

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



UNIVERSITE KASDI MERBAH-OUARGLA



Faculté des sciences appliquées
 Département de génie mécanique

N
 N **MEMOIRE DE FIN D'ETUDES**

En Vue de l'Obtention du Diplôme de Mastère

Spécialité : génie mécanique

Option : énergétique

Présenté par :

Slimani Ibrahim

Elhelli Lamine

Thème:

**ETUDE DES POSSIBILITES D'AMELIORATION DES
 PERFORMANCES D'UNE TURBINE A GAZ PWPS FT8N**

Encadré par : Dr . NEGROU BELKHIR

Devant le jury composé de :

M^r MM .Drid

Président

UKM Ouargla

M^r B.Dokker

Examineur

UKM Ouargla

Année Universitaire 2017/2018

REMERCIEMENTS

En premier lieu, nous remercions mon Dieu, notre créateur, qui nous a donné la force et la persévérance pour réaliser ce travail.

Nous tenons à exprimer notre profonde gratitude et nos sincères remerciements à tous ceux qui ont contribué, de près ou de loin à l'élaboration de ce mémoire de fin d'étude.

Aussi, nous tenons à remercier infiniment :

- + Nos chers parents pour leurs soutiens au long de nos études.*
- + Mr NEGROU Belkhir notre encadreur qui nous a accordé son soutien, son aide indéfectible et surtout sa patience et sa gentillesse.*
- + Nos remerciements vont à Mr DRID. M.M D'avoir accepté de présider le jury aussi à Mr DOKKER.B d'avoir accepté d'examiner notre travail.*

Nos remerciements vont aussi à :

- + Nos frères de la centrale Ouargla qui nous ont aidés beaucoup pour effectuer le stage pratique.*
- + Tous nos amis de stage qui nous ont donné la force et l'ambiance du travail collectif.*
- + Toutes personnes qui nous ont aidés beaucoup pour effectuer ce travail.*
- + Ainsi que l'ensemble de l'équipe de PWPS.*

Ibrahim & lamine

Dédicaces^N

*Je dédie ce modeste travail :
A ma source de bonheur :*

*Mon père, ma mère pour leurs amour, leur
bonté, leur sacrifice, leurs encouragements
perpétuels, leur soutien. Puisse Dieu prolonger
leur vie dans le bonheur.*

Mes frères et mes sœurs

Mes amis et mes frères de l'université d'Ouargla

*Mes amis et mes frères de la centrale Ouargla
Pour tous mes amis de notre quartier*

Elhelli Lamine

N
N
N
N
N
N
N
N
N
N
N
N

Nomenclature

Une lettre peut avoir plusieurs significations. Toutefois le contexte n'autorisera aucune confusion.

Liste des symboles

Symbole	Description	Unité
W	Section.	[J]
a_{30}	Proportion du débit d'air qui part dans les fuites	[-]
c	Vitesse absolue.	[m/s]
C_f	Coefficient du débit.	[-]
cp, cv	Chaleurs spécifiques à pression constante et à volume constant.	[J/(kg.K)]
cp	Chaleur spécifique moyenne à pression constan	[J/(kg.K)]
D	Diamètre de la tuyère.	[m]
e_{25}	Proportion de l'énergie de compression contenue dans le débit de	[-]
F	fuite	[N]
h	Poussée.	[J/k kg]
H	Enthalpie spécifique	[J/kg]
HR	Enthalpie.	[-]
M	Taux de la chaleur	[Kg/kmol]
m	Masse moléculaire	[Kg]
m	Masse du fluide	[kg/s]
Mn	Débit massique	[-]
N	Nombre de Mach	[tr/mn]
n	Vitesse de rotation	[étage]
NL	Nombre d'étage.	[tr/mn]
ni	base e vitesse	[-]
P	Fraction d'un élément dans un mélange gazeux	[bar]
P	Pression.	[W]
PCI	Puissance.	[kJ/kg]
Q	Pouvoir calorifique inférieur du carburant	[J]
Q	Flux de chaleur	[m3/s]
R	Débit volumique	[J/(kg.K)]
s	Constante spécifique du gaz.	[J/kg]
$S.F.C$	Entropie.	[kg/kW.h]
SG	Consommation spécifique	[m/s ²]
t	Pesanteur spécifique du gaz.	[°C]
T	Travail.	[K]
u	Température absolue.	[m/s]
W	Vitesse d'entraînement	[m ²]
	Température absolue.	

Variables grec

Symbole	Description	Unité
δ	Elévation.	[-]
ε	Efficacité d'un échangeur de chaleur.	[%]
φ	Rapport d'équivalence d'une combustion.	[-]
φ	Humidité relative.	[-]
γ	Exposant isentropique.	[-]
η	Rendement isentropique.	[%]
η_{Th}	Rendement thermique de la turbine à gaz.	[%]
ω	Humidité absol.	[-]
$S l$	Vitesse de propagation de la flamme.	[N.m]
τ	Taux de compression.	[m/s]
H	Couple.	[m]

Indices et Exposants

Symbole	Description
$1, 2, 3, 4, 5, 6$	Positions du cycle présentées par les différents éléments de la turbine à gaz.
$1101 / 1102$	Code de système de gaz de la turbine FT8
a	Air.
Amb	Ambiante
Adm	Admission.
C	Compresseur
CC	Chambre de combustion
$Echap$	Echappement.
e	Eau.
f	Carburant.
fl	Flamme.
g	Gaz d'échappement.
Hum	Humide.
Iso	Conditions standards.
$méc$	mécaniques.
n	Nette.
opt	Optimal.
p	Propulsion
Ref	Refoulement.
$Réfr$	Réfrigérant.
T	Turbine.
Ut	Utile.

Unités

Description	Unité
<i>Kv</i>	Kelvin.
<i>°C</i>	Celsius.
<i>s</i>	Seconde.
<i>h</i>	Heure.
<i>min</i>	Minute.
<i>K</i>	Kilovolt.

Abréviations

Abréviations	Description
ASME	American Society of Mechanical Engineers.
AFNOR	Association française de normalisation.
AVR	Régulation de tension et ampérage.
BBC	Brown Boveri & Cie's.
BP	Basse pression.
DLN	Faible de NOx sec
TGE	Température des gaz d'échappement.
FT8	Modèle des turbines de PWPS.
FT	Débitmètre de gaz
FV	Soupape d'arrêt.
GAP	Groupes auxiliaires de puissance.
GE	Général Electric.
GG	Générateur de gaz
GT	Gas turbine.
HAT	Turbine d'air humide.
H.P	Haute pression.
HAT	Turbine à gaz à air humide.
HPC	Compresseur haut pression ou (high pressure compressor).
HPT	Turbine haut pression ou (high pressure turbine).
IGV	Inlet guide valve.
ISO	Organisation standard international.
JT8D	Modèle de moteur turboréacteur de PWPS.
LFL	Niveau d'inflammabilité inférieur.
LPC	Compresseur base pression ou (low pressure compressor).
LPT	Turbine base pression ou (low pressure turbine).
PT	Turbine de puissance ou (power turbine).
PWPS	Pratt & Whitney power system.
VSV	Vanne statorique variable.
Tàg	Turbine à gaz.
TEC	Carter d'échappement de turbine.
TET	Température d'entrée à la turbine.
TOBI	système d'injection tangentielle à bord.
SAT	Systèmes Anticipés de Turbine.

Substances chimiques

Composant chimique	Description
OH	Ethane.
CH ₄	Methane.
C _x H _y	Hydrocarboné général.
CO	Hydroxyle.
CO ₂	Dioxyde de carbone.
H, H ₂	Hydrogène
HCN	Cyanure d'hydrogène H ₂ O Eau.
N	N ₂ Azote.
NO _x	Oxydes d'azote.
O	O ₂ Oxygène.
C ₂ H ₆	Oxyde de carbone.

Résumé :

Ces dernières années, les turbines à gaz industrielles ont joué un rôle important dans les systèmes de production d'énergie, tels que les centrales électriques. Malgré les nombreux avantages de cet équipement, mais la sensibilité élevée affectée par des facteurs internes et externes tels que le changement de la température de l'air ambiant, qui varie considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, en plus du manque d'entretien de certains systèmes, et le fait que l'efficacité thermique de ces machines sont affectées, de sorte que le L'amélioration des cycles de cet appareil est nécessaire. A cette fin, différentes techniques (refroidissement, régénération, refroidissement intermédiaire, préchauffage, injection de vapeur d'eau et bon entretien) ont été utilisées pour améliorer les performances des cycles de turbines à gaz. Le refroidissement par air de cycle de turbine à gaz avant que le compresseur axial et en plus d'un bon entretien améliore les caractéristiques principales de la turbine à gaz utilisé dans des conditions de températures extrêmes dans le sud de l'Algérie, ce qui est dans l'air refroidi par un compresseur axial et une bonne maintenance. Nous allons étudier la méthode proposée et l'analyser et la comparer au cours simple. Cependant, le rendement reste constant lorsque la température ambiante est supérieure à la température de référence.

خلاصة

في السنوات الأخيرة، تلعب توربينات الغاز الصناعية دورًا مهمًا في أنظمة توليد الطاقة، مثل محطات توليد الطاقة. على الرغم من مزايا العديدة لهذه المعدات، إلا أن حساسيتها العالية تتأثر بالعوامل الداخلية والخارجية مثل التغير في درجة حرارة هواء المحيط، والتي تتغير بشكل كبير بين النهار والليل والصيف والشتاء بالإضافة إلى نقص صيانة بعض الأنظمة. وحقيقة ان الكفاءة الحرارية لهذه الماكينات تتأثر، وبالتالي فإن تحسين دورات هذا الجهاز ضرورية. ولهذه الغاية، تم استخدام تقنيات مختلفة (التبريد والتجديد والتبريد الوسيطة والتسخين المسبق وحقن بخار الماء والصيانة الجيدة) لتحسين أداء دورات التوربين الغازي. إن دورة التوربينات الغازية بتبريد الهواء قبل الضاغط المحوري وبالإضافة الى الصيانة الجيدة تقوم بتحسين الخصائص الرئيسية للتوربين الغازي المستخدم في ظروف درجات الحرارة القاسية في جنوب الجزائر، وهذا عن طريق تبريد الهواء قبل ضاغط محوري والصيانة الجيدة. وسنقوم بدراسة الطريقة المقترحة وتحليلها ومقارنتها بالدورة البسيطة. ومع ذلك، تظل الكفاءة ثابتة عندما تصبح درجة حرارة الهواء المحيط أعلى من درجة الحرارة المرجعية.

Sommaire

Introduction général	1
Chapitre I: Revue bibliographique sur les Tàg et leurs applications	
I. 1- Introduction	3
I. 2- Historique de la turbine à gaz	3
I.3.1- Composants d'une turbine à gaz	4
I.3.1.1- Entrée d'air	4
I.3.1.2- Compresseur	5
I.3.1.3- Chambre de combustion	5
I.3.1.4- Turbine de détente	6
I.3.1.5- Echappement de la turbine à gaz.....	6
I.4- Applications de la turbine à gaz	7
I.4.1- Réalisation pratique.....	7
I.4.2- Limites techniques et avantages	7
I.5- Domaines d'utilisation	8
Chapitre II : Turbine à gaz FT8	
II.1- Introduction	10
II.2- Turbine à gaz	11
II.2.1-Générateur de gaz	12
II.2.1.1- Groupe de cas d'entrée	13
II.2.1.2- Compresseur basse pression	13
II.2.1.3- Compresseur à haute pression	14
II.2.1.4- Groupe diffuseur	14
II.2.1.5- Section de combustion	15

Sommaire

II.2.1.6- Groupe de buses de turbine	15
II.2.1.7- Turbine à haute pression	16
II.2.1.8- Turbine base pression	16
II.2.1.9- Carter d'échappement de la turbine.....	16
II.2.1.10- Roulements	17
II.2.2- Turbine de puissance	18
II.2.2.1- Section d'entrée	19
II.2.2.2- Boîtier de turbine et ensemble de vannes	19
II.2.2.3- Rotor Assemblée	20
II.2.2.4- Carter d'échappement	21
II.2.2.5- Diffuseur et ensemble de girouettes	21
II.2.3- Boîte de collection	22
II.2.4-Montures	22
II.2.5- Système d'air de refroidissement et d'équilibrage de poussée	22
II.3- Systèmes auxiliaires	23
II.3.1- Lubrification / contrôle hydraulique	23
II.3.2- Système de carburant à gaz	23
II.3.3- Système de carburant double	24
II.3.4- Système d'injection d'eau	24
II.3.5- Système de démarrage	24
II.3.6- Système anti-incendie	25
II.3.7- Système de détection de gaz	26
II.3.8- Système de chauffage du moteur (déshumidification)	26
II.3.9- Système de lavage à l'eau hors ligne	26
II.4- Générateur électrique	27

Sommaire

II.4.1- Stator	27
II.4.2- Rotor	28
II.4.3- Roulements	28
II.4.4- Ventilation	29
II.4.5- Lubrification	29
II.4.6- Systèmes d'excitation	29
II.4.7- Régulateur de tension	29
II.4.8- Données du générateur	30
II.4.8.1- Fabricant	30
II.4.8.2- Type	30
Chapitre III : Etude thermodynamique et performance de la turbine à gaz FT8	
III.1- Etude thermodynamique	31
III.1.1- Description générale	31
III.1.2- Cycle thermodynamique simplifié	31
III.1.2.1- Cycle réel de la turbine à gaz du site en coordonnées (T, S)	31
III.1.2.2- Rendement du cycle réel de la turbine à gaz	33
III.2- Performance de moteur de base	35
III.2.1- Puissance nominale du moteur	35
III.2.2- Principes à l'appui	35
III.2.3- Graphique à points de température nominale constante	36
III.2.4- Performance du compresseur	37
III.2.5- Cartographie des performances de compresseur basse pression	38
III.2.6- Cartographie des performances de compresseur haute pression	39
III.3- Calcul du rendement de la turbine à gaz en fonction de la température	40
III.3.1-Interprétation	41

III.4- Consommation spécifique	42
III.4.1- Interprétation	43
III.5- Conclusion	43
Chapitre IV : Améliorations de la performance	
IV.1- Influence des facteurs sur les performances de la turbine à gaz	44
IV.1.1- Influence des facteurs intérieurs sur les performances de la Tàg	44
a- Chute de pression dans la section d'aspiration du compresseur	44
b- Chutes de pression dans le système d'échappement	44
c- Influence du type de combustible	44
d-Solutions pour minimiser l'influence des facteurs extérieurs par la maintenance	45
1- Définition de la maintenance	45
2- Types de la maintenance	45
A- La maintenance préventive	45
B - La maintenance corrective	45
C - Exemple de la maintenance pour améliorer la performance de turbine FT8.....	46
IV.1.2- Influence des facteurs extérieurs sur les performances de la turbine à gaz	47
A- La température ambiante	47
B- La pression ambiante	47
C- L'humidité relative	47
D- Les poussières	47
IV.3- L'effet de la température sur la performance de la turbine par voie de refroidissement d'air à l'admission	47
IV.3.1- Les méthodes actuellement préférées par l'industrie	48
a - Système de réfrigération mécanique indirect	48
b- Système de réfrigération mécanique direct	49

Sommaire

c-Système de réfrigération avec le stockage d'eau glacée	49
d-Système de refroidissement d'air par absorption	50
e. Système à brouillard haute pression	51
f- Système à refroidisseur par évaporation	51
IV.3.2- Système proposé : (système de stockage eau glacé)	54
IV.3.2.1- Critère de choix.....	54
IV.3.2.2- Dimensionnement d'un Groupe frigorifique à compression mécanique.....	54
IV.3.2.3- Principe de fonctionnement	55
IV.3.2.4- Compréhension de la machine frigorifique à compression	56
IV.3.2.5- Echangeur thermique eau / air	57
IV.3.2.6- Le gain	60
IV.4- Conclusion	60
Conclusion générale	61

Liste des tableaux

Tableau (2-1) : Type des Roulements du générateur de gaz.....	18
Tableau (2-2) : Type des Roulements de la turbine de puissance	23
Tableau (3-1) : Calcul du rendement de la turbine à gaz en fonction de la température.....	40
Tableau (3-2) : Consommation spécifique	42
Tableau (4.1) : Exemple de la maintenance de la turbine FT8	47
Tableau (4-2) : Les données réelles de site Ouargla	58
Tableau (4-3) : Données estimées après le refroidissement.....	58
Tableau (4-4) : Les gains	60

Liste des figures

Figure (1-1) : Différents composants d'une turbine à gaz	4
Figure (1-2) : Définitions des températures de flamme	5
Figure (2-1) : Turbine à gaz FT8 dans la centrale de OUARGLA	11
Figure (2-2) : Turbine à gaz FT8	12
Figure (2-3) : Groupe de cas d'entrée	13
Figure (2-4) : Compresseur basse pression	14
Figure (2-5) : Section de combustion	15
Figure (2-6) : Turbine à haute pression	16
Figure (2-7) : Roulements	17
Figure (2-8) : Type des Roulements.....	18
Figure (2-9) : Turbine de puissance.....	19
Figure (2-10) : Boîtier de turbine et ensemble de vannes.....	20
Figure (2-11) : Rotor Assemblée.....	20
Figure (2-12) : Section du carter d'échappement	21
Figure (2-13) : arbre de la turbine de puissance.....	22
Figure (2-14) : Générateur électrique.....	27
Figure (3-1) : Diagramme (T, S)	32
Figure (3-2) : Graphique à points de température nominale constante.....	37
Figure (3-3) : Cartographies des performances de compresseur basse pression.....	38
Figure (3-4) : Cartographies des performances de compresseur haute pression	39
Figure (3-5) : Diagramme représentant la variation du rendement théorique en fonction de la température ambiante	40

Liste des figures

Figure (3-6) : Diagramme représentant la variation du rendement réel en fonction de la température ambiante	41
Figure (3-7) : Évaluation de la consommation spécifique en fonction de la température ambiante	42
Figure (4-1) : Turbine à gaz avec refroidisseur mécanique	48
Figure (4-2) : Schéma d'une Tàg avec l'air réfrigéré à l'entrée du compresseur	49
Figure (4-3) : Refroidisseur mécanique avec un système de stockage d'eau	50
Figure (4-4) : Système de refroidissement de l'air à l'entrée par absorption.....	50
Figure (4-5) : Système de refroidissement de l'air par absorption.....	51
Figure (4-6) : Refroidissement par évaporation	52
Figure (4-7) : Le support rigide refroidisseur par évaporation.....	52
Figure (4-8) : Panneau évaporation directe.....	53
Figure (4-9) : Refroidissement d'air par évaporation avec d'option du traitement de l'eau....	54
Figure (4-10): Centrale thermique à gaz cycle ouvert avec machine frigorifique	55
Figure (4-11) : Organigramme de cycle de refroidissement d'air de l'admission	56
Figure (4-12) : Machine frigorifique à compression.....	56
Figure (4-13) : Courbe la production KWH en fonction de la température.....	59
Figure (4-14) : Courbe la puissance en fonction de la température.....	59

Introduction générale

Les turbines à gaz ont connu ces dernières années un développement considérable dans de nombreuses applications industrielles en particulier dans le domaine des hydrocarbures et de la production d'énergie électrique. Malgré ces avantages, leur haute sensibilité à l'influence des facteurs intérieurs et extérieurs varient considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté.

Actuellement pour solutionner le problème, compte tenu des régions d'exploitation, on procède, lors du projet, au surdimensionnement systématique des groupes d'entraînement par rapport aux machines entraînées. Certes, ce moyen assez fiable est loin d'être économique compte tenu des prix élevés de ces machines et du nombre d'installations en exploitation.

Le cycle d'une turbine à gaz est un cycle très souple de sorte que ses paramètres de performance puissent être améliorés, en ajoutant des composants supplémentaires à un cycle simple. A cet effet différentes méthodes (régénération, préchauffage et injection d'eau ou de vapeur d'eau, refroidissement de l'air à l'admission ...) ont été utilisées afin d'améliorer les performances des turbines à gaz. A cet effet, nous avons pris des caractéristiques d'une turbine à gaz pratt & whitney FT8 comme machine d'application de notre programme. Ce travail permettra l'étude de l'effet de plusieurs paramètres tels que la température ambiante, la pression atmosphérique, l'humidité du climat et la maintenance de fonctionnement sur les performances de cet équipement. L'objectif de ce travail, qui s'inscrit dans le cadre d'un projet de fin d'étude sur amélioration la performance de turbine à gaz. L'influence de conditions intérieures et extérieures sur les performances de la machine considérée a été mise en évidence. Afin de rendre cet équipement insensible à la variation de la température ambiante (comme facteur extérieur), refroidissement d'air à l'admission par un échangeur de chaleur pour améliorer la performance de la turbine FT8 utilisée par SONELGAZ OUARGLA pour production l'énergie électrique.

Le présent travail est en quatre chapitres. Dans le premier chapitre, on va de faire une recherche bibliographique, Historique de création et de développement de la Tàg, et Composants, fonctionnement et les utilisations de turbines à gaz, ont été présentés dans le

deuxième chapitre. Une description détaillée de la turbine à gaz FT8, utilisée au niveau du champ de SONELGAZ OUARGLA, a été abordée dans le troisième chapitre, où l'on a passé à l'étude de différents cycles de thermodynamiques et la performance de la turbine à gaz FT8. Le quatrième chapitre sera étudier les différents des facteurs intérieurs et extérieurs qui influent sur la performance de la turbine à gaz FT8 et comment trouver des solutions pour minimiser l'influence de ces facteurs pour améliorer la performance de la turbine FT8 .avec une conclusion à la fin.

Chapitre I : Revue bibliographique sur les Tàg et leurs applications

I.1- Introduction :

Il est bien connu que les turbines à gaz (Tàg) produisent moins d'énergie lorsque la température ambiante est plus élevée. Ceci est principalement dû au fait que la température de l'air d'admission influe sur la masse volumique du fluide moteur, ce qui réduit le débit massique en circulation dans l'installation. Le refroidissement d'admission de turbine est défini comme le refroidissement de l'air avant qu'il n'entre dans le compresseur d'alimentation de la turbine à gaz, ce qui a pour objectif, d'augmenter le rendement et la puissance de l'installation quand la température ambiante est plus haute que les conditions standards.

Les gaz d'échappement de la Tàg transportent une quantité importante d'énergie thermique qui est généralement expulsée dans l'atmosphère, ce qui entraîne une réduction de travail en réseau. Les deux phénomènes sont évoqués et peuvent être résolus par l'installation d'un cycle de refroidissement à l'entrée du compresseur axial.

Dans cette étude, nous cherchons une méthode d'amélioration des performances de la Tàg, en proposant un cycle de refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur axial, utilisant l'énergie gratuite des gaz d'échappement.

I.2- Historique d la turbine à gaz :

La turbine à gaz a été inventée en 1791 par le Britannique John Barber. Sa supériorité technique et économique par rapport aux machines à vapeur à piston a été reconnue dès le 19e siècle. Toutefois l'insuffisance des connaissances sur les matériaux interdisaient à l'époque de concrétiser les espoirs placés en elle. Il a en effet fallu attendre 1904 pour que Franz Stolze développe à Berlin une turbine à gaz capable de fonctionner, mais ne délivrant encore aucune puissance utile.

Le brevet de Mennons (1861) décrit une turbine à gaz dont la conception se rapproche des turbines à gaz modernes a circuit ouvert .cette turbine est munis d'un compresseur centrifuge a un étage une turbine radiale a un étage, un récupérateur de chaleur et d'une chambre de combustion fonctionnant avec des combustibles solides.

