

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
CENTRE UNIVERSITAIRE SALHI AHMED – NAAMA



INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES
DÉPARTEMENT DE TECHNOLOGIE

MÉMOIRE

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

Génie Mécanique

Option : Énergétique

Intitulé :

ÉTUDE MÉCANIQUE ET THERMIQUE D'UNE TURBINE A GAZ 299306

Présenté par :

- MEHALHAL OMAR
- ZEROUAL BENABDALLAH

Soutenu le : ...29/06/2021..... Devant le Jury :

<i>M.NAIMA Khatir</i>	<i>MCA</i>	<i>Centre Universitaire Naâma</i>	<i>Président</i>
<i>M.KHATIR Tawfiq</i>	<i>MCA</i>	<i>Centre Universitaire Naâma</i>	<i>D.mémoire</i>
<i>M. BADAOUI Abdelhamid</i>	<i>MCB</i>	<i>Centre Universitaire Naâma</i>	<i>Examineur</i>

Naama – Algérie - 2021

REMERCIEMENT

*Langage tout d'abord à dieu qui nous a donné la force pour terminer ce
modeste travail.*

*Nous tenons à remercier nos chers parents pour leurs soutiens au long
de nos études*

*Toutes nos infinies gratitudees à notre promoteur, Monsieur KH. Toufik
pour son encadrement et ses aides précieuses.*

*Nous remercions aussi les membres de jury qui nous ont fait l'honneur
d'accepter le jugement de notre travail.*

*Notre sincère reconnaissance à nos enseignants du département Génie
mécanique.*

Nos remerciements s'adressent aussi, aux personnels de l'unité

en cycle combiné de MECHERIA

*Enfin nous remercions tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à
l'élaboration de ce modeste travail, trouvent ici l'expression de notre
profondes gratitudees et respect*

DÉDICACE

A Mon père,

Ma mère,

Mes frères

Ma sœur,

Ma petite famille et Ma

grande famille

A tous Mes amis,

Et ceux qui m'ont aidé et

Soutenu.

Benabdellah

DÉDICACE

A Mon père,

Ma mère,

Mes frères

Ma sœur,

Toute ma famille et à tous

Mes amis,

Et ceux qui m'ont aidé et

Soutenu.

Omar

Sommaire

Remerciement	
Dédicace	
Liste des figures	
INTRODUCTION.....	1
Chapitre I : GENERALITES SUR LES TURBINES A GAZ	
I.1 Introduction	2
I.2 Principe de fonctionnement.....	2
I.3 Les principaux cycles de la turbine à gaz.....	4
3.1 Cycle de base (Cycle de Joule ou de Brayton).....	4
3.2 Le cycle réel	5
3.3 Améliorations du cycle de base.....	6
3.3.1 Cycle de récupération	6
3.3.2 Cycle à refroidissement intermédiaire de la compression	7
3.3.3 Cycle à réchauffage lors de la détente.....	9
3.3.4 Cycle à réchauffe et récupération	10
3.3.5 Cycle à refroidissement, réchauffage et récupération.....	11
3.3.6 Cycle à injection de vapeur	12
I.4 Technologie des turbines à gaz.....	12
I.5 Avantages et inconvénients des turbines à gaz	13
Chapitre II : DESCRIPTION TECHNOLOGIQUE DE LA T G MS-9001FA	
II.1 Turbine à gaz.....	14
II.1.1 Admission d'air	14
II.1.2 Systèmes de support.....	17
II.1.3 Compresseur.....	17
II.1.4 Système de combustion.....	19
II.1.5 Turbine	21
II.1.6 Echappement.....	23
II.2 Auxiliaires de la turbine	24
- Système du gaz combustible.....	25
- Système d'huile de lubrification	28
- Système d'admission et d'échappement	29

II.3 Systèmes de protection	33
- Protection contre la surchauffe	33
- Protection et Contrôle de la Température d'échappement.....	34
- Protection contre les vibrations avec arrêt.....	35
- Système de Protection et de Détection de Flammes.....	35
- Système de protection contre la survitesse	36
- Système de protection contre les gaz dangereux.....	36

Chapitre III : MODELISATION DE LA TURBINE A GAZ

III.1 Modélisation de la compression	38
III.1.1 Processus de compression.....	38
III.1.2 Le travail du compresseur.....	39
III.2 Modélisation de la chambre de combustion.....	39
III.3 Modélisation de la turbine.....	41
III.3.1 Processus de détente.....	41
III.3.2 Travail reçu par la turbine.....	42
III.4 Analyse des performances de la turbine	42
III.5 Paramètres thermodynamiques	43
III.6 Simulation	51
Conclusion générale.....	58
Reuves bibliographiques	

Liste des figures

Figure I.1: Schéma descriptif d'une turbine à gaz.....	3
Figure I.2: La variation de la pression et de la température dans les différentes sections de la turbine à gaz.....	3
Figure I.3: Cycle de Joule (Brayton).....	4
Figure I.4: Cycle simple réel.....	5
Figure I.5: Configuration d'une turbine à gaz avec récupération	6
Figure I.6: Cycle a récupération	7
Figure I.7: Configuration d'une turbine à gaz avec refroidissement intermédiaire.....	7
Figure I.8: Cycle avec refroidissement intermédiaire	8
Figure I.9: Configuration d'une turbine avec réchauffe.....	9
Figure I.10: cycle avec réchauffe.....	9
Figure I.11: Turbine à Gaz avec réchauffe et récupération.....	10
Figure I.12: Cycle avec réchauffe et récupération.....	10
Figure I.13: Configuration d'une turbine à gaz avec refroidissement intermédiaire, réchauffage et récupération.....	11
Figure I.14: Cycle avec refroidissement, réchauffage et récupération	11
Figure I.15: Turbine à gaz avec injection de vapeur	12
Figure II.1: Turbine à gaz 9FA.....	14
Figure II.2: composants du compartiment filtres	15
Figure II.3: options de hottes anti intempérie.....	15
Figure II.4: Panneau de filtre coalesceur horizontal	15
Figure II.5: panneau coalesceur vertical	16
Figure II.6: cartouche de filtre conique.....	16
Figure II.7: système de filtre auto nettoyage.....	16
Figure II.8: groupe TG-Alternateur à arbres multiples.....	17
Figure II.9: rotor compresseur.....	18
Figure II.10: stator compresseur.....	18
Figure II.11: Disposition de l'injecteur de carburant.....	19
Figure II.12: Tube de flamme de combustion	20
Figure II.13: Bougies d'allumage (chambres 2 ; 3).....	20
Figure II.14: Détecteurs de flamme aux ultraviolets (chambres : 15 16 17 18).....	21
Figure II.15: Rotor de la turbine.....	22
Figure II.16: échappement.....	23
Figure II.17: Disposition des injecteurs de combustible DLN 2.6+.....	26

Figure II.18: Séquence de démarrage et d'arrêt.....	27
Figure II.19: Vue en élévation du compartiment du filtre d'admission.....	30
Figure II.20: Disposition typique du système d'aspiration par conduit vue de côté.....	31
Figure II.21: Diffuseur d'échappement.....	33
Figure III.1: Cycle thermodynamique effectué par une TG simple (cycle de Brayton).....	38

Résumé

ملخص :

تسمح لنا هذه الذاكرة بالتنسيق بين برنامجنا المدروس عمى مسنوى جامعة النعامة وللممارسة التي تم الحصول عميها من مرلفز النعامة المرلفزي CC في جميع المجالات عمى سبيل المثال النورينيات (التغير الح اري الدوات المرلفزة لغرفة الاحت اق ومحرقات التبريد وتكييف الهواء)
- بشكل أدق في أطروحننا درسنا التغير المناخي (الشناء وتأثيره عمى كفاءة النورينيات)

Résumé :

Cette mémoire nous à permet de coordonné entre notre programme étudié au niveau de université naama et la pratique obtenue de la central naama CC dans tous les domaines par exemple les turbine (changement thermique

Les diffèrent cycle des moteurs chambre à combustion, froid et climatisation)

- Plus précisément dans notre mémoire on a Etudie les changements climatique (l'hiver et son influence sur les rendement des turbines)

Summary :

This memory allows us to coordinate between our program studied at the naama university level and the practice obtained from the central naama CC in all areas for example the turbines (thermal change the different cycles of combustion chamber, cooling and air conditioning engines)

- More precisely in our thesis we studied climate change (winter and its influence on the efficiency of turbines)

INTRODUCTION

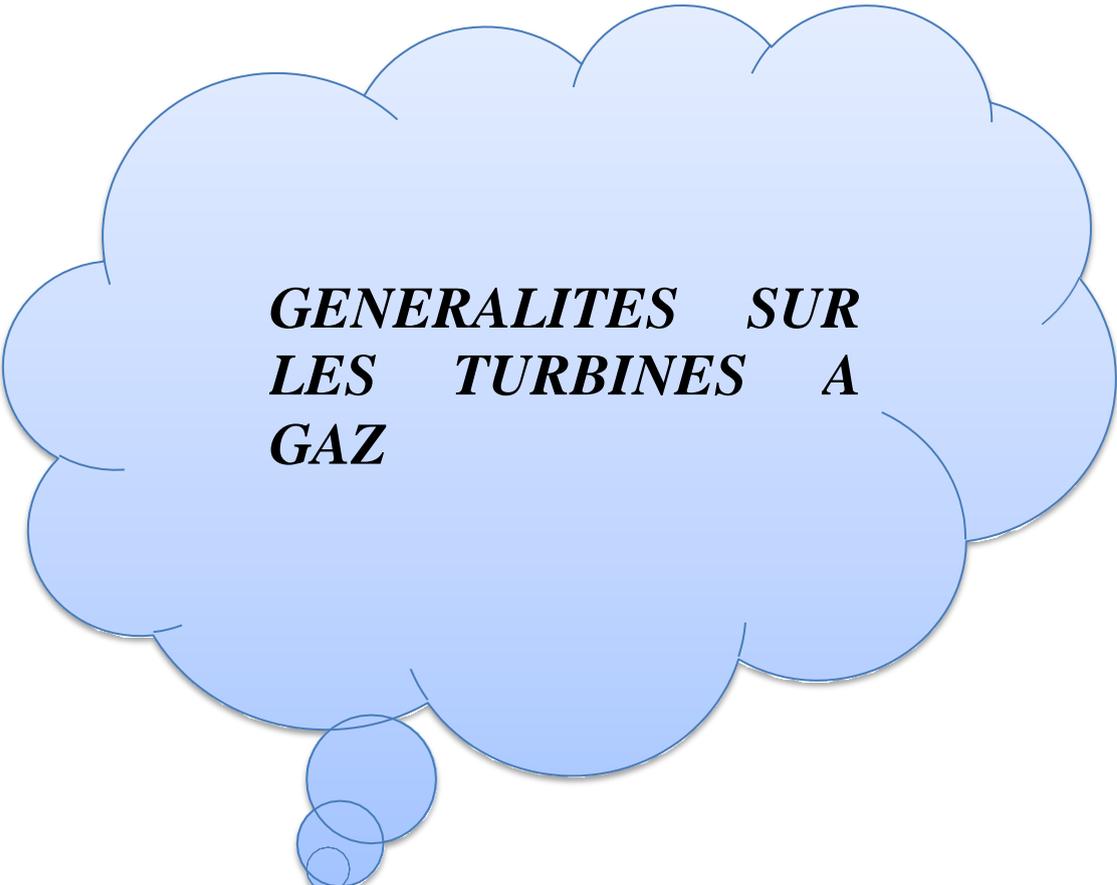
La turbine à gaz est une machine à combustion interne productrice de puissance mécanique. Malheureusement, ses performances sont considérablement dépendantes des conditions ambiantes de l'air (température, pression, humidité et poussière). Sa puissance est directement liée à la densité de l'air, qui diminue avec l'augmentation de la température ambiante. Cette machine perd une partie significative de sa puissance pendant les mois chauds de l'année. Une température d'air élevée à l'admission fait augmenter le travail du compresseur et donc produit moins de puissance (diminution de 25 à 35 % en été) et consomme plus de carburant.

Beaucoup de méthodes sont utilisées pour l'augmentation de la puissance. Afin de compenser les effets des conditions ambiantes sur le rendement de la turbine à gaz, nous avons utilisé deux méthodes d'amélioration qui sont celles du refroidissement d'air à l'admission et l'injection de l'eau ou de la vapeur dans la chambre de combustion [4, 5]. Les méthodes d'injection de l'eau ou vapeur ont l'avantage de réduire les émissions de NOX tout en augmentant sa capacité générée. Cependant, la quantité d'eau ou de vapeur qui peut être injectée est limitée par des facteurs de stabilité de la flamme dans la chambre de combustion et la restriction de l'écoulement secondaire de l'eau ou de vapeur qui ne devrait pas obstruer l'air principal traversant la turbine. Bien que l'eau soit plus efficace que la vapeur en augmentant le rendement de la turbine et en réduisant les émissions de NOX, il a l'inconvénient d'augmenter le taux de pertes de chaleur.

Le refroidissement de l'air à l'admission augmente typiquement le rendement de la turbine à gaz ; une augmentation de 10 à 18 % pour chaque 10°C de diminution de la température de l'air ambiant.



Chapitre I



**GENERALITES SUR
LES TURBINES A
GAZ**

I.1 Introduction

Durant ces dernières années, les turbines à gaz industrielles ont joué un rôle important dans les systèmes de production de puissance, tels que les centrales nucléaires de puissance (NPP), les centrales de production d'électricité et les unités des hydrocarbures. Bien que ces équipements possèdent de nombreux avantages, leur haute sensibilité à l'influence de variation de la température de l'air ambiant, qui change considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté, ainsi l'amélioration du cycle de ces machines s'avère nécessaire. A cet effet différentes techniques (régénération, refroidissement intermédiaire, préchauffage et injection de vapeur d'eau) ont été employées afin d'améliorer les performances des turbines à gaz. Nous allons dans ce chapitre présenter le cycle de base d'une turbine à gaz et les améliorations qui peuvent être appliquées pour améliorer ses performances.

I.2 Principe de fonctionnement

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

La turbine à gaz est essentiellement formée de trois parties principales (figure I.1) :

- Un Compresseur.
- Chambres de combustion.
- Une turbine de détente.

L'air froid aspiré de l'environnement extérieur, est comprimé dans le compresseur avant de pénétrer dans la chambre de combustion. Cette opération est réalisée en consommant une quantité d'énergie mécanique soustraite à l'énergie fournie par la turbine.

A l'intérieur de la chambre de combustion, la réaction chimique entre l'air et le carburant produit une augmentation de la température à une pression relativement constante.

En effet, la chute de pression entre l'évacuation du compresseur et l'admission à la turbine se trouve généralement comprise entre 2% et 4% de la pression initiale ; dans cette réaction la chaleur calorifique du carburant est transformée en énergie thermique pour les gaz.

Enfin, dans la turbine de détente les gaz chauds se détendent jusqu'à la pression ambiante et leur température diminue en conséquence. Cette phase produit une grande quantité d'énergie mécanique en partie requise par le compresseur, mais surtout dirigée au réseau à travers le générateur de puissance.

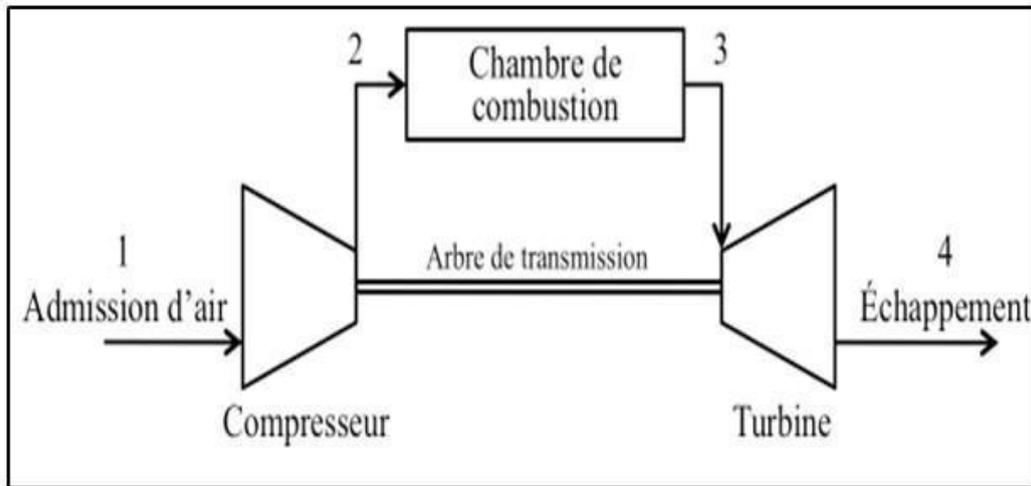


Figure I.1: Schéma descriptif d'une turbine à gaz

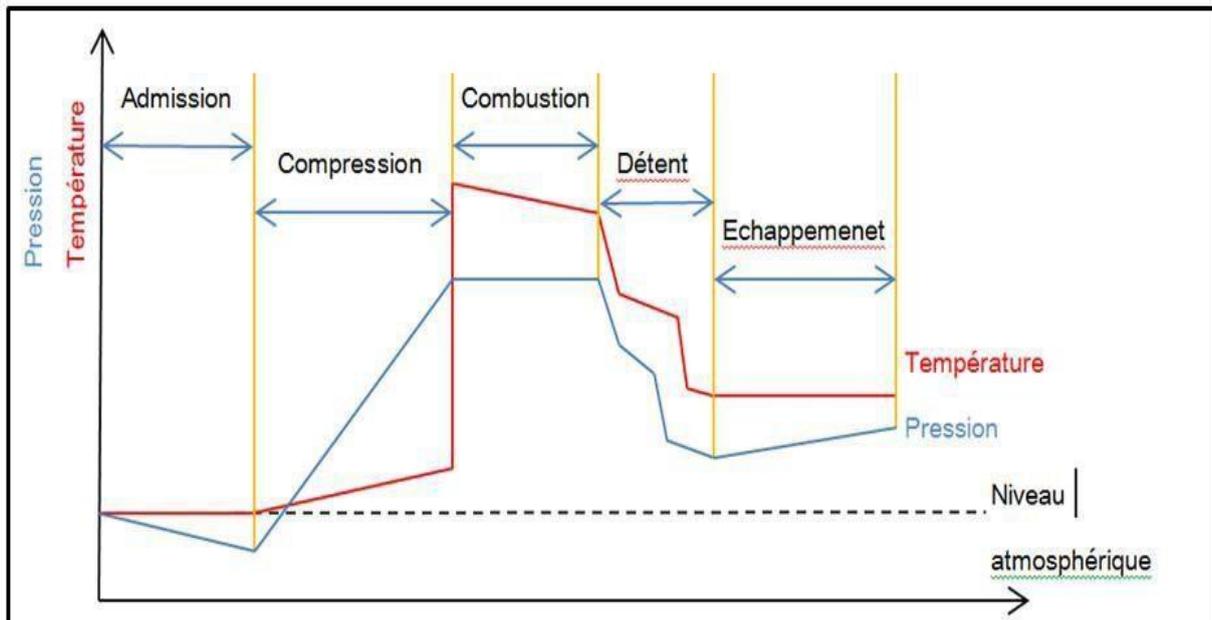


Figure I.2: La variation de la pression et de la température dans les différentes sections de la turbine à gaz

I.3 Les principaux cycles de la turbine à gaz

3.1- Cycle de base (Cycle de Joule ou de Brayton)

Dans sa forme la plus simple, la turbine à gaz fonctionne selon le cycle dit de Joule (ou de Brayton) comprenant :

- une compression adiabatique qui consomme de l'énergie mécanique ;
- une combustion isobare ;
- une détente adiabatique jusqu'à la pression ambiante qui produit de l'énergie mécanique.

Le cycle de Joule, comme il est représenté dans la figure 1-3, comporte deux processus isentropiques (adiabatiques et réversibles) et un processus isobare.

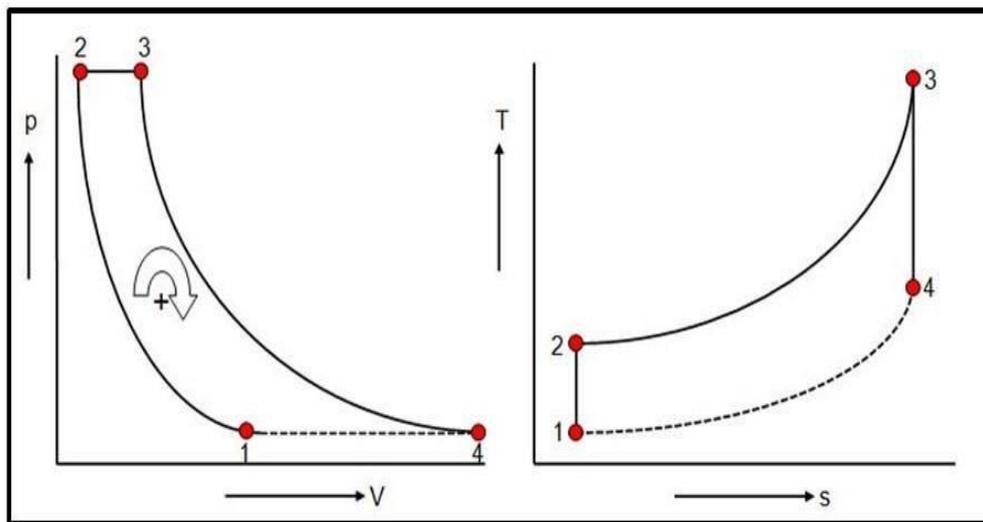


Figure I.3: Cycle de Joule (Brayton)

Le gaz est comprimé d'une manière adiabatique jusqu'au point (2), puis il reçoit de la chaleur (généralement par combustion interne) pour atteindre la température maximale du cycle à l'entrée de la turbine point (3). L'expansion dans la turbine se produit d'une manière adiabatique jusqu'à la pression d'aspiration du compresseur (généralement c'est la pression atmosphérique).

