

Université Kasdi Merbah Ouargla



Faculté des hydrocarbures et des énergies renouvelables et sciences de la terre et de l'univers

Département de forage et mécanique des chantiers pétroliers

**Mémoire de fin d'étude en vue d'obtention du diplôme master
professionnel**

Option : Mécanique des chantiers pétroliers

Présenté Par :

BENNACER Salim, REHOUMA Omar, OUKIL Juba

-THÈME-

Etude comparative des performances obtenues lors de l'injection
de la vapeur d'eau en amont de chambre de combustion d'une
turbine à gaz MS5002B

Soutenue le : 21 /06/ 2018devant la commission d'examen

Jury :

Président : Abdeslam Yacine M A A U. K.M.O

Rapporteur : Bouksani Mohamed M C B U. K.M.O

Examineur : Mebrok Redha M C B U. K.M.O

REMERCIENT

Avant tout nous tenons nos remerciements à notre dieu de Nos avoir donné la force et le courage.

A la suite Nous tenons à remercier vivement Mr. Bouksani Mohammed notre Promoteur qui a fourni des efforts énormes, par ses informations ses conseils et Ses encouragements.

Nous tenons également à remercier messieurs les membres De jury pour l'honneur qu'ils nous ont fait en acceptant de Siéger à notre soutenance,

Nos plus chaleureux remerciements pour tous ceux qui de Prés et de loin ont contribué à la réalisation de cette Mémoire.

Dédicace

« Louange à Dieu, le seul et unique »

À mes très chers parents et mes frères et sœurs,

À tous mes amis,

*À tous ceux qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de
ce travail*

À tous ceux que j'aime

Je dédie ce modeste travail

Résumé

Résumé :

Les turbine a gaz sont fabriquer pour l'entrainement des générateurs d'électricité dans la production d'électricité, et dans l'industrie pétrolière d'entraîné les compresseurs pour la compression des gaz et les pompes pour le pompage, et la fabrication des turbine a gaz connue ces dernière année des méthodes d'amélioration des performances des cycle de turbine a gaz comme(régénération, refroidissement intermédiaire, préchauffage et injection de la vapeur d'eau), et dans cette étude le calcul de l'influence des condition ambiant sur les paramètres de la turbine a gaz, telle que la compression, la combustion, et la détente, et après nous touchons la réalisation delà technique de l'injection de la vapeur d'eau on a la chambre de combustion et si le bute de notre étude.

Abstract:

the gas turbine Is manufactured for generator workout to produce the electricity in electricity production stations, and it used in the petroleum industry for trained the compressor for gas compression and trained the pump for pumping, and the manufacturing of gas turbine knows in this last year many method for evaluation of its performance such as (regeneration, cooling intermediate, preheating and steam injection), and in this our study we will calculate the effect of ambient condition on gas turbine parameters, as the compression , the combustion and the detent, and after we will do realization of the technique of steam injection in combustion line, and this is our target of this study.

Listes de figures

Figure I-1 : Schéma d'une turbine à gaz.....	5
FigureI-2 : Schéma réel d'une Tag	5
FigureI-3 : Classification des turbines à gaz.....	6
FigureI-4 : Schéma d'une Tag à un seul arbre.....	6
FigureI-5 : Schéma d'une Tag à deux arbres.....	7
FigureI-6 : Turbine a action et réaction.....	8
Figure I-7 : Représentation de cycle fermé et ouvert.....	9
Figure II-1 : Schéma de principe de Tag bi arbre.....	12
Figure II-2 : Sotor du compresseur axial.....	14
FigureII-3 : Stator du compresseur axial.....	15
FigureII-4: Schéma section de combustion.....	16
FigureII-5 : Chemise combustion type refroidie par louvers.....	17
FigureII-6 : Disposition enveloppe turbine.....	20
FigureII-7 : Section vertical directrice 1 ^{er} étage.....	21
FigureII-8:Disposition chassie échappement.....	24
Figure II-2 :Le cycle réel d'une turbine a gaz.....	29
Figure III-3: Schéma descriptif du système de régénération.....	32
FigureIV.1:Schéma de principe du Bilan d'énergie de la chambre de combustion.....	36
FigureIV.2:La variation de la puissance en fonction da la température ambiant	43
FigureIV.3:La variation du rendement en fonction de la température ambiant.....	44
FigureV-1: Principe du bilan de la chambre de combustion après injection de la vapeur.....	45
FigureV-2: La variation de la puissance utile en fonction la vapeur d'eau Q_v	49

Liste de nomenclatures

Liste des nomenclatures:

symboles	unités	significations
C_p	kJ/K	Capacités thermiques à pression constante
H	kcal/kg	Enthalpie spécifique
M_i	g/mol	Masse molaire du composant i du gaz
m_a	kg	Masse de l'aire
m_f	kg	Masse de fluide de combustion
N_{THP}	tr/min	Vitesse de rotation de la turbine HP
P_1	bars	Pression d'admission
P_2	bars	Pression de fin de compression
P_2'	bars	Pression de compression polytropique
P_3	bars	Pression de fin de combustion
P_4	bars	Pression à la sortie de la turbine HP
P_5	bars	Pression d'échappement
P_{5r}	bars	Pression d'échappement (cas réel)
P_a	bars	Pression ambiante
P_c	kw	Puissance du compresseur
P_{ci}	kcal/m ³	Pouvoir calorifique inférieur du combustible
P_t	kw	Puissance de la turbine
P_{THP}	kw	Puissance de turbine HP
P_u	kw	Puissance utile
Q	kJ/kg	Quantité de chaleur
Q_1	kJ/kg	Quantité de Chaleur massique fournie par la combustion
Q_2	kJ/kg	Quantité de chaleur de la détente
$Q_{2,3}$	kJ/kg	Energie thermique fournie par le combustible
$Q_{4,1}$	kJ/kg	Energie thermique perdue à l'atmosphère
Q_a	kg/s	Débit d'air total
Q_{ac}	kg/s	Débit d'air pour la combustion
Q_c	kg/s	Débit de combustible
Q_v	kg/s	Débit de la vapeur d'eau injecters
Q_{CH}	kJ/kg	Quantité de chaleur dans la chambre de combustion
T	K	Température
T_2	K	Température de l'air à la sortie du compresseur axial dans le cas idéal
T_2'	K	Température de l'air à la sortie du compresseur axial dans le cas réel
T_3	K	Température des gaz chauds à l'entrée de la première directrice
T_4	K	Température des gaz chauds à l'échappement dans le cas idéal
T_{4r}	K	Température de fin de détente isentropique
T_4'	K	Température des gaz chauds à l'échappement dans le cas réel
T_a	K	Température ambiante
W_c	kJ/kg	Travail massique de compression
W_{cyc}	kJ/kg	Travail de cycle total
W_T	kJ/kg	Travail de détente du gaz
W_{THP}	kJ/kg	travail de turbine HP
W_u	kJ/kg	Travail massique utile

Liste de nomenclatures

X_i		Fraction molaire du composant i du gaz
Z	m	Altitude
γ_a		Exposant isentropique d'air
γ_g		Exposant isentropique de gaz
ΔP_a	bars	Pertes de charge d'entrée
ΔP_{cc}	bars	Pertes de charge chambre de combustion
η		Rendement thermique du cycle théorique de la turbine à gaz
η'		Rendement adiabatique de compression
η_c		Rendement isentropique de compression
η_{cc}		Rendement de la chambre de combustion
η'_d		Rendement adiabatique de détente
η_{istbp}		Rendement isentropique de la turbine BP
η_g		Rendement global
η_{mtbp}		Rendement mécanique de la transmission de turbine – charge
η_{mthp}		Rendement mécanique de transmission compresseur - turbine THP
η'_{TG}		Rendement théorique du cycle
λ		Coefficient d'excès d'air
τ		Taux de compression

Sommaire

Liste des figures	i
Liste des Nomenclature	ii
Introduction générale	1
Chapitre I: généralité sur la turbine à gaz	
I.1: introduction	3
I.2: Historique	3
I.3: Principe de Fonctionnement d'une turbine à gaz	4
I.4: Classification des turbines à gaz	4
I.4.1: Selon le mode de construction	4
I.4.2: Selon le mode de travail	5
I.4.3: Selon le mode de fonctionnement thermodynamique	6
I.5: Avantages et inconvénients des turbines à gaz	7
I.6: Domaines d'application des turbines à gaz.	8
Chapitre II: Description sur la turbine MS5002B	
II.1: introduction	9
II.2: Principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS5002B	9
II.3: Section aspiration	10
II.4: Section compresseur	11
II.4.1: Rotor du compresseur	11
II.4.2: Stator du compresseur	12
II.5: Section combustion	13
II.5.1: Enveloppe de combustion	14
II.5.2: Chambre de combustion	14
II.5.3: Bougie d'allumage	15
II.5.4: Détecteur de flamme	16
II.5.5: Injecteur de combustible	16
II.5.6: Tubes foyer	16
II.6: Section turbine	17
II.6.1: Stator de la turbine	17
II.6.2: Directrice de premier étage	18
II.6.3: Directrice de deuxième étage	19
II.6.4: Ensemble diaphragme	20
II.6.5: Rotor de la turbine	20
II.6.6: Aubes de la turbine	21
II.7: Section échappement	21
II.7.1: Plenum d'échappement	21
II.7.2: Caisson d'échappement	22
II.8: Axillaires de la turbine	22
II.8.1: Système de gaz combustible	23
II.8.2: Système de l'huile de lubrification	23
II.8.3: Système d'huile hydraulique	24
II.8.4: Système d'huile d'étanchéité	24
II.9: Les caractéristiques de la turbine MS 5002B	25
Chapitre III: étude thermodynamique et description des systèmes d'amélioration	
III.1: introduction	26
III.2: Cycle thermodynamique simplifié	26
III.2.1: Cycle réel de la turbine à gaz du site en coordonnées (T,S)	26
III.2.1.1: Bilan énergétique du cycle réel	27
III.2.2: Le cycle théorique	

Sommaire

III.2.2.1: Le bilan thermique	28
III.3: les différentes méthodes d'amélioration de la performance d'une turbine à gaz	29
	30
Chapitre IV: calcul des paramètres de la TAGMS 5002b	
IV.1: Introduction	33
IV.2: Calcul des paramètres de la turbine à gaz (MS 5002B)	33
IV.2.1: Calculs des paramètres du compresseur axial	33
IV.2.2: Calculs des paramètres de la chambre de combustion	35
IV.2.3: Section turbine à gaz	37
IV.2.3.1: Générateur de gaz (turbine à haute pression THP)	37
IV.2.3.2: Paramètres de la turbine de puissance (turbine basse pression BP)	39
IV.3: Performances de la turbine	40
IV.3.1: Le travail massique de la turbine haute pression THP	40
IV.3.2: La puissance de la turbine haute pression THP	40
IV.3.3: Le travail massique utile ou de la turbine basse pression BP	40
IV.3.4: La puissance utile de la turbine	40
IV.4: L'effet de la température ambiante sur les performances de la turbine	41
IV.5: Conclusion	43
Chapitre V: Amélioration du rendement de la TAG5002b par l'injection de la vapeur d'eau	
V-1: Introduction	44
V-2: Calculs des paramètres de la turbine avec injection de la vapeur d'eau	44
V.2.1: Les paramètres de la compression	44
V.2.2: Les paramètres de la chambre de combustion	44
V.2.3: Calcul des paramètres de la turbine	45
V.3: Rendement de la turbine à gaz MS5002b après injection de la vapeur d'eau	46
V.3.1: Travail massique utile de la turbine	46
V.3.2 La puissance utile	47
V.3.3: La puissance thermique de la turbine	47
V.3.4: Le rendement global de la turbine	47
V.4: Etude comparative	48

Introduction générale

Introduction Général

La turbine à gaz est une machine rotative qui pressurise de l'air, le mélanger à un combustible et le brûle dans des chambres de combustions, les gaz ainsi produits sont détendus au niveau des aubes d'une turbine, actuellement toutes les grandes turbines à gaz sont du type à écoulement axial. Au moment de démarrage les turbines à gaz sont actionnées par un moteur, une turbine à détente ou autre moyen.

Les turbines à gaz sont mono arbre ou bi arbre, les gaz sont d'abord détendus dans une première turbine qui produit le travail nécessaire pour entraîner le compresseur axial. Ils sont ensuite détendus dans une deuxième turbine jusqu'à la pression atmosphérique pour produire un travail qui va entraîner la charge. Les turbines à double arbres sont plus flexibles de point de vu opération car elles nécessitent des forces de couple de démarrage plus basses et des taux de consommations thermiques considérablement réduits à faibles charges. Elles offrent aussi de meilleures performances et permettent une variation entre la charge de la turbine HP et celle de la turbine BP.

Les turbines à gaz au niveau de HassiR'mel sont de type ou model MS5002B. Elles sont utilisées pour entraîner des compresseurs centrifuges à multi étages. Ce sont des turbines à deux arbres.

Malgré ces avantages, leur haute sensibilité à l'influence de la température de l'air ambiant qui varie considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté.

Actuellement pour solutionner le problème, on procède lors du projet, compte tenu des régions d'exploitation au surdimensionnement systématique des groupes d'entraînement par rapport aux machines entraînées.

Ce moyen certes assez fiable est loin d'être économique compte tenu des prix élevés de ces machines et du nombre d'installations en exploitation.

Le cycle d'une turbine à gaz est un cycle très souple de sorte que ses paramètres de performance, c'est-à-dire le rendement et le travail net spécifique, puissent être améliorés en ajoutant les composants supplémentaires à un cycle simple.

Dans ce travail, le processus de combustion dans la chambre de combustion de la turbine à gaz s'effectue en présence d'une quantité supplémentaire de la vapeur d'eau. Celle-ci a été injectée à l'amont de la chambre de combustion.

Introduction générale

Cette méthode conduit à une amélioration du rendement et de la puissance utile disponible d'une turbine à gaz de cycle simple. L'augmentation du rendement et de la puissance de sortie de la turbine est une conséquence de la masse supplémentaire traversant la turbine.

Dans ce travail, une tentative est faite en modélisant un cycle simple par la récupération de la chaleur des gaz d'échappement (mettre un évaporateur) afin d'obtenir la vapeur surchauffée pour l'utilisation, en considérant tous les facteurs qui affectent réellement les performances d'un vrai cycle. A cet effet, les propriétés physiques du fluide moteur ont été prises comme réelles (fonction de la température et de la pression)

1 Introduction :

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 convertie 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 (alternateurs, pompes centrifuges, compresseurs de gaz...etc.), qui produit la puissance utile pour le processus industriel.

Dans sa forme la plus simple, une turbine à gaz est composée de trois éléments qui sont comme suite :

- Un compresseur (C): centrifuge ou plus généralement axial, qui a pour rôle de comprimer de l'air ambiant à une pression comprise aujourd'hui entre 10 et 30 bars environ.
- Une chambre de combustion (CC): dans laquelle un combustible gazeux ou liquide est injecté sous pression, puis brûlé avec l'air comprimé, avec un fort excès d'air afin de limiter la température des gaz d'échappement.
- Une turbine (TU): généralement axial, dans laquelle sont détendus les gaz qui sortent de la chambre de combustion.

1.2 Historique [4]

Parmi les procureurs de la turbine à gaz moderne, on doit mentionner les inventeurs des moteurs thermiques fonctionnant avec un gaz permanent (plus précisément avec l'air chaud), bien que ces moteurs aient été conçus d'après le principe des machines à vapeur à piston. Ces inventions ont, en effet, permis de déterminer les différentes transformations qui doivent être subies par un gaz permanent servant de fluide moteur, transformations dont le cycle thermodynamique de la turbine à gaz. D'ailleurs certains cycles de cette machine portent encore à présent les noms de leurs inventeurs : cycle de Joule, cycle d'Ericsson.

1791: Première brevet de turbine à gaz de John Barber, Angleterre.

