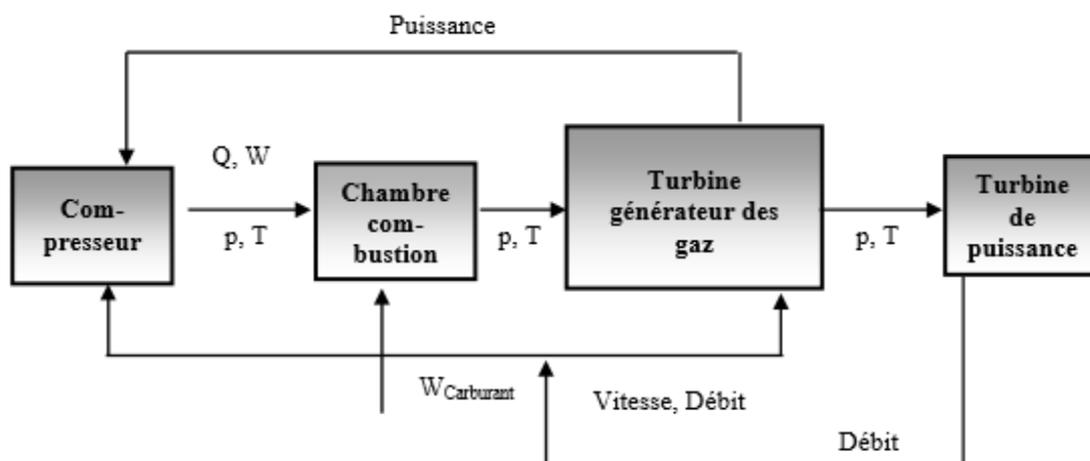


Figure II.5. Interaction entre les composants d'une turbine à gaz.

Par exemple, le compresseur comprime une certaine masse d'air d'écoulement, qui quitte le compresseur avec une pression nécessaire pour forcer la masse à traverser la section turbine. D'autre part, la turbine de générateur de gaz doit produire une puissance suffisante pour entrainer le générateur. La puissance produite par la turbine est liée à la température d'allumage, et celle-ci a un effet sur la pression de débit nécessaire du compresseur.

Les composants sont conçus pour un fonctionnement global à leurs rendements plus élevés à un point de conception optimal. Mais le fonctionnement des composants l'un à l'autre doit également être considéré au point de conception. Les contraintes et les conditions sont différentes pour le cas d'un seul arbre et à deux arbres. Par conséquent elles sont traitées séparément.

II.6. Différents types des turbines à gaz

Les turbines à gaz sont classées en trois principales catégories :

II.6.1. Par le mode de construction

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 génératrices pour production de l'électricité.

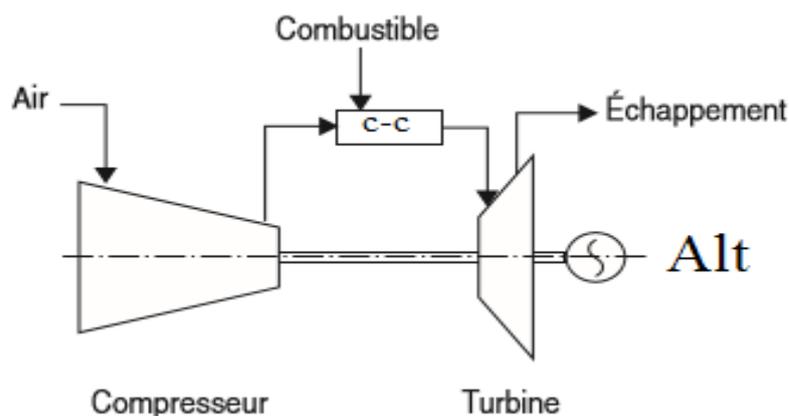


Figure II.6. Schéma de la turbine à un seul arbre.

II.6.1.2. turbine bi-arbre

Contrairement à la turbine à gaz à un seul arbre, les deux sections de la turbine ne sont pas reliées mécaniquement ce qui leur permet de tourner à des vitesses différentes. Ce type

est utilisé dans les applications qui demandent une large variation de vitesse tel qu'entraînement des compresseurs.

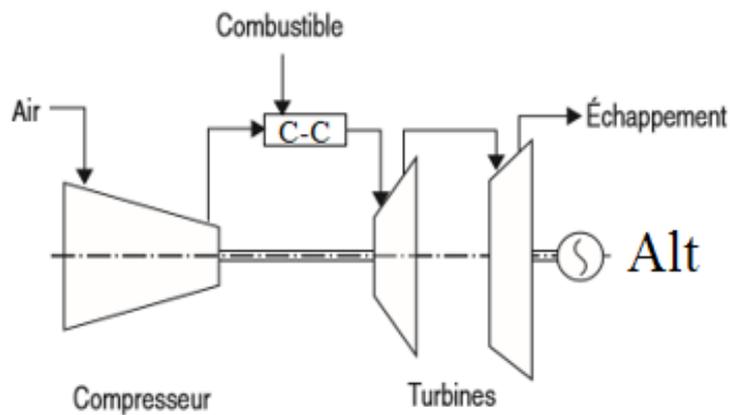


Figure II.7. Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre.

II.6.2. Par le mode de travail

On distingue deux types de turbine :

- **Turbine à action**

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

- **Turbine à réaction**

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

II.6.3. Par le mode de fonctionnement thermodynamique

Il existe deux cycles thermodynamiques :

- **Turbine à gaz à cycle fermé**

Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle (cycle combiné).

- **Turbine à gaz à cycle ouvert**

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

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

- Turbine à cycle régénéré : c'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation.

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

II.7. Principales applications des turbines à gaz

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

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

II.7.1. Utilisation des turbines à gaz pour la propulsion

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

II.7.2. Production combinée chaleur-couple mécanique

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

II.7.3. Production d'électricité

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

II.7.4. Pompage et compression

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

II.8. Eléments de thermodynamique

Du point de vue thermodynamique, la turbine à gaz est une machine cyclique qui sert à transformer l'énergie calorifique des gaz de combustion en énergie cinétique et par suite en énergie mécanique servant à entraîner une machine réceptrice. La variation des paramètres thermodynamiques (pression, température) à travers les différents organes de la machine sont illustrés à la figure suivant

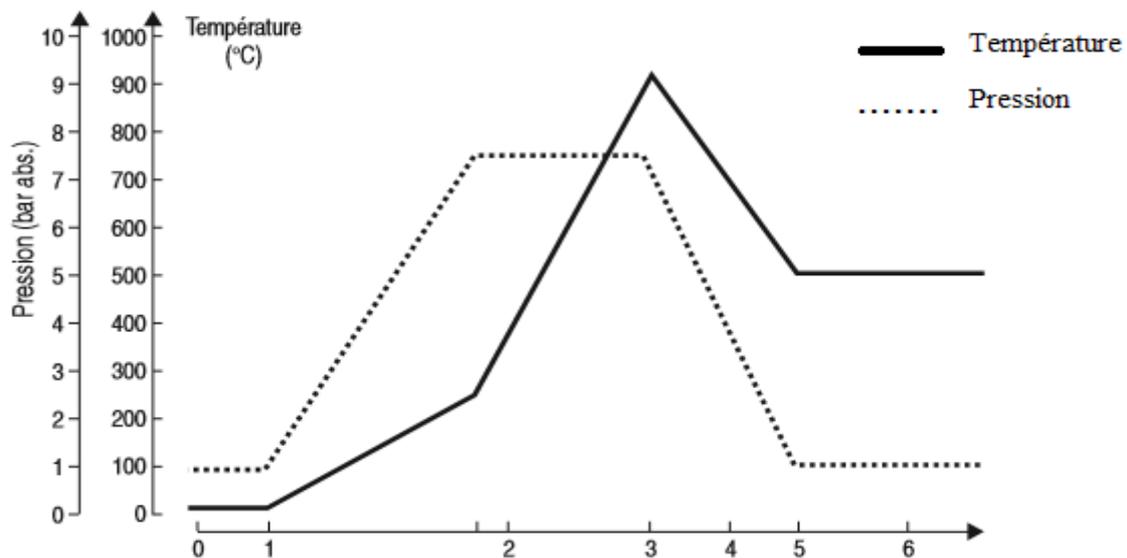


Figure II.8. L'évolution de pression et température des gaz dans la turbine à gaz. [4]

On distingue les cycles suivants :

- Cycle ouvert (idéal et réel)
- Cycle fermé (idéal et réel)

II.8.1. Le cycle ouvert idéal

On désigne par cycle une évolution thermodynamique fermée où l'état final coïncide avec l'état initial (Figure II.8). Dans ce type de cycle fermé, la machine est sans cesse parcourue par les mêmes molécules de fluide.

Par abus de langage, le terme de cycle a été étendu à toute évolution thermodynamique d'ensemble : d'où la notion de cycle ouvert qui désigne une évolution thermodynamique où l'état final diffère de l'état initial. Cette situation se rencontre dans la plupart des turbomachines où l'air atmosphérique, jouant le rôle de fluide actif, est sans cesse renouvelé.

Par ailleurs, il est nécessaire de distinguer entre cycle idéal et cycle réel. On appelle cycle idéal, tout cycle thermodynamique dans le quelles rendements de compression et de détente sont supposés égaux à 1. En outre, les diverses pertes de charge et les vitesses d'écoulement dans chaque plan de référence sont supposées nulles (ce qui revient à confondre pressions statiques et totales). Il est évident que le cycle idéal est purement théorique et ne s'applique pas, aux machines réelles, mais il renseigne cependant sur le niveau maximal des performances.

Dans le cycle réel, les rendements de compression et de détente sont naturellement inférieurs à l'unité et les pertes de charge sont prises en compte.

On distingue quatre principaux types de cycles, qui peuvent être décrits sommairement à l'aide du diagramme entropique (T, S) comme le montre la Figure (II.9).

- Une compression isentropique de 1 à 2.
- Un apport de chaleur isobare de 2 à 3.
- Une détente isentropique de 3 à 5 (jusqu'à la pression atmosphérique).

Une partie de cette détente (de 3 à 4) libère la puissance nécessaire à la compression ; l'équilibre des puissances du compresseur et de la turbine générateur se traduit, en négligeant le débit de carburant par :

$$H_3 - H_4 = H_2 - H_1 \quad (\text{II.8})$$

Qui peut s'écrire : P_2

$$H_3 - H_2 = H_4 - H_1 \quad (\text{II.9})$$

II.8.2. Le cycle ouvert réel

- Une compression adiabatique avec augmentation d'entropie de 1 à 2'.
- Un apport de chaleur avec une chute de pression due à la perte de charge du foyer de 2' à 3'.
- Une détente adiabatique jusqu'à la pression atmosphérique, avec augmentation d'entropie de 3' à 5', (Figure II.9)

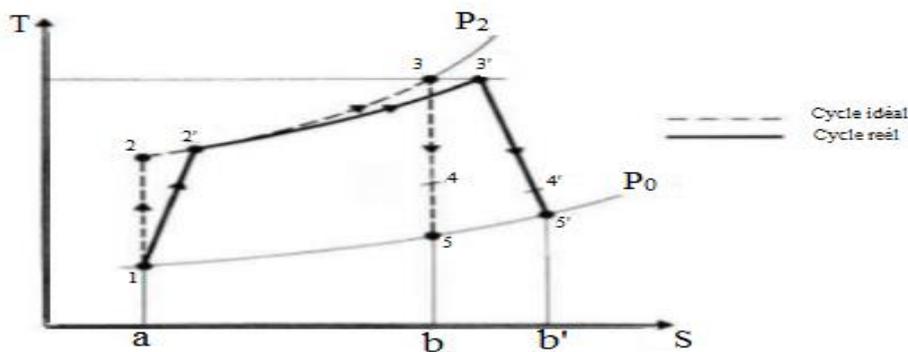


Figure II.9. Cycle ouvert réel et idéale.

II.8.3. Le cycle fermé idéal

Il est identique au cycle ouvert idéal sauf que la pression $P_1 = P_5$ peut différer de la pression atmosphérique (Figure II.9). Les relations du cycle ouvert idéal s'appliquent également au cycle fermé idéal.

II.8.4. Le cycle fermé réel

Il est identique au cycle ouvert réel sauf que la cession d'énergie calorifique s'accompagne d'une perte de charge, ramenant le fluide aux conditions du (Figure II.9) : de 5' à 1.

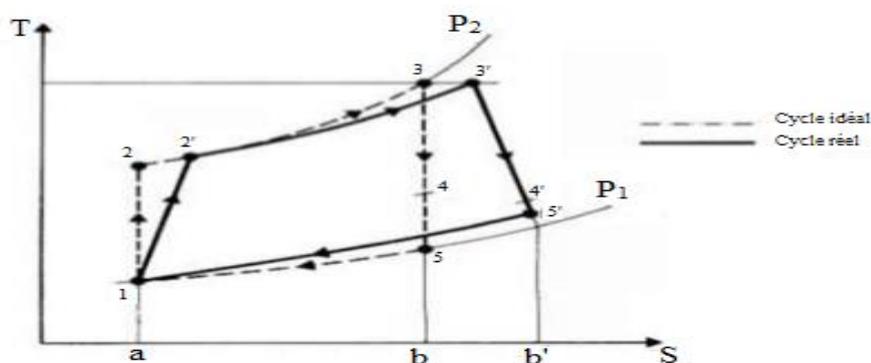


Figure II.10. Cycle fermé réel et idéale.

La puissance fournie par la turbomachine est la différence entre la puissance totale mise à jour dans la détente de 3 à 5, et la puissance nécessaire à l'entraînement du compresseur de 3 à 4 :

$$\frac{W_m}{q} = (H_3 - H_5) - (H_3 - H_4) = H_4 - H_5 \quad (\text{II.10})$$

Le rendement thermique a pour définition :

$$\eta_{th} = \frac{\text{puissance fournie par la turbomachine}}{\text{puissance apportée à la turbomachine}} \quad (\text{II.11})$$

Dans le diagramme (T, S), il est représenté graphiquement par :

$$\eta_{th} = \frac{\text{aire (1,2,3,5,1)}}{\text{aire (a,2,3,b,a)}} \quad (\text{II.12})$$

II.9. Cycles de puissance de turbine à gaz

Les centrales de turbines à gaz peuvent travailler avec un cycle à pression constante (cycle de Joule ou de Brayton) ou à un cycle à volume constant (cycle d'Atkinson) pour un but d'analyse théorique de cycle, on suppose que la central à turbine à gaz fonctionne avec un circuit fermé, bien que dans la pratique le cycle de Joule soit utilisé également à une station d'un circuit ouvert comme le montre la figure (II.10)

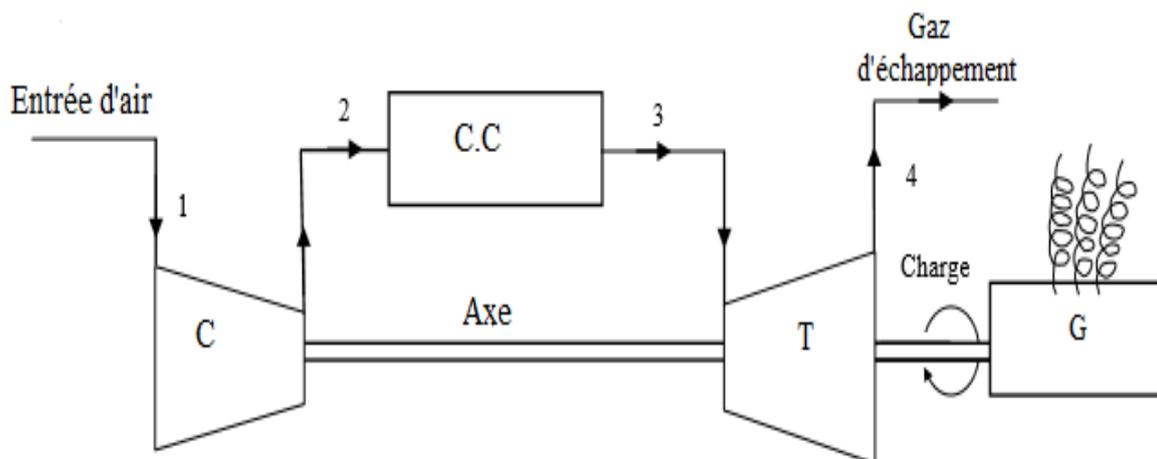


Figure II.11. Schéma simple d'un circuit ouvert d'une centrale de turbine à gaz.

II.10. Cycles thermodynamique d'une turbine à gaz

La conversion de la chaleur dégagée de la combustion du carburant en énergie mécanique dans une turbine à gaz est réalisée suivant le cycle de Brayton montré dans un diagramme h-s comme l'indique la figure (II.11)

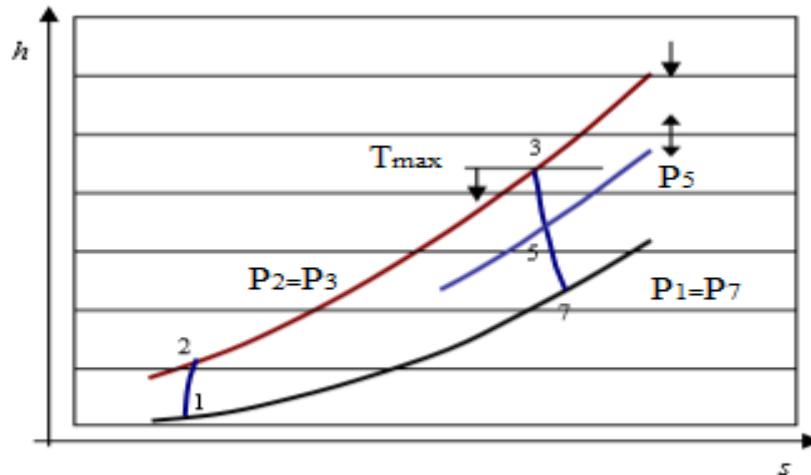


Figure II.12. Diagramme h-s d'un cycle de Brayton.

L'air est comprimé dans le compresseur de la turbine à gaz de la position 1 à la position 2. La chaleur ajoutée dans la chambre de combustion ramène le cycle de 2 à 3. Les gaz chauds alors se détendent, dans une turbine à un seul arbre. La détente s'effectue de 3 à 7. Alors que dans un moteur à deux arbres, les gaz se détendent de 3 à 5 dans la turbine de générateur de gaz et après de 5 à 7 dans la turbine de puissance. La différence entre les travaux spécifiques de détente 3-7 et de compression 1-2 constitue le travail utile de la turbine, la majeure partie de travail de la détente 3-7 est employée pour fournir le travail 1-2 de compresseur.