3.2- Le cycle réel

L'étude de ce cycle devrait, en toute rigueur, tenir compte de toutes les imperfections des différentes parties de cette machine, en fait, nous ferons intervenir les rendements du compresseur et de la turbine, nous adapterons pour les fluides traversant la turbine et le compresseur les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Le fluide est un gaz parfait
- $\gamma = \text{cte}$

Le cycle réel d'une turbine à gaz est représenté dans la figure suivante :

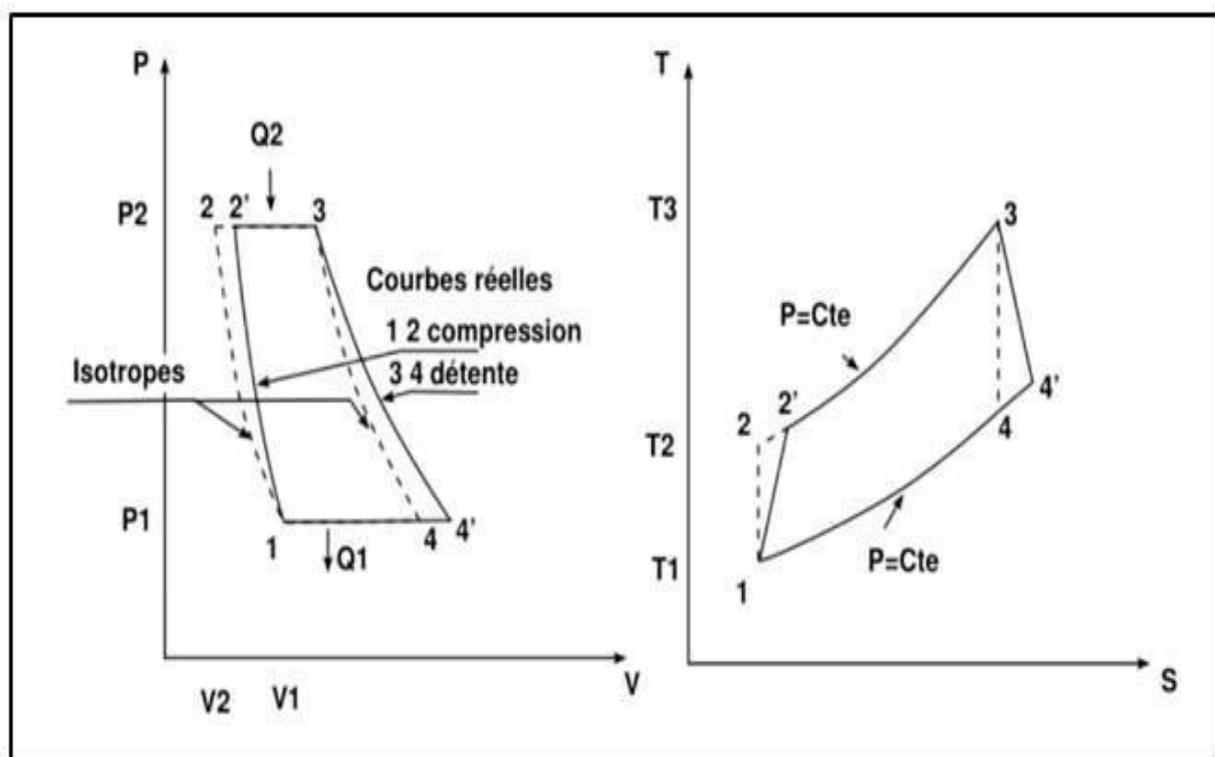


Figure I.4: Cycle simple réel

Ce cycle comporte :

- Une compression adiabatique avec augmentation d'entropie de (1) à (2) ;
- Une combustion avec une chute de pression due aux pertes de charge de (2) à (3) ;
- Une détente adiabatique jusque à la pression atmosphérique avec augmentation d'entropie de (3) à (4).

3.3- Améliorations du cycle de base

Les performances d'un cycle d'une turbine à gaz sont principalement le rendement thermique et le travail net.

L'amélioration du rendement passe par l'augmentation du travail net et la diminution de la chaleur de combustion (diminution de quantité de carburant utilisée). L'objectif est donc d'augmenter l'air du cycle tout en réduisant la chaleur de combustion (segment 2-3).

3.3.1- Cycle de récupération

Lorsque la température de sortie turbine est supérieure à celle de sortie du compresseur, il devrait être possible d'augmenter le rendement du cycle en se servant des gaz d'échappement dans un échangeur de chaleur pour réchauffer les gaz sortant du compresseur comme le motionne la figure suivante :

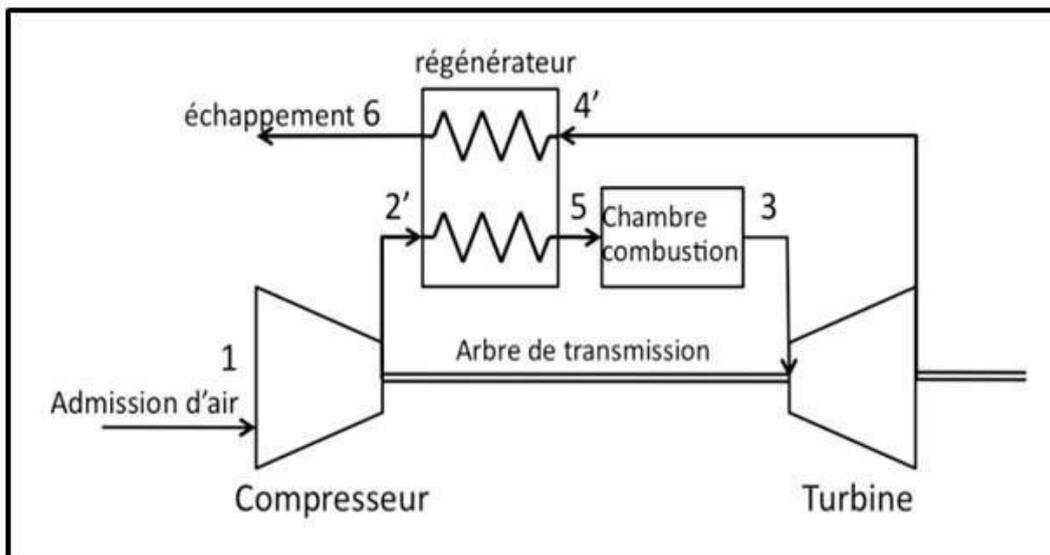


Figure I.5: Configuration d'une turbine à gaz avec récupération

En principe, l'air qui entre dans l'échangeur thermique au point (2) devrait se réchauffer jusqu'à la température des gaz qui entrent dans l'échangeur au point (4), mais en réalité, entre les gaz chauffant et l'air chauffé il existe toujours une certaine différence de température de sorte que l'air qui provient du compresseur sera chauffé seulement jusqu'au point (2'), de même pour les gaz qui proviennent de la turbine au lieu de se refroidir jusqu'à la température de l'air qui provient du compresseur au point (2), ils se refroidissent seulement jusqu'au point (5) (Figure I.6).

Évidemment, l'utilisation d'un échangeur thermique est valable seulement lorsque la différence entre la température des gaz de refoulement du compresseur et celle des gaz d'échappement est suffisamment élevée.

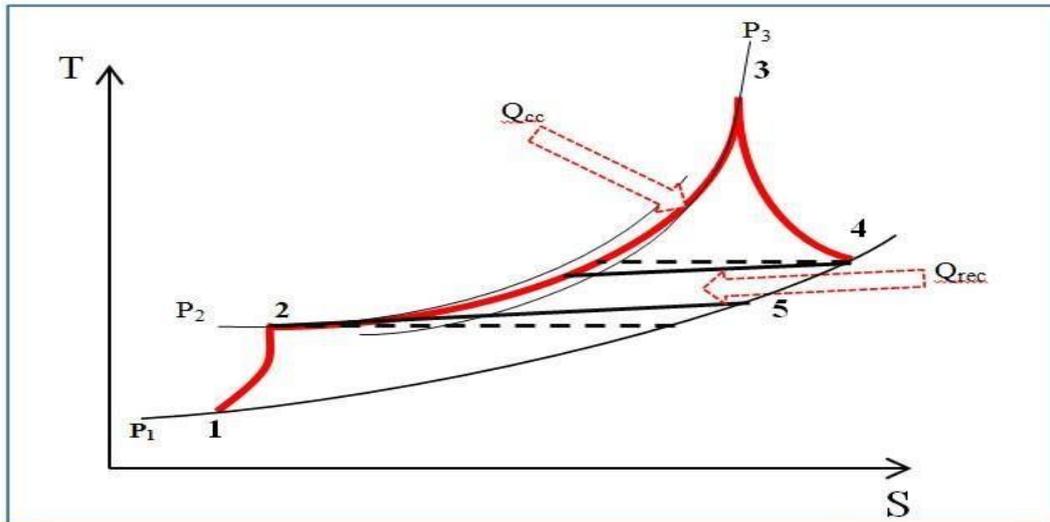


Figure I.6: Cycle a récupération

3.3.2- Cycle à refroidissement intermédiaire de la compression

La figure I.7 montre un schéma descriptif d'une turbine à gaz à refroidissement intermédiaire. L'air sortant du compresseur basse pression se refroidit par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur avant d'être comprimé à nouveau dans un compresseur haute pression. En effectuant la compression en deux étapes, et en refroidissant le gaz entre les deux corps de compresseur, haute et basse pression, permet l'augmentation du rendement du cycle.

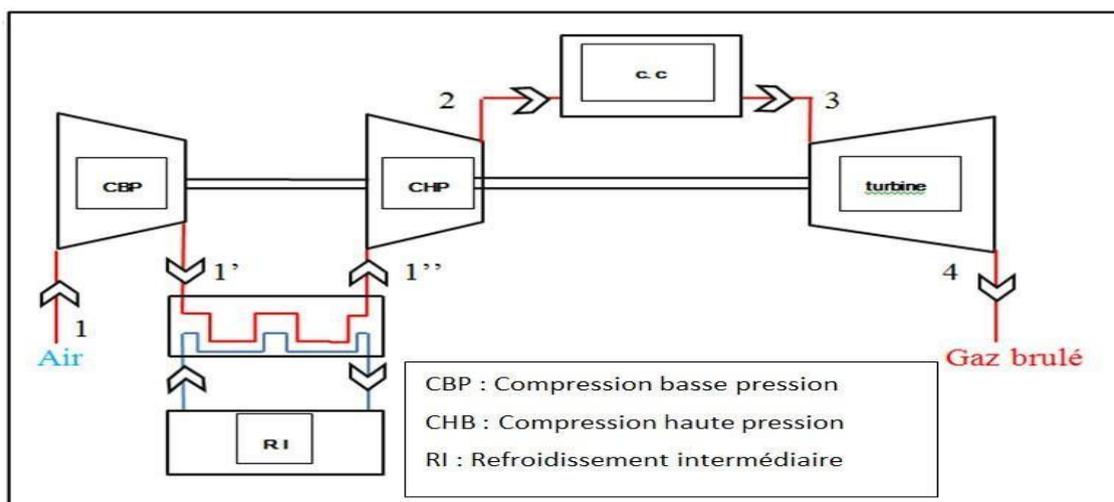


Figure I.7: Configuration d'une turbine à gaz avec refroidissement intermédiaire

Pour pouvoir comparer le travail du compresseur de ce cycle avec celui du cycle de base, on illustre ce dernier sur le même diagramme (T-S) représenté sur la figure

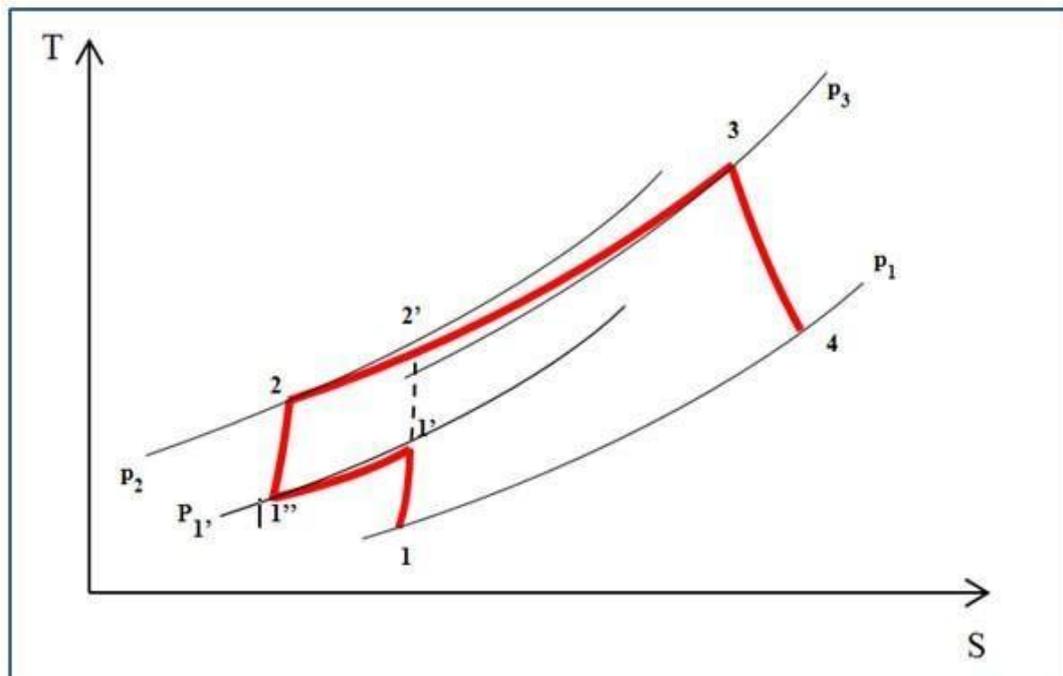


Figure I.8: Cycle avec refroidissement intermédiaire

Dans une compression refroidie le travail requis pour la compression d'une unité de masse d'air s'écrit :

$$W_C = W_{1-1''} + W_{1'-2}$$

$$= (h_{1'} - h_1) + (h_2 - h_{1''})$$

Si on considère que C_p constante, on aura :

$$W_{Cref} = C_p [(T_{1'} - T_1) + (T_2 - T_{1''})]$$

En admettant que le rendement du compresseur est égal à celui de chaque compresseur utilisé dans le cas précédent, et la chaleur massique C_p constante. Le travail de compression simple est donné par :

$$W_{Csimple} = h_2 - h_1 = (h_{2'} - h_{1'}) + (h_{1'} - h_1)$$

$$= C_p [(T_{2'} - T_{1'}) + (T_{1'} - T_1)]$$

Comparant les deux travaux, il est facile de déduire que le travail consommé par les deux compresseurs, haute et basse pression, est moins important comparant à celui du cycle de base.

3.3.3- Cycle à réchauffage lors de la détente

Une autre façon d'améliorer les performances du cycle consiste à augmenter le travail de la détente, en utilisant deux turbines en série, entre lesquelles une deuxième chambre de combustion est introduite. Son schéma de fonctionnement est représenté dans la figure suivante:

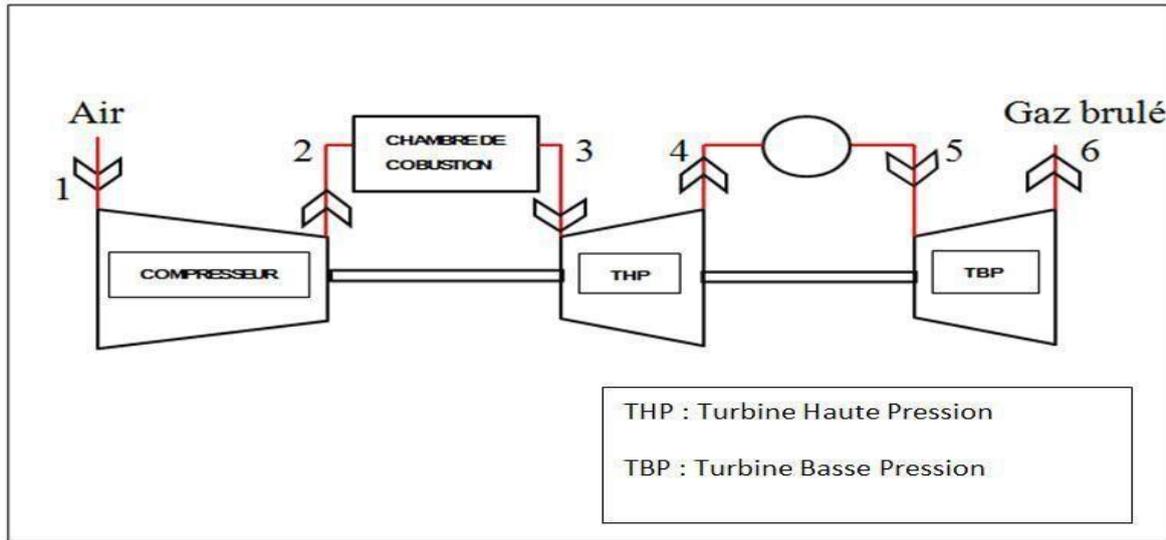


Figure I.9: Configuration d'une turbine avec réchauffe

Le cycle thermodynamique de cette installation, et celui du cycle de base sont illustrés dans la figure suivante :

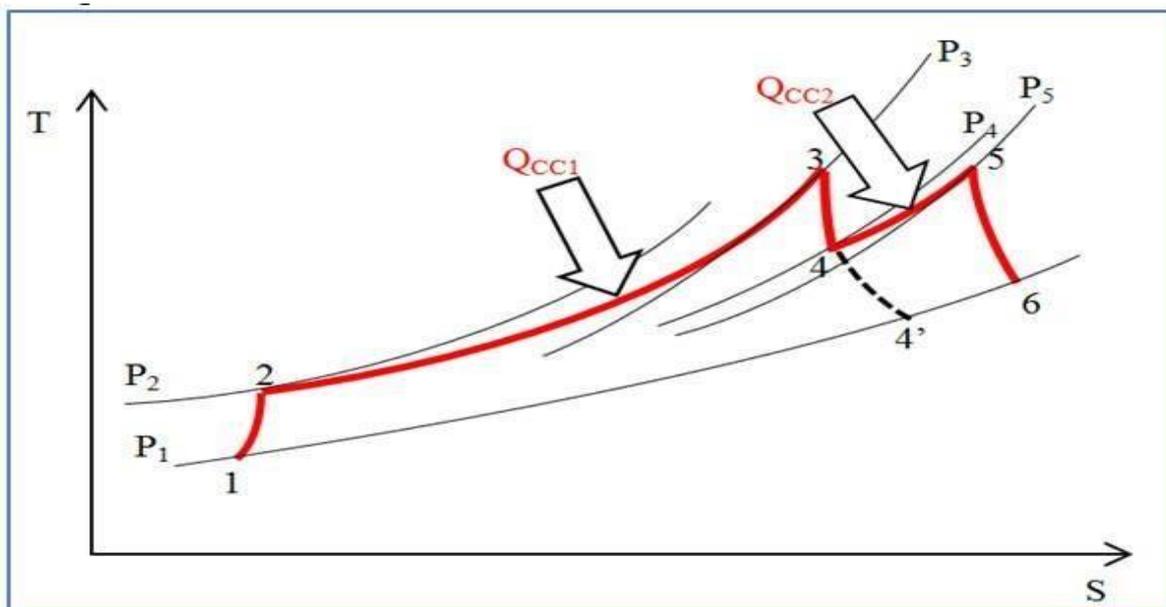


Figure I.10: cycle avec réchauffe

Le travail supplémentaire gagné lors de la réchauffe est représenté par l'air du cycle 44'65 améliore le travail utile du cycle avec réchauffe. Par contre, le rendement n'est pas amélioré en raison de l'addition de chaleur (Carburant) supplémentaire $Q_{4.5}$

Donc le cycle avec réchauffe est destiné pour augmenter la puissance de la turbine en diminuant le rendement. Cette configuration n'est pas favorable dans les turbines à gaz industrielles, elle est utilisée dans les turbines à gaz aéronautiques où la puissance est très importante surtout au décollage des avions.

3.3.4- Cycle à réchauffe et récupération :

A partir de la figure I.10 on remarque que T_6 du gaz qui sort de la turbine BP est élevée, ainsi l'énergie thermique de ces gaz peut être récupérée par un échangeur thermique (régénérateur) pour avoir un cycle à réchauffe et à récupération (Figure I.11).

