

N°d'ordre...../FT/UMBB/2023

RÉPUBLIQUEALGÉRIENNEDEMOCRATIQUEETPOPULAIRE

MINISTÈREDEL'ENSEIGNEMENTSUPÉRIEUR  
ETDELARECHERCHESCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉMHAMEDBOUGARADEBOUMERDÉS'



**Faculté de Technologie**

**Département Génie Mécanique**

## **Mémoire**

**En vue de l'obtention du diplôme de Master**

**Filière :Génie Mécanique**

**Spécialité : INSTALLATIONS ENERGITIQUES ET TURBO MACHINES**

### **THEME**

**ETUDE ET RENOVATION DE LA TURBINE A GAZ MS5002  
ET DIAGNOSTIQUE DES DÉFAUTS DU COMPRESSEUR CENTRIFUGE  
PAR ANALYSE VIBRATOIRE**

**Présentée par :**

**BELARIBI HAKIM**

**Promotrice :**

**M<sup>me</sup> HEDEILI. B Née MADANI**

**Annéeuniversitaire:2022/2023**

# *Remerciements*

*Nous tenons à remercier le bon Dieu qui nous a donné le courage et la volonté pour réaliser ce modeste travail.*

*Tout d'abord, nous tenons à remercier notre professeur et directeur de mémoire, **Madame HEDEILI ET MADAME BRAHIMI**, pour sa guidance experte, sa disponibilité constante et ses conseils éclairés. Votre expérience et vos connaissances approfondies ont été d'une aide inestimable dans la structuration de mon projet et l'orientation de ma recherche.*

*On remercie vivement notre encadreur **Mr. BAYOU TOUFIK** pour son aide, sa disponibilité et ses conseils judicieux durant toute la période de réalisation de ce mémoire.*

*Nous remercions **Mr BOUCHAIR Fares**, Ingénieur en mécanique machine tournante Sonatrach, pour nous avoir donné l'occasion extraordinaire de réaliser notre travail de terrain.*

*Il nous est agréable d'adresser nos remerciements à Monsieur **LAMINE BELKHIR** pour son soutien et ses conseils constants tout au long du déroulement de ce projet.*

*Nous tenons à exprimer nos sincères remerciements à tous les personnels du CPF de champ ELM **Mr. ANIS MRAH** et **Mr. RACHID GHAZEL** et à toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.*

## ***Dédices***

*J'ai le grand honneur de dédier ce modeste travail :*

*À ma très chère mère qui me donne toujours l'espoir de vivre et qui n'a jamais cessé de prier pour moi ainsi que*

*Pour son amour et ses conseils.*

*À mon très cher père, mon exemple, pour ses encouragements, son soutien, surtout pour son amour et son sacrifice afin que rien n'entrave le déroulement de mes études.*

# Sommaire

---

Remerciements	
Dédices	
Sommaire	
Liste des tableaux	
Liste des figures	
Nomenclature	
Introduction générale	

## Chapitre I : Généralité sur les turbines à gaz

Introduction.....	3
I.1 Généralités sur les turbines à gaz.....	3
I.2 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz.....	7
I.3 Principales applications.....	13
I.3.1 Utilisation des turbines à gaz pour la propulsion.....	13
I.3.2 Production d'électricité.....	13
I.3.3 Turbines à gaz pour des véhicules.....	13
I.4 Avantages et inconvénients des turbines à gaz.....	14
Conclusion.....	15

## Chapitre : II Présentation du champ de Hassi Berkine et

### De la turbine à gaz ms5002c

Introduction.....	16
II.1 Localisation du site.....	16
II.2 Description générale du CPF.....	18
II.3 Généralités sur le GPL.....	20
II.4 Procède de récupération des GPL.....	23
II-4-1 Origine des dégazages .....	23
II.5 Présentation de la turbine à gaz ms5002c.....	24
II.5.1 le rôle de tag ms5002c dans ce site industriel.....	25
II.5.2 Caractéristiques de la turbine MS 5002C.....	26
II.6 Principe de fonctionnement.....	27
II.7 Sections principales de la turbine.....	28

# Sommaire

---

II.7.1 Section compresseur.....	28
II.7.2 Rotor du compresseur.....	28
II.7.3 Stator de compresseur.....	29
II.8 Section combustion.....	31
II.8.1 Détecteur de flamme ultraviolette.....	35
II.8.2 Injecteur de combustible.....	35
II.8.3 Tubes – foyers.....	36
II.9 Section turbine.....	36
II.9.1 Directrices premier étage.....	36
II.9.2 Directrices deuxième étage.....	39
II.9.3 Stator de turbine.....	39
II.9.4 Ensemble diaphragme.....	40
II.9.5 Rotor de la turbine.....	40
II.9.6 Aubes de la turbine.....	42
II.10 systèmes auxiliaires de la turbine.....	43
II.10.1 Système d'admission.....	43
II.10.2 Système de lancement.....	43
II.10.3 Paliers.....	44
II.10.4 Socle support et paliers de la turbine.....	46
II.10.5 Pompes d'huile de graissage.....	46
II.10.6 Système d'échappement.....	46
II.10.7 Système d'embrayage de lancement.....	47
II.10.8 Système d'alimentation hydraulique.....	49
II.10.9 Système d'air de refroidissement et d'étanchéité.....	49
<b>Chapitre III Calcul thermique de l'installation de la turbine à gaz MS 5002c</b>	
Introduction.....	50
III.1 Données du problème .....	51
III.2 Caractéristique de la turbine MS 5002 C.....	53
III.3 Les paramètres opératoires.....	54

## Sommaire

---

III.4 Débit de combustible consommé par une turbine à gaz .....	54
III.5 Détermination des paramètres nécessaires au calcul du débit combustible QC .....	56
III.6 Travail et puissance utile absorbés par le compresseur centrifuge pour une Turbine.....	58
Conclusion.....	74

### **Chapitre IV Maintenance et rénovation du turbine à gaz ms5002c**

Introduction.....	75
IV.1 L'entretien de la MS5002C.....	75
IV.2 Plan de maintenance.....	77
IV.3 Les plans de maintenance appliqués pour la MS5002C.....	77
IV.4 Révision générale.....	79
IV.5 Les matériaux de la chambre de combustion.....	89
Conclusion.....	90

### **Chapitre V Problème de vibration du compresseur BCL 306/355**

Introduction et aperçu sur la Maintenance Conditionnelle .....	91
V.1 Compresseur de gaz d'injection.....	97
V.2 Résumé exécutif du projet.....	98
V.3 Recommandations.....	102
V.4 Analyse.....	103
Conclusion générale.....	111

## LISTE DES TABLEAUX

---

Tableau III- 1. Paramètres de fonctionnement de la turbine MS 5002 C.....	53
Tableau III- 2. Les conditions opératoires de fonctionnement de turbine MS 5002C.....	54
Tableau III- 3. Compositions et caractéristiques du gaz combustible.....	57
Tableau III- 4. Paramètres de marche du compresseur centrifuge.....	58
Tableau III- 5. Paramètres de marche de la turbine.....	59
Tableau III- 6. Masse de l'O <sub>2</sub> nécessaire à la combustion d'1 kg de combustible.....	64
Tableau III- 7. Le débit d'air en fonction de la température ambiante.....	66
Tableau III- 8. Quantités de CO <sub>2</sub> et H <sub>2</sub> O émises par les gaz d'échappement.....	68
Tableau III- 9. Centractions et poids moléculaire des gaz d'échappement.....	69
Tableau III- 10. Résultats des calculs pour les données du constructeur.....	72
Tableau III- 11. Résultats des calculs.....	73
Tableau III- 12. Comparaison entre les deux cas de fonctionnement.....	74

# LISTE DES FIGURES

---

## Chapitre I

Figure (I.1) : Principaux organes d'une turbine à gaz.....	5
Figure (I.2) : Les variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine.....	9
Figure (I.3) : Classification des turbines à gaz.....	10
Figure (I.4): Mode de travail.....	11
Figure (I.5) : Turbines à gaz à un arbre et à deux arbres.....	12

## Chapitre II

Figure II.6: zone de groupement berkine.....	16
FigureII.7 blocs 404 et 208.....	17
Figure II 8 schéma bloc GPL simplifié.....	20
Figure II.9 : schéma simplifié récupération des GPL.....	21
Figure II.10 : origine du gaz traiter.....	23
Figure II.11 : Présentation de la turbine MS 5002C.....	25
Figure II-12: Rotor du Compresseur de la turbine à gaz MS 5002C.....	28
Figure (II.13) chambre de combustion de la turbine à gaz MS 5002C.....	31
Figure II.14: Chemise de la chambre de combustion.....	33
Figure (II.15) Bougie d'allumage.....	34
Figure II.16: Détecteur de flamme ultraviolette.....	35
Figure II.17: Injecteur de combustible.....	36
Figure II.18: Directrice 2eme étage.....	38
Figure II.19 : Directrice 1ere étage.....	38
Figure II.20 : Vue du rotor de la turbine basse pression.....	41
Figure II.21 : les aubes de la turbine.....	42
Figure II.22 : Système d'admission, filtre à air.....	43
Figure II.23 :paliers.....	45
Figure II-24 : Circuit d'air de refroidissement et d'étanchéité.....	50

## Chapitre III

Figure III.25: turbine à gaz MS5002C.....	51
Figure III.26 : compresseur centrifuge.....	58
Figure III.27 : compresseur axial.....	60



# LISTE DES FIGURES

---

## Chapitre IV

Figure IV.28 : tube à flamme STD.....	82
Figure IV 29 : Structure de tube à flamme STD.....	83
Figure IV-30: comparaison entre LHE et STD.....	86
Figure IV.31: tube à flamme d'EXTENDOR TM.....	88

## Chapitre V

Figure V.32 : Vue d'ensemble de la machine.....	91
Figure V.33 : Agencement du groupe de compresseurs.....	93
Figure V.34 : LP compressor vibration drive end.....	94
Figure V.35 : HP compressor vibration drive end.....	95
Figure V.36 : Spectre en cascade du compresseur LP Au démarrage.....	96
Figure V.37: Position de vecteur original $\rightarrow \top O$ sur le rotor HP.....	97
Figure V.38 : Position de vecteur $\rightarrow \rightarrow$ dans le rotor HP.....	98
Figure V.39 : Position des vecteur $\rightarrow$ et $(-C \rightarrow)$ dans de le rotor HP.....	99
Figure V.40 : Position de vecteur original $\rightarrow$ sur le rotor LP.....	100
Figure V.41 : Position de vecteur $\rightarrow \rightarrow$ dans le rotor LP.....	101
Figure V.42 : Position des vecteur $\rightarrow$ et $(-C \rightarrow)$ dans de le rotor LP.....	102

## Nomenclature

Symboles	unités	Significations
$C_p$	kcal / kg °c	Capacité thermique massique à pression constant
$C_v$	kcal / kg °c	Capacité thermique massique à volume constant
E	kg air/l kg comb	Excès d'air
F	-	Facteur de correction
H	kcal/kg	Enthalpie spécifique
h	kcal/kg	Enthalpie spécifique du carburant
ha	w/m <sup>2</sup> K	Coefficient de transfert de chaleur pour l'eau
he	w/m <sup>2</sup> K	Coefficient d'échange convectif pour l'air
K	w/m <sup>2</sup> K	Coefficient d'échange de chaleur globale
L	m	Longueur des tubes
M	kg/k mol	Masse molaire
$\dot{m}$	kg/h	Débit massique
$\dot{m}_{cg}$	kg/h	Débit massique du carburant gagné
$\dot{m}_{car}$	kg/h	Débit massique du carburant cycle avec récupération
$\dot{m}_{csr}$	kg/h	Débit massique du carburant cycle sans récupération
P	Atm	Pression
$P_n$	Atm	Pression inter étage
$P_{ca}$	kw	Puissance absorbée par le compresseur axial
PT	kw	Puissance totale de la turbine
PU	kw	Puissance utile fournit à la machine réceptrice
PCI	kcal/kg	Pouvoir calorifique inférieur du combustible
PM	kg/k mol	Poids moléculaire
Q1	kcal	Chaleur fournie dans la chambre de combustion
Q2	kcal	Chaleur perdue à l'échappement

---

$\dot{q}$	$\text{m}^3/\text{h}$	Débit volumique d'air absorbé par le compresseur axial
$r$	$\text{kcal}/\text{kg k}$	Constante des gaz
$T$	$\text{K}$	Température
$T_{ce}$	$\text{K}$	Température d'entrée du fluide chaud
$T_{cs}$	$\text{K}$	Température de sortie du fluide chaud
$T_{fe}$	$\text{K}$	Température d'entrée du fluide froid
$T_{fs}$	$\text{K}$	Température de sortie du fluide froid
$W$	$\text{kcal}/\text{kg}$	Travail spécifique
$\gamma$		Exposant isentropique
$\varepsilon$		Taux de compression compresseur axial
$\tau$		Taux de détente
$\eta$		Rendement
$\rho$	$\text{Kg}/\text{m}^3$	Masse volumique

# INTRODUCTION GENERALE

La turbine à gaz est l'un des moyens les plus puissants de production d'électricité, son invention a permis aux ingénieurs d'atteindre un niveau de puissance plus important que les moteurs thermiques traditionnels.

Utiliser ce mode la production d'électricité est largement adopté dans différents domaines d'activité, notamment la production d'électricité, la propulsion aéronautique, l'industrie pétrochimique et le pétrole et gaz.

De nombreux progrès ont été réalisés ces dernières décennies sur le développement des turbines à gaz. Ces améliorations, dues essentiellement à l'avènement des technologies de pointes, sont incorporées aux groupes déjà fonctionnels et ont permis de diversifier la gamme des turbines à gaz et d'étendre leurs champs d'application et ont ainsi conduit à une augmentation de la durée de vie, à l'allongement des intervalles d'entretiens, à l'amélioration du rendement et par conséquent à l'augmentation de la puissance générée.

Ces progrès, qui sont d'un apport considérable, ne mettent guère les turbines à gaz à l'abri des inconvénients. L'un des inconvénients majeurs des turbines à gaz demeure leur haute sensibilité à la température ambiante qui varie considérablement, selon que l'on est en été ou en hiver ou qu'il fait jour ou nuit. Les différents travaux réalisés ont montré qu'il existe une relation d'inversement proportionnelle entre le rendement de la turbine et la température ambiante.

Par ailleurs la température augmente à l'intérieur de la chambre de combustion, ce qui affecte négativement le tube à flamme, provoquant le problème de fissuration du tube. De plus, les démarrages et les arrêts fréquents de la turbine engendrent la diminution de la durée de vie des composants.

C'est dans cette optique que notre présent travail s'inscrit. Il se veut une étude thermodynamique de la turbine à gaz et plus précisément de type MS5002C, utilisée par SONATRACH dans L'unité de réinjection du propane au niveau du champ gazier de HASSI BERKINE, en déterminant l'influence de la température ambiante sur le rendement de la turbine qui opère dans des conditions climatiques particulières (région saharienne).

Dans le premier chapitre, des généralités sur les turbines à gaz sont données, elles concernent la comparaison entre les différentes catégories, les modes de fonctionnement, les avantages et les inconvénients.

Le deuxième chapitre est dédié à la description du champ de Hassi Berkine, notamment sa situation géographique, et une description détaillée de la turbine à gaz MS5002C, utilisée au niveau du ce champ, où l'on a passé en revue tous les organes constitutifs de la turbine tout en détaillant

Leur technologie, leur fonctionnalité, les mécanismes de fonctionnement, les paramètres d'influences.

Dans le troisième chapitre, le calcul thermodynamique de l'installation turbine à gaz MS5002C est présentée en détail, et les calculs sont d'abord effectués dans les conditions de fonctionnement ISO, en tenant compte de tous les facteurs affectants directement ou indirectement les performances de la turbine, en particulier le débit de carburant et le débit d'air aspiré dans le dixième étage du compresseur axial. Le deuxième calcul a été effectué selon la même procédure, mais dans les conditions d'exploitation de l'usine de Hassi Berkine. Une comparaison des deux cas extrêmes a été effectuée.

Dans le quatrième chapitre, nous avons donné quelques recommandations concernant le plan de maintenance de la turbine, des recommandations relatives à la résolution du problème de dégradation des tubes à flamme ont été également données. Et nous terminons par une conclusion générale et une liste de références bibliographiques.

Dans le dernier chapitre : Problème de vibration du compresseur BCL 306/355. Et nous terminons par une conclusion générale et une liste de références bibliographiques.

# Chapitre I

## Généralité sur les turbines à gaz

### **Introduction :**

La grande puissance, le bon fonctionnement ainsi que les hautes performances des turbines à gaz font d'elle un des moyens les plus sollicités pour l'entraînement des charges mécaniques.

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne de tous les points de vue. Elle peut être considérée comme un système autosuffisant. En effet, elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertit cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui ont lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel.

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

### **I.1 Généralités sur les turbines à gaz :**

Les turbines à gaz font partie de turbomachine définies par Râteau comme étant des appareils dans lesquels a lieu un échange d'énergie entre un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante et un fluide en écoulement permanent. Une turbine à gaz, appelée aussi Turbine à combustion, est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir de l'énergie contenue dans un hydrocarbure (fuel, gaz...).

Selon le type de fluide utilisé, appelé fluide actif ou fluide moteur, il existe une turbine hydraulique, Turbine à vapeur ou turbine à gaz. Dans ce dernier cas, le fluide moteur le plus fréquemment utilisé provient des gaz de combustion de combustibles liquides ou gazeux sont souvent utilisés. Selon le type d'énergie fournie, les turbines à gaz se divisent en deux catégories : d'une part, Les moteurs à turbine fournissent de l'énergie mécanique utilisable sur l'arbre, d'autre part, Les turboréacteurs fournissent une énergie cinétique qui peut être utilisée pour la propulsion. Dans le secteur aéronautique, les turbines à gaz sont devenues une priorité.



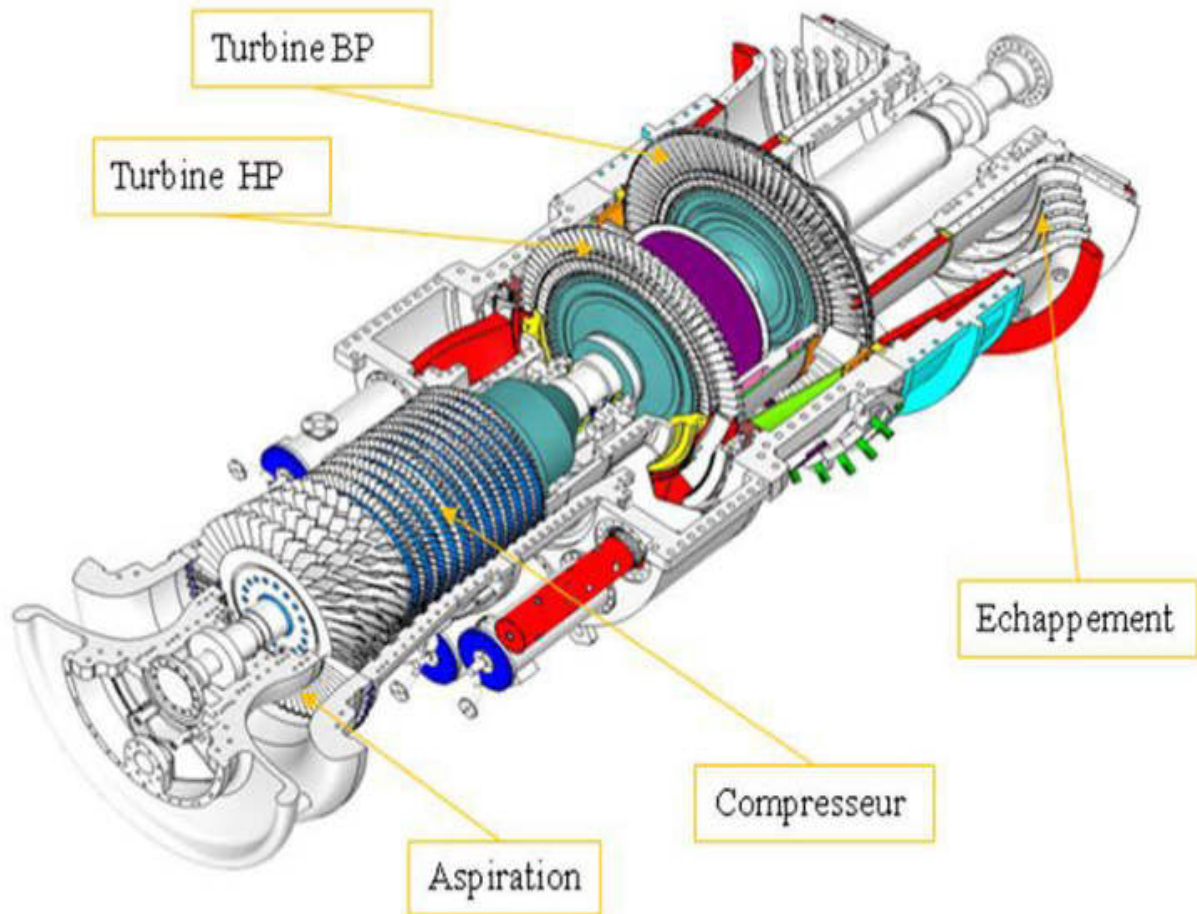
Turboréacteur Presque universellement utilisé pour la propulsion des aéronefs à voilure fixe : les aéronefs Et des missiles. Seule l'aviation générale (tourisme, affaires) utilise encore des moteurs alternatifs Mais leur domaine a été sans cesse érodé par les turbines à gaz. Pour le rotor, De même, les turbomoteurs sont également équipés de presque tous les types de moteurs Hélicoptère les turboalternateurs, destinés aux centrales de pointe et aux groupes de secours, bénéficient au mieux des qualités fondamentales de la turbine à gaz que sont la rapidité de démarrage, la facilité de mise en œuvre, la fiabilité élevée ;

- Les machines utilisées dans les stations de pompage et décompression des gazoducs et oléoducs ainsi que sur les plates-formes pétrolières off-shore qui bénéficient des mêmes avantages avec en plus l'emploi d'un carburant local bon marché ;

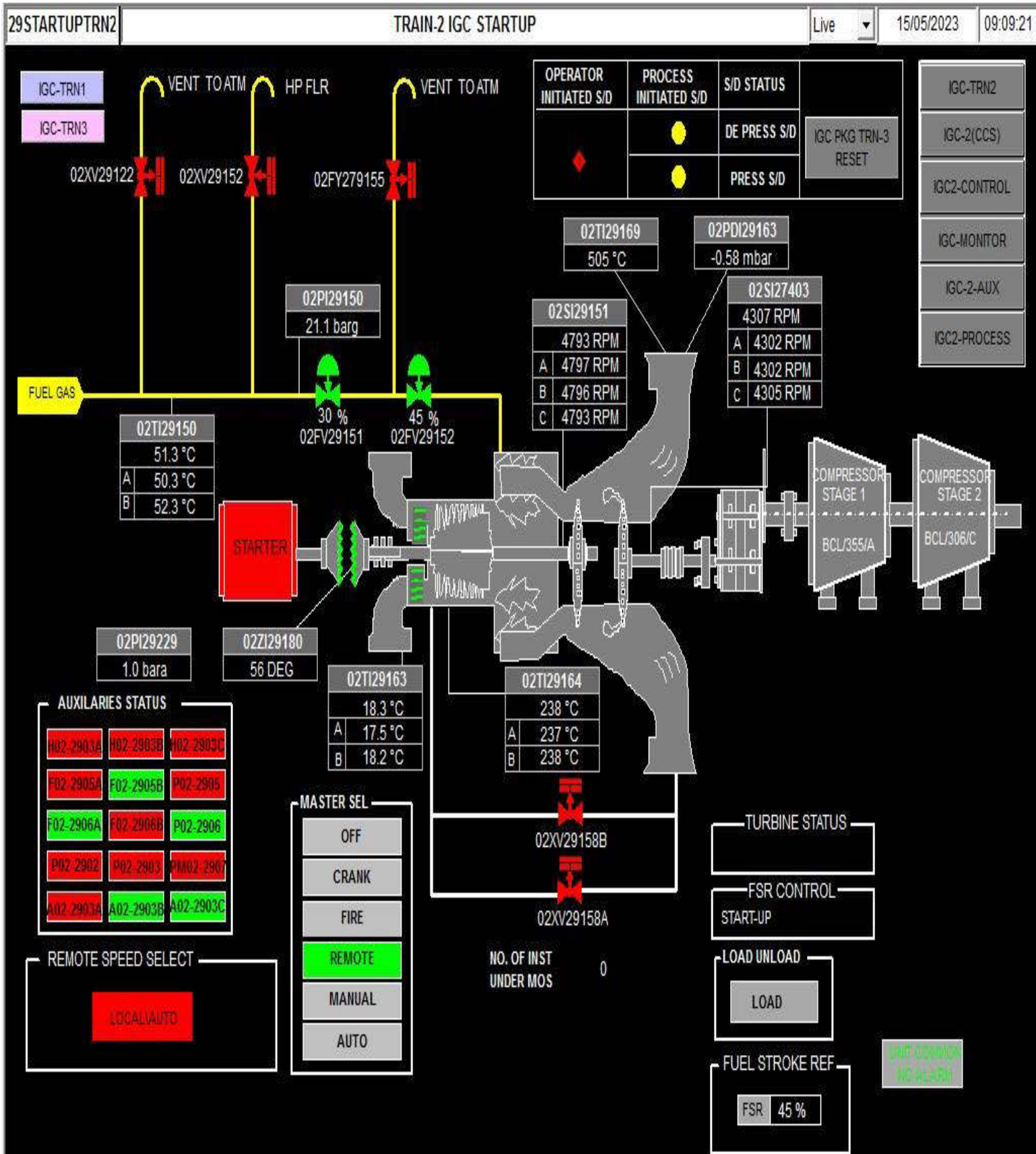
La Traction terrestre, qu'elle soit ferroviaire avec les turbo trains ou d'application militaire pour les véhicules blindés, utilise en outre la grande puissance volumique de la turbine à gaz comparée à celles des moteurs Diesel ; les installations industrielles dites à énergie totale où le turbomoteur peut fournir simultanément trois formes d'énergie : électrique (alternateur), pneumatique (par prélèvement d'air sur le compresseur), calorifique (récupérateur de chaleur des gaz d'échappement). Le rendement d'ensemble de telles installations est ainsi fortement

Revalorisé et peut atteindre 50 à 60 % ; les groupes auxiliaires de puissance ou GAP constituent enfin une classe de machine bien adaptée à la turbine à gaz : les groupes de conditionnement d'air sont utilisés tant sur les aéronefs que sur les turbo trains ; d'autres types de GAP sont employés à des fins militaires (génération d'électricité) ou civiles (groupes de mise en œuvre et de maintenance au sol des avions).

Figure I.1 Principaux organes d'une turbine à gaz.



CHAPITRE I Généralité sur les turbines à gaz



## **I.2 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz :**

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

La chambre de combustion peut brûler une variété de combustibles y compris le gaz naturel, le diesel et les huiles lourdes résiduelles. L'air comprimé alimente la combustion et refroidit les différentes parties de la turbine à gaz. L'air comprimé qui n'est pas introduit dans la chambre de combustion entoure et refroidit l'enveloppe de celle-ci.

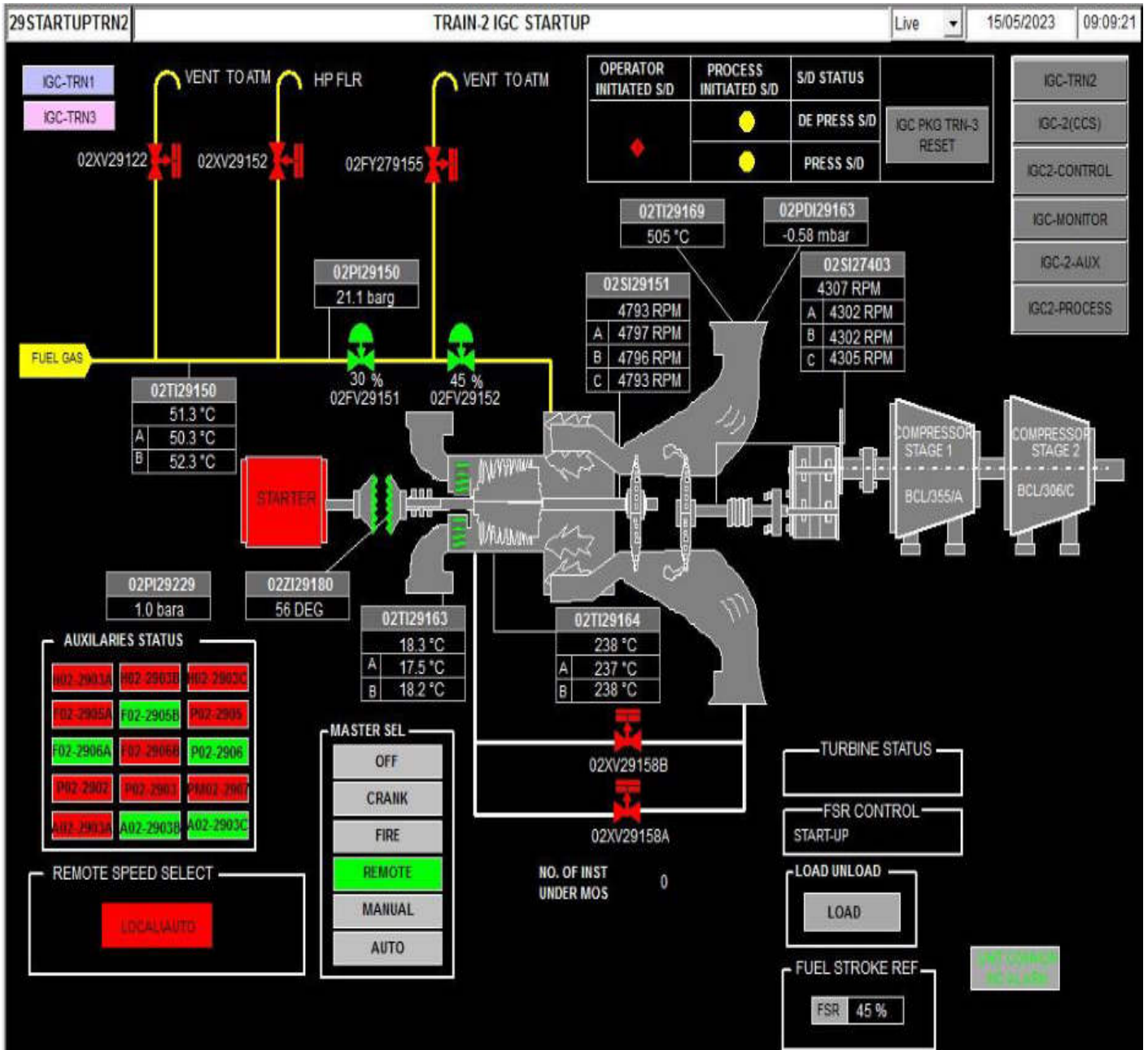
Une certaine quantité d'air est dégagée à travers de petites fentes formant sur la surface interne de la chambre de combustion une pellicule d'air froide qui protège l'enveloppe contre les températures élevées des gaz.

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

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

La figure (I.2) montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de la machine correspondant aux phases de fonctionnement mentionnées ci-dessus.