1900/1904 : Premières essais avec la turbine à air chaud selon Stolze.

1905 : Conception de la turbine à explosion selon Holzwarth.

1906/1908 : Construction de la première turbine à explosion par BBC pour Holzwarth

1928: BBC reprend la fabrication d'une turbine Holzwarth améliorée.

1933 : Mise en opération de la première turbine Holzwarth de BBC, alimentée en gaz de haut fourneau.

1934: Développement de la chaudière V elox suralimentée. Environ 80 compresseurs/turbines à gaz furent installés

1937: Mise en service du premier groupe compresseur/turbine à gaz "Houdry" auprès de Marcus Hook Refinery, PA, Etats-Unis d'Amérique. Puissance du groupe: 2000 KW.

1937: Commande portant sur le premier groupe de turbine à gaz à cycle simple : Mise en service de la première turbine à gaz de 4000 KW à la centrale de Neuchâtel.

I.3 Principe de Fonctionnement d'une turbine à gaz :

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

- Elle extrait de l'air du milieu environnant
- Elle le comprime à une pression plus élevée
- Elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en l'ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion.
- Elle achemine de 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 à la machine conduite, couplée avec la machine au moyen d'un accouplement et, de l'autre côté à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, qui a lieu dans un compresseur relié directement à la section turbine.
- Elle décharge à l'atmosphère les gaz à basse pression et température.

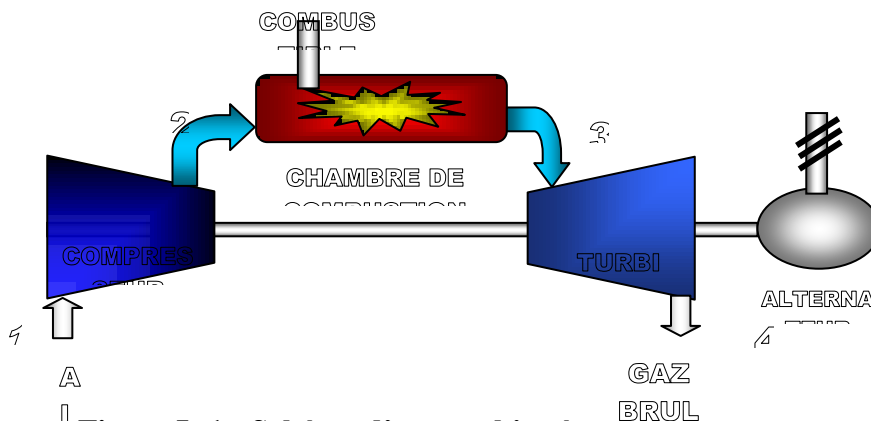
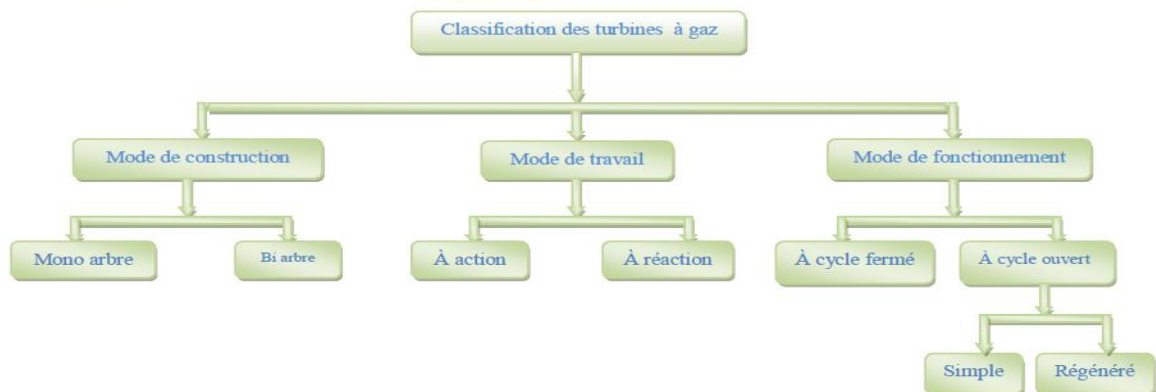
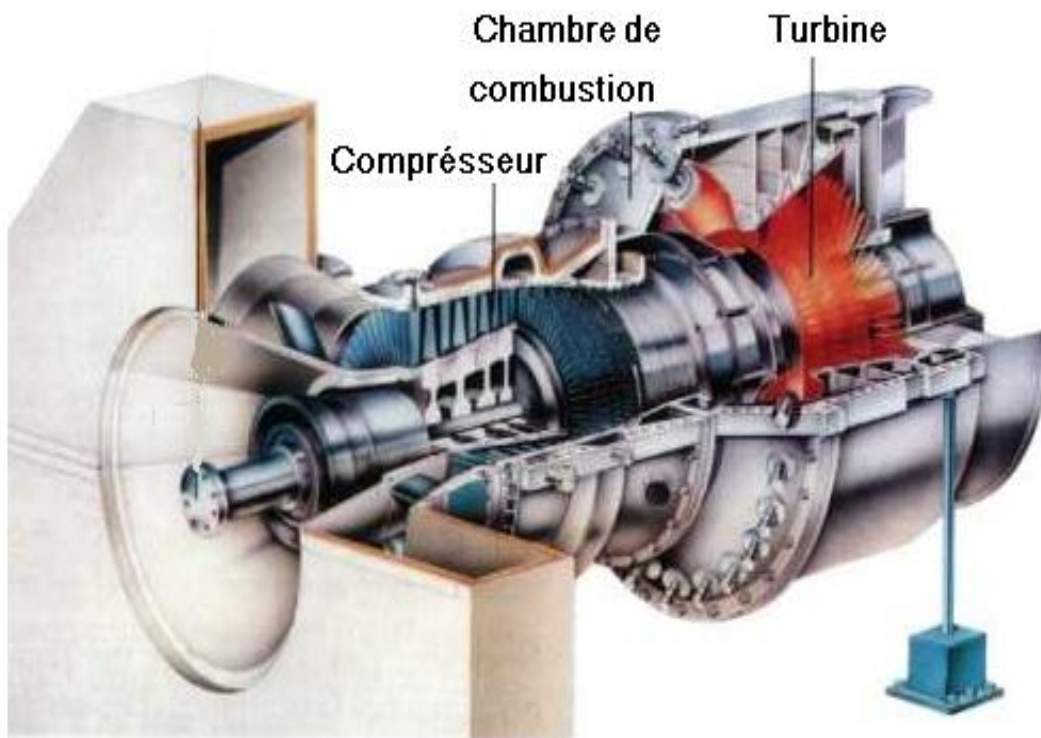


Figure I -1 : Schéma d'une turbine à gaz



I.3 Classification des turbines à gaz

I.4.1 Selon le mode de construction:

- ✓ **Turbine mono-arbre:** Le compresseur et les sections de la turbine sont montés sur un même arbre ce qui permet de tourner à la même vitesse, ce type est utilisé pour les applications qui n'ont pas besoin des variations de vitesse telle que l'entraînement des génératrices pour production de l'électricité.

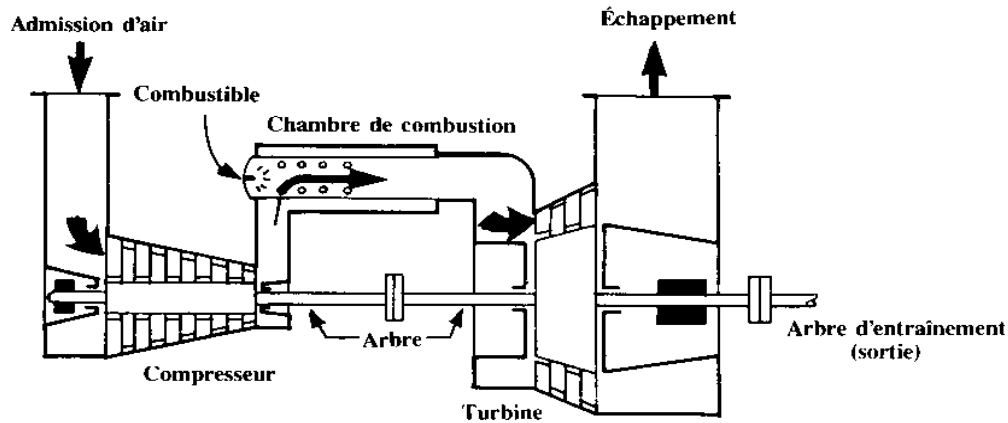


Figure I.4 : Schéma d'une Turbine à gaz à un seul arbre

- ✓ **Turbine bi-arbre:** La turbine à gaz se compose de deux roues turbines indépendantes mécaniquement. La roue turbine HP entraîne le rotor du compresseur axial et les accessoires, tandis que la roue BP deuxième étage sert à entraîner l'organe récepteur (Ex : les compresseurs). Le but des roues turbines non reliées est de permettre aux deux roues de fonctionner à des vitesses différentes pour satisfaire aux exigences de charge variable de l'organe récepteur.

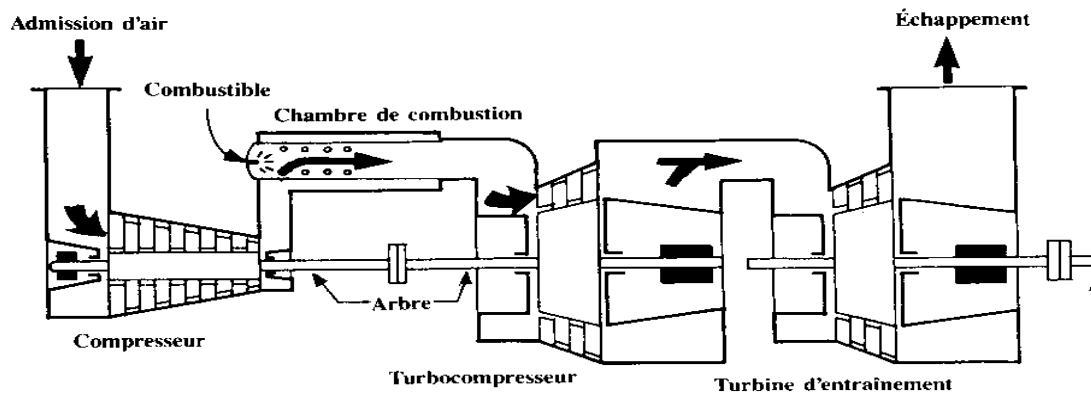


Figure I.5 : Schéma d'une Turbine à gaz à deux arbres

I.4.2 Selon le mode de travail :

- ✓ **Turbine à action :** Le principe de fonctionnement d'une turbine à action, est que la transformation thermodynamique du fluide se fait uniquement dans la directrice (entre aubages fixes). Les aubes mobiles n'ont qu'un rôle à jouer, c'est de transformer l'énergie cinétique acquise par la détente ($P_0 > P_1$) en travail mécanique communiqué

au rotor. L'évolution des gaz dans la roue se fait sans variation de pression statique ($P_1 = P_2$).

- ✓ **Turbine à réaction** : Dans les turbines à réaction, nous savons que la détente se fait aussi bien dans les canaux fixes que dans les canaux mobiles, c.-à-d. qu'une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique $P_0 > P_1 > P_2$.

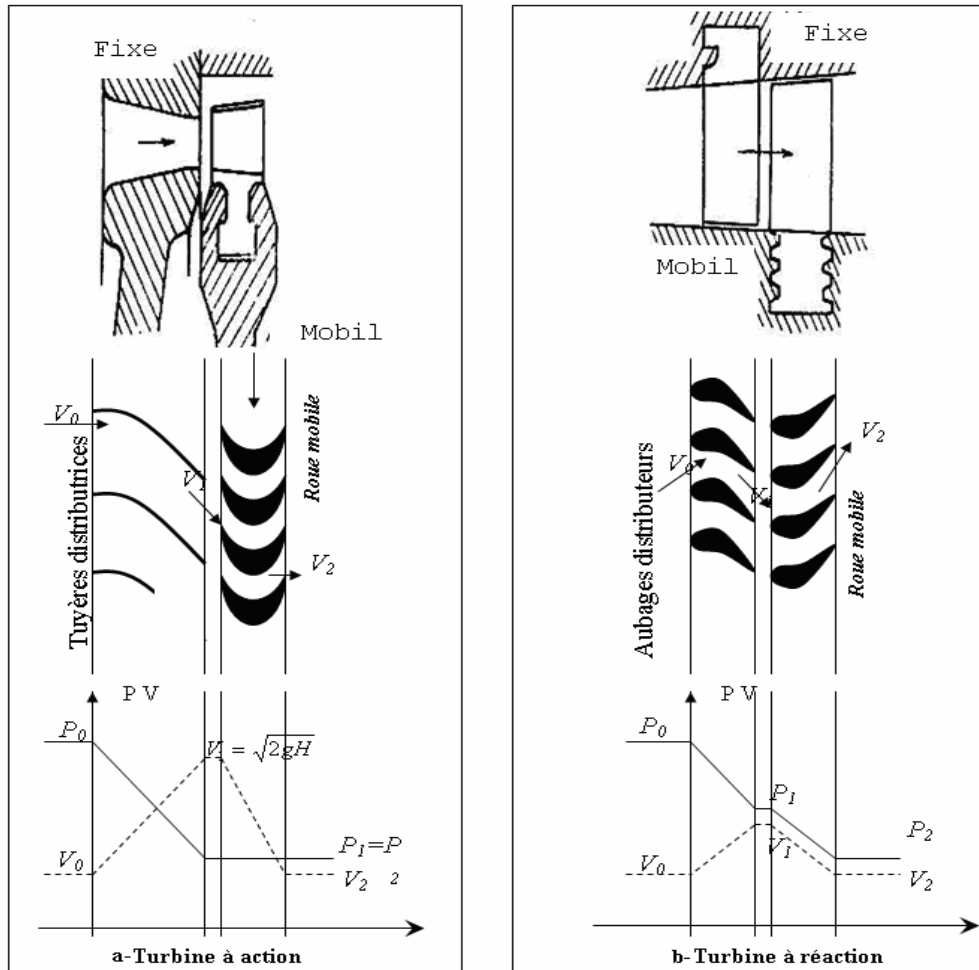


Figure I.6 : Turbine à action et réaction

I.4.3. Selon le mode de fonctionnement thermodynamique :

- ✓ **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 sont perdus dans l'atmosphère à travers l'échappement
- **Turbine à cycle régénéré** : C'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation

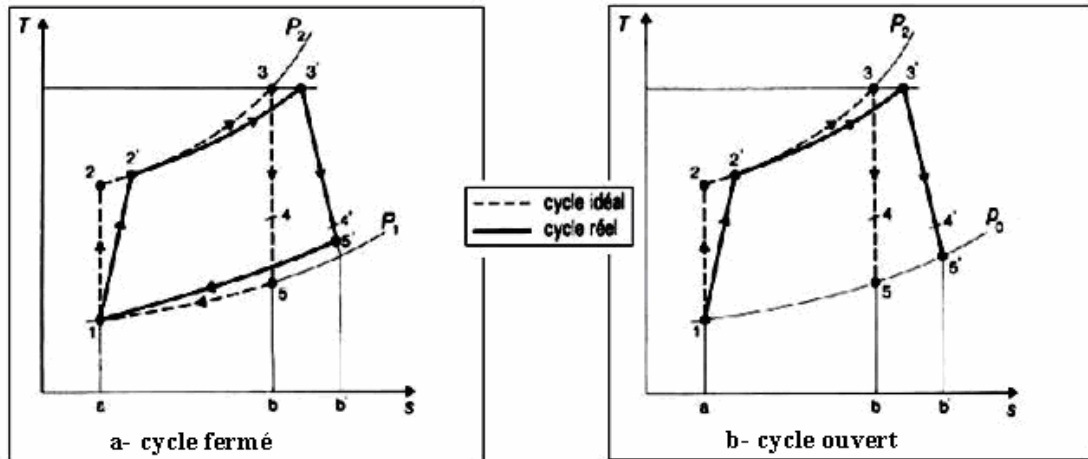


Figure I.7 : Représentation de cycle fermé et ouvert.