Dans un moteur à deux arbres, les distances de 1 à 2 (W_C) et de 3 à 5 (W_D) doivent être approximativement égales, parce que le travail du compresseur doit être fourni par la turbine de générateur de gaz. La ligne 5-7 décrit le travail net (W_{net}) de la turbine de puissance.

II.10.1. Cycle idéal de Joule

Dans le cycle idéal de Joule les processus : la compression (1-2) et la détente (3-4) se produisent dans le compresseur et la turbine sont supposés isentropiques. L'apport de chaleur (2-3) dans la chambre de combustion et le rejet (4-1) se produisent à pression constante.

Dans la figure (II.10) les gaz à la sortie de la turbine sont perdus dans l'atmosphère ; donc le processus 4-1 ne se produit pas au sein de l'unité. D'autres hypothèses pour le cycle idéal de Joule sont comme suit :

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

Le cycle idéal de Joule dans les diagrammes p-v et T-s est montré sur la figure (II.12 et II.13) respectivement.

Le travail spécifique de sortie :

$$w_{ut} = c_p (T_3 - T_{2s}) - c_p (T_{4s} - T_1) \tag{II.13}$$

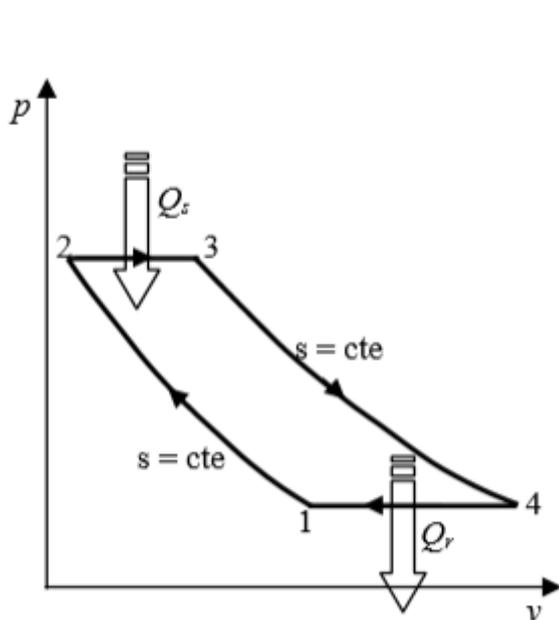


Figure II.13. Diagramme p-v
d'un cycle idéal de Joule

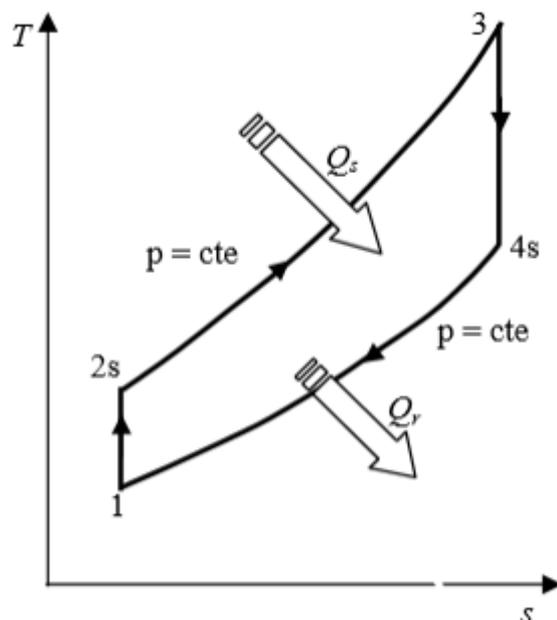


Figure II.14. Diagramme T-S
d'un cycle idéal de Joule

Le rendement thermique du cycle de Joule est donnée par :

$$\eta_{\text{Joule}} = 1 - \frac{T_{4s} - T_1}{T_3 - T_{2s}} \tag{II.14}$$

Les rapports de températures dans les processus isentropiques sont données par :

$$t = \frac{T_{2s}}{T_1} = \frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{II.15})$$

Donc :

$$\eta_{\text{Joule}} = 1 - \frac{1}{t} = 1 - \frac{1}{(\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (\text{II.16})$$

L'équation (II-15) prouve que le rendement du cycle idéal de Joule augmente avec le taux de compression (τ) et est indépendant de la température.

II.10.2. Cycle réel de Joule

Dans le cycle réel à pression constante le travail dans le compresseur et la turbine est adiabatique (non réversible) au lieu d'isentropique comme montré à la figure (II.15).

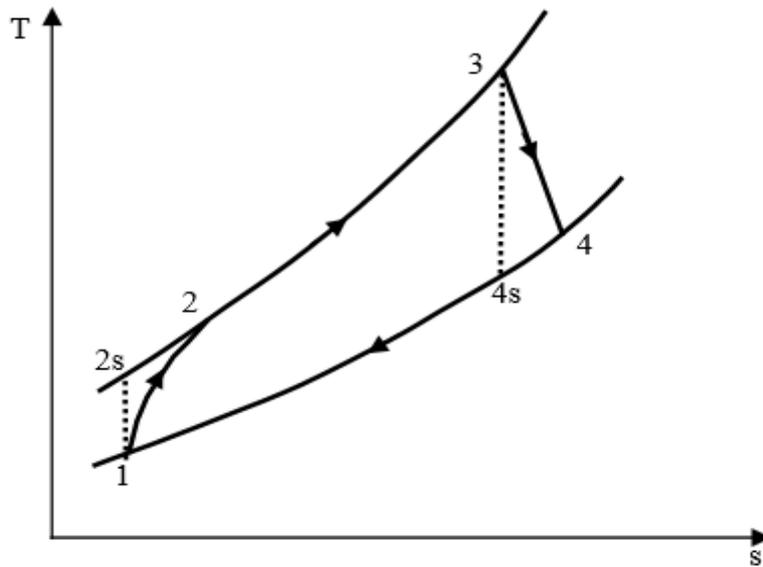


Figure II.15. Diagramme T-S pour un cycle sans pertes de pression.

Par conséquent les rendements de compresseur et turbine sont d'après :

$$\eta_C = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_4} \quad (\text{II.17})$$

$$\eta_T = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \quad (\text{II.18})$$

A l'absence des pertes de pression, les rapports idéaux de pression de température pour le compresseur et la turbine sont les même qu'avant. C.-à-d. l'équation (II.15) est encore applicable. Les valeurs réelles du travail de turbine et du compresseur sont indiquées par :

$$W_T = c_p (T_3 - T_4) = (T_3 - T_{4S}) \cdot \eta_T = \eta_T \cdot c_p \cdot T_3 \left(1 - \frac{T_{4S}}{T_3}\right) \quad (\text{II.19})$$

Soit le rapport des températures extrêmes du cycle :

$$\beta = \frac{T_3}{T_1}$$

$$W_T = \beta \cdot \eta_T \cdot c_p \cdot T_1 \left(1 - \frac{1}{t}\right) \quad (\text{II.20})$$

$$W_C = c_p (T_2 - T_1) = \frac{c_p}{\eta_c} (T_{2S} - T_1) \quad (\text{II.21})$$

$$W_C = \frac{c_p}{\eta_c} \cdot T_1 (t - 1) \quad (\text{II.22})$$

Le travail net est donnée par :

$$W_{ut} = W_T - W_C = \beta \cdot \eta_T \cdot c_p \cdot T_1 \left(1 - \frac{1}{t}\right) - \frac{c_p}{\eta_c} \cdot T_1 (t - 1) \quad (\text{II.23})$$

$$W_{ut} = \frac{1}{\eta_c} \cdot c_p \cdot T_1 \left\{ \beta \cdot \eta_T \cdot \eta_c \cdot T_1 \left(1 - \frac{1}{t}\right) - (t - 1) \right\} \quad (\text{II.24})$$

Pour $\alpha = \beta \cdot \eta_T \cdot \eta_c$

$$W_{ut} = \frac{1}{\eta_c} c_p \cdot T_1 \left(1 - \frac{1}{t}\right) \cdot (\alpha - t) \quad (\text{II.25})$$

La chaleur spécifique fournie dans la chambre de combustion est exprimé par

$$Q_S = c_p (T_3 - T_2) \quad (\text{II.26})$$

$$Q_S = \frac{1}{\eta_c} c_p T_1 \{(\beta - 1) \eta_c - (t - 1)\} \quad (\text{II.27})$$

Les rapports des équations (55 et 56), nous donne le rendement thermique réel de l'installation :

$$\eta_{th} = \frac{(1 - \frac{1}{t}) \cdot (\alpha - t)}{(\beta - 1) \eta_c - (t - 1)} \quad (\text{II.28})$$

Dans une installation réelle de turbine à gaz, voir la figure (II.16), les pressions, durant les processus (2-3) et (4-1), ne demeurent pas constantes à cause des pertes inhérentes de pression dans les circuits d'air et de gaz. Par conséquent, les rapports de pression et de température dans le compresseur et la turbine ne sont plus identiques. La réduction double du rapport de pression de turbine réduit le travail de l'installation et le rendement thermique.

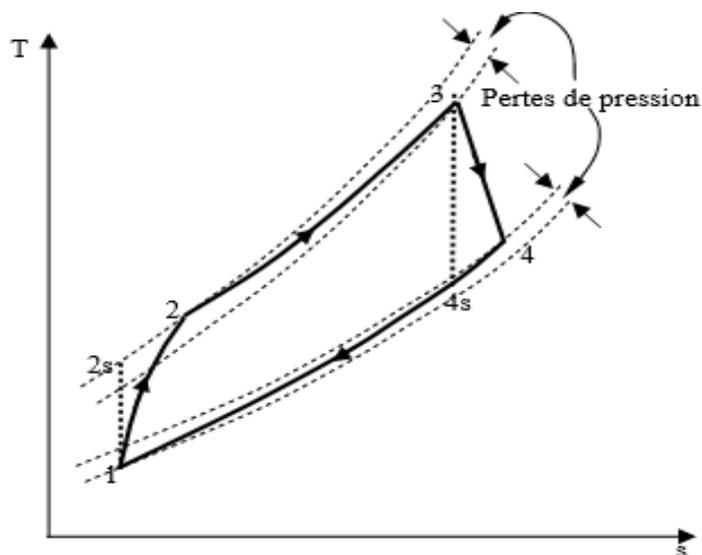


Figure II.16. Diagramme T-s pour un cycle réel avec pertes de pression.

II.10.3. Cycle d'Atkinson

La figure (II.17) montre un diagramme p-v d'un cycle à volume constant connu sous le nom de cycle d'Atkinson. Egalement, les processus de compression et de détente sont isentropiques dans ce cycle. L'addition de la chaleur à lieu à volume constant et son rejet à pression constante.

Les difficultés pratiques de réaliser l'addition de la chaleur à volume constant et le déplacement intermédiaire de l'écoulement dans l'installation ont été certes les obstacles majeurs dans son développement. Pour quelques applications industrielles, ce cycle a été profitablement employé à une unité combinée de turbine à gaz et de turbine à vapeur.

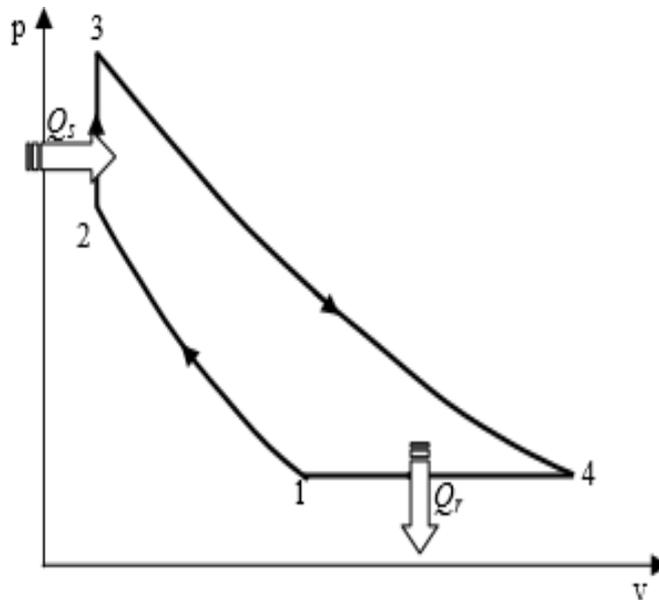


Figure II.17. Cycle à volume constant d'Atkinson.

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

II.11. Avantages et inconvénients des turbines à gaz

- Avantages :

- Une puissance élevée dans un espace restreint dans lequel un groupe diesel de même puissance ne pourrait pas être logé.
- À l'exception de démarrage et arrêt, la puissance est produite d'une façon continue.
- Démarrage facile même à température ambiante très froide.
- Diversité de combustible pour le fonctionnement.
- Possibilité de fonctionnement à faible charge.
- Peu de génie civil nécessaire pour sa mise en œuvre.
- Aptitude potentielle à utiliser des combustibles variés et de moindre qualité (gaz pauvre).

- Inconvénients :

- Au-dessous d'environ 3000 kw, prix d'installation supérieur de celui d'un groupe diesel.
- Temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel ; à titre indicatif : 30 à 120 s pour une turbine, 8 à 20 s pour un groupe diesel.
- Rendement inférieur à celui d'un moteur diesel (cycle simple). À titre indicatif 28 à 33 % pour une turbine de 3000 kw, 32 à 38 % pour un groupe diesel.

Conclusion

Dans ce chapitre, on a présenté la turbine à gaz et ses principaux éléments ce qui nous a permis de conclure que cette dernière est un moteur transformant l'énergie cinétique des gaz en énergie mécanique. Ainsi, nous observons aussi qu'elle peut être classifiée par plusieurs façons par exemple par modes de travail et par de fonctionnement thermodynamique. Et on a donné aussi le principe d'utilisation.

Chapitre III

Description et technologie de la turbine à gaz LM2500+ de GE

Introduction

Le LM2500 a été en service pendant plus de 30 ans, avec un concept de base qui a maintenant plus de 35 ans. Le moteur, bien qu'à l'origine spécifié et conçu pour l'utilisation marine, a trouvé des applications industrielles sur des plates-formes pétrolières, des stations de compression de gaz naturel, la production électrique et des usines de cogénération ainsi que des stations de pompage de pipeline.

Aujourd'hui, le moteur est disponible dans plusieurs configurations différentes soit comme générateur à gaz ou turbine à gaz. Alimenté par des combustibles gazeux ou liquides, ou par les deux, il peut augmenter sa puissance de sortie par injection de la vapeur produite par la chaleur de son propre gaz d'échappement. Ce sujet sera traité ultérieurement de façon plus détaillée dans ce chapitre.

III.1. Historique du nom de famille du moteur [1]

- Le moteur d'origine était le TF39, moteur aéronautique dont fut dérivé le moteur aérodérivé appelé LM2500. "LM" signifiait "Land and Marine" (terrestre et maritime) et "2500" indiquait une puissance nominale de 25000 SHP.
- Toutes les turbines à gaz de GE se développent et ces améliorations se reflètent typiquement dans le numéro de modèle des séries de moteur. Mais des changements significatifs altèrent le nom du LM2500. Le premier changement significatif (il y a eu quatre changements de ce type jusqu'à présent), était celui du remplacement d'une conception de retenue d'aube de turbine HP à pied d'aube jumelé par une conception de retenue d'aube à pied d'aube simple. Ces deux configurations peuvent être considérées comme les générations une et deux (G1 et G2).
- Un étage ajouté au compresseur à haute pression (passant de 16 à 17 étages) a défini la troisième génération du LM2500 qui fut nommé le LM2500+(Plus). Cette configuration peut être considérée comme la G3.

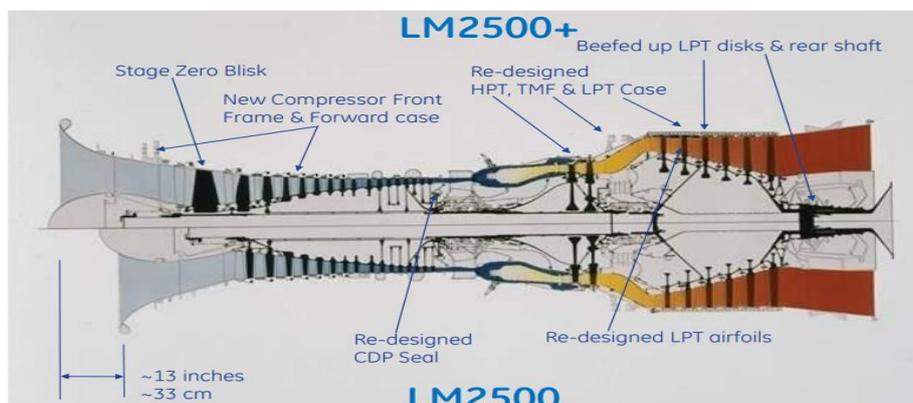


Figure III.1. Comparaison entre LM2500 et LM2500+.

- Le quatrième et actuel changement significatif consiste à ajouter des aubes de compresseur de conception aérodynamique tridimensionnelle (3D) au niveau du compresseur à haute pression. Cette version est appelée la +G4 (Génération plus 4)

III.2. La Turbine à gaz GE LM2500/+

Le LM2500+™ ajoute un 17^{ème} étage au compresseur de LM2500, augmente ainsi le rapport de pression du moteur et le débit d'air pour augmenter la puissance totale de la turbine à gaz à plus de 31 MW. Le LM2500+ fournit une puissance accrue avec la même fiabilité légendaire de la famille LM2500.

Elle représente :

- Plus de 2.000 moteurs dans le monde entier.
- Plus de 97 Millions d'heures de fonctionnement.
- Reconnue comme le leader de l'industrie dans la catégorie des Générateurs Electriques Brush.
- Générateur refroidi par l'air et une excitation sans balais.
- Fonctionne en 60 et 50 Hz.
- Puissance nominale 32.550 KVA / 0,90 pf, air de refroidissement à 59°F, 13.8 kV, 60 Hz. (11,5 kV / 50 Hz.).

