

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

Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou
Faculté de génie de la construction
Département de génie mécanique



MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME
MASTER ACADEMIQUE EN GENIE MECANIQUE
OPTION: ENERGETIQUE

THEME



Présenter par :

Promoteur : M^r M. HAMZAOUI

M^{elle} LOUNES Nabila

Promotion 2013



Remerciements

Je remercie Dieu qui ma donné la force pour mener à bien l'étude de ce projet.

Toutes mes infinies gratitudes à mon promoteur, Monsieur HAMZAOUI pour son encadrement et ses aides précieuses.

Je tiens aussi à adresser mes remerciements les plus particuliers à Monsieur CHEKIRED Omar (turbiniste au CIS) qui m'a vraiment aidé, suivi, et guidé.

Je remercie aussi les membres de jury qui mon fait l'honneur d'accepter le jugement de mon travail.

Je veux également remercie l'ensemble des ingénieurs et des techniciens de maintenance de la SONATRACH (CIS ,GPL2, UTBS) pour les discussions que nous partageâmes, pour leurs encouragements et leur soutien ainsi que pour leur amabilité à notre égard.

mes remerciements sont également adressés à l'équipe de l'exploitation, l'équipe de sécurité et tous ceux qui nous ont aidé de près ou de loin durant mon séjour à Hassi-Messaoud.

Et finalement je suis très reconnaissante de l'aide et des conseils de tous ceux qui ont contribué directement et indirectement à l'aboutissement de ce projet.

Nabila LOUNES





DEDICACES

Je dédie ce modeste travail à :

Ma très chère mère qui pense à moi toujours

*Dans ma présence et mon absence, et à mon très
chère père Qui ma donné force pour continuer
mes études.*

A mes chères sœurs.

A toute ma famille

A tout mes amis et collègues son exception.

Nabila

« »



Nomenclature

Variable	Désignation	Unité
Cp	Chaleur spécifique moyenne à pression constante	[kJ/kmol.K]
P	pression	[bar]
H	Enthalpie massique	[kJ/kg]
\dot{m}	Débit massique	[kg/s]
Q	Energie échangée	[kJ/kg]
R	Constante universelle des gaz parfaits. [8.314]	[kJ/kmol K]
S	Entropie	[kJ/kg.K]
T	Température	[K, °C]
\dot{W}	Puissance	[MW]
W	Travail	[Kj/Kg]
HR	Humidité relative	[%]
D	Débit massique de l'eau dans le refroidisseur	[kg/s]
PCI	Pouvoir calorifique inférieur	[kJ/kg]
N	Vitesse de la turbine	[tr/min]
μ	Masse molaire	[kg/k mol]
\dot{m}_v	Débit volumique	[m ³ /s]
Z	Altitude au niveau de la mère	[m]

Abréviation

ISO	Organisation standard international.
TAG	Turbine à gaz
PCI	Pouvoir calorifique inférieur
GPL	Gaz de Pétrole Liquéfié
GNL	Gaz Naturel Liquéfié
SC	Station compression
UFC	Unité de fractionnement des condensats.

GG	Générateur de gaz
THP	Turbine haute pression
TBP	Turbine haute pression
GE	Générale Electrique
Amb	Ambiant
Opt	optimal
CIS	complexe industrielle sud

Variable grecque

η	Rendement	[%]
λ	Coefficient d'excès d'air	[-]
τ	Taux de compression	[-]
μ	Masse molaire	[kg/k mol]
γ	Rapport des chaleurs spécifiques ($\frac{c_p}{c_v}$)	[-]
k	coefficient polytropique	[-]
r	rapport des températures	[-]

Indices

a	Air
e	Entrée
g	Relative au gaz
HP	Haut pression
BP	Basse pression
f	Rapport des débits air de combustion /air de compression
x	Titre du mélange liquide vapeur
c	Relative au compresseur
t	Relative au turbine
is,s	Isentropique

1, 2, 3, 4, 5

Positions du cycle présentées par les différents éléments de la turbine à gaz.

SOMMAIRE

Introduction générale	1
Chapitre 1 : présentation de la station de compression II	
1. Hassi Messaoud et l'industrie	2
2. Situation géographique.....	2
3. Historique du champ de Hassi Messaoud	3
4. Complexes industriels de HASSI Messaoud.....	3
4.1 Complexe nord (Complexe industriel NAILI Abdelhalim) CINA	3
4.2 Complexe industriel sud CIS.....	4
5. Description de la station de compression II	4
5.1 Alimentation	5
5.2 Description de procédé.....	5
5.2.1 Section de séparation préliminaire	6
5.2.2 Section de compression basse pression (BP)	6
5.2.3 Ligne de banalisation	7
5.2.4 Section de compression haute pression.....	7
5.2.5 Section fuel gaz	7
5.2.6 Système de torche.....	8
5.2.7 Circuit condensat.....	8
5.2.8 Circuit d'huile de graissage.....	9
5.2.9 Circuit d'huile hydraulique	9
5.2.10 Circuit d'huile d'arrêt.....	10
5.2.11 Circuit d'huile d'étanchéité.....	10
5.2.12 Système anti incendie.....	11
Chapitre 2 : Théories des turbines à gaz	
1. Introduction.....	13
2. Historique des turbines à gaz	13
3. Où utilise-t-on les turbines à gaz ?	15
4. Classification des turbines à gaz	15
4.1. Selon de construction	16
4.2. Selon mode de travail.....	16
4.3. Selon le mode de fonctionnement thermodynamique.....	17
5. Avantages et inconvénients des turbines à gaz	17
6. Particularités de fonctionnement d'une turbine à gaz	18
7. Eléments principaux d'une turbine à gaz	19
7.1. Section compresseur.....	19
7.2. Section combustion	20

7.3. Section turbine.....	20
8. Principe de fonctionnement	21
9. Cycle thermodynamique des turbines à gaz	21
9.1. Etude de cycle idéal de turbine à gaz	21
9.2. Etude des différentes séquences	23
10. Etude énergétique du cycle réel de turbine à gaz	26
10.1. Cycle réel	26
11. Pertes de charge en cours de combustion	30
12. Influence d'agents externes sur la performance de la turbine	31
12.1 Effet de la température ambiante	31
12.2. Effet de la pression atmosphérique	32
13. Conclusion	32
<u>Chapitre 3 : Description turbines à gaz MS 5002C</u>	
1. Le rôle de TAG MS5002C dans ce site industriel	33
2. Données sur les équipements	33
3. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS 5002C	35
4. Sections principales de la turbine à gaz MS 5002C	36
4.1. Section compresseur.....	36
4. 2. Section combustion	39
4.3. Section turbine	44
4.4. La partie auxiliaire	47
5- Diagramme.....	54
<u>Chapitre 4 : Application à la turbines à gaz MS 5002C</u>	
1. Calcul de cycle réel	56
1.1 Représentation du cycle réel	57
1.2 Les données par constructeur	57
1.2.1 Paramètres de l'air ambiant.....	57
1.2.2 Caractéristiques du fonctionnement de générateur de gaz	57
1.3 Calcule d'après les données du site.....	58
1.4 Procédure de calcule.....	58
I.4.1 Partie compresseur	58
I.4.2 Chambre de combustion	61
I.4.3 Calcule des conditions à la sortie de la turbine à gaz	65
2. Organigramme de calcul du cycle à gaz.....	68
3. Présentation des résultats	70
4. Tracé du cycle par l'utilisation du logiciel THERMOPTIM	70
4.1 Introduction	70
4.2. Point d'état	71
4.3. Transformation	71

4.4. Etapes de traçage du cycle	71
a- Création du projet	71
b- Création des points.....	71
c-création des transformations	72
d- Eléments de la turbine a gaz	72
e- Points des transformations	73
f- Cycle de la turbine a gaz	74

Chapitre5 : refroidissement par l'évaporation

1. Le refroidissement par l'évaporation	75
1.1 Principe de fonctionnement	75
1.2 Description du système de refroidissement par ruissellement d'eau	78
2. Le diagramme psychrométrique	80
3. Explication du processus refroidissement par évaporation dans un refroidisseur évaporatif...	81
3.1 Refroidissement adiabatique	81
3.2 Calcul de la température de l'air après refroidissement	82
3.3 Le débit massique d'eau D_{eau} évaporée.....	83
4. Organigramme de calcul du cycle à gaz avec refroidissement	85
5. Présentation des résultats	88
6. Comparaison entre les deux systèmes (avec et sans refroidissement)	88
6.1 Consommation de chaleur	88
6.2 Taux de chaleur pour l'incrément en puissance	88
6.3 Tableau de comparaison entre les deux installations	90
7. Discussion des résultats	90
Conclusion	91

Introduction

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

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, d'une région à une autre (sud, nord), et d'un climat à un autre (climat humide, aride, sec, chaud, etc...).

A cet effet, mon travail consiste à étudier l'amélioration des performances d'une installation de turbine à gaz par refroidissement de l'air de l'admission à l'entrée du compresseur. Plusieurs techniques existent pour assurer le refroidissement de l'air à la prise du compresseur mais chacune a ses contraintes d'utilisation.

Ainsi, Le travail aborde l'étude d'un système de refroidissement d'air par évaporation d'eau (refroidisseur par ruissellement d'eau) qui est adaptable avec les zones sec et chaude comme celle du sud d'Algérie (zone saharienne), pour ce faire on doit étudier le cycle simple de la turbine à gaz.

On a relevé les données réelles de la turbine à gaz GE MS5002C utilisée dans les stations de compression II de la région de Hassi messaoud grâce à un stage pratique à SONATRACH.

Le présent travail est réparti en cinq chapitres.

- Le premier chapitre comporte une description de l'unité de compression II, là où notre stage a eu lieu, tout en expliquant les différentes sections qui la compose.
- Le deuxième chapitre nous attèlerons à une brève présentation des turbines à gaz en termes de constitution, de domaine d'utilisation et de principe de fonctionnement, suivie de l'analyse thermodynamique du cycle idéal et réel de la turbine à gaz.
- Une description détaillée de la turbine à gaz MS5002C, utilisée au niveau du champ de Hassi messaoud, a été abordée dans le troisième chapitre, où l'on a passé au revu

tous les organes constitutifs de la turbine tout en détaillant leur technologie, leur fonctionnalité, les mécanismes de fonctionnement, les paramètres d'influences les améliorations apportées.

- des effets des conditions ambiantes du site, le quatrième chapitre sera consacré à un calcul thermodynamique du cycle de la turbine à gaz MS5002C dans des conditions ambiantes bien spécifiques de la journée du 03/07/2013, et on termine par le traçage du cycle à l'aide du logiciel THERMOPTIM.
- Enfin le cinquième chapitre, est porté sur l'étude et la modélisation du refroidisseur par évaporation d'eau avec les même conditions ambiantes utilisées dans le chapitre quatre à l'aide d'un diagramme psychrométrique programmé en THERMOPTIM, On termine par la Discussion des résultats

Pour être efficace et rapide, un programme de calcul a été réalisé en MATLAB permettant d'évaluer les performances pour les deux cas de fonctionnement.

Chapitre 1

Présentation de station de compression II

1. Hassi Messaoud et l'industrie :

Hassi Messaoud est la capitale de l'économie Algérienne, elle possède le gisement le plus riche du pays. Cette région a atteint un degré d'exploitation très élevé mais encore non définitif. Par conséquent, un vaste programme en cour de développement pour une meilleure exploitation est mis en place par **Sonatrach** qui est la plus importante compagnie d'hydrocarbures en Algérie et en Afrique. Dès sa création, en Décembre 1963, le rôle essentiel dévolu à Sonatrach était de contribuer au développement national. Elle intervient dans l'exploration, la production, le transport par canalisations, la transformation et la commercialisation des hydrocarbures et leurs dérivés. Actuellement, elle est classée première compagnie en Afrique et douzième dans le monde, cinquième exportatrice de gaz naturel, quatrième exportatrice mondial de GNL et troisième exportatrice mondiale de GPL.

2. Situation géographique :

D'une superficie de 2000 km², le champ pétrolier de Hassi-Messaoud se situe au SUD-EST de l'Algérie à 850 km de la capitale. Son climat est de type continental avec des variations de température allant de 0°C en hiver à 50° C environ en été.

La région est soumise à des vents secs et chauds soufflants à plus de 100 km/h assez fréquents en saison de printemps.

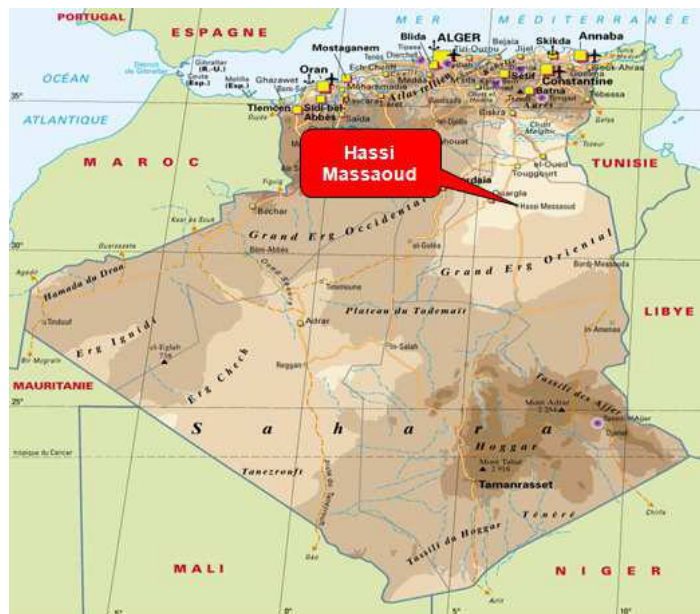


Fig. 1.1 : situation géographique de Hassi Messaoud

3. Historique du champ de Hassi Messaoud :

Le gisement de Hassi Messaoud s'étend sur une superficie de 2500 Km², il fut découvert le 16 Janvier 1956 par la société nationale de la recherche pétrolière en Algérie (SN REPAL). Le premier puits DM1 a été foré sur 3338 m de profondeur, puis en 1957 la compagnie française de pétrole en Algérie (C.F.P.A) se lance dans le forage de deuxième puits OM1 situé à environ 7 Km de DM1. Entre 1958-1959 l'exploitation de champ atteint les 20 puits, ce qui conduit à la réalisation de plusieurs unités de séparation. Ses deux compagnies subdivisent le champ en deux zones CFP A au nord et la SNREPAL au sud, ce qui engendre la création de deux centres de production. Au départ ces centres regroupaient uniquement des installations de séparation, de traitement, de stockage et d'expédition du pétrole brut, par la suite, d'autres unités de traitement de gaz, de réinjection et de raffinage sont venues s'y greffer pour étendre davantage les centres de production. Actuellement, l'ensemble de ces unités nombreuses et diversifiées, forme deux complexes industriels sud et nord (CIS & CINA)[6].

4. Complexes industriels de HASSI Messaoud :

Les deux complexes CIS et CINA composés d'une chaîne de procédés plus ou moins complexe ont pour fonction le traitement des effluents en provenance des puits producteurs. Ces procédés sont faits pour prendre en charge :

- * Le traitement de l'huile : séparation huile- eau- gaz, dessalage, et stabilisation;
- * Le traitement des gaz associés pour la production des GPL et condensât;
- * Le traitement des eaux huileuses pour la protection de l'environnement;
- * Le raffinage d'une partie du brut pour la production de carburants ;
- * La réinjection des gaz résiduels pour le maintien de la pression du gisement ;
- * L'injection d'eau pour le maintien de la pression du gisement.

4.1 Complexe nord (Complexe industriel NAILI Abdelhalim) CINA :

Il est composé de :

- * **02** unités satellites ;
- * **01** unité de traitement de brut (séparation, dessalage et stabilisation)) ;
- * **19** unités de boosting du gaz (**BP - HP**) ;
- * **01** unité de récupération de **GPL** et Condensats ;
- * **02** unités de compression de gaz de réinjection ;

- * **02** unités d'injection d'eau ;
- * **01** unité de traitement des eaux huileuses ;
- * **01** centrale d'air ;
- * **02** unités d'azote ;
- * **01** unité de traitement d'eau industrielle.

4.2 Complexe industriel sud CIS :

Il se compose de :

- * **06** unités satellites ;
- * **01** unité de traitement de brut (séparation, dessalage et stabilisation) ;
- * **07** unités de récupération des gaz associés (Boosting **BP - HP**) ;
- * **03** unités de récupération de GPL et de condensât ;
- * **11** unités de compression de gaz de réinjection ;
- * **01** unité d'injection d'eau ;
- * **02** unités de raffinage ;
- * **01** unité de traitement des eaux huileuses ;
- * **03** unités de traitement d'eau industrielle ;
- * **01** centrale d'air ;
- * **03** unités de traitement des huiles usagées.

5. Description de la station de compression II :

On désigne par la compression les installations qui permettent de comprimer le gaz à haute pression afin de la réinjecter dans les puits.

En effet, pour maintenir la pression des puits, la SONATRACH dispose deux techniques:

- Réinjecter de gaz à haute pression.
- Réinjecter d'eau à haute pression.

Il existe onze (11) stations de compression opérationnelles au centre sud et sont constitués principalement de groupes turbocompresseurs contrôlés par un système électronique (MARK IV, MARK V).

La station de compression II est composée de quatre sections (9/10/11/12), chaque station réinjecter 10 millions Nm^3/j , elle composée de deux groupes turbocompresseurs bi arbres à

deux étages et refoulent un gaz comprimé de 28 à 420 bars. C'est un mélange de gaz local et d'appoint du gaz commercial GR1.

5.1 Alimentation :

Le gaz d'alimentation provenant du manifold BP à la pression de 28 bars et la température ambiante.

Le manifold BP est composé des lignes suivantes :

- La ligne d'arrivée 24'' LDHP ;
- La ligne d'arrivée 24'' manifold GPL1/2 ;
- La ligne d'arrivée 24'' Gassi-Touil ;
- La ligne d'arrivée 24'' GR1 ;
- La ligne d'arrivée 32'' GPL2 ;
- La ligne d'arrivée 24'' SC 5/6 ;
- La ligne d'arrivée 24'' SC 7/8 ;
- La ligne d'alimentation 24'' SC 5/6 ;
- La ligne d'alimentation 24'' SC 7/8 ;
- La ligne d'alimentation SC 9/10 ;
- La ligne d'alimentation SC 11/12 ;
- La ligne d'équilibrage 32'' ;
- La ligne d'alimentation 12'' Gaz combustible.

5.2 Description de procédé :

Le processus de la station de compression se compose des sections suivantes :

- Section de séparation préliminaire ;
- Section de compression basse pression ;
- Section de compression haute pression ;
- Section fuel gaz ;
- Système de torche ;
- Collecteur condensât ;
- Circuit d'huile de graissage ;
- Circuit d'huile d'étanchéité ;
- Système anti incendie.

5.2.1 Section de séparation préliminaire :

Cette section est commune aux deux stations, pour les stations (09/10) composée de deux ballons FA 1301/1302. Le gaz à comprimer arrive du manifold BP à 27 bars passe par la vanne ROV 2101 pour séparer les liquides du gaz. La pressurisation des ballons se fait par une vanne 2'' ROV 2102. Les condensats sont renvoyés vers un ballon de récupération de condensat V1301 puis vers centre de traitement (UFC). Les eaux huileuses recueillies dans les apindices sont expédiées vers bassin API. Quant aux gaz accumulés dans les deux ballons à une pression de 28 bars est maintenu par une vanne régulatrice de pression ROV 2103(vanne de torche) qui maintient la pression de 28 bars dans les deux capacités. Celle ci envoie le gaz en excès vers la torche BP.

5.2.2 Section de compression basse pression (BP) :

Le gaz provenant des scrubbers passe dans cette section composée d'une turbine à gaz et d'un compresseur à deux étages. À travers la vanne ROV 2201 à la pression de 28 bars et à la température ambiante. Le gaz est comprimé dans le compresseur à deux étages jusqu'à 110 bars et à la température de 65°C après avoir subit deux séparations aux aspirations 1^{er} et 2^{eme} étage (FA 1303/1304), puis il est refroidit à l'aide des aéros (EA 1301/1302).

Les lignes de process de cette section comptent les éléments suivants :

- Une vanne automatique ROV2201, elle s'ouvre lorsque la condition d'une pression différentielle de 2.5 bars en amont et en aval de la vanne est mesurée par le PDSL.
- Une vanne de pressurisation ROV2202 faisant monter la pression graduellement dans le groupe afin de protéger le compresseur des effets de coups de béliers.
- Une vanne de recyclage FCV 2200.
- Deux ballons FA 1303 /1304 à l'aspiration 1^{er} et 2^{eme} étage.
- Deux soupapes de sécurité à l'aspiration 1^{er} étage PSV 2201A/B tarées à 70 bars.
- Deux soupapes de sécurité à l'aspiration 2^{eme} étage PSV 2202 A/B tarées 74 bars.
- Deux soupapes de sécurité au refoulement 2^{eme} étage PSV2203 A/B tarées à 170 bars.
- Deux batteries d'aéros aux refoulements 1^{er} et 2^{eme} étages EA 1301/02.

5.2.3 Ligne de banalisation :

Les sections basses pression des stations 9, 10,11 et 12 refoulent le gaz dans un collecteur appelé ligne de banalisation, c'est pour avoir une meilleure autonomie d'exploitation des machine.

Au niveau des SC 9/10 cette ligne est pressurisée par la vanne ROV2104 à partir de la sortie de récupérateur des bouchons liquides. La décompression se fait par la vanne de torche ROV2107.

Une vanne de sectionnement ROV2108 isole les sections basses pression des SC9/10 et SC11/12.

5.2.4 Section de compression haute pression :

Elle est composée d'une turbine et deux compresseurs à un étage. Le gaz aspiré du collecteur de banalisation à 106 bars à travers la vanne ROV2401 est comprimé jusqu'à 420 bars et une température de 95°C, après avoir subit deux séparations aux aspirations 3^{ème} et 4^{ème} étage FA1305/1306 et deux refroidissements EA1303/1304.

Les lignes de process de cette section comptent les éléments suivants :

- Une vanne automatique ROV2401.elle s'ouvre lorsque la condition d'une pression différentielle de 2.5 bars en amont et en aval de la vanne est mesurée par le PDSL.
- Une vanne de pressurisation ROV2402 faisant monter la pression graduellement dans le groupe afin de protéger le compresseur des effets de coups de béliers.
- Une vanne de recyclage FCV 2400
- Deux ballons FA 1305 /1306 à l'aspiration 3^{ème} et 4^{ème} étage
- Deux soupapes de sécurité à l'aspiration 3^{ème} étage PSV 2401A/B tarées à 170 bars.
- Deux soupapes de sécurité à l'aspiration 4^{ème} étage PSV 2402 A/B tarées à 284,3 bars
- Deux soupapes de sécurité au refoulement 4^{ème} étage PSV 2403 A/B tarées à 445,9 bars.
- Deux batteries d'aéros aux refoulements 3^{ème} et 4^{ème} étage EA 1303/1304.

5.2.5 Section fuel gaz :

Le gaz nécessaire à la combustion est soutiré à partir du gaz GR1 avec une possibilité de balancement sur le gaz local grâce à une vanne manuelle. Ce gaz est détendu de la pression

de 28 bars à 17 bars avec deux vannes régulatrices de pression PCV 2601/2603. Le gaz est débarrassé des liquides dans le ballon FA 1307 et chauffé par une résistance électrique RE 1305. Le gaz est ensuite détendu dans le poste fuel gaz des turbines à 11 et 8 bars à l'aide de la vanne SRV, GCV avant son admission dans les chambres de combustion.

Notons que le circuit compte une vanne régulatrice de pression PCV 2602 et deux soupapes de sécurité PSV 2602A/B tarées à 21,6 bars.

5.2.6 Système de torche :

Il est composé de deux collecteurs BP et HP de dimension 22'', 24'' respectivement.

Le collecteur BP recueille le gaz torché par les équipements suivants côté SC 9 :

- les soupapes de section basse pression ;
- Les soupapes de la section fuel gaz ;
- La vanne de régulation de pression fuel gaz PCV 2602 ;
- La vanne de torche de la section basse pression ROV 2203 ;
- Les soupapes des scrubbers PSV 2101/02 ;
- La vanne de décompression des scrubbers ROV 2103 ;
- La vanne de décompression de la ligne de banalisation ROV 2107 ;
- La vanne de régulation de pression du ballon de récupération de condensat V 1301. ;
- Les soupapes du ballon de condensat PSV 2104A/B ;
- Les orifices des purgeurs V 1304A/B, V1303A/B ;

Le collecteur HP recueille le gaz torché par les équipements suivants côté SC 9 ;

- les soupapes de la section haute pression ;
- La vanne de torche de la section haute pression ROV 2403;

5.2.7 Circuit condensât :

Les condensâts recueillis par les équipements suivants sont transférés vers le ballon de condensat V1301 puis vers le centre de traitement (UFC), ces équipements sont :

- Les ballons inter étages.
- Les scrubbers entrée stations.
- Le ballon fuel gaz FA1307.
- Ballon fuel gaz FA 1507.

5.2.8 Circuit d'huile de graissage :

Comme chaque machine tournante la turbine à aussi un système de graissage par une huile adéquate qui résiste à des pressions et des températures très élevées.

Dans chaque groupe y a un système de graissage pour le compresseur et la turbine.

Il est composé des éléments suivants :

- Une caisse d'huile par groupe de capacité 13m³
- Une pompe de graissage principal entraîné par l'engrenage du réducteur, dotée d'une soupape de régulation de pression VPR1 tarée à 12 bars
- Une pompe de graissage auxiliaire par groupe, entraînées par un moteur électrique à courant alternatif GA1301/02
- Une pompe de secours par groupe entraînée par moteur électrique à courant continu GA1305/06.
- Deux corps de filtres d'huile de graissage par groupe.
- Une batterie de trois aérons par groupe EA1305/06.

La pompe de graissage principale aspire l'huile de la caisse et la refoule à une pression de 12 bars. Celle ci subit un refroidissement par une batterie d'aérons à 55 °C, une filtration dans l'un des corps de filtre, une détente jusqu'à 2 bars, tous se système pour une bonne lubrification des paliers de la turbine et du compresseur.

Le retour d'huile est recueilli par la caisse d'huile principale.

La pompe de graissage auxiliaire intervient lors du démarrage jusqu'à la fin de séquence et en cas de chute de pression à 9 bars.

La pompe de secours se met en marche en cas de problème sur la pompe auxiliaire, en cas de problème d'électricité et en cas de déclenchement ou arrêt normal de la machine, elle refoule l'huile à 2 Bars.

5.2.9 Circuit d'huile hydraulique :

Le système d'huile hydraulique est composé de :

- Une pompe hydraulique principale entraînée par l'engrenage du réducteur.
- Deux régulateurs de pression, un pour la pompe auxiliaire et l'autre pour la pompe mécanique.
- Une pompe hydraulique auxiliaire GA1303 entraînée par un moteur électrique à courant alternatif.

- Un filtre d'huile hydraulique.

Il assure la régulation des vannes du poste fuel gaz (SRV et GCV) des Nozzles dans le cas des turbines à bi arbres et délivre la pression nécessaire à la fermeture des IGV, au maintien de pression dans les accumulateurs d'azote.

La valeur indicative de service est 85 bars. La pompe auxiliaire HP intervient en cas de basse pression d'huile hydraulique à 74.7 bars et le système de sécurité de la machine provoque son arrêt à 60 bars.

5.2.10 Circuit d'huile d'arrêt :

Sa fonction est la protection de la machine en cas de grave problème ou de non respect des paramètres de marche .L'arrêt brusque de l'unité est provoqué par la fermeture instantanée des vannes du poste fuel gaz en évacuant l'huile par l'ouverture de l'électrovanne 20 HD.

5.2.11 Circuit d'huile d'étanchéité :

IL est composé des éléments suivants :

1^{er} groupe :

- Un ballon surélevé d'huile d'étanchéité FA1310
- Une vanne régulatrice de niveau LCV.3.2211
- Un orifice calibré pour évacuation de gaz vers atmosphère.
- Une caisse de dégazage doté d'un agitateur et une résistance

2^{eme} groupe :

- Trois pompes d'étanchéité GA 1311/12/13
- Deux filtres (un en service et l'autre en secours)
- Une vanne de régulation de la pression différentielle DPCV.3.2469.
- Deux ballons surélevés d'huile d'étanchéité FA1311/12.
- Deux vannes régulatrices de niveaux LCV .3.2481/2476.
- Quatre purgeurs automatiques V1303A/B , V1304A/B dotés chacun de :
 - * Une vanne automatique de contrôle de niveau évacuant l'huile vers la caisse polluée.
 - * Un orifice calibré et un by pass relié vers la torche.

A partir du collecteur de graissage, un piquage parvient à l'aspiration des pompes d'étanchéité GA 1311/12/13 pour réaliser l'étanchéité des compresseurs au niveau des bagues BP et HP

en maintenant une pression différentielle huile /gaz de 700 g/cm^2 ($P_{\text{huile}} > P_{\text{Gaz}}$) et empêchant le gaz de sortir. Avec une pression de refoulement de 250 bars.

Un niveau adéquat de 60% est maintenu dans les ballons V 1311/12 grâce à la régulation des vannes régulatrices de niveau LCV32476/32481 et de vanne régulatrice de pression différentielle DPCV3.2469. Cette dernière évacuent le surplus d'huile vers la caisse de graissage.

Le retour de l'huile des compresseurs est déchargée par des purgeurs V1303A/B V1304A/B, cette décharge se fait vers la caisse de dégazage et évacuée vers la caisse principale d'huile.

5.2.12 Système anti incendie :

Le danger permanent et potentiel que guette toute unité de production est l'incendie ou fuite de gaz, ce risque devient plus élevé quand il s'agit de stations comprimant du gaz à 420 bars.

Pour cela les unités sont dotées d'un système de surveillance permanent :

- Détection de gaz.
- Détection de feu et extinction.

Protégées par un système utilisant du gaz carbonique pour les compartiments turbines, et de la poudre pour les groupes multiplicateurs compresseurs.

a. Système d'extinction de feu compartiment turbines :

Les détecteurs de feu agissent en mesurant la température dans l'enceinte selon les valeurs suivantes :

- ✓ Compartiment auxiliaire turbine ;
- ✓ Compartiment enceinte turbine ;
- ✓ Compartiment accouplement.

