الجمهورية الجزائرية الديموقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

UNIVERSITE DR. YAHIA FARES DE MEDEA

Faculté de Technologie

Département de Génie des Procédés et Environnement

Filière : Génie des Procédés

Spécialité : génie chimique

Mémoire de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme de :

MASTER

Thème

Etude du fonctionnement de la turbine à gaz PGT25+DLE avec le gaz résiduel comme gaz combustible

Réalisé par :

Alliche djamel abdelghani

Djouabri merouane

Suivi par :

Dr.Ferhat .S

Mr .Laardjoume .A

Promotion : 2019_2020

Dédicaces

A mes très chers parents source de vie d'amour et d'affection

A mes chers frères source de joie et de bonheur

A toute ma famille source d'espoir et de motivation

A tous mes amis

A tous ceux qui ont participé de près et de loin

à la réalisation de ce travail

Je dédie ce modeste travail.

Remerciements

Je commence par remercier DIEU tout puissant pour l'aide, la volonté et le courage qui m'a donné pour pouvoir achever ce travail.

J'adresse mes chaleureux remerciements à l'encadreur, l'équipe GPL/LDHP ZCINA.

Mes remercîments sont adressés à tous les enseignants et biens sur la famille de génie chimique.

Je n'oublierai jamais d'adresser un grand et chaleureux remerciement à ma famille pour leur soutiens moraux, matériels continus et inébranlables au long de notre formation.

ملخص

في هذا العمل ، نقدم دراسة عن تشغيل التوربين PGT25 + DLE مع الغاز المتبقي كغاز قابل للاحتراق ، والهدف منه هو ضمان الأداء السليم وطول عمر توربينات الغاز على مستوى وحدة.LPG / LDHP. ZCINA

التوربينات في وحدة غاز البترول المسال GPL/ LDHP ZCINA مجهزة بنظام احتراق DLE(انبعاث منخفض جاف) والذي يضمن مستوى منخفض من انبعاثات أكسيد النيتروجين NO_x وأول أكسيد الكربون CO مع الاستهلاك الاقتصادي للغاز القابل للاحتراق ، ولكن تتسبب تشغيل التوربينات التي تحتوي على غاز قابل للاشتعال C_3^+ غني الغازات المصاحبة (غاز التغذية غير المعالج) في اختلال نظام التشغيل بين الصيف والشتاء ، ويتسبب استخدام هذا النوع من غاز الوقود غير المعالج في العديد من مشاكل في دائرة DLE ، والتي تؤدي إلى التسبب في الكثيرمن المشاكل وبالتالي النقص الكبير في إنتاج الغاز و البترول المسال (خسائر اقتصادية كبيرة).

من خلال حساب أداء PGT25 + مع الغاز المتبقي كغاز قابل للاشتعال ، نستنتج أن التوربين يمكن أن يعمل مع هذا الغاز حتى في ظروف درجات الحرارة القصوى (T = 55°C) مع قوة معطات 17,751Mw

مقارنة بالقدرة التي يطلبها الضاغط غاز الشحن16,194Mw

لذا فإن الغاز المتبقي هو الوقود المفضل لضمان الأداء السليم وطول عمر توربينات الغاز.

الكلمات الدالة:

غاز الوقود(التغذية)، توربينات الغاز PGT25 + DLE ، الغاز المتبقي ، الأداء.

Résumé

Dans ce travail, nous présentons une étude de fonctionnement de la turbine PGT25+DLE avec le gaz résiduel comme gaz combustible dont l'objectif est d'assurer le bon fonctionnement et la longévité des turbines à gaz au niveau de l'unité GPL/LDHP ZCINA.

Les turbines au niveau de l'unité GPL/LDHP ZCINA sont équipées d'un système de combustion DLE (Dry Low Emission) qui assure un bas niveau d'émission NO_x et CO avec une consommation économique du gaz combustible, mais le fonctionnement des turbines avec du gaz combustible riche en C_3^+ issu des gaz associés(gaz de charge non traité) entraîne une variation du régime de fonctionnement entre l'été et l'hiver , et l'utilisation de ce type de gaz combustible non traité provoque plusieurs problèmes dans le circuit DLE, ce qui entraînent des déclenchements fréquents des boosters et par conséquent des manques à produire importants en GPL et Condensat (pertes économiques importantes).

A travers le calcul de performance de la PGT25+ avec le gaz résiduel comme gaz combustible, on conclure que la turbine peut fonctionner avec ce gaz même dans des conditions extrêmes de température (T = 55°C) avec une puissance délivrée de 17,751Mw

par rapport à la puissance demandée par le compresseur de gaz de charge de 16,194Mw

Donc le gaz résiduel est un carburant de choix pour assurer le bon fonctionnement et la longévité des turbines à gaz.

Mots Clés :

Gaz combustible, turbine à gaz PGT25+DLE, gaz résiduel, performance

Abstract

In this work, we present a study of the operation of the PGT25 + DLE turbine with residual gas as combustible gas, the objective of which is to ensure the proper functioning and longevity of gas turbines at the unite of the GPL/ LDHP unit. ZCINA.

The turbines at the GPL / LDHP ZCINA unit are equipped with a DLE (Dry Low Emission) combustion system which ensures a low level of NO x and CO emissions with economical consumption of combustible gas, but the operation of the turbines with C riche-rich combustible gas from associated gases (untreated feed gas) causes the operating regime to vary between summer and winter, and the use of this type of untreated fuel gas causes several problems in the DLE circuit, which lead to frequent triggering of boosters and consequently of significant shortages of GPL and condensate production (significant economic losses).

By calculating the performance of the PGT25 + with the residual gas as combustible gas, we conclude that the turbine can operate with this gas even under extreme temperature conditions (T = 55 ° C) with a delivered power of 17,751Mw

Compared to the power demanded by the charge gas compressor of 16,194Mw

So residual gas is a fuel of choice to ensure the proper functioning and longevity of gas turbines.

Keywords:

Fuel gas, PGT25 + DLE gas turbine, residual gas, performance.

Table des Matières

Liste des abréviations

Liste des tableaux

Liste des figures

Liste des annexes

Introduction générale 1

Chapitre 1 : Présentation du champ Hassi Messaoud et de l'unité GPL/LDHP ZCINA 5

1.1 Généralités sur le champ Hassi Messaoud……5
1.1.1 Historique……5
1.1.2 Situation Géographique……6
1.1.3 Situation géologique 6
1.2 Présentation de l'unité GPL/LDHP ZCINA……7
1.2.1 Unité GPL ZCINA..... 8
1.2.1 Unité LDHP ZCINA..... 8

Chapitre 2 : Généralités sur les turbines à gaz et les cycles du fonctionnement..... 9

2.1.1Hitorique de création et développement des turbines à gaz 9
2.1.2 Définition d'une turbine à gaz……10
2.1.3 Principales utilisations……11
2.1.4 Principe de fonctionnement……12
2.1.5 Différents éléments d'une turbine à gaz……13
2.1.6 Classement des turbines à gaz……14
2.1.7 Pollution……16
2.2 Description des cycles de fonctionnement des turbines à gaz……17
2.2.1 Analyse théorique des cycles……18
2.3 Entretien de turbines à gaz……24
2.4 Péride d'exmploitation des turbines à gaz……26

Chapitre 3 : Déscription de la turbine à gaz PGT25+DLE 31

3.1 Définition de la PGT25+DLE……31
3.1.1 Les éléments constituants la PGT25+DLE……31
3.2 Générateur de gaz……34
3.2.1 Section d'entrée……35
3.2.2 Section compression……36
3.2.3 Section combustion 43
3.2.4 Section turbine..... 45

3.2.5 Accessory drive 47
3.2.6 Hydrolique starter..... 48
3.3 Turbine de puissance..... 49
3.4. Roulements du générateur de gaz 50

Chapitre 4 : Description dunsystème de combustion DLE et du circuit gaz combustible 52

4.1 Introduction..... 52
4.2 Comparaison entre le système de combustion avec diffusion et avec DLE .54
4.3 Description du système DLE..... 56
4.4 Modes de fonctionnement..... 62
4.5 L'accoustique..... 63
4.6 Description du circuit gaz combustible..... 66
4.6.1 Le réseau Haute pression..... 66
4.6.2 Le réseau Basse pression..... 67

Chapitre 5 : Etudes des performances de la turbine à gaz PGT25+DLE 69

5.1 Introduction..... 69
5.2 Le but de calcul..... 69
5.3 Formules d'application..... 70
5.4 Calcul numérique pour la PGT25+DLE..... 76
5.4.1 Cas été..... 76
5.4.2 Cas hiver..... 81
5.5 Calcul de combustion..... 85
5.5.1 Calcul du pouvoir calorifique 85
5.5.2Calcul du débit d'air stœchiométrique..... 92
5.6 Détermination du débit de gaz résiduel nécessaire pour la combustion..... 95
5.7 Calcul de l'indice de WOBBE..... 96
5.8 Organigramme de calcul..... 97
5.9 Présentation du cycle thermodynamique de la PGT25+DLE..... 98
5.10 Comparaison entre les performances de la PGT25+DLE avec le gaz combustible et le gaz résiduel..... 100
5.11 Conclusion..... 102

Conclusion générale et recommandations .....

Bibliographie .....

Annexe A : Les abaques de Mc KETTA.....

Annexe B :Correlation de BUCKACEK .....

Annexe C:Data sheat gaz combustible design .....

Annexe D :Data sheat PGT25+DLE .....

Liste des abréviations

DLE : Dray Low Emission

f_t : facteur correctif en fonction de température

f_p : facteur correctif en fonction de pression

HR : Heat Rate consommation calorifique spécifique horaire dans les conditions ISO

HR : Heat Rate consommation calorifique spécifique horaire dans les conditions de site

η: Rendement

PGT25+ : Pignone Gaz Turbine 25+DLE

$Pu_{(iso)}$: Puissance délivrée dans les conditions ISO

$Pu_{(site)}$: Puissance délivrée dans les conditions du site

Δp_{inlet} : facteur correctif en fonction des pertes de charge dans la section d'entrée

Δp_{exh} : facteur correctif en fonction des pertes de charge dans la section d'échappement

Q_{air} : débit d'air total

Q^*_{air} : débit d'air stœchiométrique

$Q_{échapp}$: débit d'air d'échappement

Q_{comb} : débit massique du gaz combustible

Qm_{comb} : débit molaire du gaz combustible

Liste des tableaux

Tableau1.1 : Manque à produire en GPL 3

Tableau1.2 : Manque à produire en condensat 3

Tableau1.3 :Capacité de traitement de l'unité 8

Tableau5.1 : facteur correctif à T=35°C……..……76

Tableau5.2 : facteur correctif à T=35.9°C……..……77

Tableau5.3 : facteur correctif à T=45°C ……..……78

Tableau5.4 : facteur correctif à T=50 °C:……..……..79

Tableau5.5 : facteur correctif à T=55 °C ……..…….....80

Tableau5.6 : facteur correctif à T=-5 °C……..……....81

Tableau5.7 : facteur correctif à T=9 °C……..……82

Tableau5.8 : facteur correctif à T=20 °C……..……83

Tableau5.9 : récapitulatif de calcul des performances dans les conditions du site ……..……...84

Tableau5.10 : composition du gaz combustible cas design ……..…85

Tableau5.11 : composition du gaz combustible actuel ……..……..…87

Tableau5.12 : composition du gaz combustible avec sa teneur en eau ……....88

Tableau5.13 : teneur en eau du gaz combustible actuel……..……..…89

Tableau5.14 : composition du gaz résiduel ……90

Tableau5.15 : tableau comparatif entre temperature de rosée des trois gaz ……...…92

Tableau5.16 : comparaison entre le débit du gaz combustible actuel et le gaz résiduel ……..….95

Tableau5.17 : tableau comparatif des indices de WOBBE ……..96

Tableau5.18 : résultat de calcul ……..99

Tableau5.19 : tableau comparatif entre les résultat obtenus et les données de constructeur ….100

Liste des figures

Figure1.1 carte géographique du champ HMD……..7

Figure2.1 schéma simplifié d'une turbine à gaz ……..11

Figure2.2 les éléments d'une turbine à gaz ……13

Figure2.3 schéma d'une turbine à gaz a un seul arbre……..14

Figure2.4 schéma d'une turbine à gaz a deux arbres ……15

Figure2.5 schéma de principe de fonctionnement d'une turbine à gaz……..17

Figure2.6 diagramme de cycle théorique d'une turbine à gaz (P, V) (T, S)……..18

Figure2.7 le cycle simple de deux arbres ……..23

Figure3.1 turbine à gaz PGT24+DLE……31

Figure3.2 les sections de la turbine à gaz……..32

Figure3.3 générateur de gaz et turbine de puissance…….33

Figure3.4 schéma simplifié des sections du GG……34

Figure3.5 les composants du générateur de gaz ……35

Figure3.6 corps central……..36

Figure3.7 cadre avant du compresseur ……....36

Figure3.8 stator du compresseur axial…… … ….38

Figure3.9 bloc d'aubage et VSV…….. ……39

Figure3.10 rotor du compresseur …….. ……... 40

Figure3.11 accouplement cannelé …….. ……41

Figure3.12 cadre arrière du compresseur axial ……42

Figure3.13 instrument de mesure de P,T…….. ..42

Figure3.14 chambre de combustion …….. ……. 43

Figure3.15 prémélangeur de fuel …….. ……..44

Figure3.16 système de d'allumage …….. ……45

Figure3.17 détection de flamme ……45

Figure3.18 turbine HPT……46

Figure3.19 turbine MID flamme (les châssis moyen de la turbine……..…47

Figure3.20 accessory drive …….48

Figure3.21 hydraulique starter…….48

Figure3.22 turbine de puissance …….49

Figure3.23 les composants principaux de la PT……..50

Figure 3.24 Roulements à rouleaux ……50

Figure 3.25 Roulements à billes…… .51

Figure4.1variation des émissions avec la température de flamme ……..…53

Figure4.2 tendances typique des émissions CO et NOX…….…53

Figure4.3 chambre de combustion avec diffusion standard ……..…..54

Figure4.4 chambre de combustion avec DLE…….54

Figure4.5 schématisation des injecteurs …….57

Figure4.6 DLE fuel manifold …….57

Figure4.7 pré mélangeur ……58

Figure4.8 ELBO…….…….58

Figure4.9 boucliers thermiques ……..59

Figure4.10 schématisation du système DLE du gaz combustible ……..…60

Figure4.11 mode de fonctionnement …….....62

Figure .4.12 Déflecteurs acoustique…… 64

Figure 4.13. Circuit du gaz combustible……. 66

Figure4.14 schéma synoptique de circuit fuel gaz ……..68

Figure5.1 variation des performances en fonction de la température d'entrée ……...71

Figure 5.2 variation des performances en fonction de l'altitude ……....72

Figure 5.3 variation de la puissance en fonction de la température d'entrée d'air ……84

Figure 5.4 enveloppe de phase de gaz combustible cas design …….86

Figure 5.5 Courbe de rosée eau du gaz combustible cas design …….86

Figure 5.6 enveloppe de phase de gaz combustible actuel ……..……89

Figure 5.7 Courbe de rosée eau du gaz combustible actuel …….. 90

Figure 5.8 Enveloppe de phase du gaz résiduel ……91

Liste des annexes

Annexe A : Abaques de McKETTA … .....

Annexe B : Corrélation de BUCKACEK……..

Annexe C : Data sheat du gaz combustible…….....

Annexe D : Data sheat de la PGT25+DLE…….……

Introduction générale

L'industrie énergétique en Algérie repose sur les turbines dans les installations pétrolières et gazières, ces turbines permettent d'entraîner des alternateurs pour la génération d'électricité, ou des pompes et compresseurs, en général de forte puissance. Les plus importantes sont les turbines à gaz où leur utilisation conduit à des émissions des gaz brulés à très haute température près de 500°C. Les fabricants de ces équipements font des travaux intéressants pour diminuer le niveau des produits polluants rejetés par les Turbines à gaz, afin de réduire la pollution et préserver l'environnement.

Les turbines au niveau de l'unité GPL/LDHP ZCINA sont équipées d'un système de combustion DLE (Dry Low Emission). Ce système de réduction des émissions dans les gaz d'échappement assure un bas niveau d'émission en CO_2 et NO_x et garantit ainsi la conformité aux réglementations mondiales et régionales en matière d'émission avec une consommation de combustible économique et de faible émission atmosphérique afin de réduire le réchauffement climatique dû aux gaz à effet de serre.

Le fonctionnement des turbines avec du gaz combustible riche en C_3^+ issu des gaz associés entraine une variation du régime de fonctionnement (été et hiver), cette variation de la nature du gaz combustible nous oblige à réaliser des mapping ainsi un ajustement des paramètres de ces turbines avec la nature du gaz utilisé, cette opération s'effectue deux fois par an et en récurrence afin de stabiliser ces turbines et assurer la continuité de leur fonctionnement, l'opération du mapping coûte trop chère à l'entreprise SONATRACH. D'autres problèmes qui sont provoqués par l'utilisation du gaz combustible non traité (issu du gaz de charge) comme : l'obstruction des filtres, salissure des injecteurs, brûlage dans la chambre de combustion et sur les ailettages de turbine, et salissure des vannes de dosage (metering valves), qui ont été remarqués après les inspections boroscopiques. Aussi un autre problème a été constaté lors de l'arrêt des turbines (déclanchements fréquents suite à des pulsations acoustiques au niveau de la chambre de combustion), un bouchage des prises d'impulsion des transmetteurs après les metering valves ce qui est expliqué par une condensation du gaz combustible après la détente et aussi le liquide piégé attaque les joints des shut off valves. Ces déclenchements fréquents entraînent la réduction de la charge des trains et par conséquent des manques à produire importants en GPL et Condensat (pertes économiques importantes) (voir tableau 1et 2)

Devant cette situation, un sujet m'a été proposé dont le thème : « Etude du fonctionnement de la turbines à gaz PGT25+ avec le gaz résiduel comme gaz combustible » qui est pauvre en C_3^+, sec et de nature stable durant toute l'année et qu'on peut considérer comme un gaz combustible propre qui peut être un carburant de choix pour assurer le bon fonctionnement des turbines. Dans cette problématique confrontée au niveau de l'unité LDHP/GPL ZCINA, se déroule notre étude de vérification du fonctionnement de la turbine PGT25+DLE avec de nouveaux paramètres (qualité du gaz combustible, pression, température d'entrée), et aussi de vérifier la puissance apportée par la combustion de ce type de gaz et voir s'il est convenable pour atteindre les paramètres requis pour la compression du gaz de charge.

Nous avons subdivisé ce présent mémoire en cinq parties

- Une introduction générale qui pose la problématique du travail
- Dans le premier chapitre, une présentation du champ Hassi Messaoud (situation géographique, historique, capacité de production), et notamment une description de l'unité LDHP/GPLZCINA avec sa capacité de traitement et de production.
- Le deuxième chapitre est consacré à une étude bibliographique sur les turbines à gaz. (historique, définition, principe de fonctionnement utilisation et classement), et leur différents cycles de fonctionnement. Ainsi une partie très importante qui contienne les critères qui conditionnent le bon fonctionnement et la longévité des turbines à gaz (les opérations d'entretien courant que l'exploitant effectue sans faire appel à un spécialiste).
- Le troisième chapitre est consacré à une description de la turbine PGT25+.
- Dans le quatrième chapitre une description du système de combustion DLE et du réseau gaz combustible.
- Le cinquième chapitre constitue la partie cruciale de ce mémoire, il se concentre sur l'étude des performances de la turbine PGT25+DLE, calcul de combustion, une étude thermodynamique, et une comparaison entre le fonctionnement de la turbine avec le gaz combustible actuel et le gaz résiduel
- En dernier lieu, nous clôturons cette étude par une conclusion générale.

Estimation des manques à produire en GPL et Condensats

D'après les bilans de production on a essayé d'estimer le manque à produire en GPL et Condensats causé par des défauts du circuit fuel gaz (metering valves, shut off valve, staiging valves et GP Sensor) , pulsation acoustique et aussi des défaut sur la Bleed valve et les VSV.

Tableau 1 .1 Manque à Produire en GPL

	Année 2013	Année 2014	Année 2015	Année 2016
Metering valve	-4407	-4566	-8779	-588
Shut off valve	/	/	-62	-2012
Bleed valve	/	/	-3366	-292
Pulsation accoustique	/	-2062	-317	-909
VSV	/	-650	-7119	-1600
GP Sensor	/	-300	-45	-80
Staging valves	/	-80	-3002	-800

Tableau 1.2 Manque à Produire en Condensats

	Année 2013	Année 2014	Année 2015	Année 2016
Metering valve	/	-26	-37	-121
Shut off valve	/		/	-141
Bleed valve	/		-33	-3
Pulsation accoustique	/		/	-52
VSV	/		-30	-100
GP Sensor	/		/	-10
Staging valves	/		-22.3	-33

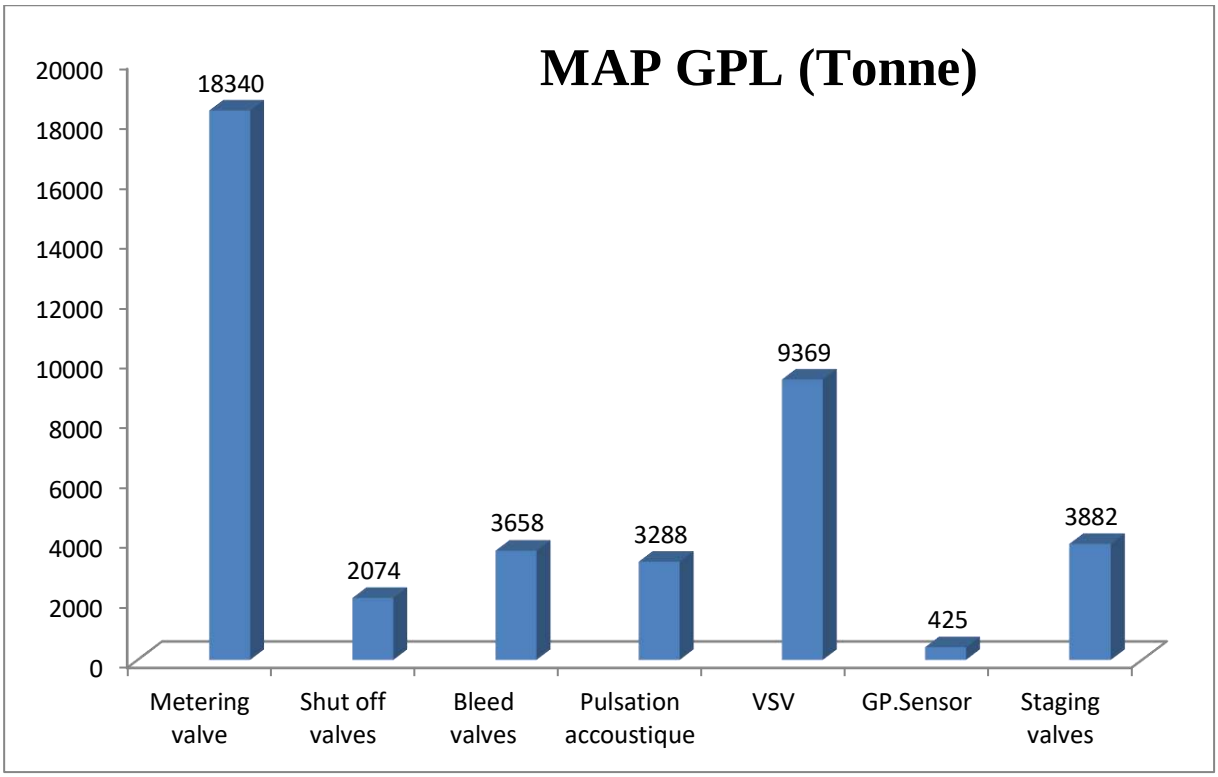


Figure 1 Manque à Produire en GPL

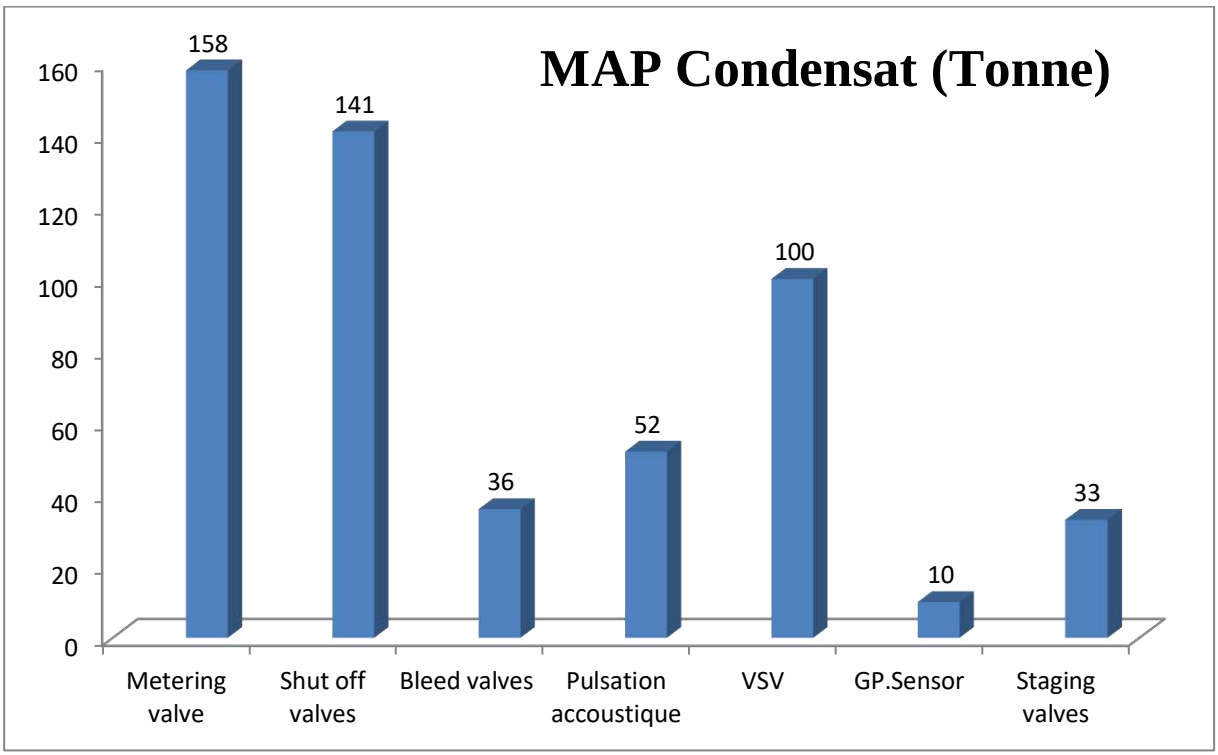


Figure 2 Manque à Produire en Condensat

Chapitre 1 Présentation du champ Hassi Messaoud et l'unité GPL/LDHP ZCINA

1.1Généralités sur le champ Hassi messaoud [1]

Le champ Hassi Messaoud situé dans le bassin de Berkine, il est le plus grand gisement de pétrole d'Algérie et de tout le continent africain. C'est un énorme anticlinal couvrant plus de 2500 km2 s'étendant sur une superficie imprégnée de 1600 km2. Découvert en 1956 et mis en exploitation en Juin 1958, il renferme actuellement presque 1500 puits (Producteurs et Injecteurs). Les réserves estimé du gisement sont de l'ordre de 9 milliards de Barils d'un pétrole de très bonne qualité en ne tablant que sur un taux de récupération d'environ 20 % du pétrole supposé en place, dont la moitié est déjà extraite.
Les puits du gisement de Hassi Messaoud produisent moins de pétrole brut mais beaucoup de gaz depuis longtemps car possédant un fort GOR (Gaz/Oïl/Ratio, le rapport Gaz/Huile).

La production du gisement atteint 550 kbbl/j dans les années 1970, elle déclina jusque 300 kbbl/j en 1989 et est remontée à environ 350 kbbl/j. Sonatrach compte l'augmenter jusqu'à quelque 700 kbbl/j vers 2012. Des ambitions qui ne seront pas atteintes, la production continue sa chute.

À l'instar d'Hassi R'mel pour le gaz, Hassi Messaoud centralise la production de pétrole du pays. Il est le point de départ de plusieurs oléoducs alimentant les raffineries et les terminaux d'exportation sur la côte, et fait transité la production d'autres gisements du pays.

1.1.1 Historique du champ Hassi Messaoud

Le premier puits a été réalisé le 15 janvier 1956 sur une profondeur de 3338 m, le 16 Mai 1957 à7Km de MD1 sur la partie nord du champ, un deuxième puits a été foré dans la continuité du premier gisement

- Du 1957 à 1958, 20 puits ont été forés et la réalisation des unités de séparation ont permis la mise en exploitation du champ (sa production pour l'année 1958 a été de l'ordre de 0,4million de tonnes)
- De 1959 à 1964, 153 puits ont été mise en exploitation à la fin de période de démarrage des deux premières stations de réinjection de gaz à haute pression (UCI pour HM Nord
- et SCI pour HMD Sud) sept puits d'injection ont été équipés (1er phase de récupération secondaire)

- Une moyenne de forage entre 1963 et 1967 est de 8 puits par année

Jusqu' à 1975, 262 puits ont été forés dont 222 exploitables

- En 2000 le nombre de puits forés a atteint 1096 dont 783 producteurs d'huile, 100 puits injecteurs de gaz et 37 puits injecteurs d'eau, On compte aussi 129 puits secs et 47 producteurs d'eau

- Des travaux de sismiques complémentaires ont été effectués ces dernières années et

1.1.2 Situation géographique du champ Hassi Messaoud

Le champ de Hassi Messaoud se situe à environ 850 Km au Sud Est d' Alger et à 350 Km de la frontière Tunisienne voir la figure (I -1). Il a pour coordonnées Lambert :

X : 790 000 à 840 000 m

Y : 110 000 à 150 000 m

Le champ a été divisé par les sociétés d'exploration SN. REPAL et CFPA ; en deux parties : Champ Sud et champ Nord

1.1.3 Situation géologique du champ Hassi Messaoud

Le champ de Hassi Messaoud est considéré comme étant le plus grand gisement de la province triasique situé au Nord Est de la plateforme saharienne où il occupe sa partie centrale. Le champ correspond au prolongement vers le Nord de la dorsale d'Amghid El Biod

Il est limité :

- Au Nord par la structure Djamaa-Touggourt
- A l'Ouest par la dépression d'Oued Mya
- A l'Est par la dépression de Dahar
- Au Sud par la dépression d'Amguid

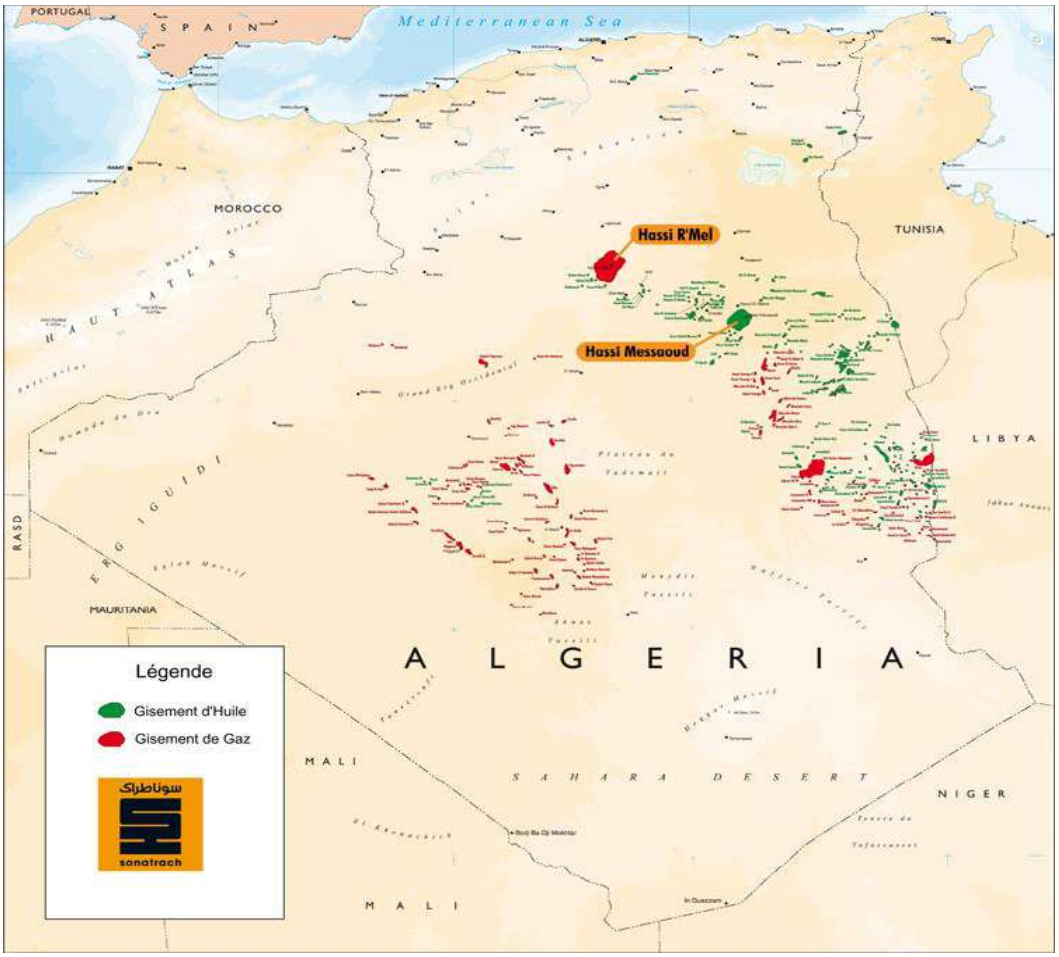


Figure 1.1 Carte géographique du champ de HMD

1.2 Présentation de l'unité GPL/ LDHP ZCINA [2]

ZCINA (nouvelle Zone Centre Industriel Naili Abdelhalim) est une nouvelle unité d'extraction des liquides du gaz associés sur le champ de Hassi Messaoud nord, cette unité est destinée à recevoir des gaz associés valorisables provenant de l'unité de traitement de brut CINA ,et de l'unité de séparation d'huile LDHP, et à réexpédier en retour à CINA un gaz appauvri (gaz résiduel) et à expédier le GPL et le condensat extrait du gaz de charge vers la station de pompage HEH (Hawdh El Hamra).