III.3. LM2500+ Paramètres d'opération [1]

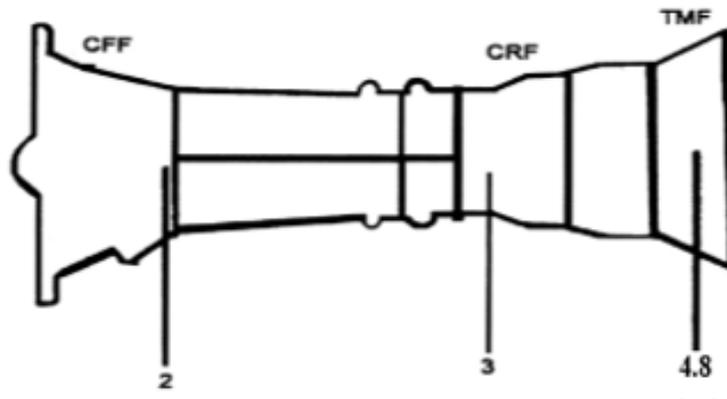


Figure III.2. Schéma simplifié de LM2500+.

T_2 (température entrée de compresseur)	59°F / 15°C
P_2 (pression à l'entrée de compresseur)	1.013 bar
Débit de carburant	1.9 kg/s
$T_{4.8}$ (température à l'entrée de turbine basse pression)	846.1°C
T_3 (température à la sortie de compresseur)	493.9°C
P_{S3} (pression à la sortie de compresseur)	23.17 bar

Vitesse de turbine de puissance (TBP)	9758.44 tr/min
Vitesse de compresseur et THP	3600 tr/min
Puissance	32.8 MW

III.4. Présentation de la turbine à gaz LM2500+

La turbine à gaz LM2500+ est le principal moteur de l'ensemble MGTG (Mobile Gas Turbine Generator). Ce moteur est une conception à deux arbres avec le générateur de gaz séparé de la turbine de puissance. Cette conception mécaniquement découplée permet à la turbine de fonctionner à une vitesse continue de 3000 tr/min (applications de 50 Hz) ou de 3600 tr/min (applications de 60 Hz), quelle que soit la vitesse du générateur de gaz. Le couple développé dans la turbine de puissance couplée aérodynamiquement est transféré au rotor du générateur de courant alternatif (AC) par l'intermédiaire d'un couplage à diaphragme flexible. Le générateur à courant alternatif fonctionne à une vitesse synchrone de 3000 tr/min ou de 3600 tr/min, ce qui élimine le besoin d'un réducteur de vitesse.

Les composants principaux de l'ensemble de turbine à gaz LM2500 se composent d'un générateur de gaz, d'une turbine de puissance, d'un accouplement et de composants d'entrée et d'échappement.



Figure III.3. La turbine à gaz LM2500+.

Le moteur LM2500-RC-MDW est entièrement assemblé avec les équipements standards suivants installés et testés en usine :

- Générateur de gaz et compresseur à haute pression à 17 étages (CHP), chambre de combustion SAC et turbine à haute pression de deux étages (THP).
- Six -étage turbine de puissance (TP) (GT uniquement).
- Conduite d'admission et corps central (sauf moteur de réserve).

- Boîte d'engrenages (AGB), comprenant l'ensemble boîte de transfert (TGB) et l'ensemble boîte d'entrée (IGB).
- Pompe de lubrification AGB, pompe de récupération, servovalve à pompe hydraulique / à stator variable (VSV) et séparateur air / huile.
- Système de contrôle à géométrie variable (VG) pour le système VSV.
- Buses et collecteurs bicom bustible.
- Système d'allumage (allumeur et excitateur).
- Système de lubrification du moteur (moins de réservoir d'huile, refroidisseur et filtres).
- Ensemble de capteurs d'instrumentation.
- Adaptateur vers l'avant (pour raccordement avec accouplement flexible et entraînement [GT])

La conduite d'entrée et le corps central sont appelés composants d'entrée du moteur. Le générateur de gaz est composé d'un compresseur à géométrie variable, d'une chambre de combustion annulaire, d'une turbine à haute pression, d'un système d'entraînement des accessoires, de commandes et d'accessoires. La turbine de puissance est composée d'un rotor de turbine à basse pression de six étages, d'un stator de turbine à basse pression et d'un châssis arrière de turbine. L'adaptateur d'arbre d'accouplement à grande vitesse est connecté au rotor de la turbine de puissance et fournit la puissance de l'arbre pour entraîner le générateur. Le conduit d'échappement, le cône extérieur et le déflecteur intérieur sont considérés comme les composants d'échappement du moteur.

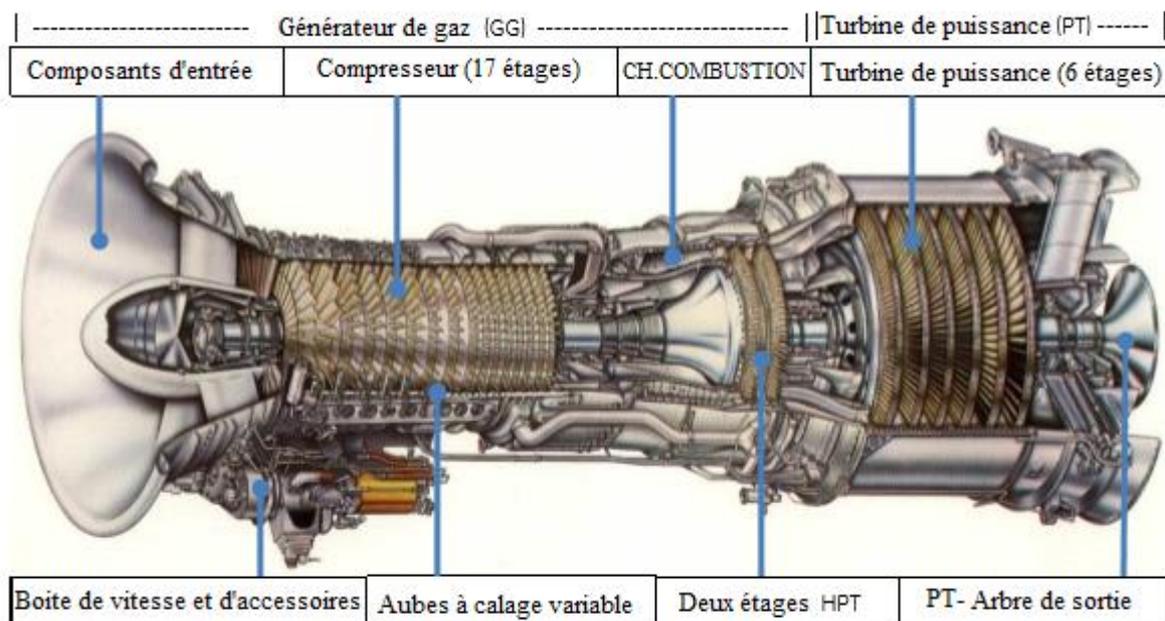


Figure III.4. Les composants de la turbine à gaz LM2500+.

Les splines d'accouplement relient les rotors CHP et THP. Le rotor HP tourne dans le sens des aiguilles d'une montre vu de l'arrière, tourné vers l'avant. La conduite d'entrée et le corps central sont les composants d'admission du moteur montés sur le châssis avant du compresseur (CFF). Les cadres structurels assurent le support du rotor HPC, des paliers, du stator du compresseur, du rotor THP et du rotor de la turbine de puissance (TP). Ceux-ci comprennent le CFF, le cadre arrière du compresseur (CRF) et le cadre médian de la turbine (TMF) dans le générateur de gaz (GG), et le cadre arrière de la turbine (TRF) dans la turbine de puissance (TP). La turbine de puissance (TP) se connecte au générateur de gaz via un kit de jonction pour produire l'assemblage de la turbine à gaz.

La turbine à gaz TM2500 utilise la turbine à basse pression (TBP) pour alimenter l'arbre de sortie. En éliminant le compresseur séparé présent dans de nombreuses autres turbines à gaz, La conception LM2500-RC-MDW simplifie le moteur, améliore le rendement énergétique et permet le couplage, grâce à un couplage flexible de type sec raccordé à l'extrémité de l'arbre TBP.

III.5. Cycle de la turbine

- L'air filtré pénètre dans le carillon et circule le long des 17 étages dans le compresseur à travers les aubes directrices.
- L'air est comprimé dans un rapport de : $\frac{p_3}{p_2} = \alpha^{17} \rightarrow \alpha = 1,2$
- Les tourbillons de combustion et les injecteurs mélangent l'air et le carburant à la buse, via THP.
- Entraînements THP et CHP.
- Extrémité à brides de l'arbre TBP entraîne la charge du générateur électrique.
- Gaz d'échappement sortent du moteur / de l'emballage à la bride d'échappement.

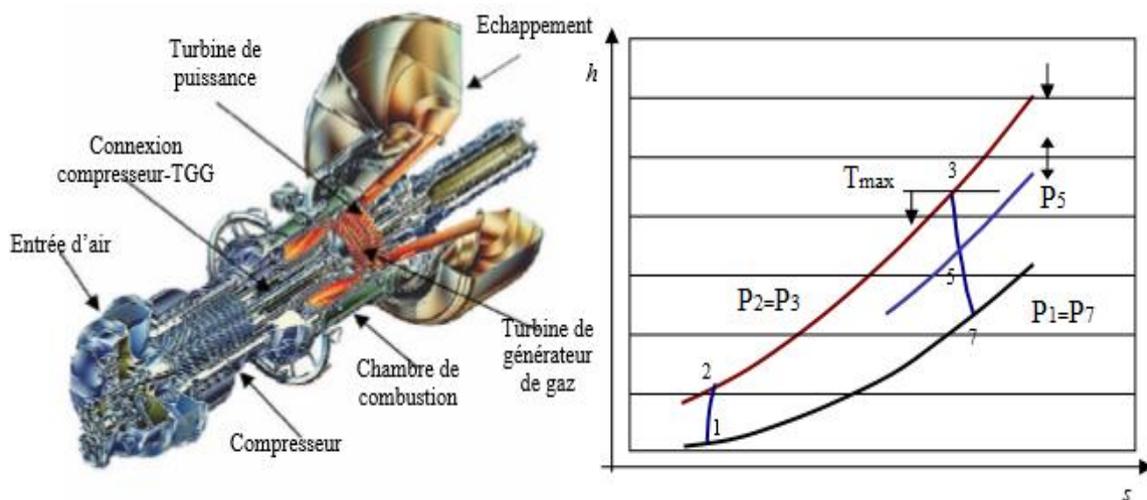


Figure III.5. Cycle de la turbine.

III.6. Les composants de la turbine à gaz LM2500+

Le moteur à turbine à gaz est composé des principales sections suivantes :

III.6.1. Section d'entrée d'air et de girouette d'entrée (IGV)

La section d'entrée d'air se compose d'un nez de goulot d'étranglement et d'une buse, qui produisent un flux d'air lisse et non turbulent dans le compresseur. Les aubes de guidage mobiles à l'entrée (IGV) contrôlent le flux d'air à travers le moteur pour une vitesse de noyau donnée.



Figure III.6. Section d'entrée d'air.

La conduite d'entrée est constituée d'aluminium (AMS4026) et elle a la forme d'une cloche. La conduite d'entrée est peinte en blanc, et cette peinture doit être conservée. Le corps central (buse) est un diviseur de flux boulonné sur la partie avant du générateur de gaz. La partie centrale est parfois appelée "obus", et elle est constituée d'un composite en fibre de verre renforcé de graphite.

III.6.2. Aubes variables

- Les aubes directrices d'entrée (IGV) et les aubes des 7 autres niveaux sont appelées aubes à calage variable (VSV). Les aubes sont mécaniquement liées les unes aux autres, et elles sont conçues pour changer de pas angulaire en fonction de la température à l'entrée du compresseur ou de la vitesse du générateur de gaz. Le but est de permettre au compresseur de fonctionner sans décrochage aérodynamique sur une large plage de vitesses et de températures d'entrée.
- Étant donnée leur longueur, les aubes directrices et les étages 0,1 et 2 sont recouverts d'extrusions d'aluminium, scindées afin de former un ensemble assorti comprenant les moitiés avant et arrière.

III.6.3. Châssis avant du compresseur (CFF)

Le cadre avant en acier forme un chemin d'écoulement pour l'air d'entrée du compresseur et loge le roulement à rouleaux. Les entretoises entre le moyeu et le boîtier extérieur contiennent des lignes de lubrification et de gravité. Le cadre avant fournit des dispositions de montage ou de fixation pour les supports avant de turbine à gaz, les supports de manutention, le capteur de température d'entrée du compresseur et les supports de boîte de transfert. Les passages d'air dans le châssis assurent la pressurisation du carter et du joint et le refroidissement. La jambe de force inférieure loge un arbre de transmission radial qui transfère la puissance de la boîte de vitesse d'admission à la boîte de vitesse d'accessoire montée sur la partie inférieure du cadre.



Figure III.7. Cadre avant de compresseur.

III.6.4. Compresseur haute pression (HPC)

Le HPC est un modèle à flux axial de 17 étages. Les principaux composants incluent le rotor de compresseur à haute pression (HPCR), le stator de compresseur à haute pression (HPCS) et le CRF. Le but du compresseur est de comprimer l'air pour la combustion. Une partie de l'air comprimé est également extraite pour le refroidissement et la pressurisation du moteur.

III.6.5. Rotor de compresseur à haute pression (HPCR)

Le HPCR est une structure de joint boulonné à bobine et disque. Le rotor est supporté à l'extrémité avant par un roulement à rouleaux dans le CFF, et l'extrémité arrière du rotor est supportée par un roulement à rouleaux dans le CRF. Des dégagements rapprochés sont obtenus avec un revêtement de pulvérisation de métal. Des pointes minces de crochets sur les lames et

les palettes entrent en contact avec le matériau pulvérisé. L'action abrasive sur les pointes empêche le frottement excessif tout en obtenant un dégagement minimum.

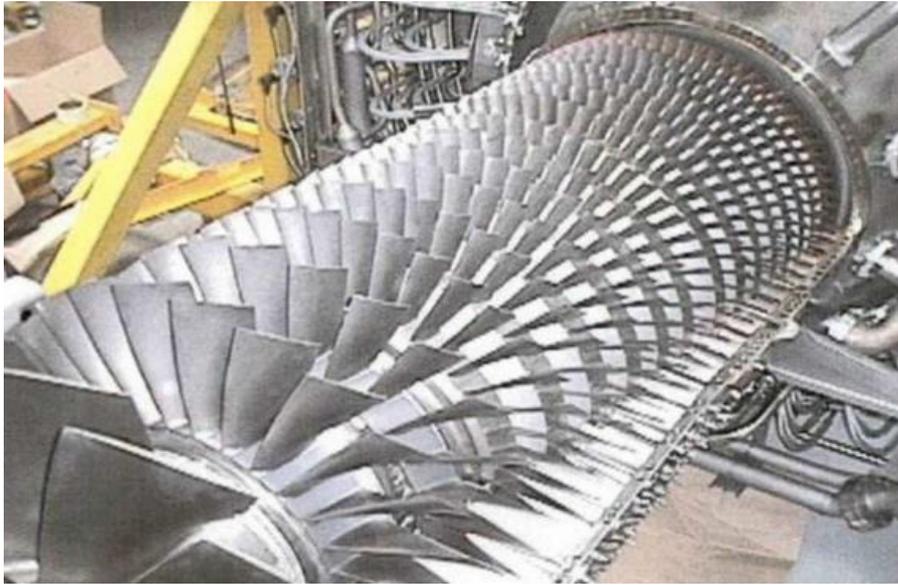


Figure III.8. Rotor de compresseur à haute pression.

III.6.6. Stator de compresseur à haute pression (HPCS)

Le HPCS se compose de deux moitiés de boîtier avant et de deux moitiés de boîtier arrière, chacune fendue horizontalement et boulonnée ensemble. Ils abritent des aubes variables et fixes, et fournissent une coque structurelle entre le CFF et le CRF. Les aubes de guidage d'entrée (IGV) et les étages 0 à 6 sont variables. Leurs positions angulaires changent en fonction de la température et de la vitesse de la turbine. Cela donne à l'aube de pale l'angle d'attaque optimal pour un fonctionnement efficace sans décrochage du compresseur.

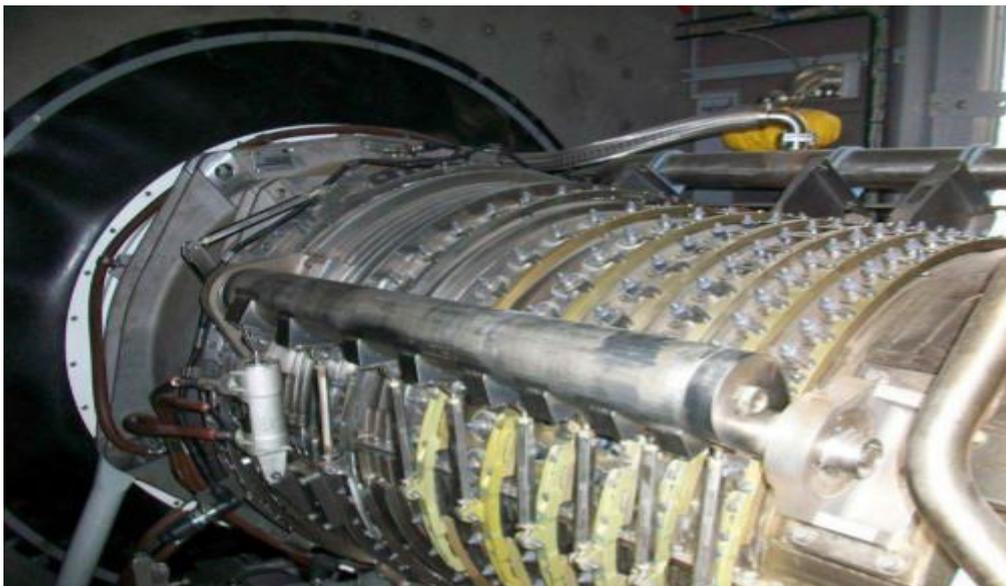


Figure III.9. Stator de compresseur à haute pression.

III.6.7. Châssis arrière du compresseur(CRF)

Le CRF se compose d'un carter externe, d'entretoises, d'un moyeu et du carter B-carter. Son boîtier externe supporte les prémélangeurs de carburant et un bouchon d'allumage. Le CRF, en conjonction avec l'ensemble capot de la chambre de combustion, sert de diffuseur et de distributeur d'air de refoulement du compresseur à la chambre de combustion.