La détection fait une alarme sonore et visuelle et déclenche au niveau du panneau de contrôle d'alarmes anti incendie suivie d'alarmes acoustiques sur cite ou l'incendie s'est déclaré et dans la salle des machines

Un signal de décharge des bouteilles est envoyé entre 3 et 60 secondes selon le réglage provoquant :

- ✓ Le déclenchement de l'unité ;
- ✓ L'arrêt de la ventilation des enceintes turbines ;
- ✓ La fermeture des volets des packages ;
- ✓ L'allumage de la lampe alarme placée à l'extérieur de la turbine ;

b. Système d'extinction à poudre pour les compresseurs et multiplicateurs :

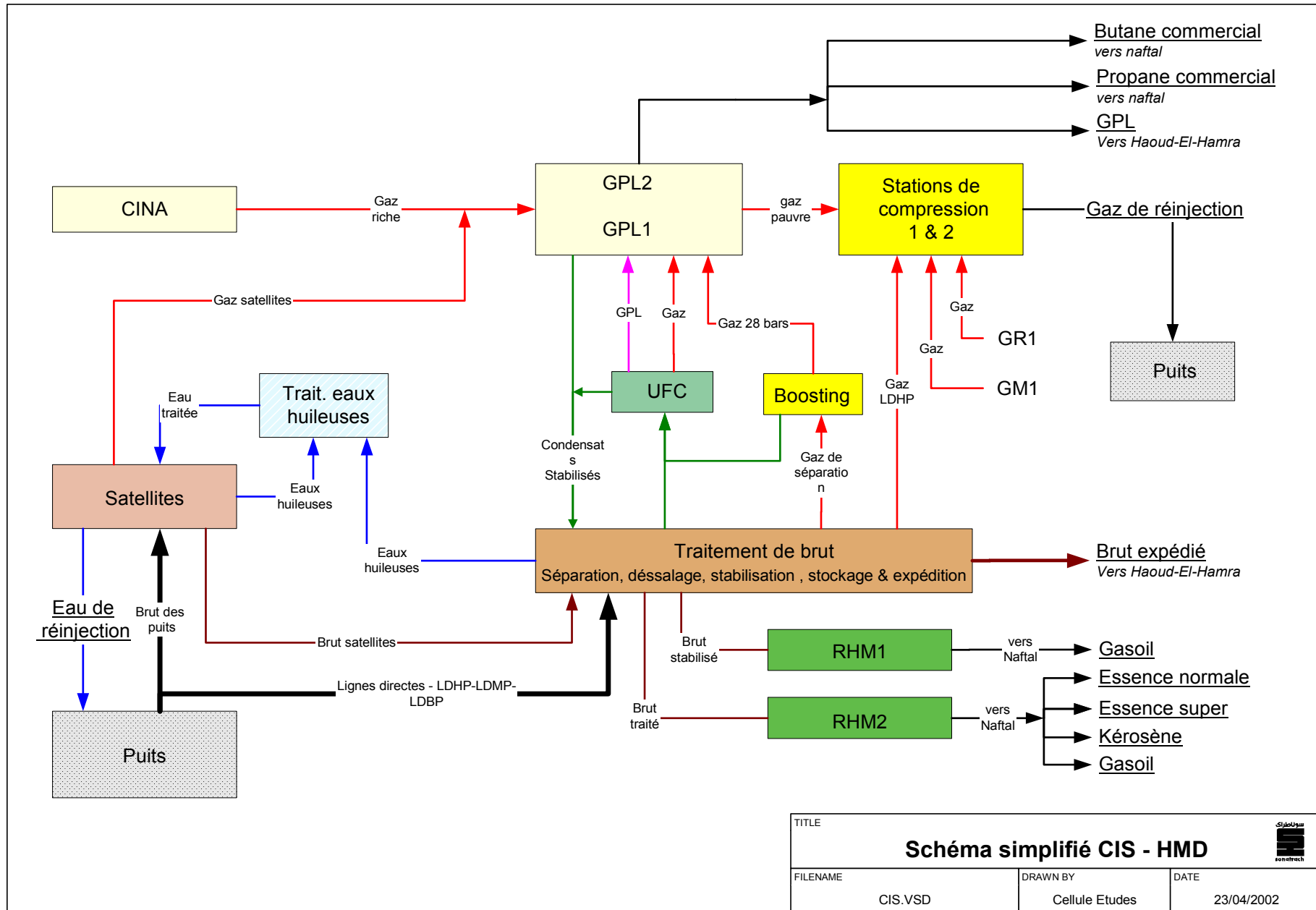
Il est constitué d'un récipient de poudre sèche et d'une unité de décharge de poudre à pression d'azote. Un système équivalent en réserve est prévu.

La détection faite par des détecteurs de température une alarme incendie est déclenchée au niveau de la salle de contrôle sur le panneau de contrôle d'alarmes anti incendie suivie d'alarmes acoustiques au niveau de la salle des machines.

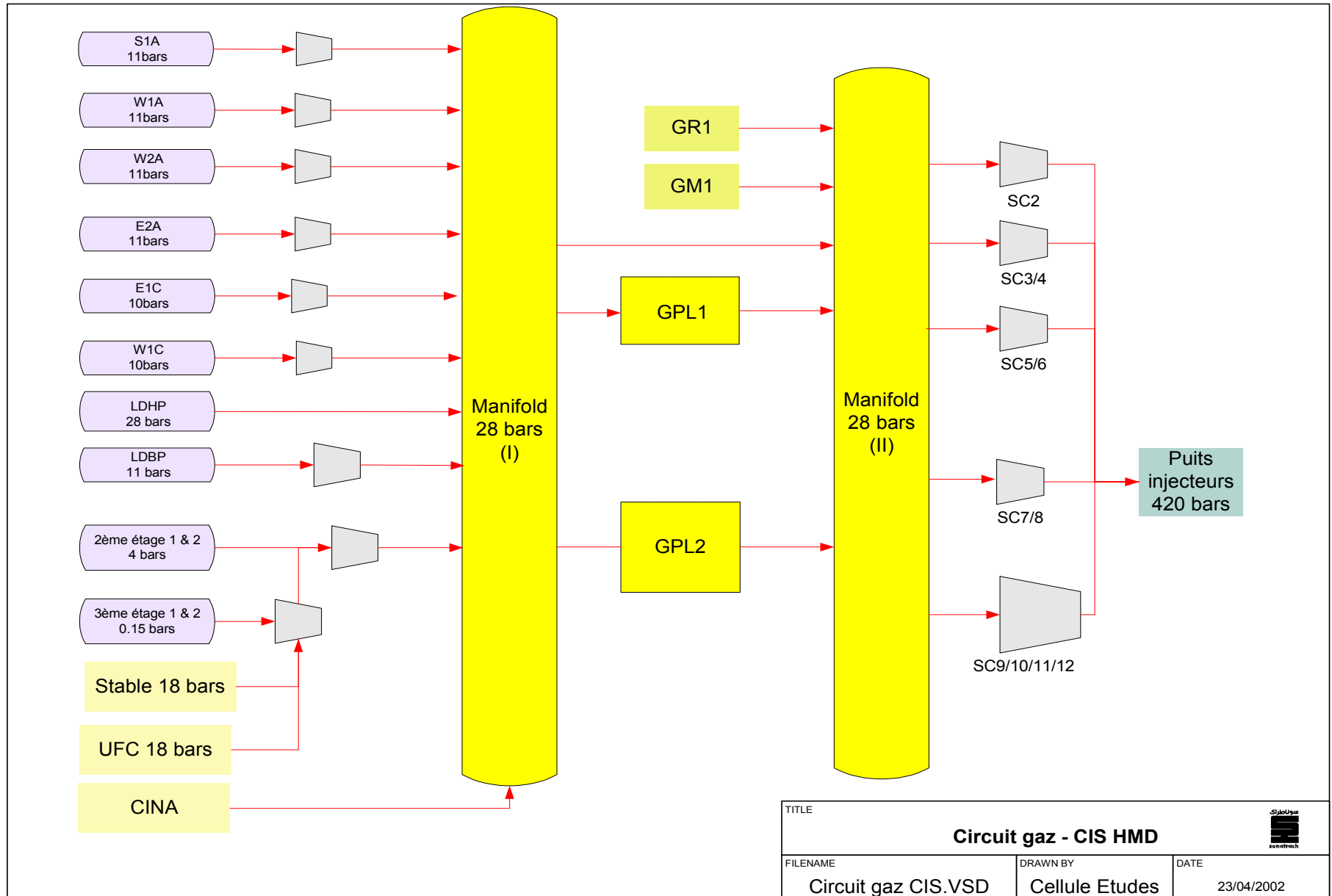
Un signal d'ouverture de la bouteille d'azote est envoyé entre 3 et 60 secondes selon le réglage provoquant :

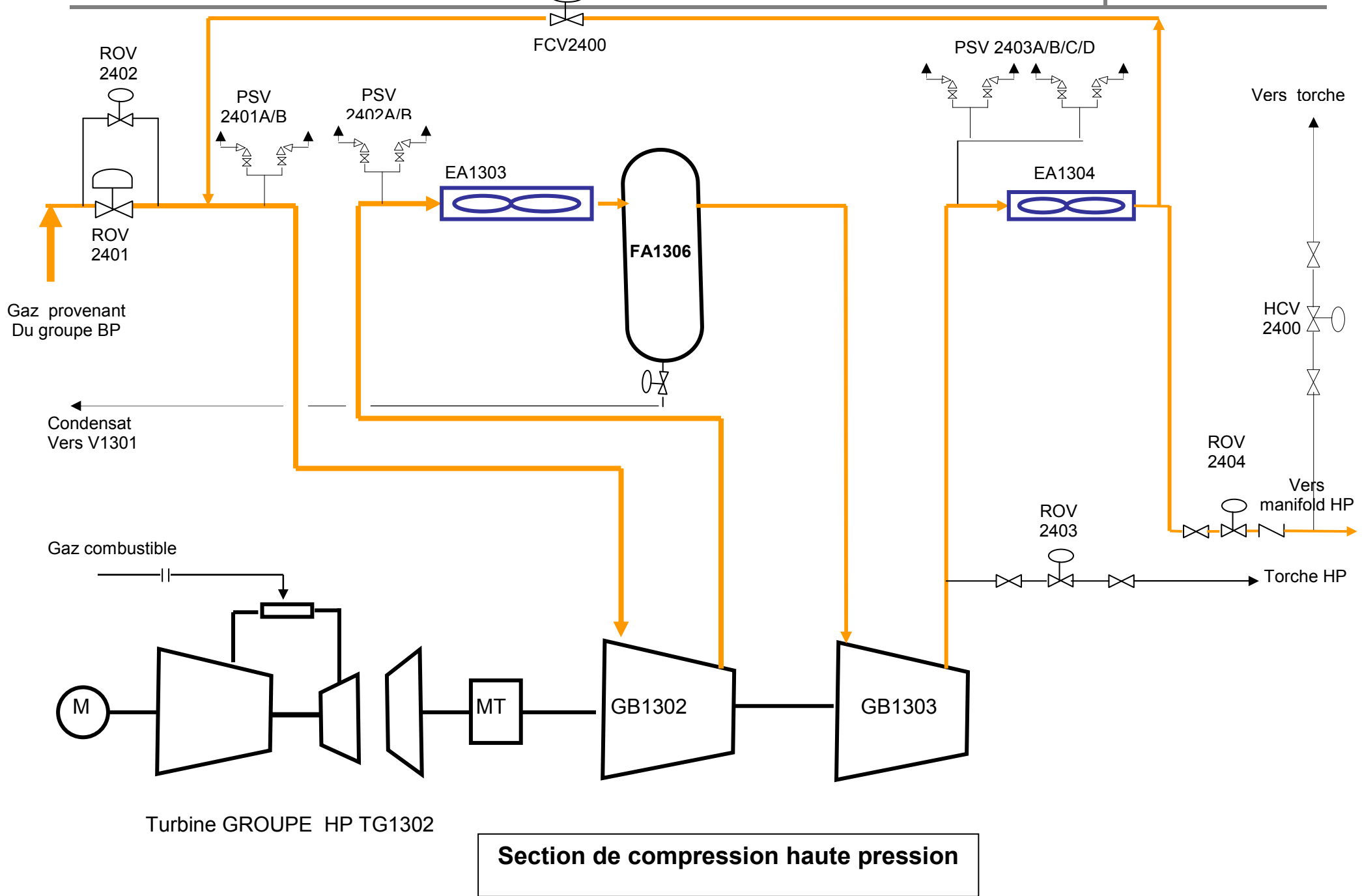
- ✓ Le déclenchement de l'unité ;
- ✓ La décharge des bouteilles de poudre par un pressostat situé sur la ligne de décharge de poudre vers le panneau de contrôle <poudre> dans la salle de contrôle ;
- ✓ L'allumage de deux lampes placées à l'extérieur de la salle des machines.

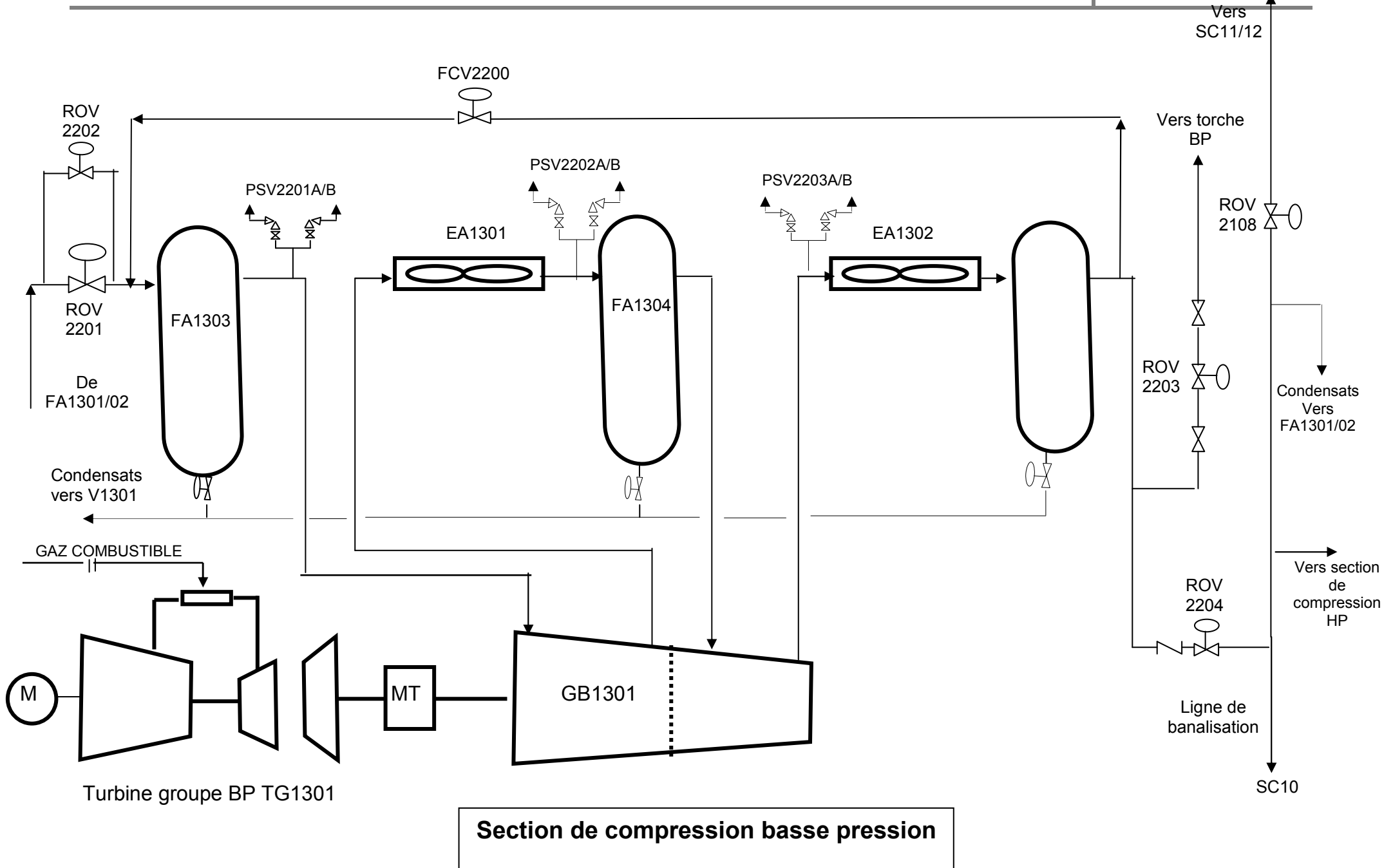
Présentation de la station de compression II | Chapitre 1



TITLE		
Schéma simplifié CIS - HMD		
FILENAME	DRAWN BY	DATE
CIS.VSD	Cellule Etudes	23/04/2002







Chapitre 2
Théorie des
Turbines à Gaz

1. Introduction :

La grande puissance, le bon fonctionnement ainsi que les hautes performances des turbines à gaz font d'elles 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 [6].

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 a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel.

Comparée aux autres moteurs thermiques, la turbine à gaz présente une double particularité ; de même que la turbine à vapeur, la turbine à gaz est une machine à écoulement continu, donc ne comporte pas de variations périodiques de l'état de fluide ; dans toutes sections données ; mais contrairement à la turbine à vapeur, le fluide ne subit qu'une seule transformation qui est la détente [7].

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 ; donc, la turbine à gaz est assimilée aux moteurs à combustion interne mais les transformations s'effectuent dans des enceintes juxtaposées dans l'espace.

Le rendement thermique d'une T.A.G se situe entre **16** et **28%** pour une installation simple sans la récupération des calories d'échappements et entre **26** et **30%** pour une installation avec la récupération de ces calories, néanmoins il reste bien inférieur à celui des moteurs à gaz [6].

2. Historique des turbines à gaz :

Les premières turbines à gaz sont apparues sur le marché à la fin des années 40; elles sont généralement employées dans les chemins de fer et avaient l'avantage de brûler du

combustible liquide, même à faible qualité (à cause de la limitation des procédés de raffinage). La turbine MS3001 (Model Série 3001) construite par GE (General Electric), ayant une puissance de 4500HP (horse power), a été spécifiquement employée pour le service locomoteur. [6]

Les progrès réalisés dans le côté métallurgique, en plus des résultats favorables des recherches approfondies sur la combustion, ont permis des améliorations rapides des performances de ces machines, en terme de puissance, rendement, longévité,...etc.[6]

Trois générations peuvent être classées, distinguées par les intervalles de température maximale (en °C) des gaz à l'entrée de la première roue de turbine : [6]

- **1^e génération** : $760 < T_{\max} < 950$;
- **2^e génération** : $955 < T_{\max} < 1124$;
- **3^e génération** : $1149 < T_{\max} < 1288$;

Evidemment, l'augmentation de la température d'entrée à la première turbine a eu comme effet une augmentation du rendement thermodynamique, qui est passé des valeurs inférieures à 20% dans les premières machines, à des valeurs courantes supérieures à 40% (turbine LM6000).

❖ Quelques dates :[8]

- 1936 : première turbine aéronautique britannique ;
- 1939 : turbine à gaz expérimentale (en cycle fermé) de 200 kW par **Escher wiss** ;
- 1944 : turbine à gaz pour propulsion marine par **Elliott** ;
- 1960 : **général électrique** lance la 5000, la plus réponde des turbines à gaz industrielles ;
- 1975 : la turbine à gaz dépasse 100Mw (**modèle 9001 Alsthom- Atlantique**) ;

Depuis l'arrivée de nouveaux constructeurs dans le domaine est assez rare, vu le niveau technologique atteint par ces machines.

3. Où utilise-t-on les turbines à gaz ? :

Les turbines à gaz ont une très grande utilité dans l'industrie, du fait qu'elles sont des appareils pour la production de l'énergie mécanique. Elles peuvent être utilisées pour l'entraînement des :

- **Appareils fixes :**
 - Générateur d'électricité ;
 - Compresseurs ;
 - Pompes.

- **Appareils mobiles :**
 - Chemin de fer ;
 - Propulsion maritime ;
 - Aviation.

4. Classification des turbines à gaz : [9]

Les turbines à gaz sont classées comme nous montre le schéma ci-dessous :

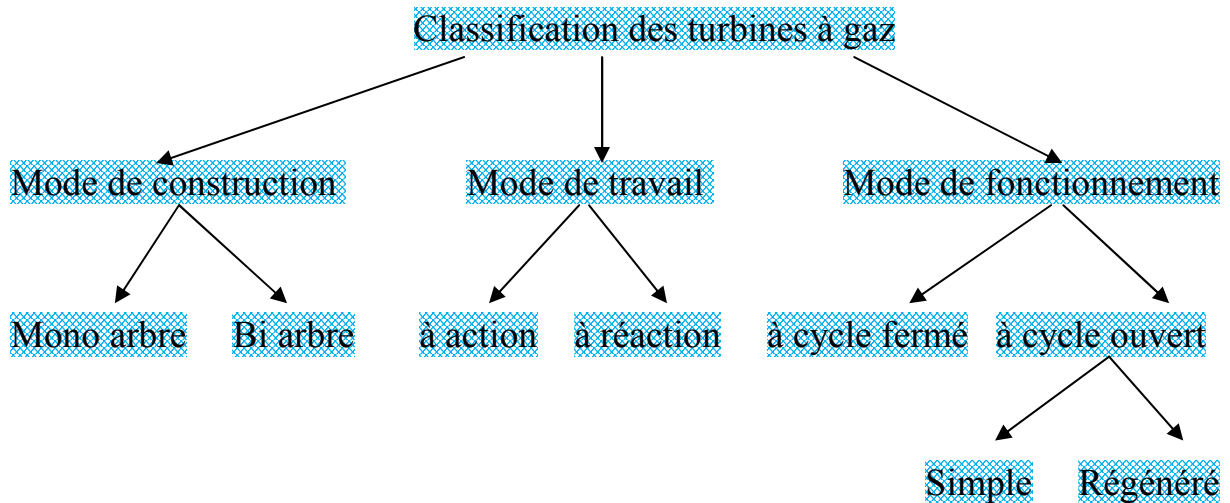


Fig. 2.1 : schéma de la classification des turbines à gaz.

4.1. Selon de construction :[10]

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** (Fig2.2). Elles sont généralement utilisées dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge constante (pour entrainer les générateurs d'électricité).

Un deuxième type, englobe les turbines à deux arbres, dites aussi **bi-arbres**(Fig2.3). Elles ont l'avantage d'entrainer des appareils à charges variables (pompes, compresseur,...). Elles se composent de deux parties, la première assure l'autonomie de la turbine (GG), 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, est 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.

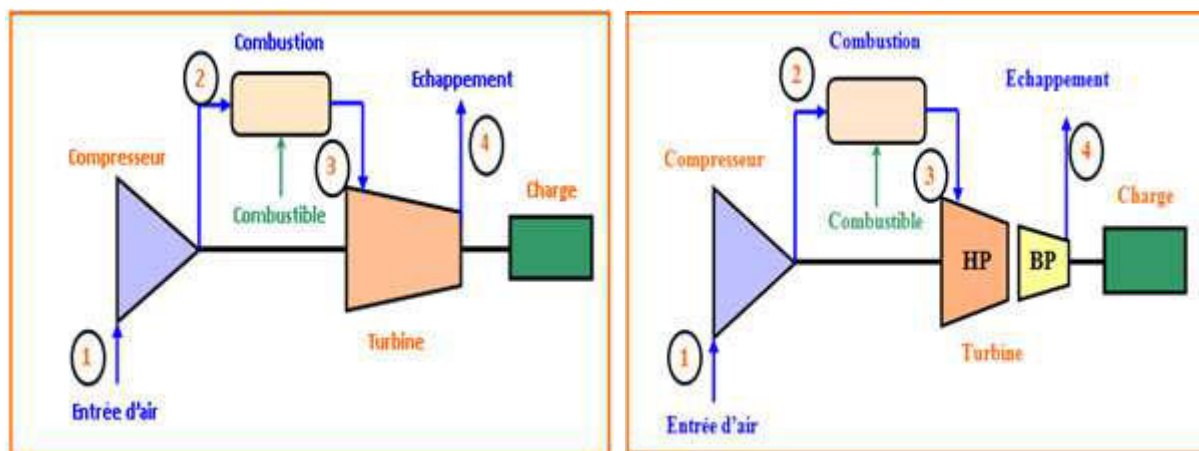


Fig. 2.2:schéma d'une turbine à gaz mon-arbre **Fig. 2.3:** schéma d'une turbine à gaz bi-arbre

4.2. Selon 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.

- **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.

4.3. Selon 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 qui est perdu 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.

5. Avantages et inconvénients des turbines à gaz :

- ◆ **Avantages**

- Une puissance élevée dans un espace restreint dans lequel un groupe diesel de même Puissance ne pourrait pas être logé;
- A l'exception de démarrage et arrêt, la puissance est produite d'une façon continue;
- Démarrage facile même à grand froid;
- Diversité de combustible pour le fonctionnement;
- Possibilité de fonctionnement à faible charge.

- ◆ **Inconvénients :**

- ◆ Au-dessous d'environ 3000KW, prix d'installation est supérieur de celui d'un groupe diesel;

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

6. Particularités de fonctionnement d'une turbine à gaz :

La T.A.G appliquée au transport du gaz présente cependant de grands avantages :

- Sa simplicité, ses frais de premier établissement peu élevés, sa grande souplesse d'exploitation, sa mise en charge rapide et sa télécommande très facilement réalisable, enfin sa surveillance minime et son entretien à des dates très espacés la font souvent préférer dans les régions où l'eau est rare, ou lorsque il n'est pas possible d'envisager de gardiennage, de même lorsque le prix de combustible n'est pas le facteur économique prépondérant, soit car le nombre d'heures de fonctionnement prévu est peu important soit car le prix du combustible est faible en comparaison de celui de l'énergie électrique ;
- Possibilité d'avoir des vitesses de rotation différentes pour les 2 arbres, donc d'avoir une plage étendue de variation de vitesse de l'appareil entraîné, et de faciliter le démarrage au cours duquel l'appareil entraîné est découplé automatiquement ;
- Variation possible de la vitesse de rotation de la 2^{ème} ligne d'arbres dans larges limites sans trop affecter le rendement.
- Meilleur rendement aux charges de régime plus rapides ;
- Démarrage et changement de régime plus rapides ;
- Possibilités en cas d'incident, d'échange rapide du générateur de gaz si la turbine à gaz est constituée d'une turbine de puissance placée à la sortie d'un turboréacteur d'aviation.
- La construction à un seul arbre est bien adaptée aux machines dont la vitesse est très peu variable, ou constante, et en particulier à l'alternateur, alors que la construction, à deux lignes d'arbre trouve essentiellement son application dans l'entraînement des turbomachines telles que compresseurs, pompes centrifuges.... Etc.
- Les machines à deux lignes d'arbres consentent, en variation de vitesse 20% à 30% de plus que les machines à un arbre ;

La puissance est limitée par :

- La température d'admission à la 1^{ère} roue de la turbine de détente pour les turbines à une ligne d'arbre ;
- La vitesse de rotation du générateur de gaz pour les turbines à 2 arbres ;

La vitesse inférieure de la turbine de puissance est limitée par :

- ❖ pour la turbine à une ligne d'arbre par le pompage du compresseur axial d'air (on peut diminuer la vitesse limite inférieure par un dispositif de montage d'air à la sortie du compresseur pour reculer le pompage).
- ❖ pour la turbine à 2 lignes d'arbres par le pompage du compresseur centrifuge de gaz qui est entraîné par la turbine.

7. Eléments principaux d'une turbine à gaz :

Dans sa forme la plus simple et la plus répandue, cette machine est composée de trois éléments principaux :

Une turbine à gaz se compose de trois sections principales :

- Compresseur axial.
- Chambre de combustion.
- Turbine de puissance.

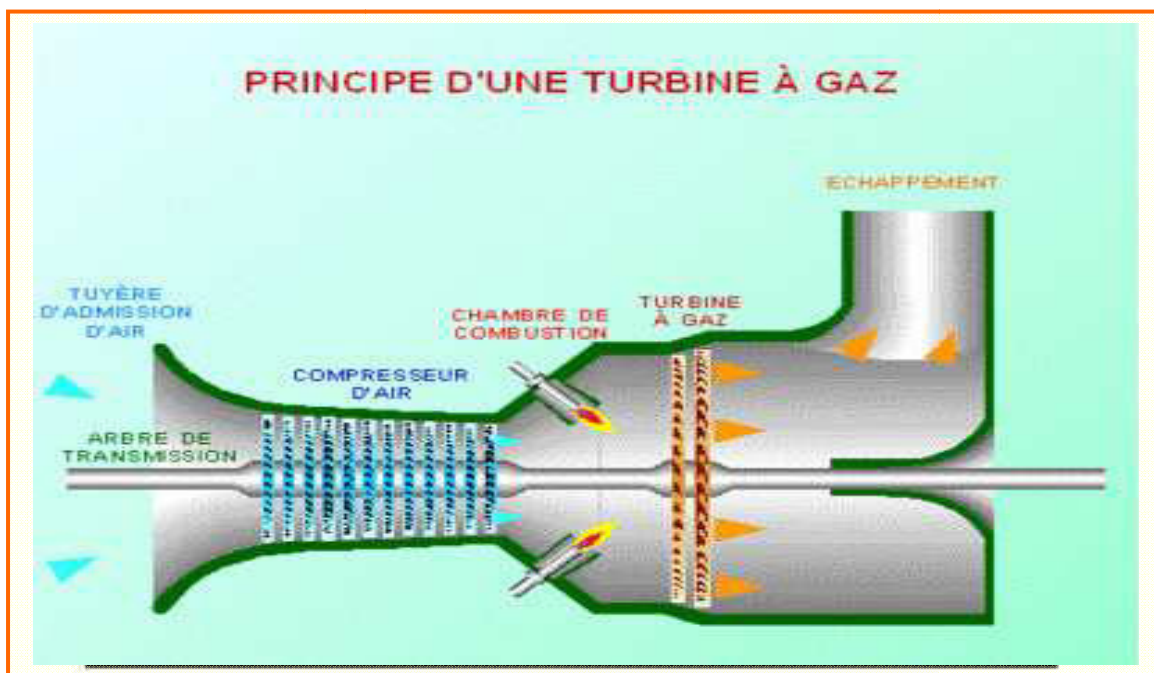


Fig. 2.4: Différentes sections d'une turbine à gaz.

7.1. Section compresseur :

Le compresseur est du type à flux axial, il produit des débits d'air importants, nécessaires pour obtenir des puissances utiles élevées avec des dimensions réduites.

Un compresseur se compose d'une série d'étages d'aubes orientables, qui augmentent la vitesse de l'air en termes d'énergie cinétique, suivie alternativement par des étages d'aubes fixes, qui convertissent cette énergie en une pression plus élevée.

Le nombre d'étages de compression, est lié à la structure de la turbine à gaz et au taux de compression à obtenir.

Sur le côté aspiration du compresseur, il y a des aubes variables à l'admission (**IGV**), dont le but est de diriger l'air, vers le premier étage des aubes du rotor.

Ces aubes variables permettent aussi d'assurer le comportement fluïdo-dynamique correct sous différents régimes de fonctionnement, pendant le démarrage et l'arrêt du compresseur.

Sur le côté refoulement du compresseur, il y a quelques étages d'aubes variables à la sortie (**EGV**), pour obtenir la récupération de la pression maximale avant que l'air entre dans la chambre de combustion.

Le compresseur sert à fournir une source d'air pour refroidir les parois des directrices, les aubes, les disques de la turbine et l'huile d'étanchéité des joints à labyrinthe du palier.

7.2. Section combustion : [9]

Elle se compose d'un système comprenant une ou plusieurs chambres de combustion annulaires, disposées symétriquement le long d'une circonférence.

Ces chambres de combustion reçoivent et brûlent du combustible, au moyen d'un nombre égal des brûleurs.

L'air entre dans chaque chambre dans une direction opposée à la veine des gaz chauds, pour cette raison, cette méthode de distribution de l'air s'appelle à débit inverse.

Au début de fonctionnement, le processus de combustion est déclenché par une ou plusieurs bougies d'allumage.

Une fois déclenchée, la combustion continue sans interventions, aussi longtemps que les conditions d'alimentation du combustible et d'air de combustion sont maintenues.

Dans le cas des turbines à gaz construites pour l'industrie aéronautique, la section de combustion se compose d'une chambre annulaire simple, à refroidissement direct et non pas à refroidissement à débit inverse.

En effet, cela aide à réduire les dimensions diamétrales extérieures, puisqu'une plus petite section frontale était nécessaire afin d'offrir une résistance aussi réduite que possible au mouvement de l'avion.

7.3. Section turbine :

Comprend un certain nombre d'étages, chacun d'entre eux se compose d'un étage stator et d'un étage rotor.

Dans le stator, les gaz à température et pression élevées, fournis par la pièce de transition, sont accélérés et acheminés vers un étage d'aubes du rotor montées sur un disque connecté à l'arbre de puissance.

La conversion de température et de pression, en énergie cinétique a lieu dans le stator.

Le rotor complète cette conversion, étant donné qu'ici l'énergie cinétique est transformée en énergie d'entraînement de l'arbre.

8. Principe de fonctionnement :

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- Extrait de l'air du milieu environnement.
- Comprime à une pression plus élevée.
- Augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé, en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion.
- Achemine l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre.

Ceci, sert d'un côté à fournir l'énergie utile soit à un compresseur centrifuge ou à un alternateur couplé au moyen d'un accouplement et de l'autre côté, à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, au compresseur axial relié directement à la section turbine.

- Décharge à l'atmosphère les gaz à pression et température basses, résultants de cette transformation.