I.5. Avantages et inconvénients des turbines à gaz :[2]

- **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.
- **Inconvénient** :
 - ✓ Au-dessous d'environ 3000KW, prix d'installation supérieur de celui d'un groupe diesel ;
 - ✓ Temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel ; à titre indicatif de 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.

I.6. Domaines d'application des turbines à gaz :

De nos jours la turbine à gaz connaît une large utilisation et dans différents domaines et en particulier dans le domaine des hydrocarbures à cause de leur grande gamme de puissance et leurs propres avantages. Les domaines d'application des turbines à gaz se divisent en deux catégories :

- **Domains fixes (utilisation industrielle) :[4]**
 - ✓ Entraînements des compresseurs.
 - ✓ Entraînements des pompes.
 - ✓ Entraînements des alternateurs.
- **Domains mobiles :**
 - ✓ Pour la traction automobile.
 - ✓ Pour la traction ferroviaire.
 - ✓ Pour l'application marine.
 - ✓ Pour l'aviation (turboréacteur et turbo hélice).

II-1-Introduction :

La turbine à gaz est une machine rotative qui pressurise de l'air, le mélanger à un combustible et le brûle dans des chambres de combustions, les gaz ainsi produits sont détendus au niveau des aubes d'une turbine, actuellement toutes les grandes turbines à gaz sont du type à écoulement axial. Au moment de démarrage les turbines à gaz sont actionnées par un moteur, une turbine à détente ou autre moyen.

Les turbines à gaz sont mono arbre ou bi arbre, les gaz sont d'abord détendus dans une première turbine qui produit le travail nécessaire pour entraîner le compresseur axial. Ils sont ensuite détendus dans une deuxième turbine jusqu'à la pression atmosphérique pour produire un travail qui va entraîner la charge. Les turbines à double arbres sont plus flexibles de point de vu opération car elles nécessitent des forces de couple de démarrage plus basses et des taux de consommations thermiques considérablement réduits à faibles charges. Elles offrent aussi de meilleures performances et permettent une variation entre la charge de la turbine HP et celle de la turbine BP.

Les turbines à gaz au niveau de HassiR'mel sont de type ou model MS5002B. Elles sont utilisées pour entraîner des compresseurs centrifuges à multi étages. Ce sont des turbines à deux arbres.

II-2-Principe de fonctionnement de la turbine à gazMS5002B:[6]

Le rotor de la turbine haute pression/compresseur atteint d'abord 20% de la vitesse grâce au dispositif de lancement (turbine de lancement). L'air aspiré de l'atmosphère dans le compresseur est envoyé à travers une tuyère aux chambres de combustions où le combustible est débité sous pression. Une étincelle haute tension allume le mélange combustible air. (Après l'allumage la combustion continuera dans les chambres). 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 atteindre la vitesse de service.

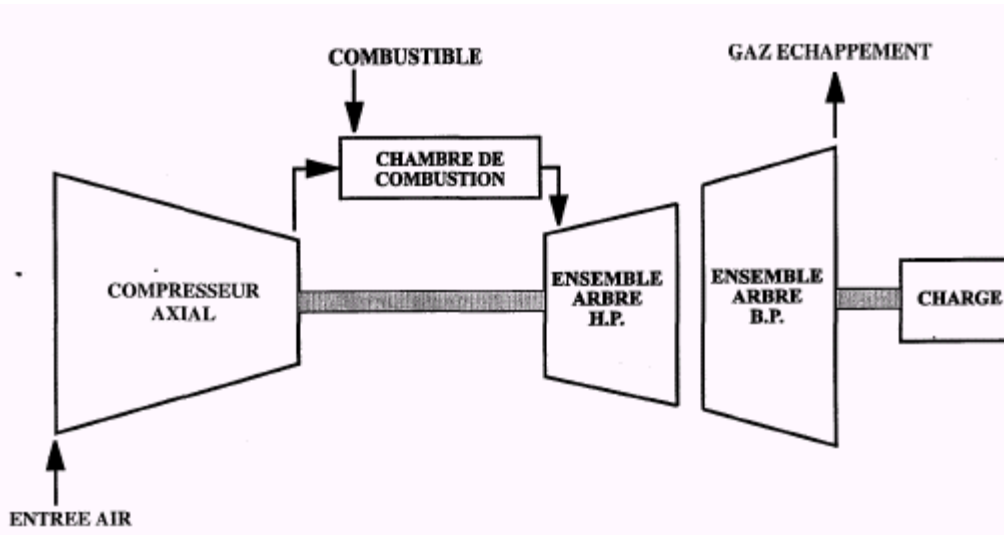


Figure II-1 : Schéma de principe de turbine à gaz bi-arbre.

II-3-Section aspiration:

Les turbines à gaz consomment une grande quantité d'air pour la combustion et le refroidissement des pièces internes. Cet air doit être filtré pour éviter la pénétration des particules qui peuvent avec le temps éroder les ailettes des rotors et stator du compresseur d'air et entraîner des pertes de performances dues aux pertes de charge au niveau du compresseur axial. Les particules de saleté peuvent aussi colmater les orifices et passage de l'air utilisé pour le refroidissement des différentes pièces de la turbine.

L'aspiration de la turbine est une enceinte ou compartiment qui abrite les filtres et relié au caisson d'admission de la turbine. Ce système regroupe les fonctions de filtrage et de réduction de bruit à celle de direction de l'air dans le compresseur de la turbine. Ce compartiment est muni de portes permettant un accès facile aux filtres pour les besoins de maintenance.

Les types de filtres utilisés sont :

- ✓ **Type conventionnels** : ils sont du type pré filtres et filtre cubique, ces filtres peuvent être démonté et lavés facilement.
- ✓ **Types autonettoyants** : ce système contient les cartouches de filtres haute rendement régénérés (nettoyés) à intervalles réguliers par jet d'air comprimé pendant le fonctionnement de la turbine. La régénération s'effectue automatiquement par pulsions sous forme de cycle. La pression différentielle régule les cycles de régénérations. Un jeu de 144 filtres est utilisé, chaque jeu comprend 2 filtres, un conique et l'autre cylindrique.

Les grandes quantités d'air entrent le compresseur engendrent un bruit important d'où la nécessité de placer un silencieux à l'entrée du compresseur pour atténuer le bruit haute fréquence causée par l'aubage du compresseur. Ce dispositif comporte des écrans verticaux constitués de panneaux de matériaux isolant basse densité, enrobés de feuilles perforées. La turbine est aussi logée dans une enceinte acoustiquement isolée.

II-4-Section compresseur :

Le compresseur à flux axial comprend le rotor du compresseur et 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, ou il est comprimé en plusieurs étages, par une série d'aubes alternativement tournantes (rotor) et fixe (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 l'étage successif du rotor, sous l'angle qui convient. L'air comprimé sort par le corps de refoulement du compresseur et 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.

II-4-1- Rotor du compresseur:

Le rotor du compresseur est un ensemble composé de seize roues, d'un demi arbre, de tirants et des aubes du rotor du compresseur. Chaque roue et chaque portion de la roue du demi arbre avant, a toute autour, des fentes alésées, dans lesquels s'insèrent les aubes du rotor que des entretoises maintiennent en position axial, ces entretoises étant bloquées à chaque extrémité de la fente. Ces aubes ont une forme aérodynamique et sont conçues pour bien comprimer l'air à des vitesses élevées à l'extrémité des aubes. Les roues et les demi-arbres sont montés les uns dans les autres, par l'intermédiaire de rainures concentriques, et maintenues par des tirants. Le choix de la position des roues se fait lors du montage, de manière à réduire les corrections d'équilibre.

Après le montage le rotor est équilibré dynamiquement de manière plus précise.

Le demi-arbre avant est usiné de façon à donner les faces avant et arrière de butée et le coussinet du palier N.1 et du joint d'air basse pression du compresseur.



Figure II-2-Rotor du compresseur axial.

II-4-2-Stator du compresseur:

Le stator (corps) du compresseur comprend trois sections principales:

- a. Le corps d'admission.
- b. Le corps avant du compresseur.
- c. Le corps de refoulement du compresseur.

Ces sections et la caisse de la turbine forment la structure externe principale de la turbine à gaz. Ils 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.



Figure II-3-Stator du compresseur axial

II-5-Section combustion :

La section combustion de la turbine à gaz comprend l'enveloppe de combustion, douze corps de combustion extérieur, douze ensembles chapeaux et chemise de combustion, douze ensembles de pièce de transition, douze injecteurs de combustible deux bougies, deux transformateur d'allumage deux détecteurs de flamme, douze tube à flammes (foyers) et divers garniture.

L'enveloppe de combustion est un élément soudé entourant la partie arrière du corps de refoulement du compresseur et recevant l'air de refoulement compresseur à flux axial.

Le combustible est envoyé dans chaque chemise des chambres de combustion par un injecteur de combustion montée dans le couvercle de la chambre de combustion et pénétrant dans la chemise. La combustion du mélange air combustible est déclenchée par les bougies d'allumage. Lorsque l'allumage se produit dans une des deux chambres, les gaz chauds de combustion passent dans les tubes à flammes et vont allumer le mélange air combustible des autres chambres.

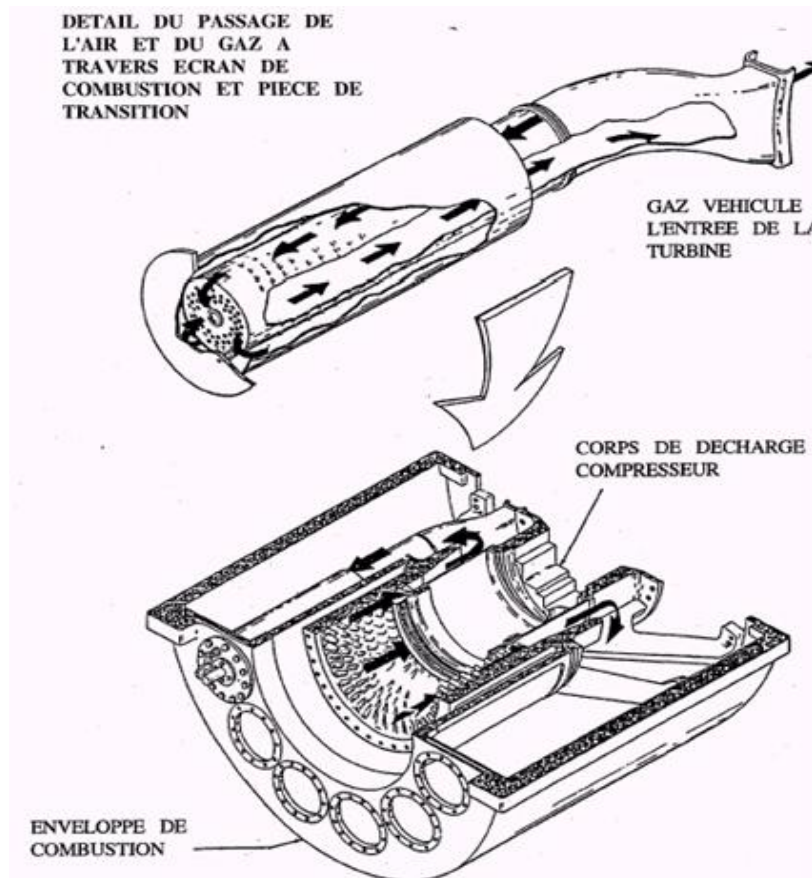


Figure II-4 : Schéma section de combustion

II-5-1-Enveloppe de combustion:

L'enveloppe de combustion soutient les douze corps de combustion et renferme les douze pièces de transition. C'est une enceinte soudée qui reçoit l'air de refoulement du compresseur à flux axial et le transfère à la chambre de combustion. La moitié supérieure et la moitié inférieure de l'enveloppe sont montées autour de la partie arrière du corps de refoulement du compresseur. La plaque arrière de l'enveloppe de combustion est boulonnée à la bride verticale du corps de la turbine; la plaque avant est boulonnée à la bride arrière du Corps de refoulement

II-5-2-Chambre de combustion:

Les brides arrière des douze corps de combustion sont montées sur la surface verticale avant de l'enveloppe de combustion avec chaque corps relié par les tubes à flammes. Les ensembles chapeaux chemises trouvent à l'intérieur de chaque corps. Les injecteurs de combustible montés dans les couvercles du corps de combustion pénètrent dans les chambres de combustion et les alimente en combustible.

Ces corps sont numérotés de un à douze et peuvent être identifiés en regardant vers l'aval à partir de l'admission de la turbine et en comptant dans le sens inverse des aiguilles d'une montre à partir de la position de midi.

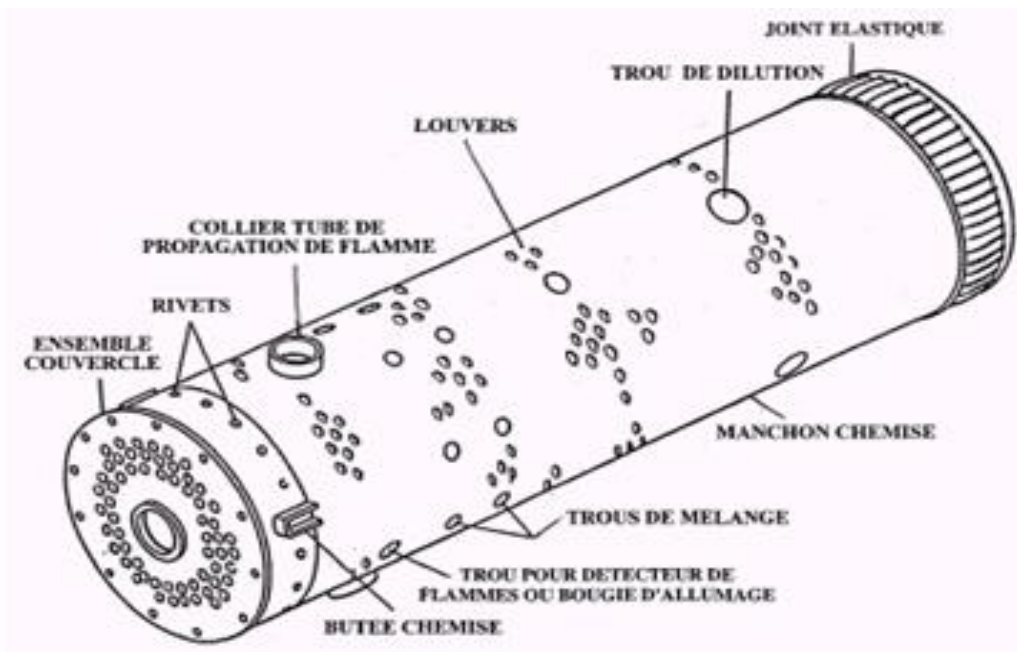


Figure II-5 : Chemise combustion type refroidie par louver.

Pendant le service, 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. Cet air comprimé passe dans la chemise, s'y mélange avec le combustible et est allumé, les gaz chauds qui en résultent descendent dans la chemise, puis dans la pièce de transition qui est fixée à la directrice de premier étage les détecteurs de flammes sont installées dans deux chambres envoient un signal au système de commande pour lui indiquer qu'il a eu allumage (voir Figures II-4 et II-5).

II-5-3-Bougie d'allumage:

La combustion du mélange de combustible et d'air est déclenchée par les bougies avec électrodes, deux bougies sont installées dans chacune des deux (N9 et N10) et reçoivent l'énergie des transformateurs d'allumages. Les autres chambres, sans bougies, sont allumées à travers les tubes foyer d'interconnexion.

