

**UNIVERSITE KASDI MERBAH OUARGLA**  
Faculté des Hydrocarbures, des Energies Renouvelables, des Sciences de la Terre et de  
l'Univers  
Département forage et mécanique des chantiers pétroliers



**Mémoire de fin d'étude pour l'obtention du diplôme de  
MASTER PROFESSIONNEL**

**Domaine : Science technique**

**Filière : Hydrocarbures**

**Spécialité : Mécanique des chantiers pétroliers**

**Présenté par : Medjoudja Bilal**

**Latamen abdelmoumen**

**Benhizia lotfi**

**Thème**

**Étude d'amélioration des performances  
La turbine à gaz Ms5002c par injection de la  
Vapeur D'eau**

**Soutenu le 07/06/2022**

**Devant le jury**

**Mr Bouchemaa Kamel**

**Président**

**Mr Boukessani Mohamed**

**Examineur**

**Mme Rezaiguia Yamina**

**Encadreur**

**Année universitaire :**

**2021-2022**



## Remerciement

Louage tout d'abord à dieu qui nous a donné la force Pour terminer ce modeste travail.

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

Toutes nos infinies gratitudes à notre promoteur, Monsieur

REZAIGUIA YAMINA pour son encadrement et ses aides précieuses.

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

Nos remerciements s'adressent aussi, toute l'équipe du groupe ALGESCO

Enfin nous remercions tous ceux qui ont contribués de près ou de loin à l'élaboration de ce modeste travail, un mot de remerciement ne suffit pas ici l'expression de nos profondes gratitudes et respects.

A decorative border in a golden-brown color frames the page. It features intricate floral and leaf patterns, including roses, daisies, and various leafy branches, arranged in a continuous, flowing design around the perimeter.

## Dédicace

Ce modeste travail est dédié :

Aux êtres les plus chers de ma vie, mon cher père et ma chère mère qui ont été les bougies allumant mon chemin vers la réussite; qui m'ont tout donnés,

A mes yeux, ma chère conjointe,

Mes enfants : Med Ayoub, Yahia mouatez billah, Omer

A mes frères et sœurs et toute la famille et toute mes amis

Leurs amours, leurs sacrifices pour que je puisse suivre mes études dans des bonnes conditions et qui ne cessent pas de m'encourager et de veiller pour mon bien.

A toutes la promo d'hydrocarbure Option e mécaniques des chantiers pétroliers de l'année d'étude 2008-2011 et de l'année 2021-2022

À tous ceux qui ont semé le bonheur sur mon chemin et se sont réjouis de mes réalisations.

**BILAL MEDJOUJA**



## Dédicace

Ce modeste travail est dédié :

Aux êtres les plus chers de ma vie, mon cher père et ma chère mère qui ont été les bougies allumant mon chemin vers la réussite; qui m'ont tout donnés,

A Mes yeux, ma chère conjointe,

Mes enfants : Razane, Layane

A mes frères et sœurs et toute la famille et toute mes amis

Leurs amours, leurs sacrifices pour que je puisse suivre mes études dans des bonnes conditions et qui ne cessent pas de m'encourager et de veiller pour mon bien.

A toutes la promo d'hydrocarbure Option e mécaniques des chantiers pétroliers de l'année d'étude 2008-2011 et de l'année 2021-2022

À tous ceux qui ont semé le bonheur sur mon chemin et se sont réjouis de mes réalisations.

**Latamene Abdelmoumene**



A decorative border in a golden-brown color frames the page. It features intricate floral and leaf patterns, with larger, more detailed designs in the corners and smaller, repeating motifs along the sides.

## Dédicace

Ce modeste travail est dédié :

Aux êtres les plus chers de ma vie, mon cher père et ma chère mère qui ont été les bougies allumant mon chemin vers la réussite; qui m'ont tout donnés,

A mes frères et sœurs et toute la famille et toute mes amis

Leurs amours, leurs sacrifices pour que je puisse suivre mes études dans des bonnes conditions et qui ne cessent pas de m'encourager et de veiller pour mon bien.

A toutes la promo d'hydrocarbure Option e mécaniques des chantiers pétroliers de l'année d'étude 2021-2022

À tous ceux qui ont semé le bonheur sur mon chemin et se sont réjouis de mes réalisations.

**Ben Hizia Lotfi**

## **Résumé :**

Les turbines à gaz ont connues une grande importance dans le domaine industriel notamment dans celui des hydrocarbures. Une installation de turbine à gaz est conçue pour fonctionner dans des conditions thermodynamiques de température et de pression précisées par les standards ISO. Malheureusement ces conditions ne sont pas toujours obtenues car elles varient d'un jour à un autre, d'une région à une autre (sud, nord), et d'un climat à un autre (climat humide, aride, sec, chaud, etc...).

Les performances de l'installation d'une turbine à gaz sont inversement proportionnelles à la température ambiante puisque plus la température ambiante diminue plus la masse d'air admise dans le compresseur augmente ce qui influe directement sur les performances.

A cet effet notre travail consiste à étudier l'amélioration des performances d'une installation de turbine à gaz par injection de la vapeur.

On a relevé les données réelles d'une turbine à gaz installée à la zone gazière de Hassi R'Mel (430 Km au sud d'Alger) grâce à un stage pratique à SONATRACH.

**Mots clé :** Turbine à gaz, injection de vapeur, puissance spécifique, rendement thermique global, performant, condition thermodynamique, hydrocarbure.

## **Abstract :**

Gas turbines have been of great importance in the industrial field, particularly in that of hydrocarbons. A gas turbine installation is designed to operate under thermodynamic temperature and pressure conditions specified by ISO standards. Unfortunately, these conditions are not always obtained because they vary from one day to another, from one region to another (south, north), and from one climate to another (wether, arid, dry, hot, etc...).

The performance of a gas turbine installation is inversely proportional to the ambient temperature since the lower the ambient temperature, the more the mass of air admitted into the compressor increases, which directly influences performance.

To this end, our work consists in studying the improvement of the performance of a gas turbine installation by injecting steam.

We recorded the actual data of a gas turbine installed in the gas zone of Hassi R'Mel. (430 km south of Algiers) By a practical internship at SONATRACH.

**Keywords:** Gas turbine, steam injection, specific power, overall thermal efficiency, performance, thermodynamic condition, hydrocarbon.

## الملخص:

إن توربينات الغاز ذات أهمية كبيرة في المجال الصناعي، وخاصة في مجال الهيدروكربونات. تم تصميم تركيب التوربينات الغازية ليعمل في ظل ظروف الضغط ودرجة الحرارة الديناميكية الحرارية المحددة بواسطة معايير ISO لسوء الحظ، لا يتم الحصول على هذه الظروف دائماً لأنها تختلف من يوم لآخر، ومن منطقة إلى أخرى (جنوب، شمال)، ومن مناخ إلى آخر (رطب، جاف، جاف، حار، إلخ...).

يتناسب أداء تركيب التوربينات الغازية عكسياً مع درجة الحرارة المحيطة، حيث أنه كلما انخفضت درجة الحرارة المحيطة، زادت كتلة الهواء الداخل في الضاغط، مما يؤثر بشكل مباشر على الأداء.

تحقيقاً لهذه الغاية، يتمثل عملنا في دراسة تحسين أداء تركيب التوربينات الغازية عن طريق حقن البخار.

سجلنا البيانات الفعلية لتوربينات غازية تم تركيبها في منطقة الغاز في حاسي الرمل (430 كلم جنوب الجزائر العاصمة) بفضل تدريب عملي في سوناطراك.

**الكلمات المفتاحية:** التوربينات الغازية، الحقن بالبخار، القدرة النوعية، الكفاءة الحرارية الشاملة، الأداء، الحالة الديناميكية الحرارية، الهيدروكربون.

# Sommaire

Remerciement	
Dédicace	
Résumé	
Table des matières	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Nomenclatures	
INTRODUCTION GENERALE	1
<b>Chapitre I: DESCRIPTION DES TURBINES A GAZ</b>	
I.1. Introduction	4
I.2. Description fonctionnelle	4
III.3. Historique des turbines à gaz	4
I.4. Domaines d'utilisations des turbines à gaz	6
I.5. Classification de turbin à gaz	6
I.6. Appellation des turbines à gaz GE (General Electric)	8
I.7. Technologie des turbines à gaz	9
I.8. Avantages et inconvénients des turbines à gaz	9
I.9. Conclusion	10
<b>Chapitre II : DESCRIPTION DE LA TURBINE MS5002C</b>	
II.1. Description de la turbine MS5002C	11
II.2. Turbine à gaz GE MS5002C	11
II.3. Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002C	12
II.4. Principe de fonctionnement	14
II.5. Système de paliers	20
II.5.1 : La partie auxiliaire	21
II.5.2 : Système d'admission	21
II.5.3: Système de démarrage	22
II.6. ANALYSE ENERGETIQUE DE LA TURBINE A GAZ MS5002C	26
II.6.1 Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002C ont été déjà cités dans ce chapitre	27
II.6.2 Modélisation du fonctionnement de l'installation	28
II.7. Conclusion :	36



### **Chapitre III: Les méthodes d'amélioration des turbines à gaz**

III.1.Introduction	37
III.2.Les Technique d'amélioration des turbines à gaz :	37
III.2.1.Amélioration des performances par le système de refroidissement d'air d'admission :	37
III.2.2. Refroidissement intermédiaire du compresseur	38
III.2.3. Régénération (cycle de récupération)	39
III.3.Système de refroidissement d'air d'admission	40
III.4.Conclusion	43

### **Chapitre IV : Etude du cycle thermodynamique de la turbine à gaz MS 5002C**

IV.1.Introduction	44
IV.2.Cycles thermodynamique de la turbine à gaz	44
IV.2.1.Cycle de Brayton	44
IV.2.2.Cycle réel de la turbine à gaz	45
IV.2.3.Calcul thermodynamique	50
IV.3. Etude paramétrique des performances de la turbine à gaz	62
IV.3.1 RESULTATS	63
IV.4. Conclusion	71

### **Chapitre V : Amélioration des performances de la turbine à gaz par injection de vapeur d'eau**

V.1. Introduction	72
V.2. Etude thermodynamique d'un cycle avec injection de vapeur	72
V.2.1. Schéma de l'installation	72
V.2.2. Description du phénomène physique	73
V.2.3. Equations de bilan	73
V.3. Calcul des paramètres thermodynamiques des points du cycle avec injection de vapeur dans le cas du site Hassi R'mel	74
V.4. Etude paramétrique de l'effet de l'injection de la vapeur d'eau sur les performances de la turbine à gaz	77
V.5. Comparaison des résultats avec et sans injection de vapeur d'eau	80
V.6. Conclusion	81
Conclusion générale	82
Références bibliographique	83

## Liste des figures :

Figure.I.1. Cycle de Brayton avec la régénération	7
Figure.I.2. Turbine à gaz à un seul arbre	8
Figure.I.3. Turbine à gaz bi-arbre	8
Figure.I.4. Méthode d'appellation des turbines a gaz	9
Figure II.1 Schéma d'une turbine a gaz MS5002C	11
Figure II.2 schema descriptive de la turbine a gaz 5002c	12
Figure II.3: Evolution de pression et température dans une turbine a gaz	14
Figure II.4: Caisse d'admission	15
Figure II.5: Compresseur axial	16
Figure II.6: Chambre de combustion	17
Figure II.7: Caisse turbine	18
Figure II.8: Rotor HP	19
Figure II.9: Rotor BP	19
Figure II.10: Disposition caisse échappement et paliers	20
Figure II.11:Paliers radiaux (a: palier radial lisse ;b:palier radial a patins)	20
Figure II.12: Butées active (c) et inactive (d)	21
Figure II.13: Système d'admission	22
Figure II.14: Disposition du système de graissage	24
Figure II.15: Principaux éléments du système d'échappement	26
Figure II.16 : Schéma d'installation de la turbine à gaz à deux arbres	26
Figure II.17: Cycle réel de la turbine	28
Figure III. 1: Schéma de système d'amélioration par évaporation d'eau	37
Figure III.2 : a)- Installation avec refroidissement intermédiaire du compresseur. b)- Cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire du compresseur. urbine.	38
III.3 : a)- Installation avec la régénération. b)- Cycle de Brayton avec la régénération	39
Figure III.4 : Disposition schématique de réfrigérateur à absorption H <sub>2</sub> O-LiBr de simple effet et de refroidisseur évaporatif pour le refroidissement d'air	41
Figure III.5: Disposition schématique de refroidissement à brouillard haut pression	42
Figure. IV.1. Cycle idéal d'une turbine à gaz dans le diagramme (P-V) et (T-S)	44
Figure. IV.2.Représentation schématique des composantes d'une turbine à gaz bi-arbre	45
Figure. IV.3.Cycle réel d'une turbine à gaz bi-arbre dans le diagramme (T-S)	46
Figure.IV.4. Débit massique de l'air en fonction de la température ambiante	63

Figure.IV.5. Rapport carburant / air en fonction du taux de compression pour deux températures ambiantes	64
Figure.IV.6. Travail spécifique en fonction du taux de compression à $T_{amb} = 0^{\circ}\text{C}$ et $50^{\circ}\text{C}$	64
Figure.IV.7. Variation des puissances en fonction de la température ambiante	65
Figure.IV.8. Puissance utile en fonction du taux de compression pour différentes températures ambiantes	65
Figure.IV.9. Variation de la température sortie du compresseur en fonction du taux de compression pour différentes températures ambiantes	66
Figure.IV.10. Variation du rendement thermique en fonction du taux de compression pour différentes températures ambiantes	67
Figure.IV.12. Variation du rendement thermique en fonction du taux de compression pour différentes températures entrée turbine ( $T_3$ )	68
Figure.IV.13. Variation du rendement thermique global en fonction de la température ambiante pour différentes valeur de $T_3$	68
Figure.IV.14. Variation du rendement thermique global en fonction du travail spécifique net pour différentes $T_3$ et taux de compression	69
Figure.IV.15. Variation de la consommation spécifique en fonction du travail spécifique net pour différentes $T_3$ et différents taux de compression	70
Figure V.1. Schéma d'une turbine à gaz avec injection de vapeur d'eau	72
Figure.V.2. Variations des différentes puissances en fonction du rapport vapeur/air	77
Figure.V.3. Variation du rendement thermique global et du débit des gaz d'échappement en fonction du rapport vapeur/air	78
Figure.V.4. Variation du rendement thermique en fonction du taux de compression pour différents rapports vapeur/air	78
Figure.V.5. Variation du rendement thermique global en fonction du travail spécifique net pour différentes valeurs du rapport vapeur/air et du taux de compression	79
Figure.V.6. Variation des différentes puissances en fonction du taux de compression sans et avec injection de vapeur	80
Figure.V.7. Variation du rendement thermique global en fonction du taux de compression avec et sans injection de vapeur	81

## Liste des tableaux :

Tableau 1.1: Paramètre de fonctionnement de la turbine MS 5002C	27
Tableau 1.2: les données d'après les références	28
Tableau. IV.1. Constituants et caractéristiques du gaz combustible	52
Tableau.IV.2. Paramètres thermodynamiques des différentes points du cycle dans les conditions ISO	54
Tableau.IV.3. Paramètres thermodynamiques des différents points du cycle à $T_{amb}=45\text{ °C}$	55
Tableau.IV.4. Tableau comparatif entre les résultats obtenus pour 15 et 45 °C	56
Tableau. IV.5. Paramètres thermodynamiques des différentes points du cycle à partir des données réel du site Hassi R'mel pour une température ambiante de 0 °C	58
Tableau. IV.6. Paramètres thermodynamiques des différentes points du cycle à partir des données réel du site Hassi R'mel pour une température ambiante de 45 °C	59
Tableau. IV.7. Tableau comparatif des débits, puissances et rendement pour les températures de 0 °C et 45 °C	60
Tableau. IV.8. Tableau comparatif entre les performances de la turbine à gaz sous différentes conditions opératoires et températures ambiantes	61
Tableau.V.1. Paramètres thermodynamiques des différents points du cycle	75
Tableau.V.2. Rendement thermique global de la machine et le débit du combustible pour différents rapport vapeur /air	76

### **Introduction générale :**

Les turbines à gaz sont des groupes de force dont l'utilisation dans l'industrie des hydrocarbures est très répandue, compte tenu des puissances unitaires développées élevées, à de faciles adaptations, à des régimes variables des processus d'exploitation et à de modes de démontage en blocs qui permettent des périodes de fonctionnement entre réparations de plus en plus élargies.

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.8

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.

La société nationale de transport et de commercialisation des hydrocarbures (SONATRACH) jouant un rôle important dans l'économie nationale, se voit dans l'obligation de faire face à cette situation, pour satisfaire ses contrats et consolider sa 14ème place au plan international.

Pour cela SONATRACH suit une politique stricte, qui évite au maximum les arrêts de production et oblige le service maintenance d'adapter sa stratégie afin d'assurer une plus grande disponibilité des équipements, tout particulièrement ceux de position critique par rapport au processus de production, tel que les turbine a gaz très répandues dans le secteur pétrolier.

Principal objet de ce présent travail consiste en l'amélioration des caractéristiques principales de la turbine à gaz utilisée dans des conditions climatiques rudes (en fonction de la température ambiante), ce projet étudie la méthode d'admiration de performance de Turbine à gaz par injection de vapeur d'eau dans chambre de combustion.

Généralement, les turbines à gaz sont conçues à partir des conditions ambiantes bien précises (ISO), à savoir une température ambiante de 15°C, et une humidité relative de 60%, et une altitude de 0 mètre. Cependant, ces conditions ne sont pas toujours réunies puisqu'elles dépendent des conditions météorologiques variables au cours de l'année, à cet effet le fonctionnement de la même turbine à gaz varie au cours de l'année.



Dans le premier chapitre, on va présenter généralité sur les turbines à gaz, principe de fonctionnement, historique et leurs avantage et inconvénients.

Dans le deuxième chapitre, nous avons discuté sur la turbine gaz Ms5002c description, caractéristique, principe de fonctionnement.

Dans le troisième chapitre, nous montrons les méthodes d'amélioration des performances des turbines à gaz, refroidissement d'air d'admission. Refroidissement intermédiaire compresseur, régénération (cycle de récupération système de refroidissement d'air d'admission, refroidissement par absorption...etc.

Dans le quatrième chapitre, Etude thermodynamique de la turbine à gaz MS5002C. des calculs thermodynamique avec des données du constructeur dans des conditionnements ISO et calcul avec les données réel du site HREML.

Dans le dernier chapitre, une étude de la méthode de performance par injection d'une quantité supplémentaire de vapeur à l'amont de la chambre de combustion et comparaison entre le cycle thermodynamique sans injection avec un cycle en présence de la vapeur d'eau.



**Chapitre I:**  
**DESCRIPTION DES TURBINES A**  
**GAZ**

## **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. Description fonctionnelle**

La grande puissance, le bon fonctionnement ainsi que les hautes performances des turbines à gaz font d'elles l'un des moyens les plus sollicités pour l'entraînement des charges mécaniques. Elles sont notamment répandues dans l'industrie des hydrocarbures, la production de poussée et la production de l'énergie électrique.

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne. Elle aspire et comprime l'air atmosphérique dans son compresseur axial, augmente la puissance énergétique de l'air comprimé par la chaleur dégagée dans la chambre de combustion, et convertit cette puissance thermique en énergie mécanique utile pendant le processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice qui peut-être un compresseur, un alternateur,...etc.

Comparées aux autres moteurs thermiques, la turbine à gaz présente une double particularité, de même que la turbine à vapeur, c'est une machine à écoulement continu, qui ne comporte pas de variations périodiques de l'état de fluide. La turbine à gaz (au sens large du terme), est le siège de l'ensemble de transformation constituant le cycle thermodynamique décrit par le fluide. De ce fait, la turbine à gaz est assimilée aux moteurs à combustion interne mais les transformations s'effectuent dans des enceintes séparées et juxtaposées dans l'espace

## **III.3. Historique des turbines à gaz**

Parmi les précurseurs 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, à l'instar du cycle thermodynamique de la turbine à gaz dont certains cycles porte encore les noms de leurs inventeurs à savoir cycle de Joule, cycle d'Ericsson . Nous présentons dans ce qui suit une évolution chronologique de la turbine à gaz [1]:

- **1791:** Premiers brevets de turbine à gaz de John Barber, Angleterre
- **1900/1904:** Premiers 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 Dr. Holzwarth
- **1909-1910:** Première turbine à gaz employée industriellement en Allemagne
- **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 Velox suralimentée. Environ 80 compresseurs/turbines à gaz furent installés jusqu'à 1939
- **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
- **1939:** Mise en service de la première turbine à gaz de 4000 kW à la centrale de Neuchâtel.

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 4500 HP (3355,65 KW), a été spécifiquement employée pour le service locomoteur.

Les progrès réalisés sur le plan métallurgique, en plus des résultats favorables des recherches approfondies sur la combustion, ont permis des améliorations rapides des performances de ces machines, en terme de puissance, de rendement et de longévité. On peut distinguer trois générations, basées sur les intervalles de la température maximale (en °C) des gaz à l'entrée de la première roue de turbine:

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

La température entrée turbine est un paramètre déterminant dans l'amélioration des performances d'une turbine à gaz. L'augmentation des limites de ce paramètre a eu comme effet une augmentation du rendement thermodynamique, qui est passé des valeurs

inférieures à 20 % dans les premières machines, à des valeurs courantes supérieures à 40 % (turbine LM6000).

#### **I.4. 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:

- Générateur d'électricité
- Compresseurs
- Pompes

Mais aussi comme système générateur de poussée, notamment dans:

- Chemin de fer
- Propulsion maritime
- Aviation.

