

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 Chantiers Pétroliers

MEMOIRE

Pour obtenir le Diplôme de Master

Option: Mécanique des chantiers pétroliers

Présenté Par :

- BEKKOUCHE Abdellaouf- DJEHICHE Tarek -

-THEME-

**Calcul thermodynamique pour évaluer
l'influence de la température ambiante sur le
rendement de la turbine à gaz (MS5002C)**

Soutenue le : 23 / 05 / 2016 devant la commission d'examen

Jury:

Mr DADA Saada	Président	M.A.A	U.K .M. Ouargla
Mr ABBAS Hadj abbas	Rapporteur	M.A.A	U.K .M. Ouargla
Mr BOUKSANI MOHAMMEDE	Examineur	M.A.A	U.K .M. Ouargla

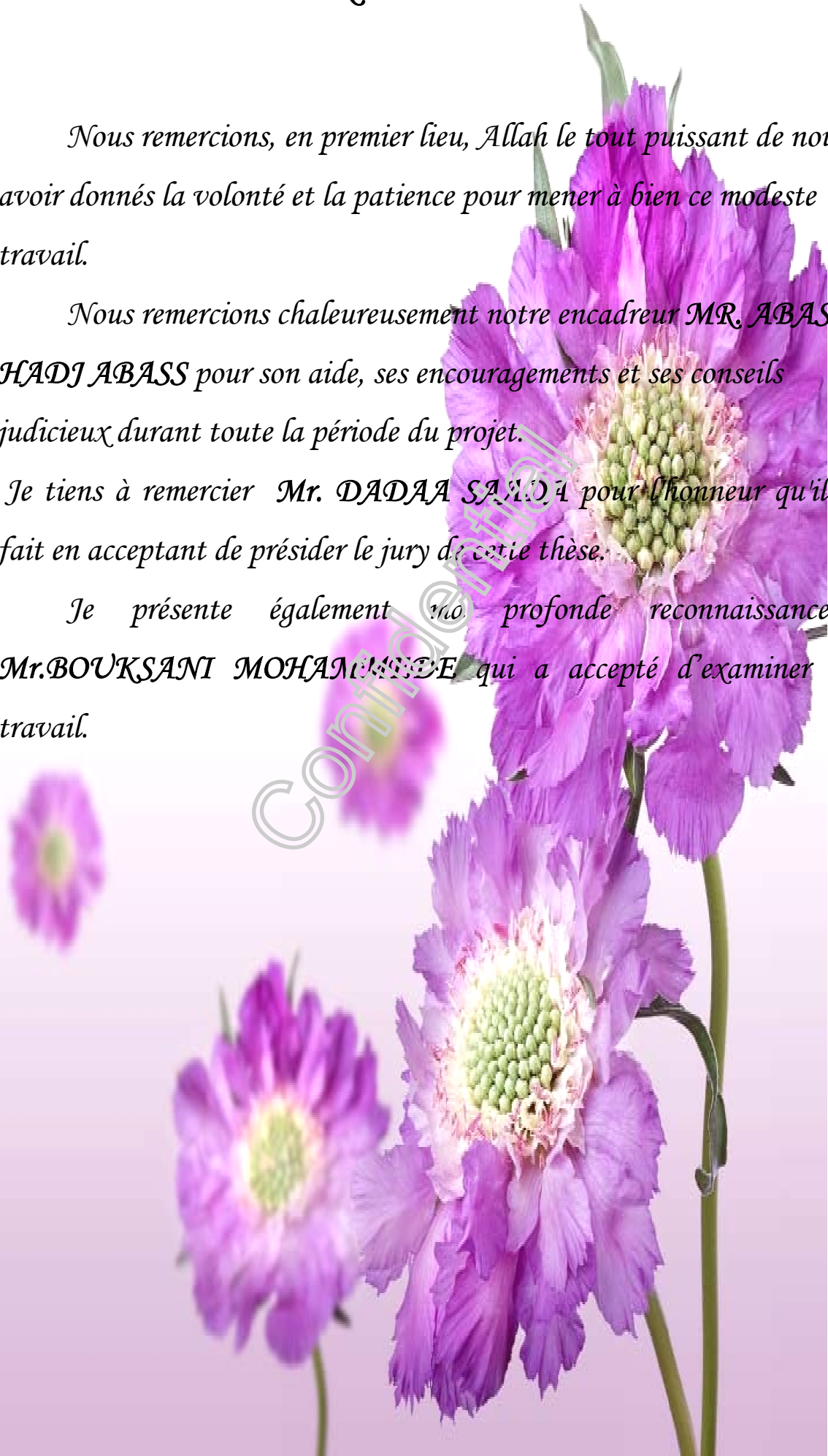
Remerciement

Nous remercions, en premier lieu, Allah le tout puissant de nous avoir donnés la volonté et la patience pour mener à bien ce modeste travail.

Nous remercions chaleureusement notre encadreur MR. ABASS HADJ ABASS pour son aide, ses encouragements et ses conseils judicieux durant toute la période du projet.

Je tiens à remercier Mr. DADAA SANDA pour l'honneur qu'il m'a fait en acceptant de présider le jury de cette thèse.

Je présente également ma profonde reconnaissance à Mr. BOUKSANI MOHAMMED qui a accepté d'examiner mon travail.



Dédicaces

C'est avec un très grand honneur que je dédie ce modeste travail à mes chers parents Rbia et Salah m'ont soutenu et contribué pleinement dans l'aboutissement et la réussite de mon parcours scolaire. Je dédie également ce travail à mes chers frères Sohila et fahima et Anane et spécialement à mon cher frère M.elamine et à tous les membres de ma famille. Aussi, je dédie ce travail à tous mes chers amis, khireddine, brahim , smail , islam , ahmed yassine et mariam , Ismail , talab hassan , Talab Salam. Et mon binôme DJEHICHE Tarek.

Sans oublier mes amis de filière de Mécanique des Chantiers Pétroliers avec qui j'ai partagé le meilleur et le pire.

BEKKOUCHE ABDELLATIF



Dédicaces

C'est avec un très grand honneur que je dédie ce modeste travail à mes chers parents Messoueda et Hachani m'ont soutenu et contribué pleinement dans l'aboutissement et la réussite de mon parcours scolaire.

Je dédie également ce travail à mes chers frères Chirine et Sorai et Afaf et Fiarozes et Hakima et spécialement à mon cher frère Djamel et à tous les membres de ma famille.

Aussi, je dédie ce travail à tous mes chers amis Ayoubé, Kadour, Ahmed, Lokmane, Mohamed El Hadi, Mohamed, Ismail, et Lotfi. Et mon binôme Bekkouche Abdellatif.

Sans oublier mes amis de filière de Mécanique des Chantiers Pétroliers avec qui j'ai partagé le meilleur et le pire.

DJEHICHE TAREK



Sommaire

Introduction.....	01
-------------------	----

CHAPITRE I : GENERALITE DE LA TURBINE A GAZ

I.1-Introduction	02
I.2- Historique de la turbine à gaz	02
I.3- Domaines d'utilisations des turbines à gaz.....	02
I.4- Classification des turbines à gaz	03
I.4.1- D'après le mode de construction	03
I.4.1.a- Turbine mono-arbre	03
I.4.1.b- Turbine bi-arbre.....	03
I.4.2- par le mode de travail.....	04
I.4.2.a- Turbine à action.....	04
I.4.2.b- Turbine à réaction.....	04
I.4.3- par le mode de fonctionnement thermodynamique.....	04
I.4.3.a- Turbine à gaz à cycle fermé.....	04
I.4.3.b -Turbine à gaz à cycle ouvert.....	04
I.5- Appellation des turbines à gaz GE (General Electric).....	05
I.6- Technologie des turbines à gaz.....	05
I.7- Avantages et inconvénients des turbines à gaz.....	06

CHAPITRE II : DESCRIPTION DE LA TURBINE A GAZ MS5002C

II.1- Généralités.....	07
II.2- Principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS5002C.....	07
II.3- Sections principales d'une turbine à gaz.....	08
II.3.1- Section de compression.....	08
II.3.1.a- Le corps d'admission.....	08
II.3.1.b- Le corps avant du compresseur.....	09
II.3.1.c Le corps arrière du compresseur.....	09
II.3.1.d- Le corps de refoulement du compresseur.....	09
II.3.2. Section combustion.....	10
II.3.2.a- Enveloppe de combustion.....	10
II.3.2.b- Bougie d'allumage.....	11
II.3.2. c- Détecteurs de flamme ultraviolets.....	11
II.3.2.d- Injecteur de combustible.....	11
II.3.2.e- Tubes-foyers.....	12
II.3.2.2- Rôle de la chambre de combustion.....	12
II.3.3- Section turbine (détente).....	12
II.3.3.a- Directrice premier étage	12
II.3.3.b- Directrice deuxième étage.....	13
II.3.3.c- Diaphragme	13
II.3.4- Les rotors HP et BP de la turbine	14

II.3.5- Les paliers.....	14
II.4- La partie auxiliaire	15
II.4.1- Système d'admission	15
II.4.2- Système de lancement.....	16
II.4.3 Système de l'huile de graissage.....	17
II.4.4- Système d'alimentation par le combustible.....	17
II.4.5- Système d'air de refroidissement et d'étanchéité	18
II.4.6- Système d'échappement.....	18
II.4.7- Socle de turbine.....	19
II.4.8- Réducteur de charge (Multiplicateur de vitesse).....	19
II.4.9- Système de contrôle, régulation et protection.....	19
II.4.10- Dispositif d'anti-pompage	20
II.5- Conclusion.....	21

CHAPITRE III :PARAMETRES INFLUENTS SUR LES PERFORMANCES DE LA TURBINE A GAZ MS MS5002C

III.1- Introduction.....	22
III.2- Facteurs extérieurs	22
III.2.1- La température ambiante.....	22
III.2.2. La pression atmosphérique	23
III.2.3- Humidité Relative	23
III.3- Facteurs intérieurs.....	24
III.3.1- Chutes de pression dans la section d'admission.....	24

III.3.2- Chutes de pression dans la section d'échappement.....	24
III.3.3- Type de combustible.....	24
III.4- Étude thermodynamique de la turbine à gaz à deux arbres.....	25
III.4.1- Cycle idéal de Brayton.....	26
III.4.2- Cycle réel.....	27

**CHAPITRE IV : CALCUL ENERGETIQUE LES PERFORMANCES DE LA
TURBINE A GAZ MS MS5002C**

IV.1- Introduction	29
IV.2- Aperçu sur la région de Hassi R'mel	29
IV.3- Calcul thermodynamique	30
IV.3.1- Le travail spécifique de compresseur	30
VI.3.2: Détermination de pouvoir calorifique de combustible.....	31
IV.3.3- Le débit fuel gaz actuel	32
VI.3.4- Calcul de débit d'air actuel.....	32
IV.4- Influence de la température ambiante sur le rendement de la turbine à gaze MS5002C.....	33
IV.4 .1le rendement de la turbine dans le mois de Décembre.....	34
IV.4.2- le rendement de la turbine dans le mois de Mars.....	34
IV.4.3-le rendement de la turbine dans le mois de juillet.....	36
IV-5- Comparaison entre les rendements des trois mois : décembre ,mars et juillet.....	36
Conclusion général.....	37

Liste des figures

Fig.I.1 : Classification des turbines à gaz.....	03
Fig.I.2 : schéma de turbine mono-arbre.....	03
Fig.I.3 : schéma de turbine à gaz bi-arbre.....	04
Fig.I.4: Méthode d'appellation des turbines à gaz.....	05
Fig.II.1 : Turbine à gaz MS 5002C.....	08
Fig.II.2:Rotor du compresseur.....	09
Fig.II.3 : Chambre de combustion de la turbine MS5002C.....	10
Fig.II.4 : Détecteur de flamme	11
Fig.II.5 : Directrice 1ere étage.....	13
Fig.II.6 : directrice 2ème étage.....	13
Fig.II.7: Vue du rotor de la turbine basse pression.....	14
Fig.II.8 Filtre d'air.....	15
Fig.II.9: Système typique d'admission.....	16
Fig.II.10: Système de lancement.....	17
Fig.II.11 : Système d'alimentation avec le combustible.....	18
Fig.II.12 Principaux éléments du système d'échappement.....	19
Fig.III.1 : Effet de la température ambiante.....	22
Fig.III.2 : Courbe de correction de pression.....	23
Fig.III.3 : Effet de l'humidité relative	23
Fig.III.4: Représentation schématique d'une turbine à gaz à deux arbres.....	25
Fig.III.5: Cycle thermodynamique théorique d'une turbine à gaz.....	26
Fig.III.6: Cycle réel d'une turbine à gaz.....	27
Fig.IV.1: Situation Géographique de Hassi R'mel.....	29
Fig.IV.2: le rendement de turbine pour le mois de décembre.....	34
Fig.IV.3: le rendement de turbine pour le mois de mars.....	35
Fig.IV.4: le rendement de turbine pour le mois de juillet.....	35
Fig.IV.6: Comparaison entre les rendements moyens des trois mois : décembre ,mars et juillet.....	36

Liste des tableaux

Tab.III.1 : Effets des chutes de pression.....	24
Tab.IV.1: valeurs affichées sur l'écran de MARK VI.....	30
Tab.IV.2 la composition du gaz naturel.....	31
Tab.IV.3 Tableau des performances de la turbine à gaz sous différentes températures ambiantes pour le mois de Décembre.....	34
Tab.IV.4 Tableau des performances de la turbine à gaz sous différentes températures ambiantes pour le mois de Mars.....	34
Tab.IV.5 Tableau des performances de la turbine à gaz sous différentes températures ambiantes pour le mois de juillet.....	35

Confidential

Nomenclature

Symboles	Unités	Significations
Cp	kJ / kg °K	Capacités thermiques massiques à pression constants
H	J / kg°K	Enthalpie spécifique
h	J / kg	Enthalpie spécifique carburant
M	kg/k mol	Masse molaire
ṁ	kg/S	Débit massique
P	Bar	Pression
PCI	J/kg °k	Pouvoir calorifique du gaz nature
Q	J/kg	Quantité de chaleur
T	°K	Température
W	J/kg	Travail
symboles grecs		
	η	Rendement
	ε	Taux de compression
	γ	Coefficient polytropique
Les indices		
	CC	Chambre de combustion
	U	Utile
	HP	Haut pression
	BP	Basse pression
	VAP	Vanne anti-pompage
	GE	Général Electric
	NP	NUOVO PIGNONE
	TBP	Turbine basse pression
	THP	Turbine haute pression
	CA	Compresseur axial
	MARK	système de Commande

INTRODUCTION GENERALE

Actuellement l'Algérie se trouve en face de grands changements dans l'économie nationale. Le développement de différentes industries (lourde, légère, de l'énergie, de la chimie et de la pétrochimie, etc. ...) ainsi que l'économie de l'agriculture exigent un système d'appareillage qui permet d'améliorer le travail, accélérer les rythmes de productivité et augmenter le volume des produits finis. Parmi les machines ayant un rôle primordial dans les domaines d'activité industrielle, on peut citer par exemple les turbines à gaz.