9. Cycle thermodynamique des turbines à gaz :

Le cycle de base selon lequel une turbine à gaz fonctionne est le cycle idéal de Brayton, à travers lequel nous définissons tous les paramètres énergétiques qui régissent une turbine à gaz, et par la suite l'étude du cycle réel nous permettra d'évaluer le comportement des turbines à gaz au cours de leurs fonctionnements dans le cas pratique dans lequel on prend en considération toutes les différentes imperfections qui peuvent l'affecter.

9.1. Etude de cycle idéal de turbine à gaz : [7] [3]

L'étude du cycle thermodynamique correspondant au schéma est particulièrement facile, cette étude présente un grand intérêt pratique, car la plupart des turbines à gaz sont réalisées à base du cycle de Brayton. La conversion de la chaleur dégagée de la combustion du carburant en énergie mécanique dans une turbine à gaz est réalisée suivant ce cycle. Il est représenté dans un diagramme h-s comme indiqué dans la figure (2.5). Le cycle de Brayton ou Joule comme comporte deux processus isentropiques (adiabatiques et réversibles) et un processus isobare, les grandeurs principales qui fixent le cycle thermodynamique de turbine à gaz sont :

- La température minimale T1 (température ambiante dans le cas du cycle ouvert)
- La température maximale T3 du cycle fixée par la température maximale admissible en entrée de la turbine.
- Le rapport de pression ou taux de compression $\tau_c = \frac{P_2}{P_1}$.

On cherche à connaître les performances de l'installation en fonction des paramètres caractéristiques que sont : T1, T3 et $\tau_c = \frac{P_2}{P_1}$.

Dans le cycle idéal de Joule les processus : la compression (1-2) et la détente (3-4) se produisent dans le compresseur et la turbine respectivement et sont supposés isentropiques. La chaleur additionnée (2-3) dans l'échangeur de chaleur (chambre de combustion) et le rejet (4-1) se produisent à pression constante. Dans la figure (2.7) les gaz à la sortie de la turbine sont évacués dans l'atmosphère; donc le processus (4-1) ne se produit pas au sein de l'unité. D'autres hypothèses pour le cycle idéal de Joule sont comme suit :

1- Les pertes de pression dans les échangeurs de chaleur et les passages reliant les équipements sont négligeables.

2- Le fluide de fonctionnement est un gaz parfait.

Le cycle idéal de Joule dans les diagrammes p-v et T-s est montré sur les figures (2.5) respectivement.

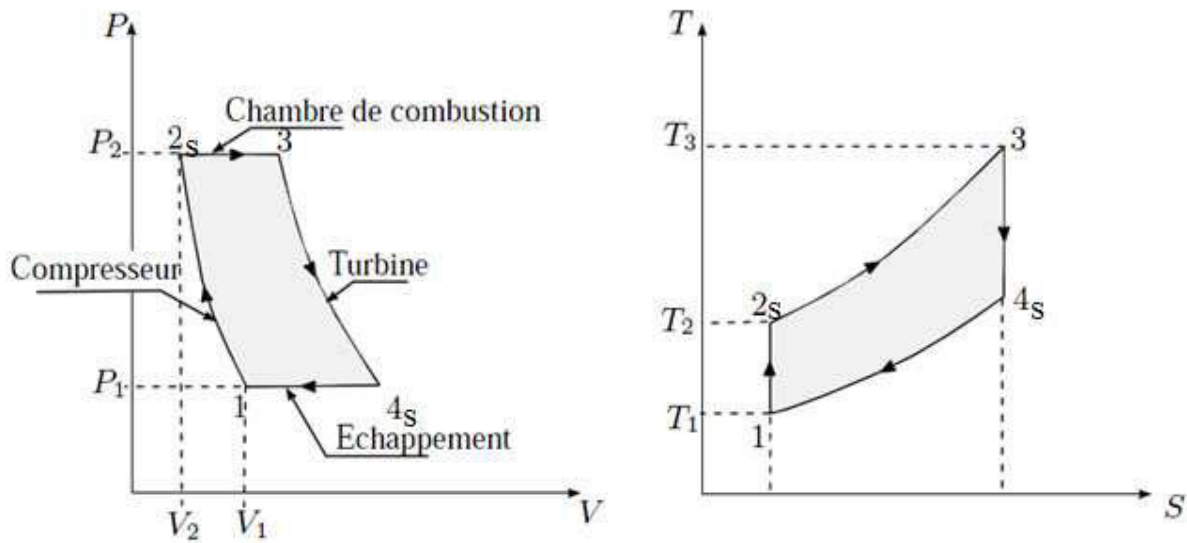


Fig. 2.5 : Cycle thermodynamique de turbine à gaz.

En considérant que le compresseur et la turbine comme des machines parfaites dont le rendement polytropique est égal à l'unité.

9.2. Etude des différentes séquences :

- **Etude de la compression :**

La température au refoulement du compresseur est donnée par :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \tag{2.1}$$

Le travail de compression W_c , rapporté au kilogramme de fluide en évolution, a pour expression :

$$W_c = \int_{T_1}^{T_2} C_p(T) dT = \bar{C}_p T_1 \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \tag{2.2}$$

Avec $\tau = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)$, le taux de compression.

- **Etude de la combustion :**

La chaleur fournie par la combustion est donnée par :

$$Q = \int_{T_2}^{T_3} C_p(T) dT = \bar{C}_p T_1 \left(r - \tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \tag{2.3}$$

Avec : $r = \frac{T_3}{T_1}$

La pression et la température absolue au début et en fin de la détente sont liées par la relation suivante :

- **Etude de la détente :**

La pression et la température absolue au début et en fin de la détente sont liées par la relation suivante :

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2.4)$$

Le travail massique fourni par la détente est écrit par la relation :

$$W_T = \int_{T_3}^{T_4} C_p(T) dT = \bar{C}_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right) \quad (2.5)$$

Le bilan énergétique global du cycle pour un kilogramme de fluide passant par la machine s'écrit :

- Le travail massique fourni par la détente est écrit par la relation :

$$W_{net} = W_T - W_c = \int_{T_3}^{T_4} C_p(T) dT - \int_{T_1}^{T_2} C_p(T) dT \quad (2.6)$$

En mettant en évidence le rapport des températures T_3/T_1 qui caractérise le niveau technologique de la machine on obtient l'expression suivante :

$$W_{net} = \bar{C}_p T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{T_4}{T_3}\right) - \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right) \right] \quad (2.7)$$

En exprimant les rapports de température T_4/T_3 et T_2/T_1 en fonction du rapport de compression on arrive à :

$$W_{net} = \bar{C}_p T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right) - \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right) \right] \quad (2.8)$$

On définit le rendement thermique du cycle comme étant le rapport entre le travail net W_{net} et la quantité de chaleur Q dégagée par la combustion :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q} = \frac{\bar{C}_p ((T_3 - T_4) - (T_2 - T_1))}{\bar{C}_p (T_3 - T_2)} \quad (2.9)$$

$$\eta_{th} = \frac{((T_3 - T_4) - (T_2 - T_1))}{(T_3 - T_2)} = \frac{r T_1 \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\right) - T_1 \left(\frac{\gamma-1}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} - 1\right)}{T_1 \left(r - \tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)} \quad (2.10)$$

On aura donc en développant l'expression précédente :

$$\eta_{th} = \frac{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (2.11)$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (2.12)$$

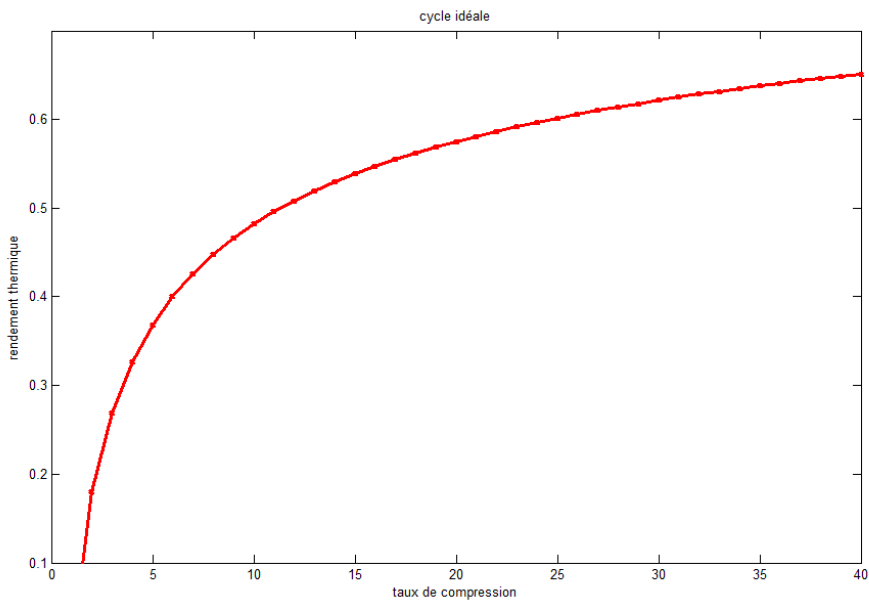


Fig.2.6 : Allure du rendement thermique en fonction du taux de compression dans une TAG à cycle idéal.

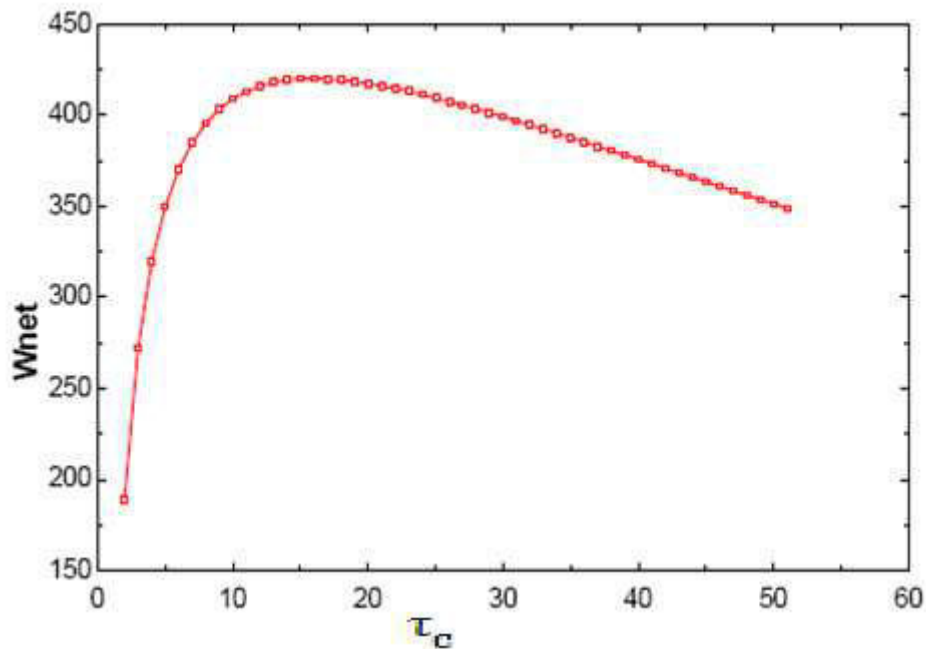


Fig.2.7 : Allure du travail en fonction de taux de compression dans une TAG à cycle idéal.

La figure (2.7) représente l'évolution du travail net de la turbine à gaz en fonction du rapport de compression. Le taux de compression optimal qui donne le W_{net} maximal est obtenu en résolvant l'équation de la dérivée de W_{net} par rapport à τ :

$$\frac{\partial W_{net}}{\partial \tau} = 0 \quad (2.13)$$

Et on obtient l'expression du taux de compression optimal τ_{opt} comme suit :

$$\tau_{opt} = \left(\frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{2(\gamma-1)}} \quad (2.14)$$

10. Etude énergétique du cycle réel de turbine à gaz :

10.1. Cycle réel :

Le cycle réel de la turbine à gaz simple s'écarte du cycle idéal tant par l'irréversibilité dans le compresseur et dans la turbine que par la chute de pression dans la chambre de combustion et les canaux d'écoulement. Le cycle thermodynamique décrit par le fluide moteur pour le cycle réel de la turbine à gaz simple est alors représenté sur le diagramme (T,s) de la figure (2.8).

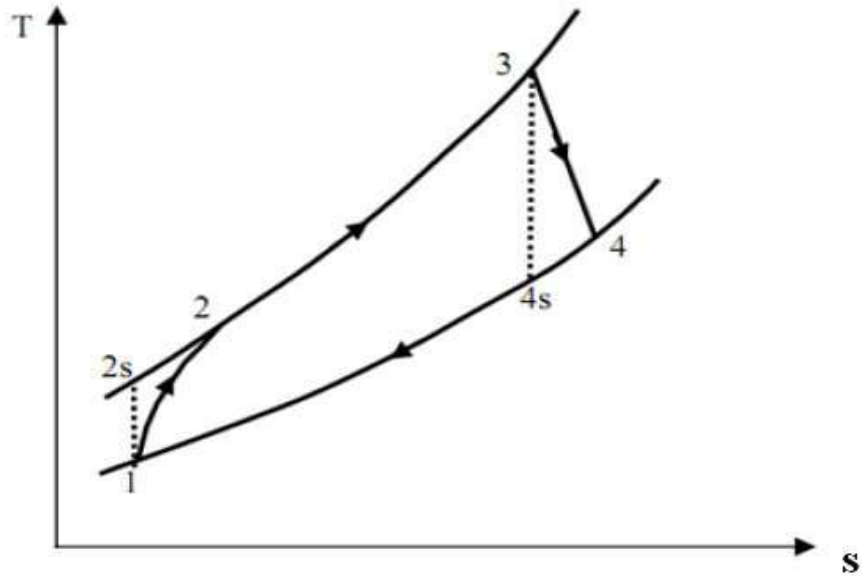


Fig.2.8 : Diagramme T-s pour un cycle réel sans perte de pression.

La compression polytropique (1-2) obéit à la relation suivante :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.15)$$

En absence de travaux de frottement et d'échange avec l'extérieur cette évolution serait isentropique et donne une température T_{2s} où on écrit l'égalité :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2.16)$$

Et par l'utilisation de la notion de rendement polytropique :

$$\eta_{cp} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} * \frac{k-1}{k}$$

On peut écrire directement la relation suivante:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} * \frac{1}{\eta_{cp}}} \quad (2.17)$$

Le travail réel de compression W_c rapporté au kg de fluide en évolution a pour expression :

$$W_c = \int_{T_1}^{T_2} C_p(T) dT = \bar{C}_p * T_1 \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{1} * \frac{1}{\eta_{cp}}} - 1 \right) \quad (2.18)$$

La quantité de chaleur fournie au fluide moteur Q est :

$$Q = \int_{T_2}^{T_3} C_p(T) dT \quad (2.19)$$

En utilisant la relation polytropique $T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{1} * \frac{1}{\eta_{cp}}}$, on obtient :

$$Q = \bar{C}_{pg} \left[(T_3 - T_2) \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{1} * \frac{1}{\eta_{cp}}} \right] \quad (2.20)$$

La détente polytropique (3-4) obéit à la relation :

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.21)$$

En absence de travaux de frottement et d'échange avec l'extérieur, cette évolution serait isentropique et donne une température T_{2s} où on écrit l'égalité :

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2.22)$$

et par l'utilisation de la notion de rendement polytropique η_{cp} :

$$\eta_{cp} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} * \frac{k-1}{k} \quad (2.23)$$

On écrit donc :

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} * \eta_{cp}} \quad (2.24)$$

Le travail de la détente réelle dans la turbine W_T est égal :

$$W_T = \int_{T_3}^{T_4} C_{pg}(T) dT$$

Il vient :

$$W_T = \overline{C_{p_g}} * T_3 \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} * \eta_{cp}}} \right) \quad (2.25)$$

Le travail net récupéré au cours du cycle W_{net} est égal :

$$W_{net} = W_T - W_c \quad \text{Avec } m = \frac{\gamma-1}{\gamma}$$

$$W_{net} = \overline{C_p} (\tau^m - 1) \left(\frac{\eta_T T_3}{\tau^m} - \frac{T_1}{\eta_c} \right) \quad (2.26)$$

La quantité de chaleur fournie au fluide moteur Q est :

$$Q = \int_{T_2}^{T_3} C_p(T) dT$$

$$Q = \overline{C_p} \left[T_3 - T_1 \left(1 + \frac{\tau^m - 1}{\eta_c} \right) \right] \quad (2.27)$$

Nous trouvons donc :

Nous définissons le rendement thermique η_{th} du cycle comme étant le rapport du travail net W_{net} sur la quantité de chaleur Q fournie par la combustion :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q} = \frac{\overline{C_p} (\tau^m - 1) \left(\frac{\eta_T T_3}{\tau^m} - \frac{T_1}{\eta_c} \right)}{\overline{C_p} (T_3 - T_1) \left(1 + \frac{\tau^m - 1}{\eta_c} \right)} \quad (2.28)$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q} = \frac{\frac{\tau^m - 1}{\tau^m} \left(\frac{\eta_T T_3}{T_1} - \frac{\tau^m}{\eta_c} \right)}{\left(\frac{T_3 - 1 - \tau^m - 1}{T_1 - 1 - \tau^m - 1} \right)} = \frac{\tau^m - 1}{\tau^m} \left(\frac{r \eta_T \frac{\tau^m}{\eta_c}}{r - 1 - \frac{\tau^m - 1}{\eta_c}} \right) \quad (2.29)$$

$$\eta_{th} = \frac{\tau^m - 1}{\tau^m} \frac{(r \eta_T \eta_c^{-\tau^m})}{((r-1)\eta_c^{-\tau^m} + 1)} \quad (2.30)$$

On remarque que le rendement du cycle réel est fonction non seulement du rapport de compression τ mais aussi des rendements isentropiques η_T et η_c de la turbine et du compresseur, ces dernières variables font intervenir une troisième dont le rendement η_{th} en dépend également : le rapport $r = \frac{T_3}{T_1}$ (rapport des températures d'entrée compresseur et de sortie turbine), car on remarque que pour $\eta_T = \eta_c = 1$, le rendement thermique devient égal à :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (\text{Le rendement } \eta_{th} \text{ dépend que de } \tau).$$

La figure (2.9) donne une représentation graphique de la variation du travail d'une turbine à gaz simple en fonction de taux de compression γ

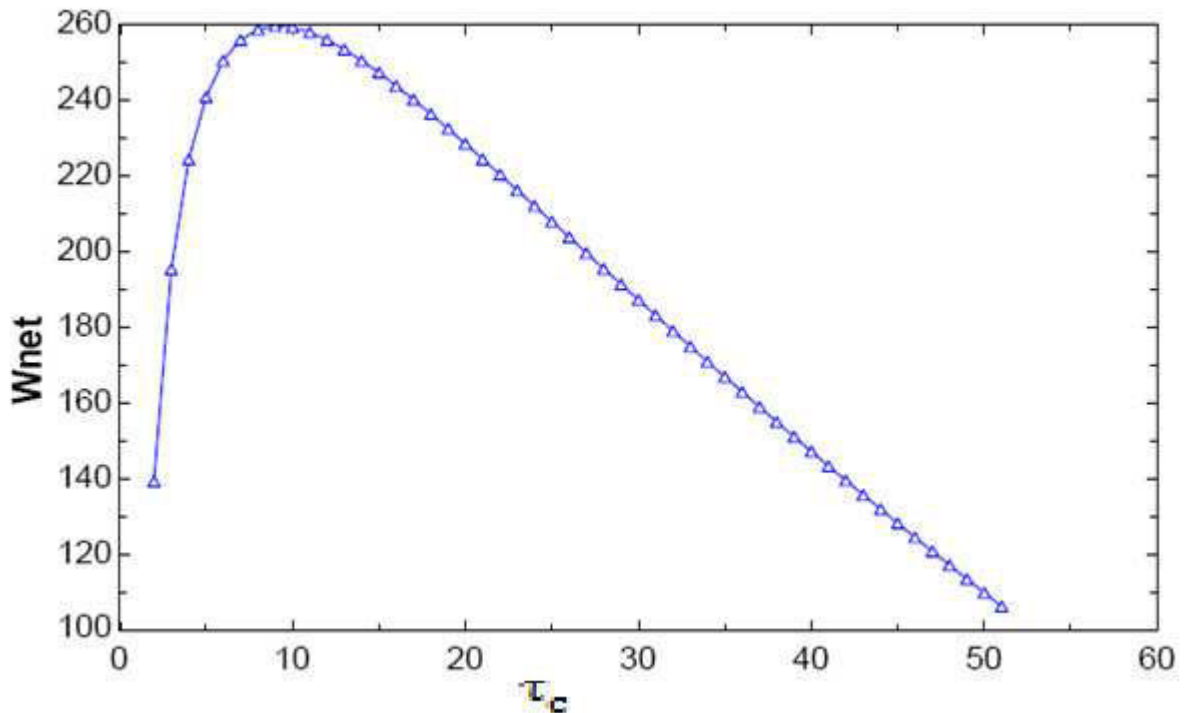


Fig.2.9 : Variation de rendement thermique de cycle réel de TAG en fonction du taux de compression.

On remarque par ailleurs que le travail net dépend également des paramètres cités précédemment (τ , η_T , η_c et r) et que la perte au cours de la détente n'affecte pas l'apport de chaleur produit par la combustion.

11. Pertes de charge en cours de combustion :

Dans une installation réelle de turbine à gaz, voir la figure (2.10), les pressions durant les processus (2-3) et (4-1) ne demeurent pas constantes à cause des pertes inhérentes dans les circuits d'air et de gaz. Par conséquent, les rapports de pression et de température dans le compresseur et la turbine ne sont plus identiques. La réduction double du rapport de pression de turbine réduit le travail de l'installation et le rendement thermique.

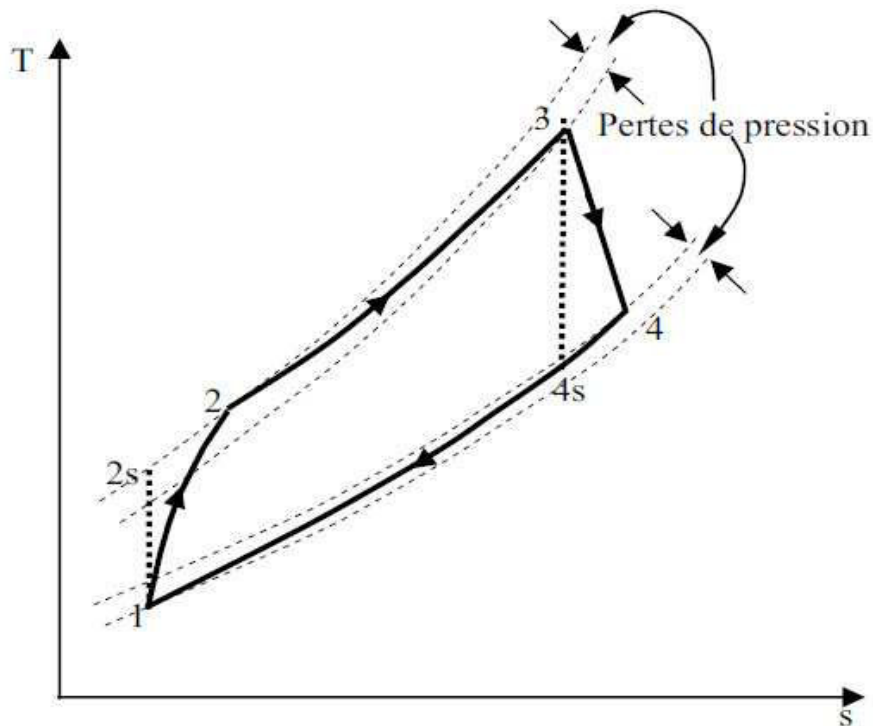


Fig. 2.10 : Pertes de charge en cours de combustion.

12. Influence d'agents externes sur la performance de la turbine :

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

12.1 Effet de la température ambiante :

A mesure que la température d'admission du compresseur augmente, le travail spécifique de compression augmente, tandis que le débit massique d'air diminue (en raison d'une diminution de la masse spécifique γ). En conséquence, le rendement de la turbine et le travail utile (et donc la puissance) diminuent. Si la température diminue, le phénomène inverse se produit. La figure 2.11 montre un exemple de la façon dont la puissance, la consommation spécifique et le débit de gaz d'échappement sont influencés par la température ambiante.

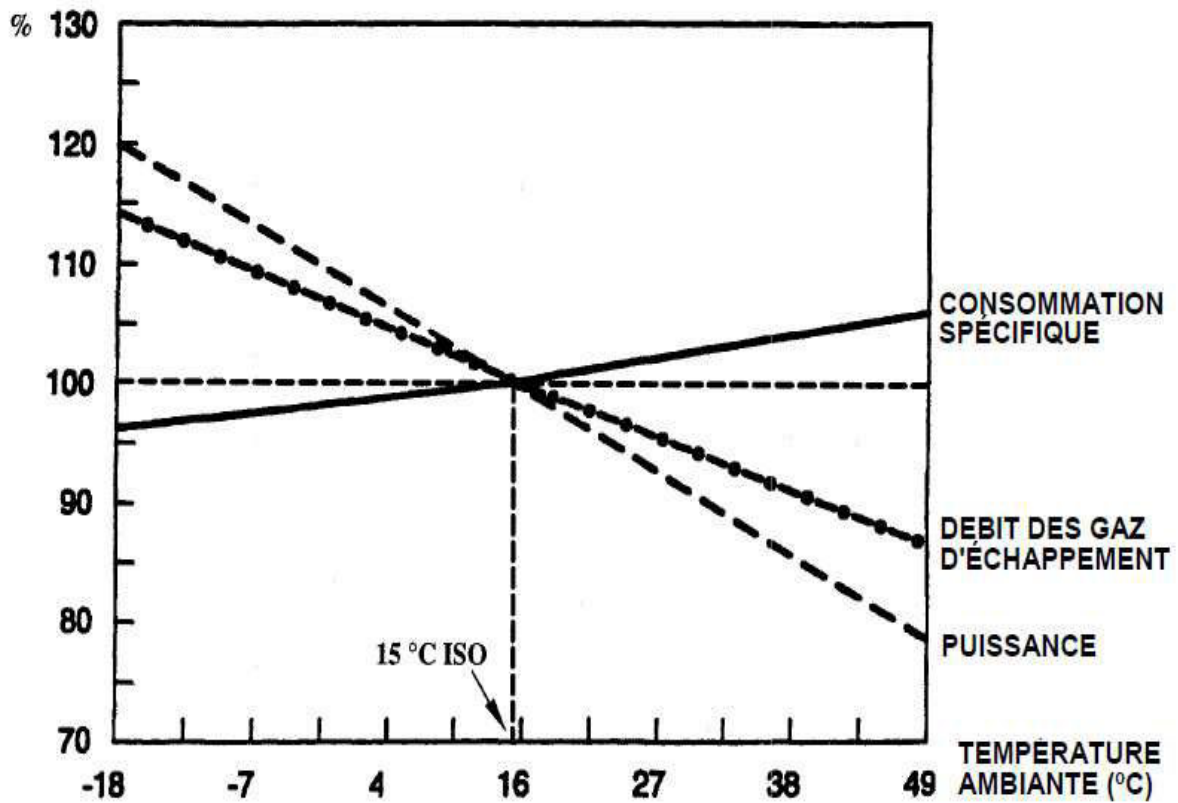


Fig. 2.11: Influence de la température ambiante sur les performances d'une turbine à gaz simple.[3]

12.2. Effet de la pression atmosphérique :

Si la pression atmosphérique diminue par rapport à la pression de référence ISO, le débit massique de l'air diminue (en raison d'une réduction de sa masse spécifique) et la puissance utile est proportionnellement réduite parce qu'elle est proportionnelle au débit massique du gaz. Au contraire, les autres paramètres du cycle thermodynamique (HR, etc...) ne sont pas influencés. La figure (2.12) montre la puissance utile de la turbine à gaz par rapport à l'altitude d'installation.

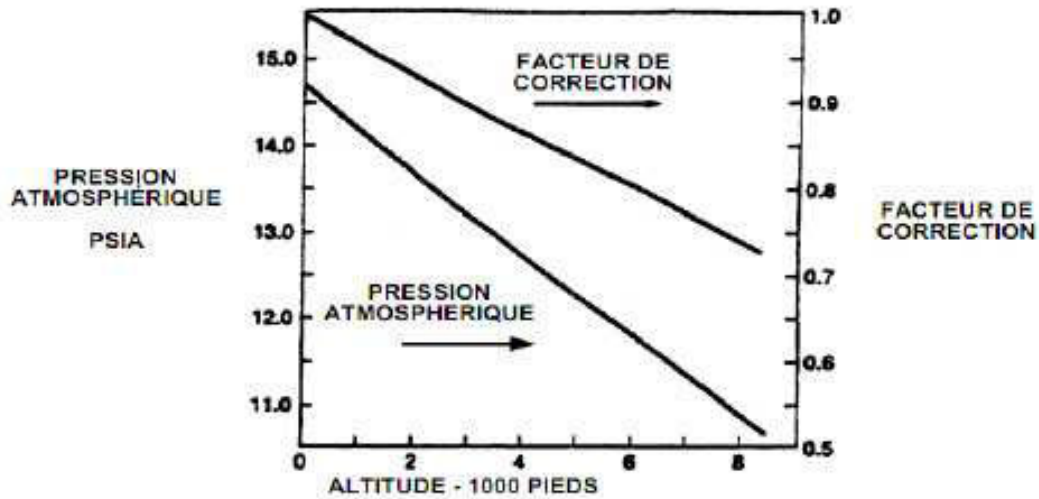


Fig. 2.12 : Effet de la pression atmosphérique sur les performances de TAG [3]

13. Conclusion :

Cette étude nous a permis de bien comprendre l'analyse du cycle thermodynamique de la turbine à gaz idéal et réel. On a trouvé qu'il y a plusieurs facteurs qui influent directement sur les performances qui peuvent être divisés en deux catégories, Les facteurs liés à la conception de la machine tels que la température maximale du cycle et le rapport de compression et les autres que sont les conditions ambiantes qui liées avec la zone d'implantation de la turbine à gaz.

Chapitre 3
Description de la
Turbine à gaz
MS5002C

1. Le rôle de TAG MS5002C dans ce site industriel :

La turbine à gaz à deux arbres à entraînement mécanique modèle série 5002C est une machine utilisée pour entraîner 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.