Cette nouvelle zone est située à environ 5 km au nord de CINA, elle contienne deux unités :

1.2.1 Unité de GPL

Cette unité comprend notamment :

- Des connexions à la ligne 40'' de gaz associé existante à CINA, pour amener le gaz de charge et exporter le gaz résiduel
- Une section de réception du gaz de charge
- Une unité de compression du gaz de charge

- Trois trains de traitement de gaz incluant une section de déshydratation du gaz, une section de récupération des liquides, une section de séparation des GPL et des condensats et un système d'huile chaude
- Des stockages et une pomperie d'expédition des GPL
- Des stockages et une pomperie d'expédition des condensats
- Des systèmes d'utilités
- Des systèmes de torche
- Des lignes d'expédition des produits (GPL, condensats)
- Des infrastructures et des bâtiments.

✓ **Capacité de l'installation GPL**

Tableau 1 .3 Capacité de l'installation GPL

Produits	Capacité de Design
Gaz d'alimentation	24 Millions Sm^3/ jr
GPL	4600 Tonnes / jr
Condensat (Stabilisé)	330 Tonnes/ jr
Gaz résiduel	21 millions Sm^3/jr
Iso pentane	770 Tonnes/jr

1.2.2 Unité de séparation LDHP (Ligne Directe Haute Pression)

Cette unité est destinée pour la séparation de brut provient d'un réseau de collecte composé de 20 Manifolds et 20 collecteurs, raccordé à 200 puits HP. (Actuellement 88 puits qui sont raccordés).

Cette unité comprend :

- Une batterie de 03 séparateurs tri-phasique identiques.
- Un Ballon Dégazeur d'eau.
- Un ballon de torche et une torche chaude.
- Deux pipelines d'expédition d'huile et d'eau (18'' et 6'') vers CINA.
- Local Technique
- Utilisation des infrastructures et utilités de l'unité GPL adjacente.

L'huile séparée est envoyée directement vers le complexe CINA par le biais d'une ligne de 18'', le gaz produit au niveau des 03 séparateurs est envoyé vers GPL ZCINA par le biais d'un pipe de 36'', les eaux huileuses produites sont envoyées vers le bassin de déshuilage CINA pour le traitement.

Chapitre 2 : Généralités sur les turbines à gaz et les cycles de fonctionnement

Introduction

La turbine à gaz demeure l'un des moyens de production de puissance les plus révolutionnaires, son invention a permis aux ingénieurs d'atteindre des niveaux de puissance jamais égalés par des moteurs thermiques conventionnels. L'utilisation de ce mode de production et de puissance est très répandue dans différents domaines d'activité, en passant par la production de l'électricité, la propulsion aéronautique, la pétrochimie jusqu'à l'industrie pétrolière et gazière.

2.1.1 Historique de création et de développement de la Turbine à gaz [3]

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

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

• **La deuxième**, celle des premières réalisations, commence à la fin du XIXe siècle et peut être considérée comme achevée en 1951. Entre 1872 et 1900 environ, les premiers turbomoteurs sont effectivement construits mais ne peuvent atteindre leur autonomie par suite de l'insuffisance des rendements de compression et de détente. Par contre, entre 1901 et 1906, les recherches des Français Armengaud et Le Male aboutissent au premier turbomoteur autonome avec un rendement global à 3%. Entre 1935 et 1945, de nombreuses réalisations apparaissent, notamment dans le domaine aéronautique où les turbines à gaz bénéficient des actives recherches menées au cours de la dernière guerre mondiale. Le premier vol d'un avion équipé d'un turboréacteur a lieu en Allemagne, fin août 1939 (moteur HE S 3 monté sur avion Heinkel 178 V1), précédant, en mai 1941, une réalisation voisine en Grande-Bretagne (moteur de Whittle W 1X monté sur avion Gloster E.28). En fin, 1951 voit deux premières mondiales avec des turbines à gaz de la firme française Turboméca. Le 18 avril, c'est l'hélicoptère SO 1120 Ariel 3 qui effectuent un premier vol propulsé par un turbomoteur

l'ARTOUSTE. Le 6 novembre, c'est le premier vol d'un turboréacteur à double flux, l'ASPIN, monté sur le Fouga Gémeaux IV

• **La troisième**, la période industrielle, commence en 1939. C'est, en effet, au cours des cinquante dernières années que ces machines se sont développées de façon tout à fait spectaculaire. On peut citer M. Sedille qui, dès 1948, pressentait avec raison cette évolution : « Il est hors de doute que, dans les années avenir, un effort considérable permettra de multiplier dans toutes les branches d'utilisation les installations turbo motrices à gaz»

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

Depuis le début du développement historique de la technologie des Tàg, les ingénieurs ont toujours cherché à atteindre des rendements de cycle supérieurs. En conséquence, de nombreux progrès technologiques, comme le développement de matériaux à haute résistance, avec des revêtements à haute température, les méthodes de refroidissement des aubes, des dessins d'aubes et modifications du cycle ont été faits.

2.1.2 Définition de la turbine à gaz

La turbine à gaz est un moteur constitué de trois éléments principaux

- un **compresseur d'air** CR ;
- une **chambre de combustion** CC dans laquelle est introduit un combustible liquide ou gazeux qui, en brûlant, consomme partiellement l'air amené par le compresseur et élève la température de ce mélange air-gaz de combustion, ce qui augmente en même temps son volume ;
- une **turbine** TU, de même principe qu'une turbine à vapeur, dans laquelle le mélange air-gaz sortant de la chambre de combustion à la pression obtenue après compression se détend dans plusieurs étages pour produire de l'énergie mécanique Ch. Cette énergie sert à entraîner le compresseur d'air et à fournir à l'arbre une puissance utilisable, recueillie par exemple par un alternateur.

Du fait de cette double fonction, les étages destinés à l'entraînement du compresseur peuvent être séparés des étages produisant la puissance récupérable sur l'arbre ; on a alors une turbine à deux arbres.

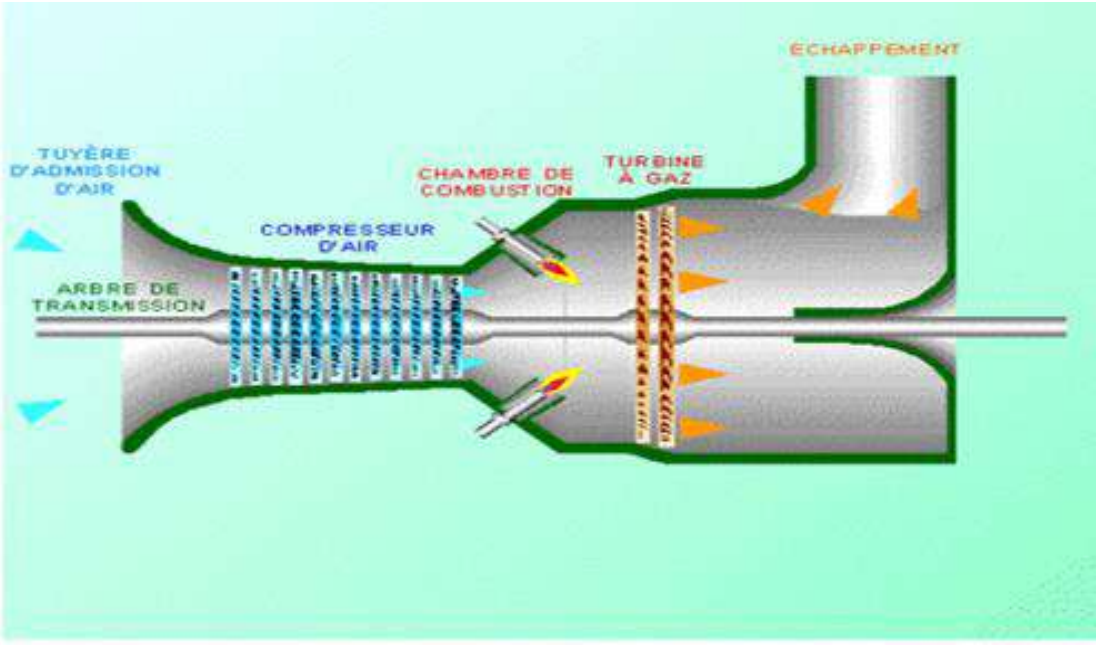


Figure 2.1 Schémas simplifié d'une turbine à gaz

2.1.3 Principales utilisations de la turbine à gaz

a. Production d'électricité

Cette application est extrêmement courante : l'arbre de la turbine entraîne un simplificateur dont l'arbre à petite vitesse entraîne un alternateur. Le système mécanique est simple et peut être comparé à un groupe turboalternateur à vapeur pour la production d'électricité.

b. Production combinée chaleur-force

On appelle encore cogénération lorsqu'on produit les énergies utiles, l'électricité et la chaleur, avec des sources énergétiques primaires, telles que le pétrole, le gaz ou le charbon. Cette production est généralement réalisée au sein d'une centrale thermique ou, en fonction de sa taille, d'une centrale à cycle combiné pour le chauffage domestique.

c. Pompage et compression

Dans tous les types de Turbine à gaz, il est possible de remplacer l'alternateur entraîné par une pompe, un compresseur ou une soufflante. Le choix entre une turbine à un ou à deux arbres dépend du type de machine accouplé à la turbine et du style d'exploitation envisagé

2.1.4 Fonctionnement des turbines à gaz

Ces turbines utilisent la détente du gaz chaud sous pression provenant de la combustion à pression constante d'un combustible. On distingue deux parties essentielles :

a-Générateur de gaz chaud sous pression [7]

La combustion s'effectue dans une chambre où l'on admet simultanément le combustible liquide ou gazeux et de l'air sous pression. L'introduction du combustible ne nécessite qu'une faible énergie s'il s'agit d'un combustible liquide. Le gaz est généralement disponible sous pression. Par contre, l'air de combustion doit être comprimé et l'énergie correspondante à cette mise sous pression sera demandée aux gaz chauds au cours de leur cycle de détente.

b-Turbine de détente motrice

A l'échappement du premier étage, les gaz sont détendus dans la turbine motrice qui est accouplée à une pompe ou un compresseur. La détente dans cette turbine reste, car le compresseur absorbe une partie importante de l'énergie potentielle des gaz chauds à la sortie de la chambre de combustion.

- **Principe de fonctionnement des turbines à gaz**

Une turbine à gaz (dénomination historique, abrégée en TG), appelée aussi turbine à combustion (TAC) ou parfois turbine à gaz de combustion (dénomination la plus précise), est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire :

- soit de l'énergie mécanique par l'entrainement en rotation d'un arbre lui-même couplé à une machine industrielle ou à une hélice
- ou bien de l'énergie cinétique par détente des gaz en sortie de turbine dans une tuyère

La plupart des moteurs thermiques utilisent l'oxygène de l'air ambiant comme comburant et lui font subir des transformations suivant trois phases principales qui se succèdent dans l'ordre :

- compression, afin d'élever sa pression et sa température
- avant de pénétrer dans le système de combustion où il est mélangé au carburant pour créer le mélange carburé qui y est enflammé
- et fournira l'énergie thermique nécessaire à l'entrainement du compresseur par détente dans la turbine puis l'énergie cinétique ou mécanique demandée par l'application.

2.1.5 Les différents éléments d'une turbine à gaz

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

-Un compresseur, centrifuge ou plus généralement axial, qui a pour rôle de comprimer de l'air ambiant à une pression comprise aujourd'hui entre 6 et30 bars environ ;

- Une chambre de combustion, dans laquelle un combustible gazeux ou liquide est injecté sous pression, puis brûlé avec l'air comprimé, avec un fort excès d'air afin de limiter la température des gaz d'échappement ;

- Une turbine, généralement axial, dans laquelle sont détendus les gaz qui sortent de la chambre de combustion.

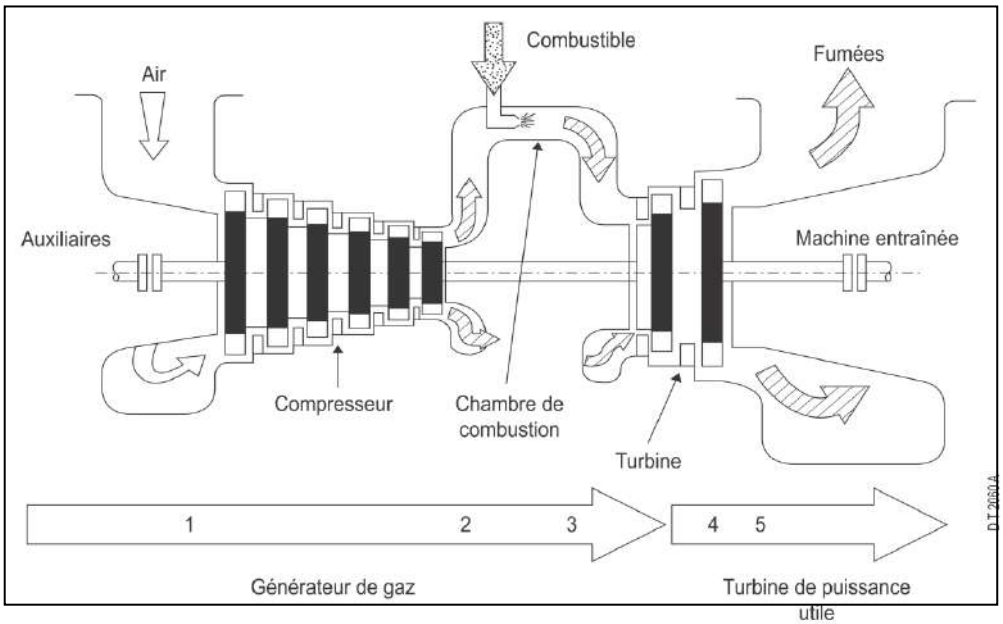


Figure 2.2 Les éléments d'une turbine à gaz

2.1.6 Classement des Turbines à gaz [3]

On peut classer les Tàg en deux catégories selon leur conception mécanique et leur technologie :

- Les turbines industrielles pouvant être de type un (1) arbre ou deux (2) arbres.
- Les turbines de type aviation à deux (2) arbres.

- **Turbines industrielles**

Les turbines exclusivement industrielles sont des turbines à gaz étudiées et réalisées pour répondre, avec leurs auxiliaires directement entraînés, aux conditions de fiabilité et de durabilité normalement retenues dans l'industrie.

Les turbines industrielles sont des machines lourdes et assez rustiques où l'objectif principal est la longue durée d'exploitation. Cette dernière conduit à l'application de paramètre de fonctionnement peu sévère :

- Le rapport de compression compris entre 6 et 8.
- La température d'entrée turbine doit être supérieure à 950°C (pour vaincre les problèmes de corrosion), alors, les rendements moyens seront compris entre 25 à30%

- **Turbine à un arbre**

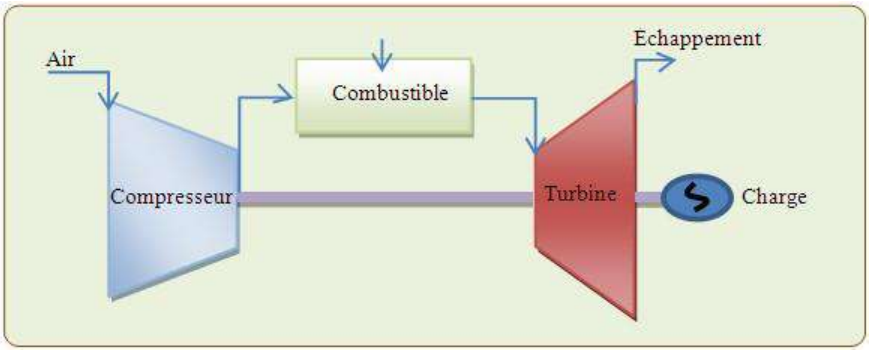


Figure2.3 Schéma d'une Tàg à un seul arbre

Dans cette catégorie de Tàg, le compresseur d'air, la turbine de détente et l'appareil entraîné sont sur le même arbre. Cette installation a un côté positif, du fait de sa grande simplicité, mais a aussi un côté négatif, puisqu'elle conduit à un intervalle d'utilisation de vitesse étroit, à faible

rendement partiel qu'une turbine à deux arbres. En plus, le moteur de démarrage doit entraîner l'ensemble de l'équipage mobile. La deuxième catégorie de la turbine est généralement la plus utilisée pour l'entraînement d'alternateur, alors, la vitesse de rotation est constante *[*

- **Turbine à deux arbres**

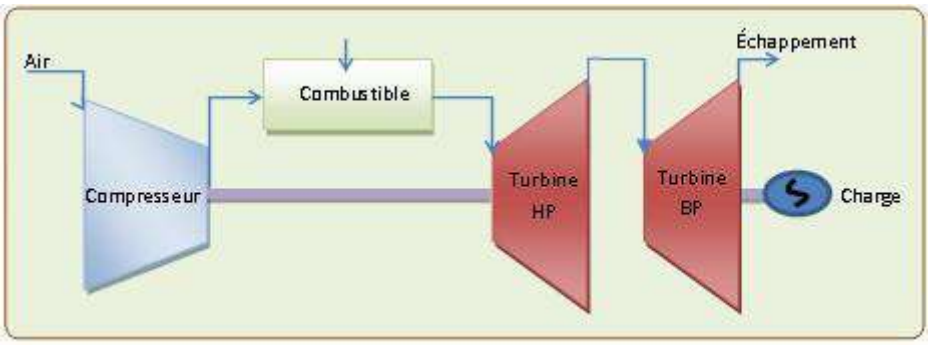


Figure2.4 Schéma d'une Tàg à deux arbres

La turbine de détente est subdivisée en deux parties :

- La turbine HP entraîne le compresseur d'air et lui seul, par l'intermédiaire d'un arbre.
- La turbine BP garantit l'alimentation d'énergie à la machine entraînée.

La première ligne d'arbre compose le GG, la deuxième ligne d'arbre pour la production d'énergie mécanique.

De point de vue mécanique, la turbine à deux arbres est plus complexe que la turbine à un seul arbre ; mais elle permet d'obtenir un meilleur rendement à charge partielle, elle s'adapte particulièrement bien à l'entraînement d'un compresseur dont la prise en charge s'effectue lors de la montée en vitesse et permet de travailler sur une large plage de vitesse de rotation. A noter également la puissance réduite du moteur de démarrage qui n'entraîne que le premier arbre du générateur de gaz.

- ✓ **Turbines de type " Aviation " (Aéro-dérivative) [6]**

Ces turbines à gaz ont été étudiées et construites pour la motorisation des appareils aéronautiques tels que les avions et les hélicoptères. Elles sont souvent dénommées anglo-saxon passé dans les usages des spécialistes.

La conception de ces turbines est dominée par le souci de réduire le poids et les dimensions des composants du moteur et de ses auxiliaires, les performances requises étant alors atteintes grâce aux grandes vitesses de rotation.

Les turbines de type aviation, également appelées turbines "jet", sont constituées d'un générateur de gaz GG suivi d'une turbine de détente (en place de la tuyère) permettant de produire de l'énergie mécanique. Il s'agit donc d'une turbine à deux arbres utilisant des techniques aéronautiques très répandues. La conception est évidemment bien différente des turbines industrielles puisque les critères de poids et d'efficacité sont primordiaux.

Le GG ne peut plus être réparé sur site, il doit être remplacé par un générateur neuf ou rénové. La réparation se fait chez le constructeur, en atelier spécialisé compte tenu de la sécurité.

2.1.7 Pollution

Il s'agit des émissions nuisibles à l'environnement, comme le bruit et les résidus de combustion, et dont les effets doivent être combattus a fin de satisfaire aux exigences des normes nationales ou internationales, ou quelquefois à des contraintes purement locales.

Contrôle des polluants rejetés à l'atmosphère

Cette question est d'actualité : les turbines à gaz, au même titre que les moteurs à pistons et tous autres systèmes de combustion, rejettent à l'atmosphère différente polluante qui se classe en trois catégories :

— **ceux provenant du combustible lui-même ou de l'air** : par exemple, le soufre qui se transforme en composés soufrés dont HS. La seule solution est d'utiliser des combustibles à basse teneur en soufre. Il faut également noter les composés chimiques contenus dans l'air qui se décomposent par la chaleur de combustion en produits nocifs ;

— **ceux provenant des imbrûlés** ; ce sont eux qui se signalent sous forme de fumée et qui génèrent la suie. Dans les turbines à gaz, ce problème est mineur, car les chambres de combustion sont particulièrement bien étudiées pour éviter d'abord l'encrassement de la turbine. Il faut toutefois faire attention lorsque l'on envisage de brûler des combustibles liquides à viscosité élevée ;

— **ceux formés par la réaction chimique de combustion** : ce sont les oxydes d'azote appelés NO ainsi que le monoxyde de carbone (CO).

Les No***x*** sont responsables de pollutions sévères ayant des conséquences graves sur notre écosystème. Cependant, les réglementations nationales ne sont pas encore coordonnées sur le plan international.

Les constructeurs de turbines à gaz font de gros efforts pour améliorer leurs systèmes de combustion et réduire les émissions de Nox et CO

2.2 Description des cycles de fonctionnement des turbines à gaz [4]

Les travaux de recherche dans le domaine des Turbine à gaz se sont toujours focalisés sur le développement des cycles de fonctionnement dans le but de réduire la facture énergétique consommée par ces machines, tout en maximisant son rendement, c'est-à-dire, sa production de puissance mécanique.

Nous exposons dans ce chapitre, les différents cycles de fonctionnement de la Tàg, et nous donnons un résumé pour chaque type.

Une Turbine à gaz fonctionne sur le principe d'un très gros moteur d'avion auquel on aurait ajouté un alternateur, ou bien des machines entraînées (compresseur, pompe …). L'air est fortement comprimé et dans la chambre de combustion, du fioul est injecté à l'air comprimé et s'enflamme, produisant ainsi l'énergie nécessaire pour faire tourner la turbine. Enfin, la turbine entraîne l'alternateur qui produit l'électricité comme indiqué sur la figure suivante :

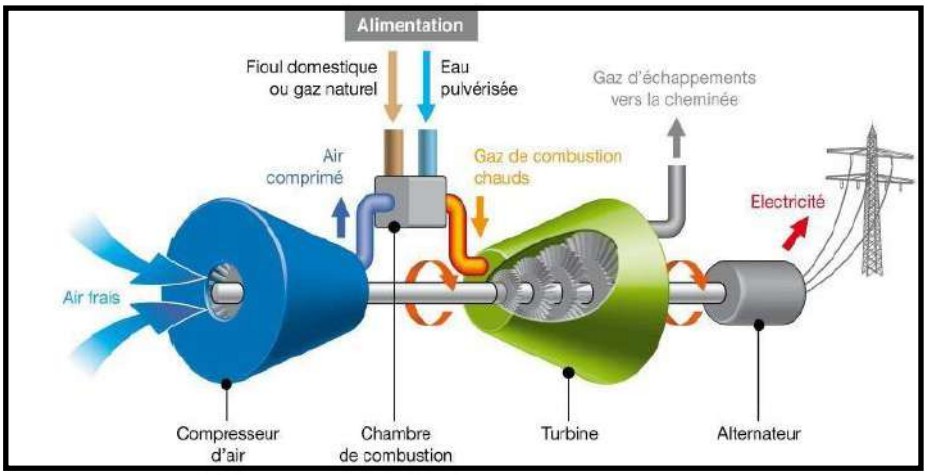


Figure2.5 Schéma du principe de fonctionnement

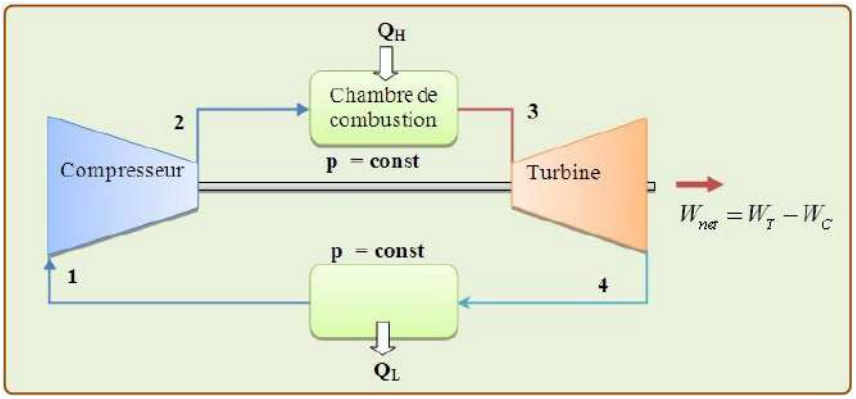
2.2.1 Analyse théorique des cycles de fonctionnement :

L'analyse thermodynamique repose sur le cycle de Brayton et de ses diverses modifications, ces dernières sont évaluées pour étudier les effets par rapport au cycle de la base par Horlock et Meherwan et col.

Une Turbine à gaz fonctionne sur le principe d'un très gros moteur d'avion auquel on aurait ajouté un alternateur, ou bien des machines entraînées (compresseur, pompe …). L'air est fortement comprimé et dans la chambre de combustion, du fioul est injecté à l'air comprimé et s'enflamme, produisant ainsi l'énergie nécessaire pour faire tourner la turbine. Enfin la turbine entraine l'alternateur ou bien le compresseur ou la pompe

a.Le cycle de Brayton

Il est appelé aussi cycle théorique simplifié, la forme idéale se compose de deux processus isobares et de deux processus isentropiques. Les isobares comprennent le système de chambre de combustion de la Tàg et le côté de gaz d'échappement. Les isentropiques représentent la compression (compresseur) et la détente.



Cycle de Brayton

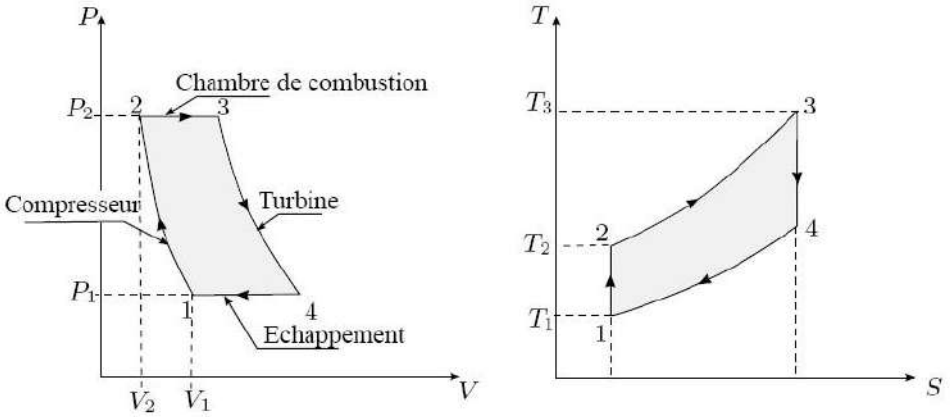


Figure 2.6.Diagramme de cycle théorique de Tàg à combustion isobare en (P, V) et (T, S)

. Principe de fonctionnement

L'air à basse pression est aspiré par un compresseur (état 1) où il est comprimé à une pression plus élevée (état 2), le combustible est ajouté à l'air comprimé et le mélange est brûlé dans une chambre de combustion, les gaz chauds entrent dans la turbine (état 3) ou se produit la détente (état 4).

Le cycle de Brayton est composé de quatre processus fondamentaux :

a) 1 à 2 : Compression isentropique

b) 2 à 3 : Apport de chaleur à pression constante (combustion isobare)

c) 3 à 4 : Détente isentropique des gaz dans la turbine

d) 4 à 1 : Rejet des gaz de combustion vers l'atmosphère à pression constante (gaz d'échappement et d'admission dans le cycle ouvert)

. Bilan massique du cycle

Après l'application de la première loi de la thermodynamique, nous constatons :

1-2 : Travail massique absorbé par le compresseur :

$$W_c = C_P(T_2 - T_1)$$

. Puissance du compresseur :

$$w^{\cdot} = m_a^{\cdot}(h_2 - h_1)$$

2-3 : Chaleur massique fournie par la combustion $Q_1 = C_P(T_3 - T_2)$

3-4 : Travail massique récupéré sur la turbine : $W_t = C_P(T_3 - T_4)$

. Puissance de la turbine $W^{\cdot} = (m_2^{\cdot} - m_f^{\cdot})(h_3 - h_1)$

. Refroidissement des gaz d'échappement :

$$Q_2 = C_P(T_4 - T_1)$$

. Travail de cycle total

$$W_{cyc} = W_t - W_c$$

· Rendement thermique du cycle

$$\eta_{th} = \frac{W_{utile}}{Q_{fournie}} = \frac{W_t - W_c}{Q_2} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

Autre formulation :

On introduit deux grandeurs caractéristiques

$$\lambda = (\frac{P_2}{P_1})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_2}{T1} \quad , r = \frac{T_3}{T_1}$$

En remarquant que *P3 = P2* et *P4 = P1*, on démontre facilement que $T_3/$

La chaleur supplémentaire amenée au système

$$Q_{2.3} = \dot{m_f} x LHV_{comb} = (\dot{m_a} + \dot{m_f})(h_3) - \dot{m_a} h_2$$

Ainsi, l'efficacité du cycle global est

$$\eta_{cyc} = \frac{W_{cy}}{Q_{23}}$$

L'augmentation du rapport de pression et de la température de mise à feu dans la Tàg augmente l'efficacité du cycle de Brayton. Ce rapport d'efficacité est fondé sur certaines hypothèses de simplification comme :

Le débit d'air est très important par rapport au combustible.

2. Le gaz est thermiquement parfait, et les chaleurs spécifiques à pression (C_p) et à volume (C_v) sont constantes, le rapport des chaleurs spécifiques γ reste aussi constant dans tout le cycle.
3. Le taux de compression (τ_p) dans le compresseur et de détente à la turbine sont identiques.
4. Tous les composants fonctionnent à une efficacité de 100%.

Avec ces hypothèses, l'effet sur le rendement du cycle idéal en fonction du taux de compression pour l'exploitation de la Tàg au cycle Baryton idéal entre la température ambiante

(*T1*) et la température de mise à feu (*T3*) est donné par la relation suivante :

$$\eta_{\text{ideal}} = [1 - \frac{1}{\tau_p^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}}}]$$

L'équation (2-6) montre que le rendement thermique croit avec le taux de compression. En supposant que le taux de pression est le même dans le compresseur et la turbine, les relations suivantes sont vérifiées à l'aide du taux de compression :

$$\eta_{ideal} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

En utilisant le même taux de pression dans la turbine :

$$\eta_{ideal} = 1 - \frac{T_4}{T_3}$$

Dans le cas du cycle réel, l'effet du rendement du compresseur et de la turbine (η_C), (ηt) doit également être pris en considération pour obtenir le rendement du cycle global entre la $T3$ et la température ambiante T_{amb}à l'entrée du compresseur :

$$\eta_{cy} = [\frac{\eta_t T_f - \frac{T_{amb}\tau_p^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}}}{\eta_c}}{T_f - T_{amb} - Tamb[\frac{\tau_p^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} - 1}{\eta_c}]}]$$

b. Le cycle réel

Le cycle simple est le type de cycle le plus commun, utilisé dans le domaine des Tàg. Le cycle réel simple ouvert (Figure 2-4) indique l'inefficacité du compresseur et de la turbine et la perte de pression dans le brûleur. La puissance réelle du compresseur et de la turbine est donnée

Par :

$$\dot{W}_C = \dot{M}_a(h_2 - h_1)/\eta_c$$

$$\dot{w}_t = (\dot{m}_a + \dot{m}_f)(h_{3a} - h_4)/\eta_t$$

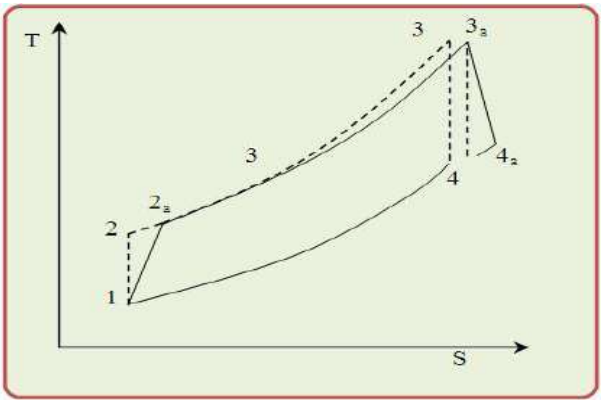


Figure : Diagramme (T, S) du cycle simple ouvert réel

Ainsi, la puissance totale réelle produite est :

$$\dot{w_{cy}} = \dot{w}_t - \dot{w}_c$$

Le débit de carburant réel nécessaire pour élever la température de $\boldsymbol{2a}$ à $\boldsymbol{3a}$ est :

$$\boldsymbol{\dot{m}_f = \frac{h_{3a} - h_{2a}}{(LHV)_{\eta_c}}}$$

Ainsi, l'efficacité globale du cycle thermique adiabatique peut être calculée à partir de

L'équation suivante :

$$\boldsymbol{\eta_{cy} = \frac{\dot{w}}{\dot{m}_f(\mathrm{LHV})}}$$

L'analyse de ce cycle indique qu'une diminution de la température d'entrée dans le système d'admission du compresseur entraîne une augmentation de la température d'entrée à la turbine qui elle-même entraine une augmentation de l'efficacité du cycle et vice versa. Ainsi, le taux de compression optimal pour une efficacité maximale varie avec la température d'entrée de la turbine, qui passe d'environ (15.5 :1) pour une température de 816°C à environ 43 :1 pour une température de 1316°C. Le rapport de pression pour le travail maximal, varie d'environ 11.5 :1 à environ 35 :1 pour les mêmes températures respectives.

c. Le cycle simple à deux arbres

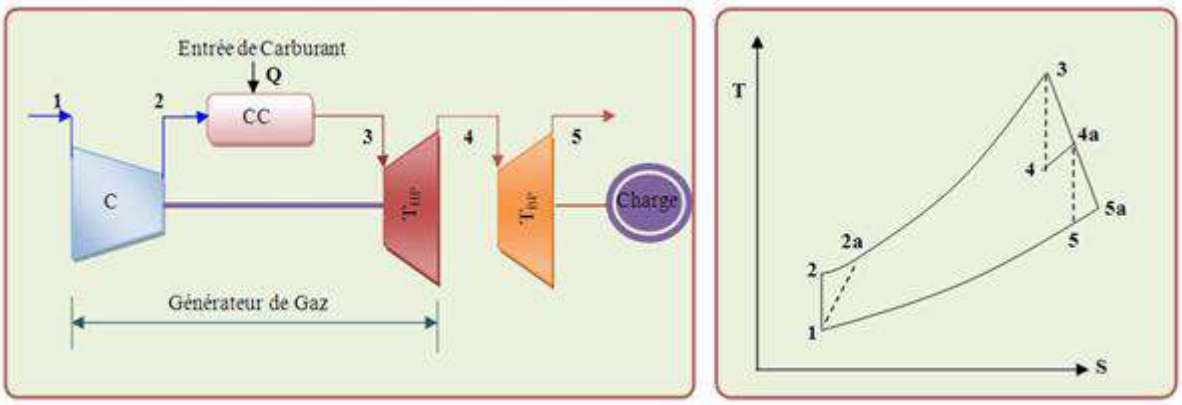


Figure2.7 cycle simple à deux arbres

Ce cycle est principalement utilisé pour un couple élevé et une variation de charge importante (Figure 2-5). La première turbine entraîne le compresseur, la deuxième est utilisée comme source d'énergie. Si on suppose que le nombre des étapes dans un cycle simple à deux arbres soit plus élevé que dans un arbre, alors l'efficacité du cycle à deux arbres est légèrement plus élevée aux charges de conception en raison du facteur du réchauffeur *[55]*. Toutefois, si le nombre des étapes est identique, alors il n'y a aucun changement dans l'efficacité globale. D'après le diagramme (**H-S**) on peut trouver certaines relations entre les turbines, puisque le travail de la turbine à haute pression est utilisé pour entraîner le compresseur d'air, alors que la basse pression est utilisée pour entraîner la charge utile, les équations à utiliser sont :

$$h_{4a} = h_3 - \dot{w}_c$$

Ainsi, le travail de production peut être représenté par la relation :

$$w_t = \left(\dot{m}_a + \dot{m}_f\right)(h_{4a} - h_5)\eta_t$$

Les deux arbres peuvent fonctionner à des vitesses entièrement différentes. L'avantage de la Tàg à deux arbres réside dans sa souplesse de fonctionnement. Une turbine libre donne un couple très élevé aux bas régimes. Ce dernier est pratique pour l'industrie des véhicules, mais avec un fonctionnement à pleine puissance.