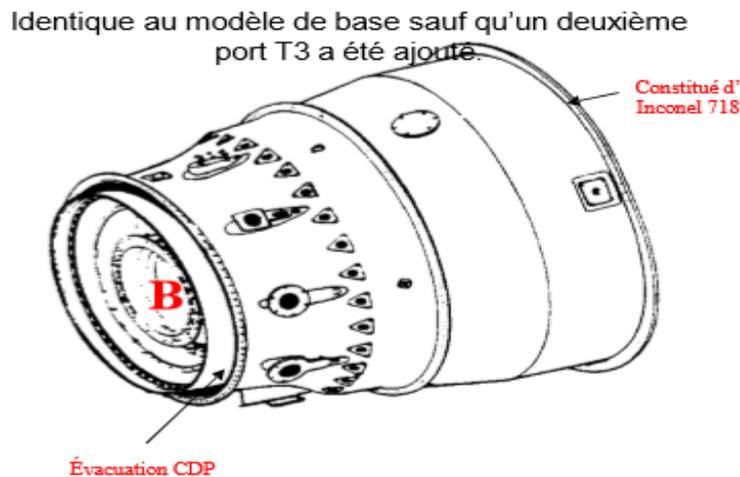


Figure III.10. Cadre arrière de compresseur.

III.6.8. Chambre de combustion

La chambre de combustion standard est une conception annulaire unique composée de quatre composants principaux : l'ensemble capot (diffuseur), le dôme, la doublure intérieure et la doublure extérieure. L'ensemble capot, conjointement avec le cadre arrière du compresseur, sert de diffuseur et de distributeur pour l'air de refoulement du compresseur. Il fournit un flux d'air uniforme à la chambre de combustion dans toute la plage de fonctionnement, assurant une combustion uniforme et une distribution uniforme de la température à la turbine.

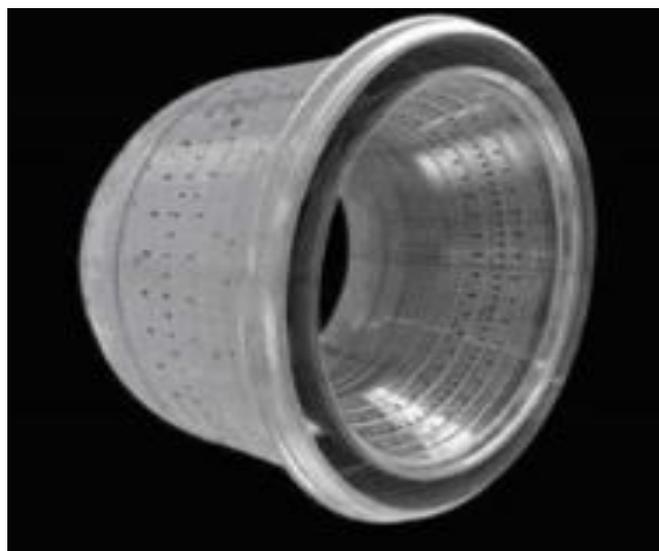


Figure III.11. Chambre de combustion.

III.6.9. Turbine à haute pression (HPT)

La turbine à haute pression (HPT) est une turbine à deux étages refroidie à l'air. Elle se compose d'un rotor et de deux étages de buses. Les buses dirigent les gaz chauds de la chambre de combustion vers les aubes du rotor de la turbine à haute pression (HPTR) à l'angle et à la vitesse optimale. Le HPTR extrait l'énergie des gaz d'échappement pour entraîner le HPCR, auquel il est couplé mécaniquement.



Figure III.12. Turbine à haute pression.

III.6.10. Châssis intermédiaire de la turbine

Le châssis intermédiaire de la turbine (TMF) soutient la partie arrière de la turbine à haute pression, ainsi que la partie avant du rotor de la turbine de puissance. Le châssis intermédiaire est attaché entre le châssis arrière du compresseur et le châssis du stator de la turbine de puissance et il assure le passage des gaz d'échappement.

Les aubes du premier étage de la turbine de puissance sont attachées à l'arrière du châssis intermédiaire de la turbine.

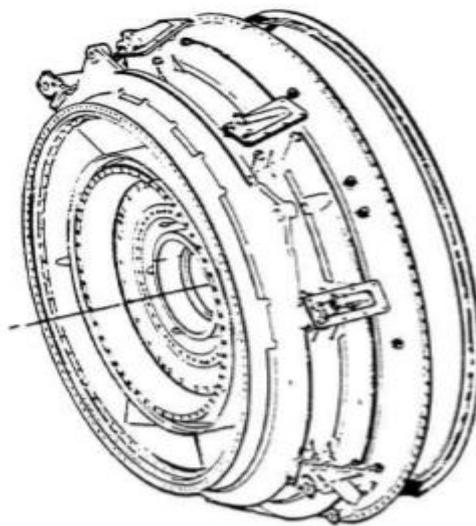


Figure III.13. Milieu de la turbine.

III.6.11. Turbine de puissance (PT)

La turbine de puissance est une conception aérodérivative à 6 étages. Adaptée aux vitesses de sortie de 3 000 à 3 600 tr / min. L'ensemble PT comprend un rotor de turbine, un stator, un cadre arrière et un adaptateur d'arbre de transmission.

La turbine de puissance est reliée de manière aérodynamique au générateur de gaz et elle est entraînée par les gaz d'échappement de ce dernier.

III.6.12. Rotor de turbine de puissance

Le rotor de PT possède 6 étages. Il se compose de six disques, chacun ayant deux entretoises intégrales. Chaque entretoise de disque est attachée à l'entretoise de disque adjacente par des boulons serrés. Les lames de six étages contiennent des carénages d'embout à verrouillage pour les faibles vibrations, et elles sont retenues dans les disques par des queues d'aronde.

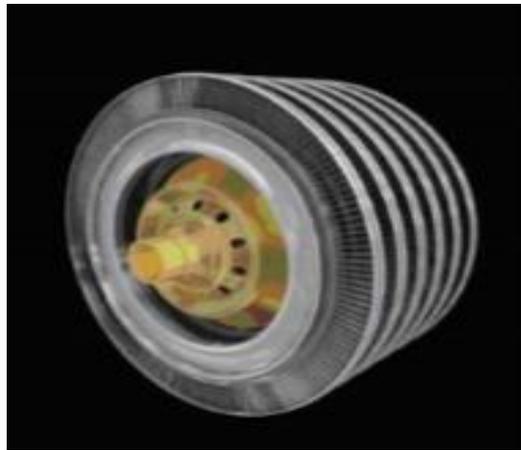


Figure III.14. Rotor de turbine de puissance.

III.6.13. Stator de turbine de puissance

Le stator de turbine se compose de deux moitiés de tubage divisées horizontalement, de deux étages de buses de turbine et de six étages de carénages de pale. Les étages 2 à 3 ont des segments soudés de six palettes chacun. Les palettes sont revêtues pour la protection contre la corrosion et l'oxydation, le cas échéant.

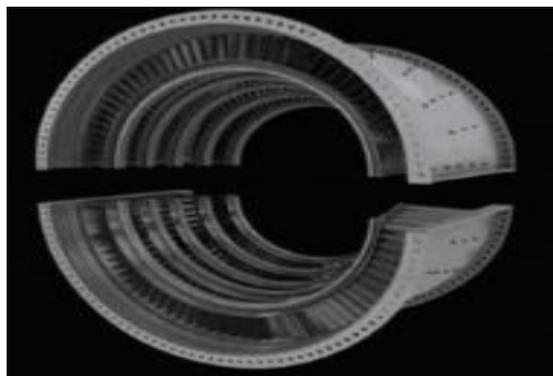


Figure III.15. Stator de turbine de puissance.

III.6.14. Châssis arrière de la turbine (TRF)

Le TRF se compose d'une enveloppe extérieure, de huit entretoises radiales et d'un moyeu en acier inoxydable. Il forme le chemin d'écoulement des gaz d'échappement du PT et supporte l'extrémité arrière du carter du stator PT. Il fournit également un point de fixation pour le cône extérieur du système d'échappement et les supports arrière GT. Les jambes de force contiennent des lignes de service pour la lubrification et le balayage et l'évacuation des puisards.

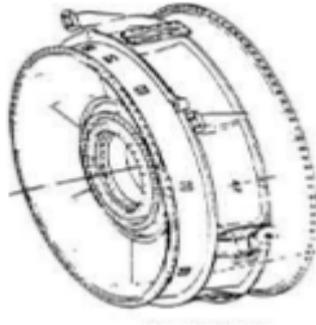


Figure III.16. Cadre arrière de la turbine (TRF).

III.7. La section d'entraînement des accessoires

La section d'entraînement des accessoires se compose d'une boîte d'engrenages d'admission (IGB), d'un arbre d'entraînement radial, d'une boîte de transfert (TGB) et d'une boîte de vitesses d'accessoires (AGB). Le démarreur hydraulique, la pompe de lubrification et de récupération, le séparateur air-huile et la pompe hydraulique sont montés sur l'AGB.

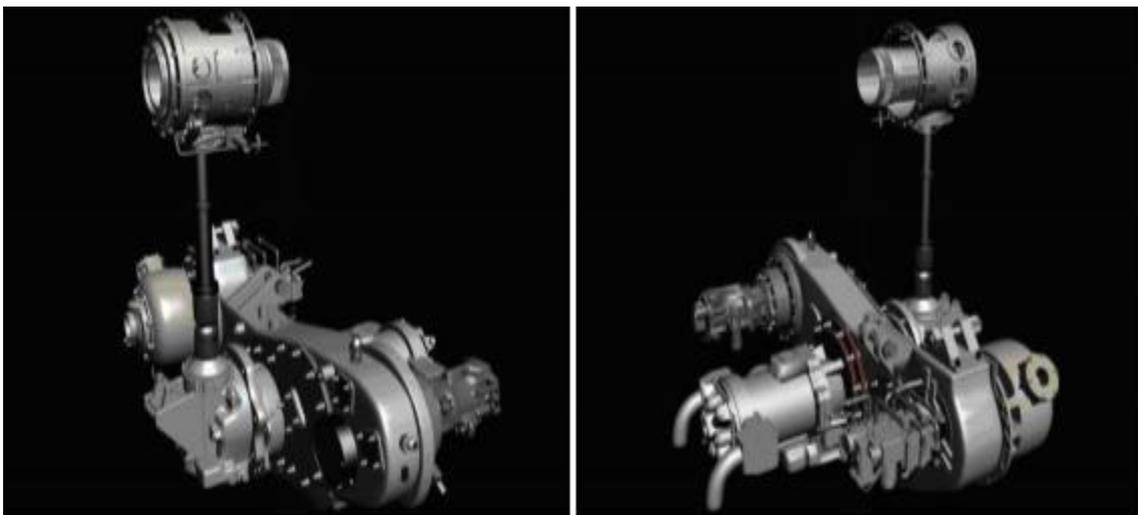


Figure III.17. La section d'entraînement des accessoires.

III.8. Boîte de vitesse d'entrée (IGB)

La puissance d'entraînement des accessoires est extraite du rotor du compresseur par l'intermédiaire d'un arbre creux de grand diamètre, qui est relié par spline au rotor de la turbine.

Un ensemble d'engrenages coniques dans l'IGB transfère la puissance à l'arbre de transmission radial, qui transmet la puissance à un autre ensemble d'engrenages coniques dans le TGB.

Un arbre d'entraînement horizontal court transmet l'alimentation à l'AGB. Les engrenages internes entraînent divers adaptateurs d'accessoires dans l'AGB.



Figure III.18. Boîte de vitesse d'entrée (IGB).

III.9. Système d'échappement

Les gaz d'échappement traversent un collecteur et un filtre acoustique d'échappement monté sur le toit. La sortie du collecteur d'échappement TM2500 standard est orientée vers le haut.

Le collecteur d'échappement fournit un chemin direct dans le filtre acoustique d'échappement de la turbine. Le collecteur d'échappement se compose d'une conduite interne et une autre externe formant un passage diffusant à partir du châssis arrière de la turbine de puissance.

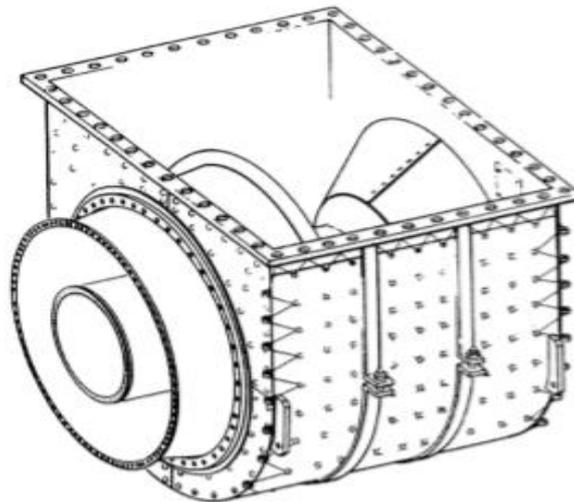


Figure III.19. Système d'échappement.

Les composants du système d'échappement comprennent :

- Diffuseur d'échappement
- Système de collecteur d'échappement radial

III.10. Accouplement flexible

Un arbre d'accouplement flexible à haute vitesse relie le rotor de la turbine à basse pression (turbine de puissance) au générateur de courant. Il se compose d'un adaptateur avant qui s'adapte au rotor, de deux accouplements flexibles, d'une pièce d'écartement et d'un adaptateur arrière qui s'adapte au générateur.

III.11. Aperçue de la géométrie variable

Le système de géométrie variable (VG) LM2500+ est conçu pour permettre un contrôle précis du débit d'air à travers la turbine dans toutes les conditions d'exploitation. Afin d'atteindre un haut degré d'efficacité, de sécurité de libre décrochage et de flexibilité opérationnelle.

Des aubes de stator variable (VSV) aident à contrôler le débit d'air au cours des diverses vitesses de la turbine. Tandis que les aubes à calage sont conçues pour une efficacité aérodynamique maximale au pleine vitesse. Elles doivent aussi être capables de fonctionner efficacement dans le cas d'une charge partielle et à vitesse réduite. A faible vitesse, les étages finaux du compresseur ne peuvent pas ingérer le volume d'air comprimé par les premiers stages, et les stators variables peuvent être positionnés pour limiter la quantité d'air produite par les premiers étages du compresseur. Lorsque la vitesse augmente, les aubes de stator variable sont graduellement ouvertes jusqu'à ce qu'elles soient entièrement adaptées à la pleine vitesse de la turbine. Le compresseur à haute pression (HPC) comprend 17 étages (numérotés de 0 à 16).

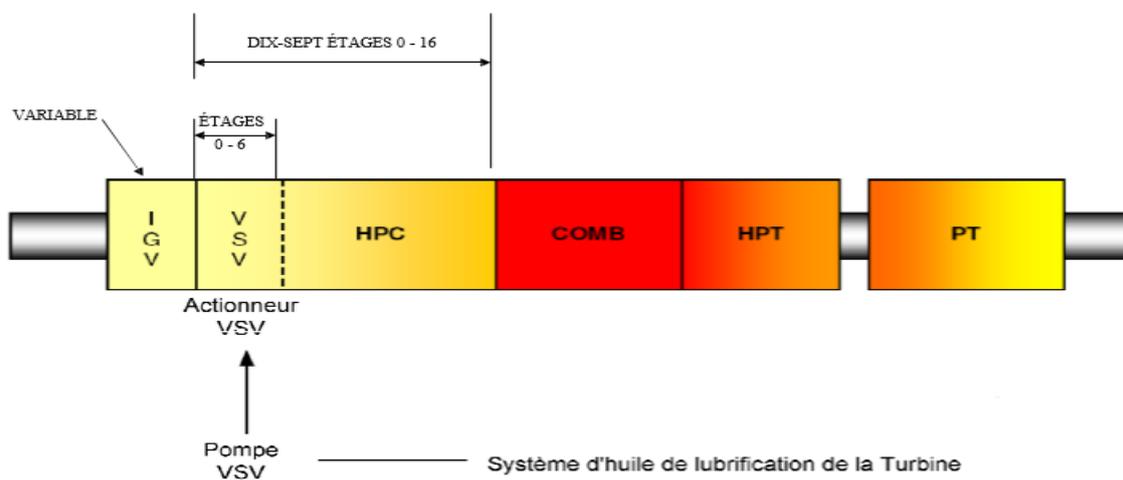


Figure III.20. Système de géométrie variable.

Les aubes directrices d'entrée et les sept prochaines étages (étages 0 - 6) comprennent les composants appelés "aubes de stator variable". Ces aubes sont mécaniquement regroupées avec ensemble et leur hauteur peut être modifiée selon le besoin au cours du fonctionnement de la turbine. La hauteur des aubes change en fonction des changements de température à l'entrée du compresseur (T_2) ou de la vitesse du générateur de gaz (NGG). [12]

III.12. Système de purge d'air

III.12.1. Air de déchargement du compresseur

De l'air CDP est utilisé pour la combustion (18%), ainsi que pour le refroidissement de la chambre de combustion. Il est également utilisé pour refroidir les aubes directrices de turbine du 1^{er} étage et les aubes de turbine du 1^{er} et du 2^{ème} étage. Pour les systèmes à basse émission (DLE), de l'air de sortie du compresseur est évacuée afin de contrôler la température de combustion.

III.12.2. Air de purge du 9^{ème} étage

De l'air de purge du 9^{ème} étage est évacué par des trous percés dans le châssis du stator de la turbine, en arrière des queues-d'aronde des aubes du 9^{ème} étage. Cet air est utilisé pour la pressurisation des puisards et le refroidissement des mâts du châssis intermédiaire de la turbine. Une partie de l'air du 9^{ème} étage sert à pressuriser le joint de l'embrayage et à actionner la valve du drain d'échappement.

III.12.3. Air de purge du 13^{ème} étage

De l'air de purge du 13^{ème} étage est évacué par des trous percés dans le châssis vers un collecteur pour refroidir les aubes de turbine du 2^{ème} étage.