CHAPITRE I Généralité sur les turbines à gaz



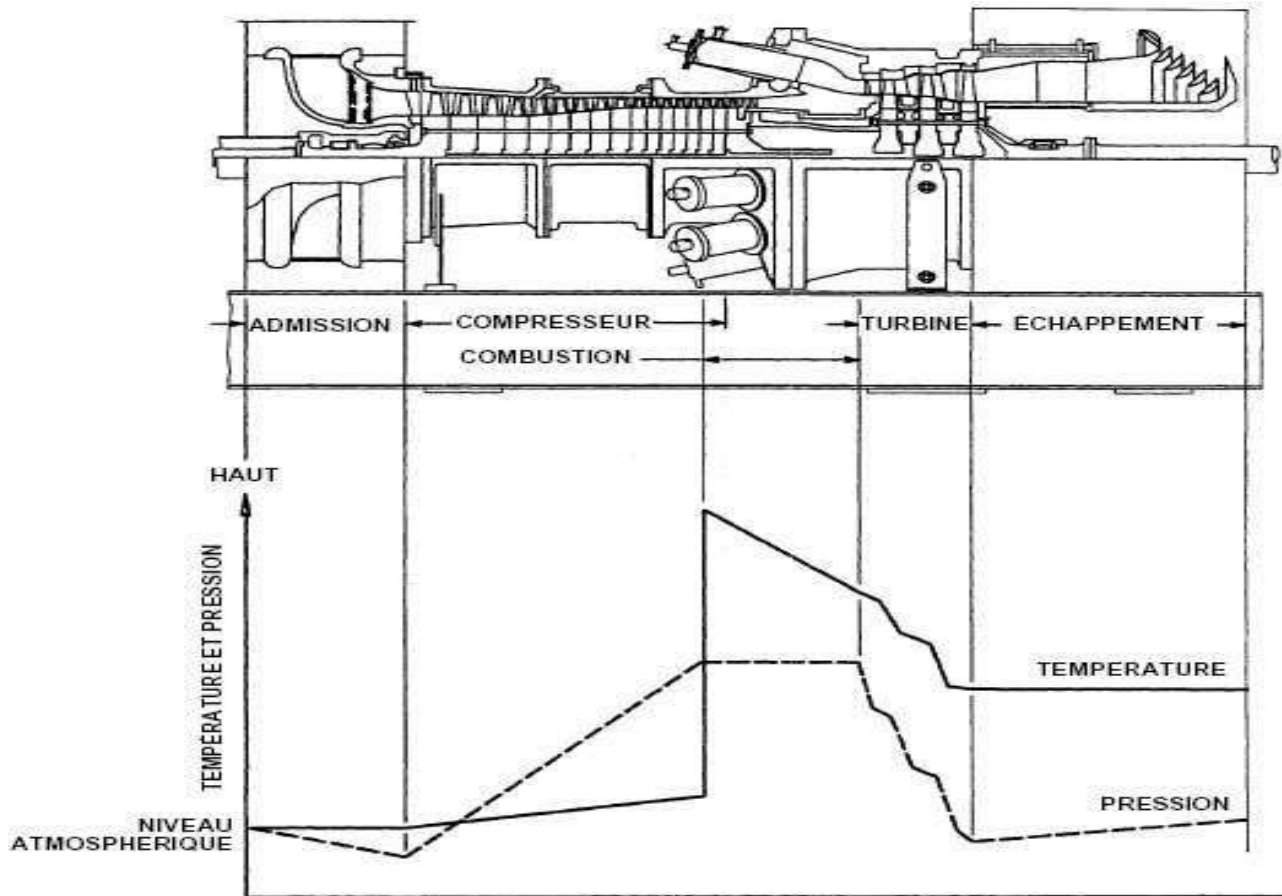


Figure (I.2) : Les variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine

### I.2.1 Classification des turbines à gaz :

On peut classer les turbines selon différents points :

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

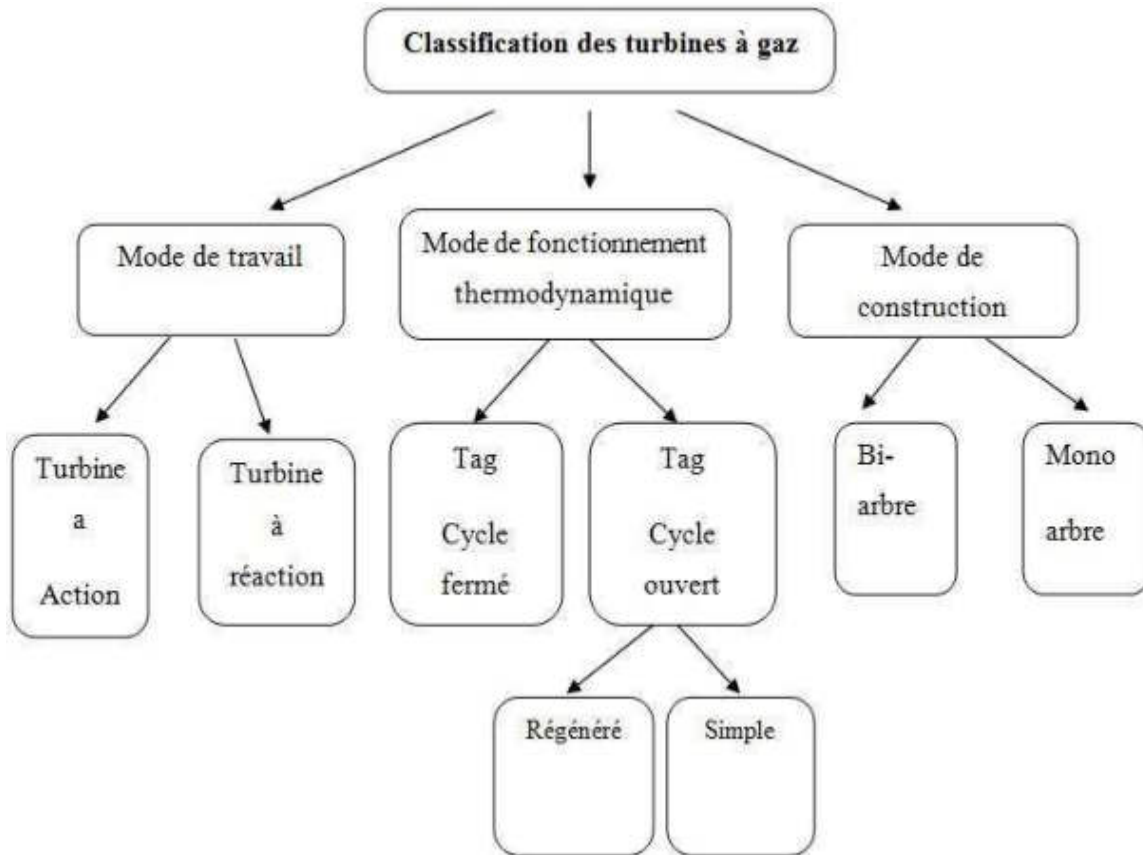


Figure (I.3) : Classification des turbines à gaz

### Par le mode de travail

On distingue deux types de turbine :

➤ **Turbine à action**

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

➤ **Turbine à réaction**

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

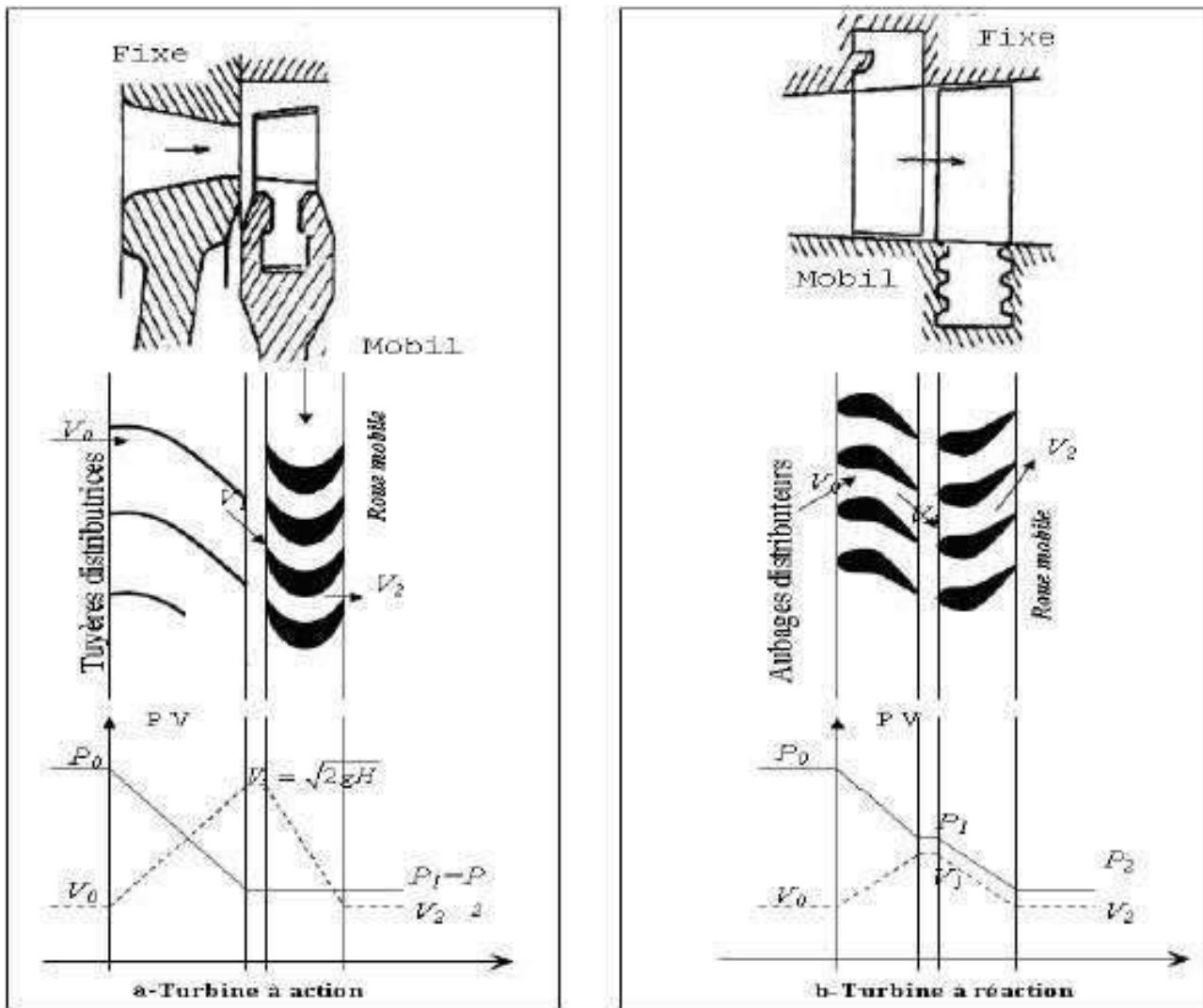


Figure (I.4): Mode de travail.

### Par le mode de fonctionnement thermodynamique

Il existe deux cycles thermodynamiques :

➤ **Turbine à gaz à cycle fermé**

Dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

➤ **Turbine à gaz à cycle ouvert**

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

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

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



**Par le mode de construction**

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

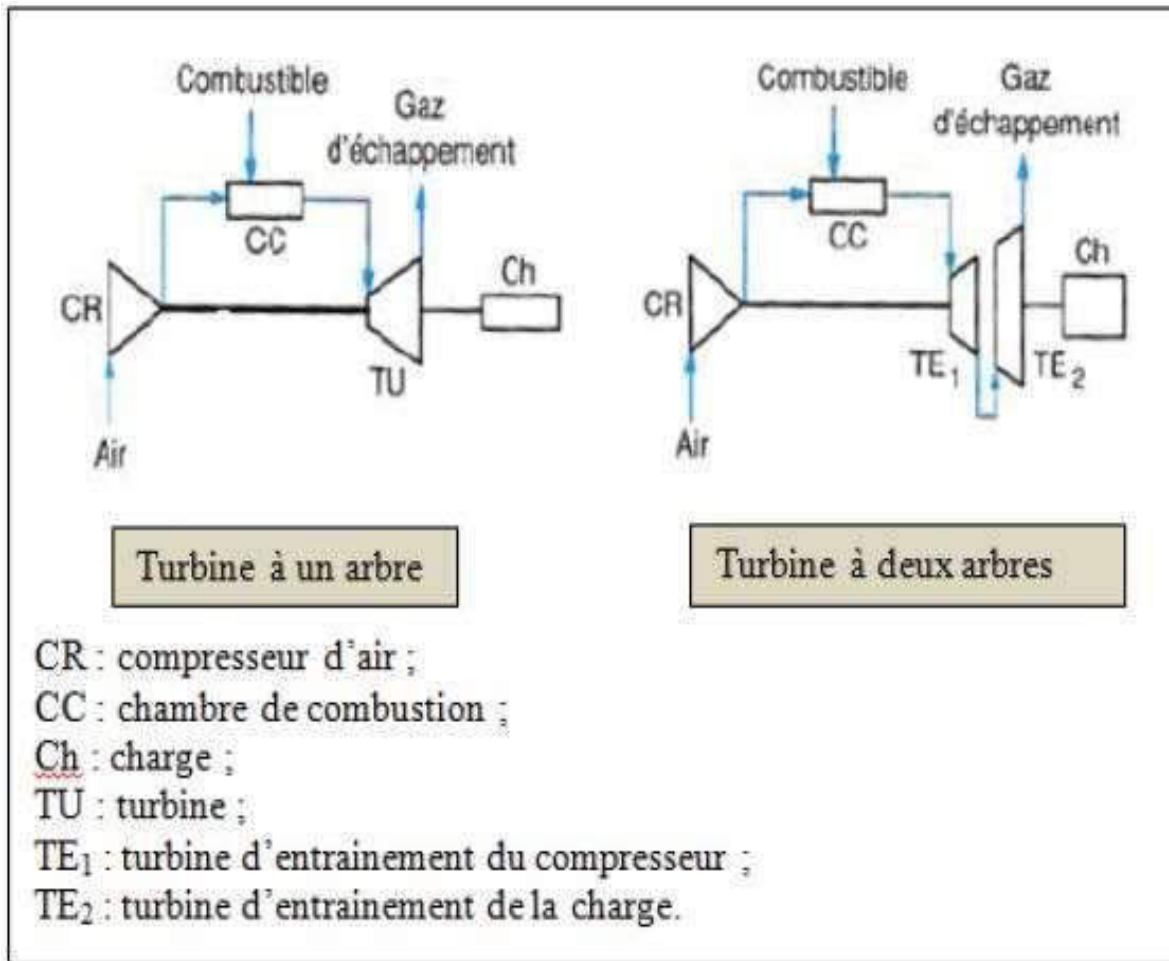


Figure (I.5) : Turbines à gaz à un arbre et à deux arbres

Un deuxième type, englobe les turbines à deux arbres « bi-arbres » ; elles ont l'avantage d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseur,). Elles se composent de deux parties, la première assure l'autonomie de la turbine, la deuxième est liée à la charge.

Un troisième type peut être aussi cité, ce sont les turbines dites dérivées de l'aéronautique ; Elles ont une conception spéciale suivant le domaine dans lequel elles sont utilisées. Dans ce troisième type, la partie qui assure l'autonomie de la turbine existe toujours, et l'énergie encore emmagasinée dans les gaz d'échappement est utilisée pour créer la poussée, en transformant cette énergie (thermique et de pression) en une énergie cinétique de jet dans une tuyère .

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

### **I.3 Principales applications :**

De nos jours la turbine à gaz connaît une large utilisation et dans différents domaines et en particulier dans le domaine des hydrocarbures à cause de leur grande gamme de puissance et leurs propres avantages. Chaque cas d'application d'une turbine à gaz comprend un nombre important de paramètres de définitions spécifiques : type de combustible, durée de fonctionnement par an, températures extérieures extrêmes, montage, nuisances, etc. Il en résulte qu'une installation de turbine à gaz doit être personnalisée afin de répondre aux conditions d'exploitation envisagées. Étudions tout d'abord les utilisations principales avant de passer en revue, au paragraphe suivant, les critères servant de base de réflexion pour choisir le dimensionnement d'une installation.

#### **I.3.1 Utilisation des turbines à gaz pour la propulsion**

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

#### **I.3.2 Production d'électricité**

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

#### **I.3.3 Turbines à gaz pour des véhicules**

Les problèmes et les caractéristiques de conception des turbines à gaz utilisées par les véhicules extérieurs sont considérablement différents de ceux des turbines à gaz d'avion.

- **Automobiles**

Des tentatives ont été faites par un certain nombre de compagnies de fabrication d'automobile dans plusieurs pays de perfectionner des turbomoteurs pour des voitures. Un échangeur de chaleur d'échappement a été employé pour une consommation optimale du carburant. Un certain degré de succès a été réalisé dans le domaine des véhicules avec des moteurs de plus de

200 kilowatts. Beaucoup de concepteurs ont utilisé la combinaison d'une turbine axiale et d'un compresseur centrifuge de basse pression avec un échangeur de chaleur rotatif.

- **Locomotives ferroviaires**

Dans beaucoup de pays, les trains de voyageurs de longue distance utilisent des locomotives à turbine à gaz et celles avec transmission électrique peuvent être présentées dans les secteurs où la traction électrique est peu économique.

- **Suralimentation par les gaz d'échappement**

De petites turbines à gaz sont également utilisées dans des automobiles pour la Suralimentation. Tous les grands camions et locomotives à moteur diesel ferroviaire sont suralimentés. Ils utilisent les turbines entraînées par les gaz d'échappement pour l'entraînement des compresseurs d'air.

### I.4 Avantages et inconvénients des turbines à gaz

#### Les avantages des turbines à gaz :

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

### **Les inconvénients des turbines à gaz**

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

### **CONCLUSION**

En conclusion il ressort clairement de cette revue bibliographique qu'il existe de nombreux types de turbine à gaz, mais nous serons plus intéressés Surtout ceux utilisés dans l'industrie des hydrocarbures Le climat rigoureux dans la partie sud du Sahara et un grand nombre de machines en fonctionnent.

## CHAPITRE II

### PRESENTATION DU CHAMP DE HASSI BERKINE ET DE LA TURBINE A GAZ MS5002C

### Introduction :

En application de l'accord cadre de l'initiation, le groupement BERKINE crée entre SONATRACH et ANADARKO, est chargé de gérer l'ensemble des activités de production de l'association SONTRACH-ANADARKO dans le champ d'EL MERK. Le groupement est doté de pouvoir, de matériel est procédures fiables approuvées par les parties. Il a su tirer profit de toute l'expérience acquise par SONATRACH et les partenaires au bénéfice du projet et de la diversité culturelle, la règle et la conduite du groupement est l'équité, la transparence et la recherche du consensus.

Dans ce chapitre nous décrivons les caractéristiques ainsi que les activités réalisées dans le champ EL MERK par le groupement BERKINE.

### II.1 Localisation du site :

Le projet EL MERK correspond à l'exploitation de dépôts isolés d'hydrocarbures situés approximativement à 220 km au sud-est d'Hassi Messaoud.



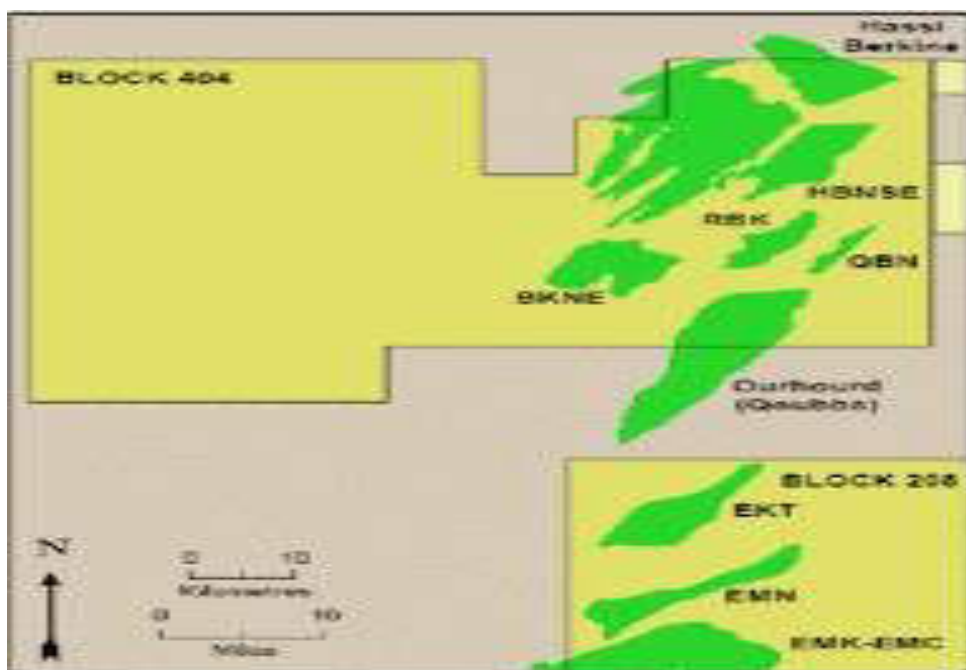
Figure II.6 : zone de groupement berkine

La zone de production a été découpée en 4 secteurs :

Le block 208(EL MERK), qui regroupe 4 secteurs :

- EKT (EL KKEIT et TESSEKHA).
- EMN (EL MERK Nord).
- EME (EL MERK Est).
- EMK/MILSE (champ groupé d'EL MERK et de MENZEL LEDJMAT SUD-EST).
- Le block 405A (MENZEL LEDJMET), déjà partiellement exploité avec les installations de production et d'export de MENZEL LEDJMET Nord (MLN).

- Le gisement TAGI du sud-est de MENZEL LEDJMAT (MLSE) sera envoyé vers le CPF d'EL MERK et traité en même temps que la production du site.
- Les blocks 404 et 403a sont déjà opérés par le Groupement Berkine à l'aide du CPF d'Hassi Berkine qui traite la production des champs HBNS et de ses satellites, ainsi que les champs HBN. Ce CPF ne possède pas d'unité de récupération de GPL, les gaz riches récupérés pourraient, dans le futur, être envoyés vers le CPF d'EL MERK pour y être traités. ([7], (2020))



*FigureII.7 blocs 404 et 208*

Le CPF D'EL MERK est voisin d'un certain nombre de pipeline d'export de gaz et de brut.  
La production des installations rejoint un réseau de pipelines existant à GassiTouil, à environ 160 km à l'ouest d'EL MERK.

## II.2 Description générale du CPF :

Deux trains identiques de traitement de brut et condensats.

- Capacité de traitement 63,500 BOPD/Train.
  - Zone de réception, commune aux 2 trains, est constituée de slug catcher type Ballon :
    - Un Slug catcher dédié u Block 208 TAGI (EKT, EMN et EME).
    - Un slug catcher dédié au Block 405/208 TAGI (EMK).
    - Un slug catcher dédié au Block 208 RKF/STR (Production Gaz à condensats)
  - Les trains d'huile sont composés de :
    - Un séparateur HP.
    - Deux dessaleurs en série.
    - Une colonne de stabilisation de brut.
    - Une section de récupération des condensats.
    - Une section d'huile chaude (utilisée comme fluide caloporteur).
  - Test Run (Essai) pour déterminer la charge maximale de traitement de chaque train :
    - Train d'huile OT1 : Le test a eu lieu au mois de Mars 2015. La production a atteint 75,000 BOPD (Huile et Condensats).
    - Train d'huile OT2 : le test a eu lieu au mois de Novembre 2014. La production a atteint 79,000 BOPD (Huile et Condensats).
  - Trois compresseurs de gaz associé AGC. (Capacité : 0.9 MMSM3/J chacun)
  - Deux compresseurs en service, le troisième est en standby. (3X50%)
  - Trois Compresseurs Booster BGC. (Capacité : 4.3 MMSM3/J chacun)
  - Trois compresseurs en service (3X33%)
  - Deux compresseurs de Gaz Résiduels RGC (capacité : 8.4 MMSM3/J chacun)
  - Deux compresseurs en service (2X50%)
  - Deux turbo-Expandeurs en parallèle TEC (Capacité : 8.4 MMSM3/J chacun)
  - Trois compresseurs du gaz d'injection en parallèle IGC (Capacité : 24.6 MMSM3/j)
  - Trois compresseurs en service (3X33%)
  - Une unité de déshydratation de gaz à tamis moléculaire composée de 4 lits d'une capacité totale de 17MMSM3/J.
  - Trois sont en service, un en régénération.
- La Capacité totale de traitement de l'unité NGL est de 600 MMSCFD (17 MMSM3J).
- Production moyenne de GPL : 31,000 BOPD.



**Utilités :**

- Deux unités de traitement d'eau de formation TAGI : 43,000 bbl/jour chacune
- Unités de traitement d'eau de formation RKF/Strunian : 6500 bbl/jour
- D'autres utilités tel que : Huile chaude, Fuel Gas, Air, Azote, eau de dilution, système de torchage, système de drainage, Système de traitement des eaux huileuses et Bassin d'évaporation, injection produits chimique.

**Stockage du Brut :**

- La Capacité totale de stockage huile onspec est de 276,269 barils (43,922 m). Stockage off spec huile/condensat de 35 000 barils (5563 m<sup>3</sup>).
- Trois pompes nourricières (Booster) d'une capacité de 57,000 BOPD chacune.
- Trois pompes d'expédition principales d'une capacité de 57,000 BOPD Chacune.
- Deux modes d'expédition :
  - Basse pression vers PKO en utilisant uniquement les pompes nourricières.
  - Haute Pression vers HEH en utilisant les pompes nourricières et principales.

**Stockage des condensats :**

- La capacité totale de stockage est de 147,186 barils (23,400 m<sup>3</sup>).
- Trois pompes nourricières et Trois pompes d'expéditions principales d'une capacité de 17,000 BOPD chacune.

**Stockage de GPL :**

- La Capacité totale de stockage est de 6,300 barils (1,000 m<sup>3</sup>).500m<sup>3</sup> pour chaque sphère. Une sphère off spec de capacité 500 m<sup>3</sup>
- Trois pompes nourricières et trois pompes principales d'une capacité de 20,000bblj/chacun

### II.3 Généralités sur le GPL :

#### Définition des GPL :

-Un LPG (GPL) est une coupe pétrolière particulière constituée principalement des hydrocarbures à 3 et 4 atomes de carbone (respectivement le propane et les butanes). On y trouve également des traces de composés plus légers, principalement de l'éthane ( $C_2H_6$ ) et plus lourds, comme les pentanes ( $C_5H_{12}$ ).

- **GPL** : Gaz de Pétrole Liquéfié

- **LGP** : Liquéfié Petroleum Gas

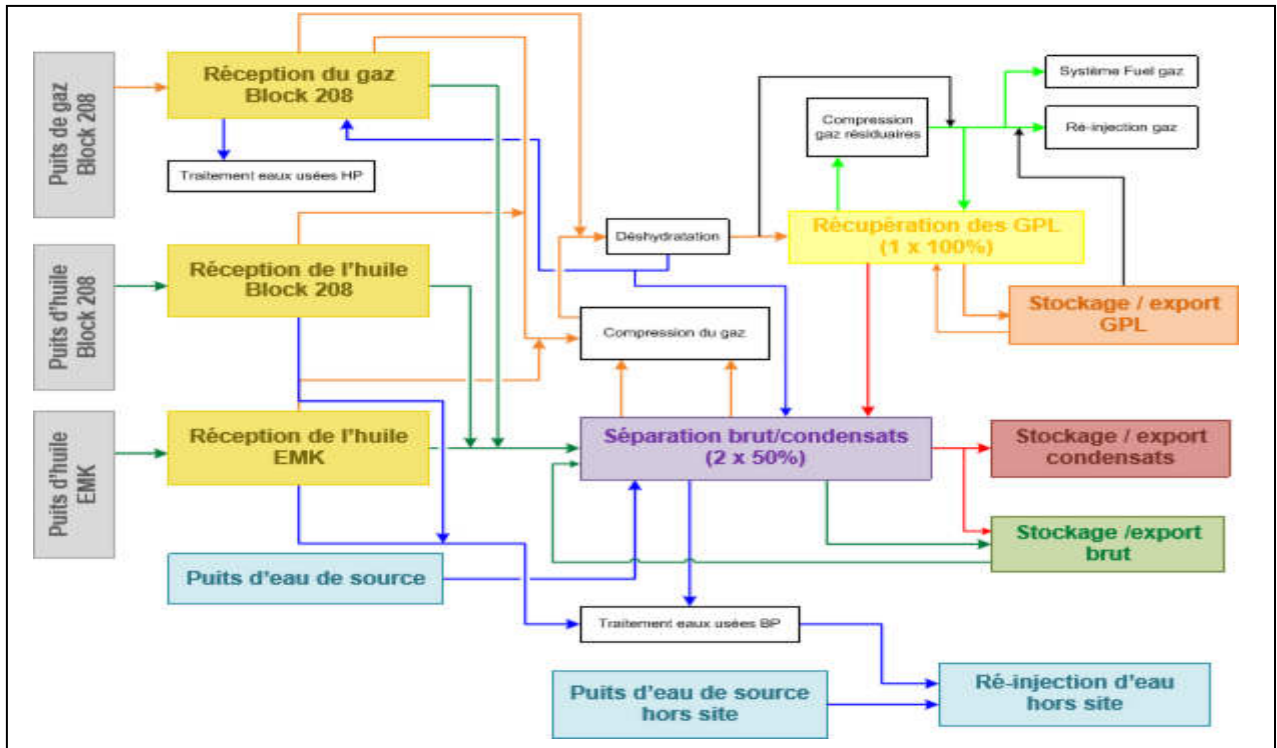


Figure II 8 schéma bloc GPL simplifié

-Les GPL permettent d'avoir une source d'énergie :

- Facilement stockage et transportable, car liquide.
- Facilement utilisable car gazeuse aux températures ambiantes et à des pressions modérées (jusqu'à 30°C : les pressions sont inférieures à 10 bar pour le propane, et inférieures à 3 bar pour le butane).

**But de l'unité de récupération des GPL :**

L'unité de récupération des GPL permet de traiter les dégazages des différentes sections du site d'El Merk afin d'extraire les composés en C3/C4 dans ces flux pour les valoriser.

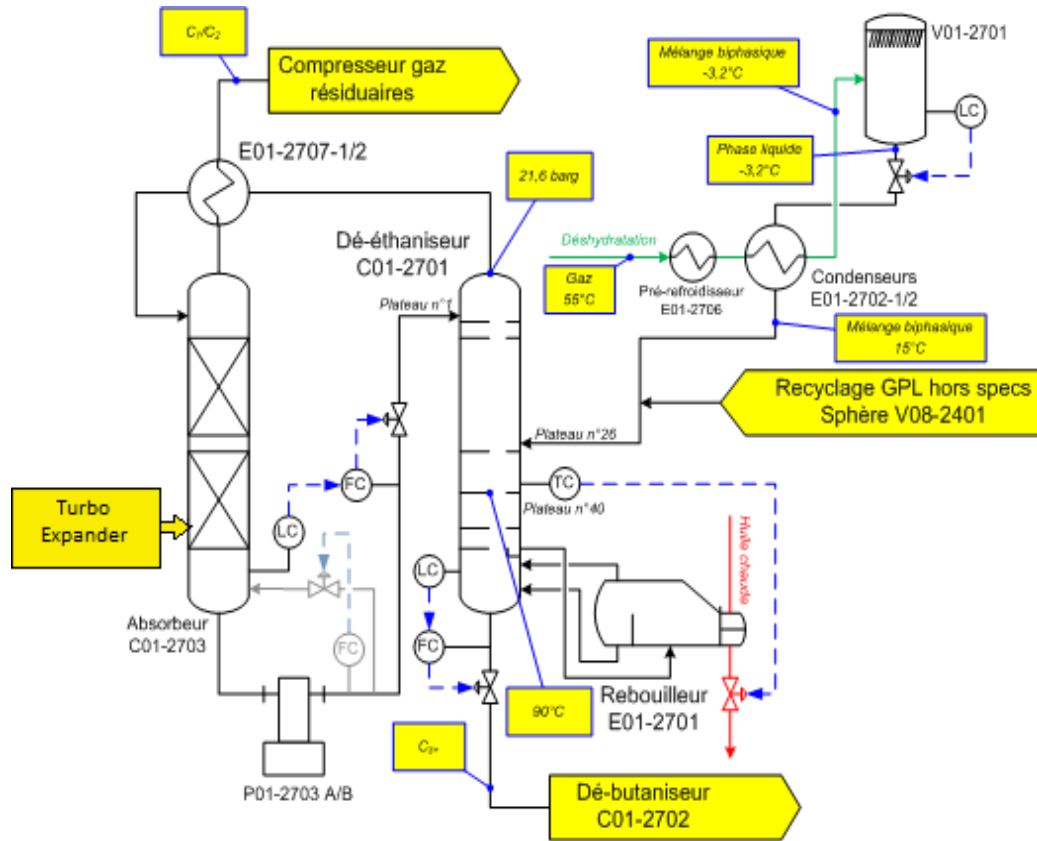


Figure II.9 : schéma simplifié récupération des GPL

-Les GPL sont liquéfiés en utilisant le refroidissement causé par leur détente à travers un turbo-expander, puis purifiés dans un procédé à 3 colonnes :

- Une colonne d'absorption, pour piéger les C3/C4 qui n'auraient pas été liquéfiés par la détente du gaz.
- Un dé-éthaniseur, pour éliminer les fractions légères (C2-) contenues dans le gaz liquéfié par détente.
- Un dé-butaniseur, pour éliminer les fractions lourdes (C5+) qui auraient été entraînées dans les dégazages.

Le GPL purifié est alors envoyé vers GassiTouil via un stockage intermédiaire composé de 3 sphères de 500 m<sup>3</sup> chacune (2 sphères pour le GPL aux specs, 1 pour le GPL hors spec).

-Les composés légers (C1 et C2) sont ré-comprimés à 69 bar dans l'unité de compression des gaz résiduaire, puis utilisés comme :

- Gaz de combustion (« Fuel Gas »).
- Gaz d'injection.

-Le fond du débutaniseur est renvoyé vers les trains de séparation huile/condensats pour être mélangé aux condensats plus lourds afin de stabiliser leur tension de vapeur (RVP).

-En pratique, l'installation est calculée pour récupérer au minimum 87,5% des composés en C3/C4 présents dans le gaz produit sur les blocks 208 et 405a.

### **Caractéristiques / Spécifications :**

Un GPL contient essentiellement du propane et du butane.

-Les spécifications principales des GPL concernent essentiellement :

- La teneur en légers.
- La teneur en lourds.
- Leur pouvoir calorifique.

### **Spécifications du GPL export :**

Le GPL exporté vers le point PK504 à Gassi Touil est un mélange comprenant environ 2/3 de propane et 1/3 de butane.