#### **I.5. Classification de turbine à gaz**

Les turbines à gaz peuvent être classées:

➤ **Par mode de construction:**

Le domaine d'utilisation d'une turbine à gaz est un moyen de choisir le type de machines adéquates. Dans l'industrie, on trouve les turbines à un seul arbre, dites aussi mono-arbre; elles sont généralement utilisées dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge constante (pour entraîner les générateurs d'électricité). Un deuxième type, englobe les turbines à deux arbres (bi-arbres), elles ont l'avantage d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseur,). Elles se composent, principalement, de deux parties, la première assure l'autonomie de la turbine (GG), la deuxième est liée à la charge. Un troisième type peut être aussi cité, ce sont les turbines dites dérivées de l'aéronautique, elles ont une conception spéciale suivant le domaine dans lequel elles sont utilisées. Dans ce troisième type, la partie qui assure l'autonomie de la turbine existe toujours, et l'énergie encore emmagasinée dans les gaz d'échappement est utilisée pour générer de la poussée, en transformant cette énergie (thermique et de pression) en une énergie cinétique de jet dans une tuyère.

➤ **Par mode de travail:** On distingue deux types de turbines:

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



**-Turbine à réaction:** Une partie de l'énergie thermique est transformée dans la roue en énergie cinétique et mécanique. L'évolution des gaz dans la roue se fait avec une variation de la pression statique  $P_1 > P_2 > P_3$ . Le taux de réaction  $\epsilon$  caractérisera le pourcentage d'énergie thermique totale.

Avec:

$P_1$ : Pression des gaz à l'entrée de la directrice

$P_2$ : Pression des gaz à la sortie de la directrice

$P_3$ : Pression des gaz à la sortie de la roue de la turbine

➤ **Par mode de fonctionnement thermodynamique:**

**-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 perdu dans l'atmosphère à travers l'échappement.

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

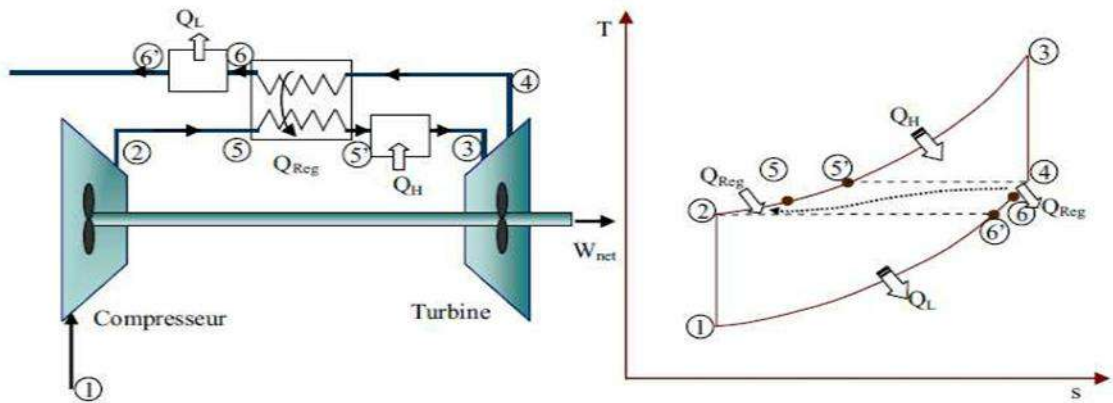


Figure.I.1. Cycle de Brayton avec la régénération

➤ **Selon la disposition de l'arbre:**

Un autre moyen de classification des turbines à gaz est selon la disposition et le nombre d'arbres qu'elles peuvent contenir, on trouve à cet effet:

**-Arbre unique:** Dites aussi mono-arbre, c'est une turbine à gaz dans laquelle les composants rotatifs sont couplés mécaniquement sur un arbre commun. Elle est généralement utilisée dans le cas où on cherche un fonctionnement avec une charge

constante (pour entraîner les générateurs d'électricité) comme le montre le schéma de la figure I.2.

**-Deux arbres :** Elle a l'avantage d'entraîner des appareils à charges variables (pompes, compresseurs,...), elle se compose de deux parties, la première assure l'autonomie de la turbine génératrice de gaz (GG), la deuxième est liée à la charge (figure I.3).

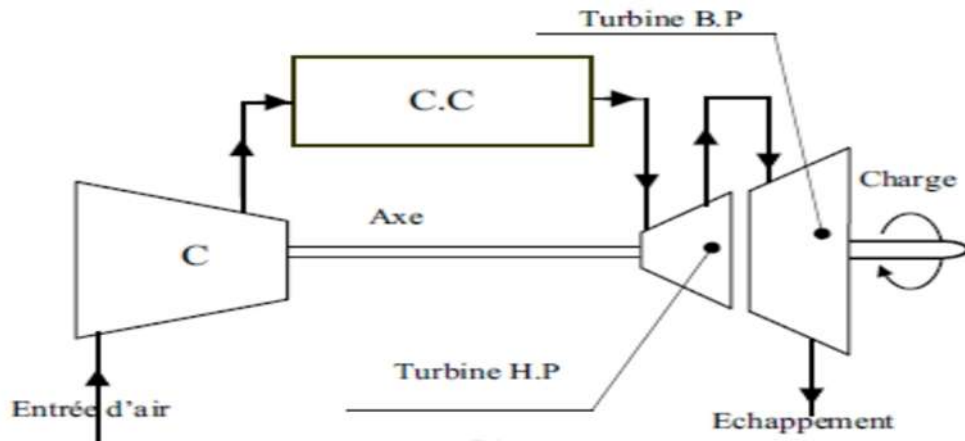


Figure.I.2. Turbine à gaz bi-arbre

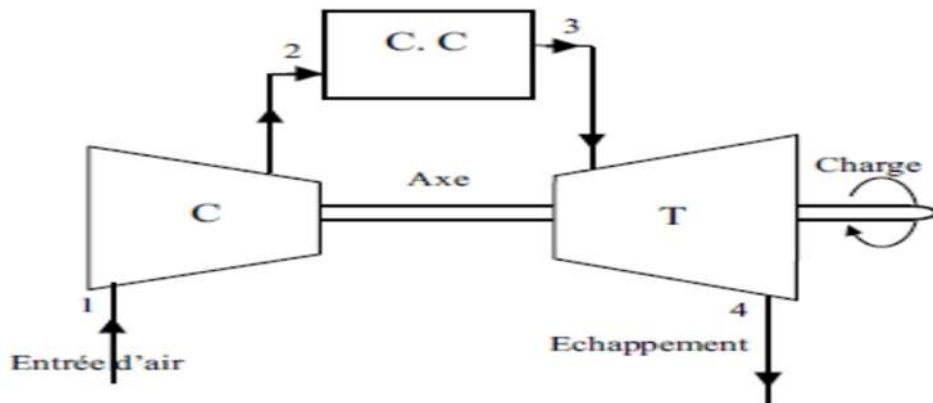
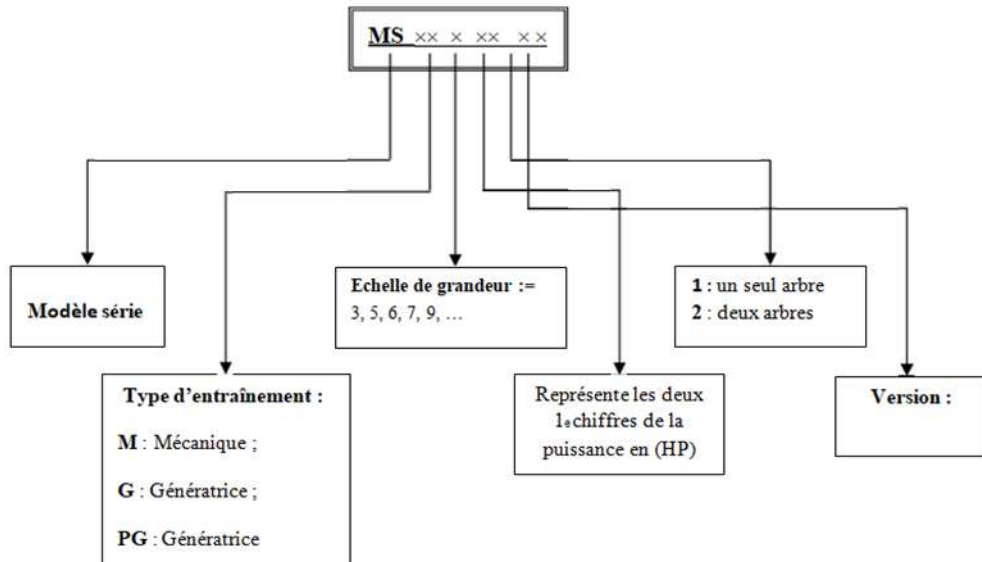


Figure.I.3. Turbine à gaz à un seul arbre

**-Arbres multiples :** C'est une turbine dont la quelle les rotors des éléments mécaniques sont montés sur plus d'un arbre rotatif. Ces arbres peuvent tourner ou non entre eux avec un rapport de vitesse déterminé. Ils sont appelés arbres flottant, à l'exception de l'arbre d'accouplement.

### I.6. 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



**Figure.I.4.** Méthode d'appellation des turbines a gaz

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

### I.7. 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 l'ailettes et les gaz chauds de façon à limiter autour de 800°C la température des gaz atteignant la turbine haute pression.

### I.8. 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 le quel 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.

**I.9. Conclusion**

Dans ce chapitre, des généralités concernant les turbines à gaz ont été présentées. Une description fonctionnelle, une classification selon les divers critères utilisés et une chronologie de développement des turbines à gaz, ont été détaillées. Enfin, un comparatif entre avantages et inconvénients de ces installations a été dressé.



**Chapitre II :**  
**DESCRIPTION DE LA TURBINE**  
**MS5002C**



### II.1. Description de la turbine MS5002C:

Cette partie détaillera la turbine ms5002c car elle est l'objet de notre présente étude. 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 converti cette puissance en énergie mécanique utile pendant le processus de détente qui a lieu dans la section turbine. L'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement a une machine réceptrice, dans le processus industriel ou la turbine a gaz est appliquée. Leur grande puissance, ainsi que leurs hautes performances font d'elles un des moyens les plus sollicités pour l'entraînement des charges mécaniques.

Les turbines utilisées aux centres industriels de Hassi Rmel , sont des turbines à deux arbres du constructeur GE type MS5002C, ces dernières possèdent deux roues mécaniquement indépendantes .

### II.2. Turbine à gaz GE MS5002C:

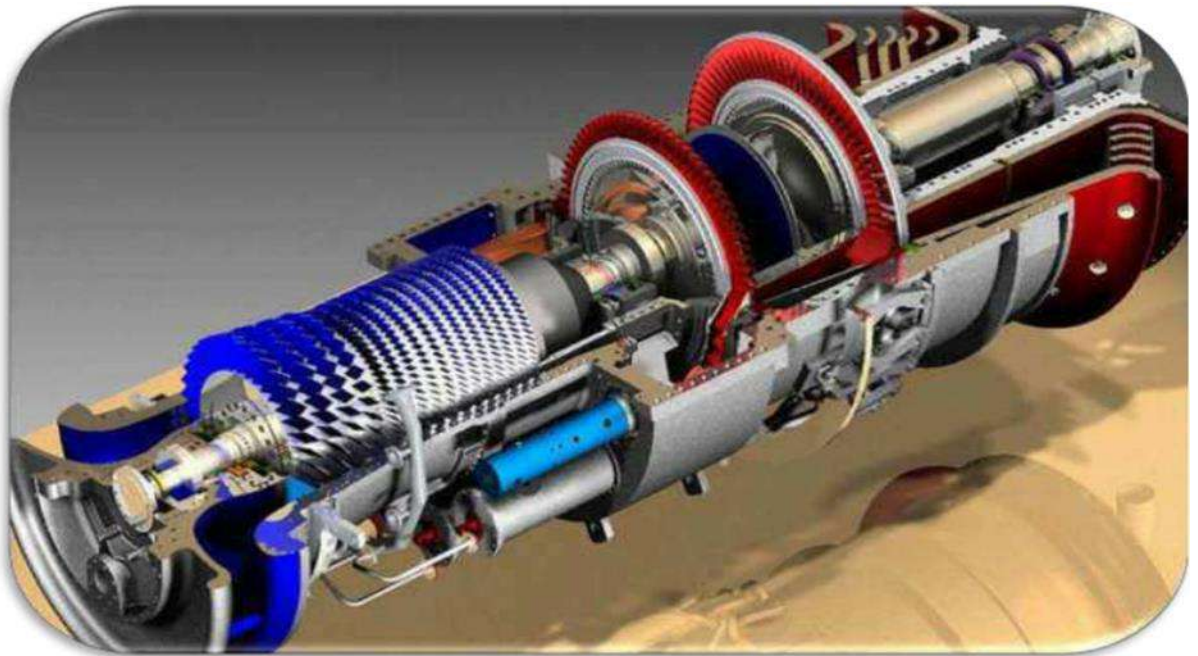


Figure II.1 Schéma d'une turbine a gaz MS5002C[12]

La turbine à gaz MS5002C se compose de deux roues turbines indépendants mécaniquement. La roue turbine HP (haut pression) entraîne le rotor du compresseur axial de la turbine elle-même, tandis que la roue BP (base pression) deuxième étage sert à entraîner

la machine réceptrice qui est dans notre cas un ensemble de 3 compresseurs centrifuges servant a la compression du gaz naturel pour la réinjection dans le gisement.

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 des compresseurs centrifuges.

La turbine à gaz est conçue avec quatre paliers ;

Les paliers 1 et 2 supportent le rotor HP (haut pression).

Les paliers 3 et 4 supportent le rotor BP (base pression).

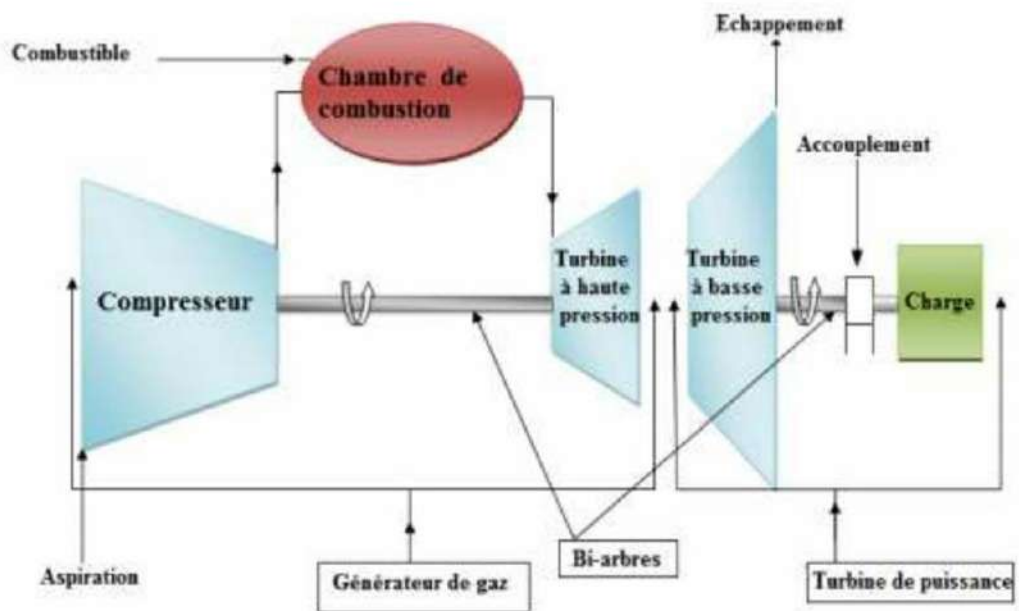


Figure II.2 schéma descriptive de la turbine a gaz 5002c

La conception avec quatre paliers assure que les vitesses critiques des parties tournantes soit supérieur à la plage de vitesse de service de la turbine.

Les roues de la turbine sont refroidies par l'air extrait du deuxième étage du compresseur et par l'air de fuite d'étanchéité haute pression du compresseur. La température de l'espace roue est contrôlée par des thermocouples. Les caisses du groupe de la turbine sont divisées pour faciliter le démontage.

### II.3. Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002C:

- Marque.....GENERALE ELECTRIQUE-
- Fabricant ..... NUOVO PIGNONE
- Série du mode..... MS 5002C
- Cycle.....Simple

- Rotation de l'arbre..... Anti-horaire Type de fonctionnement.....Continu
- Vitesse de l'arbre HP.....5100 tr/min
- Vitesse de l'arbre LP .....4670 tr/min
- Commande ..... MARK V
- Température à l'échappement.....517°C
- Système de démarrage .....Moteur électrique
- Rendement thermique.....28 ,8%
- Atténuation du bruit.....Silencieux d'admission et d'échappement

**Plaquette d'identification du régime normal de la turbine à gaz (conditions ISO):**

- Puissance 28,3MW
- Température d'aspiration 15°C
- Pression de sortie 1 bar

**•Section du compresseur:**

- Nombre des étages du compresseur axial 16
- Type du compresseur Ecoulement axial, grande capacité
- Plan de joint Bride horizontale
- Type d'aubes directrice d'entrée Variable
- Pression à l'admission 1 bar
- Pression de refoulement 8,8 bar

**•Section de la turbine:**

- Nombre des étages de la turbine 2
- Plan de joint Bride horizontale
- Directrice du premier étage Fixe
- Directrice du deuxième étage Variable

•Section de combustion:

- Type 12 chambres type a flux inverses
- Configuration des chambres... Concentrique autour du compresseur
- Combustible Gaz naturel
- Bougies d'allumage 2 types à électrode d'injection-ressort auto rétractables
- Détecteur de flamme 4 de type ultraviolet

## II.4.Principe de fonctionnement

Elle extrait de l'air du milieu environnant, le comprime a une pression plus élevée.

Le niveau d'énergie de l'air comprimé est augmenté en ajoutant et en brûlant le combustible dans Une chambre de combustion. La turbine à gaz MS5002C fonctionne de la façon suivante:

L'air à pression et à température élevées est acheminé 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 d'échappement à basse pression et température résultant de la Transformation mentionnée ci-dessus.

La Figure 3.2, montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de la machine correspondant aux phases de fonctionnement mentionnées ci-dessus.

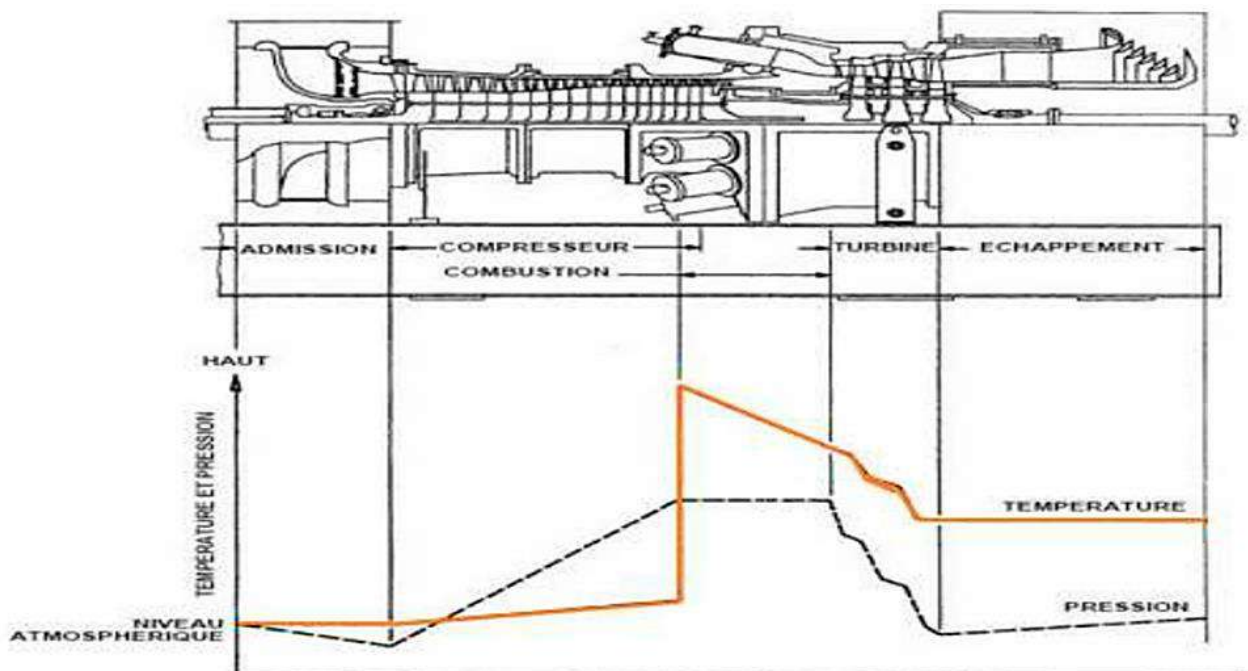


Figure II.3: Evolution de pression et température dans une turbine a gaz

**a) Démarrage de la turbine:**

Le rotor haute pression est tout d'abord amené à 20% de sa vitesse nominale par un dispositif de démarrage. L'air est aspiré à la pression atmosphérique puis porté à une haute pression par le compresseur axial. Il est ensuite mélangé avec du fuel gaz à l'intérieur des chambres de combustion où sera brûlé le mélange.

Les gaz chauds résultants de cette combustion sont acheminés vers la roue HP. La détente de ces gaz chauds à haute pression produit le travail nécessaire pour l'entraînement du compresseur axial. Les gaz détendus sont véhiculés à travers la directrice du second étage vers la roue LP où ils subissent une autre détente ce qui produit l'énergie nécessaire et suffisante pour l'entraînement de la roue LP et la charge associée.

**b) Principaux composants de la turbine:**

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

Section admission.

Section compression.

Section combustion (ensemble des chambres de combustion).

Section turbine (HP et BP).

Section échappement.

La partie auxiliaire.