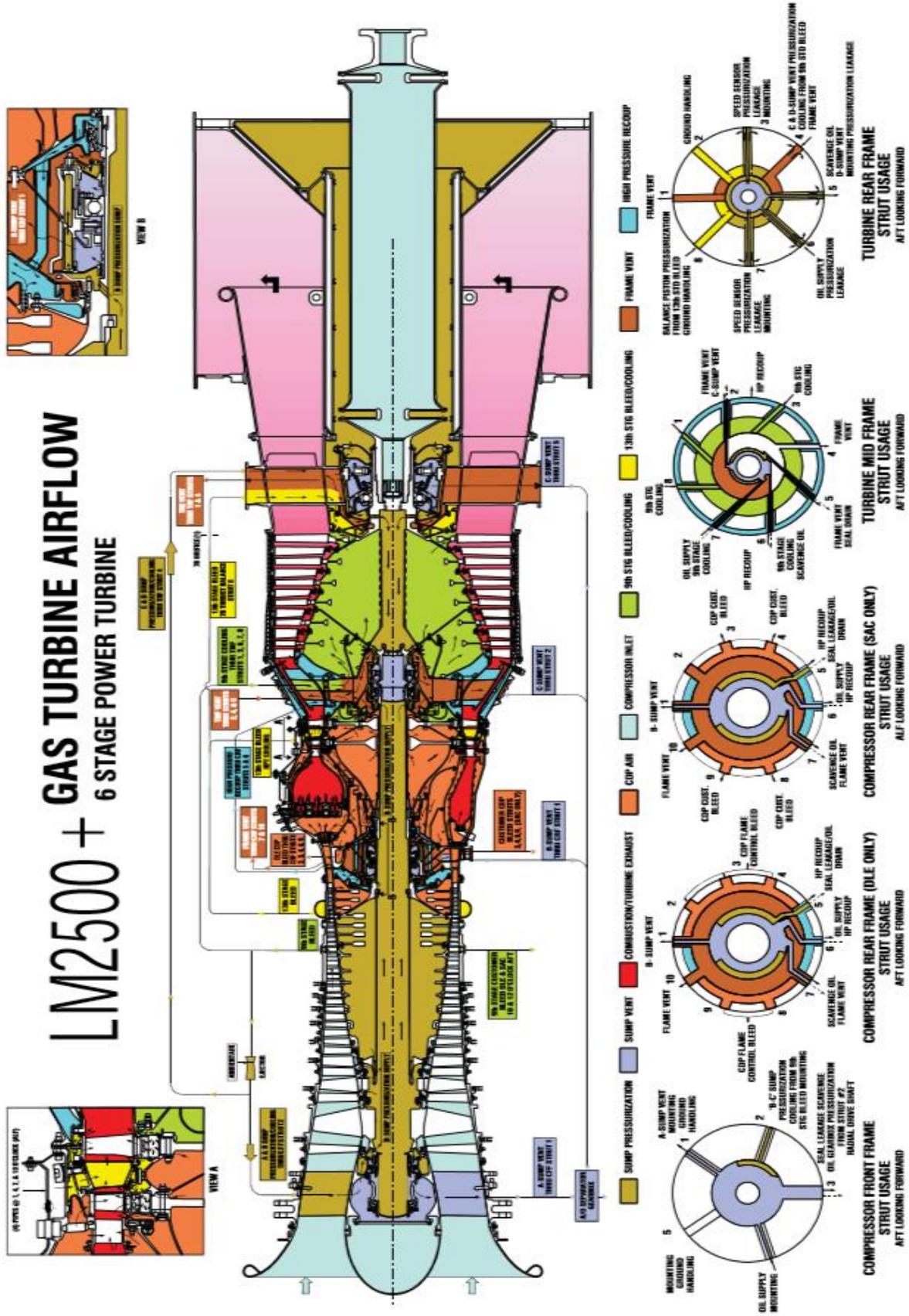


Figure III.21. Système de purge d'air.

III.13. Système de lubrification LM2500

III.13.1. Généralités

La turbine LM2500 est lubrifiée grâce à une pompe externe et en système de lubrification décrit dans la publication GE GEK-105054. GE AE fournit un système d'huile de graissage externe pour filtrer, refroidir et désoxygéner l'huile de graissage rejetée par le système interne. Le système externe est alimenté par une pompe de récupération entraînée par le boîtier d'entraînement des accessoires de la turbine lorsque la turbine tourne.

III.13.2. Objet

Le système d'huile de graissage synthétique (SLO) vise à prévenir les dommages aux roulements et puisards du rotor à haute pression (HP) et à basse pression (BP) ainsi que la boîte de renvoi d'angle d'entrée et le boîtier d'entraînement des accessoires. Le système SLO fournit également de l'huile pour faire fonctionner les actionneurs pour les aubes à calage variable du stator et le graissage afin de protéger l'embrayage à roue libre pour le moteur du démarreur hydraulique.

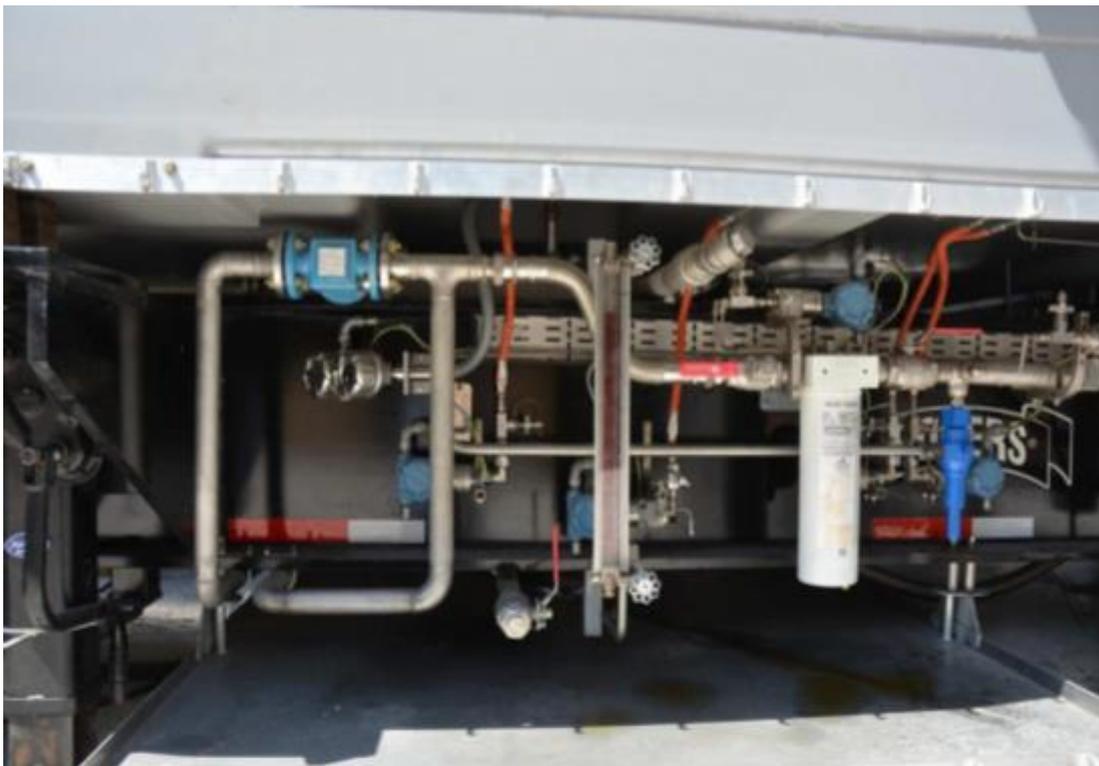


Figure III.22. Système d'huile de graissage de la turbine LM2500 +.

III.14. Système d'injection d'eau

Pour contrôler la quantité d'oxydes d'azote (NOX) émise par le moteur lors du fonctionnement normal, de l'eau déminéralisée est injectée dans la chambre de combustion de la turbine à gaz à travers les injecteurs de combustible.

L'eau déminéralisée est délivrée à la remorque auxiliaire de la façon suivante :

- 28 g/min (106 LPM).
- 15 psig (103 kPa).
- Filtrée à 10 µm.

Sur la remorque auxiliaire, l'eau déminéralisée passe à travers les éléments suivants :

- Un filtre à panier 10 micron.
- Une pompe volumétrique à engrenages.
- Une crépine en y 10 micron.

L'eau déminéralisée est délivrée à la remorque auxiliaire de la façon suivante :

- 33 gpm (125 LPM).
- 140°F (60°C) Max.
- 800 psig (7,584MPa).

Sur la remorque principale, l'eau déminéralisée passe ensuite à travers :

- Une vanne de contrôle de débit.
- Deux vannes d'arrêt.
- Un transmetteur de débit.
- Le collecteur secondaire de combustible liquide.
- Le port secondaire des injecteurs de carburant.

Conclusion

Dans ce chapitre, on a présenté la turbine à gaz LM2500+ de générale électrique et ses principaux éléments et ses systèmes (lubrification, démarrage...), LM2500+ est la turbine qui produit l'énergie mécanique dans les TM2500. Nous observons qu'elle est plus puissante et évolué que LM2500 et elle peut produit jusqu'à 31 MW.

Chapitre IV

Calcul des performances de la TM2500

Introduction

Les calculs énergétiques ont pour but de déterminer les performances dans les conditions d'exploitation de ces machines (turbine à gaz mobile TM2500) en utilisant les paramètres du site et permettent de vérifier leur aptitude énergétique dans ces conditions de fonctionnement et de déterminer éventuellement l'influence des paramètres climatiques sur les performances de ces machines.

Le cycle thermodynamique de la machine à la fois idéal (1, 2, 3, 4, 5) et réel (1, 2', 3,4',5') est représenté dans le diagramme (T, S) de figure (IV.5).

IV.1. Cycles de turbine à gaz

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne de tous les points de vue. Elle peut être considérée comme un système autosuffisant. En effet, elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertie cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel. Sous sa forme la plus simple, une turbine à gaz comprend un compresseur axial qui aspire l'air à la pression atmosphérique ; une chambre de combustion, où l'air comprimé est réchauffé à pression constante par la combustion d'une certaine quantité de combustible (gaz naturel, gasoil ou kérosène) et enfin une turbine de détente des gaz jusqu' à la pression atmosphérique.

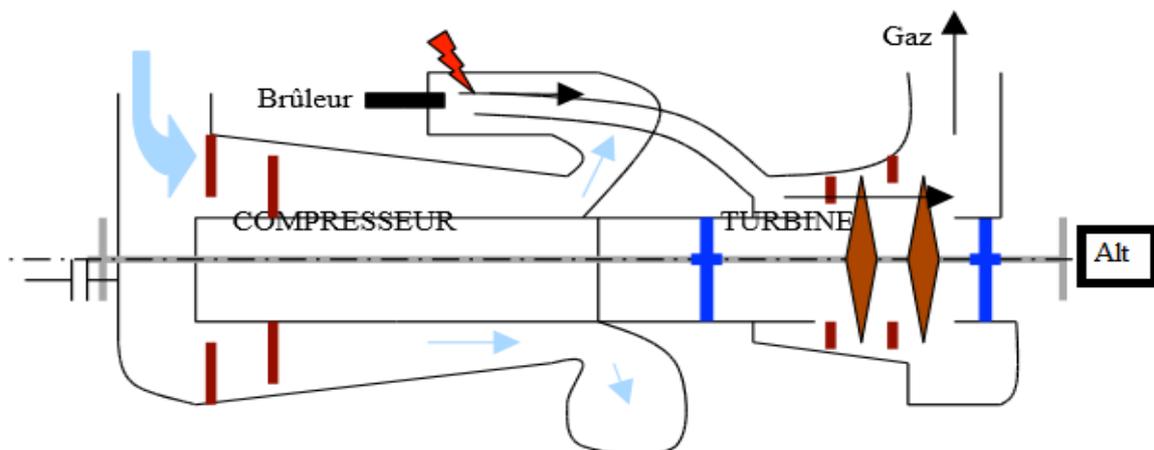


Figure IV.1. Fonctionnement de turbine à gaz.

IV.2. Cycle de Brayton

Le cycle de Brayton est un cycle thermodynamique qui décrit le fonctionnement des turbines à gaz. L'idée derrière le cycle de Brayton est d'extraire l'énergie de l'air circulant et de se cacher pour générer un travail utilisable qui peut être utilisé pour alimenter de nombreux véhicules en leur donnant une poussée. Les étapes les plus élémentaires dans l'extraction de l'énergie est la compression de l'air qui coule, la combustion, puis l'expansion de cet air pour créer du travail et aussi pour alimenter la compression en même temps. L'utilité du cycle de Brayton est énorme en raison du fait qu'il est l'épine dorsale dans la conduite de nombreux véhicules tels que des jets, des hélicoptères, et même des sous-marins.

Le mode de fonctionnement thermodynamique

- Cycle ouvert : L'air est aspiré de l'extérieur puis les produits de la combustion vont être refoulés à l'extérieur. C'est le cycle le plus utilisé.
- Cycle fermé : Le circuit est rempli d'air pur → avantage : les impuretés.

La chambre de combustion devient identique à une chaudière chauffant un autre gaz en évolution dans un autre circuit (exemple cycle à vapeur). Le combustible utilisé pourra alors être peu coûteux.

Turbines à azote : gaz neutre, anticorrosif.

Turbines à hélium : très bon rendement calorifique, anticorrosif.

IV.2.1. Cycle de turbine à gaz mono arbre (cycle ouvert)

Est divisé en trois parties de base (compresseur, chambre de combustion et turbine).

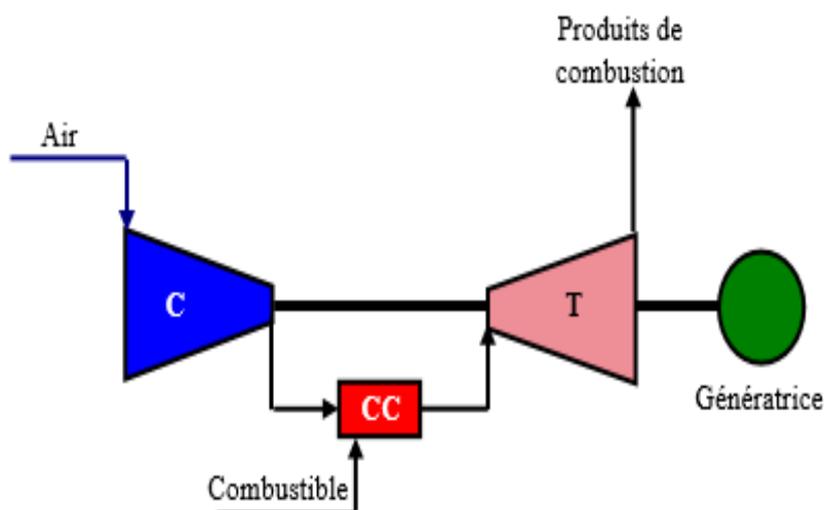


Figure IV.2. Cycle de turbine à gaz à mono arbre.

Et le diagramme de cycle de Brayton pour la turbine à gaz mono arbre est :

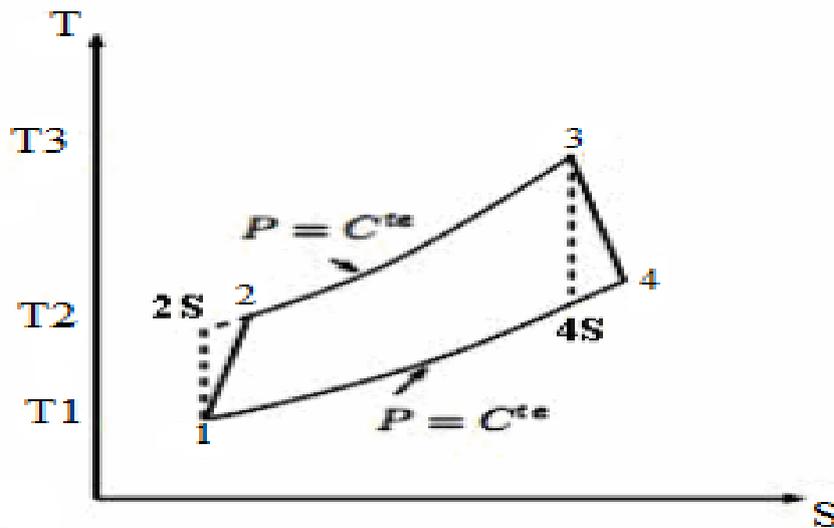


Figure IV.3. Le cycle de brayton (pour turbine à gaz mono arbre) sur un diagramme T-S.

IV.2.2. Cycle de turbine à gaz bi-arbre

Sont divisés en quatre parties (compresseur, chambre de combustion, turbine à basse pression et turbine à haut pression).

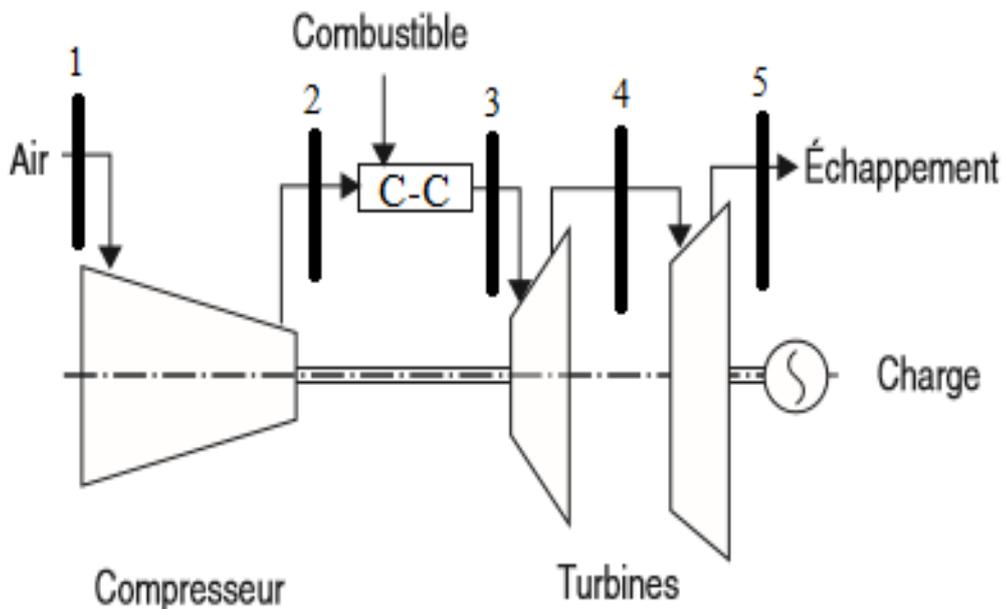


Figure IV.4. Cycle de turbine à gaz bi-arbre.