- La teneur maximale en légers (éthane) est de 2,6 %mol max.
- La teneur maximale en lourds (pentanes et sup.) est de 0,39 %mol max.
- Le GPL doit être anhydre et débarrassé de toutes les impuretés.
- La température maximale d'envoi est de 60°C.

## II.4 Procède de récupération des GPL :

### II-4-1 Origine des dégazages :

#### Description :

L'unité de récupération des GPL permet de traiter l'ensemble des dégazages du site :

- **Block208 :**
  - Dégazage du piège sur les condensats
  - Dégazage du séparateur d'entrée des condensats
  - Dégazage du piège sur l'huile
- **EMK**
  - Dégazage du piège sur l'huile.
- **Trains de séparation et de traitement huile/condensats :**
  - Dégazage des ballons de séparation HP.
  - Dégazage des colonnes de stabilisation de l'huile.

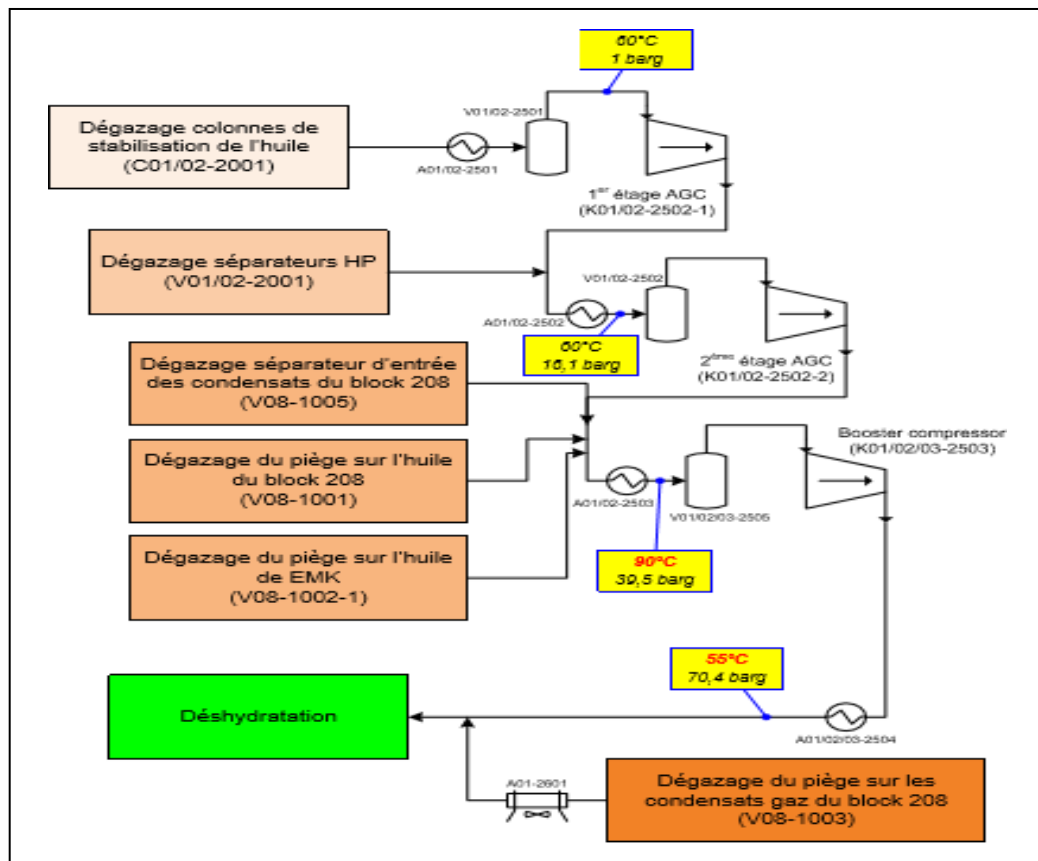


Figure II.10 : origine du gaz traiter

**Paramètres de fonctionnement :** -

**A) Compresseurs AGC (K01/02-2502-1 et K01/02-2502-2) :**

La température du gaz HP au refoulement du 2nd étage de compression, en aval des refroidisseurs A01/02-2503 doit être maintenue à 90°C. Il faut éviter de trop refroidir le gaz, car les C3/C4 risquent de se condenser et de s'accumuler dans le train de HP séparateur huile/condensats.

**B) Booster BGC (K01/02/03-2503) :**

La température du gaz HP au refoulement des boosters, en aval des refroidisseurs A01/02/03-2504 doit être maintenue à 55°C. Il faut éviter de trop refroidir le gaz, car les C3/C4 risquent de se condenser et de s'accumuler dans le train de HP séparateur huile/condensats.

## **II.5 Présentation de la turbine à gaz ms5002c**

La turbine à gaz MS 5002C est un moteur rotatif à combustion interne qui pressurise l'air, est mélangé avec du carburant pour brûler le mélange dans la chambre de combustion, figure (II.1).

Le gaz ainsi produit se détend sur le plan horizontal des aubes de turbine de détente.

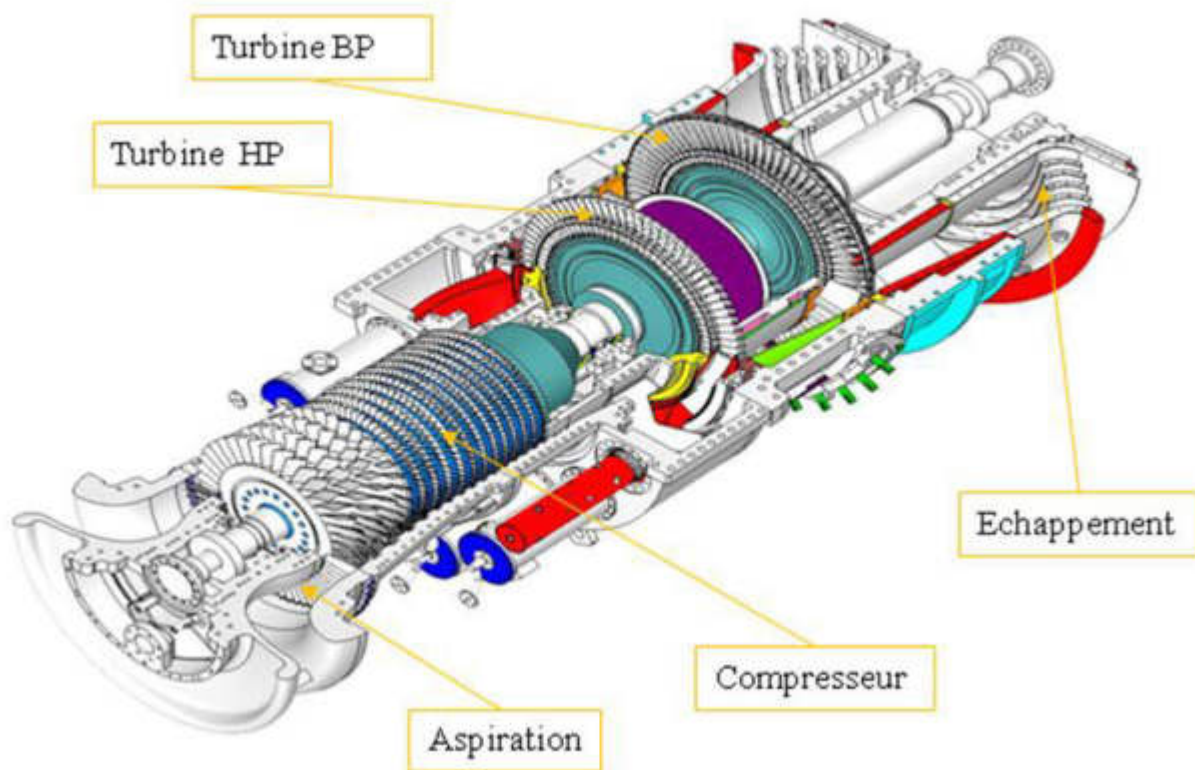


Figure II.11 : Présentation de la turbine MS 5002C.

### II.5.1 le rôle de tag ms5002c dans ce site industriel :

La turbine à gaz a deux arbres a entrainement mécanique modèle série 5002C est une machine utilisée pour entrainer un compresseur centrifuge de charge.

L'extrémité avant du socle de la turbine à gaz comprend une chambre d'admission de l'air et le conduit contenant le silencieux à l'entrée qui affaiblit le bruit haute fréquence et un séparateur air inertiel éliminant les matières étrangères avant l'admission de l'air dans la turbine.

### II.5.2 Caractéristiques de la turbine MS 5002C :

#### ✓ **Données générales de conception**

Série du modèle de turbine à gaz..... MS5002C.  
Emploi de la turbine à gaz.....Entraînement mécanique.  
Cycle..... Simple.  
Rotation de l'arbre.....Sens antihoraire.  
Type de fonctionnement..... Continu.  
Vitesse d'arbre : VHP... ..5100 tr/min.  
VBP... .. 4903 tr/min.  
Commande électronique..... Mark VI, SPEEDTRONIC.  
Protections..... Survitesse, Température excessive, Détection de vibration et Flamme.  
Données nominales de la plaque  
Puissance de base ..... 38000 HP ou 28337 KW.  
Température d'admission..... 59 °F ou 15 °C.  
Pression d'échappement..... 14,7 PSI ou 1,013 Bars.

#### ✓ **Section Compresseur**

Nombre d'étages..... 16.  
Type de compresseur.....Flux axial, grande capacité.  
Type des aubes directrices.....Variable.

#### ✓ **Section Turbine**

Nombre d'étage..... 2 « Deux arbres ».  
Injecteurs premier étage .....Zone fixe.  
Injecteurs deuxième étage.....Variables.

#### ✓ **Section Combustion**

Type ..... 12 brûleurs multiples.  
Disposition des chambres..... Positionnées concentriquement autour du compresseur.



- Détecteur de flamme ..... 4, type ultraviolet.
- ✓ **Ensemble palier**
  - Nombre de palier..... 4
- ✓ **Système de démarrage**
  - Dispositif de démarrage ..... Moteur électrique.
- ✓ **Système de combustible**
  - Type ..... Gaz naturel.
  - Signal contrôle combustible ..... Panneau de commande turbine.
  - Vanne arrêt gaz, rapport et commande ..... Servocommande électrohydraulique.
- ✓ **Système de lubrification**
  - Lubrifiant..... A base de pétrole (huile minérale).
  - Capacité totale ..... 23530 litres.
  - Pression sur les appuis... ..... 25 PSI ou 1,72 Bars.
  - Pompes de graissage (Principale, Auxiliaire, Urgence) ..... 3
- ✓ **Système d'alimentation hydraulique**
  - Pompe hydraulique (Principale, Auxiliaire) ..... 2
  - Filtre hydraulique d'alimentation..... Double avec vanne de transfert. [4]

## II.6 Principe de fonctionnement :

Le Rotor de la turbine haute pression/compresseur atteint d'abord 20% de la vitesse grâce Au dispositif de lancement. L'air aspire de l'atmosphère dans le compresseur est envoyé a l'aide de tuyaux aux chambres de combustion ou le combustible est débit sous pression. Une et in celle haute tension allume le mélange combustible-air. (Après l'allumage la combustion Continuera dans la chambre). Les gaz chauds font monter la vitesse du rotor turbine haute pression/compresseur. A son tour elle fait augmenter la pression de refoulement du compresseur. Quand la pression commence a monter, le rotor de la turbine basse pression commencera à tourner et les deux rotors de la turbine accéléreront jusqu'à la vitesse de Service. Les produits de la combustion (gaz haute pression et la température) se détendent d'abord à travers la turbine haute pression et en suite a travers la turbine basse pression et sont Décharges à l'atmosphère. En passant a travers la turbine haute pression et les aubes de la turbine, ces gaz de détenteur et font tourner la turbine aussi bien que le compresseur, soumette les auxiliaires entraines à un couple de sortie. Les gaz font tourner aussi la turbine a basse pression qui entraine la charge avant d'être évacues. L'emploi de deux roues de turbine séparées permet aux deux arbres de tourner a des vitesses différentes pour reprendre aux exigences de charge

## II.7 Sections principales de la turbine

### II.7.1 Section compresseur

La section du compresseur axial comprend le corps (stator) et le rotor. Le rotor comporte 16 étages de compression, les aubes de la directrice et 2 déflecteurs de sortie. Les aubes du rotor acheminent l'air en lui donnant la force nécessaire à la compression. Ils sont insérés dans des rainures et maintenus dans une position axiale par l'empilage et le bouclage au bout des rainures. Les aubes du stator guident cet air pour le faire pénétrer dans les étages successifs du rotor. Les disques et le demi-arrêt sont assemblés pour assurer la conicité, et maintenus par des tirants.

### II.7.2 Rotor du compresseur :

Le rotor du compresseur est un assemblage composé de seize roues, d'un demi-arbre, de tirants et des aubes du rotor du compresseur.

Chaque roue comporte des rainures brochées dans lesquelles s'insèrent les aubes et sont maintenues en place dans le sens axial par des entretoises, elles même bloquées à chaque extrémité des rainures.



*Figure II-12: Rotor du Compresseur de la turbine à gaz MS 5002C*

### II.7.3 Stator de compresseur :

Le stator du compresseur comprend trois sections principales :

- ◆ Le corps d'admission.



- ◆ Le corps avant du compresseur
- ◆ Le corps de refoulement du compresseur.

Ces sections et la caisse de la turbine forment la structure externe principale de la turbine a gaz. Elles supportent le rotor à l'endroit des paliers et constituent la paroi externe de l'espace Annulaire de la veine des gaz. L'alésage du corps a pour des raisons d'efficacité, des tolérances serrées en ce qui concerne les extrémités d'aubes du rotor.

- **Corps d'admission :**

Le corps d'admission se trouve à l'avant de la turbine a gaz. Sa fonction principale est de diriger l'air de manière uniforme dans le compresseur. Le corps soutient également l'ensemble du palier N°1 dont la partie inférieure du logement constitue un corps séparé, à brides et boulonne à la moitié inférieure du corps d'admission. L'évasement interne est relié à l'évasement externe par sept entretoises radiales à profil aérodynamique et sept triangles de liaison axiaux. Les entretoises et les triangles se trouvent dans les parois des envasements. Les aubes variables permettent à la turbine d'accélérer rapidement et en douceur, sans pompage (pulsation) du compresseur. L'huile hydraulique sert à mettre en marche les aubes variables par l'intermédiaire d'une grande couronne

dentée et de plusieurs petits pignons d'engrenage. Au moment du lancement, les aubes sont mises a 44° ce qui représenté la position fermée .

- **Corps parties avant :**

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

- **Corps parties arrière :**

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

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

- **Corps coté refoulement**

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

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

## II.8 Section combustion

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



*Figure (II.13) chambre de combustion de la turbine à gaz MS 5002C.*

- **Enveloppe de combustion**

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

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

- **Corps de combustion**

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

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

Les injecteurs de combustible sont montés dans les couvercles du corps de combustion, ils pénètrent

dans les chambres et assurent l'alimentation en combustible.

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

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

- Durée de vie la plus longue possible.
- Encombrement minimal.
- Garantir un bon allumage et une stabilité de la flamme.



- Assurer une combustion plus complète que possible.
- Réduire les pertes de charges.

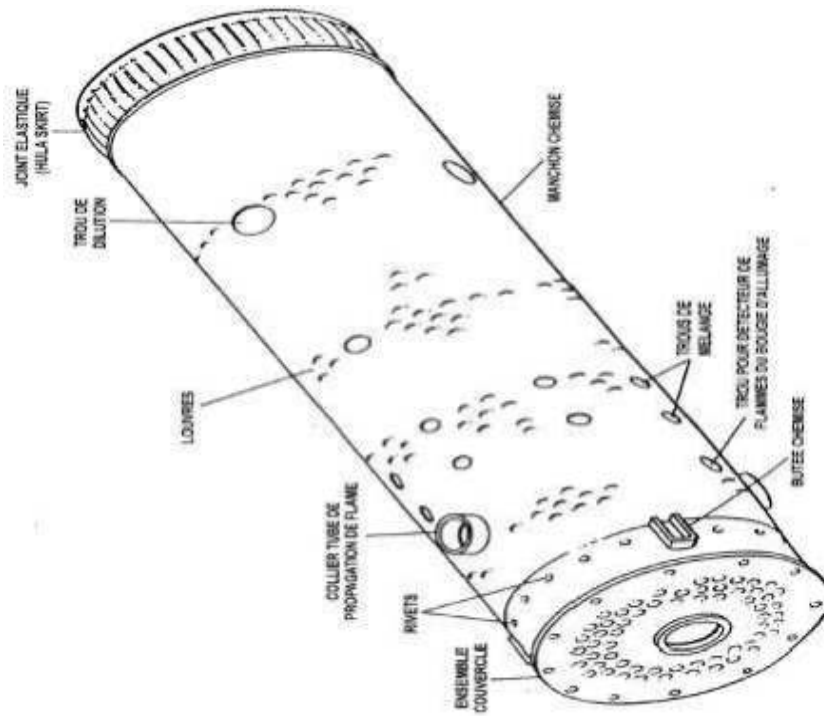
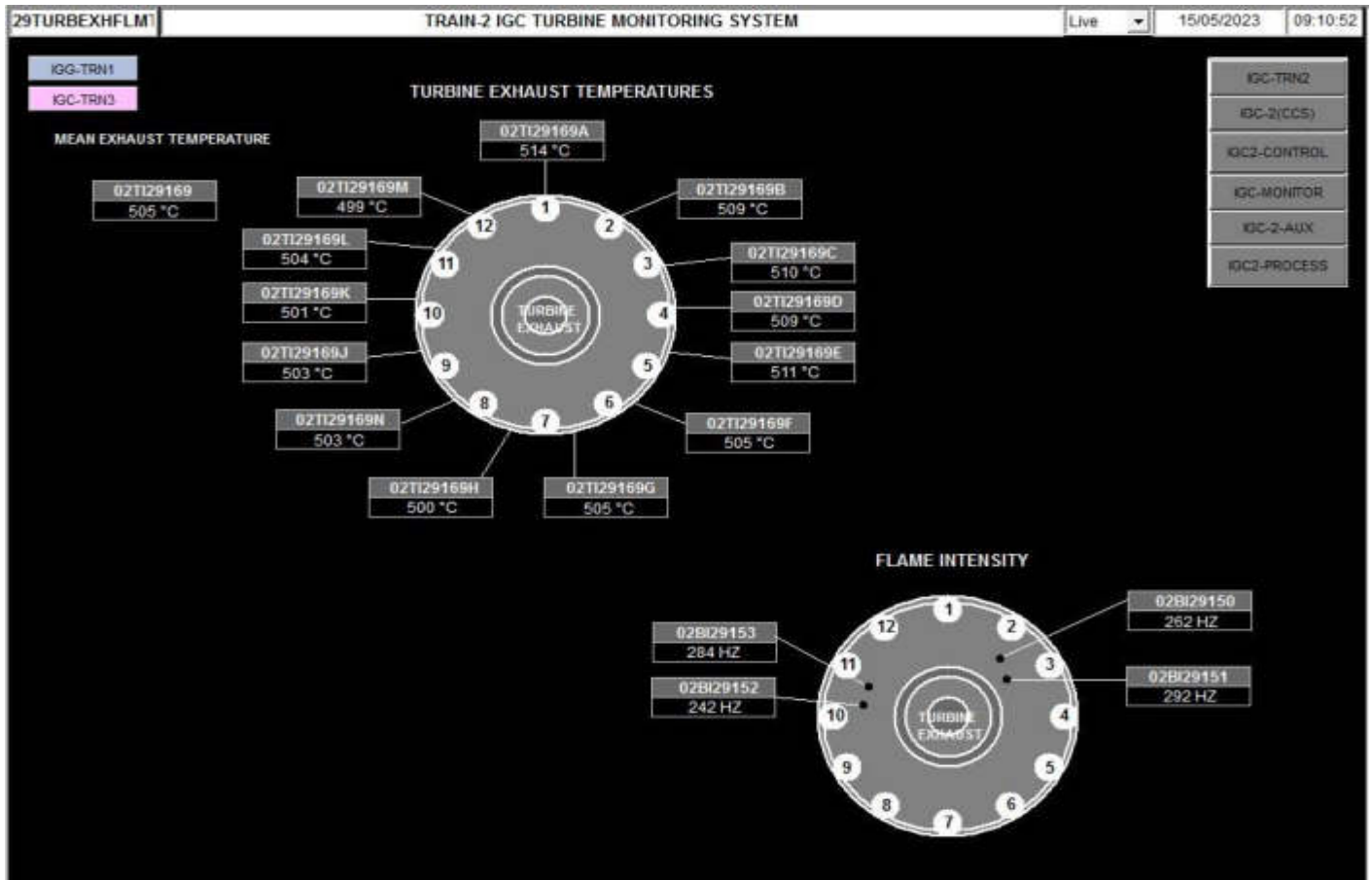


Figure II.14: Chemise de la chambre de combustion.



### Bougie d'allumage

Le déclenchement de la combustion du mélange combustible est assuré par des bougies d'allumage avec électrode. Deux bougies sont installées dans chacune des deux chambres de combustion 9 et 10, et reçoivent l'énergie du transformateur d'allumage. Les autres chambres sont allumées à travers les tubes d'interconnexions.



Figure (II.15) Bougie d'allumage



### II.8.1 Détecteur de flamme ultraviolette

Pendant la séquence de lancement, on envoie une indication de présence ou d'absence de flamme au système de commande, géré par le système de contrôle de flamme. Le capteur de flamme est sensible à la présence des radiations ultraviolettes émises par la flamme aux hydrocarbures.

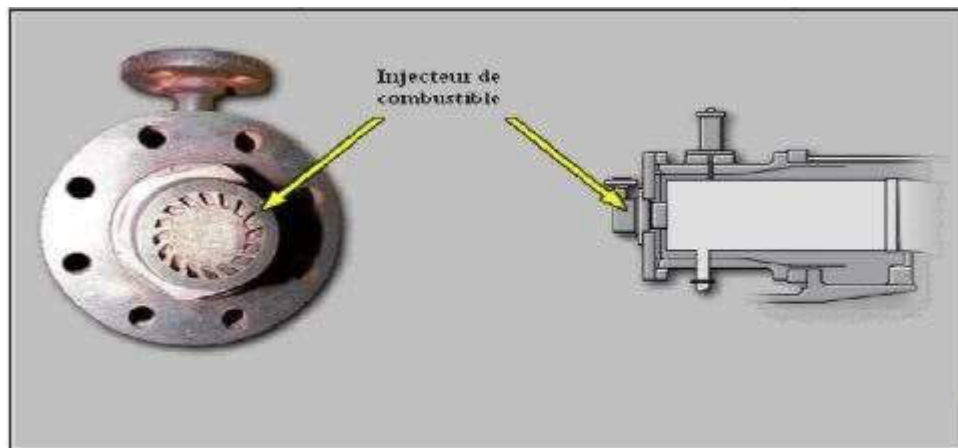


*Figure e II.16: Détecteur de flamme ultraviolette.*

### II.8.2 Injecteur de combustible :

Chaque chambre de combustion est équipée d'un injecteur qui émet une quantité mesurée de combustible dans la chemise de combustion. Le combustible gazeux est introduit Directement dans chaque chambre par des trous de mesure places au bord extérieur de la tôle de turbulence. Lorsqu'on utilise de combustible liquide, il est atomisé dans la buse a chambre de turbulence par l'air à haute pression.

Le mélange atomise combustible/air est répandu après dans la zone de combustion. L'action de la buse répand un tourbillon longitudinal a l'air de combustion ayant comme résultat une combustion complète et surtout un fonctionnement sans fumée de la turbine.



*Figure II.17: Injecteur de combustible*

### **II.8.3 Tubes – foyers :**

Les douze chambres de combustion sont interconnectées par les tubes-foyers. Ces tubes font que la flamme des chambres allumées contenant les bougies d'allumage, s'étend aux chambres pas encore allumées.

### **II.9 Section turbine**

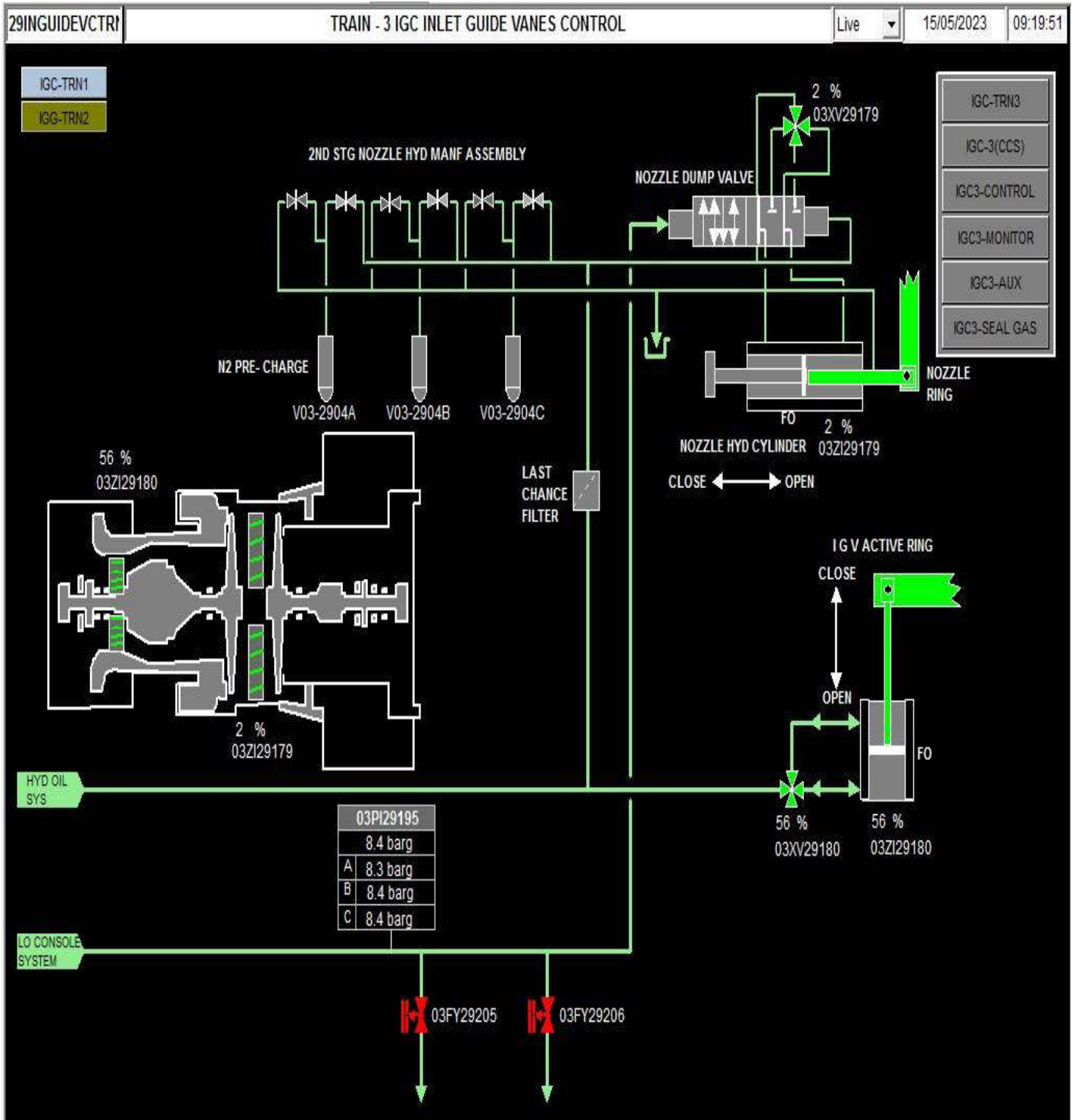
Elle comprend le corps rotor de la turbine, l'aubage directrice du premier étage, la roue de la turbine premier étage HP, la roue de la turbine du second étage BP, l'ensemble diaphragme, l'ensemble d'étanchéité et la conduite de gaz inter-étages.

Le stator de cette section est en deux parties, séparé par un plan de joint médian horizontal afin de faciliter l'entretien.

#### **II.9.1 Directrices premier étage**

Elles sont fixées à proximité de la veine de gaz prévu dans le corps de la turbine l'air refoulé par le compresseur à partir des enveloppes de combustion vient dans l'anneau support de retenue des aubes perforées pour s'échapper dans la veine de gaz vers l'échappement. Ce flux d'air permet le refroidissement des aubes de la directrice.

CHAPITRE II  
PRESENTATION DU CHAMP DE HASSI BERKINE ET DE LA TURBINE A GAZ MS5002C





*Figure II.18: Directrice 2<sup>eme</sup> étage*



*Figure II.19 : Directrice 1<sup>ere</sup> étage*

### II.9.2 Directrices deuxième étage

Composées d'aubes orientables, qui forment un angle variable avec la directrice d'écoulement des gaz dans la section annulaire juste avant le deuxième étage de la turbine BP.

Une rotation est donnée grâce à des axes prévus dans le corps de la turbine.

Les leviers clavetés à l'extrémité de ces axes, sont reliés par des biellettes à des points de la couronne de contrôle qui sont actionnés par un piston hydraulique.

### II.9.3 Stator de turbine :

La caisse de la turbine est un des principaux éléments structuraux de la turbine a gaz ; elle est boulonnée extérieurement à l'avant aux entretoises du ceps de refoulement du compresseur et extrêmement à l'arrière au cadre d'échappement. Dans la caisse de la turbine se trouvent-les Ensembles suivants, qui établissent la veine des gaz de la chambre de combustion au cadre d'échappement, en passant par la roue de la turbine : les cloisons et les segments de protection de la directrice de premier étage, les segments de parois interne et externe de la veine des gaz Entre-Étages, le diaphragme et l'étanchéité air du deuxième étage, et enfin les cloisons et les Segments de protection de la directrice de deuxième étage. La bague de commande, qui actionne les cloisons de la directrice de deuxième étage a angle variable est soutenue par des galets montes sur la paroi extérieure de la caisse de la turbine.

La paroi interne de la caisse de la turbine est isolée des pièces de la veine des gaz chauds, sauf aux surfaces nécessaires de positionnement de la directrice et des segments de protection.

L'air de refoulement du compresseur, qui fuit au-delà des segments de la directrice de premier étage dans l'espace entre la paroi isolée de la caisse de la turbine et la paroi extérieure de la veine des gaz entre-étage, contribue à dissiper la chaleur dégagée par la paroi extérieure de la veine de gaz. Les trous d'extraction de la bride de la caisse correspondent à ceux de la bride verticale avant du cadre d'échappement. L'air ambiant passe par ces trous pour refroidir l'arrière de la caisse de la turbine et les entretoises du cadre d'échappement dans la veine d'échappement.

#### **II.9.4 Ensemble diaphragme :**

Le diaphragme est soutenu entre les roues de la turbine de premier étage et celles de la Turbine de deuxième étage par six chevilles creuses radiales traversant la caisse de la turbine et aboutissant dans des trous percés dans la paroi du diaphragme. Ce diaphragme est une pièce cylindrique fendue en deux sur le plan horizontal. Un joint d'air est installé dans une rainure du diaphragme pour séparer les deux étages de la turbine et former l'espace roues arrière de la turbine de premier étage et l'espace roues avant de la turbine de deuxième étage. L'air de refroidissement est envoyé dans les espaces roues pour refroidir les roues de la turbine et fermer hermétiquement la venue des gaz. Les flasques du diaphragme comportent les joints des roues qui empêchent les gaz chauds de s'échapper dans les espaces roues.