**c) Section admission :**

Le corps d'admission se trouve à l'avant de la turbine à gaz, sa fonction principale est de diriger l'air de manière uniforme dans le compresseur. Les aubes variables de la directrice sont montées à l'arrière du corps d'admission. Les aubes variables permettent à la turbine de fonctionner au démarrage sans pompage.

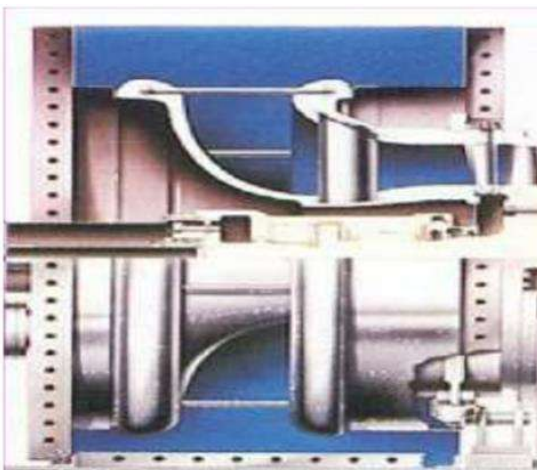


Figure II.4: Caisse d'admission



**d) Section de compression :**

Les compresseurs axiaux sont utilisés dans les machines de grande puissance, à cause des grands débits qu'ils produisent, ces débits sont nécessaires pour produire des puissances utiles élevées avec des dimensions réduites.

Après avoir passé l'œil d'admission, L'air est dirigé par les aubes d'admission mobiles (IGV), pour pénétrer dans le premier étage du rotor. Le compresseur de la turbine à gaz MS5002C comprend 16 étages avec un rapport de compression de 8,8

Le rôle du compresseur axial est essentiel, il se résume en:

Assurer l'alimentation des chambres de combustion avec l'air comprimé, pour l'opération de combustion.

Assurer un débit et une pression aussi élevé pour avoir une grande puissance utile.

Assurer l'air utilisé pour le refroidissement des pièces exposées aux fortes contraintes thermiques.

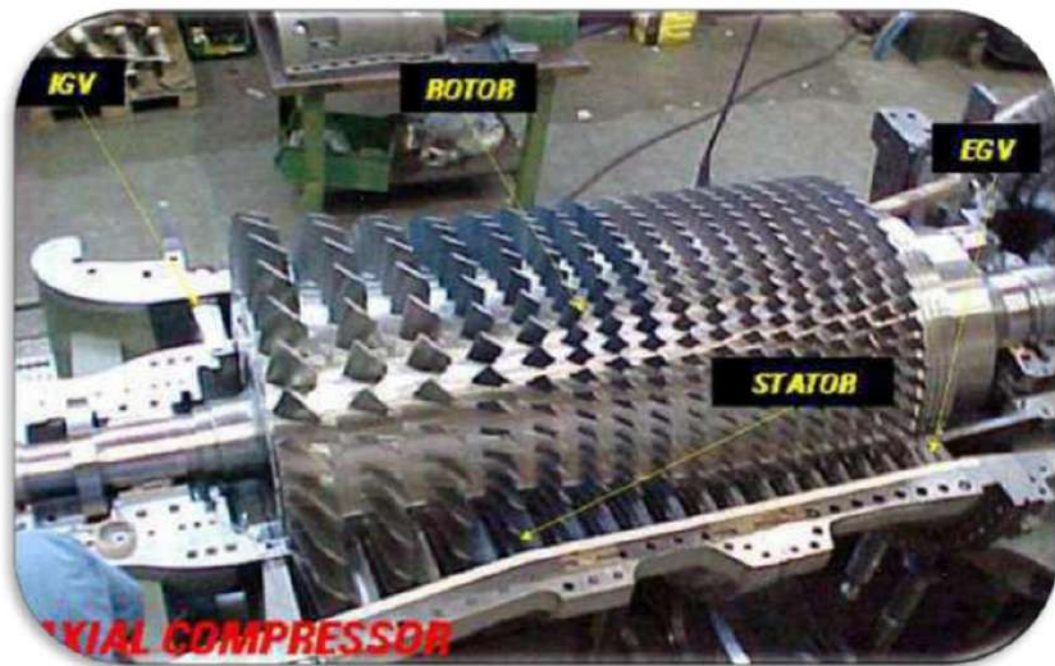


Figure II.5: Compresseur axial

## e) Section de combustion :

Après avoir être comprimé dans le compresseur, l'air quitte ce dernier pour entrer dans la chambre de combustion afin de participer partiellement dans l'opération de combustion, qui assure un apport d'énergie (thermique) très élevé.

Le système de combustion pour MS5002 se compose de douze chambres de combustion d'une forme cylindrique, placées diamétralement symétriques par rapport au plan vertical.

Dans chaque chambre on trouve un tube à flamme (chemise de combustion), un chapeau, un injecteur de gaz et une pièce de transition. En plus des éléments cités précédemment, douze tubes d'interconnexion permettent la propagation de la flamme entre les douze chambres de combustion, deux bougies d'allumage pour amorcer la combustion, placées dans les tubes à flamme 1 et 12, et quatre détecteurs de flamme afin de confirmer la combustion dans les tubes à flamme 2,3 et 10,11.

L'air comprimé sortant du compresseur, entre dans la caisse de décharge qui soutient les douze chambres, sa direction change pour entrer dans l'espace annulaire se trouvant entre le couvercle de la chambre et le tube à flamme, d'où l'appellation de chambre de combustion à flux inverse. Une partie de cet air soit 22% participe à la combustion, tandis que 10% sert à refroidir le tube à flamme, et les 68% restant sont utilisés pour diluer les gaz très chauds (1800°C), afin d'abaisser leur température, qui ne doit pas dans notre cas dépassée les 950°C. Après la dilution, les gaz chauds (air + gaz issues de la combustion) sont véhiculés à la première directrice au moyen des pièces de transition, qui transforment la forme cylindrique du parcours des gaz en une forme annulaire appropriée à la forme de la directrice.

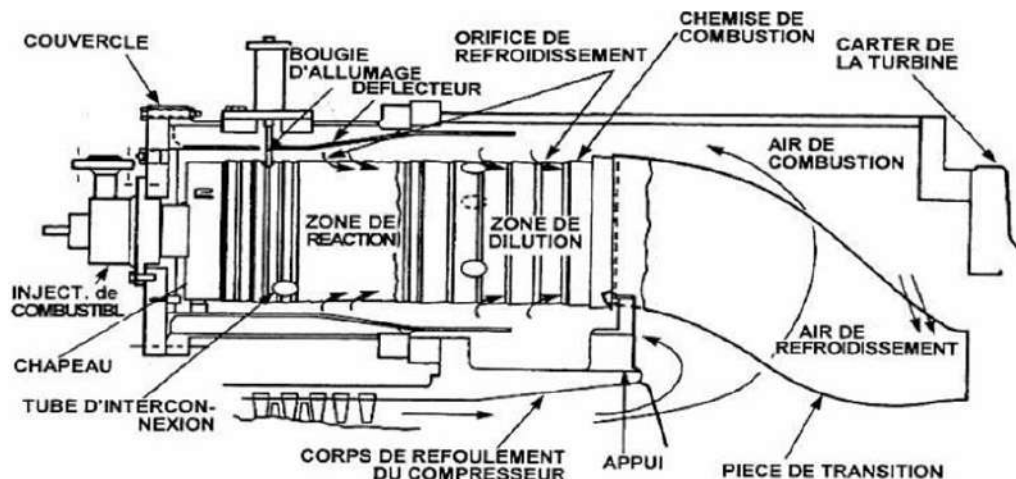


Figure II.6: Chambre de combustion

**f) Section turbine (détente):**

La roue de turbine HP, se compose d'un ensemble d'aubes indépendantes les unes par rapport aux autres, elles ont une forme aérodynamique étudiée avec soin pour permettre de récupérer le maximum de couple ; elles sont creuses afin de réduire leurs masses et les forces centrifuges qui peuvent aller jusqu'à l'arrachement de ces dernières.

En plus, cette forme permet de créer une zone de turbulence entre la tête de l'aube et l'anneau du stator environnant pour empêcher le gaz de passer à travers, ces aubes sont placées sur la circonférence de la roue (disque).



Figure II.7: Caisse turbine

La roue HP est liée directement au rotor du compresseur axial, l'ensemble est souvent appelé rotor, la détente des gaz dans la roue HP fait tourner le compresseur axial (autonomie), ce rotor est supporté par deux paliers lisses, l'un avant le compresseur et l'autre avant la roue HP.

Une deuxième détente a lieu dans la roue LP. Les gaz sortant de la roue HP traversent une deuxième directrice pour la conversion d'une partie de leurs énergies thermiques et de pression en une énergie cinétique servant à faire tourner la deuxième roue de turbine. Les deux arbres sont indépendants, et les gaz sortants de la roue HP sont véhiculés dans le diaphragme pour atteindre la roue LP.

Du fait que les gaz ont perdus une partie de leur énergie après passage dans la roue HP, la deuxième roue de turbine est d'un diamètre plus grand, avec des aubes plus longues, pour maximiser la surface de contact (plus de couple). Les aubes sont soutenues des deux extrémités afin d'éviter leur Flexion.

Les gaz quittant la roue LP sont envoyés à l'atmosphère et le couple résultant sert à faire tourner la charge qui est généralement variable dans ce cas, où la variation du couple



s'effectue grâce à la directrice à aubes variables (deuxième directrice). La deuxième roue est aussi supportée par deux paliers lisses, un après la roue et le deuxième avant la charge.

Un palier de butée pour résister contre la poussée axiale et limiter la position axiale du rotor pour éviter le frottement avec les pièces du stator lors de fonctionnement est placé du côté du premier palier porteur, il est de type à patins.

**Remarque :**

La turbine HP est parfois appelée générateur de gaz ou turbine liée, tandis que la turbine

BP est appelée turbine de puissance ou turbine libre.



Figure II.8: Rotor HP



Figure II.9: Rotor BP

**g) Section échappement :**

Elle a pour fonction, l'expulsion vers l'atmosphère des gaz provenant de la détente dans les roues de la turbine.

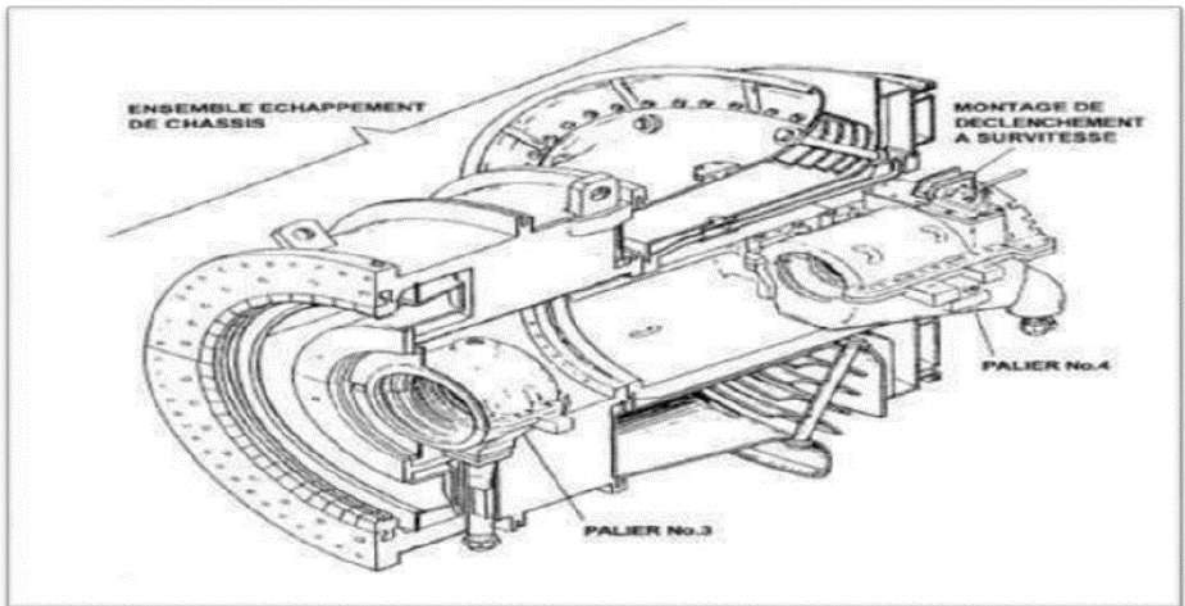


Figure II.10: Disposition caisse échappement et paliers

**II.5. Système de paliers:**

Ensemble des paliers:

La turbine à gaz MS5002C comporte quatre paliers principaux qui supportent les deux rotors

- Les paliers 1 et 2 supportent le rotor HP.
- Les paliers 3 et 4 supportent le rotor BP.

A

B



Figure II.11: Paliers radiaux (a: palier radial lisse ; b: palier radial a patins)



C

D

Figure II.12: Butées active (c) et inactive (d)

### II.5.1: La partie auxiliaire:

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

### II.5.2: Système d'admission:

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

- Une bonne filtration de l'air pour le bon fonctionnement de la turbine.
- Les particules solides contenues dans l'air admis (surtout pour les atmosphères humide) peuvent se collées sur les bouts d'ailettes de compresseur, ainsi que sur la base des aubes de stator par effet des forces centrifuges, donc une perte de rendement du compresseur et une augmentation de la consommation spécifique de la turbine.
- Des grains de sable non bloqués par le filtre pour le cas des turbines implantées dans le Sahara, causent une usure érosive surtout aux hautes vitesses de rotation, cela peut chan ger le profil aérodynamique des ailettes, et peut même aller jusqu'à l'arrachement des ailettes du compresseur.

- La présence des agents corrosifs (Chlorure de Sodium près de la mer, aéro-sols acides dans les zones industrielles), peut induire une dégradation corrosive des équipements de la machine.
- Un débit d'air admis régulier afin de produire la puissance voulue, le bouchage du filtre limite la quantité d'air admise (débit d'air), qui a pour conséquences une chute de puissance, et une augmentation de la consommation spécifique.

Le système d'admission comprend un filtre d'admission, une conduite, un silencieux, un coude et un caisson d'admission et accessoires. L'air entre dans le filtre, traverse la conduite, le silencieux et le coude et le caisson d'admission pour atteindre le compresseur.

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

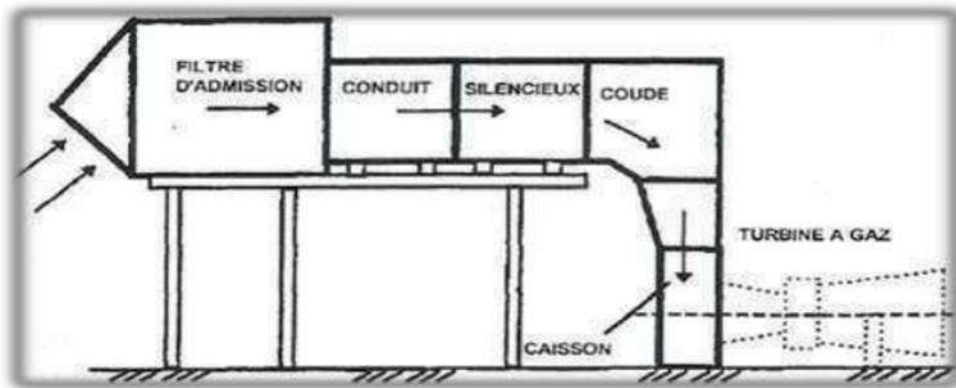


Figure II.13: Système d'admission

### II.5.3: Système de démarrage:

Le but principal du système de démarrage est d'accélérer la turbine jusqu'à la vitesse minimale d'autonomie. Le lancement dans la turbine MS5002C, est assuré par un moteur électrique a courant alternatif.

Le moteur de lancement fait croître la vitesse du rotor de la turbine jusqu'à 22% de sa vitesse nominal 11000 tr/mn le se stabilisé pendant les cinq minutes qui suivent à la vitesse de 22%, afin de permettre le balayage des gaz résiduels, et l'alimentation avec le gaz combustible.



Après le balayage, la flamme est ensuite enflammée et le processus de démarrage commence l'accélération jusqu'à une vitesse de 60% de la vitesse nominale (3000tr/mn), le passage de la 22% à 60% se fait dans environ 8mn. A la vitesse de 3000tr/mn, la turbine de lancement est découplée du compresseur axial et la turbine atteint la phase de son autonomie, où elle accélère jusqu'à sa vitesse nominale.

**a) Système de l'huile de graissage:**

L'objectif de ce système est d'alimenter avec l'huile les paliers, les auxiliaires intégrés (Réducteur, accouplements,...etc.) et les vérins hydraulique. Cette huile doit répondre aux exigences de propreté (filtration), de pression et de température nécessaire aux différents organes où elle est envoyée.

Le système de lubrification comprend les éléments principaux suivants:

**b) Réservoir d'huile:**

Un grand réservoir placé sous la partie auxiliaire amont, précisément en dessous des pompes de graissage, il a une capacité de 10000l. La vidange se fait chaque révision générale (MI), mais dans la plupart des cas son état pour une seule MI reste bon, pour cela la vidange se fait pour chaque deux MI. Lors de la 1e MI et vu la grande quantité d'huile contenue dans le réservoir, on fait recycler l'huile dans une centrifugeuse où les impuretés sont éliminées vers l'extérieur, pour lui rendre son état pur. Pendant le fonctionnement, un appoint d'huile est apporté quand on recense qu'il est nécessaire.

L'huile utilisée est une TORBA 32 (ISOVG 46), produisait par NAFTEC avec une densité de 0.86-0.875Kg/l à 15°C, une viscosité 41.4-50.6cSt à 40°C, son indice de viscosité est égale à 92, un point d'éclair de 210°C et un point d'écoulement de -9°C.

➤ **Pompes d'huile de graissage:**

On a quatre pompes:

• **Les pompes mécaniques:**

Elles sont entraînées par le réducteur placé à l'amont de la turbine à gaz. Ces deux pompes et dès que la turbine atteint 85% de sa vitesse nominale remplacent, l'une la pompe de graissage des paliers et l'autre celle hydraulique. Elles fonctionnent pendant le régime

permanant de la turbine, l'une d'elles sert au graissage des paliers avec une pression de refoulement de 12- 14bars. La deuxième, dite hydraulique d'une pression de refoulement de 85bars, sert à alimenter les vérins hydrauliques assurant l'ouverture et la fermeture des IGV (**Inlet Gide Van**) et la 2ème directrice variable.

En cas de décroissance de la vitesse, deux pompes auxiliaires démarrent automatiquement pour compenser les quantités d'huiles non assurées par la pompe mécanique.

- **Les pompes auxiliaires:**

Il existe deux pompes de ce type fonctionnant avec le courant alternatif, l'une d'elles sert au graissage des paliers. La deuxième, dite hydraulique sert à alimenter les vérins hydrauliques assurant l'ouverture et la fermeture des IGV (**Inlet Gide Van**) et la 2ème directrice variable. Ces pompes sont utilisées lors de démarrage.

- **Pompe de secours:**

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

- **Pompe de Vireur:**

C'est une petite pompe, placée au-dessus du réducteur, alimentée par une batterie, son rôle est de garder le rotor de la turbine en rotation lors de la phase d'arrêt avec une vitesse angulaire de  $1/4tr$  chaque  $3mn$  pendant 12 heures pour éviter la flexion du rotor qui pèse 9tonnes (pour MS5002C), avec une longueur d'environ  $8m$  et une température élevée provenant de la compression d'air.

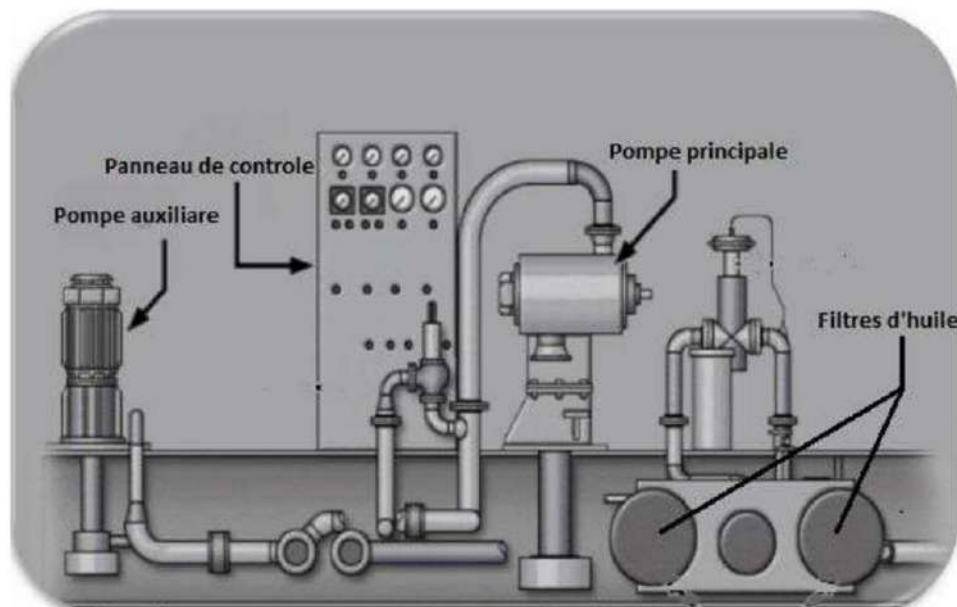


Figure II.14: Disposition du système de graissage

**c) Système d'air de refroidissement et d'étanchéité:**

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

Les pièces refroidies sont:

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

**Débit entrant réglable IGV:** 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 croît 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 10e 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).

- **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,...).