2. Données sur les équipements:

- Marque.....Générale électrique
- Série du model.....MS 5002C
- Application de la turbine à gaz.....Entraînement mécanique
- CycleSimple
- Type de fonctionnementContinu
- Vitesse de l'arbre HP.....5100 tr/min
- Vitesse de l'arbre BP.....4900 tr/min
- Commande.....MARK V
- Température à l'échappement.....517°C
- Système de démarrage.....Turbine à détente
- Protection (types de base) contre.....Survitesse, température, excessive, vibration et détection de flamme
- Rendement thermique≈ 28,8%
- Mécanisme de refroidissement.....Réducteur avec vireur
- Atténuation du bruit.....Silencieux d'admission et d'échappement
- ❖ **Valeur nominale de la turbine à gaz (conditions ISO) :**
- Puissance débitée.....27,968 MW
- Température d'aspiration.....15°C
- Pression de sortie.....1,013 bar
- ❖ **Section du compresseur :**
- Nombre d'étages du compresseur axial16
- Type du compresseurÉcoulement à flux axial
- Plan de joint.....Bride horizontale

- Type d'aubes directrices d'entrée.....Variable

❖ **Section de la turbine :**

- Nombre des étages de la turbine.....02

- Plan de joint.....Horizontale

- Directrice du premier étage.....Fixe

- Directrice du deuxième étage.....Variable

❖ **Section de combustion :**

- Type.....12 multiples foyers, types à flux inverses

- Configuration des chambres.....Concentrique autour du compresseur

- Combustible.....Gaz naturel

- Bougies d'allumage.....Deux, types électrodes à ressort auto rétractile

- Détecteur de flamme.....4, type ultraviolet

❖ **Ensemble paliers:**

- Quantité.....04

- Lubrification.....Sous pression

❖ **Système de lancement:**

- Dispositif de lancement.....Moteur électrique

- Type de réducteur.....Non encastré avec vireur Hydraulique

❖ **Système du combustible :**

- Type.....Gaz naturel

- Vanne de commande, arrêt, détente gaz.....Servocommande, électrohydraulique

❖ **Système de graissage :**

- Lubrifiant.....Huile minérale

- Pression du collecteur palier.....25PSI (1,72 Bar)

- Pompe de graissage principal.....Entraînée par arbre intégral avec le réducteur auxiliaire

- Pompe de graissage auxiliaire.....Entraînée par moteur, verticale, centrifuge, immergée

- Pompe de graissage de secours.....Entraînée par moteur, verticale, centrifuge, immergée

- Echangeur de chaleur (fluide de graissage)

Type.....Huile réchauffée vers eau froide

- Quantité.....Deux
- Filtre (fluide de graissage)
- Type.....Débit plein avec vanne de transfert
- Quantité.....Deux
- Type de cartouche.....Filtrage
- 25 un absolue
- ❖ Système d'alimentation hydraulique :**
- Pompe d'alimentation hydraulique principale.....Entraînée par réducteur auxiliaire, volumétrique, variable, piston axial
- Pompe d'alimentation hydraulique Auxiliaire.....Entraînée par moteur, à engrenages
- Filtre(s) d'alimentation hydraulique
- Type.....Débit plein
- Quantité.....Deux, avec vanne de transfert

3. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS 5002C :

Le Rotor de la turbine haute pression/compresseur atteint d'abord 20% de la vitesse grâce au dispositif de lancement. L'air aspiré de l'atmosphère dans le compresseur est envoyé à l'aide de tuyaux aux chambres de combustion ou le combustible est débité sous pression. Une étincelle 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 à 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 à travers la turbine basse pression et sont déchargés à l'atmosphère.

En passant à 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 entrainés à un couple de sortie. Les gaz font tourner aussi la turbine à basse pression qui entraîne la charge avant d'être évacués.

L'emploi de deux roues de turbine séparées permet aux deux arbres de tourner à des vitesses différentes pour reprendre aux exigences de charge variable du compresseur

centrifuge tout en permettant au générateur de gaz haute pression de fonctionner à la vitesse nominale du compresseur axial.

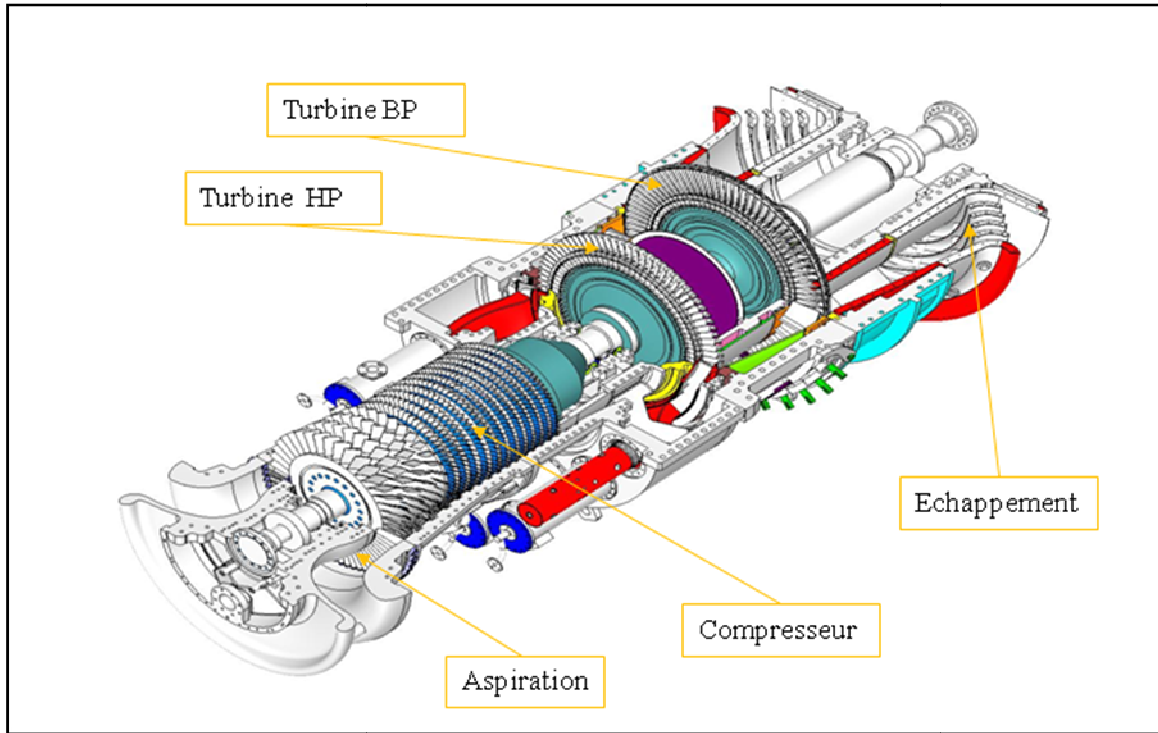


Fig.3.1 : Turbine à gaz MS 5002C.

4. Sections principales de la turbine à gaz MS 5002C :

Les principaux composants d'une turbine à gaz MS5002c sont :

- ❖ Section de compression.
- ❖ Le système de combustion (ensemble des chambres de combustion).
- ❖ Section turbine (HP et BP).
- ❖ La partie auxiliaire

4.1. Section compresseur :

Le compresseur à flux axial comprend le rotor du compresseur ainsi que le corps qui comporte les seize étages de compression, les aubes variables de la directrice et deux déflecteurs de sortie.

Dans le compresseur l'air est confiné dans l'espace entre le rotor et les aubages du stator, où il est comprimé en plusieurs étapes, par une série d'aubes variables (rotor) et fixes (stator), à profil aérodynamique. Les aubes du rotor donnent la force nécessaire pour comprimer l'air à chaque étage de la compression et les aubes du stator guident l'air pour le faire pénétrer dans les étages successifs du rotor, sous l'angle qui convient.

L'air comprimé sort par le corps de refoulement du compresseur, entre dans l'enveloppe de combustion et les chambres de combustion. L'air du compresseur sert également à refroidir la turbine et pour l'étanchéité huile de graissage des paliers.

▪ 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 les quelles s'insèrent les aubes et sont maintenues en place dans le sens axial par des entretoises, elles même bloquées à chaque extrémité des rainures.



Fig.3.2 : Rotor du compresseur et la roue HP

▪ 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 à 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 à 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 boulonné 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 à 44° ce qui représente la position fermée.

Corps avant du compresseur :

Le corps avant du compresseur contient les dix premiers étages du stator du compresseur (numérotés de zéro à neuf). Il transfère également les charges structurales du corps adjacent au support avant qui est boulonné et maintenu par une cheville à la bride avant du corps. Le corps avant du compresseur est équipé de deux gros tourillons, fondus dans la masse, utilisés pour le levage de la turbine à gaz de son socle.

Les aubes du stator situées dans l'avant du compresseur sont montées dans des segments demi-circulaires rainurés. L'ensemble aubes et segments du stator sont alors montés dans des rainures en queue d'aronde, usinées dans la paroi du corps d'admission. Une longue clavette de blocage, montée dans une rainure usinée dans une bride de raccordement horizontale de la moitié inférieure du corps, empêche ces ensembles de tourner dans les rainures du stator.

Corps de refoulement du compresseur :

Le corps de refoulement du compresseur est la dernière partie de la section compresseur. C'est le corps simple le plus long, il se trouve à égale distance entre les supports avant et les supports arrière de la turbine. Les fonctions du corps de refoulement du compresseur sont d'équilibrer les pompages du compresseur, de former les parois internes et externes de diffuseur et de relier le compresseur au stator de la turbine. Il sert également de support à la directrice de la turbine du premier étage.

4. 2. Section combustion :

La section combustion de la turbine à gaz comprend l'enveloppe de combustion, douze corps de combustion extérieurs (uniquement une enveloppe courte), douze ensembles chapeau et chemise de combustion, douze ensembles de pièces de transition, douze injecteurs de combustible, deux bougies, deux transformateurs d'allumage, deux détecteurs de flamme, douze tubes-foyer et divers garnitures et " hardware ".

Le combustible est envoyé dans chaque chemise des chambres de combustion par un injecteur de combustible monté dans le couvercle de la chambre de combustion et pénétrant dans la chemise, la combustion des mélanges air- combustible est déclenchée par les bougies, lorsque l'allumage se produit dans les tubes foyers et vont allumer le mélange air- combustible des autres chambres.

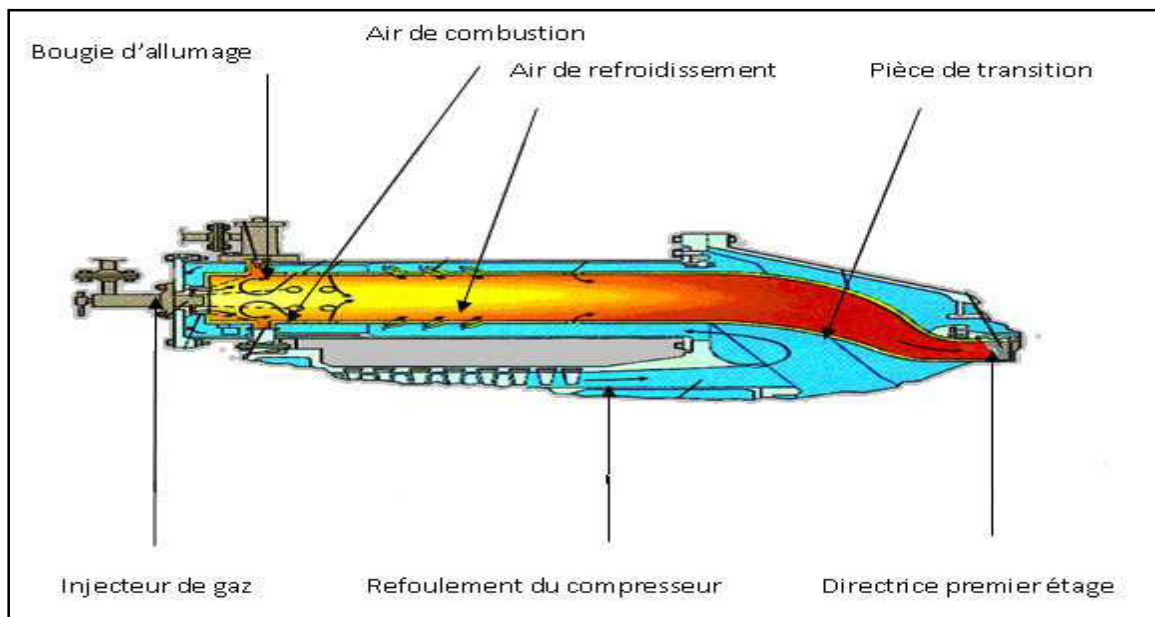


Fig.3.3 : Section de combustion.

▪ **Enveloppe de combustion :**

L'enveloppe de combustion soutient les douze corps de combustion et renferme les douze pièces de transition. C'est un élément soudé entourant la partie arrière du corps de refoulement du compresseur et recevant l'air de refoulement du compresseur à flux axial.

Des enveloppes de combustion de différente longueur de calcul sont utilisées sur les turbines à gaz MS5002C : cycle simple (court) et cycle régénératif (long). Les corps de combustion se trouvent à l'extérieur sur enveloppe courte et à l'intérieur sur l'enveloppe longue.

▪ **Chambre de combustion :**

Toutes les douze brides arrière du corps de combustion sont fixées sur la surface verticale avant de l'enveloppe de combustion avec chaque corps relié par les tubes-foyers. Les ensembles chapeau et chemise se trouvent à l'intérieur de chaque corps. Les injecteurs de combustible montés dans les couvercles du corps de combustion pénètrent dans les chambres et les alimentent en combustible.

Ces corps de combustion sont numérotés d'un à douze et peuvent être identifiés en regardant en bas de l'entrée de la turbine et en comptant dans le sens inverse d'horloge d'une position midi. Pendant le fonctionnement, l'air du compresseur va dans l'enveloppe de combustion et dans l'espace annulaire entre les chambres de la chemise et la paroi de protection. L'air à haute pression circule dans la chemise, est mélangé avec le combustible et s'allume. Les gaz chauds résultent circulent dans la chemise et dans la pièce de transition qui est ajoutée à l'ensemble tuyère premier étage. Les détecteurs de flamme installés dans quatre des chambres envoient un signal au système de commande pour lui indiquer qu'il y a eu allumage.

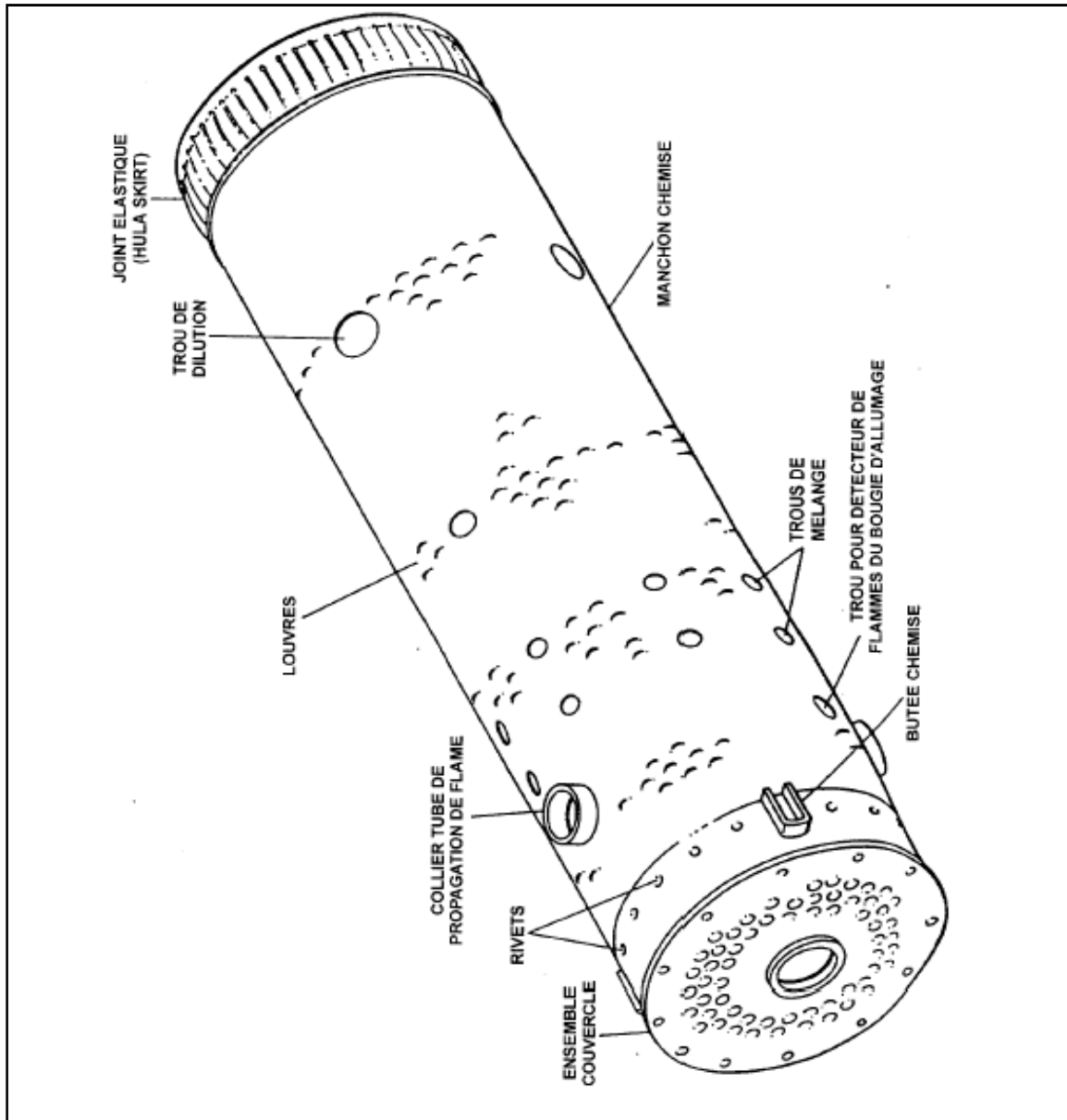


Fig.3.4 : Chemise de la chambre de combustion

▪ **Bougies d'allumage :**

La combustion du mélange de combustible et d'air est déclenchée par les bougies avec électrodes rétractiles. Deux bougies sont installées dans chacune des deux chambres de combustion, (N°9 et N°10) et reçoivent l'énergie des transformateurs d'allumage. Les autres chambres sans bougies, sont allumées à travers les tubes-foyers d'interconnexion.

▪ **Détecteurs de flamme ultraviolets :**

Un système de capteur de flamme à ultraviolet est utilisé. Il comprend quatre capteurs installés sur quatre chambres de combustion adjacentes et un amplificateur électronique monté dans le tableau de commande de la turbine. Le senseur de flamme ultraviolet est formé

d'un senseur de flamme, contenant un détecteur rempli de gaz. Le gaz qui se trouve dans le détecteur senseur de flamme est sensible à la présence de la radiation ultraviolette émise par une flamme hydrocarbonée. Un voltage de courant alternatif, fourni par l'amplificateur, est répandu aux terminaux du détecteur. Si la flamme est présente, l'ionisation du gaz dans le détecteur permet la circulation dans le circuit, en activant les électroniques de donner une certaine flamme de sortie. En opposition, l'absence de la flamme génère à la sortie 'aucune flamme'.



Fig.3.5: Bougie à flamme



Fig.3.6: Détecteur de flamme

▪ **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 mesurage placés au bord extérieur de la tôle de turbulence. Lorsqu'on utilise de combustible liquide, il est atomisé dans la buse à chambre de turbulence par l'air à haute pression.

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

▪ **Tubes – foyers :**

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

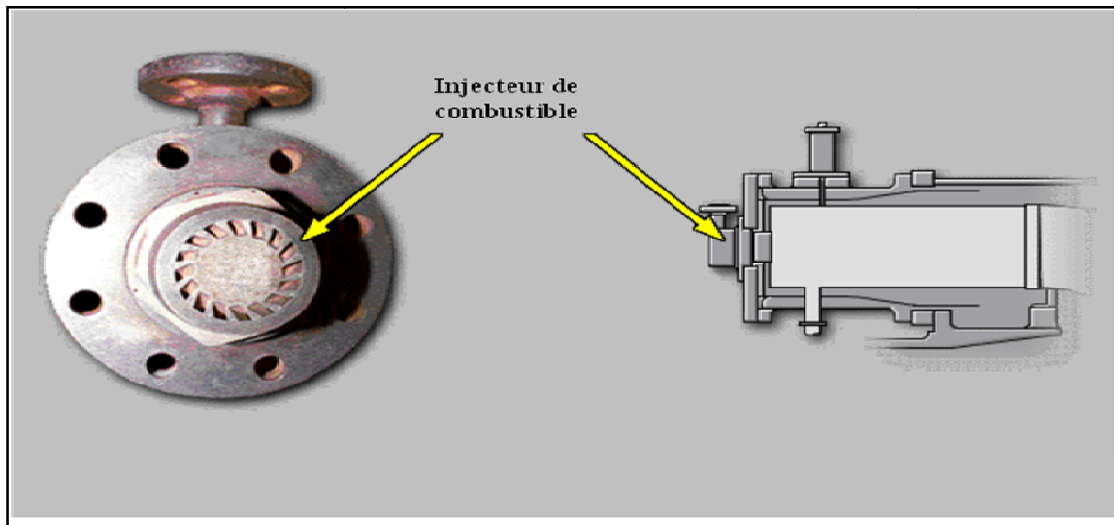


Fig.3.7 : Injecteur de combustible

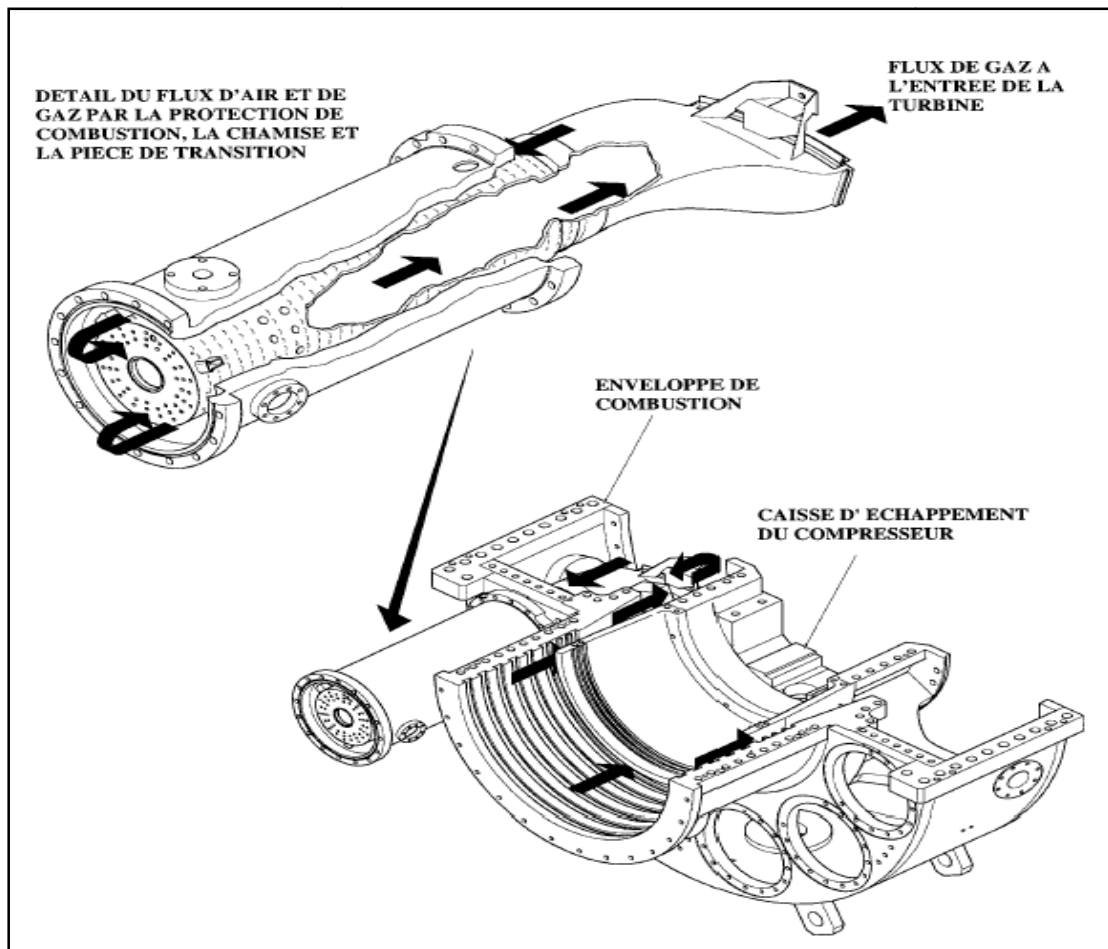


Fig.3.8 : Ecoulement d'air par la section combustion

4.3. Section turbine :

La section turbine est celle où les gaz chauds venant de la section combustible sont convertis en énergie mécanique. Cette section comprend les éléments suivants: le corps de la turbine, la directrice de premier étage, la roue de la turbine premier étage (appelée également turbine haute pression), la directrice à aubes variables de deuxième étage et la roue de la turbine de deuxième étage (appelée également turbine basse pression). Cette section comprend aussi le diaphragme et l'étanchéité air et la veine des gaz entre les divers étages. Pour faciliter l'entretien, toutes les pièces du stator peuvent être fondues en deux dans le sens horizontal.

▪ Stator de turbine :

La caisse de la turbine est un des principaux éléments structuraux de la turbine à 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 à angle variable est soutenue par des galets montés sur la paroi extérieur 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 nécessaire 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.

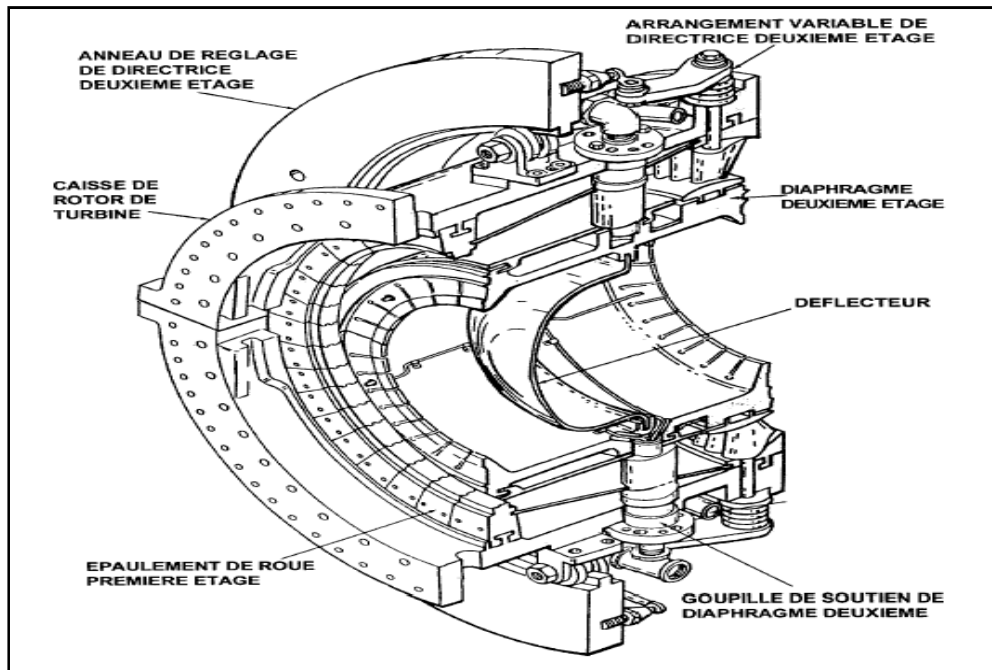


Fig.3.9 : Disposition enveloppe turbine

▪ **Directrice du premier étage :**

Elles sont supportées dans la veine de gaz par un dispositif de fixation 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 retenu des aubes creuses de la directrice, pour s'échapper par les trous d'extraction dans la veine de gaz vers l'échappement. Ce flux d'air permet le refroidissement des aubes de la directrice.

▪ **Directrice de deuxième étage :**

La directrice de deuxième étage comprend les cloisons (déflecteurs) formant une directrice à angle variable dans l'espace circulaire de la veine des gaz, juste à l'avant de la turbine de deuxième étage. Ces cloisons peuvent être déplacées en même temps grâce à des arbres saillants dans la caisse de la turbine à travers des douilles. Des leviers, fixés à l'extrémité des arbres, sont reliés par maillons à des montants d'une bague de commande qui tourne sous l'action d'un cylindre hydraulique.



Fig.3.10 : Directrice 1^{ère} étage

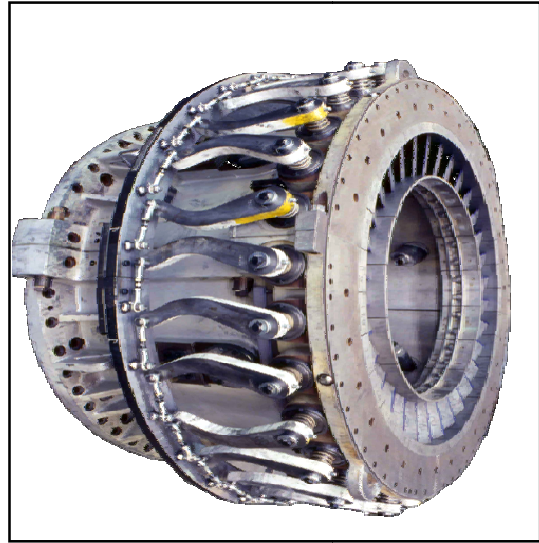


Fig.3.11. Directrice 2^{ème} étage

▪ 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.

▪ Rotor de la turbine :

La turbine à gaz dispose de deux rotors séparés : celui du 1^{er} 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^{ème} étage, ou turbine basse pression, qui entraîne la charge.

Les deux rotors de la turbine sont alignés dans la section turbine, mais sont mécaniquement indépendant 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-arbre arrière du rotor du compresseur de manière à former un rotor haut 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 soutenue 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.



Fig.3.12 : Rotor de la turbine basse pression (BP)

4.4. La partie auxiliaire :

La continuité et la qualité de fonctionnement de la turbine, sa durée de vie, dépendent fortement de l'état des organes de cette partie, de leur rapidité ainsi que leur temps de réponse. La partie auxiliaire se compose de :

- **Système d'admission :**

Le système d'admission d'une turbine à gaz a pour but de diriger l'air vers la section d'admission du compresseur axial, il doit assurer :

- ❖ Une bonne filtration de l'air pour le bon fonctionnement de la turbine.

Les particules solides contenues dans l'air admis (surtout pour les atmosphères humides) peuvent se coller sur les bouts d'ailettes de compresseur, ainsi que sur la base des aubes de stator par effet des forces centrifuges, donc une perte de rendement du compresseur et une augmentation de la consommation spécifique de la turbine.

Des grains de sable non bloqués par le filtre pour le cas des turbines implantées dans le Sahara, causent une usure érosive surtout aux hautes vitesses de rotation, cela peut changer le profil aérodynamique des ailettes, et peut même aller jusqu'à l'arrachement des ailettes du compresseur.

La présence des agents corrosifs (Chlorure de Sodium près de la mer, airo-sols acides dans les zones industrielles), peut induire une dégradation corrosive des équipements de la machine.

❖ Un débit d'air admis régulier afin de produire la puissance voulue.

Le bouchage du filtre limite la quantité d'air admise (débit d'air), qui a pour conséquences une chute de puissance, et une augmentation de la consommation spécifique.

Le système d'admission comprend un filtre d'admission, une conduite, un silencieux, un coude, un caisson d'admission et accessoires.

L'air entre dans le filtre, traverse la conduite, le silencieux, le coude et le caisson d'admission pour atteindre le compresseur.

Les filtres à air utilisés comportent des éléments filtrant d'une forme conique (en deux morceaux), ils sont auto-nettoyant, avec une grande efficacité (par rapport aux filtre classiques), et d'une durée de vie qui peut aller jusqu'à 3ans.