II-5-4-Détecteur de flamme:

Pendant la séquence de lancement il faut envoyer une indication ou absence de flamme au système de commande. Pour cette raison, un système de contrôle de flamme 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 capteur de flamme ultraviolet comprend un capteur de flamme, contenant un détecteur rempli de gaz. Le gaz dans ce détecteur est sensible à la présence des radiations ultraviolettes émises par la flamme aux hydrocarbures. La tension C.C, fournie par l'amplificateur, est appliquée à travers les bornes du détecteur. En cas de flamme, l'ionisation du gaz dans le détecteur. Permet la conduction dans le circuit électronique ce qui donne une sortie définissant la flamme. Au contraire, l'absence de flamme engendrera une sortie opposée définissant l'absence de flamme "pas de flamme".

II-5-5- Injecteur de combustible:

Chaque chambre de combustion et pourvue d'un injecteur de combustible émettant une quantité mesurée de combustible dans la chemise de combustion, le

combustible gazeux entre directement dans chaque chambre à travers des trous de mesure situés sur le bord extérieur de la plaque de turbulence. Quand le combustible liquide est utilisé, atomisé dans la chambre de turbulence de l'injecteur par l'intermédiaire d'air haute pression.

Le mélange air combustible atomisé est vaporisé dans la zone de combustion. L'action de combustion causant une combustion plus complète et un fonctionnement sans fumée de l'unité.

II-5-6-Tubes foyer:

Les douze chambres de combustion sont reliées entre elles par des tubes foyers. Ces tubes permettent la propagation de la flamme venant des chambres non allumées.

II-6-Section turbine:

La section turbine est celle où les gaz chauds venants de la section combustion 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 aube 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 les pièces du stator peuvent être fondues en deux dans le sens horizontale.

II-6-1-Stator de la 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 corps de refoulement du compresseur et extérieurement à l'arrière du 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 les roues de la turbine: les cloisons et les segments de protection de la directrice de premier étage, le diaphragme et l'étanchéité air du deuxième étage, et enfin les cloisons et les segments de protections de la directrice de deuxième étage. La bague

de commande, actionne les cloisons de la directrice de deuxième étage à angle variable, est soutenue par les galets montés sur la paroi extérieure de la caisse de la turbine.

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

L'air de refoulement du compresseur, qui fuit au-delà des segments de la directrice de premier étage dans l'espace entre la paroi isolée de la caisse de la turbine et la paroi extérieure de la veine des gaz entre étages, 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.

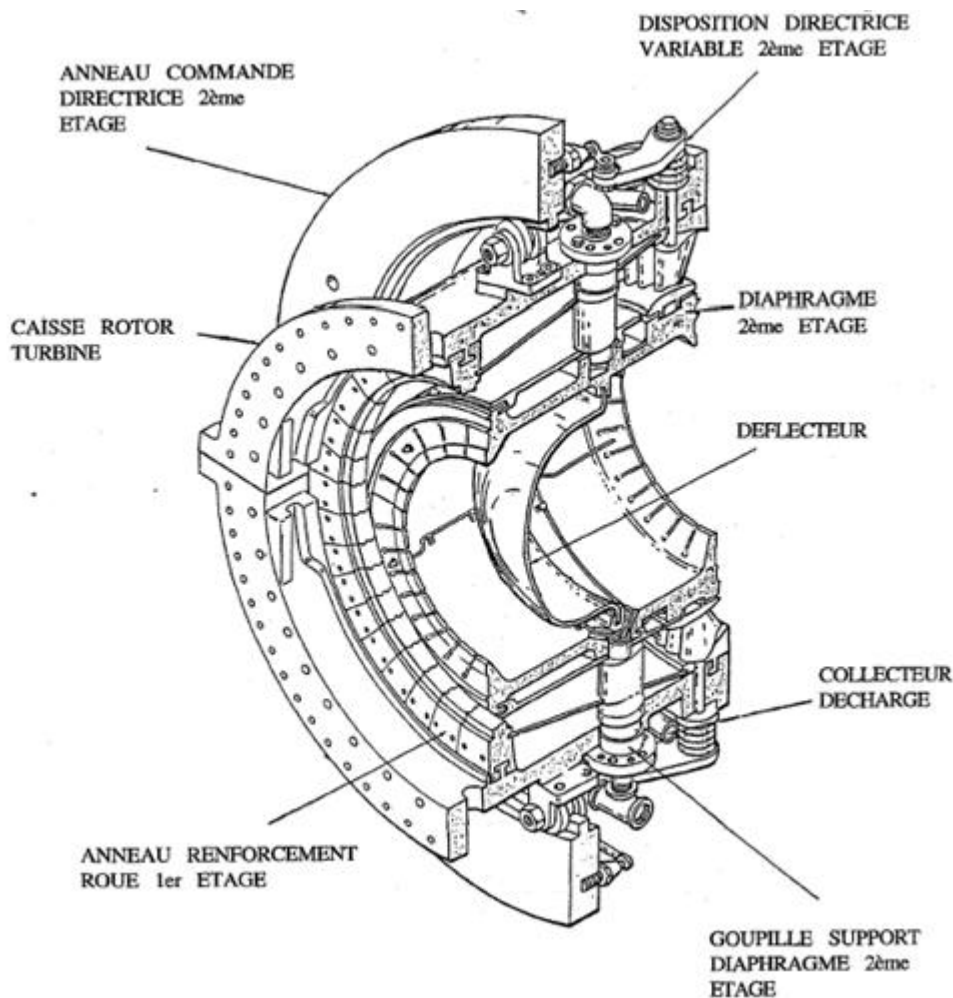


Figure II-6 : Disposition enveloppe turbine.

II-6-2-Directrice de premier étage:

La directrice de premier étage comprend les segments d'aube directrice montés dans une bague de retenue, soutenue dans la veine des gaz par un dispositif de fixation de la caisse de la turbine. La conception de l'ensemble de la directrice et la disposition de son support dans la caisse tiennent compte de la dilatation thermique due aux gaz chauds, et maintiennent l'ensemble correctement aligné dans la veine des gaz. Une caractéristique particulière de conception permet de démonter facilement la moitié inférieure de la directrice sans retirer le rotor.

La bague de retenue de la directrice est fendue en deux sur le plan horizontal et les deux moitiés sont réunies par des boulons. Les segments d'aube directrice ont des cloisons à profile aérodynamique situées entre une paroi latérale interne et une paroi latérale externe. Ces cloisons de la directrice sont creuses avec des trous de purge traversant la paroi de séparation à proximité du bord de fuite ce qui permet le passage de l'aire de refroidissement des directrices. L'air de refoulement du compresseur venant de l'enveloppe de combustion passe autour de la bague de retenue, puis dans les cloisons creuses de la directrice et sort en fin par les trous de purge de la veine des gaz d'échappement. Cette veine d'air sert à refroidir les profils de la directrice.

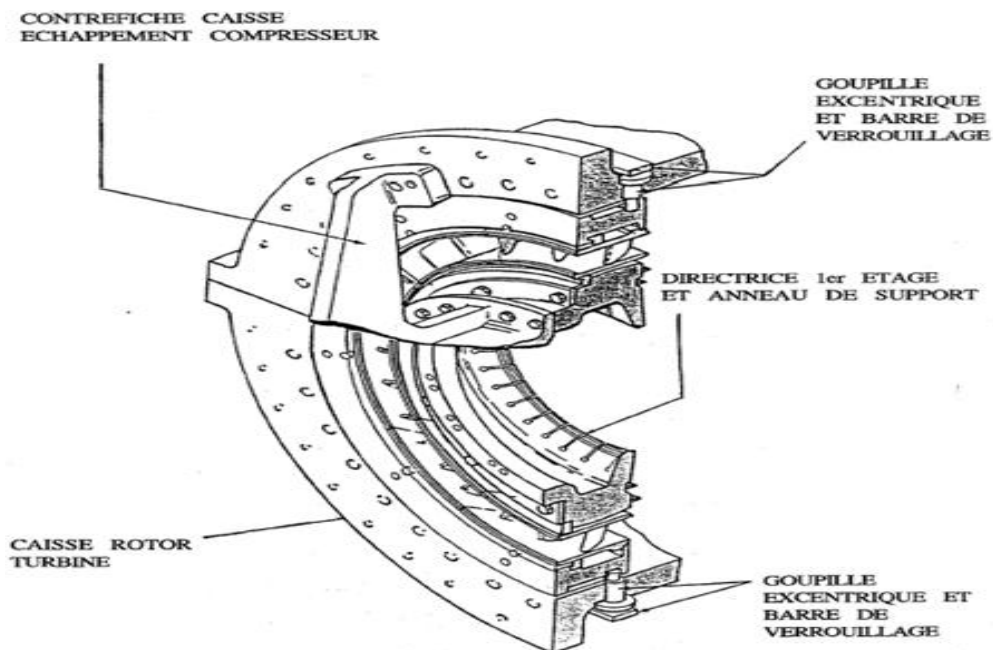


Figure II-7 : Section vertical directrice 1^{er} étage.

II-6-3-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 saillant dans la caisse de la turbine à travers des douilles. Des leviers, fixés à l'extrémité des arbres, sont reliés par des maillons à des montants d'une bague de commande qui tourne sous l'action d'un cylindre hydraulique.

II-6-4-Ensemble diaphragme:

Le diaphragme est soutenu entre les roues de la turbine de premier étage et celle de la turbine de deuxième étage par six chevilles creux 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 roue arrière de la turbine de premier étage et l'espace roue 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 fermé hermétiquement la veine des gaz. Les flasques du diaphragme comportent les joints des roues qui empêchent les gaz chauds de s'échapper dans les espaces roues.

Le diaphragme soutient également la paroi interne de la veine des gaz entre étage. Une rainure usinée sur la circonférence de l'extrémité arrière de la paroi externe du diaphragme sert à retenir les éléments de protection intérieurs de la directrice de deuxième étage et à minimiser les fuites de gaz autour de la directrice.

L'air de refroidissement est envoyé au diaphragme de deuxième étage par les chevilles creuses de support et l'alésage central de la roue de premier étage.

Les trous percés à angle dans la paroi du diaphragme, directement derrière la rainure du déflecteur d'air, croisent les trous des chevilles de support et permettent à l'air de refroidissement d'arriver à l'espace roue avant du deuxième étage, en passant par les chevilles creuse du support.

Les thermocouples devant mesurer la température des espaces roues arrière de premier étage et avant de deuxième étage sont maintenus dans les flasques du diaphragme. Les conducteurs des thermocouples sortent de la turbine par l'une des chevilles creuses de support.

II-6-5-Rotor de la turbine:

La turbine à gaz dispose de deux rotors séparés: celui de la turbine de premier étage, ou turbine haute pression, qui entraîne le compresseur à flux axial et les accessoires, et le rotor de la turbine de deuxième étage, ou turbine basse pression, qui entraîne la charge.

Les deux rotors de la turbine sont alignés dans la section turbine, mais sont mécaniquement indépendantes l'un de l'autre, ce qui permet aux deux turbines de marcher à des vitesses différentes.

La roue de la turbine de premier étage est boulonnée directement sur le demi-arbre arrière du rotor du compresseur de manière à former un rotor de haute pression.

La roue de deuxième étage est boulonnée sur un arbre pour former le rotor de turbine basse pression /puissance. Ce rotor de turbine de puissance est soutenu par deux paliers: le coussinet lisse N.3 situé à l'avant du cadre d'échappement et le palier de butée et coussinet lisse N.4 situé dans un logement de palier boulonné à l'arrière du cadre d'échappement.

L'arbre de la turbine de puissance dispose d'une masse de survitesse qui d'éclanche 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'équilibre final (voir Figures II-6et II-7).

II-6-6-Aubes de la turbine :

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

II-7-Section échappement :

La section échappement se compose essentiellement du plenum ou cadre d'échappement ainsi que le caisson d'échappement.

II-7-1-Plenum d'échappement :

C'est une structure rectangulaire en forme de boîte dans laquelle les gaz d'échappement de la turbine sont évacués avant d'être conduits au silencieux et ensuite libéré dans l'atmosphère. Situé à l'extrémité arrière de la base de la turbine, il loge le châssis d'échappement, le diffuseur et les aubes de la turbine. Il supporte aussi les paliers 3 et 4, la tuyauterie d'alimentation et de retour d'huile et la tuyauterie d'air de refroidissement et d'étanchéité. En service les gaz d'échappement provenant de la turbine sont déchargés dans le diffuseur et passent à travers des aubes qui dirigent ces gaz vers la bêche d'échappement

II-7-2-Caisson d'échappement :

C'est une structure rectangulaire en forme de boîte dans laquelle les gaz d'échappement de la turbine sont déchargés puis libérés vers atmosphère. Il comporte le cadre d'échappement et les silencieux. Le plenum et le caisson d'échappement sont reliés par des joints de dilatation. La conception de l'échappement est devenue assez complexe afin de minimiser le bruit au maximum. La cheminée doit être assez élevée pour permettre un refroidissement progressif des fumées et le dégagement de celle-ci dans des endroits sécurisés.

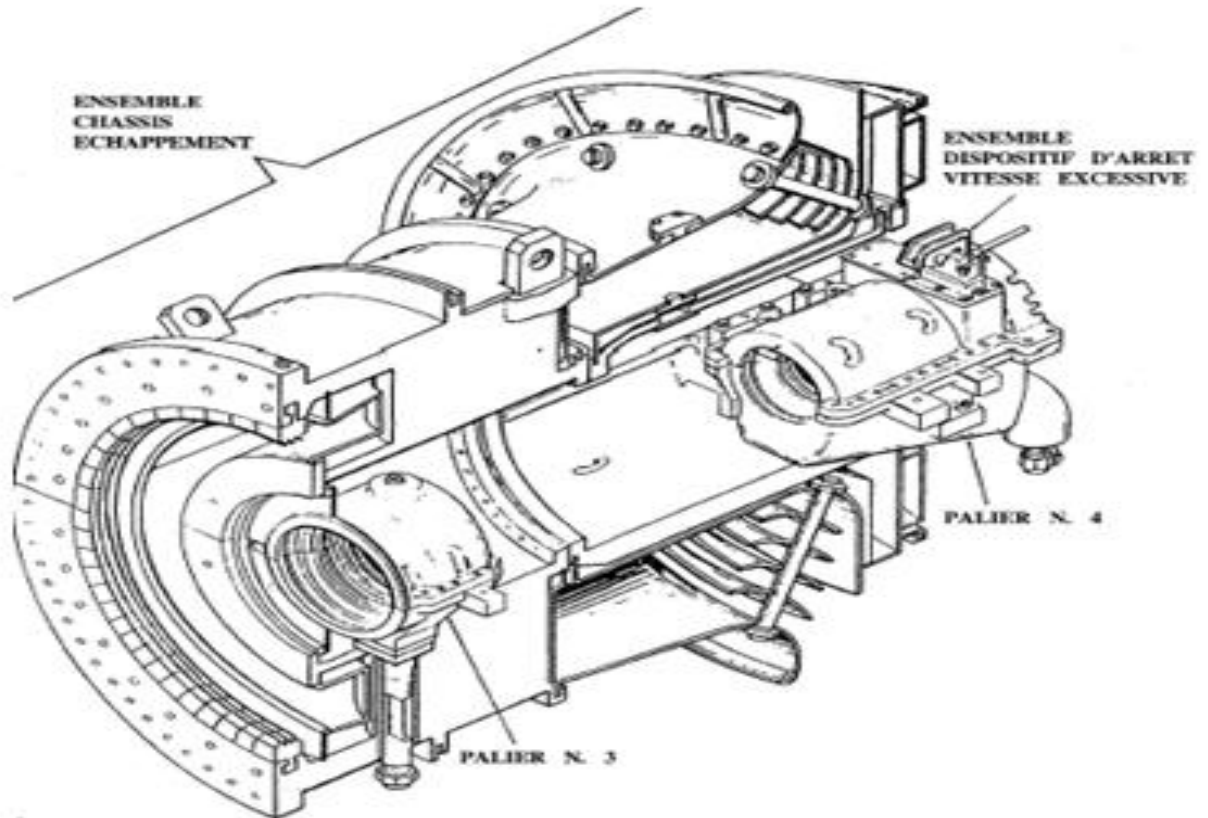


Figure II-8 : Disposition chassie échappement.