Les turbines à gaz utilisées aux centres industriels sont des turbines à gaz MS 5002C qui possèdent deux arbres indépendants mécaniquement, fabriquées par NUOVO PIGNONE.

Après une exploitation continue de tout champ pétrolier, la pression interne du gisement diminue cela engendre la diminution des pressions de têtes de puits et par voies de conséquence, la dégradation des paramètres de production. Pour remédier à ce problème et parfois même pour améliorer les conditions initiales de la production dans le cas des champs dont les gisements sont à faible pression interne, un apport de pression de l'extérieur est nécessaire.

C'est dans cette optique que notre travail s'inscrit. Il se veut une étude sur les performances thermodynamique de la turbine à gaz type MS5002C et plus précisément l'influence de la température ambiante sur le rendement de la turbine qui opère dans des conditions climatique au niveau du champ gazier de HASSI R'MEL.



CHAPITRE I : GENERALITE DE LA TURBINE A GAZ

Confidential

I.1- Introduction:

Dans ce chapitre, nous allons nous intéresser, d'une manière générale, au fonctionnement des turbines à gaz du point de vue technologique, aux différents types des turbines à gaz qui existent, aux domaines d'applications possibles et enfin à l'évolution de la technologie des turbines à gaz depuis leur avènement.

I.2- Historique de la turbine à gaz :

Les premières turbines à gaz sont apparues sur le marché à la fin des années 40. Elles ont été généralement employées dans les chemins de fer et avait l'avantage de brûler du combustible liquide, même à faible qualité (à cause de la limitation des procédés de raffinage). La turbine MS3001 construite par GE, ayant une puissance de 3,312 MW, a été spécifiquement employée pour le service locomoteur.

Les progrès obtenus dans la technologie des matériaux et dans la recherche approfondie sur la combustion, ont permis des améliorations rapides des performances de ces machines, en termes de puissance spécifique et de rendement, obtenus en augmentant les températures maximales dans le cycle thermodynamique.

Dans ce domaine, trois générations peuvent être classées, distinguées par les intervalles de température maximale (en °C) des gaz à l'entrée du premier étage du rotor de la turbine :

- **1^e génération** : $760 < T_{max} < 955$. °C
- **2^e génération** : $955 < T_{max} < 1149$. °C
- **3^e génération** : $1149 < T_{max} < 1238$. °C

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

I.3- Domaines d'utilisations des turbines à gaz:

Les turbines à gaz ont une très grande utilité dans l'industrie, Elles peuvent être utilisées pour l'entraînement des :

- Générateurs d'électricité
- Compresseurs
- Pompes

Mais aussi comme système générateur de poussée, notamment dans :

- Chemin de fer
- Propulsion maritime

➤ Aviation.

I.4- Classification des turbines à gaz :

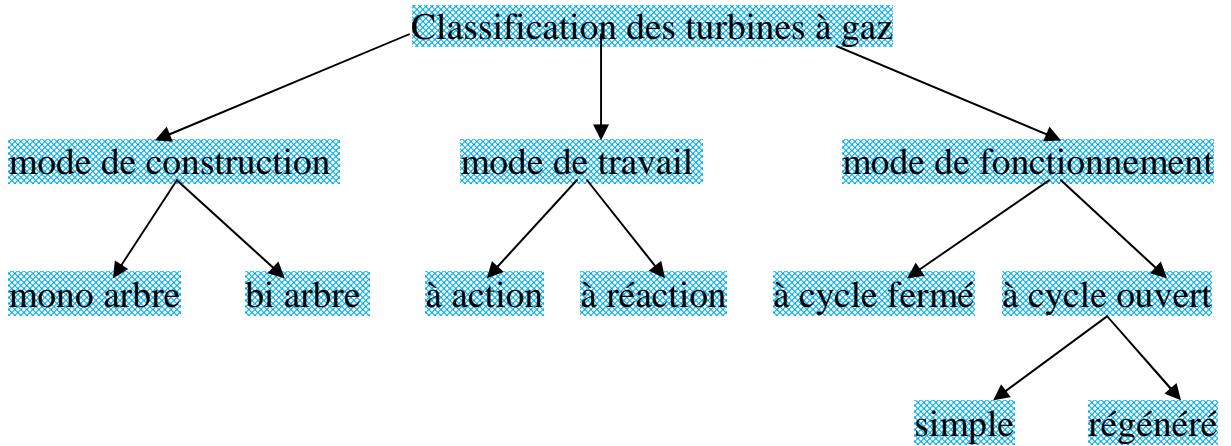


Fig.I.1: Classification des turbines à gaz

I.4.1- par le mode de construction

I.4.1.a- 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.[6]

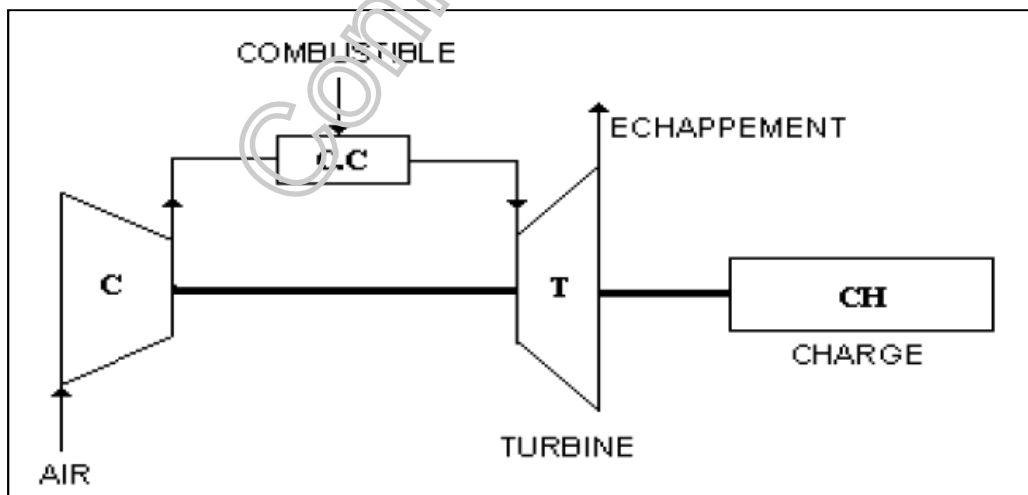


Fig I.2 : schéma de turbine mono-arbre

I.4.1.b- 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 reliés est de permettre aux deux roues de fonctionner à des vitesses différentes pour satisfaire aux exigences de charge variable de l'organe récepteur.

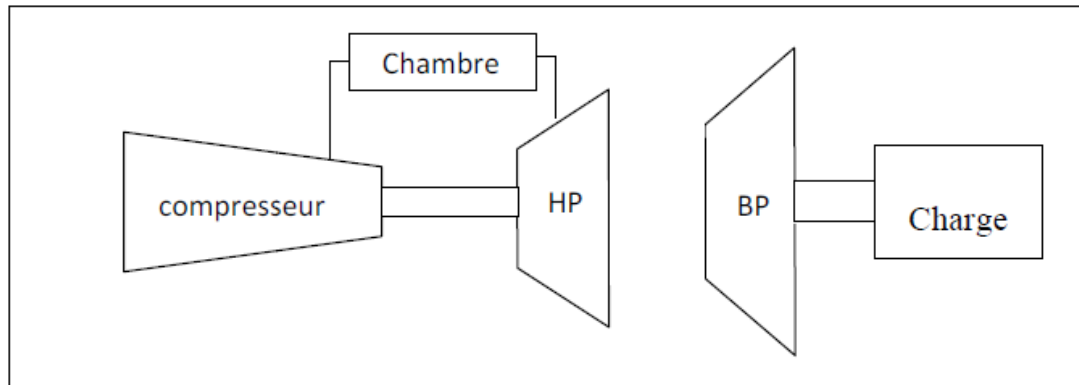


Fig. I.3 : schéma de turbine à gaz bi-arbre

I.4.2- par le mode de travail :

On distingue deux types de turbine :

I.4.2.a- Turbine à action :

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

I.4.2.b- Turbine à réaction :

Une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec variation de la pression statique $P_1 > P_2 > P_3$. Le taux de réaction ϵ caractérisera le % d'énergie thermique totale.[4]

I.4.3- par le mode de fonctionnement thermodynamique :

Il existe deux cycles thermodynamiques :

I.4.3.a- Turbine à gaz à cycle fermé : dans laquelle le même fluide est repris après chaque cycle.

I.4.3.b- 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.

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.[5]

I.5- Appellation des turbines à gaz GE (General Electric)

Les constructeurs (GE & NP) utilisent pour l'appellation de leurs turbines à gaz la

forme : MS X XX X X [4]

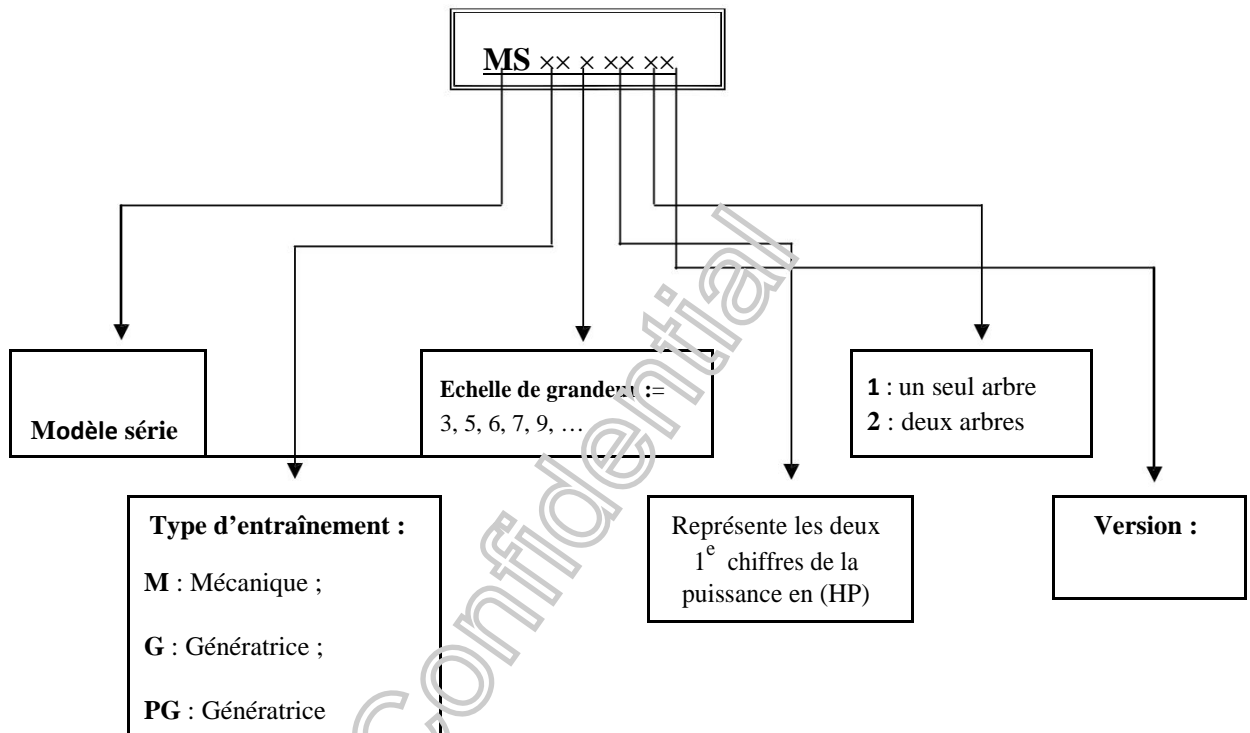


Fig .I.4: Méthode d'appellation des turbines à gaz

Remarque : L'appellation couramment utilisée est par exemple MS5002B, MS5002C et MS9001b,... etc.

I.6- 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 tenus 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 les ailettes et les gaz chauds de façon à limiter autour de 800°C la température des gaz atteignant la turbine haute pression.

I.7- 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.[5]



CHAPITRE II : DESCRIPTION DE LA TURBINE A GAZ MS5002C

Confidential

II.1- Généralités:

La turbine à gaz à deux arbres à entraînement mécanique modèle série 5002 c est une machine utilisée pour entraîner un compresseur centrifuge de charge.