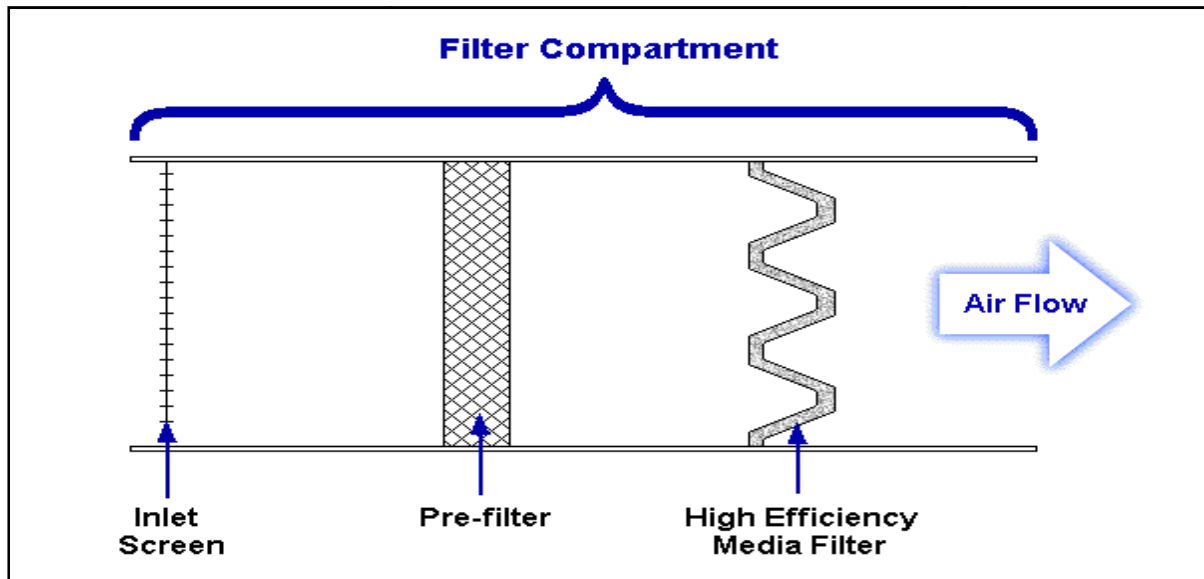


Fig.3.13 : Filtre à air

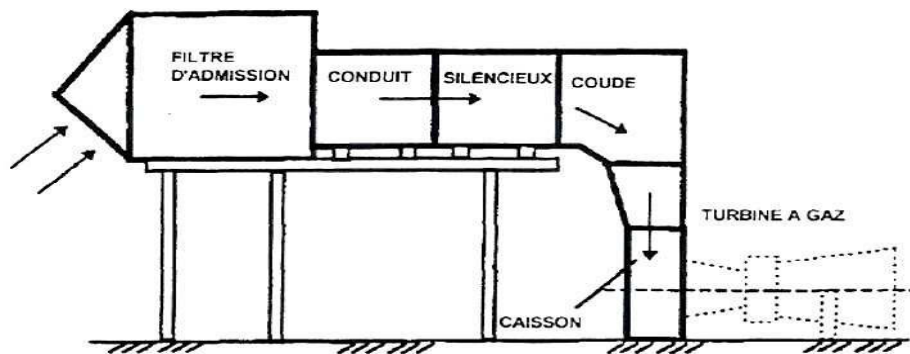


Fig. 3.14: Système d'admission

- **Système de démarrage :**

Avant que la turbine à gaz puisse être activée et démarrée, elle doit être tournée ou démarrée à la main par équipement accessoire. On peut accomplir tout cela par un moteur à induction électrique en opérant par un convertisseur de couple afin de pourvoir la couple de démarrage et la vitesse nécessaires pour le démarrage de la turbine. Les composants du système de démarrage prévoient aussi une rotation de vitesse lente de la turbine pour le refroidissement après son arrêt.

Les composants du système de démarrage du moteur électrique comprennent : le moteur d'induction, le convertisseur de couple avec rochet, embrayage de démarrage et un système de rochet hydraulique.

Le convertisseur de couple transmet le couple de sortie du moteur électrique au réducteur auxiliaire de la turbine à gaz par un réducteur d'inversion. La pompe de charge, actionnée par l'arbre d'admission de convertisseur de couple, fournit huile de graissage de turbine au convertisseur de couple.

Au début l'huile est fournie à la pompe de charge du convertisseur de couple par le collecteur de l'huile de graissage. Après l'accumulation de pression d'huile de fonctionnement par la pompe de charge, la pompe reçoit l'huile nécessaire du réservoir de l'huile de graissage moyennant un filtre.

Une soupape de contrôle chargée par ressort dans la ligne de décharge du collecteur d'huile de graissage maintient une pression d'huile positive sur la pompe de charge pendant son fonctionnement. L'huile retourne au réservoir de l'huile de graissage de la turbine par des drainages.

▪ **Système de l'huile de graissage :**

La turbine à gaz est graissée par un système de graissage sous pression en boucle fermée, comprenant un bac à huile des pompes, des échangeurs de chaleur (réfrigérants huile), filtres, vanne et des dispositifs divers qui contrôlent et protègent le système. L'huile de graissage venant du système circule jusqu'à atteindre les paliers principaux de la turbine, les accessoires de la turbine et les équipements de charge entraînés.

L'huile pour le système d'alimentation hydraulique, le système huile de commande et le système des dispositifs de lancement vient aussi de cette source.

Le système de graissage est étudié pour assurer l'alimentation en lubrifiant filtré à la température et pression appropriées pour le fonctionnement de la turbine et ses équipements.

Le système de lubrification comprend les éléments principaux suivants :

❖ **Réservoir d'huile :**

Un grand réservoir placé sous la partie auxiliaire amont, précisément en dessous des pompes de graissage, il a une capacité de 10000l. La vidange se fait à chaque révision générale (MI), mais dans la plupart des cas son état pour une seule MI reste bon, pour cela la vidange se fait pour chaque deux MI. Lors de la 1^e MI et vu la grande quantité d'huile

contenue dans le réservoir, on fait recycler l'huile dans une centrifugeuse où les impuretés sont éliminées vers l'extérieur, pour lui rendre son état pur. Pendant le fonctionnement, un appoint d'huile est apporté quand on recense qu'il est nécessaire.

❖ **Pompes d'huile de graissage :** On a quatre (4) types de pompes :

1)- 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.

2)- 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^e 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.

3)- 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.

4)- 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.

▪ Système d'alimentation par le combustible :

Le rôle de ce système est d'assurer l'alimentation des chambres de combustion par le combustible (le gaz naturel pour notre cas), avec la pression et le débit appropriés le long du cycle de fonctionnement de la turbine.

L'élément principal dans ce système est l'ensemble vanne de commande et arrêt/détente gaz situé dans la zone accessoire. Avec cette vanne se trouve aussi les servovannes de commande, les manomètres et la tuyauterie de distribution aux injecteurs.

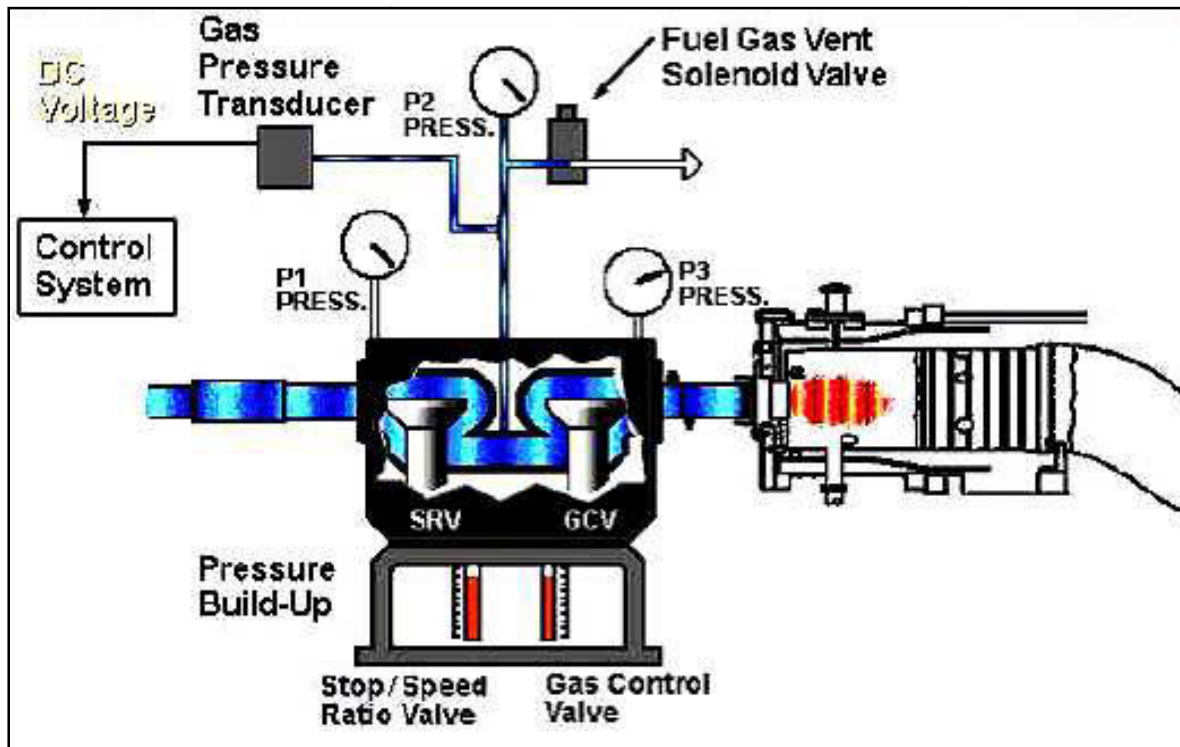


Fig.3.15 : Système d'alimentation avec le combustible

▪ **Système d'air de refroidissement et d'étanchéité :**

Dans une turbine à gaz, certaines parties sont présentées à des contraintes thermiques très élevées. Leur refroidissement est indispensable, afin d'éviter leur détérioration. Pour cette raison, une partie de l'air frais soutirée du compresseur axial, ainsi qu'une deuxième partie aspirée de l'atmosphère sont envoyées pour le refroidissement des endroits critiques, et servir aussi à l'étanchéité (pressuriser les joints d'huile des paliers).

Les pièces refroidies sont:

- Les roues de la turbine du premier et deuxième étage.
- La directrice du premier étage.
- Le carter du rotor de la turbine.

Il faut ajouter, que l'optimisation des débits d'air refoulés à chaque partie est l'un des problèmes critiques à affronter pendant les phases de conception et d'expérimentation d'un prototype.

En effet, un excédent d'air de refroidissement serait positif pour la durée de vie des pièces, mais négatif pour le rendement de la machine, et vice-versa. En plus, l'air de refroidissement soutiré du compresseur, ne va pas participer à la combustion, donc il va réduire le travail utile obtenu.

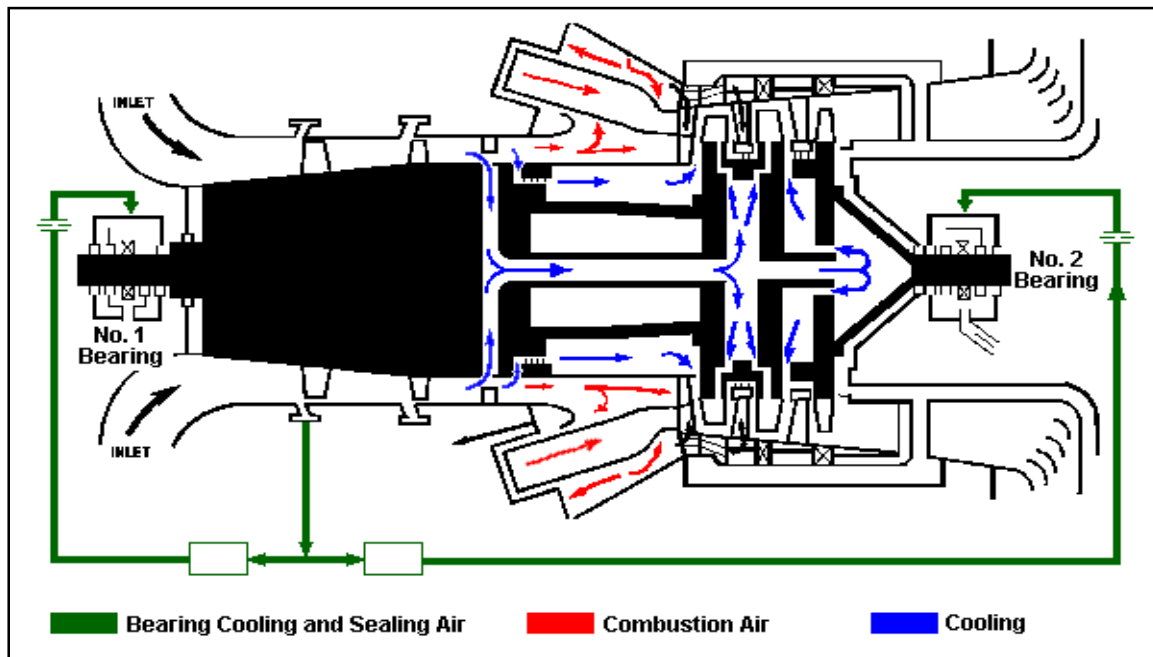


Fig.3.16 : Circuit d'air d'étanchéité et de refroidissement

▪ Système d'échappement :

Le système d'échappement sert à mener les gaz chaud qui ont été utilisés pour entraîner les roues de la turbine à cheminée d'évacuation et libérés dans l'atmosphère.

Un des composants du système d'échappement est le plénum d'entrée, sur le côté de base de la turbine.

Une section de silencieux est installée entre le conduit de transition et le système du conduit d'échappement.

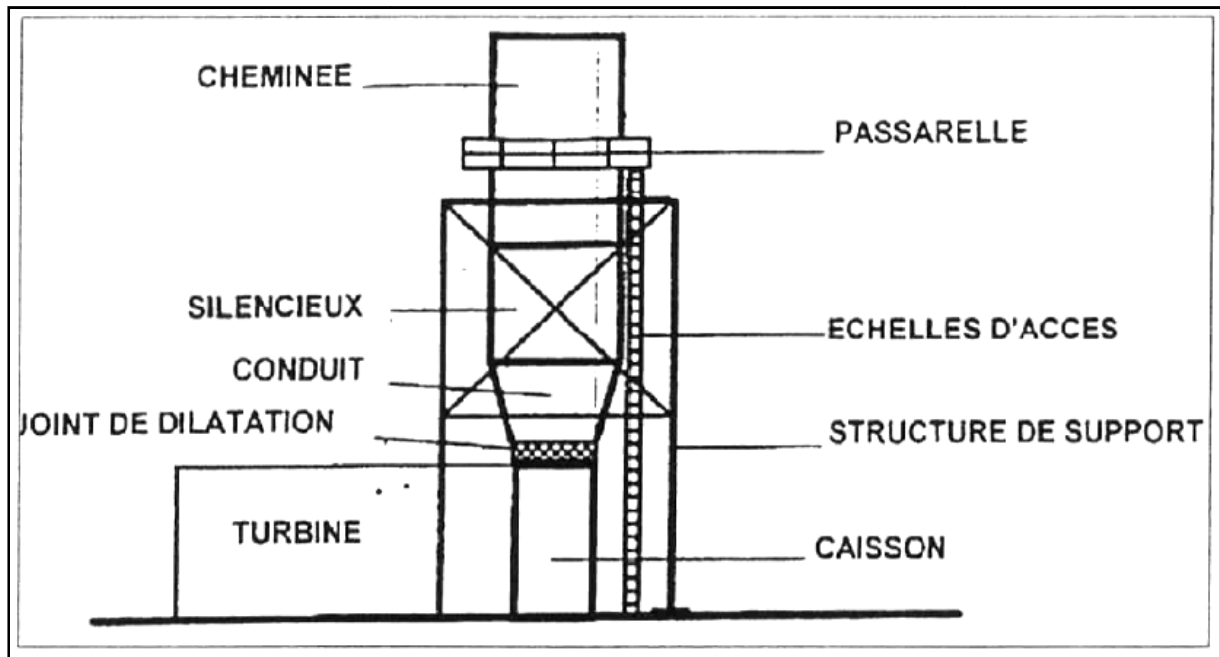


Fig. 3.17. Principaux éléments du système d'échappement

▪ 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.

5- Diagramme permettant de montrer la variation de la température et la pression dans les différentes sections de la turbine :

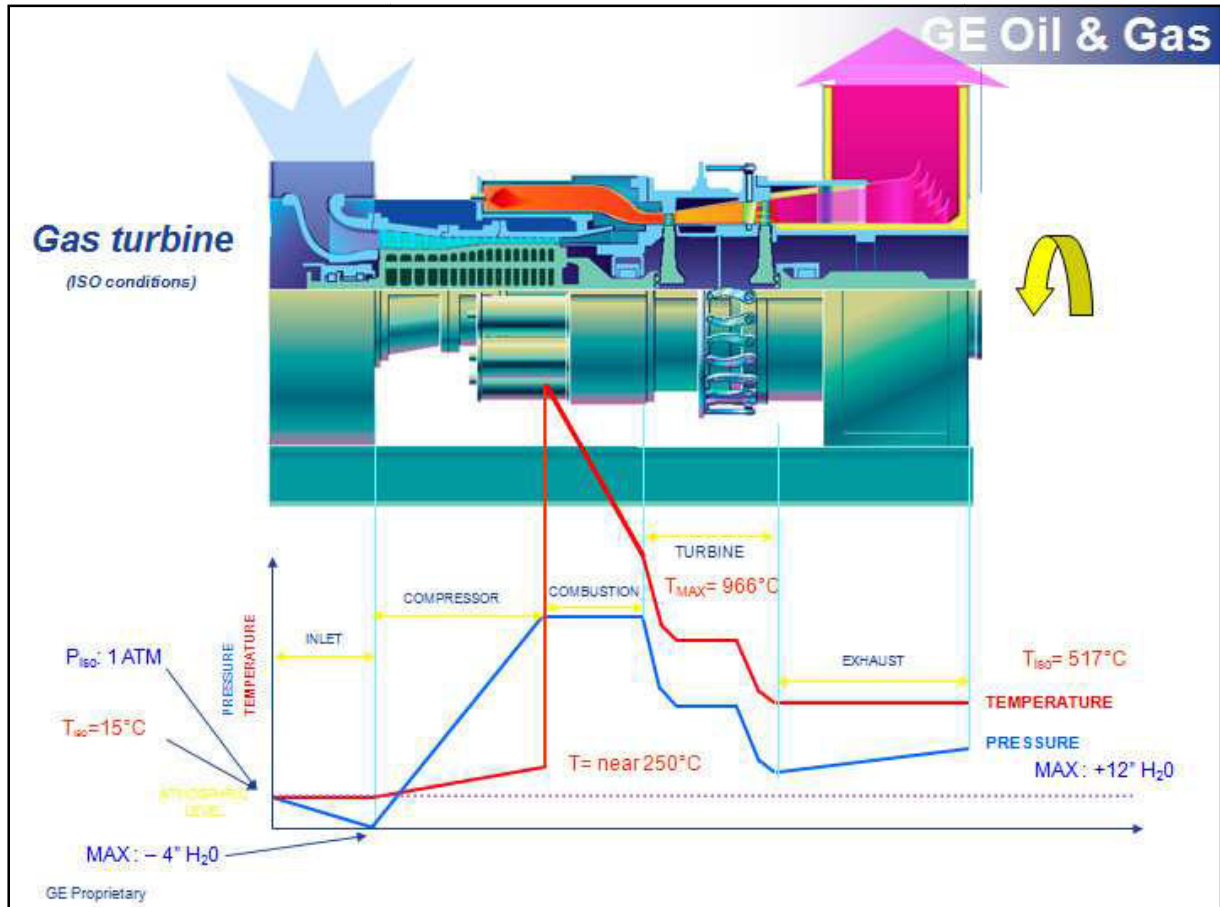


Fig.3.18. Schéma de fonctionnement de la TAG MS5002C et ‘évolution de la pression et de la température.

Conclusion :

Nous avons vu dans ce chapitre les différents organes constituant la turbine à gaz MS5002C, en suivant le cheminement du fluide comburant et carburant, en passant par le compresseur axial, la chambre de combustion, le système de détente et d’échappement ainsi que les parties auxiliaires.

Chapitre 4
Application à la
Turbine à gaz
MS5002C

1. Calcul du cycle réel :

1.1 Représentation du cycle réel :

La turbine à gaz MS5002C fonctionne selon le cycle thermodynamique de joule comme il est représenté ci-dessous sur le diagramme (T-S) :

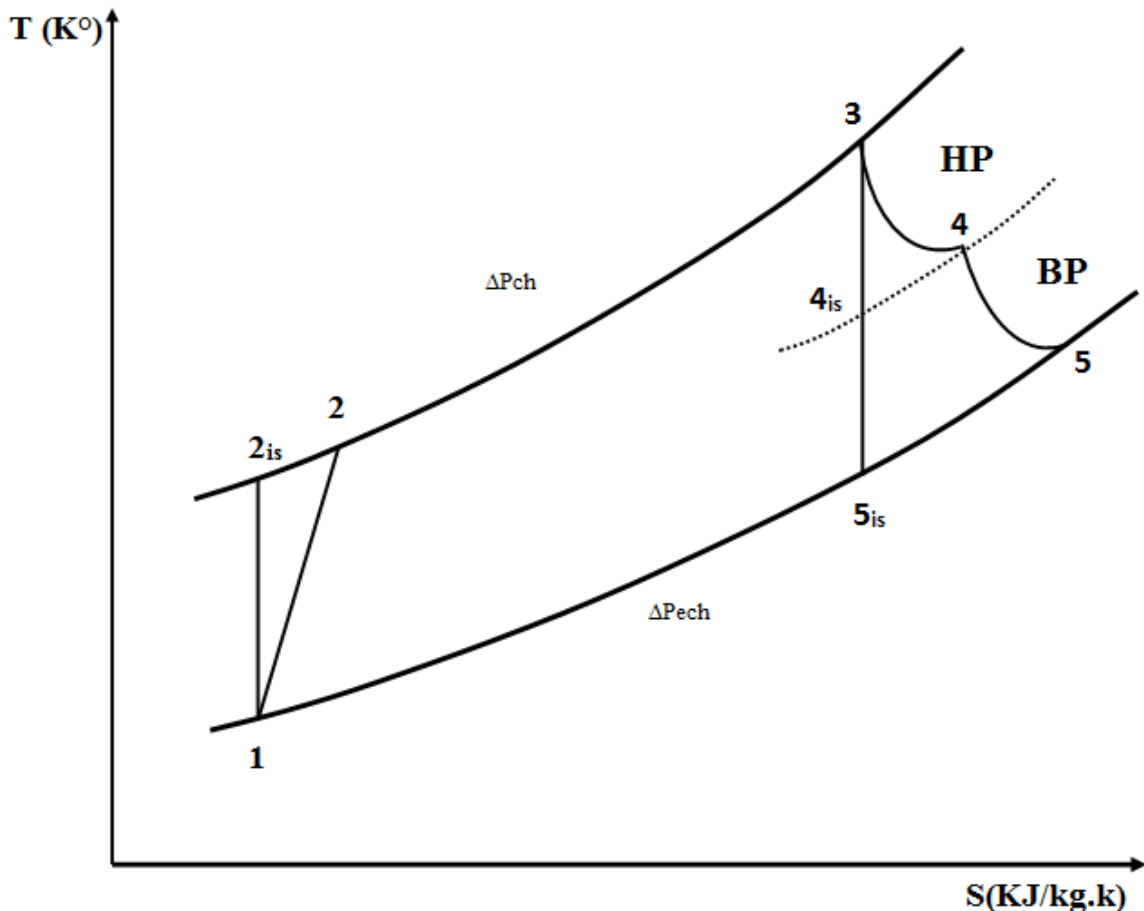


Fig. 4.1 : Cycle thermique d'une turbine à gaz.

- Le segment (1-2) représente une compression réelle avec une température T_2 supérieur à T_{2is} qu'aurait donnée une compression isentropique.
- Le segment (2-3) représente la combustion qui se fait presque à une pression constante, une perte de charge ΔP_{ch} prés dans la chambre dans la chambre de combustion
- Le segment (3-4) représente la détente de la turbine (HP) elle se fait avec une dissipation d'énergie à travers les parois, la température T_4 est supérieur à T_{4is} qu'aurait donnée une détente isentropique.
- le segment (4-5) représente la détente de la turbine (BP), la température T_5 finale de détente est supérieure à T_{5is} .

- la pression P_5 est légèrement supérieure à celle atmosphérique, qui pousse les gaz de combustion vers l'atmosphère (échappement).

1.2 Les données par constructeur :

1.2.1 Paramètres de l'air ambiant :

- Température de l'air ambiante : $T_1=15^\circ\text{C} \rightarrow T_1=288.15^\circ\text{K}$.
- Pression de l'air ambiant : $P_1=1.013 \text{ bar}$.

1.2.2 Caractéristiques du fonctionnement de générateur de gaz :

- Taux de compression du compresseur axial : $\tau_c = 7$;
- Rendement de compresseur axial : $\eta_{isc}=0.85$
- Rendement de la chambre de combustion : $\eta_{cc}=0.95$
- Température à la chambre de la combustion $T_3=966^\circ\text{C} \rightarrow T_3=1239.15^\circ\text{K}$;
- Rendement mécanique de la transmission : compresseur-turbine : $\eta_{me}=0.98$
- Rendement isentropique de la turbine THP : $\eta_{ishp}=0.9$
- Vitesse de la turbine THP : $N_{THP}=5100 \text{ tr/min}$
- Rendement isentropique de la turbine TBP : $\eta_{ITBP}=0.9$
- Vitesse de rotation de la turbine TBP : $N_{TBP}=4670 \text{ tr/min}$
- Puissance utile $P_u=29 \text{ MW}$
- Pouvoir calorifique du combustible : $PCI=44500 \text{ kJ/kg}$
- Chaleur spécifique de l'air et de gaz : $C_{p_{air}}=1005 \text{ J/kg.k}$, $C_{p_{gaz}}=1105 \text{ J/kg.k}$

1.3 Calcul d'après les données du site :

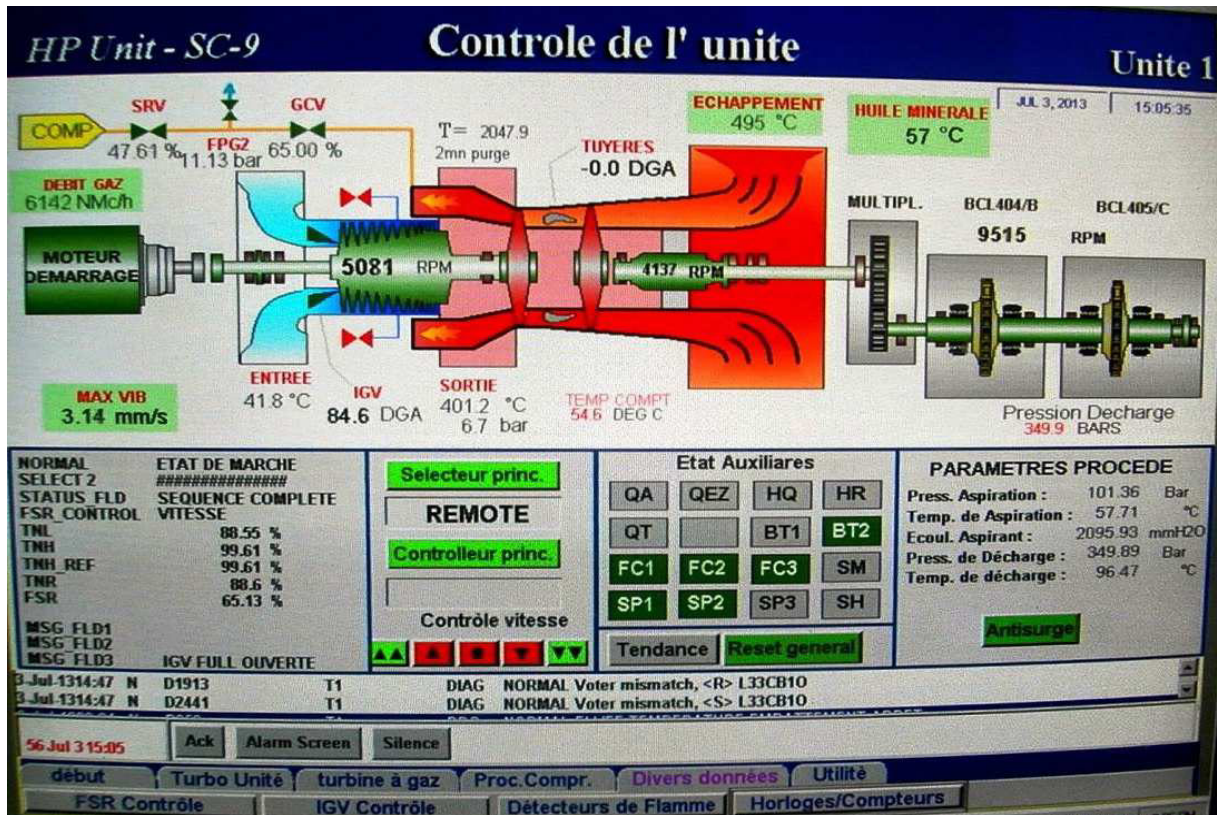


Fig. 4.2 : Photo de la turbine à gaz sur l'écran de la salle de contrôle

Le tableau suivant présente les valeurs affichées sur l'écran de la salle de contrôle qui concerne la turbine MS5002C :

Température	Température	Température	Vitesse	Vitesse	Pression
T_1 ((K))	T_2 ((K))	T_5 ((K))	GG(tr/min)	BP(tr/min)	P_2 (bar)
314.95	674.35	768.15	5081	4137	6.7

Tab. 4.1 : valeur affichées sur l'écran de mark V.

1.4 Procédure de calcul :

1.4.1 Partie compresseur :

Rendement isentropique du compresseur axial : $\eta_{isc}=0.85$.

Perte de pression à l'aspiration : $\Delta P_{asp} = 101.6 \text{ mm H}_2\text{O} = 9.964 \times 10^{-3} \text{ bar}$.

La température à l'entrée de compresseur : $T_1 = 314.95 \text{ K}$.

La température à la sortie de compresseur : $T_2 = 674.35 \text{ K}$.

La pression à la sortie de compresseur : $P_2 = 6.7 \text{ bar}$.

L'altitude de site par rapport au niveau de la mer : $Z = 170 \text{ m}$.

A l'admission de la compression, la pression de l'air est estimée par :

$$P_1 = P_0 - \Delta P_a \quad (4.1)$$

Où :

P_0 est la pression atmosphérique à l'endroit où la turbine est implantée. Elle est exprimée en fonction de l'altitude (Z) comme suit [4]

$$P_0 = P_{atm} \left[1 - \frac{0.0065 \cdot Z}{288.5} \right]^{5.31} \quad (4.2)$$

- **Calcul de la pression d'entrée compresseur :**

$$P_0 = 1.013 \left[1 - \frac{0.0065 \cdot 170}{288.5} \right]^{5.31} = 0.9925 \text{ bar}$$

Donc:

$$P_1 = 0.9925 - 9.964 \times 10^{-3} = 0.9825 \text{ bar}$$

$$p_1 = 0.9825 \text{ bar}$$

- **Calcul le de débit d'air actuel :**

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

$$\rho_{air}^{T^\circ} = \rho^{0^\circ} * (273/273 + T^\circ) \quad (4.3)$$

Pour $T = 0^\circ\text{C} \rightarrow \rho_{air} = 1.293 \text{ kg/m}^3$

Pour $T = 15^\circ\text{C} \rightarrow \rho_{air}^{T^\circ} = \rho_{air}^{15^\circ} = \rho^{0^\circ} * (273/273 + 15)$

$$\rho_{air}^{15^\circ} = 1.2256 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_{air} = 445000 \text{ kg/h à } 15^\circ\text{C avec } \dot{m}_{air} = \dot{m}_{air \text{ volumique}} * \rho_{air}^{15^\circ}$$

On rappelle que le débit volumique d'air absorbé par le compresseur axial reste constant, et que le débit d'air massique qui change avec la variation de la masse volumique en fonction de la température d'après la relation (3.3).

$$\dot{m}_{air \text{ volumique}} = 445000/1.2256 = 363087.46 \text{ m}^3/\text{h}$$

Donc :

$$\text{Pour } T_1 = 41.8^\circ\text{C} \rightarrow \rho_{air}^{41.8^\circ} = \rho^{0^\circ} * (273/273 + 41.8^\circ) = 1.121 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_a = 363087.46 * \rho_{air}^{41.8^\circ}$$

$$\dot{m}_a = 407115 \text{ kg/h} \quad \rightarrow \quad \dot{m}_a = 113.08 \text{ kg/s}$$

- **Calcul des conditions à la sortie du compresseur :**

On calcule le taux de compression :

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} \tag{4.4}$$

En supposant que la compression est isentropique ensuite on calcule la température T_{2s} à la sortie du compresseur avec la relation suivante :

$$T_{2s} = T_1 \tau^{\left(\frac{R}{C_{pa}}\right)} \tag{4.5}$$

En utilisant les fonctions des tables données à l'annexe 1 [1], on calcule la chaleur spécifique de l'O₂ et du N₂ entre les températures T_1 et T_2 :

$$\overline{C_{p_{O_2}}}\bigg|_{T_1}^{T_{2s}} = \frac{1}{T_{2s}-T_1} \int_{T_1}^{T_{2s}} C_{p_{O_2}}(t) dt \tag{4.6}$$

$$\overline{C_{p_{N_2}}}\bigg|_{T_1}^{T_{2s}} = \frac{1}{T_{2s}-T_1} \int_{T_1}^{T_{2s}} C_{p_{N_2}}(t) dt \tag{4.7}$$

On va supposer que l'air ne contient que de l'oxygène et de l'azote, et on calcule la chaleur moyenne de l'air entre les mêmes températures que précédemment en utilisant la proportion de 0.21 pour l'O₂ et de .79 pour N₂ :

$$\overline{C_{p_a}} \frac{T_{2s}}{T_1} = 0.21 \overline{C_{p_{O_2}}} \frac{T_{2s}}{T_1} + 0.79 \overline{C_{p_{N_2}}} \frac{T_{2s}}{T_1} \quad (4.8)$$

Ensuite on calcule T_{2s} en remplaçant dans l'équation (4.5) C_{p_a} par $\overline{C_{p_a}} \frac{T_{2s}}{T_1}$.