2.3 Entretien des turbines à gaz [5]

Dans l'esprit d'un utilisateur éventuel qui s'interroge sur l'acquisition d'une turbine à gaz, l'entretien de ce matériel est très souvent un sujet de préoccupation.

Nombreux sont ceux qui, ne connaissant les turbines à gaz qu'à travers des informations concernant les moteurs d'avion, ont l'image d'une machine complexe et demandant des soins constants. S'il est vrai que dans le domaine de l'aviation les programmes d'entretien et de révision sont contraignants, car ils doivent répondre à des normes de sécurité rigoureuses et s'adressent à des machines conçues sans marge excessive, il n'en est pas de même pour les turbines destinées à un usage industriel. D'ici à en conclure que la fiabilité des turbines industrielles est moins bonne que celle des turbines d'aviation, il y a un pas qu'il ne faut surtout pas franchir.

Une turbine à usage industriel, si elle est du type aérodérivative, c'est-à-dire issue d'une turbine type aviation, est proposée à un niveau de puissance très nettement inférieur à celui pour lequel elle a été conçue, de sorte que ses parties chaudes sont soumises à des températures moins élevées permettant ainsi une longévité adaptée à l'usage industriel. Encore faut-il que les auxiliaires directement entraînés par la turbine à gaz ou livrés avec elle soient également mis en harmonie avec les besoins de l'exploitation industrielle.

Quant aux turbines à gaz étudiées et réalisées uniquement pour les applications industrielles, il est bien évident que leur longévité est d'emblée assurée dès leur conception.

La turbine à gaz est le moteur privilégié dans toute l'industrie pétrolière, alors que celle-ci est tout particulièrement sensibilisée à la fiabilité et à la longévité des équipements qu'elle utilise. Sur les plates-formes en mer, îles artificielles dépendant de leurs seules ressources, l'électricité est, dans la quasi-totalité des installations, produite par turbine à gaz. Outre l'avantage de peu vibrer, elle présente une sécurité de fonctionnement et une facilité d'entretien qui la fait préférer aux autres moyens de production d'énergie mécanique.

Les constructeurs de turbine et metteurs en groupe préconisent leurs propres programmes d'entretien auxquels il y a lieu de se conformer.

Tout programme d'entretien, aussi complet et parfait soit-il, ne pourra donner satisfaction que si les trois conditions suivantes sont remplies :

- air propre ;
- combustible propre ;
- huile propre.

Certes, ces trois critères sont liés à la qualité et aux performances des équipements fournis, mais nous les signalons ici car ils conditionnent essentiellement le bon fonctionnement et la longévité de l'installation.

En effet :

— un air sale entraîne :

• salissure du compresseur (baisse de rendement),

• usure des ailettes (baisse de rendement, changement à plus court terme),

• pollution de l'huile de graissage (changement plus fréquent),

• salissure des joints labyrinthes (entretien plus lourd) ;

— un combustible sale provoque :

• obstruction des filtres (entretien fréquent),

• salissure des injecteurs (nettoyage fréquent, déformation de la flamme et donc risques de points chauds – brûlage dans les chambres de combustion et sur les ailettages de la turbine),

• salissure des ailettages de la turbine (perte de rendement),

• salissure des vannes de dosage (entretien plus lourd) ;

— une huile sale entraîne :

• usure des paliers (changement à plus court terme),

• salissure du système de réfrigération de l'huile (échauffement des paliers),

• oxydations internes (entretien plus lourd).

Il est donc important, lors de la définition des équipements avec le fournisseur, que les systèmes de filtration d'air, de préparation du combustible et de reniflage du circuit d'huile soient examinés avec soin.

2.4 Périodes d'exploitation

Durant l'exploitation d'une turbine à gaz, trois périodes sont à considérer.

i.Période d'adolescence

Durant cette période commençant à la première mise en route d'une installation neuve ou qui vient de subir une révision générale, un certain nombre de troubles se manifestent, pouvant provoquer l'arrêt de l'installation. Ces troubles proviennent en général :

— de faiblesses d'équipements dont la fragilité n'a pas été détectée, tel est le cas de composants électroniques, relais, lampes ;

— de très faibles fuites demandant un certain temps pour apparaître (soudures, joints, serrage de raccords) ;

— de mauvais contacts dus à des sertissages ou serrages de cosses insuffisants ;

— de dérives de seuils de réglages du fait de pressions, températures, vibrations non prévues.

C'est durant cette période qu'il y a lieu de surveiller avec beaucoup d'attention quatre paramètres, a fin d'apporter sans retard les corrections qui assureront par la suite un fonctionnement fiable :

L'évolution de la salissure du compresseur, ce qui permettra de juger de la qualité et de la bonne adaptation du système de filtration choisi. Ces inspections auront également comme avantage de pouvoir établir une périodicité pour le lavage du compresseur de la turbine (opération d'entretien courant) et d'estimer la fréquence avec laquelle les filtres à air devront être nettoyés ou remplacés ;

La propreté des filtres à combustible et des buses des injecteurs dans le cas de combustible liquide. Ces inspections renseigneront sur la qualité du combustible utilisé ou sur l'efficacité du système de traitement prévu. Tout défaut constaté doit être corrigé sans retard, car une distorsion dans le spectre de la flamme due à l'encrassement prématuré des injecteurs peut entraîner des points chauds dans la chambre de combustion et les premiers étages de la turbine, ayant pour conséquence de réduire la durée de vie de ces éléments ;

La propreté des filtres à huile et, chaque fois qu'il existe, la propreté du bouchon magnétique. Il est normale que durant les premières périodes de fonctionnement les filtres s'encrassent ainsi que le bouchon magnétique, car l'installation se rode et se nettoie des impuretés qu'elle contient. Ces salissures doivent disparaître rapidement, le contraire serait le signe d'un mauvais fonctionnement ;

ii. Les vibrations : si elles dépassent, même temporairement, le niveau normal, une investigation est à faire pour en trouver les raisons. C'est généralement dans les 250 premières heures que les troubles d'adolescence se manifestent, cette période peut aller jusqu'à 1 000 h pour les installations complexes et importantes. Cette période n'est pas propres aux groupes turbines à gaz et tous ceux qui ont vécu la mise en route d'installations neuves connaissent bien les tracasseries dues aux troubles de ce genre, mais qui ont vite fait de disparaître dès que l'on traite l'origine. Il est donc recommandé que, durant cette période, des précautions soient prises vis-à-vis du temps de disponibilité escompté à fin de parer aux conséquences des arrêts de l'installation.

iii. Période de maturité

Cette période suit celle d'adolescence et se prolonge jusqu'à la période dite de temps moyen entre révisions majeures. Sauf accident grave imprévisible, en suivant le programme d'entretien prévisionnel prescrit par le constructeur et en effectuant les opérations sauvegardant la propreté de l'air, du combustible et de l'huile de graissage avec la fréquence définie durant la période d'adolescence, l'installation fonctionnera avec le maximum de disponibilité.

Les opérations d'entretien courant que l'exploitant effectuent, sans avoir besoin de faire appel à un spécialiste, sont :

— le nettoyage ou changement des filtres à air, à moins que ceux-ci ne soient du type autonettoyant ; dans ce dernier cas, les cartouches sont à changer à des intervalles relativement longs ;

— le lavage du compresseur de la turbine suivant la procédure indiquée par le constructeur

— le changement des filtres de combustible et de l'huile de graissage, soit lorsque la pression différentielle maximale, entre l'amont et l'aval du filtre, est atteinte, soit suivant une périodicité indiquée par le constructeur ;

— le nettoyage de l'installation et de son environnement

• zone d'aspiration des filtres à air,

• grilles d'aspiration et de refoulement de l'air de ventilation,

• radiateur du réfrigérant d'huile,

• plancher du groupe ;

Cette pratique évite des arrêts intempestifs pour des raisons de colmatage des circuits d'air et de surchauffe (dépassement de la température normale de fonctionnement au point d'être proche de la température d'alarme) ;

— la surveillance des bruits : avec l'habitude, l'oreille perçoit un changement de bruit qui éveille l'attention sur le fonctionnement d'un équipement. Ce changement de bruit peut être le signal d'un changement d'état nécessitant une inspection plus poussée pour en connaître l'origine ;

— le prélèvement d'échantillons d'huile pour analyse.

L'entretien préventif est fait soit par du personnel de l'exploitant ayant suivi des stages chez le constructeur, soit par le personnel du service après-vente du constructeur agissant dans le cadre d'un contrat d'entretien. Il consiste en des actions visant à conserver à l'installation ses performances et ses paramètres de fonctionnement corrigés des dérivés imputables à un vieillissement normal.

Trois types de contrôles doivent être menés de façon rigoureuse par du personnel expérimenté, car ils demandent une interprétation des informations recueillies :

— les inspections endoscopiques permettant de voir à l'intérieur de la turbine, par des orifices aménagés à cet effet, certains éléments tels qu'ailettages, parois de chambre de combustion, buse d'injecteur. Elles permettent de se rendre compte de l'état de la turbine et principalement des parties chaudes les plus exposées au vieillissement.

C'est à partir de cette inspection que des corrections pourront être apportées au mode d'exploitation de l'installation et que, si cela est nécessaire, on décidera la révision de la turbine ;

—les relevés des vibrations qui se font soit avec des moyens de mesure définitivement mis en place, soit avec du matériel portatif. Ces relevés font l'objet d'analyses spectrales et de

vérifications comparatives pour permettre une interprétation fiable. Les résultats peuvent amener à détecter des usures sur les paliers, les dentures ou l'accouplement, ou bien une accumulation de salissures au cœur du compresseur d'air qui ne peut être enlevée par le lavage et nécessite un nettoyage adapté, ou encore une érosion des ailettages mobiles, etc. ;

—le calibrage des couples thermoélectriques placés dans la partie chaude de la turbine, et celui de la chaîne de mesure et de transmission des signaux qui servent à la régulation de la turbine. C'est par cette mesure que la turbine de puissance est tenue sous contrôle pendant la marche de la turbine ; or cette fonction joue un rôle très important, car tout dépassement de la température réduit la durée de vie de la machine.

iii. Période de révision générale

Il arrive un moment où la turbine à gaz doit, pour retrouver ses performances initiales, être entièrement révisée. Etant donné que les dégradations touchent essentiellement les parties chaudes, les chambres de combustion ainsi que les premiers étages fixes et mobiles de la turbine proprement dite devront être partiellement ou totalement remplacés ou réparés.

Dans le cas des machines aérodérivatives (industrielles, technique aviation), la turbine à gaz est démontée et envoyée dans un atelier spécialisé de réparation. Certains constructeurs proposent l'échange standard où la turbine est remplacée par une autre déjà révisée avec transfert de propriété possible, ce qui réduit le temps de démontage et remontage à quelques jours. Si l'on recourt à une location, la turbine initiale sera remise en place après réparation. Tout est une question d'entente entre l'utilisateur et le fournisseur.

Quand il s'agit d'une turbine industrielle lourde, la réparation se fait sur place, ces machines étant conçues pour se prêter à un entretien sur site.

Il faut tirer parti de cette période d'immobilisation forcée de la turbine pour effectuer simultanément les révisions des autres équipements associés telles que :

— vérification et réglage des paliers du réducteur et de l'alternateur ;

— vérification des dentures de réducteur ;

— démontage complet, vérification et rectification de l'accouple- ment à petite vitesse ;

— vérification et réparation éventuelle des pompes, ventilateurs, moteurs électriques ;

— nettoyage et dégraissage de l'intérieur de l'alternateur ;

— inspection et nettoyage des gaines d'air.

Après ces travaux importants de réparation et de remise en état, l'ensemble se retrouve au début du cycle d'entretien avec toutefois le handicap d'un certain vieillissement.

Chapitre 3 Description de la turbine à gaz PGT25+DLE

Définition

La turbine PGT25+ (Pignone Gaz Turbine25+DLE) est de type dérivée de l'aéronautique (aéro-derivative) avec un système de combustion DLE (Dry Low Emission), également appelées turbines "jet". Elle est constituée d'un générateur de gaz (GG) et d'une turbine de puissance(PT). Le générateur de gaz comprend un compresseur axial à 17 étages capable d'atteindre un rapport de pression de 23:1. La turbine comporte deux étages de détente et se caractérise par une haute efficacité de détente. Sa puissance est de 31077 (kW) à 6 100 (tr/min) dans des conditions ISO.

3.1.1 Les éléments constituants la PGT25+DLE

Les éléments constituants la turbine de puissance PGT 25+DLE ont été conçus par Nuovo Pignone en tenant compte de toute l'expérience acquise dans le domaine des turbines à gaz industrielles et des compresseurs centrifuges/axiaux.

La simplicité de la construction et la haute qualité des matériaux utilisés permettent d'espacer les intervalles entre les révisions et de réduire les coûts de maintenance.

Le démarrage de la turbine s'effectue à l'aide d'un « Système de démarrage hydraulique ».

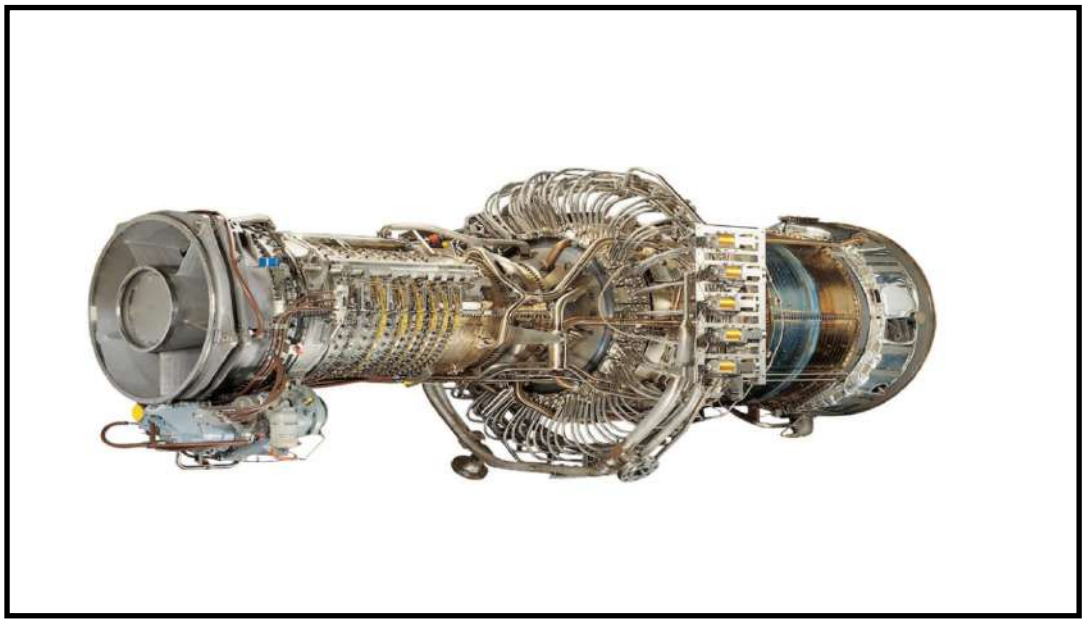


Figure 3.1 La turbine à gaz PGT25+DLE

La turbine à gaz PGT25+DLE consiste en un moteur à combustion interne, à double corps, à cycle simple, comprenant les éléments suivants :

- Composants d'entrée
- Générateur à gaz.
- Turbine motrice
- Composants d'échappement
- Arbre d'accouplement haut vitesse

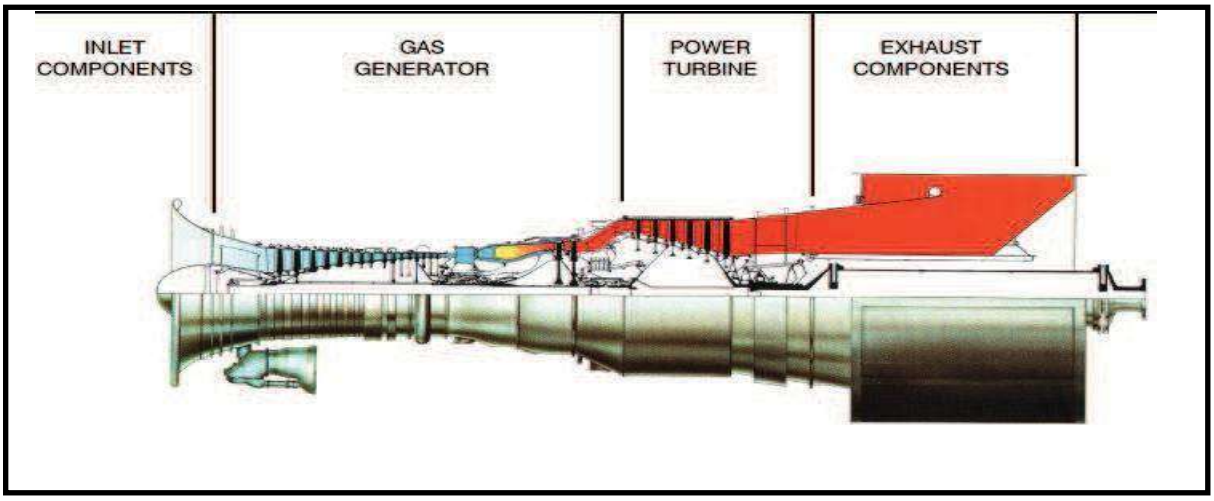


Figure 3.2 les sections de la turbine à gaz

La turbine à gaz PGT 25+DLE est constituée de : du générateur de gaz et de la turbine de puissance LM 2500 PLUS (G.E.) conçus et fabriqués par N.P. Sa puissance est de 31077 (kW) à 6 100 (tr/min) dans des conditions ISO. La turbine se compose de deux rotors indépendants du point de vue mécanique (Régime nominal du 1er arbre de 10 000 tr/min, régime nominal du 2^{e} arbre de 6 400 tr/min. Le premier rotor comprend le compresseur axial (à 17 étages de compression) et les deux étages de la turbine H.P. Le compresseur axial comprime l'air destiné à la chambre de combustion et la turbine H.P. n'est prévue que pour entraîner le compresseur axial.

Sur le deuxième rotor (L.P- basse pression -. ou arbre de commande) est monté l'arbre de commande qui entraîne le compresseur centrifuge par le biais d'un accouplement mécanique.

Le compresseur axial est raccordé au conduit d'aspiration de l'air par un conduit insonorisé.

La turbine est pourvue d'une chambre de combustion annulaire et de brûleurs alimentés en gaz combustible. Les gaz brûlés à haute température et sous pression circulent à travers les tuyères du 1er étage, les tuyères H.P. et enfin par la turbine de puissance

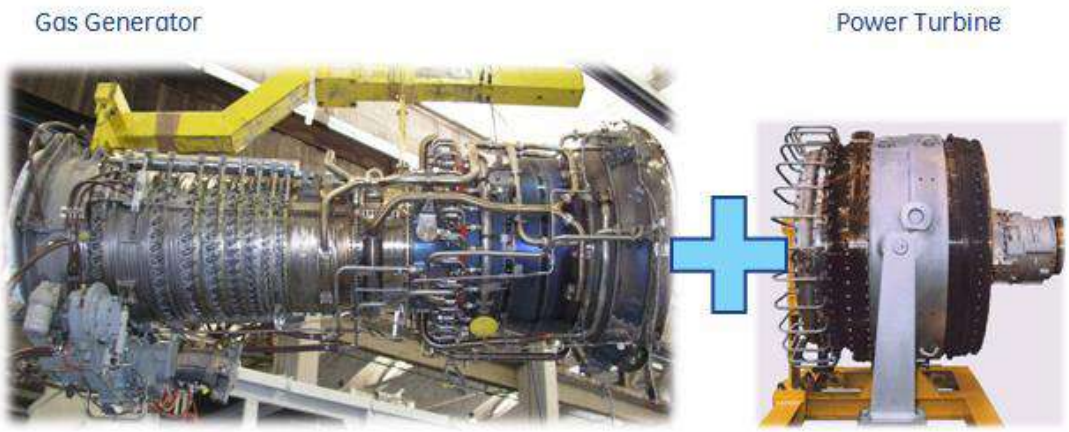


Figure3.3 : générateur de gaz et turbine de puissance

3.2 Générateur de gaz

Le générateur de gaz est constitué de quatre sections:

- **Section d'entrée (Inlet section)** : conduite d'admission, le corps central et le Cadre avant du compresseur CFF (Compressor Front Fram)
- **Section compresseur** : Compresseur axial et le Cadre arrière du compresseur CRF(Compressor Rear Fram)
- **Section combustion** : chambre de combustion
- **Section turbine** : HP Turbine (Turbine Haute Pression) et TMF (Turbine Mid Frame)

Il contient aussi :

- Les roulements du générateur de gaz : Bearings roller, ball et Sumps A , B ,C
- Accessory Drive: Inlet gearbox, radial drive shaft, transfert gear boxbet eccessory gear box.

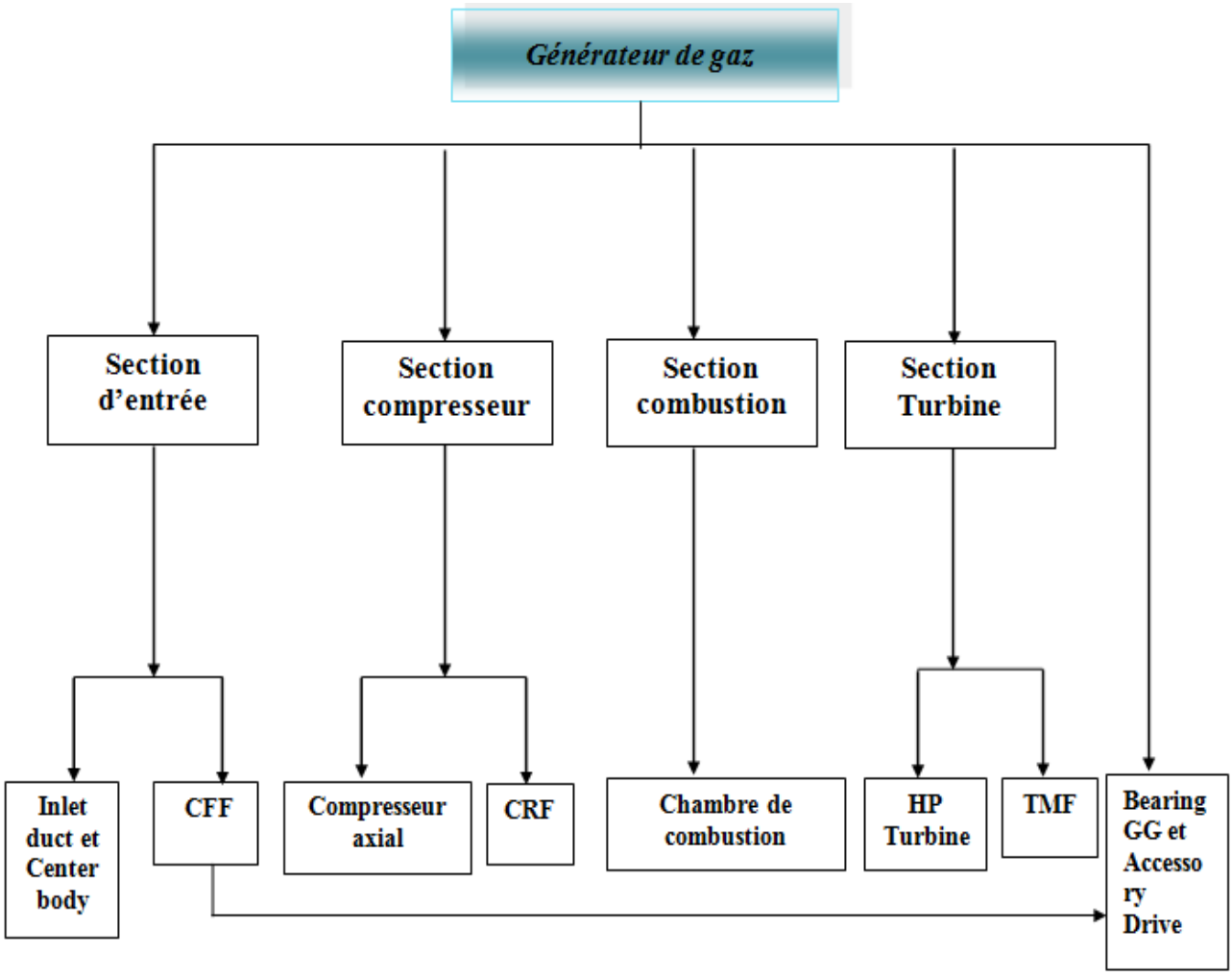


Figure3.4.Schéma simplifié des séctions du générateur de gaz

Les composants du générateur de gaz

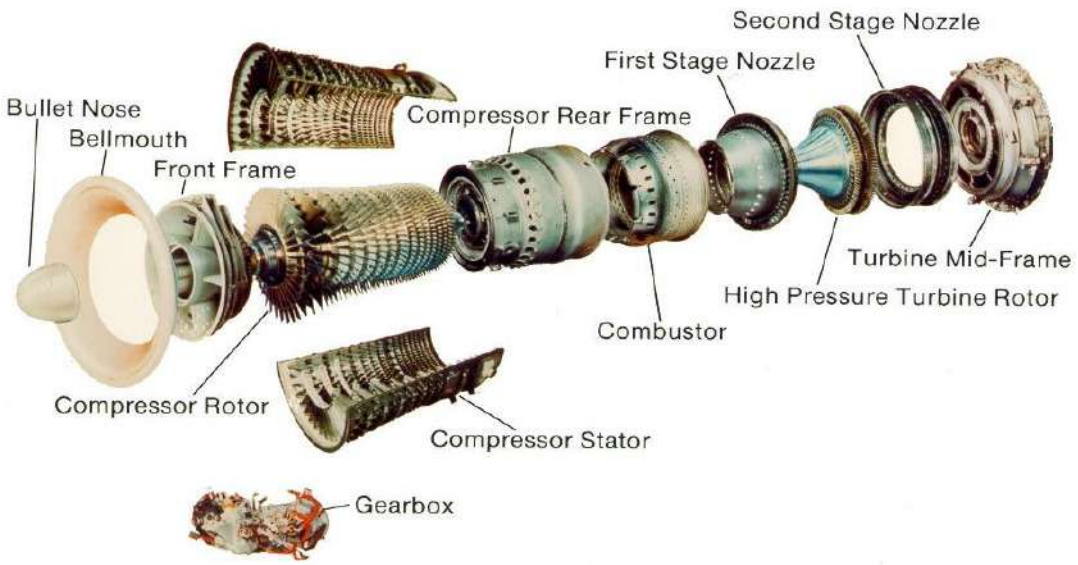


Figure 3.5. Les composants du générateur de gaz

3.2.1 Section d'entrée (Inlet section)

La section d'entrée dirige le flux d'air provenant du système d'aspiration dans la section de compresseur

Canalisation d'entrée d'air

La canalisation d'entrée est construite en aluminium (AMS4026) et en forme de tulipe. La canalisation d'entrée est peinte en blanc, et doit être maintenue peinte.

Corps central

Le corps central est un diviseur de débit boulonné à l'avant du générateur de gaz. Le corps central est parfois connu sous l'appellation de bulletnose, et est constitué d'un composite en fibre de verre renforcé par un graphite

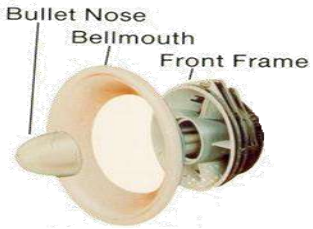


Figure 3.6. Corps central

Compressor Front Fram CFF (Cadre avant du compresseur)



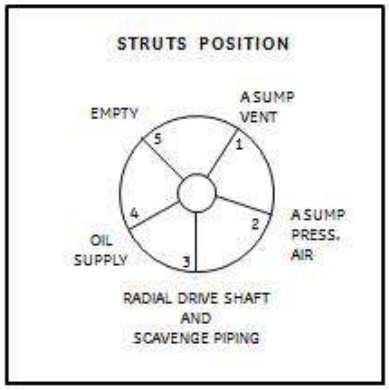


Figure 3.7. Cadre avant du compresseur

CFF est fait d'acier inoxydable avec sermetel (aluminium céramique) revêtement.

CFF prend également en charge la boîte de vitesses (Accessory Drive Gear box).

3.2.2 Section compresseur

Compresseur axial

Nombre totale des étages: 17

Les étages à géométrie variable : IGVs + 7 VSV

Rapport de pression 23 :1

Débit d'air (kg/sec) 84,3

Vitesse Nominale (rpm) 9.600

Matériaux :

Étages 0 ÷ 14: Titan
Etages 15 ÷ 16: A-286 (acier inoxydable)
Stades disque / bobine 0 ÷ 10: Titane
Étage disque / tambour 11 ÷ 16: Inconel 718 (acier inoxydable)

- 30% de l'air comprimé est utilisé comme Air primaire (air de combustion)
- Le reste est utilisé comme Air secondaire pour:
  - Le refroidissement des gaz de combustion.
  - Assurer l'étanchéité à l'huile
  - Proteger est refroidir les composants chauds du chemin du gaz.

Chaque étage se compose d'un ensemble de lames rotatives qui augmentent la vitesse (énergie cinétique) de l'air.

Ensuite, l'air s'écoule à travers une rangée d'aubes de stator agissant comme des diffuseurs, en utilisant l'énergie cinétique pour augmenter la pression d'air.

Stator du Compresseur axial

Boîtier avant de compresseur

Deux boîtiers en acier M-152

Fendu horizontalement, pour aider à la maintenance sur site

Collecteur pour extraction d'air

Supporte le système d'actionnement VSV

Prise en charge des IGV + 12 stators

Extraction à l'étape 9

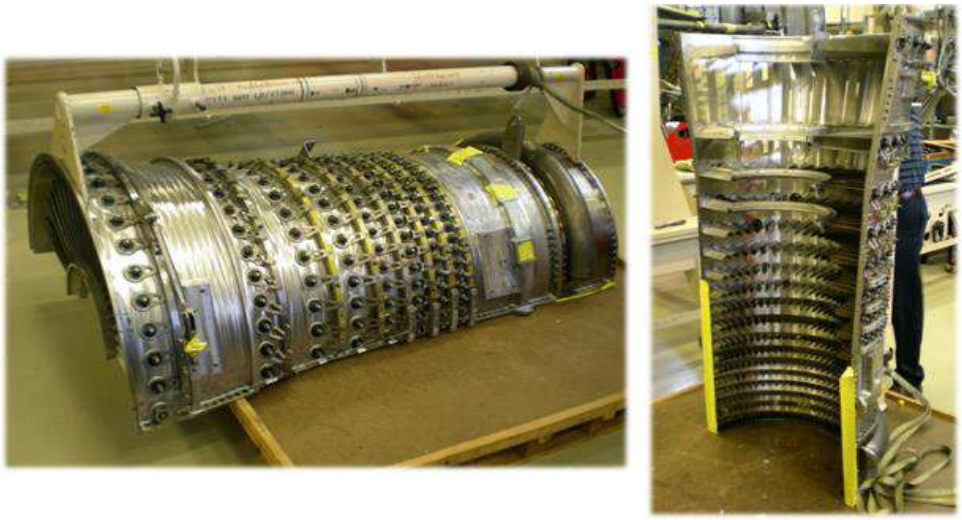


Figure3.8.Stator du Compresseur axial

Les enveloppes comprennent une surface de joint d'étanchéité entre tétons en Téflon® collée sur les enveloppes en aluminium

IGV et les 3 premières étapes de VSVs sont enveloppés de pointe

Fonctionnement VSV

Aubes fixes à incidence variable (VSV)

L'aubage directeur d'entrée (IGV) et les 7 étages suivants d'aubes sont appelés aubage stator à calage variable ou aubes fixes à incidence variable (VSV).