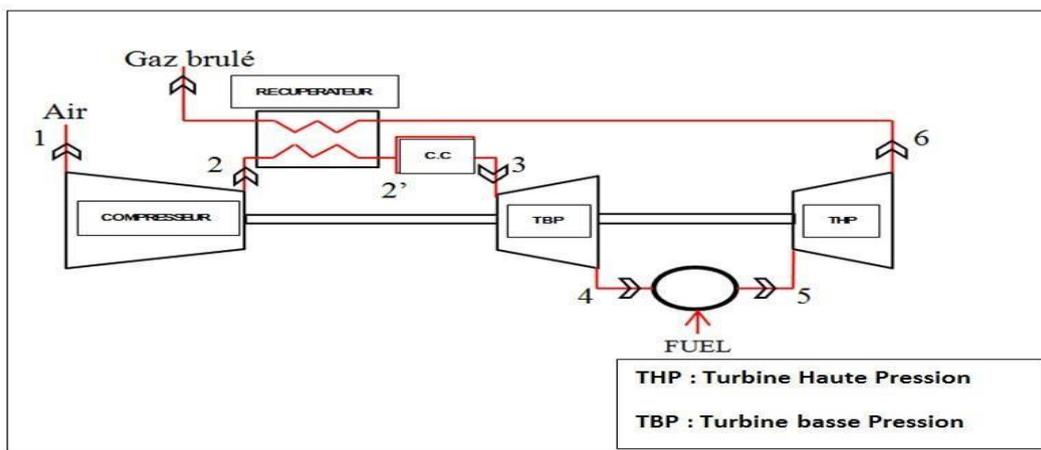


Figure I.11: Turbine à Gaz avec réchauffe et récupération

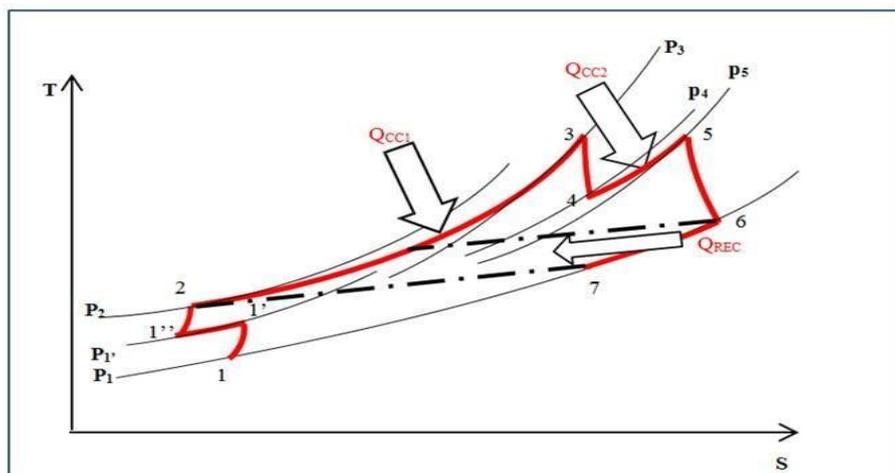


Figure I.12: Cycle avec réchauffe et récupération

Le cycle avec réchauffe et récupération est plus approprié pour améliorer le rendement, contrairement au cycle avec réchauffe, le gain d'énergie se répercute plus sur la puissance.

3.3.5- Cycle à refroidissement, réchauffage et récupération

Ce cycle englobe les avantages des trois cycles, augmentation du travail et amélioration du rendement.

La figure suivante montre la configuration pour ce cycle :

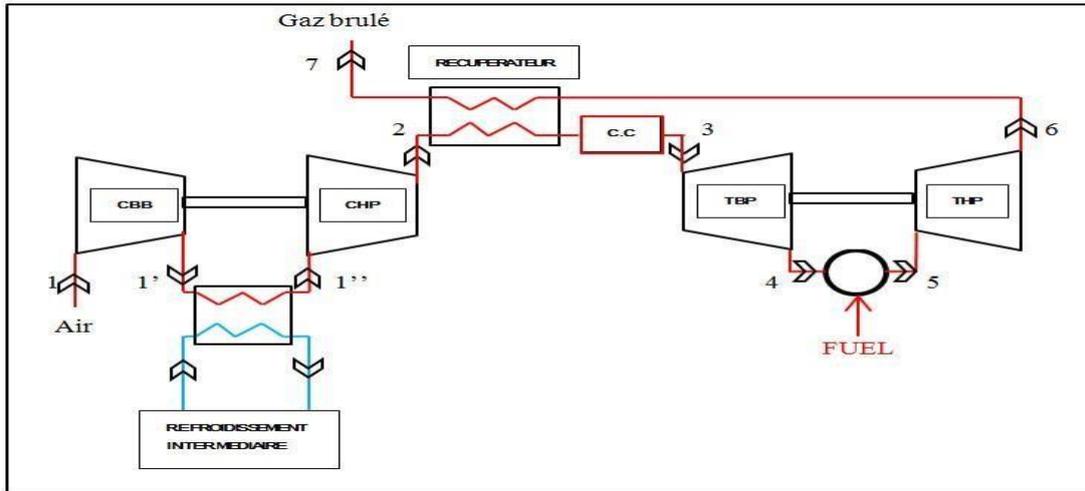


Figure I.13: Configuration d'une turbine à gaz avec refroidissement intermédiaire, réchauffage et récupération.

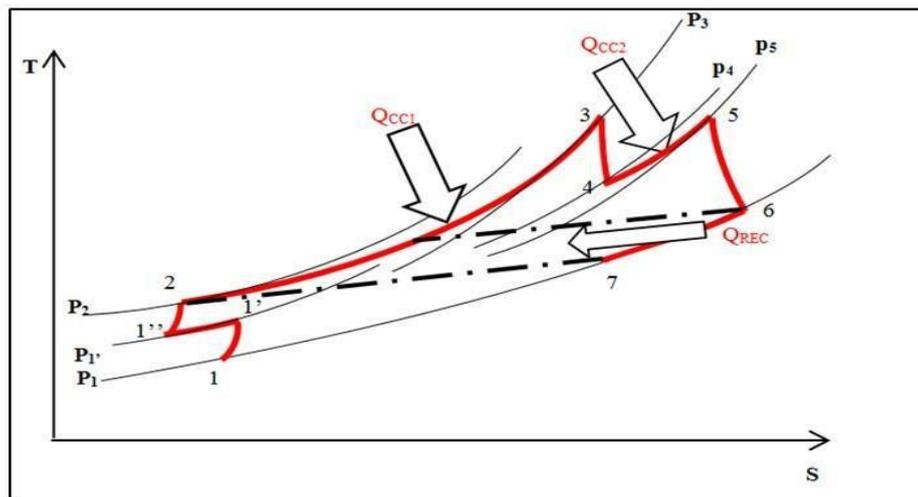


Figure I.14: Cycle avec refroidissement, réchauffage et récupération

3.3.6- Cycle à injection de vapeur :

La récupération d'énergie des gaz d'échappement est essentielle pour obtenir des hautes efficacités, cependant la grande quantité de chaleur des gaz d'échappement (températures au-dessus de 500 °C) peut être récupérée facilement dans un générateur de vapeur (Figure I.15).

L'injection de la vapeur à l'air comprimé est avantageuse, car l'augmentation du débit massique traversant la turbine détente sans l'augmenter dans le compresseur augmente la puissance utile et le rendement du cycle.

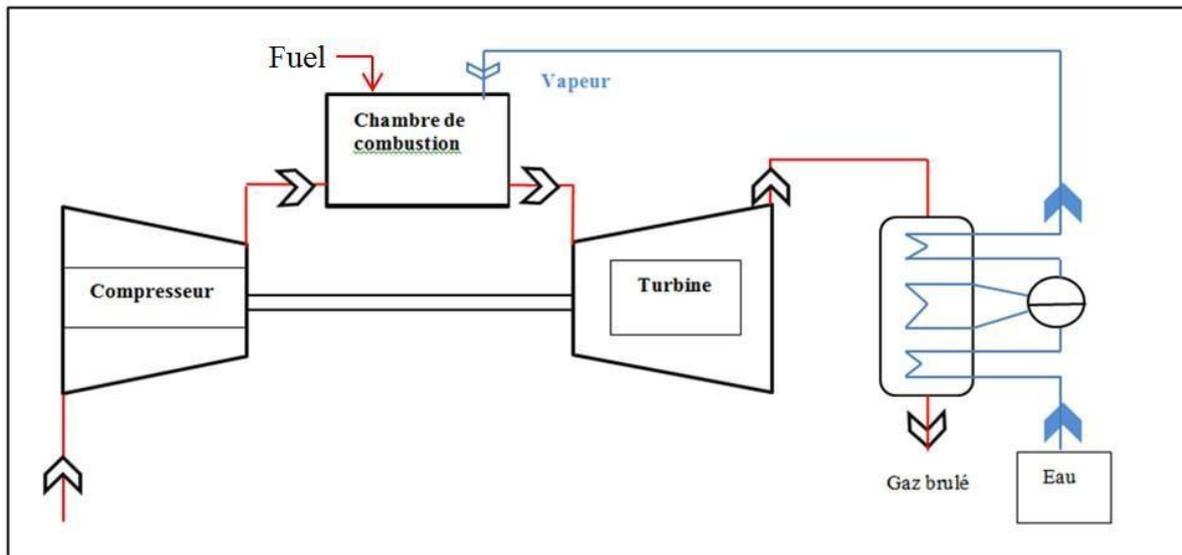


Figure I.15: Turbine à gaz avec injection de vapeur

I.4 Technologie des turbines à gaz

Les particularités technologiques de la turbine à gaz sont essentiellement liées aux très hautes températures atteintes au niveau des turbines de détente (de 800 à plus de 1300°C selon les types). Cela pose des problèmes de tenue au fluage, à la fatigue, à la corrosion des aubages en particulier. Un éventuel filtrage insuffisant de l'air aspiré par le compresseur ajouterait de l'érosion comme contrainte supplémentaire.

Les turbines à gaz sont caractérisées par la haute qualité des matériaux utilisés, ils présentent l'avantage d'être des matériaux réfractaires à base de nickel ou cobalt additionné de chrome. Les ailettes obtenues par coulage à solidification orientée ou à coulage monocristal. Cela constitue une partie des solutions apportées pour y remédier

aux éventuelles anomalies qui peuvent être générées par la contrainte thermique due à la température élevée des gaz à l'entrée turbine. Une autre solution consiste à faire dévier une partie du débit d'air (10 à 15%) sortant du compresseur (qui est à température largement inférieure à celle entrée turbine) pour refroidir les ailettes par l'intérieur et pour obtenir un mince film d'air « frais » entre l'ailettes et les gaz chauds de façon à limiter autour de 800°C la température des gaz atteignant la turbine haute pression.

I.5 Avantages et inconvénients des turbines à gaz

Les turbines à gaz comme toute autre machine ou installation industrielles présente des avantages et des inconvénients, on peut citer à cet effet :

- **Avantages :**

- Une puissance élevée dans un espace restreint dans lequel un groupe diesel de même puissance ne pourrait être logé
- A l'exception du 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 3000 KW, le 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.



Chapitre II



***DESCRIPTION
TECHNOLOGIQUE DE
LA TURBINE A GAZ
MS-9001FA***

II.1 Turbine à gaz :

La turbine à gaz à arbre unique MS-9001FA est conçue pour fonctionner dans une installation configurée en unité à cycle simple ou cycle combiné à la vapeur et au gaz (STAG).



Figure II.1: Turbine à gaz 9FA

La turbine à gaz comporte six principales sections ou groupes :

1. Admission d'air
2. Systèmes de support
3. Compresseur
4. Système de combustion
5. Turbine
6. Échappement

II.1.1 Admission d'air :

- Le système d'admission d'air se compose de :
- Logement du filtre par impulsions.
- Gaine d'admission.
- Caisson d'admission.

Toute turbine à gaz, en raison de la conception inhérente et de l'énorme quantité d'air consommé (par ex, 1375 livres/s ou 624 kg/s pour la MS9001FA° est sensible à la qualité de l'air. La filtration est appliquée pour assurer une protection contre les effets de l'air contaminé qui peut dégrader les performances de la turbine à gaz et sa durée de vie: **EROSION**, **ENCRASSEMENT**, **CORROSION** et **ENGORGEMENT** du passage de refroidissement

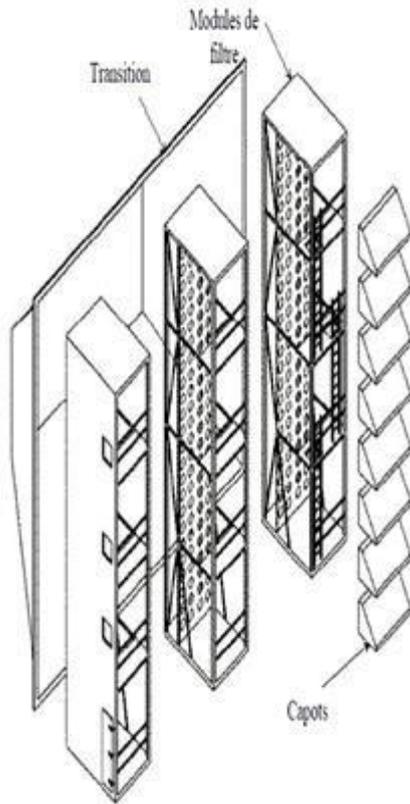


Figure II.2: composants du compartiment filtres

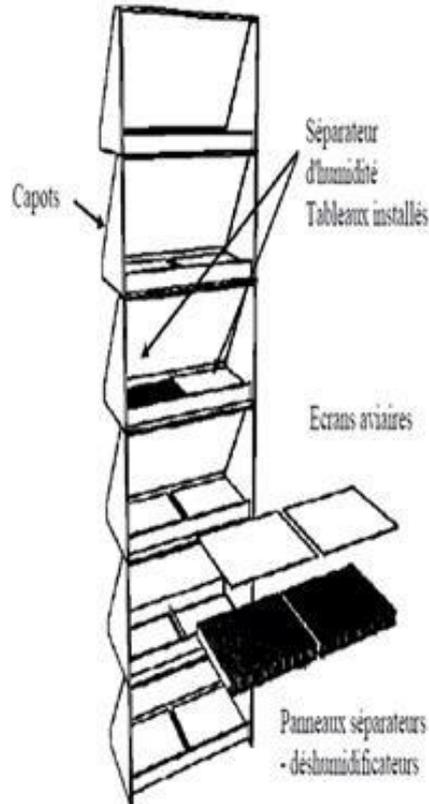


Figure II.3: options de hottes anti intempérie

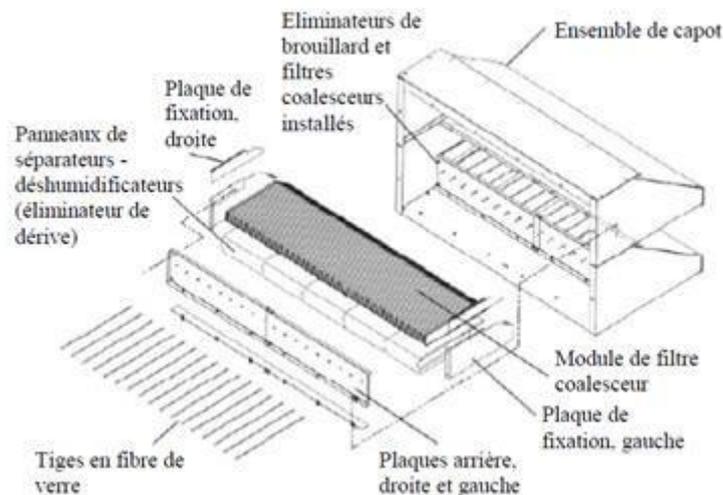


Figure II.4: Panneau de filtre coalesceur horizontal

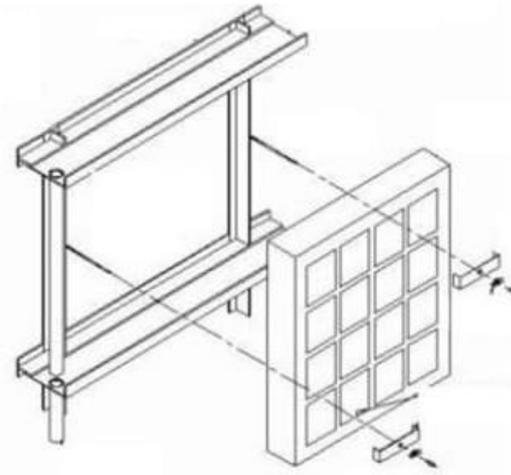


Figure II.5: panneau coalesceur vertical

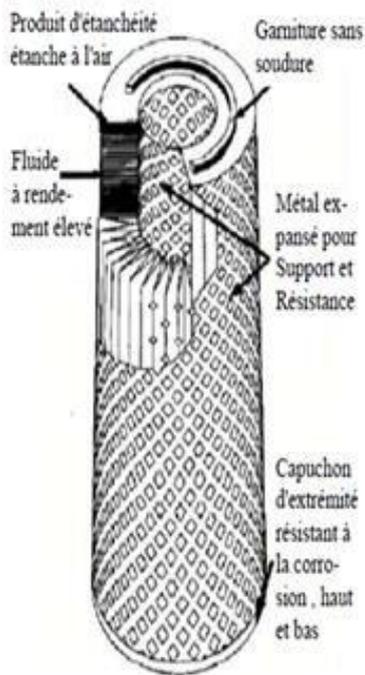


Figure II.6: cartouche de filtre conique

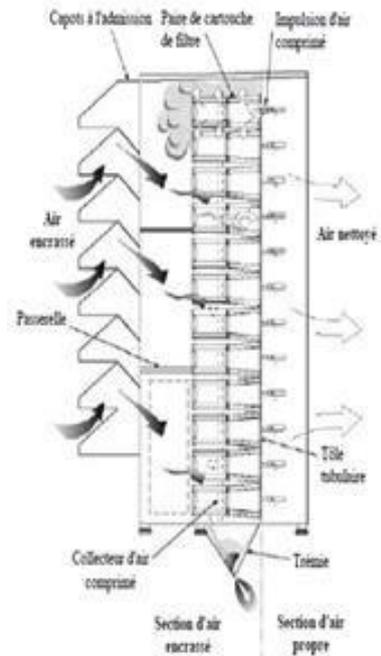


Figure II.7: système de filtre auto nettoyage

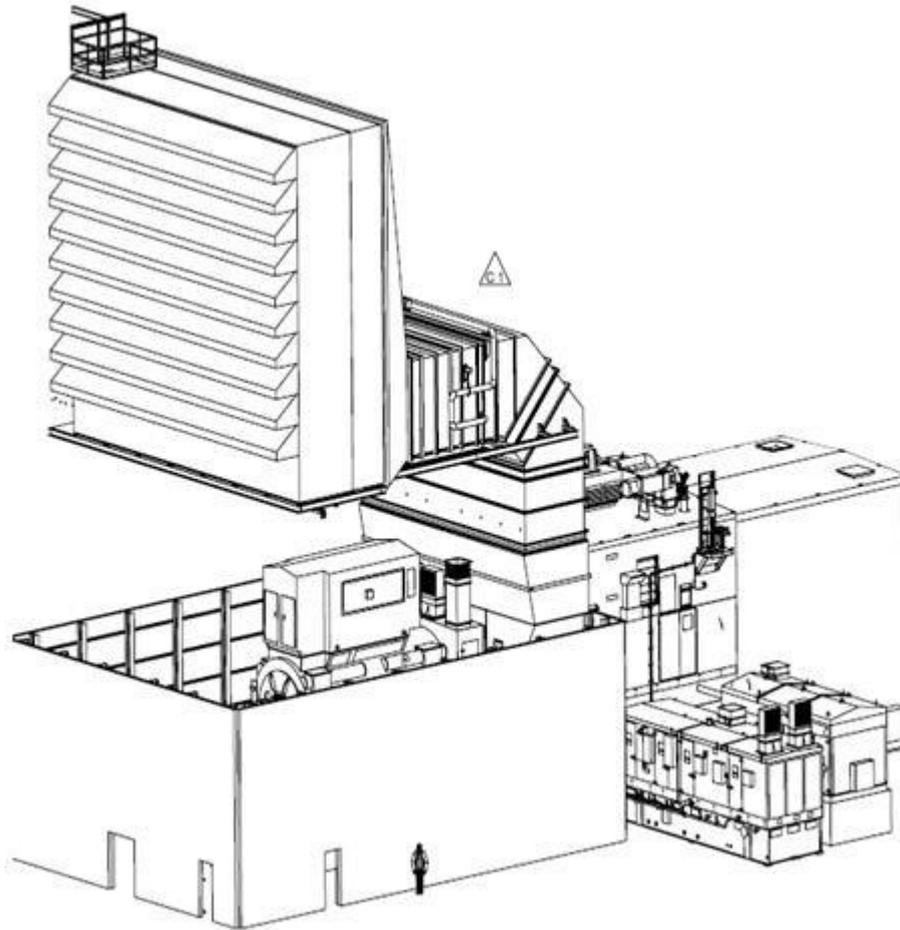


Figure II.8: groupe TG-Alternateur à arbres multiples

II.1.2 Systèmes de support :

a- Socle turbine :

Le socle sur lequel repose la turbine à gaz est une structure en acier de construction avec poutres et plaque de fondation en acier soudé.

b- Supports turbine :

Le MS9001FA possède des supports aux pieds rigides au niveau de l'extrémité du compresseur et des supports avec pivots au-dessus et en dessous au niveau de l'extrémité de la turbine.