Et le diagramme de cycle de Brayton pour la turbine à gaz bi-arbre est :

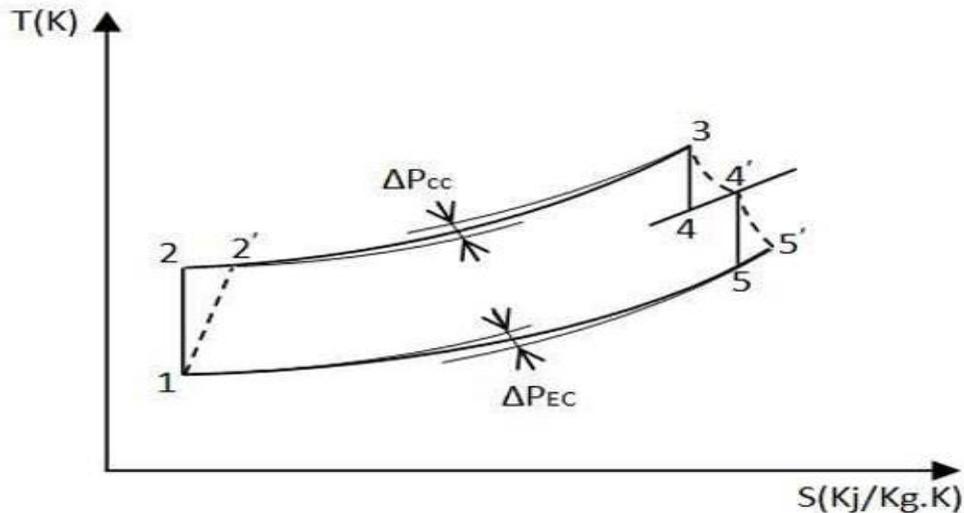


Figure IV.5. Le cycle de brayton (pour turbine à gaz bi-arbre) sur un diagramme T-S.

IV.2.3. Définir une transformation réversible et irréversible

Il y a deux types principaux de processus thermodynamiques : transformation réversible et transformation irréversible.

- **Transformation irréversible** : est une transformation qui ne passe pas par une succession des états d'équilibre. L'énergie interne (u) est forcément positive selon le second principe de la thermodynamique. On ne pourra revenir à l'état initial que par injection d'énergie.

- **Transformation réversible** : le concept de base est que la plupart des processus thermodynamiques ont une direction privilégiée tout comme la chaleur circule toujours de l'objet plus chaud à l'objet plus froid, une fois qu'un gaz est libéré dans une pièce, il se dilate dans la pièce et ne se contracte jamais etc.

Mais dans certains systèmes, l'inverse se produit. Normalement cela arrive quand ce système est proche de l'équilibre thermique. Cet équilibre doit être à l'intérieur du système lui-même et également à l'intérieur du système et de ses environs. Quand ce stade est atteint, même un petit changement de la direction du processus et donc un tel processus réversible est également connu comme un processus d'équilibre.

Comparaison entre cycle réel et cycle idéal :

Tableau.IV.1 Comparaison entre cycle réel et idéal.

	Cycle idéal		Cycle réel
1 – 2	Compression adiabatique réversible ($S_1=S_2$).	1 – 2'	Compression adiabatique irréversible ($S_2 > S_1$), $\eta_{comp} < 100\%$
2 – 3	Pression constante (isobare) ajout de chaleur dans la chambre de combustion.	2' – 3	addition de chaleur à pression constante dans la chambre de combustion.
3 – 4	Détente adiabatique réversible dans la turbine HP (isentropique). ($S_4=S_3$), $\eta_{turb}=100\%$	3 – 4'	Détente adiabatique irréversible dans la turbine HP ($S_4 > S_3$), $\eta_{turb} < 100\%$
4 – 5	Détente adiabatique réversible dans la turbine BP (isentropique). ($S_4'=S_3$), $\eta_{turb}=100\%$	4' – 5'	Détente adiabatique irréversible dans la turbine BP ($S_5' > S_4$), $\eta_{turb} < 100\%$
5 – 1	Pression constante (isobare) rejet de chaleur échappement à l'atmosphère.	5' – 1	Pression constante (isobare) rejet de chaleur échappement à l'atmosphère.

IV.3. Application de cycle de Brayton

•Compresseur

Pour calculer T_2' , il faut d'abord calculer T_2 à partir de la relation isentropique donnée dans l'équation (1).

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \tag{IV.1}$$

Remarque : rapport de pression du compresseur : $\tau_{comp} = \frac{P_2'}{P_1}$, $P_2 = P_2'$

Utilisant équation (2) impliquant l'expression de rendement isentropique du compresseur :

$$\eta_{comp} = \frac{idéal}{réel} = \left(\frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_2'} \right) \tag{IV.2}$$

On peut déterminer T_2' ,

$$T_2' = T_1 - \left(\frac{T_1 - T_2}{\eta_{COMP}} \right) \quad (IV.3)$$

En utilisant la première loi, et en négligeant les changements dans les énergies cinétiques et potentielles, on peut exprimer le travail du compresseur et la puissance du compresseur par les équations suivantes.

$$W_{comp} = (h_1 - h_2') = C_p (T_1 - T_2') \quad (IV.4)$$

$$Pu_{comp} = \dot{m}(h_1 - h_2') = \dot{m}C_p (T_1 - T_2') \quad (IV.5)$$

• Combustion

On a ε (perte de pression) donc on peut calculer P_3

$$P_3 = P_2' - \varepsilon P_2 \quad (IV.6)$$

• Turbine haut pression et basse pression

a) Turbine haut pression :

Le point d'angle 3 du cycle est connu puisque la température maximale du cycle T_3 est connue.

Pour obtenir la température T_4' , il faut trouver T_4 de la relation isentropique ci-dessous.

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (IV.7)$$

Depuis $P_4=P_4'$, on peut exprimer T_4 comme

$$T_4 = T_3 \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_3}{\left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (IV.8)$$

Remarque : rapport de pression du turbine $\tau_{THP} = \frac{P_3}{P_4'}$ Et $\tau_{TBP} = \frac{P_4}{P_5}$

La température d'échappement de la turbine peut être déterminée à partir de la définition de l'efficacité de la turbine.

$$T_4' = T_3 - \eta_{THP} (T_3 - T_4) \quad (IV.9)$$

À partir de la première loi, le travail de la turbine et la puissance peuvent être déterminés comme des poupées.

$$W_{THP} = (h_3 - h_4') = C_p (T_3 - T_4') \quad (IV.10)$$

$$Pu_{THP} = \dot{m}(h_3 - h_4') = \dot{m}C_p (T_3 - T_4') \quad (IV.11)$$

b) Turbine basse pression :

Pression $P_{5'}$ est :

$P_{5'} = P_0 +$ Perte de pression d'échappement

Pour obtenir la température $T_{5'}$, il faut trouver T_5 de la relation isentropique donnée ci-dessous :

$$T_5 = T_{4'} \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{IV.12})$$

La température d'échappement $T_{5'}$ de la turbine BP peut être déterminée à partir de la définition d'efficacité de la turbine :

$$T_{5'} = T_{4'} - \eta_{BPT} (T_{4'} - T_5) \quad (\text{IV.13})$$

À partir de la première loi, le travail de la turbine BP et la puissance peut être déterminée comme suit :

$$W_{TBP} = (h_{4'} - h_{5'}) = C_p (T_{4'} - T_{5'}) \quad (\text{IV.14})$$

$$Pu_{TBP} = \dot{m}(h_{4'} - h_{5'}) = \dot{m}C_p (T_{4'} - T_{5'}) \quad (\text{IV.15})$$

Rendement de cycle est donner par :

$$\eta_{th} = \frac{Pu_{net}}{PCI \cdot \dot{m}_c} \quad (\text{IV.16})$$

Pu_{net} : puissance de sortie de la turbine basse pression (kW/s).

PCI : pouvoir calorifique inférieur (kJ/kg).

\dot{m}_c : débit de combustible (kg/s).

IV.4. Données de turbine à gaz mobile TM2500

A partir de TM2500 SYSTÈME DE CONTRÔLE DE LA TURBINE (Contrôle Woodward) on obtient les données ci-dessous :

IV.4.1. Paramètre de l'air ambiant

- Température ambiante $T_a = 289,15$ K
- Pression ambiante d'après l'équation (*)

IV.4.2. Caractéristiques de fonctionnement de turbine à gaz

Données de système de contrôle de la turbine (Contrôle Woodward)

- vitesse de rotation de générateur de gaz : NGG = 9705 tr/min
- vitesse de rotation de la turbine de puissance : NPT = 3001 tr/min

- température à l'entrée de turbine basse pression : $T_{4'}=1072,15$ K
- Puissance produite par turbine de puissance : $P_{u_{net}}=25.5$ MW
- Température à la sortie de compresseur : $T_{2'}=746,15$ K
- Température à l'entrée de compresseur : $T_1=288,15$ K
- Pertes de charge d'entrer : $\Delta P_{flt}=0,006$ bar
- Pression à l'entrée de compresseur : $P_1=1$ bar
- Pression à la sortie de compresseur : $P_{2'}=21$ bar
- Débit de combustible : $\dot{m}_c=1.3$ kg/s
- Pression à l'entrée de turbine de puissance : $P_{4'}=4.3$ bar
- Pression d'échappement : $P_{Ech}=1.6$ bar

Données de constructeur :

- Débit d'air total à l'entrée de compresseur : $\dot{m}_a=4248$ m³/h
- Rendement mécanique de transmission compresseur - turbine THP, $\eta_m=0,99$
- Rendement de la chambre de combustion : $\eta_{cc}=0,99$
- Pertes de charge chambre de combustion 5% bar
- Pertes de charge à l'échappement $\Delta P_{Ech}=0.02$ bar

Données de stage, essai de consommation spécifique pour le mois de février :

- Puissance brute borne usine : 25500 kW
- Débit gaz mesuré : $Q_c=6802$ m³/h
- Pouvoir calorifique supérieur : 40780 kJ/m³
- Pouvoir calorifique inférieure : 36236 kJ/m³

Chaleur spécifique pour l'air et gaz : $C_{p_{air}}=1,005$ kJ/kg , $C_{p_{gaz}}=1,105$ kJ/kg

La présentation de ces données réelles permettent de calculer les paramètres fondamentaux avec les quelles fonctionne chaque partie de cette machine et d'autre part, certains de ces données serviront pour la comparaison aux résultats de calcul.

IV.5. Calcul des paramètres de turbine à gaz mobile TM2500

IV.5.1. Calcul des paramètres du l'entrée d'air

$$T_a = 289,15 \text{ K}$$

$$P_a = P_1 + \Delta P_{flt} \dots (*)$$

Où :

P_a : la pression atmosphérique dans la zone d'installation de la turbine

ΔP_{flt} : chute de pression dans le canal d'admission (filtre)

P_1 : pression à l'entrée de compresseur (sortie de filtre)

$$P_a = 1 + 0.006 = 1.006$$

$$P_a = 1.006 \text{ bar}$$

- La masse volumique de l'air à l'entrée du filtre est :

$$T_a = 289,15 \text{ K}$$

$$\rho_a = \frac{P_a}{R.T_a} \quad (\text{IV.17})$$

$$\rho_a = \frac{1,006.10^5}{287.289,15} = 1,212$$

$$\rho_a = 1,212 \text{ kg/m}^3$$

- La chaleur spécifique de l'air C_p à la température $T < 1300 \text{ K}$ [6] :

$$C_{p_T} = 0,9648 + 0,099 \frac{T}{1000}$$

- La chaleur spécifique moyenne de l'air entre les températures T_1 et T_2 :

$$C_{p_{(T_1, T_2)}} = \frac{C_{p_{T_2}}(T_2 - 273,15) - C_{p_{T_1}}(T_1 - 273,15)}{T_2 - T_1} \quad (\text{IV.18})$$

$$C_{p_{T_a}} = 0,9648 + 0,099 \frac{T_a}{1000}$$

$$C_{p_{T_a}} = 0,99 \text{ kJ/(kg.K)}$$

$$C_{p_{T_1}} = 0,9648 + 0,099 \frac{T_1}{1000}$$

$$C_{p_{T_1}} = 0,99 \text{ kJ/(kg.K)}$$

IV.5.2. Calculs des paramètres du compresseur axial

A l'entrée de compresseur :

$$T_1 = 288,15 \text{ K}$$

$$P_2 = 1 \text{ bar}$$

- La masse volumique de l'air à l'entrée du compresseur est :

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R.T_1}$$

$$\rho_1 = \frac{1.10^5}{287.288,15} = 1,209$$

$$\rho_1 = 1,209 \text{ kg/m}^3$$

• Débit d'air à l'entrée de compresseur :

$$Q_a = 4248 \text{ m}^3/\text{min} \rightarrow Q_a = 70,8 \text{ m}^3/\text{s}$$

On a :

$$\dot{m} = Q_a \cdot \rho_1 \quad (\text{IV.19})$$

$$\dot{m} = 70,8 \cdot 1,209 = 85,59$$

$$\dot{m} = 85,59 \text{ kg/s}$$

A la sortie de compresseur :

$$T_{2'} = 746,15 \text{ K}$$

$$P_2 = 21 \text{ bar}$$

• Taux de compression :

$$\tau_{\text{Comp}} = \frac{P_2}{P_1} \quad (\text{IV.20})$$

$$\tau_{\text{Comp}} = \frac{21}{1} = 21$$

• Température T_2 de fin de compression isentropique :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{IV.21})$$

$$T_2 = 288,15 (21)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 687,7$$

$$T_2 = 687,7 \text{ K}$$

• Rendement isentropique de compresseur :

$$\eta_{\text{comp}} = \frac{Cp_{(T_1, T_2)} \cdot [T_2 - T_1]}{Cp_{(T_1, T_2')} \cdot [T_2' - T_1]} \quad (\text{IV.22})$$

$$\eta_{\text{comp}} = \frac{687,7 - 288,15}{746,15 - 288,15} = 0,87$$

$$\eta_{\text{comp}} = 87\%$$

• Masse volumique :

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R T_2}$$

$$\rho_2 = \frac{21 \cdot 10^5}{287 \cdot 746,15} = 9,8$$

$$\rho_2 = 9,8 \text{ kg/m}^3$$

• Chaleur spécifique :

$$Cp_{T_2'} = 0,9648 + 0,099 \frac{T_2'}{1000}$$

$$Cp_{T_2'} = 1,038 \text{ kJ/(kg.K)}$$

$$Cp_{T_2} = 0,9648 + 0,099 \frac{T_2}{1000}$$

$$Cp_{T_2} = 1,032 \text{ kJ/(kg.K)}$$

• Débit d'air à la sortie de compresseur :

$$\dot{m}'_a = \dot{m}_a - 0,05\dot{m}_a$$

$$\dot{m}'_a = 85,59 - 0,05.85,59$$

$$\dot{m}'_a = 81,31 \text{ kg/s}$$

$$Q'_a = 81,31 / 1,209 = 67,25 \text{ m}^3/\text{s}$$

IV.5.3. Calculs des paramètres de la chambre de combustion

A l'entrée de la chambre de combustion :

$$T_2' = 746,15 \text{ K}$$

$$P_2 = 21 \text{ bar}$$

$$\rho_2 = 9,8 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}'_a = 81,31 \text{ kg/s}$$

A la sortie de la chambre de combustion :

• Pression

$$P_3 = P_2 - \varepsilon P_2$$

$$P_3 = 21 - 0,05.21$$

$$P_3 = 19,95 \text{ bar}$$

• Température de fin de combustion T_3

On a :

$$\eta_{mec} = \frac{Pu_{comp}}{Pu_{THP}} \quad (IV.23)$$

$$\dot{m}'_a \cdot W_{comp} = \eta_{mec} \cdot \dot{m}_g \cdot W_{THP} \quad (IV.24)$$

$$\Rightarrow \dot{m}'_a \cdot Cp_a [T_2' - T_1] = \eta_{mec} \cdot \dot{m}_g \cdot Cp_g [T_3 - T_4']$$

$$\Rightarrow T_3 = T_4' + \frac{\dot{m}'_a \cdot Cp_a [T_2' - T_1]}{\eta_{mec} \cdot \dot{m}_g \cdot Cp_g}$$

Avec :

$$\dot{m}_g = \dot{m}'_a + \dot{m}_c$$

$$\dot{m}_g = 81,317 + 1,3$$

$$\dot{m}_g = 82,617 \text{ kg / s}$$

$$T_3 = 1072,15 + \frac{85,59 \cdot 1,03 \cdot [746,15 - 288,15]}{0,99 \cdot 82,617 \cdot 1,10}$$

$$T_3 = 1521 \text{ K}$$

• Masse volumique :

$$\rho_3 = \frac{P_3}{R T_3}$$

$$\rho_3 = \frac{19,95 \cdot 10^5}{287 \cdot 1521} = 4,57 \text{ kg/m}^3$$

IV.5.4. Calculs des paramètres de la turbine basse pression (THP)

A l'entrée de la turbine haute pression :

$$T_3 = 1521 \text{ K}$$

$$P_3 = 19,5 \text{ bar}$$

$$\rho_3 = 4,57 \text{ kg/m}^3$$

A la sortie :

$$P_4 = 4,3 \text{ bar}$$

$$T_4 = 1072,15 \text{ K}$$

• Température de fin de détente isentropique :

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\lambda-1}{\lambda}} \Rightarrow T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\lambda-1}{\lambda}} \quad (\text{IV.25})$$

$$T_4 = 1521 \left(\frac{4,3}{19,95} \right)^{\frac{1,33-1}{1,33}}$$

$$T_4 = 1039,35 \text{ K}$$

• Rendement isentropique :

$$\eta_{THP} = \frac{T_3 - T_{4'}}{T_3 - T_4}$$

$$\eta_{THP} = \frac{1521 - 1072,15}{1521 - 1039,35} = 0,931$$

$$\eta_{THP} = 93\%$$

• Masse volumique :

$$\rho_4 = \frac{P_4}{R T_{4'}} \quad (\text{IV.26})$$

$$\rho_4 = \frac{4,3 \cdot 10^5}{287 \cdot 1072,15} = 1,39 \text{ kg/m}^3$$

IV.5.5. Calculs des paramètres de la turbine basse pression (TBP)

A l'entrée de la turbine basse pression :

$$T_{4'} = 1072,15 \text{ K}$$

$$P_4 = 4,3 \text{ bar}$$

$$\rho_4 = 1,39 \text{ kg/m}^3$$

A la sortie :

• La pression :

$$P_5 = P_a + \Delta P_{\text{Ech}}$$

Avec :

$$\Delta P_{\text{Ech}} \text{ est donnée égale à : } \Delta P_{\text{Ech}} = 0,02 \text{ bar}$$