Ces aubes sont mécaniquement liées, et changent leur pas angulaire en réponse à une variation de la température d'entrée du compresseur ou un changement de vitesse du générateur de gaz. Le but est d'assurer un fonctionnement sans décrochage du compresseur pour toute une gamme de vitesses et de températures d'entrée.

En raison de leur grande longueur, les aubages directeurs d'entrée et les étages 0, 1 et 2 sont liés par un anneau de renforcement, qui sont des extrusions en aluminium réparties en un ensemble assorti de moitiés avant et arrière.

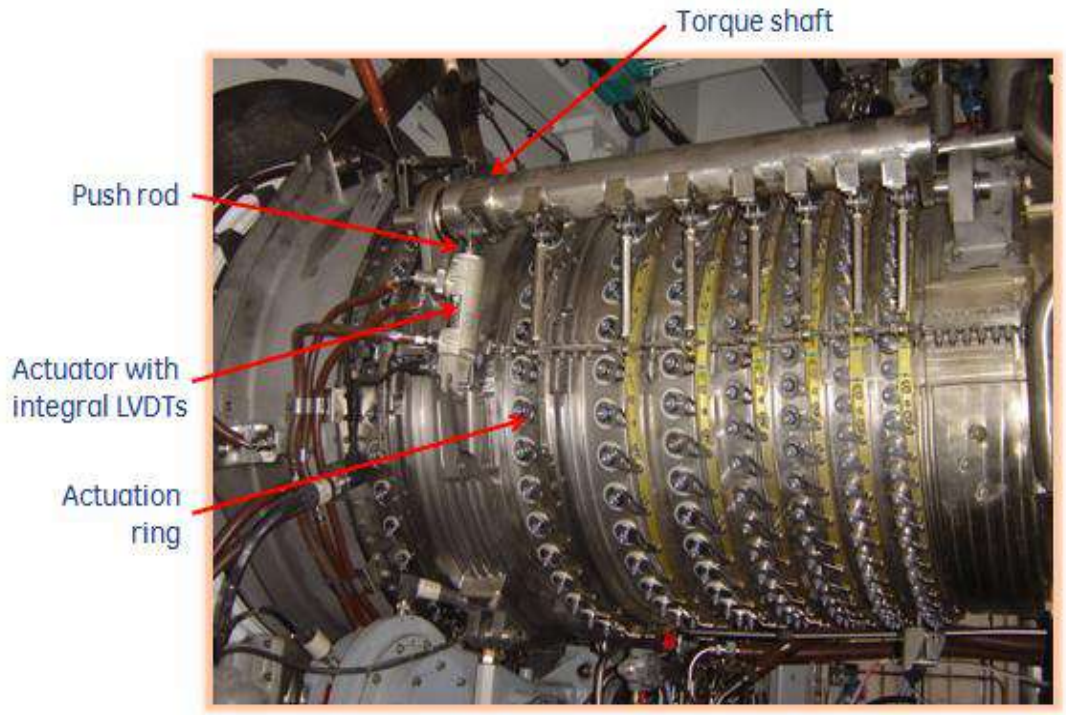


Figure 3.9.Blocd'aubage stator à calage variable et de tube d'arbre de transmission

Portes d'extraction d'air

L'air du 9ème étage est utilisé pour la pressurisation du Sump et le refroidissement des roues de la turbine de puissance, et l'air du 13ème étage est utilisé pour le refroidissement des buses (nozzles) du 2ème étage de la turbine HP.

Rotor du compresseur axial

Le rotor du compresseur est un ensemble de disques et de bobines:

Étage 0 blisk (avec des lames sans enveloppe intégrales) et l'arbre avant est joint au disque de l'étage 1

Le disque de l'étage 1, le disque de l'étage 2 (avec l'interface avant du conduit d'air) et le tiroir de l'étage 3 à la 9 sont assemblés par un seul boulonnage à l'étape 2

La bobine de l'étape 3 à la 9 est boulonnée à l'étage 10 à la bobine 13

La bobine de l'étage 10 à la 13 (avec l'arbre arrière intégré) est boulonnée à la bobine surélevée de l'étage 14 à la 16 avec une seule boulonnerie à l'étape 13

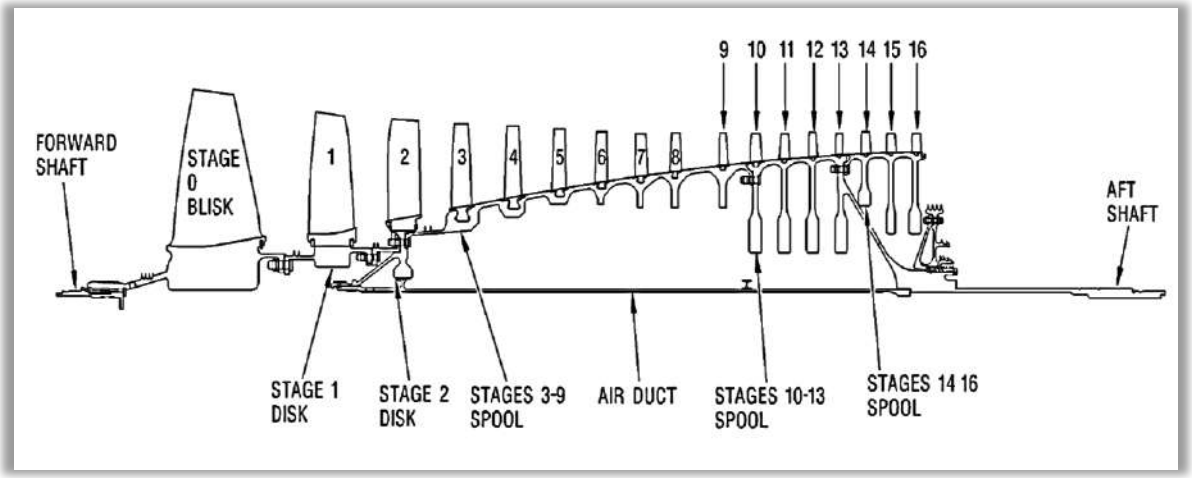


Figure 3.10.1 Rotor du compresseur axial



Rotor du compresseur axial



Etage 0



Etage 1

Figure 3.10.2 rotor du compresseur

Matériaux

Les matériaux de bobine / disque du rotor sont:

Titane pour les stades 0 à 10

Inconel 718 pour le reste

La combinaison de disque d'aube se présente sous la forme d'une seule unité.

Le compresseur axial est relié aux roues de la turbine au moyen d'un accouplement cannelé



Figure 3.11.accouplement cannelé

Compressor Rear Frame : **(Cadere arrière du compresseur axial)**

Les supports :

-B Sump, Hub, outer casing (maintenu en position par 10 struts (entretoises)

-1st stage HPT nozzele

-Chambre de combustion et les pré-mélangeurs de fuel (fuel premixers)

Compressor Rear Fram est fabriqué avec **Inconel 718**

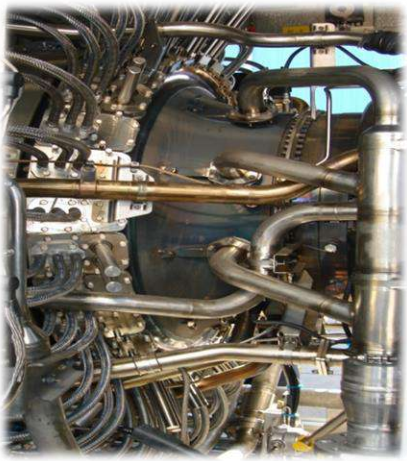
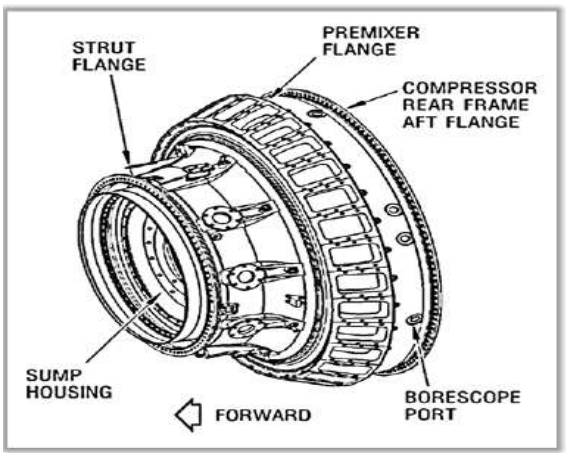


Figure3.12 cadre arrière du compresseur axial



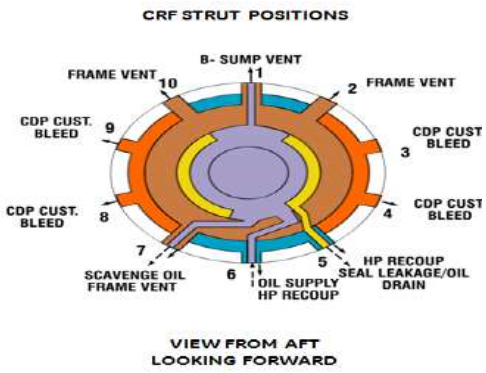
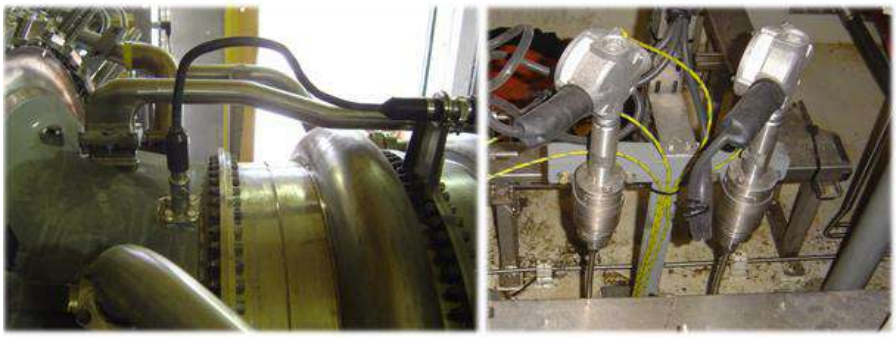


Figure 3.13 Instrument de mesure pression et température



axial compressor discharge temperature transmitter (T_3)

axial compressor discharge pressure transmitters (PS_3)

3.2.3. Section combustion

Chambre de combustion

La conception annulaire triple permet à la chambre de combustion d'opérer à un prémelange uniforme, un rapport air /combustible pauvre à travers toute la plage de puissance et réduire les émissions même à des charges partielles.

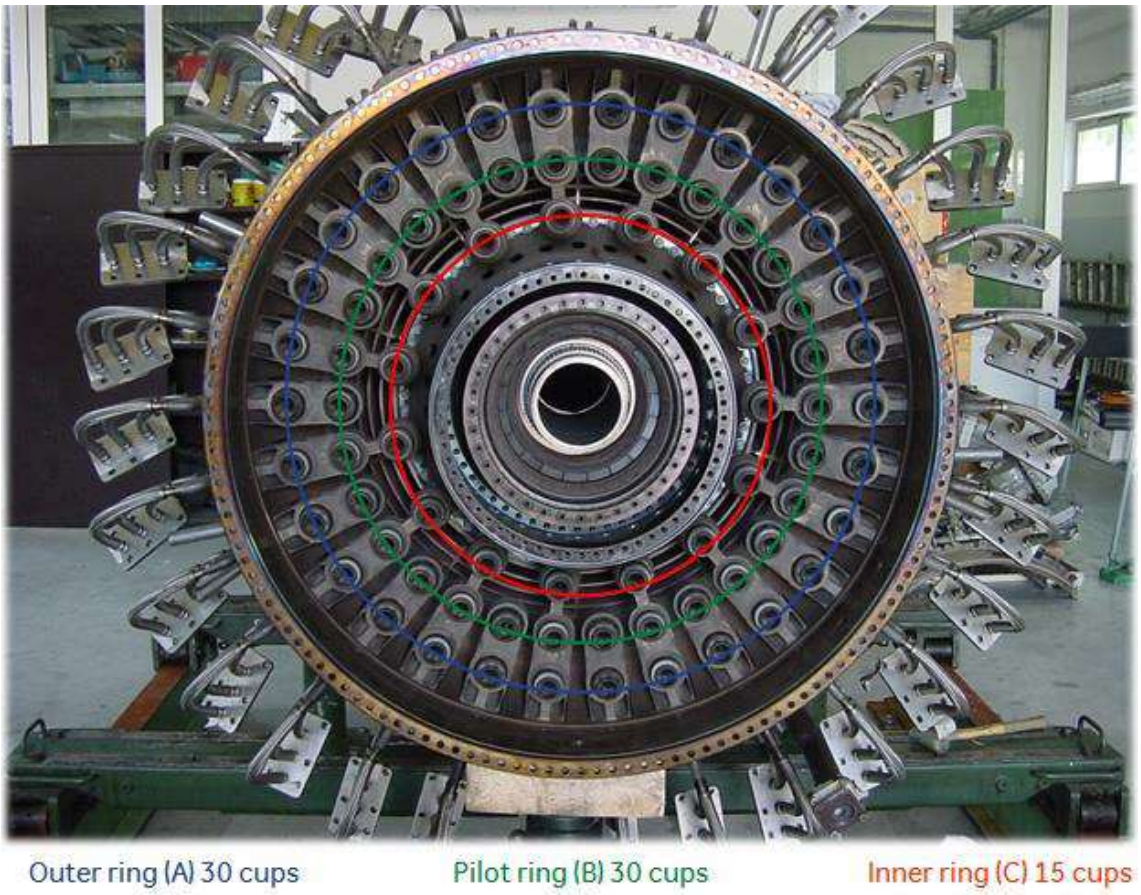


Figure 3.14.chambre de combustion

Fonctionnalités

Nombre de chambre : 1

Type de la chambre de combustion : annular flow

Nombre totale des injecteurs : 75

Max Firig Temperature : > 1200°C

Nox emissions : $\leq$ 25 ppmv à 15% O_2 (50% - 100% charge donc en mode AB et ABC)

Matériaux

Combustor liner (doublure de la chambre de combustion)

Fabriquée en Hastelloy x et Haynes 188 (Cobalt – base superalloy) protégée de la chaleur de combustion élevée par le refroidissement de film circonférentiel.

La chambre de combustion est montée dans le cadre arrière du compresseur sur 10 broches de montage également espacées dans la section avant (basse température) de l'ensemble capot.

Ces axes assurent une position axiale et radiale positive et assurent le centrage de l'ensemble capot dans le passage du diffuseur.

Le matériel de montage est inclus dans les montants du châssis arrière du compresseur de sorte qu'il n'affecte pas le flux d'air.

Les prés mélangeurs du fuel

Le fuel est introduit dans la chambre de combustion par l'intermédiaire de 75 pré-mélangeurs air/fuel, emballés dans 30 modules mobiles extérieurement et remplaçables sur terrain. La moitié des modules ont deux pré-mélangeurs, trois manifolds (collecteurs) tubulaires fournit du fuel gaz pour les pré-mélangeurs avec les flexibles du fuel.

Les prés mélangeurs produisent un mélange fuel/air pauvre

Et homogène, les agitateurs rotatifs à contre rotation axiale améliorent le mélange fuel/air

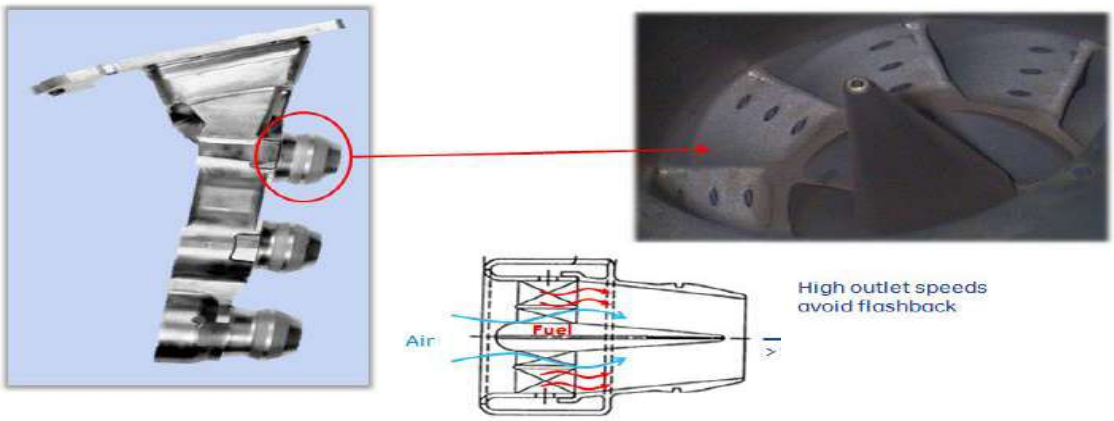


Figure 3.15.fuel primixers (Pré mélangeur du fuel)

Des vitesses de sortie élevées (> 90 m/s) pour éviter le retour de flamme.

Bougie d'allumage (ignition system)

Le système d'allumage standard comprend:

Un excitateur d'allumage

Un plomb

Une fiche d'allumeur

Un système d'allumage double est facultatif.



Figure3.16 système d'allumage

Détecteurs de flamme :

Deux détecteurs de flamme sont habituellement installés pour détecter la présence de flamme à l'intérieur de la chambre de combustion.



Figure3.17 Détecteur de flamme

3.2.4. Section turbine

Turbine Haut Pression

Se compose a deux 'étages a une vitesse nominale 9.600 rpm avec un refroidissement interne pour les buses et les seaux des 1er et 2e étages HP.

Le premier étage est refroidi par l'air de décharge du compresseur axial

Le deuxième étage est refroidi à l'aide de l'air extrait de l'étage 13 du compresseur axial.

La puissance de rotation pour chaque arbre est fournie par une turbine à deux étages. Des gaz à haute énergie s'écoulent à travers une rangée de lames de stator (buses) qui augmentent la

vitesse et la dirigent vers une rangée de lames tournantes (godets) montées sur un disque relié à l'arbre du rotor.

Lorsque le gaz traverse les godets, l'énergie cinétique est convertie en puissance de rotation disponible pour l'arbre du rotor

La section de turbine haute pression se compose de:

- Rotor de turbine haute pression
- Ensembles de buse de turbine des premier et second étages
- La mi- cadre de la turbine

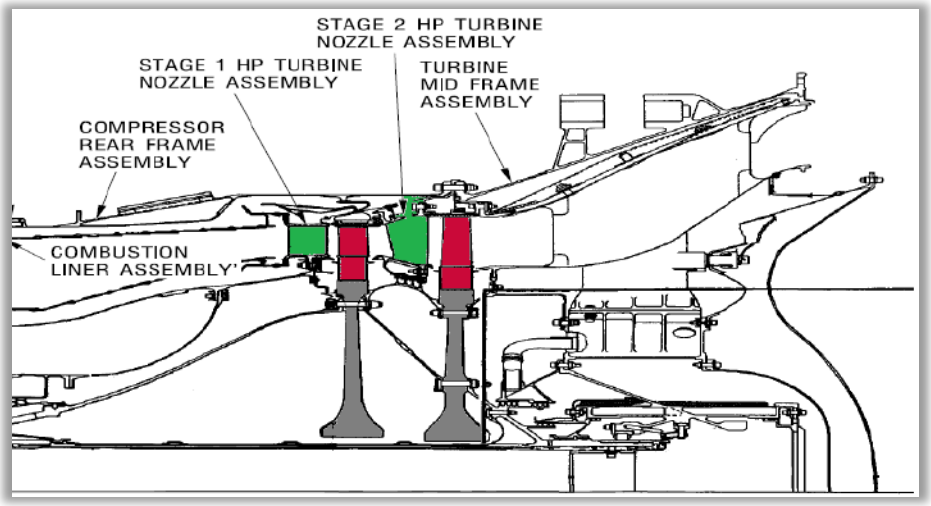


Figure3.18 turbine HPT

Turbine Mid Frame (Le châssis moyen de la turbine)

Le châssis moyen de la turbine (TMF) supporte l'extrémité arrière du rotor haute pression, le TMF se compose d'une enveloppe extérieure qui fournit le chemin de gaz chaud et soutient le moyeu de cadre au moyen de huit montants.

Le moyeu loge le Sump C.

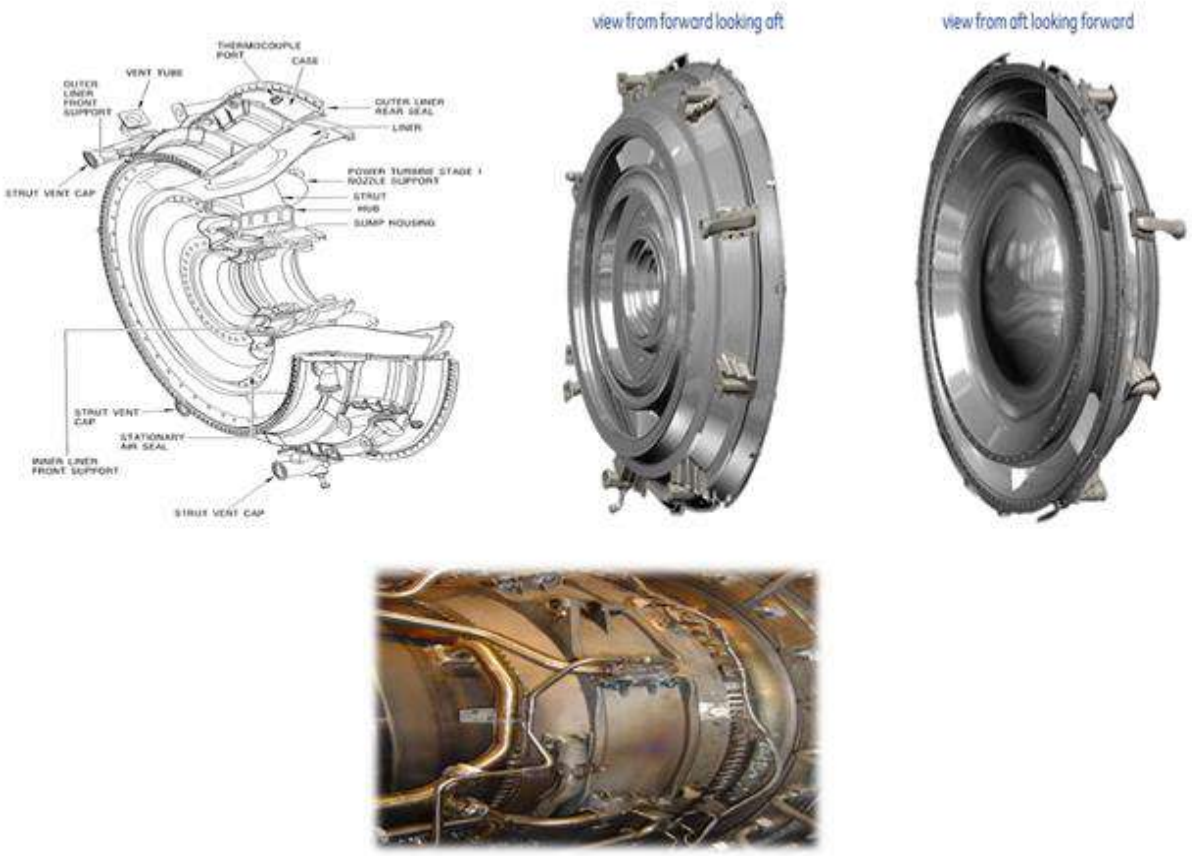


Figure 3.19. Les châssis moyen de la turbine

Les entretoises ne sont pas radiales mais légèrement tangentielles afin de préserver la position axiale de l'arbre lors de l'expansion thermique

3.2.5 Générateur Accessory Drive

La section d'entraînement des accessoires se compose de:

- Une boîte d'admission située dans le moyeu du châssis avant CFF (Copressor Front Fram)
- Un arbre d'entraînement radial à l'intérieur de l'entretoise struts de 6 du cadre avant CFF
- Une boîte de vitesses de transfert et une boîte de vitesses accessoire boulonnée sous le cadre avant CFF

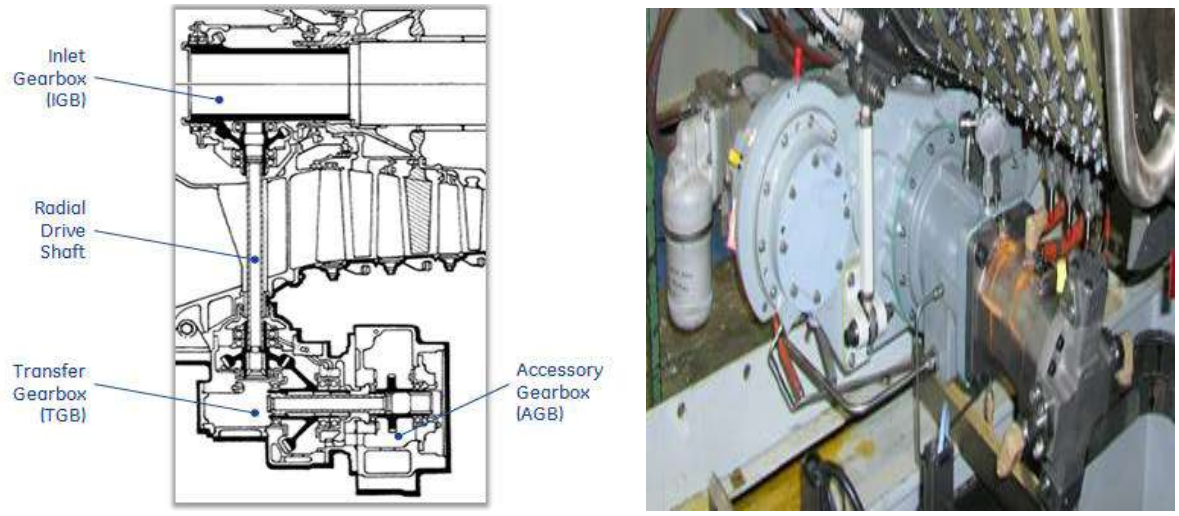


Figure 3.20.Générateur Accessory Drive

3.2.6 Hydraulic Starter

Le démarreur hydraulique est équipé d'un embrayage à roue libre pour empêcher le moteur d'être entraîné par le générateur de gaz

Le système de démarrage hydraulique comprend:

- Une pompe hydraulique à pistons axiaux à déplacement variable avec une course de piston contrôlée par une plaque oscillante
- Un moteur hydraulique à pistons axiaux à déplacement positif, directement bridé à l'AGB

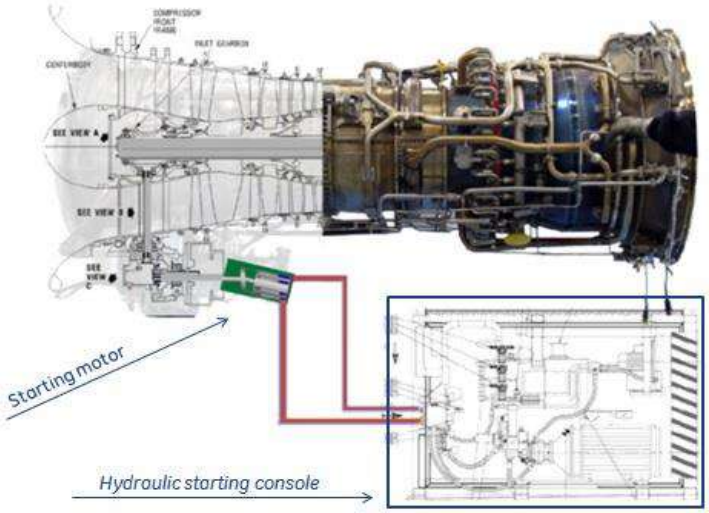




Figure3.21 hydraulique starter

Lorsque la position angulaire de la plaque oscillante dans la pompe hydraulique est augmentée, le débit d'huile augmente, permettant ainsi l'accélération du générateur de gaz

3.3 Turbine de puissance

Elle se compose principalement de:

- Stator PT
- Rotor PT
- Logement de palier
  - Vitesse nominale: 6100 tr / min
  - Plage de fonctionnement: 3050 ÷ 6405 tr / min

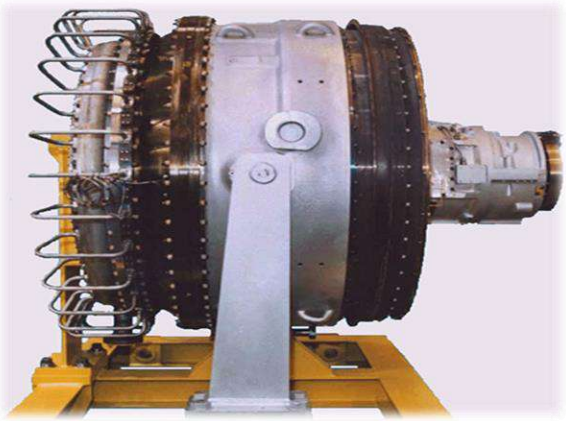


Figure 3.22 .Turbine de puissance

Composants principaux

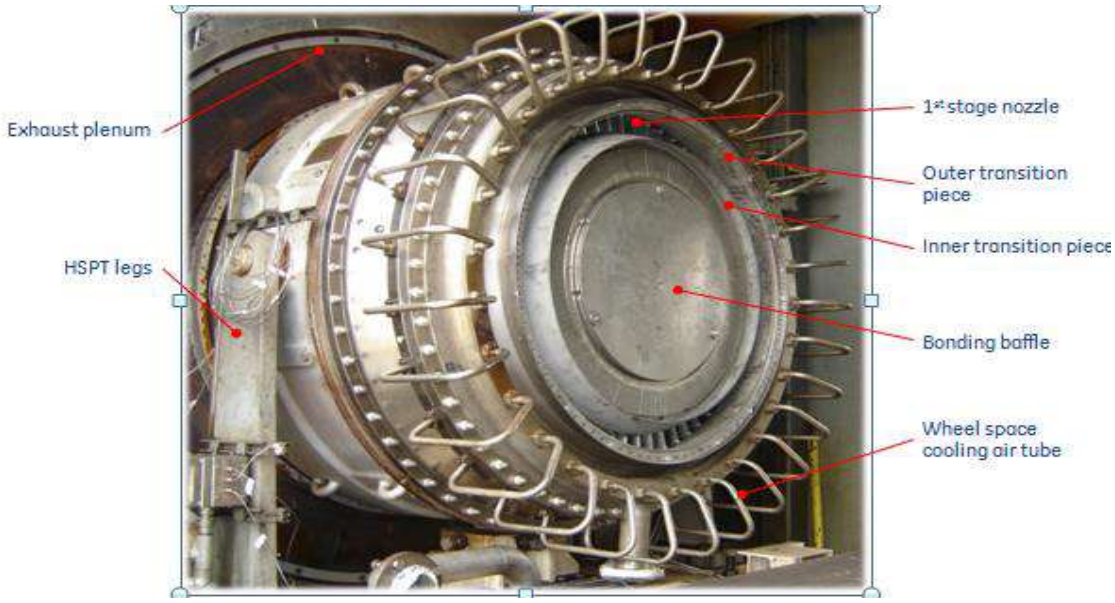


Figure 3.23. Composants principaux de le PT

3.4 - Roulements de générateur de gaz

- **Carters du générateur de gaz (Gas Generator Sumps)**

✓ **Roulements à rouleaux :**

3R et 4R sont des roulements à rouleaux supportant respectivement le poids du rotor du compresseur axial sur les côtés avant et arrière et absorbant ses charges radiales

5R est un palier à rouleaux supportant l'arbre arrière du rotor du générateur de gaz

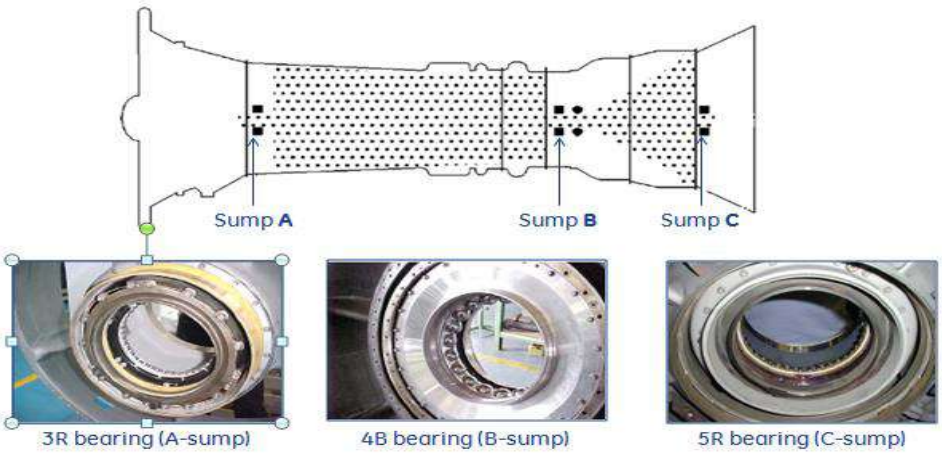


Figure 3.24 Roulements à rouleaux

✓ Roulements à billes

4B est un palier à billes logé dans le Sump B et est utilisé pour supporter la charge de poussée du générateur de gaz



Figure 3.25 Roulements à billes

Chapitre 4 : Description du système de combustion DLE

Introduction [8]

L'utilisation des turbines à gaz conduit à des émissions des gaz brulés à très haute température prés de 500°C. Les fabricants de ces équipements font des travaux intéressants pour diminuer le niveau des produits polluants rejetés par les Turbines à gaz, afin de réduire la pollution et préserver l'environnement. Ainsi la conformité aux réglementations mondiales et régionales.