C'est le brevet de Parsons (1884) qui prévoit pour la première fois, l'emploi d'un compresseur et d'une turbine comportant chacun plusieurs étages. Une étape importante dans

la réalisation industrielle de la turbine à gaz a été constituée par la turbine d'Armengaud et Lemale, construite par la société des Turbomoteurs à Paris (1905) qui permet pour la première fois l'entraînement de son compresseur à la vitesse normale.

I.3- Composants d'une turbine à gaz :

Une turbine à gaz (figure (1-1)) est constituée par : 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 [18-21].

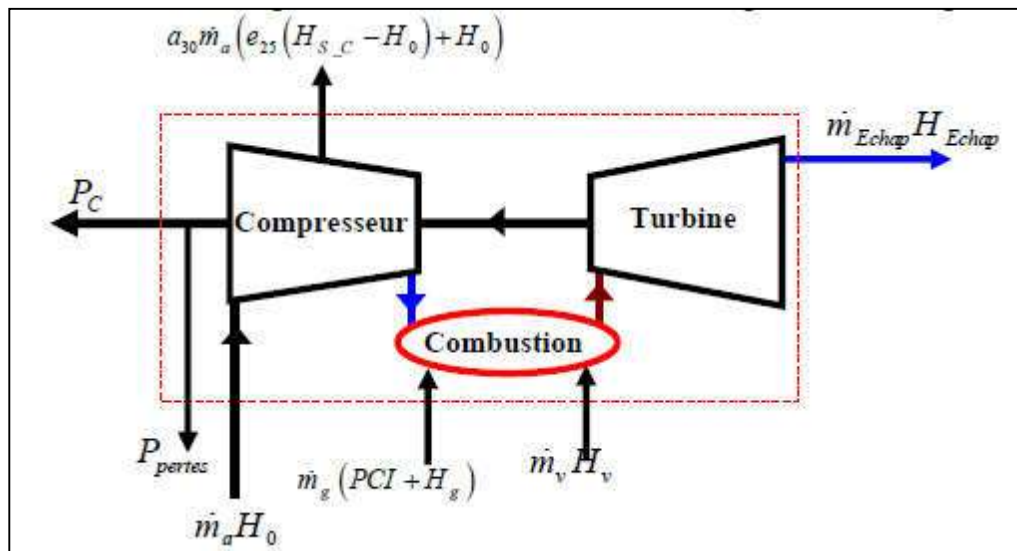


Figure (1-1) : Différents composants d'une turbine à gaz

I.3.1.1- Entrée d'air :

Elle comporte un système de filtration générant une perte de charge qui varie de 0,3 % à 1,3 % (usuellement exprimée 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, qui peut être calé sur une 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 réfrigérants à évaporation, à brumisation d'eau ou à fluide caloporteur froid. Le premier et le dernier de ces systèmes induisent une perte de charge supplémentaire de l'ordre de 0,25 %. Les deux premiers sont efficaces en cas d'air chaud et sec et utilisent l'enthalpie de vaporisation de l'eau pour refroidir l'air en accroissant son humidité à respectivement 90 % et 95 %. La mesure de la perte de charge dans l'entrée d'air est importante pour estimer l'encrassement des filtres en la corrigeant des influences du débit d'air aspiré et des conditions atmosphériques

I.3.1.2- Compresseur :

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

$$P_C = \left(m_a - \sum m_{Ref} \right) H_{S_C} + \sum m_{Ref} H_{Ref} - m_a H_{E_C}$$

L'enthalpie H peut être estimée en gaz parfait à partir de la température, donc l'estimation de la puissance du 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 venturi-tuyère équipés de prises de pressions statiques et totales.

I.3.1.3- Chambre de combustion :

Elle se traduit par une perte de charge de l'ordre de 6 % et par un échauffement de l'air lié à la combustion du gaz avec un rendement proche de 100 %. C'est dans la chambre de combustion que peut être injectée de l'eau ou de la vapeur pour soit réduire les émissions d'oxydes d'azote, soit 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 :

$$\begin{aligned} & ((1 - a_{30}) m_a - \sum m_{Ref} + m_e + m_g) H_{fl} = m_g PCI \\ & + ((1 - a_{30}) m_a - \sum m_{Ref}) H_{S_C} + m_g H_g + m_e H_e \end{aligned}$$

La température des gaz à la sortie de la chambre de combustion n'est pas mesurable car trop hétérogène et élevée et n'est accessible par cette formule que si le PCI du combustible est connu. Sa connaissance conditionne la durée de vie des parties chaudes en effet :

- La température entrée turbine ISO (telle que définie par la norme ISO 2314) qui suppose que tout le débit d'air entrée turbine à gaz passe dans la chambre de combustion, 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 entrée roue de turbine qui est calculée en considérant que l'air sortie 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 sortie de chambre combustion qui 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 (1-2). 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.

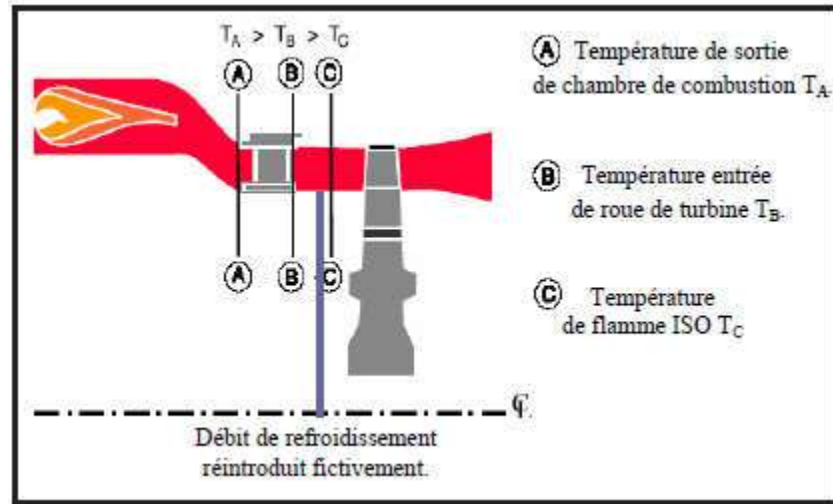


Figure (1-2) : Définitions des températures de flamme

I.3.1.4- Turbine de détente :

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

$$P_T = \left((1 - a_{30}) m_a - \sum m_{Ref} + m_g + m_e \right) H_{fl} + \sum m_{Ref} (H_{Ref} - H_{Réfr}) - \left((1 - a_{30}) m_a + m_g + m_e \right) H_{Echap}$$

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 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 qui se refroidit à travers un échangeur qui prélève $H_{Réfr}$ en chauffant de la vapeur ou le combustible.

La mesure la plus délicate est celle de la température moyenne des fumées 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.

I.3.1.5- 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, cheminée.

I.4- Applications de la turbine à gaz

I.4.1- Réalisation pratique

La phase de compression est réalisée par un compresseur d'air axial ou centrifuge. Le travail de compression peut être réduit par pulvérisation d'eau à l'admission. L'air comprimé est réparti en trois flux :

- Une alimentation stœchiométrique vers le brûleur alimenté en carburant.
- Un flux refroidissant la paroi de la chambre de combustion est mélangé aux produits de combustion.
- Un flux destiné au refroidissement de la turbine.

Il existe des machines utilisant une injection de vapeur dans les produits de combustion à l'entrée de turbine pour augmenter le débit et donc la puissance de celle-ci. La vapeur est produite par une chaudière utilisant l'énergie des gaz d'échappement. Il s'agit en fait d'un cycle combiné simplifié.

Deux grands types de turbines à gaz sont à distinguer :

- Simple arbre : le compresseur et l'ensemble des étages de détente sont regroupés sur le même arbre entraînant également l'organe récepteur,
- Double arbre : le compresseur est sur le même arbre que les étages de turbine strictement nécessaires à son entraînement, les autres étages de turbine étant groupés sur un second arbre solidaire de la machine entraînée.

La seconde disposition plus complexe permet un meilleur fonctionnement à charge partielle et variable ce qui est le cas des moteurs destinés à la propulsion. Les turbines à simple arbre sont adaptées à la production électrique qui se fait à régime constant et charge plus élevée.

La réalisation de la turbine et notamment de son premier étage (turbine de feu) pose des problèmes métallurgiques liés à la température élevée et à la force centrifuge s'exerçant sur les aubages mobiles. Elle nécessite l'emploi d'aciers fortement alliés (Cr-Ni-Va) et un refroidissement énergique par l'air de charge prélevé sur le compresseur. L'utilisation de matériaux céramiques est à l'étude pour augmenter la température T_3 [22, 23].

I.4.2- Limites techniques et avantages

La turbine à gaz présente de sévères limitations dues aux contraintes techniques de sa réalisation. Ces principales limites sont les suivantes :

- Taux de compression (et donc rendement) limité par le nombre d'étage de compression nécessaires.
- Baisse importante de rendement des compresseurs centrifuges à un régime plus faible

que le régime nominal.

- Température de combustion (et donc rendement) limitée par la résistance mécanique de la turbine.
- Chute importante du rendement à charge partielle en particulier pour les machines à simple arbre.
- Coût d'usinage des aubages élevé, notamment de la turbine.
- Inaptitude aux arrêts et démarrages fréquents et peu progressifs.

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

- Puissance massique et volumique très élevée du fait du fonctionnement continu,
- Simplicité apparente de construction (un rotor dans un carter et un brûleur) et équilibrage (peu de vibrations),
- Pollution limitée en HC et NO_x du fait de l'excès d'air et de la température limitée,
- Aptitude à la récupération de chaleur (cogénération),
- Longévité en marche stationnaire.
- Aptitude potentielle à utiliser des combustibles variés et de moindre qualité (gaz pauvre, fuel lourd).

I.5 - Domaines d'utilisation

Les applications des turbines à gaz découlent directement de leurs avantages spécifiques. Ainsi, la puissance massique élevée se prête bien à la propulsion aéronautique en particulier sur les hélicoptères. La propulsion navale fait également de plus en plus appel aux turbines à gaz notamment pour les navires à grande vitesse. Il existe enfin des exemples d'application à la propulsion ferroviaire et à des véhicules militaires comme des chars d'assaut (XM-1 Abrams ou Leclerc).

Par contre, la turbine à gaz est mal adaptée aux véhicules routiers. En effet, les variations de charge et de régime sont trop importantes et trop rapides pour être réalisables avec un rendement correct. De plus, le rendement atteint difficilement 30% pour des moteurs compacts et de faible puissance.

L'autre grand domaine d'emploi des turbines à gaz est la production d'électricité. En effet, il s'agit d'applications à régime constant et à charge relativement constante pour lesquelles le rendement de ces machines est le meilleur. La puissance varie de quelques centaines de kW à près de 300 MW. Les machines les plus puissantes sont en général associées à des turbines à vapeur dans des cycles combinés dont le rendement global tend actuellement vers 60%. En cycle simple, le rendement est de l'ordre de 30 à 35%. Dans les faibles puissances, le rendement est même inférieur à 30% mais on met alors à profit l'aptitude des turbines à combustion pour la récupération de chaleur dans des applications de cogénération (production simultanée d'électricité et de chaleur).

Les turbines à gaz sont des groupes de force dont l'utilisation est très répandue dans différents domaines d'applications [22, 24], nous citerons : l'industrie des centrales électriques (nucléaires ou non nucléaires), transport des hydrocarbures et du transport par la propulsion. Parmi ces domaines d'application :

- Aéronautique
- Turbocompresseur
- Turbine à gaz d'avion
- Moteur de turbopropulseur
- Moteur de Turbojet
- Moteur de turboréacteur
- Moteur de turbofusée
- Moteur d'avion nucléaire
- Turbines à gaz pour des véhicules
- Turbines à gaz dans l'industrie pétrochimique
- Turbine à gaz pour la production d'électricité

Chapitre II : Turbine à gaz FT8

II.1-Introduction :

Les configurations de l'unité FT8® MOBILEPAC® sont complètement autonomes ; groupes électrogènes à turbine à gaz contenant tout l'équipement nécessaire pour un fonctionnement automatique local [25].

La configuration se compose de quatre (4) unités primaires - deux (2) unités de turbines à gaz, l'unité de générateur électrique et l'unité de commande électrique. Les turbines et groupes électrogènes MOBILEPAC sont constitués d'une turbine à gaz industrielle reliée directement par un couplage à membrane à une seule génératrice électrique à double culot.

Les centrales MOBILEPAC sont conçues pour fournir une puissance rapide et fiable. L'emballage «plug and Play» permet de réduire le temps de mise en place du site en livrant des modules assemblés en usine, des câbles de déconnexion rapide et des tuyauteries préfabriquées. Le rinçage et la vérification en usine sont utilisés dans la mesure du possible.

L'unité électrique / de commande comprend l'appareillage 15 kV et tous les contrôles et instruments nécessaires au fonctionnement. L'appareillage de commutation de 15 kV est relié au générateur par un conduit de bus de classe 15 kV préfabriqué, totalement fermé et résistant aux intempéries. La turbine / génératrice et les unités de commande électriques sont logées dans des enceintes en acier peintes en tout temps, y compris les services d'éclairage et d'électricité. Un équipement de protection contre l'incendie est fourni dans l'enceinte de la turbine à gaz.

La centrale, installée sur un site, est prête à être raccordée au système de distribution du client et aux systèmes d'approvisionnement en eau et en carburant. Le concept d'emballage de ces types de centrales électriques, associé à leur taille relativement petite, permet de les installer facilement dans presque n'importe quel endroit et de les relocaliser ou de les combiner avec d'autres unités ou d'autres équipements tels que des chaudières à chaleur perdue.

Présentation de site Ouargla :

Site : centrale électrique turbines à gaz mobiles Ouargla

Société : société de production d'électricité SPE filiale de groupement SONELGAZ

Nombre des groupes : 04 groupes

Puissance de production : 20x4 MW



Figure (2-1) : Turbine à gaz FT8 dans centrale mobile d'OUARGLA

II .2- Turbine à gaz :

La turbine à gaz industrielle FT8 se compose d'un générateur de gaz GG8 et d'une turbine de puissance PT8 (également appelée turbine «libre»). Le générateur de gaz fournit du gaz à haute énergie à la turbine de puissance, où ce gaz effectue un travail utile lorsqu'il est mécaniquement couplé à une charge entraînée à travers un couplage flexible.

II.2.1- Générateur de gaz :

Le générateur de gaz GG8 est basé sur la dernière version du moteur turbo JT8D de Pratt & Whitney, le JT8D-219. Le JT8D est le moteur le plus souvent utilisé dans la flotte d'avions commerciaux du monde avec plus de 14 000 unités accumulant plus de 400 millions d'heures de fonctionnement. Le moteur d'avion JT8D offre un taux de compression total de 20: 1 et une cote de poussée de 21 700 lb. Utilisant des compresseurs à double bobine et des turbines.

Le générateur de gaz GG8 est un moteur à turbine à gaz à écoulement axial. Les principaux composants sont deux modules de compresseur, une section de combustion et deux modules de turbine. L'air d'admission traverse le compresseur bas et est ensuite comprimé par le compresseur haut. L'air à haute pression est ensuite diffusé à un nombre de Mach bas où il pénètre dans un grand plénum composé de neuf buses de carburant et des boîtes de combustion. La plus grande partie de l'air pénètre dans les boîtes de combustion à travers les buses de carburant et à travers les parois de la boîte de combustion, qui refroidit également les parois de la chambre de combustion. Une petite partie de l'air contourne les bombannes de combustion et utilise une petite partie de l'air qui contourne les bombes de combustion et sert à refroidir la section de la turbine. Deux allumeurs à étincelles indépendants fournissent l'allumage pour le démarrage. Par la suite, la combustion est auto-entretenu. Les gaz chauds traversent la turbine haute pression à un étage et la turbine basse pression à deux étages, qui extraient de l'énergie pour entraîner les deux (2) sections du compresseur. Le reste de l'énergie des gaz chauds est utilisé pour entraîner la turbine de puissance.

Le contrôle du débit de carburant vers les chambres de combustion régule la sortie des gaz chauds. Le générateur de gaz GG8 utilise de l'air de refroidissement modulé dans la turbine basse pression (LPT) pour maintenir des dégagements optimaux tout au long du profil de fonctionnement de la machine. Ce système comprend des soupapes d'air de refroidissement sur le générateur de gaz qui sont commandées par des signaux provenant de la commande électronique du moteur [25].

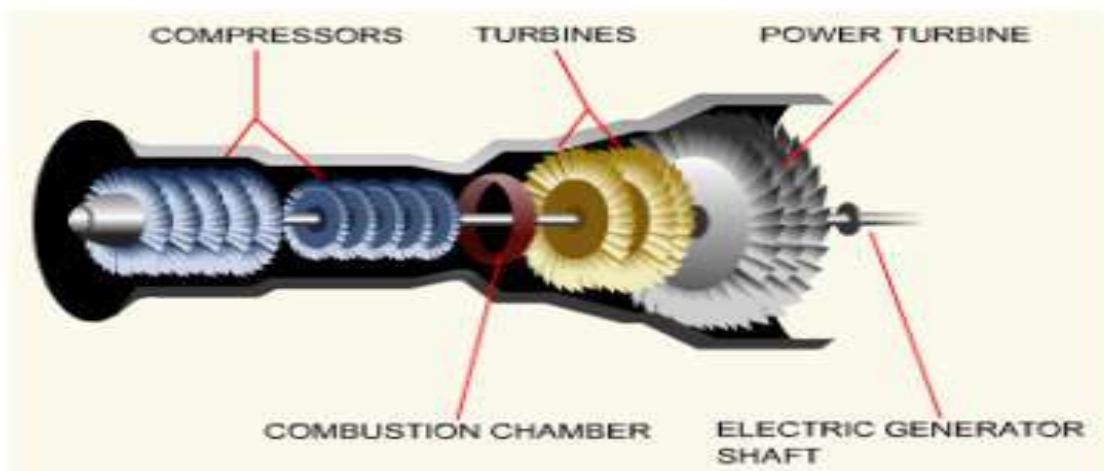


Figure (2-2) : Turbine à gaz FT8

II.2.1.1-Groupe de cas d'entrée :

Ce groupe comprend le boîtier d'admission, le palier numéro 1 et le boîtier de palier numéro 1. Le boîtier incorpore des aubes de guidage d'entrée variables pour diriger l'air dans la compresseur basse pression (LPC). L'affaire fournit également un soutien pour le palier numéro 1. Le lecteur d'accessoires avant abrite les capteurs de vitesse NL.

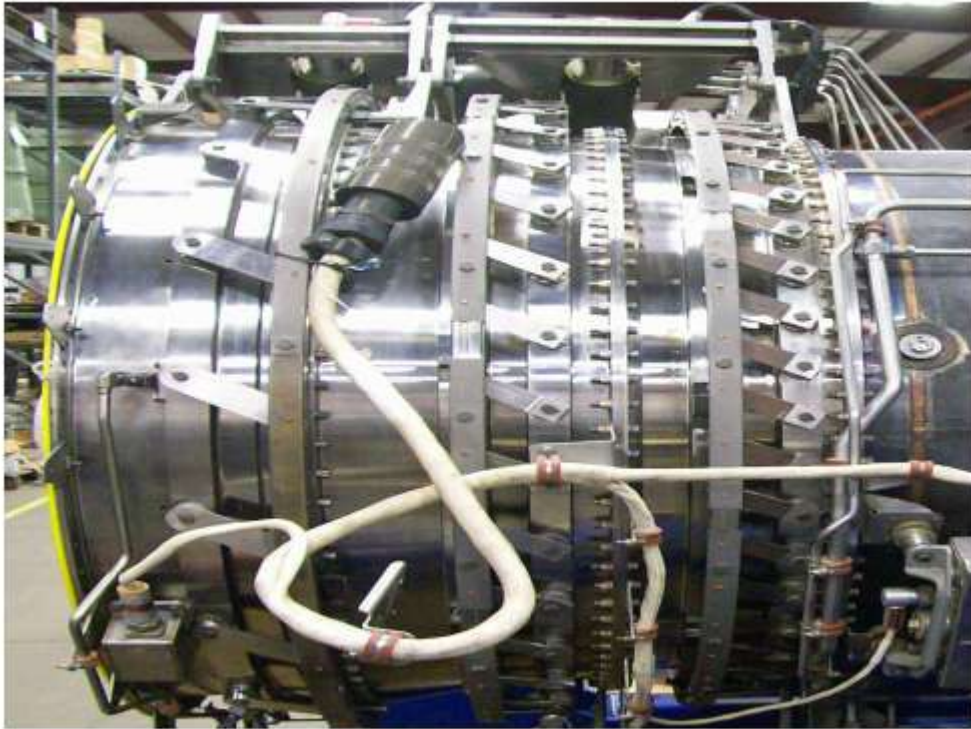


Figure (2-3) : *Groupe de cas d'entrée*

II.2.1.2-Compresseur basse pression :

Dans le LPC GG8, l'étage du ventilateur utilisé dans le JT8D est remplacé par trois étages du compresseur d'appoint à l'entrée du GG8. Les aubes de guidage d'entrée et les deux premiers étages ont été équipés d'une géométrie variable. Le mouvement à palettes variable fournit une efficacité optimale pour le compresseur dans toute la plage de vitesse et une excellente efficacité à charge partielle.

Le LPC a 8 étages de pale et 7 étages de pale de stator. Les deux premiers étages de l'aube du stator sont variables. Le circuit de gaz LPC est relié au compresseur haute pression (HPC) par le boîtier intermédiaire. Le carter intermédiaire fournit également une connexion structurelle entre les deux sections du compresseur, assure le support des roulements numéro 2 et numéro 3, est le positionnement des montures avant du générateur de gaz et est l'étage des aubes du stator pour le dernier étage de pale du compresseur bas.

Le rotor LPC est physiquement connecté au rotor LPT par un arbre qui traverse le HPC et la turbine.