D'où :

$$P_5 = 1,006 + 0,002$$

$$P_5 = 1,026 \text{ bar}$$

• Température de fin de détente isentropique :

$$\frac{T_5}{T_{4'}} = \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow T_5 = T_{4'} \cdot \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{IV.27})$$

$$T_5 = 1072,15 \left(\frac{1,026}{4,3} \right)^{\frac{1,33-1}{1,33}}$$

$$T_5 = 751,35 \text{ K}$$

• Température de fin de détente réelle à la sortie :

On a la puissance de la turbine BP (d'après les données de logiciel) = 25,5 MW

$$Pu_{TBP} = \dot{m}_g \cdot Cp_g [T_{4'} - T_{5'}] \quad (IV.28)$$

$$T_{5'} = T_{4'} - \frac{Pu_{TBP}}{\dot{m}_g \cdot Cp_g}$$

$$T_{5'} = 1072,15 - \frac{25,5 \cdot 10^3}{1,10 \cdot 82,617}$$

$$T_{5'} = 791,55 \text{ K}$$

• Masse volumique

$$\rho_5 = \frac{P_5}{R \cdot T_{5'}} \quad (IV.29)$$

$$\rho_5 = \frac{1,026 \cdot 10^5}{287 \cdot 791,55}$$

$$\rho_5 = 0,45 \text{ kg} / \text{m}^3$$

• Rendement isentropique :

$$\eta_{TBP} = \frac{T_{4'} - T_{5'}}{T_{4'} - T_5}$$

$$\eta_{TBP} = \frac{1072,15 - 791,55}{1072,15 - 751,35} = 0.87$$

$$\eta_{TBP} = 87\%$$

IV.6. Performance de la turbine

IV.6.1. Travail massique de compresseur

$$W_{Comp} = (h_2 - h_1) = Cp_2(T_2 - T_1)$$

$$W_{Comp} = 1,03(746,15 - 288,15) \quad (IV.30)$$

$$W_{Comp} = 471,74 \text{ kJ} / \text{kg}$$

IV.6.2. Puissance de compresseur

$$Pu_{Comp} = \dot{m}_a \cdot Cp(T_2 - T_1)$$

$$Pu_{Comp} = 85,6 \cdot 1,03 \cdot (746,15 - 288,15) \quad (IV.31)$$

$$Pu_{Comp} = 40385,66 \text{ kW}$$

IV.6.3. Travail massique de turbine haute pression THP

$$W_{THP} = (h_3 - h_4) = Cp_{gaz}(T_3 - T_4)$$

$$W_{THP} = 1,10(1521 - 1072,15) \quad (IV.32)$$

$$W_{THP} = 493,7 \text{ kJ} / \text{kg}$$

IV.6.4. Puissance de turbine haute pression THP

$$\begin{aligned}
 Pu_{THP} &= \dot{m}_g \cdot Cp_{gaz} (T_3 - T_{4'}) \\
 Pu_{THP} &= 82,617.493,7 \\
 Pu_{THP} &= 40790,9kW
 \end{aligned}
 \tag{IV.33}$$

IV.6.5. Travail massique de turbine basse pression TBP

$$\begin{aligned}
 W_{TBP} &= Cp_{gaz} (T_{4'} - T_{5'}) \\
 W_{TBP} &= 1,10.(1072,15 - 791,55) \\
 W_{TBP} &= 308,66kJ / kg
 \end{aligned}
 \tag{IV.34}$$

IV.6.6. Puissance de turbine basse pression TBP

Données déjà par logiciel,

$$\begin{aligned}
 Pu_{TBP} &= 82,617.308,66 \\
 Pu_{TBP} &= 25500kW
 \end{aligned}$$

IV.6.7. Rendement global de la turbine et la consommation spécifique

$$\eta_g = \frac{Pu}{P_{th}}
 \tag{IV.35}$$

P_{th} : la puissance thermique

$$P_{th} = PCI \cdot Q_c
 \tag{IV.36}$$

Q_c : débit volumique de combustible (m^3/h).

PCI : pouvoir calorifique inférieur (kJ/m^3).

Donc :

$$\eta_g = \frac{25,5 \cdot 10^6}{(36236 \cdot 10^3) \cdot \left(\frac{6802}{3600}\right)} = 0.372$$

$$\eta_g = 37\%$$

• Consommation spécifique :

$$CS = \frac{PCI * Q_c}{Pu_{TBP}}
 \tag{IV.37}$$

$$CS = \frac{36236 \times 6802}{25,5 \cdot 10^3} = 9665,7$$

$$CS = 9665,7 \text{ kJ/kwh}$$

$$CS = 2312,38 \text{ kcal/kwh}$$

Tableau IV.2. Les résultats des paramètres.

Température	Pression	Masse volumique
$T_1=288.15$ K	$P_1=1$ bar	$\rho_1=1,209$ kg/m ³
$T_2=746.15$ K	$P_2=21$ bar	$\rho_2 =9,8$ kg/m ³
$T_3=1521$ K	$P_3=19,15$ bar	$\rho_3 = 4,57$ kg/m ³
$T_4=1072,15$ K	$P_4=4,3$ bar	$\rho_4 =1,39$ kg/m ³
$T_5=791,55$ K	$P_5=1,026$ bar	$\rho_5 =0.45$ kg/m ³

Tableau IV.3. Les résultats des performances.

	Travail	Puissance	Rendement isentropique
Compresseur	471,7 kJ/kg	40385,66 Kw	87%
Turbine haut pression	493,7 kJ/kg	40790,9 kW	93%
Turbine basse pression	308,6 kJ/kg	25500 kW	87%
Rendement global		Consommation spécifique	
37%		9665,7 kJ/kwh	

IV.7. Calcul des paramètres énergétiques et les performances par Matlab

On utilise le logiciel Matlab pour calculer les différents paramètres énergétiques et les performances de la turbine à gaz mobile TM2500. On le donne (entrer) les données de système de contrôle de la turbine (Contrôle Woodward), à partir de ces données il fait les calculs et afficher les paramètres qui on veut déterminer.

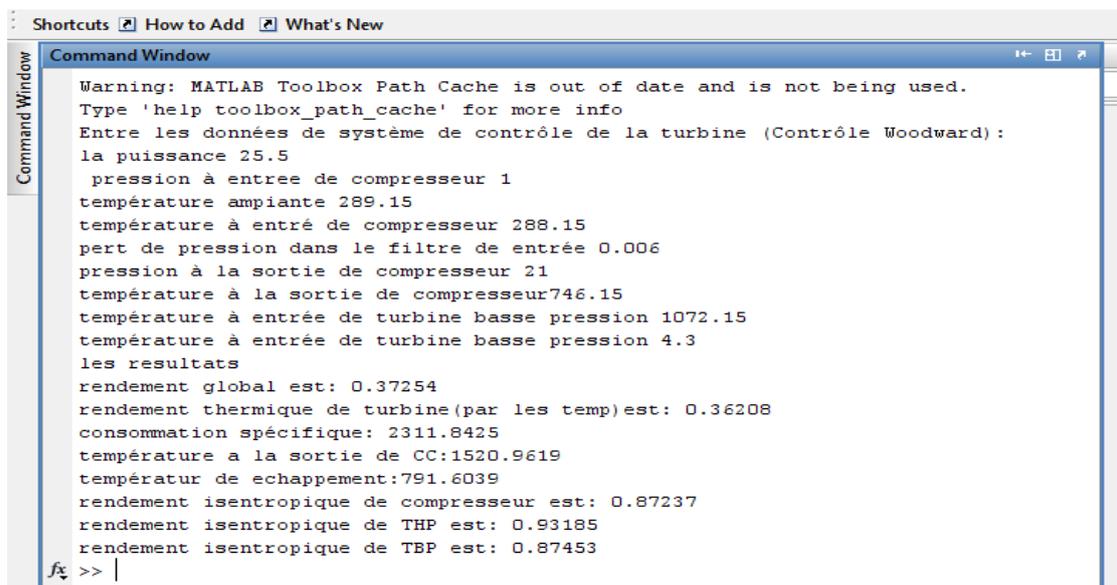
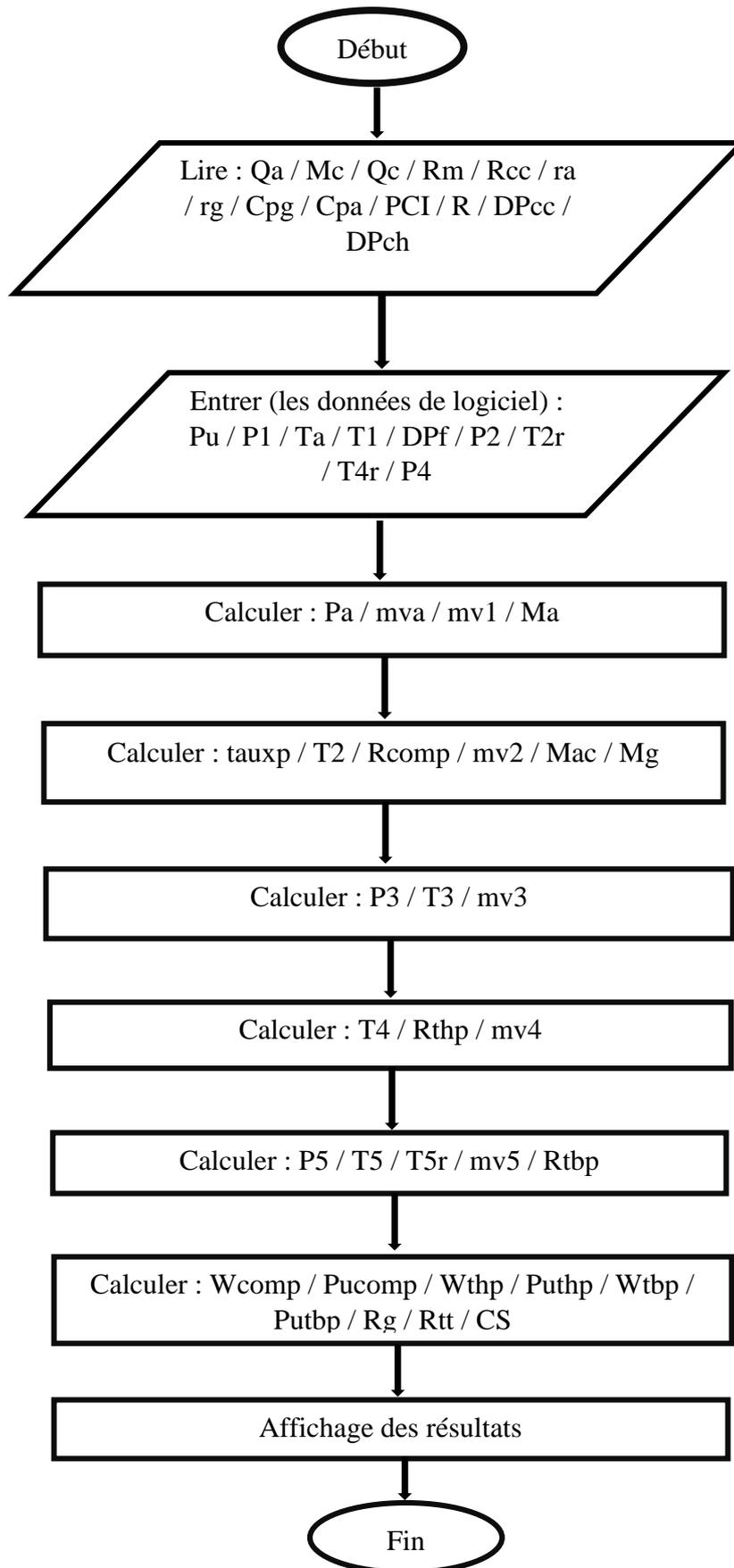


Figure IV.6. Affichage des résultats sur Matlab.



Organigramme.IV.1 Organigramme pour calculer les performances par Matlab.

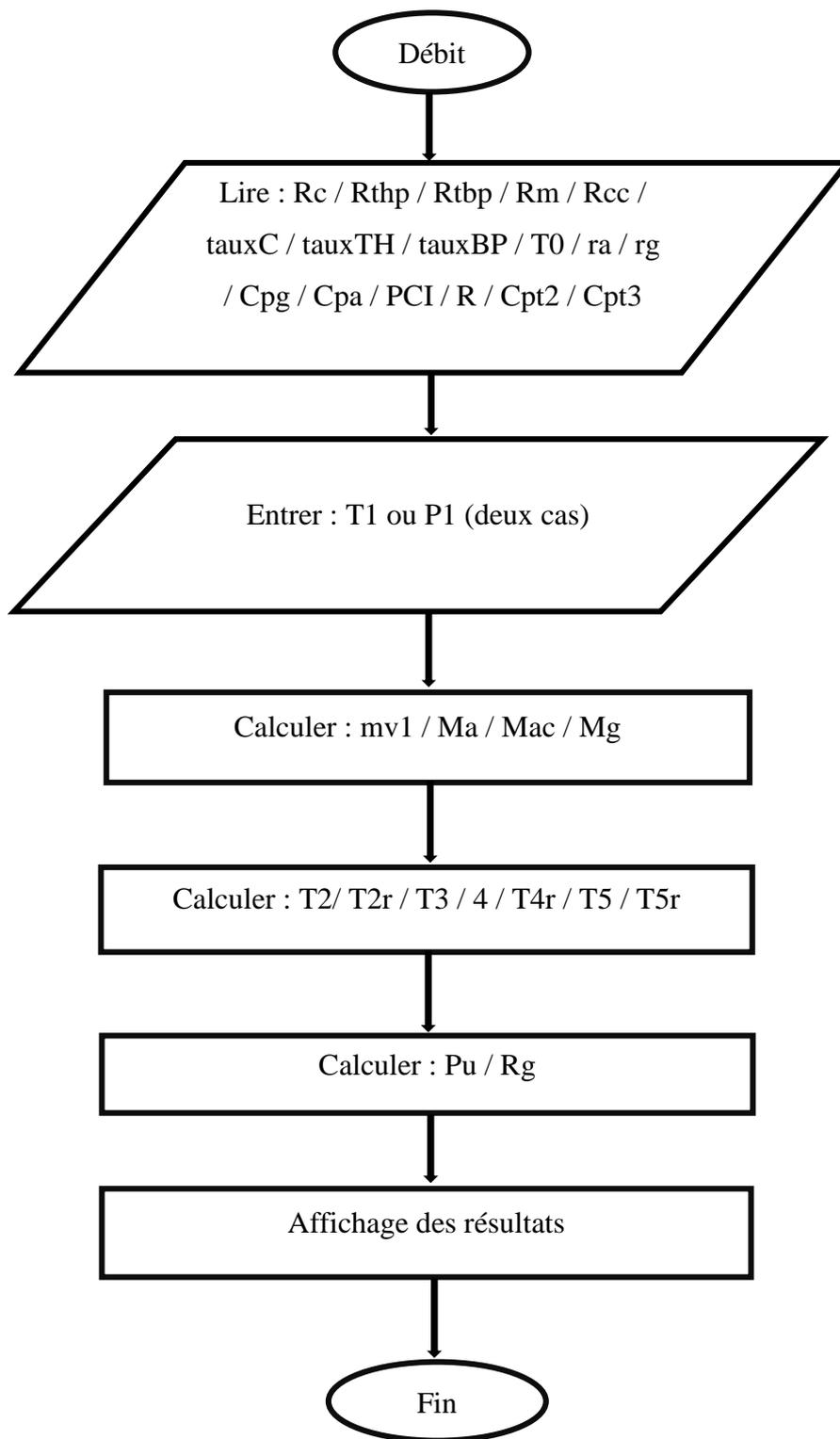
D'après les résultats obtenus du calcul thermodynamique, les performances calculées ne sont pas très différentes de celle données par constructeur. Car les conditions d'essai très proche aux conditions ISO, et car la turbine est nouvelle. Donc on peut dire que les données de constructeur sont validées.

IV.8. Influence des paramètres

Une turbine à gaz utilise l'air ambiant donc ces performances sont considérablement influencées par tous les facteurs qui ont un effet et une relation directe avec le débit massique de l'air aspiré par le compresseur et ces facteurs sont :

- Température.
- Pression.

Pour cela, on fait une étude sur l'influence des paramètres climatiques (température, pression). On utilise logiciel Matlab pour calculer les performances de turbine (rendement, puissance et consommation spécifique) à des températures et des pressions variables.



Organigramme.IV.2 Organigramme pour calculer l'influence des paramètres climatiques par Matlab.

IV.8.1. La température ambiante

On prend des conditions de température similaires à celles trouvées dans des régions en Algérie. Les valeurs de calcul des performances de la turbine pour des températures différentes sont illustrées dans le tableau (IV.4) et les figures (IV.7) et (IV.8).

Tableau IV.4. La puissance et le rendement de la turbine pour chaque température.