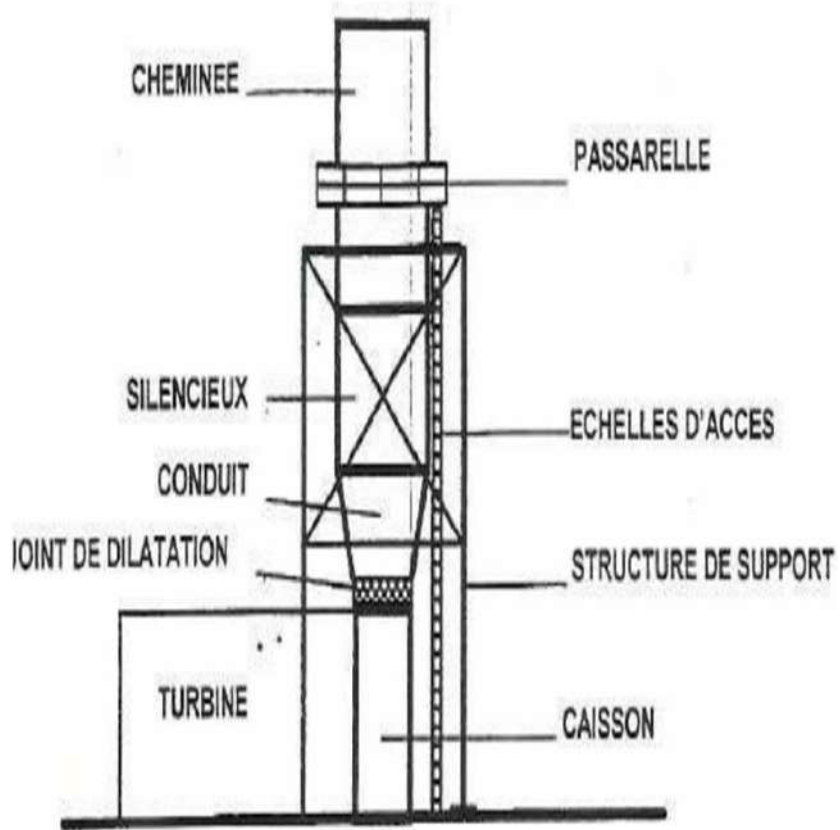


Figure II.15: Principaux éléments du système d'échappement

## II.6. ANALYSE ENERGETIQUE DE LA TURBINE A GAZ MS5002C:

Nous allons calculer les paramètres thermodynamiques de la turbine à gaz MS 5002C, en utilisant les données standards du constructeur.

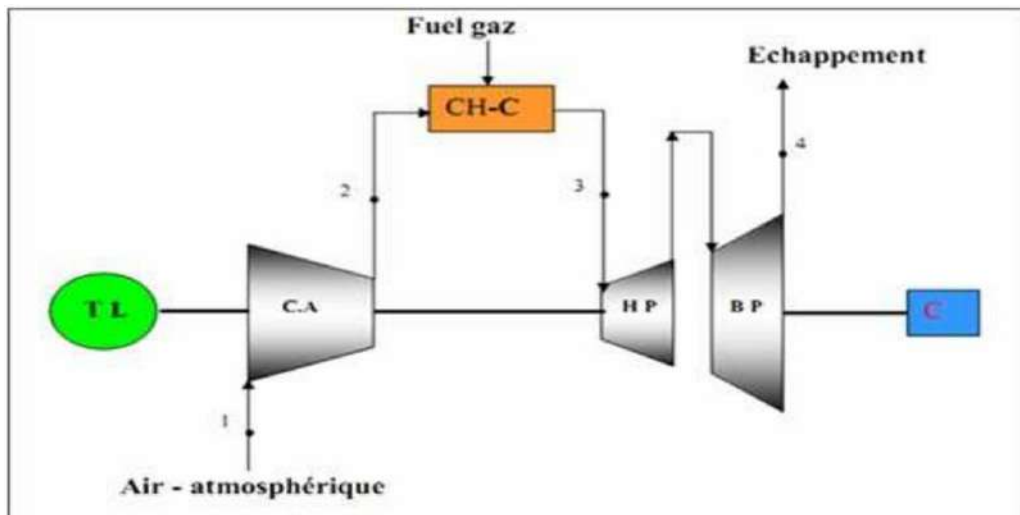


Figure II.16 : Schéma d'installation de la turbine à gaz à deux arbres. [11]



**II.6.1 Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002C ont été déjà cités dans ce chapitre :**

Le tableau (II.1) donne les paramètres de fonctionnement de la turbine MS5002C sont donnés par le constructeur dans les conditions ISO

Tableau II.1 : Paramètre de fonctionnement de la turbine MS 5002C [11]

<b>Fonction</b>	<b>valeur</b>	<b>unité</b>
Puissance	28340	KW
Pression de l'air ambiant	1.013	Bar
T de l'air ambiant	15-288	°C et K
T a la chamber de combustion	966-1239	°C et K
Pouvoir calorifique inferieur (PCI)	4333.65	KJ/kg
Le taux de compression P2/P1	6-7	
Débit d'air à 15°C	447480	Kg/h
Débit de combustible	7200	Kg/h
Débit d'air de refroidissement	12000	Kg/h
Vitesse de la turbine HP	5100	tr/min
Vitesse de la turbine BP	4670	tr/min
Rendement de la chambre de combustion	<b>98</b>	%
Rendement du compresseur axial	<b>88</b>	%
Rendement mécaanique (comp/turbine)	<b>96</b>	%
Rendement mécaanique (turbin/comp)	<b>98</b>	%
Rendement total de la turbine	<b>28.8</b>	%
Rendement isentropique de la turbine HP	<b>88</b>	%

Tableau 1.2: les données d'après les références

Coefficient de perte de pression [1]	0.98	mol
Masse molaire de l'air 'M'	16	
Cte des gaze parfait R [13]	8.31	j/kg.mol
Debit volumique aspiré [3]	104	3/
Vitesse a la sortie de silencieux [12]	20	m/s

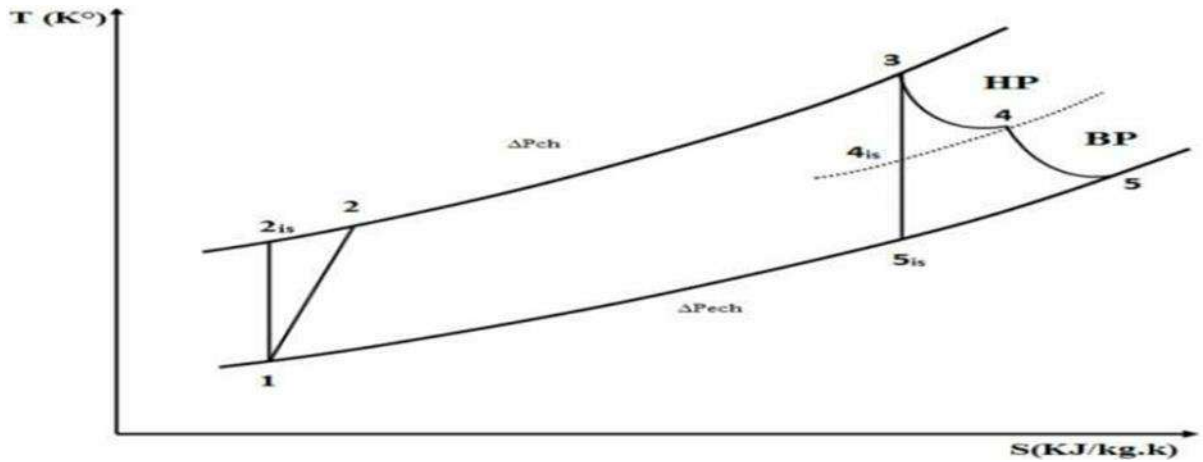


Figure II.17: Cycle réel de la turbine [11]

**Points particuliers du cycle de l'installation :**

- **0:** Entrée dans le filtre.
- **1:** Entrée du compresseur axial.
- **2:** Sortie du compresseur axial.
- **2c:** Entrée de la chambre de combustion.
- **3:** Sortie de la chambre de combustion et l'entrée de la turbine HP
- **4:** Sortie de la turbine HP.
- **4BP:** Entrée de la chambre de La turbine BP.
- **5:** sortie de la turbine BP.

**II.6.2 Modélisation du fonctionnement de l'installation :**

**II.6.2.1 Modèle mathématique du filtre:**

- **Température après les filtres d'air (T0):**

La température à la sortie des filtres d'air est la température ambiante:

$$T_0 = T_{amb} \dots \dots \dots (2.1)$$

- **Pression après les filtres d'air:**

La pression à la sortie des filtres d'air est exprimée par la formule suivante:

$$P_0 = P_{atm} \cdot \sigma f \text{ [Pa]} \quad (\text{II.2})$$

$\sigma f$ : Coefficient de perte de pression du filtre d'air d'une installation d'une turbine à gaz moderne est très faible, elle est égale d'habitude [1].

- **Masse volumique de l'air à la sortie du filtre:**

$$\rho_{air} = \frac{p_0}{r \cdot T_0} \left[ \frac{kg}{m^3} \right] \quad (\text{II.4})$$

$$r = \frac{R}{M_{air}} \quad (\text{II.3})$$

R: Constante des gaz parfait.(tableau 2.3)

M<sub>air</sub>: Masse molaire de l'air

### II.6.2.2 Modèle mathématique du compresseur axial :

Pression à l'entrée de compresseur axial:

$$P_1 = P_0 \text{ [Pa]} \quad (\text{II.5})$$

Température à l'entrée de compresseur axial:

$$T_1 = T_0$$

**a) Débit massique global d'air:**

$$Q_{ma.asp} = Q_{v.asp} \cdot \rho_{air} \text{ [kg/s]} \quad (\text{II.6})$$

Q<sub>ma.asp</sub>: Débit massique aspirée par Le système .

Q<sub>v.asp</sub>: Débit volumique aspirée par le système est constant [3] .

Débit massique global d'air qui est fourni par le compresseur axial pour la chambre de combustion:

$$Q_{ma} = Q_{ma.asp} (1 - \hat{\varepsilon}) \text{ [kg/s]} \quad (\text{II.7})$$

$\hat{\varepsilon}$ : Coefficient de perte des fuites à travers les étanchéités dans tout le trajet d'air et de gaz de la turbine ainsi que le débit d'air pour le refroidissement de la machine

- **Pression à la sortie de compresseur axial :**

La pression  $P_2$  de la fin de compression est exprimée par la formule suivante :

$$P_2 = \tau P_1 \text{ [Pa]} \quad (\text{II.8})$$

$\tau$ : Taux de compression de compresseur axial.

- **Température de la sortie de compresseur axial (T2):**

La température au refoulement du compresseur est donnée par :

Compression adiabatique

$$T_2 = \frac{T_1 \frac{r-1}{(\tau r-1)}}{\eta/s} + T_1 \text{ [K]} \quad (\text{II.9})$$

- b) **Travail spécifique du compresseur axial ( $w_c$ )**

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

$$W_c = h_2 - h_1 = C_{pair} (T_2 - T_1) \text{ [J/kg]} \quad (\text{II.10})$$

$C_{pair}$ : La chaleur spécifique d'air [J/kg.K].

- c) **Puissance du compresseur axial ( $\dot{P}_c$ ):**

La puissance de compresseur axial est exprimée par la formule suivante

$$P_C = W_C \cdot \frac{Q_{ua.asp}}{\eta_{mc}} \text{ [W]} \quad (\text{II.11})$$

**II.6.2.3 Modèle mathématique à la chambre de combustion:**

- **Pression à l'entrée de la chambre de combustion ( $P_{2c}$ ):**

$$Q_{2c} = P_2 \sigma_{CC} [Pa] \quad (II.12)$$

- **Température à l'entrée de la chambre de combustion (T2C):**

$$T_{2c} = T_2 [K]$$

A la sortie du compresseur, l'air porté à une pression suffisamment élevée pénètre dans la chambre de combustion qui se mélange avec du combustible pour donner lieu à une réaction chimique de combustion. La quantité de chaleur fournie au fluide est donnée par l'équation du bilan suivante:

$$Q_{CC} = (Q_{ma} + Q_{mc}) \cdot h_3 - Q_{ma} \cdot h_2 = (Q_{ma} + Q_{mc}) \cdot C_{pg3} \cdot T_3 - Q_{ma} \cdot C_{pg3} \cdot T_2 \quad (II.13)$$

Le rendement de la chambre de combustion est défini comme étant le rapport entre l'augmentation de l'enthalpie des gaz et la quantité de chaleur fournie par le combustible, son expression est de la forme:

$$\eta_{CC} = \frac{Q_{CC}}{Q_{mc} \cdot PCI} = \frac{Q_{produit}}{Q_{fournit}} \quad (II.14)$$

En portant quelques arrangements sur l'équation précédente, l'expression du débit massique de combustible s'écrit

$$Q_{mc} = \frac{Q_{ma} (C_{pg3} \cdot T_3 - C_{pa2} \cdot t_2)}{(\eta_{CC} PCI - C_{pg3} T_3)} \quad (II.15)$$

Les pertes de charges dans la chambre de combustion sont estimés à 4% de la pression d'entrée de la chambre de combustion [5]

- **Température à la sortie de la chambre de combustion (T3):**

$$(T_3 - T_2) = \frac{PCI \cdot \eta_{CC}}{\int \lambda a C_p(T_m)} [K] \quad (II.16)$$

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

$\lambda a$ : Coefficient d'excès d'aire.

f: Masse d'air nécessaire à la combustion complète de 1 kg du combustible  $C_{pa}(T_m)$ :

Chaleur spécifique d'air dans la chambre de combustion.

$$\text{Alors : } \eta_{Tbp} = \frac{T_{4bp} - T_5}{T_{4bp} - T_5'} \quad [\%]$$

$$T_5 = T_{4BP} - \eta_{TBP} [T_{4bp} - [T_5']]$$

$$\text{ET : } T_5' = \frac{T_{4bp}}{\varepsilon_{Tbp}}$$

$$T_5 = T_{4BP} - \eta_{TBP} \cdot T_{4bp} \cdot \left[ 1 - \frac{1}{\varepsilon_{Tbp}} \right] \quad [K]$$

#### II.6..2.4 Modèle de la turbine HP:

##### a) Travail délivré par la turbine haute pression HP :

$$W_{Thp} = C_{p.g}(T_3 - T_4) \dots \dots \dots [J/kg] \quad (\text{II.17})$$

##### b) Puissance délivrée par la turbine haute pression HP :

La puissance délivrée par la turbine HP est exprimée par :

$$P_{thp} = W_{thp} \cdot Q_{mthp} [W] \quad (\text{II.18})$$

Débit massique des gaz brûlé.

##### Pression à la sortie de la turbine HP (P4) :

Le rapport des pressions de la turbine HP peut être déterminé en faisant le bilan énergétique du générateur de gaz (compresseur axial turbine) Débit massique des gaz brûlé.

##### Pression à la sortie de la turbine HP (P4) :

Le rapport des pressions de la turbine HP peut être déterminé en faisant le bilan énergétique du générateur de gaz (compresseur axial turbine)

$$P_c = P_{thp} = Q_{ma} \cdot W_c \frac{1}{\eta_{mc}} = Q_{mg} \cdot W_{thp} \cdot \eta_{mthp} [bar] \quad (\text{II.19})$$

- **Température à la sortie de la turbine HP (T4) :**

On peut calculer la température T4 par l'expression de rendement isentropique de la turbine HP :

$$\varepsilon_{Thp} \text{ Rapport des pressions de la turbine HP : } \frac{P_3}{P_4} \quad (\text{II.20})$$

- c) **Travail délivré par la turbine haute pression HP:**

Le travail d'expansion spécifique délivré par la turbine HP est exprimé par:

$$W_{Thp} = C_{pg} \cdot (T_3 - T_4) [J/kg] \quad (\text{II.22})$$

C<sub>pg</sub>: La chaleur spécifique des gaz brûlés

- d) **Puissance délivrée par la turbine haute pression HP:**

La puissance délivrée par la turbine HP est exprimée par :

$$P_{thp} = W_{thp} \cdot Q_{mg} \cdot \eta_{m_{thp}} [W] \quad (\text{II.22})$$

Q<sub>mg</sub>: Débit massique des gaz brûlés.

### II.6.2.5. Modèle de Turbine BP :

- **Pression à l'entrée de la turbine BP (P4bp) :**

La pression à l'entrée de la turbine BP est exprimée par la formule suivante

$$P_{4bp} = P_{2c} - \sigma_d \cdot P_4 [Pa] \quad (\text{II.23})$$

σ<sub>d</sub>: Coefficient de perte de pression dans le diffuseur entre les deux turbines HP et BP

- **Température à l'entrée de la turbine BP (P4bp) :**

La diminution de température dans le diffuseur entre la turbine HP et la turbine BP est négligeable donc on prend :

$$P_{4bp} = T_4 \quad (K)$$

- **Pression à la sortie de la turbine BP (P5) :**

La pression statique à la sortie du silencieux P5st est égale à la pression atmosphérique Patm, et la pression a la sortie de silencieux est exprimée par la formule suivante :

$$P_{5ss} = P_{5st} + \rho_5 \frac{v_{5s}^2}{2} [Pa] \quad (II.24)$$

P5ss: pression à la sortie de silencieux

P5st: Pression statique à la sortie du silencieux Vss: Vitesse à la sortie du silencieux.

$\rho_5$ : Masse volumique après le dernier étage de la turbine BP.

D'après la référence [1] la vitesse à la sortie du silencieux Vss = 20m/sec, et la vitesse à la sortie du dernier étage de la turbine BP est Cs = 90m/secet que les pertes de pression dans les parties de point 5 au niveau de diffuseur d'échappement sont égales à  $\sigma_{BP} = 0.015$ .

$$P_5 - P_5 \cdot \sigma_{BP} = P_{5ss}$$

Alors :

$$P_5 = \frac{P_{5ss}}{1 - \sigma_{BP}} [Pa] \quad (II.25)$$

- **Température à la sortie de la turbine BP (T5):**

On peut calculer la température T5 par l'expression de rendement isentropique de la turbine HP :

$$\eta_{Tbp} = \frac{T_{4bp} - T_5}{T_{4bp} - T_5} \quad [\%]$$

$$\text{Alors :} \quad T_5 = T_{4BP} - \eta_{TBP} [T_{4BP} - T_5]$$

$$\text{Et :} \quad T_5 = \frac{T_{4BP}}{\varepsilon_{4BP}}$$

$$T_5 = T_{4BP} - \eta_{TBP} \cdot T_{4bp} \cdot \left[ 1 - \frac{1}{\varepsilon_{Tbp}} \right] \quad [K]$$



**a) Travail spécifique de la turbine BP ( $W_{Tbp}$ ):**

$$W_{Tbp} = C_{pg} \cdot (T_4 - T_5) \dots (2.27) \text{ [J/kg]}$$

$C_{pg}$ : Chaleur spécifique des gaz brûlé

**b) Puissance délivrée par la turbine BP ( $\dot{P}_{Tbp}$ ):**

$$\dot{P}_{Tbp} = W_{Tbp} \cdot Q_{mg} \cdot \eta_{mTbp} [W] \quad (II.28)$$

$Q_{mg}$ : Débit massique des gaz brûlé.

$\eta_{mTbp}$ : Rendement mécanique de la turbine BP

**c) Rendement thermique de l'installation:**

Pour calculer le rendement thermique nous devons déterminer la puissance utile de l'installation.

**d) Puissance utile de l'installation ( $\dot{P}_u$ ):**

La puissance utile de l'installation est la différence entre la puissance délivrée par la turbine et la puissance consommée par le compresseur axial:

$$\dot{P}_u = (\dot{P}_{Tbp} + \dot{P}_{Thp}) - \dot{P}_c$$

$$\dot{P}_u = \dot{P}_T - \dot{P}_c \quad (II.29)$$

**e) Rendement thermique de l'installation ( $\eta_{th}$ ):**

$$\eta_{th} = \frac{\dot{P}_u}{Q_{mc} \cdot PCI} \quad (II.30)$$

**II.7.Conclusion :**

La turbine à gaz type MS5002C est une machine motrice très compliquée du point de vue technique, comme exposé précédemment dans ce chapitre elle comporte différentes sections mécanique indispensables dans le processus de conversion d'énergie.

Chaque ensemble mécanique doit satisfaire des exigences de précision de fiabilité et de sécurité pour accomplir à bien sa fonction requise. Pour cela plusieurs disciplines sont mises en jeux pour la conception et le bon fonctionnement de cette machine, tel que la thermodynamique et la structure des matériaux

Enfin la grande puissance de la turbine MS5002C, son rendement élevé et sa fiabilité on fait de cette machine un équipement indispensable dans l'industrie pétrolière



**Chapitre III:**  
**Les méthodes d'amélioration des**  
**turbines à gaz**

### III.1.Introduction :

Les turbines à gaz étant des machines à volume constant, la puissance de sortie est réduite quand la densité de l'air est réduite, et par conséquent le débit massique d'air, diminue à température ambiante ou humidité élevée [1]. De plus, une humidité élevée augmente la consommation de la chaleur de la chambre de combustion due à la chaleur spécifique élevée de l'eau. Typiquement, pour chaque hausse d'un °C de température ambiante, la puissance de sortie d'une turbine à gaz est réduite approximativement de 0,5 à 0,9% [1]. Par conséquent, des refroidisseurs évaporatif ou des réfrigérateurs à compression sont généralement utilisés pour refroidir l'air d'admission du compresseur de la turbine à gaz. Dans ce contexte, une approche pour augmenter les rendements énergétiques des turbines à gaz en utilisant le système d'injection de vapeur, ou bien utilisé un système d'injection d'air

### III.2.Les Technique d'amélioration des turbines à gaz :

L'utilisation des turbines à gaz dans l'industrie des hydrocarbures est très répandue, néanmoins leur haute sensibilité à la variation de la température de l'air ambiant, fait que leur rendement thermique n'est pas élevé. De nos jours, plusieurs techniques, récupération, réchauffage, refroidissement intermédiaire, traitement d'air à l'amont du compresseur et injection de masse supplémentaire de vapeur dans un cycle de turbine à gaz sont utilisées pour augmenter la puissance utile des turbines à gaz [3].