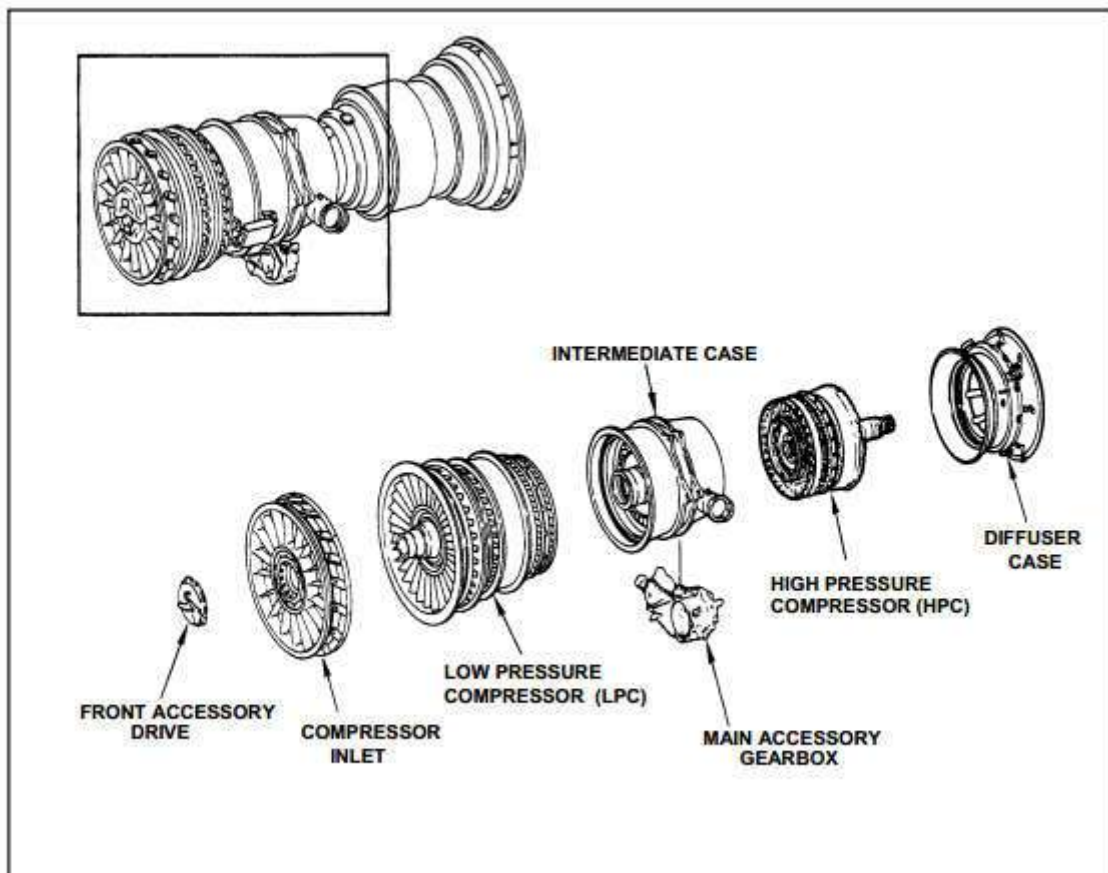


Figure (2-4) : Compresseur basse pression

II.2.1.3-Compresseur à haute pression :

Le HPC se compose de sept étages de pale et de sept étages de pale de stator, et est entraîné par la turbine haute pression (HPT) à travers un arbre de liaison. Le HPC fonctionne à une vitesse de rotation supérieure à celle du LPC. La boîte de vitesses, fixée au carter intermédiaire, est entraînée par des engrenages depuis l'avant de la section HPC.

II.2.1.4-Groupe diffuseur :

Le boîtier du diffuseur abrite le roulement numéro 4 qui supporte le rotor HPC. Le boîtier abrite également les neuf assemblages de buse et de support de carburant qui fournissent du carburant aux chambres de combustion. Le trajet d'écoulement du boîtier du diffuseur réduit la vitesse et augmente la pression statique de l'air comprimé avant d'entrer dans les chambres de combustion.

II.2.1.5-Section de combustion :

La section de combustion comporte neuf chambres disposées dans un anneau autour des arbres de la turbine et positionnées entre le HPC et le HPT. Les chambres de combustion sont entourées de caissons intérieurs et extérieurs. Le boîtier extérieur peut être déverrouillé et déplacé vers l'arrière pour permettre l'inspection ou le retrait des chambres de combustion et des buses de carburant.

Les chambres de combustion N° 4 et 7 contiennent chacune un bouchon d'allumage. Au début L'allumage, la propagation de la flamme de ces deux chambres aux chambres restantes est assurée par des tubes de croisement de flamme intégrés qui relient les neuf chambres.

Les chambres de combustion et les buses ont été modifiées pour permettre le carburant liquide, le carburant gazeux, ou les deux simultanément. L'injection d'eau peut également être utilisée avec ces combinaisons. Le conduit de sortie de la chambre de combustion est constitué de chemises de brûleur annulaires intérieures et extérieures avec une cloison avant pour supporter les neuf canettes. Ce conduit de sortie dirige l'air chaud vers les aubes de guidage de buse de turbine haute.

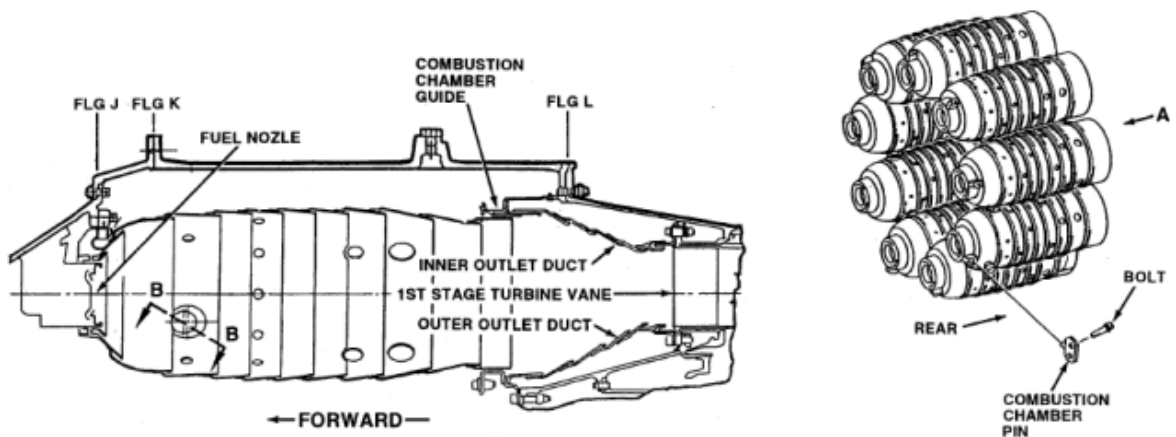


Figure (2-5) : *Section de combustion*

II.2.1.6-Groupe de buses de turbine :

Ce groupe comprend les aubes de guidage de buse d'entrée de turbine qui dirigent le flux de gaz chaud des chambres de combustion vers les lames HPT. Les pièces de ce groupe fournissent également un support pour l'extrémité de sortie des chambres de combustion. Le support interne pour les aubes de guidage de la buse comprend le système d'injection tangentielle à bord (TOBI) qui fournit l'air du compresseur de 13ème étage pour le refroidissement des lames HPT et des accessoires.

II.2.1.7-Turbine à haute pression :

Le HPT est une turbine à un étage avec des aubes de turbine sans air et refroidies par air. Le HPT est supporté par le palier numéro 5. Le HPT est physiquement connecté au HPC par l'arbre HPT. Les aubes de la turbine sont refroidies par l'air du compresseur du 13ème étage qui traverse les passages dans chaque pale. L'air provenant du conduit TOBI pénètre dans les aubes à la zone de fixation de la racine après avoir traversé des passages à l'avant du rotor de la première étape de la turbine.

Le HPT convertit l'énergie thermique et cinétique du trajet de gaz en puissance d'arbre pour entraîner le HPC.



Figure (2-6) : Turbine à haute pression

II.2.1.8-Turbine base pression :

Le LPT a deux étages de rotor de turbine et deux étages d'aubes de turbine. Les rangées de lames avant et d'aubes sont refroidies à l'air et les deux rangées de lames utilisent des pointes enveloppées. Ces étages de turbine utilisent des pales à ailettes. Les palettes du dernier étage sont regroupées. Chaque grappe de palettes se compose de trois profils aérodynamiques. L'arbre LPT se connecte au LPC. Le LPT convertit l'énergie cinétique du trajet du gaz en puissance de l'arbre pour entraîner le LPC.

II.2.1.9-Carter d'échappement de turbine :

Le carter d'échappement de turbine (TEC) forme le chemin de décharge du flux de gaz d'échappement dans la turbine de puissance. Le boîtier fournit également une connexion physique à la turbine de puissance et abrite le palier numéro 6, qui supporte l'arrière du rotor LPT. L'huile sous pression fournie au TEC assure la lubrification du roulement numéro 6 et du roulement numéro 4½.

II.2.1.10-Roulements :

Le système d'huile de lubrification FT8 est un système combiné, contenant l'huile de lubrification du générateur de gaz système et le système d'huile de lubrification de turbine de puissance, ainsi que les filtres nécessaires, refroidisseur et réservoir.

Des roulements à billes et à rouleaux anti-friction sont utilisés dans toute la turbine à gaz puisqu'ils absorbent environ 50% moins de puissance que les paliers à manchon ou hydrodynamiques et nécessitent un système de lubrification moins coûteux et moins complexe. Ils peuvent également supporter des pertes intermittentes de flux de lubrifiant pendant des périodes qui seraient catastrophiques pour les paliers à manchon. Les paliers principaux supportent les charges axiales radiales et axiales des rotors.

Les paliers amortis à l'huile ont une couche d'huile sous pression autour du diamètre extérieur du palier pour absorber les vibrations induites par le rotor pendant le fonctionnement du moteur.

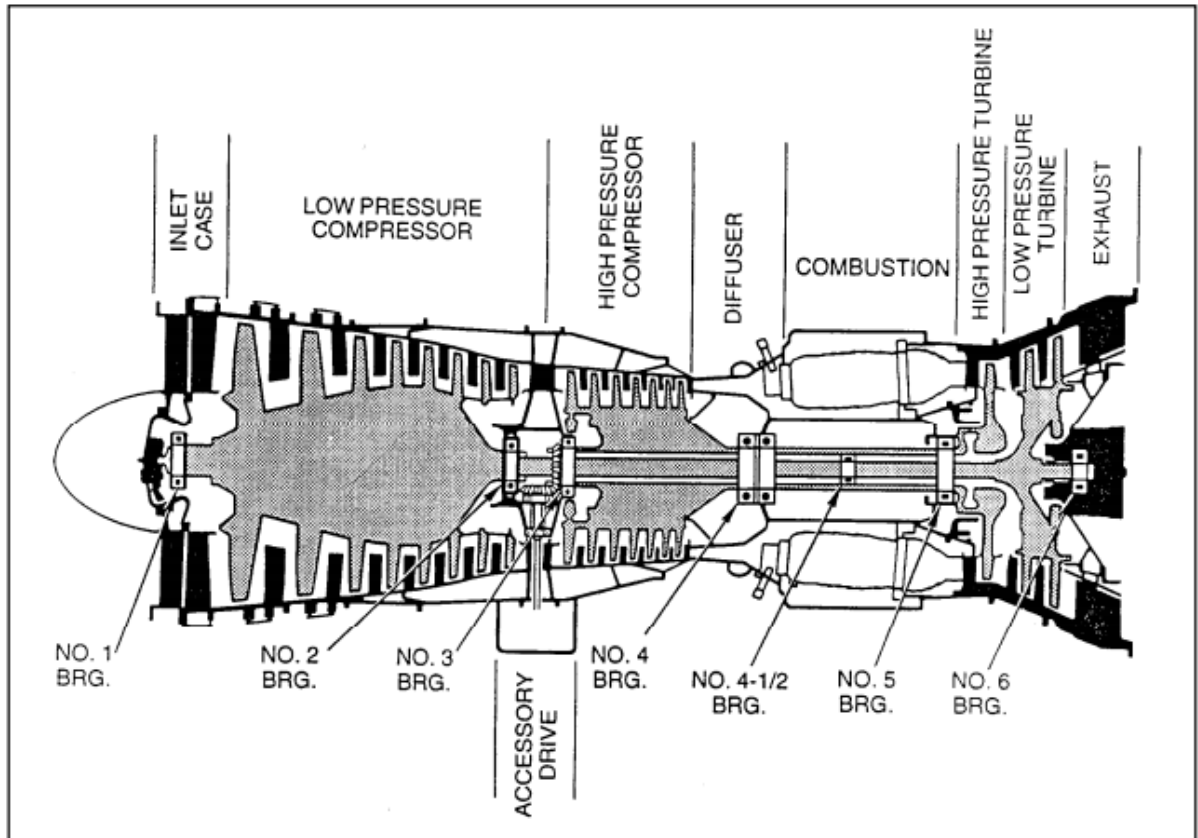


Figure (2-7) : Roulements

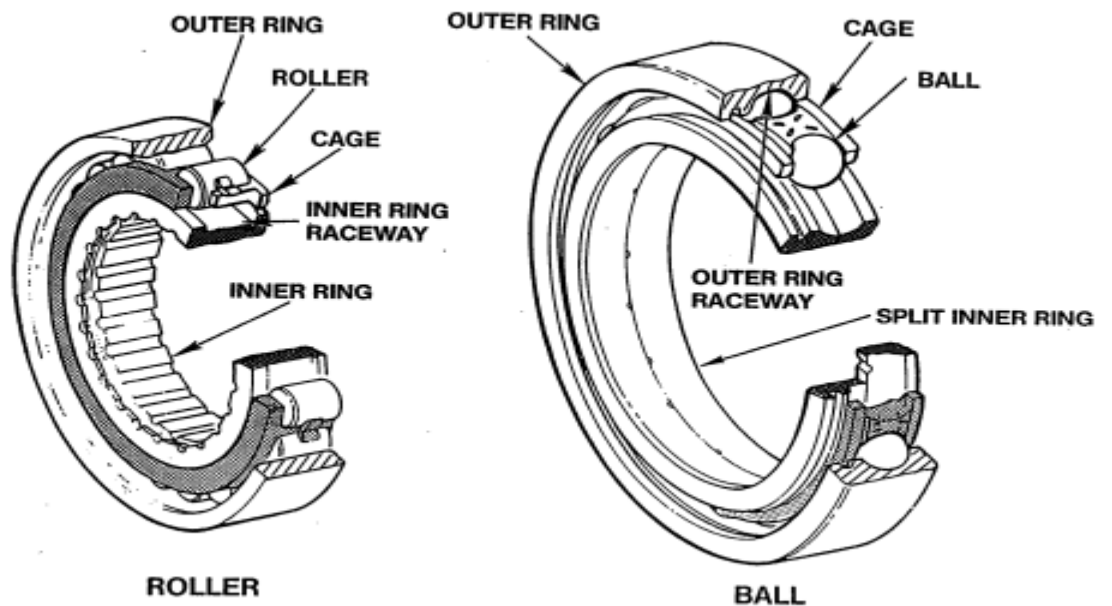


Figure (2-8) : type des Roulements

Bearing	Type	Support For
No. 1	Oil damped roller	Front of LPC
No. 2	Ball	Rear of LPC
No. 3	Ball	Front of HPC
No. 4	Duplex Ball	Rear of HPC
No. 4 ½	Roller	mid
No. 5	Oil damped roller	HPT
No. 6	Oil damped roller	LPT

Tableau (2-1) : type des Roulements de le générateur de gaz

II.2.2-Turbine de puissance :

La turbine de puissance est constituée d'un conduit de transition annulaire relié au générateur de gaz ; une seule turbine à réaction à écoulement axial à quatre étages ; et un carter d'échappement constitué de pales de guidage de sortie et d'un support de palier arrière qui se raccorde à la section de diffusion et à un collecteur d'échappement.

La turbine de puissance est supportée par deux paliers lisses de type antifriction et un palier de butée à billes.

Les turbines peuvent tourner dans n'importe quelle direction permettant une configuration MOBILEPAC. Comme prévu, la configuration MOBILEPAC a deux fois la capacité d'alimentation de la configuration POWERPAC. Dans les configurations MOBILEPAC, le générateur est entraîné des deux côtés. La turbine de puissance convertit l'énergie thermique et cinétique de l'échappement du générateur de gaz en une force de rotation. Cette force est transmise à l'équipement entraîné par l'intermédiaire de deux accouplements flexibles et d'un arbre d'entraînement.

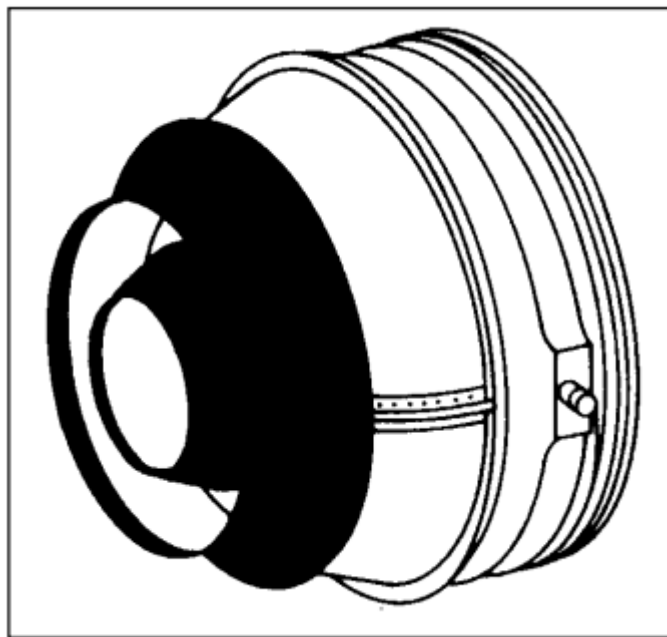


Figure (2-9) : Turbine de puissance

II-2.2.1-Section d'entrée :

Le carter d'admission et les conduits interne et externe de la turbine de puissance forment un anneau, lequel dirige les échappements de gaz chauds du générateur de gaz vers la turbine de puissance. Le carter d'admission, la seule partie de turbine de puissance physiquement attachée au générateur de gaz, transporte la charge structurelle du générateur de gaz vers les supports de turbine de puissance. La section ombrée de la figure suivante représente la section d'entrée.

II.2.2.2-Boîtier de turbine et ensemble de vannes :

Les ailettes dirigent les gaz chauds vers les aubes de turbine à l'angle approprié pour une efficacité maximale du rotor. Ils forment un ensemble avec le carter de turbine divisé. La section ombrée de la figure suivante représente l'ensemble du carter de turbine et de l'aube.

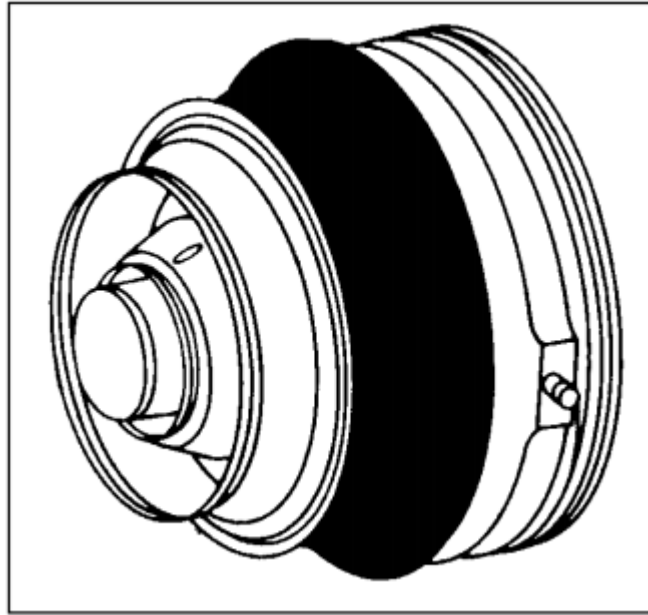


Figure (2-10) : Boîtier de turbine et ensemble de vannes

II.2.2.3-Rotor Assemblée :

Le rotor de la turbine de puissance est composé d'un disque et d'un assemblage de lames à quatre étages, supportés par des paliers antifriction à chaque extrémité. Les gaz chauds dirigés contre les lames font tourner le rotor, créant l'énergie mécanique nécessaire pour entraîner l'arbre de sortie. La section ombrée de la figure suivante représente l'ensemble du rotor.

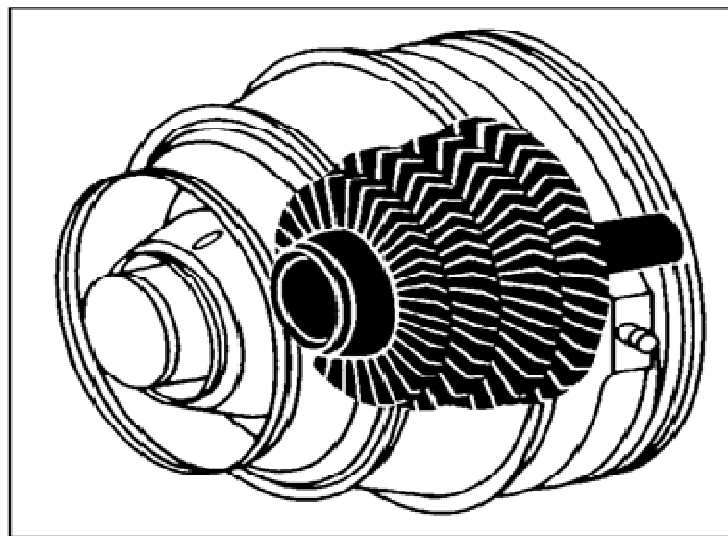


Figure (2-11) : Rotor Assemblée

II.2.2.4-Section du carter d'échappement :

La section du carter d'échappement fait tourner les gaz d'échappement via des aubes directrices de sortie vers le flux axial avant d'entrer dans la section du diffuseur. La structure de boîtier supporte les roulements arrière et les supports de moteur arrière. La zone ombrée de la figure ci-dessous représente la section du boîtier d'échappement.

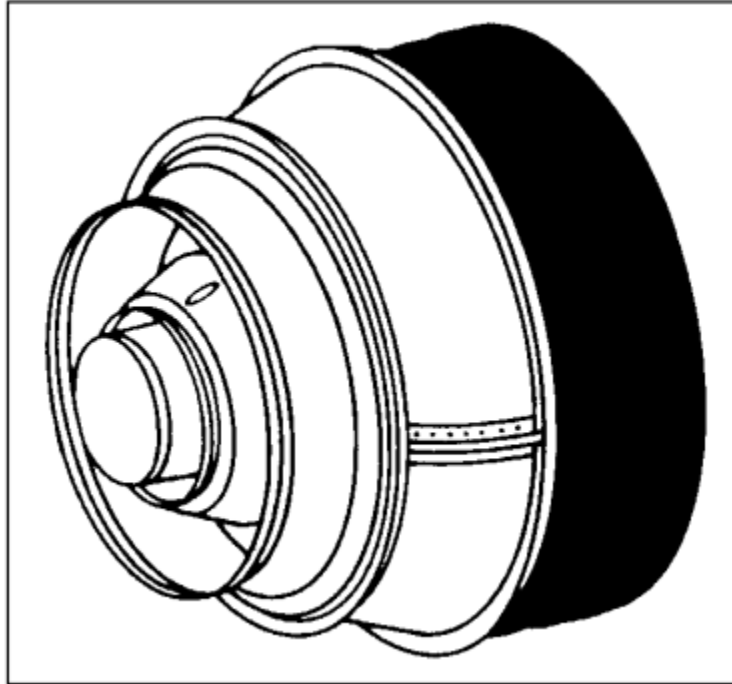


Figure (2-12) : *Section du carter d'échappement*

II -2.2.5. Diffuseur et ensemble de girouettes :

L'ensemble diffuseur et aube de rotation réduit la vitesse et augmente la statique pression du flux de gaz d'échappement. Le diffuseur dirige le flux de gaz de la turbine de puissance à travers un anneau conique entourant l'arbre de la turbine de puissance. L'anneau conique se termine par trois chicanes de sortie évasées annulaires, le diffuseur tournant des aubes. Les ailettes redirigent le flux de gaz de 90 degrés de tous les emplacements circonférentiels dans la boîte collectrice pour l'évacuation, dans des configurations de cycle simples, vers le système acoustique de la cheminée et ensuite vers l'atmosphère. Dans les configurations à cycles combinés, le débit de gaz serait évacué vers la canalisation d'entrée du générateur de vapeur à récupération de chaleur plutôt que vers le système acoustique de la cheminée. La conception du diffuseur et de la girouette permet le mouvement le plus doux possible des gaz d'échappement à travers le système d'échappement, minimisant la contre-pression et maximisant l'efficacité.