II-8-Axillaires 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 de gaz combustible.
- Système d'huile de graissage.
- Système d'huile hydraulique.
- Système d'huile de commande.
- Système d'huile d'étanchéité.

II-8-1- Système de gaz combustible :

Le système de gaz combustible est étudié pour envoyer le combustible gazeux aux chambres de combustions de la turbine à la pression et au débit approprié pour satisfaire à toutes les exigences de lancement, accélération et montée en puissance de la turbine. L'élément principale de ce système est l'ensemble vanne de commande et

arrêt /détente gaz située dans la zone accessoires. A cette vanne s'associe la vanne d'évent, les cerveaux vannes de commande, les manomètres et la tuyauterie de distribution aux injecteurs.

II-8-2-Système de l'huile de lubrification :

- Le graissage de la turbine à gaz est réalisé un circuit de graissage sous pression et qui comporte divers accessoires tel que pompe, aéro, filtres, vannes et autres dispositifs de contrôle et de protection.
- L'huile de graissage à partir du réservoir est pompée dans un collecteur, elle est ensuite refroidie et filtrée avant d'être injecté dans les quatre paliers de la turbine ainsi que le palier de butée, dans l'engrenage accessoire, l'accouplement et vers les paliers du compresseur centrifuge. Une partie de cette huile alimente le circuit hydraulique, le circuit de contrôle et le circuit d'huile d'étanchéité. L'huile drainée des équipements retourne via un collecteur vers la bache d'huile, celle-ci est légèrement pressurisée par l'air d'étanchéité qui circule dans les joints de paliers et par conséquent arrive à la bache. Le système d'huile de graissage est ventilé à l'atmosphère.

II-8-3-Système d'huile hydraulique :

- Les fonctions du système hydraulique sont nombreuses et comprennent entre autre l'alimentation en huile haute pression pour la commande de position de la vanne d'arrêt- rapport de vitesse, de la vanne de commande de combustible, de la directrice du deuxième étage et le fonctionnement du système de déclenchement hydraulique de protection de la turbine.
- L'huile de lubrification filtrée et régulée provenant du collecteur des paliers de la turbine est utilisée comme fluide haute pression nécessaire pour satisfaire aux besoins du système hydraulique. Cette huile est d'abord pressurisée à l'aide d'une pompe du type à piston entraînée par l'engrenage accessoire.

II-8-4-Système d'huile d'étanchéité :

- Ce système est fourni pour empêcher la fuite de gaz comprimé à partir de l'intérieur du compresseur à travers le passage de l'arbre. Ce système consiste en deux bagues d'étanchéité qui flottent dans leur logement et son libres de suivre les mouvements de

l'arbre tout en restant concentriques à l'arbre. Les bagues sont placées face à face et maintenues de côté par un système de ressorts. L'huile est introduite dans l'espace annulaire qui se trouve entre les deux bagues à une pression légèrement supérieure à celle du gaz. L'huile qui s'échappe de la bague externe (coté basse pression) retourne vers le réservoir d'huile tandis que l'huile qui s'échappe de la bague interne (coté haute pression) est extraite par des collecteurs automatiques et dégazée à intervalles réguliers.

- Le système d'huile d'étanchéité est fourni à partir de l'huile de graissage. Afin de fournir une pression suffisante le système possède 2 pompes à vis (P021 A/B) qui refoulent à une pression de 50 litres/min. la pression d'huile d'étanchéité est maintenue légèrement supérieur à celle du gaz de référence par une soupape la LCV1241.

II-9-Les caractéristiques de la turbine MS 5002B :

Température ambiante $T_a = 15^\circ\text{C}$

Taux de compression : $\tau = 6$.

L'altitude $Z = 750\text{m}$

Pertes de charge d'entrer $\Delta P_a = 0,0119\text{ bars}$

Débit de combustible : $Q_c = 2\text{kg/s}$

Débit d'air total : $Q_{aa} = 100,4\text{ kg/s}$

Débit d'air pour la combustion : $Q_{ac} = 95\text{kg/s}$

Rendement isentropique de compression : $\eta_c = 0,88$

Pouvoir calorifique inférieur du combustible (gaz naturel) : $P_{ci} = 8500\text{kcal/m}^3$

Tableau de composition du combustible

Pertes de charge chambre de combustion $\Delta P_{cc} = 0,224\text{ bar}$

Rendement de la chambre de combustion : $\eta_{cc} = 0,97$

Rendement mécanique de transmission compresseur - turbine THP, $\eta_{mthp} = 0,98$

Rendement isentropique de la turbine HP : $\eta_{istHP} = 0,88$

Vitesse de rotation de la turbine HP : $N_{THP} = 5100\text{tr/min}$

Rendement isentropique de la turbine BP : $\eta_{istBP} = 0,87$

Vitesse de rotation de la turbine BP = 4670tr/min

Pertes de charge à l'échappement $\Delta P_{ech} = 9,81 \cdot 10^{-3}\text{ bars}$

Rendement mécanique de la transmission de turbine - charge : $\eta_{mtbp} = 0,97$

Puissance utile $P_u = 24970 \text{KW}$

Rendement de l'installation $\eta_g = 0,28$

III.1.Introduction

La turbine à gaz étant un engin hérité des turbines d'avion il procure de grandes performances, elle est utilisée par la majorité des industries du monde. Nous allons faire une étude thermodynamique simplifiée sur ce chapitre pour déterminer le mode de fonctionnement ainsi les cycles liés à cette dernière (cycle réel et théorique).

III.2.Cycle thermodynamique simplifié

III.2.1.Cycle réel de la turbine à gaz du site en coordonnées (T, S) :

Le cycle thermodynamique sur lequel toutes les turbines à gaz fonctionnent s'appelle le cycle de Brayton.

Chaque cycle de Brayton peut être caractérisé par deux paramètres significatifs :

- ✓ le rapport de pression et la température de combustion.
- ✓ Le rapport de pression du cycle est la pression au point **2** (pression à la sortie du compresseur) divisée par la pression au point **1** (pression d'admission du compresseur).

Dans un cycle idéal, ce rapport de pression est également égal à la pression au point **3** divisée par la pression au point **4**.

Cependant, dans un cycle réel il y a une certaine légère perte de pression dans le système de combustion et, par conséquent, la pression au point **3** est légèrement moins élevée qu'au point **2**.

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

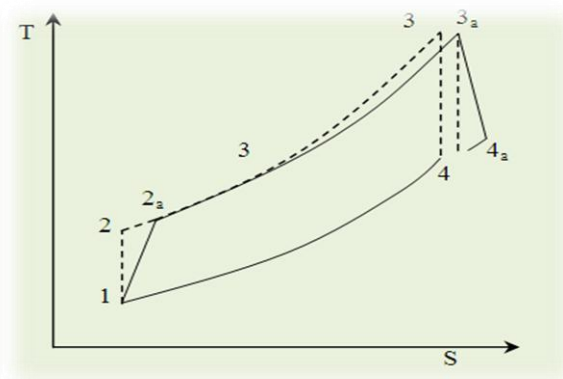


Figure III.2 : Le cycle réel d'une turbine à gaz

III.2.1.1 : bilan énergétique du cycle réel :

❖ Rendement du cycle réel de la turbine à gaz :

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

Soit :

- η : Rendement thermique du cycle de la turbine à gaz (%).
- $Q_{2,3}$: Energie thermique fournie par le combustible (KJ).
- $Q_{4,1}$: Energie thermique perdue à l'atmosphère (KJ).

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

$$\eta = \frac{Q_{2,3} - Q_{4,1}}{Q_{2,3}} \quad (1)$$

Or pour une transformation isobare, nous avons la relation suivante :

$$Q = C_p \times T \dots \dots \dots \quad (2)$$

Où :

Q : quantité de chaleur (kj)

C_p : chaleur spécifique (kj/k)

T : température (k)

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

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

La compression devient la transformation **1,2'** et la détente, la transformation **3,4'**

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

$$\eta' = \frac{T_2 - T_1}{T_2' - T_1} \quad (3)$$

...

Où :

T₁ : Température ambiante (K).

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

T_{2'} : Température de l'air à la sortie du compresseur axial dans le cas réel

(Transformation non adiabatique) (K).

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

$$\eta'_d = \frac{T_3 - T_{4'}}{T_3 - T_4} \quad (4)$$

Où:

T3 : Température des gaz chauds à l'entrée de la première directrice (K).

T4: Température des gaz chauds à l'échappement dans le cas idéal (Transformation adiabatique) (K).

T4': Température des gaz chauds à l'échappement dans le cas réel (Transformation non adiabatique) (K).

Ceci signifie que l'énergie nécessaire à la compression (énergie fournie par le travail de la turbine) est plus importante, que l'énergie fournie par la détente car elle est réduite.

De ce fait, le rendement théorique du cycle se trouve donc lui aussi réduit.

Il s'écrit de la manière suivante :

Où:

T3 : Température des gaz chauds à l'entrée de la première directrice (K).

T4: Température des gaz chauds à l'échappement dans le cas idéal (Transformation adiabatique) .

T4': Température des gaz chauds à l'échappement dans le cas réel (Transformation non adiabatique) (K).

Ceci signifie que l'énergie nécessaire à la compression (énergie fournie par le travail de la turbine) est plus importante, que l'énergie fournie par la détente car elle est réduite.

De ce fait, le rendement théorique du cycle se trouve donc lui aussi réduit.

Il s'écrit de la manière suivante :

$$\eta'_{TG} = \frac{(T_3 - T_{2'}) - (T_{4'} - T_1)}{(T_3 - T_{2'})} \quad (5)$$

Où:

T1: Température ambiante (K).

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

T3 : Température des gaz chauds à l'entrée de la première directrice (K).

T4': Température des gaz chauds à l'échappement (K).

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

III.2.2. Le cycle théorique :

Il est appelé aussi cycle théorique simplifié, la forme idéale se compose de deux processus isobares et de deux processus isentropiques. Les isobares comprennent le système de chambre de combustion de la Turbine à gaz et le côté de gaz d'échappement.

Les isentropiques représentent la compression (compresseur) et la détente (extenseur de turbine).

✓ III.2.2.1. Le bilan thermique :

❖ **Puissance du compresseur :** $P_c = m_a(h_2 - h_1) \quad (6)$

Chaleur massique fournie par la combustion : $Q_1 = C_p (T_3 - T_2) \quad (7)$

Puissance de la turbine :

$$P_t = (m_a + m_f) (h_3 - h_4) \quad (8)$$

❖ **La quantité de chaleur de la détente :**

$$Q_2 = C_p (T_4 - T_1) \quad (9)$$

❖ **Travail de cycle total :**

$$W_{cyc} = W_t - W_c \quad (10)$$

❖ **Le travail massique de compression** : elle est produite dans le compresseur et peut être calculé par la formule suivante :

$$W_c = \Delta h_{1-2} = C_p(T_2 - T_1) \quad (11)$$

❖ **Travail de détente du gaz** : on peut le calculer par la relation suivante :

$$W_T = \Delta h_{3-4} = C_p(T_3 - T_4) \quad (12)$$

Pendant la transformation isobare 2-3, on fournit au gaz la quantité de chaleur dans la chambre de combustion :

$$Q_{CH} = \Delta h_{2-3} = C_p(T_3 - T_2) \quad (13)$$

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

$$\eta = \frac{W_u}{q_{ch}} = \frac{W_t - W_c}{q_{ch}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = \frac{c_p (T_3 - T_4) - c_p (T_2 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} \quad (14)$$

III.3.les différentes méthodes d'amélioration de la performance d'une turbine à gaz :

Ces machines en connus dernièrement un développement très important dans de nombreuses applications industrielles et notamment dans le domaine des hydrocarbures.

Les turbines à gaz doivent respecter les conditions ISO(Organisation internationale de normalisation) à savoir : une humidité relative de 60%,une pression atmosphérique de $1,013 \cdot 10^5 Pa$ et une température ambiante de $15^\circ C$ malheureusement les conditions de fonctionnement varient d'une région a une autre

et, d'un climat à un autre cependant les turbines à gaz sont sensibles à la variation de la température et de l'air ambiant qui varie de manière significative entre la nuit et le jour l'été et l'hiver ce qui affecte le rendement thermique d'exploitation et rendent nécessaire l'amélioration de leur performance

Plusieurs méthodes en étaient utilisées telles que (régénération, refroidissement intermédiaire et préchauffage).

Régénération : l'une des principales pertes d'un cycle de turbines est le rejet à l'atmosphère, des gaz d'échappement qui sortent de la turbine alors qu'ils sont encore à température élevée.

Le cycle de régénération permet en prélevant une partie des gaz brûlés à l'échappement de la turbine de puissance, utiliser leur enthalpie afin de préchauffer l'air sortant du compresseur, ainsi au lieu d'échauffer le flux d'air intégralement par la combustion une partie d'énergie est apportée par échange thermique grâce à l'échangeur régénérateur.

La quantité d'énergie apportée par la combustion étant donc plus faible la quantité du combustible diminue et le rendement augmente

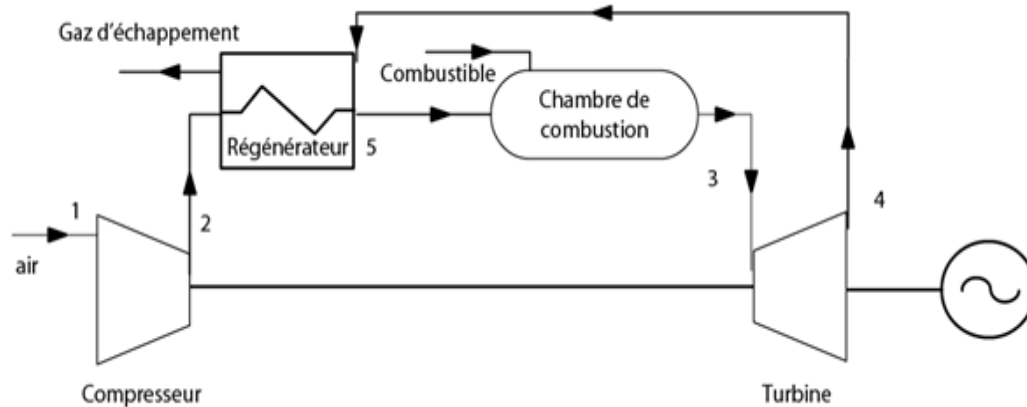


Figure III.3 : schéma descriptif du système de régénération

- **Refroidissement intermédiaire :** la compression avec refroidissement intermédiaire est un moyen pour augmenter la puissance utile du cycle. Le refroidissement diminue la puissance requise par la compression connue, et le rendement du cycle augmente.

L'air comprimé par le compresseur à basse pression est refroidi par un refroidisseur intermédiaire puis recomprimé une autre fois par un compresseur à

haute pression et sur le comportement des turbines à gaz et augmentation du rendement.