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

II.2- Principe de fonctionnement de la turbine à gaz MS5002C :

Le Rotor de la turbine du compresseur (HP) atteint d'abord 20% de la vitesse grâce au dispositif de lancement. L'air aspiré de l'atmosphère dans le compresseur est envoyé à l'aide de tuyaux aux chambres de combustion ou le combustible est débité sous pression.

Une étincelle haute tension allume le mélange combustible-air. (Après l'allumage la combustion continuera dans la chambre). Les gaz chauds font monter la vitesse du rotor turbine haute pression/compresseur. A son tour elle fait augmenter la pression de refoulement du compresseur. Quand la pression commence à monter, le rotor de la turbine basse pression commencera à tourner et les deux rotors de la turbine accéléreront jusqu'à la vitesse de service. Les produits de la combustion (gaz haute pression et la température) se détendent d'abord à travers la turbine haute pression et en suite à travers la turbine basse pression et sont déchargés à l'atmosphère.

En passant à travers la turbine haute pression et les aubes de la turbine, ces gaz de détenteur et font tourner la turbine aussi bien que le compresseur soumette les auxiliaires entraînés à un couple de sortie. Les gaz font tourner aussi la turbine basse pression qui entraîne la charge avant d'être évacués.

L'emploi de deux roues de turbine séparées permet aux deux arbres de tourner à des vitesses différentes pour reprendre aux exigences de charge variable du compresseur centrifuge tout en permettant au générateur de gaz haute pression de fonctionner à la vitesse nominale du compresseur axial.[1]

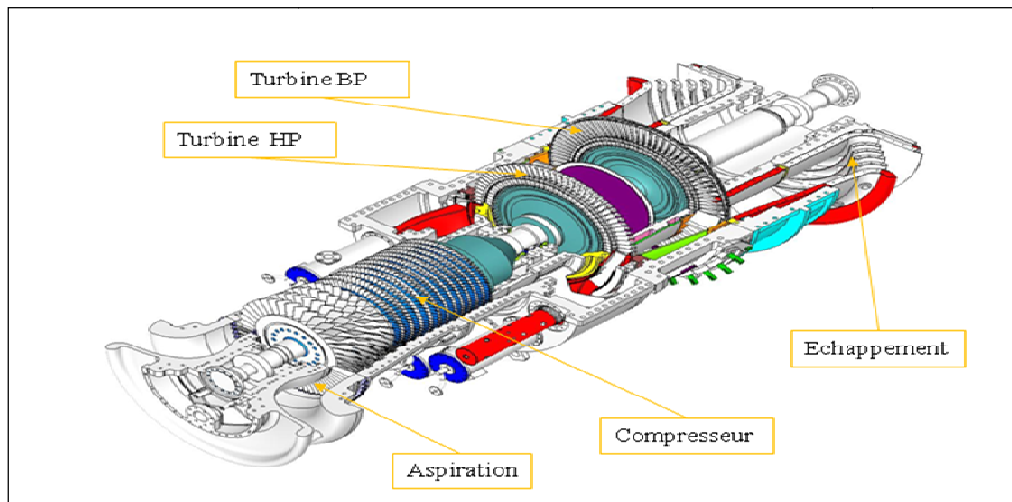


Fig.II.1 : Turbine à gaz MS 5002C

II.3- Sections principales d'une turbine à gaz :

Les principaux composants d'une turbine à gaz MS5002C sont :

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

II.3.1- Section de compression:

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 comprimé par une série d'aubes du rotor qui donnent la force nécessaire, pour comprimer l'air à chaque étage du compresseur et les aubes du stator guident l'air, pour le faire pénétrer dans les étages successifs du rotor.

Les aubes du rotor sont insérées dans des rainures et maintenues dans une position axiale par l'empilage et le bouclage au bout des rainures. Les disques et le demi-arbre sont assemblés pour maintenir la conicité, ils sont maintenus par des tirants.

Dans la section compresseur la partie stator (corps du compresseur) est composée de quatre éléments principaux qui sont:

II.3.1.a- Le corps d'admission:

Le corps coté aspiration du compresseur se trouve à la partie avant. Sa fonction est de diriger l'air de façon uniforme vers le compresseur et il porte le premier palier du stator.

II.3.1.b- Le corps avant du compresseur :

Le corps constituant la partie avant du compresseur contient les quatre premiers étages du stator, il transmet également les charges de structure qui viennent du corps adjacent vers le support avant.[8]

II.3.1.c- Le corps arrière du compresseur:

Corps constituant la partie arrière du compresseur contient les derniers étages du stator. Les orifices d'extraction prévus dans ce corps permettent de prélever l'air au niveau du dixième étage du compresseur. Cet air est employé pour le refroidissement, le contrôle des pulsations au démarrage et à l'arrêt et assure également des fonctions d'étanchéité.

II.3.1.d- Le corps de refoulement du compresseur:

C'est l'élément final de la section compresseur. C'est le corps simple le plus long, il se trouve à égale distance entre les supports avant et arrière.

Les fonctions du corps de refoulement du compresseur sont d'équilibrer les pompages du compresseur et former avec la paroi intérieure et extérieure le diffuseur du compresseur, qui relie les stators du compresseur et de la turbine. Ce corps porte le deuxième palier de la turbine.

Le rotor fournit de l'énergie cinétique à l'air, dans le stator. L'énergie cinétique se transforme en énergie de pression. Ce passage est nécessaire par le fait d'avoir une compression dans la pression de sortie supérieure à la pression d'entrée, ainsi qu'une conservation de débit, pour ne pas perturber le fonctionnement et éviter le pompage du compresseur.



Fig.II.2:Rotor du compresseur

Le rôle essentiel du compresseur axial est :

- Assurer l'alimentation des chambres de combustion avec l'air comprimé, pour l'opération de combustion.
- Assurer un débit et une pression aussi élevée pour avoir une grande puissance utile.
- Assurer l'air utilisé pour le refroidissement des pièces exposées aux fortes contraintes thermiques.[7]

II.3.2. Section combustion :

La section combustion de la turbine à gaz MS5002C comporte l'enveloppe de combustion qui est composée de douze corps de combustion à l'extérieur, douze ensembles chapeau et chemise de combustion, douze ensemble de pièces de transition et douze injecteurs de combustible, deux bougies d'allumage, deux détecteurs de flamme, douze tubes à foyer et divers garnitures.

L'enveloppe de combustion est un élément soudé entourant la partie arrière du corps de refoulement du compresseur et recevant l'air de refoulement du compresseur à flux axial. Le combustible est envoyé dans chaque chemise des chambres de combustion par un injecteur de combustible monté dans le couvercle de cette dernière et pénétrant dans la chemise. Lorsque l'allumage se produit dans les tubes foyer ils vont allumer le mélange air combustible des autres chambres fig. (II.3).

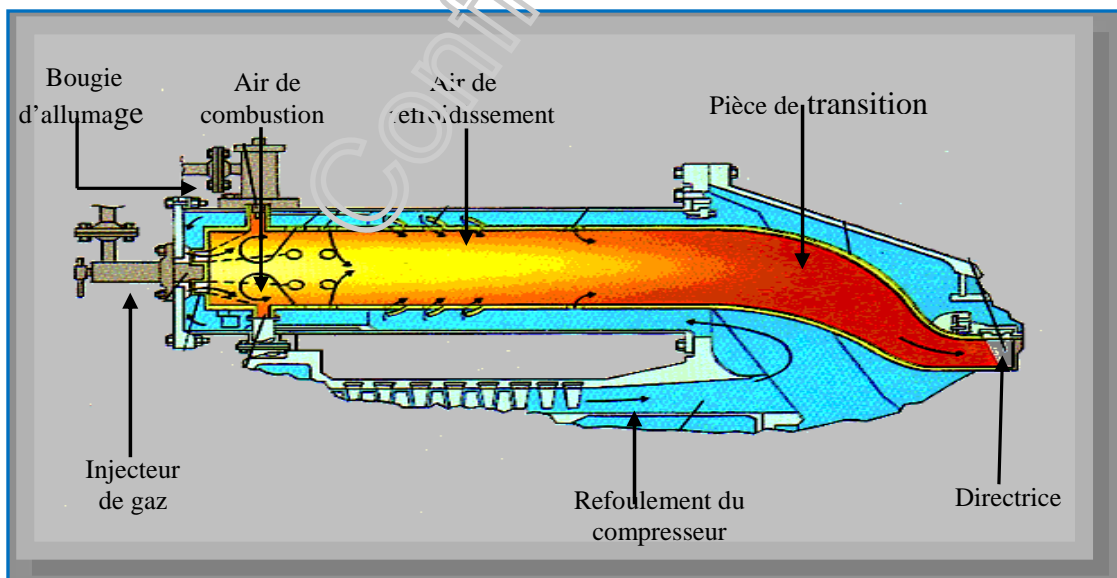


Fig.II.3: Chambre de combustion de la turbine MS5002C

II.3.2.a- Enveloppe de combustion:

L'enveloppe de combustion soutient les douze corps de combustion qui referment les douze pièces de transition, c'est une enceinte soudée qui reçoit l'air de refoulement du compresseur à flux axial. 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.3.2.b- Bougie d'allumage :

La combustion du mélange de combustible et d'air est déclenchée par les bougies avec électrode rétractiles. Deux bougies sont installées dans chacune des deux chambres de combustion, (№.1et №.12) et reçoivent l'énergie des transformateurs d'allumage. Les autres chambres, sans bougie, sont allumées à travers les tubes-foyers d'interconnexion.

II.3.2.c- Détecteurs de flamme ultraviolets :

Pendant la séquence de lancement il faut envoyer une indication de présence ou absence de flamme au système de commande. Pour cette raison, un système de contrôle de flamme est utilisé, il comprend deux capteurs installés sur deux chambres de combustion (№.3et №.10) 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 de flamme est sensible à la présence de 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 entraînant l'électronique pour donner une sortie définissant la flamme. Au contraire, l'absence de flamme, engendre une sortie opposée définissant pas de flamme fig. (II.4).



Fig.II.4 : Détecteur de flamme

II.3.2.d- Injecteur de combustible :

Chaque chambre de combustion est pourvue d'un injecteur de combustible émettant une quantité mesurée de combustion dans la chemise de combustion. Le combustible gazeux entre directement dans chaque chambre à travers des trous situés sur le bord extérieur de la plaque turbulence.

II.3.2.e- Tubes-foyers :

Les 12 chambres de combustion sont reliées entre elles par des tubes-foyers. Ces tubes permettent la propagation de la flamme venant des chambres allumées contenant les bougies aux chambres non allumées.

II.3.2.2- Rôle de la chambre de combustion:

Le rôle de la chambre de combustion est de fournir la quantité de chaleur nécessaire pour le cycle de la turbine à gaz. Les formes de chambres de combustion sont étudiées pour remplir les conditions suivantes:

- La durée de vie la plus longue possible.
- Avoir un encombrement minimal.
- Garantir un bon allumage et une stabilité de la flamme.
- Assurer la combustion la plus complète possible.
- Eviter le dépôt de carbone sur les brûleurs et les parois, ainsi que les fumées.
- Réduire les pertes de charges.[7]

II.3.3- Section turbine (détente):

La section turbine est celle, où les gaz chauds venant de la section combustion sont convertis en énergie mécanique. Cette section comprend les éléments suivants :

- Le corps de la turbine
- La directrice du premier étage
- Les rotors HP et BP de la turbine.
- La directrice à aubes variables du deuxième étage.
- Diaphragme.
- Cette section comprend aussi l'étanchéité air et la veine des gaz entre les divers étages.

II.3.3.a- Directrice premier étage :

La directrice du premier étage comprend, les segments d'aubes directrices montés dans une bague de retenue, soutenue dans la veine des gaz par un dispositif de fixation de la caisse de la turbine.

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'aubes directrices ont des déflecteurs à profile aérodynamique situé entre une paroi latérale interne et une paroi latérale externe. Ses déflecteurs de la directrice sont creux avec des trous de purge traversant la paroi de séparation à proximité du bord de fuite ce qui permet le passage de l'air de refroidissement des directrices. L'air de refoulement du compresseur venant de l'enveloppe de combustion

passer autour de la bague de retenue, puis dans les déflecteurs creux de la directrice et sort enfin par les trous de purge de la veine des gaz d'échappement. Cette veine d'air sert à refroidir les profils de la directrice.

II.3.3.b- Directrice deuxième étage :

La directrice du deuxième étage comprend les 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 déflecteurs peuvent être déplacés en même temps grâce à des arbres saillants dans la caisse de la turbine à travers des douilles. Des leviers, fixés à l'extrémité des arbres, sont reliés par des maillants à des montants d'une bague de commande qui tourne sous l'action d'un cylindre hydraulique.