Figure (2-13) : arbre de la turbine de puissance

II.2.3-Boîte de collection :

Le collecteur est suspendu à l'enceinte d'évacuation. Il reçoit les gaz d'échappement du diffuseur et des aubes tournantes. Les gaz sont ensuite évacués à travers les sections de silencieux vers l'atmosphère, ou à travers un système de récupération de chaleur optionnel.

II.2.4-Montures :

Les supports, situés aux positions 3 et 9 heures sur le carter d'échappement de la turbine de puissance, fournissent le support arrière pour le système générateur de gaz / turbine de puissance. Les supports sont réglables verticalement et horizontalement. Il y a également une broche de montage inférieure qui positionne le système générateur de gaz / turbine de puissance dans les directions axiale et latérale. Cela permet une croissance thermique radiale.

II.2.5-Système d'air de refroidissement et d'équilibrage de poussée :

Un tube d'air de refroidissement provenant du boîtier HPC du générateur de gaz et deux tubes du boîtier d'échappement LPT fournissent l'équilibre de poussée et l'air de refroidissement à la turbine de puissance. Les deux tubes du LPT fournissent de l'air de refroidissement au disque du premier étage et à la fixation de la lame, tout en fournissant de l'air de refroidissement au support de palier N° 7 et à la première fixation de palettes. Le tube d'air du HPC fournit de l'air d'équilibrage de poussée à l'arrière du rotor pour compenser les charges d'air du circuit gazeux et fournit également de l'air de refroidissement à l'alésage du rotor et aux plateaux 2-4. Cet air fournit également de l'air tampon frais aux joints des compartiments de paliers nos 7, 8 et 9.

Bearing	Type	Support For
No. 7	Roller	Front of rotor
No. 8	Ball	Rotor (axially)
No. 9	Roller	Rear of rotor

Tableau (2-2) : type des Roulements de la turbine de puissance

II .3-Systèmes auxiliaires :

II.3.1-Lubrification / contrôle hydraulique :

Le système d'huile de lubrification FT8 est un système combiné, contenant le système d'huile de lubrification du générateur de gaz et le système d'huile de lubrification de la turbine de puissance. Les composants qui ne font pas partie de la turbine à gaz sont montés dans un boîtier préfabriqué à l'intérieur de l'enceinte GT. Cet ensemble contient le réservoir combiné, les filtres duplex, les détecteurs de copeaux, le refroidisseur air-huile et les pompes d'alimentation et de récupération des turbines.

Les lignes d'alimentation et de retour du générateur de gaz (GG) se terminent au niveau de la boîte de vitesses montée sur le moteur de l'entraînement des accessoires. Étant donné que les pompes d'alimentation GG et de récupération sont couplées aux arbres de compresseur basse pression et haute pression, des pressions positives sont générées par la rotation de l'arbre. Ce système fournit également de l'huile à l'orifice d'aspiration de la pompe du système de commande hydraulique. La pompe haute pression hydraulique entraînée par la boîte de vitesses et la servo-vanne fournissent l'huile de commande aux actionneurs du compresseur IGV / VSV.

Le système d'huile de lubrification de la turbine de puissance lubrifie et refroidit les paliers principaux et les ensembles de joints de paliers. La lubrification est assurée par des pompes identiques à trois éléments, qui fournissent des fonctions d'écoulement primaire et auxiliaire. Les pompes primaires et auxiliaires sont entraînées par un moteur à courant alternatif alors que la pompe de secours est un moteur à courant continu. La pompe auxiliaire démarre automatiquement en cas de problème avec la pompe primaire. La pompe à courant continu est utilisée pour l'arrêt d'urgence lorsque l'alimentation secteur est coupée.

II.3.2-Système de carburant à gaz :

Le carburant fourni par le client conformément à la spécification du carburant à gaz du PWPS est fourni à une pression minimale de 475 psig (32,8 bars). Premièrement, le gaz circule à travers une soupape d'incendie. Ensuite, le gaz s'écoule à travers un filtre à particules simplex, un débitmètre Coriolis, une soupape de sûreté à pression vers la plaque de carburant située sur l'ensemble de base GT. Le gaz circule à travers deux vannes d'arrêt et la vanne de modulation vers le collecteur de gaz, où il est injecté à travers les neuf buses de gaz combustible. Les compteurs à soupape modulante alimentent en carburant en réponse aux signaux provenant de la commande électronique de la turbine à gaz.

II.3.3-Système de carburant double :

Le système bi-carburant utilise les mêmes composants que les systèmes à gaz et à carburant liquide plus un embrayage de pompe à carburant liquide et des soupapes supplémentaires pour permettre le passage d'un carburant à l'autre. Au démarrage avec le carburant liquide sélectionné, la pompe à carburant est engagée et le carburant liquide s'écoule à travers la soupape de modulation de liquide et la soupape d'arrêt de liquide dans le collecteur de carburant liquide vers les buses. A l'arrêt, la pompe est désengagée, la vanne modulatrice de liquide et les vannes d'arrêt des liquides sont fermées, les vannes de vidange des liquides sont ouvertes pour empêcher l'accumulation de pression en aval de l'arrêt et la vanne de vidange du collecteur est ouverte.

Lorsque le fonctionnement au gaz combustible est sélectionné, le gaz s'écoule de l'alimentation à travers deux vannes d'arrêt, à travers la vanne de modulation vers le collecteur de gaz. Une petite quantité est envoyée à travers la soupape de purge du système liquide vers le collecteur de carburant liquide pour purger en continu tout le carburant liquide du collecteur et refroidir les buses et empêcher l'étranglement de la section de carburant liquide des buses. À l'arrêt, les vannes d'arrêt sont fermées et la conduite d'évent entre les vannes d'arrêt est ouverte pour relâcher la pression. La turbine à gaz a la capacité de transférer d'un combustible à l'autre pendant le fonctionnement.

II.3.4-Système d'injection d'eau :

Le système d'injection d'eau introduit de l'eau déminéralisée avec le carburant dans les buses de la turbine à gaz pour aider à atteindre les niveaux d'émission de gaz d'échappement requis. Le fonctionnement du système est automatiquement contrôlé par la commande électronique de la turbine à gaz.

L'eau déminéralisée est fournie par le client à la rampe d'injection d'eau située juste à l'extérieur de l'enceinte de la turbine à gaz. Le skid contient un filtre à particules, une pompe entraînée par moteur pour augmenter l'eau à la pression requise, un débitmètre Coriolis et une valve nécessaire. Lors de l'utilisation de carburant liquide, l'eau est mélangée avec le carburant et envoyée à travers les buses de carburant liquide. Lors de l'utilisation de carburant gazeux, l'eau est envoyée à travers les buses de carburant liquide et le gaz à travers les buses de gaz combustible. Pendant le transfert du carburant, l'eau est mélangée avec le carburant liquide et injectée à travers les buses via le collecteur de carburant liquide, tandis que le gaz s'écoule à travers les buses de gaz combustible.

II.3.5-Système de démarrage :

Le système de démarrage se compose d'un démarreur hydraulique monté sur la turbine à gaz et d'un démarreur hydraulique monté sur skid. Lorsque l'opérateur initie un démarrage, le pac de démarrage hydraulique fournit du fluide à haute pression au démarreur motorisé à l'arbre du rotor du compresseur à haute pression du générateur de gaz. Le démarreur convertit la pression du fluide en couple de l'arbre et fait tourner le rotor à grande vitesse jusqu'à la vitesse d'allumage en environ 17 secondes. Une fois que le carburant est admis dans la section de combustion de la turbine à gaz et que l'allumage est obtenu, la turbine à gaz accélère à sa

vitesse d'auto-maintien et le démarreur est désengagé de l'arbre. Si des problèmes sont détectés pendant le cycle de démarrage, la commande coupe le débit de carburant et le débit du fluide hydraulique, provoquant le désengagement du démarreur et la décélération de la turbine à gaz. Le système de démarrage est également utilisé pour faire tourner les rotors de turbine à gaz pour une purge à l'eau et / ou une purge de gaz. Lorsque le lavage à l'eau est sélectionné, le système de démarrage hydraulique est utilisé pour alimenter le générateur de gaz tandis que de l'eau, avec ou sans détergent, est pulvérisée dans le trou de cloche. Pendant une opération de purge, les gaz accumulés dans la turbine à gaz sont purgés en conduisant le générateur de gaz avec le système de démarrage à plus de 1500 tr/min avec les systèmes d'allumage et de carburant éteints selon les exigences.

II.3.6-Système anti-incendie :

Le système de protection contre l'incendie fournit une détection d'incendie indépendante pour l'ensemble de l'installation et une suppression totale des incendies de CO₂ pour l'enceinte de la turbine à gaz, une suppression du CO₂ est fortement recommandée en option et une suppression FM200 pour l'enceinte de contrôle. La détection automatique d'incendie est assurée par des détecteurs thermiques à compensation de débit. Des installations pour l'initiation manuelle (électrique et mécanique) des systèmes d'incendie sont également prévues. Les réservoirs de CO₂, les solénoïdes et le collecteur sont situés à l'extérieur des enceintes, avec le module de contrôle du système situé dans la salle de contrôle.

Le système de contrôle surveille et affiche l'état de toutes les entrées du système incendie et fournit des sorties pour activer les alarmes sonores et visuelles, décharger le CO₂, fermer les soupapes de sécurité incendie et signaler les systèmes de contrôle des turbines et des unités. Le système fonctionne sur 24 volts DC et contient sa propre alimentation interne et une batterie de secours. Immédiatement après l'activation du système, les ventilateurs d'alimentation en air secondaire de l'enceinte de la turbine sont désactivés et l'alimentation en carburant est coupée. Une temporisation de 20 secondes permet le délestage de la turbine à gaz et du générateur avant qu'une électrovanne ne libère le CO₂ sous pression dans son collecteur de distribution. Un vérin pneumatique, actionné par le CO₂ sous pression, libère une paire d'amortisseurs de type guillotine (juste en avant des pales du ventilateur) fermant la voie d'air secondaire.

Simultanément, une série de buses inonde les enceintes à une concentration de 34% de CO₂, suffisante pour inerte le processus de combustion.

L'alimentation en CO₂ vers le collecteur est alimentée par des réservoirs sous pression. Le premier réservoir est rapide.

vidange, tandis que le deuxième réservoir à vidange lente maintient le niveau de 5% requis pour surmonter la dilution de la fuite d'air. Cette concentration de CO₂ est maintenue pendant environ 30 minutes, temps suffisant pour permettre aux combustibles de refroidir en dessous de leurs températures d'auto-inflammation. Une carte d'affichage d'état de CO₂ est fournie à proximité de chaque entrée d'enceinte protégée pour indiquer visuellement l'état du système de protection contre l'incendie (c'est-à-dire, armé ou désarmé au CO₂). Le désarmement peut

être accompli en désactivant le système de décharge de CO₂, soit électroniquement au moyen d'un interrupteur à clé et / ou en bloquant le flux de CO₂ par une vanne de sécurité activée manuellement dans le système de décharge de la tuyauterie de CO₂. Lorsqu'il est désarmé, le système d'alarme de détection reste actif pendant que la capacité de décharge de CO₂ est désactivée. Des signaux d'alarme continus sont envoyés au système de surveillance pour avertir l'opérateur lorsque le système est désarmé.

Les caractéristiques de sécurité supplémentaires comprennent un délai de libération de l'extincteur et des alarmes sonores et visuelles à l'intérieur et à l'extérieur de l'enceinte.

II.3.7-Système de détection de gaz :

Un capteur de gaz combustible de type résistance fournit une détection de gaz dans la turbine à gaz enceinte. Lorsque la concentration de gaz atteint 20% de niveau d'inflammabilité inférieur (LFL), l'alarme de risque de gaz s'affiche sur le panneau de commande d'incendie et les alarmes d'avertissement sont activées sur l'enceinte. Quand un niveau de LFL de 60% est atteint, un déclenchement automatique de la turbine à combustible et à gaz sera initié. Le système de ventilation de l'enceinte restera opérationnel pour réduire les risques de gaz.

II.3.8-Système de chauffage du moteur (déshumidification) :

Le système de chauffage du moteur maintient les parties internes de la turbine à gaz à une température supérieure au point de rosée de l'air ambiant pendant les périodes de non-fonctionnement. L'air chaud forcé dans la section du compresseur et sortant par les conduits d'échappement et d'entrée empêche la condensation, ce qui peut provoquer de la corrosion. Le système est entièrement automatique.

II -3.9. Système de lavage à l'eau hors ligne :

La turbine à gaz nécessite un lavage périodique de ses composants aérodynamiques qui ont dépôts accumulés qui pourraient affecter la performance. Un circuit de lavage à l'eau, lorsqu'il est activé par l'opérateur, alimente une électrovanne dans la conduite de lavage à l'eau. L'eau s'écoule à travers une buse située à l'intérieur du plénum d'admission d'air, dirigée vers l'entrée de la turbine à gaz. Pendant que la turbine à gaz tourne sur le démarreur, l'eau pulvérisée est aspirée à travers la section du compresseur de la turbine à gaz et évacuée par le drain valves. Après le lavage, la turbine à gaz commence à sécher toute l'eau restante Le patin de lavage à l'eau est facultatif.

II.4-Générateur électrique :

Le générateur électrique est une unité ventilée à deux pôles, ventilée et à l'air libre, conforme aux normes internationales avec isolation de classe "F" mais limitée aux élévations de température de classe "B" sur une base de température totale. Il comprend des excitateurs principaux sans balais montés sur arbre et des excitateurs brushless pilotes, ainsi que des diodes électroluminescentes rotatives et tous les auxiliaires de support, instruments, dispositifs de protection et contrôles [26].

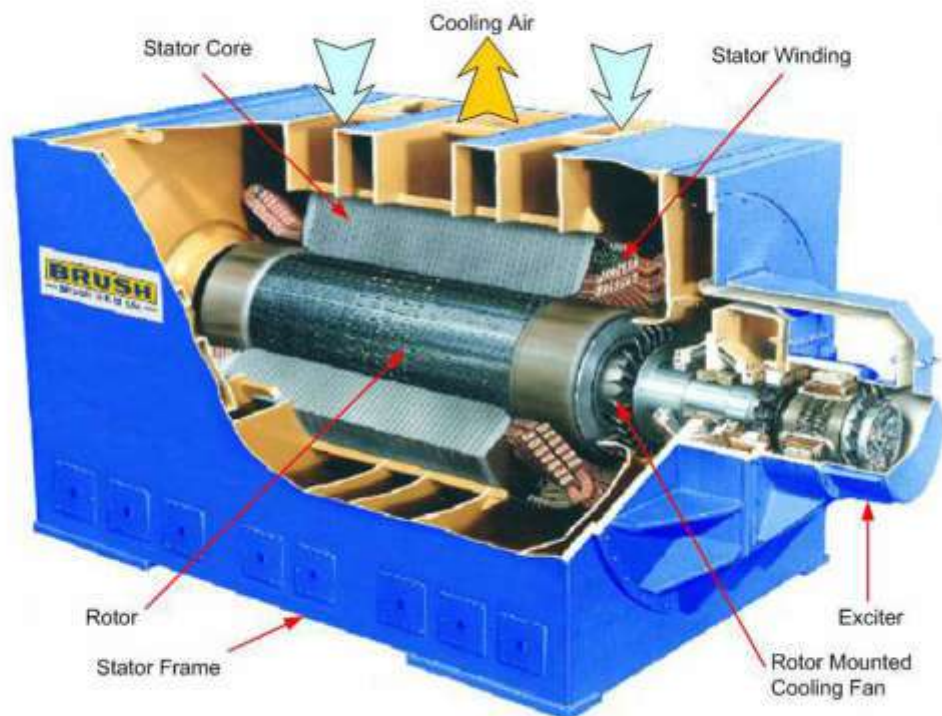


Figure (2-14) : Générateur électrique

II.4.1.Stator :

Le cadre du stator est fabriqué en tôle d'acier doux, formant une structure rigide. Le noyau du stator est constitué de tôles d'acier électrique à faible perte, haute perméabilité et haute teneur en silicium. Des conduits de ventilation radiaux sont formés à intervalles le long du noyau par des entretoises en acier à section "H". Le noyau est pressé hydrauliquement à plusieurs étapes pendant le fonctionnement du bâtiment pour assurer un compactage uniforme. Une fois terminé, il est serré entre des plaques d'extrémité en acier nervuré et fendues sur les lignes de palier. L'enroulement du stator est constitué des demi-bobines de

type diamant à deux couches utilisées pour faciliter la manipulation pendant la fabrication et l'enroulement.

Le système d'isolation est basé sur un ruban de verre de mica thermodurcissable riche en résine qui, lorsqu'il est traité, donne une isolation haute performance dimensionnellement stable capable de fonctionner en continu à des températures allant jusqu'à 155°C (Classe F).

Les demi-bobines sont placées dans les fentes du stator en deux couches, calées solidement en position par des cales liées par une résine synthétique, et réunies par brasage des lamelles de cuivre. La contre-plongée est solidement fixée à des supports isolés supportés par le cadre du stator.

Les sous-conducteurs individuels de tous les enroulements sont entièrement transposés pour assurer une circulation minimale courants. Les transpositions de type "Nose" ou Roebel sont utilisées de manière appropriée.

II.4.2-Rotor :

Le rotor est un forgeage intégral d'acier allié nickel chrome-molybdène. Des fentes axiales sont fraisées sur la périphérie du corps du rotor pour porter l'enroulement et pour la ventilation. Le matériau du conducteur d'enroulement du rotor est du cuivre portant de l'argent classique. Le conducteur est sous la forme d'une bande et chaque bobine de rotor est préformée à la forme requise. Tous les matériaux d'isolation conviennent pour un fonctionnement en classe "F".

Les bobines préformées sont insérées dans les fentes, chaque tour étant isolé du suivant. Après la fin de l'enroulement, les conducteurs sont chauffés électriquement et pressés à la bonne profondeur en utilisant des bagues de pression. Un enroulement d'amortisseur entièrement interconnecté est ensuite inséré dans les parties supérieures des fentes et les coins de retenue sont insérés. L'enroulement terminal du rotor est renforcé avec des blocs de garniture entre les conducteurs, après quoi les embouts non magnétiques en acier au chrome et au manganèse sont rétrécis sur les ergots à chaque extrémité du corps du rotor. Tous les rotors sont testés à 20% de survitesse et équilibrés.

II.4.3-Roulements :

Les incidences principales sont le profil circulaire conventionnel, doublé par métal blanc, hydrodynamique roulements cylindriques. Des joints d'huile sous pression sont installés à chaque extrémité des roulements. Des détecteurs de température sont fournis pour le métal d'appui et les drains d'huile. Sans contact Des capteurs de vibrations sont fournis pour les deux roulements.

II.4.4-Ventilation :

Le générateur comporte des ventilateurs à flux axial intégrés qui fournissent un grand volume d'air froid filtré circulant à travers le cadre et sur les extrémités et enroulements du bobinage du stator et du rotor via des conduits de ventilation inter-fentes et déchargeant au sommet du cadre. L'excitateur est auto-ventilé.

II.4.5-Lubrification :

Un système de lubrification refroidi par air est fourni, comprenant un réservoir de stockage avec radiateur et ventilateur de refroidissement, deux pompes à huile de lubrification entraînées par un moteur CA et une pompe de secours d'urgence entraînée par moteur DC pour le freinage d'urgence ou le démarrage noir.

II.4.6-Systèmes d'excitation :

Les générateurs sont équipés d'un système d'excitation sans balai, où la puissance d'excitation est dérivée d'un petit générateur CA entraîné par l'arbre du générateur. Le courant alternatif produit par cet excitateur est rectifié en continu par un redresseur rotatif monté sur l'arbre, qui est relié au champ principal par l'intermédiaire de conducteurs à l'intérieur de l'arbre, éliminant ainsi le besoin de bagues collectrices.

II.4.7-Régulateur de tension :

Le générateur est équipé d'un système de régulateur automatique de tension (AVR) avec commande manuelle, suiveur automatique et indication d'équilibre nul. En cas de défaillance de l'excitation, les contrôleurs de tension passent automatiquement en mode manuel.

L'AVR, qui contrôle l'excitation du générateur, est logé dans un ensemble de rack de 19 pouces qui présente les avantages d'une construction modulaire compacte, permettant d'intégrer facilement une large gamme de fonctions optionnelles dans le système d'excitation. L'alimentation de l'unité est fournie par un excitateur pilote à aimant permanent monté sur l'arbre du générateur.

L'unité comprend les modules plug-in et les équipements suivants:

- Pont de contrôle de la main.
- Pont de contrôle automatique.
- Carte de contrôle de tension incluant un limiteur de flux.
- Détecteur de défaut de diode et limiteur de courant à action rapide.
- Carte de limiteur d'excitation comprenant des limiteurs de surexcitation et de surexcitation avec ambient compensation de température.

- Chute de fréquence protection.
- Circuit "démarrage progressif" pour minimiser le dépassement de l'accumulation de tension.
- Carte de facteur de puissance pour le contrôle du facteur de puissance constant ou de la puissance réactive constante.

L'AVR a une plage de réglage de tension de + 10% et une précision de régulation de charge nulle à pleine charge.

II.4.8-Données du générateur :

II.4.8.1- Fabricant :

Brush Electrical Machines, Ltd. ou équivalent.

II.4.8.2-Type :

Rotor synchrone à refroidissement par air, à rotor cylindrique et à deux paliers Excitateur sans balai et excitateur pilote à aimant permanent. Stator à rotor isolé classe F.

Chapitre III : Etude thermodynamique et performance de la turbine à gaz FT8

III.1-Etude thermodynamique :

III.1.1-Description générale :

Un diagramme schématique pour un cycle simple, turbine à gaz à deux arbres est montré sur la (figure3-1).

Les conditions standard employées dans l'industrie des turbines à gaz sont : $T_{amb} = 15 \text{ °C}$, $P_{am} = 1.013 \text{ bar}$ et l'humidité relative de 60 %, qui sont établies par l'organisme international de normalisation (ISO).

III.1.2-Cycle thermodynamique simplifié :

III.1.2.1-Cycle réel de la turbine à gaz du site en coordonnées (T, S):

Le cycle thermodynamique sur lequel toutes les turbines à gaz fonctionnent s'appelle le cycle de Brayton. (La figure (3-1)) montre le diagramme classique, Température - Entropie ($T-s$) pour ce cycle.

Chaque cycle de Brayton peut être caractérisé par deux paramètres significatifs : Le rapport de pression et la température de combustion. Le rapport de pression du cycle est la pression au point **3** (pression à la sortie du compresseur) divisée par la pression au point **1** (pression d'admission du compresseur).

Dans un cycle idéal, ce rapport de pression est également égal à la pression au point **4** divisé par la pression au point **6**.

Cependant, dans un cycle réel il y a une certaine légère perte de pression dans le système de combustion et, par conséquent, la pression au point **4** est légèrement moins élevée qu'au point **3**.

L'autre paramètre significatif, la température de la combustion, est considérée comme étant la température la plus élevée du cycle.