Température T	Rendement global η_g (%)	Puissance P_u (MW)
Sétif (nuit) 270,15 K [-3°C]	38,58	26,4
Sétif (jour) 278,15 K [+5°C]	37,94	25,9
Alger 296,15 K [+23°C]	36,62	25,0
Ghardaïa 313,15 K [+40°C]	35,52	24,3
Max 323,15 K [+50°C]	34,93	23,9

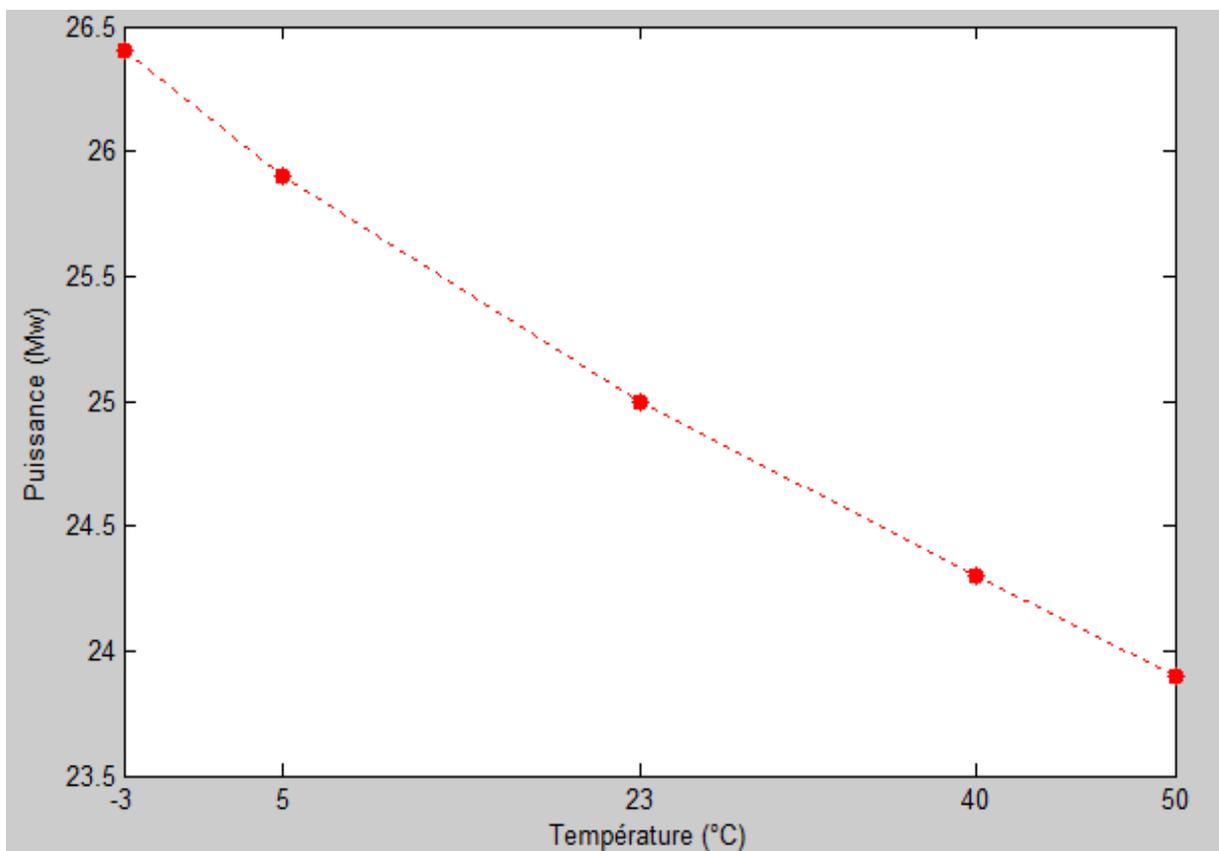


Figure IV.7. Variation de puissance en fonction de température $P_u=f(T_1)$

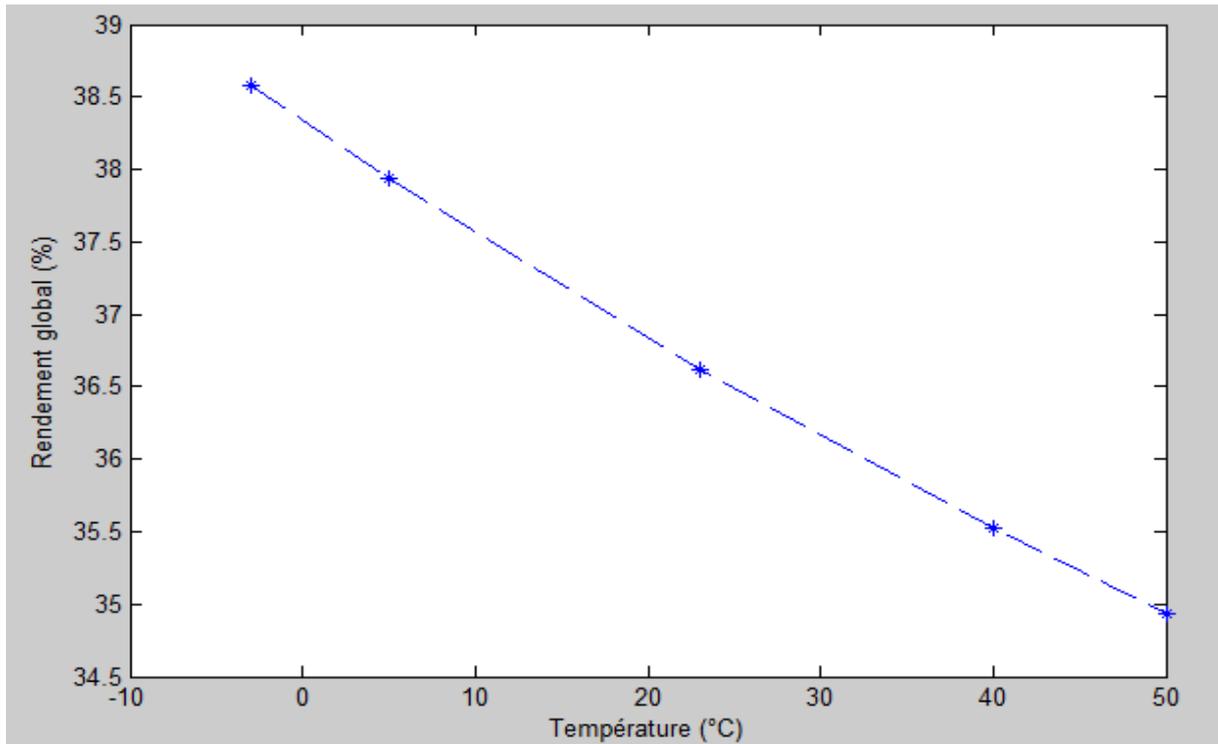


Figure IV.8. Variation de rendement global en fonction de température $\eta_g=f(T_1)$.

D'après le calcul thermodynamique, on constate que l'augmentation de la température ambiante influe sur les valeurs des performances de la turbine à gaz mobile TM2500. L'augmentation de la température ambiante baisse la masse volumique d'air d'admission de ce fait une réduction du débit massique qui traverse la turbine, et cela conduit à une réduction du rendement de la turbine et la puissance utile diminuent. Donc, on propose dans les périodes chaude que l'air admis dans le compresseur soit refroidi jusqu'à une température normale dans un échangeur pour obtenir un bon rendement.

IV.8.2. La pression ambiante

Pour la pression, on prend des différentes altitudes. Les valeurs de calcul des performances de la turbine pour des pressions différentes sont illustrées dans le tableau (IV.5) et les figures (IV.9) et (IV.10).

Tableau IV.5. La puissance et le rendement de la turbine pour chaque température.

La pression (bar)	Rendement global η_g (%)	Puissance P_u (MW)
1,020	37,92	25,95
1,013	37,66	25,78
1,000	37,19	25,45
0,950	35,36	24,20
0,900	33,53	22,94

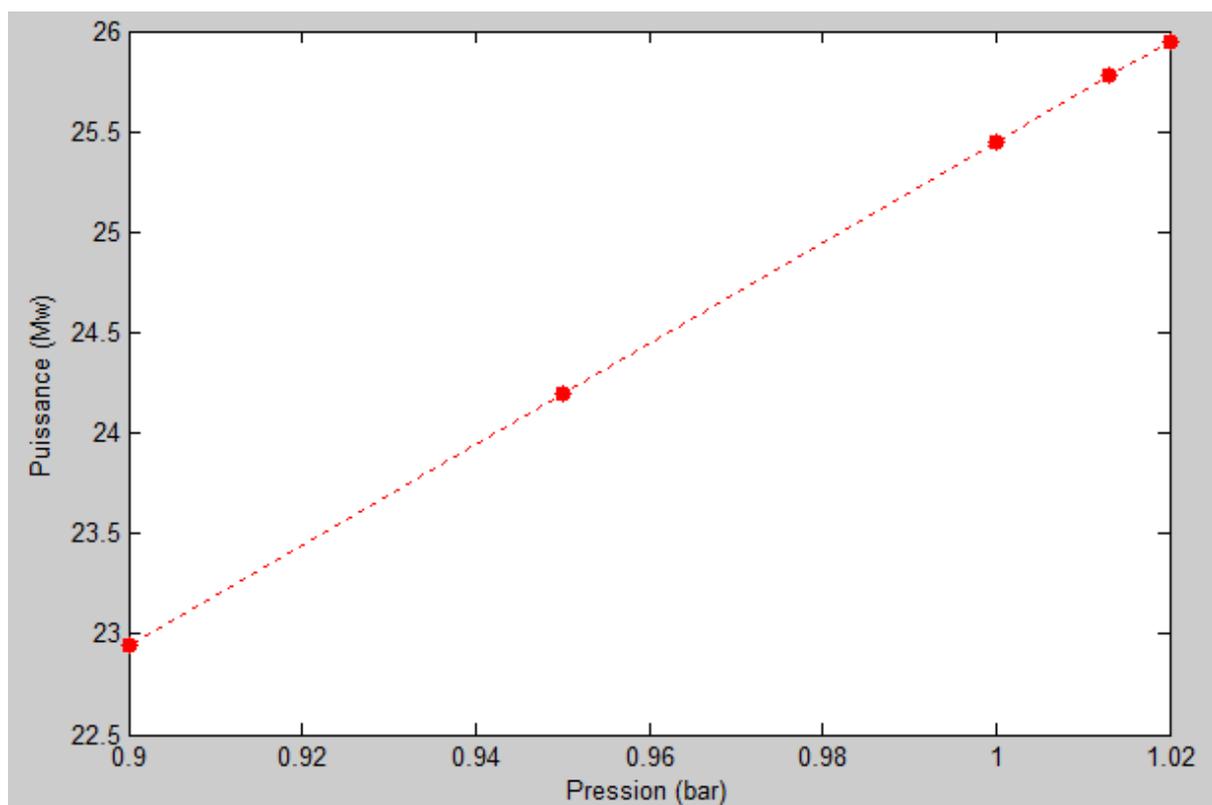


Figure IV.9. Variation de puissance en fonction de pression $P_u=f(P)$.

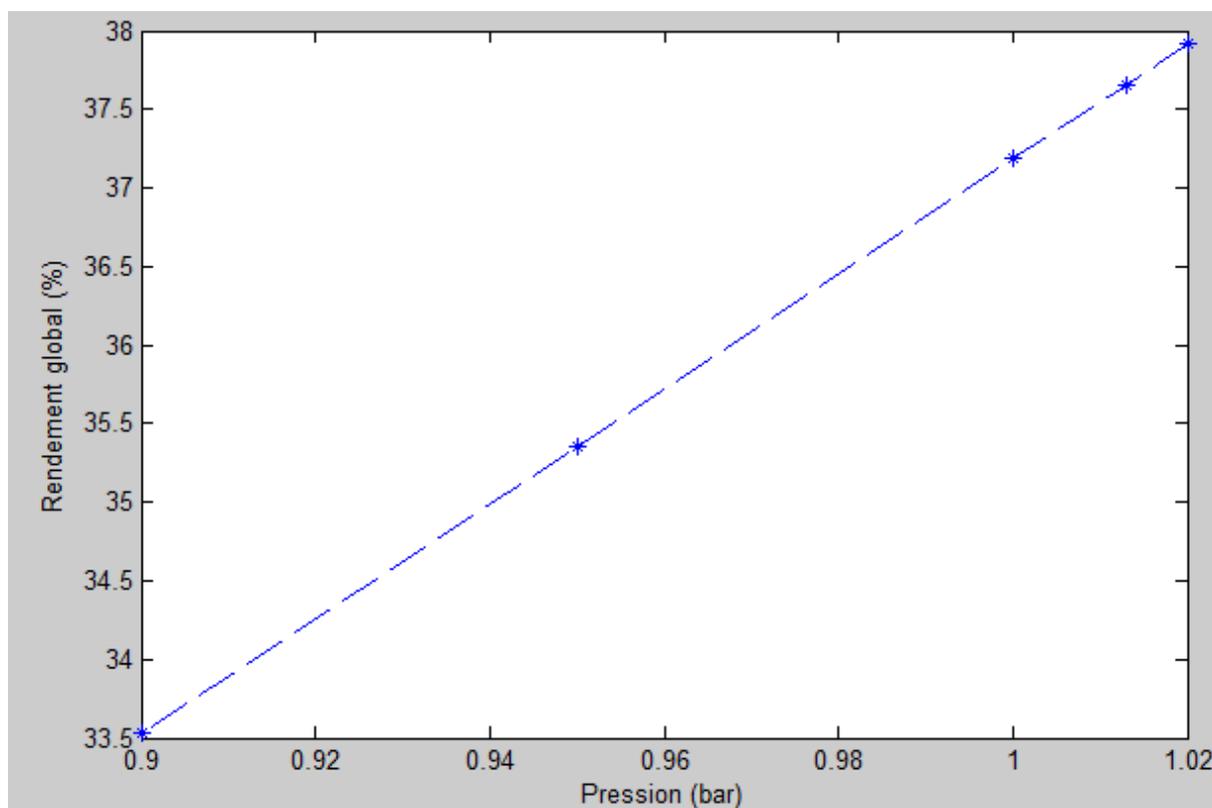


Figure IV.10. Variation de rendement global en fonction de pression $\eta_g=f(P)$.

Si la pression atmosphérique diminue (changement des conditions atmosphérique ou l'altitude d'emplacement) par rapport à la pression de référence, le débit massique de l'air diminue (en raison d'une réduction de sa masse volumique) et la puissance utile est proportionnellement réduite parce qu'elle est proportionnelle au débit massique du gaz. Au contraire, les autres paramètres du cycle thermodynamique ne sont pas influencés.

IV.8.3. Autres influents

- L'humidité :

En effet, l'air humide est plus léger que l'air sec, car le poids moléculaire de l'eau est 18g/mol tandis que le poids moléculaire moyen de l'air est 28.95g/mol. Donc, si l'humidité relative augmente, la puissance débitée diminue.

- La poussière :

Lorsque la concentration de poussière dans l'atmosphère augmentée à cause du vent de sable la quantité d'air admise dans le compresseur diminue ce qui fait diminuer la puissance de notre turbine.

- Chute de pression dans la section d'aspiration du compresseur :

Les chutes de pression sont provoquées par le système d'admission de la turbine. Ce dernier est composé d'un filtre à air, un silencieux, un coude, des variations de section des tuyauteries... etc. Installés en amont de la bride d'aspiration du compresseur. Quand l'air traverse ce système, il est soumis au frottement qui réduit la pression et poids spécifique. Ces chutes causent une réduction de la puissance utile et l'augmentation de la consommation spécifique, comme précédemment à cause de l'influence exercée par la pression ambiante.

- Chutes de pression dans le système d'échappement :

Les gaz d'échappement traversant ce système sont soumis aux pertes dues aux frottements, qui augmentent la valeur de la contre pression, par rapport à la valeur de la pression extérieure ou atmosphérique. Les pertes réduisent la détente dans la turbine, car cette dernière s'arrête à une isobare plus haute que celle de référence, et ceci a comme conséquence la réduction de la puissance utile et l'augmentation de la consommation spécifique.

Conclusion

D'après cette étude thermodynamique, on a observé que les résultats de nos calcul sont très proches des données de constructeur car la TM2500 est nouvelle et les conditions d'essai aussi comparable à les conditions ISO. En outre, on a passé en revue les effets des changements de la température ambiante et la pression atmosphérique sur les performances de la TM2500.

Conclusion générale

Conclusion générale

La turbine à gaz mobile TM2500 est une nouvelle technologie de production d'électricité. Ce travail nous a permis de connaître les caractéristiques, la structure de la solution TM2500, et de bien comprendre son fonctionnement. Elle est une technologie qui peut solutionner le problème de manque d'énergie électrique dans les zones rurales grâce à ces avantages : mobilité, flexibilité, rapidité, évolutivité, et disponibilité. Elle est capable de produire jusqu'à 31 Mw avec délais de mise en œuvre rapides. Ces unités mobiles contiennent des systèmes et des technologies développées (système de contrôle, système de lubrification, système d'injection d'eau, VSV de la turbine LM2500+).

L'étude des performances nous a permis d'acquérir des connaissances sur les paramètres énergétiques de la TM2500, les rendements isentropiques de chaque composantes (compresseur, THP, TBP), et de valider les données de constructeur. De ce qui précède comme résultats on peut dire que cette solution a un bon rendement et une faible consommation par rapport aux autres turbines à gaz.

La réalisation de ce mémoire nous a permis de faire connaître l'influence de plusieurs paramètres de fonctionnement tels que la température ambiante, la pression atmosphérique. Les calculs thermodynamiques ont montré que les performances de la TM2500 dépendent sensiblement à des conditions d'exploitation notamment la température qui varie considérablement durant les différentes saisons, elle présente la cause de chute de performance de turbine et par la suite au rendement global, et la même chose pour la pression on a remarqué que la diminution de pression engendre une chute de rendement et de puissance.

En remarque aussi que la température d'échappement est élevée ce qui cause une grande perte d'énergie à l'échappement on propose la récupération de cette énergie par les méthodes d'amélioration de rendement (cycle combiné...).

En fin, on peut dire que la turbine à gaz mobile est une bonne solution, elle permet de relever de nombreux défis industriels. Ces défis comprennent : situations d'urgence et catastrophes naturelles, accès difficile au réseau électrique (loin), croissance rapide de la demande (par exemple pour projets de construction de grande envergure). En Algérie, elle est Capable de satisfaire les besoins croissants en électricité (en été) de manière rapide et fiable et d'être un auxiliaire dans les grandes centrales de production d'électricité.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] Document de l'entreprise "Classe 2 - Familiarisation avec l'ensemble TM2500 et fonctionnement Société Algérienne de Production de L'Electricité (SPE). "Algeria 2014.
- [2] Document de l'entreprise "TM2500 Mobile Gas Turbine Generator Set, © 2017 General Electric Company, GEK 133787".
- [3] Document de constructeur GE www.ge-tm2500.com © 2017 General Electric Company, GEA31187A-FR. [brochure_web_ge_tm2500_fr_dec2014].
- [4] Formation industrie – IFP training © 2005 ENSPM "Turbine à gaz technologie et fonctionnement".
- [5] Amélioration des performances des turbines à gaz utilisées dans l'industrie des hydrocarbures, Bouam Abdallah, 2009.
- [6] J.KRYSINSKI, "Turbomachines", Théorie Générale Office des publications Universitaire, Alger, 1994.
- [7] Sushil Chaturvedi, "web-notes multi-stage compressors and turbines". Old Dominion University. 1998
- [8] Document de constructeur GE © 2013 General Electric Company GEA18292B (12/2013) "lm2500 plus g4 fact sheet".
- [9] M.Bariki, "Etude Thermodynamique et Maintenance de Turbine à gaz SGT400" mémoire de fin d'étude master, 2006.
- [10] Harlock, J. H, 2003, "advanced gas turbine cycles". Pergamon Press, Oxford Edition.
- [11] LM2500 General Training Course, 2nd edition, 2002.
- [12] Y.Gherras "Influence des systèmes VSV (variable stator vannes) Sur les performances de la turbine à gaz LM2500+", Mémoire de Master en GTE, Université Abou bekr Belkaid – Tlemcen, 2014.