Le système de combustion DLE (Dry Low Emission) (Sec Faible Emission) est un système de réduction des émissions dans les gaz d'échappement qui assure un bas niveau d'émission en CO_2 et NOx et garantit ainsi la conformité aux réglementations mondiales et régionales en matière d'émission avec une consommation de combustible économique et de faible émission atmosphérique afin de réduire le réchauffement climatique dû aux gaz à effet de serre.

- ✓ **Rapport d'équivalence :**

$$\lambda = (Ga/Gf)/\alpha s = \alpha/\alpha s$$

Avec :

Ga : Débit massique d'air

Gf : Débit massique du fuel gaz

α : Rapport réel air/combustible ; (Ga/Gf)

αs : Rapport stœchiométrique air/combustible (représente le mélange où théoriquement tout l'oxygène dans l'air réagit avec le combustible).

Méthane (CH4) : $\alpha s = 17.2$

Donc :

$$\lambda < 1 \rightarrow exc\grave{e}s\ de\ fuel\ gaz\ (m\acute{e}lange\ riche)$$

$$\lambda > 1 \rightarrow exc\grave{e}s\ d'air\ (m\acute{e}lange\ pauvre)$$

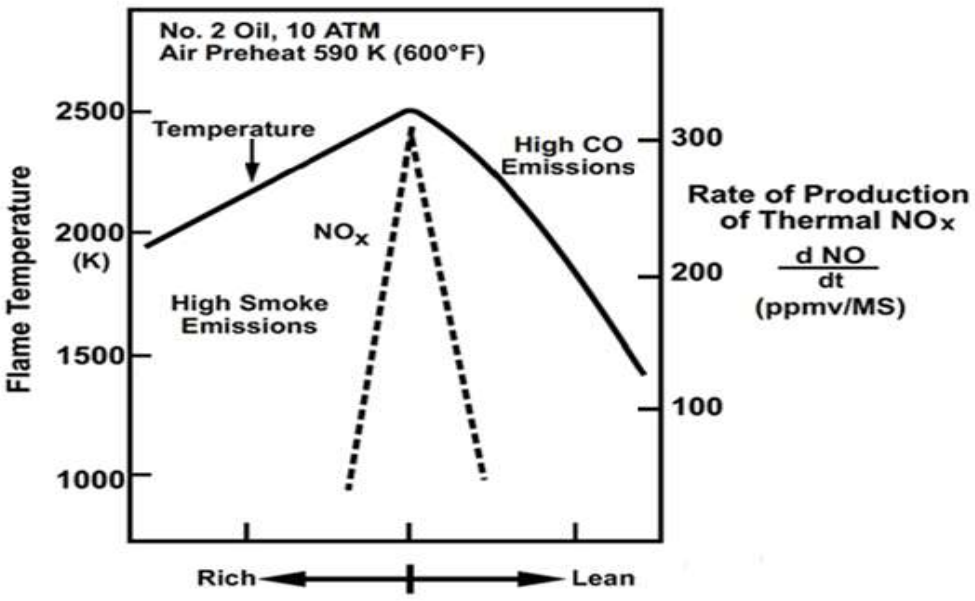


Figure 4.1.Variation de température de flamme en fonction de rapport d'équivalence

On constate que plus la température de flamme est élevée, plus les émissions NOx sont grandes.

✓ **Tendances typiques des émissions de CO et de NOx**

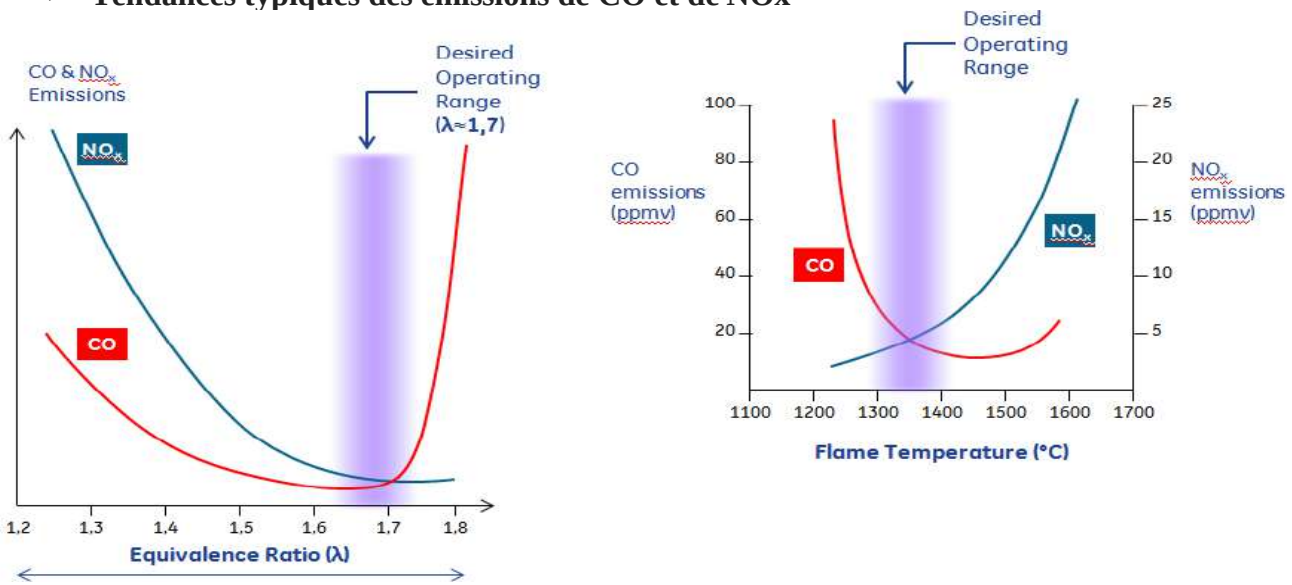


Figure 4.2Tendances typiques des émissions de CO et de NOx

Les émissions peuvent être réduite au minimum, mais avec une plage de température de flamme étroite.

4.2 Comparaison entre une chambre de combustion avec diffuseurs et avec système DLE

- **Chambre de combution avec diffusion standard**

L'air et le gaz combustible sont **mal mélangés**

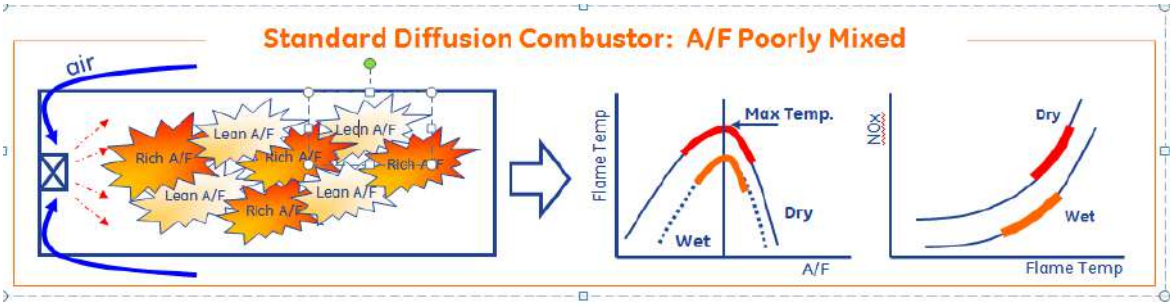


Figure 4.3 Chambre de combustion avec diffusion standard

- **Chambre de combution avec système DLE**

l'air et le gaz combustible sont prémélangés

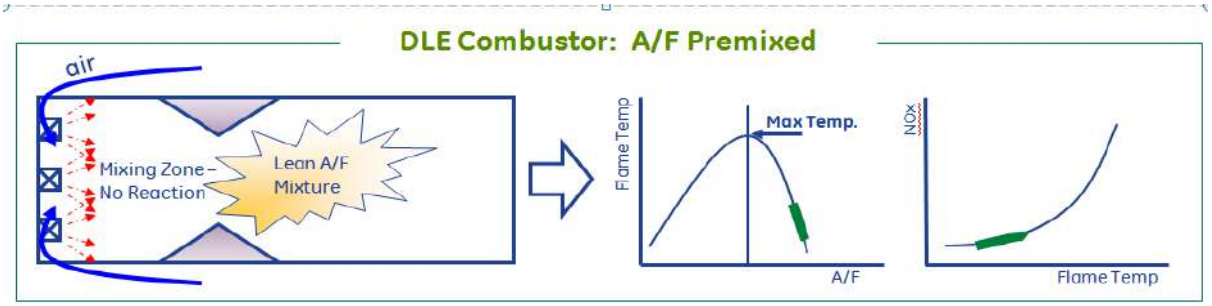


Figure 4.4 Chambre de combustion avec système DLE

- **Comparaison entre une flamme diffusive et une flamme pré mélangée**
- **Système de combustion par diffusion :**

Le fuel gaz et l'air sont injectés séparément dans la chambre de combustion, la flamme de la bougie est l'exemple classique de la flamme diffusive, elle a un comportement stable au sein d'une large plage de λ, un simple système de contrôle de combustion mais elle présente une difficulté à limiter la température de flamme et donc à contrôler les émissions NOx.

❖ **Système de combustion pré mixé**

Le fuel gaz et l'air sont mélangés avant d'être injectés dans la chambre de combustion , la flamme de la torche de soudage est un exemple classique de la flamme pré mélangée. Elle présente la possibilité de gérer le rapport d'équivalence λ air /fuel dans la chambre de combustion et assure des faibles émissions NOx, mais une combustion stable et efficace que dans une plage étroite de rapport air/fuel, et des oxillations de pression dans la chambre de combustion peuvent se produite, ce qui nécessité un système de combustion et de contrôle plus complexe.

Comparaison entre SAC et DLE

SAC : Single Annular Combustor : chambre de combustion annulaire unique

DLE : (Dry Low Emission) (sèche faible émission) Triple Annular Combustor : chambre de combustion annulaire triple

- **SAC Système de contrôle d'émission**

Chambre de combustion annulaire unique

- Injection d'eau

25ppm NOx (fuel gaz)

42 ppm NOx (fuel liquide)

- Injection de vapeur

25 ppm (fuel gaz)

- **Système DLE (Dru Low Emission)**

Chambre de combustion annulaire triple

-15 ppmv NOx (fuel gaz sous-développement)

-25 ppm NOx (fuel gaz)

-100 ppm NOx (liquide fuel)

4.3 Description du Système DLE

- ✓ **Chambre de combustion annulaire triple**

La conception annulaire triple permet à la chambre de combustion d'opérer à un pré mélange uniforme, un rapport air /combustible pauvre à travers toute la plage de puissance et réduire les émissions même à des charges partielles.

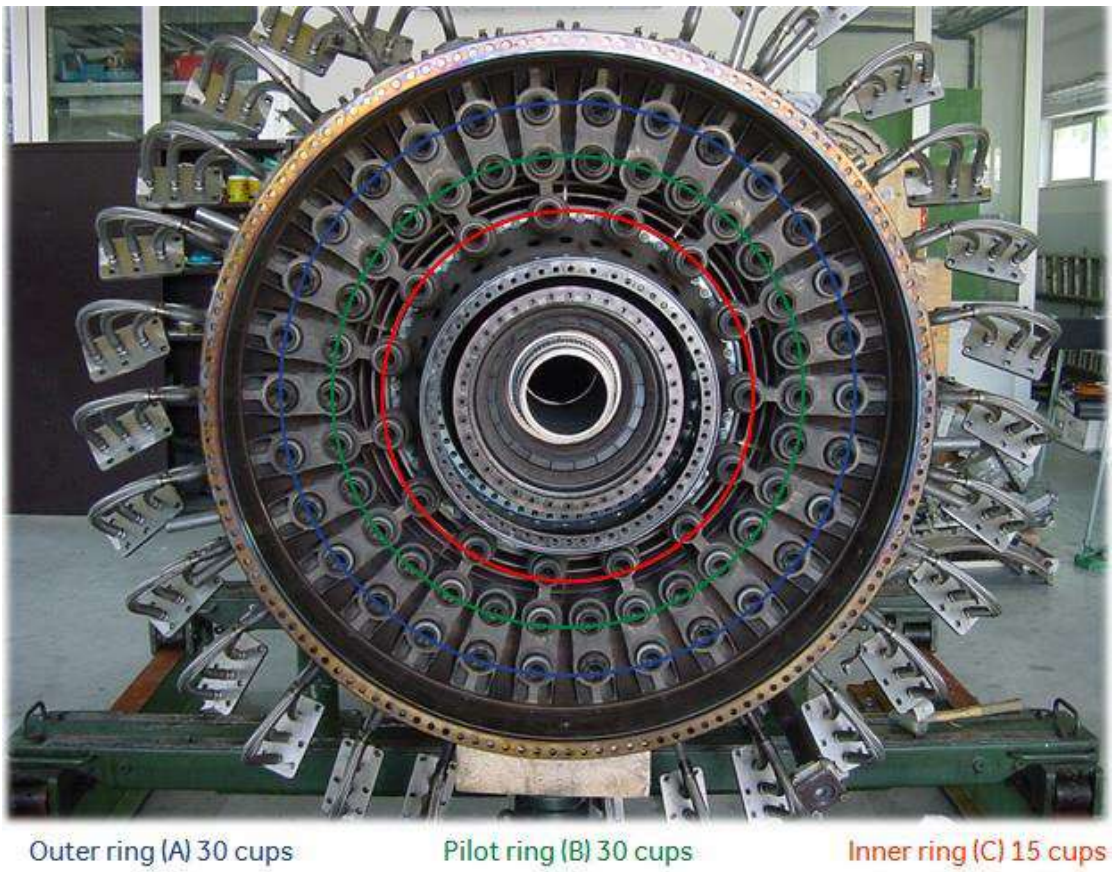


Figure4.4.2 chambre de combustion avec DLE

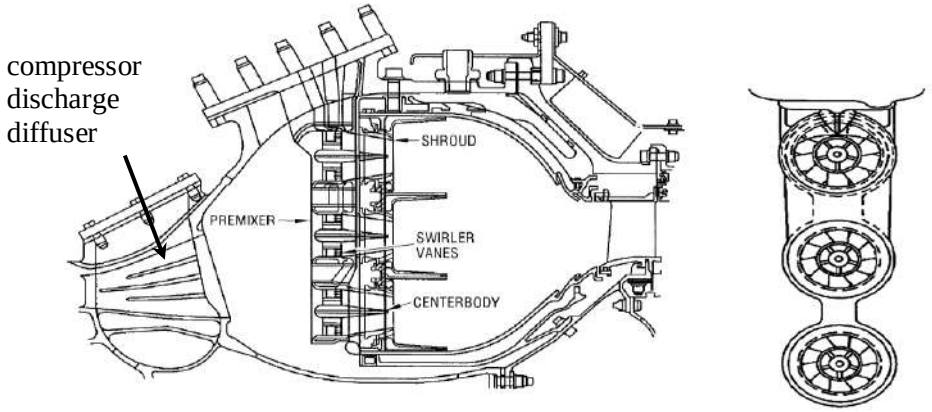


Figure 4.5 schématisation des injecteurs

- ✓ **DLE fuel Manifold**

Le fuel est introduit dans la chambre de combustion par l'intermédiaire de 75 pré-mélangeurs air/fuel, emballés dans 30 modules mobiles extérieurement et remplaçables sur terrain. La moitié des modules ont deux pré-mélangeurs, trois manifolds (collecteurs) tubulaires fournit du fuel gaz pour les pré-mélangeurs avec les flexibles du fuel.

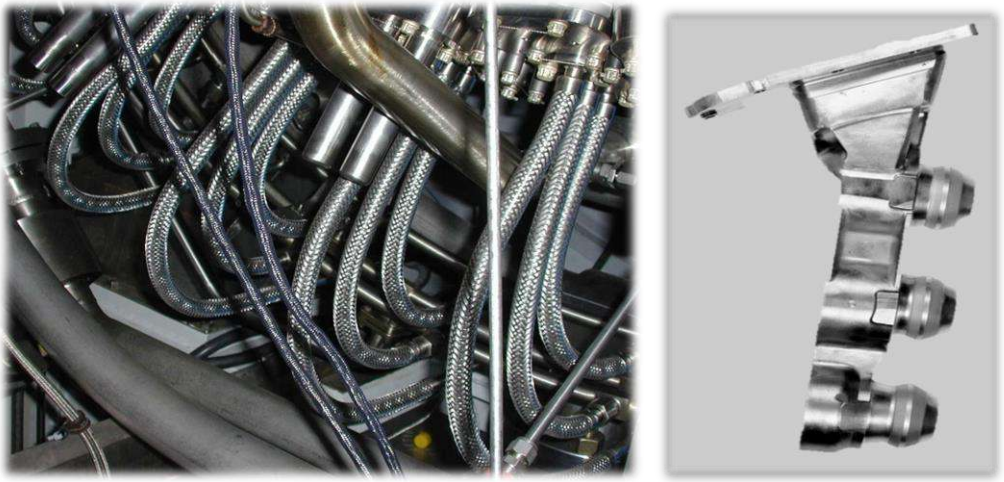


Figure 4.6.DLE fuel manifold

- ✓ **DLE fuel premixers (pré-mélangeurs)**

Les pré mélangeurs produisent un mélange fuel/air pauvre

et homogène, les agitateurs rotatifs à contre rotation axiale améliorent le mélange fuel/air



Figure 4.7.Pré mélangeurs

Des vitesses de sortie élevées (> 90 m/s) pour éviter le retour de flamme.

- ✓ **ELBO fuel: (Enhanced Lean Blow-out)**

Le fonctionnement du système est également améliorer en utilisant un circuit de purge pauvre (Lean Blow out). ELBO fuel est diffusivement brulé pour stabiliser la flamme



Figure 4.8 ELBO

✓ **Heat Sheidls (Boucliers thermiques)**

Ils forment trois anneaux brulants



Figure 4.9 Boucliers thermiques

Combustor domes (Chambre de combustion à dômes)

Les pré-mélangeurs sont supportés par une structure appropriée qui est refroidie par l'air de refoulement du compresseur axial



- **Fonctionnement du système de combustion**

✓ **DLE Combustor staging**

Comme le besoin du fuel augmente, plus d'anneaux de combustion sont tirés (fired), en augmentant la température firing tout en assurant que les conditions de flamme appropriées sont localement rencontrées.

✓ **Fuel Staging Valves**

Le système DLE installe onze fuels staging valves (vannes de stockage ou de distribution de carburant), montées sur le collecteur de fuel gaz, pour contrôler correctement la distribution du fuel gaz aux dômes de combustion

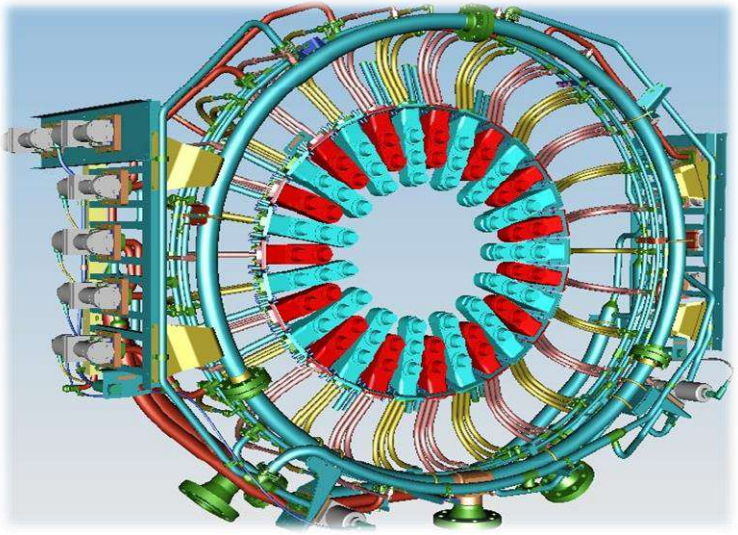
✓ **DLE fuel system configuration**

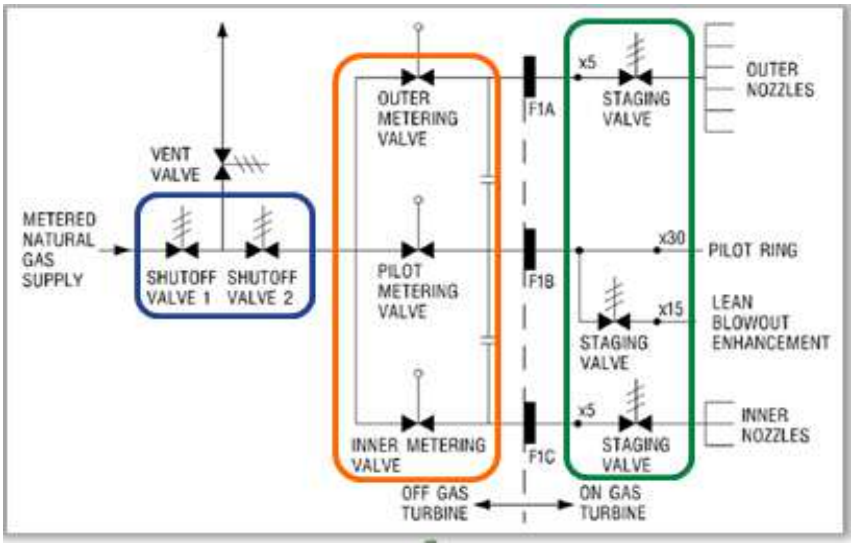
Il est constitué de :

- 2 Shut off valves (23XSOV0X01/02) (vannes d'arrêt)

- 3 metering valves (23MOV1506/Inner/1505 Pilot/1504 Outer)

- 11 Staging valves





- 2 shut-off valves
- 3 fuel metering valves
- 11 staging valves

Figure4.10 schématisation du système DLE du gaz combustible

B Pilot ⟶ 1 Staging valves (ELBO) 30 injecteurs

C Inner ⟶ 5 Staging valves 15 injecteurs

A Outer ⟶ 5 Staging valves 30 injecteurs

- ✓ **Bulk Flame Temperature**

C'est la température moyenne dans les domes qui sont censés brulés (domes actif). Il s'agit d'un paramètre calculé (non mesuré) à partir du :

- Débit d'air dans les domes actifs (calculé à partir du débit de la turbine HP et la distribution du débit d'air présumé dans la chambre de combustion.
- Débit total du fuel

La température de flamme est calculée pour être toujours dans les limites suivantes :

- **TFLMAX**

  C'est la température de flamme moyenne admissible maximale, le fonctionnement de la turbine à gaz au-dessus de cette valeur peut entrainer des émissions excessives de NOx et/ou des dommages importants à la chambre de combustion.

- **TFLMIN**

C'est la température de flamme moyenne admissible minimale, le fonctionnement de la turbine à gaz en dessous de cette valeur peut conduire à des éruptions de flamme

4.4 Mode de fonctionnement

Mode B ⟶ 30 premixers (start to IDLE) (tourner en ralenti)

Mode B + C/2 ⟶ 39 premixers (IDLE à 5%)

Mode B + C ⟶ 45 premixers 5 – 25 % charge

Mode A + C ⟶ 60 premixers 25 – 50 % charge

Mode A +B + C ⟶ 75 premixers 50 – 100 % charge

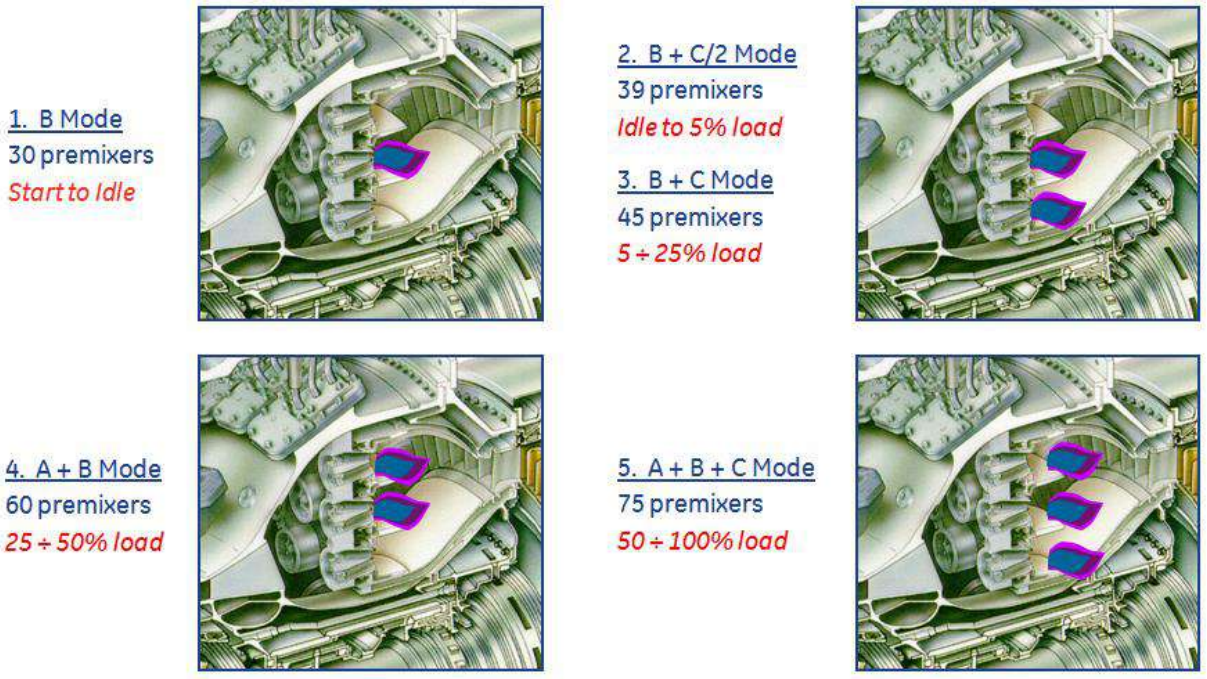


Figure .4.11.Mode de fonctionnement

- **Ring flame temperature (Température de l'anneau ou dômes)**

Les températures de flamme de l'anneau sont les températures des gaz chauds dans les dômes spécifiques. Les températures de flammes annulaires A et C sont calculées (non mesurées) à partir du :

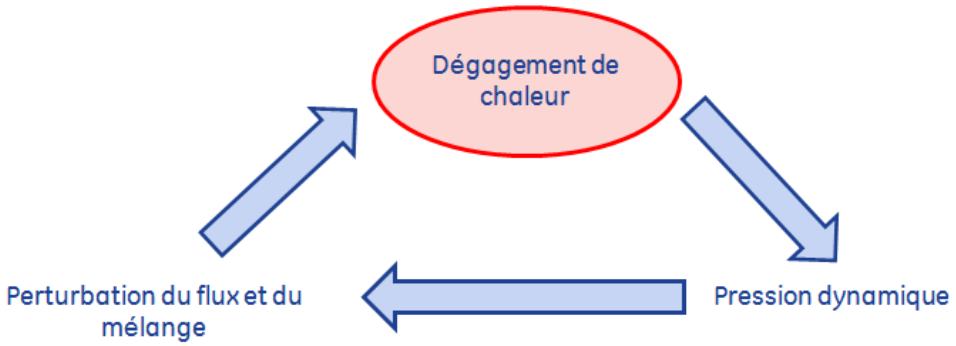
- Débit d'air dans le dôme individuel
- Débit de fuel délivré vers un dôme individuel
- T3
- Lower Heating Value (LHV) pouvoir calorifique inférieur.

Les températures de flamme dans les anneaux A et C sont contrôlées indépendamment pour éviter une haute pression (l'acoustique dans la chambre de combustion).

Tandis que la température de flamme en vrac (bulk) est controlée pour rester dans les limites inférieures et supérieures, les températures de flamme des anneaux A et C sont calculées en fonction de T3 et de la configuration de la chambre de combustion.

-Ayant fixé la température de flamme en vrac (bulk flame temp) des combinaisons illimitées de distribution de températures de flamme annulaire sont disponibles

4.5 Combustor Accoustics (Dynamique Pressure Floctuation)



Si la pression et la libération de chaleur ont une relation de phase favorable, une auto-amplification de l'oscillation se produit.

❖ **Acoustic Baffles (Déflecteurs acoustique)**

Accoustic baffles évacuent la pression dynamique à l'intérieur de la chambre de combustion, ces baffles (déflecteurs) ont une forme et une dimension différentes pour atténuer toutes les fréquences acoustiques.

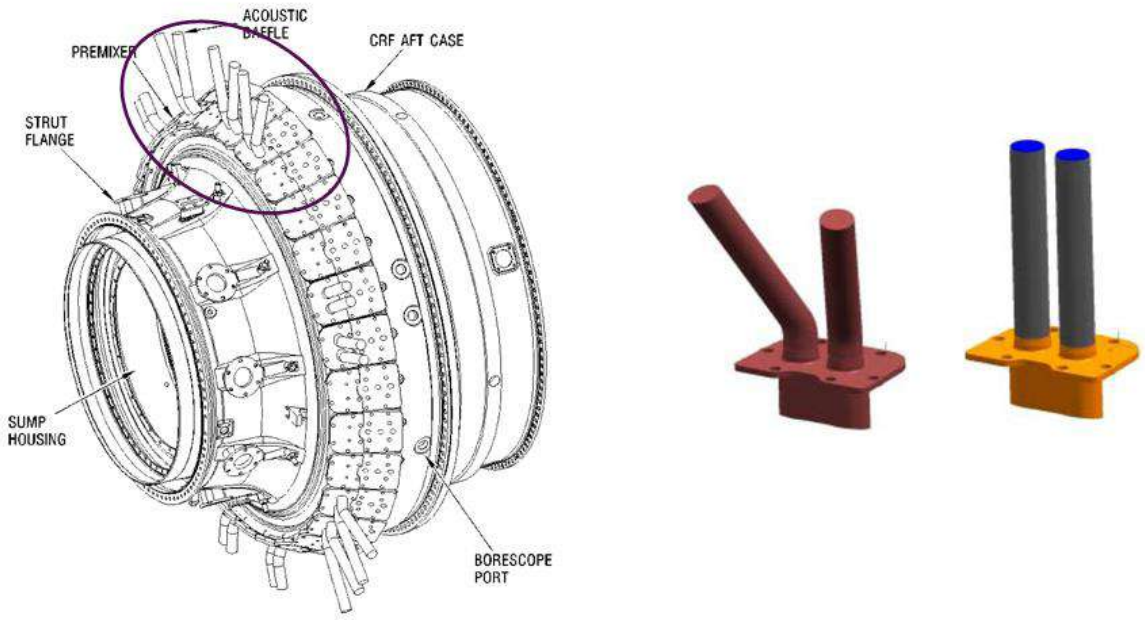


Figure .4.12 Déflecteurs acoustique

❖ **Accoustic and Blowout Avoidence (ABAL) System**

- **Système d'évitement acoustique et étouffement**

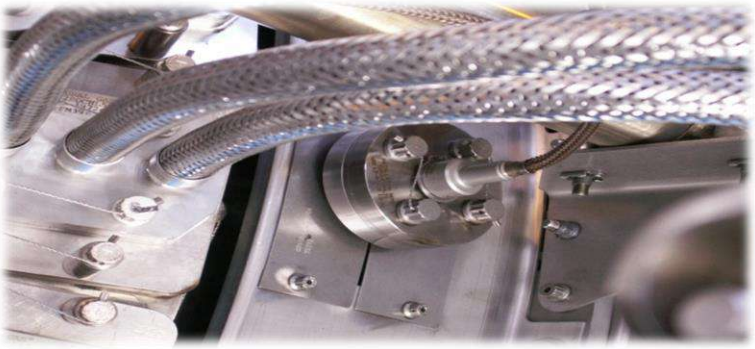
Le système ABAL est obligatoire car :

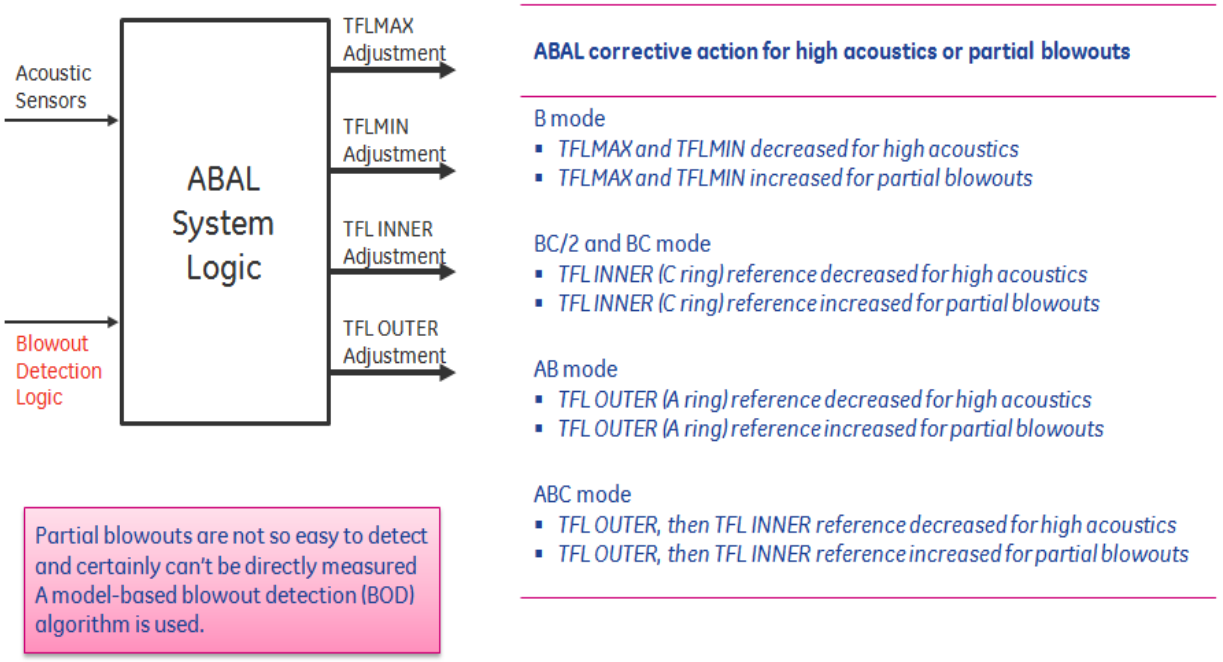
- La marge entre une éruption (Blowout : étouffement de flamme à cause d'un excès de fuel gaz) et un acoustique est souvent faible.
- Les limites acoustiques ou blowout dérivent avec le temps.
- Il n'est pas souhaitable de devoir constamment remapper les moteurs.