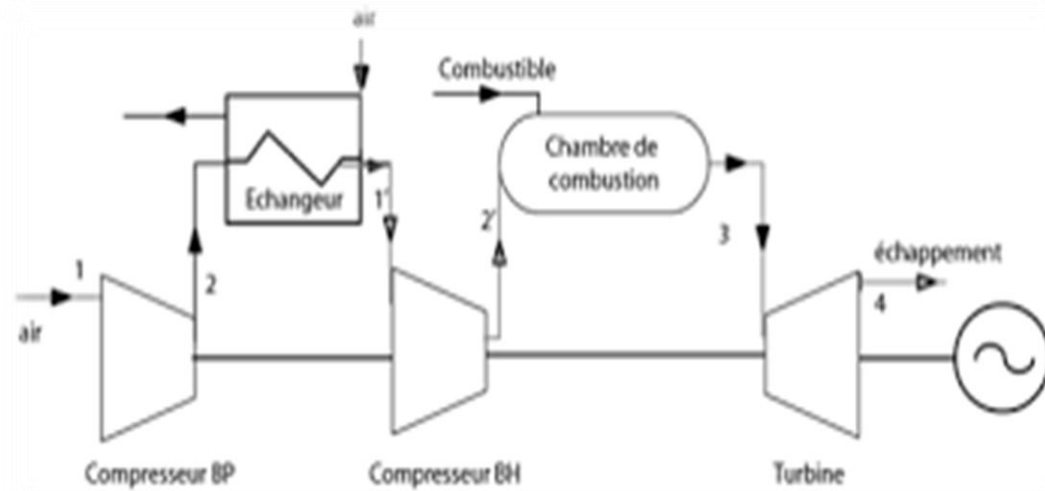


Figure III 4 : schéma descriptif du système de refroidissement intermédiaire.

- **Rechauffage inter turbine :** Une chambre de combustion de rechauffage est un composant qui peut être ajouté à un cycle de turbine à gaz pour améliorer ses performances. Dans cette méthode, le processus de détente dans la turbine à haute pression et à basse pression.

Le gaz d'échappement de la turbine à haute pression qui contient suffisamment d'oxygène, est injecté dans une chambre de combustion de rechauffage et la température des gaz peut être augmentée en raison de la combustion supplémentaire.

Les recherches antérieures sur le rechauffage des cycles idéaux montrent que celui-ci augmente le travail spécifique net mais diminue le rendement thermodynamique comparé à un cycle simple. En outre, ces investigations prouvent que le travail spécifique utile maximum dans les cycles de rechauffage est obtenu si le taux de détente pour les turbines à haute et à basse pression est supposé égal. Dans le cas contraire, le rendement n'est pas maximum et le taux de compression le plus bas pour la turbine à haute pression augmente le rendement, mais ceci mène à une réduction du travail à la sortie.

- **Les avantages :**

Les avantages de ces améliorations peuvent être cités comme suit :

- ✓ Augmentation du rendement et de la puissance utile
- ✓ Diminution de la consommation en carburant
- ✓ Diminution de l'émission de NO_3 dans l'atmosphère

✓ Combustion améliorative du carburant

• **Les inconvénients :**

En les sites comme suite

✓ Nécessité des accessoires supplémentaires dans les installations amélioratives

✓ Nécessité des unités de traitement des eaux

✓ Encombrement supplémentaire

IV.1.Introduction :

Les calculs énergétiques ont pour but de déterminer les performances dans les conditions d'exploitation de ces machines (MS5002b) en utilisant les paramètres du site et admettent de vérifier leur aptitude énergétique dans ces conditions de fonctionnement et de déterminer éventuellement l'influence des paramètres climatiques sur les performances de ces machines.

IV.2.Calcul des paramètres de la turbine à gaz (MS 5002b):

IV2.1.Calculs des paramètres du compresseur axial :

- Température à l'admission du compresseur T1:

$$T1=Ta \quad (1)$$

$$T1=293,15 \text{ K}$$

La température du compresseur de la turbine est considérée égale à la température ambiante.

- Pression de d'admission du compresseur P1:

$$P1= Pa-\Delta Pa \quad (2)$$

Où :

Pa : la pression atmosphérique dans la zone d'installation de la turbine.

ΔPa : chute de pression dans le canal d'admission

$$Pa = P_0 \times \left(1 - \left(\frac{0.0065}{288.15}\right) \times Z\right)^{5.255} \quad (3)$$

P0 : la pression atmosphérique au niveau de la mer, P0 = 1,0133bar

$$Pa = 0,9264 \text{ bar}$$

Donc

$$P1 = 0.9264 - 0.0119 = 0.9145$$

$P1 = 0.9145 \text{ bar}$

Pression P2 et température T2 de fin de compression isentropique:

$$P2=P1 \times t \quad (4)$$

$$P2 = 0,9145 \times 6 = 5,4870$$

$P2 = 5.4870 \text{ bar}$

$$T_2 = T_1 * \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (5)$$

- La chaleur massique moyenne :

La chaleur spécifique de l'air C_p à la température $T < 1200$ K

$$C_{pT} = 0,9648 + 0,099 * \left(\frac{T}{1000}\right) \quad (6)$$

$$C_{P(T_1 T_{2r})} = \frac{C_{pT_{2r}} \times (T_{2r} - 273,15) - C_{pT_1} (T_1 - 273,15)}{T_{2r} - T_1} \quad (7)$$

$$\gamma_g = \frac{C_{P(T_1 T_2)}}{(C_{P(T_1 T_2)} - r)} \quad (8)$$

Avec $r = 0,287$ KJ/kgK.

Les valeurs de T_2 , C_{pT} , $C_{P(T_1, T_2)}$ et γ_a sont déterminées respectivement à partir des équations(5), (6), (7) et (8) en procédant par itération avec une valeur initiale de γ_a choisi, en prend $\gamma_a = 1.4$, on obtient alors :

$$T_2 = 486.5528 \text{K}^\circ.$$

$$C_{pT_2} = 1.0130 \text{ kJ/ kg K}^\circ.$$

$$C_{P(T_1 T_2)} = 1.0149 \text{ kJ/ kg K}^\circ.$$

$$\gamma_g = 1.3943.$$

➤ Pression P_{2r} et température T_2 de fin de compression polytropique:

$$P_{2r} = P_2 \quad (9)$$

$$P_{2r} = 5.4870 \text{bar}$$

A partir de la formule du rendement isentropique du compresseur :

$$\eta_c = \frac{C_{P(T_1 T_2)}(T_2 - T_1)}{C_{P(T_1 T_{2r})}(T_{2r} - T_1)} \quad (10)$$

La température réelle à la sortie du compresseur sera:

$$T_{2r} = T_1 + \frac{C_{P(T_1 T_2)}(T_2 - T_1)}{C_{P(T_1 T_{2r})} \times \eta_c} \quad (11)$$

$$C_{P(T_1 T_{2r})} = \frac{C_{pT_{2r}} \times (T_{2r} - 273,15) - C_{pT_1} (T_1 - 273,15)}{T_{2r} - T_1} \quad (12)$$

Les valeurs de T_{2r} , $C_{pT_{2r}}$, $C_{P(T_1, T_{2r})}$ sont déterminées respectivement à partir des équations

(11),(6) et (12) par itération avec une valeur initiale de $C_{P(T_1, T_2)}$ choisi comme :

$$C_{P(T_1, T_2)} = C_{P(T_1, T_2)} \cdot$$

$$T_{2r} = 512,926 \text{ K}$$

Après plusieurs itérations, les valeurs de T_{2r} et $C_{P(T_1, T_{2r})}$ et $C_{pT_{2r}}$ sont :

$$T_{2r} = 512,3737 \text{ K}$$

$$C_{pT_{2r}} = 1,0155 \text{ Kj/Kg.K.}$$

$$CP(T1, T2r) = 1,0175 \text{ Kj/Kg.K.}$$

IV.2.2.Calculs des paramètres de la chambre de combustion:

Le calcul énergétique de la chambre de combustion permettra de déterminer les Paramètres de fin de combustion étant donné que les paramètres de début de combustion sont celles de fin de compression.

➤ Pression de fin de combustion P3:

$$P3 = P_{2r} - \Delta P_{cc} \quad (13)$$

$$P3 = 5,487 - 0,224$$

$$P3 = 5,263 \text{ bars}$$

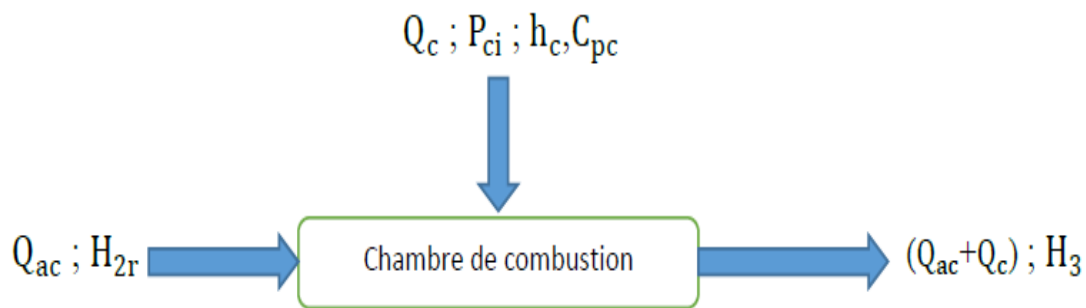


Figure IV.1: Schéma de principe du bilan d'énergie de la chambre de combustion

$$Q_{ac} \times C_{pT_{2r'}} \times (T_{2r'} - T_0) + \eta_{cc} \times Q_c \times PCI = (Q_c + Q_{ac}) \times C_{pT_3} (T_3 - T_0)$$

(14)

$$T_0 = 273,15 \text{ K}$$

$$P_{ci} = 8500 \text{ Kcal/m}^3$$

$$T_3 = T_0 + \frac{Q_{ac} \cdot C_{pT_{2r'}} \cdot (T_{2r'} - T_0) + \eta_{cc} \cdot Q_c \cdot PCI}{(Q_c + Q_{ac}) \cdot C_{pT_3}}$$

(15)

La chaleur spécifique massique des gaz de combustion à la sortie de la chambre de combustion est donnée par la relation suivant :

$$C_{pT_3} = 0,9718 + \frac{0,0414}{\lambda} + \left(\frac{0,0536}{\lambda} + 0,0927 \right) \times T_3 \quad (16)$$

Il est nécessaire de déterminer le coefficient d'excès d'air λ qui est donné par le rapport

suisant :

$$\lambda = m_{air,r} / m_{air,st} \quad (18)$$

$m_{air,r}$ = la masse d'air réel

$m_{air,st}$ = la masse d'air stœchiométrique

La masse stœchiométrique de l'air de combustion $m_{air, st}$ est déterminée des réactions des

différents composants du combustible.

Détermination la masse d'air stœchiométrique :

la quantité d'oxygène pour la combustion d'un composant C_mH_n est ni

$$n_i = (m + n/4) \cdot x_i \quad (18-1)$$

La quantité molaire d'oxygène nécessaire est obtenue par :

$$n(O_2)_{min} = 2(0,7369) + 7/2(0,2126) + 5(0,0111) + 13/2(0,0008 + 0,0049) + 8(0,0036 + 0,003)$$

$$n(O_2)_{min} = 2,36885 \text{ moles}$$

La masse d'oxygène nécessaire est donc :

$$m(O_2)_{min} = n(O_2)_{min} \cdot M_{O_2} = 75,83 \text{ g}$$

Comme l'air est composé de l'oxygène et de l'azote avec les proportions suisant :

- en volume 21 % d'oxygène et 79 % d'azote

- en masse 23,2 % d'oxygène et 76,8 % d'azote

Alors la masse totale d'air minimale nécessaire à la combustion est :

$$m_{air,min} = m(O_2)_{min} / 0,232 = 326,9 \text{ g}$$

La masse du combustible correspondante est :

$$m_c = \sum x_i \times M_i = 20,33 \text{ g} \quad (18-2)$$

x_i = fraction molaire du composant i du gaz

M_i = les masse molaire du composant i du gaz

D'où le rapport stœchiométrique :

$$m_{air, s} = \frac{\text{masse d'air}}{\text{masse du combustion}} \quad (18-3)$$

$$m_{air, s} = \frac{326,9}{20,33} = 16,08$$

Calcul la masse d'air réel :

Le débit massique de l'air pour la vitesse de rotor 5100 tr/min est :

$$Q_{ac} = 95 \text{ Kg/s}$$

Débit massique du gaz combustible:

$$Q_c = 2 \text{ Kg/s}$$

$$m, \text{ air, s} = \frac{Q_{ac}}{Q_c} \quad (18-4)$$

Calcul d'excès d'air λ :

Donc, le coefficient d'excès d'air :

$$\lambda = m_{air, r} / m_{air, st}$$

$$\lambda = \frac{47.5}{16.08} = 2.954$$

Les valeurs de $C_p(T_0, T_3)$ et de T_3 sont déterminées à partir des équations (17) et (16) par

itération avec une valeur initiale de T_3 choisi.

Note: généralement la valeur de la température de fin de combustion supérieure 1100 K et inférieure 1300 K [4], donc utilise la température moyenne, $T_3 = 1200 \text{ K}$, de l'équation (17)

calcul de $C_p(T_0, T_3)$ puis de (16) recalcule de T_3 et ainsi de suite :

$$C_{pT_3} = 1,1180 \text{ kj/(kg.K)}$$

$T_3 = 1192.4 \text{ K}$

IV.2.3. Section turbine à gaz :

La section turbine est composée de la turbine haute pression (THP) et de la turbine basse pression (TBP). La première entraîne directement le compresseur l'air qui fournit le débit d'air de l'installation. La deuxième est la turbine motrice de puissance. Les deux turbines peuvent fonctionner à des vitesses de rotation différentes.

- Calculs des paramètres de turbine :

IV.2.3.1. Générateur de gaz (turbine à haute pression THP) :

- Calcul de température de fin de détente réelle T_{4r} :

La puissance de la turbine HP est utilisée pour l'entraînement du compresseur d'air, donc :

$$T_{4r} = T_{3r} + \frac{Q_{aa} \cdot C_{p(T_1 T_2 r)} \times (T_{2r}' - T_1)}{(Q_c + Q_{ac}) \times C_{p(T_3 r T_4 r)} \times \eta_{mthp}} \quad (19)$$

$$C_{p(T_3 T_4 r)} = \frac{C_{pT_3 r} \times (T_{3r} - 273.15) - C_{pT_4 r} \times (T_{4r} - 273.15)}{(T_{3r} - T_{4r})} \quad (20)$$

La valeur de la température T_4' et $C_p T_4'$ sera déterminée de la relation (21) et (6) et pour cela il faut la chaleur spécifique moyenne au de la détente haute pression $C_p(3,4')$ est supposée en premier égale $C_p(2',3)$ qui est déterminée de l'équation suivante:

$$C_{p(T_{2r}T_{3r})} = 0.9102 + \frac{0.1187}{\lambda} + 0.1187 \times (T_{2r} + T_{3r}). \quad (21)$$

Donc $C_p(3,4') = C_p(2',3) = 1,15 \text{ Kj/Kg.K}$

La valeur de la température T_4' est calculée de l'équation (19)

$$T_{4r} = 996,0687 \text{ K}$$

Puis par plusieurs itérations jusqu'à fixer les valeurs:

$$C_{pT_{4r}} = 1,0654 \text{ Kj/Kg.K}$$

$$C_p(T_3, T_4') = 1,3401 \text{ Kj/Kg.K}$$

$T_{4r} = 1016,6 \text{ K}$

- Calcule de la température de fin de détente isentropique T_4 à partir du rendement isentropique de détente haute pression :

$$\eta_{ishp} = \frac{C_{p(T_3T_4)} \times (T_3 - T_{4r})}{C_{p(T_3T_4r)} \times (T_3 - T_4)} \quad (22)$$

$$T_{4r} = T_{3r} + \frac{C_{p(T_3T_4r)} \times (T_3 - T_{4r})}{C_{p(T_3T_4)} \times \eta_{ishp}} \quad (23)$$

$$C_{p(T_3T_4)} = \frac{C_{pT_3} \times (T_3 - 273.15) - C_{pT_4} \times (T_4 - 273.15)}{(T_3 - T_4)} \quad (24)$$

Considérons $C_p(T_3, T_4) = C_p(T_3, T_4')$

Calcule C_{pT_4} par l'équation (6)