On répétera les calculs de (4.5) jusqu' au (4.8) pour avoir les valeurs exactes de la température T_{2s} e $\overline{C_{p_a}} \frac{T_{2s}}{T_1}$ t du, et on compare à chaque fois la nouvelle valeur de T_{2s} avec la précédente jusqu'à ce que la différence entre deux valeurs successives de T_{2s} devienne inférieure à 0.001 ; on retient alors les valeurs de T_{2s} et de $\overline{C_{p_a}} \frac{T_{2s}}{T_1}$.

I.4.2 Chambre de combustion :

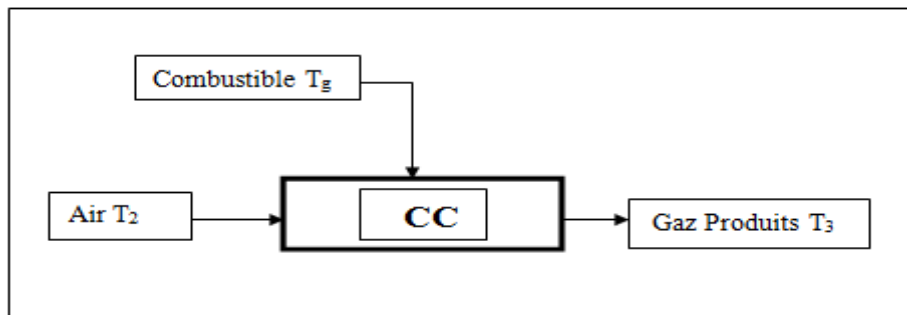


Fig. 4. 3. Bilan énergétique de la chambre de combustion.

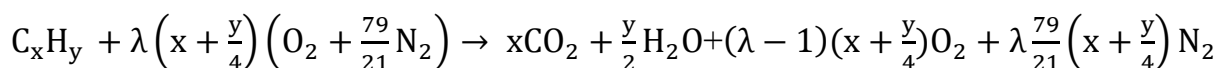
Le tableau suivant donne la composition du gaz naturel qui est utilisé dans la turbine étudié, ainsi la masse molaire et le pouvoir calorifique supérieur total.

Constituants du combustible		Pourcentage molaire en %
Azote	N ₂	2.49
Dioxyde de carbone	CO ₂	2.25
Méthane	CH ₄	72.91
Ethane	C ₂ H ₆	19.72
Propane	C ₃ H ₈	2.20
i-butane	i-C ₄ H ₁₀	0.1
n-butane	n-C ₄ H ₁₀	0.25
i-pentane	i-C ₅ H ₁₂	0.01
n-Pentane	n-C ₅ H ₁₂	0.04
hexane	C ₆ H ₁₄	0.03
Propriétés du combustible		
Le pouvoir calorifique supérieur		PCS=10159 kcal/Nm ³
Masse molaire du combustible		μ _c =20.55 kg/kmol
Masse molaire de l'air		μ _a =28.97 kg/kmol
Température de combustible avant d'entrer à la chambre combustion du		T _g =320.23 k

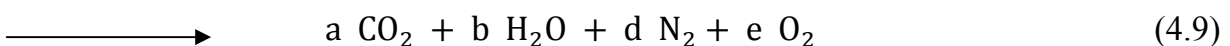
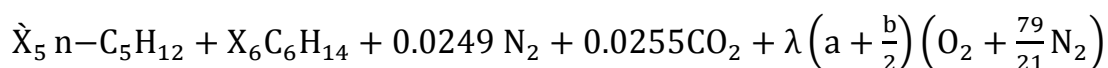
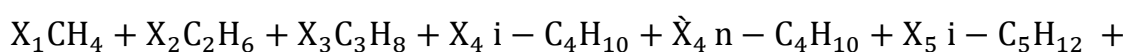
Tab. 4.2 : Données de l'analyse chromatographique du gaz naturel.

Cette composition peut s'écrire pour un combustible mélange C_{1.2078}H_{4.3208} (Annexe3) dont la masse molaire est 20.55 kg/k mol.

Compte tenu de la composition du gaz donnés dans le tableau ci-dessus, la réaction de combustion complète avec excès d'air et sans dissociation s'écrira :



Où encore :



On exprime la conservation des espèces chimiques avec le système d'équations suivant :

$$C : a = X_1 + 2 X_2 + 3 X_3 + 4 X_4 + 4 \dot{X}_4 + 5 X_5 + 5 \dot{X}_5 + 6 X_6 + 0.0255 \quad (4.10)$$

$$H_2 : b = 2 X_1 + 3 X_2 + 4 X_3 + 5 X_4 + 5 \dot{X}_4 + 6 X_5 + 6 \dot{X}_5 + 7 X_6 \quad (4.11)$$

$$N_2 : d = \lambda \left(a + \frac{b}{2} \right) \left(\frac{79}{21} \right) + 0.0249 \quad (4.12)$$

$$O_2 : e + \frac{b}{2} + a = \lambda \left(a + \frac{b}{2} \right) + 0.0255 \quad (4.13)$$

On considère que le système est adiabatique et on néglige les variations d'énergie cinétique et d'énergie potentielle. En appliquant la conservation de l'énergie à la chambre de combustion on peut écrire :

Enthalpie des réactifs = Enthalpie des produits

$$H_a + H_g = H_p \quad (4.14)$$

Où :

$$H = H_f^0 + \int_{298}^T \bar{C}_p dT \quad (4.15)$$

Connaissant les températures des produits et réactifs avec les enthalpies de formation de la référence [1] :

$$\bar{H}_a = \lambda \left(a + \frac{b}{2} \right) \left\{ \left(\int_{298}^{T_2} C_p dt \right)_{O_2} + 3.76 \left(\int_{298}^{T_2} C_p dt \right)_{N_2} \right\} \quad (4.16)$$

$$\bar{H}_g = \sum_{i=1}^7 X_i \left\{ (H_f^0)_{298} + \left(\int_{298}^{T_g} C_p dt \right)_i \right\} + 0.0249 \left(\int_{298}^{T_g} C_p dt \right)_{N_2} + 0.0255 \left\{ (H_f^0)_{298} + \left(\int_{298}^{T_g} C_p dt \right)_{CO_2} \right\} \quad (4.17)$$

$$\bar{H}_p = a \left\{ (H_f^0)_{298} + \left(\int_{298}^{T_3} C_p dt \right)_{CO_2} \right\} + b \left\{ (H_f^0)_{298} + \left(\int_{298}^{T_3} C_p dt \right)_{H_2O} \right\} + d \left(\int_{298}^{T_3} C_p dt \right)_{N_2} + e \left(\int_{298}^{T_3} C_p dt \right)_{O_2} \quad (4.18)$$

Les enthalpies de formation et la variation de l'enthalpie en fonction de la température sont données dans la référence [2]. on remplace les expressions (4.16), (4.17) et (4.18) dans l'équation (4.14) du bilan thermique.

On obtient le système d'équations linéaires de (4.10) à (4.14) on résout les équations pour

trouver la valeur du coefficient d'excès d'air (λ) et la composition des produits (a, b, d, e) pour chaque rapport des compression considéré.

La température du mélange air combustible avant la combustion est obtenue à partir d'enthalpie et des chaleurs spécifiques des trois flux de matières. Celui-ci donne :

$$T_e = \frac{1.694 \lambda T_2 + T_g}{1.694 \lambda + 1} \quad (4.19)$$

Où :

T_2 : représente la température sortie du compresseur.

T_g : la température du combustible à l'entrée de la chambre de combustion.

- **Calcul de la chaleur spécifique entre la température T_e et la température maximale du cycle T_3 :**

$$\overline{C_{p_{gm}}} = \frac{a \overline{C_{p_{CO_2}}} + b \overline{C_{p_{H_2O}}} + d \overline{C_{p_{N_2}}} + e \overline{C_{p_{O_2}}}}{a+b+d+e} \quad (4.20)$$

La pression en fin de la combustion P_3 est obtenue en tenant compte la chute de pression à travers la chambre de combustion, estimée d'après le constructeur à environ 2% [3], donc :

$$P_3 = 0.98 P_2 \quad (4.21)$$

- **Détermination de pouvoir calorifique inférieur (PCI) [5]**

$$PCI = PCS - 10.9 * n \text{ (kcal/m}^3\text{)} \quad (4.22)$$

$V \text{ (m}^3\text{)} = 1.0549 * V \text{ (Nm}^3\text{)}$ donc : $PCS = 10159 * 1.0549 = 10716.72 \text{ kcal/m}^3$

n : nombre de mole $H_2 O$

1mole de gaz $\rightarrow 2.1604 \text{ mol } H_2 O$

$22.413 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$ de gaz $\rightarrow 2.1604$ de mol $H_2 O$

1 m^3 de gaz $\rightarrow n$

$$n = \frac{1 * 2.1604}{22.413 * 10^{-3}} = 96.3904 \text{ mol } H_2 O$$

Donc: $PCI = 10159 - (10.9 * 96.3904) = 9108.34 \text{ kcal/m}^3$

$$\rho = \frac{M_{comb}}{22.413} \rightarrow \rho = \frac{20.55}{22.413} = 0.9168 \text{ kg/m}^3 \rightarrow PCI = 9934.92 \text{ kcal/kg}$$

$$PCI = 41595.5 \text{ kj/kg}$$

- **Le débit fuel gaz actuel :**

$$\dot{m}_g = 6500 \text{ Nm}^3/\text{h} = 6500 * 1.0549 = 6856.85 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{m}_g = \frac{\dot{m}_g * \rho}{3600} \quad \rightarrow \quad \dot{m}_g = 1.74 \text{ kg/s}$$

I.4.3 Calcule des conditions à la sortie de la turbine à gaz :

a. Turbine génératrice de gaz (GG) :

L'équilibre de puissance entre le compresseur à air et la turbine de haute pression se traduit par l'égalité du travail produit par la turbine de haute pression W_{hp} et celui reçu par le compresseur à air ainsi on a :

$$W_{hp} = \frac{W_c}{\eta_{mec}} \quad (4.22)$$

η_{mec} : Le rendement mécanique du compresseur à air qui vaut $\eta_{mec} = 0.98$

Pour cette étape, on commence par le calcul de la chaleur spécifique moyenne pour le Processus de la détente par la relation suivante :

$$\overline{C_{p_g}} = \frac{a \overline{C_{p_{CO_2}}} + b \overline{C_{p_{H_2O}}} + d \overline{C_{p_{N_2}}} + e \overline{C_{p_{O_2}}}}{a+b+d+e} \quad (4.23)$$

La température à la sortie de la turbine HP T_4 s'obtient de la manière suivante :

Le travail de la détente HP est donné par :

$$w_{hp} = \overline{C_{p_g}} (T_3 - T_4) \quad (4.24)$$

D'où :

$$T_4 = T_3 - \frac{w_{hp}}{\overline{C_{p_g}}} \quad (4.25)$$

Pour déterminer les valeurs exactes de la température T_4 et de $\overline{C_{p_g}}$, on répétera les calculs de (4.23) jusqu'à (4.25) ; on compare à chaque fois la nouvelle valeur de T_4 avec la précédente jusqu'à ce que la différence entre deux valeurs successives de T_4 devienne inférieure à 0.001 ; on retient alors les dernières valeurs de T_4 et de $\overline{C_{p_g}}$.

- **La pression à la sortie de la turbine HP déterminée comme suit :**

D'après le constructeur le rendement isentropique de la turbine HP est égal $\eta_{is, hp} = 0.90$

$$\eta_{is, hp} = \frac{C_{p(T_3, T_4)}(T_3 - T_4)}{C_{p(T_3, T_{4is})}(T_3 - T_{4is})} \quad (4.26)$$

$$T_{4is} = T_3 - \frac{C_{p(T_3, T_4)}(T_3 - T_4)}{C_{p(T_3, T_{4is})}\eta_{is, hp}} \quad (4.27)$$

On répétera les calculs de (4.23) jusqu'à (4.27), Pour déterminer les valeurs exactes de la température T_{4is} et de $C_{p(T_3, T_{4is})}$, on compare à chaque fois la nouvelle valeur de T_{4is} avec la précédente jusqu'à ce que la différence entre deux valeurs successives de T_{4is} devienne inférieure à 0.001 ; on retient alors les dernières valeurs de T_{4is} et de $C_{p(T_3, T_{4is})}$.

On calcule la pression à la sortie de la turbine HP exprimée par :

$$P_4 = P_3 \left(\frac{T_{4is}}{T_3} \right)^{\left(\frac{\overline{c_p g}}{R} \right)} \quad (4.28)$$

b. Turbine de puissance :

D'après le tableau (3.1), on a la température d'échappement $T_5 = 768.15$ K, donc on aura

$C_{p(T_4, T_5)}$.

- **Calcul de la masse molaire apparente des gaz de combustion :**

$$\mu_g = \frac{1.2333 \mu_{CO_2} + 2.1604 \mu_{H_2O} + (8.6987 \lambda + 0.0249) \mu_{N_2} + (2.3135 \lambda - 2.288) \mu_{O_2}}{(11.0122 \lambda + 1.1306)} \quad (4.29)$$

- **Calcul des grandeurs énergétiques du cycle à gaz :**

A présent, on peut calculer les performances du cycle à gaz. On introduit les pertes mécanique et thermique pour corriger les différents paramètres afin d'avoir des résultats précis.

- **Travail du compresseur :**

$$w_c = \overline{C_{p_a}} (T_2 - T_1) \quad \text{kJ/ k moles d'air} \quad (4.30)$$

$$W_c = \frac{1}{\mu_a} \overline{C_{p_a}} (T_2 - T_1) \quad \text{kJ/kg d'air} \quad (4.31)$$

$$W_{c, is} = \frac{1}{\mu_a} \overline{C_{p_a}} (T_{2, is} - T_1) \quad \text{kJ/kg d'air} \quad (4.32)$$

- **Chaleur reçue par les gaz dans la chambre de combustion :**

$$q_{gp} = \overline{C_{p_g}} (T_3 - T_e) \quad \text{kJ/kmole de gaz produits} \quad (4.33)$$

$$q_{gp} = \frac{1}{\mu_g} \overline{C_{pg}} (T_3 - T_e) \text{ kJ/kg de gaz produits} \quad (4.34)$$

On corrige la valeur de la chaleur reçue par le cycle, par un coefficient de perte thermique de 0.9928 [3].

$$q_g = \frac{\{\frac{1}{\mu_g} \overline{C_{pg}} (T_3 - T_e)\}}{0,9928} \text{ kJ/kg de gaz produits} \quad (4.35)$$

- **Travail de détente :**

$$w_{hp} = \overline{C_{pg}} (T_3 - T_4) \text{ kJ/k mole de gaz produits} \quad (4.36)$$

$$W_{hp} = \frac{1}{\mu_g} \overline{C_{pg}} (T_3 - T_4) \text{ kJ/kg de gaz produits} \quad (4.37)$$

$$W_{bp} = \frac{1}{\mu_g} \overline{C_{pg}} (T_4 - T_5) \text{ kJ/kg de gaz produits} \quad (4.38)$$

- **Travail spécifique net du cycle à gaz:**

$$w_g = (1 + f) W_{bp} \text{ kJ/kg d'air} \quad (4.39)$$

Où : $f = \frac{m_g}{m_a}$

On corrige la valeur du travail produit BP par le cycle, par un coefficient de perte mécanique de 0.9928 [3]

$$W_g = w_g \cdot 0,9928$$

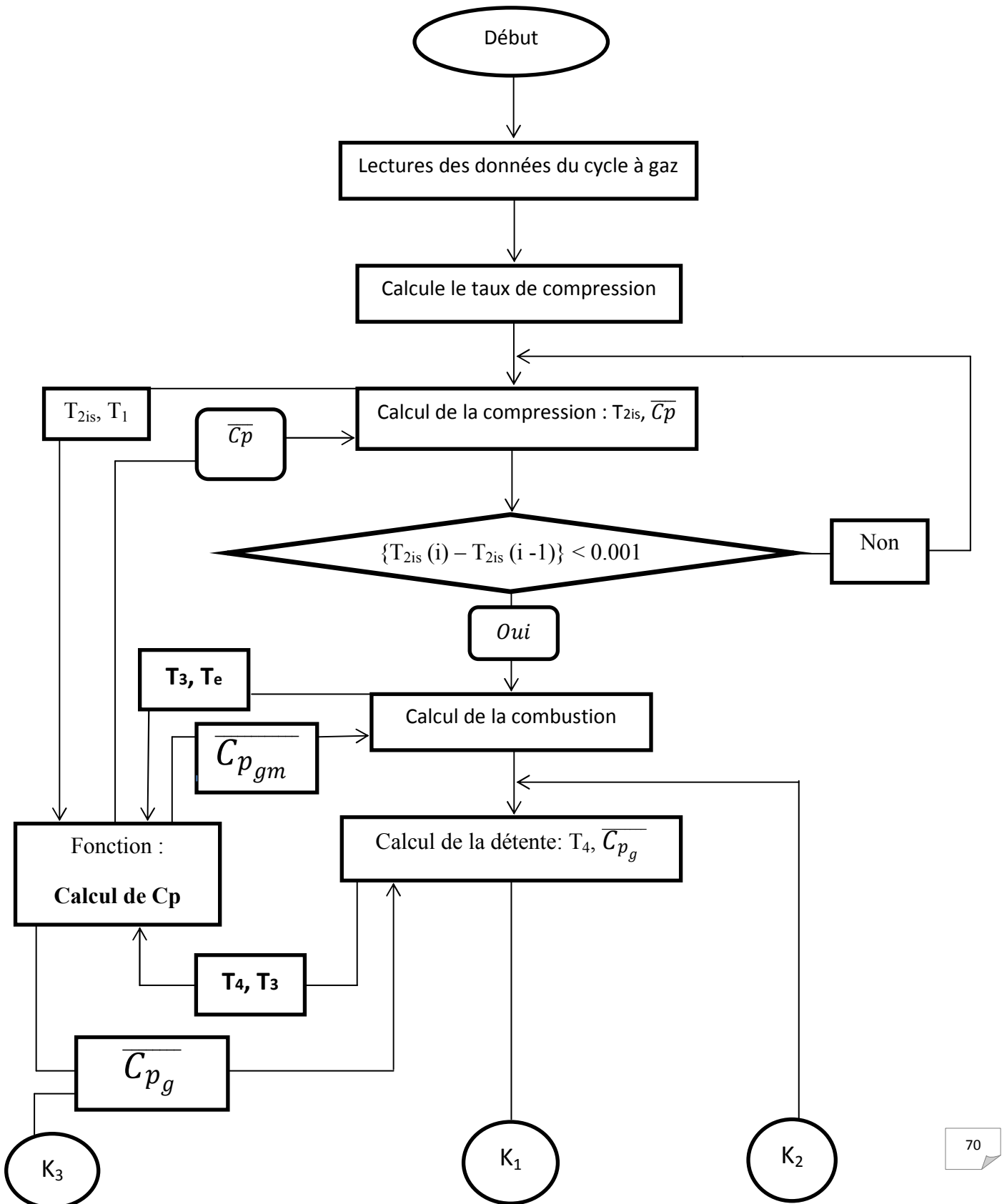
- **Puissance nette du cycle à gaz :**

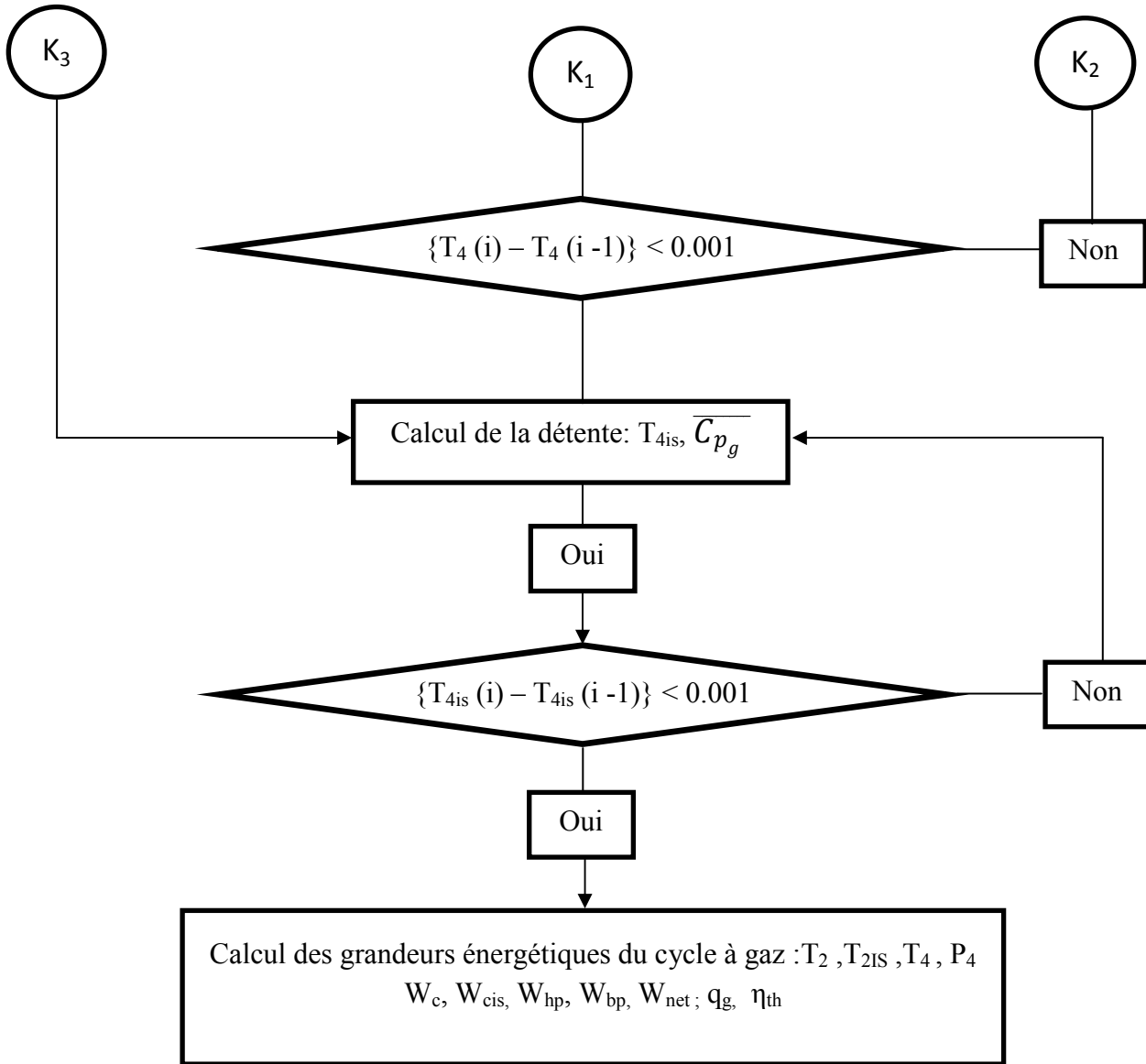
$$\dot{W}_g = \dot{m}_a W_g \quad (4.40)$$

- **Rendement thermique de la turbine à gaz :**

$$\eta_g = \frac{W_g}{(1+f) Q_g} \quad (4.41)$$

2. Organigramme de calcul du cycle à gaz





3. Présentation des résultats :

Les résultats de l'analyse du cycle à gaz sont représentés dans le tableau suivant :

Calcule la pression d'entrée	$P_1=0.9825$ bar
Taux de compression	$\tau_c=6.81$
Température de fin de compression	$T_2=674.35$ °k
Température isentropique de fin compression	$T_{2is}=538.38$ °k
Pression P_3	$P_3=6.56$ bar
Température de fin détente	$T_4=918.86$ °k
Débit massique d'air	$\dot{m}_a=113.08$ kg/s
Débit massique du combustible	$\dot{m}_g=1.74$ kg/s
Température de pré-mélange équivalente combustion	$T_e= 626.03$ °k
Masse molaire apparente pour les gaz de combustion	$\mu_g =28.55$ kg/kmol
Travail réel de compression	$W_{cr}= 373.66$ kj/kgd'air
Travail isentropique de compression	$W_{cis}=229.50$ kj/kgd'air
Chaleur spécifique moyenne du gaz à travers la chambre de combustion	$\overline{C_{p_{gm}(T_e,T_3)}}=33.55$ kj/kmol
Travail de détente HP	$W_{hp}=386.89$ kj/kg de gaz produits
Travail de détente BP	$W_{bp}=174.20$ kj/kg de gaz produits
Chaleur reçue par les gaz dans la chambre de combustion	$Q_g =726.09$ kj/kg de gaz produits
Puissance effective	$\dot{W}_g = 19.85$ MW
Rendement thermique de la turbine à gaz	$\eta_g = 23.6$ %

Tab. 4.3 : Résultats du cycle à gaz.

4. Tracé du cycle par l'utilisation du logiciel THERMOPTIM :

4.1 Introduction :

Thermoptim a été conçu pour faciliter le calcul et le traçage de cycle thermodynamique complexe, mais il ne peut se substituer à l'utilisateur pour effectuer l'analyse détaillé du système.

Il fait appel à 3 catégories de corps: des gaz idéaux purs, des gaz idéaux composés et des vapeurs condensables, des corps purs. Les gaz parfaits correspondent au cas particulière de

gaz idéaux dont la chaleur massique est indépendante de la température, les corps qui interviennent généralement sont des gaz; l'utilisateur doit définir la composition à partir des gaz présent dans la base (son nom et sa fraction molaire ou massique).

4.3 Point d'état :

Un point désigne une particule d'un corps et permet de déterminer ses variables d'états: pression, température, chaleur massique, enthalpie, énergie interne, exergie, titre.

Pour calculer ce point, il faut :

- entrée au moins deux variable d'état (P, T).
- Soit les déterminer automatiquement en utilisant les transformations.

4.4 Transformation :

Les transformations correspondantes à des évolutions thermodynamiques subies par un corps entre deux états, un point amont et un point aval.

Les transformations peuvent être de plusieurs types: compression, détente, combustion, échange de chaleur, etc ...

Ainsi, un cycle peut être décrit comme un ensemble de points reliés par des transformations.

4.5 Etapes de traçage du cycle :

a- Création du projet

Création du nouveau projet en lui donne un nom : Cycle TAGMS5002C.

b- Création des points

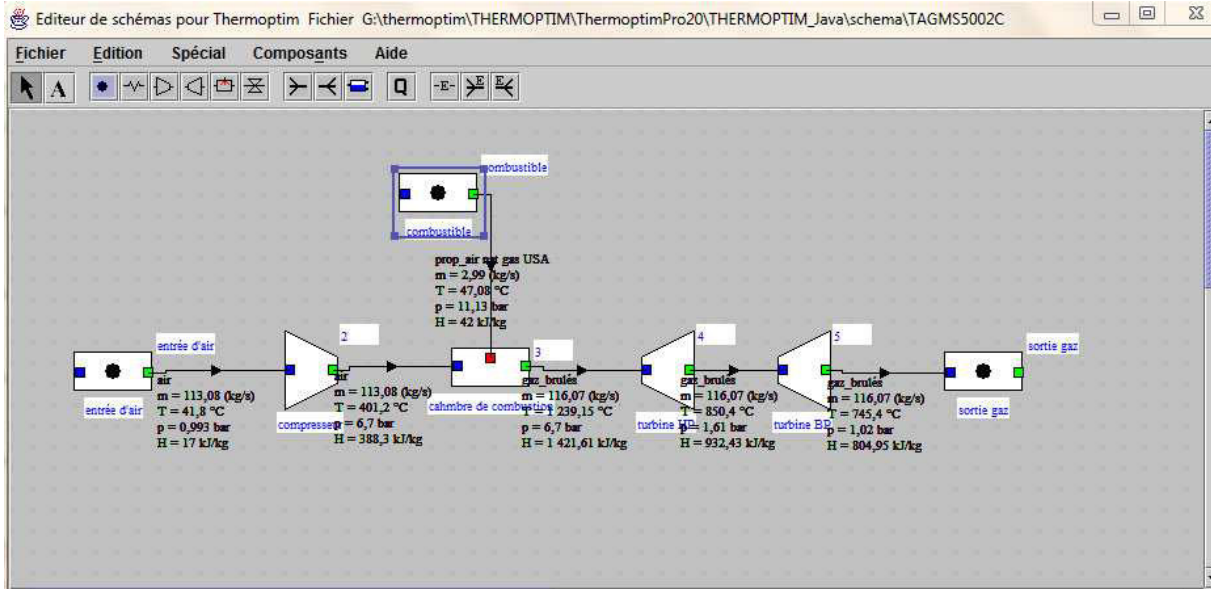
On donne un nom au point en l'appelons par exemple "1", puis on choisie le corps parmi la liste proposée "air". En suite on fait entrer l'état du corps au du point "1", $P=0.9825$ (bar), et $T=41.8$ (C).on enregistre et on poursuit la même procédure pour la création des autres points.

c-création des transformations

Dans cette rubrique en doit relier les différents points après avoir donné un nom à la transformation et le type d'énergie.

Exemple: de "1" à "2" compression type d'énergie "utile" on suit la même étape pour les autres transformations.

d- Eléments de la turbine a gaz :



e- Points des transformations :

THERMOPTIM Java. Copyright R. Gicquel 1999-2008. Fichier de projet : G:\thermoptim\THERMOPTIM\ThermoptimPro20\T...