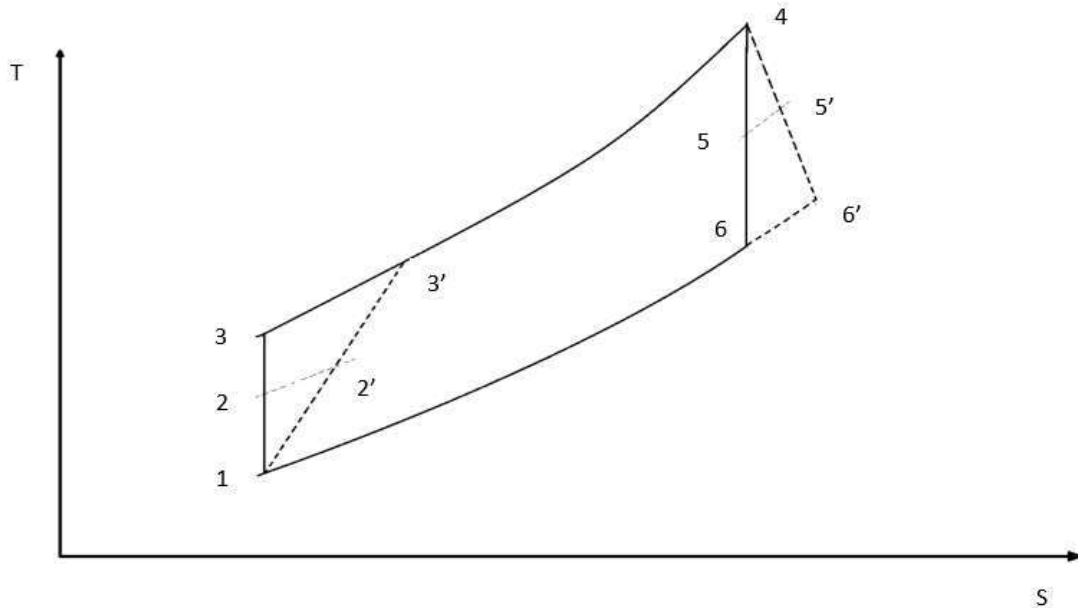


Figure (3.1) : Diagramme (T, S)

Les transformations thermodynamique réel sont :

- 1 \longrightarrow 3' : compression adiabatique
- 3' \longrightarrow 4' : combustion isobare (avec 4=4')
- 4' \longrightarrow 6' : détente adiabatique
- 6' \longrightarrow 1 : échappement isobare

Le travail massique de compression produit dans le compresseur peut être calculé par la formule suivante :

$$W_c = W_{CBP} + W_{CHP} = \Delta h_{1-2} + \Delta h_{2-3}$$

$$W_c = C_p (T_3 - T_1) \quad (1-1)$$

On peut également calculer le travail de détente du gaz dans la turbine par la relation suivante :

$$W_T = W_{THP} + W_{TBP} = \Delta h_{4-5} + \Delta h_{5-6}$$

$$W_T = C_p (T_6 - T_4) \quad (1-2)$$

Pendant la transformation isobare 3-4, on fournit au gaz la quantité de chaleur dans la chambre de combustion :

$$Q_{ch} = \Delta h_{3-4} = C_p (T_4 - T_3) \quad (1-3)$$

Le rendement thermique du cycle parfait de l'installation a pour valeur :

$$\eta = \frac{w_u}{q_{ch}} = \frac{W_t - W_c}{q_{ch}} = 1 - \frac{T_6 - T_1}{T_4 - T_2}$$

on a : $P \times V = \text{cte}$

$$\frac{T_1}{T_{3is}} = \left(\frac{P_3}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\left(\frac{T_4}{T_{6is}}\right) = \left(\frac{P_6}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

III.1.2.2-Rendement du cycle réel de la turbine à gaz :

Le rendement théorique du cycle de la turbine à gaz se détermine à partir des énergies thermiques fournies par le combustible et perdue à l'atmosphère.

Soit :

- η : Rendement thermique du cycle de la turbine à gaz (%).
- $Q_{3,4}$: Energie thermique fournie par le combustible(KJ).
- $Q_{6,1}$: Energie thermique perdue à l'atmosphère(KJ).

En effet, le rendement théorique du cycle se détermine de la manière suivante :

$$\eta = \frac{Q_{3,4} - Q_{6,1}}{Q_{3,4}}$$

Pour une transformation isobare, nous avons la relation suivante :

$$Q = C_p \times T$$

Où :

Q : quantité de chaleur (kj)

C_p : chaleur spécifique (kj/k)

T : température (k)

Si en plus nous considérons $C_p = \text{cte}$, nous avons alors :

Dans le cycle de Baryton idéal, la compression et la détente sont considérées comme étant des transformations adiabatiques, ce qui n'est jamais le cas.

La compression devient la transformation **1,3'** et la détente, la transformation **4,6'**

Le rendement adiabatique de compression s'écrit de la manière suivante :

$$\eta_{is} = \frac{T_3 - T_1}{T_{3'} - T_1}$$

Où :

T₁ : Température ambiante(K).

T₂ : Température de l'air à la sortie du compresseur axial dans le cas idéal (Transformation adiabatique) (K).

T_{2'} : Température de l'air à la sortie du compresseur axial dans le cas réel (Transformation non adiabatique) (K).

Le rendement adiabatique de détente s'écrit de la manière suivante :

$$\eta_{isd} = \frac{T_4 - T_{6'}}{T_4 - T_6}$$

Où :

T₄ : Température des gaz chauds à l'entrée de la première directrice(K).

T₆ : Température des gaz chauds à l'échappement dans le cas idéal (Transformation adiabatique) (K).

T_{6'} : Température des gaz chauds à l'échappement dans le cas réel (Transformation non adiabatique) (K).

Ceci signifie que l'énergie nécessaire à la compression (énergie fournie par le travail de la turbine) est plus importante, que l'énergie fournie par la détente car elle est réduite. De ce fait, le rendement théorique du cycle est trouvé donc lui aussi réduit.

Il s'écrit de la manière suivante :

$$\eta_{is\ TG} = \frac{(T4 - T3') - (T6' - T1)}{(T4 - T3')}$$

Où:

$T1$: Température ambiante(K).

$T3'$: Température de l'air à la sortie du compresseur axial dans le cas réel(K).

$T4$: Température des gaz chauds à l'entrée de la première directrice (K).

$T6'$: *Température* des gaz chauds à l'échappement(K).

Rappel on a également que dans les turbines à gaz, l'énergie nécessaire à l'entraînement du compresseur représente environ les deux tiers de l'énergie produite au total.

III.2-Performance de moteur de base :

III.2.1-Puissance nominale du moteur :

En général, deux concepts de notation sont utilisés pour la puissance motrice. Le premier concept consiste à noter le moteur par rapport à une vitesse du compresseur constante. Le second concept consiste à noter le moteur par rapport à une température de gaz d'échappement constante. Pratt & Whitney note ses moteurs par rapport à une température de gaz d'échappement constante [27].

III.2.2-Principes à l'appui :

- La température de l'air ambiant et la densité de l'air varient de façon inverse.
- Le flux d'air à travers le compresseur dépend de la vitesse du compresseur et de la densité de l'air.
- La vitesse du compresseur dépend du flux d'air du compresseur et de l'énergie disponible pour la turbine du compresseur.
- Une température de gaz d'échappement idéale pour une température ambiante et une entrée d'énergie donnée peut être calculée.
- Une température de gaz d'échappement inférieure se traduira par une durée de vie plus longue de la section chaude.
- Établir un fonctionnement à la température de gaz d'échappement la plus basse tout en obtenant la puissance de gaz idéale est l'objectif du contrôleur opérationnel.

III.2.3-Graphique à points de température nominale constante :

Pour une température ambiante donnée et une entrée de carburant spécifique, on obtient une puissance de gaz idéale et la température des gaz d'échappement doit se stabiliser à une valeur constante. Le graphique à points de température nominale constante est un graphique illustrant où le moteur doit fonctionner pour produire la puissance de gaz idéale nominale maximale pour une température ambiante spécifique et une température de gaz d'échappement constante. Le graphique indique la puissance du moteur en kilowatts, la limite de calcul de température des gaz d'échappement pendant le fonctionnement, l'augmentation de la température des gaz d'échappement réelle pour obtenir la puissance en kilowatts spécifique et la ligne de température nominale constante en fonction de laquelle le contrôleur va essayer de planifier les opérations (dans cet exemple, on prend une valeur de 1369 °F). Par exemple : avec une température ambiante (T_1) de 48 °F (8,9 °C), la puissance maximum en kilowatts est atteinte en un point de température nominale constante (dans cet exemple, on prend une valeur de température TGE de 1369 °F).

Remarque :

La puissance en kilowatts baisse après le point nominal constant. Cela représente la puissance de sortie maximale pouvant être obtenue à cette température ambiante. La diminution de la puissance au-delà de ce point représente la perte d'énergie vers le compresseur pour obtenir un débit massique plus élevé afin d'accroître ou de maintenir une puissance de sortie constante.

Si la température ambiante se décale vers la gauche, une température nominale constante inférieure peut produire la même puissance qu'avant. Cela est dû au fait que l'air est plus dense à une température ambiante inférieure. Le contrôleur va augmenter l'alimentation en carburant vers le moteur pour maintenir une température des gaz d'échappement constante et cela augmentera la puissance en kilowatts réelle pour la même température de gaz d'échappement que celle obtenue avant la baisse de la température ambiante.

Résumé :

Pour un moteur donné conservant une température des gaz d'échappement constante, le moteur va fournir plus de puissance à une température ambiante inférieure.

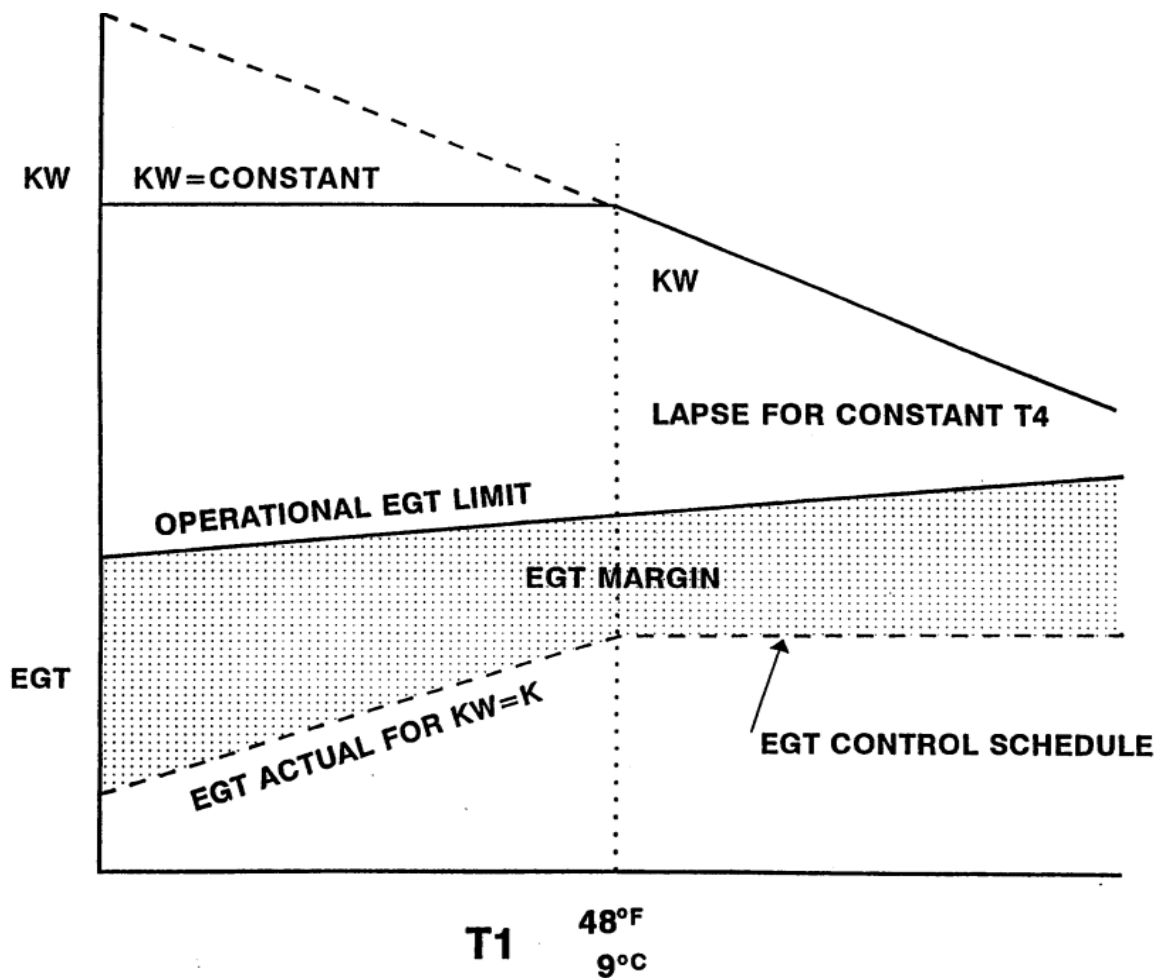


Figure (3-2) : Graphique à points de température nominale constante

III.2.4-Performance du compresseur :

Les compresseurs des générateurs de gaz doivent être conçus pour fournir un flux d'air unidirectionnel. Les paramètres physiques limitent le flux d'air dans le moteur. Lorsque le flux d'air dépasse la capacité du moteur à accepter le flux, l'air « s'accumule » ou produit une surpression. Lorsque le flux d'air produit une surpression ou s'inverse, le flux d'air ne parvient plus jusqu'aux chambres de combustion, ce qui peut provoquer une perte de flamme. Les surpressions sont également provoquées par un mauvais mélange carburant/air entraînant des extinctions et une explosion au moment où le rapport air/carburant redevient correct. Les explosions entraînent une surpression ou une série de surpressions.

Les composants des compresseurs doivent être conçus de manière à minimiser les fuites d'air dans les composants afin d'éviter toute surpression d'air interne ou toute recirculation de l'air dans les compresseurs. Les compresseurs des générateurs de gaz sont physiquement conçus pour fournir le flux d'air à un débit de carburant maximum. Quand le débit de carburant n'est pas maximum, les compresseurs doivent réduire le flux d'air pour éviter toute extinction de

flamme due à un mauvais rapport carburant/air. Pour ce faire, on ajuste les ailettes de guidage d'entrée pendant la décélération et on ouvre les soupapes de sécurité pour purger l'air.

Les caractéristiques des compresseurs sont illustrées par des graphiques. Pour un moteur donné, la masse de l'air au travers du moteur dépend de la densité ou l'air entrant dans le moteur, de la quantité de compression de l'air produite à partir du moteur (taux de compression) et de la vitesse du compresseur.

Pour chaque état du flux d'air et chaque taux de compression du compresseur, il y a un point où une surpression se produira. Une ligne et une zone de surpression peuvent être cartographiées (représentation graphique) à l'aide du rapport de pression (pression de sortie / pression d'entrée) du compresseur sur l'axe vertical, et le flux d'air corrigé sur l'axe horizontal. Des lignes de vitesse constante sont ajoutées pour représenter le flux d'air à une vitesse donnée.

III.2.5-Cartographie des performances de compresseur basse pression :

Lors d'une accélération rapide, la ligne de fonctionnement s'éloigne de la ligne de surpression en raison de la programmation du diffuseur, de la chambre de combustion, de la géométrie des turbines, du carburant et de la purge, et de l'effet inter-compresseur correspondant. Lors d'une décélération rapide, la ligne de fonctionnement se déplace vers la ligne de surpression pour les mêmes raisons.

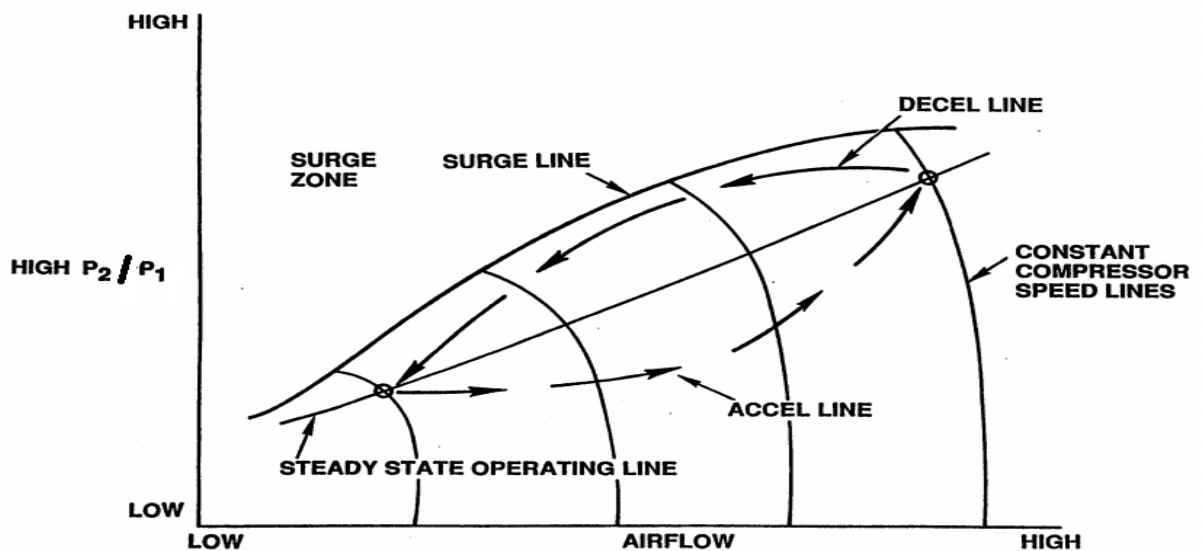


Figure (3-3) : Cartographie des performances de compresseur basse pression

III.2.6-Cartographie des performances de compresseur haute pression :

Lors d'une accélération rapide, la ligne de fonctionnement se rapproche de la ligne de surpression en raison de la programmation du diffuseur, de la chambre de combustion, de la géométrie des turbines, du carburant et de la purge. Lors d'une décélération rapide, la ligne de fonctionnement s'écarte de la ligne de surpression pour les mêmes raisons.

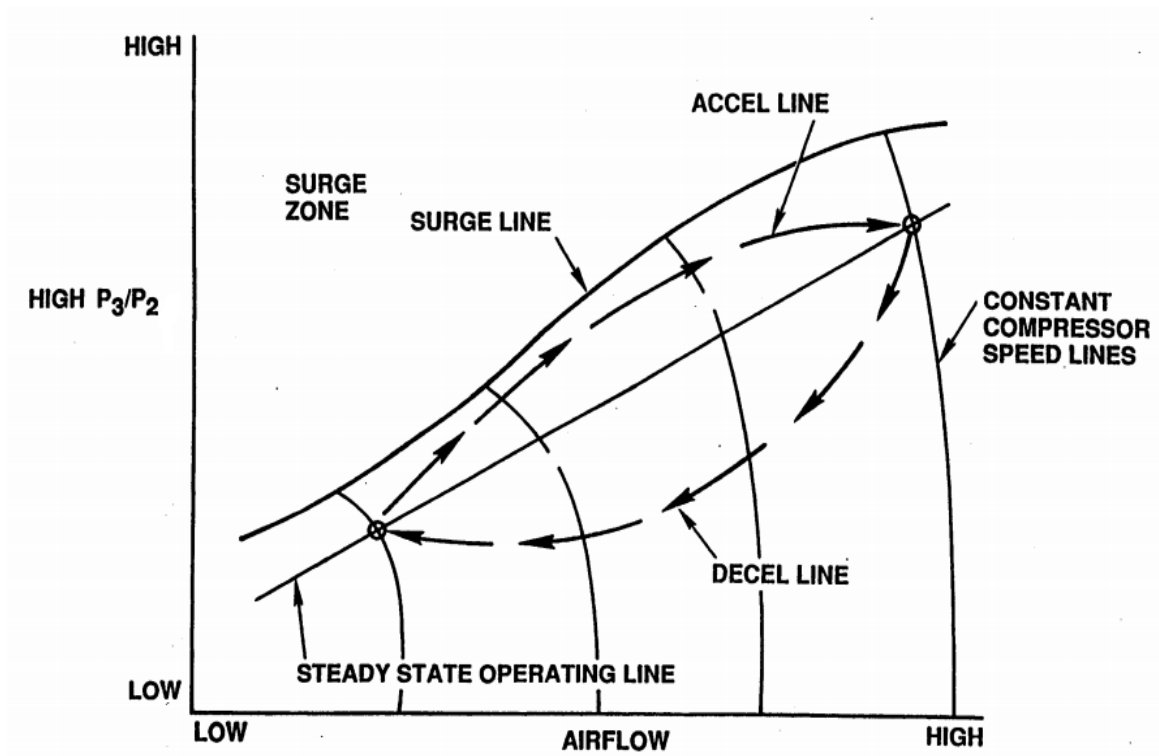


Figure (3-4) : Cartographie de compresseur haute pression

III.3-Calcul du rendement de la turbine à gaz en fonction de la température :

- Voir annexe 02

Jour	$T1$ (C°)	$T3$ (C°)	$T4$ (C°)	$T6$ (C°)	$P1$ (bar)	$P3$ (bar)	τ	$T3'$ (C°)	$T6'$ (C°)	D idéal	D réel
19/12/2018	8	18	1664	715	0,99	18,95	19,14	446	716	0,569	0,419
17/01/2018	11	25	1661	717	0,99	18,65	18,83	449	718	0,567	0,417
18/02/2018	13	30	1659	717	0,97	18,20	18,76	454	718	0,567	0,415
15/11/2017	17	34	1650	719	0,99	18,07	18,25	450	720	0,563	0,415
19/03/2017	19	43	1693	742	0,98	17,7	18,06	463	741	0,562	0,413
19/10/2017	24	54	1668	736	0,98	17,56	17,91	473	737	0,561	0,410
20/09/2017	26	58	1668	735	0,99	17,38	17,55	470	736	0,558	0,408
19/05/2017	31	69	1688	747	0,98	16,94	17,28	480	748	0,557	0,407
17/06/2017	38	85	1687	751	0,99	16,75	16,91	485	752	0,554	0,406
22/08/2017	43	95	1689	757	0,99	16,35	16,51	486	758	0,551	0,406
18/07/2017	45	100	1689	759	0,99	16,22	16,38	487	760	0,550	0,405

Tableau (3-1) : Calcul du rendement de la turbine à gaz en fonction de la température



Figure (3-5) : Diagramme représentant la variation du rendement théorique en fonction de la température ambiante



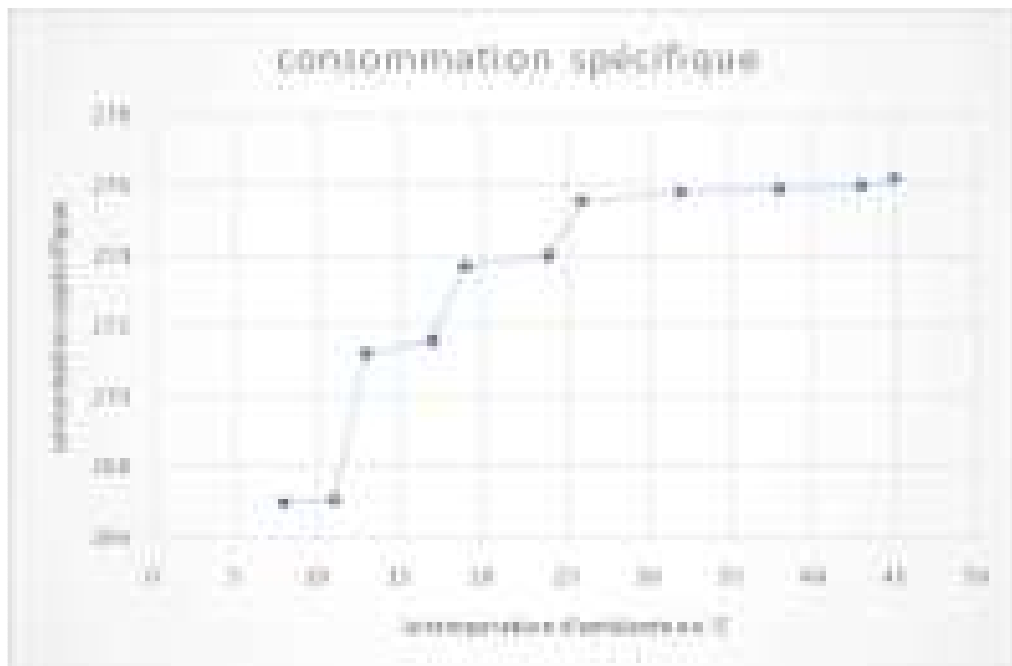
Figure (3-6) : *Diagramme représentant la variation du rendement réel en fonction de la température ambiante*

III.3.1-Interprétation :

D'après les deux diagrammes on peut constater que l'augmentation de la température ambiante provoque la diminution du rendement quel que soit (Idéal ou Réel). Dans ce cas on peut constater que la température est l'un des facteurs principaux qui influence sur la rentabilité du cycle.