#### III.2.1.Amélioration des performances par le système de refroidissement d'air d'admission :

Cette partie du travail porte sur l'étude de système d'amélioration par refroidissement d'air d'admission voir figure III.1.

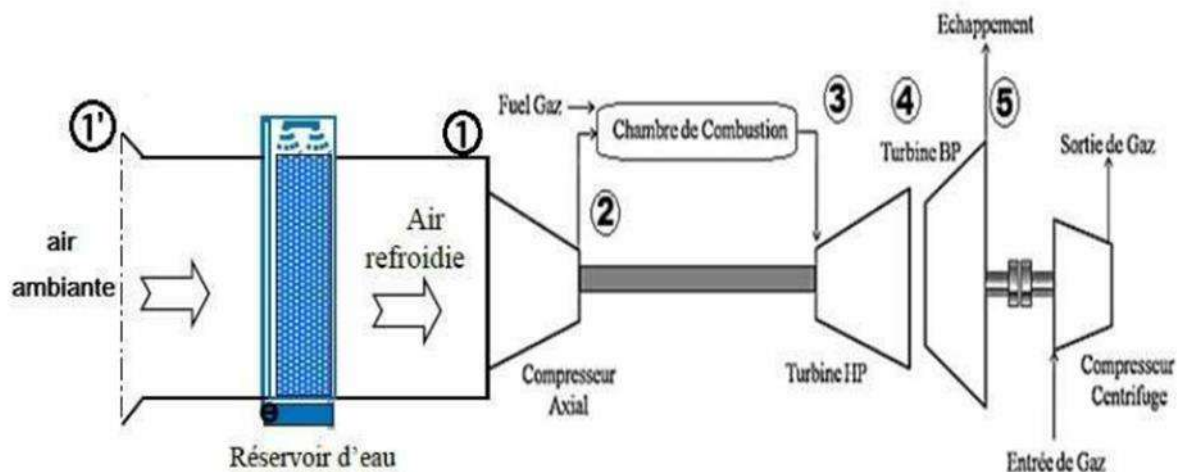


Figure III. 1: Schéma de système d'amélioration par évaporation d'eau

Parmi les différents systèmes de refroidissement présentés, le système par évaporation d'eau, retient notre attention, en raison de son faible coût et de son efficacité sous un climat chaud et sec. En effet l'ampleur de l'évaporation dépend en partie de la température ambiante et de la quantité de vapeur d'eau présente déjà dans l'air. Au niveau de site de Hassi R'mel, les températures maximales quotidiennes atteignant 45 °C. L'humidité relative est en moyenne de 40 % annuellement, avec des moyennes maximales mensuelles en période chaude de 30 %. On a donc un climat relativement chaud et sec dans cette région ou un système de refroidissement évaporatif peut être mis en application. De plus c'est aux périodes les plus chaudes que le refroidissement évaporatif est le plus avantageux. Ceci est particulièrement important car c'est durant cette période que le rendement de la turbine diminue.

**III.2.2. Refroidissement intermédiaire du compresseur**

La compression avec refroidissement intermédiaire, figure 3.1 est un moyen pour augmenter la puissance utile du cycle. Le refroidissement diminue la puissance requise par la compression comme on peut le voir sur le diagramme (p, v) (figure 3.1) et le rendement du cycle augmente [3].

Une compression avec refroidissement intermédiaire ne fournit pas une augmentation très significative du rendement de la turbine à gaz parce que la température à l'admission de la chambre de combustion exige un transfert thermique additionnel pour réaliser la température désirée d'admission de t.

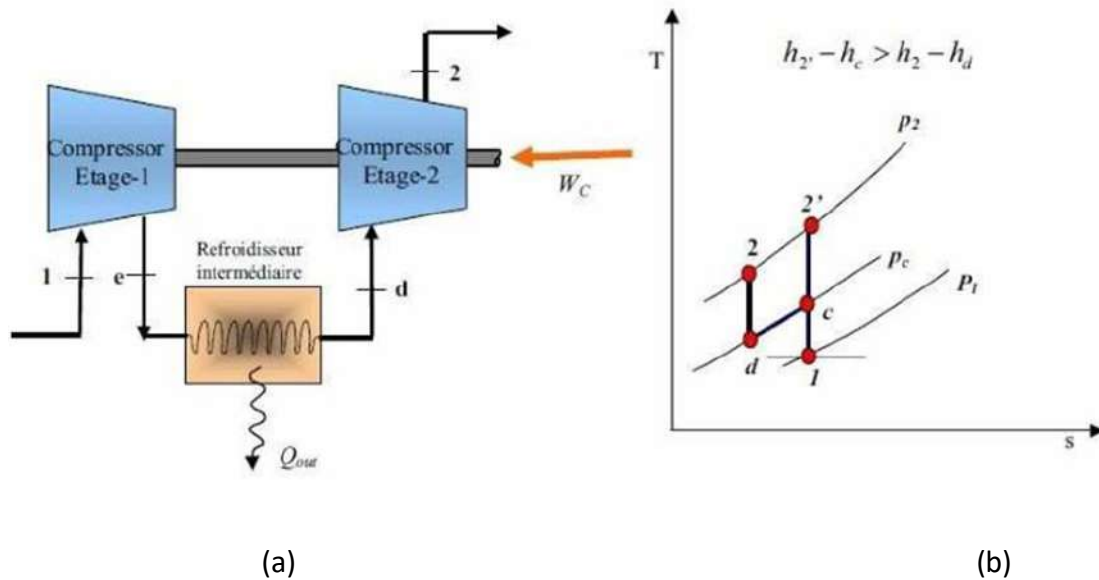
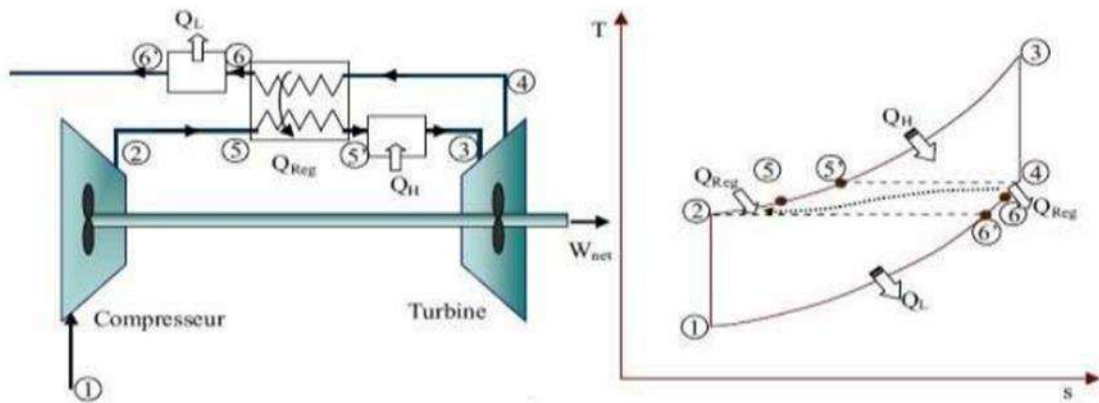


Figure III.2 : a)- Installation avec refroidissement intermédiaire du compresseur.

b)- Cycle de Brayton avec refroidissement intermédiaire du compresseur. Turbine.

**III.2.3. Régénération (cycle de récupération) :**

La régénération est l'échange interne de la chaleur dans le cycle. Dans le cycle de Baryton,  $T_4$  est souvent plus haute que  $T_2$  et l'addition de chaleur est de 2 à 3 (figure 3.3). La régénération, donc, est employée pour préchauffer le gaz comprimé à 2 par les gaz d'échappement à 4 dans un échangeur de chaleur extérieur de type appelé le régénérateur ou, parfois, le récupérateur [3].



(a)

(b)Figure

III.3 : a)- Installation avec la régénération. b)- Cycle de Brayton avec la régénération.

Dans le cycle régénérateur, de l'énergie thermique des gaz d'échappement est transférée à l'air de sortie du compresseur avant d'être présenté dans la chambre de combustion. Pour un régénérateur idéal, la température  $T_5$  sera égale à  $T_4$  et similaire pour  $T_2$  sera égal à  $T_6$ . Puisque moins d'énergie est rejetée du cycle, on aura une augmentation du rendement thermique.

En année 2007, Kadi et col [4] ont réalisé une épreuve pour la modélisation d'un cycle simple par la récupération d'une partie de l'énergie de gaz d'échappement de la turbine à gaz (pour faire fonctionner un évaporateur) afin d'obtenir la vapeur surchauffée, en considérant tous les facteurs qui affectent réellement les performances d'un cycle réel. Ils ont proposé l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion, le but de ce travail est d'analyser l'influence des conditions environnementales sur les performances des turbines à gaz avec la présence de vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion.

Par cette étude, l'objectif était de rendre les turbines à gaz peu sensibles à la variation de la température ambiante par un dispositif d'injection de la vapeur d'eau entraînée par l'énergie libre des gaz d'échappement. Les résultats obtenus prouvent que la puissance utile et l'efficacité thermique totale des turbines à gaz ont été maintenues constantes, comme dans les conditions ISO, lorsque la quantité de vapeur d'eau est injectée proportionnellement à la variation de la température ambiante.

### **III.3.Système de refroidissement d'air d'admission :**

Il existe plusieurs systèmes de refroidissement utilisés dans le monde d'industrie pour améliorer les performances des turbines à gaz.

#### **III.3.1. Refroidissement par absorption :**

Dans sa version simple, la machine à absorption est constituée d'un évaporateur, un condenseur, un absorbeur, un générateur et une pompe de solution. Dans un système à compression, le froid est produit dans l'évaporateur où le fluide frigorigène s'évapore et la chaleur est rejetée dans le condenseur où le frigorigène se condense.

La réfrigération à absorption activée par la chaleur d'échappement des turbines à gaz, la figure 3.1 illustre schématiquement la stratégie proposée, qui est génériquement applicable. La chaleur résiduelle récupérée des gaz d'échappement de turbines à gaz est utilisée pour produire de la vapeur dans un générateur de vapeur à récupération de chaleur (GVRC) et pour actionner un système de réfrigération à absorption (SRA) H<sub>2</sub>O-LiBr de simple effet. Le réfrigérateur à absorption utilise la teneur en chaleur de la vapeur pour réaliser la transformation de phase du réfrigérant (H<sub>2</sub>O) et fournir la réfrigération. Le nombre d'unités de réfrigération à absorption nécessaires est déterminé à partir du taux d'écoulement de vapeur produit par le GVRC et de la quantité de refroidissement à fournir [1].

Durant les périodes creuses de charge de refroidissement d'air d'admission, la capacité de refroidissement résiduelle pourrait servir à d'autres applications de refroidissement, telles que la climatisation, le refroidissement du condenseur de turbines à vapeur, et le sous-refroidissement du réfrigérant à la sortie du condenseur de réfrigérateurs de compression [1].

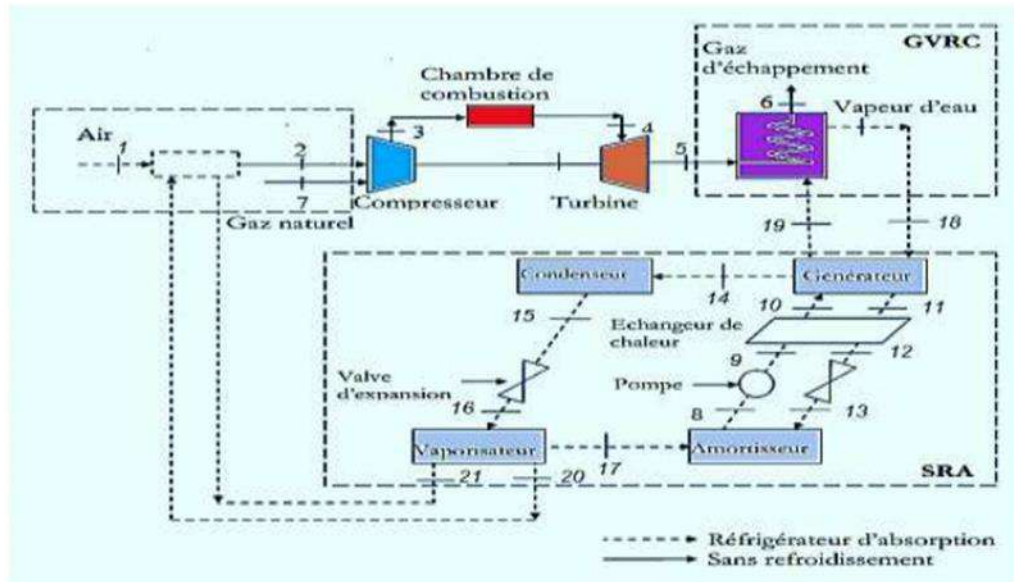


Figure III.4 : Disposition schématique de réfrigérateur à absorption H<sub>2</sub>O-LiBr de simple effet et de refroidisseur évaporatif pour le refroidissement d'air.

**Le système de refroidissement par absorption présente certains avantages tels que :**

- Consommation électrique très faible.
- Longévité, fiable et silencieuse.
- Pas sensible à l'humidité présente dans l'air.
- Augmente la puissance des turbines d'environ 25%.

**Et certains inconvénients tels que :**

- Capital d'investissement élevé.
- Nécessite une maintenance très rigoureuse.
- Temps d'installation important.

### III.3.2 Système de refroidissement à brouillard haute pression (le fogging system) :

C'est une méthode où l'eau déminéralisée est convertie en brouillard au moyen d'un bec de pulvérisation à haute pression (70 à 200 bars). L'effet de refroidissement est fourni par évaporation de l'eau ceci signifie une saturation adiabatique du taux du débit de la masse d'air d'admission se produit dans la conduite d'admission de la turbine à gaz. [6]



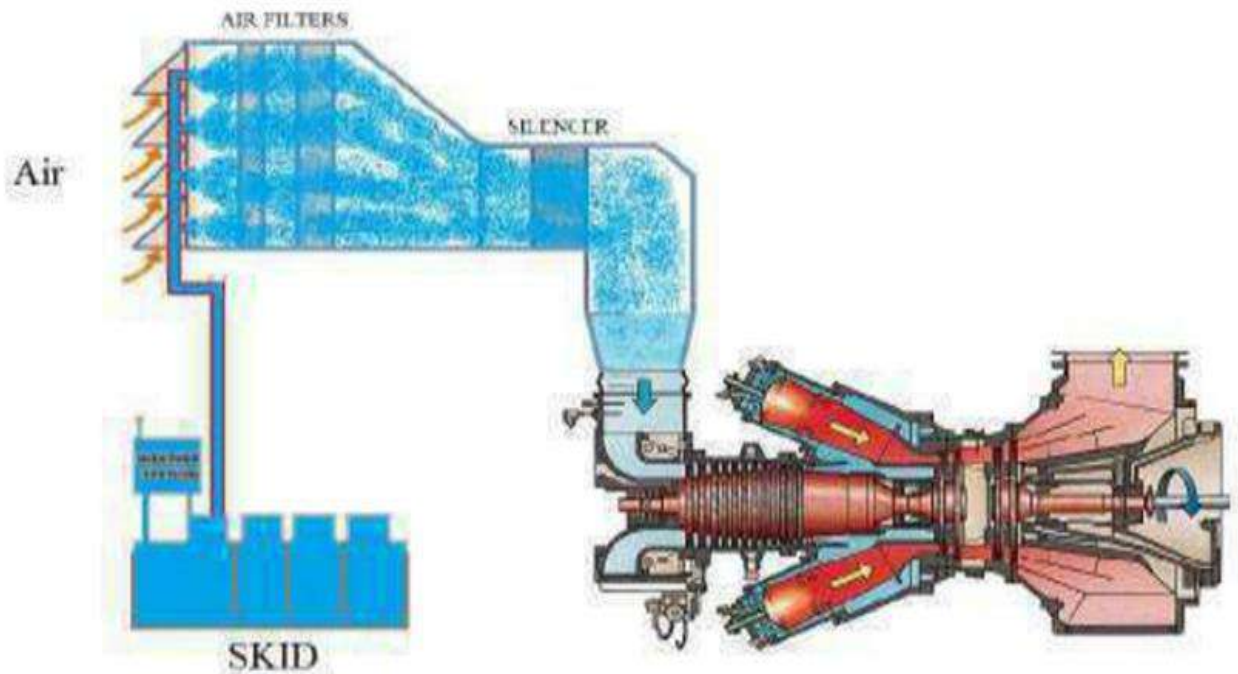


Figure III.5: Disposition schématique de refroidissement à brouillard haut pression.

**Le système de refroidissement à brouillard présente certains avantages tels que :**

- Bas coût d'exploitation et de maintenance.
- Installation facile.
- Bas coût d'investissement.
- Peut augmenter les performances des turbines à gaz mieux que le refroidissement par évaporation.

**Et certains inconvénients :**

- Très influencé par le bulbe humide du site.
- L'amélioration de capacité est limitée.
- Il s'adapte qu'avec les sites secs.
- Il nécessite une pompe de grande puissance.

**III.4.Conclusion :**

Dans ce chapitre nous avons présenté une vue générale détaillée sur quelques méthodologies utilisées dans l'industrie ont été mentionnées dans ce chapitre. Cela a permis de rappeler quelques notions concernant les méthodes de fonctionnement de la turbine à gaz, ainsi que les cycles d'amélioration de leurs performances. Ceci permettra aux lecteurs et aux utilisateurs industriels d'évaluer la complexité du comportement des turbines à gaz et de connaître leurs caractéristiques d'environnement afin de mieux les utiliser.



**Chapitre IV :**  
**Etude du cycle thermodynamique de la  
turbine à gaz MS 5002C**

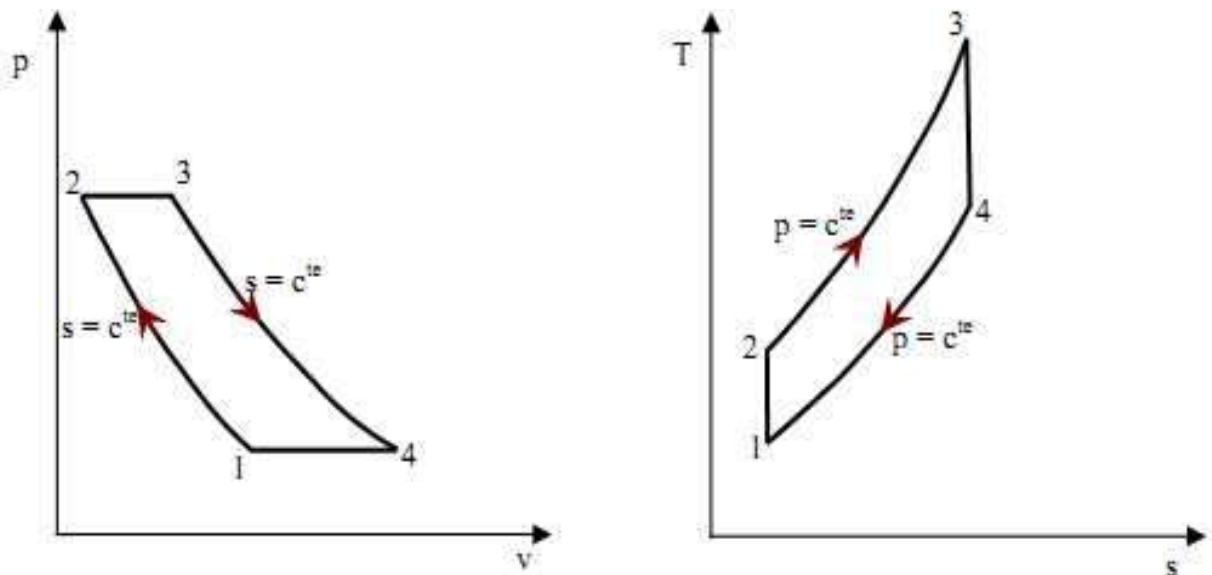
## IV.1.Introduction

Dans ce chapitre, nous allons calculer les paramètres thermodynamique de la turbine à gaz MS 5002C, dans un premier temps, en utilisant les données standards du constructeur et par la suite, 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.Cycles thermodynamique de la turbine à gaz

### IV.2.1.Cycle de Brayton [3]

Le cycle thermodynamique de base décrivant le fonctionnement d'une turbine à gaz est appelé "cycle de Brayton". C'est un cycle thermodynamique ouvert du fait que les gaz d'échappement sont évacués directement vers l'atmosphère sans aucune récupération (cycle non régénéré, non combiné,...). Il se compose essentiellement de quatre transformations qui sont représentée sur les diagrammes ( $P - v$ ) et ( $T - s$ ) de la figure. IV.1.