II.1.3 Compresseur :

La section du compresseur à débit axial se compose du rotor de compresseur et du corps du compresseur, A l'intérieur du corps du compresseur se trouvent les aubes directrices à ouvertures variables

a- Rotor:

La partie compresseur est un assemblage de roues d'ailette

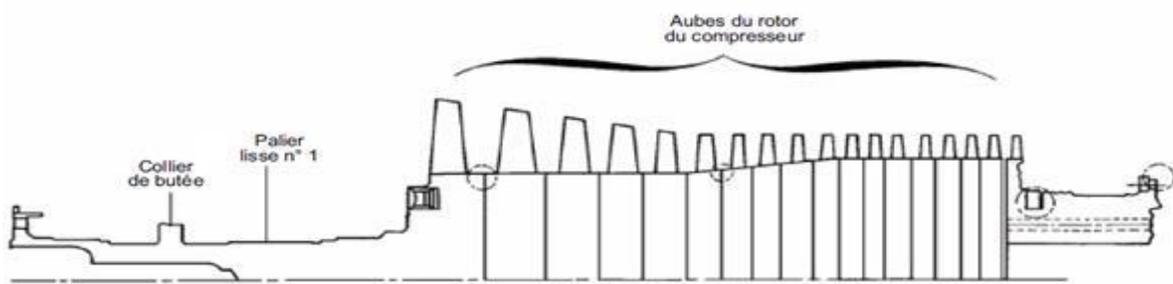
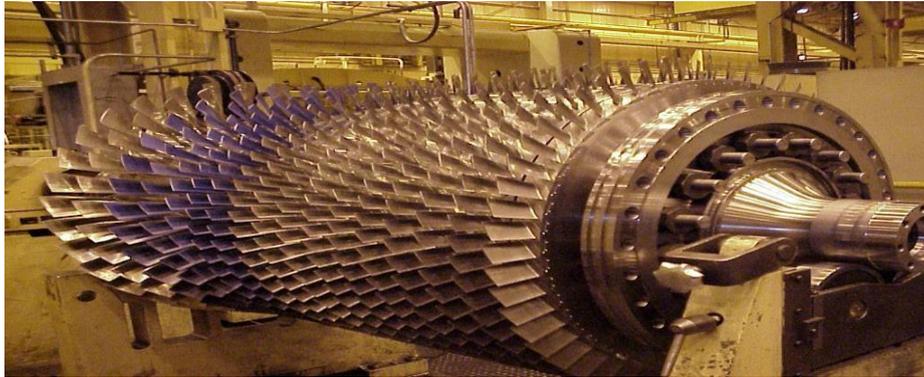


Figure II.9: rotor compresseur

b- Stator:

Le secteur du corps de la section compresseur se compose de trois sections principales à savoir:

- a. Corps d'entrée
- b. Corps du compresseur
- c. Corps d'échappement du compresseur



Figure II.10: stator compresseur

II.1.4 Système de combustion :

Le système de combustion est de type flux inversé avec 18 chambres de combustion installées autour de la périphérie du corps d'échappement compresseur. Les chambres de combustion sont numérotées dans le sens inverse des aiguilles d'une montre lorsqu'observées en aval et en partant de la partie supérieure gauche de la turbine. Ce système prévoit également des injecteurs de combustible, un système d'allumage par bougies, des détecteurs de flamme et des tubes d'interconnexion. Les gaz chauds, dégagés du combustible enflammé au sein des chambres de combustion, circulent en direction de la turbine à travers les pièces de transition refroidies par contact.

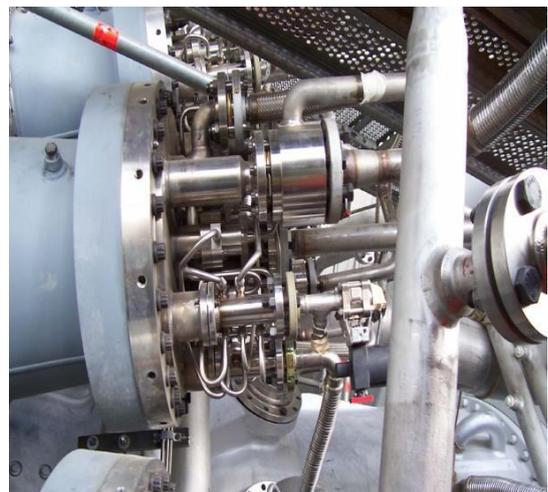
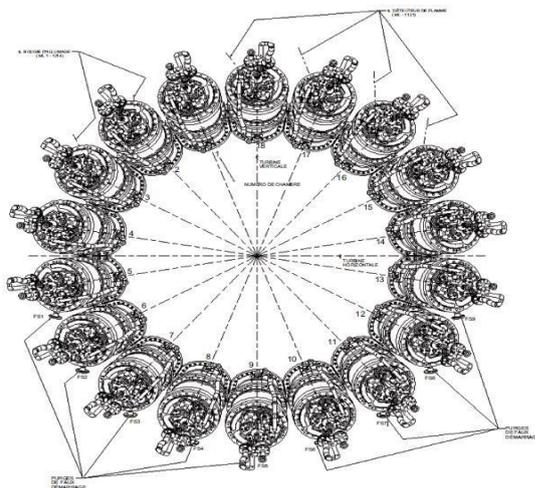


Figure II.11: Disposition de l'injecteur de carburant

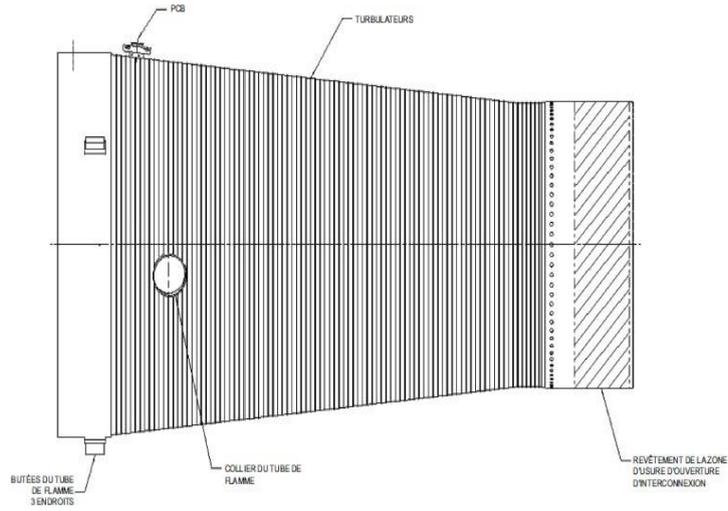


Figure II.12: Tube de flamme de combustion

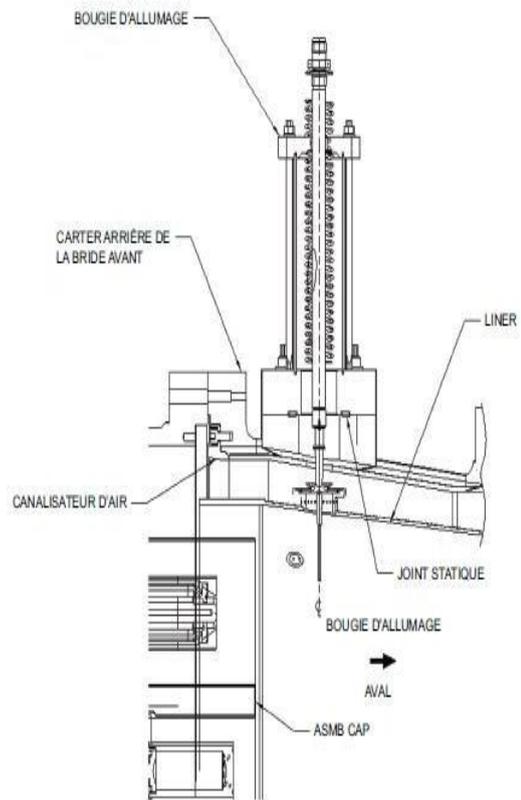
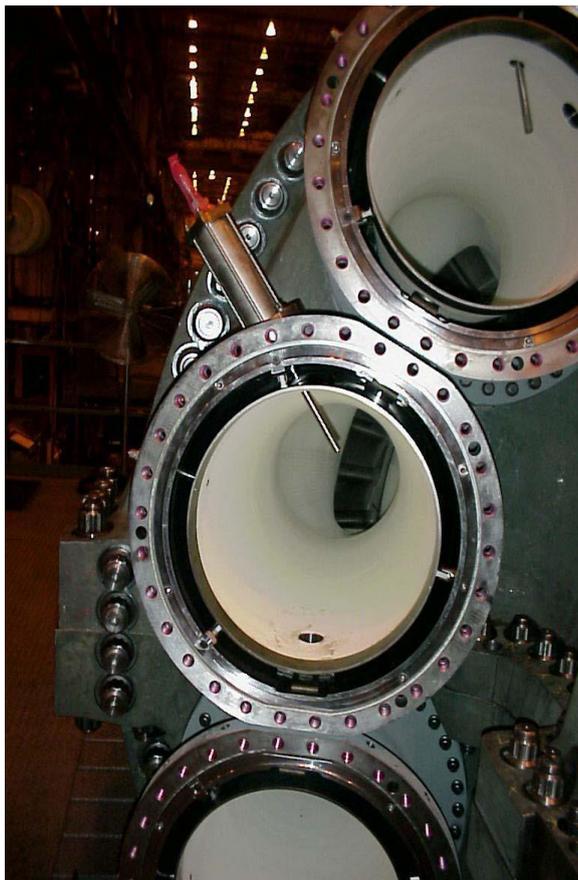


Figure II.13: Bougies d'allumage (chambres 2 ; 3)

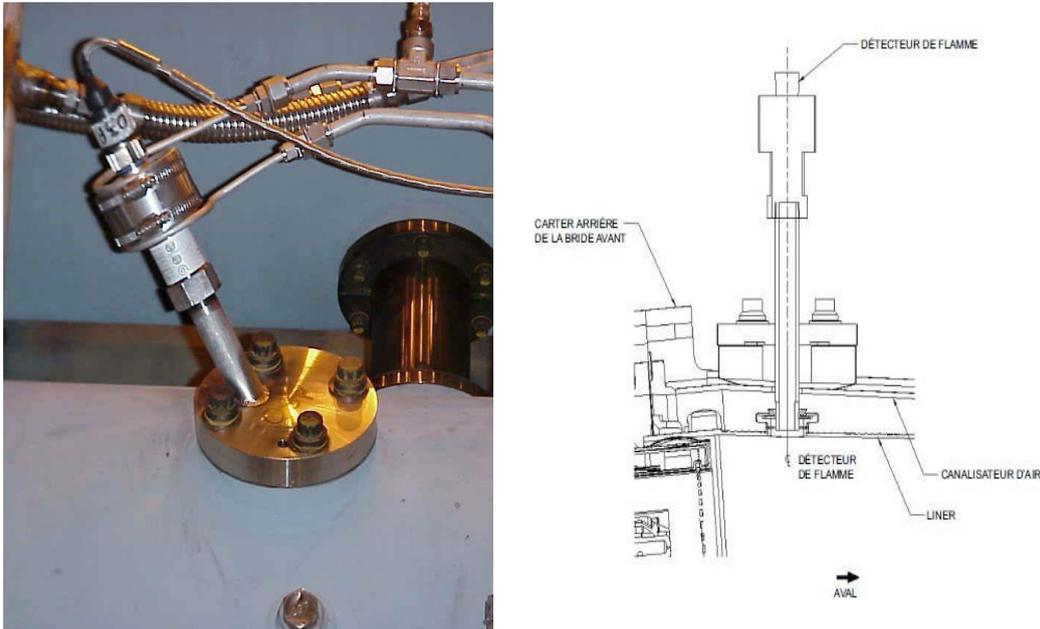


Figure II.14: Détecteurs de flamme aux ultraviolets (chambres : 15 16 17 18)

II.1.5 Turbine:

La section de turbine à trois étages est le secteur dans lequel l'énergie contenue dans le gaz pressurisé à haute température, produit par les sections compresseur et combustion est convertie en énergie mécanique.

La turbine à gaz MS9001FA comprend le rotor de turbine, le corps, le caisson d'échappement, le diffuseur d'échappement, les injecteurs et des bandages.

1- Rotor de turbine :

a- Structure :

L'ensemble de rotor de turbine, présenté en Figure n°I.7, comprend les arbres avant et arrière des roues de la turbine, les ensembles des trois premiers étages avec les entretoises et les aubes. Le contrôle de concentricité est obtenu avec des feuillures qui correspondent sur les pièces d'écartement, les roues de turbine, les arbres des roues et les entretoises. Les roues sont assemblées par des boulons vissés sur des brides boulonnables sur les arbres et les entretoises de roues. Un positionnement sélectif des éléments du rotor est réalisé pour réduire les corrections d'équilibrage.

b- Arbres de roues

La pièce d'écartement du rotor de turbine va de la roue de turbine du premier étage jusqu'à la bride arrière de l'ensemble rotor du compresseur.

L'arbre arrière du rotor de la turbine inclut le palier lisse No. 2.



Figure II.15: Rotor de la turbine

2- Stator de turbine :

a- Structure :

Le corps de turbine et le cadre d'échappement constituent la partie principale de la structure du stator de la turbine à gaz MS 9001FA. Les directrices de turbine, les bandages et le diffuseur d'échappement sont soutenus en interne à partir de ces composants.

b- Corps de turbine :

Le corps de turbine contrôle les positions axiale et radiale des bandages et des directrices. Il détermine les jeux de la turbine et les positions relatives des directrices et des aubes de turbine.

Ce positionnement est critique pour les performances de la turbine à gaz. Les gaz chauds contenus dans le corps sont une source de chaleur dans le corps. Pour contrôler le diamètre du corps, il est important de réduire le flux de chaleur dans le compartiment et de limiter sa température. Les limitations du flux de chaleur comprennent l'isolation, le refroidissement et des structures multicouches. L'air extrait au 13ème étage est conduit dans les espaces annulaires du corps de la turbine autour des

directrices des 2ème et 3ème étages. De là, l'air est injecté à travers les partitions des directrices dans les espaces inter-roues.

c- Directrices

La section turbine comprend trois étages de directrices fixes (Figure n° I.2) qui dirigent le flux à grande vitesse des gaz de combustion en expansion vers les aubes de la turbine et amènent la rotation du rotor. En raison de l'importante chute de pression survenant sur les directrices, les diamètres internes et externes utilisent des joints afin d'empêcher toute perte d'énergie du système en cas de fuite. Puisque ces directrices fonctionnent dans la veine des gaz de combustion chauds, elles sont soumises à des efforts thermiques en plus des charges de pression.

II.1.6 Échappement :

Le cadre d'échappement est boulonné sur la bride arrière du corps de turbine. Structurellement, le cadre se compose d'un cylindre extérieur et d'un cylindre intérieur interconnectés par des nervures radiales. Le palier No. 2 est soutenu à partir du cylindre interne.

Le diffuseur d'échappement situé à l'extrémité arrière de la turbine est boulonné au cadre. Les gaz qui sortent du troisième étage de la turbine pénètrent dans le diffuseur où la vitesse est réduite par diffusion et où la pression est récupérée. A la sortie du diffuseur, les gaz sont dirigés vers le caisson d'échappement.

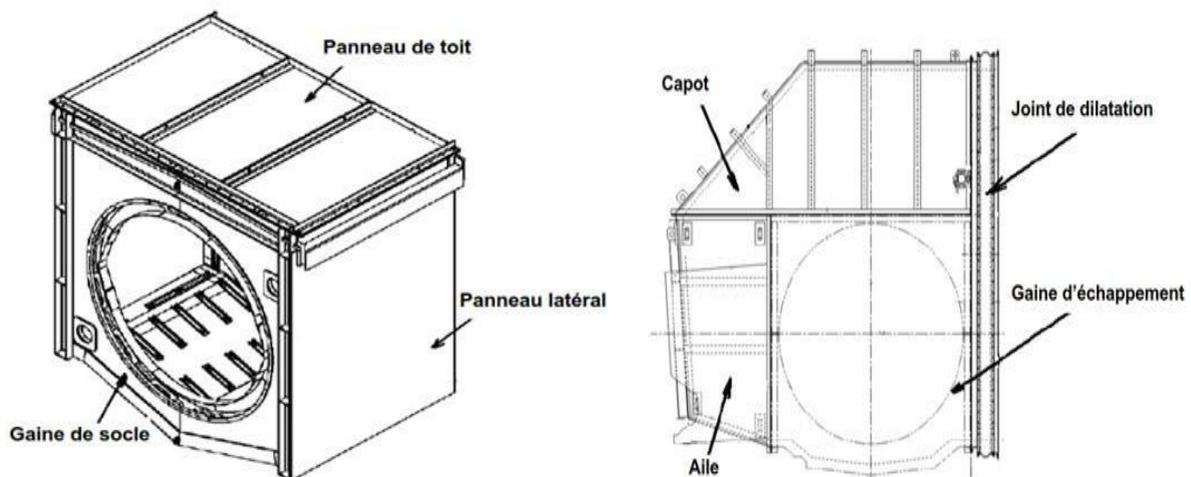


Figure II.16: échappement

II.2 Auxiliaires de la turbine :

La turbine à gaz comprend un certain nombre de système de commande, de protection et auxiliaires associés au fonctionnement correct de la turbine.

Ces systèmes comprennent :

- Système du gaz combustible.
- Système d'huile de lubrification.
- système d'admission et d'échappement
- Système d'huile hydraulique et de levage
- Système d'huile de commande.
- Système d'air d'étanchéité et de refroidissement.
- Système d'air d'atomisation
- Système de chauffage d'air d'admission
- Système d'injection d'eau
- Système du combustible liquide
- Système de détection des gaz dangereux
- Système d'eau de refroidissement
- Système de lavage à l'eau

Les principaux circuits :

- Système du gaz combustible.

Le circuit de combustible gazeux a pour fonction de fournir un débit de combustible gazeux précis fiable ainsi qu'une régulation de répartition de débit pour un système d'injection de combustible multi-flux DLN 2.6+. Il fournit également une isolation sûre et fiable de la source de combustible gazeux. Le matériel du contrôleur DLN 2.6+e et le système de contrôle sont également décrits dans ce document.

FONCTIONNEMENT :

Le débit de combustible gazeux est contrôlé par la vanne d'arrêt auxiliaire de combustible gazeux, la vanne d'arrêt et de détente/de régulation de vitesse, et les vannes de réglage du débit de gaz D5 (Diffusion), PM1, PM2 et PM3. La vanne d'arrêt et de détente/de régulation de vitesse (SRV) et les vannes de réglage du débit de gaz (GCV) fonctionnent ensemble pour réguler le débit de combustible total délivré à la turbine à gaz. Les vannes de réglage du débit de gaz (GCV) régulent le débit de combustible désiré en réponse à une commande de combustible du système de contrôle, à savoir la référence de débit de combustible (FSR). La

réponse du débit de combustible à la commande de position des GCV est rendue linéaire par maintien d'une pression prédéterminée en amont des GCV. La pression amont P2 des GCV est contrôlée par modulation de la SRV selon la vitesse de la turbine (TNH, en pourcentage) et du retour FPG2 des capteurs de pression P2 (96FG-2A, -2B, -2C).

Le système de combustion à faible production de NOx sec 2.6+ comporte quatre manifolds de passages de combustible (D5, PM1, PM2, & PM3). Ces quatre passages (D5, PM1, PM2 et PM3) sont des passages de combustible indépendants chacun ayant une vanne de contrôle du débit de gaz (GCV) pour contrôler la distribution du combustible gazeux. Chacune des chambres de combustion est équipée de six injecteurs de combustible DLN2.6+ disposés en cercle, l'un étant placé au centre. Le système de distribution de combustible gazeux D5 se compose de cinq injecteurs de combustible de type à diffusion pour chaque chambre de combustion. Les systèmes de distribution de combustible gazeux PM2 et PM3 se composent de cinq injecteurs de combustible pour chaque chambre de combustion. Le système de distribution de combustible gazeux PM1 se compose d'un injecteur de combustible pour chaque chambre de combustion.

Se reporter à la figure 1 pour la disposition des injecteurs DLN2.6+.

Chaque passage de combustible nécessite d'utiliser un certain pourcentage de la quantité totale de combustible. Le pourcentage de combustible vers chaque passage dépend de la température de référence de combustion (TTRF) et du mode de fonctionnement DLN.

Le mode de démarrage du fonctionnement est D ou Diffusion. Il existe quatre modes de fonctionnement DLN en régime permanent : 1D, 4D, 4, et 6.3. Il existe également un mode de rejet de charge transitoire (mode 1) dans lequel la totalité du combustible est détournée vers les injecteurs PM1 et PM3. Les modes de fonctionnement DLN en régime permanent sont fonction de la température de référence de la combustion. Consulter le Tableau 1 pour le schéma d'organisation des modes DLN. Voir la Figure 2 Séquence de démarrage et d'arrêt. De nombreuses versions DLN2.6+ plus récentes disposent uniquement d'un mode de rejet de charge pour l'injecteur PM1.

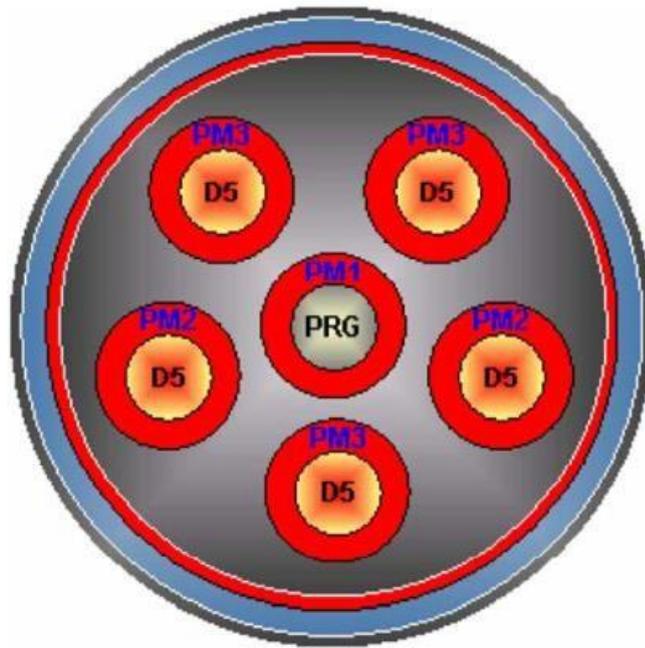


Figure II.17: Disposition des injecteurs de combustible DLN 2.6+

Cette méthode de séparation du combustible nécessite des vannes de contrôle individuelles (GCV-1, GCV-2, GCV-3 et GCV-4) pour chaque passage de combustible. Afin de simplifier le débit de combustible et le contrôle de la répartition, les vannes de contrôle sont utilisées avec un rapport de pression critique. Une valeur de pression P2 ou pression d'alimentation de la vanne de contrôle, est préprogrammée dans le modèle de contrôle afin de maintenir ce rapport de pression critique sur toute la plage de fonctionnement. Cette méthode de contrôle fournit une relation linéaire entre la course de la vanne de contrôle et le débit de gaz.