III.4-Consommation spécifique :

Jours	Heure	T (°C)	Puissance active en MW	Production MWh	Consommation de Gaz (m ³)	Consommation spécifique
24/05/2017	02H	31	22,07	43,89	12105,33	275,81
20/06/2017	02H	38	21,8	43,35	11960,56	275,90
18/07/2017	02H	45	20,1	40,66	11230,64	276,20
15/08/2017	02H	43	20,5	40,77	11252,17	275,99
19/09/2017	02H	26	22,68	45,45	12410,52	275,55
19/10/2017	02H	24	22,98	45,95	12590,47	274,00
20/11/2017	02H	17	23,95	47,42	12878,89	271,59
19/12/2017	02H	8	25,80	50,87	13581,91	266,99
17/01/2018	02H	11	25,57	50,85	13567,54	267,05
22/02/2018	02H	13	24,79	49,30	13371,41	271,24
18/03/2018	02H	19	23,14	46,02	12594,70	273,70

Tableau (3-2) : Consommation spécifique**Figure (3-7) : Évaluation de la consommation spécifique en fonction de la température ambiante**

III.4.1-Interprétation :

On constate que lorsque la température ambiante Augmente la consommation spécifique de la turbine à gaz augmente donc la consommation spécifique et proportionnelle à la Température ambiante.

III.5-Conclusion :

L'importante différence de production entre l'été et l'hiver nous fait songer à proposer des solutions de refroidissement de l'air d'admission de la turbine à gaz. Les turbines à gaz sont des machines à volume constant à une vitesse constante elles aspirent toujours la même quantité d'air mais la puissance générée par la turbine dépend du débit massique qui la traverse c'est pourquoi durant les journées chaudes quand l'air est moins densité, la production baisse. La température est donc un facteur très important duquel on doit s'occuper.

C'est pourquoi pour améliorer le rendement, la consommation spécifique et la production on suggère l'étude d'un système de refroidissement de l'air à l'aspiration du compresseur axial.

Chapitre IV : Améliorations de la performance

IV.1- Influence des facteurs sur les performances de la turbine à gaz :

IV.1.1- Influence des facteurs intérieurs sur les performances de la Tàg :

Il y a des facteurs qui influencent sérieusement sur les performances de la Tàg. Ceux-ci peuvent être nommés comme les facteurs intérieurs, parce qu'ils sont liés aux systèmes auxiliaires de la turbine à gaz.

Ils sont énumérés ci-dessous :

- * Chute de pression dans la section d'admission du compresseur ;
- * Chute de pression dans le système d'échappement de la turbine ;
- * Type de combustible.

a-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.

b- Chutes de pression dans le système d'échappement :

Celles-ci sont provoquées par le système d'échappement de la turbine, composé d'un ou plusieurs silencieux, de coudes, diffuseurs...etc., par lesquels les gaz d'échappement traversent ce système sont expulsées à l'atmosphère.

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.

c- Influence du type de combustible :

On obtient de meilleures performances si l'on emploie le gaz naturel plutôt que le gasoil. En effet la puissance débitée quand la charge est basse et les autres conditions (température ambiante, chute de pression, ...etc.) sont identiques et supérieure d'environ 2%, tandis que la consommation spécifique est inférieure de 0,7 jusqu' à 1% selon le modèle de Tàg. Ces

différences deviendront d'autant plus remarquables si nous comparons les performances obtenues avec du gaz naturel et avec des types de combustible de plus en plus lourds, tel que les combustibles résiduels. Ce comportement est dû au pouvoir calorifique plus élevé des produits générés par la combustion du gaz naturel.

d-Solutions pour minimiser l'influence des facteurs extérieurs par la maintenance :

1. Définition de la maintenance :

Selon la définition de l'AFNOR, la maintenance vise à maintenir ou à rétablir un bien dans un état spécifié afin que celui-ci soit en mesure d'assurer un service déterminé.

2. Types de la maintenance :

Il existe deux façons complémentaires d'organiser les actions de maintenance :

A- La maintenance préventive :

Qui consiste à intervenir sur un équipement avant que celui-ci ne soit défaillant, afin de tenter de prévenir toute panne. On interviendra de manière préventive soit pour des raisons de sûreté de fonctionnement (les conséquences d'une défaillance étant inacceptables), soit pour des raisons économiques (cela revient moins cher) ou parfois pratiques (l'équipement n'est disponible pour la maintenance qu'à certains moments précis). La maintenance préventive se subdivise à son tour en :

Maintenance systématique : qui désigne des opérations effectuées systématiquement, soit selon un calendrier (à périodicité temporelle fixe), soit selon une périodicité d'usage (heures de fonctionnement, nombre d'unités produites, nombre de mouvements effectués, etc.).

Maintenance conditionnelle : réalisée à la suite de relevés ou de mesures (kilométrage, temps de fonctionnement, etc.), de contrôles révélateurs de l'état de dégradation de l'équipement (thermographie infrarouge, analyse vibratoire, mesure d'épaisseur, analyse d'huile, etc.).

Maintenance prévisionnelle ; réalisée à la suite d'une analyse de l'évolution de l'état de dégradation de l'équipement (par exemple contrôle périodique défini par le constructeur ou l'expérience).

B - La maintenance corrective :

Qui consiste à intervenir sur un équipement une fois que celui-ci est défaillant, elle-même subdivisée en :

Maintenance palliative : dépannage (donc provisoire) de l'équipement, permettant à celui-ci d'assurer tout ou partie d'une fonction requise ; elle doit toutefois être suivie d'une action curative dans les plus brefs délais ;

Maintenance curative : réparation (donc durable) consistant en une remise en l'état initial, au moins d'un point de vue fonctionnel.

C - Exemple de la maintenance pour améliorer la performance de turbine FT8 :
Voir annexe 01

Type de facteur	maintenance systématique	Maintenance conditionnelle
Chute de pression dans la section d'aspiration du compresseur	1-Vérifiez la chute de pression du filtre d'entrée à travers le préfiltre et à travers le pré et le filtre final (jauges de pression sur le plénum d'entrée ou les transducteurs de pression sur les unités ultérieures). Si la limite d'alarme augmente et s'approche, planifiez la panne pour remplacer les éléments de filtre appropriés.	1-Vérifier visuellement que les éléments du filtre d'entrée ne sont pas endommagés et les remplacer si nécessaire. 2-Remplacer les éléments de préfiltre du filtre d'entrée. Remplacer les éléments filtrants secondaires du filtre d'entrée. 3-Vérifiez que le conduit d'entrée du plénum ne fuit pas, qu'il n'y a pas d'accumulation d'eau ou de saleté / écailles. Nettoyer au besoin (le nettoyage n'est pas estimé dans le temps).
Influence du type de combustible	1-Vérifiez le Filtre différentiel de pression différentielle (PDI1101). Si la pression différentielle augmente et / ou est proche des limites, changez l'élément filtrant (F1101) lors de la prochaine coupure.	1-Vérifier visuellement et tester la soupape d'arrêt d'incendie de gaz combustible (FV1101), soupape guillotine électrique, en coupant le courant. La vanne doit se fermer lorsque le courant est coupé, puis doit être réinitialisée manuellement. 2-Effectuer la procédure de remise à zéro pour le débitmètre de gaz (FT1102). Suivez les instructions du vendeur 3-Sur deux vannes d'arrêt de gaz, tirer sur le filtre pilote et nettoyer selon les exigences du manuel du vendeur, section d'entretien. 4-effectuer les analyses annuelles pour le gaz combustible
Chutes de pression dans le système d'échappement	1. Inspection de système d'échappement 2. Vérification les conduites de refroidissement de la turbine de puissance	1. Calibration des instruments des mesures de la température et la pression d'échappement 2. l'inspection boroscopique

Tableau (4.1) : exemple de la maintenance de la turbine FT8

IV.1.2- Influence des facteurs extérieurs sur les performances de la turbine à gaz :

Une turbine à gaz emploie de l'air atmosphérique, donc ses performances sont considérablement influencées par tous les facteurs qui ont un effet sur le débit massique de l'air refoulé au compresseur.

Ces facteurs sont :

- La température ;
- La pression ;
- L'humidité ;
- Les poussières.

A- La température ambiante :

A mesure que la température d'admission du compresseur augmente, le débit massique d'air diminue (en raison d'une diminution de masse spécifique), par conséquent, le rendement de la turbine et la puissance utile diminuent.

B- La pression ambiante :

Si la pression atmosphérique diminue par rapport à la pression de référence, le débit massique de l'air diminue (en raison d'une diminution de sa masse spécifique) il en est de même la puissance utile.

C- L'humidité relative :

L'air humide est moins dense que l'air sec, donc si l'humidité relative augmente, la puissance débitée diminue et la consommation spécifique augmente.

D- Les poussières :

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

IV.3- L'effet de la température sur la performance de la turbine par voie de refroidissement d'air à l'admission :

Les Tàg absorbent un volume constant d'air, quel que soit la température ambiante. Quand la température augmente, la puissance de la turbine baisse. Il existe plusieurs méthodes éprouvées pour refroidir l'air et augmenter sa densité pour que la turbine absorbe une masse d'air supérieure. Dans ce cas, nous étudions l'installation d'une Tàg, en précisant les organes de fonctionnement depuis l'entrée de l'air jusqu'à l'échappement, ainsi que les méthodes d'amélioration de refroidissement de l'air d'admission, entre autres, le cycle que nous avons proposé.

IV. 3.1- Les méthodes actuellement préférées par l'industrie :

L'industrie a mis en œuvre différents systèmes pour réduire la température provenant de l'air ambiante. Ces systèmes peuvent être divisés en six catégories :

- a. Le système de réfrigération mécanique direct.
- b. Le système de réfrigération mécanique indirect.
- c. Le système de réfrigération mécanique avec stockage de l'eau réfrigérée.
- d. Le système de refroidissement d'admission de la température de l'air par absorption
- e. Le système à brouillard haute pression.
- f. Le refroidissement par évaporation

a - Système de réfrigération mécanique indirect :

Dans les marchés industriels existent différents fluides frigorigènes de systèmes de refroidissement de l'air. L'avantage est que nous pouvons réduire la température de l'air d'entrée jusqu'à 15°C ; l'inconvénient est, la consommation très élevée de l'énergie et la chute de pression de l'air, ce qui affecte les performances du compresseur.

Ondryas et col [03] ont étudié les différentes options pour le refroidissement de l'air d'admission, y compris la compression mécanique de vapeur et de réfrigération par absorption de l'aqua ammoniac. La Figure (4-1) montre un schéma de Tàg avec refroidisseur mécanique du type « compresseur centrifuge ». Dans ce type de système, l'air est refroidi par un serpentin servi par un compresseur mécanique, qui tire son alimentation électrique de sa propre unité de génération. Cela signifie que le refroidisseur mécanique n'a besoin que d'électricité et de l'eau du condenseur pour fournir les besoins en eau glacée, par conséquent, il n'est pas nécessaire de fournir de la vapeur ou une autre source d'énergie thermique. Les refroidisseurs mécaniques augmentent la performance des Tàg, encore mieux que les refroidisseurs à évaporation, car ils peuvent refroidir n'importe quelle température d'air nécessaire, quelles que soient les conditions atmosphériques [04].

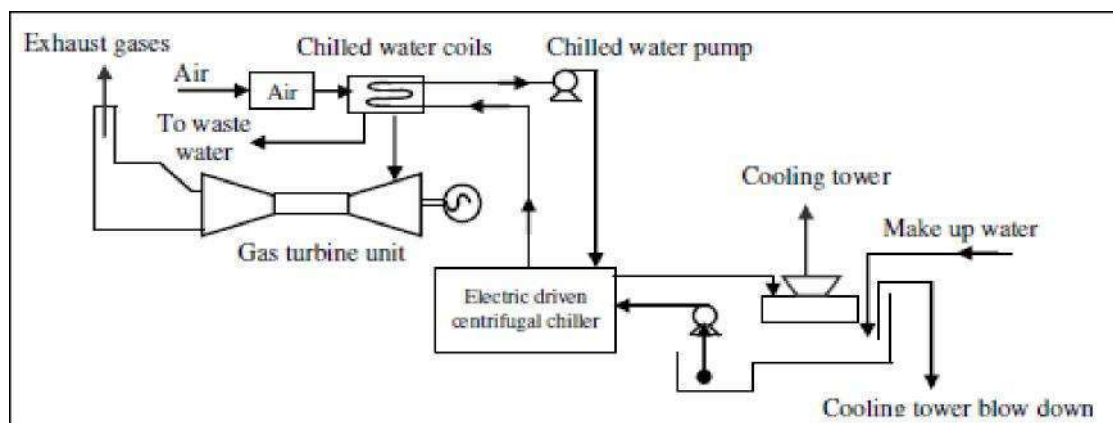


Figure (4-1) : Turbine à gaz avec refroidisseur mécanique.

Toutefois, le principal inconvénient du refroidisseur mécanique concerne sa forte consommation d'électricité, pour alimenter le compresseur de refroidissement compris entre 40 à 50 kw / MWGT, ce qui permettra de réduire le potentiel de production de la centrale [05].

b- Système de réfrigération mécanique direct :

Lucia et col [01] ont examiné le fonctionnement de la cogénération de la Tàg d'une centrale avec et sans un système de refroidissement de l'air. L'installation de refroidissement d'air examinée, est similaire à celle illustrée sur la Figure (4-2), elle refroidit l'air d'admission du compresseur à une température de 10°C, les données de Tàg ont été obtenues à partir de trois générateurs électriques lourds entre 26 et 150 MW. Les auteurs ont indiqué la possibilité de coupler une unité de refroidissement mécanique classique et une unité de stockage thermique, en particulier lorsque les demandes de pic élevées doivent être respectées.

Avec la solution couplée, les deux types de systèmes de refroidissement ont été utilisés ensemble, malgré l'augmentation du coût de l'usine. Ils ont conclu que, dans le climat italien, la puissance de sortie de la turbine peut augmenter de 18 à 19%, si l'entrée d'air du compresseur est refroidie à 10°C. L'énergie encore plus grande et les avantages économiques peuvent être envisagés pour les sites où les températures moyennes sont relativement plus élevées.

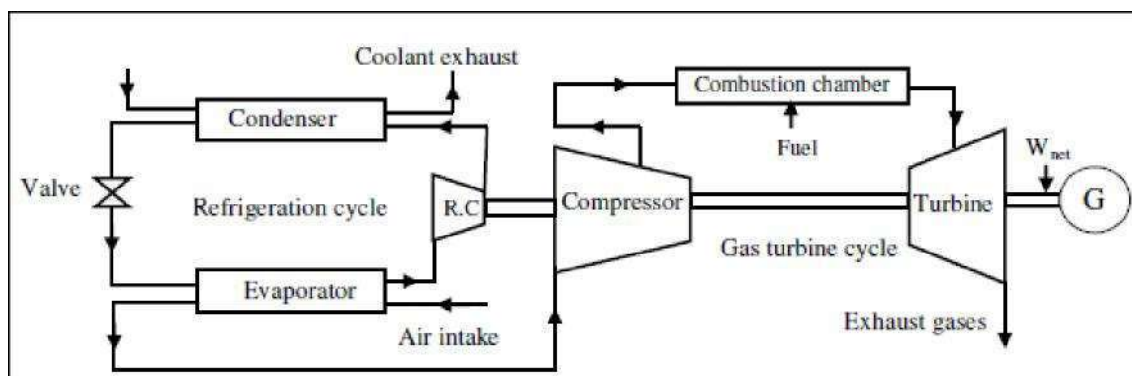


Figure (4-2) : Schéma d'une Tàg avec l'air réfrigéré à l'entrée du compresseur

c-Système de réfrigération avec le stockage d'eau glacée

Ameri et col [07] ont étudié le rendement de la turbine avec amplificateur de puissance en option et avec refroidisseurs mécaniques à système de stockage thermique, qui est présenté dans la Figure (4-3). Pendant les heures creuses, l'opération peut prendre avantage des taux plus faibles électriques en opérant refroidisseurs mécaniques qui produisent de l'eau froide pour le système de stockage thermique. Paepe et col [06] ont recommandé que stockage en pleine taille thermique réduirait la taille globale du profil de la charge de refroidissement maximale et équilibrerait la production d'eau glacé sur la période creuse.

Une amélioration significative de la production d'électricité de plus de 20% est rapportée.

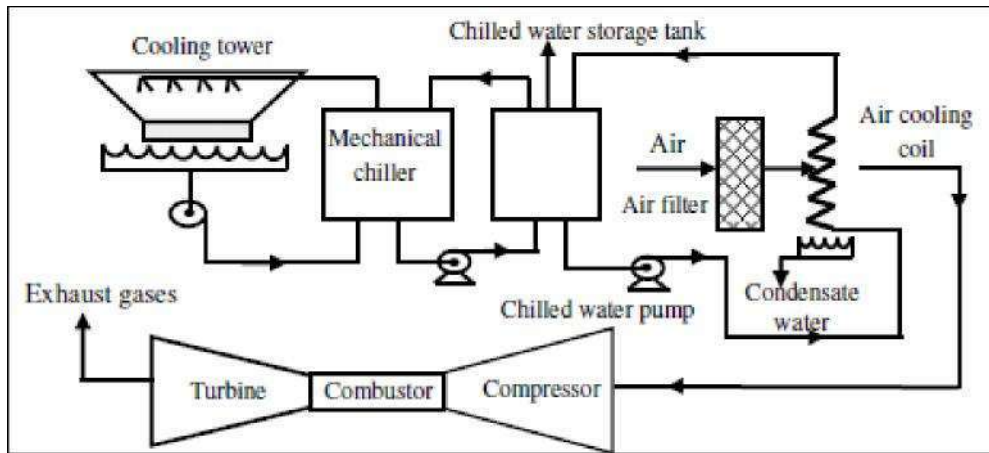


Figure (4-3) : Refroidisseur mécanique avec un système de stockage d'eau.

d-Système de refroidissement d'air par absorption :

Le refroidisseur par absorption (**LiBr**) devait stimuler la puissance de sortie de Tàg. La Figure (4-4) montre le système de refroidissement d'air d'admission par absorption. Il nécessite une source à faible teneur thermique pour entraîner le réfrigérant hors du **LiBr** dans le générateur. La source de chaleur dans leur étude était une machine à vapeur à faible teneur, à partir de générateurs de chaleur existant de vapeur à récupération, dans la cogénération [08, 09]. La valeur de la vapeur extraite doit être comparée à la valeur de l'augmentation de puissance pendant les heures de pointe. Le coût de deux étapes du refroidisseur à absorption **LiBr** est deux fois le coût du refroidisseur mécanique [10, 11]. Cependant, le calcul économique a examiné 17% pour le taux d'intérêt intérieur, 7% pour le taux d'intérêt étranger et 20 ans pour la vie de l'équipement [08, 02, 12].

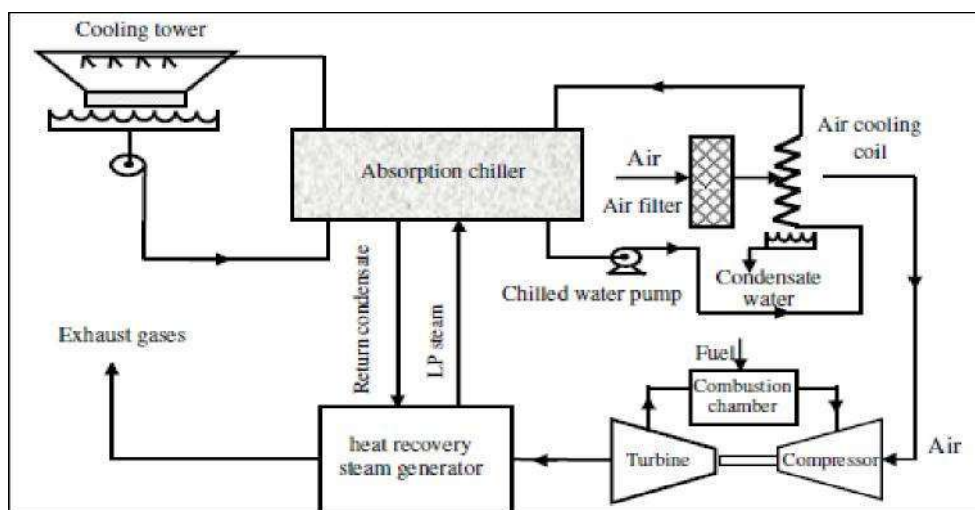


Figure (4-4) : Système de refroidissement de l'air à l'entrée par absorption

La vapeur est utilisée pour atteindre 15°C de la température d'air d'admission. Ce système de refroidissement consomme de la vapeur qui réduit la température à la sortie de la turbine. Elle réduit également la pression d'air d'entrée qui affecte les performances du compresseur [13].