**Figure. IV.1.** Cycle idéal d'une turbine à gaz dans le diagramme (P-V) et (T-S)

Avec :

(1-2) : Compression isentropique ; (2-3) : Apport de chaleur à pression constante dans la chambre de combustion ; (3-4) : Détente isentropique et (4-1) : Echappement dans l'atmosphère. Chacune de ces évolutions thermodynamiques est caractérisée par une équation mathématique découlant d'un bilan énergétique entre l'entrée et la sortie de chaque compartiment, on a à cet effet :

- **Travail de compression (1-2)**

$$W_c = m_a * (h_2 - h_1) \quad (IV.1)$$

- **Combustion (2-3)**

La quantité de chaleur reçue par le fluide moteur

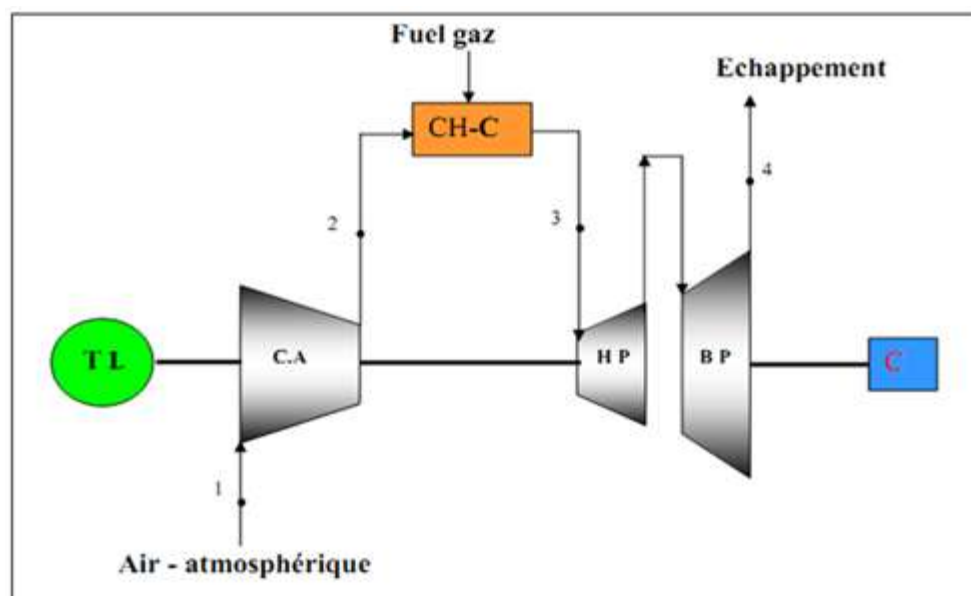
$$Q_{cc} = (m_a + m_c) * h_3 - m_a * h_2 \quad (IV.2)$$

- **Travail de détente (3-4)**

$$W_T = (m_a + m_c) * (h_3 - h_4) \quad (IV.3)$$

#### IV.2.2.Cycle réel de la turbine à gaz

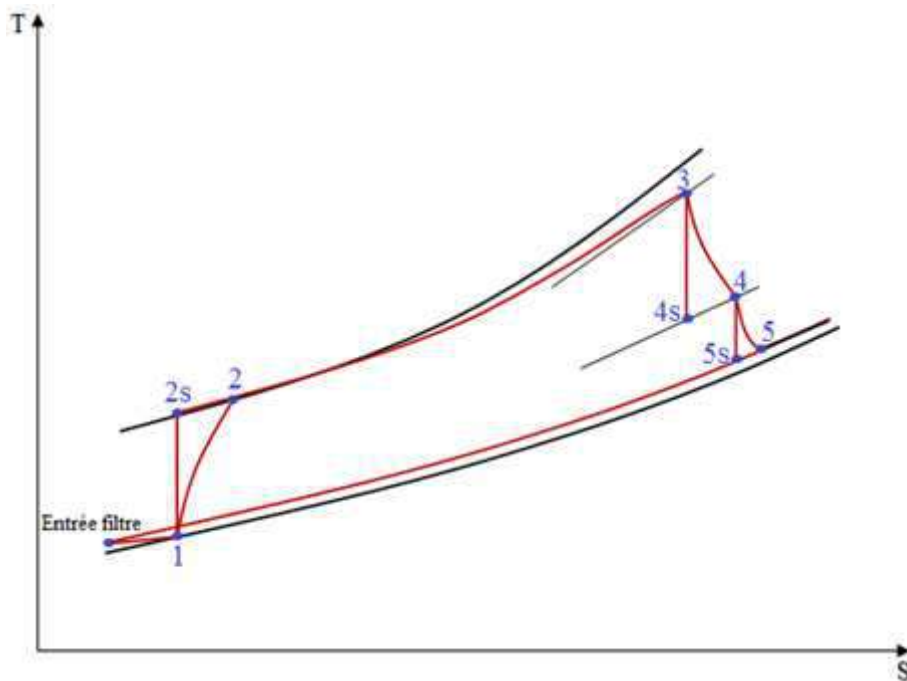
Une turbine à gaz à deux arbres est représentée schématiquement sur la figure IV.2. Les sections détente dans les turbines haute pression (HP) et basse pression (BP) sont représentées sur la figure IV.3.



**Figure. IV.2.**Représentation schématique des composants d'une turbine à gaz bi-arbre

Avec les désignations suivantes :

- TL : Turbine de lancement
- C.A : Compresseur axial
- C-C : Chambre de combustion
- H.P : Turbine haute pression
- B.P : Turbine basse pression
- C : la charge (compresseur centrifuge)



**Figure. IV.3.**Cycle réel d'une turbine à gaz bi-arbre dans le diagramme (T-S)

La figure IV.3 illustre une schématisation de l'ensemble des évolutions thermodynamiques d'un cycle réel d'une turbine à gaz bi arbre. Nous allons détailler dans ce qui suit les expressions mathématiques modélisant le processus au niveau de chaque compartiment :

- **Etude de la compression (1-2)**

Le rendement isentropique du compresseur est défini comme étant le rapport entre le travail isentropique et le travail réel du compresseur, il s'écrit comme suit :

$$\eta_{ic} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (\text{IV.4})$$

Le travail réel spécifique (par unité de masse) du compresseur est donné par :

$$w_c = h_2 - h_1 \quad (\text{IV.5})$$

A partir de l'équation (IV.5), la puissance requise par le compresseur, est calculée en utilisant l'équation suivante :

$$P_c = \dot{m}_a * w_c$$

Dans le cas d'une compression isentropique, le rapport des températures est lié au rapport des pressions par la relation suivante :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} \quad (\text{IV.6})$$

Un calcul rigoureux de la partie compression doit, impérativement, tenir compte des chutes de pressions qui peuvent survenir dans la section d'admission. Ces chutes de pression sont, dans la majorité des cas, provoquées par les différents composants constituant le système d'admission à savoir : les filtres, le silencieux, les coudes et l'ensemble de la tuyauterie. Lors du passage de l'air à travers ces composantes, les pertes de charges font diminuer la pression à l'entrée du compresseur. De ce fait, la pression à l'entrée compresseur est donnée par :

$$P_1 = P_{atm} - \Delta P \quad (\text{IV.7})$$

La valeur des pertes de charges sont, dans la plupart des situations, basées sur des estimations pratiques, dans notre le cas cette valeur est estimée à [4] :

$$\Delta P = 101,6 \text{ mmH}_2\text{O} = 0,00996 \cong 0,01 \text{ bar}$$

En combinant les équations (IV.4) et (IV.6), on aboutit à :

$$T_2 = T_{amb} * \left[ 1 + \frac{\left( (\varepsilon_c)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right)}{\eta_{ic}} \right] \quad (\text{IV.8})$$

Avec :  $\varepsilon_c = \frac{P_2}{P_1}$ , taux de compression qui représente le rapport entre la pression de sortie du celle d'entrée du compresseur.

- **Etude dans la chambre de combustion (2-3)**

A la sortie du compresseur, l'air porté à une pression suffisamment élevée pénètre dans la chambre de combustion qui se mélange avec du combustible pour donner lieu à une réaction chimique de combustion. La quantité de chaleur fournie au fluide est donnée par l'équation du bilan suivante :

$$Q_{cc} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) \cdot h_3 - \dot{m}_a \cdot h_2 = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) \cdot C_{pg3} \cdot T_3 - \dot{m}_a \cdot C_{pa2} \cdot T_2 \quad (IV.9)$$

Le rendement de la chambre de combustion est défini comme étant le rapport entre l'augmentation de l'enthalpie des gaz sur la quantité de chaleur fournie par le combustible, son expression est de la forme :

$$\eta_{cc} = \frac{Q_{cc}}{\dot{m}_c \cdot PCI} \text{ d'où } \eta_{cc} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_c) \cdot C_{pg3} \cdot T_3 - \dot{m}_a \cdot C_{pa2} \cdot T_2}{\dot{m}_c \cdot PCI} \quad (IV.10)$$

En portant quelques arrangements sur l'équation(IV.10), l'expression du débit massique de combustible s'écrit :

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_a \cdot (C_{pg3} \cdot T_3 - C_{pa2} \cdot T_2)}{(\eta_{cc} \cdot PCI - C_{pg3} \cdot T_3)} \quad (IV.11)$$

Les pertes de charges dans la chambre de combustion sont estimés à 4% de la pression entrée chambre de combustion [3].

$$P_3 = 0.96 * P_2 \quad (IV.12)$$

- **Analyse de la détente (3-4)**

Les gaz chauds à la sortie de la chambre de combustion sont à une pression et température élevées, une partie de cette énergie est convertie en travail mécanique dans la turbine haute pression (THP). Le rendement isentropique de la turbine haute pression est donné par :

$$\eta_{iTHP} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \quad (IV.13)$$

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left( \frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}} \quad (IV.14)$$



L'énergie récupérée au niveau de la roue de la turbine haute pression sert essentiellement à entrainer le compresseur moyennant une liaison mécanique. De ce fait, l'énergie mécanique produite par la turbine est transmise au compresseur à quelques pertes mécaniques prêtes, cela se traduit mathématiquement par :

$$\dot{m}_a \cdot W_c \cdot \frac{1}{\eta_{mc}} = \dot{m}_g \cdot W_{THP} \cdot \eta_{mTHP} \quad (IV.15)$$

Admettons que :  $\eta_{mc} = \eta_{mTHP} = 0,98$  ; et comme première approximation, on peut poser :  $\dot{m}_a = \dot{m}_g$  , l'équation (IV.15) peut se mettre sous la forme suivante :

$W_c = W_{THP} \cdot \eta_{mTHP} \cdot \eta_{mc}$  d'où :

$$W_c = \eta_{mTHP} \cdot \eta_{mc} \cdot C_{Pg} \cdot T_3 \cdot \eta_{iTHP} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_{THP}^{\frac{\gamma_g}{\Gamma_g}}}\right) \quad (IV.16)$$

Avec  $\varepsilon_{THP} = \frac{P_3}{P_4}$  taux de détente de la turbine HP

A partir de l'équation (IV.16), on peut écrire :

$$\varepsilon_{THP} = \left( \frac{\eta_{mTHP} \cdot \eta_{mc} \cdot C_{Pg} \cdot T_3 \cdot \eta_{iTHP}}{\eta_{mTHP} \cdot \eta_{mc} \cdot C_{Pg} \cdot T_3 \cdot \eta_{iTHP} - W_c} \right)^{\frac{\gamma_g}{\Gamma_g}} \quad (IV.17)$$

En combinant les équations (IV.13), (IV.14) et (IV.17), On aura :

$$T_4 = T_3 * \left( 1 - \eta_{iTHP} * \left( 1 - \frac{\eta_{mTHP} \cdot \eta_{mc} \cdot C_{Pg} \cdot T_3 \cdot \eta_{iTHP} - W_c}{\eta_{mTHP} \cdot \eta_{mc} \cdot C_{Pg} \cdot T_3 \cdot \eta_{iTHP}} \right) \right) \quad (IV.18)$$

- **Analyse de la détente (4-5)**

Le rendement isentropique de la turbine basse pression est donné par :

$$\eta_{iTBP} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{5s}} \quad (IV.19)$$

$$\text{Avec : } \frac{T_{5s}}{T_4} = \left( \frac{P_{atm}}{P_4} \right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}} \quad (IV.20)$$

Des relations (IV.19) et (IV.20) :

$$T_5 = T_4 \left( 1 - \eta_{iTBP} \cdot \left( 1 - (\varepsilon_{TBP})^{\frac{\gamma_g}{\gamma_g - 1}} \right) \right) \quad (IV.21)$$

Avec  $\varepsilon_{TBP} = \frac{P_4}{P_{atm}}$ , taux de détente de la turbine basse pression (BP).

- **Puissances**

Les différentes puissances mise en œuvre à travers un cycle d'une turbine à gaz sont définies comme suit :

- Puissance du compresseur :  $P_C = \dot{m}_a * (C_{pa2} \cdot T_2 - C_{pa1} \cdot T_1)$
- Puissance de la turbine haute pression :  $P_{THP} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) * (C_{pg3} \cdot T_3 - C_{pg4} \cdot T_4)$
- Puissance de la turbine basse pression :  $P_{TBP} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) * (C_{pg4} \cdot T_4 - C_{pg5} \cdot T_5)$
- Puissance de la turbine :  $P_T = P_{THP} + P_{TBP} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) * (C_{pg3} \cdot T_3 - C_{pg5} \cdot T_5)$
- Puissance utile :  $P_u = P_T - P_C$
- 

- **Consommation spécifique**

$$C_s = \frac{3600 \cdot \dot{m}_c}{P_u} \quad (IV.22)$$

- **Rendement thermique global de la machine**

$$\eta_{THG} = \frac{P_u}{\dot{m}_c \cdot PCI} \quad (IV.23)$$

### IV.2.3. 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 différents agents internes et externes sur ces performances. Les calculs seront faits, dans un premier temps, en utilisant les conditions de fonctionnement du constructeur, et par la suite, en considérant les conditions opératoires réelles du site.

### IV.2.3.1. Calcul thermodynamique avec les conditions ISO

- **Données du constructeur**

Les données de fonctionnement données par le constructeur sont détaillées comme suit [5]:

- Température de l'air ambiant :  $T_{amb} = 15^{\circ}\text{C} = 288,15\text{ K}$
- Pression de l'air ambiant :  $P_{atm} = 1,01325\text{ bar}$
- Débit massique de l'air :  $\dot{m}_a = 445000\text{ Kg. h}^{-1} = 123,61\text{Kg. s}^{-1}$
- Taux de compression du compresseur :  $\varepsilon_C = 8,8$
- Rendement isentropique du compresseur :  $\eta_{iC} = 0,87$
- Rendement de la chambre de combustion :  $\eta_{cc} = 0,97$
- Température sortie chambre de combustion :  $T_3 = 966^{\circ}\text{C} = 1239,15\text{ K}$
- Rendement isentropique de la turbine haute pression (HP) :  $\eta_{iTHP} = 0,88$
- Vitesse de rotation de la turbine haute pression (HP) :  $N = 5100\text{ tr/min.}$
- Rendement isentropique de la turbine basse pression (BP) :  $\eta_{iTBP} = 0,88$
- Vitesse de rotation de la turbine basse pression (BP) :  $N = 4903\text{ tr/min.}$
- Rendement mécanique de la liaison turbine BP – Charge :  $\eta_m = 0,98$
- Rendement mécanique de la liaison compresseur axial – Turbine HP :  $\eta_{mec} = 0,98$
- Rendement thermique global de la machine donné par le constructeur :  $\eta_{THG} = 28,8\%$

- Calcul le pouvoir calorifique inférieur du combustible :

Le pouvoir calorifique inférieur d'un combustible peut être calculé en utilisant la relation (IV.24). Les caractéristiques physicochimiques des différents constituants du gaz qui sont données par le laboratoire de Sonatrach à Hassi R'mel sont mentionnées sur le tableau IV.1:

$$PCI = \sum X_i * PCI_i \quad (IV.24)$$

Constituants du gaz	Molaire (X <sub>i</sub> ) %	PCI <sub>i</sub> (kcal.m <sup>-3</sup> )	X <sub>i</sub> * PCI <sub>i</sub> (kcal.m <sup>-3</sup> )
CH <sub>4</sub>	0,8356	8590	7177,804
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0,0741	15408	1141,7328
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0,0215	22284	479,106
iC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,0028	29511	82,6308
nC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,0047	29643	139,3221
iC <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,0009	37917	34,1253
n C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,001	38049	38,049
C <sub>6</sub> <sup>+</sup>	0,0004	46518	18,6072
N <sub>2</sub>	0,0567	0	0
CO <sub>2</sub>	0,0023	0	0
<b>SOMME</b>	<b>1</b>	<b>227920</b>	<b>9111,3772</b>

**Tableau. IV.1.** Constituants et caractéristiques du gaz combustible

En utilisant les données portées dans le tableau IV.1, le pouvoir calorifique inférieur du combustible est de :  $PCI = 9111,3772 \text{ kcal.m}^{-3}$

- Calcul la masse volumique du gaz combustible :

On a :

- La densité du gaz :  $d = 0,653$
- La masse volumique de l'air :  $\rho_{\text{air}} = 1,3 \text{ kg.m}^{-3}$

On aura, alors la masse volumique du gaz combustible :  $\rho_{\text{gaz}} = \rho_{\text{air}} * d = 0,8489 \text{ kg.m}^{-3}$

En utilisant ces données, on peut exprimer le pouvoir calorifique inférieur du combustible par :

$$PCI = \frac{9111,3772}{\rho_{\text{gaz}}} = 10733,16 \text{ kcal.kg}^{-1} = 44864,6 \text{ kj.kg}^{-1}$$

- Calcul du coefficient d'excès d'air  $\alpha$  :

Le rapport des Débits massiques théorique air/fuel  $G_0$ , ou pouvoir comburivore du carburant est défini par :

$$G_0 = \lambda_k * PCI \quad (\text{IV.25})$$

Où :

$\lambda_k$  : Caractéristique de MEKONOVLOV,  $\lambda_k = 1,43 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{\text{air}} \cdot \text{kcal}^{-1}$

Donc :  $G_0 = 1,43 \cdot 10^{-3} * 10733,16 = 15,3484 \text{ kg}_{\text{air}} \cdot \text{kg}_c^{-1}$

Le coefficient d'excès d'air peut être calculé en faisant le bilan énergétique dans la chambre de combustion, on obtient à cet effet :

$$\text{PCI} * \eta_{\text{cc}} = \alpha * G_0 * (C_{\text{pa3}} \cdot T_3 - C_{\text{pa2}} \cdot T_2)$$

D'où :

$$\alpha = \frac{\text{PCI} * \eta_{\text{cc}}}{G_0 * (C_{\text{pa3}} \cdot T_3 - C_{\text{pa2}} \cdot T_2)} \quad (\text{IV.26})$$

$C_{\text{pa2}}$  et  $C_{\text{pa3}}$  représentent les chaleurs spécifiques à pression constante de l'air correspondant aux températures  $T_2$  et  $T_3$ . Les expressions polynomiales de la chaleur spécifique à pression constante en fonction de la température, pour l'air et pour le mélange des gaz, sont données par les relations suivantes :

Pour l'air [6]:

$$C_{\text{pa}} = A_1 + A_2 * T + A_3 * T^2 + A_4 * T^3 + A_5 * T^4 \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (\text{IV.27})$$

Avec :

$$A_1 = 1.03409$$

$$A_2 = -0.2848870 \cdot 10^{-3}$$

$$A_3 = 0.7816818 \cdot 10^{-6}$$

$$A_4 = -0.4970786 \cdot 10^{-9}$$

$$A_5 = 0.1077024 \cdot 10^{-12}$$

Pour le mélange des gaz [7] :

$$C_{\text{pg}} = 0,9718 + \frac{0,0414}{\alpha} + \left( \frac{0,0536}{\alpha} + 0,0927 \right) * \left( \frac{T}{1000} \right) \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (\text{IV.28})$$

- **Résultats d'après les données standards du constructeur**

En faisant les calculs moyennant les équations précédentes avec les données du constructeur, les résultats obtenus concernent principalement l'influence de la température de l'air ambiant qui sert de comburant. Deux valeurs de la température sont considérées dans ce calcul à savoir 15 °C et 45 °C :

**Pour la température ambiante :  $T_{\text{amb}}=15\text{ °C}=288,15\text{ K}$  :**

$$\text{Avec : } \begin{cases} \varepsilon_c = 8,8 \\ P_{\text{atm}} = 1,01325\text{ bar} \\ T_3 = 966\text{ °C} \end{cases}$$

Les valeurs des paramètres thermodynamique des différents points du cycle sont données dans le tableau suivant :

Points	Pression [bar]	Température [K]	Masse volumique [kg.m <sup>-3</sup> ]
L'atmosphère	1,01325	288,15	1,2252
1	1,00325	288,15	1,2131
2	8,8286	567,07	5,5013
3	8,4755	1239,15	2,6007
4	2,5845	970,76	1,0047
5	1,01325	795,6	0,4631

**Tableau.IV.2.** Paramètres thermodynamiques des différentes points du cycle dans les conditions ISO

Débit massique de l'air :  $\dot{m}_a = 123,61\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$

Débit du combustible :  $\dot{m}_c = 2,335\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$

Travail et puissance du Compresseur :  $w_c = 302,44\text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ,  $P_c = 37,385\text{ MW}$

Travail et puissance de la Turbine :  $w_T = 545,6\text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ,  $P_T = 67,441\text{ MW}$

Puissance utile :  $P_U = 30,056\text{ MW}$

Consommation spécifique :  $C_s = 279,6753 \text{ kg. MWh}^{-1}$

Rendement thermique global :  $\eta_{\text{THG}} = 28,69 \%$

Remarque :

A travers ce résultat donnant le rendement global et le comparant avec le résultat obtenu avec les données du constructeur, on constate une légère différence, qui peut être expliquée d'une part par la prise en compte des pertes de charges au niveau de l'admission et la chambre de combustion, et d'autre part par la prise en considération, dans le calcul du constructeur, de l'influence de l'humidité (à raison de 60%).