ABAL abaisse ou augmente automatiquement les températures de l'anneau A et C (ou température de flamme en mode B) lorsque l'acoustique de la chambre de combustion ou les éruptions partielles sont détectés.

ABAL peut également réduire l'acoustique élevé du bruleur ou les éruptions partielles qui sont connue lors de la transition vers un nouveau mode de combustion.

- Deux capteurs montés sur Rear Fram Compressor pour mesure l'acoustique de la chambre de combustion en tant que niveau dynamique en (pic à pic en Psi)





Les éruptions partielles (Partial Blowouts) ne sont pas faciles à détecter et ne peuvent certainement pas être mesurées directement, ils utilisent un algorithme de détection (BOD).

4.6 Description du circuit gaz combustible

4.6.1 Le réseau « Gaz combustible Haute Pression »

Ce réseau permet d'alimenter les turbines à gaz des compresseurs de gaz de charge. Le gaz combustible HP est collecté au refoulement des compresseurs à 96barg. Le gaz est détendu à travers trois vannes régulatrices de pression (45PV00008AA/AB/AC) de façon à avoir un gaz surchauffé à l'entrée des turbines (38.5barg). La température du gaz détendu est suffisante pour assurer la surchauffe demandée par le fournisseur des turbines

GE condition :Trosée fuel gaz + 28°C < Tfuel gaz < 130°C) à P = 38.5 barg

Après la détente, le gaz est dirigé vers le ballon HP 410-VD-45-01 pour collecter les liquides qui peuvent être présents en phase de démarrage. Ensuite, il est envoyé vers le filtre du gaz combustible 410-MB-45-01A/B qui permet la rétention de 99% des particules solides de taille supérieur à 3µm.

- Au démarrage de l'unité, le gaz combustible alimentant les réseaux HP et BP est soutiré au niveau du manifold d'entrée à une pression P = 30,5 barg. Le gaz ensuite est surchauffé à 80°C par le réchauffeur électrique 410-FE-48-01, puis il est envoyé vers le réseau HP (par la vanne 45PV00009) avant le ballon HP et vers le réseau BP (par la vanne 45PV00019B) en amont du ballon BP 410-VD-45-02.

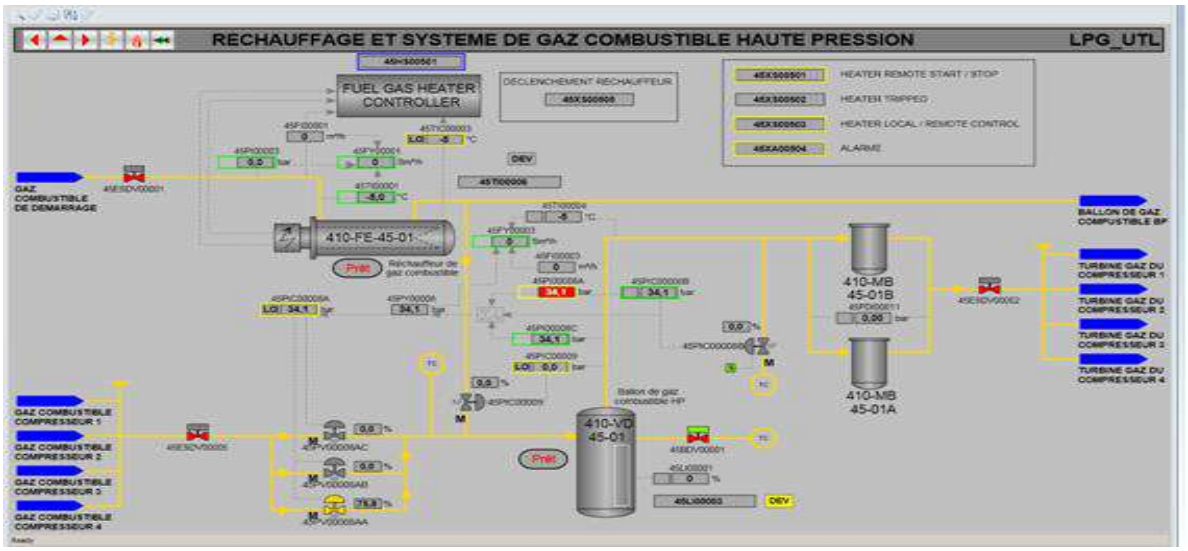


Figure 4.13. Circuit du gaz combustible

- Après avoir démarré le premier compresseur, il faut passer au réseau normal du gaz combustible quand le compresseur a un minimum de vitesse c'est-à-dire :

  Pression de refoulement = 62 barg minimum

  Température de refoulement = 95°C ou plus

  En augmentant l'ouverture du 45PIC00008A manuellement (et on doit faire attention au split range du 45PV00008AA/AB/AC 1% MV= 3% PV)

4.6.2 Le réseau « Gaz combustible Basse Pression

Ce réseau permet d'alimenter les fours d'huile chaude, les fours de gaz de régénération, les collecteurs et les sous collecteurs des torche en gaz de balayage, les pilotes des torches, les ballons de flashs des condensats et les bacs de condensat hors spec.

Le gaz combustible BP provient du manifold de gaz résiduel en aval de l'absorbeur. Il est donc sec et son point de rosée très bas (-75°C) assure l'absence de condensation dans le réseau basse pression. Le liquide éventuel présent dans le gaz de flash est séparé dans le ballon de gaz combustible basse pression 410-VD-45-02. Le liquide accumulé dans le ballon est drainé manuellement par l'opérateur. Le gaz alimente ensuite, sans traitement supplémentaire, les consommateurs de gaz combustible basse pression à une pression de 5.5 à 7 barg et une température de 27°C à 80°C respectivement en hiver et en été.

- **Configuration du Circuit DLE gaz combustible**

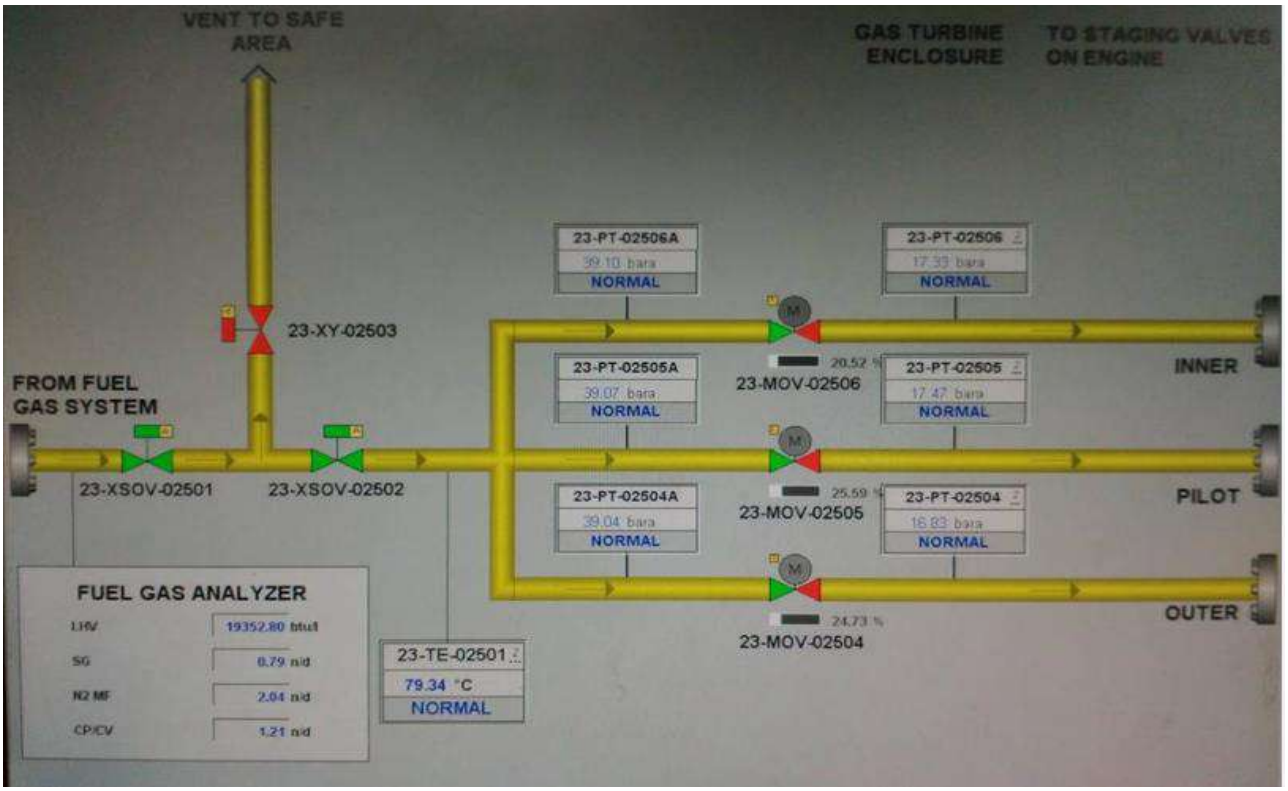


Figure 4.14. Schéma synoptique de circuit fuel gaz

Chapitre5 : Etude des performances et thermodynamique de la PGT25+DLE

Introduction

Les turbines à gaz sont des machines qui aspirent de l'air ambiant. Comme les conditions atmosphériques d'air peuvent changer, les performances de la turbine à gaz doivent être étudiées par rapport à une référence des « conditions atmosphériques ISO » et le type de fuel gaz utilisé pour les obtenir.

Pression ambiante : 101325 Pa = 14.7 Psia

Température ambiante : 15℃ = 59°F

Humidité relative : 60%

5.2 Le but de calcul

L'objectif de notre étude est la vérification du fonctionnement de la turbine PGT25+ avec de nouveaux paramètres (qualité du gaz combustible, pression et température d'entrée), et cela concerne spécialement :

- Le calcul de la puissance réelle délivrée dans les conditions du site par la combustion du fuel gaz actuel.
- Le calcul de la consommation calorifique (Heat rate).
- Le calcul du rendement thermique dans les conditions de marche spécifiées.

Ensuite :

- La détermination du débit du gaz résiduel nécessaire pour avoir les mêmes performances précédentes. Dont le but est de vérifier le comportement de la turbine au cours de son exploitation avec le nouveau gaz combustible qui est le gaz résiduel.

5.3 formules d'application pour le calcul des performances

La méthode est donnée par le constructeur :

- **Puissance délivrée dans les conditions du site**

$$(Pu)site = (Pu)iso.fT.fp.f\Delta Pin.f\Delta Pexh$$

- **consommation calorifique spécifique horaire (Heat rate)**

$$(HR)site = (HR)iso.fT.f\Delta Pin.f\Delta Pexh$$

- **Rendement thermique**

$$\eta = 3600/HR \qquad \text{Avec HR en KJ/KWh}$$

fP: facteur correctif Pression d'entrée du compresseur axial

fT: facteur correctif Température d'entrée du compresseur axial

$f\Delta Pin$: facteur correctif en fonction des pertes de charge à l'admission

$f\Delta exh$: facteur correctif en fonction des pertes de charge à l'échappement

Pour déterminer ces facteurs on utilise des abaques de performances données par le constructeur.

- **Les conditions atmosphériques ISO** :

Les turbines à gaz sont des machines qui aspirent de l'air ambiant. Comme les conditions atmosphériques d'air peuvent changer, les performances de la turbine à gaz doivent être étudiées par rapport à une référence des « conditions atmosphériques ISO » et le type de fuel gaz utilisé pour les obtenir.

Pression ambiante : 101325 Pa = 14.7 Psia
Température ambiante : 15℃ = 59°F
Humidité relative : 60%

- **Les performances de la PGT25+ dans les conditions ISO données par le constructeur**
  Puissance = 31.077 Mw

  Heat Rate = 9008 Kj/Kwh

  Température d'échappement = 501°C

  Débit d'échappement = 84 Kg/s

  Vitesse de rotation = 6100 RPM

  Rendement = 41,1

- **Les facteurs influant sur les performances**

- **Les facteurs externes**

-Température ambiante de l'air

Si la température d'entrée d'air augmente :

- la température de gaz d'échappement augmente
- donc la puissance usée et le rendement baissent, tandis que la consommation calorifique (heat rate) augmente.

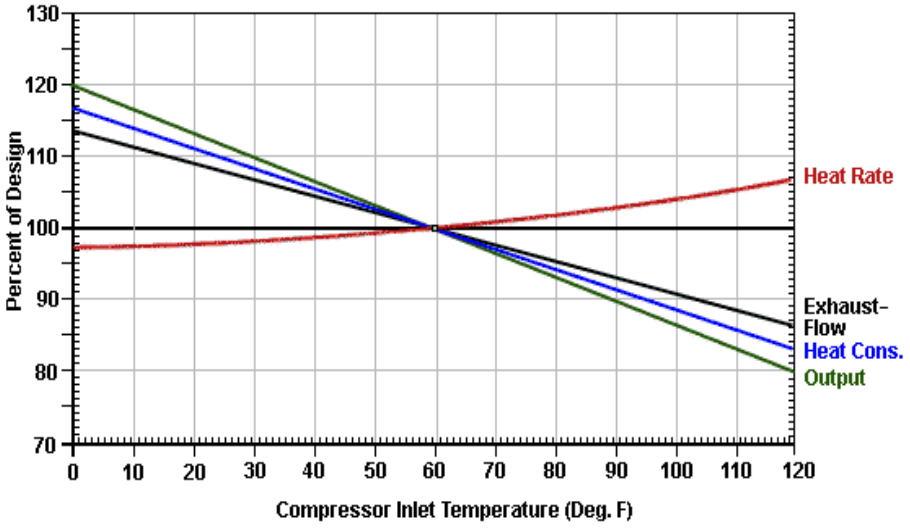


Figure 5.1: Variation des performances en fonction de la température d'entrée du compresseur

-Pression ambiante de l'air

- l'altitude du site affecte évidemment sur la pression de l'air entrant dans la turbine.
- Lorsque l'altitude augmente, la pression d'air diminue
- Le poids spécifique de l'air diminue et la puissance est réduite (voir les courbes)
- La consommation calorifique (Heat rate) reste approximativement le même

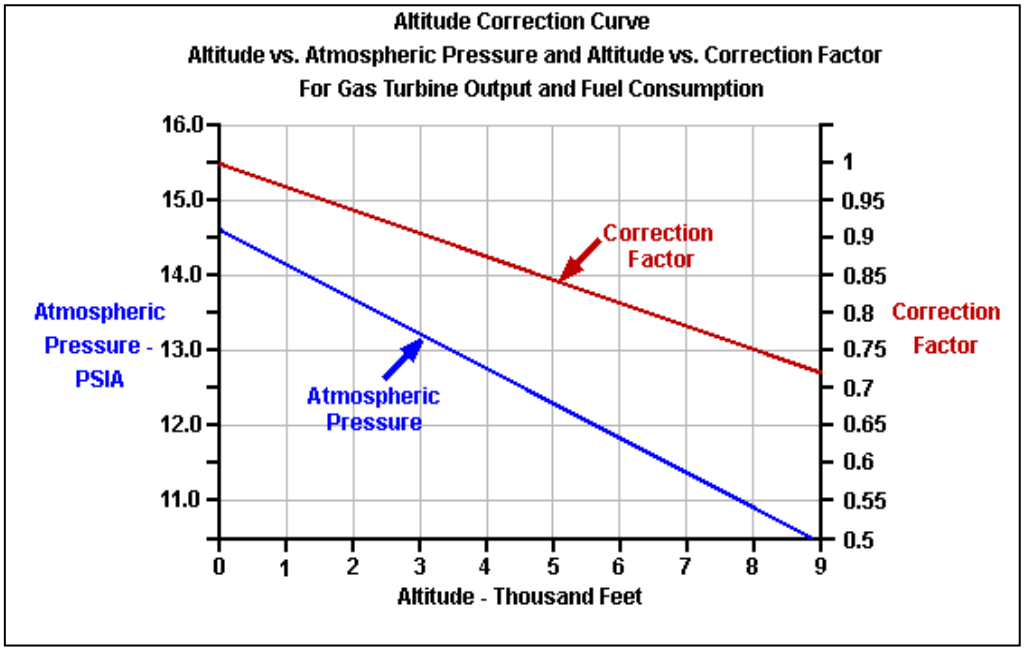


Figure5.2 : Facteurs correctifs de la variation de la pression en fonction de l'altitude

- **L'humidité**

Plusieurs effets sont reconnus :

- Une certaine quantité d'énergie est dépensée pour convertir l'humidité présente dans l'air en vapeur produisant une efficacité thermique.
- Même si l'air humide est moins dense que l'air sec (débit de l'air diminue), la présence des particules d'eau réduit la température de refoulement du compresseur axial, réduisant ainsi le travail spécifique de compression et augmente la puissance utile disponible sur la machine entrainée.

- Le dernier effet est accentué par le ratio pression établie dans les compresseurs axiaux des turbines aérodérivatives.

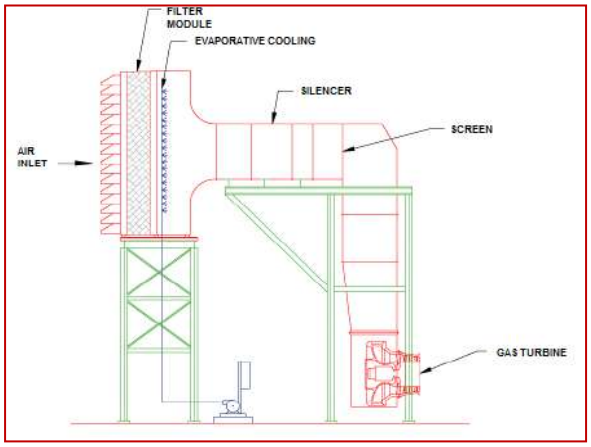
  Pour les raisons ci-dessus l'augmentation de l'humidité entraine à la fois une augmentation de la puissance de sortie et la consommation d'énergie est connue.

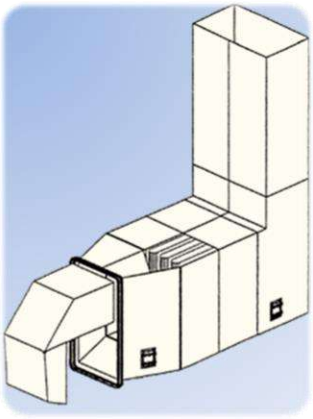
  NOTER que la variation de l'humidité ne modifie pas de manière significative les performances de la turbine à gaz.

❖ Les facteurs internes

D'autres facteurs peuvent affecter les performances de la turbine à gaz tel que:

- La chute de pression dans la section d'entrée.
- La contre pression dans la section d'échappement.
- La propreté du compresseur.

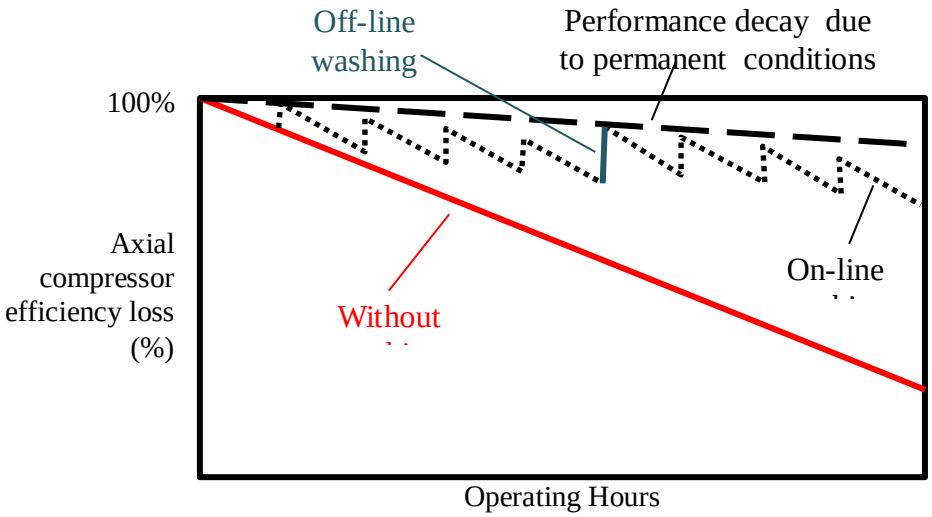




- **La propreté du compresseur Waching (water wach)**

L'encrassement du compresseur, l'humidité et l'accumulation des saletés sur ses surfaces sont les conséquences du fonctionnement de la turbine à gaz.

Les opérations du **Water Wach** ; on-line, off-line sont réalisées pour réduire la dégradation des performances du compresseur tout en nettoyant.



La baisse du rendement du compresseur axial avec le temps

Calcul des performances

Le but de calcul des performances est de vérifier le comportement de la turbine au cours de son exploitation afin d'en déceler les anomalies ou les déviations par rapport aux conditions d'origine afin de les apprécier d'une, et de les corriger d'autre part, cela concerne spécialement :

- Le calcul de la puissance réelle délivrée dans les conditions du site par la combustion du fuel gaz actuel.
- Le calcul de la consommation calorifique (Heat rate).
- Le calcul du rendement thermique dans les conditions de marche spécifiées

-Les performances de la PGT25+ dans les conditions ISO données par le constructeur

Puissance = 31.077 Mw

Heat Rate = 9008 Kj/Kwh

Température d'échappement = 501°C

Débit d'échappement = 84 Kg/s

Vitesse de rotation = 6100 RP

Température d'échappement : 501°C

Type du fuel : Std Gaz naturel

Pertes de charge à l'entrée : ΔPinlet = 100 mmH_2O

Pertes de charge à l'échappement : ΔPexhaust = 100 mmH_2O

- **Les formules d'application pour le calcul des performances :**
  La méthode est donnée par le constructeur :

La puissance délivrée dans les conditions du site :

$$(Pu)site = (Pu)iso.fT.fp.f\Delta Pin.f\Delta Pexh$$

La consommation calorifique dans les conditions du site :

$$(HR)site = (HR)iso.fT.f\Delta Pin.f\Delta Pexh$$

Le rendement thermique :

Il faut dépenser 3600 kJ pour obtenir 1 KWh

$$\eta = \frac{100.3600}{HR}$$

Le débit de fuel gaz consommé

$$Qfuel\ gaz\ consommé\ = \frac{(HR)site}{PCI} * Pu(site)$$

Le débit d'air d'échappement

$$QAir\ exh\ (site) = \ QAir\ exh\ (ISO).fexh\ .f\Delta Pin.f\Delta Pexh$$

5-4 Calculs numériques pour la turbine à gaz PGT25+DLE

5-4-1- Cas été :

Les facteurs correctifs sont déterminés à partir des abaques qui sont fournies par le constructeur

L'altitude = 166 m (condition du site)

D'après la figure ( ) : Facteurs correctifs de la variation de pression en fonction de l'altitude, on trouve

$$fp = 0{,}84$$

- **Le premier cas : T (site) = 35°C**

Tableau5.1 facteur correctif a T== 35°C

	Conditions Site	**Facteurs correctifs**	
Paramètres	Valeurs	Puissance	Heat Rae
Température ambiante (°C)	35	88%	103%
ΔPinlet	100	100%	100%
ΔPexhaust	100	100%	100%
Humidité relative	Négligeable	/	/
Altitude (m)	166	166	166

$$(Pu)site = (Pu)iso.fT.fp.f\Delta Pin.f\Delta Pexh$$

$$(Pu)site = 31{,}077\ .\ 0{,}88\ .0.84\ .\ 1{,}0\ .1{,}0 = 22.972\ \text{Mw}$$

$$(HR)site = (HR)iso.fT.f\Delta Pin.f\Delta Pexh$$

$(HR)site$ = 9008 . 1.03 .1,0 .1,0 = 9278.24 Kj/Kwh

$$\eta = \frac{100.3600}{HR} = \frac{100.3600}{9278.24} = 38.80\%$$

- **Le deuxième cas T (site) = 35.90°C**

Tableau5.2 facteur correctif a T== 35°.90C

	Conditions Site	Facteurs correctifs	
Paramètres	Valeurs	Puissance	Heat Rae
Température ambiante (°C)	35.90	87.5%	103.5%
ΔPinlet	100	100%	100%
ΔPexhaust	100	100%	100%
Humidité relative	Négligeable	/	/
Altitude (m)	166	166	166

$(Pu)site = (Pu)iso.fT.fp.f\Delta Pin.f\Delta Pexh$

$(Pu)site$ = 31,077 . 0,875 .0.84.1,0 .1,0 = 22.842Mw

$(HR)site = (HR)iso.fT.f\Delta Pin.f\Delta Pexh$

$(HR)site$ = 9008 . 1.035 .1,0 .1,0 = 9323.28 Kj/Kwh $\eta = \frac{100.3600}{HR} = \frac{100.3600}{9323.28} = 38.61\%$

- **Le troisième cas T (site) = 45°C**

Tableau5.3 facteur correctif a T== 45°C

	Conditions Site	Facteurs correctifs	
Paramètres	Valeurs	Puissance	Heat Rae
Température ambiante (°C)	45	82%	107%
ΔPinlet	100	100%	100%
ΔPexhaust	100	100%	100%
Humidité relative	Négligeable	/	/
Altitude (m)	166	166	166

$$(Pu)site = (Pu)iso.fT.fp.f\Delta Pin.f\Delta Pexh$$

$$(Pu)site = 31{,}077 .\ 0{,}82 .0.84 .1{,}0 .1{,}0 = 21.406 \text{ MW}$$

$$(HR)site = (HR)iso.fT.f\Delta Pin.f\Delta Pexh$$

$$(HR)site = 9008 .\ 1.07 .1{,}0 .1{,}0 = 9638.560 \text{Kj/Kwh}$$

$$\eta = \frac{100.3600}{HR} = \frac{100.3600}{9638.560} = 37.35\%$$

- **Le quatrième cas T (site) = 48.9°C**

Tableau5.4 facteur correctif a T== 48.9°C

	Conditions Site	Facteurs correctifs	
Paramètres	Valeurs	Puissance	Heat Rae
Température ambiante (°C)	48.9	80%	108%
ΔPinlet	100	100%	100%
ΔPexhaust	100	100%	100%
Humidité relative	Négligeable	/	/
Altitude (m)	166	166	166

$$(Pu)site = (Pu)iso.fT.fp.f\Delta Pin.f\Delta Pexh$$

$$(Pu)site = 31{,}077 .\ 0{,}80 .0.84 .1{,}0 .1{,}0 = 20.883\text{MW}$$

$$(HR)site = (HR)iso.fT.f\Delta Pin.f\Delta Pexh$$

$$(HR)site = 9008 .\ 1.07 .1{,}0 .1{,}0 = 9728.640\ \text{Kj/Kwh}$$

$$\eta = \frac{100.3600}{HR} = \frac{100.3600}{9728.640} = 37\%$$

- **Le cinquième cas T (site) = 55°C**

Tableau5.5 facteur correctif a T== 55°C

	Conditions Site	**Facteurs correctifs**	
Paramètres	Valeurs	Puissance	Heat Rae
Température ambiante (°C)	55	68%	119%
ΔPinlet	100	100%	100%
ΔPexhaust	100	100%	100%
Humidité relative	Négligeable	/	/
Altitude (m)	166	166	166

$$(Pu)site = (Pu)iso.fT.fp.f\Delta Pin.f\Delta Pexh$$

$(Pu)site = 31{,}077 .\ 0{,}68 .0{,}84 .1{,}0 .1{,}0 = 17.751\text{MW}$

$$(HR)site = (HR)iso.fT.f\Delta Pin.f\Delta Pexh$$

$(HR)site = 9008 .\ 1{,}19 .1{,}0 .1{,}0 = 10802$ Kj/Kwh

$\eta = \frac{100.3600}{HR} = \frac{100.3600}{108022} = 33.32\%$

5-4-2- Cas Hiver

Les facteurs correctifs sont déterminés à partir des abaques qui sont fournies par le constructeur

L'altitude = 166 m (condition du site)

D'après la figure ( ) : Facteurs correctifs de la variation de pression en fonction de l'altitude, on trouve

$$fp = 0{,}84$$

- **Le premier cas T (site) = -5 °C**

Tableau5.6 facteur correctif a T== -5°C

	Conditions Site	Facteurs correctifs	
Paramètres	Valeurs	Puissance	Heat Rae
Température ambiante (°C)	-5	115%	98%
ΔPinlet	100	100%	100%
ΔPexhaust	100	100%	100%
Humidité relative	Négligeable	/	/
Altitude (m)	166	166	166

$$(Pu)site = (Pu)iso.fT.fp.f\Delta Pin.f\Delta Pexh$$

$$(Pu)site = 31{,}077\ .\ 1{,}15.0.84\ .1{,}0\ .1{,}0 = 30.020\ \text{Mw}$$

$$(HR)site = (HR)iso.fT.f\Delta Pin.f\Delta Pexh$$

$$(HR)site = 9008\ .\ 0.98\ .1{,}0\ .1{,}0 = = 8827.84\ \text{Kj/Kwh}$$

$$\eta = \frac{100.3600}{HR} = \frac{100.3600}{8827.84} = 40.78\%$$

- **Le deuxième cas T (site) = 9 °C**

Tableau5.7 facteur correctif a T== 9°C

	Conditions Site	Facteurs correctifs	
Paramètres	Valeurs	Puissance	Heat Rae
Température ambiante (°C)	9	105%	99.5%
ΔPinlet	100	100%	100%
ΔPexhaust	100	100%	100%
Humidité relative	Négligeable	/	/
Altitude (m)	166	166	166

$$(Pu)site = (Pu)iso.fT.fp.f\Delta Pin.f\Delta Pexh$$

$$(Pu)site = 31{,}077 \;.\; 1{,}05.0.84 \;.\; 1{,}0 \;.1{,}0 = 27.409 \text{ Mw}$$

$$(HR)site = (HR)iso.fT.f\Delta Pin.f\Delta Pexh$$

$$(HR)site = 9008 \;.\; 0.995.1{,}0 \;.1{,}0 = \; = \; 8962.96 \text{Kj/Kwh}$$

$$\eta = \frac{100.3600}{HR} = \frac{100.3600}{8962.96} = 40.16\%$$

- **Le troisième cas T(site) = 20 °C**

Tableau5.8 facteur correctif a T== 20°C

	Conditions Site	Facteurs correctifs	
Paramètres	Valeurs	Puissance	Heat Rae
Température ambiante (°C)	20	98%	101%
ΔPinlet	100	100%	100%
ΔPexhaust	100	100%	100%
Humidité relative	Négligeable	/	/
Altitude (m)	166	166	166

$(Pu)site = (Pu)iso.fT.fp.f\Delta Pin.f\Delta Pexh$

$(Pu)site = 31{,}077 .\ 0.98.0.84 .1{,}0 .1{,}0 = 25.583$ Mw

$(HR)site = (HR)iso.fT.f\Delta Pin.f\Delta Pexh$

$(HR)site = 9008 .\ 0.1{,}01.1{,}0 .1{,}0 = = 9098.08$ Kj/Kwh

$$\eta = \frac{100.3600}{HR} = \frac{100.3600}{9098.08} = 39.57\%$$

✓ **Tableau récapitulatif de calcul des performances dans les conditions du site**

D'après ce tableau, nous remarquons que lorsque la température d'entrée d'air augmente la puissance usée et le rendement baisse, tandis que le heat rate augment

Tableau5.9 récapitulatif de calcul des performances dans les conditions du site

Température (°C)	Puissance (site)(Mw)	Heat rate (KJ/Kwh)	Rendement%
-5	30.020	8827.84	40.78
9	27.409	8962.96	40.16
20	25.583	9098.08	39.57
35	22.972	9278.24	38.80
35.90	22.842	9323.28	38.61
45	21.406	9638.56	37.35
48.9	20.883	9728.640	37
55	17.751	10802	33.32

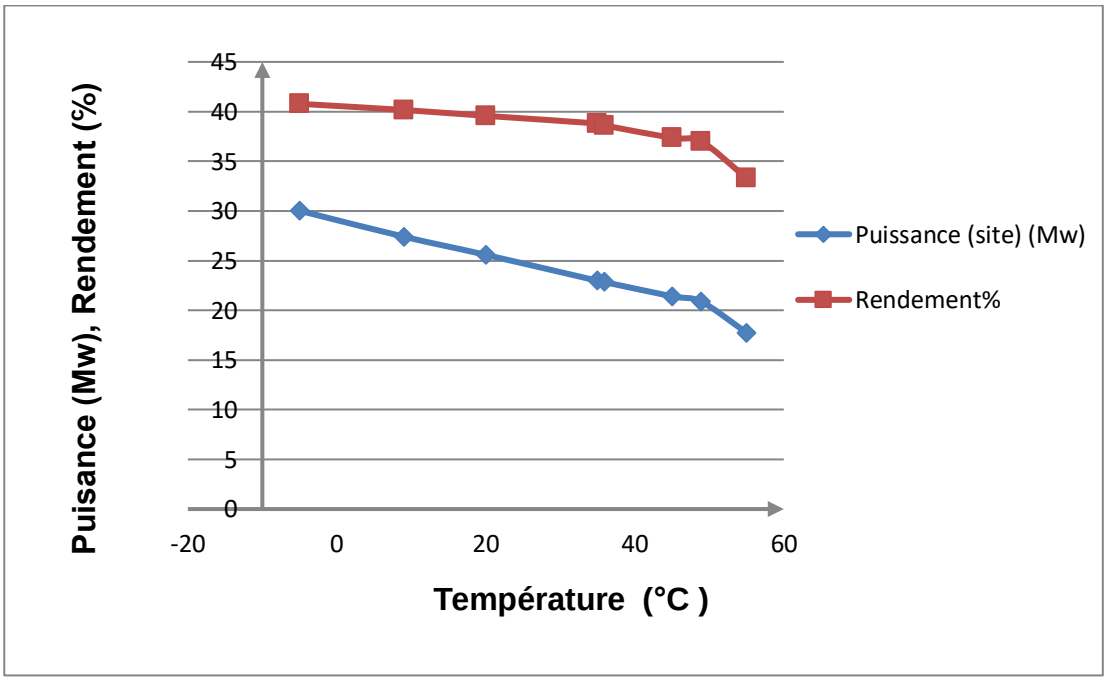


Figure 5.3 Variation de la puissance et du rendement en fonction de la température d'entrée d'air

5-5-Calcul de la combustion

Ce calcul sera utile, du fait qu'il permet de savoir la composition du gaz, ainsi que ces caractéristiques thermodynamiques et son point de rosé, ces derniers sont les principaux facteurs qui nous permettent de prévoir les conditions convenables au bon fonctionnement.