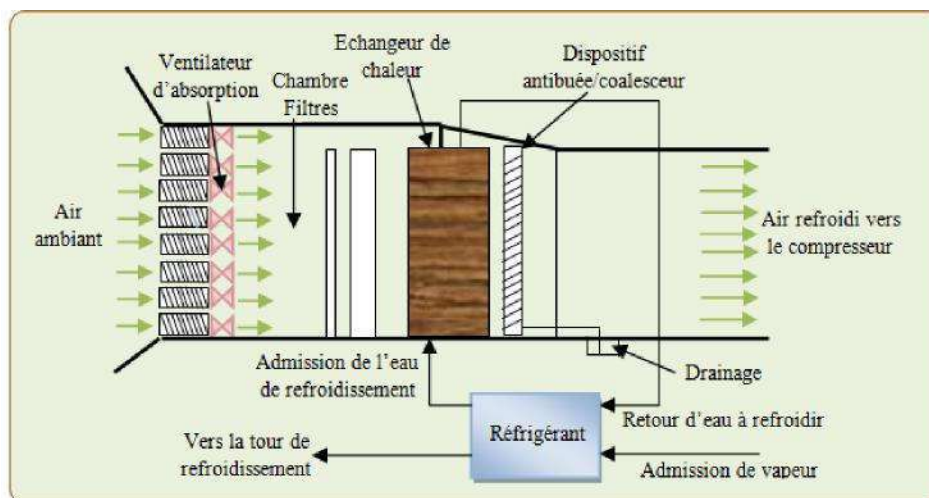


Figure (4-5) : Système de refroidissement de l'air par absorption.

e- Système à brouillard haute pression :

Il est semblable au refroidissement par évaporation, l'eau est vaporisée en milliards de super-petites gouttelettes, créant ainsi une grande surface d'évaporation. Avec arrangement sur le refroidissement de brouillard, on peut produire plus de puissance. Une fois que le brouillard s'évapore dans le compresseur, il refroidit l'air et le rend plus dense. Cela accélère le débit massique total de l'air à travers la turbine, ce qui donne une augmentation de la puissance supplémentaire. Toutefois, les limites de ce système n'ont pas été totalement étudiées. On peut avoir un inconvénient possible en cas de gouttelettes d'eau trop grandes, c'est la possibilité de la section du compresseur de s'éroder. En se refroidissant, le brouillard général donne un surcroît de puissance d'environ 0,5% pour chaque 1°F de refroidissement (0,9 % par °C). Le refroidissement du brouillard donne un surcroît de puissance d'environ 5% pour chaque 1% (de débit massique de l'air) du brouillard injecté [14].

f- Système à refroidisseur par évaporation :

Ce système fonctionne sur le principe de diminution de la température d'un flux d'air par évaporation de l'eau. Le processus de la transformation de l'eau à l'état vapeur nécessite de l'énergie qui est tirée du flux d'air. Le résultat était l'air plus frais et plus humide. L'efficacité d'un système de refroidissement par évaporation dépend de la surface de l'eau exposée aux courants d'air et le temps de séjour. La performance du système est limitée par la quantité d'humidité présente dans l'air, il fonctionne bien dans la zone de faible humidité [13].

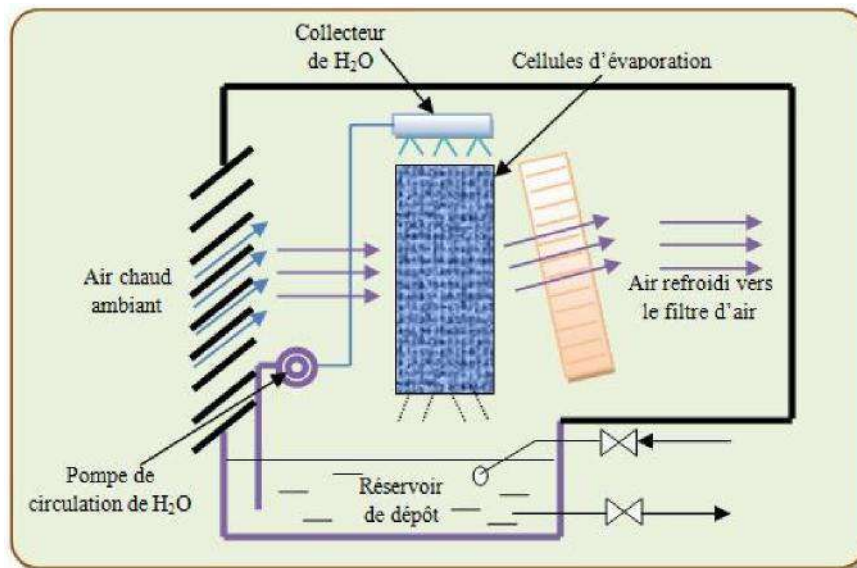


Figure (4-6) : Refroidissement par évaporation

Pour améliorer les performances du Tàg, les médias stricts de refroidissement par évaporation ont été utilisés pour augmenter la densité de l'air de combustion ; ce qui augmente la puissance de la sortie. La Figure (4-7) montre le schéma de principe rigide de refroidisseur par évaporation. La surface d'évaporation est un tampon poreux saturé. L'eau introduite à travers une tête en haut du support et vaporisée dans la partie supérieure d'un demi-tube inversé et est dévié vers le bas sur un bloc de distribution en sommet du support [15]. L'eau s'écoule à travers le tampon de distribution dans les médias, par action de la gravité vers le bas à travers elle, et mouillé la zone énorme de la surface des médias qui était en contact par l'air passant à travers le refroidisseur. Selon [15], l'augmentation de la densité de l'air réalisée par évaporation de l'eau dans l'air d'admission, ce qui diminue sa température et augmente sa densité. La vapeur d'eau passe à travers la turbine, en causant une augmentation négligeable de la consommation de carburant. L'eau utilisée avec des refroidisseurs par évaporation contient souvent des sels dissous tels que le sodium et des chlorures de potassium, qui, en combinaison avec du soufre dans le carburant, les ingrédients principaux du formulaire dans la corrosion du gaz chaud. Pour cette raison, la qualité de l'eau et la prévention de l'eau report sont des considérations importantes dans l'utilisation de refroidisseurs à évaporation [15].

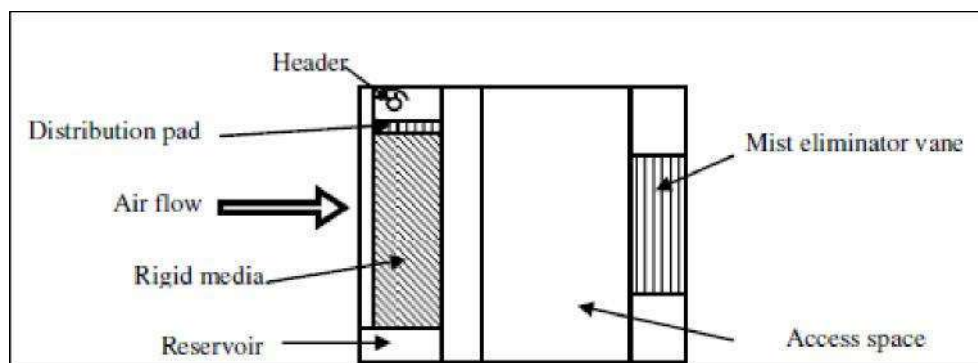


Figure (4-7) : Le support rigide refroidisseur par évaporation

Le processus de refroidissement par évaporation directe travaille essentiellement avec la conversion de la chaleur sensible à la chaleur latente. L'air ambiant est refroidi par évaporation de l'eau de la surface mouillée du panneau à l'air. L'ajout de vapeur d'eau à l'air augmente sa chaleur latente et l'humidité relative. Si le procédé est adiabatique, cette augmentation de la chaleur latente est compensée par une réduction de la chaleur sensible et la réduction consécutive de la température sèche de l'air lorsque le processus est adiabatique. La Figure (4-8) montre le schéma et le volume de contrôle du refroidisseur par évaporation directe. Le modèle utilisé dans le panneau d'évaporation sur la base de bilans matière et énergie ainsi que dans les corrélations empiriques disponibles pour les panneaux commerciaux par évaporation. La modélisation du cycle de Tàg basé sur les nombres adimensionnels obtenus à partir des cartes de performance de reproduction rendement réel du compresseur et la turbine. Les résultats de simulation à partir de l'analyse de l'influence du conditionnement d'air par évaporation fournie à une centrale électrique à Tàg permettent à la fois de confirmer et de quantifier les gains attendus dans la production d'électricité. Par ailleurs, la performance de l'amélioration est un aspect important lié à la réduction des NO_x dans les émissions des chambres de combustion.

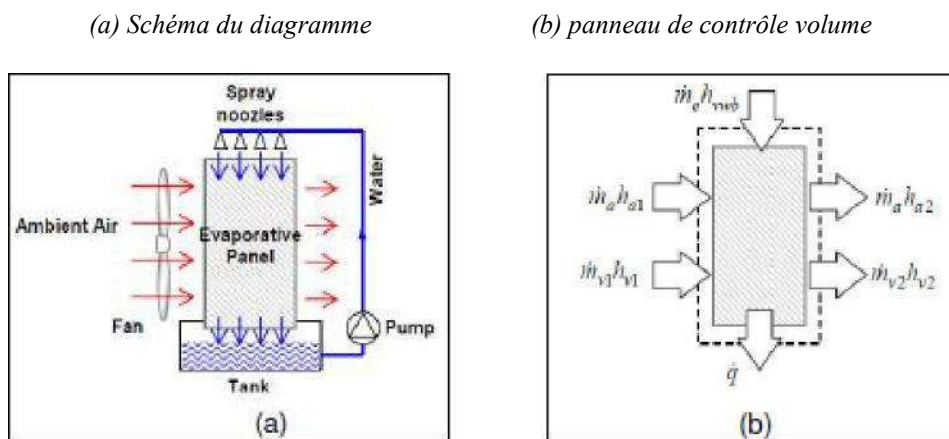


Figure (4-8) : Panneau évaporation directe

Pour le système de refroidissement d'air d'entrée de Tàg, il est conseillé que le refroidisseur par évaporation ait placé après le filtre d'air d'admission pas avant, ce qui est montré dans la Figure (4-9). Cet arrangement a protégé les médias de la poussière et autres contaminants de l'air qui, autrement, empiéter sur elle. Le refroidissement par évaporation implique le transfert de chaleur et de masse, qui se produit lorsque l'eau et l'air mélange en contact [16]. Ce transfert est une fonction des différences de température et des pressions de vapeur entre l'air et l'eau. La chaleur et de transfert de masse sont à la fois dans le dispositif refroidisseur évaporateur en raison du transfert de chaleur de l'air à l'eau évaporée, et l'évaporation d'eau dans l'air constitue un transfert de masse [17].

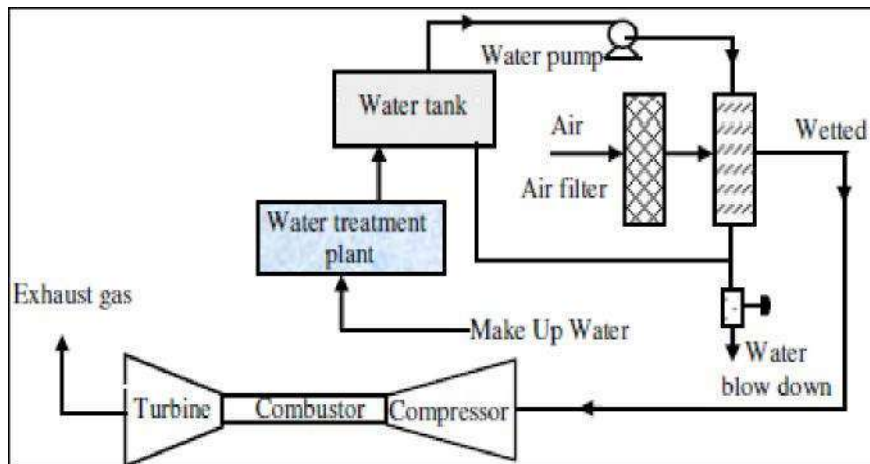


Figure (4-9) : Refroidissement d'air par évaporation avec d'option du traitement de l'eau

IV.3.2- Système proposé : (système de stockage eau glacé) :

IV.3.2.1- Critère de choix :

Nous avons basé sur les points suivants lorsque nous avons choisi le système de stockage d'eau glacé comme un système de refroidissement d'air d'admission valable pour la turbine FT8 :

- Moins des coûts d'exploitation.
- Moins de consommation électrique.
- Facile de la maintenance.
- Moins de couts de Maintenance.
- L'amélioration significative de la production d'électricité de plus de 20% est rapportée.

IV.3.2.2- Dimensionnement d'un Groupe frigorifique à compression mécanique :

Le Groupe frigorifique à compression mécanique est basé sur le refroidissement de l'eau à partir d'une machine frigorifique à compression, cette eau glacée va refroidir l'air à l'aspiration du compresseur du Tàg.

Ce groupe est composé de: Une machine frigorifique à compression; basé sur la condensation de vapeur d'un fluide réfrigérant suite à une compression, et son évaporation suite à une détente.

C'est le procédé le plus répandu pour la production du froid. Un échangeur de chaleur permettant de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre, sans les mélanger.

Le flux thermique traverse la surface d'échange qui sépare les fluides.

Dans lequel se réalise un transfert thermique entre deux milieux dû à une différence de température entre les milieux.

IV.3.2.3 Principe de fonctionnement :

Le circuit frigorifique à compression mécanique est constitué pour l'essentiel de quatre éléments fondamentaux :

- **l'évaporateur** : Qui est un échangeur thermique entre le milieu à refroidir (air, eau) et le fluide frigorigène, qui se vaporise en prélevant la chaleur au milieu à refroidir.
- **le compresseur** : Qui aspire les vapeurs produites par l'évaporateur sous basse pression, et les refoule sous haute pression vers le condenseur.
- **le condenseur** : Qui est un échangeur thermique entre le fluide frigorigène et le fluide de refroidissement (air, eau, etc.) ; le fluide frigorigène se condense et réchauffe le fluide de refroidissement. À la sortie du condenseur, le fluide frigorigène est à l'état saturant (ou état sous-refroidi).
- **le détendeur** : Qui a comme rôle de régler le débit de liquide frigorigène admis à l'évaporateur. Le détendeur thermostatique, le plus utilisé, régule la surchauffe des vapeurs de fluide frigorigène à la sortie de l'évaporateur il assure ainsi une alimentation du compresseur en vapeur surchauffée.

Les installations à refroidissement à compresseur mécanique abaissent la température de l'eau naturelle, Cette eau est pulsée vers des échangeurs qui refroidissent l'air ambiant.

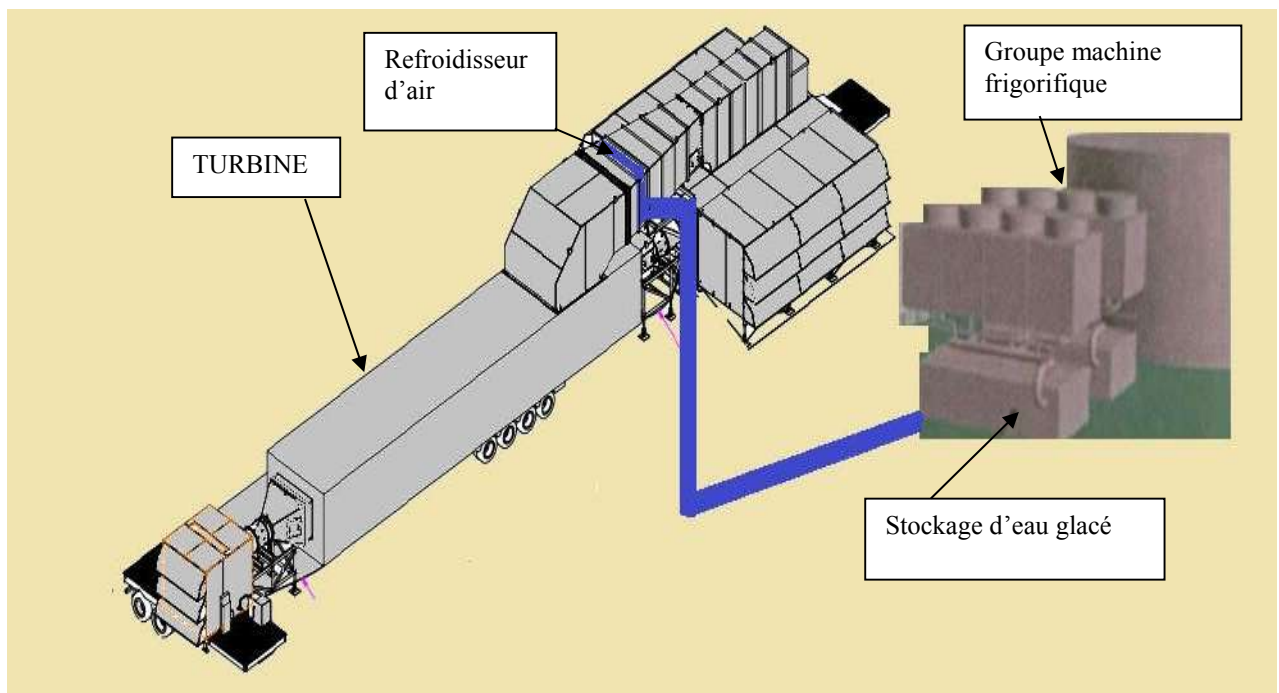


Figure (4-10) : Centrale thermique à gaz cycle ouvert avec machine frigorifique

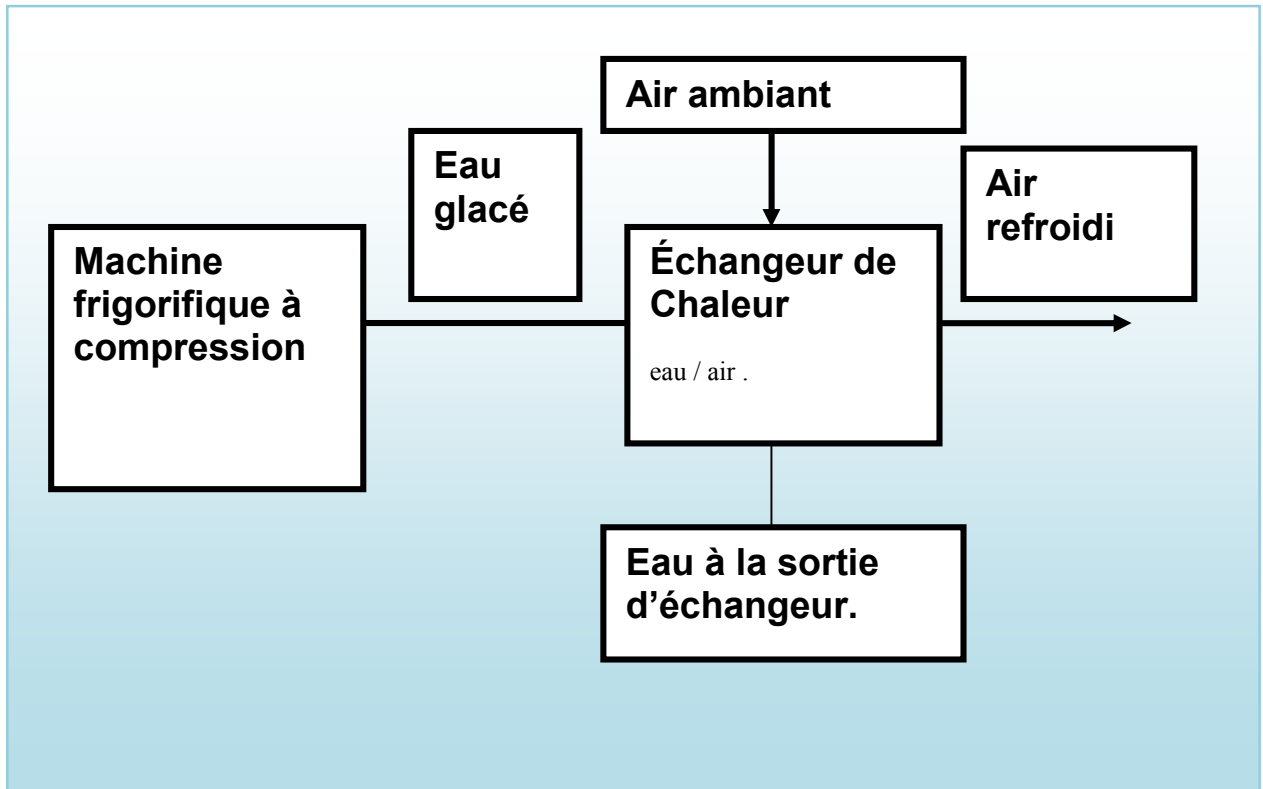


Figure (4-11) : *Organigramme de cycle de refroidissement d'air de l'admission.*

IV.3.2.4- Compréhension de la machine frigorifique a compression :

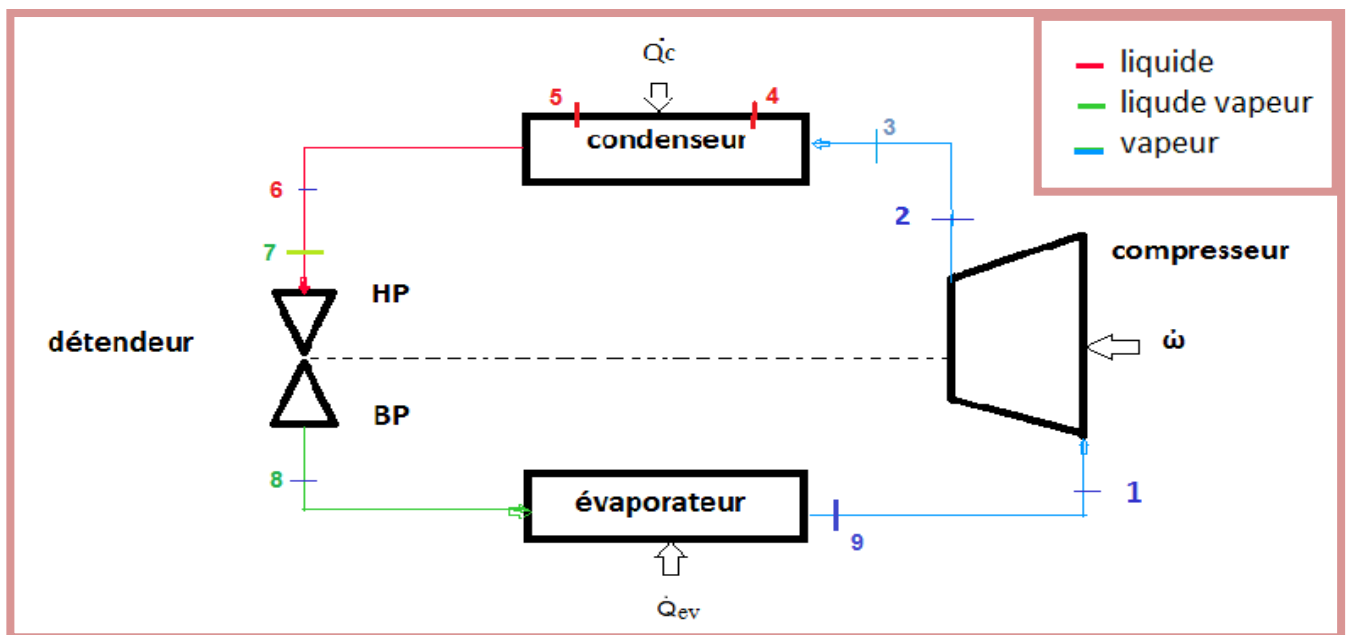


Figure (4-12) : *Machine frigorifique à compression*

Les quatre éléments de base du circuit frigorifique sont reliés entre eux par les tuyauteries frigorifères :

- **De refoulement** : Entre le compresseur et le condenseur (en 2).
- **De liquide** : Entre le condenseur et le détendeur(en 3).
- **D'aspiration** : Entre l'évaporateur et le compresseur(en 1).

Dans lesquelles circule en circuit fermé étanche, le fluide frigorigène qui est successivement à l'état :

- **De vapeurs froides détendues** : A basse pression dans la conduite d'aspiration (point 1).
- **De vapeurs comprimées surchauffées** : A haute pression HP dans la conduite de refoulement (point 2).
- **De liquide frigorigène pur** : (à haute pression et température sensiblement ambiante) dans la conduite de liquide (point 3).

IV.3.2.5-Echangeur thermique eau / air :

Un **échangeur de chaleur** est un dispositif permettant de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre, sans les mélanger. Le flux thermique traverse la surface d'échange qui sépare les fluides. La plupart du temps, on utilise cette méthode pour refroidir un liquide ou un gaz qu'il est impossible ou difficile de refroidir par exemple l'eau d'un circuit primaire de refroidissement, d'une centrale thermique.