#### **II.9.5 Rotor de la turbine :**

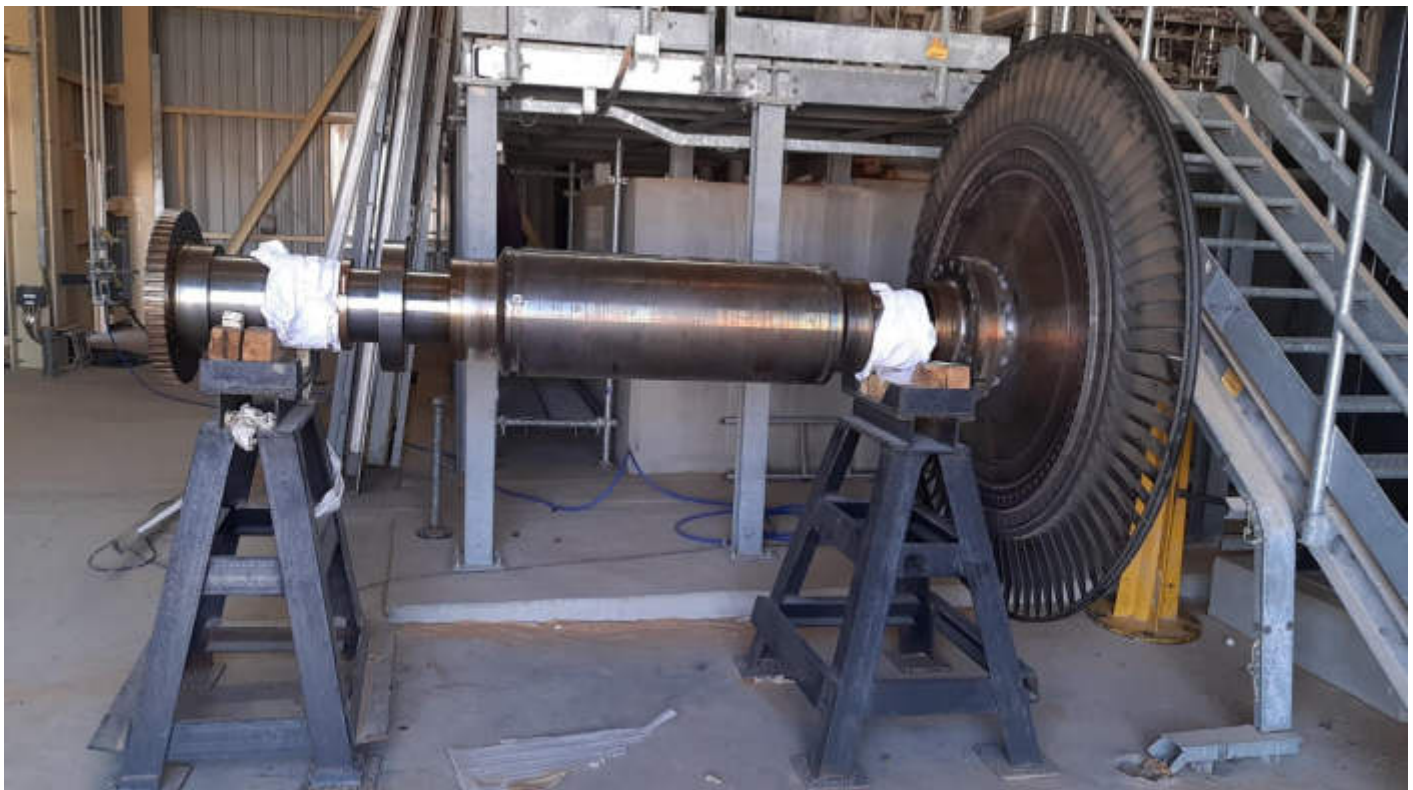
La turbine à gaz dispose de deux rotors séparés : celui du 1<sup>er</sup> étage ou turbine haute Pression, qui entraîne le compresseur à flux axial et les accessoires entraînés par les arbres, et le rotor de la turbine de 2<sup>ème</sup> étage, ou turbine basse pression, qui entraîne la charge. Les deux rotors de la turbine sont alignés dans la section turbine, mais sont mécaniquement indépendants l'un de l'autre, ce qui permet aux deux turbines de tourner à des vitesses différentes.

La roue de la turbine du premier étage est boulonnée directement sur le demi-arrêt arrière du rotor du compresseur de manière à former un rotor haute pression. La roue de deuxième étage est boulonnée sur un arbre de la roue pour former le rotor de turbine basse pression/puissance. Ce rotor de turbine de puissance est soutenu par deux paliers : le coussinet lisse N°3 situé à l'avant du

Cadre d'échappement et le palier de butée et coussinet lisse N°4 situé dans un logement de palier boulonné à l'arrière du cadre d'échappement.

L'arbre de la turbine de puissance dispose d'une masse de survitesse qui déclenche mécaniquement le système de commande de la turbine à gaz en cas de survitesse. Le rotor est équilibré avec la masse de survitesse située dans l'arbre avant le montage final, et il suffira d'une légère correction pour obtenir l'équilibrage final.

*Figure II.20 : Vue du rotor de la turbine basse pression.*



### II.9.6 Aubes de la turbine

Les aubes de la turbine sont montées dans la roue, dans des queues d'aronde axiales, en forme de sapin avec les couvercles installés sur les "échasses" d'aubes. Un couvercle sur deux est un couvercle de fermeture. Les aubes sont maintenues en place sur une cheville Twistlock fixée par empilage.



*Figure II.21 : les aubes de la turbine.*



## II.10 systèmes auxiliaires de la turbine

### II.10.1 Système d'admission

Dirige l'air de combustion dans la section d'admission afin de garantir :

- ✓ Degré de filtration pour le fonctionnement correcte du compresseur et de la turbine dans les Limites des conditions ambiantes existantes de l'installation.
- ✓ Débit d'air régulier vers la section d'admission, et un fonctionnement fluide-dynamique régulier de ce dernier.

Le système d'admission comprend le filtre d'admission, la conduite, le silencieux, le coude, le caisson d'admission et les autres accessoires.

L'air pénètre dans le filtre, traverse la conduite, le silencieux, le coude et le caisson d'admission et enfin le compresseur.

La configuration du filtre choisi, le degré d'insonorisation obtenu dans le silencieux et la géométrie du coude, sont les facteurs qui influencent sur la résistance rencontrée par l'air qui les traverse.

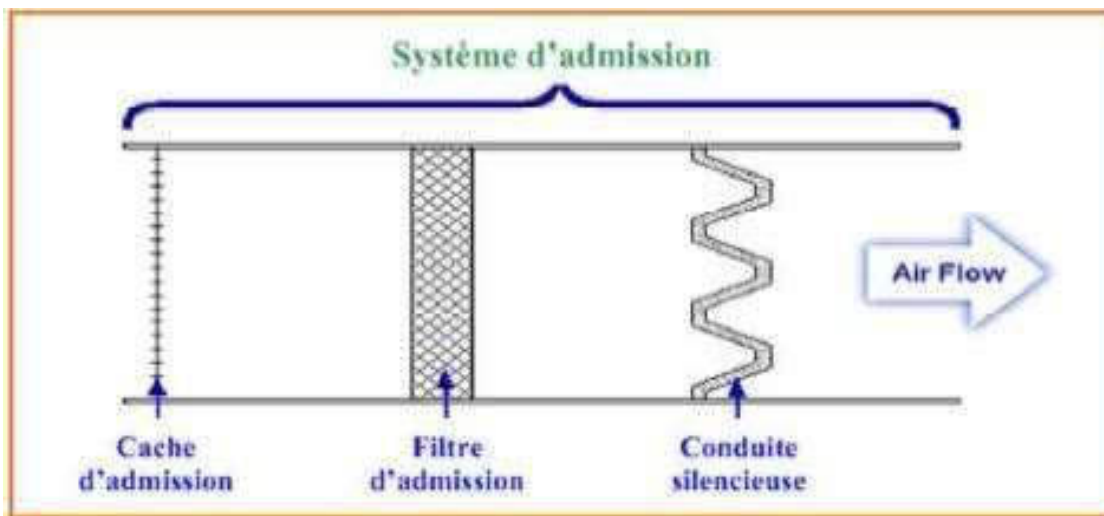


Figure II.22 : Système d'admission, filtre à air.

### II.10.2 Système de lancement

Le moteur électrique de démarrage fait lancer la machine jusqu'à 22 % de la vitesse nominale pendant une minute, elle se stabilise à 20 % pendant deux minutes.

Le balayage et l'alimentation du circuit de gaz dure 6 minutes, l'arbre BP étant à l'arrêt.

La température  $T_{max}$  à l'échappement est légèrement augmentée, pendant que les aubes de la directrice présentent une ouverture de  $15^\circ$ . Après que les conditions précédentes soient vérifiées, les bougies d'allumage produisent des étincelles et le signal de démarrage de la turbine est annoncé.

A ce moment-là, l'arbre BP se met en mouvement, les aubes de la directrice se mettent en position d'ouverture maximale, dans l'intervalle de 50 à 60 % de la vitesse nominale.

### II.10.3 Paliers :

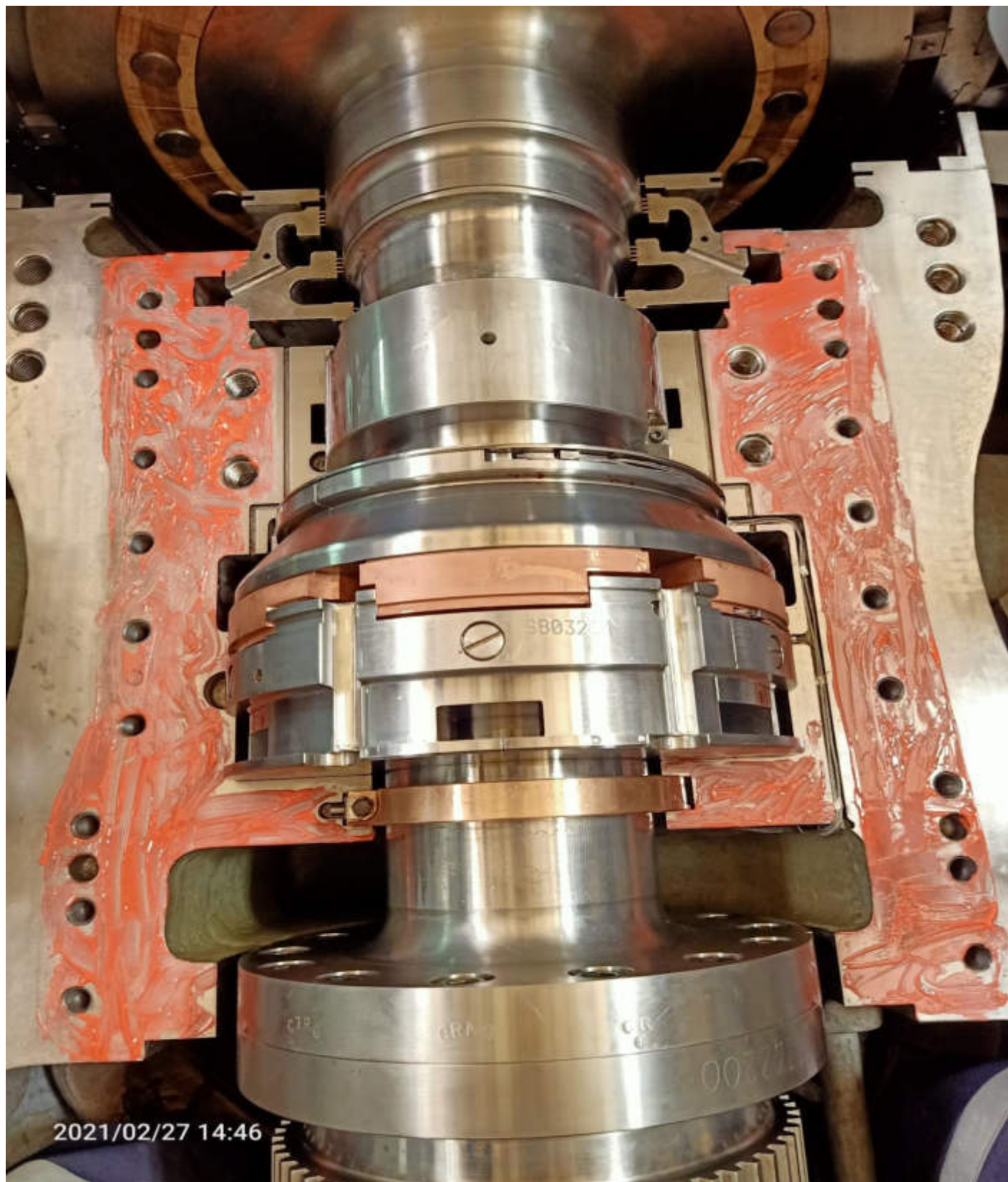
La turbine à gaz comprend quatre paliers principaux qui supportent les rotors du compresseur et de la turbine basse pression.

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

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

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





*Figure II.23 :paliers*

### II.10.4 Socle support et paliers de la turbine

Le socle supporte la turbine et sert de surface de montage pour l'accès et comme réservoir pour l'huile de graissage.

La turbine soutenue sur le socle par deux plaques de supports souples, l'une se trouve sous la caisse d'admission et l'autre sous la caisse d'échappement [8].

### II.10.5 Pompes d'huile de graissage : On a quatre (4) types de pompes :

- **Les pompes auxiliaires :**

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

- **Les pompes mécaniques :**

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

- **Pompe de secours :**

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

- **Pompe de Vireur (ou de virage) :**

C'est une petite pompe, placée au-dessus du réducteur, alimentée par une batterie, son rôle est de garder le rotor de la turbine en rotation lors de la phase d'arrêt avec une vitesse angulaire de  $1/4tr$  chaque  $3mn$  pendant 12heures pour éviter la flexion du rotor qui pèse 9 tonnes (pour MS5002c), avec une longueur d'environ  $8m$  et une température élevée provenant de la compression d'air [8].

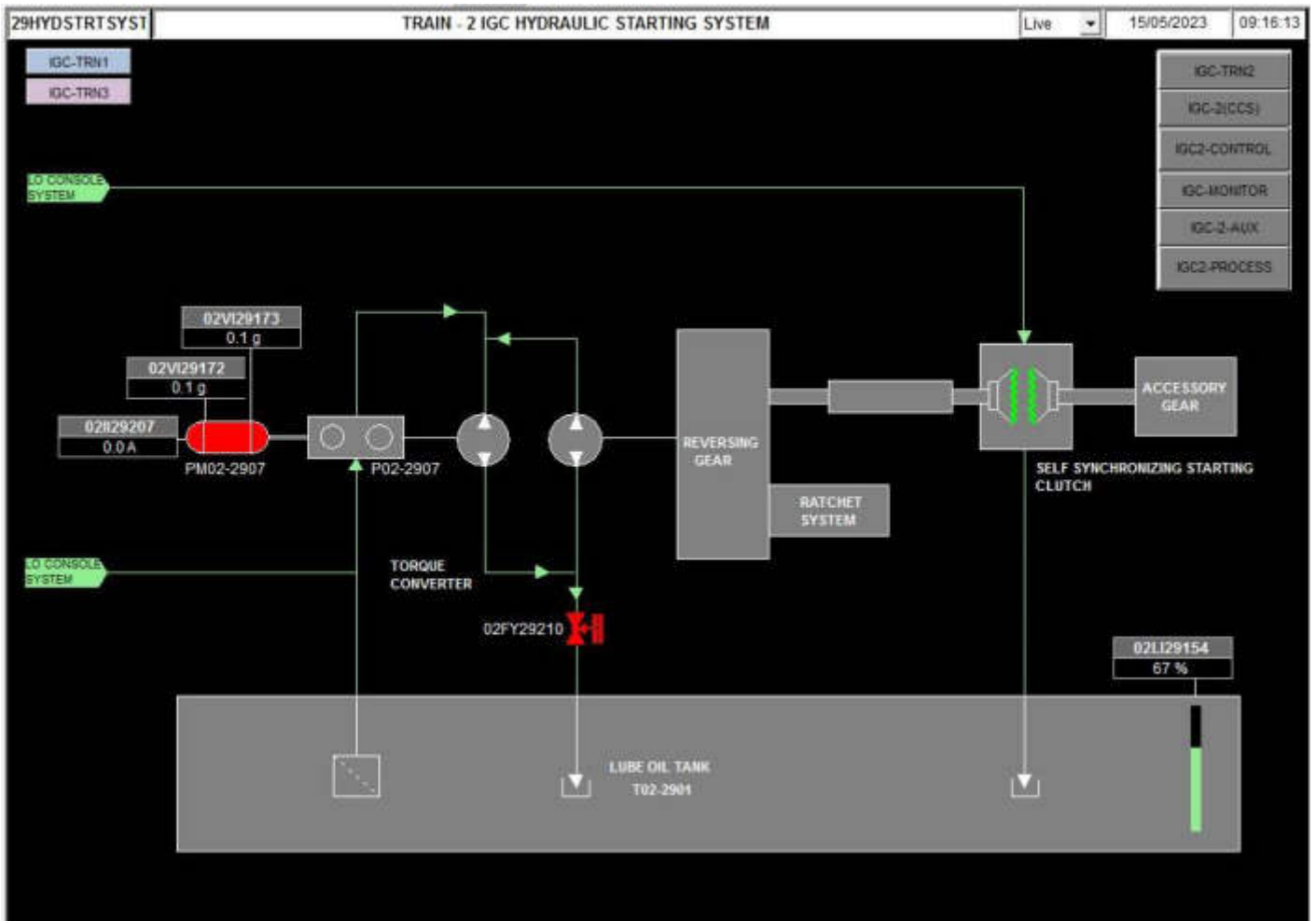
### II.10.6 Système d'échappement

Il comporte l'ensemble du cadre et la chambre d'échappement. Le cadre d'échappement est une structure principale faisant partie de la turbine à gaz il sert de support aux paliers 3 et 4, à l'ensemble des tuyauteries, des labyrinthes de paliers et des segments de la roue du deuxième étage de la turbine.

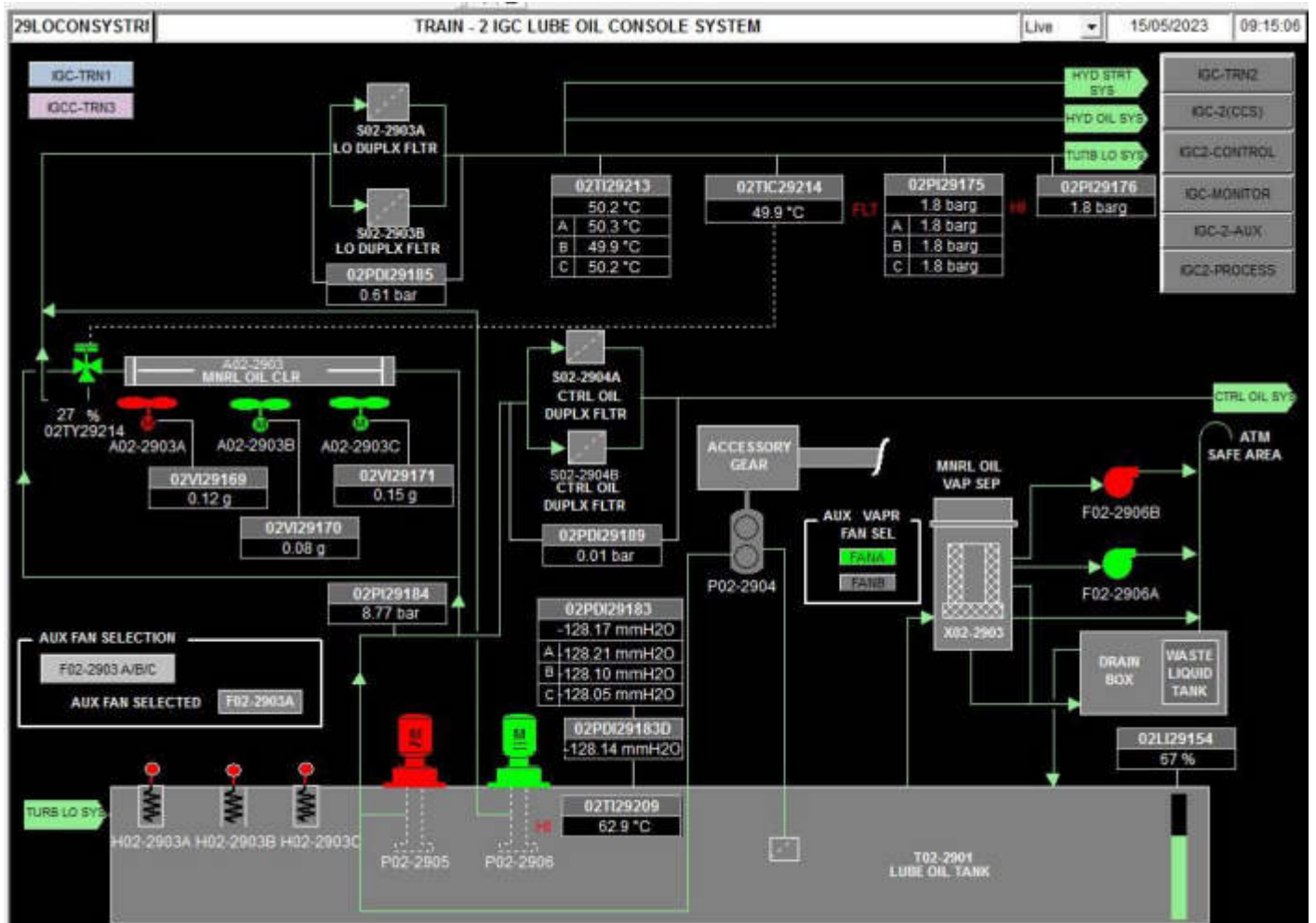
La chambre d'échappement est une structure rectiligne en forme de boîte dans laquelle les gaz d'échappement sont déchargés et diffusés. Elle est située à l'extrémité arrière du socle de la turbine. à partir de cette chambre, les gaz sont conduits vers l'atmosphère .

### II.10.7 Système d'embrayage de lancement

Il comprend l'embrayage à mâchoires, fin de course et deux cylindres. Les cylindres hydrauliques enclenchent l'embrayage par la vanne d'auto commande séquentielle, et les dispositifs de démarrage fournissent un couple à la turbine.



CHAPITRE II  
PRESENTATION DU CHAMP DE HASSI BERKINE ET DE LA TURBINE A GAZ MS5002C



L'huile de graissage venant du système, circule jusqu'à atteindre les paliers principaux de la turbine, les accessoires et les équipements entraînés.

Une pompe principale de graissage est montée et entraînée par un réducteur auxiliaire. Deux autres pompes entraînés par un moteur à courant alternatif, sont utilisées en cas de secours.

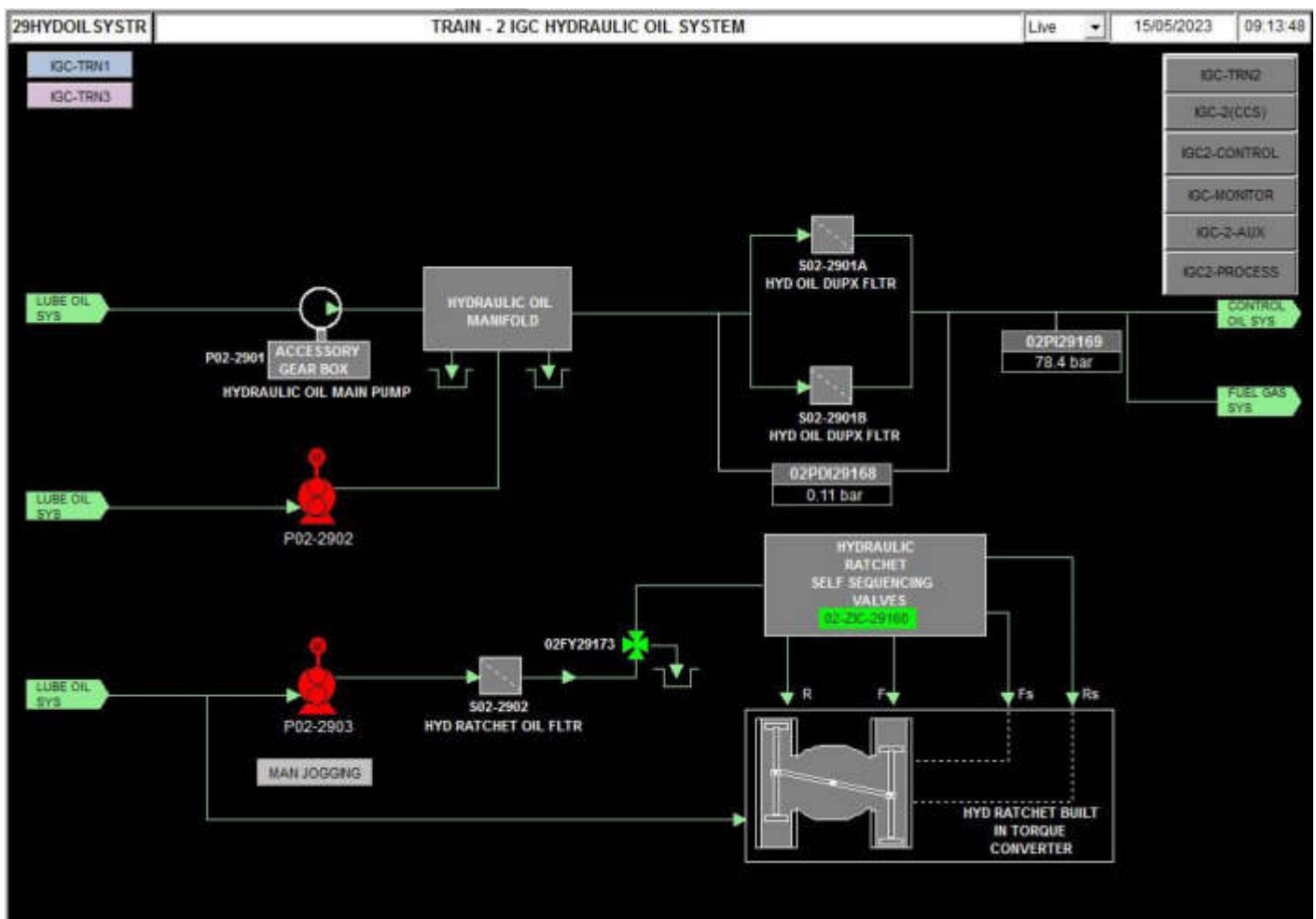
### II.10.8 Système d'alimentation hydraulique

Il comporte deux pompes d'alimentation, une principale et l'autre auxiliaire. Le fluide nécessaire pour le fonctionnement des composants de commande du système de combustible de la turbine à gaz, est fourni par le système d'alimentation hydraulique. Ce fluide fournit les moyens d'ouverture et de fermeture de la soupape d'arrêt du combustible. Il gère aussi les aubes directrices variables, les dispositifs de déclenchement hydraulique et de protection de la turbine.

### II.10.9 Système d'air de refroidissement et d'étanchéité

L'air est utilisé pour refroidir les différentes parties de la section de la turbine, et pour pressuriser les joints d'huile des paliers dans la turbine à gaz.

Les parties principales de la section de la turbine refroidies par l'air sont :



- Roue de la turbine du premier et du deuxième étage.
- Directrice du premier étage.
- Carter du rotor de la turbine.
- Tubes à flamme, les pièces de transition et les paliers.

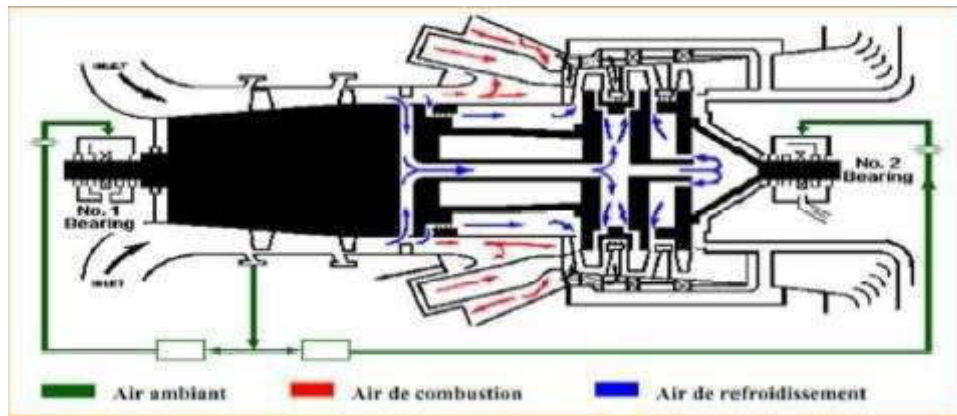


Figure II-24 : Circuit d'air de refroidissement et d'étanchéité.

#### II.10.10 Système de contrôle, de régulation et de protection

Il exécute des tâches pour assurer le meilleur fonctionnement de la turbine.

pour exécuter ces fonctions, le système gère une série de paramètres sous forme de signaux reçus de la turbine, et envoyés par des éléments d'interface, tels le transducteur de pression, le transmetteur de position de la vanne de combustible, les thermocouples, les détecteurs de flamme, ...etc.

Le tableau de commande est divisé en deux parties :

- ✓ Système de mise en séquence et de contrôle.
- ✓ Système de protection.

#### Conclusion :

La description donnée dans ce chapitre se réfère à la turbine à gaz MS 5002 C. C'est évident la description complète dans la « séquence de travail » doit également inclure des groupes auxiliaires, tels que En tant que système de démarrage et équipement auxiliaire général.



**CHAPITRE III**  
**CALCUL THERMIQUE DE L'INSTALLATION DE LA**  
**TURBINE A GAZ MS 5002C**

**Introduction :**

Dans ce chapitre, nous allons mettre en évidence l'impact des conditions climatiques et plus particulièrement la température de l'air ambiant sur les performances de la turbine à gaz. Afin de mettre en évidence cet impact, un calcul thermodynamique s'impose, dans un premier temps d'après les données standards du constructeur et ensuite d'après les conditions climatiques réelles du site.

Le but de ce calcul thermodynamique est de déterminer tous les paramètres et performances de la turbine à gaz MS5002C, celle-ci est très utilisée par la société SONATRACH dans le domaine des hydrocarbures.

**III.1 Données du problème :**

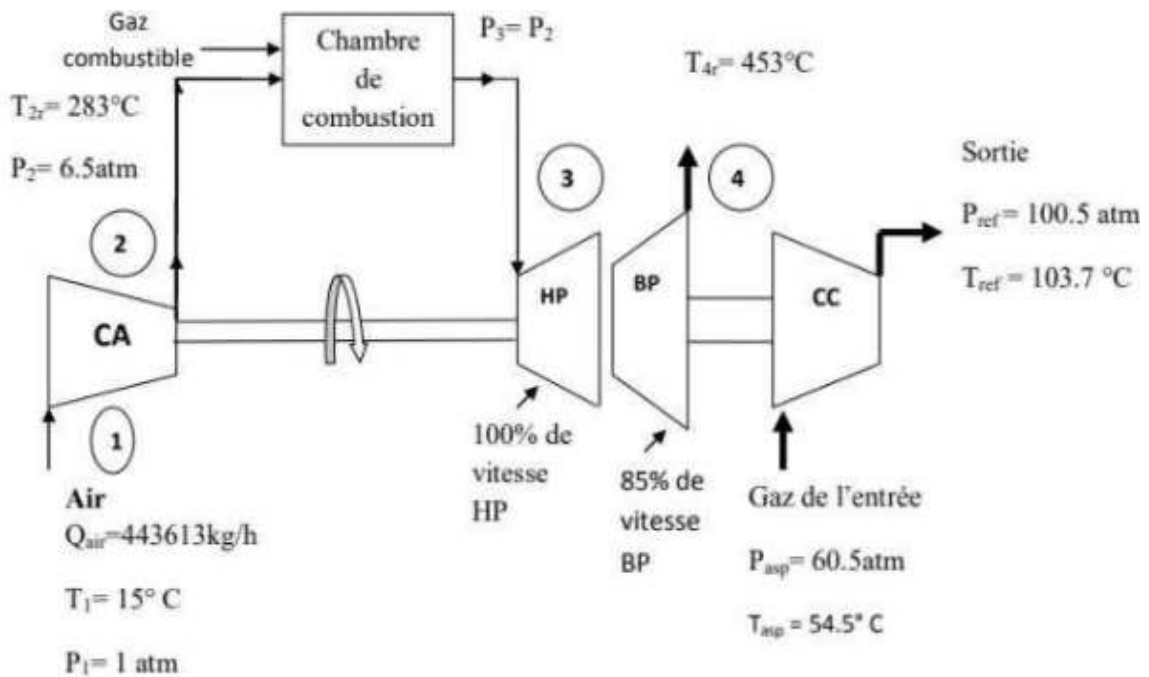
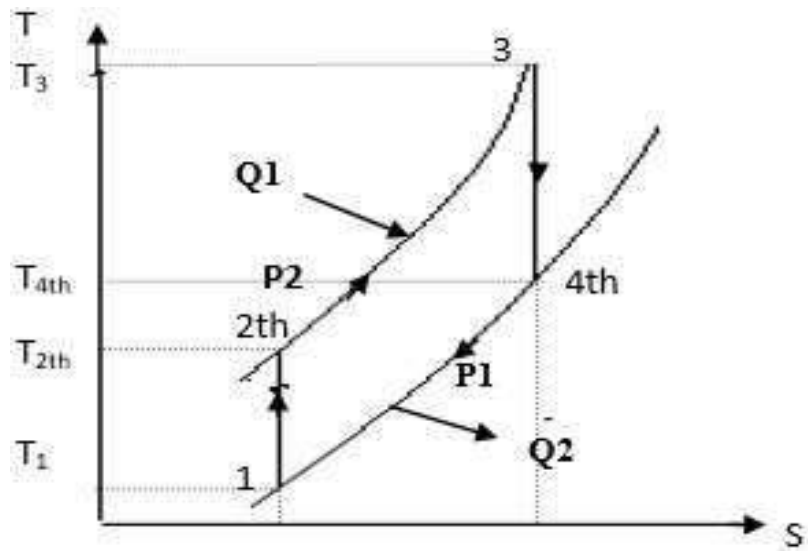
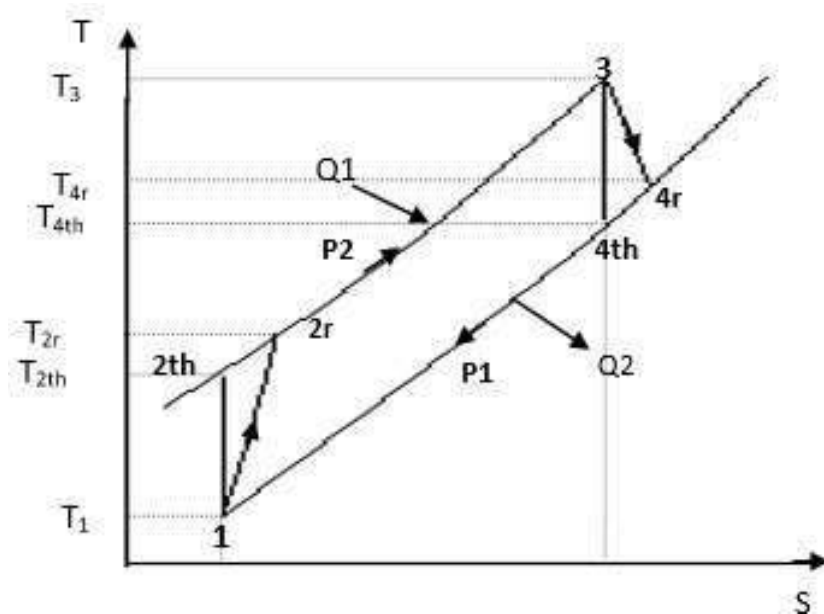


Figure III.25: turbine à gaz MS5002C.