Dans certains modes de fonctionnement DLN, il est prévu que divers passages ne reçoivent aucun combustible. Il faut trouver un moyen de purger ces passages en stagnation pour éviter l'accumulation de condensat et pour minimiser le risque d'auto-allumage. Le combustible gazeux qui demeure dans un passage après coupure de l'arrivée de combustible est purgé dans les chambres de combustion au moment où la purge est commandée. Une connexion au système d'air de purge est placée immédiatement en aval des vannes de réglage du débit de gaz. Cela permet de garantir que toute la conduite et tout le manifold sont purgés.

Schéma d'organisation des modes DLN

Mode	Circuits remplis de combustible	Circuits purgés
D	D5	aucun
1D	D5 + PM1	PM2 + PM3
4D	D5 + PM1 + PM3	PM2
4	PM1 + PM3	D5 + PM2
6D	D5 + PM1 + PM2 + PM3	aucun
6.3	PM1 + PM2 + PM3	D5
Délestage	PM1 + PM3	aucun
Délestage	D5 + PM1	aucun

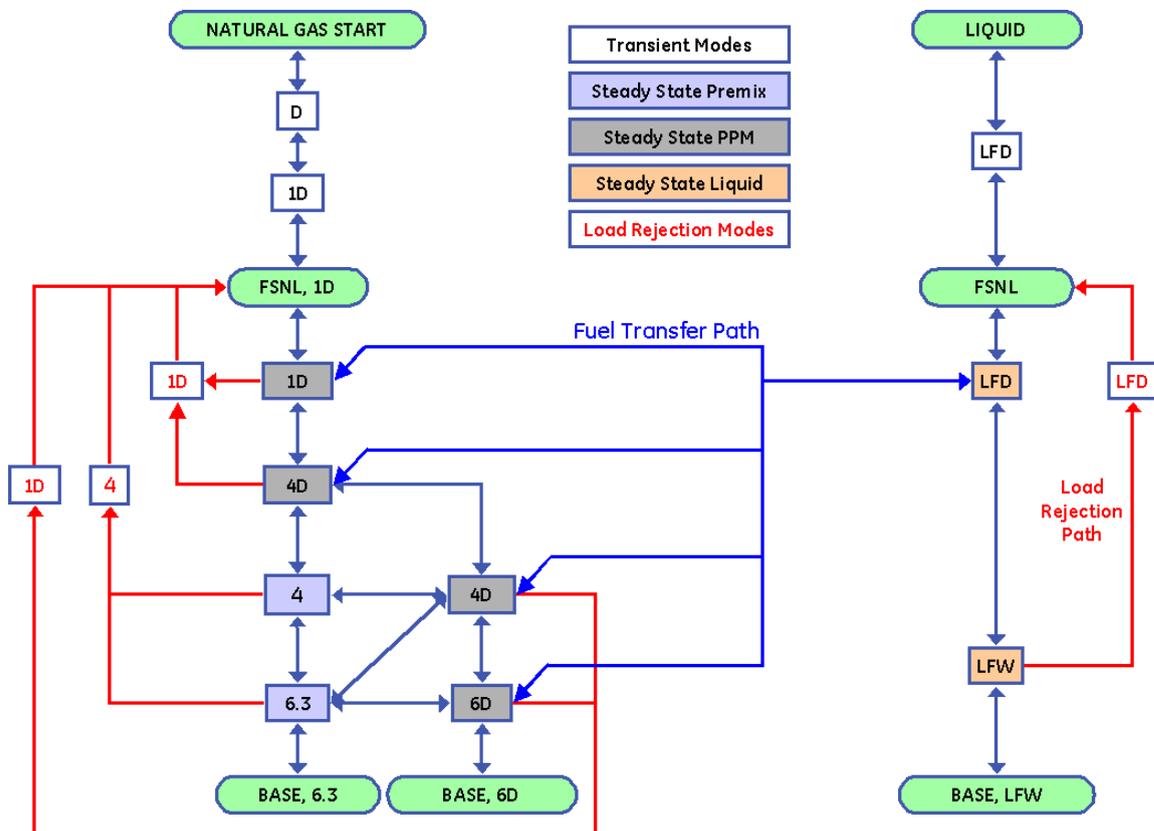


Figure II.18: Séquence de démarrage et d'arrêt

- Système d'huile de lubrification

Les exigences d'huile de lubrification (LO) pour la turbine à gaz (GT) de classe F sont fournies par un module séparé, clos et à alimentation forcée de LO. Ce module, complet avec réservoir, pompes, dispositifs de refroidissement, filtres, valves et divers dispositifs de commande et de protection, fournit l'huile aux paliers de la GT, paliers de l'alternateur, moyens de démarrage, engins de chargement et – sur les unités dotées de la capacité de combustible liquide (LF) – les compresseurs d'atomisation de l'air (AA). Ce module est également utilisé pour fournir l'huile d'étanchéité aux joints de l'hydrogène sur l'alternateur. En outre, une partie du fluide est détournée et à nouveau filtrée pour être utilisée par le système d'huile hydraulique et de levage.

Se reporter au document « Recommandations relatives à l'huile de lubrification pour les turbines à gaz à des température ambiantes de paliers supérieures à 500 °F (260 °C) », dans la section CARACTÉRISTIQUES TECHNIQUES DES FLUIDES de ce manuel pour consulter les exigences en matière d'huile de lubrification. Le système LO est conçu pour fournir de l'huile filtrée à la température et à la pression appropriées pour le bon fonctionnement de la turbine et des équipements associés. Les composants majeurs du système incluent :

1. Le réservoir de LO qui sert également de base pour le module d'accessoires (A160).
2. Deux pompes centrifuges LO principales (PQ1-1/2), chacune entraînée par un moteur électrique c.a. (88QA-1/2). 88QA-1/2 incluent les réchauffeurs de moteur (23QA-1/2) pour éviter la condensation dans les moteurs.
3. Pompe LO (PQ2-1) de secours, entraînée par un moteur c.c. (88QE-1).
4. Pompe principale d'huile d'étanchéité (PQ3-1), entraînée par un moteur c.a. (88QS-1). 88QS-1 comprend un réchauffeur moteur (23QS-1).
5. Pompe de secours à huile d'étanchéité (PQ3-2) entraînée par un moteur c.c. (88ES-1). Les pompes à huile d'étanchéité peuvent être fournies dans le cadre d'un arrangement «d'intégration», selon lequel 88QS-1 et 88ES-1 sont tous les deux empilés sur PQ3-1. Dans un tel arrangement, PQ3-2 n'est pas fourni.
6. Échangeurs de chaleur LO double flux plein (LOHX-1/2).
7. Filtres LO double flux plein (LF3-1/2).
8. Vanne de régulation de pression du collecteur de LO (VPR2-1).
9. Éliminateur de brume (LF3-3) avec ventilateurs redondants (FB1-1 et FB2-1), moteurs C.A. (88QV-1A/B) et réchauffeurs de moteur (23QV-2A/B).
10. Commutateurs et/ou transmetteurs de protection de pression (dispositifs 63Q ou 96Q).

Sur les unités LF, un ou deux pressostats (63QA-3/4) sont fournis, basée sur le nombre de compresseurs AA.

11. Thermocouples de température du réservoir (LT-OT-3, LT-OT-4) pour les commandes de thermoplongeur et l'autorisation de démarrage de la pompe.

12. Thermocouples du collecteur de LO (dispositifs LT-TH).

13. Thermocouples de purge LO (dispositifs LT-B et LT-G).

La LO est diffusée par un ensemble redondant de pompes c.a. Une pompe c.c. est fournie au cas où l'alimentation c.a. du site est coupée. Ces pompes sont les premières de l'équipement auxiliaire à être mises sous tension lors d'une séquence de démarrage. Après l'arrêt de l'appareil, ces pompes continuent à fonctionner pendant toute la période de refroidissement, et elles sont les dernières de l'équipement auxiliaire à être arrêtées. Le système LO est autonome. Après la lubrification et le refroidissement des pièces rotatives, l'huile est retournée au réservoir de LO. Elle est alors pompée du réservoir, refroidie par des échangeurs de chaleur huile/eau, filtrée et remise en circulation.

Différents dispositifs de détection sont inclus dans la conception pour assurer qu'une pression et température d'huile appropriées sont maintenues à chacun des composants lubrifiés.

La température du réservoir d'huile est indiquée par un thermomètre situé sur le côté du réservoir.

Les dispositifs LT-TH sont connectés au tableau de commande et indiquent la température de la LO dans le collecteur d'approvisionnement du palier. Les thermocouples dans les drains de palier sont également surveillés par un câblage au panneau de commande de la turbine. Un port d'échantillonnage d'huile du collecteur d'alimentation de palier est situé en amont du VPR2-1.

- **Système d'admission et d'échappement**

a- Compartiments des filtres à air d'admission :

Le compartiment des filtres d'admission d'air de la turbine à gaz sert à fournir un air propre à la turbine à gaz pour le processus de combustion. Le compartiment d'admission d'air aspire l'air de l'environnement et sa principale tâche est d'assurer que les particules de poussière importantes ne pénètrent pas dans la section d'air propre. L'air est ensuite filtré au fur et à mesure qu'il avance dans les cartouches de filtre qui sont montées à l'intérieur du compartiment. L'air propre est canalisé dans la section de transition et quitte le compartiment d'admission d'air à travers une bride de transition qui mène au système de

gaine d'admission. L'air s'écoule à partir de la gaine d'admission dans le caisson d'admission et dans la turbine à gaz. Vous trouverez ci-dessous un compartiment de filtres d'admission d'air de turbine à gaz.

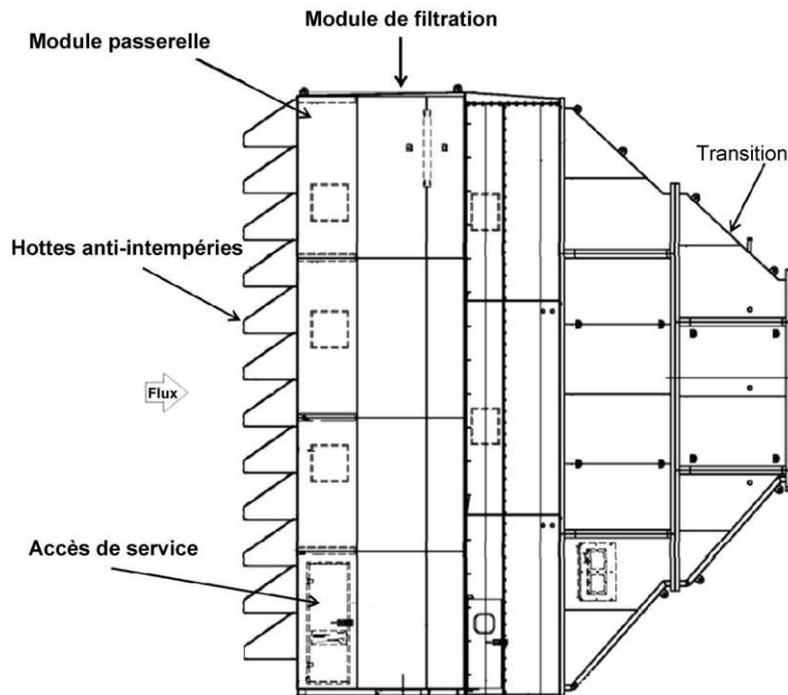


Figure II.19: Vue en élévation du compartiment du filtre d'admission

L'enlèvement des contaminants est un facteur majeur qui permet de s'assurer que la turbine à gaz fonctionne avec les performances et la fiabilité maximales. On peut trouver des contaminants dans l'air ambiant sous la forme de particules solides et/ou liquides. Si ces contaminants ne sont pas retirés du flux d'air de la turbine à gaz cela se traduit par l'érosion et la corrosion du compresseur et des composants de la turbine. Il peut également y avoir formation de dépôts sur les parties rotatives (encrassement) de l'équipement, qui compromettent la conception aérodynamique et peuvent réduire la vie théorique.

L'énorme consommation d'air de ces équipements augmente encore leur sensibilité à la qualité de l'air.

b- Conduits et gaines d'admission :

La fonction primaire du système de conduits d'aspiration (consistant en conduit d'aspiration et le caisson d'aspiration (MLI#1612)) est de diriger le courant d'air de l'entrée de la chambre du filtrage à la bouche du compresseur en un flot uniforme et avec une perte de pression minimum. La fonction secondaire du système de conduits d'aspiration est d'atténuer le bruit émanant de la bouche du compresseur durant le fonctionnement de la turbine à gaz.

Le système de conduits d'admission (conduit et gaine d'admission) se compose des éléments suivants (voir la Figure suivante) :

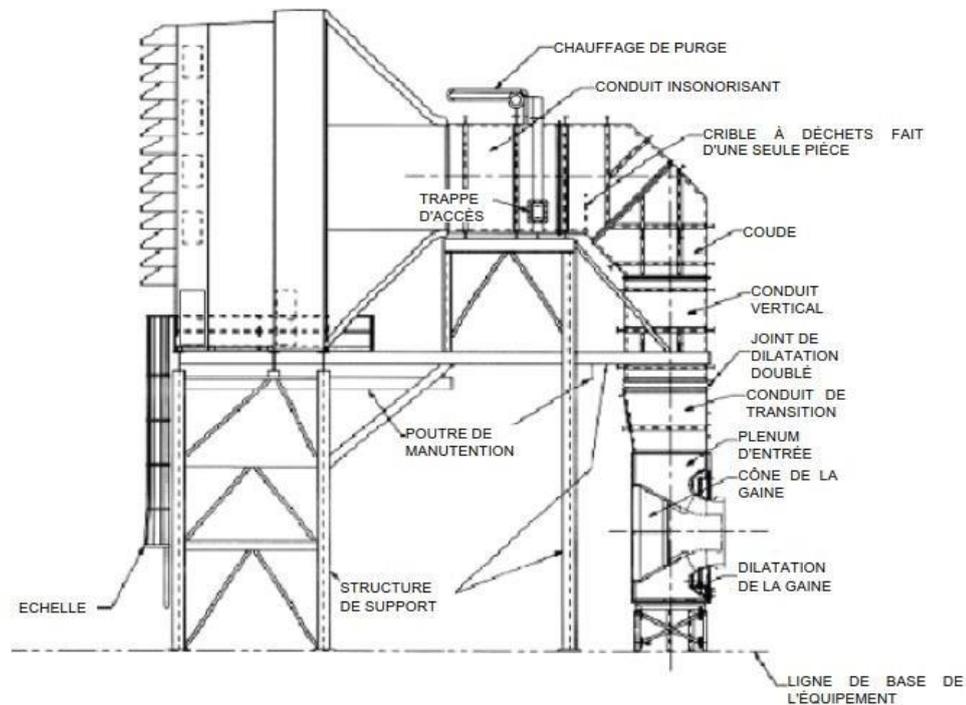


Figure II.20: Disposition typique du système d'aspiration par conduit vue de côté

- Compensateur d'expansion sans garniture (optionnel, n'apparaît pas sur la Figure)
- Conduit sans garniture (optionnel, n'apparaît pas sur la Figure)
- Conduit silencieux
- Module de purge de chaleur d'admission
- 21 pieds de conduit horizontal garni pour les unités avec provisions pour un fogger ou GE SPRITS (optionnel, n'apparaît pas sur la Fig.)
- Conduits acoustiques garnis horizontaux ou verticaux
- Crible à déchets (en option, selon le cadre)
- Conduit en coude
- Joint d'expansion garni
- Conduit de transition
- Ailes d'aspiration
- Caisson d'aspiration
- Cône d'entrée
- Extension du caisson

- Structure de Support
- Échelles, passages, panneaux d'accès, panneaux de palan à chaîne, et panneaux de dépose du rotor.

Le chemin typique de circulation de l'air dans le système d'aspiration par conduit est comme suit:

Lorsque l'air entre le système d'aspiration de la transition avec la chambre du filtrage, il passe à travers la section de conduit silencieux qui consiste en déflecteurs silencieux pour réduire le bruit. À partir de là, l'air voyage à travers la purge d'admission du système de chauffage, si elle est présente. En aval de la purge d'admission du système de chauffage (du silencieux si la purge d'admission de chauffe n'est pas présente) se trouve le coude qui contient le crible à déchets. Les unités dans lesquelles les panneaux silencieux se trouvent dans le conduit en coude ne comportent pas de crible à déchets. Le coude dirige le flot vers le bas au conduit d'espacement vertical (installation verticale et frontale) ou dans la pièce de transition du caisson d'aspiration (installation admission latérale). Un joint d'expansion connecte la pièce de transition au caisson d'aspiration. Quand l'air entre le caisson d'aspiration, il est dirigé uniformément dans le compresseur

c- Conduits de diffuseur d'échappement :

Le système d'échappement A042 / 1625 est la partie de la turbine dans laquelle les gaz d'échappement sont dirigés vers la chaudière de récupération de chaleur (HRSG), une cheminée de dérivation, ou une cheminée à cycle simple.

Les composants standards du système A042 classe F comprennent un joint de dilatation et d'étanchéité souple avant, le conduit conique de divergent à isolation interne, le joint de dilatation de sortie et un support en acier boulonné aux fondations.

En standard, le système A042 de classes B, C et E comprend l'aile, le capot et le joint de dilatation de sortie. Pour sa part, le système 1625 de classes B, C et E comprend en standard la gaine de socle et les joints de dilatation flexibles avant et arrière.

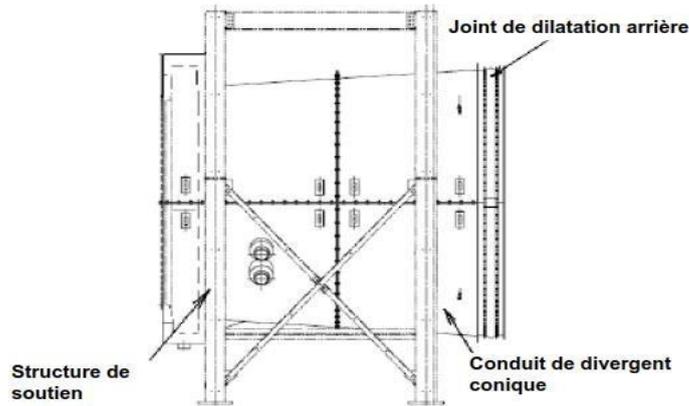


Figure II.21: Diffuseur d'échappement

II.3 Systèmes de protection :

La protection de la turbine est assurée par des systèmes de protection primaire et secondaire. Les composants de certains systèmes fonctionnent par l'intermédiaire du tableau de commande de la turbine. D'autres systèmes de protection agissent directement sur les composants de la turbine, et par conséquent ils sont indépendants du tableau de commande. Le système de déclenchement hydraulique constitue l'interface de protection principale, entre le tableau de commande de la turbine et les composants montés sur la turbine qui coupent le combustible principal en fermant les vannes d'arrêt. Ces dispositifs provoquent la mise à l'arrêt de la turbine par l'intermédiaire du système hydraulique de déclenchement en déchargeant l'huile sous pression au moyen d'une vanne électro-hydraulique.

- Protection contre la surchauffe :

Le système de protection contre la surchauffe protège la turbine à gaz des dommages possibles causés par un emballement. Il s'agit d'un système de secours qui fonctionne uniquement après une défaillance des boucles de neutralisation de vitesse et de température. Dans des conditions de fonctionnement normales, le système de contrôle de la température d'échappement réagit de manière à réguler le débit de carburant lorsque la limite de température de mise à feu est atteinte. Dans certains modes de défaillance toutefois, la température de l'échappement et le débit de carburant peuvent dépasser les limites de contrôle. En de telles circonstances, le système de protection contre la surchauffe fournit un avertissement de surchauffe avant le déclenchement de la turbine à gaz. Ceci permet à l'opérateur de décharger la turbine à gaz de manière à éviter le déclenchement. Si la température s'accroît encore davantage, la turbine à gaz est déclenchée. Pour les points de consigne d'alarme et de déclenchement en cas de surchauffe, se reporter aux

Spécifications de contrôle.

Les points de consigne de déclenchement et d'alarme en cas de surchauffe sont déterminés à partir des points de consigne de contrôle de température provenant du logiciel de contrôle de la température d'échappement. Se reporter également à la section Contrôle de la température d'échappement et protection. Sur les turbines à gaz à deux arbres, il existe également un biais de vitesse de l'arbre haute pression.

- Protection et Contrôle de la Température d'échappement :

Le système de contrôle de la température contrôle le débit de carburant vers la turbine à gaz pour maintenir des températures de fonctionnement dans les limites prévues du stress thermique des pièces de turbine. La plus haute température atteinte dans la turbine à gaz est produite dans les chambres à combustion et à l'entrée de la directrice 1er étage. Cette température, connue sous le nom de Température de flamme, doit être limitée par le système de contrôle. Le système de contrôle de la température est conçu pour mesurer et contrôler la température d'échappement de la turbine parce qu'il est impossible de mesurer directement les températures dans les chambres de combustion ou à l'entrée de la turbine. Ce contrôle indirect de la température de flamme de la turbine est possible grâce à des rapports thermodynamiques, des calculs de performance de cycles de turbine à gaz et les conditions du site.

La température d'échappement est déterminée en fonction du taux de pression du compresseur (CPR) dans le compresseur. CPR est fonction de la pression de décharge du compresseur (CPD), de la pression ambiante (AFPAP), de la pression différentielle de bord (AFPBD), et de la pression totale à l'entrée du compresseur. La référence de température d'échappement est également proportionnelle à la Référence de

Course de Carburant (FSR) commandant le flux de combustible et la sortie de la turbine. Ces paramètres sont utilisés comme une sauvegarde au cas où les mesures CPD sont perdues.