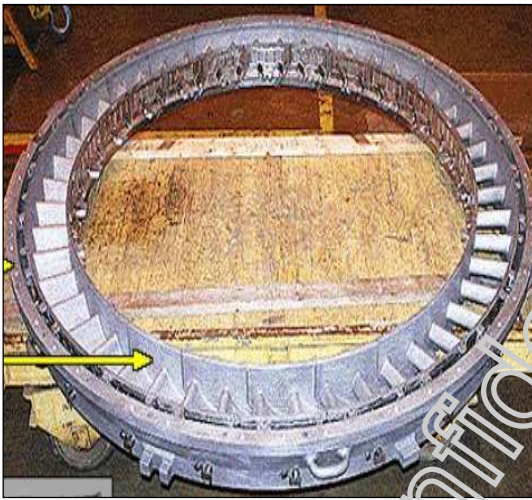


Fig.II.5 : Directrice 1^{ère} étage

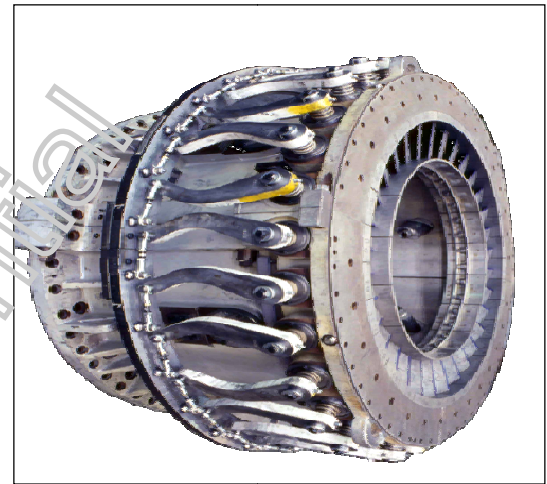


Fig.II .6 : directrice 2^{ème} étage

II.3.3.c- Diaphragme :

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

II.3.4- Les rotors HP et BP de la turbine :

La turbine à gaz dispose de deux rotors séparés :

Celui de la turbine du premier étage, ou turbine haute pression, qui entraîne le compresseur à flux axial, et le rotor de la turbine du deuxième étage, ou turbine basse pression qui entraîne la charge (compresseur centrifuge). Les deux rotors de la turbine sont alignés dans la section turbine mais sont mécaniquement indépendants l'un de l'autre, ce qui permet aux deux turbines de marcher à des vitesses différentes.

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

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



Fig.II.7: Vue du rotor de la turbine basse pression

II.3.5- Les paliers :

La turbine à gaz MS5002C a quatre paliers principaux, soutenant les rotors du compresseur et de la turbine. Ses paliers sont numérotés 1, 2, 3 et 4. Palier N°1 se trouve dans le corps d'admission du compresseur, le palier N°2 se trouve dans le corps de refoulement du compresseur, et les paliers N°3 et 4 se trouvent dans les allongements séparés, boulonnés à la partie arrière du déflecteur interne du cadre d'échappement. Les paliers N°1 et 2 soutiennent le rotor du compresseur, la turbine HP et les paliers N°3 et 4 soutiennent le rotor de la turbine de puissance BP.

II.4- La partie auxiliaire :

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

II.4.1- Système d'admission :

Le système d'admission d'une turbine à gaz a pour but de diriger l'air de combustion dans la section d'admission du compresseur axial afin de garantir:

- Le degré de filtration pour le fonctionnement correcte du compresseur et de la turbine dans les limites des conditions ambiantes existantes de l'installation.
- Un débit d'air régulier vers la section d'admission du compresseur, et donc un fonctionnement fluide - dynamique régulier de ce dernier.

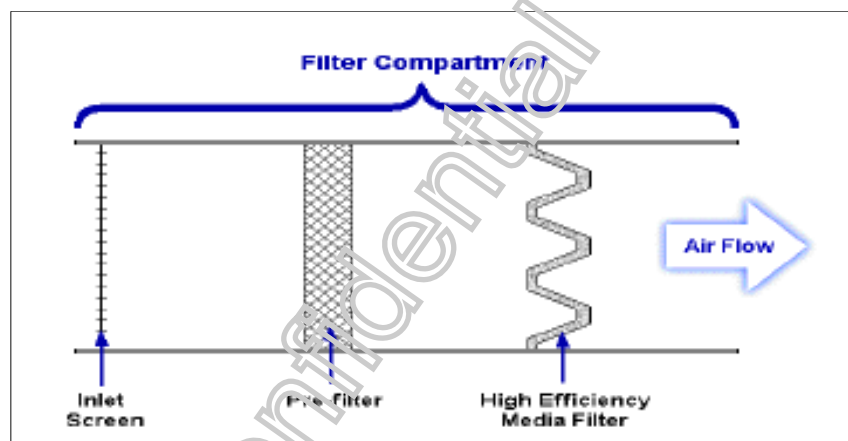


Fig.II.8: Filtre d'air

Le système d'admission comprend les éléments principaux suivants: filtre d'admission, conduite, silencieux, coude, caisson d'admission et accessoires. L'air entre dans le filtre, traverse la conduite, le silencieux, le coude et le caisson d'admission et enfin le compresseur.

La configuration interne du filtre choisi, le degré d'insonorisation obtenu dans le silencieux et la géométrie du coude est toute des facteurs qui influencent sur la résistance rencontrée par l'air qui traverse tous ces éléments.

La chute de pression provoque une réduction du débit massique de l'air, qui a comme conséquence la baisse de la puissance et l'accroissement de la consommation spécifique

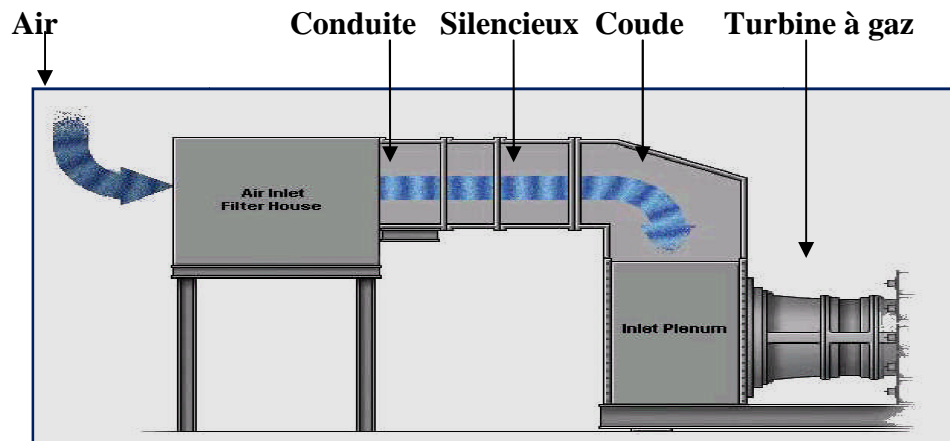


Fig.II.9: Système typique d'admission

II.4.2- Système de lancement:

Le but principal du système de démarrage est d'accélérer la turbine jusqu'à la vitesse minimale d'autonomie. Les composants du système de démarrage de la TAG MS5002C sont :

- Un moteur électrique **5.5kv (alston)**.
- Un convertisseur de couple.
- Un réducteur auxiliaire.

Le convertisseur de couple transmet le couple de sortie du moteur électrique au réducteur auxiliaire de la turbine à gaz par un réducteur d'inversion.

Le réducteur de commande auxiliaire, situé à l'extrémité du compresseur axial de la turbine à gaz, est accouplé directement au rotor de la turbine à gaz (HP) à travers un joint flexible. Il sert aussi à commander un certain nombre d'utilitaires montés sur l'arbre reliés entre eux par des engrenages qui reçoivent l'énergie d'entrée de l'arbre du compresseur axial de la turbine à gaz en condition de marche.

Les utilitaires qui peuvent être conduits par le réducteur auxiliaire et dont la composition dépend du type d'installation sont les suivants :

- Pompe principale de graissage.
- Pompe d'huile hydraulique.
- Pompe de combustible liquide.
- Pompe d'huile d'étanchéité en cas (d'entraînement d'un compresseur centrifuge).
- Compresseur d'air d'atomisation.
- Générateur auxiliaire.

Le réducteur auxiliaire est lubrifié à son tour par le système d'huile de graissage de la turbine.

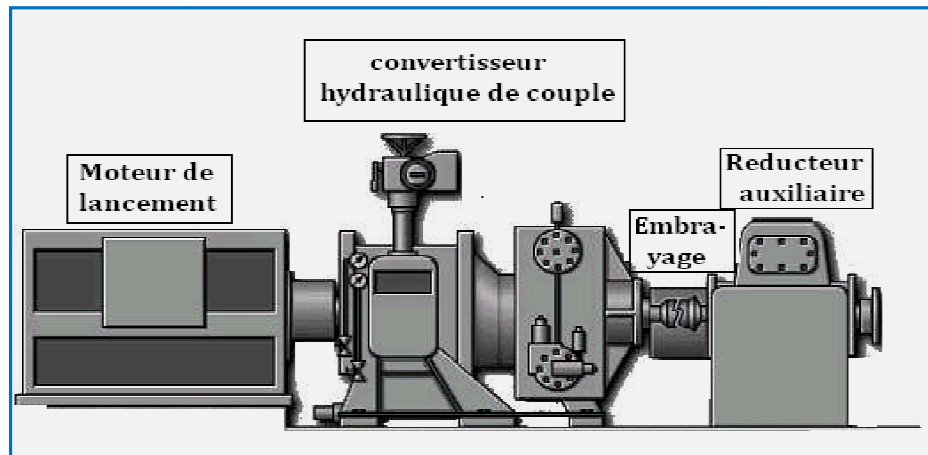


Fig.II.10: Système de lancement

II.4.3 Système de l'huile de graissage :

La turbine à gaz est lubrifiée par un système à circulation forcée de l'huile en boucle fermée qui comprend un réservoir d'huile, pompes, échangeurs de chaleur (refroidisseur d'huile), filtres, soupapes et divers dispositifs qui offrent du contrôle et de la protection au système. L'huile de graissage du système est fait circuler aux quatre paliers principaux de la turbine, aux accessoires de la turbine et aux équipements de charge menés. De plus, l'huile pour le circuit d'alimentation hydraulique, le circuit d'huile de commande et le système des moyens de démarrage est prise de cette source.

Pompes d'huile de graissage :

Trois pompes d'huile de graissage sont utilisées dans le système d'huile de graissage, la pompe principale montée et entraînée par le réducteur auxiliaire, la pompe auxiliaire entraînée par un moteur en C.A vertical et la pompe de secours entraînée par un moteur en C.C vertical. Les pompes auxiliaires et de secours sont montés sur le couvercle du bac à huile.

II.4.4- Système d'alimentation par le combustible :

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

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

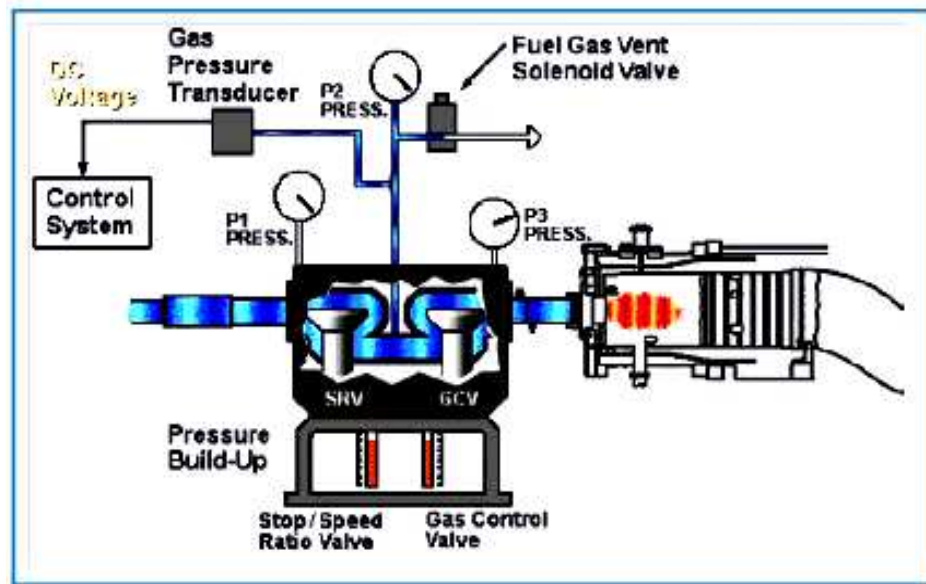


Fig.II.11 : Système d'alimentation avec le combustible

II.4.5- Système d'air de refroidissement et d'étanchéité .

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

Les pièces refroidies sont :

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

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

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

II.4.6- Système d'échappement :

Il a pour fonction, l'expulsion vers l'atmosphère des gaz provenant de la détente dans les roues de la turbine, il doit répondre à certaines exigences, parmi elles

- Assurer un niveau de bruit minimal, en réduisant la turbulence des gaz sortant;

- Conformité avec les conditions de sécurité du personnel (bonne isolation thermique);
- Avoir un niveau de fiabilité et de disponibilité adéquat à ceux des éléments restants de la turbine (compresseur, chambre de combustion,...).

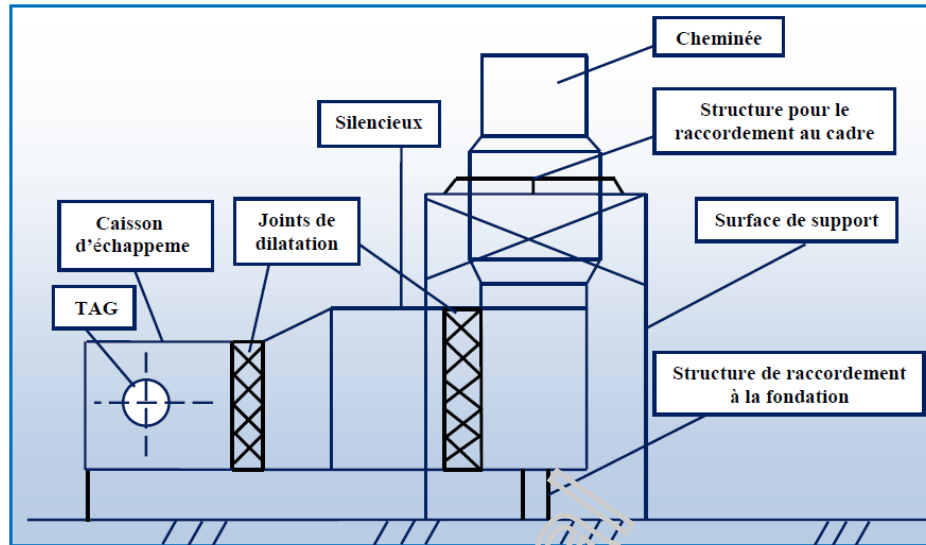


Fig.II.12: Principaux éléments du système d'échappement

II.4.7- Socle de turbine :

Le socle de la turbine contient la machine et parfois certains de ses auxiliaires. Pour le cas des MS5002, le socle contient la turbine seule, le système auxiliaire à un socle indépendant, par contre pour le cas des MS9001, le système d'échappement est aussi indépendant. Donc pour le cas des MS5002, le socle supporte la turbine, sert comme surface de montage des éléments de la turbine, et enferme le réservoir pour l'huile de graissage.