Avec : **CA** : Compresseur axial, **HP** : roue haute pression, **BP** : roue basse pression, **CC** : Compresseur centrifuge 1<sup>er</sup> étage



(A)-Cycle théorique de joule



(b)-Cycle réel de joule

Figure (III.2) Cycles théorique (a) et réel (b) du fonctionnement d'une turbine à gaz

1 – 2 : compression isentropique, 2 – 3 : combustion isobare.

3 – 4 : détente isentropique, 4 – 1 : échappement isobare.

### III.2 Caractéristique de la turbine MS 5002 C :

Le tableau donne les paramètres de fonctionnement de la turbine MS 5002 C donnés par le constructeur dans les conditions ISO :

**Tableau III- 1. Paramètres de fonctionnement de la turbine MS 5002 C**

Paramètres de fonctionnement dans les conditions ISO	
T <sub>3 max</sub> (k)	966
T <sub>4 max</sub> (k)	582
Puissance utile (kw)	28337
Puissance de chauffe (kJ/k)	12308
Excès d'air E (%)	300 – 500
Le taux de compression P2/P1	6 – 8
Débit d'air à 15°C (kg/h)	443613
Débit d'air de refroidissement (kg/h)	12153.78
Débit de combustible (kg/h)	5785
PCI (kcal/kg)	10835
Masse volumique du fuel gaz (kg/m <sup>3</sup> )	PM = 18.911kg / kmol : ρ = 0.84
Rendement chambre combustion (%)	98
Rendement compresseur axial (%)	88
Rendement turbine total (%)	28 ,8
Rendement détente (%)	90
γ de l'air γ	1,4

### III.3 Les paramètres opératoires :

On donne dans le tableau ci-dessus les conditions opératoires de fonctionnement des turbines :

**Tableau III- 2. Les conditions opératoires de fonctionnement de turbine MS 5002C**

Conditions opératoires	Cas été	Cas hiver
Température aspre comp axial $T_1$ en	48	15
Température refoulé comp axial $T_{2r}$ en	313	259
Température échappement $T_{1e}$ en	545	410
Température aspre comp centrifuge	68.6	54
Température refoulé comp centrifuge	108.5	103
Pression aspre comp centrifuge Atm	76.1	60
Pression refoulé comp centrifuge Atm	113.7	101
Taux de compression comp axial actuel $\varepsilon = P_2/P_1$	5.9	6.95
Rendement chambre de combustion	98	
Débit refoulement kg/h	840625.99	

### III.4 Débit de combustible consommé par une turbine à gaz :

On calcule le débit de combustible consommé par une turbine, car au niveau de la boosting les débits mètres ne fonctionnent plus.

O na :

$$P_T = P_U + P_{CA} = (H_3 - H_4) \times (Q_{air} + Q_C) \quad (III.1)$$

$P_T$  : Puissance totale de la turbine (kw)

$P_U$  : Puissance utile fournit à la machine réceptrice (kw)

$P_{CA}$  : Puissance absorbée par le compresseur axial (kw)

$H_3$ : Enthalpie au point  $T_3$  (kcal/kg)

$H_4$ : Enthalpie au point  $T_4$  (kcal/kg)

$Q_{air}$  : Débit d'air total entrant dans le compresseur axial (kg/h).

$Q_{steochiometrique}$ : Débit d'air nécessaire à la combustion d'un Kg de combustible (kg/h).

$Q_C$ : Débit de combustible nécessaire pour la combustion (kg/h)

De (1) on tire la relation d'enthalpie  $H_3$  : [10]

$$H_3 = \frac{P_T}{Q_{air} + Q_C} + H_4 \quad (III.2)$$

On a encore :

$$H_3 = (Q_{air} + Q_C) - H_2 Q_{air} = (PCI + h_c) Q_C \eta_{CC} = Q_1 \quad (III.3)$$

$Q_1$ : Chaleur fournie dans la chambre de combustion (kcal/h)

$H_2$ : Enthalpie du l'air au point  $T_2$  (kcal/kg)

PCI : Pouvoir calorifique inférieur du combustible (kcal/kg)

$h_c$ : Enthalpie du combustible a ça température ambiante (kcal/kg)

$\eta_{CC}$  : Rendement de la chambre de combustion (%)

: A partir de l'équation (3) on obtient

$$H_3 = \frac{((Pci + h_c) Q_C \eta_{CC} + H_2 Q_{air})}{(Q_{air} + Q_C)} \quad (III.4)$$

On met (4) = (2) :

$$H_3 = \frac{P_T}{Q_{air} + Q_C} + H_4 = \frac{[(Pci + h_c) Q_C \eta_{CC} + H_2 Q_{air}]}{(Q_{air} + Q_C)}$$

$$P_T + (Q_{air} + Q_C) H_4 = ((Pci + h_c) Q_C \eta_{CC} + H_2 Q_{air})$$

$$P_T + Q_{air} H_4 + Q_C H_4 = ((Pci + h_c) Q_C \eta_{CC} + H_2 Q_{air})$$

$$Q_C = \frac{[P_T + (H_4 - H_2) Q_{air}]}{(Pci + h_c) Q_C \eta_{CC} - H_4} \quad (III.5)$$

### III.5 Détermination des paramètres nécessaires au calcul du débit combustible $Q_C$ :

$$P_T = P_U + P_{CA}$$

$$P_U = C_{P_{mon\ gaz}} \times (T_{ref} - T_{asq})$$

$$P_{CA} = \frac{[(Q_{air} \times W_{CA}) \times 4,18]}{3600} = \frac{[(Q_{air} \times \dot{W}_{CA} + Q_{air\ refroidir} \times W_{CA}'' ) \times 4,18]}{3600}$$

$$W_{CA} = H_2 - H_1 = C_{P_{moy(t_1,t_2)}} \times (T_2 - T_1)$$

$$W_{CA} = W_{CA}^{\prime} + W_{CA}^{\prime\prime}$$

CA realise au 16 etage                      CA realise au 10 etage

$$W_{CA}^{\prime} = C_{P_{moy(T1,Tsr)}} \times (T_{sr} - T_1)$$

$$W_{CA}^{\prime\prime} = C_{P_{moy(T1,Tsr)}} \times (T_{sr} - T_1)$$

On note qu'au niveau de boosting, les compresseurs axiaux ont tous un piquage du 1er étage et cet air à ce niveau sert au refroidissement des parties chaudes de la turbine et l'étanchéité des paliers.

$W_{CA}$ : Travail total réalisé par le compresseur axial (kcal/kg) tel que :

$W_{CA}^{\prime}$ : Travail réalisé au 16ème étage (kcal/kg).

$W_{CA}^{\prime\prime}$ : Travail réalisé au 10ème étage (kcal/kg).

$P_{CA}^{\prime}$ : Puissance absorbée au 16ème étage (kw).

$P_{CA}^{\prime\prime}$ : Puissance absorbée au 10ème étage (kw).

$P_{CA}$ : Puissance totale absorbée par le compresseur axial (kw).

$P_{sr}$ : Pression de l'air au 10ème étage (bars).

$T_{sr}$ : Température de l'air au 10ème étage (°C).

$H_4$ : Enthalpie du gaz à la température  $T_4$  (kcal/kg).

Puisque les gaz d'échappement sont constitués essentiellement de l'air, le débit de Combustible étant dans ce cas négligeable, on calcule  $H_4$  avec le  $C_P$  de l'air

$$H_4 = C_{P_{air\ T4r}} \times T_4$$

$$H_2 = C_{P_{air\ T2r}} \times T_{2r}$$

Le tableau suivant donne la composition et le pouvoir calorifique du gaz combustible

**Tableau III- 3. Compositions et caractéristiques du gaz combustible**

constituants du gaz	$Y'_{i\ mol}$	Masse mol $M_i$ (kg/kmol)	$Y'_{i\ mol}$ * $M_i$	$Y'_{i\ massique}$	PCI (kcal/ m <sup>3</sup> )	PCI * $Y'_{i\ mol}$ (kcal/ m <sup>3</sup> )
$CH_4$	0,8272 1	16	13,24	0,7	8590	7105.64
$C_2H_6$	0,0851	30	2,55	0,14	15408	15408
$C_3H_8$	0,0196	44	0,86	0,046	22284	436.76
$iC_4H_{10}$	0,0028	58	0,16	0,0086	29511	82.63
$nC_4H_{10}$	0,0041	58	0,24	0,013	29643	121.53
$iC_5H_{12}$	0,0008	72	0,058	0,003	37917	30,33
$nC_5H_{12}$	0,0008	72	0,058	0,003	38049	30,44
$nC_6H_{14}$	0,0005	86	0,043	0,002	46518	23,26
$C_7^+$	0.0001	100	0.01	0.0005	57896	5.79
$CO_2$	0 ,003	44	0,11	0,0058	0	0
$N_2$	0,057	28	1,58	0,084	0	0
Total	1		18,91	1		9147,6

Poids moléculaire du chaque constituant i :  $PM_i$

Le poids moléculaire moyen du gaz :  $MP_{moy} = \sum M_i \times Y'_{i\ md} = 18,91$  kg/ kmol.

Concentration massique:  $Y_{i\ massique} = (M_i Y_{i\ mol}) / \sum M_i Y'_{i\ md}$



Pouvoir calorifique inférieur moyen,  $PCI_{moy} = \sum p_{ci} Y'_{i\ md} = 9147,6$   
 kcal/m<sup>3</sup>=10835kcal/kg

La chaleur spécifique du mélange du gaz est sous la forme suivante :

$$C_p = (A + BT + CT^2 + DT^3) \quad [10]$$

A, B, C, D: Constantes spécifiques pour chaque constituant du mélange i.

La chaleur spécifique molaire moyenne du mélange du gaz :

$$C'_{p\ Moy} = \sum_{i=1}^7 C'_{pi} \times Y'_i$$

La chaleur spécifique massique de l'air

$$C_{P\ air} = (6,713 + 4,697 \times 10^{-4}T + 1,147 \times 10^{-6}T^2 - 4,696 \times 10^{-10}T^3) / 29 \quad [11]$$

### III.6 Travail et puissance utile absorbés par le compresseur centrifuge pour une Turbine :

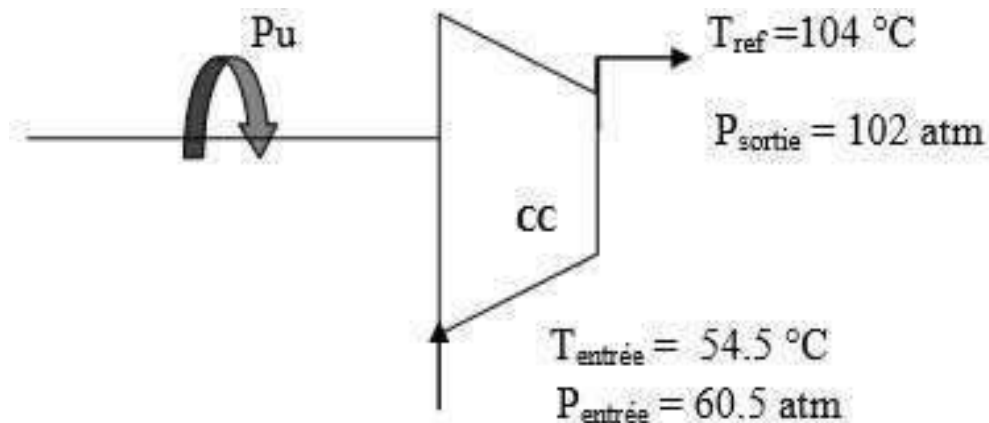


Figure III.26 : compresseur centrifuge

On travaille dans les conditions suivantes pour le compresseur centrifuge :

Tableau III- 4. Paramètres de marche du compresseur centrifuge

Débit de gaz en kg/h	T entrée °C	T refoulé °C	P entrée Atm	P sortie Atm	C <sub>p</sub> entrée	C <sub>p</sub> Sortie
840625	54.5	103.7	60.5	100.5	0,47	0,56

Conditions de fonctionnement de la turbine :

**Tableau III- 5. Paramètres de marche de la turbine**

T <sub>1</sub> : Température ambiante	15 °C	298 K
T <sub>2r</sub> : Température réelle de refoulement du compresseur	283 °C	556 K
T <sub>4r</sub> : Température d'échappement réelle	453 °C	726 K
Taux de compression $\epsilon = P_2 / P_1$	6.5	

$$C_{p \text{ moy gaz com}+P \text{ centr}} = (C_{p \text{ entrée}} + C_{p \text{ sortie}})/2 = (0,47 + 0,562)/2$$

$$W_{Comp \text{ Centr}} = C_{p \text{ Moy gaz cc}} (T_{ref} - T_{asp}) = 0,516 \times (103,7 - 54,5)$$

$$W_{cc} = 25,284 \text{ kcal / kg}$$

$$P_U = P_{abs \text{ cc}}$$

$$P_U = W_{cc} \times Q_{\text{gaz refolé}}$$

$$D'où : P_U = (25,284 \times 840625 \times 4,18) / 3600$$

$$P_U = 24679 \text{ kw}$$

**Calcul du travail et de la puissance du compresseur axial:**

**Calcul du travail et de la puissance du compresseur axial au 16ème étage :**

$$P_{CA} = (W_{CA} \times Q_{air}) = W'_{CA} \times Q_{air} + W'_{CA} \times Q_{air \text{ de refroid}}$$

$$C_{p \text{ moy gaz comp axail}} = (C_{p \text{ entrée comp ax}} + C_{p \text{ sortie comp ax 16ème étage}}) / 2 = (0,2317 + 0,2384) / 2$$

$$C_{p \text{ moy gaz comp axail}} = 0,235 \text{ kcal / kg } ^\circ\text{C}$$

Le travail consommé par le compresseur axial au 16<sup>ème</sup> étage :

$$W'_{CA} = 0,235 \times (283 - 15)$$

$$W'_{CA} = 62,98 \text{ kcal/kg}$$

La puissance absorbée par le compresseur axial au 16ème étage :

$$P_{CA} = 0,235 (283 - 15) \times 442100 \times 4,18 / 3600$$

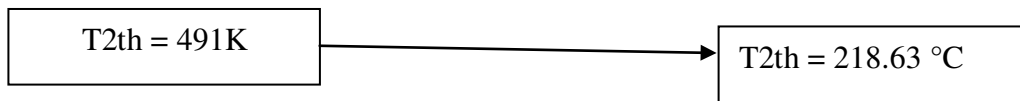
$$P_{CA} = 32329.34 \text{ kw}$$

**Détermination du rendement du compresseur axial  $\eta_{CA}$ :**

$$\eta_{CA} = \frac{T_{2TH} - T_1}{T_r - T_1}$$

On a:

$$T_{2th} = (S)^{\delta-1/\delta} T_1 = 6.5^{(0,286)} * (15 + 273) \text{ tel que : } \delta = 1,4 \text{ pour l'air}$$



$$\eta_{CA} = \frac{491 - 288}{556 - 288}$$

Le rendement du compresseur axial égal :

$$\eta_{CA} = 76.09 \%$$

**Détermination de la température de soutirage de l'air de refroidissement du 10<sup>ème</sup>**

**étage du compresseur axial TS:**

$$P_2 = 6.5 \text{ bar}$$

TS et PS

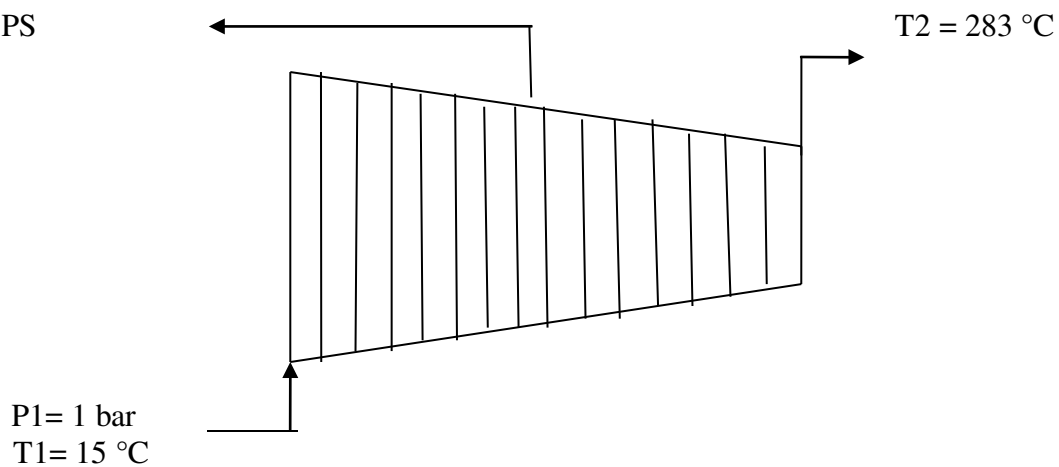


Figure III.27 : compresseur axial

Avant de déterminer  $T_s$ , on doit calculer la pression de soutirage  $P_s$  :

$$P_n / P_{n-1} = (\epsilon)^{1/n}$$

$P_n / P_{n-1}$  : Augmentation de pression inter étage pour chaque étage n.

Pour n = 16

$$P_{16} / P_{15} = (6.5)^{1/16} = 1,124 \longrightarrow P_{15} = 5.78 \text{ ATM}$$

Pour n = 15

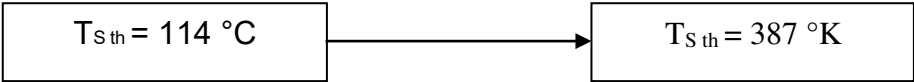
$$P_{15} / P_{14} = (6.5)^{1/15} = 1,13 \longrightarrow P_{14} = 5.11 \text{ ATM}$$

De la même manière, on trouve la pression au 10ème étage :

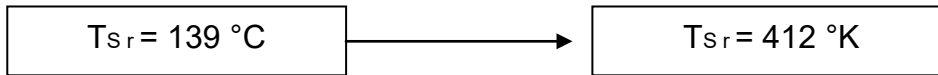
$$P_{11} / P_{10} = (6.5)^{1/11} = 1,18 \longrightarrow P_{10} = 2,80 \text{ ATM}$$

$$P_S = P_{10} = 2,80 \text{ Atm}$$

$$T_{S_{th}} = (P_S/P_1)^{\delta-1/\delta} * T_1 = (2,80 / 1)(0,286) * (273+15)$$



$$\frac{T_{th} - T_1}{T_1} = \frac{T_{th} - T_s}{T_s} = ((387 - 288) / 0,80) + 288$$



**Calcul du travail et de la puissance absorbés par l'air de refroidissement :**  $C_p$  moy gaz

$$\text{comp axial } (T_1, T_{sr}) = (C_p \text{ entrée} + C_p \text{ sortie 10ème étage}) / 2 = (0,2317 + 0,2345) / 2 \text{ } C_p \text{ moy gaz comp}$$

$$\text{axial } (T_1, T_{sr}) = 0,2331 \text{ kcal / kg } ^\circ\text{C}$$

Le travail consommé par le compresseur axial au 10ème étage :

$$W''_{CA} = 0,2331 \times (148,6 - 15)$$

$$W''_{CA} = 31,14 \text{ kcal/kg}$$

**La puissance totale absorbée par le compresseur axial :**

$$P_{CA} = (62,98 \times 442100 \times 4,18 / 3600) + (31,14 \times 12153,78 \times 4,18 / 3600)$$

$$P_{CA} = 32769 \text{ Kw}$$

**Détermination de l'enthalpie sortie gaz d'échappement H4:**

$$H_4 = C_p T_{4r} T_{4r}$$

Puisque on a une combustion avec un excès d'air très important, on peut négliger la quantité du gaz combustible consommée, et on considère que les gaz d'échappement sont constitués uniquement de l'air.

$$\text{à } T_{4r} = 453 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{On a: } C_{pT_{4r}} = 0,2454 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

$$H_4 = 0,2454 \times 453$$

$$H_4 = 111,18 \text{ kcal/kg}$$

**Détermination de l'enthalpie au point 2 :**

$$H_2 = C_{pT_{2r}} \times T_{2r}$$

$$\text{à } T_{2r} = 283 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{On a : } C_{pT_{2r}} = 0,2389 \text{ kcal / kg } ^\circ\text{C}$$

$$H_2 = 67,59 \text{ kcal / kg}$$

**Calcul de l'enthalpie du combustible :**

$$h_c = C_p \text{ gaz} \times T_{\text{amb}} = 0,248 \times 15$$

$$h_c = 3,72 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

**Calcul du débit de combustible, on détermine sa valeur d'après la formule (III 5):**

$$Q_c = \frac{\left\{ \left( \frac{3600}{4.18} \right) \times [(24679 + 32329.24)] + [(111.18 - 67.59)] \times 442100 \right\}}{[(10835 + 3.72) \times 0.98] - 111.18}$$

$$Q_c = 6540 \text{ kg/h}$$

**Recalcul de l'enthalpie H4 en tenant compte du débit de combustible :**

Après avoir déterminé le débit du combustible consommé par une machine, on peut calculer la CP des gaz d'échappement qui est en fonction de l'excès d'air :

à  $T_{4r} = 453 \text{ °C}$  on a :

$$C_{P_{GE}} = 0,9718 + 0,044 / E + (0,0536 / E + 0,0927) (T_4/1000) \quad \text{(III 6)}$$

E : Excès d'air tel que :  $E = Q_{\text{air}} / Q_C \times Q_{\text{air stœchiométrique}}$

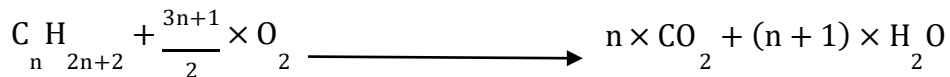
**Détermination du débit d'air stœchiométrique :**

$Y_{\text{MolaireO2 dans l'air}} = 21 \%$ , donc  $Y_{\text{mas}} = (0,21 \cdot 32)/29 = 0,23 \text{ Kg d'O2 / 1 kg d'air}$

D'ou débit d'air nécessaire :  $Q_{\text{air stœchiométrique}} = m_{\text{O2}} / Y_{\text{massO2}}$

**Détermination de la masse d'oxygène consommée par 1 kg de combustible :**

Selon la réaction de combustion



On obtient :

$$m_{O2} = \frac{(M_{O2} \times (\frac{3n+1}{2}) \times Y_i)}{M_i}$$

Le tableau suivant donne la masse d'O<sub>2</sub> consommée par chaque constituant i :

**Tableau III- 6. Masse de l'O<sub>2</sub> nécessaire à la combustion d'1 kg de combustible**

Constituants	Masse d'O <sub>2</sub> consommée par constituant (Kg)
CH <sub>4</sub>	4
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0,5
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0,17
iC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,03
nC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,045
iC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,011
nC <sub>5</sub> H <sub>14</sub>	0,011
nC <sub>6</sub> H <sub>16</sub>	0,008
nC <sub>7+</sub>	0,0019
CO <sub>2</sub>	/
N <sub>2</sub>	/
Total	3,58

$$O_{\text{air stoechiometrique}} = \frac{3.58}{0.23}$$

$Q_{\text{air stoechiometrique}} = 15,56 \text{ kg d'air} / 1 \text{ kg de combustible}$

Pour  $Q_C = 6540 \text{ kg} / \text{h}$  , il faut :  $Q_{\text{air stoechiometrique}} = 99225.186 \text{ kg}$

**Détermination de la valeur de l'excès d'air :**

$$E = Q_{\text{air}} / (Q_C \times Q_{\text{air stoechiometrique}}) = 442100 / (6540 \times 15,56)$$

Soit ;

$$E=4,34 \qquad E=434.44 \%$$

On sait que la température ambiante influe sur la masse volumique de l'air suivant la relation :

$$\rho_{\text{air}}^{T^\circ} = \rho^{0^\circ} (273 / 273 + T)$$

$$\text{Pour } T= 0^\circ\text{C} \longrightarrow \rho_{\text{air}} = 1,29 \text{ kg/m}^3 \qquad \text{(III7)}$$

$$\text{Pour } T^\circ= 15^\circ\text{C} \longrightarrow \rho^{t^\circ} = \rho^{15^\circ} = \rho^{0^\circ} \times (273 / (273 + 15))$$

$$\rho_{\text{air}}^{15^\circ} = 1,29 \times (273 / (273 + 15)) = 1,29 \times 0,947$$

$$\rho_{\text{air}}^{15^\circ} = 1,227 \text{ kg} / \text{m}^3$$

$$Q_{\text{air}} = 442100 \text{ kg} / \text{h} \text{ à } 15^\circ\text{C} \text{ avec } Q_{\text{air}} = Q_{\text{air volumique}} \times \rho_{\text{air}}^{15^\circ}$$

On rappelle que le débit volumique d'air absorbé par le compresseur axial reste constant, et que le débit d'air massique qui change vue la variation de la masse volumique en fonction de la température d'après la relation (7).

$$\text{Pour : } T= 0^\circ\text{C} \longrightarrow \rho_{\text{air}} = 1,29 \text{ kg/m}^3 \longrightarrow Q_{\text{air}} = 361540 \times 1,29$$

$$\text{Donc : } Q_{\text{air}} = 466386.6 \text{ kg} / \text{h} \text{ à } 0^\circ\text{C}.$$

Par conséquent, on tire une relation qui relie la température ambiante et le débit d'air absorbé par le compresseur dont 12 153.78 kg/h sont soutiré du 10<sup>ème</sup> étage :

$$Q_{\text{air}} = [466386.6 - 1619.10 \times T] - 12 153.78$$

$$\text{Où : } \Delta Q / \Delta T = \text{la pente} = (466386.6 - 442100) / (0 - 15) = - 1619.10 \text{ kg} / \text{h}^\circ\text{C}$$

Pour différentes températures ambiantes, on tire les débits massiques :



**Tableau III- 7. Le débit d'air en fonction de la température ambiante**

Température ambiante (°C)	Masse volumique (kg/m <sup>3</sup> )	Débit d'air total aspiré (kg/h)
0	1.29	466390.195
15	1.22	442100
20	1.20	434550
25	1.18	427260
30	1.16	420210
35	1.14	413390
40	1.12	406790
45	1.10	400390
48	1.09	396650

**Calcul de la chaleur spécifique des gaz d'échappement :**

A partir de la formule (6) :  $C_{PGET4} =$

$$[0.9718 + 0.044/4.344 + (0.0536/4.344 + 0.0927) (453 + 273/1000)] / 4.18$$

$$C_{PGET4} = 0.246 \text{ kcal / kg K}$$

**L'Enthalpie à la température T4 en tenant compte du débit de combustible H' :**

$$H'_4 = C_{PGET4} (T4 - 273) \quad 4$$

$$H'_4 = 111.57 \text{ kcal / kg}$$

L'enthalpie H'4 en tenant compte de débit de combustible, est légèrement supérieure à H4 en négligeant ce dernier (débit de combustible).

On recalcul le débit  $Q_c$  avec H'4 d'Après la relation (III5) :

$$Q'_c = 6809.4 \text{ kg/h}$$

$$Q'_c - Q_c = 269.4 \text{ kg / h}$$

L'erreur donc est :  $(269.4/6809.4) \times 100 = 3.95 \%$

Donc le débit de combustible réel calculé avec H'4 est toujours supérieur de 3.95 % par rapport au débit de combustible calculé avec H4 où on a considéré les gaz d'échappement constitués uniquement de l'air.

### Détermination du débit d'air en excès pour 1kg de combustible :

Débit d'air pour un excès d'air qui est égale à  $E = 4,348$  :

$$Q_{\text{excès d'air}} = Q_{\text{air stœchiométrique}} \times E = 15,56 \times 4,344$$

$$Q_{\text{excès d'air}} = 67.59 \text{ Kg d'air} / 1 \text{ kg de combustible}$$

### Détermination des quantités massiques des gaz d'échappement :

A partir de la réaction de la combustion :

$$m_{N_2} = Q_{\text{air en excès}} \times Y_{N_2} (\text{dans l'air}) + Y_{N_2} (\text{dans le gaz combustible}).$$

$$67.59 (1 - 0,23) + 0,084 = 52.13 \text{ Kg de } N_2 \text{ émis} / 1 \text{ Kg de combustible}$$

$$m_{N_2 \text{ émis}} = 52.13 \text{ Kg de } N_2 \text{ émis} / 1 \text{ kg de combustible}$$

### Détermination des quantités de CO<sub>2</sub> et de H<sub>2</sub>O émises :

Suivant les formules données ci-dessous, on détermine les quantités de CO<sub>2</sub> et H<sub>2</sub>O émises vers

L'atmosphère pour 1kg de gaz combustible suivant la réaction de combustion :

$$m_{CO_2} = (M_{CO_2} \times n \times Y_i) / M_i \quad \text{(III 8)}$$

$$m_{H_2O} = (M_{H_2O} \times (n+1) \times Y_i) / M_i \quad \text{(III 9)}$$

Le résultat obtenu est donné par le tableau suivant :

**Tableau III- 8. Quantités de CO<sub>2</sub> et H<sub>2</sub>O émises par les gaz d'échappement**

Constituants	Composition du gaz combustible Y'i mol	Masse de CO <sub>2</sub> libérée par Constituant (Kg)	Masse de H <sub>2</sub> O libérée par constituant (Kg)
CH <sub>4</sub>	0,8272	1,92	1,57
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0,0851	0,4	0,24
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0,0196	0,14	0,075
iC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,0028	0,026	0,013
nC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,0041	0,038	0,020
iC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,0008	0,009	0,0046
nC <sub>5</sub> H <sub>14</sub>	0,0008	0,0093	0,0046
nC <sub>6</sub> H <sub>16</sub>	0,0005	0,007	0,0033
nC <sub>7+</sub>	0,0001	0,0016	0,00076
CO <sub>2</sub>	0,003	0,0058	/
N <sub>2</sub>	0,057	/	/
Total	1	2,56	1,94

**Détermination de la concentration des gaz d'échappement :**

$$Y_{i \text{ GE MOLAIRE}} = \frac{m_i}{\sum M_i} \quad \text{(III 10)}$$

$$Y_{i \text{ GE MOLAIRE}} = \sum \frac{m_i}{M_i} \quad \text{(III 11)}$$

D'après les formules (10) et (11), on obtient le tableau suivant :

**Tableau III- 9. Centractions et poids moléculaire des gaz d'échappement**

Constituants des gaz d'échappement	Y <sub>i</sub> GE MOLAIRE	Y <sub>i</sub> GE MASSIQUE	M <sub>i</sub> Y <sub>i</sub> GE
CO <sub>2</sub>	0,025	0,039	1,11
H <sub>2</sub> O	0,047	0,030	0,84
CO <sub>2</sub>	0,16	0,170	4,97
N <sub>2</sub>	0,77	0,761	21,63
TOTAL	1	1	28, 56

**Le poids moléculaire moyen des gaz d'échappement :**

$$PM \text{ moy GE} = \sum M_i \times Y_i \text{ GE}$$

$$PM_{\text{moy}} = 28, 56 \text{ kg / kmol}$$

**Détermination de la température sortie chambre de combustion T<sub>3r</sub>**

On calcule en premier lieu l'enthalpie H<sub>3</sub>.