Nom du projet : TAGMS5002C

7 POINTS

nom du point	corps	P (bar)	T (°C)
entrée d'air	air	0,9925	41,8
2	air	6,7	401,20303
3	gaz_brulés	6,7	1239,15
4	gaz_brulés	1,6099	850,39736
5	gaz_brulés	1,0215	745,40469
sortie gaz	gaz_brulés	1,0215	26,85

7 TRANSFOS

nom transfo	point amont	point aval	type transfo
sortie gaz	5	sortie gaz	échange
entrée d'air	entrée d'air	entrée d'air	échange
compresseur	entrée d'air	2	compression
turbine HP	3	4	détente
turbine BP	4	5	détente
chambre de c...	2	3	combustion

0 NOEUDS

nom	type	veine principale
-----	------	------------------

Schéma associé : **0 PRESSIONS IMPOSEES**

nom	valeur
-----	--------

Bilan

efficacité : 0,244
 énergie utile : 29 590
 énergie payante : 121 098

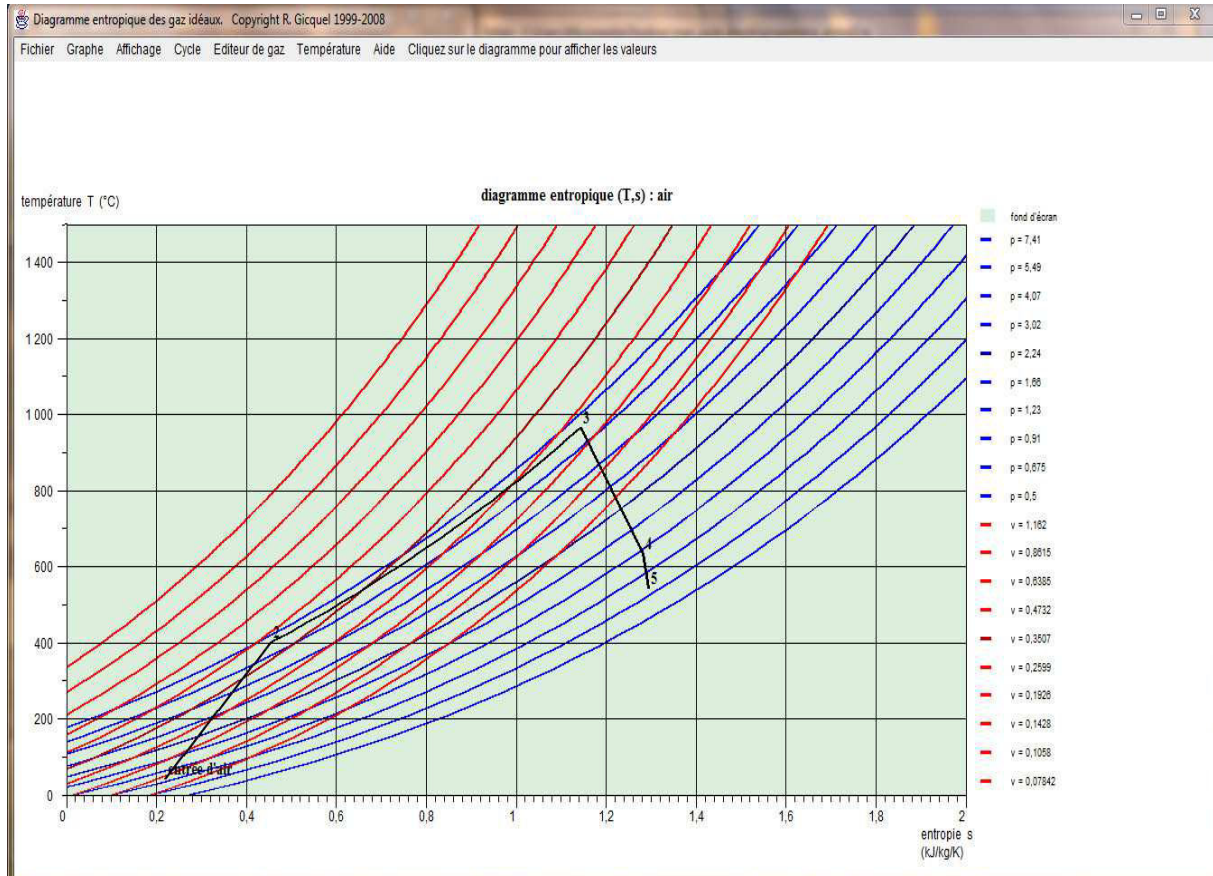
Recalculer

unité de débit : kg/s

0 ECHANGEURS DE CHALEUR

nom	type	fluide chaud	fluide froid
-----	------	--------------	--------------

f- Cycle de la turbine a gaz :



Conclusion :

Dans ce chapitre on a effectué un calcul thermodynamique du cycle de la turbine à gaz MS5002C qui implanté au niveau de la station de compression II, dans des conditions ambiantes bien spécifiques de la journée du 03/07/2013, et on termine par le traçage du leur cycle réel à l'aide du logiciel THERMOPTIM.

Chapitre 5

Refroidissement par l'évaporation

1. Le refroidissement par l'évaporation:

1.1 Principe de fonctionnement :

Le principe de refroidissement évaporatif est le même que celui qui se déroule dans la nature. On évapore une masse d'eau traitée dans le canal d'admission, la chaleur latente nécessaire à l'évaporation provient de l'air lui-même. L'air qui sort après ce système de refroidissement est donc refroidi et humidifié. Le processus de refroidissement n'exige par un apport d'énergie.

Deux techniques existent assurent le refroidissement par évaporation d'eau :

- **Refroidissement par atomisation ou pulvérisation d'eau :**

Dans ce système l'humidification est réalisée à partir de pulvérisation d'eau sous forme de petites particules au moyen de buses d'atomisation à haute pression (60 à 140 bar), figure (2.3). L'eau s'évapore dans l'air, la température d'air diminue et l'humidité spécifique augmente. L'efficacité des humidificateurs à pulvérisation peut atteindre 100%.

La taille de gouttelette d'eau pulvérisée est très fine (environ $10\mu\text{m}$ à $20\mu\text{m}$) donc elle s'évapore facilement dans l'air.

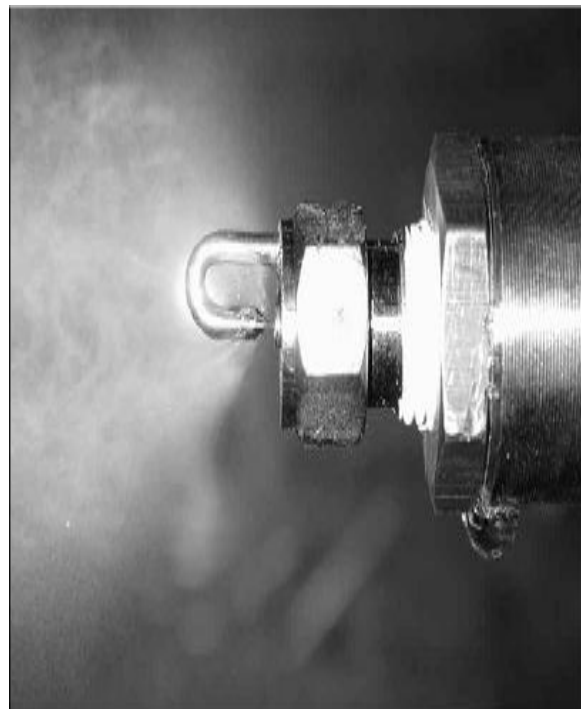
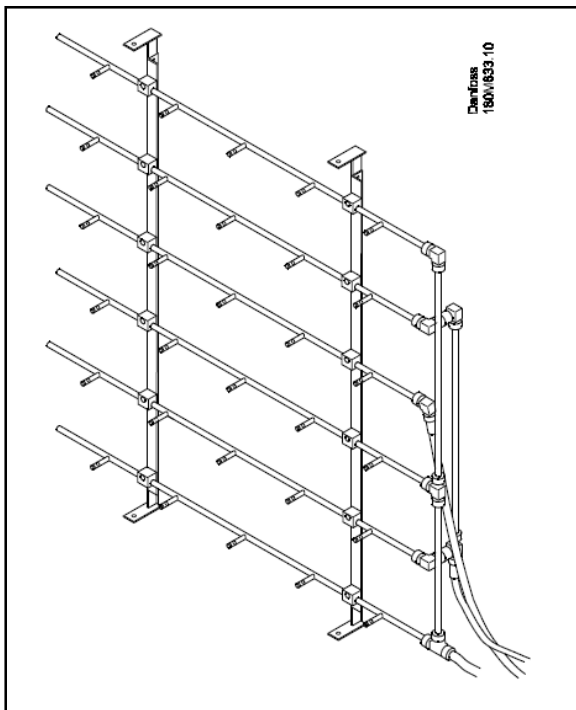


Fig. 5.1:Buses de pulvérisation.

Avant d'utiliser un système de pulvérisation d'eau pour refroidir l'air de combustion des turbines à gaz, l'eau doit être traitée dans une station de traitement ou de déminéralisation. Les caractéristiques de cette eau sont résumées dans le tableau ci-dessous :

Quantité des solides dissociés	5 PPM maximum
pH	6-8
Na + K	0.1 PPM maximum
Silica (SiO ₂)	0.1 PPM maximum
Chlorides	0.5 PPM maximum
Sulphate	0.5 PPM maximum
Tableau 1.3 caractéristique de l'eau pulvérisé	

Tab. 5.1 :Caractéristique d'eau de pulvérisation.

- Avantages :
 - ✓ Installation facile
 - ✓ Bas coût d'investissement
 - ✓ Peut augmenter les performances des turbines à gaz mieux que le refroidissement par évaporation
- Inconvénients :
 - ✓ L'amélioration de capacité est limitée.
 - ✓ Il s'adapte qu'avec les sites secs.
 - ✓ Il nécessite une pompe de grande puissance.

- **Refroidisseur évaporatif par module humidifié (Evaporatorecooler):**

Le refroidissement par ruissellement d'eau comme montré sur la figure (5.2) consiste à faire passer l'air après filtrage par un média humidifié composé de surfaces ondulées en papier de cellulose traité, ce média joue le rôle d'un évaporateur conventionnel. L'eau s'écoule sur la surface ondulée du panneau évaporant, figure 5.2. Une partie de l'eau est évaporée sous l'action de l'air sec et chaud qui traverse le panneau évaporant. Le reste d'eau va tomber dans un bac situé en dessous de l'évaporateur. L'air à la sortie du refroidisseur est refroidi et avant

de passer par le compresseur de la turbine à gaz, il passe par un système d'élimination des gouttelettes d'eau pour assurer un bon fonctionnement du compresseur de la turbine à gaz. L'élément principal du refroidisseur par ruissellement d'eau est le média humide, il est en papier ondulé sous forme d'un nid d'abeille. L'eau s'écoule par un système de distribution positionné en dessus du media. L'efficacité des refroidisseurs évaporatifs avec média humidifié peut atteindre jusqu'à 90% .

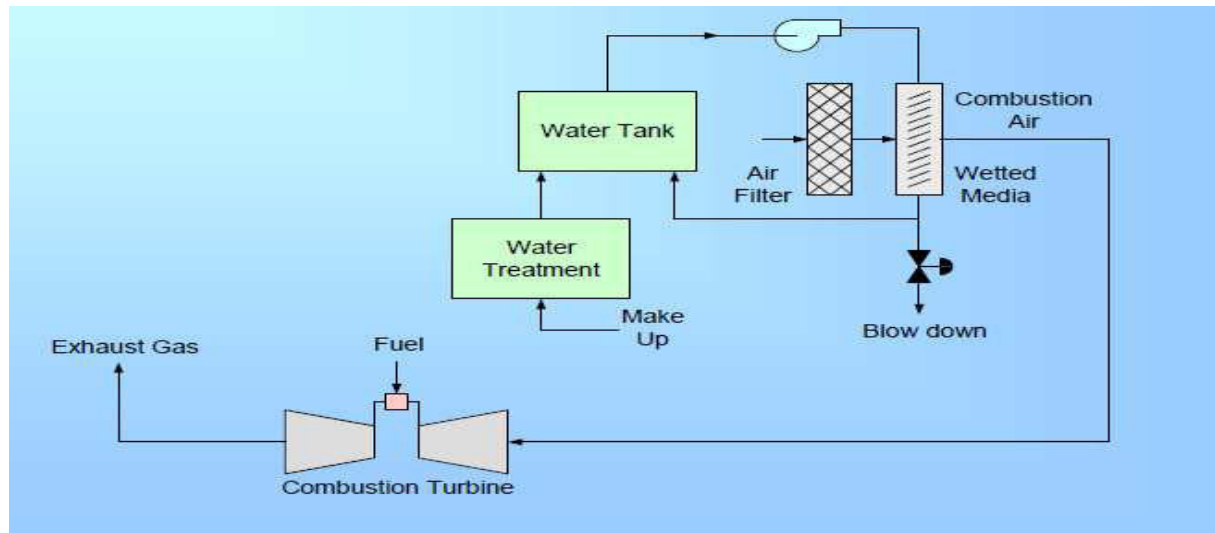


Fig.5.2 : Schéma du refroidisseur évaporateur d'air avec unité de traitement d'eau.

Généralement, il est recommandé de placer le refroidisseur évaporatif après le filtre à air d'admission et non pas avant. Cet arrangement protégera les médias contre la poussière et d'autres contaminants aéroportés.

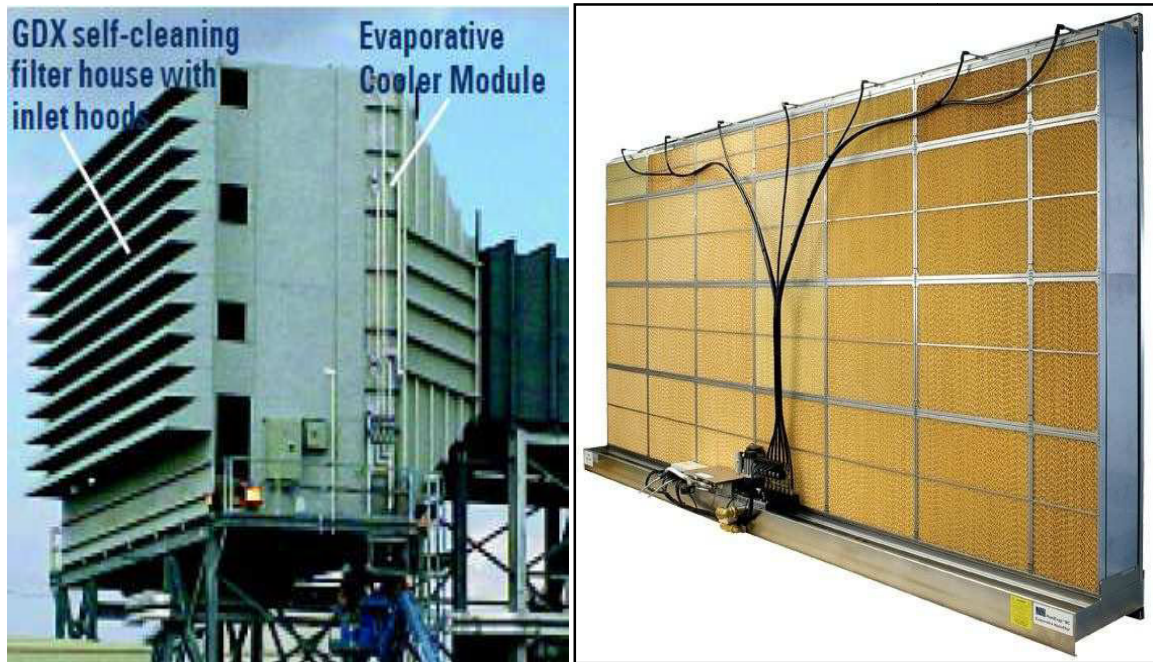


Fig.5.3 : Installation d'un évaporateur.

1.2 Description du système de refroidissement par ruissellement d'eau [17]

Dans notre étude on a choisi le refroidisseur par évaporation d'eau car il est favorable pour les zones chaudes et sèches (climat de la région saharienne). L'humidificateur sert à augmenter la teneur en eau dans l'air, l'humidité absolue va augmenter et la température de l'air diminue. Pour qu'il y ait humidification, il faut un contact étroit et intensif entre l'air et la source d'humidité. L'humidificateur à ruissellement avec recyclage par pompe, figure (5.4) fonctionne comme suit :

- ✚ l'eau ruisselle sur un support dont la surface est très importante ;
- ✚ l'air circule à travers l'épaisseur de ce support et se trouve en contact avec la surface ;
- ✚ l'eau s'évapore sous l'effet de la chaleur cédée par l'air.
- ✚ l'humidification est adiabatique (isenthalpique).

L'élément principal dans un refroidisseur par ruissellement d'eau est le média humide, figure (4.3) où l'eau est en contact direct avec l'air. La matière de ce média est caractérisée par une bonne porosité afin de garantir un bon contact entre les deux fluides ; elle est généralement en papier de cellulose traité et au dessus il y a un distributeur pour assurer la répartition de l'eau sur toute la surface. Un bac se trouve en dessous de la surface de ruissellement sert à collecter l'eau qui n'est pas évaporée. Après l'ajout d'une quantité d'eau

bien définie afin de déconcentrer l'eau du bac (pH, teneur en bicarbonate et en calcium) celle-ci sera par la suite réutilisée en utilisant une pompe. En aval de ce système de refroidissement l'air humide passe par un éliminateur des gouttelettes dans le but d'empêcher des gouttelettes d'eau de passer à travers le compresseur.

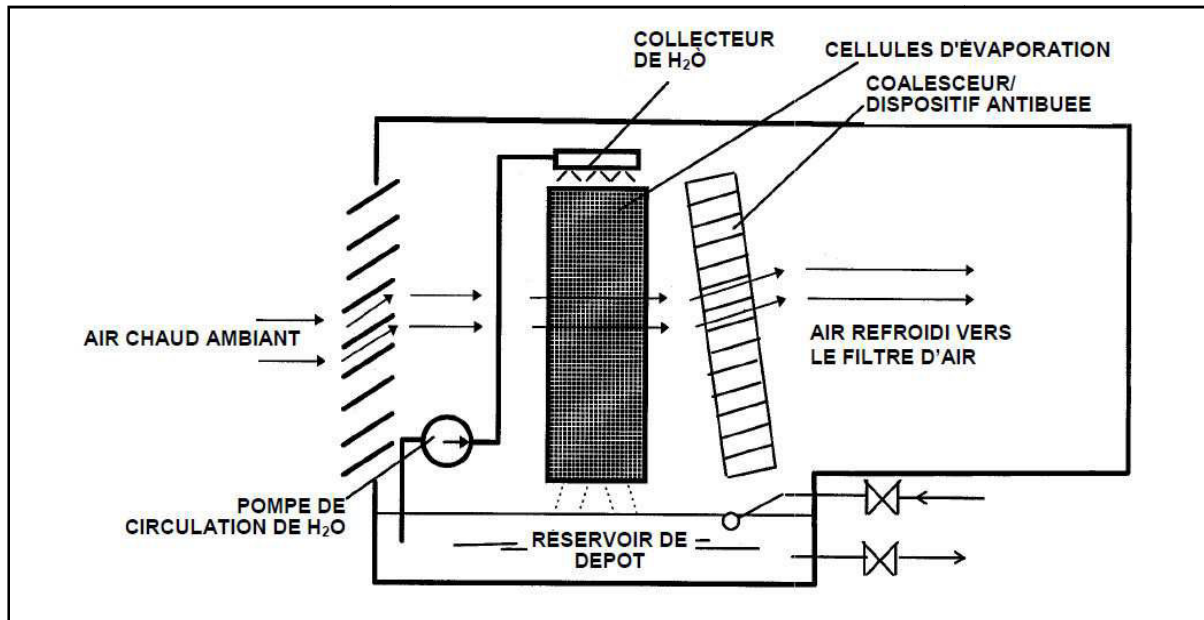


Fig.5.4 : Schéma illustrant le refroidissement par évaporation avec recyclage d'eau.

✚ Géométrie de média humide

La surface de ruissellement sous forme d'un nid d'abeille est composée par des panneaux ondulés. L'eau tombe par gravité et passe par des panneaux inclinés avec un angle de 60° en sens inverse de la direction de l'air. Par contre l'air passe par des panneaux inclinés à 45° en dessous. Le but essentiel d'inclinaison des panneaux est de garder un long contact entre l'air et l'eau et d'empêcher l'air de soulever des gouttelettes d'eau.

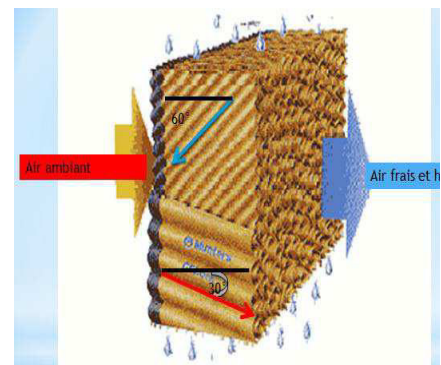


Fig.5.5 : Cellules d'évaporation (en cellulose)

2. Le diagramme psychrométrique :

Un diagramme psychrométrique regroupe les principales caractéristiques de l'air humide pour une pression atmosphérique donnée (en général celle au niveau de la mer, c'est-à-dire 1013hpa) :

- **Température de bulbe sec** notée T_1 est la température donnée par un thermomètre sec, placé dans un courant d'air humide et protégé des rayonnements parasites (venant d'objets froids ou chaud comme le soleil)
- **Température de bulbe humide** notée T_h est la température de l'air circulant au dessus d'une surface d'eau liquide dans un système calorifuge. C'est par exemple la température indiquée par un thermomètre placé dans linge humide soumis à courant d'air.
- **Température de rosée notée T_r** est la température à laquelle un air humide est à la pression de vapeur saturante. à cette température l'air ne peut emmagasiner de la vapeur d'eau sans que celle-ci ne se condense.
- **Humidité relative notée HR** est le rapport entre la quantité d'eau présente dans l'air et la quantité maximale d'eau que l'air pourrait contenir à la même température. C'est aussi le rapport entre la pression de vapeur et la pression de vapeur saturante.

$$HR = \frac{P_v}{P_{v\ sat}}$$

- **Humidité absolue notée Y** est la quantité d'eau contenue dans l'air elle est exprimée en gramme(s) par kilogramme d'air sec.

$$Y = \frac{m_v}{m_{air\ sec}} = \frac{M_v \cdot P_v}{M_{air\ sec} \cdot P_{air\ sec}}$$

$$Y = 0.622 \cdot \frac{P_v}{p - P_v}$$

3. Explication du processus refroidissement par évaporation dans un refroidisseur évaporateur:

3.1 Refroidissement adiabatique:

Le refroidissement adiabatique se produit lorsque la température de l'eau délivrée au collecteur d'eau du refroidisseur est égale à la température humide T_h de l'air, sachant qu'aucun échange de chaleur n'aura lieu.

Dans un refroidisseur à eau recyclée la température de l'eau s'approche de la température humide de l'air a un point qu'on puisse les équaler même si la température de l'eau, lorsqu'il pénètre le réservoir, est considérablement supérieure à la température humide de l'air.

Dans tous les cas, la chaleur externe au processus qui rentre par l'effet des rayons du soleil sur le refroidisseur. Cependant, le débit massique de l'air est très large qu'il rend cet effet minimal.

Le processus adiabatique est explique dans la fig.(5.6) La température de l'air entrant dans le refroidisseur est désigne par le point 1 dans le diagramme, en allant vers le point 2 avec une enthalpie constante, le point 2 désigne la température humide que peut l'air atteindre en fin de processus. Cependant le point 2 n'est jamais atteint du fait que l'efficacité du refroidisseur n'égale pas les 100%. Le processus se termine au point 3 qui désigne la température humide de l'air sortant du refroidisseur.

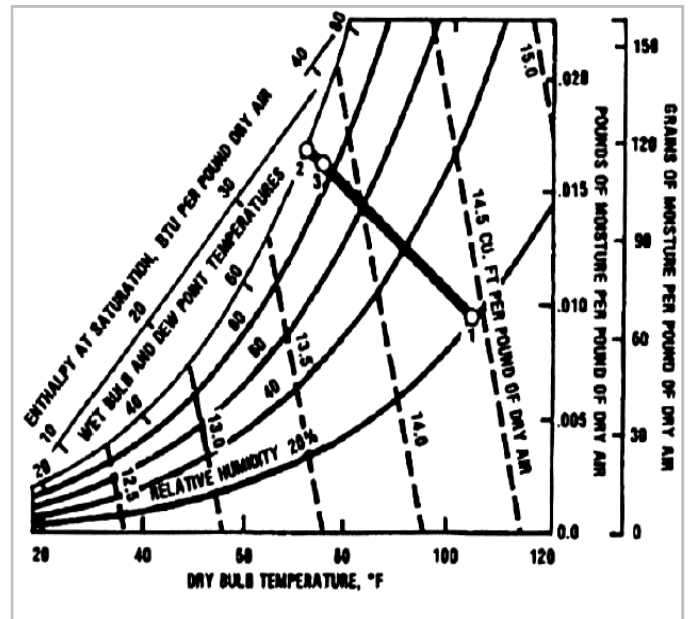


Fig.5.6 : Refroidissement adiabatique

3.2 Calcule de la température de l'air après refroidissement :

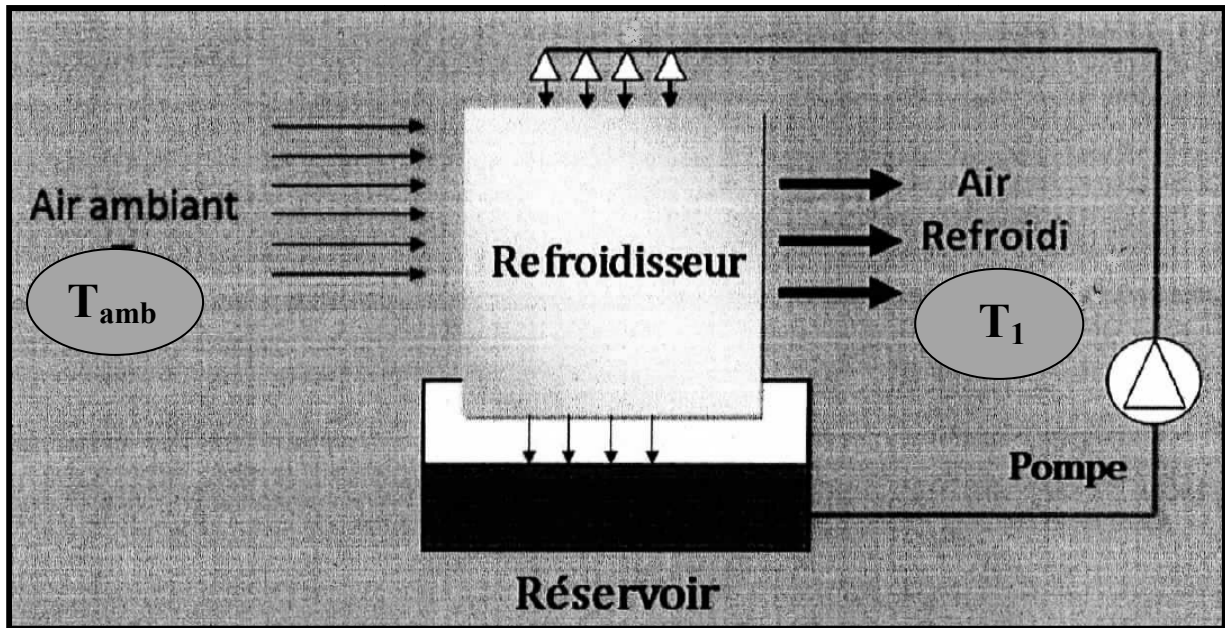


Fig. 5.7 : schéma représentatif du refroidisseur.

Dans la détermination de l'effet du refroidisseur sur les performances de la turbine à gaz, la température de l'air T_1 sortant du refroidisseur doit être connue, elle peut être calculée à partir de l'efficacité de refroidisseur, celle-ci est un indice permettant d'estimer la performance du refroidisseur.

$$E = \frac{T_{amb} - T_1}{T_{amb} - T_r} \quad (5.1)$$

Où : E : Efficacité du refroidisseur

T_{amb} : température de bulbe sec (température)

T_1 : température de l'air après le refroidissement.

T_r : température de rosée (correspond à 100% d'humidité relative ; la température à laquelle un air humide est à la pression de vapeur saturante. A cette température l'air ne peut plus emmagasiner de la pression de vapeur d'eau sans que celle-ci ne se condense.)

Dans la plupart des applications, l'humidité relative HR de l'air d'entrée est plus connue que la température de bulbe humide. T_h peut être trouvée à partir du diagramme psychrométrique.

Nous avons donc les paramètres suivants :

Température ambiante : $T_{amb} = 41.8^{\circ}\text{C}$

L'humidité relative : 13%

L'efficacité du refroidisseur type Générale Electrique : 85%

En trace la transformation adiabatique à l'aide de THERMOPTIM et on arrive au résultat montré ci-dessous(Annexe2) :

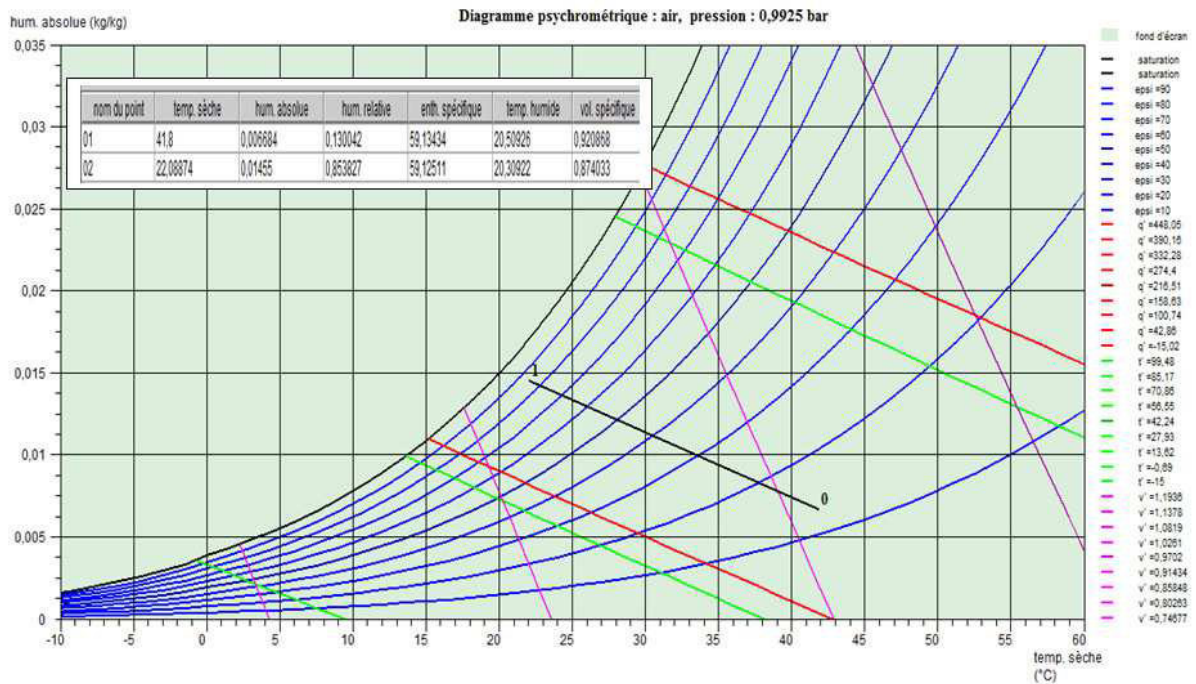


Fig.5.9 diagramme psychrométrique.

Le diagramme de la fig.(5.9) nous donne les caractéristique des deux points :

Point (0) (caractéristique de l'air avant le refroidissement) ;

Point (1) (caractéristique de l'air après le refroidissement).

D'après l'équation (5.1) : $T_1 = 41.8 - 0.85 (41.8 - 20.8) = 23.95^{\circ}\text{C}$

$$T_1 = 297.1^{\circ}\text{K}$$

d'après cette température T_1 , on constate que: L'avantage du refroidissement adiabatique est que plus l'air est chaud et sec, plus le système est efficace par exemple, à 35°C et 30% d'humidité relative, la température de soufflage est de 23.5°C .