La turbine est soutenue sur le socle par deux plaques souples, l'une se trouve sous la caisse d'admission l'autre sous la caisse d'échappement. Elle comporte quatre paliers principaux, deux supportent le rotor (turbine HP), et les deux autres supportent la turbine BP.

II.4.8- Réducteur de charge (Multiplicateur de vitesse) :

La fonction du réducteur de charge est d'adapter la valeur de vitesse de la turbine à gaz à celle de la machine conduite dans tous les cas où il est impossible qu'elles soient égales.

Ce besoin découle du fait que, dans beaucoup de cas, la puissance utile produite par la machine d'entraînement (turbine à gaz) exige une vitesse plus grande ou plus petite que la gamme optimale de vitesse de fonctionnement de la machine conduite.

II.4.9- Système de contrôle, régulation et protection:

Le système de contrôle, de régulation et protection exécute un nombre de fonctions dont le but est d'assurer le fonctionnement correct de la turbine à gaz, conformément à ses nécessités. Pour exécuter ces fonctions, le système gère une série de paramètres sous forme de

signaux d'entrée-sortie reçus de la turbine, et envoyés ces signaux à celle-ci par des éléments d'interface " des boites de jonction et des plaques à bornes", où convergent les signaux de commande de l'instrumentation de la machine (transducteur de pression, transmetteur de position de la vanne de combustible, thermocouple, détecteurs de flamme, ...etc.), et les signaux arrivant du système de contrôle et de protection de toute l'installation.

Le tableau de commande est divisé dans les sous-ensembles suivants:

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

Dans ces systèmes, le tableau de commande remplit les fonctions primaires suivantes:

- Il contrôle le débit de combustible et le fonctionnement des auxiliaires pendant le démarrage, l'arrêt, l'arrêt d'urgence et le refroidissement.
- Il synchronise et met sous tension le générateur de réseau.
- Il contrôle les émissions de combustible et d'échappement pendant le fonctionnement.
- Il commande tous les systèmes protecteurs en cas des défauts et défaillance.
- Il enregistre toutes les fonctions de la turbine à gaz et de ses auxiliaires avec mémorisation de l'historique.

II.4.10- Dispositif d'anti-pompage :

Le fonctionnement à bas régime (faible débit), peut être la cause d'apparition du pompage. C'est un phénomène compliqué rencontré dans les compresseurs axiaux et centrifuges, il se caractérise par des oscillations importantes de débit (inversion soudaine de débit), qui se traduit par des forces alternées importantes sur les organes mécaniques, rotor, paliers, butées, ...etc.

Ce phénomène est observé lors du démarrage dans le cas des turbines à gaz au niveau du compresseur axial. Il peut avoir comme conséquence, la rupture d'ailettes.

La protection contre le pompage est donc une nécessité. Deux modes de protection sont appliqués :

- **Débit entrant réglable (variable) :**

En amont du compresseur axial est placé un étage d'aubes mobiles en rotation (variables) dites IGV, la fermeture de ces aubes permette de limiter le débit d'air admis et cela lors du démarrage, où la vitesse du rotor est encore faible, l'ouverture de ces aubes croit

progressivement avec l'accélération de la turbine, jusqu'à atteindre une ouverture complète correspondante au maximum de débit et vitesse de rotation.

➤ **Vanne anti-pompage (VAP):**

Un piquage au niveau du 10^e étage du compresseur vers l'atmosphère, sert à évacuer une partie de l'air admis à l'atmosphère afin d'éviter la pulsation du débit (retour de l'écoulement).

II.5- Conclusion:

Une description détaillée de la turbine à gaz MS 5002c a été présentée le long de ce chapitre. Toutes les parties constituantes de cette turbine ont été abordées du point de vue technologique et fonctionnel. Enfin, une étude du système de commande et de contrôle ainsi que du système de protection a été présentée.

Confidential



**CHAPITRE III :PARAMETRES
INFLUENTS SUR LES
PERFORMANCES DE LA TURBINE
A GAZ MS MS5002C**

III.1- Introduction :

Les caractéristiques des turbines à gaz (taux de compression, débit, puissance, etc.) fabriquées par GE ou NP, sont données dans les conditions ISO. Dans ce chapitre on va essayer d'étudier l'influence des différents facteurs qui peuvent engendrer des problèmes lors du fonctionnement de la turbine, en limitant ainsi sa durée de vie et ces performances.

Ces facteurs sont classés en deux catégories : extérieurs et intérieurs.

III.2- Facteurs extérieurs :

La turbine à gaz est une machine qui emploie l'air dans son fonctionnement, cela implique que l'endroit où la turbine est installée a une grande influence, du fait que les caractéristiques de cet air changent avec l'influence de l'endroit se résulte dans le changement de débit massique du compresseur (le compresseur travaille avec un débit volumique constant), qui peut diminuer comme il peut augmenter. Les facteurs liés qui influent sur le débit sont :

III.2.1- La température ambiante :

Une augmentation de la température ambiante fait baisser la densité de l'air aspiré par le compresseur et donc une baisse du débit massique, et par conséquent une baisse dans la puissance ainsi que le rendement, avec une augmentation de la consommation spécifique. Si la température diminue, le phénomène inverse est observé.[1]

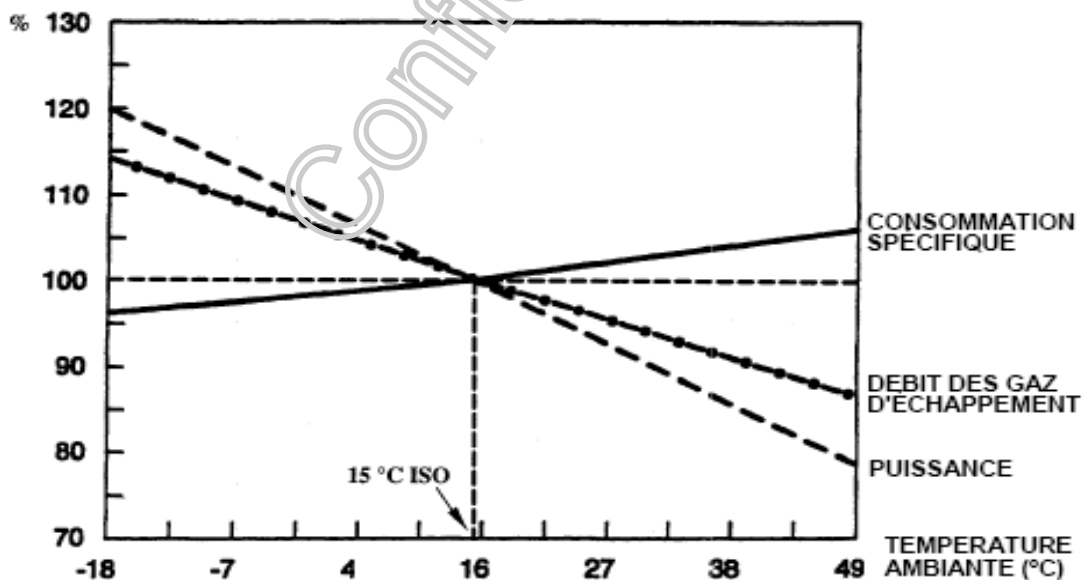


Fig.III.1: Effet de la température ambiante.

III.2.2. La pression atmosphérique :

La pression d'aspiration est liée à l'altitude de la zone où elle est installée la turbine; pour des altitude considérables (>100m), la diminution de pression est sensible et cela fait baisser la densité de l'air et donc une puissance plus basse. Les autres caractéristiques citées dans le cas précédent ne sont pas affectées.

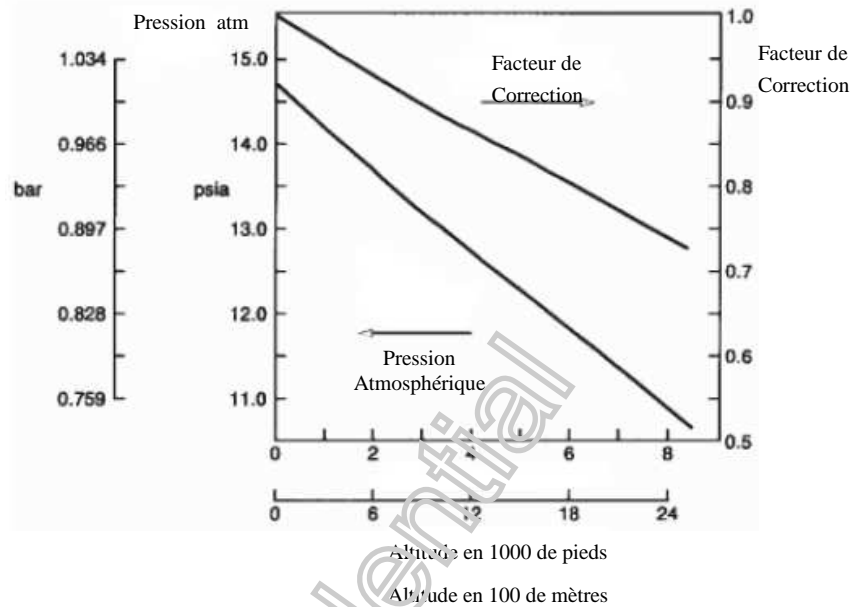


Fig.III.2 : Courbe de correction de pression

III.2.3- Humidité Relative :

On note que l'air humide est moins dense que l'air sec, donc si l'humidité de l'air augmente, la puissance diminue tandis que la consommation spécifique augmente.

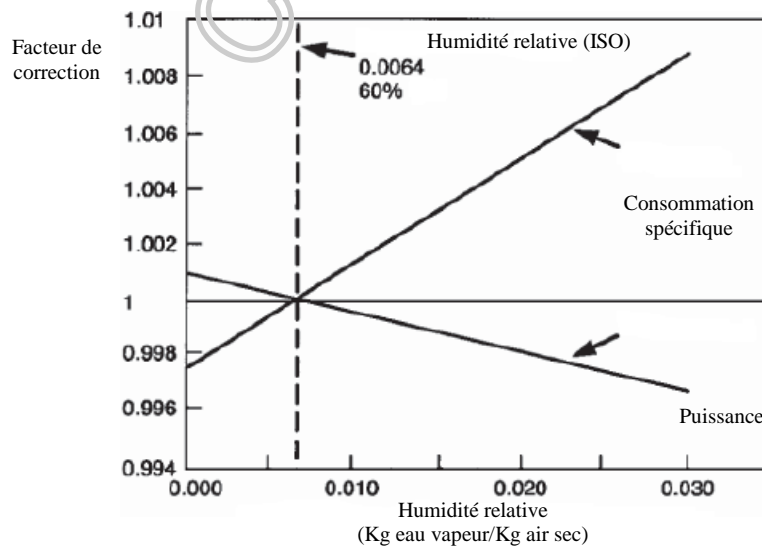


Fig.III.3 : Effet de l'humidité relative

III.3- Facteurs intérieurs :

En plus des trois facteurs extérieurs cités précédemment, il y a d'autres facteurs liés aux systèmes auxiliaires de la turbine. Ces facteurs sont :

III.3.1- Chutes de pression dans la section d'admission :

Les chutes de pression dans le système d'admission sont provoquées par les différents composants de ce système (filtre, silencieux, coude, tuyauterie,...). Lors de la traversée de l'air les pertes de charges font baisser la pression d'admission et les conséquences vues pour le cas de changement d'altitude sont rencontrées ici.[1]

III.3.2- Chutes de pression dans la section d'échappement :

Avant l'expulsion des gaz d'échappement, ces derniers passent à travers le système d'échappement (diffuseur, silencieux, coude,...). A cause des frottements des gaz avec les parois du système d'échappement, la contre-pression des gaz par rapport à la pression atmosphérique va augmenter et cela fait diminuer la puissance et augmenter la consommation spécifique (Tab.III.1).

	Perte de puissance (%)	Augmentation de la consommation spécifique (%)	Augmentation de la température d'échappement (°C)
Tous les 10mbar à l'aspiration	1.42	0.45	1
Tous les 10mbar à l'échappement	0.42	0.42	1

Tab.III.1 : Effets des chutes de pression

III.3.3- Type de combustible :

La turbine à gaz a l'avantage de fonctionner avec plusieurs combustibles, mais on préfère d'utiliser le gaz naturel que les autres combustibles plus lourds, puisque l'énergie dégagée lors de la combustion est proportionnelle au pouvoir calorifique massique du combustible.

L'utilisation de gaz naturel à la place du gasoil offre un gain d'environ 2% en puissance et une consommation spécifiques moins de 0.7 à 1% (suivant le modèle de la turbine).

En effet, si le pouvoir calorifique diminue, le débit massique du combustible doit augmenter pour fournir la quantité nécessaire d'énergie.

III.4- Étude thermodynamique de la turbine à gaz à deux arbres :

Une turbine à gaz à deux arbres est représentée schématiquement comme dans la Figure (III.4). La section détente dans les THP et TBP sera considérée comme une seule section de détente.