5-5-1Calcul du Pouvoir Calorifique Inferieur du gaz combustible

- ✓ **Calcul du Pouvoir Calorifique Inferieur du gaz combustible cas design (riche été 2010)**

Tableau5.10 Composition du gaz combustible cas design

Constituants	Xi (Fraction molaire)	PCI (KJ/nm3)
C1	0,6624	35904
C_2	0.1744	64404
C_3	0.0785	93146
iC4	0.0071	123356
nC4	0.0205	123910
iC5	0.0038	159045
nC5	0.0050	159045
C6	0.0022	194445
C7	0.0006	242007
N_2	0.0251	/
CO_2	0.0177	/
H_2O	0.0042	/
Poids moléculaire	23.35	
Densité	0.8042	

PCI (fuel gaz design) = 45138 KJ/Kg

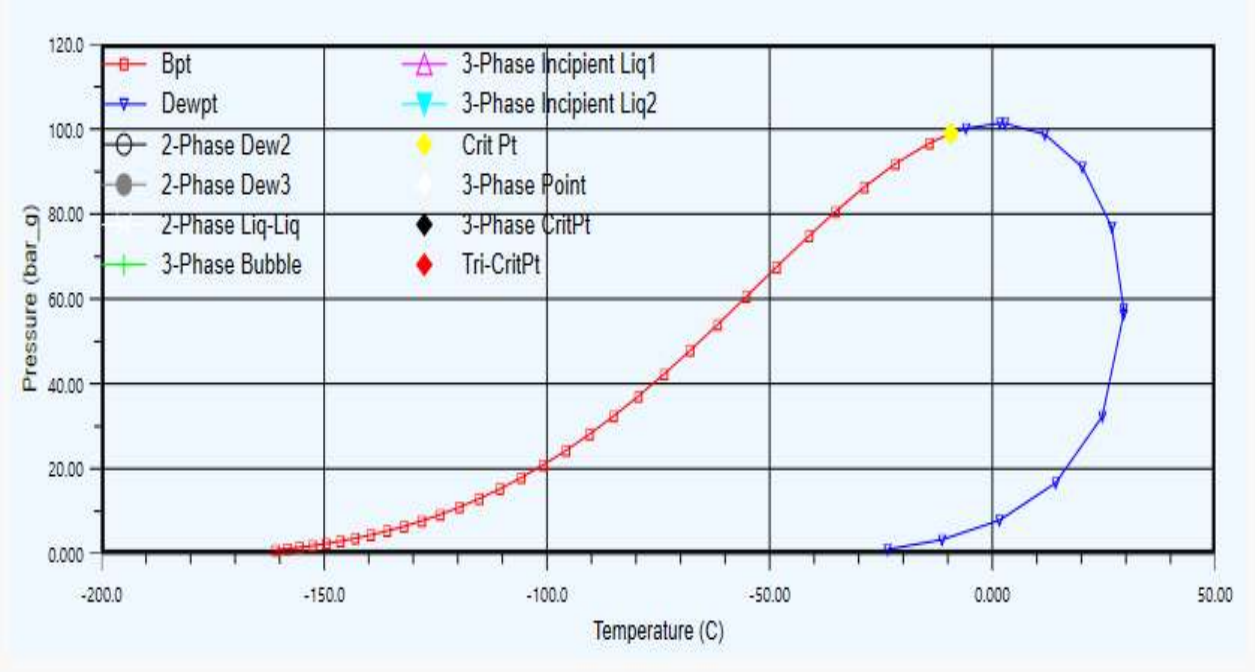


Figure 5.4 Enveloppe de phase du gaz combustible cas design

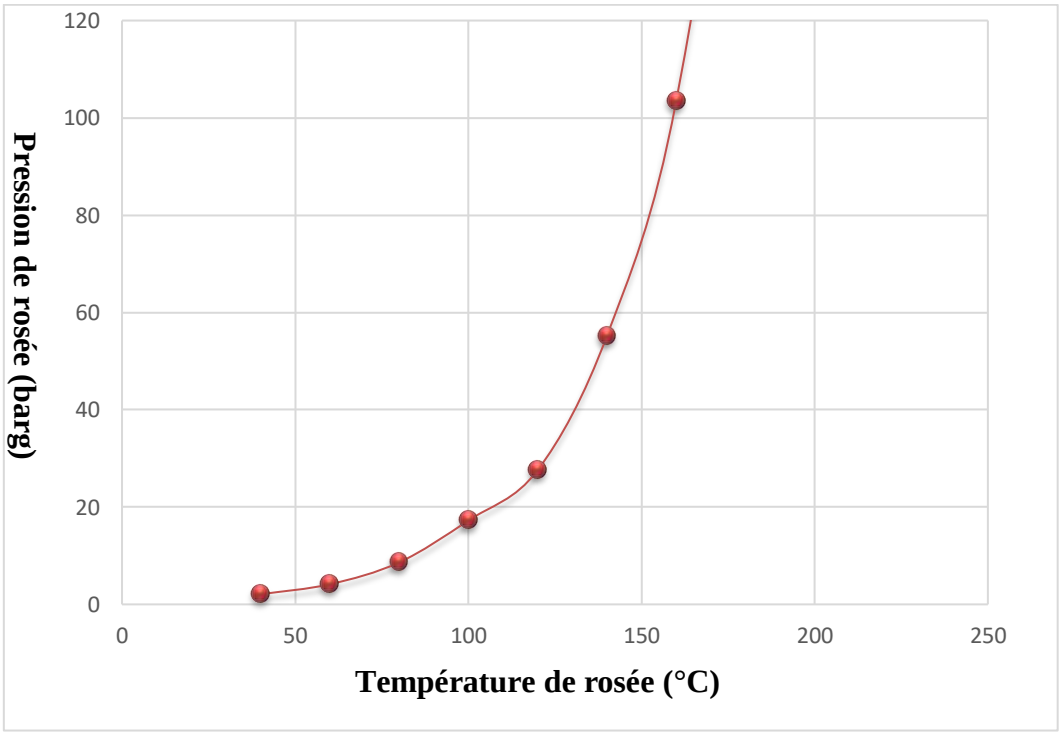


Figure 5.5 Courbe de rosée eau du gaz combustible cas design

✓ **Calcul du Pouvoir Calorifique Inferieur du fuel gaz actuel** (07/2019)

Tableau5.11 Composition du gaz combustible actuel

Constituants	Xi (Fraction molaire)	PCI (KJ/nm3)
C1	0.6564	35904
C_2	0.1876	64404
C_3	0.0638	93146
iC4	0.0064	123356
nC4	0.0216	123910
iC5	0.0046	159045
nC5	0.0070	159045
$C6^+$	0.0077	194445
N_2	0.0261	/
CO_2	0.0205	/

- **Détermination de la teneur en eau du gaz combustible actuel :**

Comme le gaz combustible actuel provient du gaz charge donc il est saturé en humidité (parce qu'il n'a pas subit une déshydratation), on peut déterminer sa teneur en eau par l'utilisation de l'abaque de Mc KETTA ou bien la corrélation de BUCKACEK suivante :

$$W = \frac{A(T)}{P} + B$$

Avec

W : Teneur en eau du gaz saturée en humidité à P et T en lb/MMcf

P : Pression en Psia

A et B : Coefficients de BUKACEK qui dépend de la température en °F, ces coefficients sont donnés dans le tableu (Annexe B).

W = 199.726 lb/MMcf

Avec 1 lb/MMcft = 21.056 ppmv

Donc W = 4206.035 ppmv = 4206.035/10000 ppm = 0.421(en pourcentage molaire)

Donc la fraction molaire d'eau dans le gaz combustible actuelle égale à **0.00421**

En introduisant la teneur en eau dans la composition du gaz combustible actuel, on obtient le tableau suivant :

Tableau5.12 Composition du gaz combustible actuel avec sa teneur en eau

Constituants	Xi (Fraction molaire)	PCI (KJ/nm3)
C1	0.6537	35904
C_2	0.1868	64404
C_3	0.0635	93146
iC4	0.0063	123356
nC4	0.0215	123910
iC5	0.0045	159045
nC5	0.0069	159045
$C6^+$	0.0077	194445
N_2	0.0259	/
CO_2	0.0187	/
H_2O	0.0042	/
Poids moléculaire	23.67	
Densité	0.8175	

$PCI = \sum x_i * PCI_i$ = 48158.487 KJ/nm^3

$\rho fuel\ gaz = d * \rho$air

Avec ρair (1atm, 0°C)= Mair*P/R*T =29*1/0.08314*273.15=1,271 Kg/m^3

Donc $\rho fuelgaz = 1.02695\ Kg/nm3$

PCI (fuel gaz actuel) = 46894.676 Kj/Kg

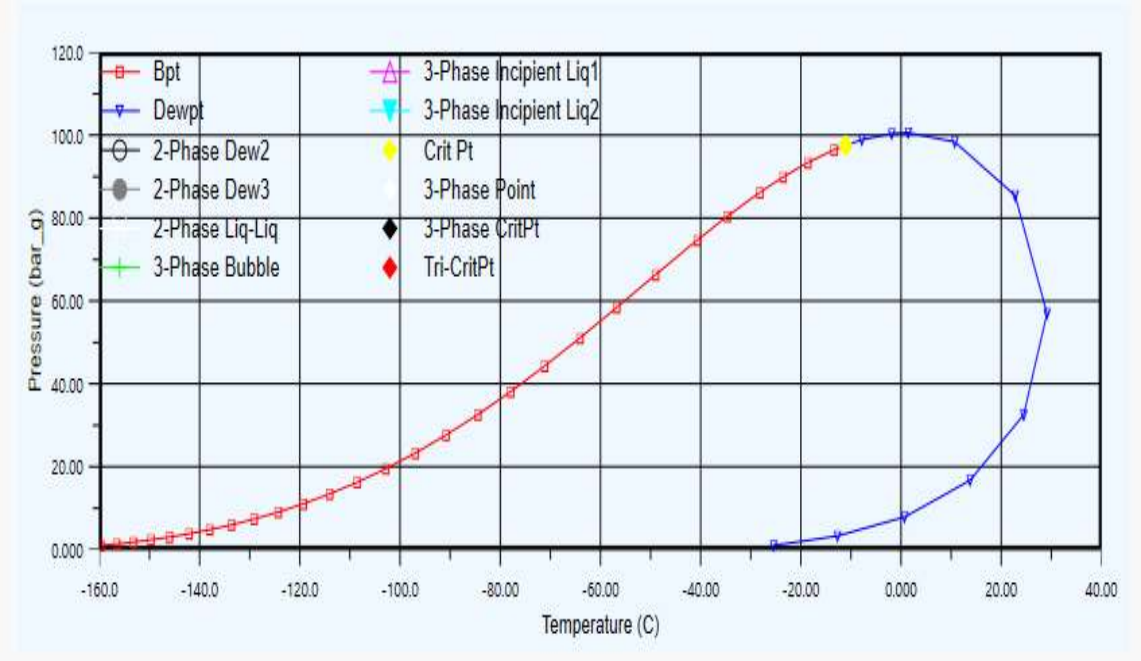


Figure 5.6 Enveloppe de phase du gaz combustible actuel

- **Courbe de rosée eau du gaz combustible**

L'objectif de la détermination de la teneur en eau d'un gaz est de déterminer les conditions dans lesquelles la vapeur d'eau contenue dans le gaz va se condenser.

Le tableau suivant montre les points de rosée eau avec la teneur en eau obtenue

w = 199.726 lb/MMScft

D'après les abaques de McKETTA

Teneur en eau	199.726 lb/MMscft								
Température de rosée (°F)	40	60	80	100	120	140	160	180	200
Pression de rosée (Psia)	30	60	125	250	400	800	1500	3000	6000

Tableau5.13 teneur en eau du gaz combustible actuel

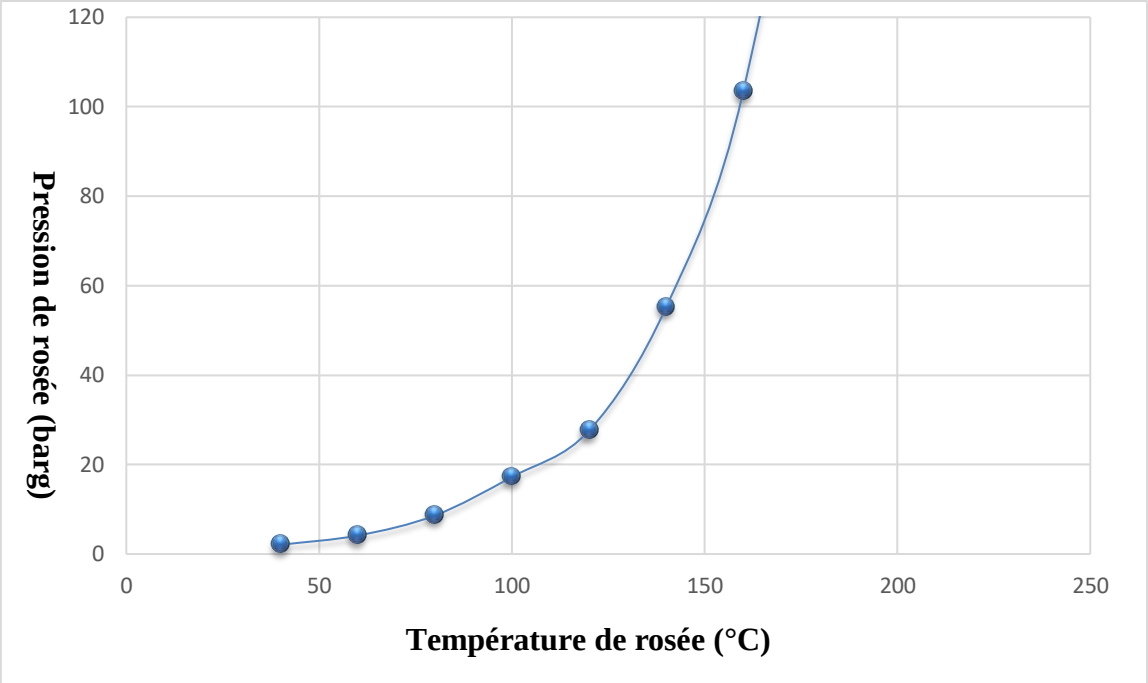


Figure 5.7 Courbe de rosée eau du gaz combustible actuel

✓ **Calcul du Pouvoir Calorifique Inferieur du gaz résiduel (08/2019)**

Le gaz qu'on veut l'utiliser pour alimenter les turbines est le gaz résiduel dont la composition est la suivante : (on a choisi une composition de gaz résiduel qui a un minimum de PCI)

Tableau5.14 Composition du gaz résiduel

Constituants	Xi (Fraction molaire)	PCI (KJ/Kmol)
C1	0.7367	802000
C_2	0.2096	1374281.4
C_3	0.0045	2028370
N_2	2.92	/
CO_2	2.00	/
Poids moléculaire	20.02	
Densité	0.6913	

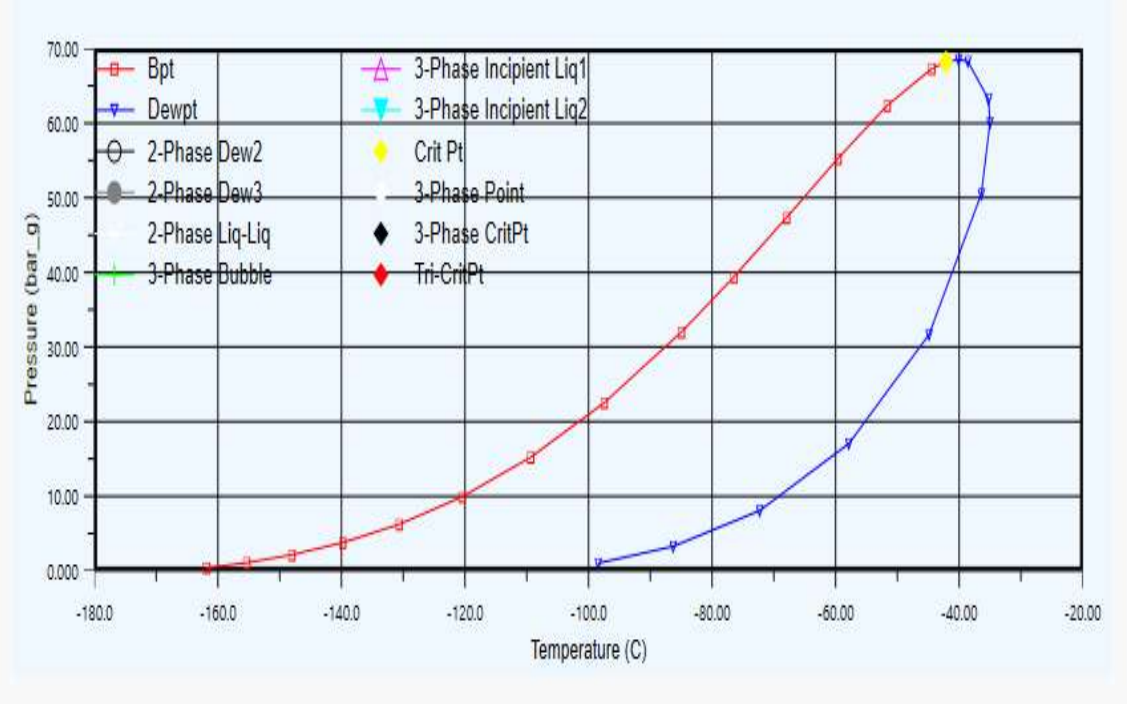


Figure 5.8 Enveloppe de phase du gaz résiduel

Pouvoir calorifique du gaz résiduel

PCI = 888010.456 KJ/Kmol

On divise sur la masse molaire, on trouve

PCI (gaz résiduel) = 44356.166 KJ/Kg

❖ **Comparaison entre les températures de rosée des trois gaz**

On constate que la composition du gaz combustible dans le cas design est différente de celle actuel qui est plus lourd dont la teneur en C_6^+ est de 0.0028 dans le cas design et de 0.0077 ce qui provoque un risque de condensation du gaz combustible après la détente des une condensation metering valves.

Donc la condition de température demandée par le constructeur des turbines pour assurer un gaz surchauffé à l'entrée des turbines : $T_{fuel\ gaz} > T_{rosée} + 28°C$ n'est pas suffisante dans notre cas pour éviter la condensation du gaz combustible, ce qui a été remarqué réellement dans les prises d'impulsion des transmetteurs de pression (GP sensor).

Par contre le gaz résiduel est un gaz sec et son point de rosée est très bas, donc on est sûr qu'il n'y aura aucune condensation dans le circuit aves les paramètres de fonctionnement

Tableau 5.15 Tableau comparatif entre les T rosées des trois gaz

	Gaz de Charge				Gaz Résiduel	
	Design		Actuel			
P (barg)	38.5	17	38.5	17	30	17
$T_{rosée}$ (°C)	-53.82	-53.82	88.42	70.52	- 46.02	-57.93
Teneur en C_6^+	0.0022		0.0077		0.0000	
Teneur en C_7	0.0006		0.0000		0.0000	
H_2O %	0.0042		0.00421		0.0000	
PCI (KJ/Kg)	45138		46894.676		44356,166	

5.5.2Calcul du débit d'air stœchiométrique

Pour qu'une combustion ait lieu, le combustible et le comburant doivent être à des proportions bien définies. Pour les combustibles gazeux ou liquides, le dosage de l'air et du combustible est une opération très importante.

Dans le cas d'un mélange stœchiométrique composé d'air sec et d'hydrocarbure CmHn on peut écrire :

$$CmHn + (m+n)/2[O_2+79/21N_2] \longrightarrow mCO_2 + n/2\ H_2O + 79/21(m+n)\ N_2 + \Delta Q$$

Donc la combustion du gaz résiduel nous donne :

$$CH_4 + 2O_2 \longrightarrow CO_2 + 2\ H_2O \quad \text{(vapeur)}$$

$$C_2H6 + 7/2\ O_2 \longrightarrow 2\ CO_2 + 3\ H_2O \text{ (vapeur)}$$

$$C_3H8 + 5O_2 \longrightarrow 3\ CO_2 + 4\ H_2O \text{ (vapeur)}$$

Pour bruler 1Kmol de combustible, la quantité nécessaire est :

$$nO2 = 2.xCH4 + \frac{7}{2}.xC2H6 + 5\ xC3H8 = 2.229 \text{ Kmol } O_2\text{/Kmol combustible}$$

- **La quantité d'air stœchiométrique**

$n(air) = nO2/0.21$ = 10.614 Kmol d'air/Kmol combustible

- **Calcul du débit d'air stœchiométrique**

Q*Air = n (air). M (air). Qmolaire du gaz combustible

La masse molaire d'air :

$Mair = 0.79\ (N2) + 0.21M(O2)$ =28.851 Kg/mol

- **Consommation du combustible**

- **Pour le calcul nous avons pris le cas le plus sévère à T = 55°C**

D'après le calcul précédent des performances à T= 55°C on a trouvé :

La puissance délivrée :

Pu = 17751 Kw

La consommation calorifique spécifique horaire :

HR = 10802 KJ/Kwh

Donc la consommation calorifique horaire:

CChs = HR . Pu = 191,746 . 10^6 KJ/h

Alors la consommation du combustible :

Q_{comb} = CChs/PCI = **4322.871 Kg/h**

- **Calcul du débit molaire du gaz combustible**

$Q_{mol} = Q_{comb}/M$ = 4322.871/20.02 = 215.928 Kmol/h

- **Calcul du débit d'air stœchiométrique**

Q*Air = n(air) . M(air). Qmolaire du gaz combustible

Q*Air = 10.614 . 28.851 . 215.928 = **66120.045 Kg/h** = 66,120 T/h

Nous avons trouvé d'après le calcul de performance que le débit d'air traverse le compresseur axial est

$QAir\ exh\ (site) = QAir\ exh\ (ISO).fexh\ .f\Delta Pin.f\Delta Pexh$

QAir exh (site) = 84 . 0.85 = 72,24 Kg/s = 260064 Kg/h = 260.064 T/h

Donc le débit d'air qui traverse le compresseur axial est:

QAir = 326184.045 kg/h = 326,184 T/h = 90.607 Kg/s

5-6 Détermination du débit du gaz combustible actuel et du gaz résiduel nécessaire pour la combustion

D'après l'étude des performances on a trouvé :

$$Qfuel\ gaz = \frac{HR}{PCI} * Pu$$

Tableau 5.16 Comparaison du débit de gaz combustible actuel et le gaz résiduel

Temperature (°C)	Pu (site) (Kw)	HR (KJ/Kwh)	PCI (fuel gaz actuel)	Q fuel gaz(Kg/h)	PCI (gaz résiduel)	Q gaz résiduel (Kg/h)
35	22972	9278.24	46894.676	4545.07	44356.166	4805.188
35.90	22842	9323.28		4541.290		4801.189
45	21406	9638.56		4399.711		4651.507
48.9	20883	9728.640		4332.329		4580.269
55	17751	10802		4088.871		4322.878

5-7 Calcul de l'indice de WOBBE

$$WI = \frac{PCI}{\sqrt{d/air}}$$

	Gaz combustible design	Gaz combustible actuel	Gaz résiduel
PCI (KJ/Kg)	**45138**	**46894.676**	**4456.166**
Densité	**0.8042**	**0.8175**	**0.6913**
WI (KJ/Kg)	**50333.865**	**51864.882**	**53398.548**

Tableau 5.17 tableau comparatif des indices de WOBBE des trois gaz

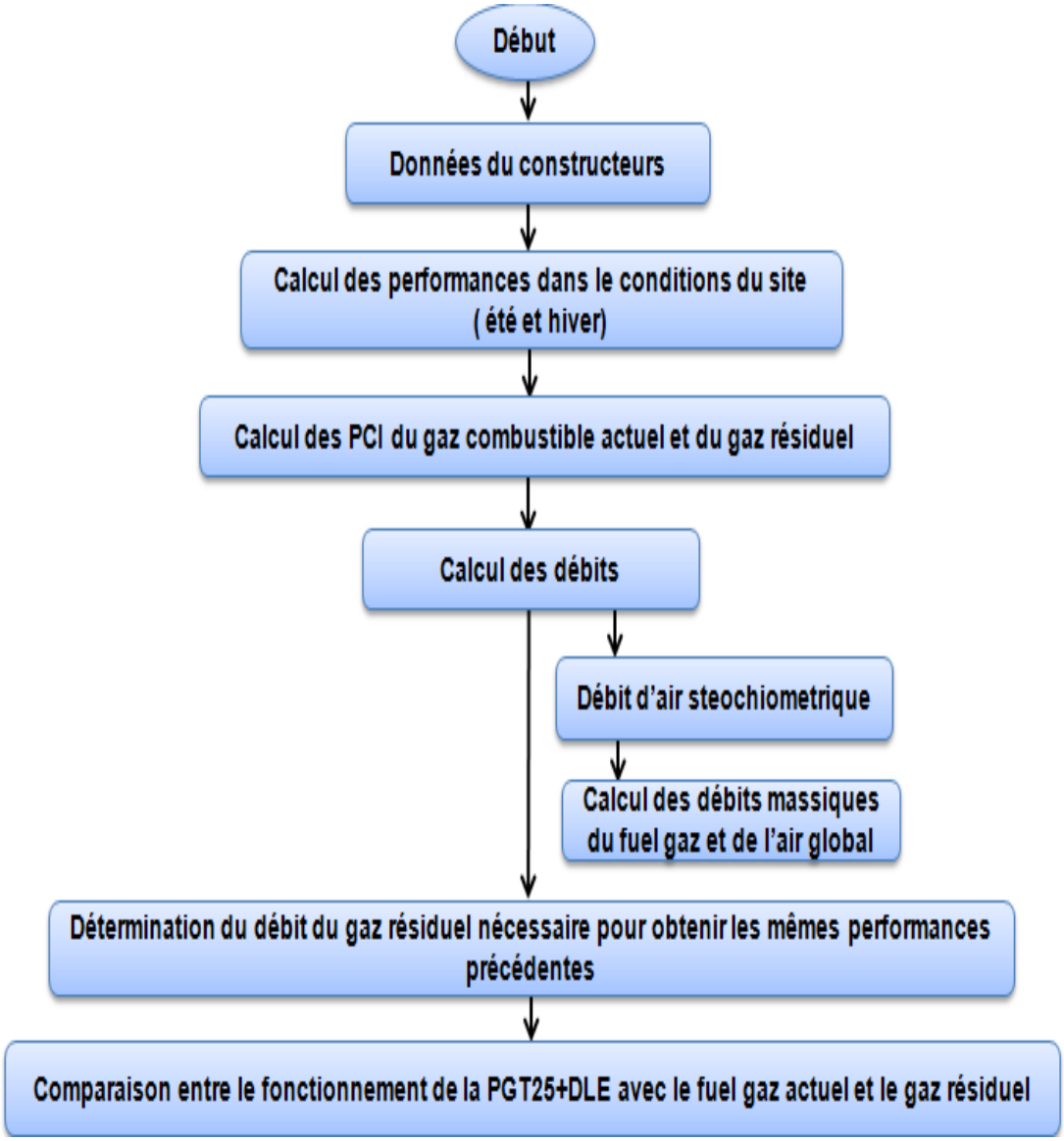
Calcul des rapports des indices de WOBBE pour les trois gaz

$$WI_{actuel}/WI_{design} = 1.02$$

$$WI_{résiduel}/WI_{design} = 1.03$$

Donc on peut utiliser le gaz résiduel comme gaz combustible dans la chambre de combustion sans changer la géométrie des injecteurs. (livre traitement de gaz IFP Training).

5-8 Organigramme de calcul

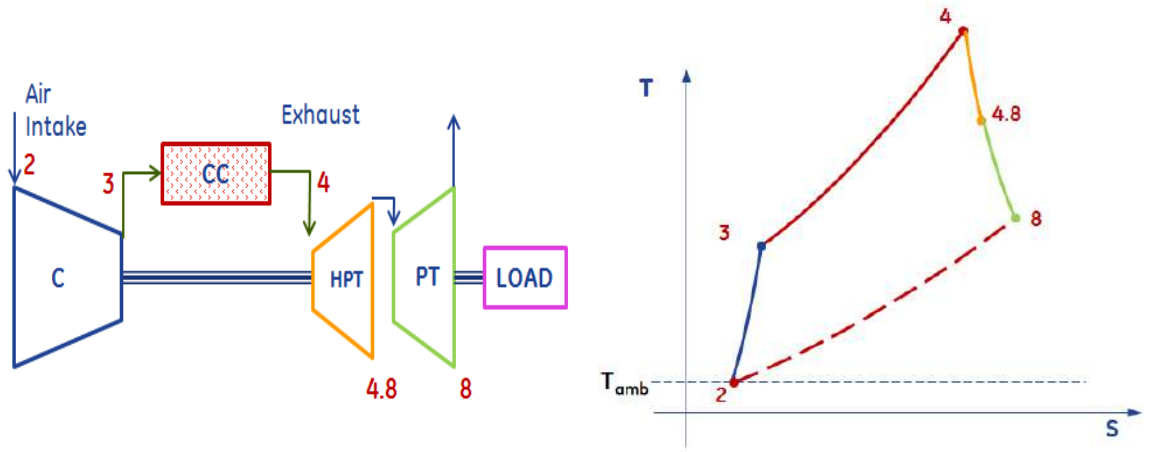


5-9 Présentation du cycle thermodynamique de la PGT25+DLE

En général, les turbines sont fabriquées par les constructeurs, pour travailler dans des conditions standards, mais en réalité celles-ci travaillent dans des régions avec des conditions climatiques différentes.

Cette présentation thermodynamique montre tous les paramètres de la turbine PGT25+DLE représentée à la Figure :

Le cycle de la turbine dans les coordonnées T, S est représenté à la figure suivante



Le cycle de la turbine PGT25+DLE dans les coordonnées T, S est représenté par un cycle de Brayton simple réel à deux arbres

Les points particuliers du cycle de l'installation

Numéro du point	Désignation
2	Entrée du compresseur axial
3	Sortie du compresseur axial
4	Sortie de la chambre de combustion
4.8	Sortie de la turbine HPT
8	Sortie de la turbine PT

❖ **Données du site**

Température ambiante : T_{amb} = 55°C

Pression atmosphérique : P_{atm} = 0.95 bara

Pression de refoulement du compresseur axial : P_3 =15.50bara

Pouvoir calorifique du gaz résiduel : P_{ci} =4456.166 kj/kg

Les pressions	Les températures
P_2 = 0,980 bar	T_2 = 55°C
P_3 = 15,50 bars	T_3 = 457.5°C
P_4 = 15,50 bars	T_4 = Tflamme = 1430°C
$P_{4.8}$ = 2,277 bars	$T_{4.8}$ = 773.6 °C
P_8 = 1,049 bar	T_8 = 541°C

❖ **Les résultats de calcul d'après les données réelles (sur site)**

Tableau5.18 Les résultats de calcul d'après les données réelles

Résultats obtenues
Puissance = 17751 Kw
Consommation calorifique horaire = 10802 KJ/Kwh
Le rendement = 33.32
Débit du gaz résiduel nécessaire = 4322.873Kg/h
Débit d'air = 66120.045 Kg/h

5-10 Comparaison entre les performances de la PGT25+DLE avec le gaz combustible et le gaz résiduel

Données/Résultats	Donnés constructeur	Résultat obtenus avec le gaz résiduel
Puissance (Kw)	17837	17751
Heat rate (KJ/Kwh)	10526	10802
Rendement (%)	34.20	33,32
Pouvoir calorifique inférieur (KJ/Kg)	45138	4456,166
Débit du gaz combustible (Kg/h)	4089	4322,873
Débit d'air de combustion (Kg/h)	53700	66120,045

- **Tableau comparatif des résultats obtenus**

Tableau5.19 Tableau comparatif entre résultats obtenus et les données du constructeur

✓ Conclusion du chapitre

A travers le calcul de performance, on voie clairement que la turbine PGT25+ peut fonctionner avec le gaz résiduel même dans des conditions extrêmes de température (T = 55°C) :

- Puissance délivrée = 17,751 Mw
- Débit nécessaire du gaz résiduel = 4322,878 Kg/h
- Puissance demandée par le compresseur de charge = 16,194 Mw

Donc le gaz résiduel est convenable pour atteindre les paramètres requis pour la compression de gaz de charge.

Conclusion générale

Au terme de ce travail, nous avons présenté l'étude du fonctionnement de la turbine à gaz PGT25+DLE avec le gaz résiduel comme gaz combustible, qui est sec « H2O % = 0 » et son point de rosée est très bas «T rosée (°C) = -50 » tout en assurant l'absence de condensation dans le circuit gaz combustible, qui est le problème majeur des déclenchements fréquents des boosters au niveau de l'unité GPL ZCINA.