3.3 Le débit massique d'eau D_{eau} évaporé:

✓ Données de base:

$$\text{Débit d'air volumique : } \dot{m}_v = 363087.46 \text{ m}^3/\text{h}$$

Débit d'air massique : $\dot{m}_a = 407089 \text{ kg/h}$

Température à l'entrée de l'humidificateur : $T_{\text{amb}} = 41.8^\circ\text{C}$

✓ Données suivant diagramme de l'air humide :

Contenance en eau (humidité absolue) à l'entrée de l'humidificateur : $x_1 = 6.4 \text{ g/kg}$

Contenance en eau (humidité absolue) à la sortie de l'humidificateur : $x_2 = 14.4 \text{ g/kg}$

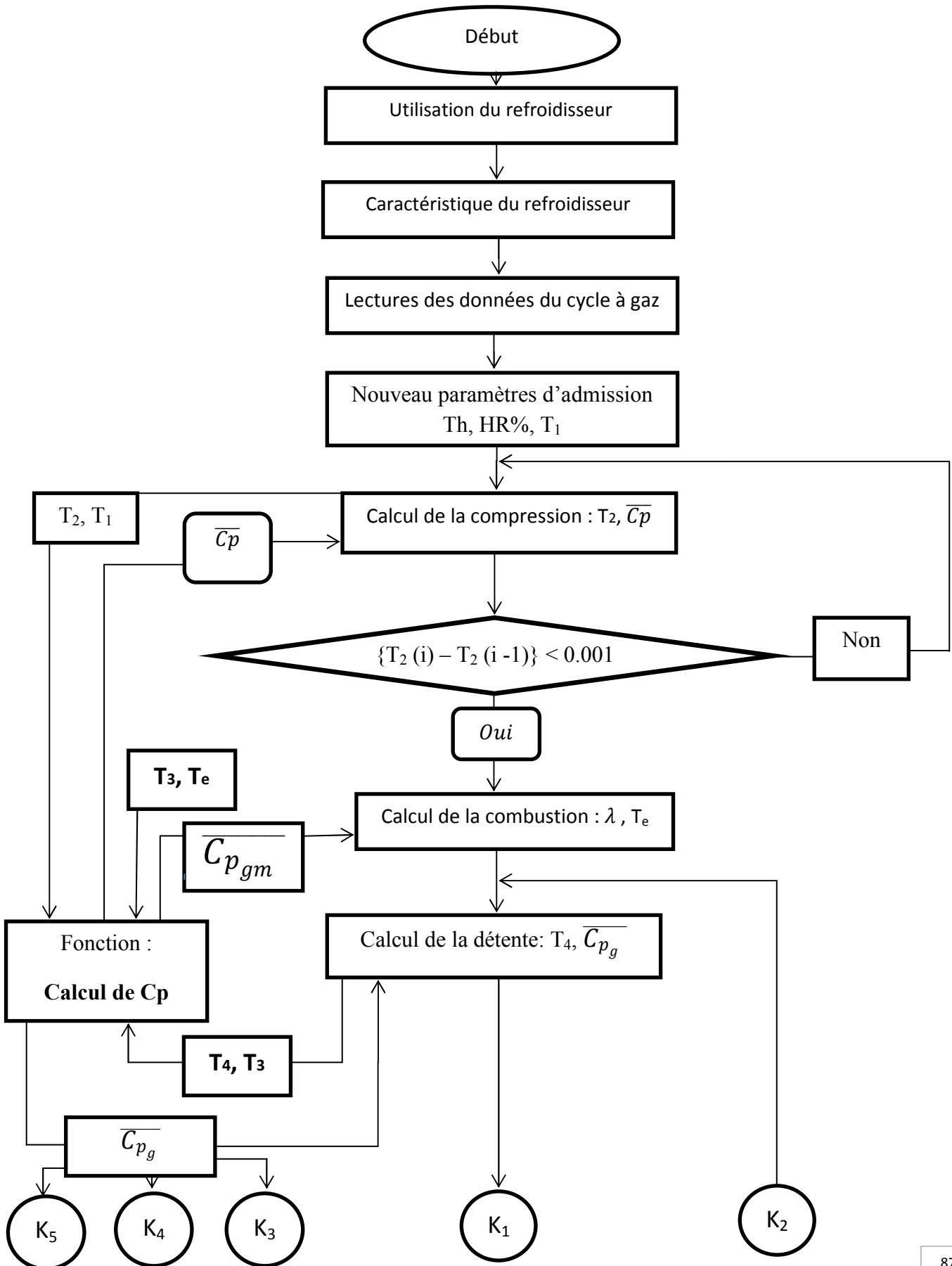
Eau ajoutée $\Delta x = x_1 - x_2 = 8 \text{ g/kg}$

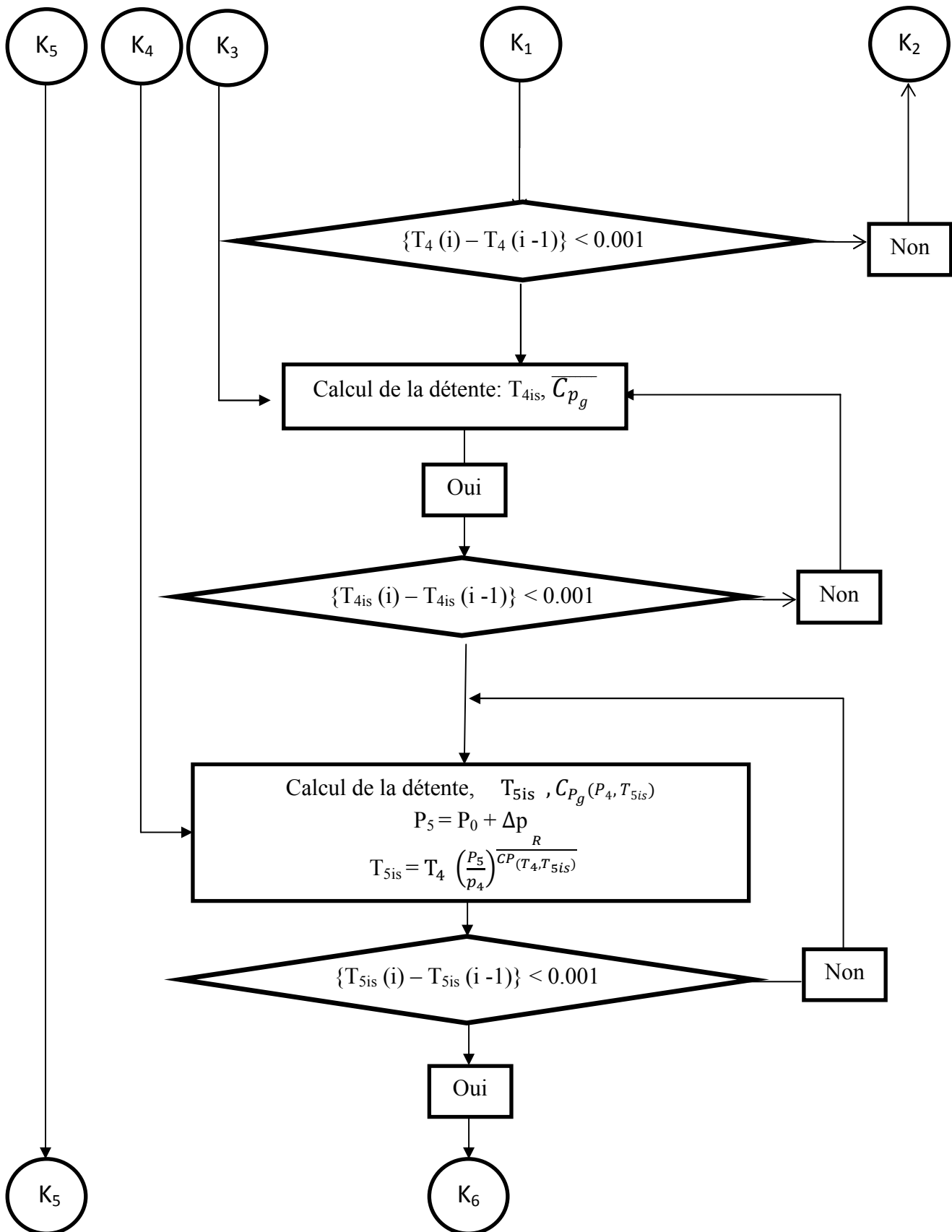
$$D_{\text{eau}} = \dot{m}_a \times \Delta x \quad (5.2)$$

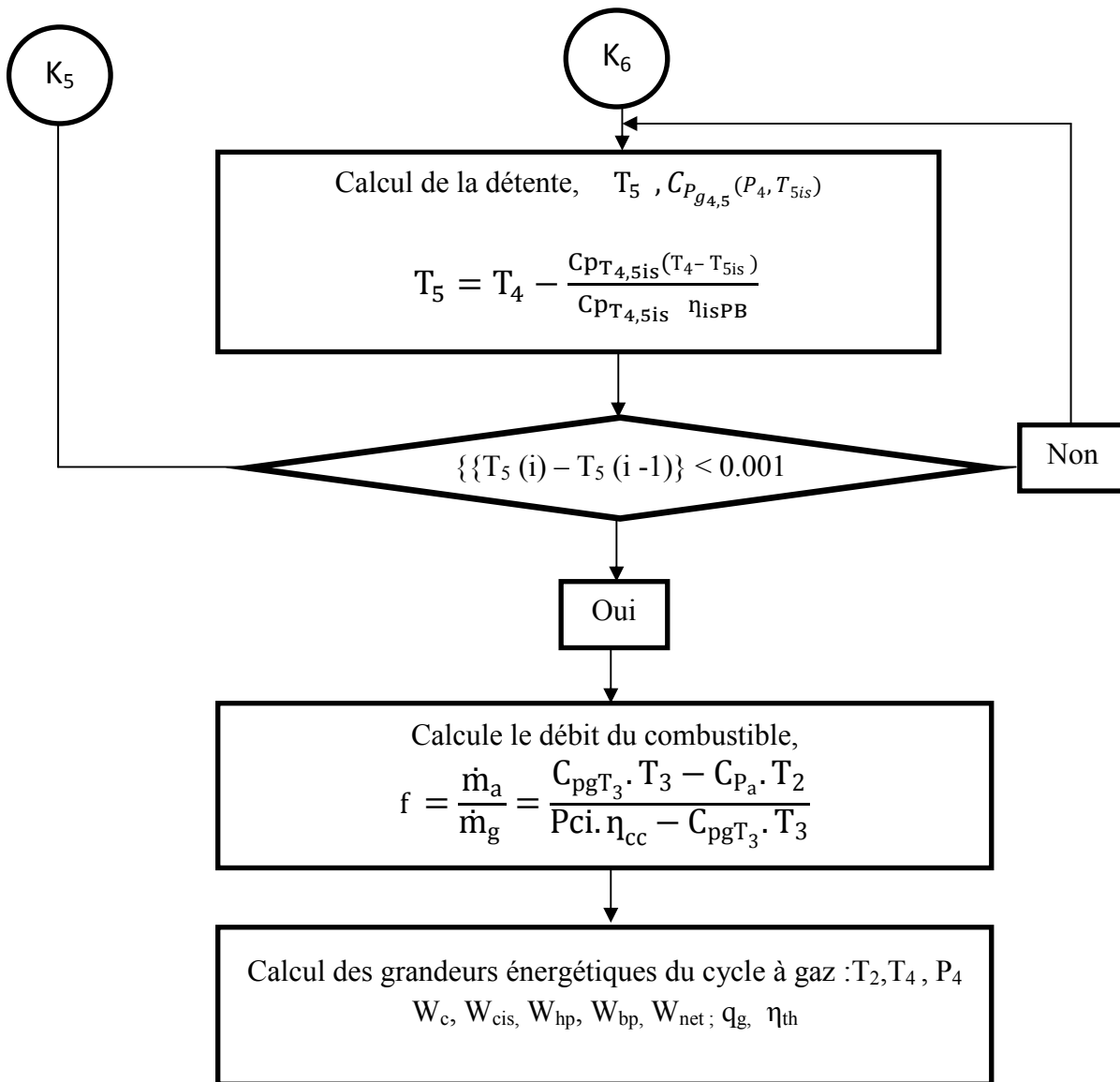
$$D_{\text{eau}} = 407089 \text{ kg/h} \times 2,7 \text{ g/kg} = 3256.71 \text{ kg/h}$$

$$D_{\text{eau}} = 0.90 \text{ kg/s.}$$

4. Organigramme de calcul du cycle à gaz avec refroidissement :







5. Présentation des résultats :

Les résultats de l'analyse du cycle à gaz sont représentés dans le tableau suivant :

Température après le refroidissement	$T_1=297.1 \text{ } ^\circ\text{k}$
Calcule la pression d'entrée	$P_1=0.9825 \text{ bar}$
Taux de compression	$\tau_c=6.81 \text{ bar}$
Température de fin de compression	$T_2=596.33^\circ\text{k}$
Température de fin détente	$T_4=920.06 \text{ } ^\circ\text{k}$
Débit massique d'air	$\dot{m}_a=119.88 \text{ kg/s}$
Débit massique du combustible	$\dot{m}_g=2.03 \text{ kg/s}$
Température de pré-mélange équivalente combustion	$T_e= 626.03 \text{ } ^\circ\text{k}$
Masse molaire apparente pour les gaz de combustion	$\mu_g =28.51 \text{ kg/kmol}$
Travail réel de compression	$W_c = 308.48 \text{ kJ/kg d'air}$
Chaleur spécifique moyenne du gaz à travers la chambre de combustion	$\overline{C_{p_{gm}(T_e,T_3)}} =33.41 \text{ kJ/kmol}$
Travail de détente HP	$W_{hp}=314.45 \text{ kJ/kg de gaz produits}$
Travail de détente BP	$W_{bp}=202 \text{ kJ/kg de gaz produits}$
Chaleur reçue par les gaz dans la chambre de combustion	$Q_g = 807.16 \text{ kJ/kg de gaz produits}$
Puissance effective	$\dot{W}_g = 24.62 \text{ MW}$
Rendement thermique de la turbine à gaz	$\eta_{th} = 24.8 \%$

Tab. 5.2 : Résultats du cycle à gaz.

La température T3 est fixée et donc à chaque fois on va calculer le rapport air/fuel correspond aux conditions initiales pour garder cette valeur de température. Dans notre étude la température T3est de 966°C.

6. Comparaison entre les deux systèmes (avec et sans refroidissement) :

6.1 Consommation de chaleur :

Tout d'abord il nous faut de calculer la consommation spécifique du combustible :

$$C_s^c = \frac{c_h}{\dot{W}_g} \tag{5.3}$$

Où :

C_s^c : Consommation spécifique du combustible kg/kwh.

C_h : Consommation horaire du combustible kg/h.

la consommation de chaleurs est donnée par la formule suivante :

$$C_{ch} = C_s^c \cdot Pci \quad (5.4)$$

C_{ch} : Consommation de chaleur kcal/KWh.

	Consommation horaire du combustible kg/h	Consommation spécifique du combustible kg/kw.h($\times 10^{-3}$)	Consommation de chaleur kcal/KWh($\times 10^{-6}$)
Pour 23.95°C	7308	296.83	2948.3
Pour 41.8 °C	6856.85	315.43	3133.9

Tab. 5.3 : comparaison de consommation de chaleur

6.2 Taux de chaleur pour l'incrément en puissance :

$$\begin{aligned} C_{ch} &= C_{ch}(41,8^\circ C) - C_{ch}(23,95^\circ C) \\ &= (3133,9 - 2948,3) \cdot 10^6 \\ &= 185,6 \cdot 10^6 \text{ Kcal/KWh} \\ &= 777,07 \cdot 10^6 \text{ KJ/KWh} \end{aligned}$$

Interprétation des résultats :

Bien que la consommation horaire du combustible augmente après refroidissement (7364kg/h à 23.95°C contre 6856.85kg/h à 41.8°C.), cependant la consommation spécifique diminue ; c'est-à-dire que la turbine consomme moins de combustible pour produire un kWh(296.83kg/kwh) contre 315.43 kg/kwh.

Grace à ce système nous avons pu diminuer la consommation de chaleur de $777,07 \cdot 10^6$ KJ par chaque kWh c'est-à-dire pour produire un kWh nous avons pu épargner 18.6 kg de combustible pour diminution de température de 17.85°C.

.

6.3 Tableau de comparaison entre les deux installations :

	Sans le système de refroidissement	Avec le système de refroidissement
Température d'admission (°C)	41.8	23.95
Débit massique d'air (kg/s)	113.08	119.88
Travail massique de la TBP (KJ/Kg)	174.2	202.46
Travail de compression (KJ/Kg)	373.66	308.48
Rendement thermique η_{th} (%)	23.6	24.8
Puissance effective (MW)	19.85	24.62
Débit de fuel (kg/s)	1.74	2.03
Consommation de chaleur Kcal/KWh($\times 10^{-6}$)	3133.9	2948.3

Tab. 5.4 : comparaison des résultats

7. Discussion des résultats :

Au fur et à mesure que la température ambiante augmente le débit d'air à l'admission de compresseur diminue (la masse volumique diminue de fait de l'augmentation de volume d'air (113,8 Kg/s sans le refroidissement contre 119.88 Kg/s avec refroidissement.) cela implique l'augmentation de travail spécifique de compression (308.48 KJ/Kg contre 373.66 KJ/Kg sans le refroidissement).

Les de tableau (5.4) montre que le refroidissement par évaporation améliore les performances de notre installation. Néanmoins, le rendement de la turbine augmente de 5.1%.

Conclusion :

Les résultats obtenus montrent que les performances de la turbine à gaz étudiée (MS5002C) sont améliorées grâce au refroidisseur étudié (fig.510) où l'augmentation de la puissance nette produite est de 4.77 MW avec l'augmentation du rendement thermique.

On a élaboré un diagramme de variation de rendement thermique de chaque cycle de la TAG MS5002C en fonction de taux de compression Fig.5.10 (le cycle avec refroidissement et sans refroidissement).

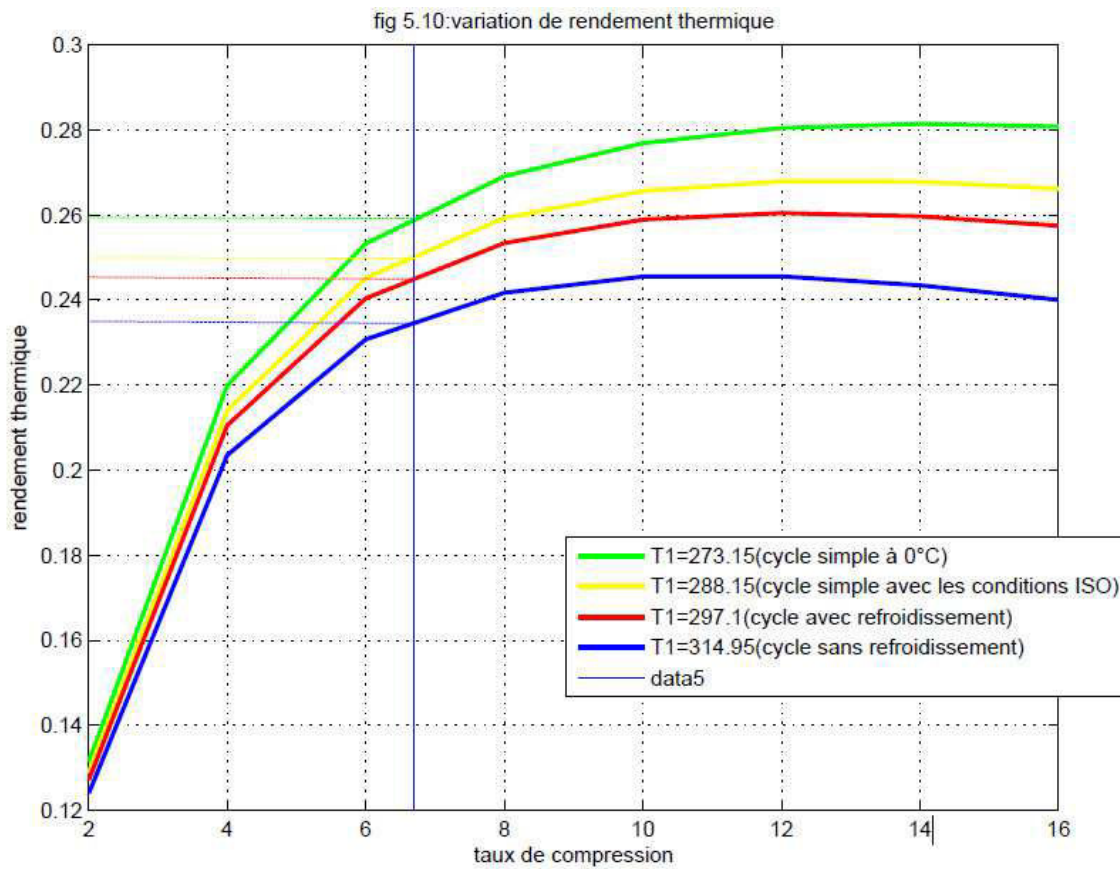


Fig.5.10 : variation de rendement thermique en fonction de taux de compression
Pour différent valeur de température ambiante

Le schéma montre l'influence des conditions ambiantes sur le rendement de cette machine.

Conclusion

Les turbines à gaz sont très sensibles à la variation de la température de l'air ambiant. De ce fait, il est important de rendre les turbines utilisées dans les conditions du sud Algérien insensibles à la variation de la température de l'air ambiant.

Un stage pratique de 36 jours est effectué au niveau de la zone pétrolière de Hassi-Messaoud afin de collecter les données nécessaires pour les calculs et prendre une vue générale sur l'utilisation des TAG dans l'industrie pétrolière en Algérie. On a choisi une turbine à gaz GE MS5002C située à la station de compression II qui entraîne un compresseur centrifuge.

Nous avons procédé au calcul des performances de la turbine à gaz dans les conditions de l'exploitation rude ($T_{amb}=314.95$ k) pour montrer que l'élévation de la température ambiante provoque une diminution du débit massique d'air (baisse de densité de l'air) et donc une baisse de la puissance développée et de rendement interne par rapport au condition ISO.

Pour cela, nous avons adapté un système de refroidissement d'air par évaporation d'eau à l'entrée de compresseur axial de la turbine MS5002C où elle est largement utilisée dans l'industrie de champ pétrolière Hassi Messaoud comme machine d'application à notre recherche.

Les résultats obtenus montrent que les performances de la turbine à gaz étudiée sont améliorées grâce à l'utilisation d'un refroidisseur où l'augmentation de la puissance nette produite de 4.77 MW avec augmentation du rendement thermique de l'installation de 5.1%.

La réalisation du présent mémoire m'a permis d'approfondir mes connaissances autant théorique que pratique dans les domaines complexes et névralgiques des turbines à gaz.

Le stage effectué sur site m'a permis d'apprécier l'importance de ses machines dans l'industrie pétrolière et de compléter ma formation.

Bibliographie

Bibliographie

- [1] le pétrole raffinage et génie chimique, Tome II ; P. Wirithier
- [2] Vanwylen G.j et Sonntag .R.E “Introduction to thermodynamique“
3éme édition.1991, John Wiley & Sons.S.
- [3] Manuel d'utilisation de la turbine à gaz MS 5002C.
- Nuovo Pignone -Florence-(1999).
- [4] Handbook ASHRAE Fundamentals 2009 [chapter PSYCHROMETRICS]
- [5] Hoang Duy, NGUYEN. Sébastien et Mounir GUENAOUI Rapports de laboratoires, thermodynamique appliquée. Université libre de Bruxelles.
- [6] SONTRACH, Documentation interne du l'organisation Hassi messaoud.
- [7] DONNA J. CIAFONE.EDITOR GAS TURBINES: TECHNOLOGY, EFFICIENCY AND PERFORMANCE. Nova Science Publishers, Inc. New York
- [8] Technique de l'ingénieur Machines hydrauliques & thermique
"Environnement : BL2 – B 44 25 ". Turbomachines : BL 3 – B 44 00, B 44 10, BM 48 00"
- [9] turbomachine (théorie générale), JAN KRYSINKI OPU 1994
- [10] Gas Turbine Handbook: Principles and Practices by Tony Giampaolo, MSME, PE

Annexe

Annexe

Annexe 1

TABLEAU II.1.11

CHALEUR DE FORMATION : $(\Delta H_f^\circ)_{298}$ en kcal/mole (3)

CHALEUR DE COMBUSTION : $(\Delta H_c^\circ)_{298}$ en kcal/mole (3)

États standards : carbone..... graphite
hydrogène ou hydrocarbures... gaz parfait (1 atm.)
eau de combustion..... liquide

	$(\Delta H_f^\circ)_{298}$	$-\Delta H_c$		$(\Delta H_f^\circ)_{298}$	$-\Delta H_c$
Méthane.....	-17,889	212,8	Cyclopropane.....		
Ethane.....	-20,236	372,82	Cyclopentane.....	-18,46	793,39
Propane.....	-24,820	530,6	Méthylcyclopentane...	-25,5	948,72
<i>n</i> -Butane.....	-29,812	687,65	Cyclohexane.....	-29,43	944,79
Isobutane.....	-31,452	685,65	Méthylcyclohexane....	-36,99	1 099,59
<i>n</i> -Pentane.....	-35,000	845,16			
Isopentane.....	-36,920	843,24	Benzène.....	19,82	798,08
Néopentane.....	-39,670	840,49	Toluène.....	11,95	943,58
<i>n</i> -Hexane.....	-39,960	1 002,57	Ethylbenzène.....	7,12	1 101,13
			Styrène.....	35,22	1 060,90
Ethylène.....	12,496	337,23	Cumène.....	0,94	1 257,31
Propylène.....	4,879	491,99	<i>o</i> -Xylène.....	4,54	1 098,54
Butène-1.....	-0,03	649,45	<i>m</i> -Xylène.....	4,12	1 098,12
Isobutène.....	-4,04	645,43	<i>p</i> -Xylène.....	4,29	1 098,29
Butène-2- <i>cis</i>	-1,67	647,81			
Butène-2- <i>trans</i>	-2,67	646,81	Propadiène.....	45,92	464,71
			Butadiène-1-3.....	26,33	607,49
Acétylène.....	54,194	310,62	Isoprène.....	18,10	761,61
Méthylacétylène.....	44,319	463,11			
Diméthylacétylène.....	34,97	616,13			

Substances minérales

	a	b.10 ⁴	c.10 ⁷	d.10 ¹⁰	INTERVALLE DE TEMPERATURE
Azote.....	6,903	- 3,753	19,3	- 6,861	273-1800°K
Oxygène.....	6,085	36,31	- 17,09	3,133	273-1800°K
Air.....	6,713	4,697	11,47	- 4,696	273-1800°K
Hydrogène.....	6,952	- 4,576	9,563	- 2,079	273-1800°K
Oxyde de carbone.....	6,726	4,001	12,83	- 5,307	273-1800°K
Gaz carbonique.....	5,316	142,85	- 83,62	17,84	273-1800°K
Vapeur d'eau.....	7,7	4,594	25,21	- 8,587	273-1800°K
Soufre biatomique S ₂	6,499	52,98	- 38,88	9,52	273-1800°K
Anhydride sulfureux SO ₂	6,157	138,4	- 91,03	20,57	273-1800°K
Anhydride sulfurique SO ₃	3,918	348,3	- 267,5	77,44	273-1500°K
H ₂ S.....	7,07	31,28	13,64	- 7,867	273-1800°K
Sulfure de carbone.....	7,39	148,9	- 109,6	27,6	273-1800°K
Oxysulfure de carbone.....	6,222	153,6	- 105,8	25,6	273-1800°K
Fluor.....	6,115	58,64	- 41,86	9,797	273-2000°K
Chlore.....	6,8214	57,095	- 51,07	115,47	273-1500°K
Brome.....	8,051	24,62	- 21,28	6,406	273-1500°K
Iode.....	8,504	13,135	- 10,684	3,125	273-1800°K
HF.....	7,201	- 11,78	15,76	- 3,76	273-2000°K
HCl.....	7,244	- 18,2	31,7	- 10,36	273-1500°K
HBr.....	7,169	- 16,04	33,14	11,61	273-1500°K
HI.....	6,702	4,546	12,16	- 4,813	273-1900°K
NO.....	6,461	23,58	- 7,705	0,8729	
N ₂ O.....	5,758	140,04	- 85,08	25,26	
NO ₂	5,48	136,5	- 84,1	18,8	
N ₂ O ₄	7,9	446	- 271	0	
Cyanogène.....	9,82	148,58	- 65,71		273-1500°K
Acide cyanhydrique.....	6,34	83,75	- 26,11		273-1000°K

$$C_p = a + b T + c T^2 + d T^3 \text{ (cal/mole} \cdot \text{°K)}$$

Hydrocarbures

	a	b. 10 ²	c. 10 ⁵	d. 10 ⁹	INTERVALLE DE TEMPERATURE
Méthane	4,75	1,2	0,303	— 2,63	273-1500°K
Ethane	1,648	4,124	— 1,53	1,74	
Propane	— 0,966	7,279	— 3,755	7,58	
<i>n</i> -Butane	0,945	8,873	— 4,38	8,36	
Isobutane	— 1,89	9,936	— 5,495	11,92	
<i>n</i> -Pentane	1,618	10,85	— 5,365	10,10	
Isopentane	— 2,273	12,434	— 7,097	15,86	
Néopentane	— 3,865	13,305	— 8,018	18,83	
<i>n</i> -Hexane	1,657	13,19	— 6,844	13,78	
Ethylène	0,944	3,735	— 1,993	4,22	
Propylène	0,753	5,691	— 2,91	5,88	
1-Butène	— 0,24	8,65	— 5,11	12,07	
Isobutène	1,65	7,702	— 3,981	8,02	
Butène-2- <i>cis</i>	— 1,778	8,078	— 4,074	7,89	
Butène-2- <i>trans</i>	2,34	7,22	— 3,403	6,07	
Cyclopropane	— 6,481	8,206	— 5,577	15,61	
Cyclopentane	— 12,957	13,087	— 7,447	16,41	
Méthylcyclopentane	— 12,114	15,38	— 8,915	20,03	
Cyclohexane	— 15,935	16,454	— 9,203	19,27	
Méthylcyclohexane	— 15,07	18,972	— 10,989	24,09	
Benzène	— 8,65	11,578	— 7,54	18,54	
Toluène	— 8,213	13,357	— 8,23	19,2	
Ethylbenzène	— 8,398	15,935	— 10,003	23,95	
Styrène	— 5,968	14,354	— 9,15	22,03	
Cumène	— 9,452	18,686	— 11,869	28,8	
<i>o</i> -Xylène	— 3,789	14,291	— 8,354	18,8	
<i>m</i> -Xylène	— 6,533	14,905	— 8,831	20,05	
<i>p</i> -Xylène	— 5,334	14,22	— 7,984	17,03	
Acétylène	5,21	2,2008	— 1,559	4,349	
Méthylacétylène	4,21	4,073	— 2,192	4,713	
Diméthylacétylène	3,54	5,838	— 2,76	4,974	
Propadiène	2,43	4,693	— 2,781	6,484	
Butadiène-1-3	— 1,29	8,35	— 5,582	14,24	
Isoprène	— 0,44	10,418	— 6,762	16,93	

TABLEAU II.1.12

CHALEUR DE FORMATION : $(\Delta H_f^\circ)_{298}$ en kcal/mole (3)
(état de gaz parfait)

	$(\Delta H_f^\circ)_{298}$		$(\Delta H_f^\circ)_{298}$
Oxyde de carbone	—26,416	NO	21,6
Gaz carbonique	—94,052	N ₂ O	19,49
Eau	—57,798	NO ₂	8,091
Soufre diatomique	29,860	N ₂ O ₄	2,309
SO ₂	—70,960		
SO ₃	—94,450	Méthanol	—48,1
H ₂ S	—4,815	Ethanol	—56,24
CS ₂	27,550	<i>n</i> -propanol	—61,0
COS	32,800	Isopropanol	—65,13
Brome diatomique	7,340	Phénol	—23,05
Iode diatomique	14,876	Alcool allylique	—29,73
HF	—64,200	Formol	—27,7
HCl	—22,063	Acétaldéhyde	—39,76
HBr	—8,66	Oxyde d'éthylène	—12,19
HI	6,20	Acétone	—51,79
Cyanogène	73,6	Cétène	—14,6
Acide cyanhydrique	31,2	Acide formique	—90,49
CH ₃ Cl	—19,58		
CH ₂ Cl ₂	—31,48	Méthanethiol	—5,47
CHCl ₃	—24,0	Ethanethiol	—11,18
CCl ₄	—25,5	Diméthylsulfure	—24,40

hum. abs. : $w = 0,006684$ kg/kg, hum. rel : $\epsilon = 0,13$, press. part. : 1 055 Pa
 enth. spéc. : $q' = 59,13$ kJ/kg, vol. spéc. : $v' = 0,9209$ m³/kg
 temp. sèche : $t = 41,8$ °C, temp. rosée : $t = 7,76$ °C, temp. hum. : $t' = 20,51$ °C

Diagramme psychrométrique : air, pression : 0,9925 bar

hum. absolue (kg/kg)