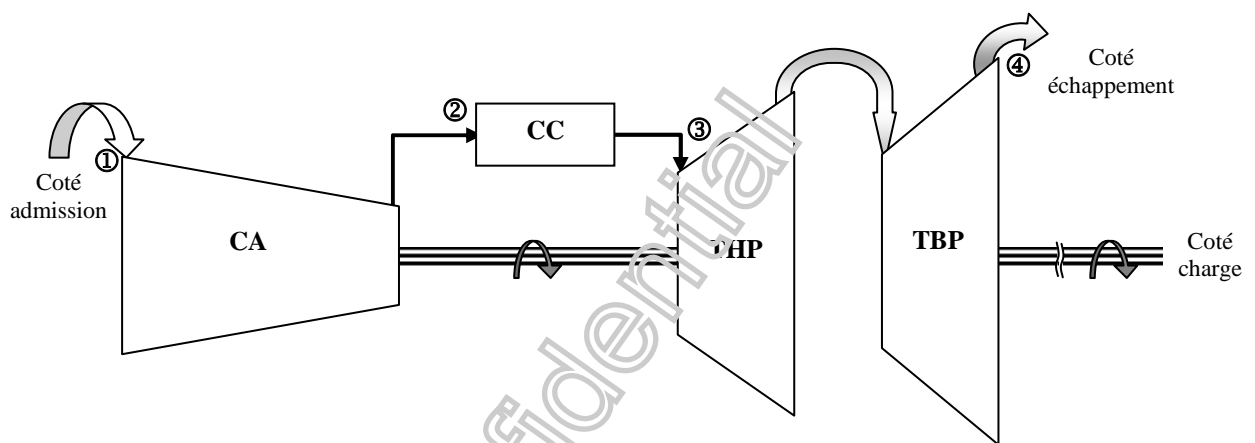


Fig.III.4: Représentation schématique d'une turbine à gaz à deux arbres.

Dans le schémas :

- CA:** Compresseur axial ;
- CC:** Chambre de combustion ;
- THP :** Turbine haute pression ;
- TBP:** Turbine basse pression.

III.4.1- Cycle idéal de Brayton :

Le cycle thermodynamique avec le quel fonctionne une turbine à gaz sans récupération est dit : "cycle de Brayton". C'est un cycle ouvert du fait que les gaz d'échappement sont évacués à l'atmosphère sans aucune récupération (cycle non régénéré, non combiné,...).

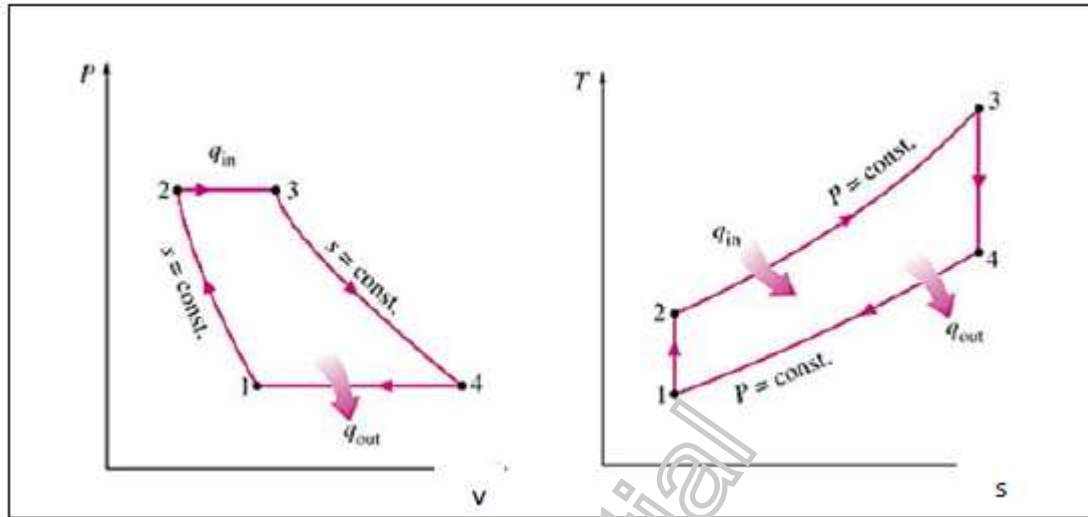


Fig. III.5: Cycle thermodynamique théorique d'une turbine à gaz.

- 1 à 2 : compression isentropique de l'air (compresseur).
- 2 à 3 : combustion isobare (échangeur de chaleur).
- 3 à 4 : détente isentropique (turbine).
- 4 à 1 : refroidissement isobarique (échangeur de chaleur).

Si le cycle est théorique, la compression est donc isentropique :

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \epsilon \dots \dots \dots (III.1)$$

✓ Travail de compression (évolution 1 à 2) est : $W_c = h_2 - h_1 = C_p(T_2 - T_1) \dots \dots \dots (III.2)$

✓ Echauffement isobare (évolution 2 à 3) est : $Q = h_3 - h_2 = C_p(T_3 - T_2) \dots \dots \dots (III.3)$

✓ Travail de récupéré sur la turbine (évolution 3 à 4) est: $W_T = h_3 - h_4 = C_p(T_3 - T_4) \dots \dots \dots (III.4)$

Le travail utile récupéré sur arbre de la machine est : $W_U = W_T - W_c \dots \dots \dots (III.5)$

Rendement théorique du cycle est : $\eta_{th} = \frac{W_U}{Q} \dots \dots \dots (III.6)$

III.4.2- Cycle réel :

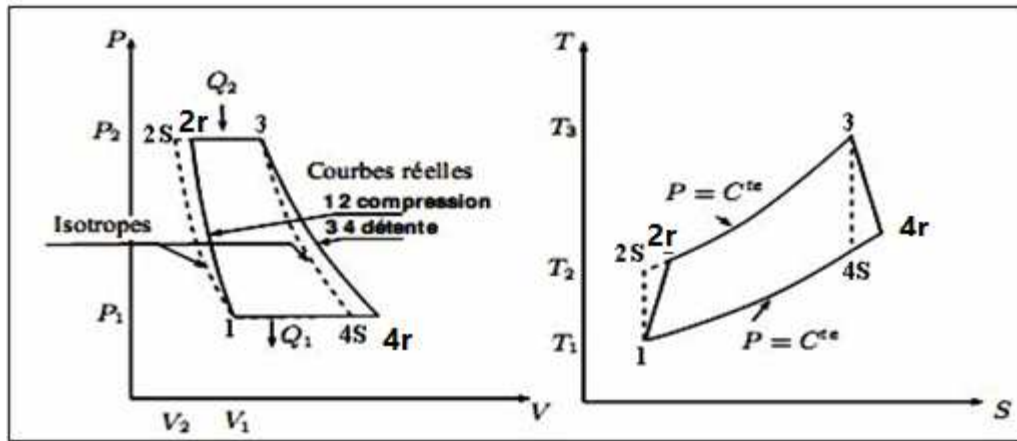


Figure III.6: Cycle réel d'une turbine à gaz.

En réalité, le processus 1-2 et 3-4 ne sont pas isentropique (adiabatique et réversible) à 100%. N'est pas adiabatique puisqu'une quantité non nulle de chaleur est échangée avec le milieu extérieur; puis pas réversible puisque la compression, comme la détente, se font de façon brusque. Ainsi la correction à apporter est que durant ces deux processus, d'ailleurs durant tous les processus thermodynamiques pour un système isolé, l'entropie augment. Par conséquent, un décalage vers les entropies croissantes fait passer 2s en 2r et 4s en 4r. La compression réelle et la détente réelle se font de façon irréversible, la combustion se fait de façon quasi-isobare; le rejet des gaz brûlés reste isobare à la pression atmosphérique. Nous allons maintenant recalculer le rendement réel de la machine de Brayton. L'indice "s" correspondra au processus isentropique (théorique) et l'indice "r" correspondra au processus irréversible (réel).

Pour le compresseur:

$\eta_c = \text{ce qui est fourni par le gaz} / \text{ce qui est donné pour le gaz}$

= Travail isentropique / Travail réel

$$= \frac{-C_p(T_{2s} - T_1)}{-C_p(T_{2r} - T_1)} = \frac{(T_{2s} - T_1)}{(T_{2r} - T_1)} \dots \dots \dots (III.7)$$

donc $\eta_c = \frac{(T_{2s} - T_1)}{(T_{2r} - T_1)}$

$-C_p(T_{2r} - T_1)$ (III.8) est le travail réellement reçu par le système (gaz), donc négatif. Ce

travail comporte les pertes et le travail utile: $-C_p(T_{2s} - T_1)$(III.9)

Pour la turbine:

$\eta_t = \text{ce qui est fourni par la turbine} / \text{ce qui est donné à la turbine}$

= Travail réel / Travail isentropique

$$= \frac{+C_p(T_{4r}-T_3)}{+C_p(T_{4s}-T_3)} \dots\dots\dots(III.10)$$

$$\eta_t = \frac{(T_{4r}-T_3)}{(T_{4s}-T_3)} \dots\dots\dots(III.11)$$

+C_p(T_{4r} - T₃).....(III.12)est le travail réellement fourni par le système (gaz dans la turbine), donc positif. La valeur de ce travail est inférieure à celle du travail théorique qui ne contient pas les pertes de chaleur dans la turbine. Le travail théorique+C_p(T_{4s} - T₃).....(III.13)

est plus grand que le travail réel +C_p(T_{4r} - T₃).

Donc:

$$\eta_c = \frac{(T_{2s}-T_1)}{(T_{2r}-T_1)}$$

$$\eta_t = \frac{(T_{4r}-T_3)}{(T_{4s}-T_3)}$$

Confidential



**CHAPITRE IV : CALCUL
ENERGETIQUE LES
PERFORMANCES DE LA TURBINE
A GAZ MS MS5002C**

IV.1- Introduction :

Dans ce chapitre, nous avons calculer les paramètres thermodynamiques de la turbine à gaz type MS 5002C, en se basant sur les conditions d'exploitation sur site. L'objectif principal de ce calcul est de déterminer le degré d'influence des conditions climatiques et plus particulièrement la température de l'air ambiant sur les performances thermodynamiques de la turbine.

IV.2- Aperçu sur la région de Hassi R'mel :

Le gisement de gaz de Hassi R'mel se situe approximativement à 525 Km du sud d'Alger, ce gisement s'étend sur une superficie de 3500 Km², contenant environ 500 puits entre producteurs, injecteurs et observateurs.

L'exploitation de ce gisement permet de produire un gaz riche en GPL (30à40g/m³) et de condensât (120à145g/m³).

Le gaz brut après avoir été collecté, est traité dans des unités de traitement dites modules.

Une partie de ce gaz sec (le surplus) est réinjecté dans le gisement avec une haute pression à travers des stations de compressions.

Caractéristiques de fonctionnement :

- Altitude ; 760m
- Température été ; 49 °C
- Température hiver ; 0 °C
- Humidité relative ; 34 à 40 %.

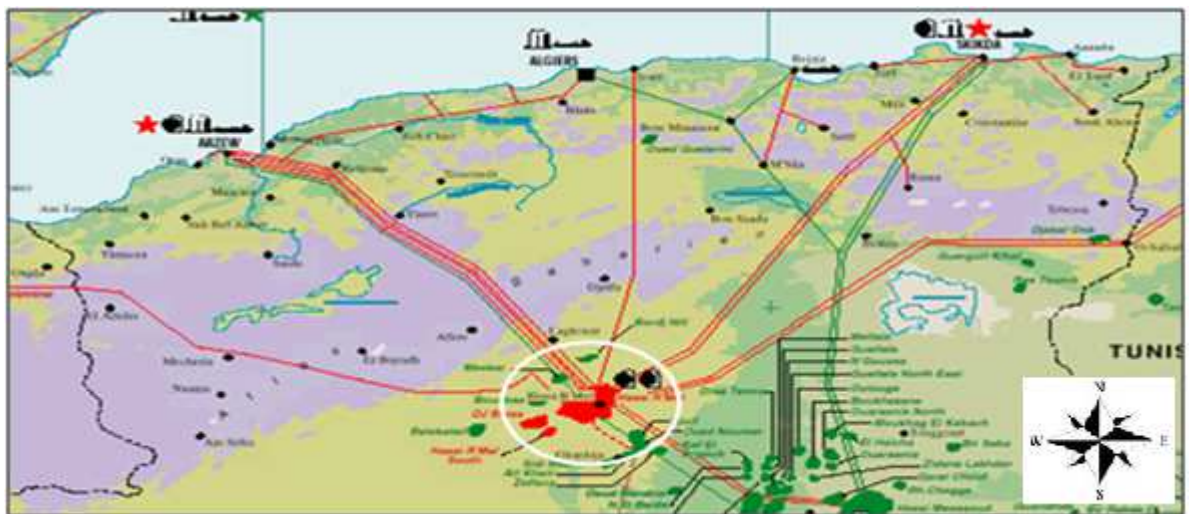


Fig.IV.1 :Situation Géographique de Hassi R'mel

IV.3- Calcul thermodynamique :

Dans ce qui suit, nous présentons un calcul thermodynamique d'un cycle de la turbine à gaz MS 5002C pour déterminer l'influence des différentes conditions externes sur le rendement. Les calculs seront faits en considérant les conditions opératoires réelles du site :

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

Température T1 (K)	Température T2 (K)	Température T4 (K)	Pression P2 (bar)	Vitesse BP (tr/min)
304	567	783	6.17	4515

Tab.IV.1: valeurs affichées sur l'écran de MARK VI

IV.3.1- Le travail spécifique de compresseur :

Calculons d'abord la pression de l'air à l'entrée de compresseur

$$p_1 = p_0 - \Delta p \dots \dots \dots (IV.1)$$

$$p_0 = p_{atm} \times \left(1 - \frac{0.0065 \times Z}{302.15}\right)^{5.31} \dots \dots \dots (IV.2)$$

$$p_0 = 0.9258 \text{ bar}$$

$\Delta P = 0,0167 \text{ Bar}$ (cette mesure est affichée sur MARK VI, utilisée pour contrôler le bon fonctionnement des filtres à l'entrée de système d'admission).