Les lignes de la température de flamme constante sont utilisées dans le système de contrôle pour limiter les températures de fonctionnement des turbines à gaz. La pression de décharge du compresseur est mesurée par trois convertisseurs de pression 96CD. La pression ambiante est mesurée avec trois convertisseurs 96AP. La pression différentielle de bord est mesurée par le convertisseur 96BD. La pression totale à l'entrée du compresseur est mesurée par le convertisseur 96CS.

- **Protection contre les vibrations avec arrêt :**

Le système de protection contre les vibrations est composé de plusieurs canaux indépendants. Chaque canal détecte un niveau de vibrations excessif au moyen d'un transducteur de vibration monté sur le carter de palier de la turbine et sur les paliers de la machine entraînée.

Le système détecte deux niveaux de vibration :

- Un niveau d'alarme
- Un niveau de déclenchement

Le système émet une alarme et déclenche la turbine en cas de vibration excessive par l'intermédiaire du tableau Speed tronic du système de déclenchement hydraulique et de la vanne de décharge.

- **Système de Protection et de Détection de Flamme :**

Le détecteur de flamme de SPEEDTRONIC™ effectue deux fonctions, une pendant la séquence de démarrage et l'autre dans le système de protection. Pendant un démarrage normal, les détecteurs de flamme indiquent quand une flamme a été créée dans la chambre de combustion et il permet la poursuite de la séquence de démarrage. Si le détecteur de flamme indique une situation d'extinction de flamme alors que la turbine à gaz est en fonctionnement, l'alimentation de combustible est immédiatement coupée. Cela évite l'accumulation possible de mélange explosif dans la turbine et dans tout équipement de récupération de chaleur d'échappement qui ont pu être installés. Le système de détecteur de flammes, utilisé avec le système SPEEDTRONIC™ détecte les flammes en captant les radiations d'ultraviolets (UV). De telles radiations résultent de la combustion de carburants hydrocarbonés, et elles sont détectées de manière plus fiable que la lumière visible qui varie en couleur et en intensité.

Le nombre de détecteurs de flamme utilisés sur une turbine à gaz va dépendre du type de machine, du type de système de combustion et, dans certains cas, du type de carburant. Le système de combustion Dry Low NOx I (DLN-1) a besoin de 8 détecteurs de flamme pour permettre la détection distincte de flammes pour les zones de combustion primaires et secondaires. Le système de combustion DLN-2, ainsi que la plupart des machines, comportent 4 détecteurs de flammes. Certaines machines améliorées et toutes les machines dérivées des avions possèdent 2 détecteurs de flammes.

Le système de détection de flamme est semblable aux autres systèmes de protection parce qu'il est autogéré. Par exemple, quand la turbine à gaz est éteinte, tous les canaux doivent indiquer « PAS DE FLAMME ». Si cette condition n'est pas remplie, elle est décrite comme une alerte de « PROBLÈME DE DÉTECTEUR DE FLAMME » et la turbine ne peut pas

être démarrée.

Quand il y a seulement 2 détecteurs de flamme utilisés par machine, les flammes sont supposées être présentes si un des deux capteurs indique des flammes. Quand il y a 4 détecteurs de flamme utilisés par machine, la présence de flammes est supposée si deux capteurs au minimum indiquent des flammes.

Avec les systèmes de combustion DLN-1, il y a 4 détecteurs de flammes dans la section primaire et 4 dans la section secondaire. Des flammes sont supposées être présentes si deux capteurs indiquent des flammes.

- **Système de protection contre la survitesse :**

Le SPEEDTRONIC™, système électronique de protection contre la survitesse, est conçu pour protéger la turbine à gaz contre les dommages susceptibles d'être provoqués par la survitesse de l'arbre de turbine. En fonctionnement normal, la vitesse de cet arbre est contrôlée par la boucle de vitesse, ou la boucle de température. Le système de protection contre la survitesse doit servir de solution secondaire en cas de défaillance de ces systèmes. Le système de protection contre la survitesse est constitué d'un système de protection principal et d'un système de protection d'urgence.

1. Le système de protection principal fait partie intégrante du système de contrôle normal de l'application. Il comprend une série de capteurs magnétiques détectant la vitesse de la turbine, un logiciel de détection de vitesse et d'une logique connexe. Le réglage de niveau est réalisé via des constantes ajustables. Le système de protection primaire est appliqué via le <RST> pour le contrôleur Mark*V, le module VTUR pour le contrôleur Mark*VI, ou le module PTUR pour le contrôleur Mark*VIe.

2. Le système de protection d'urgence est intégré à un module distinct : le module <P> pour le contrôleur Mark*V, le module VPRO pour le contrôleur Mark*VI, et le module PPRO pour le contrôleur Mark*VIe. Il s'agit d'un système à triple redondance. Le réglage de la vitesse est défini par le matériel et vérifié par le logiciel du système de contrôle. Les électrovannes d'arrêt du combustible sont triplées directement avec des relais séparés des relais du contrôleur dans le système de détection principal.

- **Système de protection contre les gaz dangereux :**

Toutes les unités de turbine à gaz fonctionnant au gaz naturel sont dotées d'un système de protection contre les gaz dangereux dans les zones où le gaz naturel peut s'accumuler en cas de fuite. Pour les équipements sur base de l'unité de turbine à gaz, le système de protection est fourni dans les zones de livraison et de transit du combustible. Ces zones comprennent le module de combustible gazeux, le module des accessoires, l'enceinte du compartiment de la

turbine à gaz, l'enceinte terminale de l'alternateur et le poste du collecteur de l'alternateur. Les actions telles que les alarmes sont signalées lorsque la détection des « limites explosives inférieures » du combustible gazeux dépasse les niveaux admissibles, de sorte que l'opérateur puisse prendre les mesures appropriées. Les applications de la turbine à gaz avec hydrogène et/ou monoxyde de carbone comme composants combustibles sont fournies avec les mêmes systèmes de protection incendie et contre les gaz dangereux que les applications à gaz naturel.



Chapitre III



**MODELISATION DE
LA TURBINE A GAZ**

III. Modélisation de la TG à gaz naturel

III.1 Modélisation de la compression

III.1.1 Processus de compression :

Le processus de compression représenté par le segment 1-2 sur la figure (1) est accompli par le compresseur, modélisé par son rendement polytropique (η_{pc}), dont sa valeur est donnée par le constructeur, défini comme suite :

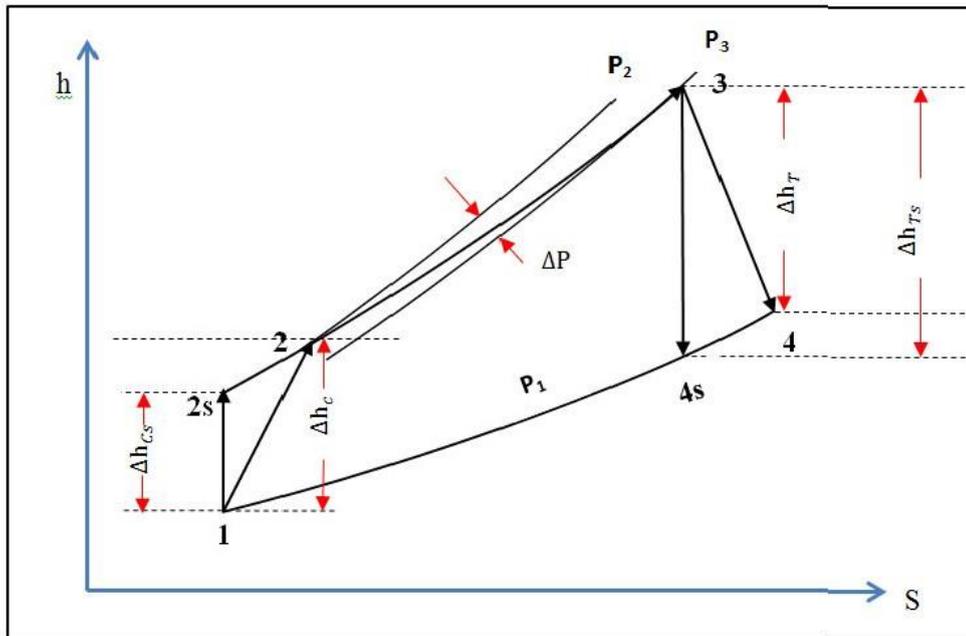


Figure III.1: Cycle thermodynamique effectué par une TG simple (cycle de Brayton)

$$\eta_{pc} = \frac{v dp}{dh} \tag{III.1}$$

Sachant que : $dh = C_p dT$ III.2

Et que : $C_p = \frac{\gamma R}{\gamma - 1}$ III.3

Et : $v = \frac{RT}{p}$ III.4

L'équation (IV-1) devient : $\eta_{pc} = \frac{\frac{\gamma \alpha - 1}{\gamma \alpha} \left[\ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \right]}{\ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right)}$ III.5

Le taux de compression, communément noté (π_c) représente le rapport de la pression de sortie à la pression d'entrée.

D'après la dernière relation en obtiens la température de sortie de compresseur T_2 :

$$T_2 = T_1 (\pi_c)^{\frac{\gamma a - 1}{\gamma a \cdot \eta_{pc}}} \quad \text{III.6}$$

III.1.2 Le travail du compresseur

Le travail requis pour une unité de masse d'air s'exprime d'une manière générale par la relation :

$$W_C = \frac{(C_{p_{a,2}} \cdot T_2) - (C_{p_{a,1}} \cdot T_1)}{\eta_m} \quad \text{III.7}$$

Avec C_{p_a} est la chaleur spécifique de l'air donnée par l'expression suivante :

$$C_{p_a} = A + B \times T + C \times T^2 + D \times T^3 + E \times T^4 \quad \text{III.8}$$

$$A = 1.03409$$

$$B = 0.284887 \times 10^{-3}$$

$$C = 0.7816818 \times 10^{-6}$$

$$D = 0.4970786 \times 10^{-9}$$

$$E = 0.1077024 \times 10^{-12}$$

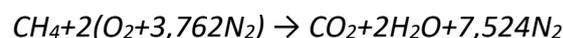
III.2 Modélisation de la chambre de combustion

La combustion n'étant pas parfaite car il subsiste des imbrûlés dans les gaz d'échappement et seul le débit du carburant brûlé apporte de l'énergie au fluide actif. Cela est représenté par le rendement de combustion « η_{cc} ».

D'autre part le processus de combustion représenté par le segment 2-3 sur la figure (1) est associé avec une perte de pression totale ΔP_{cc} .

Comme le gaz naturel est constitué essentiellement du méthane, nous allons procéder à la combustion de ce dernier.

Sachant que l'air est composé de 21% d'oxygène et près de 79% d'azote, la fraction fuel / air (F_{sc}) pour une combustion stœchiométrique s'obtient comme suit :



Donc :

1 mole fuel \rightarrow 2 moles O₂

16 g/mole fuel \rightarrow 64 g/mole O₂ 16g

fuel \rightarrow 274,672g air

$$F_{SC} = \frac{16}{274,672} = 0,0582$$

Donc le bilan énergétique d'une combustion stœchiométrique s'écrit :

$$Cp_{a,2} \cdot T_2 + F_{SC} \cdot PCI + F_{SC} \cdot Cp_{CH_4} \cdot T_{inj} = (1 + F_{SC}) \cdot Cp_{pr} \cdot T_f \quad \text{III.9}$$

A partir de la relation précédente la température de la flamme T_f se déduit directement :

$$T_f = \frac{Cp_{a,2} \cdot T_2 + F_{SC} \cdot PCI + F_{SC} \cdot Cp_{CH_4} \cdot T_{inj}}{(1 + F_{SC}) \cdot Cp_{pr}} \quad \text{III.10}$$

Les produits de la combustion stœchiométrique du gaz naturel est un mélange gazeux composé de CO₂, H₂O et N₂ dont la chaleur spécifique s'écrit selon la relation de DALTON comme suit :

$$Cp_{pr} = \%CO_2 \cdot Cp_{CO_2} + \%H_2O \cdot Cp_{H_2O} + \%N_2 \cdot Cp_{N_2} \quad \text{III.11}$$

On détermine le pourcentage des produits ;

La masse du mélange produit est : 290,672g \rightarrow 100 %

N₂ : 210,672g \rightarrow 72,478 %

CO₂ : 44g \rightarrow 15,137 %

H₂O : 36g \rightarrow 12,385 %

Sachant que les chaleurs spécifiques des produits et du carburant en fonction de la température sont:

$$Cp_{N_2} = 39.06 - 512.79 \times \theta^{-1.5} + 1072.7 \times \theta^{-2} - 820.4 \times \theta^{-3}$$

$$Cp_{CO_2} = -3.7357 + 30.529 \times \theta^{0.5} - 4.1034 \times \theta + 0.024198 \times \theta^2$$

$$Cp_{H_2O} = 143.05 - 183.54 \times \theta^{0.25} + 82.751 \times \theta^{0.5} - 3.689 \times \theta$$

$$Cp_{CH_4} = -672.87 + 439.74 \times \theta^{0.25} - 24.875 \times \theta^{0.75} + 323.88 \times \theta^{-0.5}$$

$$\text{et } \theta = T/100$$

En faisant le bilan énergétique de la chambre de combustion, le débit du carburant par rapport au débit d'air entrant dans le compresseur, à savoir $F = m/m_a$, peut être déduit comme suit :

III.12

$$A\sqrt{Cp_{a,2}T_2} + F.PCI.\eta_{cc} + F.Cp_{CH_4}.T_{inj} = (1 + F)Cp_{g,3}TIT$$

$$Cp_g = \frac{[(1 - \frac{r}{F_{sc}})Cp_a + (F + \frac{r}{F_{sc}})Cp_{pr}]}{1 + F}$$

III.13

$Cp_{a,3}$ et $Cp_{pr,3}$ sont calculés à partir des relations précédentes pour la température TIT, et F/F_{sc} représente l'excès d'air.

$$F = \frac{Cp_{a,3}.TIT - Cp_{a,2}.T_2}{\frac{PCI.\eta_{cc} - (Cp_{pr,3}.TIT - Cp_{CH_4}.T_{inj})}{F_{sc}}(Cp_{pr,3} - Cp_{a,3}).TIT}$$

III.14

En calculant la fraction Carburant/Air (F), on peut déterminer la chaleur spécifique des gaz à l'entrée de la turbine de détente.

L'énergie apportée par le combustible est exprimée par unité de masse d'air entrant dans le compresseur comme suit :

$$Q = F.PCI = (1 + F)Cp_{g,3}TIT - (Cp_{a,2}T_2 + FCp_{CH_4})$$

III.15

III.3 Modélisation de la turbine

III.3.1 Processus de détente

A cause des pertes de pression dans la chambre de combustion, le taux de détente en fonction du taux de compression et des pertes de pression est fourni par la formule :

$$\frac{P_3}{P_4} = \frac{P_2 - \Delta P_{cc}}{P_1} = \frac{P_2}{P_1} (1 - \xi_{comb})$$

III.16

Ce qui conduit à :

$$\pi_T = \pi_c (1 - \xi_{comb})$$

III.17

Avec : $\xi_{comb} = \Delta P_{cc}/P_2$

III.18

Le processus de détente (segment 3-4) cause une augmentation d'entropie représentée par le rendement polytropique η_{PT} tel que :

$$\eta_{PT} = \frac{dh}{vdP}$$

III.19

Sachant que : $dh = Cp dT$

III.20

Avec :

$$Cp = \frac{\gamma R}{\gamma - 1} \quad \text{III.21}$$

$$\text{Et : } v = \frac{RT}{P} \quad \text{III.22}$$

La relation devient :

$$\eta_{PT} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left[\frac{\ln\left(\frac{TIT}{T_4}\right)}{\ln\left(\frac{P_3}{P_4}\right)} \right] \quad \text{III.23}$$

D'où on peut déterminer la température de sortie de la turbine de détente T4 :

$$T_4 = \frac{TIT}{(\pi_t)^{\frac{\gamma_g}{\eta_{PT}(\gamma_g - 1)}}} \quad \text{III.24}$$

Pour déterminer T4 on doit d'abord déterminer γ_g et R_g :

$$\gamma_g = \frac{Cp_{g,4}}{Cp_{g,4} - R_g} \quad \text{III.25}$$

$$R_g = [(1 - F/F_{sc})R_a + (F + F/F_{sc})R_{pr}]/(1 + F) \quad \text{III.26}$$

$$R_{pr} = \%CO_2 \cdot R_{CO_2} + \%H_2O \cdot R_{H_2O} + \%N_2 \cdot R_{N_2}$$

$$\text{Avec : } R_a = 0.287 \text{ kJ/kg.K}$$

$$R_{CO_2} = 0.1889 \text{ kJ/kg.K}$$

$$R_{H_2O} = 0.46152 \text{ kJ/kg.K}$$

$$R_{N_2} = 0.2968 \text{ kJ/kg.K}$$

La chaleur spécifique des gaz d'échappement $Cp_{g,4}$ est déterminée pour $T = T_4$.

III.3.2 Travail reçu par la turbine

Le travail reçu par la turbine peut être calculé, pour une unité de masse d'air entrant dans le compresseur, par la relation suivante :

$$W_T = (1 + F) \cdot (Cp_{g,3} \cdot TIT - Cp_{g,4} \cdot T_4) \cdot H_m \quad \text{III.27}$$

III.4 Analyse des performances de la Turbine à gaz

L'analyse qui suit est basée sur les critères suivants :

III.4.1 Travail spécifique

Il est exprimé par la différence entre le travail produit par la turbine et celui consommé par le compresseur. En considérant les pertes par frottement représentées par le rendement mécanique η_{mec} alors, pour une unité de masse d'air entrant dans le compresseur, le travail net est :

$$W_S = W_T - W_C \quad \text{III.28}$$

III.4.2 Le rendement global

Il est évalué comme suit :

$$\eta_{\text{glob}(TG)} = \frac{W_S}{F.PCI} \quad \text{III.29}$$

III.5 Paramètres thermodynamiques

a- Période hivernale

Caractéristiques du gaz

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Composants des gaz	%molaire (analyse)	%molaire corrigé	M	PCS	Zn	Tc	Pc	Cp
N ₂	1,253	1,253	28,0135	0	0,9994	216	492	0,2478
CO ₂	2,097	2,097	44,01	0	0,9931	510	1072	0,1989
CH ₄	88,186	88,186	16,043	23875	0,9985	344	673	0,5265
C ₂ H ₆	7,388	7,388	30,07	22323	0,9851	550	712	0,4095
C ₃ H ₈	0,817	0,817	44,097	21669	0,9744	666	617	0,3879
iC ₄ H ₁₀	0,091	0,091	58,123	21271	0,9717	734	529	0,3868
nC ₄ H ₁₀	0,11	0,11	58,123	21321	0,9592	766	551	0,3965
iC ₅ H ₁₂	0,025	0,025	72,15	21047	0,9383	830	483	0,3875
nC ₅ H ₁₂	0,014	0,014	72,15	21095	0,9307	846	485	0,3967
C ₆ H ₁₄	0,019	0,019	86,177	20966	0,9891	911	440	0,4
He	0	0	4,0026	0	1,0003	10	33	1,24
total %	100,000	100,000		12053,26				

10	11	12	13	14	15	16	17	18
Cv	masse	%massique	chaleur	Tpc	Ppc	Cp	Cv	Zn
0,1767	35,1009	1,9323631	0	2,70648	6,16476	0,003104934	0,002214051	0,012522
0,1528	92,289	5,0806594	0	10,6947	22,4798	0,004170933	0,003204216	0,020825
0,4014	1414,77	77,885302	18595,1	303,35984	593,492	0,46429929	0,353978604	0,880537
0,3429	222,157	12,230117	2730,13	40,634	52,6026	0,03025386	0,025333452	0,072779
0,3416	36,0272	1,9833592	429,774	5,44122	5,04089	0,003169143	0,002790872	0,007961
0,3517	5,28919	0,2911788	61,9366	0,66794	0,48139	0,000351988	0,000320047	0,000884
0,3627	6,39353	0,3519743	75,0444	0,8426	0,6061	0,00043615	0,00039897	0,001055
0,3607	1,80375	0,0992994	20,8995	0,2075	0,12075	0,000096875	0,000090175	0,000235
0,3697	1,0101	0,0556077	11,7304	0,11844	0,0679	0,000055538	0,000051758	0,00013
0,37	1,63736	0,0901395	18,8987	0,17309	0,0836	0,000076	0,0000703	0,000188
0,744	0	0	0	0	0	0	0	0
	1816,5	100	21943,5	364,84581	681,14	0,506014711	0,388452445	0,997117

N°	grandeurs mesurée	Unité	Appareil de mesure utilisé	100%
1	Pression atmosphérique	mbar	Baromètre	0,893
2	Pression du gaz amont diaphragme	Bars.eff	Manomètre étalonné	28,98
3	Température du GAZ Naturel	°C	Thermomètre	58,22
4	T°-Air aspiration du compresseur axial	°C	D'après Indicateur Digital étalonné salle de Commande (17)	9,76
5	Température au manomètre différentielle	°C	Temp.mano.diff.en(C°)	9,76
6	Dépression à l'aspiration du compresseur axial	mmh2o	Mesuréé avec un Tube en -U-	59,974924
7	Coefficient de dilatation (orifice)	S.D	D'après la courbe de dilatation	1,57911E-05
8	Coefficient de dilatation (conduite)	S.D	D'après la courbe de dilatation	1,15411E-05

Calcul du débit gaz, de la puissance électrique et de la consommation spécifique

N°	Désignation	Unité	100%
1	<i>Date essais</i>		25-janv-21
2	<i>Nbres heures de marche</i>	<i>Heures</i>	5 008,08
3	<i>Pression atmosphérique</i>	<i>bars</i>	0,8928
4	<i>Pression gaz amont diaphragme</i>	<i>Bars eff</i>	28,982
5	<i>T° gaz naturel</i>	°C	58,221
6	<i>T° ambiante manomètre diff</i>	°C	9,76
7	<i>Dénivellation manomètre diff</i>	<i>m</i>	0,02618