**Détermination de l'enthalpie H<sub>3</sub>:**

$$\text{On a : } Q_1 = H_3 (Q_{\text{air}} + Q_C) - H_2 Q_{\text{air}} = (PCI + h_c) \eta_{cc} Q_C$$

Donc :

$$H_3 = \{(PCI + h_c) \eta_{cc} Q_C + H_2 Q_{\text{air}}\} / (Q_{\text{air}} + Q_C)$$

$$H_3 = [0,98228 + 0,1055 \left(\frac{T_3}{1000}\right)] (T_3 - 273)$$

$$0,98228T_3 + \left(\frac{0,1055}{1000}\right) (T_3)^2 - 0,98228 \times 273 - \left(\frac{0,1055}{1000}\right) \times 273 \times T_3 = H_3$$

$$\left(\frac{0,1055}{1000}\right) T^2 + 1,011T - 268,162 - 925,66 = 0$$

$$0,0001055T_3^2 + 0,9534T_3 - 1231,708 = 0$$

$$T_3 = 1145.023 \text{ K} \quad T_3 = 872.023 \text{ }^\circ\text{C}$$

**Détermination de la température théorique  $T_{4th}$  :**

$$\text{On a : } T_3 = (\epsilon)^{\delta-1/\delta} \times T_{4th} \longrightarrow T_{4th} = 1/(\epsilon)^{\delta-1/\delta} \times T_{3r} = (P_4/P_3)^{\delta-1/\delta} \times T_{3r}$$

Calculons  $\delta$  au point  $T_3$  :

$$\text{On a : } r = C_p - C_v$$

$$\delta = C_p / C_v$$

**Détermination de  $C_p T_3$  :**

Où calcul la capacité thermique

$$C_p T_3 = H_3 / (T_{3r} - 273) = 221.45 / (1145.023 - 273)$$

$$C_p T_3 = 0,2542 \text{ kcal/kg }^\circ\text{C}$$

**Détermination de  $C_v T_3$  :**

$$\delta_{echap} = C_p / C_v \longrightarrow C_v = C_p / \delta_{echap} \text{ et } C_v = C_p - r$$

Tel que :

$$r = 1,98/\text{masse molaire}$$

$$C_v = 0,2542 - 1,98/28,56$$

$$C_{vT_3} = 0,184 \text{ kcal/kg}$$

$$\delta_{echap} = 0,254/0,184$$

$$\delta_{echap} = 1,374$$

$$\text{D'où : } \delta - 1/\delta = 0,272$$

On a :

$$T_{4th} = (P_4/P_3)^{\delta-1/\delta} \times T_{3r} = (1/6,5)^{0,267} \times (1145.023)$$

$$T_{4th} = 686.70 \text{ K}$$

$$T_{4th} = 413.7 \text{ }^\circ\text{C}$$

**Détermination du rendement de la détente de la turbine :**

$$\eta_d = \frac{T_{3r} - T_{4r}}{T_{3r} - T_{4th}} = \frac{1145,023 - 750}{1145,023 - 686,70}$$

$$\eta_d = 90,40$$

**Détermination du rendement global de la turbine :**

$$\eta_T = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

**Détermination de la chaleur fournie dans la chambre de combustion :**

$$Q_1 = H_3 \times (Q_{\text{air}} + Q'c) - H_2 \times Q_{\text{air}}$$

$$Q_1 = 221.45 \times (442100 + 6809.4) - 67.59 \times 442100$$

$$Q_1 = 69528000 \text{ kcal / h}$$

**Détermination de la chaleur perdue à l'échappement :**

$$Q_2 = H'_4 \times (Q_{\text{air}} + Q_C) - H_1 \times Q_{\text{air}}$$

**Avec :**

$$H_1 = C_{PGET1} \times T_1 = 0,241 \times 15$$

$$H_1 = 3,615 \text{ kcal/kg}$$

**La chaleur perdue à l'échappement :**

$$Q_2 = 111.57 (442100 + 6540) - 3.615 \times 442100$$

$$Q_2 = 48457000 \text{ kcal / h}$$

Application numérique :

$$\eta_T = (69528000 - 48457000) / 69528000$$

$$\eta_T = 30.25 \%$$

Nous récapitulons dans le tableau ci-dessous, l'ensemble des résultats obtenus pour le cas d'une turbine à gaz à deux arbres entraînant un compresseur centrifuge

**Tableau III- 10. Résultats des calculs pour les données du constructeur.**

T <sub>1</sub> =288K	P <sub>u</sub> =24679 kW	η <sub>T</sub> = 30.25 %
T <sub>2</sub> =556K	P <sub>ca</sub> =32769 kW	
T <sub>3</sub> =1145.023K	m <sub>air</sub> =442100 kg/h	
T <sub>4</sub> =736K	m <sub>C</sub> = 6540 kg/h	
P <sub>2</sub> /P <sub>1</sub> =6.5	E =4.34	

**Calcul thermodynamique à partir des données réelles :**

Les calculs effectués jusqu'à présents concernent les données du constructeur à une température de 15°C. Nous allons reprendre la même démarche de calcul pour une température de 48°C, correspondant aux conditions réelles régnant au niveau du site de Hassi R'mel.

**Données de départ :**

Avant d'entamer la procédure de calculs du cycle thermodynamique, pour une température de 48 °C, nous présentons ci-dessous les données réelles mesurées sur le site de Hassi R'mel et qui sont nécessaires pour le calcul :

- ✓ Température ambiante : 321k
- ✓ La pression atmosphérique : 1bar
- ✓ Pression de refoulement du compresseur axial : 5.9bars
- ✓ Température d'échappement des gaz brûlés : 818k
- ✓ Température de refoulement du compresseur axial : 586k

**Résultats des calculs :**

On a procédé avec la même méthode de calcul à 48°C et les résultats obtenus sont récapitulés dans le tableau ci-dessous :

**Tableau III- 11. Résultats des calculs**

T1 =321K	Pu =20095	$\eta_T = 25.67 \%$
T2 =586K	Pca =29120	
T3 = 1141.006K	m <sub>air</sub> =396650	
T4 =818K	m <sub>C</sub> =6338,7	
P2/P1 =5.9	E =4.02	

Après avoir effectué les calculs des deux cas (15°C et 48°C), les résultats obtenus sont comparés et récapitulés dans le tableau suivant :



**Tableau III- 12. Comparaison entre les deux cas de fonctionnement**

paramètres	Cas 48 °C	Cas 15 °C	Différence
puissance utile en kw	20095	24679	-4584
puissance compresseur axial en kw	29120	32769	-3649
Température refoulement CA T2r (°C)	313	283	30
Température échappement T4r (°C)	545	453	92
$\dot{m}_c$ (kg/h)	6338,7	6540	-201,3
$\dot{m}_{a7r}$ (kg/h)	396650	442100	-45450
Rendement thermique $\eta_{Th}$	25,67%	30,25%	-4,58%

On constate à travers ces résultats que les performances de la turbine à gaz pour une température de 48° C ont diminués par rapport à celles évaluées pour une température de 15°C.

$$\frac{\Delta P_u}{P_u} = \frac{24679 - 20095}{24679} = 18.57\%$$

$$\frac{\Delta \eta}{\eta} = \frac{0.3025 - 0.2567}{0.3025} = 15.14\%$$

Donc la puissance utile diminue de 18.57 % et le rendement thermique de 15.14 %.

### Conclusion :

Dans ce chapitre, un calcul thermodynamique détaillé a été effectué et a permis de voir clairement l'influence très importante de la température de l'air ambiant, qui provoque en premier lieu l'augmentation du travail du compresseur axial et une chute du débit d'air aspiré par ce dernier. Nous avons constaté aussi que l'augmentation de la température de 15°C à une valeur de 48°C a causé la diminution de la puissance utile de la turbine à gaz de l'ordre de 18.57 % et le rendement thermique de l'ordre de 15.14%.

# Chapitre IV

## Maintenance et Rénovation du Turbine   Gaz MS5002C

### **Introduction :**

L'utilisation d'une turbine à gaz de même que n'importe quelle machine tournante de puissance, doit comprendre un programme planifié d'inspection périodique, avec, le cas échéant, la réparation et le remplacement des pièces défectueuses, afin d'assurer une utilisation et une fiabilité maximales de la machine. Avant et après chaque inspection, toutes les données, y compris les vérifications de vibration et de démarrage, doivent être compilées et enregistrées pour référence dans l'avenir.

Un livre de suivi technique contenant tous les travaux d'entretien et d'inspection effectués sera très précieux lors de l'établissement d'un bon programme d'entretien pour les groupes de turbine à gaz.

Ce programme d'entretien commence, en principe par des travaux mineurs et prend de l'importance au fur et à mesure qu'il se déroule. Jusqu'à la révision générale, puis le cycle se répète. Les inspections peuvent être optimisées pour minimiser les temps d'arrêt du groupe ainsi que les coût d'entretien pour un mode particulier d'utilisation, tout en maintenant un maximum de disponibilité et de fiabilité du groupe.

## **IV.1 L'entretien de la MS5002C**

### **Facteurs d'exploitation influençant l'entretien :**

Les facteurs ayant le plus d'influence sur la durée de vie des pièces sont les suivants :

- ✓ Type de combustible
- ✓ Fréquence des démarrages
- ✓ Pourcentage de charge
- ✓ Le milieu
- ✓ Entretien [12]

### **Combustible :**

Les effets du type de combustible sur la durée de vie des pièces des turbines sont associés à la Quantité d'énergie rayonnée pendant la combustion et à la qualité de l'atomisation des combustibles liquides. Avec le gaz naturel, l'atomisation est inutile et le niveau d'énergie rayonnée est bas. Par conséquent, il permet d'obtenir une durée de vie des pièces plus longue qu'avec les

Combustibles liquides. Le gaz naturel est traditionnellement utilisé comme combustible dans les turbines pour applications industrielles.

### **Fréquence des démarrages :**

A chaque démarrage de la turbine, les pièces du parcours de gaz chaud sont soumises à un cycle thermique considérable. Des systèmes de contrôle ont été donc étudiés pour limiter cet effet. Dans la pratique, lorsque les démarrages et les arrêts d'une turbine sont fréquents, la durée de vie des pièces du parcours des gaz chauds est plus courte que celle des mêmes pièces d'une autre turbine fonctionnant en service continu. Par conséquent un plan de maintenance préventive optimal est souhaité pour limiter les arrêts et démarrage de la turbine

### **Cycle de charge :**

La variation de la charge de la turbine, jusqu'à 100% de la puissance, n'influe que modérément sur la vie des pièces à condition que celles-ci ne doivent pas supporter de changements fréquents et brusques de charge

### **Milieu :**

Les conditions à l'entrée de la machine peuvent nécessiter une diminution des intervalles d'entretien lorsque l'air est fortement abrasif ou corrosif.

### **Entretien :**

La programmation de l'entretien peut être basée sur l'inspection du système de combustion et du parcours des gaz chauds et sur la révision générale. Le temps nécessaire pour effectuer ces cycles d'entretien dépend de différents facteurs qui déterminent les conditions d'exploitation de chaque unité.

Ces cycles d'inspection sont variables. Ils dépendent du type de combustible utilisé, de la sévérité du service et de la philosophie d'entretien adoptée pour la machine. Le nombre d'heures-d'hommes nécessaires pour effectuer ces inspections varie en fonction de la programmation, de la disponibilité des pièces de rechange, des conditions atmosphériques et de la supervision.

Une bonne programmation de l'entretien permettant de réduire les temps morts implique la disponibilité des pièces de rechange, (neuves ou révisées) en remplacement de celles qui ont été démontées. Les pièces remplacées peuvent être réparées par la suite. Ce qui permet de limiter les) temps morts. Il faut prévoir un stock minimum de pièces de rechange disponibles pour assurer le rendement maximal de la turbine. L'entretien programmé permet d'anticiper les besoins de la

## IV.2 Plan de maintenance

**Objectif du plan : réduction du temps d’immobilisation et du coût de maintenance.**

### Constitution du plan :

Le plan de maintenance est constitué d’une liste des pièces de remplacement possible, domaine de travail prévu, quelles tâches à exécuter en parallèle et quelles tâches en série. le travail de maintenance sera réduit par optimisation de l’utilisation des équipements de levage et la main d’œuvre.

### Eléments essentiels d’un programme efficace pour un plan de maintenance :

Les éléments essentiels sont les suivants :

- Compréhension de l’environnement complet de l’exploitation.
- Formation du personnel d’exploitation et de maintenance.
- Programme de maintenance rigoureux et bien établi.
- Inspections régulières.
- Disponibilité de pièces de rechange.
- Collection et mise en valeur de données d’exploitation : diagnostic – systèmes experts.
- Réparation immédiate et intervention corrective : suivant les données d’inspection d’exploitation.
- Suivre de recommandations du fabricant.
- Programme de suivi avec le fabricant afin d’introduire les pratiques nouvelles et les améliorations du produit.

## IV.3 Les plans de maintenance appliqués pour la MS5002C

### Types d’inspections :

Les types d’inspections peuvent, généralement, être divisés comme suit :

- Inspections sur la machine en marche,
- Inspections sur la machine à l’arrêt,

### **Inspections sur la machine en marche :**

Les inspections sur la machine en marche sont effectuées pendant la période de mise en service et lorsque la machine est en fonctionnement. Elles permettent de contrôler les conditions générales de la turbine et des équipements auxiliaires.

Par exemple les données caractéristiques de fonctionnements (vitesse, température, pression, et tension...) doivent être notées sur des tableaux prévus à cet effet. Ainsi, on pourra détecter facilement les anomalies éventuelles comme par exemple :

- Température d'échappement trop élevée.
- Vibrations excessives tendant à augmenter.
- Pression ou température anormale.

Si l'on observe attentivement les informations relevées, il est presque toujours possible d'arrêter des pannes où les pertes de puissance où de rendement. Les données collectées et enregistrées doivent être soigneusement analysées. Les paramètres de fonctionnement sont récapitulés comme suit :

- Vitesse – charge – démarrages chauds – heures de fonctionnement – lecture barométrique du site – températures (ambiante, entrée compresseur, refoulement compresseur, sortie turbine, espace roue turbine, collecteur d'huile de graissage, réservoir huile graissage, drainage paliers, dispersion température échappement)
- Les pressions (entrée et refoulement compresseur, carburant, filtres (carburant, graissage, entrée d'air))
- Mesure de vibration sur le train de puissance.
- Temps de démarrage – temps d'arrêt.

### **Inspections sur la machine à l'arrêt :**

Il s'agit principalement de l'entretien relatif aux organes de la turbine, les parties de la turbine demandant un entretien plus fréquent sont celles qui viennent en contact avec les gaz chauds, les tubes de flamme, les conduites de passage du gaz...etc.

Une révision provoque une longue durée d'indisponibilité. Pour cela elle nécessite une bonne préparation, vérification de la disponibilité des pièces de rechange, contrôle de l'outillage, constitution des équipes et distribution des tâches.

On distingue trois types d'inspection qui sont :

- Inspection du système de combustion CI toutes les 12000 h
- Inspection du parcours des gaz chauds LTPI toutes les 24000 h

### **Inspection du tube à flamme + Pièce de transition (LTPI : Liners and transition part inspections) :**

Cette inspection inclut l'inspection du système de combustion et de plus, le contrôle poussé des directrices et des aubes mobiles. Elle se fait toutes les 24000 h de fonctionnement. Pour effectuer ce type d'inspection, il faut déposer les parties supérieures des corps turbine H.P et B.P. Les aubes mobiles H.P.et B.P. doivent faire l'objet d'un examen visuel en place. Pendant cette inspection, procéder à un relevé complet des jeux de la turbine avant de démonter les pièces. Comme pour l'inspection précédente, il est conseillé de disposer d'un brûleur, d'une chemise, d'une pièce de transition et de directrices de rechange au cas où ceux-ci devraient être remplacés une fois terminer l'examen visuel.

### **IV.4 Révision générale (MI : majeure inspection) :**

Le but de cette inspection est d'examiner tous les composants intérieurs rotatifs et fixes, depuis l'entrée jusqu'à la sortie de la machine. Celle-ci se fait toutes les 48000 heures. La révision générale comporte l'inspection de toutes les pièces bride à bride de la turbine, cette inspection comprend les contrôles décrits aux inspections précédentes et, de plus, l'inspection des corps, des rotors, des paliers et des étanchéités, des rotors et de l'aubage du compresseur centrifuge. Pour ce faire, toutes les parties supérieures des corps et des supports doivent être déposées. Avant et après la révision générale, il faut procéder à un contrôle de l'alignement des rotors et comparer les valeurs obtenues aux valeurs précédentes, de manière à déceler l'apparition d'écarts importants.

Une révision générale MI d'une turbine à gaz consiste à remettre la machine dans son état initial de précision. La révision peut s'accompagner d'une rénovation par modification de certains organes ou adjonction de pièces de conception plus moderne.

La révision générale concerne tous les organes composants la turbine à gaz, elle comprend quatre phases :

- Phase de démontage.
- Phase d'inspection et réparation.
- Phase de remontage.
- Phase d'essai.

### **Les exigences typiques d'inspection principale :**

Les exigences suivantes doivent être respectées :

- Tous les jeux radiaux et axiaux sont vérifiés par rapport leurs valeurs d'origine.
- Carters, enveloppes et caisses sont inspectés pour corrosion ou criques.
- Le compresseur est inspecté pour souillure, érosion, corrosion et fuite.
- Inspecter les IGV pour corrosion, usure de douilles, criques des aubes. Inspecter les jeux radiaux des aubes. Chercher les traces de frottement, fléchissement, criques ou gauchissement.
- Les bandes d'étanchéité du stator qui correspondent aux aubes rotor, sont inspectées pour Jeu, érosion, frottement, criques ou accumulation de souillure.
- Les talons des cloisons fixes de turbine sont inspectés pour frottement, érosion, frettage ou détérioration thermique.
- Les aubes turbine sont à démonter et à tester par NDT (Non Destructive Test). Les NDT sont à dérouler aussi pour la zone périphérique du disque turbine (zone de fixation des aubes). Le revêtement aubes turbine étage 1 est à évaluer pour une autre période de service.
- Les coussinets et joints d'étanchéité des paliers sont à inspecter pour jeux et usure.
- Le système d'entrée d'air est à inspecter pour corrosion et criques dans les panneaux d'insonorisation et pour des pièces délaissées.
- Le système d'échappement est à inspecter pour criques ou ruptures dans les panneaux d'insonorisation ou de calorifugeage.
- Contrôle d'alignement turbine / charge et turbine / boîte d'engrenage.

### **Description des problèmes**

La chambre de combustion étudiée dans ce projet est l'une des douze chambres de combustion constituant le système de combustion de la turbine à gaz de la centrale thermique de Hassi Berkine. Ces principaux composants sont le tube de flamme



## **Présentation des kits de combustion installés dans les phases 1 et 2 et celui choisi pour le renouvellement.**

### **Définition la rénovation :**

Inspection complète de tous les organes, reprise dimensionnelle complète ou remplacement des pièces déformées, vérification des caractéristiques et éventuellement réparation des pièces et sous-ensembles défailants, conservation des pièces bonnes.

La rénovation apparaît donc comme l'une des suites possibles d'une révision générale au sens strict de sa définition.

### **Définition de tube a flamme**

Le tube a flamme est formé par un tube cylindrique de diamètre égal à 360mm et de longueur 1m. Ce tube est percé de trous de différentes tailles selon la zone. L'air circule d'avant en arrière à l'extérieur du tube a flamme. Il pénètre dans la zone de réaction de la chambre de combustion à travers le tabulateur et à travers des séries de trous calibrés, percés dans le chapeau (90 trous de diamètre 4mm) et dans le tube lui-même (24 trous de diamètres variant entre 40 et 30 mm). Les gaz chauds se propagent ensuite vers une zone de tranquillisation et une zone de dilution où s'effectue un apport d'air supplémentaire. Des trous de dilution (4 trous de diamètre 60mm) permettent le passage du volume d'air correct destiné au refroidissement afin de limiter la température des gaz chauds à l'entrée de la première directrice. Le tube a flamme est percé de 3292 trous de diamètre variant entre 3 et 4 mm répartis sur 21 rangés. Ces trous sont destinés au refroidissement des Parois du tube, ils assurent la formation d'un film d'air relativement plus froid le long des Parois et du chapeau du tube de flamme.

**Présentation de tube a flamme installé dans la Phase 1 " EXTENDOR"(STD):** Lors de la configuration de la première phase du projet boosting ils ont été aptes pour l'installation des tubes a flamme de type EXTENDOR(STD) choisis pour le fonctionnement des Chambres de combustion de la MS5002C.

Le tube a flamme STD est donné sur la figure (Fig. IV.1), il est formé par un tube cylindrique percé de trous de différentes tailles selon la zone. L'air circule d'avant en arrière à l'extérieur du tube a flamme. Il pénètre dans la zone de réaction de la chambre de combustion à travers des séries de trous calibrés, percés dans le chapeau et dans le tube lui-même. Les gaz chauds se propagent ensuite vers une zone de tranquillisation et une zone de dilution où s'effectue un

Apport d'air supplémentaire. Des trous de dilution permettent le passage du volume d'air correct destiné au refroidissement afin de limiter la température des gaz chauds à l'entrée de la première directrice. Le tube à flammes est percé de trous de différents diamètres répartis sur des rangées le long du tube.

Ces trous sont destinés au refroidissement des parois du tube, ils assurent la formation d'un film d'air relativement plus froid le long des parois et du chapeau du tube à flammes.



*Figure IV.28) : tube à flamme STD*

### Structure de la chambre :

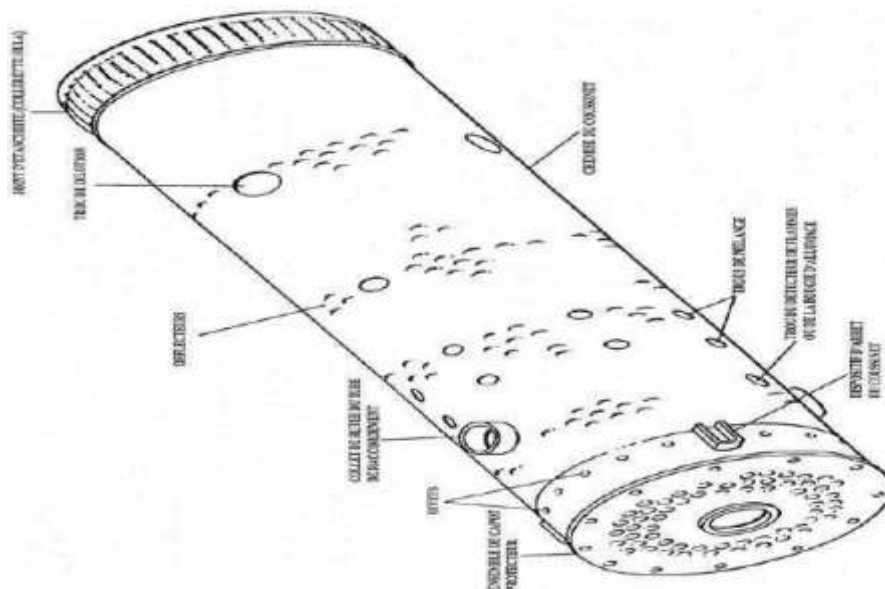


Figure IV 29 : Structure de tube à flamme STD

### Les différentes zones

Comme nous le voyons sur la figure ci-dessus, le flux d'air est donc séparé en deux : une partie du flux est mêlée au centre avec le fuel injecté, l'autre passe à l'extérieur du liner et pénètre par l'intermédiaire des trous primaires, puis des trous secondaires.

#### ❖ Zone primaire ou zone de mélange

C'est au début de la zone primaire que sont injectés l'air et le fuel. Sa fonction est d'encrenner la flamme et de lui offrir assez de temps, de température et de turbulences (air entrant par les trous primaires) pour assurer sa stabilité et une bonne combustion.

#### ❖ Zone dite "intermédiaire"

Cette zone à deux fonctions principales. La première, qui intervient à basse altitude, est rattrapé les pertes de dissociation, qui sont le résultat de l'instabilité chimique des monoxydes et dioxyde de carbone et de l'eau à hautes températures : la présence de cette zone évite en effet de bloquer la composition des gaz par refroidissement brutal à la sortie de la zone primaire. A haute altitude, la concentration d'air et de fuel est moins importante, ce qui fait chuter le taux de réaction et rend donc la combustion incomplète. Ainsi, dans ces conditions, la zone intermédiaire sert principalement d'extension à la zone primaire et la combustion peut se poursuivre. La longueur de

la zone intermédiaire doit être un compromis entre la taille de la chambre (que l'on veut minimiser) et son efficacité (que l'on veut maximiser). Le rôle principal de la zone primaire est d'assurer la stabilité de la flamme, c'est à dire qu'il faut éviter que la vitesse des gaz circulant dans cette zone soit supérieure à la vitesse de flamme de la réaction de combustion. En effet dans le cas contraire, la flamme est soufflée par le déplacement des gaz. Il s'agit donc essentiellement de jouer sur la forme de cette zone ce qui permet de modifier les caractéristiques de l'écoulement. Pour cela il n'y a pas de règles précises et le dessin de la zone primaire se fait de façon empirique.

❖ **Zone secondaire**

L'air de refroidissement entre par les trous secondaires. Le diamètre et le placement de cette dernière zone doivent être choisis afin d'optimiser le mélange des gaz.

La taille de cette partie de la chambre doit permettre la meilleure combustion possible du carburant, c'est à dire la combustion la plus complète. Etant donné la vitesse des gaz dans la chambre, le temps de séjour des réactifs doit être supérieur au temps caractéristique de la réaction de combustion.

❖ **La zone de dilution**

Le problème qu'il faut résoudre dans la conception des chambres de combustion est le suivant : comment obtenir une température homogène et suffisamment faible en entrée de turbine ? Pour obtenir de telles conditions, il faut laisser le temps aux échanges de chaleur entre les gaz chauds et les gaz frais de se faire.

Par ailleurs cette dilution est assurée par l'injection d'un flux secondaire à travers les trous de dilution. Ce flux permet de refroidir et d'homogénéiser la température en entrée de turbine. Ceci dépend donc du nombre de trous, de leur diamètre ainsi que de la vitesse d'entraînement des gaz.

La chemise possède une pluralité d'ouvertures dimensionnées et réparties de façon à diriger l'air de refroidissement sur la surface radialement extérieure de la partie du revêtement de la chambre de combustion par un refroidissement par contact.

**Refroidissement des chemises STD**

Le refroidissement est effectué par des rangées de trous de refroidissement qui sont forés à un angle. L'air pénètre dans les trous d'angle pour refroidir la surface interne des tubes.

**Tube à flamme installé dans la Phase2 (LHE):**

Pour répondre aux exigences du gouvernement algérien concernant les normes d'émissions plus strictes exigeant des réductions significatives des émissions de polluants atmosphériques bien décrite dans le décret présidentiel, les responsables de la SONATRACH ont été dans l'obligation d'admettre des systèmes conventionnels avec l'environnement, et c'est ce qui a donné lieu lors de la

Présente mise en service de la phase2 du projet hassi berkine en admettant les liners LHE pour les chambres de combustion en gardant la même turbine à gaz MS5002C.

### **Description de Liners LHE (Lean Head end combustion) : "extrémité de tête maigre de combustion"**

D'après la documentation GE, le revêtement de la chambre de combustion LHE est muni de fentes de manière à permettre une combustion pauvre. (Applicable aux turbines de type MS5002 : B , C et D) le motif du logement et les trous de dilution ont été modifiés pour fournir plus de l'écoulement d'air de dilution à l'extrémité de la tête de la doublure résultant dans un système beaucoup plus "maigre" par rapport à la combustion de la chemise standard (STD). Ce déplacement de l'écoulement d'air de dilution étanche les produits de combustion en réduisant plus le temps disponible pour la formation des NOX. Les flux d'air supplémentaire comprimé sont introduits dans les chambres de combustion de la turbine à gaz pour abaisser la température de la flamme et de l'hydrogène est introduit dans les chambres de combustion pour la stabilité de la flamme température de la flamme Inférieure.

Le résultat est une réduction des émissions de NOX d'environ 30% par rapport à la chemise standard (STD). Le revêtement LHE réalimenté sur la turbine MS5002 “. Est l'approche la plus simple à la réduction de NOX

La combustion de diffusion modifiée représente une conception connue appelée \* extrémité de tête maigre \* combustion qui intègre un revêtement spécial de combustion pour augmenter le flux d'air vers la zone de combustion primaire à la limite de fonctionnement de combustion stable avec le gaz naturel. Ces changements qui apparaissent dans la figure ci-dessous font comparaison entre les deux chemisiers le LHE et le STD.

### **Comparaison entre le LHE et le STD**

La figure ci-dessus nous montre bien la différence de design entre les deux liners, si on jette un coup d'œil sur l'image on voit clairement que la zone de mélange a été réduite afin de réduire le temps de séjour des flammes dans la chambre de combustion.

Le diamètre des trous de mélange sont plus grands pour le LHE, on peut voir aussi que les trous de dilution sont poussés vers le milieu du manchon entre les rangées des déflecteurs. Ce que n'est pas le cas dans le STD. Ce qui réduit le volume de la zone de combustion ce qui explique les quantités d'air versées avec excès dans la zone de combustion et la pauvreté du mélange (air/fuel) afin de réduire la température de la flamme et le rapport d'équivalence inférieur pci.

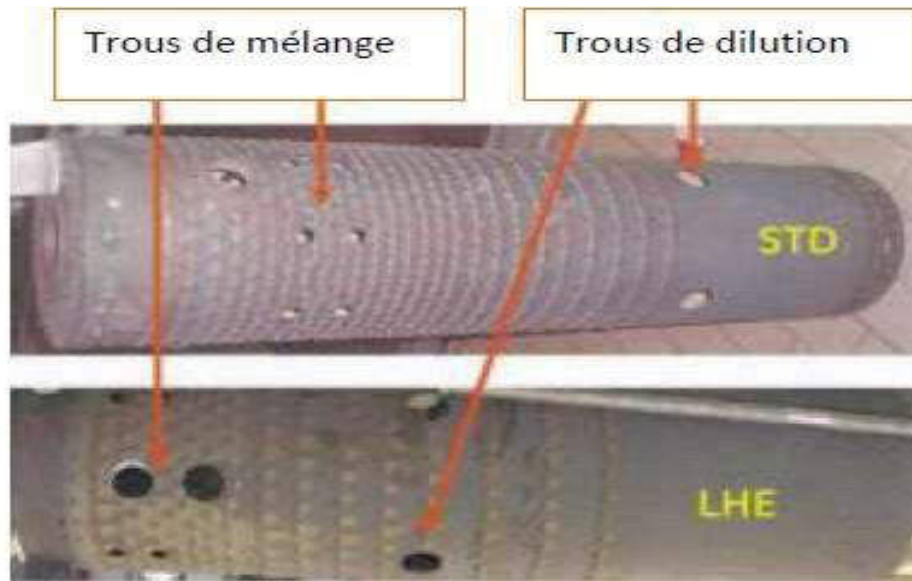


Figure IV-30: comparaison entre LHE et STD

#### IV.1 Présentation de nouveau kit de la chambre de combustion

Suite à la dégradation catastrophique des revêtements de LHE adapté pour les chambres de combustion de la phase 2 les responsables de la SH pensent à faire une rénovation pour la chambre de combustion des turbines constituant le parc central de HASSI R'MEL cette rénovation consiste à faire changer les tubes à flamme actuel qui le LHE par un autre qui est le « **EXTENDOR™ PLUS** ».

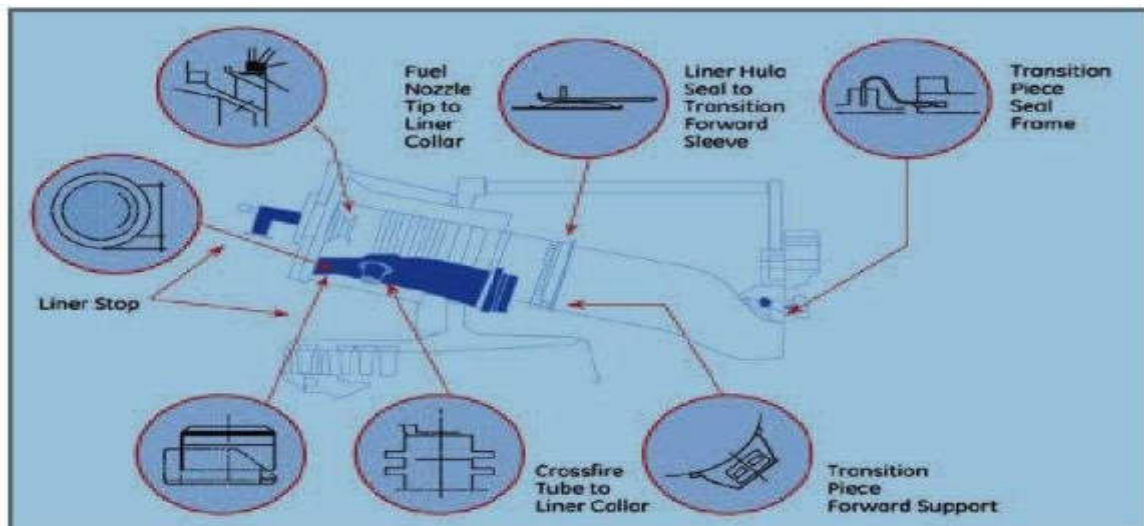


Figure (IV.4): vue d'ensemble de kit EXTENDOR™

## Description Technique

“ EXTENDOR™” est l'ensemble de revêtements durs et revêtements utilisés pour réduire l'usage dans le système de combustion, avec l'intention de prolonger l'intervalle d'inspection. Avec le paquet réglé ” D'EXTENDOR™ PLUS”, le fabricant qui n'est autre que le GE “ GENERALE ELECTRIC” recommandera une extension des intervalles d'inspection de combustion. “EXTENDOR™ “

Le matériel de combustion est une zone critique pour la durée de fonctionnement d'une turbine à gaz qui exige inspection périodique. Le cycle de service et le type de carburant utilisé sont les facteurs clés pour déterminer les intervalles de combustion recommandés depuis ces facteurs influent directement sur le montant de l'érosion, la matière fluage, le stress thermique et l'usure des composants de combustion. Le kit “EXTENDOR TM PLUS “peuvent augmenter l'intervalle des inspections en réduisant significativement la combustion l'usure des composants. Le nouveau kit EXTENDOR se compose de la dernière technologie des matériaux de revêtement dur pour réduire l'usure des différents composants du système de combustion. Il a été mis en oeuvre pour réduire le mouvement relatif entre les composants la combustion et de réduire les forces et vibrations au niveau des interfaces d'usure et pour l'amélioration de la résistance des matériaux à haute température, tous les joints de grains sont éliminés de la structure avec des additifs de renforcement associé, le fluage et résistance à la fatigue sont également augmentés, *Extendor™* réduit l'usure des composants de combustion par :

- Réduction du mouvement relatif entre les composants de combustion.
- Augmentation des zones de contact aux interfaces d'usure.
- Contrôle critique des espacements aux interfaces d'usure.
- Utilisation de couples de matériaux dont la résistance à l'usure a été éprouvée, et Développés par GE.