$$\text{Donc } p_1 = 0.9258 - 0.0167 = 0.9091 \text{ bar}$$

Le taux de compression réel est égal à :

$$\epsilon_c = \frac{6.17}{0.9091} = 6.78 \text{ selon la formule (III.1)}$$

$$c_{p \text{ air}} \approx 1,077 \text{ KJ/KG.}^\circ\text{K}$$

$$\gamma_{am} = \frac{c_{p \text{ air}}}{c_{p \text{ air-r}}} = \frac{1.077}{1.077-0.287} = 1.363 \text{ KJ/Kg.}^\circ\text{K} \dots \dots \dots (IV.3)$$

$$T_{2s} = T_1 \times \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 304 \times (6.78)^{0.266} \text{ selon la formule (III.1)}$$

$$T_{2s} = 505.8 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$\eta_c = \frac{505.8 - 304}{567 - 304} \text{ selon la formule (III.8)}$$

$$\eta_c = 0.76$$

Le travail fourni par le compresseur pour un kilogramme d'air est:

$$W_c = 1.077 \times (567 - 304) \text{ selon la formule (III.9)}$$

$$W_c = 283.251 \text{ KJ/Kg}$$

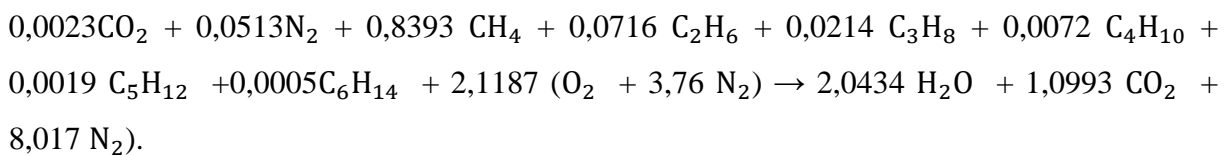
VI.3.2: Détermination de pouvoir calorifique de combustible :

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

Constituants du combustible	Pourcentage molaire en %
Azote N ₂	5.13
Dioxyde de carbone CO ₂	0.23
Méthane CH ₄	83.93
Ethane C ₂ H ₆	7.61
Propane C ₃ H ₈	2.14
Butane C ₄ H ₁₀	0.72
Pentane C ₅ H ₁₂	0.19
hexane C ₆ H ₁₄	0.05
Propriétés du combustible	
Le pouvoir calorifique supérieur Le poids moléculaire du combustible Masse molaire de l'air Le débit moyenne de combustible La pression moyenne de gaz La température moyenne de gaz	PCS =10082.22 Kcal/m ³ Yc=18.83Kg/Kmol Ya=28.97Kg/Kmol ṁc=8568Nm ³ /H Pg=22.05 bar Tg= 27°C

Tab.VI.2: la composition du gaz naturel

La combustion d'une mole de ce gaz est réalisée selon la réaction suivante:



PCS = PCI + Chaleur latente d'évaporation

$$PCI = PCS - m_{H_2O} \times \frac{L_{vH_2O}}{V_g} \dots\dots\dots(IV.4)$$

Avec : $m_{H_2O} = n_{H_2O} \times M_{H_2O} = 2,0434 \times 18 = 36,78 \text{ g/mol de gaz}$

$L_{vH_2O} = 2501 \text{ Kj/Kg} = 597,35 \text{ Kcal/Kg}$

$$V_g = \frac{8,314 \times 273,15}{101325} = 0,0224 \text{ m}^3 / \text{mol de gaz}$$

$$PCI = 10082.22 - 36.78 \times 10^{-3} \times \frac{597.35}{0.0224}$$

$$PCI = 9101.4 \text{ Kcal /Nm}^3$$

Sachant que dans notre cas les paramètres d'état de gaz sont :

$P_2 = 7$ bar (supérieur à la pression de l'air à la sortie de compresseur) ,

$$T_2 = 27,64 + 273,15 = 300,79 \text{ k}$$

$$P_1 = \rho_1 \times r \times T_1$$

$$P_2 = \rho_2 \times r \times T_2$$

$$\rho_1 = \frac{P_1}{r \times T_1} = \frac{101325 \times 18.83}{8.314 \times 10^3 \times 273.15} = 0.84 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_2 = \rho_1 \times \frac{P_2}{P_1} \times \frac{T_1}{T_2}$$

$$\rho_2 = 0.84 \times \frac{7}{1.01325} \times \frac{273.15}{300.79}$$

$$\rho_2 = 5.269 \text{ Kg/m}^3$$

$$PCI = \frac{9101.4}{\rho_1} = \frac{9101.4}{0.84} = 10835 \text{ Kcal /Kg} = 45333.64 \text{ Kj/Kg}$$

IV.3.3- Le débit fuel gaz actuel :

$$\dot{m} = 2.38 \text{ Nm}^3/\text{S}$$

Le normal mètre cube est la quantité de Gaz, exempt de vapeur d'eau, qui, à une température de zéro (0) degré Celsius et sous une pression absolue de 1,01325 bar, occupe un volume de un (1) mètre cube.

Le volume réel de gaz qui correspond à un mètre cube normal avec les paramètres cités ci-dessus sera déduit de la formule suivante :

$$V_2 = V_1 \times \frac{P_1}{P_2} \times \frac{T_2}{T_1} = 1 \times \frac{1.01325}{7} \times \frac{300.79}{273.15} = 0.159 \text{ m}^3$$

$$\text{Donc } \dot{m} = 2.38 \times \rho_2 \times V_2 = 2.38 \times 0.159 \times 5.269 = 2 \text{ Kg/S}$$

VI.3.4- Calcul de débit d'air actuel:

L'air ambiant est considéré comme un gaz parfait. Il est à une pression supposée 1atm et $r=287.1 \text{ J.Kg.K}^{-1}$.

Pour un Kg d'air et $T_1=15^\circ\text{C}$, sa masse volumique ρ se détermine par la formule :

$$\rho = \frac{P}{r \times T} \dots\dots\dots (IV.5)$$

$$\text{On remplace : } \rho_{\text{air}} = \frac{101325}{287.1 \times 288.15} = 1.226 \text{ Kg/m}^3$$

On détermine par la suite le débit volumique qu'est toujours constant quelque soit la température d'admission : $Q_{V_{\text{air}}} = \frac{\dot{m}_{\text{air}}}{\rho_{\text{air}}}$. On remplace : $Q_{V_{\text{air}}} = \frac{123}{1.225} = 100.43 \text{ m}^3/\text{s}$

IV.4- Influence de la température ambiante sur le rendement de la turbine à gaz MS5002C :

Dessue de ce titre nous parlons sur l'influence la température sur la machine étudiée ; spécialement sur le rendement de la turbine à gaz évidemment et explique les résultats à des documents expérimentales dans des tris mois différents en termes de température .

Méthode de calcul des rendements :

$$\eta = \frac{W_u}{Q} \quad (W_U = W_T - W_c) \dots \dots \dots (IV.6)$$

✓ Travail de compression (évolution 1 à 2) est : $W_c = C_{p\text{air}}(T_{2r} - T_1) \dots \dots \dots (IV.7)$

✓ Chaleur apportée au gaz au niveau de chambre de combustion (évolution 2 à 3) est :
 $Q = C_{p\text{gaz}}(T_3 - T_{2r}) \dots \dots \dots (IV.8)$

✓ Travail de récupéré sur la turbine (évolution 3 à 4) est: $W_T = C_{p\text{gaz}}(T_3 - T_{4r})$

Changement du débit massique avec la température d'admission :

(On rappelle que le débit volumique d'air absorbé par le compresseur axial reste constant)

pour déterminer le débit massique pour chaque température. On va procéder comme suit :

1. On choisit T_1 .

2. On calcul ρ_{air} , par la formule $\rho_{\text{air}} = \frac{P}{R \times T}$

3. On calcul le débit massique correspondant par la formule : $\dot{m}_{\text{air}} = \rho_{\text{air}} \times Q_{V\text{air}}$.

4. le débit du combustible doit changer afin de garder le même dosage, il est calculé par

la formule $\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{\text{air}}|_{T_1=15^\circ\text{C}}} \times \dot{m}_{\text{air}}$

Calcul de T_3 :

la température T_3 se calcul par la formule donnée dans :

$$T_3 = \frac{\dot{m}_c \cdot PCI_m \cdot \eta_{cc}}{(\dot{m}_{\text{air}} + \dot{m}_c) \cdot C_{pg}} + T_2 \dots \dots \dots (IV.9)$$

Remarque :

$\eta_{cc} = 0.96$ (Donnée du constructeur)

L'air ambiant et le gaz de combustion es considéré comme un gaz parfait.

IV.4.1- le rendement de la turbine dans le mois de Décembre :

T1 (°K)	T2 (°K)	T4 (°K)	T3 (°K)	Qv _{air} m ³ /s	$\rho_{\text{air}} = \frac{P_a}{r \times T_1}$	$\dot{m}_{\text{air}} = \rho_{\text{air}} \times Qv_{\text{air}}$	\dot{m}_c kg/s	Wt=Cp(T3-T4) Kj/Kg	Wc=Cp(T2-T1) Kj/Kg	Q=Cp(T3-T2) Kj/Kg	$\eta = (Wt - Wc) / Q$ %
285	543	720	1163.07	100.43	1.24	124.41	2.13	522.83	277.87	731.69	33.48
282	536	704	1156.07	100.43	1.25	125.73	2.15	533.45	273.56	731.69	35.52
276	533	691	1153.07	100.43	1.28	128.47	2.20	545.25	276.79	731.69	36.69

Tab. IV.3 Tableau des performances de la turbine à gaz sous différentes températures ambiantes pour le mois de Décembre

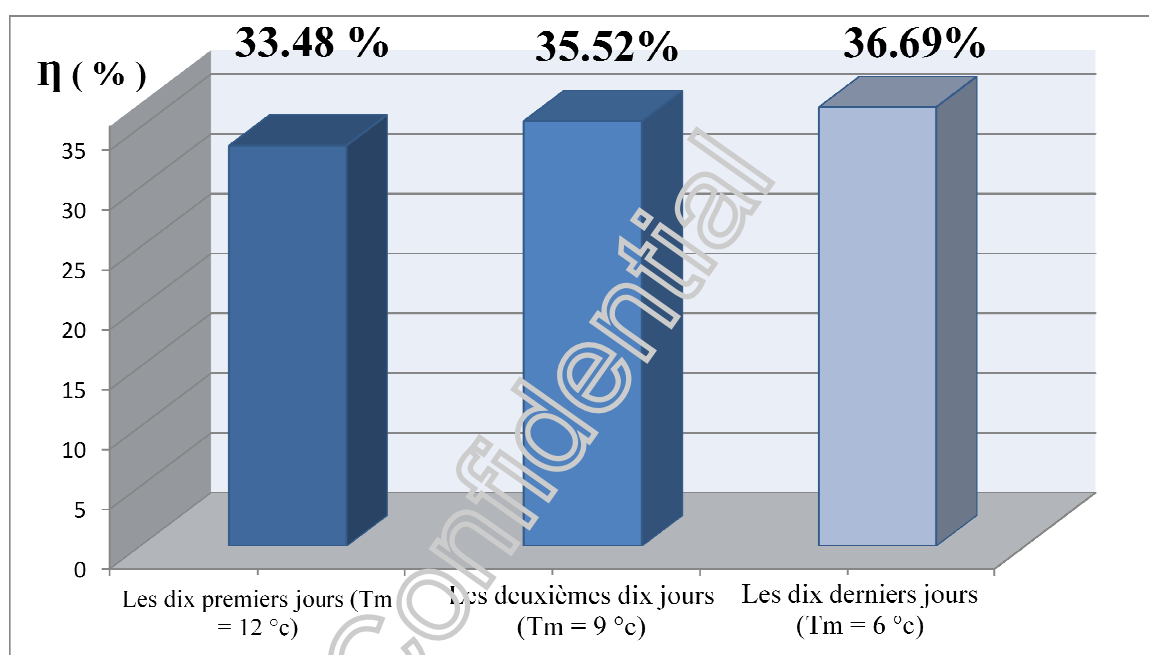


Fig. IV.2: le rendement de turbine pour le mois de décembre

A partir la courbe graphique qui représente le rendement en fonction de température ambiante pour le mois de Décembre . nous remarquons que le rendement est 33,48% , 35,52% et 36,69% lorsque les températures 12°C , 9°C et 6°C respectivement .

IV.4.2- le rendement de la turbine dans le mois de Mars :

T1 (°K)	T2 (°K)	T4 (°K)	T3 (°K)	Qv _{air} m ³ /s	$\rho_{\text{air}} = \frac{P_a}{r \times T_1}$	$\dot{m}_{\text{air}} = \rho_{\text{air}} \times Qv_{\text{air}}$	\dot{m}_c kg/s	Wt=Cp(T3-T4) Kj/Kg	Wc=Cp(T2-T1) Kj/Kg	Q=Cp(T3-T2) Kj/Kg	$\eta = (Wt - Wc) / Q$ %
289	553	733	1173.07	100.43	1.21	121.08	2.07	519.29	284.33	731.69	32.11
292	554	745	1174.07	100.43	1.19	119.84	2.05	506.31	282.17	731.69	30.63
297	561	765	1181.07	100.43	1.17	117.82	2.01	490.97	284.33	731.69	28.24

Tab.IV.4: Tableau des performances de la turbine à gaz sous différentes températures ambiantes pour le mois de Mars .