Puis calcul de T_4 et de la même façon que pour la détente réelle, recherche par itération des

valeurs:

$$C_{pT_4} = 1,0624 \text{ Kj/Kg.K}$$

$$C_p(T_3, T_4) = 1,3108 \text{ Kj/Kg.K}$$

$$T_4 = 985,733 \text{ K}$$

- Calcul la pression à la sortie de la turbine HP exprimée par

$$P_4 = P_3 \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}} \quad (25)$$

$$\gamma_g = \frac{C_p(T_3T_4)}{(C_p(T_3T_4) - r)}$$

D'où :

$$P_4 = 2,2315 \text{ bar}$$

$$P_4 = P_{4r} = 2,2315 \text{ bar}$$

IV.2.3.2. Paramètres de la turbine de puissance (turbine basse pression BP) :

- Pression d'échappement P_5 et P_{5r} :

$$P_5 = P_1 + DPe_{ch} \quad (27)$$

Avec : $P_1 = 0,9145 \text{ bars}$

DPe_{ch} est donnée égale à :

$$DPe_{ch} = 9,81 \cdot 10^{-3} \text{ bars}$$

D'où

$$P_5 = P_{5r} = 0,924 \text{ bars}$$

- La température de fin de détente isentropique T_5 :

$$T_5 = T_{4r} \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}} \quad (28)$$

$$C_{p4'5} = \frac{C_{pT4'} \times (T_{4'} - 273,15) - C_{pT5} (T_5 - 273,15)}{T_{4'} - T_5} \quad (29)$$

- L'exposant isentropique γ_{gBP} est déterminé par :

$$\gamma_g = \frac{C_p T_3 T_{4th}}{(C_p(T_3 T_{4th}) - r)}$$

Avec $r = 0,287 \text{ KJ/kgK}$

Les valeurs de C_{pT5} et de $C_p(T_4', T_5)$ et de T_5 sont déterminées à partir des équations (6) et (31)

et (30) par itération avec une valeur initiale de γ_{gBP} choisi

ex : $\gamma_{gBP} = \gamma_{ghp}$, de (31) calcule de $C_p(T_4', T_5)$ puis de (29) recalcule de T_5 et ainsi de suite :

$$\gamma_{gBP} = 1,3453$$

$$C_{pT5} = 1,0449 \text{ kJ/(kg.K)}$$

$$C_{pT5T4r} = 1,1187 \text{ kJ/(kg.K)}$$

$$T_5 = 810,886 \text{ K}$$

➤ Température de fin de détente réelle T5r :

$$\eta_{ishp} = \frac{C_p(T_{4r}T_{5r}) \times (T_{4r} - T_{5r})}{C_p(T_{4r}T_5) \times (T_{4r} - T_5)} \quad (31)$$

$$T_{5r} = T_{4r} - \frac{\eta_{ishp} C_{PT}}{C_p}$$

$$C_{p4r5r} = \frac{C_{pT_{4'}} \times (T_{4'} - 273,15) - C_{pT_{5r}} (T_{5r} - 273,15)}{T_{4r} - T_{5r}} \quad (33)$$

Considérons CP(T4', T5') = CP(T4', T5)

Calcule CPT5' par l'équation (6)

Puis calcul de T5' et de la même façon que pour la fin de la détente réelle, recherche par

itération des valeurs:

$$C_{pT_{5r}} = 1,0478 \text{ Kj/Kg.K}$$

$$C_{p(T_{4r}, T_{5r})} = 1,1214 \text{ Kj/Kg.}$$

$$T_{5r} = 836,2056 \text{ K}$$

IV.3. Performances de la turbine :

IV.3.1. Le travail massique de la turbine haute pression THP :

$$W_{THP} = C_p (T_3, T_{4'}) \times (T_3 - T_{4'}) \quad (34)$$

$$W_{THP} = 1,3389 \times (1189,979 - 1014,019)$$

$$W_{THP} = 235,592 \text{ kJ/kg}$$

IV.3.2. La puissance de la turbine haute pression THP:

$$P_{THP} = (Q_{ac} + Q_c) \times W_{THP} = (Q_{ac} + Q_c) \times C_p (T_3, T_{4r}) \cdot (T_3 - T_{4r}) \quad (35)$$

$$P_{THP} = (95+2) \times W_{THP}$$

$$P_{THP} = 22852,402 \text{ KW}$$

IV.3.3. Le travail massique utile ou de la turbine basse pression TBP:

$$W_{tbp} = W_u = C_p(T_{4'}, T_{5'}) \times (T_{4r} - T_{5r}) \quad (36)$$

$$W_u = 1,1209 \times (1014,019 - 836,2056)$$

$$W_u = 200,22 \text{ kJ /kg}$$

IV.3.4.La puissance utile de la turbine est :

$$P_u = W_u \cdot Q_{gc} \quad (37)$$

$$= C_p(4'5') \times (T4'-T5') \times (Q_c + Q_{ac})$$

$$= 200,22 \times (2 + 95)$$

$$P_u = 19421,92 \text{ KW}$$

η_g

$$= \frac{P_u}{P_{th}} \quad (38)$$

P_{th} : la puissance thermique

$$P_{th} = P_{ci} \times Q_c \times \eta_{cc}$$

$$P_{th} = 76322,316 \text{ KW}$$

$$\eta_g = 25,45 \%$$

Dans le tableau sont présentées les valeurs des performances du constructeur et des résultats de calcul de cette étude.

	Puissance utile P_u (KW)	Rendement global η_g (%)
Donner de constructeur	24970	28
Résulta de calcule	19421,92	25,45

Tableau IV-1: la comparaison des résultats obtenues

D'après les résultats acquis du calcul thermodynamique, les performances calculées sont un peu différentes de celle du constructeur. Car certaines conditions de fonctionnement réelles sont différentes des conditions nominatives utilisées par le constructeur. Réellement il y a des facteurs (la température) qui présentent une influence différente sur les performances de la machine. Mais ces performances restent dans une marge pour un fonctionnement acceptable de la machine.

IV.4.L'effet de la température ambiante sur les performances de la turbine:

Les valeurs de calcul des performances de la turbine pour les moyennes des températures des différents mois de l'année sont illustrées dans les tableaux et sur les figures :

Mois	Janvier	Février	Mars	Avril	Mai	Juin
T[K]	282,65	283,15	287,65	292,15	296,65	302,65
P _U [KW]	19645	19605	19545	19444	19364	19244
η _G [%]	25.74	25.69	25.61	25.48	25.37	25.21

Mois	Juillet	Aout	Septembre	Novembre	Octobre	décembre
T[K]	307,15	305,15	299,65	293,15	286,65	283,65
P _U [KW]	19144	19184	19304	19424	19565	19625
η _G [%]	25.08	25.14	25.29	25.45	25.63	25.71

Tableau IV -2:la puissance et le rendement de la turbine pour chaque mois

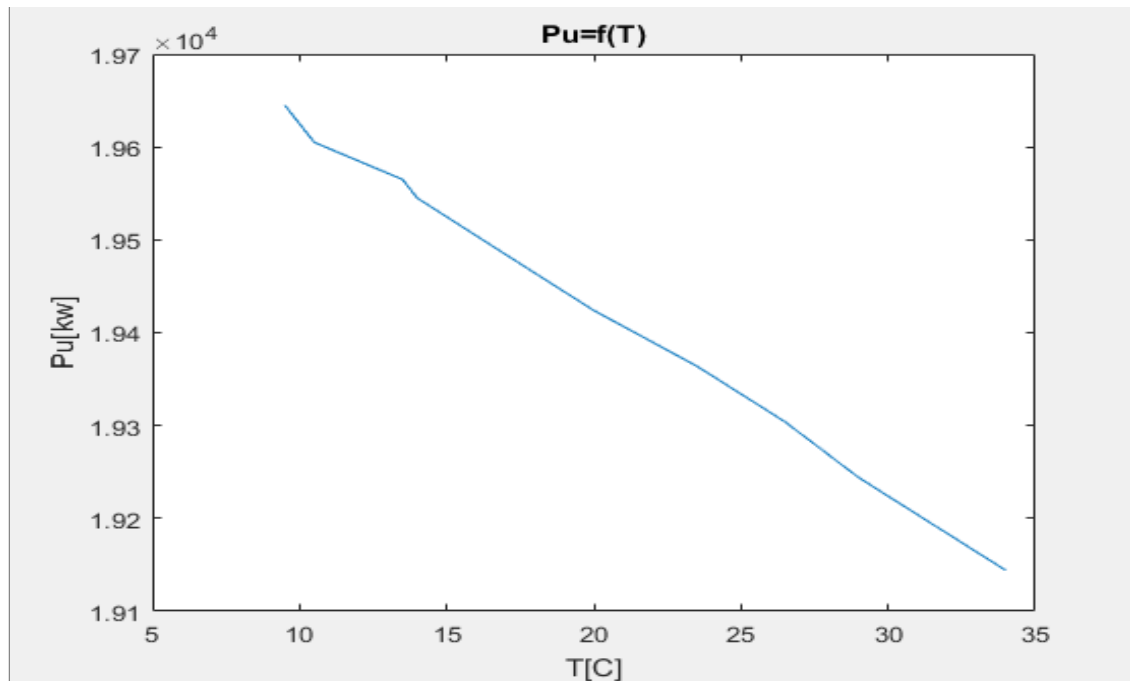


Figure IV.2:la variation de la puissance en fonction de la température ambiante

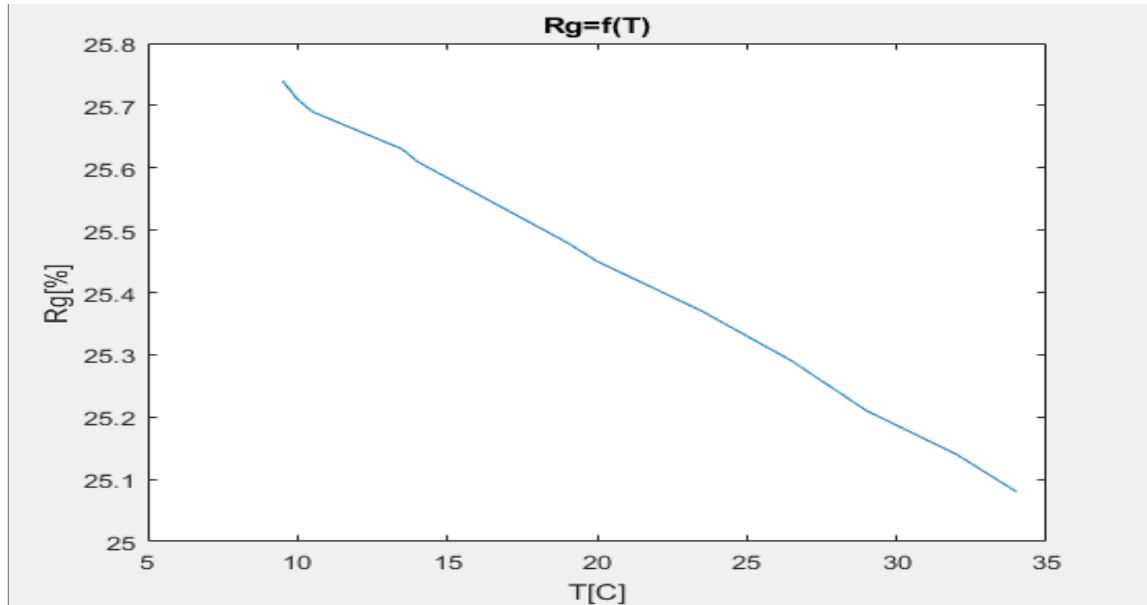


Figure IV.3:la variation du rendement en fonction de la température ambiant

D'après le calcul thermodynamique, on constate que l'augmentation de la température ambiante influe sur les valeurs performances de la turbine à gaz MS5002b.

En effet il est à noter que plus que la température ambiante augmente, plus la puissance et le rendement global diminuent.

IV.5.Conclusion :

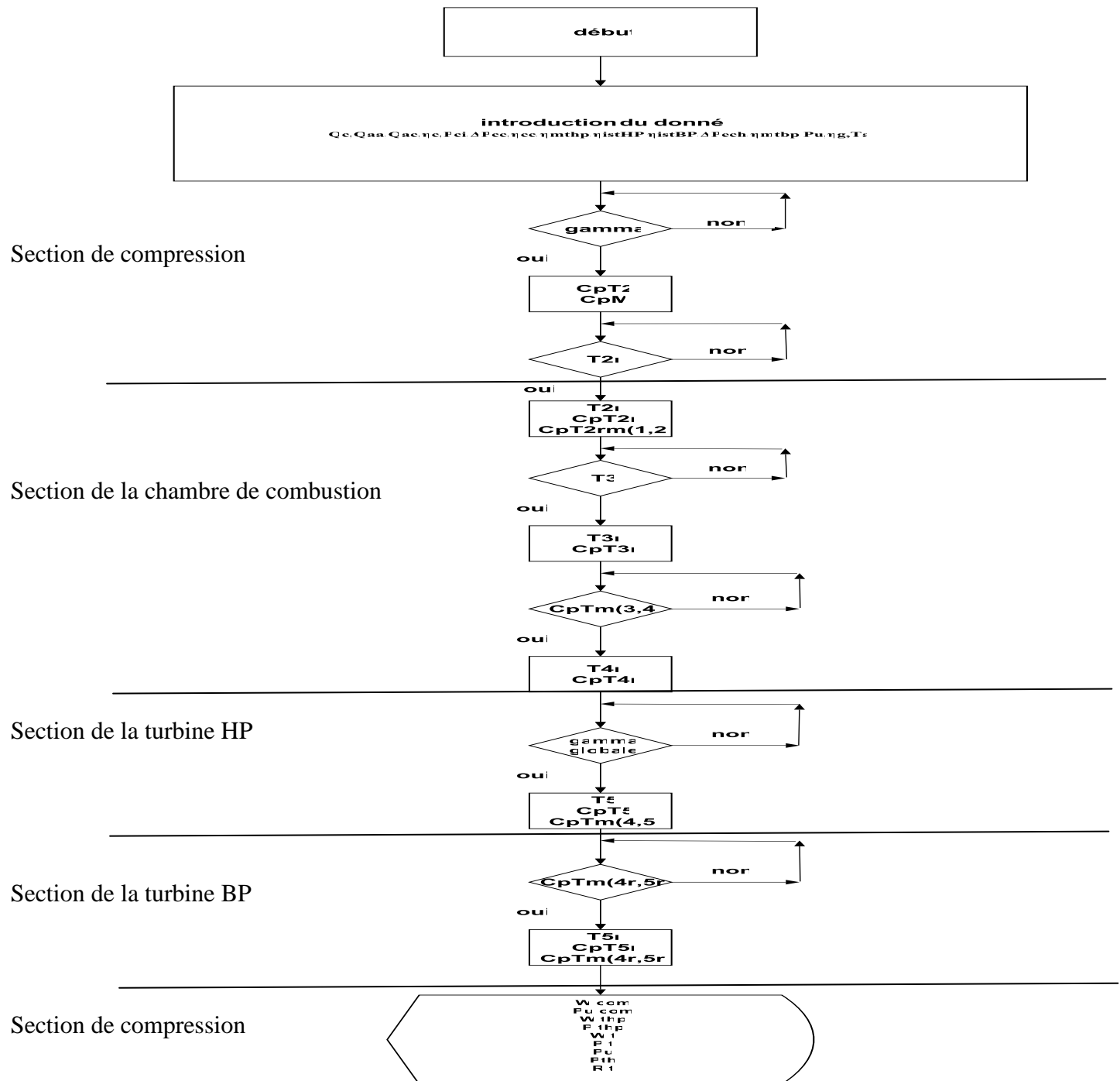
Les calculs thermodynamiques ont montré que les performances de ces machines sont

Influencées par la température de l'air ambiant qui varie considérablement durant les différentes saisons.

V.1. Introduction:

Nous allons dans cette partie reprendre les calculs des paramètres précédents, mais cette fois ci avec injection de la vapeur d'eau qui est l'objet principal de notre étude.