L'Extendor™ a été développé pour réduire les effets de l'usure aux interfaces clés suivants :

- Butées de chemisage.
- Colletterie entre embout de tuyère à combustible et tuyère à combustible de chemisage de Combustion.
- Colletterie entre tube d'interconnexion et tube de chemisage de combustion.
- Manchon entre joint Hula de chemisage de combustion et gaine avant de pièce de transition.
- Supports avant de pièce de transition.
- Joint de cadre arrière de pièce de transition.



Figure IV.31: tube à flamme d'EXTENDOR™

## IV.2 Système de combustion MS5002 LHE Extendor™ “Plus”

Le kit MS5002 LHE Extendor™ “Plus” nécessite l’installation du système de combustion à technologie avancée. Les éléments impactés et les caractéristiques des kits LHE MS5002 Extendor™ “Plus” sont détaillés ci-après :

- trois butées de chemisage avec matériau anti-usure et espacements réduits.
- élément anti-rotation sur tubes d’interconnexion et revêtement dur au niveau de l’interface tube/collerette.
- revêtement d’usure sur les joints *Hula* et sur la surface intérieure de la pièce de transition Pour l’assemblage.
- buse de gaz de tuyère à combustible avec revêtement d’usure.
- collerette de chemisage avec revêtement de surface.



#### IV.5 Les matériaux de la chambre de combustion.

La chambre de combustion ainsi que les turbines sont des secteurs stratégiques, car ils sont à l'origine de la limitation de puissance des moteurs. La température d'entrée de la chambre de combustion est de 850°C. Si on pouvait l'augmenter jusqu'à 1250°C on obtiendrait 20% de gain sur la poussée du moteur. Il est donc très important d'avoir des matériaux particulièrement résistants aux hautes températures. Développer de tels matériaux permettrait non seulement d'améliorer les performances du moteur, mais aussi de simplifier les systèmes de refroidissement. Ceux qui sont utilisés en aéronautique sont les superalliages à base de nickel et de chrome.

Ils satisfont plus ou moins les exigences suivantes :

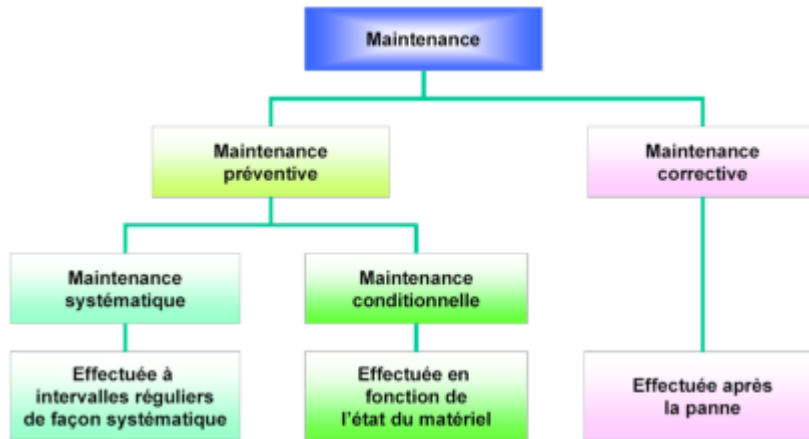
- Une bonne résistance au fluage (c'est-à-dire le fait pour un matériau de se déformer à chaud sous l'action d'une contrainte constante) à température aussi élevée que possible
- Une bonne résistance à la corrosion par les gaz de combustion ;
- Une stabilité à chaud de la structure et l'absence d'une fragilité excessive; des facilités de fabrication: bonne formabilité pour les alliages forgés et bonne coulabilité pour les aciers moulés ;
- Une bonne soudabilité et une facilité de réparation lorsqu'il s'agit de tôles qui servent à la préparation d'ensembles chaudronnés.

#### Conclusion :

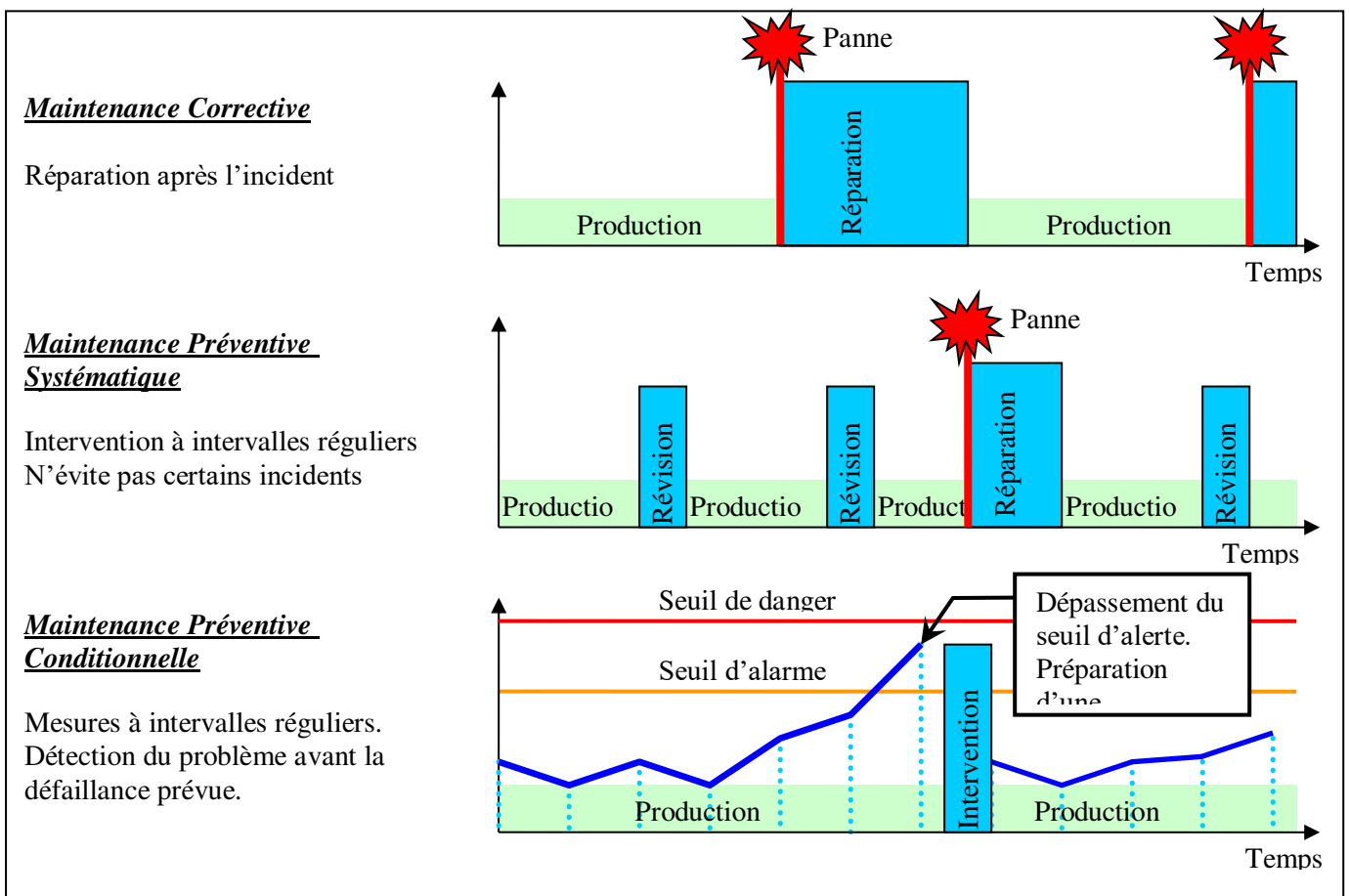
Au-delà du caractère introductif à quelques définitions et méthodes allouées à ce chapitre pour la suite du mémoire nous allons présenter 3 modèles de tubes à flamme 2 sont en pleine exploitation et le troisième c'est celui qui a été choisi pour la rénovation qui va prendre la place des deux qui sont déjà installés

Chapitre V  
Problème de vibration du compresseur BCL 306/355

**I - LES DIFFERENTES FORMES DE MAINTENANCE :**



**Comparaison :**



La MPC est une *Maintenance* qui se fait avant la panne (*Préventive*) et qui est conditionnée (*Conditionnelle*) par l'état de la machine.

### Comparaison entre les différents types de maintenance.

La MPC a pour but de :

- Surveiller le fonctionnement de la machine et prévoir quand elle va défaillir
- Anticiper la maintenance et réduire les coûts d'arrêt ;
- Réparer les machines seulement lorsqu'elles le nécessitent ;
- Optimiser les révisions sur les seules défaillances.

Par rapport à la maintenance corrective, la MPC permet d'éviter les pannes donc les arrêts machines et donc les coûts d'indisponibilité, qui peuvent représenter les 2/3 des coûts de production.

Par rapport à la maintenance préventive systématique, la MPC permet d'éviter des interventions coûteuses pas toujours nécessaires (ex : vidange d'un grand volume d'huile sans qu'elle ne soit dégradée) et qui ne garantissent pas de ne pas avoir une panne.

En MPC, le défaut est détecté *AVANT* d'engendrer un arrêt de la machine. Le principe est de surveiller la machine régulièrement et de noter son évolution.

**Elle est surtout indispensable pour les machines dites VITALES.**

### II – CLASSEMENT « VIS » DES MACHINES :

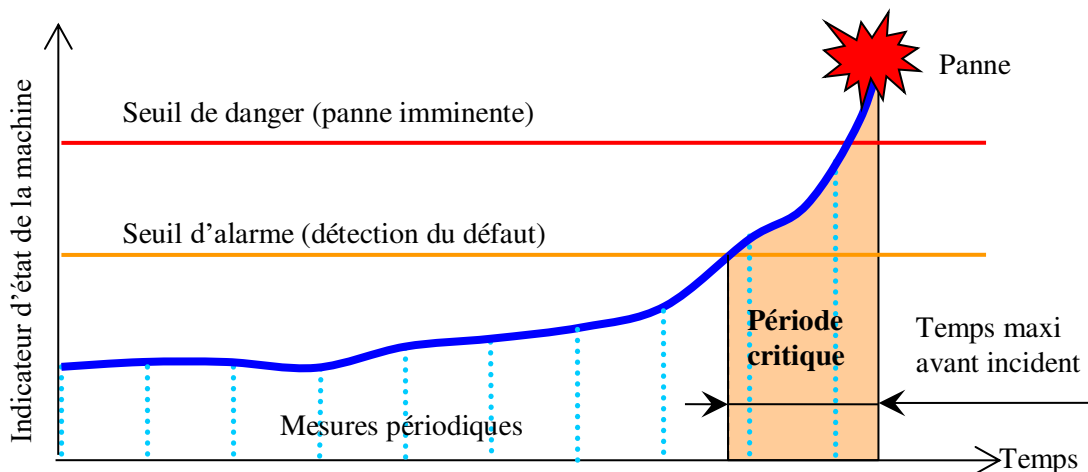
Afin de ne pas surveiller inutilement des machines qui n'ont pas une importance capitale, les industriels établissent souvent le classement suivant :

- Machines Vitales : machines non doublées dont la panne entraîne l'arrêt de la production. Les frais et les délais de remise en état sont importants. Les pertes de production sont inacceptables ;
- Machines Importantes : machines doublées ou non dont la panne entraîne une baisse sensible de la production. Les frais et délais de remise en état sont importants, les pertes de production aussi ;
- Machines Secondaires : machines doublées ou dont une panne ne remet pas en cause les capacités de production.

En fonction de ce classement, d'un indice de vétusté, d'un indice de complexité des machines, on détermine les outils de surveillance à employer, leur paramétrage et la fréquence des campagnes de relevés.

### III - NOTION D'INDICATEUR :

Afin de détecter un défaut de la machine, il convient de définir un ou plusieurs indicateurs d'états de la machine qui pourront être suivis selon la figure suivante :



L'indicateur d'état évolue dans le temps. On définit alors au moins 2 seuils :

- Un seuil d'alarme : il nous prévient que l'état de la machine se dégrade et qu'il va falloir prévoir une intervention de maintenance. On a le temps de programmer l'arrêt de la machine afin de pénaliser le moins possible la production.
- Un seuil de danger : il nous prévient de l'imminence d'une panne. Il nous faut intervenir rapidement.

On peut également définir des seuils intermédiaires afin d'être plus précis dans notre analyse.

## **IV - AVANTAGES ET INCONVENIENTS DE LA MPC :**

Le principal avantage de la MPC est qu'elle permet d'éviter les arrêts machines dus aux pannes. Pour minimiser encore ces arrêts machines, il faut utiliser des techniques permettant de mesurer l'état de la machine sans l'arrêter. Les 3 principales techniques utilisées en MPC sont :

- La thermographie infrarouge : cette technique permet de mesurer la température de composants sans contact. Tout défaut se traduisant souvent par une élévation de la température, on peut ainsi en mesurer les conséquences.
- L'analyse des huiles : cette technique permet à la fois de surveiller l'huile d'une machine afin de ne la changer que lorsqu'elle est dégradée (surveillance de lubrifiant) mais également, à l'instar d'une analyse de sang pour un être humain, de mesurer l'état de santé de la machine.
- L'analyse vibratoire : cette technique est principalement utilisée pour la surveillance des machines tournantes. Toute machine tournante vibre. Ces vibrations sont les conséquences de défaut de la machine. Plus la machine vibre et plus les défauts sont importants.

Le principal inconvénient de la MPC réside dans la mise en place de ces techniques. Elles sont lourdes à mettre en œuvre sur plusieurs points :

### **1) Coûts d'achat : Systèmes souvent onéreux :**

- Caméra infrarouge : de 7000€ (modèle de base ne permettant pas de retraiter la mesure) à 60000€ (modèle permettant une analyse poussée de la mesure).
- Spectromètre mesurant plusieurs éléments (Fer, Zinc,) contenus dans une huile : plusieurs dizaines de K€.
- Système d'analyse vibratoire : à partir de 1500€ pour un collecteur de niveau global et plus de 30000€ pour un collecteur de vibration + logiciel d'analyse.

### **2) Formation du personnel :**

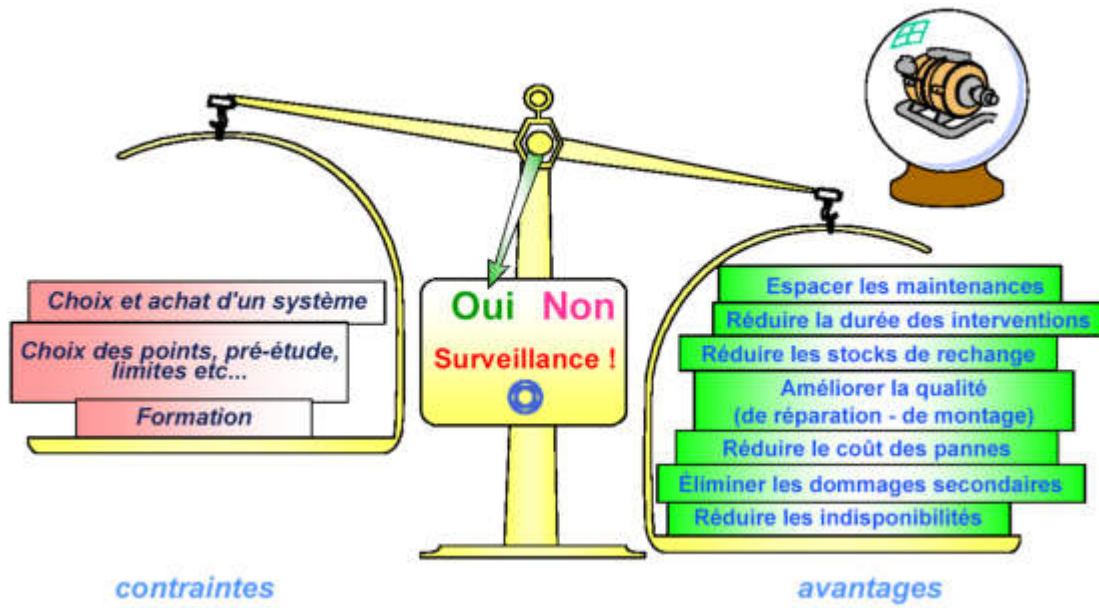
Selon le matériel acheté et le niveau d'exigence désiré, ces techniques exigent un haut niveau de formation du personnel. Cela implique donc de libérer du temps de formation et de trouver du personnel compétent, capable de s'adapter aux évolutions rapides de ces techniques.

### **3) Mise en place :**

La difficulté principale de ces techniques est la définition des seuils d'alarme et de danger. Ces seuils nécessitent un temps de mise en place pendant lequel la MPC n'est pas forcément rentable.

Ce délai peut aller de 1 à 3 ans. En effet, si on surestime les seuils, on risque la panne bien avant de l'atteindre. De même, si on les sous-estime, on risque de détecter de fausses alarmes, c'est-à-dire d'atteindre les niveaux d'alarme bien avant la panne. Cela aura pour conséquence de déclencher des actions de MPC non justifiées.

Ces avantages et ces inconvénients sont résumés dans le schéma suivant. Le choix de la mise en place de la MPC dans une entreprise doit se faire en pesant les contraintes et les avantages.



## V - LES VIBRATIONS :

### 51 – Notions de vibrations :

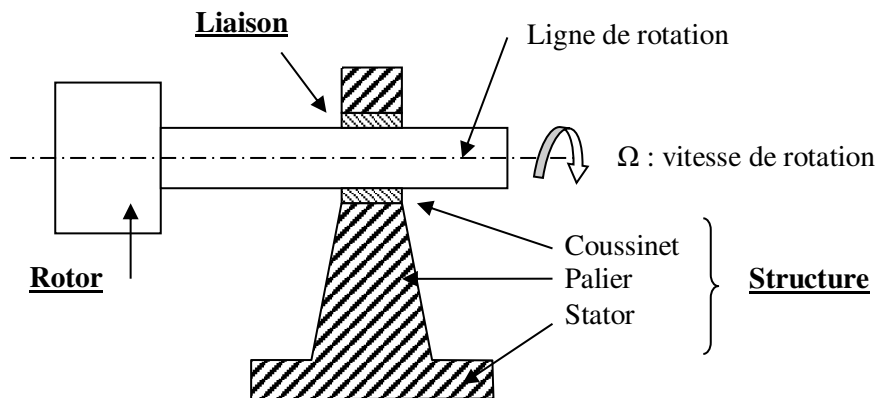
- La vibration fait partie de la vie de tous les jours. Elle peut être :
- Utile : rasoir électrique, hautparleur, ...
- Agréable : balançoire, instrument de musique, ...
- Désagréable : marteau-piqueur, mal de mer, ...
- Fatigante ou nuisible pour l'homme, les machines, les bâtiments : transports, tremblement de terre, ...

*Une vibration est un mouvement autour d'une position d'équilibre.*

### 52 – Origine des vibrations sur les machines tournantes :

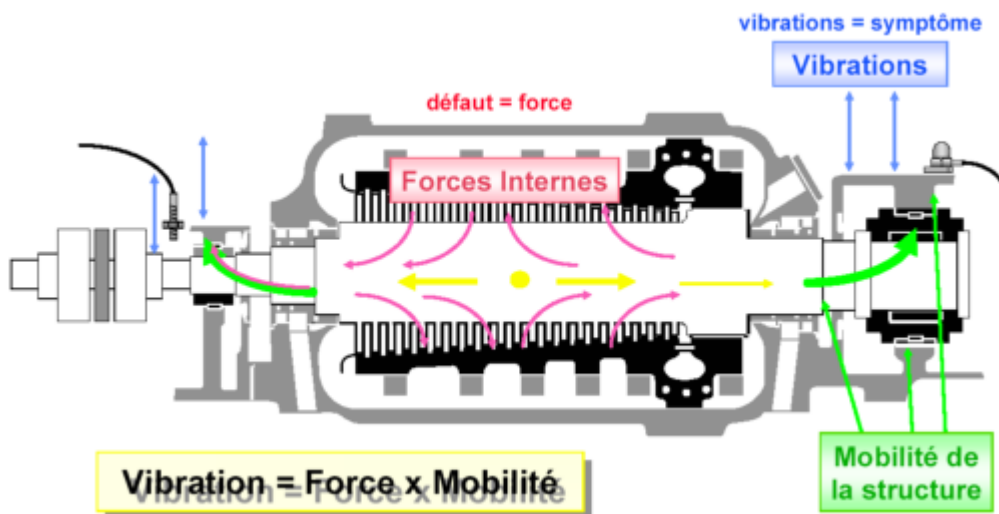
L'analyse vibratoire est utilisée en MPC pour la surveillance des machines tournantes. Les machines tournantes sont des systèmes dans lesquels peut se distinguer :

- Un rotor ;
- Une structure ;
- Des liaisons.



Le rotor tourne autour d'une ligne de rotation par l'intermédiaire de liaisons ayant pour support la structure de la machine. La rotation du rotor engendre des forces qui dépendent de l'état des machines. Ces efforts vont se répercuter sur tous les éléments de la machine.

Des vibrations vont être créées si ces efforts rencontrent une mobilité (un jeu ou un élément peu rigide). Une vibration peut donc être vue comme :



Les machines réelles ne sont jamais parfaites : défauts de fabrication, jeux de fonctionnement, paramètres de fonctionnement (température, vitesses de rotation,).

Une machine réelle peut être décrite par le schéma ci-contre où les défauts ont été exagérés.

La vibration dépend des conditions de fonctionnement. Le *signal vibratoire* contient des informations sur les efforts engendrés par le fonctionnement de la machine, mais aussi sur l'état mécanique des structures.

Il permet par conséquent d'avoir une image des contraintes internes et de diagnostiquer un certain nombre de défauts de fonctionnement.

Mais en raison même de la richesse des renseignements qu'il peut apporter, il n'est en général pas directement utilisable. Il contient trop d'informations qu'il faut traiter et trier.

Le matériel de mesure enregistre le signal vibratoire. En fonction des besoins de l'analyse, on définit ensuite des indicateurs calculés à partir de ce signal. L'évolution de ces indicateurs renseigne sur l'usure de la machine.

C'est ce qui montre la figure de la page suivante.

***En conclusion, les vibrations et les bruits sont des indicateurs objectifs de l'état de santé des matériels comportant au moins une pièce en mouvement.***

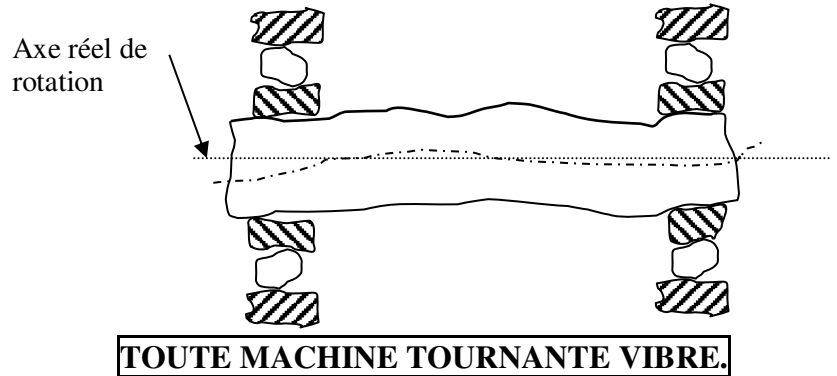
***Ces indicateurs sont en étroite corrélation avec les balourds, les désalignements, les défauts d'engrainement, les usures, les déformations, etc.***

***Ainsi, le suivi vibratoire apporte la connaissance de l'état réel de la machine. À tout moment, il permet de suivre son évolution donc de programmer l'arrêt du système en tenant compte :***

- ***De la production***
- ***De la disponibilité de l'équipe d'intervention***
- ***De l'approvisionnement des pièces de rechange.***

***En outre, ce suivi permet :***

- ***De supprimer les arrêts pour inspections et visites***
- ***De détecter précocement les risques de défaillance***
- ***De mieux planifier les interventions***
- ***De réduire la durée et l'importance des interventions donc l'indisponibilité de l'outil de production.***
- ***Donc par conséquent de réduire les coûts directs et indirects de maintenance.***





### **Introduction et aperçu de la machine :**

Le compresseur de gaz d'injection IGC-3 est une unité de turbocompresseur constituée d'une TURBINE À GAZ GE 5002 entraînée par un compresseur centrifuge GE BCL 306 et BCL 355 via une boîte de vitesses avec le sens de rotation de la TURBINE est CCW et le compresseur est CW.

Une turbine à gaz est constituée de deux arbres HP et LP avec deux roulements lubrifiés par de l'huile de lubrification VG-32. Chaque roulement est un roulement à manchon équipé d'une sonde de proximité radiale X 45 degrés à gauche Y à 45 degrés à droite et de sondes de proximité de poussée.

Boîte de vitesses avec palier lisse équipée d'une sonde de proximité de position de poussée et d'une sonde de proximité radiale X 45 degrés à gauche Y 45 degrés à droite et un phaseur de clé installé dans l'arbre lent.

Les compresseurs centrifuges BCL 306 et BCL 355 avec un mauvais roulement basculant sont équipés d'une sonde de proximité de position de poussée et d'une sonde de proximité radiale X 45 degrés à gauche Y 45 degrés à droite et un phaseur clé est installé.

En plus, chaque roulement est égalisé par des capteurs de température RTD.

Toutes les sondes installées sur l'unité sont connectées au RAK 3500 qui est connecté au serveur system1 EVO.



Figure V.32 : Vue d'ensemble de la machine

	<b>ALARM (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	<b>Trip</b>
<b>LP COMP</b>	40	60
<b>HP COMP</b>	50	70

### **V.1 Compresseur de gaz d'injection :**

Il y a trois trains (X01-2901/X02-2901/X03-2901) de compresseur de gaz d'injection (3x33%) travaillant en parallèle. Chaque train IGC a deux étages de compression utilisant deux compresseurs centrifuges de type BCL 355/A et BCL 306/C. Le gaz d'admission est sous pression à 158 bar au premier étage et à 343 bar au deuxième étage. Chaque étage est fournie avec tambour d'aspiration et refroidisseur final.

Le compresseur du premier étage à cinq roues et le compresseur du deuxième étage en a six hélices. Le compresseur centrifuge est soumis à une poussée axiale vers l'aspiration fine en raison de la pression différentielle générée sur le disque et le couvercle de chaque roue.

La majorité de la poussée est équilibrée par le tambour d'équilibrage monté sur l'extrémité de l'arbre adjacente à la roue du dernier étage.

Les deux étages de compression sont reliés par un arbre commun et entraînés par du gaz tiré Turbine. Le gaz combustible à haute pression est utilisé comme combustible pour la turbine à gaz. Chaque L'ensemble compresseur-turbine comprend un système d'huile de lubrification dédié, un système de gaz d'étanchéité, système de traitement des gaz combustibles, système d'huile hydraulique, système de ventilation, système de lutte contre l'incendie etc.

Tous les trains sont connectés par un contrôleur de partage de charge. Chaque train de compresseur est équipé d'un contrôleur anti-surtension et d'un système de protection de la machine. Les contrôles de là Le package IGC est implémenté dans UCP. ([6], 24/03/2023)

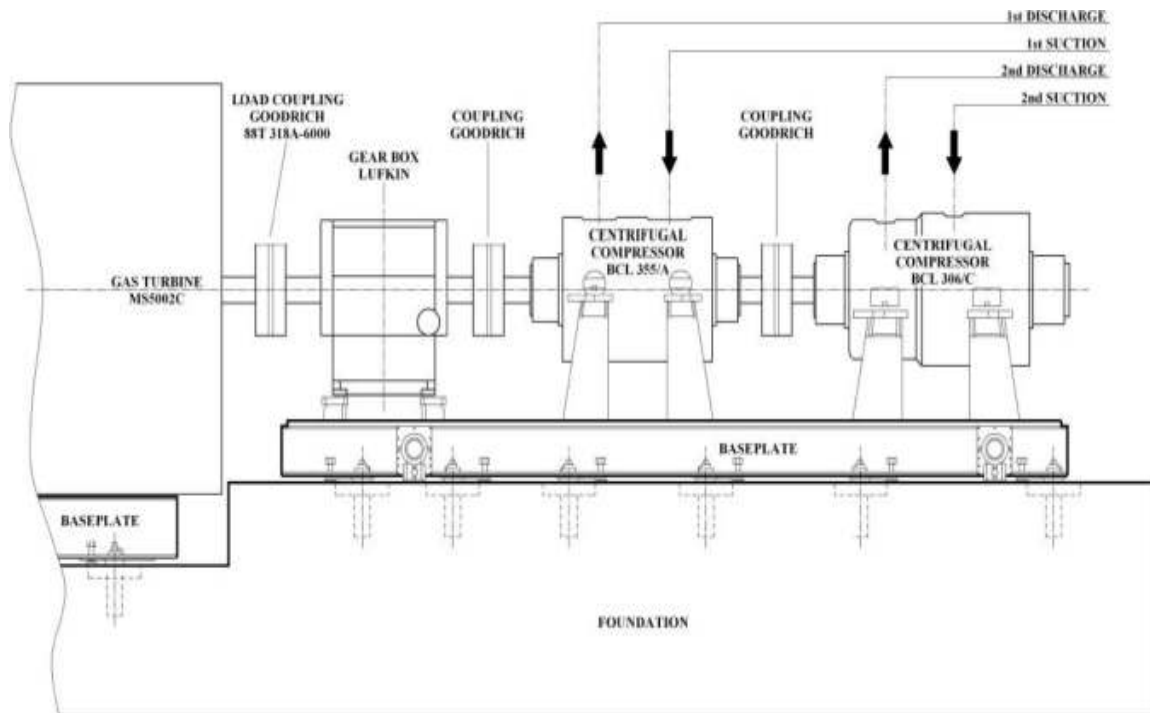


Figure V.33 : Agencement du groupe de compresseurs

## **V.2 Résumé exécutif du projet :**

Les données de vibration du système 1 Evo de la dernière période de fonctionnement ont été utilisées pour évaluer l'état des données de la machine du 20/08/2022 au 13/01/2023. L'analyse de ces données a révélé que lors du démarrage, l'unité a atteint sa pleine vitesse à 11600 tr/min avec la valeur d'amplitude la plus élevée notée 55  $\mu\text{m}$  dans 03-VY-29162Y (compresseur DRIVE END HP) et 41  $\mu\text{m}$  dans 03-VY-29160X (compresseur DE LP) qui est supérieur au point de consigne d'alarme 40  $\mu\text{m}$ .

Sachant qu'après l'installation du nouveau faisceau dans le compresseur LP et lors du premier démarrage de la machine, nous avons observé des vibrations anormales dans les compresseurs LP et HP, comme indiqué.



Figure V.34 : LP compressor vibration drive end

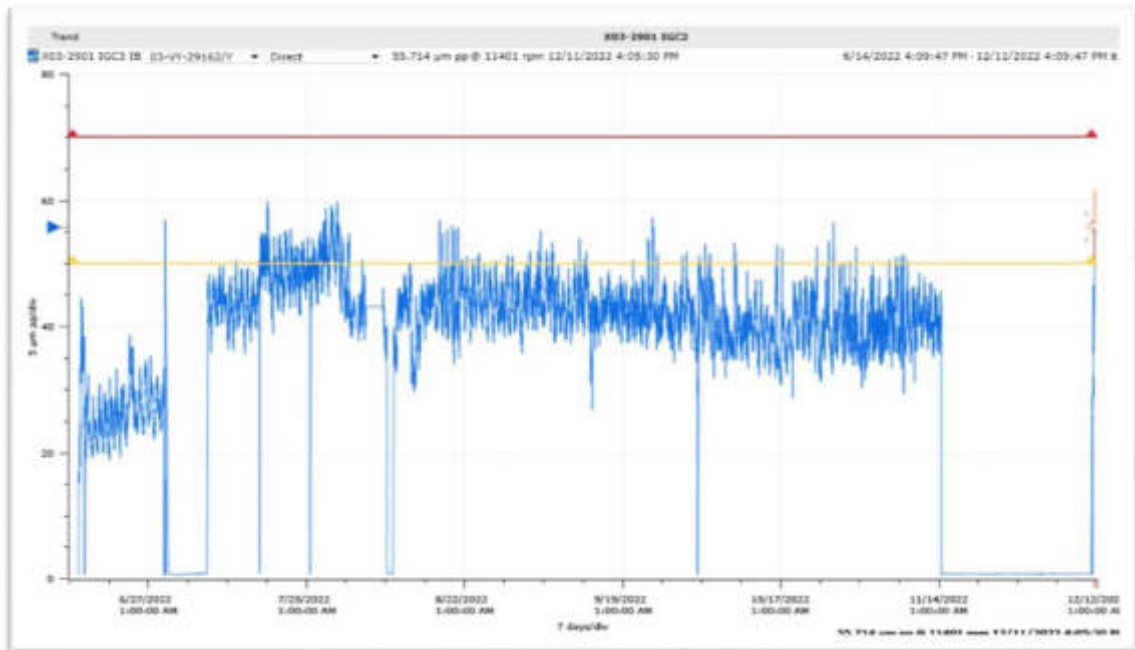


Figure V.35 : HP compressor vibration drive end

### **V.3 Recommendations:**

- ❖ Confirmer la vidange du compresseur et s'assurer qu'il n'y a pas de liquide à l'intérieur
- ❖ Il est recommandé d'intégrer les paramètres liés au processus et aux performances de l'unité de la machine pour améliorer la capacité de surveillance et de diagnostic.
- ❖ Un contrôle d'alignement est nécessaire
- ❖ Si l'alignement est accepté et qu'il n'y a pas de problème dans le processus, nous procédons à l'exécution d'un équilibrage sur site des compresseurs BP et LP.