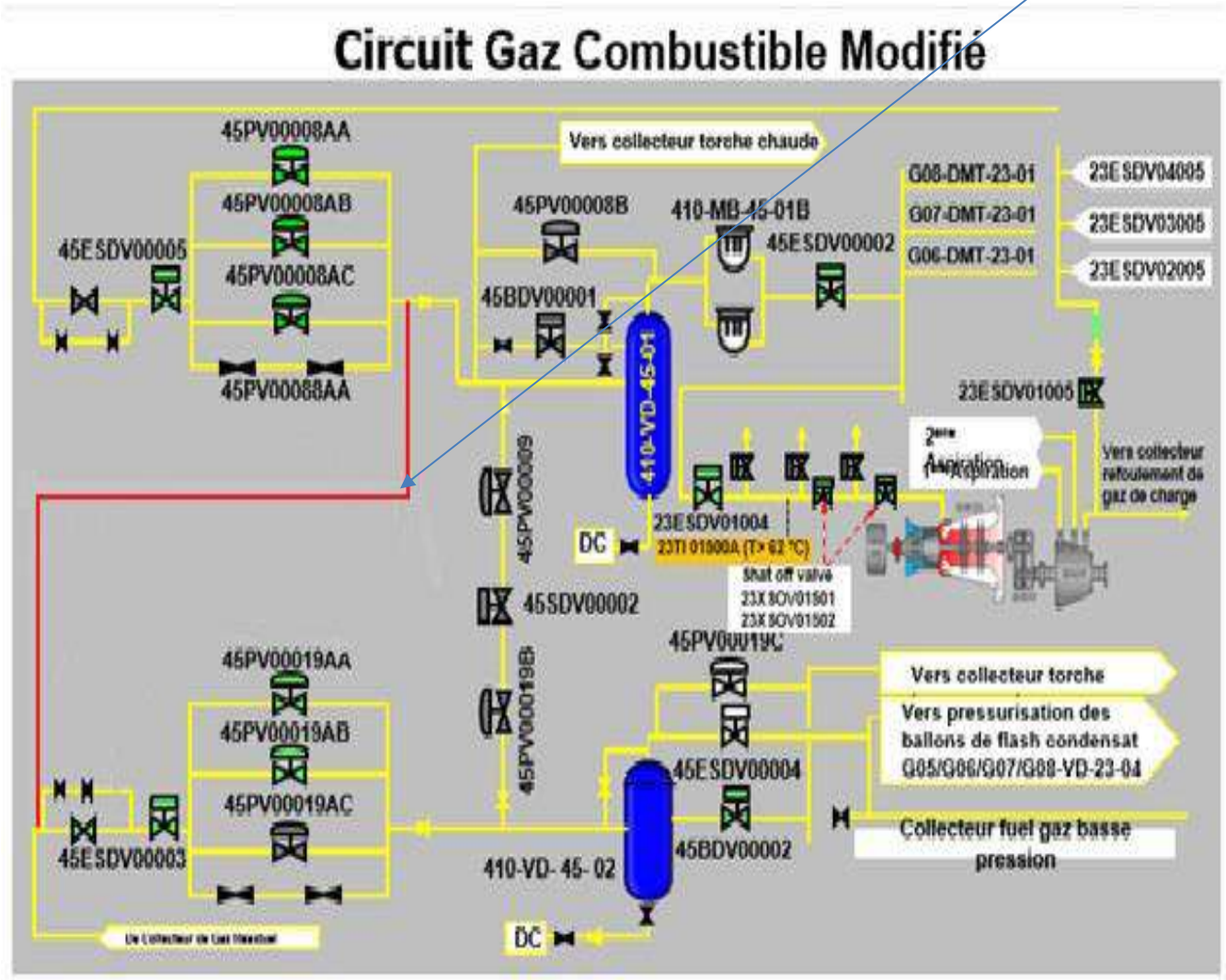
L'étude des performances de cette turbine par la combustion du gaz résiduel montre que ces turbines peuvent fonctionner avec ce type de gaz même dans des conditions climatiques extrêmes de température (T = 55°C) avec une puissance délivrée de 17,751Mw supérieure à celle demandée par le compresseur centrifuge de gaz charge 16,194Mw. Donc le gaz résiduel est convenable pour atteindre les paramètres requis pour la compression. L'utilisation du gaz résiduel comme gaz combustible assure : la stabilité des installations avec le fonctionnement en plein régime des machines tournantes, la réduction des pertes de production en GPL et en Condensat et minimisation du coût de torchage.

Cette étude, nous a permis de conclure que le gaz résiduel est un combustible de choix qui va assurer le bon fonctionnement et la longévité des turbines à gaz PGT25+DLE.

Recommandations

Une nouvelle configuration du circuit gaz combustible

Ou bien une nouvelle ligne qui sera raccordée au circuit gaz combustible basse pression



Références bibliographique

[1] : AMATA. A « Caractérisation de la Fracturation du gisement de Hassi Messaoud Impact sur la qualité du réservoir » IAP Boumerdes 2002.

[2] Manuel opératoire d'exploitation de l'unité GPL LDHP ZCINA.

[3] « Machines tournantes » IFP Training.

[4] DAOUD Said « L'amélioration des performances des turbines à gaz par le Refroidissement de L'air d'admission du compression axiale » Mémoire de magister 2011.

[5] GIRAUD Max ; SILET Joel « Turbines aéronautiques et terrestres »

Technique de L'ingénieur.

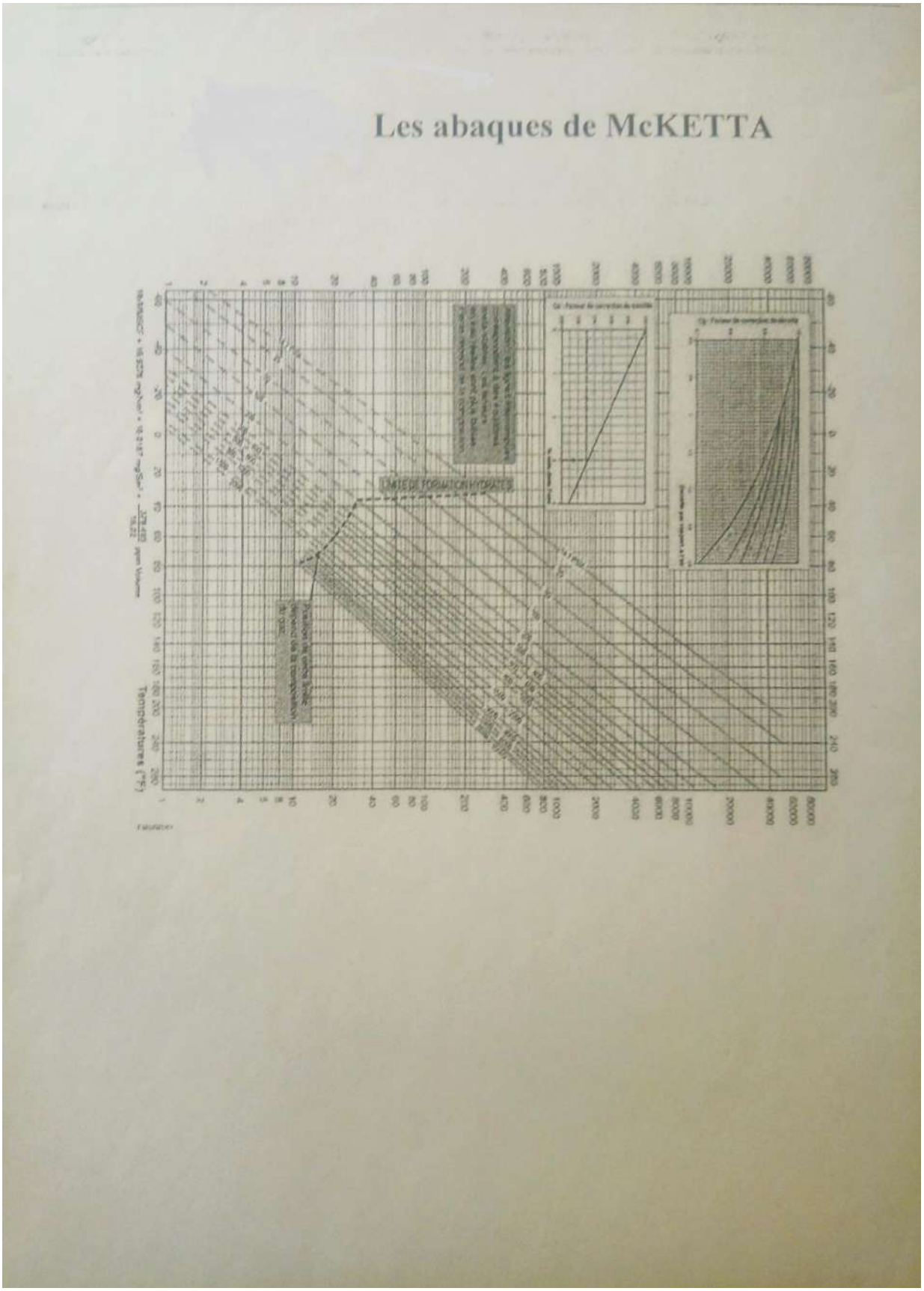
[6] LORANCHET Yves « Mise en œuvre des turbines à gaz dans l'industrie »

Technique de l'ingénieur.

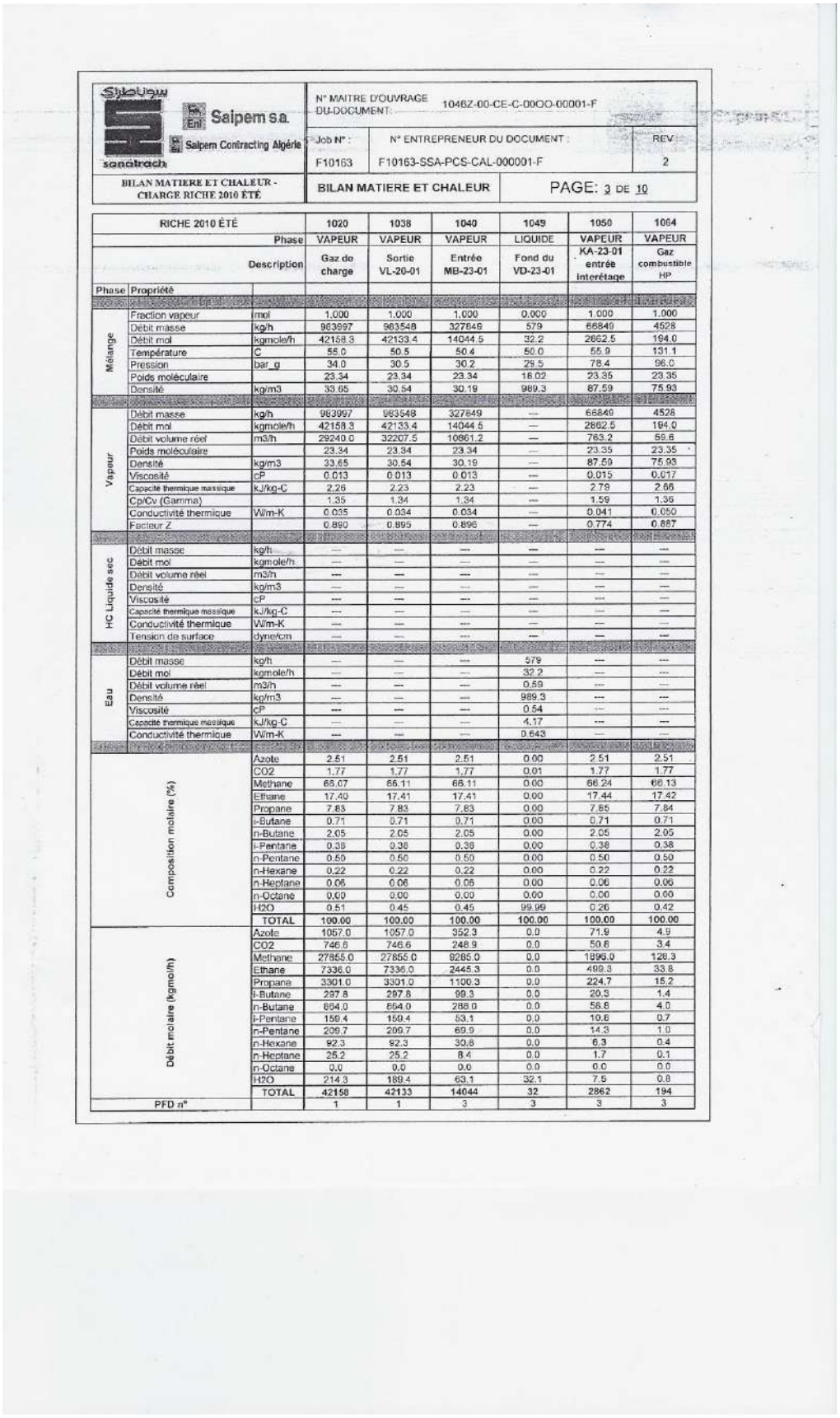
[7] WHUITIR Pierre « Tome I-le Pétrole- Raffinage et génie chimique» deuxième édition 1972.

[8] « Emission Reduction Techniques DLE1.0 system» GE Oil & Gas Aero derivative Gas Turbine

Annex A



Annex b



Saipem s.a.
Saipem Contracting Algérie
sonatrach

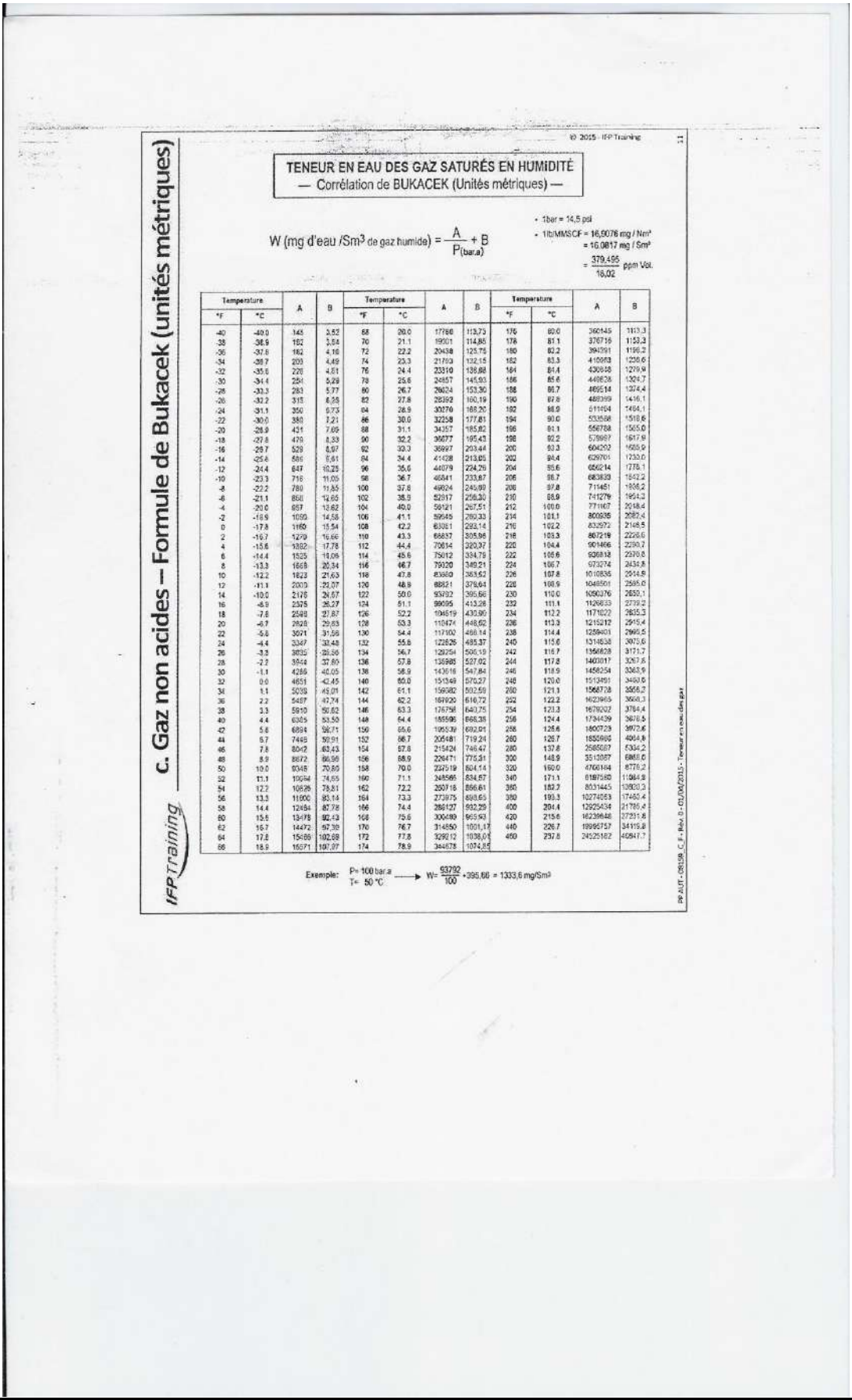
N° MAITRE D'OUVRAGE DU DOCUMENT: 1046Z-00-CE-C-00OO-00001-F

Job N° : F10163 | N° ENTREPRENEUR DU DOCUMENT : F10163-SSA-PCS-CAL-000001-F | REV : 2

BILAN MATIERE ET CHALEUR - CHARGE RICHE 2010 ÉTÉ | BILAN MATIERE ET CHALEUR | PAGE: 3 DE 10

RICHE 2010 ÉTÉ			1020	1038	1040	1049	1050	1064
		Phase	VAPEUR	VAPEUR	VAPEUR	LIQUIDE	VAPEUR	VAPEUR
		Description	Gaz de charge	Sortie VL-20-01	Entrée MB-23-01	Fond du VD-23-01	KA-23-01 entrée interétage	Gaz combustible HP
Phase	Propriété							
Mélange	Fraction vapeur	mol	1.000	1.000	1.000	0.000	1.000	1.000
	Débit masse	kg/h	983997	983548	327649	579	66849	4528
	Débit mol	kgmole/h	42158.3	42133.4	14044.5	32.2	2862.5	194.0
	Température	C	55.0	50.5	50.4	50.0	55.9	131.1
	Pression	bar_g	34.0	30.5	30.2	29.5	78.4	96.0
	Poids moléculaire		23.34	23.34	23.34	18.02	23.35	23.35
	Densité	kg/m3	33.65	30.54	30.19	989.3	87.59	75.93
Vapeur	Débit masse	kg/h	983997	983548	327649	---	66849	4528
	Débit mol	kgmole/h	42158.3	42133.4	14044.5	---	2862.5	194.0
	Débit volume réel	m3/h	29240.0	32207.5	10861.2	---	763.2	59.6
	Poids moléculaire		23.34	23.34	23.34	---	23.35	23.35
	Densité	kg/m3	33.65	30.54	30.19	---	87.59	75.93
	Viscosité	cP	0.013	0.013	0.013	---	0.015	0.017
	Capacité thermique massique	kJ/kg-C	2.26	2.23	2.23	---	2.79	2.66
	Cp/Cv (Gamma)		1.35	1.34	1.34	---	1.59	1.36
	Conductivité thermique	W/m-K	0.035	0.034	0.034	---	0.041	0.050
	Facteur Z		0.890	0.895	0.896	---	0.774	0.887
HC Liquide sec	Débit masse	kg/h	---	---	---	---	---	---
	Débit mol	kgmole/h	---	---	---	---	---	---
	Débit volume réel	m3/h	---	---	---	---	---	---
	Densité	kg/m3	---	---	---	---	---	---
	Viscosité	cP	---	---	---	---	---	---
	Capacité thermique massique	kJ/kg-C	---	---	---	---	---	---
	Conductivité thermique	W/m-K	---	---	---	---	---	---
	Tension de surface	dyne/cm	---	---	---	---	---	---
Eau	Débit masse	kg/h	---	---	---	579	---	---
	Débit mol	kgmole/h	---	---	---	32.2	---	---
	Débit volume réel	m3/h	---	---	---	0.59	---	---
	Densité	kg/m3	---	---	---	989.3	---	---
	Viscosité	cP	---	---	---	0.54	---	---
	Capacité thermique massique	kJ/kg-C	---	---	---	4.17	---	---
	Conductivité thermique	W/m-K	---	---	---	0.643	---	---
Composition molaire (%)	Azote		2.51	2.51	2.51	0.00	2.51	2.51
	CO2		1.77	1.77	1.77	0.01	1.77	1.77
	Methane		66.07	66.11	66.11	0.00	66.24	66.13
	Ethane		17.40	17.41	17.41	0.00	17.44	17.42
	Propane		7.83	7.83	7.83	0.00	7.85	7.84
	i-Butane		0.71	0.71	0.71	0.00	0.71	0.71
	n-Butane		2.05	2.05	2.05	0.00	2.05	2.05
	i-Pentane		0.38	0.38	0.38	0.00	0.38	0.38
	n-Pentane		0.50	0.50	0.50	0.00	0.50	0.50
	n-Hexane		0.22	0.22	0.22	0.00	0.22	0.22
	n-Heptane		0.06	0.06	0.06	0.00	0.06	0.06
	n-Octane		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	H2O		0.51	0.45	0.45	99.99	0.26	0.42
	TOTAL		100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00
Débit molaire (kgmol/h)	Azote		1057.0	1057.0	352.3	0.0	71.9	4.9
	CO2		746.6	746.6	248.9	0.0	50.8	3.4
	Methane		27855.0	27855.0	9285.0	0.0	1899.0	126.3
	Ethane		7336.0	7336.0	2445.3	0.0	499.3	33.8
	Propane		3301.0	3301.0	1100.3	0.0	224.7	15.2
	i-Butane		297.8	297.8	99.3	0.0	20.3	1.4
	n-Butane		864.0	864.0	288.0	0.0	58.8	4.0
	i-Pentane		159.4	159.4	53.1	0.0	10.8	0.7
	n-Pentane		209.7	209.7	69.9	0.0	14.3	1.0
	n-Hexane		92.3	92.3	30.8	0.0	6.3	0.4
	n-Heptane		25.2	25.2	8.4	0.0	1.7	0.1
	n-Octane		0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	H2O		214.3	189.4	63.1	32.1	7.5	0.8
	TOTAL		42158	42133	14044	32	2862	194
PFD n°			1	1	3	3	3	3

Annex c



© 2015 - IFP Training

c. Gaz non acides – Formule de Bukacek (unités métriques)

IFP Training

TENEUR EN EAU DES GAZ SATURÉS EN HUMIDITÉ
— Corrélation de BUKACEK (Unités métriques) —

$$W\ (\text{mg d'eau}/Sm^3\ \text{de gaz humide}) = \frac{A}{P_{(\text{bar.a})}} + B$$

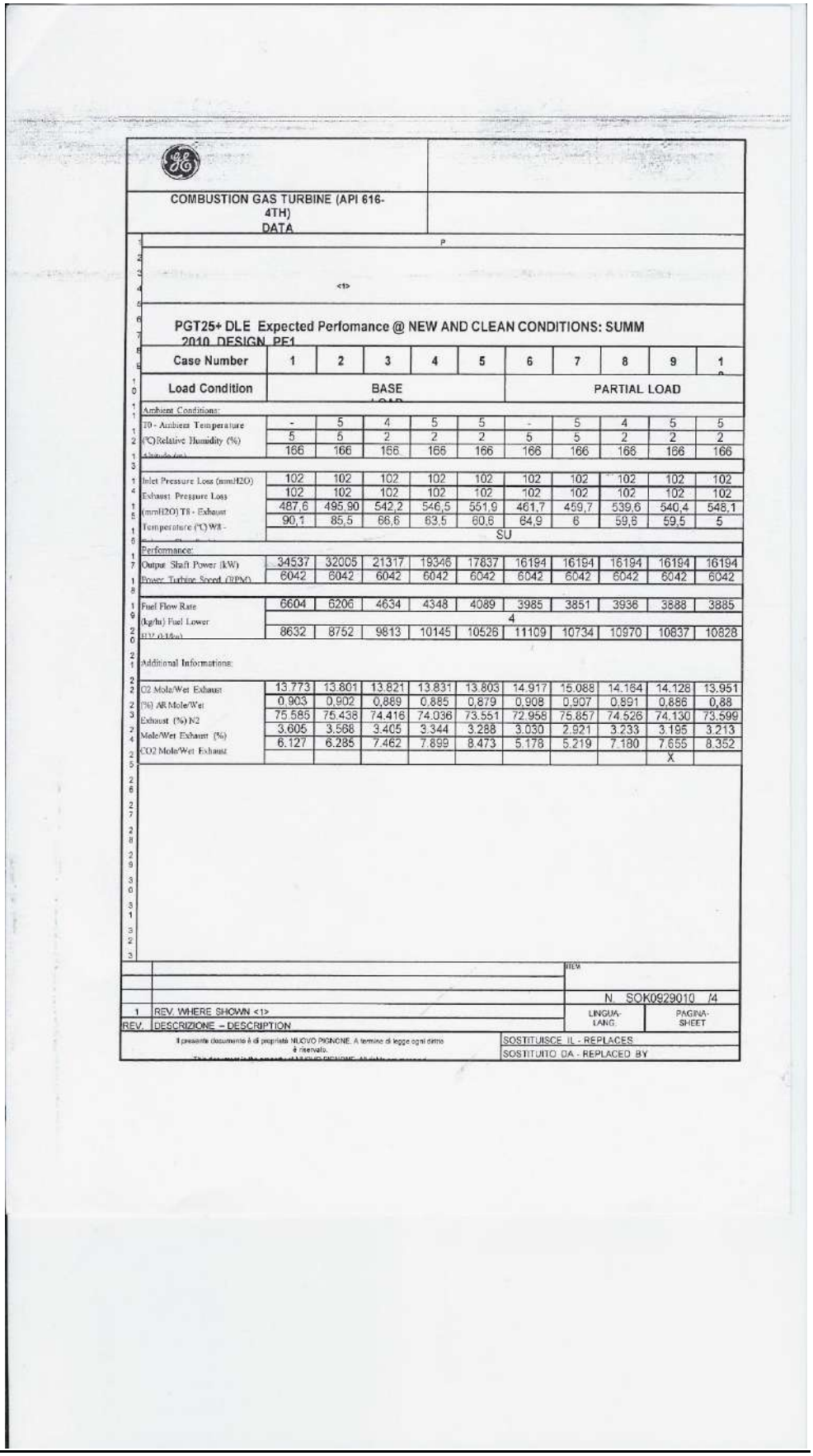
- 1bar = 14,5 psi
- 1lb/MMSCF = 16,0078 mg / Nm³ = 16,0817 mg / Sm³ = $\frac{379,495}{18,02}$ ppm Vol.

Température		A	B	Température		A	B	Température		A	B
°F	°C			°F	°C			°F	°C		
-40	-40.0	143	3,52	68	20.0	17788	113,73	176	80.0	360145	1113,3
-38	-38.9	152	3,64	70	21.1	19001	114,85	178	81.1	376716	1153,3
-36	-37.8	162	4,16	72	22.2	20438	125,75	180	82.2	394291	1196,2
-34	-36.7	203	4,49	74	23.3	21793	132,15	182	83.3	410973	1238,6
-32	-35.6	226	4,81	76	24.4	23310	136,88	184	84.4	430848	1279,9
-30	-34.4	254	5,29	78	25.6	24857	145,93	186	85.6	449628	1324,7
-28	-33.3	283	5,77	80	26.7	26624	153,30	188	86.7	469514	1374,4
-26	-32.2	315	6,35	82	27.8	28192	160,19	190	87.8	488999	1416,1
-24	-31.1	350	6,73	84	28.9	30076	168,20	192	88.9	511654	1464,1
-22	-30.0	380	7,21	86	30.0	32258	177,81	194	90.0	533568	1518,6
-20	-28.9	421	7,69	88	31.1	34357	185,82	196	91.1	556788	1565,0
-18	-27.8	479	8,33	90	32.2	36677	195,43	198	92.2	579987	1617,9
-16	-26.7	529	8,97	92	33.3	38997	203,44	200	93.3	604292	1665,9
-14	-25.6	586	9,61	94	34.4	41428	213,05	202	94.4	629701	1733,0
-12	-24.4	647	10,25	96	35.6	44079	224,29	204	95.6	656214	1778,1
-10	-23.3	716	11,05	98	36.7	46841	233,87	206	96.7	683839	1842,2
-8	-22.2	780	11,85	100	37.8	49624	245,09	208	97.8	711461	1896,2
-6	-21.1	860	12,65	102	38.9	52817	256,30	210	98.9	741279	1954,3
-4	-20.0	957	13,62	104	40.0	56121	267,51	212	100.0	771167	2018,4
-2	-18.9	1069	14,58	106	41.1	59545	280,33	214	101.1	800935	2082,4
0	-17.8	1160	15,54	108	42.2	63061	293,14	216	102.2	832972	2148,5
2	-16.7	1279	16,66	110	43.3	66837	305,96	218	103.3	867219	2226,6
4	-15.6	1382	17,78	112	44.4	70614	320,97	220	104.4	901466	2290,7
6	-14.4	1525	18,06	114	45.6	75012	334,79	222	105.6	936812	2370,8
8	-13.3	1668	20,34	116	46.7	79020	349,21	224	106.7	973274	2434,8
10	-12.2	1823	21,63	118	47.8	83680	363,62	226	107.8	1010835	2514,9
12	-11.1	2009	23,07	120	48.9	88931	379,64	228	108.9	1048501	2595,0
14	-10.0	2176	24,67	122	50.0	93792	395,66	230	110.0	1090276	2650,1
16	-8.9	2375	26,27	124	51.1	99095	413,28	232	111.1	1126833	2739,2
18	-7.8	2598	27,87	126	52.2	104519	430,90	234	112.2	1171022	2835,3
20	-6.7	2828	29,63	128	53.3	110474	448,62	236	113.3	1215212	2915,4
22	-5.6	3071	31,56	130	54.4	117102	466,14	238	114.4	1259401	2995,5
24	-4.4	3347	33,48	132	55.6	123626	485,37	240	115.6	1314638	3075,6
26	-3.3	3635	35,36	134	56.7	129254	506,19	242	116.7	1366828	3171,7
28	-2.2	3944	37,80	136	57.8	136985	527,02	244	117.8	1420017	3267,8
30	-1.1	4286	40,05	138	58.9	143616	547,84	246	118.9	1458254	3363,9
32	0.0	4651	42,45	140	60.0	151348	570,27	248	120.0	1513491	3460,0
34	1.1	5039	45,01	142	61.1	159082	592,59	250	121.1	1568728	3556,2
36	2.2	5497	47,74	144	62.2	167920	616,72	252	122.2	1623965	3668,3
38	3.3	5910	50,62	146	63.3	176758	640,75	254	123.3	1679202	3784,4
40	4.4	6365	53,50	148	64.4	185596	668,38	256	124.4	1734439	3878,5
42	5.6	6894	56,71	150	65.6	195539	692,01	258	125.6	1800729	3972,6
44	6.7	7445	59,91	152	66.7	205481	719,24	260	126.7	1859965	4084,8
46	7.8	8042	63,13	154	67.8	215424	746,47	265	129.4	2065087	5304,2
48	8.9	8672	66,56	156	68.9	226471	775,51	300	148.9	3513087	6868,0
50	10.0	9348	70,00	158	70.0	237519	804,14	320	160.0	4766384	8776,2
52	11.1	10084	74,55	160	71.1	248566	834,67	340	171.1	6187580	11084,8
54	12.2	10828	78,81	162	72.2	260716	866,61	360	182.2	8031445	13930,3
56	13.3	11600	83,14	164	73.3	273975	898,65	380	193.3	10274063	17460,4
58	14.4	12484	87,78	166	74.4	286127	932,29	400	204.4	12925434	21786,4
60	15.6	13478	92,43	168	75.6	300490	965,93	420	215.6	16239648	27231,6
62	16.7	14472	97,39	170	76.7	314850	1001,17	440	226.7	19995757	34119,8
64	17.8	15589	102,68	172	77.8	329212	1036,01	460	237.8	24525182	40947,7
66	18.9	16671	107,97	174	78.9	344678	1074,85				

Exemple: P= 100 bar.a, T= 50 °C ⟶ $W = \frac{93792}{100} + 395,66 = 1333,6\ mg/Sm^3$

PP AUT - 08198 - C.F. - Rev. 0 - 01/04/2015 - Teneur en eau des gaz

Annex d



COMBUSTION GAS TURBINE (API 616-4TH)
DATA

<1>

PGT25+ DLE Expected Perfomance @ NEW AND CLEAN CONDITIONS: SUMM 2010_DESIGN_PE1

Case Number	1	2	3	4	5	6	7	8	9	1
Load Condition	BASE					PARTIAL LOAD				
Ambient Conditions:										
T0 - Ambient Temperature	-	5	4	5	5	-	5	4	5	5
(°C) Relative Humidity (%)	5	5	2	2	2	5	5	2	2	2
Altitude (m)	166	166	166	166	166	166	166	166	166	166
Inlet Pressure Loss (mmH2O)	102	102	102	102	102	102	102	102	102	102
Exhaust Pressure Loss	102	102	102	102	102	102	102	102	102	102
(mmH2O) T8 - Exhaust	487,6	495,90	542,2	546,5	551,9	461,7	459,7	539,6	540,4	548,1
Temperature (°C) Wit -	90,1	85,5	66,6	63,5	60,6	64,9	6	59,6	59,5	5
	SU									
Performance:										
Output Shaft Power (kW)	34537	32005	21317	19346	17837	16194	16194	16194	16194	16194
Power Turbine Speed (RPM)	6042	6042	6042	6042	6042	6042	6042	6042	6042	6042
Fuel Flow Rate	6604	6206	4634	4348	4089	3985	3851	3936	3888	3885
(kg/h) Fuel Lower	4									
HV (kJ/kg)	8632	8752	9813	10145	10526	11109	10734	10970	10837	10828
Additional Informations:										
O2 Mole/Wet Exhaust	13.773	13.801	13.821	13.831	13.803	14.917	15.088	14.164	14.128	13.951
(%) AR Mole/Wet	0,903	0,902	0,889	0,885	0,879	0,908	0,907	0,891	0,886	0,88
Exhaust (%) N2	75.585	75.438	74.416	74.036	73.551	72.958	75.857	74.526	74.130	73.599
Mole/Wet Exhaust (%)	3.605	3.568	3.405	3.344	3.288	3.030	2.921	3.233	3.195	3.213
CO2 Mole/Wet Exhaust	6.127	6.285	7.462	7.899	8.473	5.178	5.219	7.180	7.655	8.352
									X	

ITEM
N. SOK0929010 /4

REV.	DESCRIZIONE – DESCRIPTION	LINGUA-LANG.	PAGINA-SHEET
1	REV. WHERE SHOWN <1>		

Il presente documento è di proprietà NUOVO PIGNONE. A termine di legge ogni diritto è riservato.

SOSTITUISCE IL - REPLACES
SOSTITUITO DA - REPLACED BY