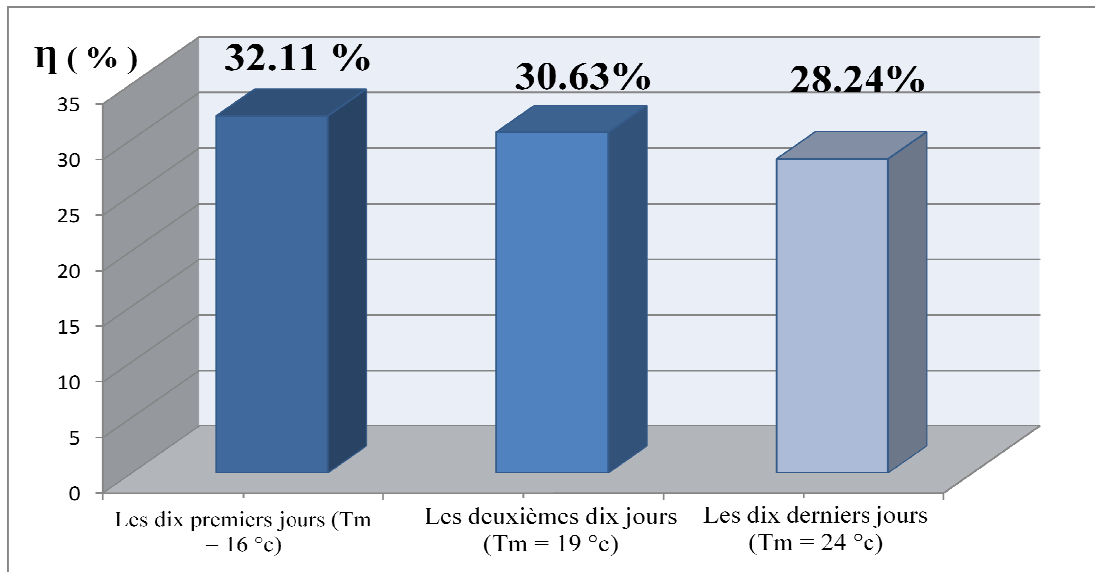


Fig.IV.3: le rendement de turbine pour le mois de mars

Pour le mois de mars, la courbe qui représente la variation de le rendement en fonction de la température ambiante, Nous observons que lorsque les températures 16 °c, 19 °c et 24°c les rendements sont 32.11%, 30.63% et 28.24% respectivement.

IV.4.3-le rendement de la turbine dans le mois de juillet :

T1 (°K)	T2 (°K)	T4 (°K)	T3 (°K)	Qv _{air} (m ³ /s)	$\rho_{air} = \frac{P_a}{r \times T_1}$	$\dot{m}_{air} = \rho_{air} \times Qv_{air}$	\dot{m}_{air} (kg/s)	Wt=Cp(T3-T4) (Kj/Kg)	Wc=Cp(T2-T1) (Kj/Kg)	Q=Cp(T3-T2) (Kj/Kg)	$\eta = \frac{Wt-Wc}{Q}$ (%)
304	567	783	1187.07	100.43	1.15	115.11	1.97	476.81	283.25	731.69	26.45
309	575	804	1195.07	100.43	1.13	113.25	1.94	461.47	286.48	731.69	23.92
317	585	828	1205.07	100.43	1.10	110.39	1.89	444.95	288.64	731.69	21.36

Tab.IV.5: Tableau des performances de la turbine à gaz sous différentes températures ambiantes pour le mois de juillet .

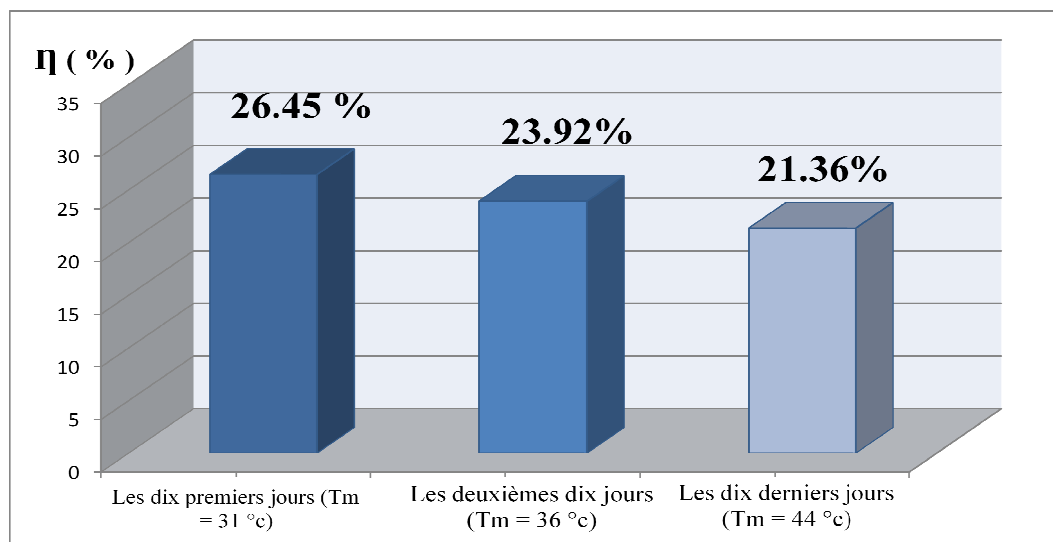


Fig.IV.4: le rendement de turbine pour le mois de juillet

La figure(IV.5) présentent l'évolution de le rendement en fonction de la température ambiante pendant le mois de juillet . D'après cette figure, on remarque que le rendement est 26,46 % , 23,92 % et 21.36% lorsque les températures 31°C , 36°C et 44°C respectivement

IV-5- Comparaison entre les rendements des trois mois : décembre ,mars et juillet :

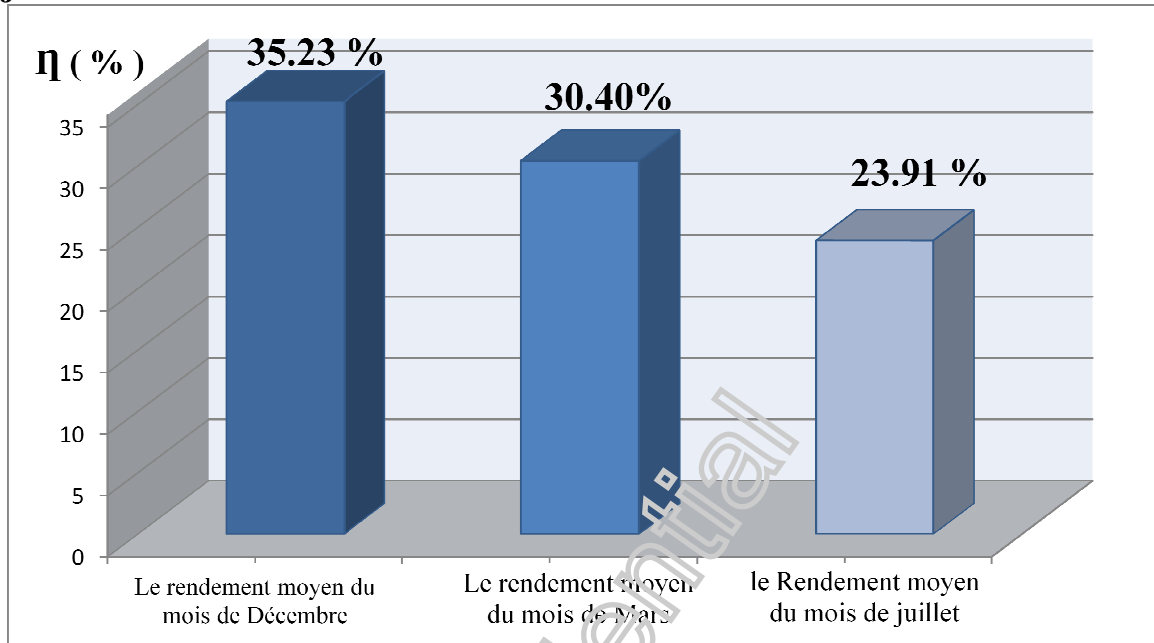


Fig.IV.5: Comparaison entre les rendements moyens des trois mois : décembre ,mars et juillet.

Après les figures qui représentent le rendement des trois mois peut remarquer clairement que le rendement de turbine est plus grande dans le mois de décembre où la température est faible, et il est faible au mois de Juillet où la température est élevée ,donc le rendement augmente lorsque la température est diminuée.

IV.5- Conclusion :

l'influence très importante de la température de l'air ambiant, qui provoque en premier lieu l'augmentation du travail du compresseur axial et une chute du débit d'air aspiré par ce dernier.

A mesure que la température d'admission du compresseur augmente, le travail spécifique de compression augmente, tandis que le débit massique d'air diminue (en raison d'une diminution de la masse spécifique). En conséquence, le rendement de la turbine et le travail utile diminuent. Si la température diminue, le phénomène inverse se produit.

CONCLUSION GENERALE

La réalisation de ce mémoire nous a permis d'acquérir des connaissances sur le rôle des turbines à gaz dans la station de boosting centre SBC.

Une étude thermodynamique de la turbine à gaz MS 5002C a été réalisée et montré que ses performances dépendent sensiblement des conditions d'exploitation, notamment la température ambiante. Elle demeure la cause principale de la chute des performances de la turbine à gaz au niveau de la station de boosting centre, les températures relativement élevées, de la région de Hassi R'mel génèrent une baisse sensible du rendement thermique et de la puissance générée, ce qui se répercute négativement sur le coût d'exploitation.

Nous avons constaté que le fait de ramener la température ambiante d'une valeur de 44 C° à une valeur de 06 C° permet un gain sur le rendement de 43 % .

Bibliographie

[1]GE Oil & Gas Technical Training GE MANUEL DE FORMATION POUR LA CONDUITE ET L'ENTRETIEN.

[2] Nuovo pignone « Guide pratique des Turbine à gaz » 1999.

[3]Nuovo Pignone « Manuel d'utilisation de la turbine à gaz MS 5002C » Florence Italie 1999.

[4] A.A.Zadpoor, A.Hamedanigolshan, «Performance improvement of a gas turbine cycle by using a desiccant-based evaporative cooling system», Energy 31 (2006).

[5]BENDJEDIDIS, «pompe centrifuge»,Rapport de stage ,Université de Batna ,2012.

[6] S.Nedjmi, « étude et analyse technologique, calcule thermodynamique de la puissance de sortie d'une turbine à gaz MS 5002P », PFE d'ingénieur d'État, Université de Biskra, (2011).

[7] B.Mehani,Y.Belaid, «Etude de système de commande de lancement et de système de commande de vitesse d'une turbine à gaz MS5002C», PFD master maintenance industrielle, Universite Kasdi Merbah – Ouargla, (2011).

[8] A.Beggat, A.Necera, «Etude thermodynamique, maintenance et fiabilité d'une turbine à gaz MS 5002 C », PFE de master, Universite Kasdi Merbah – Ouargla, (2010/2011)

Résumé :

Dans ces dernières années, les turbines à gaz industrielles jouent un rôle important dans les systèmes de production de puissance, telles que les centrales nucléaires de puissance (NPP) et les centrales de production du gaz. Bien que de nombreux avantages de ces équipements, 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. L'objectif principal de ce travail, consiste à une étude thermodynamique de la turbine à gaz MS5002C utilisée dans des conditions de températures rudes dans le champ de Hassi R'mel, alors on a fait une description de la turbine MS5002C qui existe dans ce dernier, Après avoir effectué les calculs des trois cas dans des tris mois différents en termes de température (décembre ,mars et juillet), les rendements thermiques sont 35.23% et 30.40% et 23.91% dans décembre ,mars et et juillet, respectivement. Nous avons constaté que l'augmentation de la température a causé la diminution de le rendement thermique de la turbine à gaz .

Abstract:

In these last years, the industrial gas turbines play a big role in the systems of production of power, such as the nuclear thermal power stations of power (NP) and the power stations of production of gas. Although many advantages of this equipment, their high sensitivity to the influence of variation in the temperature of the ambient air, which changes considerably between the day and the night, the summer and the winter, makes that the thermal efficiency of exploitation of these machines is affected. The main aim of this work, consists of thermodynamic study of the gas turbine MS5002C used under conditions of hard temperatures in the field of Hassi R'mel, then one has make a description of the MS5002C turbine which exists in the field of Hassi R' mel, After having carried out calculations of the three cases in tris different months in terms of temperature(December, March and July), thermal efficiencies are 35.23% and 30.40% and 23.91% in December, March and July, respectively , We found that the increase in temperature caused the decrease of the thermal efficiency of the gas turbine.

ملخص:

في السنوات الأخيرة ، و توربينات الغاز الصناعية تلعب دورا هاما في أنظمة توليد الطاقة، مثل محطات الطاقة النووية وإنتاج الغاز الطبيعي. على الرغم من العديد من المزايا من هذه المعدات إلا أنها ذو حساسية عالية و ذلك ناتج عن تأثير اختلاف درجة حرارة الهواء المحيط، والذي يتغير بشكل كبير بين الليل والنهار والصيف والشتاء، وذلك فأن الكفاءة الحرارية لهذه الآلات هي المتضررة. الهدف الرئيسي من هذا العمل يتمثل في دراسة حرارية من توربينات الغاز MS5002C المستخدمة في ظروف الحرارة القاسية في حاسي رمل ، لذلك نحن جعلنا وصفا للتوربينة MS5002C الموجودة في الحقل بعد حسابات لثلاث حالات في ثلاثة اشهر مختلفة من حيث درجة الحرارة (ديسمبر ،مارس وجويلية) ، فكانت الكفاءة الحرارية 35.23، 30.40، و 23.91 في كل من ديسمبر ،مارس وجويلية على التوالي ، فوجدنا أن الزيادة في درجات الحرارة تسبب في انخفاض الكفاءة الحرارية لتوربينات الغاز.