### **V.4 Analyse :**

Nous avons observé que la vibration était stable en dessous de 8 000 tr/min, puis augmentait jusqu'à l'alarme, comme indiqué dans le graphique.

Après la vérification et l'analyse du spectre, nous avons conclu que la forte probabilité que ce problème soit dû à un déséquilibre résiduel des deux rotors LP et HP.

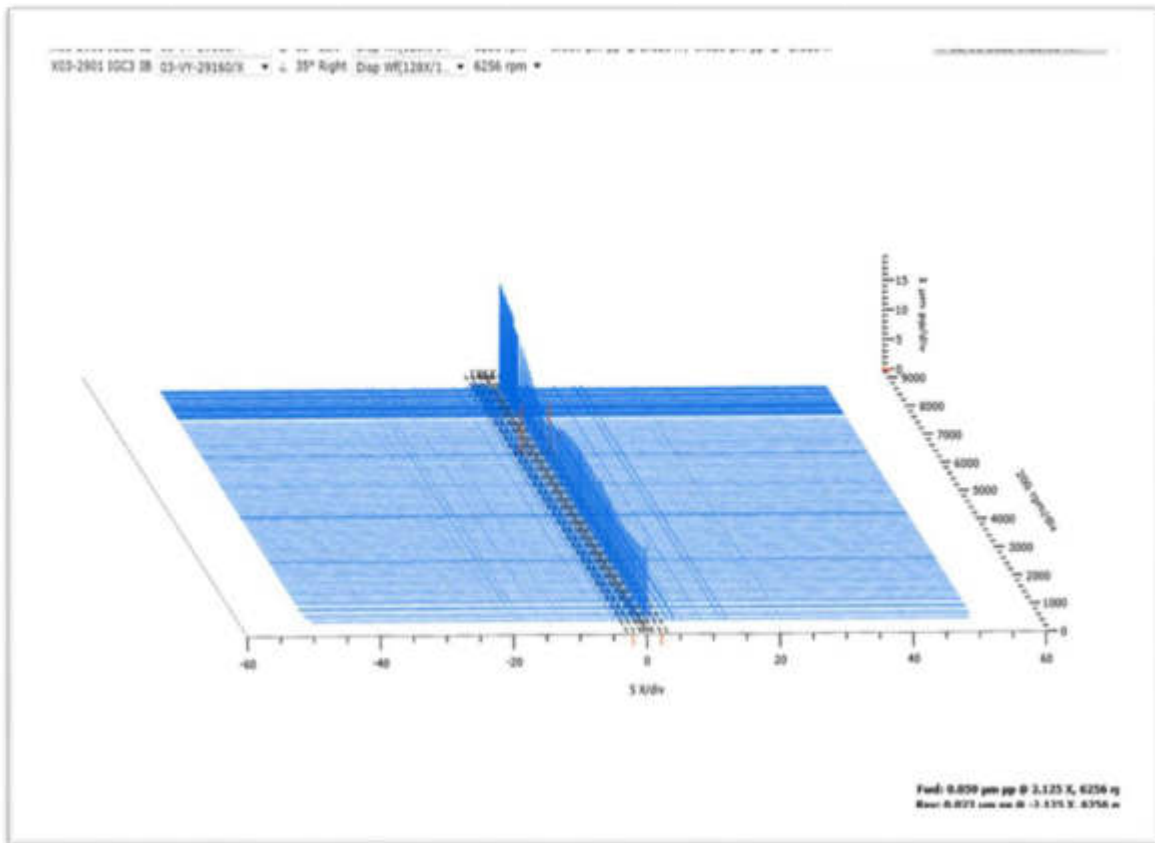


Figure V.36 : Spectre en cascade du compresseur LP Au démarrage

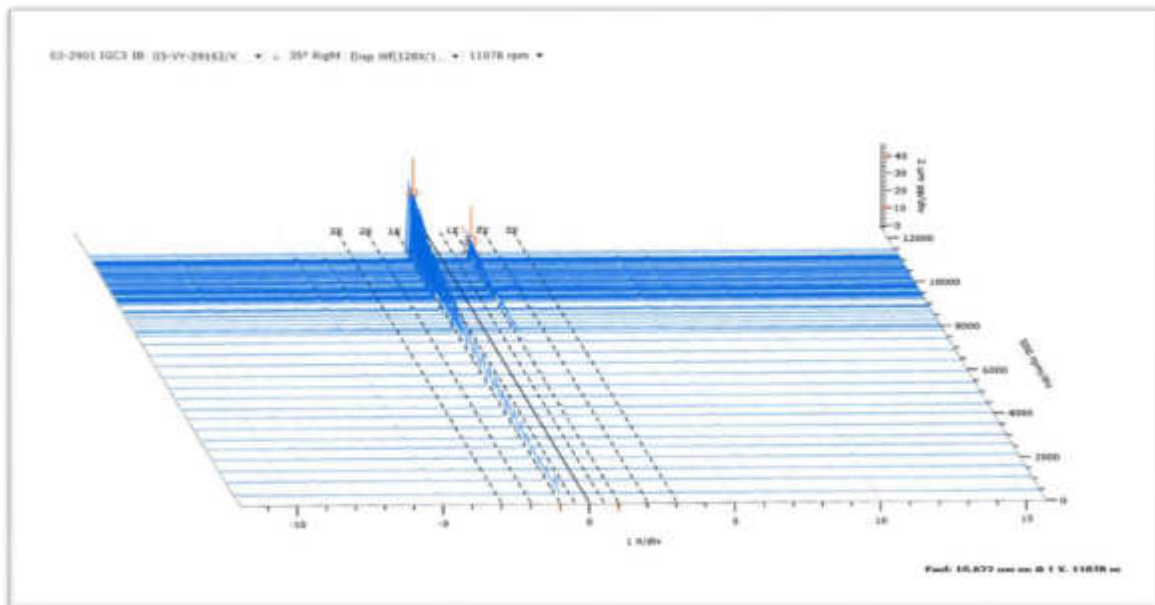


Figure V.42 : Spectre en cascade du compresseur HP Au démarrage

## Équilibrage du Rotor HP :

L'objectif : Réduire le vecteur et éliminer le balourd résiduel.

Le vecteur de vibrations original  $\vec{O} = 42 \mu\text{m}$  à  $204^\circ$ .

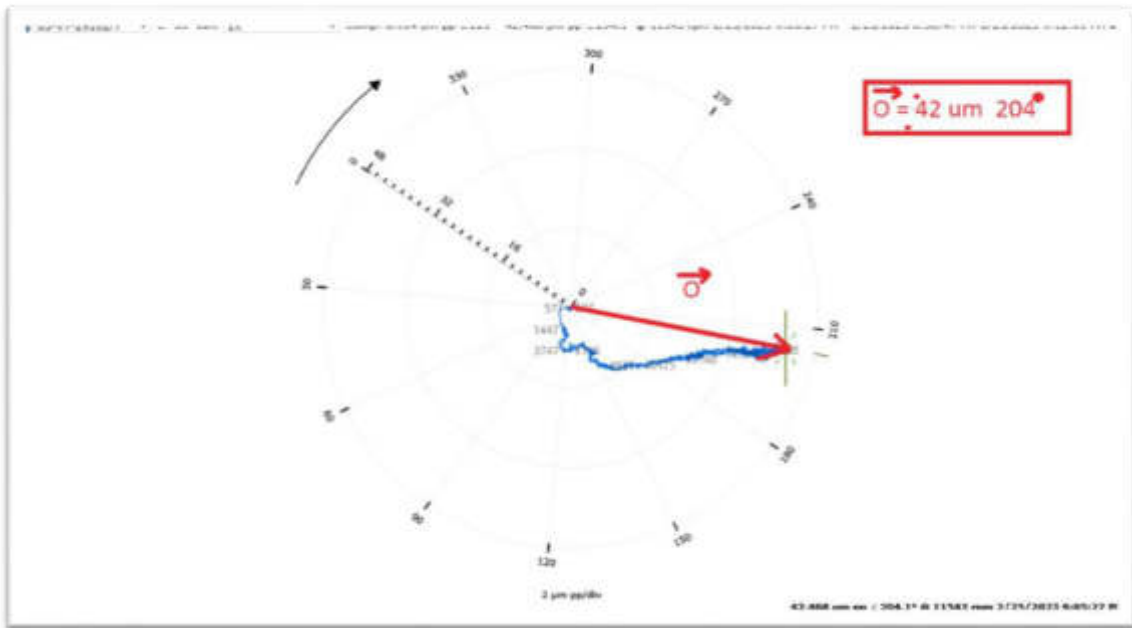


Figure V.37: Position de vecteur original  $\vec{O}$  sur le rotor HP

### 1-Calculer le poids d'influence à mettre :

On applique la loi de 10 % du droit de rotor :

- Poids du rotor = 1400 kg.
- $F = m.r.\omega^2$
- F : Force centrifuge (N)
- m : Poids d'influence (kg).
- r : Rayon (m).
- W : vitesse angulaire (Rad/S).
- M : masse du rotor.

Force de 10 % du poids du rotor =  $F/10$ .

$$\begin{aligned} \square F/10 &= m.r.\omega^2 \\ \square MG/10 &= m.r.\omega^2 \\ \square m &= MG/10.r.\omega^2 \end{aligned}$$



**AN:**

$$M=1400\text{kg}$$

$$r=0,15\text{ m}$$

$$\omega = 2 \cdot \text{PI} \cdot \text{RMP} / 60 = 2 \cdot 3,14 \cdot 10200 / 60 = \mathbf{1067\text{ Rad/S}}$$

$$m = 1400 \cdot 10 / 10 \cdot 0,15 \cdot (1067)^2 = \mathbf{8\text{g}}$$

Mettre 8g à 45° et démarrer la Machine (position de la masse d'influence aléatoire).

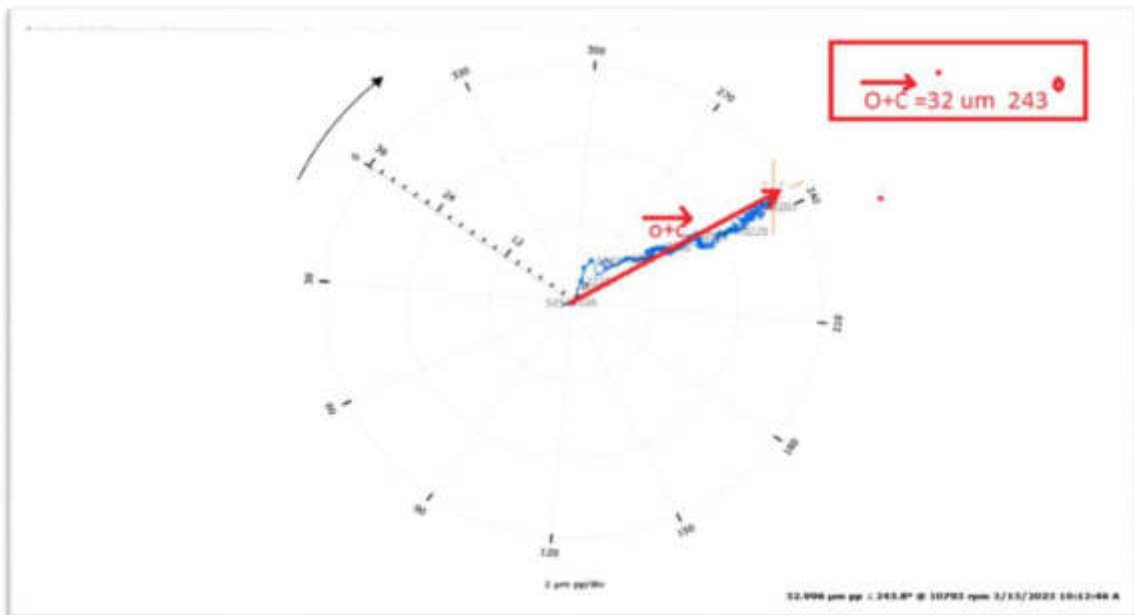


Figure V.38 : Position de vecteur  $\vec{O+C}$  dans le rotor HP

## 2- Correction de vecteur original de vibrations après le mets de la masse d'influence :

Avant :

$$\vec{o} = 42\ \mu\text{m à } 204^\circ$$

Après :

$$\vec{O+C} = 32\ \mu\text{m à } 243^\circ$$

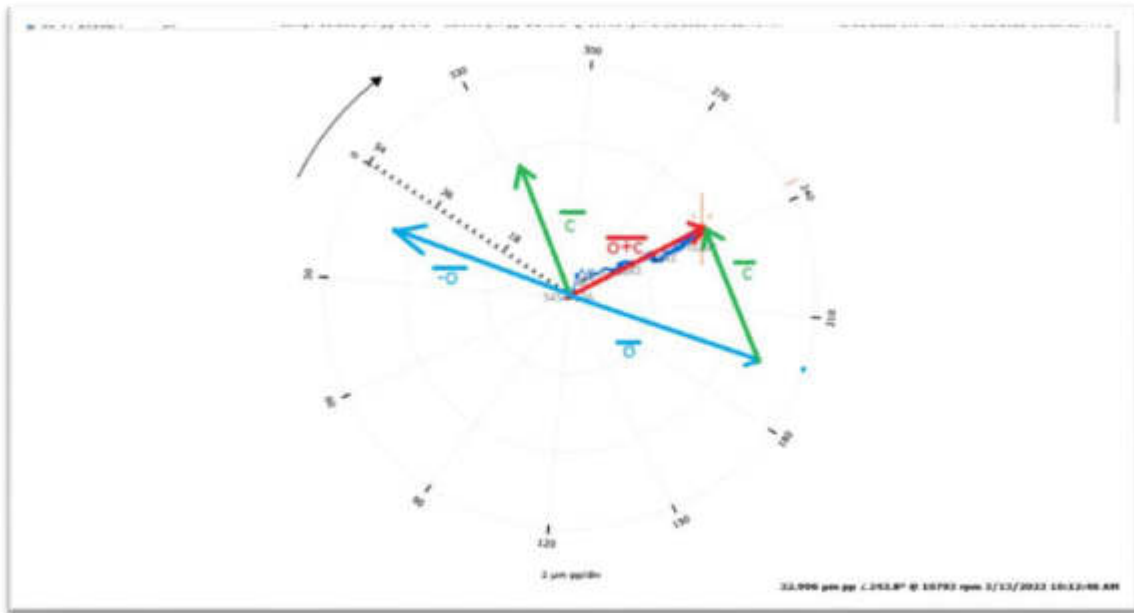


Figure V.39 : Position des vecteurs  $\vec{c}$  et  $(-\vec{o})$  dans le rotor HP

Calcul de  $\vec{c}$  :

$$\vec{O+C} = \vec{O} + \vec{c}$$

$$\vec{c} = \vec{O+C} - \vec{O}$$

$$\vec{c} = \vec{O} \text{ à } 243^\circ - \vec{O} \text{ à } 204^\circ = \vec{O} \text{ à } 333^\circ$$

### 3- L'élimination de déséquilibre :

Maintenant, nous devons créer  $\vec{o}$  pour supprimer le déséquilibre.

$$\vec{o} = 42 \mu\text{m} \text{ à } 204^\circ \text{ donc } \vec{o} = 42 \mu\text{m} \text{ à } 24^\circ$$

$$\text{Correction d'angle} = \vec{o} - \vec{c} = 24^\circ - 333^\circ = 51^\circ$$

Calcul de poids de correction finale :

$$8 \text{ g} \rightarrow 27 \mu\text{m}$$

$$X \text{ g} \rightarrow 42 \mu\text{m}$$

$$X = 42 * 8 / 27 = 12.44 \text{ g}$$

Donc, le poids de correction devrait être : **12.44g at 45°+51° =96°**

**Équilibrage** du Rotor LP :

L'objectif : Réduire le vecteur et éliminer le balourd résiduel.

Le vecteur original  $\vec{O} = 27 \mu\text{m}$  à  $311^\circ$

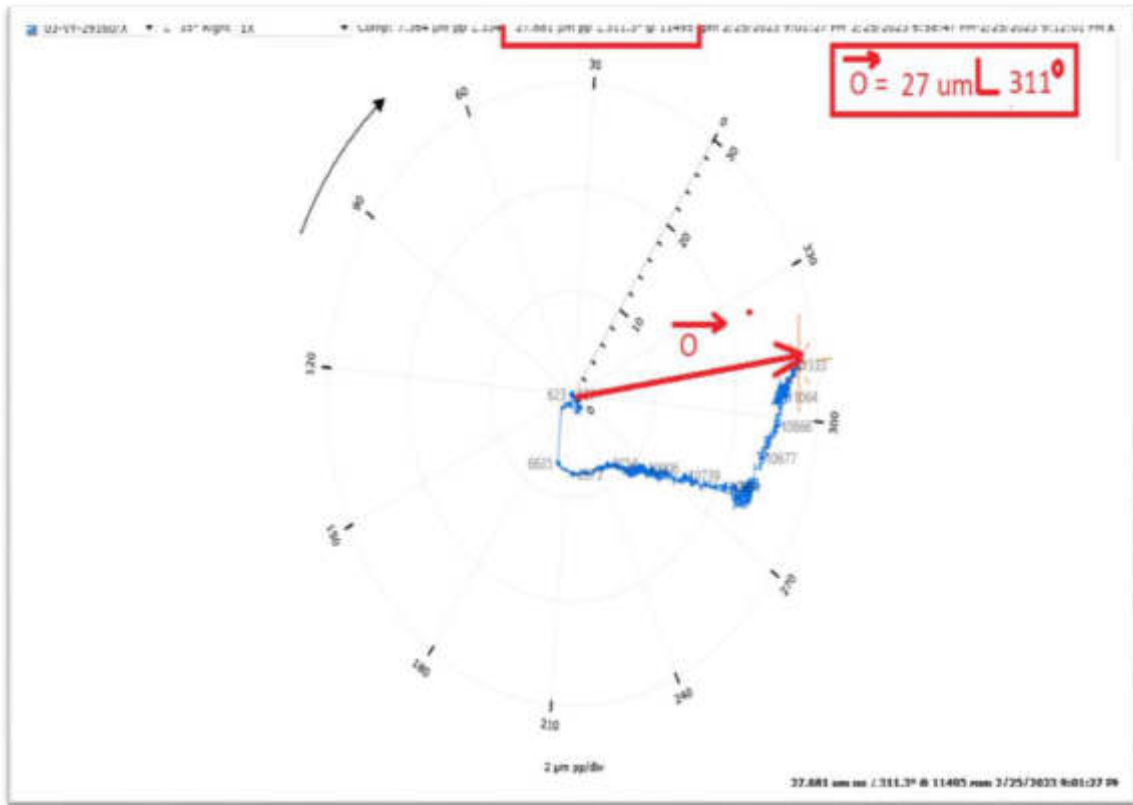


Figure V.40 : Position de vecteur original  $\vec{O}$  sur le rotor LP

### 1-Calculer le poids d'influence à mettre :

On applique la loi de 10 % du droit de rotor :

- Poids du rotor = 1500 kg.
- $F = m.r.\omega^2$
- F : Force centrifuge (N)
- m : Poids d'influence (kg).
- r : Rayon (m).
- W : vitesse angulaire (Rad/S).
- M : masse du rotor.

Force de 10 % du poids du rotor = F/10.

$$\begin{aligned} \square F/10 &= m.r.\omega^2 \\ \square MG/10 &= m.r.\omega^2 \\ \square m &= MG/10.r.\omega^2 \end{aligned}$$

AN:

M=1500kg

R=0,15m

$\omega = 2 * \text{PI} * \text{RMP} / 60 = 2 * 3.14 * 10200 / 60 = \mathbf{1067 \text{ Rad/S}}$

$m = 1500 * 10/10 * 0.15 * (1067)^2 = \mathbf{9g}$

Mettre 10g à 45° et démarrer la Machine (position de la masse d'influence aléatoire).

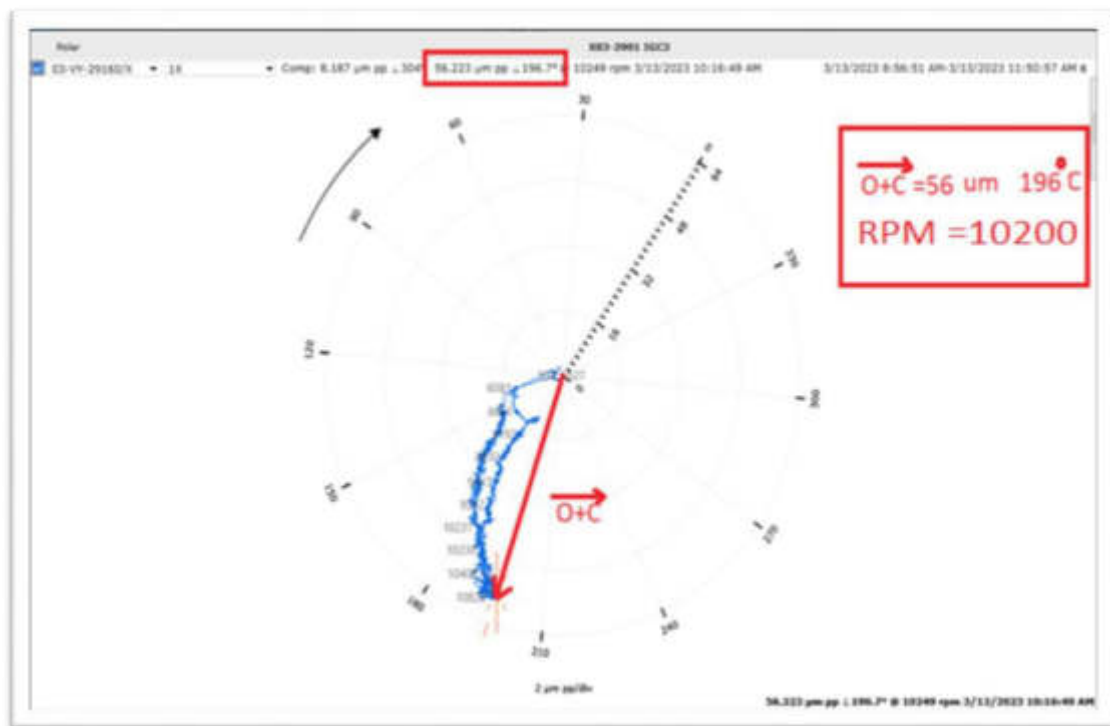


Figure V.41 : Position de vecteur  $\vec{O+C}$  dans le rotor LP

## 2- Correction de vecteur original de vibrations après le mets de la masse d'influence :

Avant :

$$\vec{O} = 27 \mu\text{m} \text{ à } 311^\circ$$

Après :

$$\vec{O+C} = 56 \mu\text{m} \text{ à } 196^\circ$$

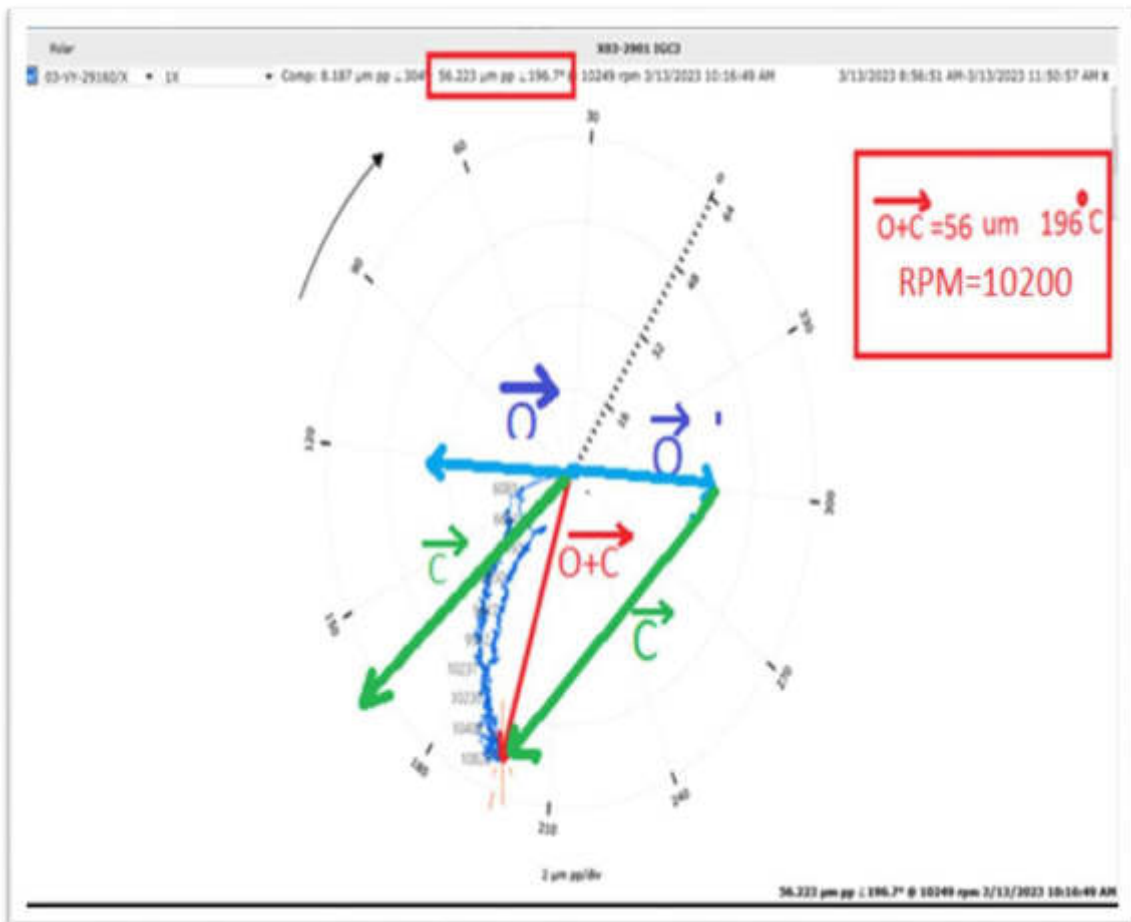


Figure V.42 : Position des vecteur  $\vec{C}$  et  $(-\vec{O})$  dans de le rotor LP

**Calcul de  $\vec{C}$  :**

$$\vec{O+C} = \vec{O} + \vec{C}$$

$$\vec{C} = \vec{O+C} - \vec{O}$$

$$\vec{C} = \vec{O+C} \text{ à } 196^\circ - \vec{O} \text{ à } 311^\circ = \vec{C} \text{ à } 176^\circ$$

### 3- L'élimination du déséquilibre :

Maintenant, nous devons créer  $\vec{r}_0$  pour supprimer le déséquilibre.

$$\vec{r}_0 = 27 \mu\text{m} \text{ à } 311^\circ \text{ so } \vec{r}_c = 27 \mu\text{m} \text{ à } 131^\circ$$

$$\text{Correction d'angle} = \vec{r}_c - \vec{r}_0 = 131^\circ - 176^\circ = -45^\circ$$

Déplacez la masse d'influence de  $45^\circ$  CW

Soit Position de correction :  $45 - 45 = 0^\circ$

Calcule de poids d'influence finale :

$$10 \text{ g} \rightarrow 71 \mu\text{mX}$$

$$g \rightarrow 27 \mu\text{m}$$

$$X = 27 * 10 / 71 = \mathbf{3,8g}$$

Donc, le poids de correction devrait être **3,8g** à

## CONCLUSION GENERALE

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

Ce mémoire nous a permis d'apprécier la nécessité d'utilisation des turbines à gaz dans le domaine de production du gaz. Ces machines connaissent un développement remarquable justifié par leur fiabilité et simplicité d'exploitation.

Le fonctionnement de la turbine à gaz MS5002C doit être connu à partir de différents organes et systèmes de commande surtout le système d'huile de commande, système de l'air de refroidissement et d'étanchéité, système du gaz combustible, système de protection contre l'incendie et le système de sécurité.

La MS5002C a besoin d'un entretien systématique et périodique et d'un plan de maintenance fiable bien déterminé à l'avance.

L'objet de ce travail a été l'étude de l'influence de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz, ainsi que la dégradation des tubes à flamme due aux températures élevées dans la chambre de combustion. Ce travail nous a permis d'apprécier la nécessité d'utilisation des turbines à gaz dans le domaine de production d'électricité. Ces machines connaissent un développement remarquable justifié par leur fiabilité et simplicité d'exploitation.

Un calcul thermodynamique détaillé a été effectué et a permis de voir clairement l'influence très importante de la température de l'air ambiant, qui provoque en premier lieu l'augmentation du travail du compresseur axial et une chute du débit d'air aspiré par ce dernier. Nous avons constaté aussi que l'augmentation de la température de 15°C à une valeur de 48°C a causé la diminution de la puissance utile de la turbine à gaz de l'ordre de 18.57 % et le rendement thermique de l'ordre de 15.14%.

Concernant le problème de la dégradation des tubes à flammes, trois modèles de tubes sont en exploitation, nous avons proposé le remplacement des tubes du types LHE et STD par des tubes de type EXTENDOR qui résiste mieux à des températures élevées.

Vu la place stratégique qu'occupe la turbine dans l'unité, sa maintenance est d'une importance capitale afin d'assurer la continuité de son service. Dans cette optique, nous avons proposé un plan de maintenance préventive qui permettrait l'amélioration de sa disponibilité.

Finalement, nous souhaitons que ce mémoire puisse servir comme outil de travail pour les étudiants à venir, et qu'il sera amélioré et complété pour rendre son utilité plus complète.



Symboles	unités	Significations
$C_p$	kcal / kg °c	Capacité thermique massique à pression constant
$C_v$	kcal / kg °c	Capacité thermique massique à volume constant
E	kg air/l kg comb	Excès d'air
F	-	Facteur de correction
H	kcal/kg	Enthalpie spécifique
h	kcal/kg	Enthalpie spécifique du carburant
ha	w/m <sup>2</sup> K	Coefficient de transfert de chaleur pour l'eau
he	w/m <sup>2</sup> K	Coefficient d'échange convectif pour l'air
K	w/m <sup>2</sup> K	Coefficient d'échange de chaleur globale
L	m	Longueur des tubes
M	kg/k mol	Masse molaire
$\dot{m}$	kg/h	Débit massique
$\dot{m}_{cg}$	kg/h	Débit massique du carburant gagné
$\dot{m}_{car}$	kg/h	Débit massique du carburant cycle avec récupération
$\dot{m}_{csr}$	kg/h	Débit massique du carburant cycle sans récupération
P	Atm	Pression
Pn	Atm	Pression inter étage
Pca	kw	Puissance absorbée par le compresseur axial
PT	kw	Puissance totale de la turbine
PU	kw	Puissance utile fournit à la machine réceptrice
PCI	kcal/kg	Pouvoir calorifique inférieur du combustible
PM	kg/k mol	Poids moléculaire
Q1	kcal	Chaleur fournie dans la chambre de combustion
Q2	kcal	Chaleur perdue à l'échappement

$\dot{q}$	$\text{m}^3/\text{h}$	Débit volumique d'air absorbé par le compresseur axial
$r$	$\text{kcal}/\text{kg k}$	Constante des gaz
$T$	$\text{K}$	Température
$T_{ce}$	$\text{K}$	Température d'entrée du fluide chaud
$T_{cs}$	$\text{K}$	Température de sortie du fluide chaud
$T_{fe}$	$\text{K}$	Température d'entrée du fluide froid
$T_{fs}$	$\text{K}$	Température de sortie du fluide froid
$W$	$\text{kcal}/\text{kg}$	Travail spécifique
$\gamma$		Exposant isentropique
$\varepsilon$		Taux de compression compresseur axial
$\tau$		Taux de détente
$\eta$		Rendement
$\rho$	$\text{Kg}/\text{m}^3$	Masse volumique