L'échangeur de chaleur le plus commun est celui à plaques. De nouveaux échangeurs à fils fins permettent des échanges eau/air à très faibles écarts de température en chauffage ou refroidissement.

Un **échangeur de chaleur** - dispositif dans lequel se réalise un transfert thermique entre deux milieux dû à une différence de température entre les milieux. Dans les maisons à très basse consommation énergétique ou à énergie positive, un système de ventilation à double flux peut intégrer un échangeur réchauffant l'air entrant avec l'énergie prélevée dans l'air sortant.

D'après les données de site, nous avons trouvé :

Voir annexe 03

Jours	Heures de marche	Température d'ambiante (°C)	Puissance (MW)	Production (KWH)	Consommation de gaz (m ³)	Le coût (DA)
05/01/2017	24	11	25,3	525868	174124	1088309
10/02/2017	24	15	24,6	511318	169306	1058197
13/03/2017	24	19	23,7	492611	163112	1019483
16/04/2017	24	23	23,2	482219	159671	997975
04/05/2017	24	29	22,4	465590	154165	963562
15/06/2017	24	35	21,7	451041	149347	933451
20/07/2017	24	38	21,5	446884	147971	924847
16/08/2017	24	41	21	436479	144529	903309
10/09/2017	24	31	22	457276	151412	946355
08/10/2017	24	25	22,8	473904	156918	980768
17/11/2017	24	17	24,1	500925	165866	1036688
15/12/2017	24	13	24,9	517554	171371	1071102

Tableau (4-2) : Les données réelles de site Ouargla

Les conditions proposées :

- Ce système sa marche en condition de la température d'ambiante est plus de 15 °C.
- La puissance électrique du groupe frigorifique proposé est : 20 kw/h.
- ΔT est entre 0 à 15 °C
- On considère que les pertes des charges au niveau l'échangeur de chaleur sont négligeables

Après ces conditions on peut trouver :

Jours	Heures de marche	Température d'ambiante (°C)	Puissance (MW)	Production (KWH)	Consommation de gaz (m ³)	Le coût (DA)
05/01/2017	24	10	25,3	525868	174124	1087109
10/02/2017	24	12	24,5	511318	168618	1057892
13/03/2017	24	14	23,7	492611	163111	1018284
16/04/2017	24	12	25,1	525868	172747	1088898
04/05/2017	24	18	23,9	496768	164488	1026886
15/06/2017	24	20	23,1	480140	158982	992473
20/07/2017	24	23	25,5	530025	175500	1095712
16/08/2017	24	30	22,4	465590	154165	962362
10/09/2017	24	19	23,5	488454	161735	1009680
08/10/2017	24	17	24,7	513397	169994	1061299
17/11/2017	24	13	24,1	500925	165865	1035489
15/12/2017	24	11	24,9	517554	171371	1069902

Tableau (4-3) : Données estimées après le refroidissement

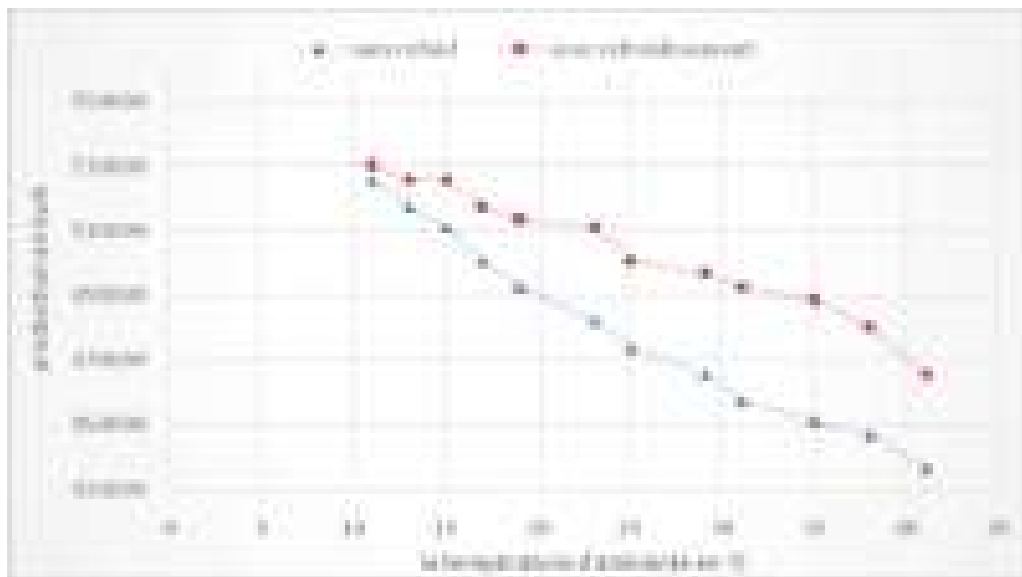


Figure (4-13) : Courbe la production KWH en fonction de la température

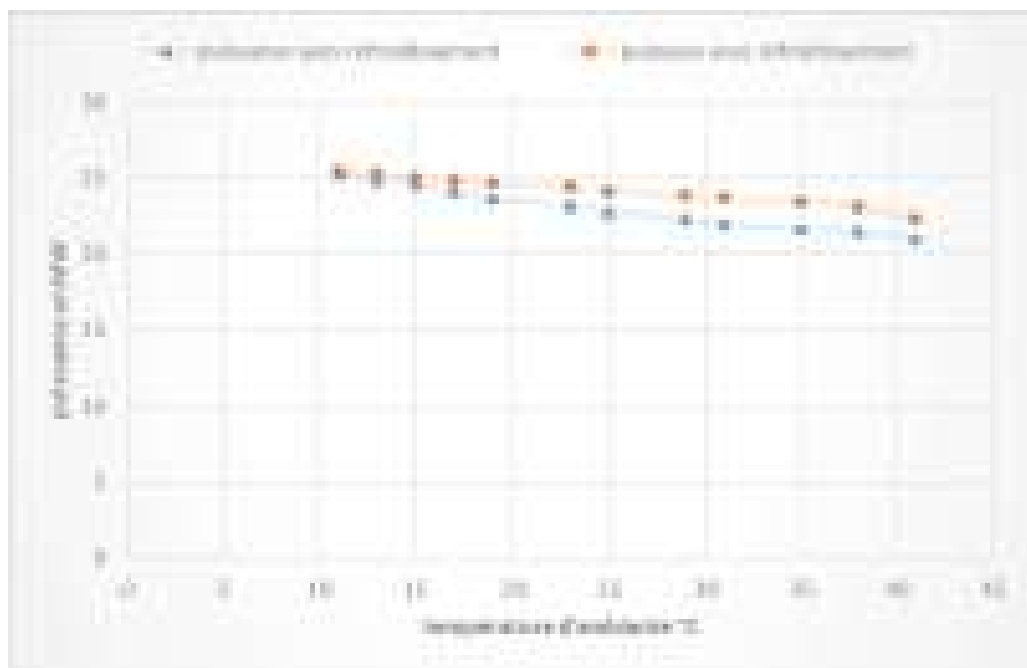


Figure (4-14) : Courbe de puissance en fonction de la température

IV.3.2.6- Le gain :

Ecart de température (°C)	Gain de puissance (MW)	Gain de production (KWH)	Gain de prix (DA)
15	1,8	36933	76229
15	1,6	32777	67626
12	1,7	34855	71929
11	1,5	30698	63324
11	1,4	28631	59053
8	1,3	28619	59917
8	1,3	26541	54721
5	1	20305	41816
4	0,8	16148	33214
3	0,5	14070	30701
2	0,4	7834	16007
1	0,2	3677	7403
Totale	13,5	281089	581939

Tableau (4-4) : Les gains**IV.4 Conclusion :**

A travers ce chapitre on a peut déterminer la machine frigorifique est une solution pour refroidir la température de l'air ambiant à l'entrée du compresseur axiale du cycle ouvert de la Tàg.

En dernier il faut choisir une méthode de refroidissement de meilleure performance avec le moins des pertes en charge et en électricité et fonctionne avec respecte les normes environnementale.

Conclusion générale

La réalisation de ce mémoire nous a permis d'acquérir des connaissances sur le rôle des turbines à gaz dans production d'énergie électrique sur lequel repose l'industrie énergétique de notre pays. Nous avons eu la chance d'assister à une opération des maintenances annuelles d'une turbine à gaz FT8, ce qui nous a permis de consolider notre support théorique en la matière. Une étude thermodynamique de la turbine à gaz FT8 a été réalisée et a montré que ses performances dépendent sensiblement des conditions d'exploitations, notamment la température ambiante. Elle demeure la cause principale de la chute des performances de la turbine à gaz au niveau de la centrale électrique, les températures relativement élevées, de la région d'OUARGLA génèrent une baisse sensible du rendement thermique et de la puissance générée, ce qui se répercute négativement sur le coût d'exploitation. Une solution combinée a été adoptée en refroidissant l'air ambiant à l'entrée du compresseur axial et ce en utilisant un refroidisseur par Système de réfrigération avec le stockage d'eau glacée. Le deuxième volet de la solution consiste à bonne maintenance des systèmes qui influé sur la performance de turbine comme système d'admission et système de combustible Etc. Nous avons constaté que le fait de ramener la température ambiante d'une valeur de élevé à une valeur de moins, permet un gain sur le rendement sur la puissance utile générée. La solution combinée, en adoptant conjointement le refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur et la bonne maintenance, permet d'améliorer considérablement les performances de la turbine à gaz en atteignant un rendement thermique plus, en adoptant uniquement la solution du refroidissement de l'air à l'entrée compresseur axial et en adoptant uniquement la bonne maintenance. Le présent travail établit des perspectives de développement en essayant de combiner d'autre forme de solutions à celles présentées, notamment des autres procédures de refroidissement.

Bibliographies

- [01] Lucia M, Bronconi R, Carnevale E., « Performance and economic enhancement of cogeneration gas turbines through compressor inlet air cooling. Trans », ASME, 116: 360-365 (1994).
- [02] Chase. D. L., « Combined Cycle development evolution and future », GE Power Systems, GER-4206, April (2001).
- [03] Ondryas IS Wilson DA, Kawamoto M, Haub GL., « Option in gas turbine power augmentation using inlet air chilling », J. Eng. Gas Turbines Power, 113(2): 203-211 (1991).
- [04] Kamal NA, Zuhair AM., « Enhancing gas turbine output through inlet air cooling », Sudan Eng. Soc. J., 52(4-6): 7-14 (2006).
- [05] Sadrameli SM, Goswami DY., « Optimum operating conditions for a combined power and cooling thermodynamic cycle », Appl. Ener., 84: 254-265 (2007).
- [06] Paepe M De, Dick E., « Technological and Economical Analysis of Water Recovery in Steam Injected Gas Turbines », Applied Thermal Engineering, Vol. 21, 135-156 (2001).
- [07] Ameri M, Hejazi SH, Montaser K., « Performance and economic of the thermal energy storage systems to enhance the peaking capacity of the gas turbines », Appl. Ther. Eng., 25: 241-251 (2005).
- [08] Ameri M, Hejazi SH., « The study of capacity enhancement of the Chabahar gas turbine installation using an absorption chiller », Appl. Ther. Eng., 24: 59-68 (2004).
- [09] Boonnasaa S, Namprakaia P, Muangnapoh T., « Performance improvement of the combined cycle power plant by intake air cooling using an absorption chiller », Ener., 31: 2036-2046 (2006).
- [10] Maria J, Jinyue Y., « Humidified gas turbines - A review of proposed and implemented cycles », Ener., 30: 1013-1078 (2005).
- [11] Mohanty B, Paloso G., « Enhancing gas turbine performance by intake air cooling using an absorption chiller », Heat Recovery Syst. CHP, 15(1): 41-50 (1995).
- [12] Liu YL, Wang RZ., « Performance prediction of a solar/gas driving double effect LiBr-H₂O absorption system », Renew. Ener., 29: 1677-1695 (2004).
- [13] GEPS Oil & Gas Technical Training., « Turbine a gaz ms 5002 C LHE –manuel de formation pour la conduite et l'entretien », Nuovo Pignone, AFFAIRE N.P. : SONATRACH SRGA2, LOCALITE':ALGERIE (2001).
- [14] Pankaj K. Patel B.E., « Better power generation from gas turbine along with improved heat rate », International Conference – Power gen Intl 2000-Florida, Power Asia 2000-Bangkok, ASME 2003 –Atlanta (2001).
- [15] Johnson RS., « The theory and operation of evaporative cooler for industrial gas turbine », J. Eng. Gas Turbine Power, 111: 327-334 (1989).
- [16] Hosseini R, Beshkani A, Soltani M., « Performance improvement of gas turbines of Fars (Iran) combined cycle power plant by intake air cooling using a media evaporative cooler », Energy Conversion and Management 48 - 1055–1064 (2007).
- [17] Alhazmy, M. M., and Najjar, Y. S. H., « Augmentation of gas turbine performance using air coolers », App. Thermal Engineering, Vol. 24, pp 415- 429 (2004).
-

Bibliographies

- [18] S.M. Yahia, 1984, “Turbines compressors and fans”, published by tata Mc Graw-Hill Publishing Company Limited National Aeronautical Laboratory Bangalor – INDIA, janvier 1984
- [19] Philip P. Walsh, Paul Fletcher, 2004, “Gas Turbine Performance”, Second Edition by Blackwell Science Ltd a Blackwell Publishing company, Editorial Offices: Blackwell Science Ltd, 9600 Garsington Road, Oxford OX4 2DQ, UK.
- [20] Potter, P. J., 1976, “Power plant theory and design”, 2nd edition of steam power plant john Wiley & sons New York Chichester Brisbane Toronto.
- [21] Horlock, J. H., 2003, “Advanced gas turbine cycles”, Pergamon Press, Oxford edition
- [22] Boissenin, Y., Moliere, M., et Remy, P., 1994, “Les atouts de la turbine à gaz MS6001 B en cogénération –exemple de l’usine d’électricité de Metz”, Revue technique Gec Alstom N°15.
- [23] André LALLEMAND, 1195, “Production d’énergie électrique par centrales thermiques”, Techniques de l’Ingénieur, D 4 002, pp.1-11.
- [24] DAOUD Saïd, 2016, “Contribution à l’amélioration des performances des turbines à gaz par le refroidissement de l’air à l’entrée du compresseur axial”.
- [25] FT8® mobile ac unite equipment description
- [26] Générateur brush
- [27] MOBILEPAC® Familiarisation générale
-

Annexe 01

exemples des taches des maintenances de la turbine FT8

SYSTEM	TASK DESCRIPTION	RECOMMEN DED FREQUENCY (See Note #3)	MAXIMUM FREQUENCY (See Note #3)	WHEN TO INSPECT
Alignment	Check the alignment of the gas turbine power shaft per site blueprint documentation and Commissioning Manual procedures. If alignment has changed, try to determine reason why and realign. Record final alignment figures.	Annually	Annua	With Unit Shutdown
Battery System	Check accuracy of battery charger voltmeter against calibrated voltmeter (Ref. FT8 Commissioning Manual, Procedure 2).	Semi-Annually	Annually	With Unit Operating
Engine Control & HMI	Check and clean as necessary all control cabinet door filters, ADEC computer filter, and air conditioner filters.	Monthly	Semi-annually	With Unit Operating or Shutdown
Cold Buffer Air System	Lubrication of motor pump bearings: Not required for HS Marston Aerospace Limited heat exchangers, but required for Whittaker Controls heat exchangers. Lubricate motor pump bearings (Ref. Whittaker Controls, vendor manual procedures).	Annually	Annually	With Unit Shutdown
GT Enclosure	Remove and clean/replace engine Heater Inlet Filter (EH1201).	Semi-Annually for Peaking Applications	Annually for Baseload Applications	With Unit Shutdown
Fire System	Inspect the fire detectors for proper operation. Check all pipes and nozzles for security-blockage or corrosion. Disconnect the cables and allow the dampener doors (guillotine doors, older units) to close, reference SB 02M06. Refer to Fire Systems Manual.	Annually	Annually	With Unit Shutdown
Grounding Grid	Conduct ground grid inspection (Ref. FT8 Commissioning Manual, Procedure 07).	Annually	Annually	With Unit Shutdown
Electrical Generator	Verify that the grounding brush is free in the holder. Replace if required. Reference Brush, vendor manual, maintenance section.	Annually	Annually	With Unit Shutdown
Gas Fuel System	Change the gas Last Chance Filter Element (F1101) if applicable.	Annually	Annually	With Unit Shutdown

Annexes

Gas Generator / Power Turbine	Perform complete borescope inspection of gas generator and power turbine per instructions in the GG8 and PT8 Maintenance Manuals. Conduct special inspections per all supplements of SB 96B03.	Annually	Annually	With Unit Shutdown
Hydraulic System	Verify that the Hydraulic System Accumulator (ACM501) has maintained proper pressure per requirements of P&ID Drawing for Hydraulic System (XXXX-191-M401D). Recharge as required per vendor manual.	Semi-Annually	Annually	With Unit Shutdown
Heat Tracing	Check all heat tracing on liquid fuel, water injection and hydraulic start lines for proper operation as applicable. Recalibrate fuel plate heat tracing annunciator panel settings if installed and required. Reference Watlow, vendor manual.	Annually	Annually	With Unit Shutdown
Inlet	Visually check inlet filter elements for damage and replace as necessary.	1000/hrs or Monthly	When unit is shutdown if longer than 1 month	With Unit Shutdown
Inlet Fogging System	Inspect inlet fogging system. Pull last chance screens from a couple of fogging nozzles to look for blockage.	Annually	Annually	With Unit Shutdown
Lube Oil System	Remove and inspect the power turbine oil inlet Strainer (STR603).	Annually	Annually	With Unit Shutdown
Lube Oil System	Check over the lube oil heat exchanger, fan and motor for tightness, loose items, leaks and any build-up of contamination on the heat exchanger. Clean the Air-Oil Cooler (AC601) as required.	4000/hrs or Semi-Annually	Annually	With Unit Shutdown
Lube Oil System	Remove and replace the tank Lube Oil Mist Collector (OME601) liner element. Reference vendor manual.	Annually	Annually	With Unit Shutdown
Lube Oil System	Check GG overboard breather vacuum pump bowl for oil and check the amount of vacuum with pump on. (should be 5 inches Hg vacuum). Readjust setting as required.	Monthly	Next shutdown if more than 1 month	With Unit Shutdown
Lube Oil System	Change out the main Oil Mist Eliminator (OEM602) filter element if not done in a year. Reference vendor manual.	Annually	Annually	With Unit Shutdown

Annexe 02

copies des paramètres réelles de la turbide FT8

A_U01_*_NL_SEL_PV	7007	0 rpm
A_U01_*_NH_SEL_PV	11413	0 rpm
A_U01_*_NP_SEL_PV	2999	0 rpm
A_U01_*_TE001_TE_PV	708	-18 Deg C
A_U01_*_TE002_TE_PV	754	-18 Deg C
A_U01_*_TE003_TE_PV	721	-18 Deg C
A_U01_*_TE004_TE_PV	763	-18 Deg C
A_U01_*_TE005_TE_PV	706	-18 Deg C
A_U01_*_TE006_TE_PV	727	-18 Deg C
A_U01_*_TE007_TE_PV	781	-18 Deg C
A_U01_*_TE008_TE_PV	735	-18 Deg C
A_U01_*_TE009_TE_PV	772	-18 Deg C
A_U01_*_EGT_AVG_PV	741	-18 Deg C
A_U01_*_NL_REF_PV	7613	0 rpm
A_U01_*_NH_REF_PV	11414	0 rpm
A_U01_*_NP_REF_PV	3104	0 rpm
A_U01_*_EGT_REF_PV	744	-18 Deg C
A_U01_*_NHACC_REF_PV	793.00	0.00 rpm/sec
A_U01_*_NHDEC_REF_PV	-2271.00	0.00 rpm/sec
A_U01_*_NHDOT_SEL_PV	23.00	0.00 rpm/sec
A_U01_*_TE1501_TE_PV	66	-18 Deg C
A_U01_*_TE1502_TE_PV	47	-18 Deg C

Eau

A_U01_*_TE801_TE_PV	-18	-18 Deg C
A_U01_*_PT803_DPRS_PV	-3397.9	0.0 kPa
A_U01_*_VFD801_MA_PV	4.00	0.00 mA
A_U01_*_VFD801_HZ_PV	6.00	0.00
A_U01_*_FM801_PPH_PV	-2238.4	0.0 Kg/Hr

Refrigerateur

A_U01_*_T3SYNTH_DT_PV	459	-18 Deg C
A_U01_*_TE1601_TE_PV	178	-18 Deg C
A_U01_*_TE1602_TE_PV	75	-18 Deg C

Combustible liquide

A_U01_*_TE1001_TE_PV	-18	-18 Deg C
A_U01_*_TE1002_TE_PV	28	-18 Deg C
A_U01_*_PT1003_PR_PV	-343.4	0.0 kPa
A_U01_*_PT1002_PR_PV	18.6	0.0 kPa
A_U01_*_FY1001_PS_SE	0.00	0.00 %
A_U01_*_FY1001_PS_ZT	0.00	0.00 %
A_U01_*_FY1001_PS_CO	-0.20	0.00 mA
A_U01_*_LFFLOW_PV	-2261.6	0.0 Kg/Hr
A_U01_*_LFCALC_PV	0.0	0.0 Kg/Hr
A_U01_*_FM1001_PPH_PV	0.0	0.0 Kg/Hr

Paramètres de l'alternateur

A_U01_*_WT3801_PW1_PV	22.65	0.00 MW
A_U01_*_VX3801_PS_PV	2.73	0.00 MVARs
A_U01_*_TE3201_TE_PV	79	-18 Deg C
A_U01_*_TE3202_TE_PV	80	-18 Deg C
A_U01_*_TE3203_TE_PV	78	-18 Deg C
A_U01_*_TE3204_TE_PV	79	-18 Deg C
A_U01_*_TE3205_TE_PV	81	-18 Deg C
A_U01_*_TE3206_TE_PV	80	-18 Deg C
A_U01_*_TE3213_TE_PV	68	-18 Deg C
A_U01_*_TE3214_TE_PV	67	-18 Deg C
A_U01_*_TE3301_TE_PV	27	-18 Deg C
A_U01_*_TE3302_TE_PV	47	-18 Deg C
A_U01_*_TE3601_TE_PV	46	-18 Deg C

Annexe 03

Calcul de cout de production finale

Le cout de production initial = (production KWH – consommation des auxiliaires en kwh) x (prix unitaire)

Le cout de consommation de gaz = (consommation de gaz) x (prix unitaire)

Le cout de production final = (cout de production initial) - Le cout de consommation de gaz

Remarque : le calcul de cout de production a été fait à fin de chaque mois

Exemple de calcul de la production et la consommation

COMPTEUR	INDICATIONS	Index INITIALE	Index FINALE	DIFFERENCE		
01GS (Alternateur)	Energie active KWH (BA)	42751835	42995070	243235		
	Energie réactive KVAR	5957410	5989039	31629		
01 TP (Cabine ABB)	Energie active exportée KWH (BU)	42603499	42846590	243091		
	Energie réactive exportée en KVAR	777437	779049	1612		
	Energie réactive Importé en KVAR	2359085	2366212	7127		
	Energie active importée KWH	153133	153392	259		
TA01 (Auxiliaires)	Consommation auxiliaires KWH (CA)	251031	252518	1487		
	Consommation auxiliaires KVAR	165320	166266	946		
Compteur groupe	Consommation gaz Klbs	22016	22142	126	70875	m ³