8	Masse volumique gaz naturel (15°,1,013bar)	Kg/m³.N	0,770
9	PCS gaz naturel	Kcal/kg	12190,8
10	Pression gaz naturel	Bars abs	29,9
11	T° gaz naturel	°K	331,38
12	T° ambiante mano diff	°K	282,93
13	Coefficient Z de surcompressibilité	S.D	0,95587
14	Masse volumique du liquide mano (eau ou mercure)	Kg/m³	13571,3
15	Masse volumique du gaz dans le Pipe : w	Kg/m³	20,6062
16	Masse volumique du gaz au dessus du liquide mano	Kg/m³	24,1347
17	Pression diff : h	Kgf/m²	354,66
18	Coefficient détente ε	S.D	0,99957
19	Débit massique gaz naturel	Kg/h	51836,01
20	Débit volumique effective	m³/h	2515,55
21	Débit volumique (0°C,1,01325)	m³/h	63753,45
22	Débit volumique (15°C,1,01325 bar)	m³/h	67286,10
23	Débit volumique (15°C,1 bar)	m³/h	68207,8
24	Puissance électrique borne alternateur BA	kW	242475,75
25	Consommation Aux	kW	1599,84
26	Puissance électrique borne usine BU	kW	240875,91
27	Chaleur consommée	th/h	631925,02

28	Consommation spécifique BA	kcal/ kWh	2606,137
29	Consommation spécifique BU	kcal/ kWh	2623,446
30	Diamètre diaphragme	m	0,173205
31	Diamètre du pipe	m	0,256864
32	T° air aspiration compresseur axial	°C	9,76
33	T° air refoulement compresseur	°C	388,16
34	T° Gaz Echapp moyenne	°C	600,99
35	Contre pression à l'échappement côté droit	°C	199,90
36	Pression air sortie compresseur	°C	13,59

b- Période estivale

Caractéristiques du gaz

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Composants des gaz	%molaire (analyse)	%molaire corrigé	M	PCS	Zn	Tc	Pc	Cp
N ₂	0,793	0,793	28,0135	0	0,9994	216	492	0,2478
CO ₂	0,99	0,99	44,01	0	0,9931	510	1072	0,1989
CH ₄	92,697	92,697	16,043	23875	0,9985	344	673	0,5265
C ₂ H ₆	4,845	4,845	30,07	22323	0,9851	550	712	0,4095
C ₃ H ₈	0,537	0,537	44,097	21669	0,9744	666	617	0,3879
iC ₄ H ₁₀	0,05	0,05	58,123	21271	0,9717	734	529	0,3868
nC ₄ H ₁₀	0,057	0,057	58,123	21321	0,9592	766	551	0,3965
iC ₅ H ₁₂	0,013	0,013	72,15	21047	0,9383	830	483	0,3875
nC ₅ H ₁₂	0,008	0,008	72,15	21095	0,9307	846	485	0,3967
C ₆ H ₁₄	0,01	0,01	86,177	20966	0,9891	911	440	0,4
He	0	0	4,0026	0	1,0003	10	33	1,24
total %	100,000	100,000		12053,26				

10	11	12	13	14	15	16	17	18
Cv	masse	%massique	chaleur	Tpc	Ppc	Cp	Cv	Zn
0,1767	22,2147	1,2834283	0	1,71288	3,90156	0,001965054	0,001401231	0,007925
0,1528	43,5699	2,5171994	0	5,049	10,6128	0,00196911	0,00151272	0,009832
0,4014	1487,14	85,917636	20512,8	318,87768	623,851	0,488049705	0,372085758	0,92558
0,3429	145,689	8,4170182	1878,93	26,6475	34,4964	0,019840275	0,016613505	0,047728
0,3416	23,6801	1,3680891	296,451	3,57642	3,31329	0,002083023	0,001834392	0,005233
0,3517	2,90615	0,1678994	35,7139	0,367	0,2645	0,0001934	0,00017585	0,000486
0,3627	3,31301	0,1914053	40,8095	0,43662	0,31407	0,000226005	0,000206739	0,000547
0,3607	0,93795	0,054189	11,4051	0,1079	0,06279	0,000050375	0,000046891	0,000122
0,3697	0,5772	0,033347	7,03456	0,06768	0,0388	0,000031736	0,000029576	7,45E-05
0,37	0,86177	0,0497877	10,4385	0,0911	0,044	0,00004	0,000037	9,89E-05
0,744	0	0	0	0	0	0	0	0
	1730,9	100	22793,6	356,93378	676,899	0,514448683	0,393943662	0,997625

N°	Grandeurs mesurée	Unité	Appareil de mesure utilisé	100%
1	Pression atmosphérique	mbar	Baromètre	0,895
2	Pression du gaz amont diaphragme	Bars.eff	Manomètre étalonné	28,58
3	Température du GAZ Naturel	°C	Thermomètre	60,95
4	T°-Air aspiration du compresseur axial	°C	D'après Indicateur Digital étalonné salle de Commande	23,78
5	Température au manomètre différentielle	°C	Temp.mano.diff.en(C°)	23,78
6	Dépression à l'aspiration du compresseur axial	mmh2o	Mesuréé avec un Tube en -U-	69,01391334
7	Coefficient de dilatation (orifice)	S.D	D'après la courbe de dilatation	1,58048E-05
8	Coefficient de dilatation (conduite)	S.D	D'après la courbe de dilatation	1,15548E-05

Calcul du débit gaz, de la puissance électrique et de la consommation spécifique

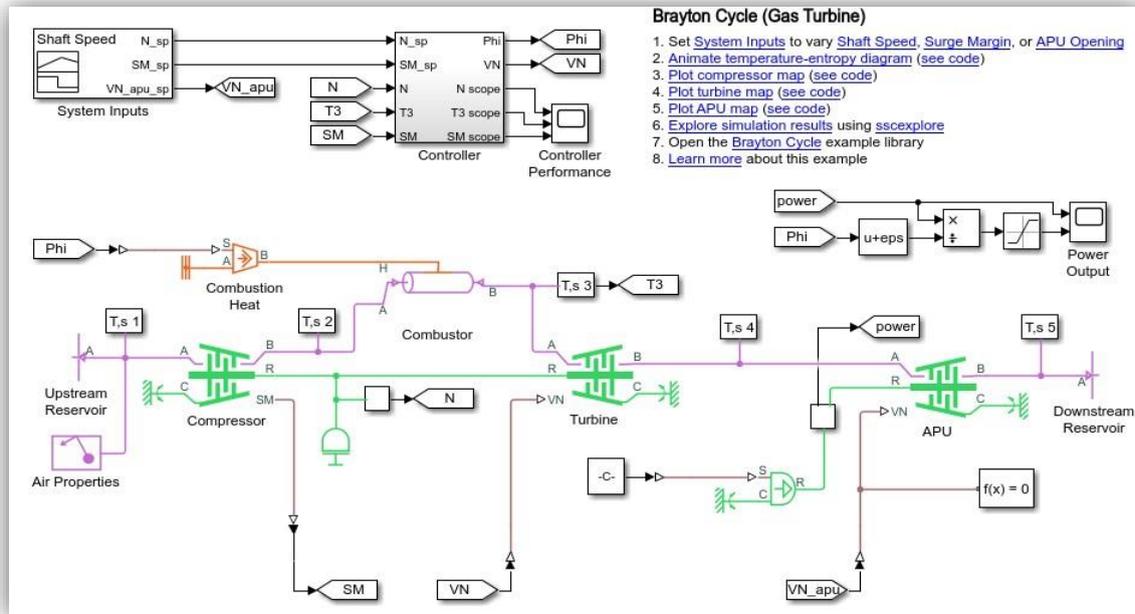
N°	Désignation	Unité	100%
1	Date essais		09-mars-21
2	Nbres heures de marche	Heures	6 334,1
3	Pression atmosphérique	bars	0,8946
4	Pression gaz amont diaphragme	Bars eff	28,579
5	T° gaz naturel	°C	60,951
6	T° ambiante manomètre diff	°C	23,78
7	Dénivellation manomètre diff	m	0,00000
8	Masse volumique gaz naturel(15°,1,013bar)	Kg/m ³ .N	0,734
9	PCS gaz naturel	Kcal/kg	12675,9
10	Pression gaz naturel	Bars abs	29,5
11	T° gaz naturel	°K	334,11
12	T° ambiante mano diff	°K	296,95
13	Coefficient Z de surcompressibilité	S.D	0,96101
14	Masse volumique du liquide mano (eau ou mercure)	Kg/m ³	13536,9
15	Masse volumique du gaz dans le Pipe : w	Kg/m ³	19,1105
16	Masse volumique du gaz au-dessus du liquide mano	Kg/m ³	21,5019
17	Pression diff : h	Kgf/m ²	0,00
18	Coefficient détente ε	S.D	1,00000
19	Débit massique gaz naturel	Kg/h	45225,16

20	Débit volumique effective	m³/h	2366,50
21	Débit volumique (0°C,1,01325)	m³/h	58393,96
22	Débit volumique (15°C,1,01325 bar)	m³/h	61626,03
23	Débit volumique (15°C,1 bar)	m³/h	62470,2
24	Puissance électrique borne alternateur BA	kW	222000,00
25	Consommation Aux	kW	5514,60
26	Puissance électrique borne usine BU	kW	216485,40
27	Chaleur consommée	th/h	573269,70
28	Consommation spécifique BA	kcal/ kWh	2582,296
29	Consommation spécifique BU	kcal/ kWh	2648,076
30	Diamètre diaphragme	m	0,173190
31	Diamètre du pipe	m	0,256770
32	T° air aspiration compresseur axial	°C	23,78
33	T° air refoulement compresseur	°C	406,39
34	T° Gaz Echapp	°C	612,71
35	Contre pression à l'échappement côté droit	°C	186,63
36	Pression air sortie compresseur	°C	13,35

III.6 SIMULATION

Simulation d'une turbine BRAYTON sur matlab simulink

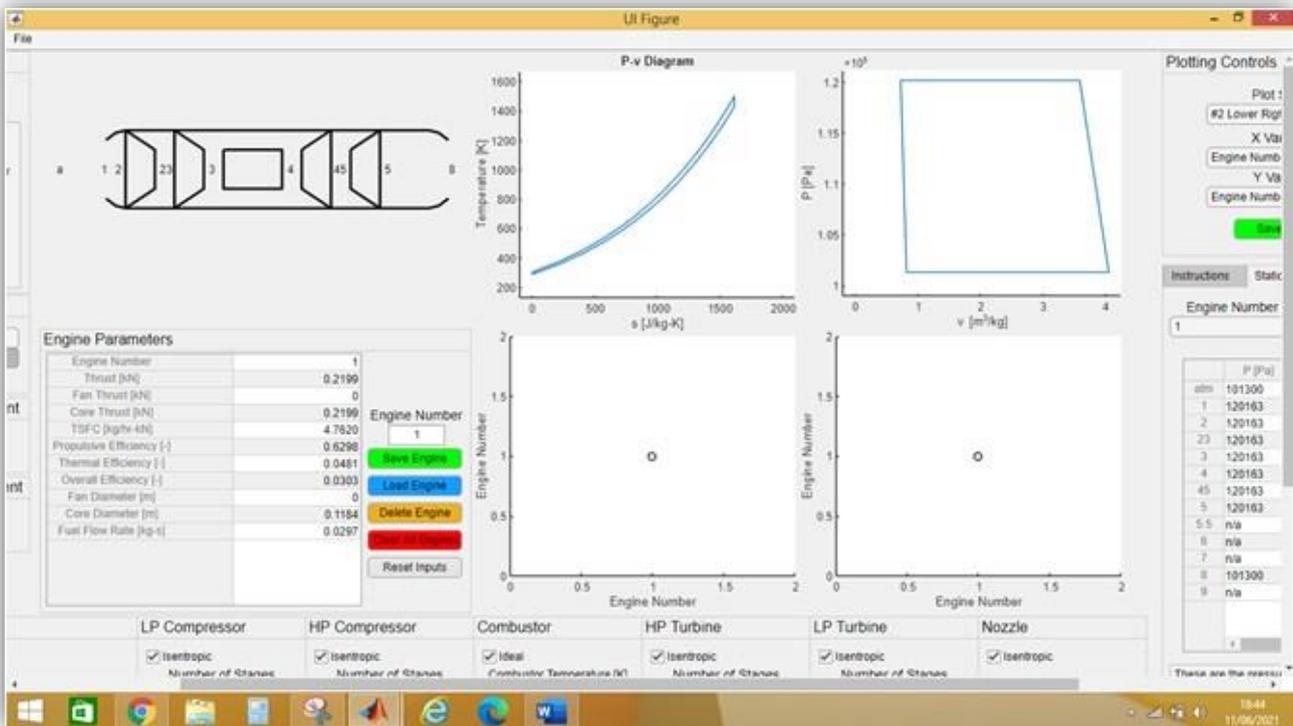
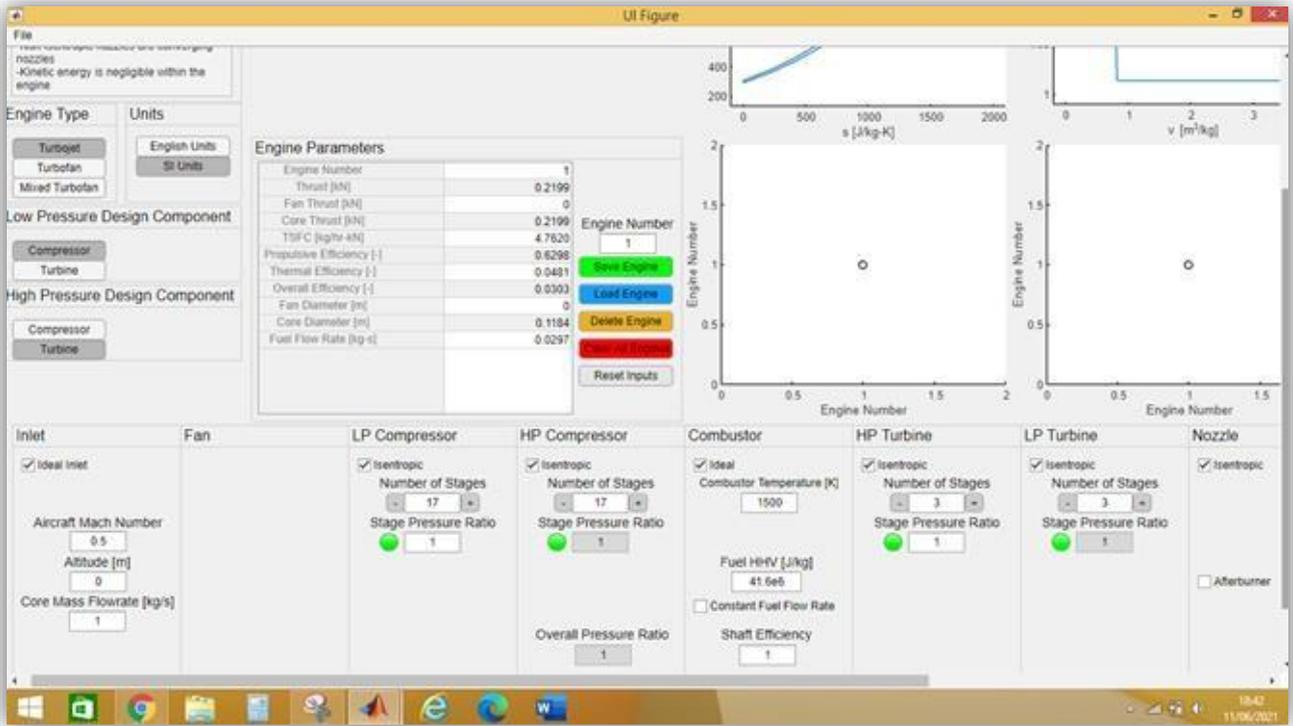
1- Basse température :

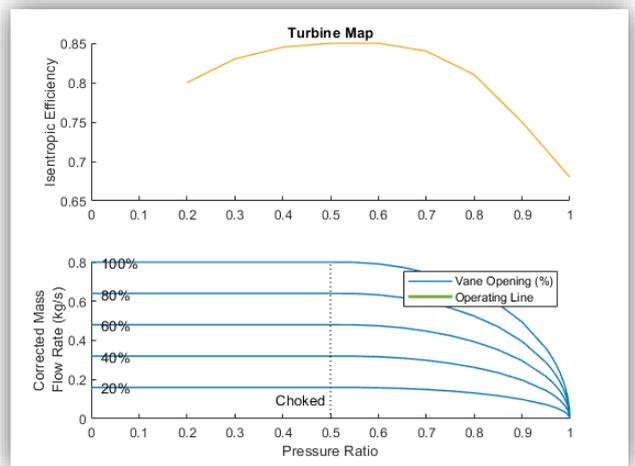
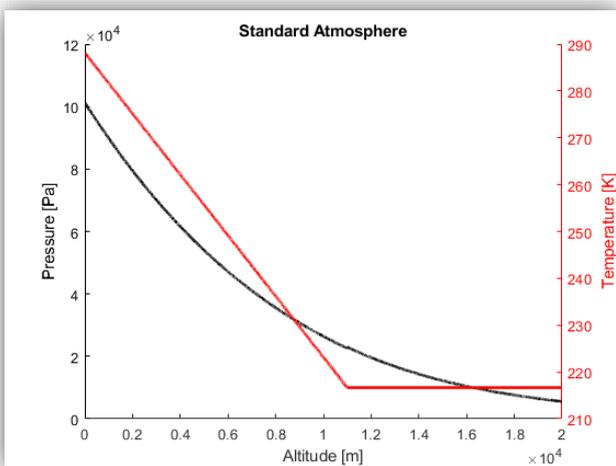
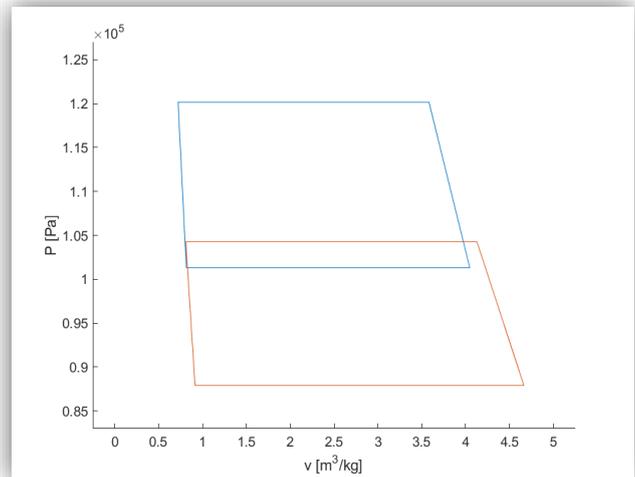
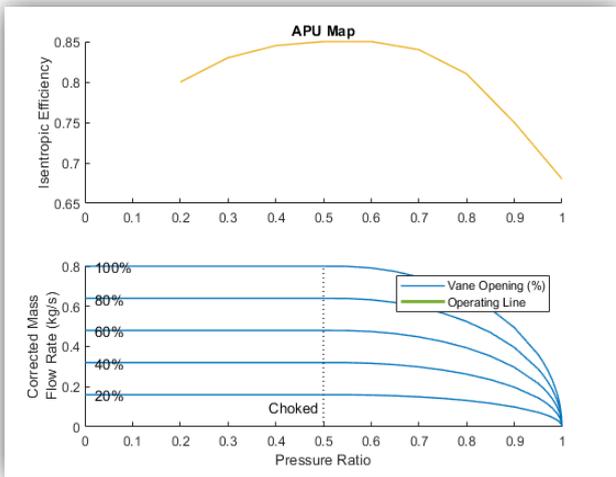
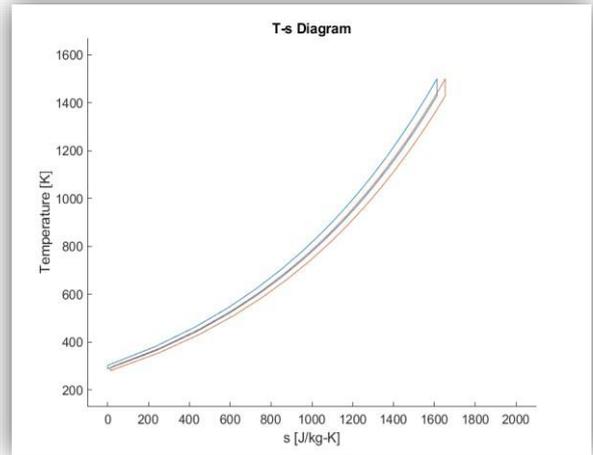
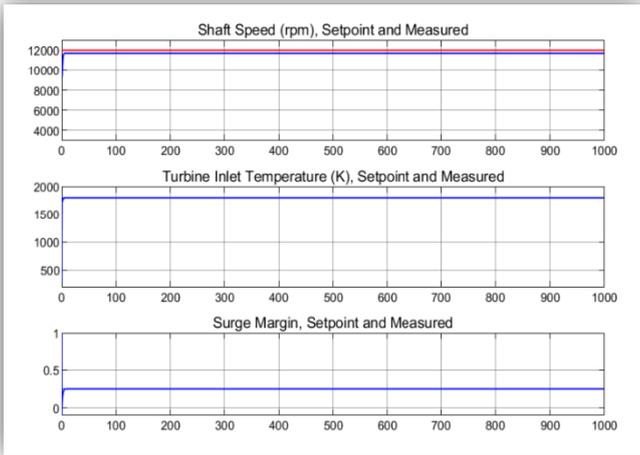