Organigramme de programme utilisé pour les calculs :



V.2.2. Les paramètres de la chambre de combustion:

- La pression P_3 de la fin de la combustion est la même que lorsqu'il y'a pas injection
 $P_3 = 8,967$ bar
- Calcul de la température T_3 à la sortie de la chambre de combustion :
 La température de fin de combustion T_3 après injection de la vapeur est déterminée par le nouveau bilan de la chambre de combustion :

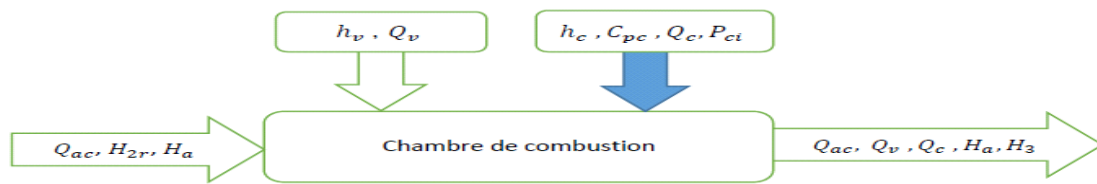


Figure V.1 : principe du bilan de la chambre de combustion après injection de la vapeur

Le bilan de la chambre de combustion après injection de la vapeur d'eau est le suivant

$$Q_{ac} \times (H_{2r} - H_a) + (P_{ci} + h_c) \times Q_c \times \eta_{cc} = (Q_{ac} + Q_c + Q_v) \times (H_3 - H_a)$$

La chaleur de la vapeur d'eau n'apporte rien comme énergie dans le processus de la combustion ce qui fait que ce terme n'apparaît pas dans notre bilan de la chambre de combustion. Le rôle de la vapeur est de pulvériser le combustible afin que la combustion soit améliorée.

En tirant T_3 on obtient :

$$T_3 = \frac{H_a}{C_{pT_3}} + \frac{Q_{ac} \times (H_{2r} - H_a) + \eta_{cc} \times Q_c \times (P_{ci} + H_c)}{C_{pT_3} (Q_{ac} + Q_c)} \quad (39)$$

Or pour avoir la combustion complète dans la chambre de combustion de turbine à gaz la limite maximum de la quantité de vapeur injecté est identifiée comme 6 kg /kg de carburant ce qui revient à déduire que $\frac{Q_c}{Q_v} = 16,16$ % au maximum.

Nous avons dans un premier temps et à titre d'exemple fixé notre débit de vapeur à 1 kg/s pour déterminer T_3 et par la suite varier Q_v jusqu'à avoir la meilleure performance.

Après avoir injecté un débit de 1 kg/s nous en déduisons la valeur de T_3 :

$$T3 = 1183,7 \text{ °K}$$

On se rend compte que la température à la sortie de la chambre a diminué et cela est dû au fait que la vapeur d'eau injectée a cassé la température dans la chambre pulvérisant le combustible pour améliorer le rendement de la combustion.

V.2.3 Calcul des paramètres de la turbine:

La partie turbine est composée de la turbine de compression qui a pour rôle d'entraîner le compresseur et de la turbine de puissance, qui est une turbine motrice servant à l'entraînement de l'alternateur.

- La pression $P4$ et $P4r$ de fin de détente isentropique et réelle :

La pression de fin de détente isentropique $P4$ et $P4r$ sont les mêmes que dans le cas sans injection.

$$P4r = P4$$

$$P4r = 2,216 \text{ bar}$$

- La température de fin de la détente isentropique $T4th$

La température de fin de la détente isentropique $T4$ est déterminée par la même relation que dans le cas sans injection :

$$T4th = T3 \times \left(\frac{P4}{P3}\right)^{\left(\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}\right)} \quad (40)$$

Vu la légère augmentation de $T3$, nous supposons que la valeur de l'exposant isentropique reste la même que dans le cas sans injection.

$$D'où \gamma_g = 1,35$$

Donc

$$T4th = 997,0962 \text{ K}$$

- La température de la fin de détente réelle $T4r$:

La température de la fin de détente réelle est déterminée par le rendement isentropique

Comme dans le cas sans injection, qui est exprimé par :

$$\eta_{isbp} = \frac{T3 - T4r}{T3 - T4th} \quad (41)$$

Donc on obtient:

$$T4r = T3 - \eta_{isbp} \times (T3 - T4th) \quad (42)$$

$$T_{4r} = 1007.4 \text{ K}$$

A cette valeur de la température on trouve :
 $C_p T_{4r} = 1,06 \text{ kJ/kgK}$ identique que dans le cas sans injection.

V.3. Rendement de la turbine à gaz MS5002b après injection de la vapeur d'eau:

V.3.1. Travail massique utile de la turbine:

- Le travail massique de la compression est donnée par :
L'injection de la vapeur commence après le compresseur, donc ce travail reste inchangé que dans le cas sans injection.

$$W_{CA} = H_{2r} - H_1 \quad (43)$$

$$W_{CA} = 223,0612 \text{ kJ/kg}$$

- Le travail massique des turbines est donnée par :

$$W_T = H_3 - H_{4r} = C_p T_3 \times T_3 - C_p T_{4r} \times T_{4r} \quad (44)$$

$$W_T = 435,0728 \text{ kJ/kg}$$

V.3.2 La puissance utile:

- La puissance du compresseur est donnée par :

$$P_{ca} = W_{ca} \times Q_{aa} \quad (45)$$

$$P_{CA} = 21999 \text{ kW}$$

- La puissance de la turbine est donnée par :

$$P_T = W_T \times (Q_c + Q_{ac} + Q_v) \quad (46)$$

$$P_T = 42637 \text{ kW}$$

- La puissance utile est alors :

$$P_u = P_T - P_{CA} \quad (47)$$

$$P_u = 20639 \text{ kW}$$

V.3.3 La puissance thermique de la turbine :

$$P_{th} = Q_c \times P_{ci} \times \eta_{cc} \quad (48)$$

$$P_{th}=76322 \text{ kW}$$

V.3.4. Le rendement global de la turbine :

Le rendement global de la turbine est le rapport entre la puissance utile de la turbine et la puissance fournie à la chambre de combustion ; il est exprimé par :

$$\eta_g = \frac{P_u}{P_{th}} \quad (49)$$

$$\eta_g = 27.04\%$$

Ce résultat précédant nous montre que la méthode d'injection de vapeur d'eau apporte un plus sur la performance de la turbine à gaz MS5002b, où l'injection d'1 kg/s de vapeur nous fait passer de 20521 kW à 20639 kW et de 25,87 % à 26,04%.

En reprenant le calcul à la même température ambiante avec un débit de 6 Kg/s on se rendu compte respectivement que la puissance et le rendement s'est augmentée de 20521 kW à 21220 kW et de 25,87% à 26,96% ; cette méthode d'injection de vapeur d'eau réduit aussi la consommation spécifique de 298,36Kg/MWh à 281,296Kg/MWh soit à peu près 6 % de réduction.

V.4. Etude comparative:

La comparaison de la performance de la turbine sans et avec injection de vapeur à 6 kg/s a été étudié en effectuant varié fixer la température ambiant ; les différents résultats de la puissance, du travail spécifique, du rendement et de la consommation spécifique ont été présentés sur les figures ci-dessous :

- ✓ La ligne rouge de la courbe si la variation de la puissance et du rendement en fonction de la température, avec injection de 6kg/s de la vapeur d'eau.
- ✓ La ligne bleue de la courbe si la variation de la puissance et du rendement en fonction de la température, sans injection de la vapeur d'eau.

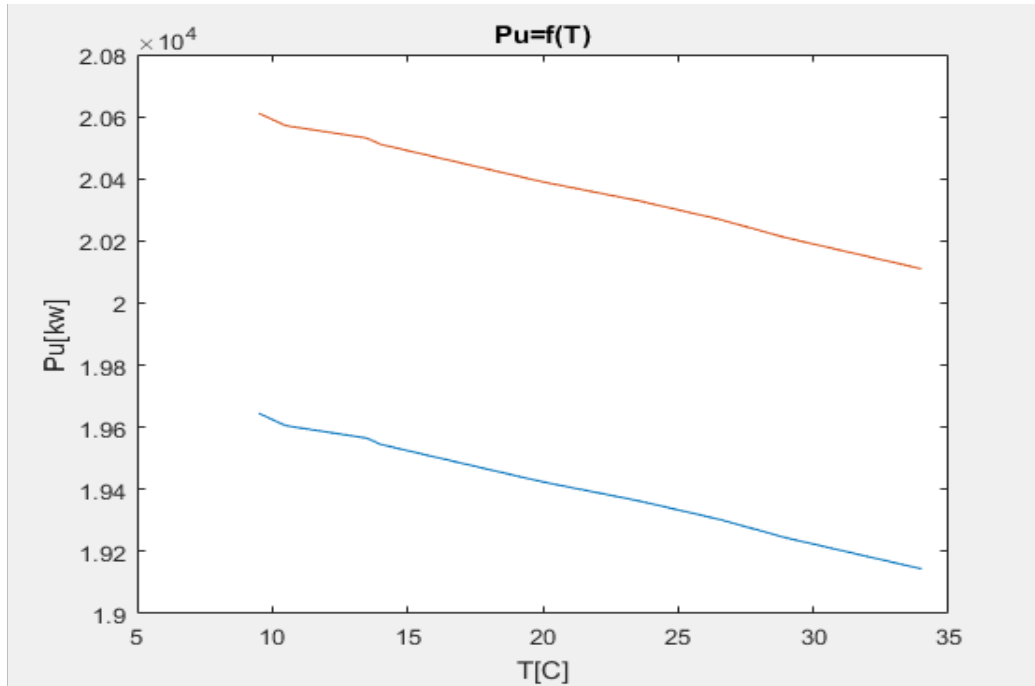


Figure V.2 Evolution de la puissance de la turbine sans et avec injection en fonction de température ambiante

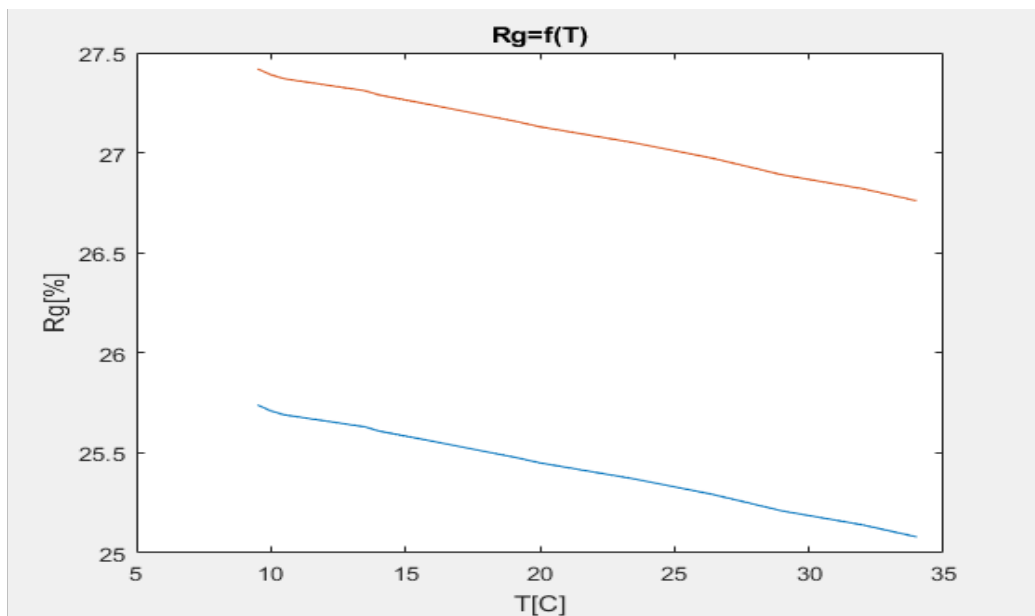


Figure V.3 : La Evolution du rendement de la turbine avec et sans injection de la vapeur en fonction de la température ambiante

L'observation des différents résultats nous montre que l'injection de la vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion a une importance pour ce qui est de

l'augmentation de la performance d'une turbine à gaz et de réduire la consommation spécifique.

Cette augmentation de la performance se justifie par le fait que l'écoulement constitué par le mélange des gaz de combustion et de la quantité de la vapeur supplémentaire traversant les canaux inter-aubage de la turbine conduit à une augmentation de la puissance et du rendement délivrée par la turbine.

V.5. Conclusion :

L'injection de la vapeur d'eau dans l'installation des cycles simples d'une turbine à gaz permet non seulement de réduire les émissions de gaz tel que les NOx mais aussi d'augmenter le rendement et la puissance et de réduire la consommation spécifique.

Conclusion général

L'étude d'amélioration de la performance d'une turbine à gaz s'avère nécessaire voir importante dans les régions chaud en Algérie comme Hassir'mel, car pendant les périodes des chaleurs, les turbines à gaz industrielles connaissent une baisse

importante de leur rendement. Pour cette raison dans ce travail, les performances d'un cycle simple de la turbine à gaz MS5002b, ont été étudiées et comparés avec un cycle par injection de la vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion. Il s'en sort comme résultat une augmentation de la puissance et du rendement de la turbine à gaz MS502b. Ces derniers ne sont pas seulement les seuls profits qu'on en tire de l'injection de vapeur, elle est aussi une solution économique, et pour faire les calculs des paramètres de la turbine avant et après l'injection de la vapeur d'eau, un programme dans le matlabs développé par les étudiants pour avoir des résultats plus exact.

De ce qui précède comme résultats on peut dire que le plus grand intérêt qu'on peut tirer de l'injection de vapeur est du point de vue social et environnemental avec la réduction de l'émission des gaz toxique comme les NOx.

Comme perspective il faut noter que l'eau avec laquelle on produit de la vapeur doit être traitée selon l'adoucissement qui l'une des technique utilisée dans le secteur industriel. L'adoucissement est un traitement physico-chimique dont l'objectif est de limiter l'entartrage des canalisations et des équipements de distribution de l'eau (dépôt de carbonate de calcium et de magnésium). Il constitue le plus souvent un prétraitement dans la filière des traitements nécessaires à l'obtention d'eau purifiée, d'eau déminéralisée, d'eau pour dilution des solutions concentrées de dialyse rénale ou d'eau pour le fonctionnement de certains appareils (la blanchisserie, la production de vapeur, la production d'eau chaude, les installations de chauffage central, la production de glace technique...). Les ions de sodium remplacent les ions calcium et magnésium. La conductivité d'une eau adoucie n'est donc pas ou peu modifiée par rapport à la conductivité de l'eau arrivant à l'entrée de l'établissement.

En fin nous recommandons à la suite de ces travaux une étude plus profonde de cette méthode d'injection de vapeur afin de départager certains auteurs qui la jugent comme la méthode la plus efficace permettant d'augmenter le rendement d'une turbine à plus de 20%.

- [1] R. Kling, « *Thermodynamique générale et application* », Editons Technip paris, 1980.
- [2] J. M. Monteil, « *Centrale a cycle combine ; théorie, performances modularité* », technique de l'ingénieur , BE 8905
- [3] P. B. Maherwan « *Gas turbine engineering handbook* », third edition 2006
- [4] D. Ben seddik, M. Hasen, B. Bmail « *Etude de turbine à gaz MS5002b* » mémoire master, Université Ouargla, 2013.
- [5] LAWAN SANI « *Etude pour l'amélioration des performances des turbines à gaz par injection de la vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion ; adaptation à la turbine Niamey II* », mémoire master, Institut International d'Ingénierie, OUAGADOUGOU_ BURKINA FASO
- [6] Document de l'entreprise, « *Manuel d'utilisation de la turbine à gaz MS5002b* », NuovoPignone.
- [7] A. Bouam, S. Aisani, R. kadi , « *Amélioration des performances des turbines à gaz par injection de vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion* », article, Revue des Energies Renouvelables Vol. 11 N°2 (2008) 291 – 306.
- [8] Web site « <https://www.historique-meteo.net/afrique/algerie/> ».