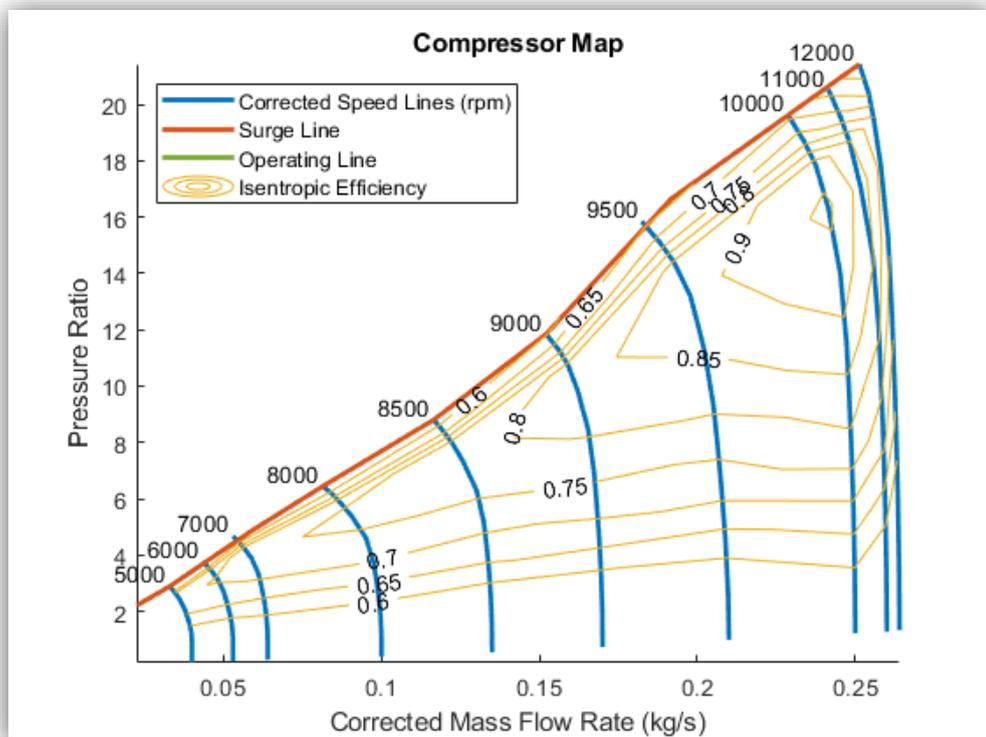
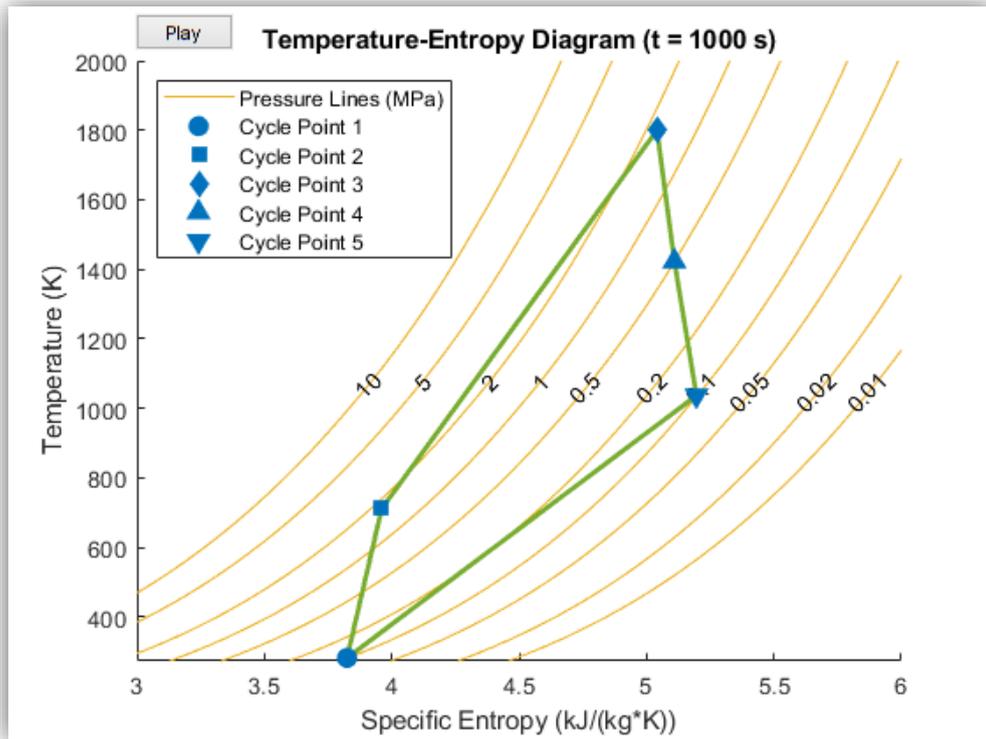
	P [Pa]	T [K]	s [kJ/kg-K]	v [m ³ /kg]
atm	87901	280.5	13.5496	0.9158
1	104270	294.5	13.6715	0.8106
2	104270	294.5	13.6715	0.8106
23	104270	294.5	13.6715	0.8106
3	104270	294.5	13.6715	0.8106
4	104270	1500.0	1653.5898	4.1287
45	104270	1500.0	1653.5898	4.1287
5	104270	1500.0	1653.5898	4.1287
5.5	n/a	n/a	n/a	n/a
6	n/a	n/a	n/a	n/a
7	n/a	n/a	n/a	n/a
8	87901	1428.6	1653.3977	4.6643
9	n/a	n/a	n/a	n/a

Engine Parameters

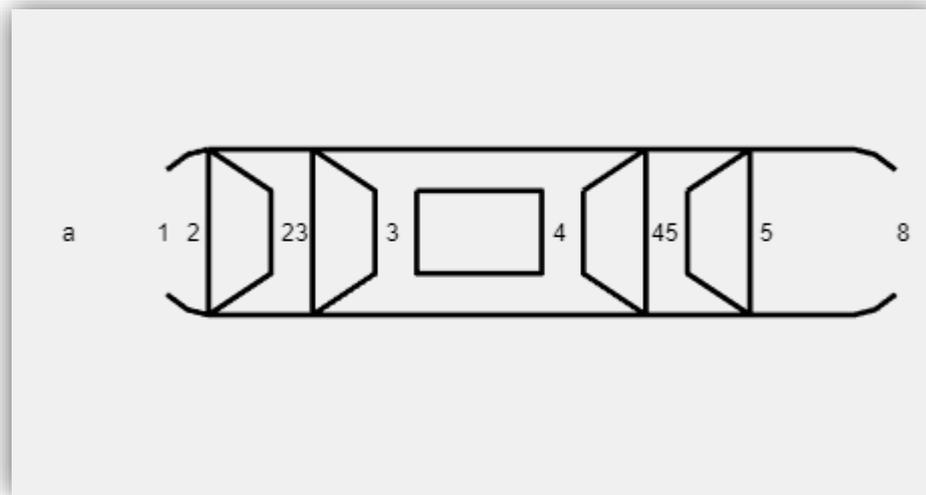
Engine Number	1	
Thrust [kN]	0.2199	0.22
Fan Thrust [kN]	0	
Core Thrust [kN]	0.2199	0.22
TSFC [kg/hr-kN]	4.7620	4.74
Propulsive Efficiency [-]	0.6298	0.62
Thermal Efficiency [-]	0.0481	0.04
Overall Efficiency [-]	0.0303	0.03
Fan Diameter [m]	0	
Core Diameter [m]	0.1184	0.12
Fuel Flow Rate [kg-s]	0.0297	0.02







2- Haute température :

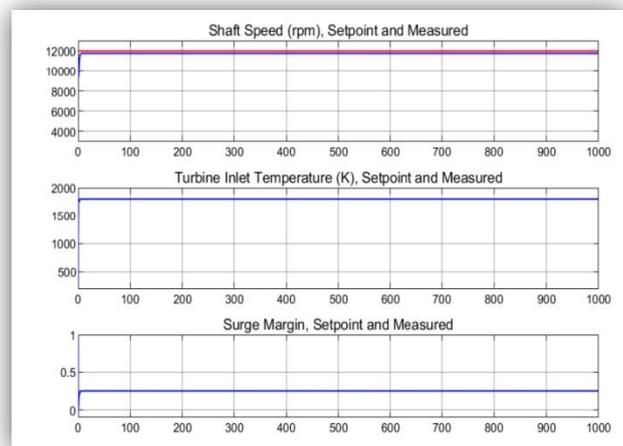


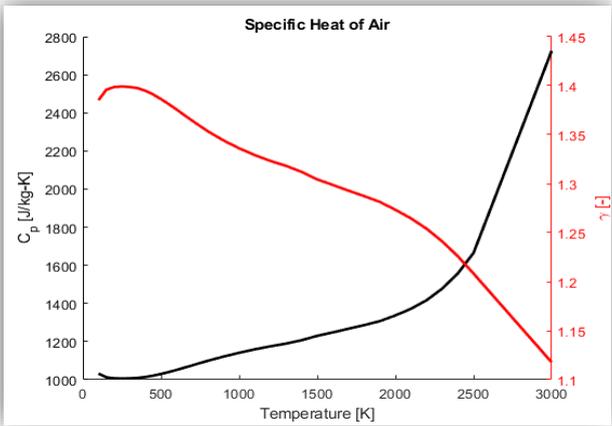
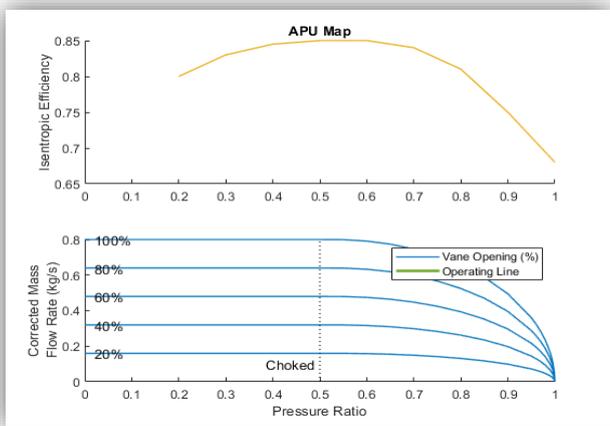
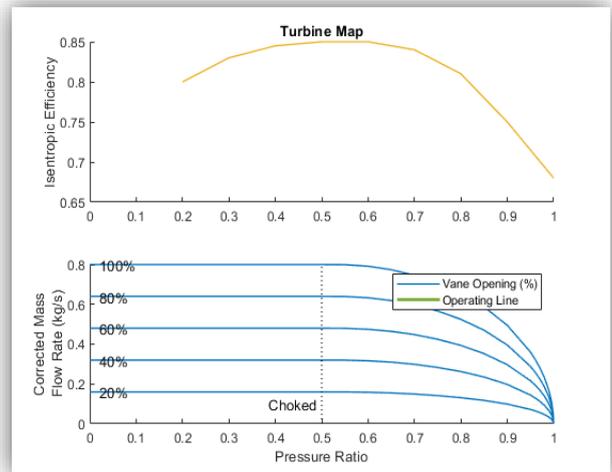
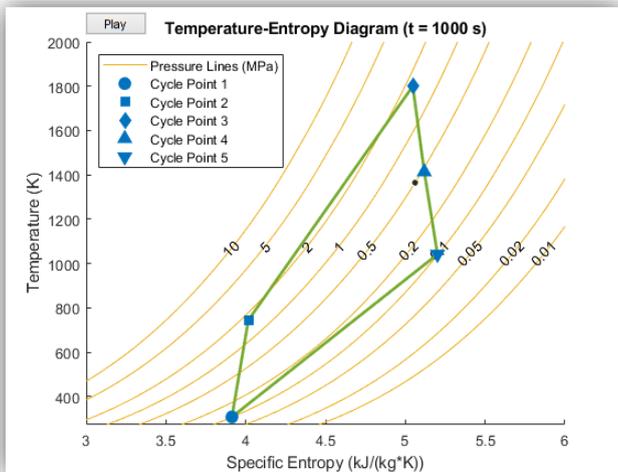
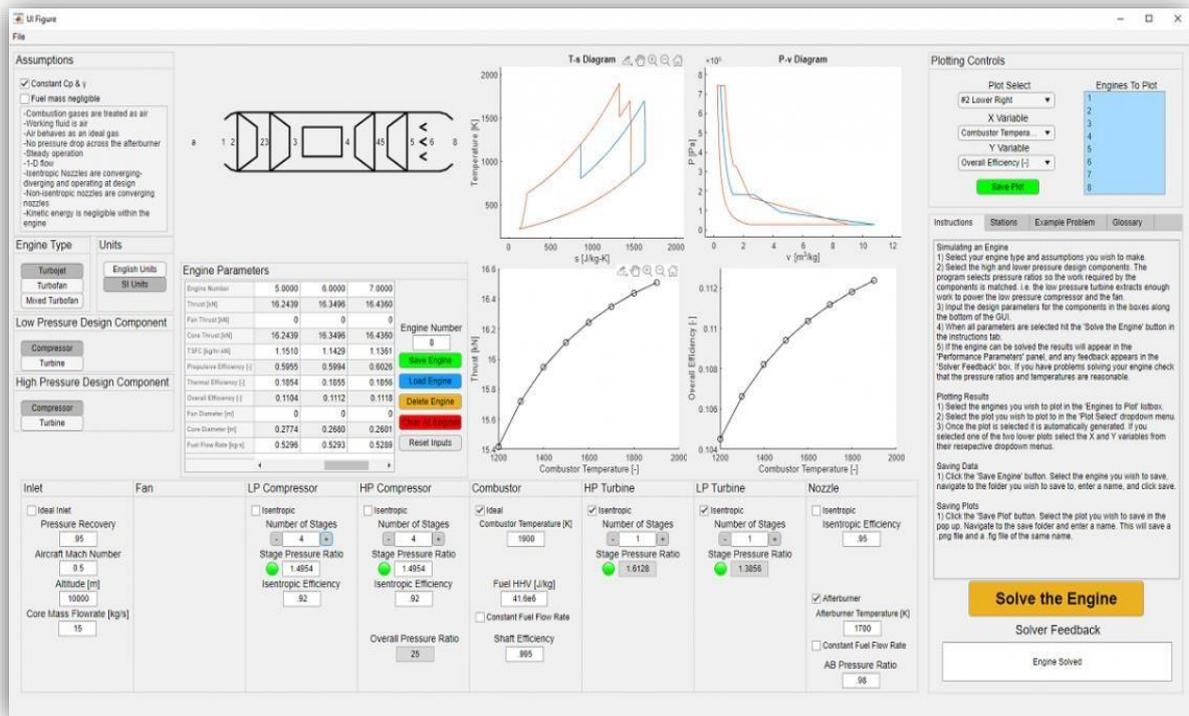
	P [Pa]	T [K]	s [kJ/kg-K]	v [m ³ /kg]
atm	101300	288.1	0	0.8164
1	120163	302.6	0.12198	0.7226
2	120163	302.6	0.12198	0.7226
23	120163	302.6	0.12198	0.7226
3	120163	302.6	0.12198	0.7226
4	120163	1500.0	1612.8726	3.5826
45	120163	1500.0	1612.8726	3.5826
5	120163	1500.0	1612.8726	3.5826
5.5	n/a	n/a	n/a	n/a
6	n/a	n/a	n/a	n/a
7	n/a	n/a	n/a	n/a
8	101300	1428.6	1612.6805	4.0474
9	n/a	n/a	n/a	n/a

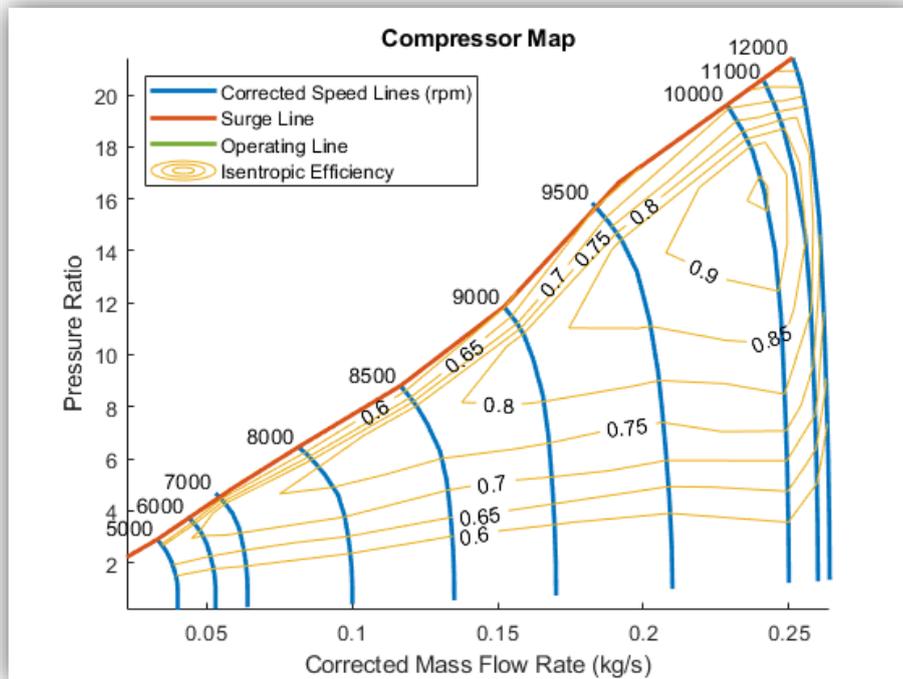
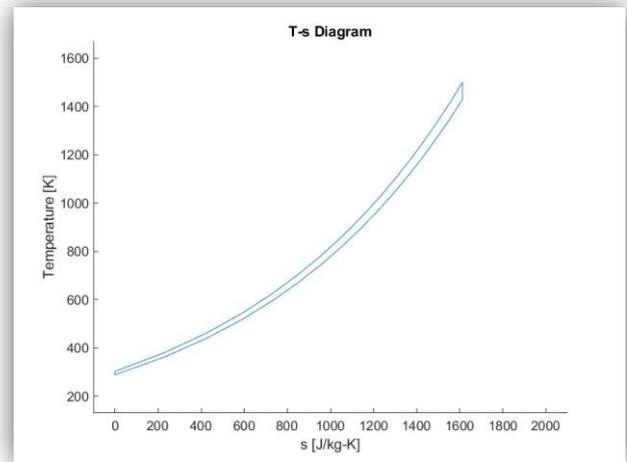
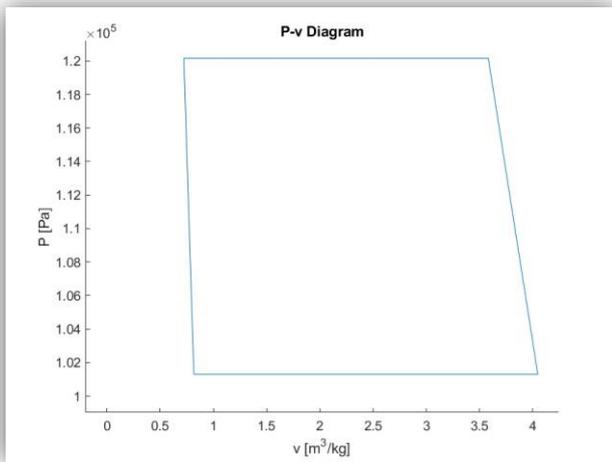
Engine Parameters	
Engine Number	1
Thrust [kN]	0.2199
Fan Thrust [kN]	0
Core Thrust [kN]	0.2199
TSFC [kg/hr-kN]	4.7620
Propulsive Efficiency [-]	0.6298
Thermal Efficiency [-]	0.0481
Overall Efficiency [-]	0.0303
Fan Diameter [m]	0
Core Diameter [m]	0.1184
Fuel Flow Rate [kg-s]	0.0297

Engine Parameters		
Engine Number	1	2
Thrust [kN]	0.2199	0.2223
Fan Thrust [kN]	0	0
Core Thrust [kN]	0.2199	0.2223
TSFC [kg/hr-kN]	4.7620	4.7428
Propulsive Efficiency [-]	0.6298	0.6238
Thermal Efficiency [-]	0.0481	0.0481
Overall Efficiency [-]	0.0303	0.0300
Fan Diameter [m]	0	0
Core Diameter [m]	0.1184	0.1271
Fuel Flow Rate [kg-s]	0.0297	0.0299

Engine Number:







Conclusion générale

Ce mémoire nous a permis de comprendre au mieux l'importance et la nécessité de l'utilisation des turbines à gaz dans notre pays et plus précisément dans l'industrie gazière du site de NAAMA CC.

Une description détaillée de la turbine à gaz 9FA a été effectuée que ce soit sur le plan technologique que fonctionnel. Une comparaison des résultats entre les performances de la turbine avec les conditions ISO, les conditions réelles a été réalisée et il a été constaté que l'écart peut, dans certains cas, s'avérer conséquent. L'étude du cycle thermodynamique réel d'une installation de turbine à gaz single shaft, prise dans son site d'exploitation, a aussi permis d'évaluer le degré d'influence des conditions climatiques qui doivent être prises en compte afin d'estimer réellement les performances de la turbine.

Revue bibliographique

-1- Technique d'ingénieur

-2- Manuel d'utilisation de la turbine à gaz 9FA GENERAL ELECTRIC

-3- Logiciel MARK 6E

-4- Logiciel matlab simulink

-5- Transfert de chaleur

-J.TAINE 1991

-6- Turbomachines théorie général

-JAN KRYSINSKI 1986

-7- Turbomachines (hydraulique et thermique TOME 1)

-M.SEDILLE 1966

-8- Manuel opérateur de la turbine

-9- Manuel maintenance de la turbine

-10- Machine hydraulique et thermique

-MS.STEFANO MISCHLER 2002-2003