**Pour la température ambiante :  $T_{\text{amb}}=45 \text{ }^\circ\text{C} =318,15 \text{ K}$  :**

$$\text{Avec : } \begin{cases} \varepsilon_c = 8,8 \\ P_{\text{atm}} = 1,01325 \text{ bar} \\ T_3 = 966 \text{ }^\circ\text{C} \end{cases}$$

Les valeurs des paramètres thermodynamique des différents points du cycle sont donnés dans le tableau suivant :

Points	Pression [bar]	Température [K]	Masse volumique [ $\text{kg.m}^{-3}$ ]
L'atmosphère	1,01325	318,15	1,1097
1	1,00325	318,15	1,0987
2	8,8286	623,42	5,0041
3	8,4755	1239,15	2,6007
4	2,2408	942,43	0,8972
5	1,01325	795,4	0,4632

**Tableau.IV.3.** Paramètres thermodynamiques des différents points du cycle à  $T_{\text{amb}}=45 \text{ }^\circ\text{C}$

Les différents résultats obtenus moyennant ces données sont :

Débit massique de l'air :  $\dot{m}_a = 111,968 \text{ kg. s}^{-1}$

Débit du combustible :  $\dot{m}_c = 1,9308 \text{ kg. s}^{-1}$

Travail et puissance du Compresseur :  $w_c = 337,82 \text{ kj. kg}^{-1}$ ,  $P_c = 37,825 \text{ MW}$

Travail et puissance de la Turbine :  $w_T = 543,36 \text{ kj. kg}^{-1}$ ,  $P_T = 60,838 \text{ MW}$

Puissance utile :  $P_U = 23,014 \text{ MW}$

Consommation spécifique :  $C_s = 302,0313 \text{ kg. MWh}^{-1}$

Rendement thermique global :  **$\eta_{\text{THG}} = 26,56 \%$**

Le tableau IV.4 récapitule les principaux résultats obtenus pour les deux températures de l'air ambiant à savoir 15 et 45 °C.

<b>Résultat</b> <b>Données</b>	<b><math>\dot{m}_a</math></b> <b>[kg.s<sup>-1</sup>]</b>	<b><math>\dot{m}_c</math></b> <b>[kg.s<sup>-1</sup>]</b>	<b><math>P_T</math></b> <b>[MW]</b>	<b><math>P_U</math></b> <b>[MW]</b>	<b><math>C_s</math></b> <b>[kg. MWh<sup>-1</sup>]</b>	<b><math>\eta_{\text{THG}}</math></b> <b>[%]</b>
<b><math>T_0 = 15^\circ\text{C}</math></b> <b><math>\varepsilon_c = 8,8</math></b>	<b>123,61</b>	<b>2,335</b>	<b>67,441</b>	<b>30,056</b>	<b>279,6753</b>	<b>28,69</b>
<b><math>T_0 = 45^\circ\text{C}</math></b> <b><math>\varepsilon_c = 8,8</math></b>	<b>111,968</b>	<b>1,9308</b>	<b>60,838</b>	<b>23,014</b>	<b>302,0313</b>	<b>26,56</b>

**Tableau.IV.4.** Tableau comparatif entre les résultats obtenus pour 15 et 45 °C

Il est clair à travers ce tableau que pour la température de l'air ambiant, utilisé comme comburant, affecte de façon remarquable les performances de la turbine à gaz. L'augmentation significative de la température ambiante de 15 °C à 45 °C, correspondant aux conditions de fonctionnement hivernale et estivale, respectivement, conduit à une diminution du rendement global du cycle thermodynamique de la turbine.



### IV.2.3.2. Calcul thermodynamique avec les données du site Hassi R'mel

Les caractéristiques des turbines à gaz (taux de compression, débit, puissance, etc.) fabriquées par GE (General Electric) ou NP (Nuovo Pignone), sont données dans les conditions ISO. Dans cette partie, nous allons étudier l'influence des différents facteurs qui peuvent avoir une influence sur le fonctionnement de la turbine, en limitant ainsi sa durée de vie et réduire ces performances.

Comme mentionné précédemment, la température ambiante a un effet important sur le fonctionnement d'une installation type turbine à gaz. Il est connu que la région saharienne se caractérise par un climat où la température ambiante peut varier de 0°C à 45°C suivant la saison et l'heure. Nous allons, dans ce qui suit, faire varier la température d'admission entre ces deux limites en tenant compte de la variation de la masse volumique, dont l'effet se traduit par une augmentation ou une diminution du débit massique. L'autre paramètre, dont l'importance est capitale, est la pression d'aspiration qui est liée à l'altitude de la zone où elle est installée la turbine. Pour des altitudes considérables (>100m), la diminution de pression est sensible et cela fait baisser la masse volumique de l'air, ce qui génère, par conséquent, une puissance plus basse.

Les résultats que nous allons présenter ci-dessous sont obtenus pour une valeur constante de la température sortie chambre de combustion ( $T_3$ ), qui représente la contrainte thermique la plus intense (Limite métallurgique). Les données de calculs (taux de compression, pression atmosphérique, température ambiante...etc) sont celles utilisées au niveau des turbines à gaz de Hassi R'mel.

**Pour la température ambiante  $T_{amb}=0\text{ }^{\circ}\text{C}=273,15\text{ K}$  :**

$$\text{Avec : } \left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_c = 6,5 \\ Z = 755\text{m} \\ P_{atm} = 1,01325 \left(1 - \frac{0,0065}{273,15} \cdot Z\right)^{5,255} = 0,9212\text{bar} \end{array} \right.$$

Les valeurs des paramètres thermodynamiques notamment pression, température et masse volumique, obtenus après calcul, au niveau de chaque point du cycle sont donnés dans le tableau suivant :

Points	Pression [bar]	Température [K]	Masse volumique [kg.m <sup>-3</sup> ]
L'atmosphère	0,9212	273,15	1,1751
1	0,9112	273,15	1,1623
2	5,9226	492,14	4,2524
3	5,6857	1239,15	1,7446
4	2,3216	1031	0,8498
5	0,9212	848,38	0,3948

**Tableau. IV.5.** Paramètres thermodynamiques des différents points du cycle à partir des données réel du site Hassi R'mel pour une température ambiante de 0 °C

Les valeurs des différents débits, puissances et rendement sont :

$$\text{Débit massique de l'air : } \dot{m}_a = 118,563 \text{ kg. s}^{-1}$$

$$\text{Débit du combustible : } \dot{m}_c = 2,491 \text{ kg. s}^{-1}$$

$$\text{Travail et puissance du compresseur : } w_c = 232,51 \text{ kj. kg}^{-1}, P_c = 27,567 \text{ MW}$$

$$\text{Travail et puissance du Turbine : } w_T = 485,79 \text{ kj. kg}^{-1}, P_T = 57,596 \text{ MW}$$

$$\text{Puissance utile : } P_U = 30,029 \text{ MW}$$

$$\text{Consommation spécifique : } C_s = 298,6232 \text{ kg. MWh}^{-1}$$

$$\text{Rendement thermique global : } \eta_{\text{THG}} = \mathbf{26,87 \%}$$

**Pour la température ambiante  $T_{\text{amb}}=45 \text{ °C}=318,15 \text{ K}$  :**

$$\text{Avec : } \begin{cases} \varepsilon_c = 6,5 \\ Z = 755\text{m} \\ P_{\text{atm}} = 1,01325 \left(1 - \frac{0,0065}{318,15} \cdot Z\right)^{5,255} = 0,9338\text{bar} \end{cases}$$

Les valeurs des paramètres thermodynamique des différents points du cycle sont données dans le tableau suivant :

Points	Pression [bar]	Température [K]	Masse volumique [kg.m <sup>-3</sup> ]
L'atmosphère	0,9338	318,15	1,0226
1	0,9238	318,15	1,0117
2	6,0045	570,5	3,7191
3	5,7643	1239,15	1,7688
4	1,9948	996,12	0,7557
5	0,9338	847,82	0,4005

**Tableau. IV.6.** Paramètres thermodynamiques des différentes points du cycle à partir des données réel du site Hassi R'mel pour une température ambiante de 45 °C

Les valeurs des différents débits, puissances et rendement sont :

Débit massique :  $\dot{m}_a = 103,1849 \text{ kg. s}^{-1}$

Débit du combustible :  $\dot{m}_c = 1,939 \text{ kg. s}^{-1}$

Travail et puissance du compresseur :  $w_c = 275,62 \text{ kj. kg}^{-1}$ ,  $P_c = 28,44 \text{ MW}$

Travail et puissance de la Turbine :  $w_T = 483,48 \text{ kj. kg}^{-1}$ ,  $P_T = 49,888 \text{ MW}$

Puissance utile :  $P_U = 21,449 \text{ MW}$

Consommation spécifique :  $C_s = 325,4459 \text{ kg. MWh}^{-1}$

Rendement thermique global :  **$\eta_{THG} = 24,65 \%$**

Les résultats obtenus pour les deux températures de 0 °C et 45 °C sont regroupés sur le tableau IV.7.

<b>Résultat</b> <b>Données</b>	<b><math>\dot{m}_a</math></b> <b>[kg.s<sup>-1</sup>]</b>	<b><math>\dot{m}_c</math></b> <b>[kg.s<sup>-1</sup>]</b>	<b><math>P_T</math></b> <b>[MW]</b>	<b><math>P_U</math></b> <b>[MW]</b>	<b><math>C_S</math></b> <b>[kg. MWh<sup>-1</sup>]</b>	<b><math>\eta_{THG}</math></b> <b>[%]</b>
<b><math>T_0 = 0^\circ\text{C}</math></b> <b><math>P_{atm} =</math></b> <b>0,9219 bar</b> <b><math>\varepsilon_c = 6,5</math></b>	<b>118,563</b>	<b>2,491</b>	<b>57,596</b>	<b>30,029</b>	<b>298,6232</b>	<b>26,87</b>
<b><math>T_0 = 45^\circ\text{C}</math></b> <b><math>P_{atm} =</math></b> <b>0,9338 bar</b> <b><math>\varepsilon_c = 6,5</math></b>	<b>103,1849</b>	<b>1,939</b>	<b>49,888</b>	<b>21,449</b>	<b>325,4459</b>	<b>24,65</b>

**Tableau. IV.7.** Tableau comparatif des débits, puissances et rendement pour les températures de 0 °C et 45 °C

La comparaison entre ces différents résultats, correspondant aux deux valeurs de la température, montre clairement l'influence de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz, comme mentionné précédemment (Tableau IV.4). Le tableau IV.8 montre une comparaison entre les résultats obtenus pour les conditions opératoires iso et pour une température de 15 °C et les conditions opératoires réelles du site de Hassi R'mel avec une température ambiante de 45 °C. Il est évident, à travers les résultats contenus dans ce tableau, que l'écart entre les valeurs des principales performances de la turbine à gaz, obtenues pour des conditions iso et celles relatives aux conditions réelles, est très important.

<b>Résultat</b> <b>Données</b>	<b><math>\dot{m}_a</math></b> <b>[kg.s<sup>-1</sup>]</b>	<b><math>\dot{m}_c</math></b> <b>[kg.s<sup>-1</sup>]</b>	<b><math>P_T</math></b> <b>[MW]</b>	<b><math>P_U</math></b> <b>[MW]</b>	<b><math>C_S</math></b> <b>[kg. MWh<sup>-1</sup>]</b>	<b><math>\eta_{THG}</math></b> <b>[%]</b>
<b><math>T_0 = 15^\circ\text{C}</math></b> <b><math>P_{atm} = 1,01325 \text{ bar}</math></b> <b><math>\varepsilon_c = 8,8</math></b>	<b>123,61</b>	<b>2,335</b>	<b>67,441</b>	<b>30,056</b>	<b>279,6753</b>	<b>28,69</b>
<b><math>T_0 = 45^\circ\text{C}</math></b> <b><math>P_{atm} = 0,9338 \text{ bar}</math></b> <b><math>\varepsilon_c = 6,5</math></b>	<b>103,1849</b>	<b>1,939</b>	<b>49,888</b>	<b>21,449</b>	<b>325,4459</b>	<b>24,65</b>

**Tableau. IV.8.** Tableau comparatif entre les performances de la turbine à gaz sous différentes conditions opératoires et températures ambiantes

Nous allons, à titre indicatif, quantifier cet écart pour trois grandeurs caractéristiques à savoir : la puissance utile, le rendement global et la consommation spécifique, on a à cet effet :

$$\frac{\Delta P_u}{P_u} = \frac{21,449 - 30,056}{30,056} * 100 = -28,63 \%$$

$$\frac{\Delta \eta_{THG}}{\eta_{THG}} = \frac{24,65 - 28,69}{28,69} * 100 = -14,08 \%$$

$$\frac{\Delta C_s}{C_s} = \frac{325,4459 - 279,6753}{279,6753} * 100 = 16,36 \%$$

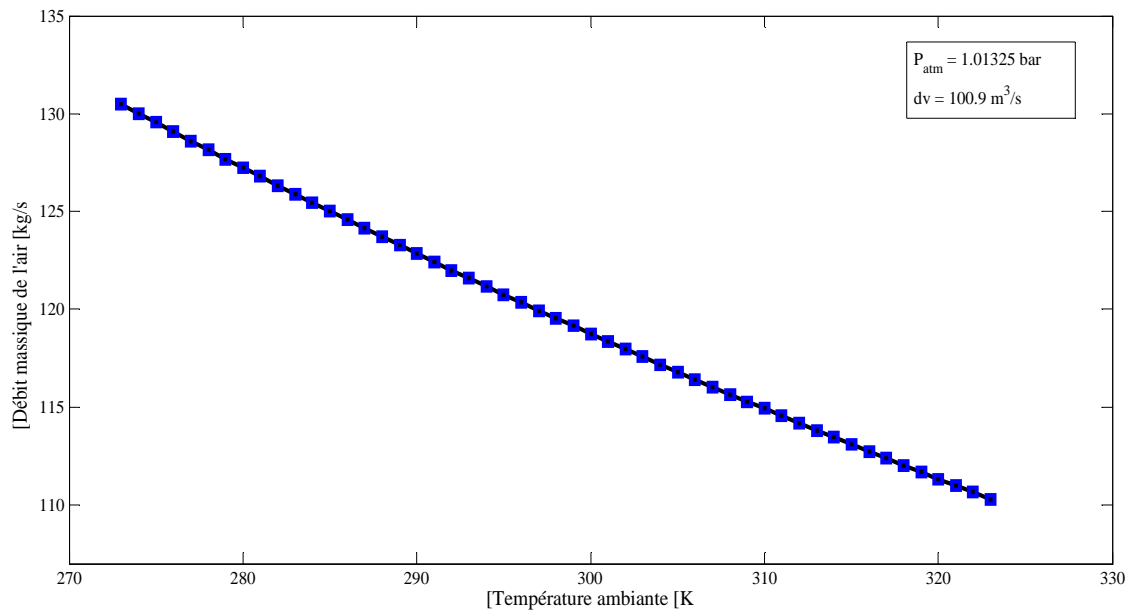
On constate à travers ces valeurs une diminution de 29 % dans la puissance utile et de 14 % dans le rendement global et enfin une augmentation de 17 % dans la consommation spécifique, en passant des conditions théoriques du constructeur aux conditions opératoires réelles. Ces écarts nous renseignent clairement sur les dispositions techniques dont il faut tenir compte lors de l'établissement des cahiers des charges afin de répondre au mieux aux différentes requêtes.

### **IV.3. Etude paramétrique des performances de la turbine à gaz**

Les calculs effectués précédemment ont permis de comprendre l'impact de certains paramètres tels que la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz. Les résultats obtenus, à travers des calculs manuels, ont permis certes de conclure sur le degré d'influence de ces paramètres, mais ils restent ponctuels et limitatifs à deux valeurs de la température ambiante. Il serait plus judicieux de donner à cette étude une dimension plus globale et généralisable et ce en étudiant l'effet d'autres paramètres de contrôle ainsi qu'en élargissant, d'avantage, les gammes de variations de ces paramètres.

L'objectif de cette étude est d'examiner l'effet des paramètres tels que la température ambiante, le taux de compression du compresseur et la température sortie chambre de combustion sur les performances de la turbine à gaz notamment le travail du compresseur et de la turbine, la puissance utile, le rendement global et la consommation spécifique, en prenant des gammes de variations plus élargies. Il est clair qu'il serait quasiment impossible d'effectuer les calculs manuellement comme ça été le cas précédemment, d'où la nécessité d'établir un programme de calcul.

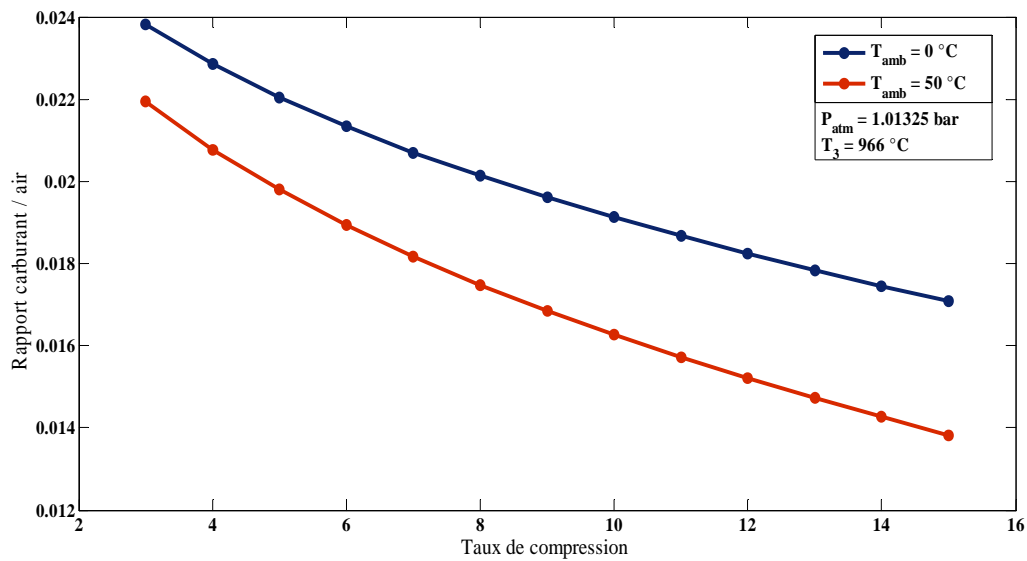
## IV.3.1 RESULTATS



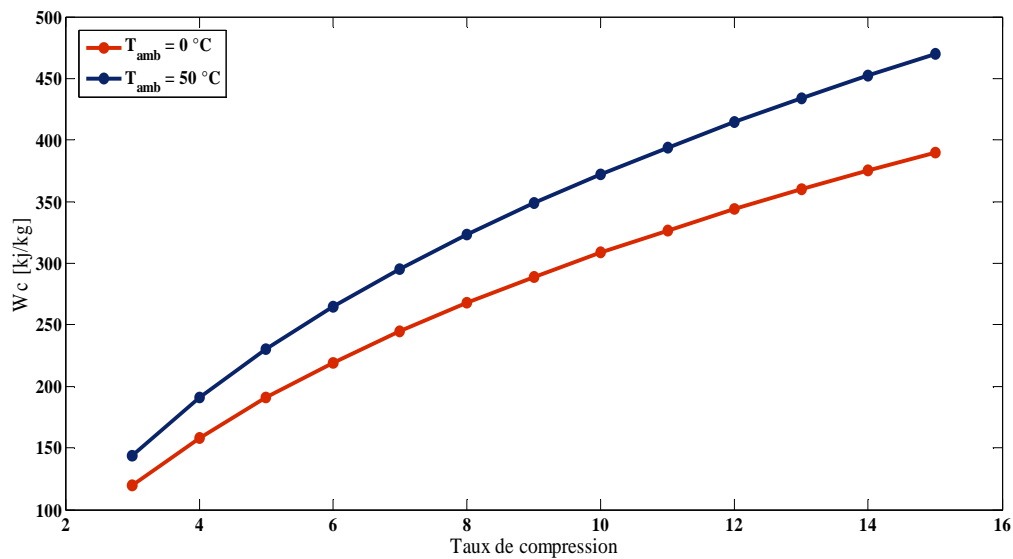
**Figure.IV.4.** Débit massique de l'air en fonction de la température ambiante

La figure IV.4 représente la variation du débit massique de l'air en fonction de la température ambiante pour une valeur donnée de la pression atmosphérique et du débit volumique. On constate à travers cette figure que le débit massique traversant le circuit de la turbine à gaz est affecté par la valeur de la température ambiante. On constate une relation d'inversement proportionnelle entre le débit massique de l'air et la température ambiante. L'augmentation de la température de l'air ambiant conduit à la diminution de sa masse volumique et par conséquent à la diminution du débit massique pour une valeur fixe du débit volumique. Cette évolution aura un impact sur la valeur des puissances générées ou consommées et par conséquent sur la valeur du rendement global de l'installation.

La variation du rapport carburant-air en fonction du taux de compression pour deux valeurs de la température ambiante est représentée sur la figure IV.5. D'après cette figure, et pour une même valeur de la température sortie de la chambre de combustion, le débit du fuel gaz consommé par la turbine à gaz est inversement proportionnel avec le taux de compression en raison de l'augmentation du débit d'air aspiré. On constate que pour un taux de compression fixe, le rapport carburant/air à température ambiante  $T = 0 \text{ }^\circ\text{C}$  est important par rapport à celui de la température ambiante  $T = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ .



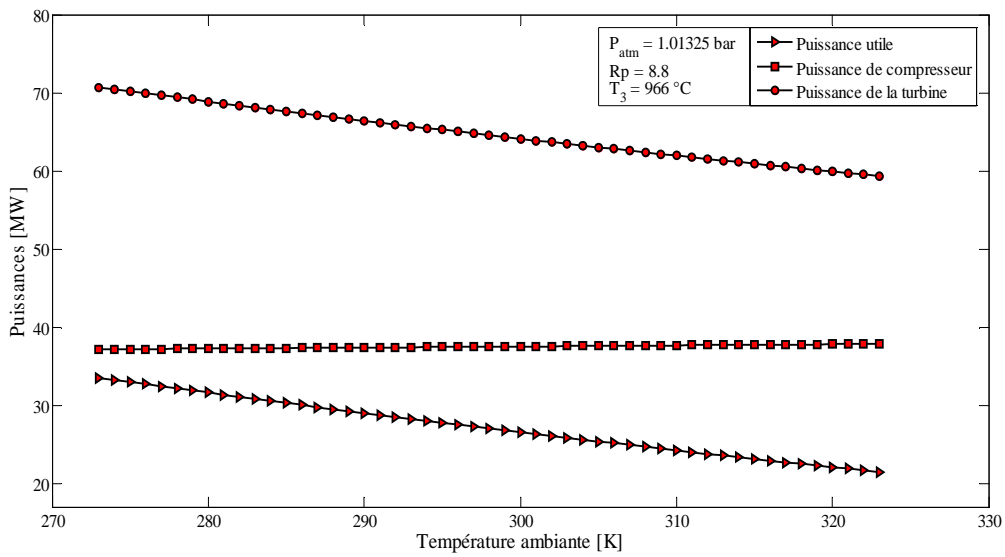
**Figure.IV.5.** Rapport carburant / air en fonction du taux de compression pour deux températures ambiantes



**Figure.IV.6.** Travail spécifique en fonction du taux de compression à  $T_{amb} = 0\text{ °C}$  et  $50\text{ °C}$

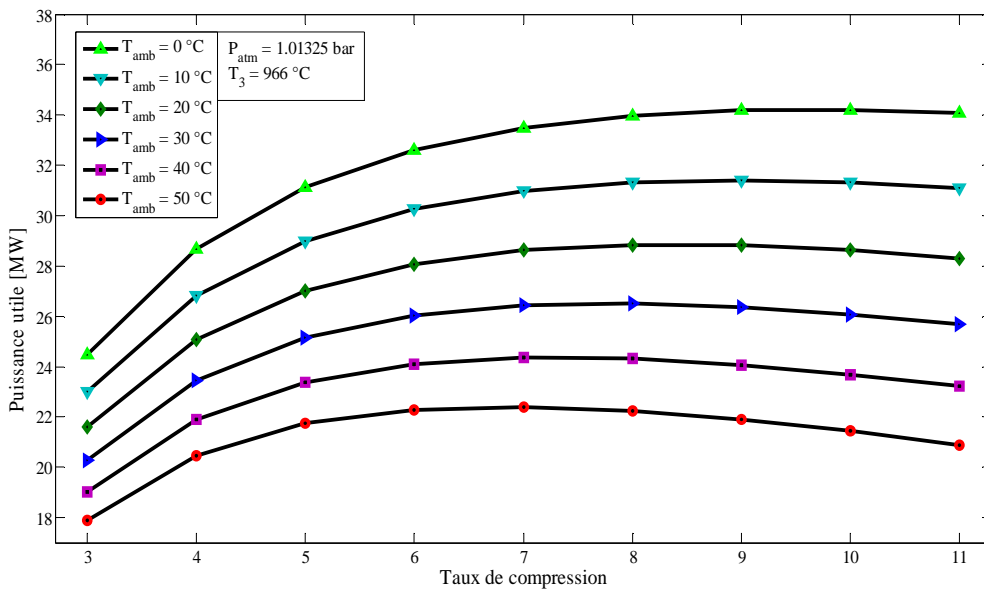
L'influence du taux de compression sur le travail spécifique du compresseur pour différents valeurs de la température ambiante est illustrée sur la figure.IV.6. on remarque à travers cette figure que le travail spécifique du compresseur augmente avec l'augmentation du taux de compression pour une valeur donnée de la température ambiante. L'élévation de cette dernière conduit aussi à l'augmentation du travail spécifique du compresseur.





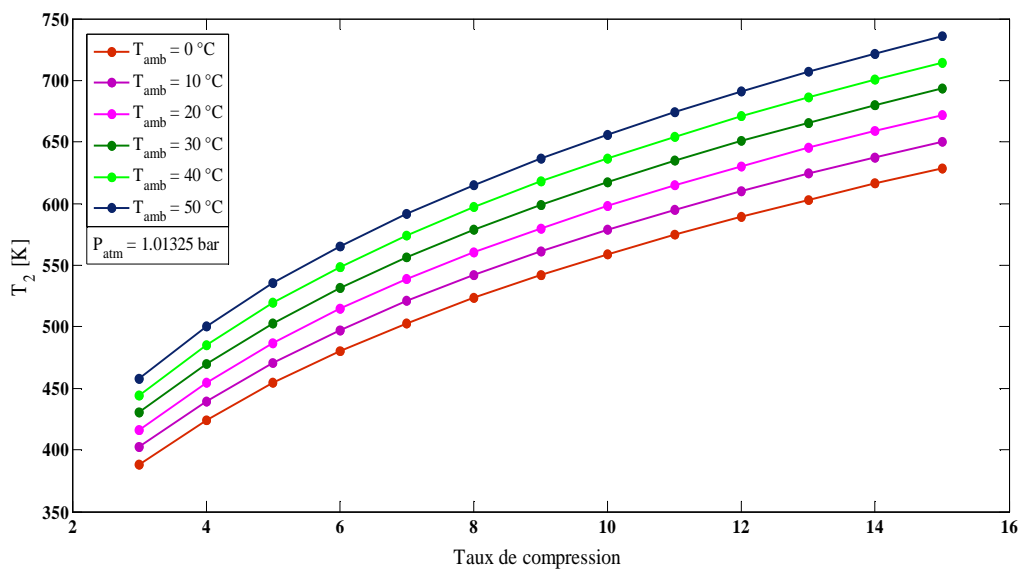
**Figure.IV.7.** Variation des puissances en fonction de la température ambiante

La figure IV.7 illustre la variation de la puissance consommée par le compresseur, fournie par la turbine et la puissance utile en fonction de la température ambiante pour une valeur donnée du taux de compression et de la température sortie chambre de combustion. On constate à travers cette figure que l'augmentation de la température ambiante conduit à l'augmentation de la puissance consommée par le compresseur et à la diminution de la puissance utile.



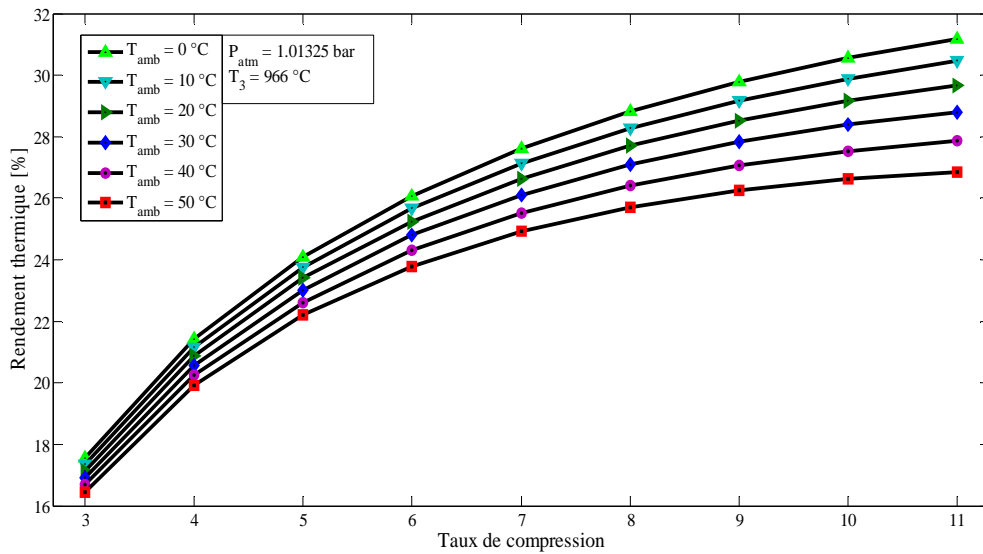
**Figure.IV.8.** Puissance utile en fonction du taux de compression pour différentes températures ambiantes

L'effet du taux de compression sur la puissance utile disponible pour différentes valeurs de la température ambiante est illustré sur la figure IV.8. Il est clair à travers cette figure que la puissance utile disponible est étroitement liée à la fois au taux de compression et à la température ambiante. Pour des valeurs relativement basse de la température ambiante ( $T_{amb}=0-10\text{ °C}$ ), on remarque que la puissance utile augmente avec l'augmentation du taux de compression pour atteindre une valeur quasi asymptotique vers des valeurs élevées du taux de compression. Lorsque la température ambiante devient importante ( $T_{amb}\geq 20\text{ °C}$ ), la puissance utile augmente avec l'augmentation du taux de compression jusqu'à une valeur maximale à partir de laquelle la puissance commence à diminuer. Donc, il existe une valeur optimale du taux de compression pour laquelle la puissance utile atteint sa valeur maximale. La valeur optimale du taux de compression dépend de la température ambiante, elle diminue avec l'augmentation de cette dernière, elle est approximativement de 8 pour  $T_{amb}=20\text{ °C}$  et de 6 pour  $T_{amb}=50\text{ °C}$ .

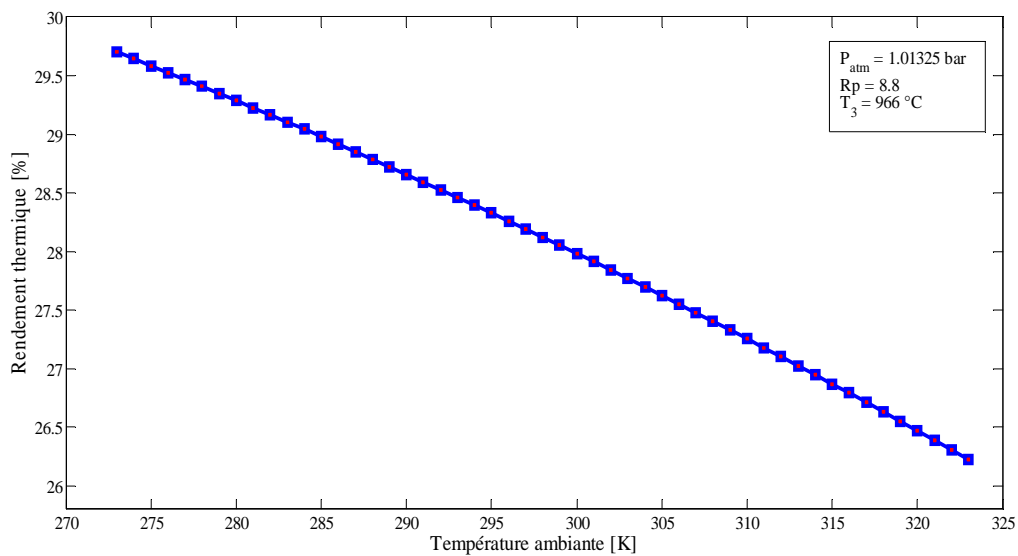


**Figure.IV.9.** Variation de la température sortie du compresseur en fonction du taux de compression pour différentes températures ambiantes

La figure IV.9 montre la variation de la température sortie compresseur en fonction du taux de compression pour différentes valeurs de la température ambiante. On constate à travers cette figure que pour une température ambiante donnée, la température sortie compresseur augmente avec l'augmentation du taux de compression. On constate aussi que la température sortie compresseur augmente avec l'augmentation de la température ambiante.



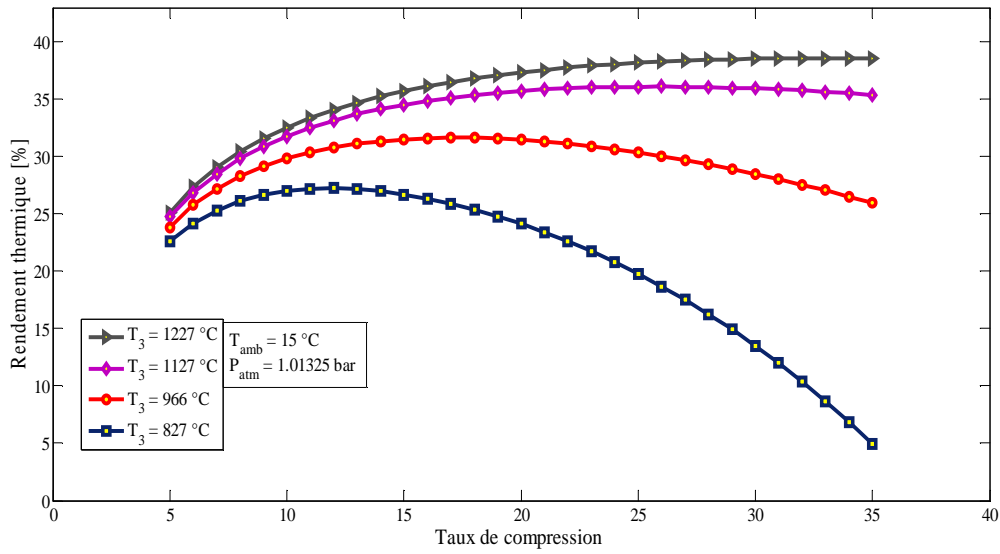
**Figure.IV.10.** Variation du rendement thermique en fonction du taux de compression pour différentes températures ambiantes



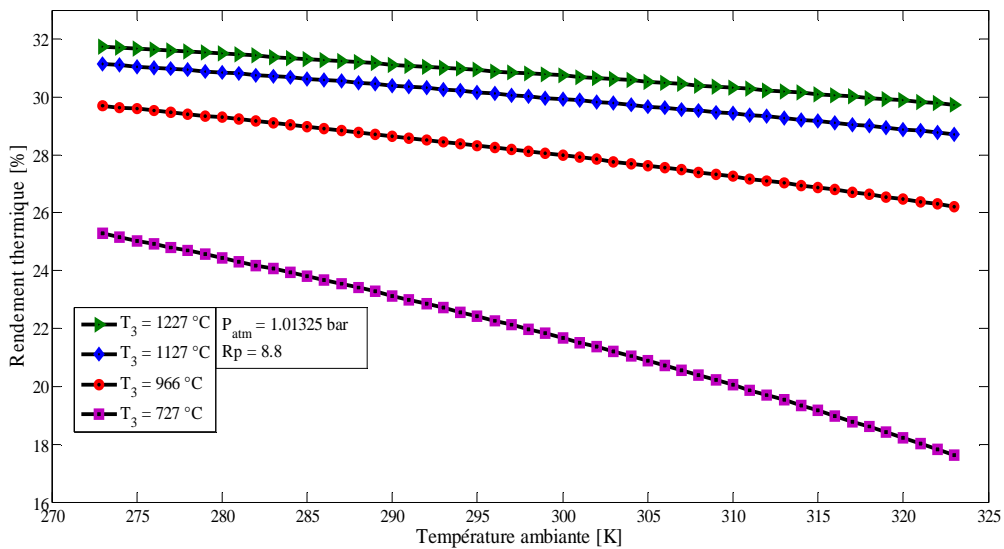
**Figure.IV.11.** Variation du rendement thermique en fonction de la température ambiante

La variation du rendement thermique global en fonction du taux de compression pour différentes valeurs de la température ambiante est représentée sur la figure IV.10. Le rendement thermique global augmente avec l'augmentation du taux de compression dans la gamme étudiée ( $3 \leq \varepsilon_c \leq 11$ ). On constate aussi que pour une valeur donnée du taux de compression, l'augmentation de la température ambiante conduit à la diminution du rendement thermique global. L'augmentation de la température ambiante conduit à la

réduction du poids du fluide entrant donc à la diminution du rendement thermique global comme le montre la figure IV.11.



**Figure.IV.12.** Variation du rendement thermique en fonction du taux de compression pour différentes températures entrée turbine ( $T_3$ )

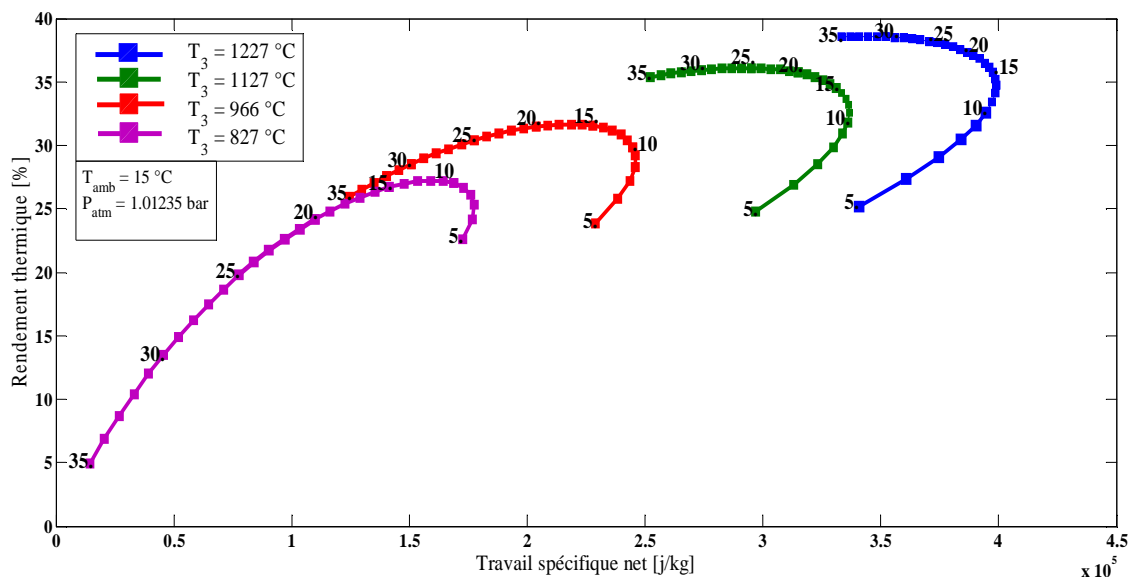


**Figure.IV.13.** Variation du rendement thermique global en fonction de la température ambiante pour différentes valeurs de  $T_3$

La variation du rendement thermique global avec le taux de compression pour différentes valeurs de la température entrée turbine ( $T_3$ ) est illustrée sur la figure IV.12. Les résultats montrent clairement que le rendement global est étroitement influencé par la température  $T_3$ , l'augmentation de cette dernière conduit à une augmentation du rendement thermique global. Pour une valeur donnée de  $T_3$ , l'augmentation du taux de compression

conduit à une augmentation du rendement global jusqu'à une certaine valeur à partir de laquelle la tendance baissière commence à apparaître. Il existe une valeur optimale du taux de compression qui augmente avec l'augmentation de la température  $T_3$ .

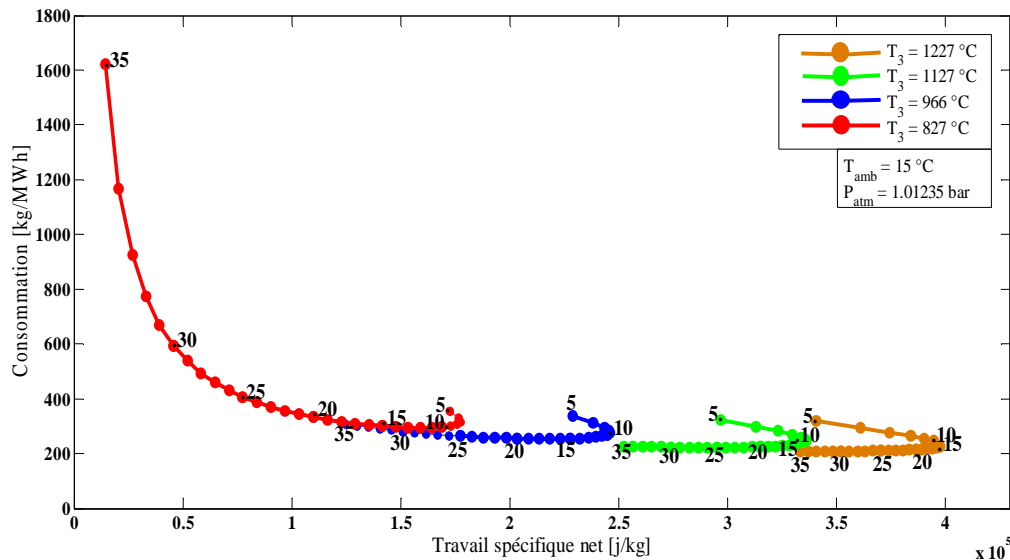
La figure IV.13 montre la variation du rendement thermique global avec la température ambiante pour différentes valeurs de la température  $T_3$  et une valeur donnée du taux de compression. Globalement, l'augmentation de la température ambiante conduit à la diminution du rendement thermique global. L'augmentation de la température  $T_3$  influe positivement sur le rendement thermique global en augmentant ces valeurs. Cette augmentation est due principalement à l'augmentation de l'énergie des gaz chauds à l'entrée turbine ce qui va conduire à l'augmentation du travail récupéré au niveau de la turbine et par conséquent à une élévation du travail net disponible.



**Figure.IV.14.** Variation du rendement thermique global en fonction du travail spécifique net pour différentes  $T_3$  et taux de compression

La figure IV.14 illustre la variation du rendement thermique global en fonction du travail spécifique pour différentes valeurs du taux de compression du compresseur et de la température des gaz sortie chambre de combustion. Il y a lieu de mentionner que cette figure constitue un résumé de tous les résultats présentés et commentés précédemment. Elle nous permet d'avoir un aperçu global sur l'influence des différents paramètres. On constate que la température entrée turbine (sortie chambre de combustion) influe considérablement sur les performances du cycle de la turbine à gaz. Les meilleurs rendements sont obtenus pour des

valeurs élevées de la température  $T_3$ . Pour une valeur donnée de  $T_3$ , le rendement thermique global augmente avec l'augmentation du taux de compression jusqu'à une valeur optimale qui dépend de la température  $T_3$ , elle est de  $\epsilon_{opt} \cong 10$  pour  $T_3 = 827 \text{ °C}$ ,  $\epsilon_{opt} \cong 15$  pour  $T_3 = 966 \text{ °C}$ ,  $\epsilon_{opt} \cong 25$  pour  $T_3 = 1127 \text{ °C}$  et de  $\epsilon_{opt} \cong 30$  pour  $T_3 = 1227 \text{ °C}$ .

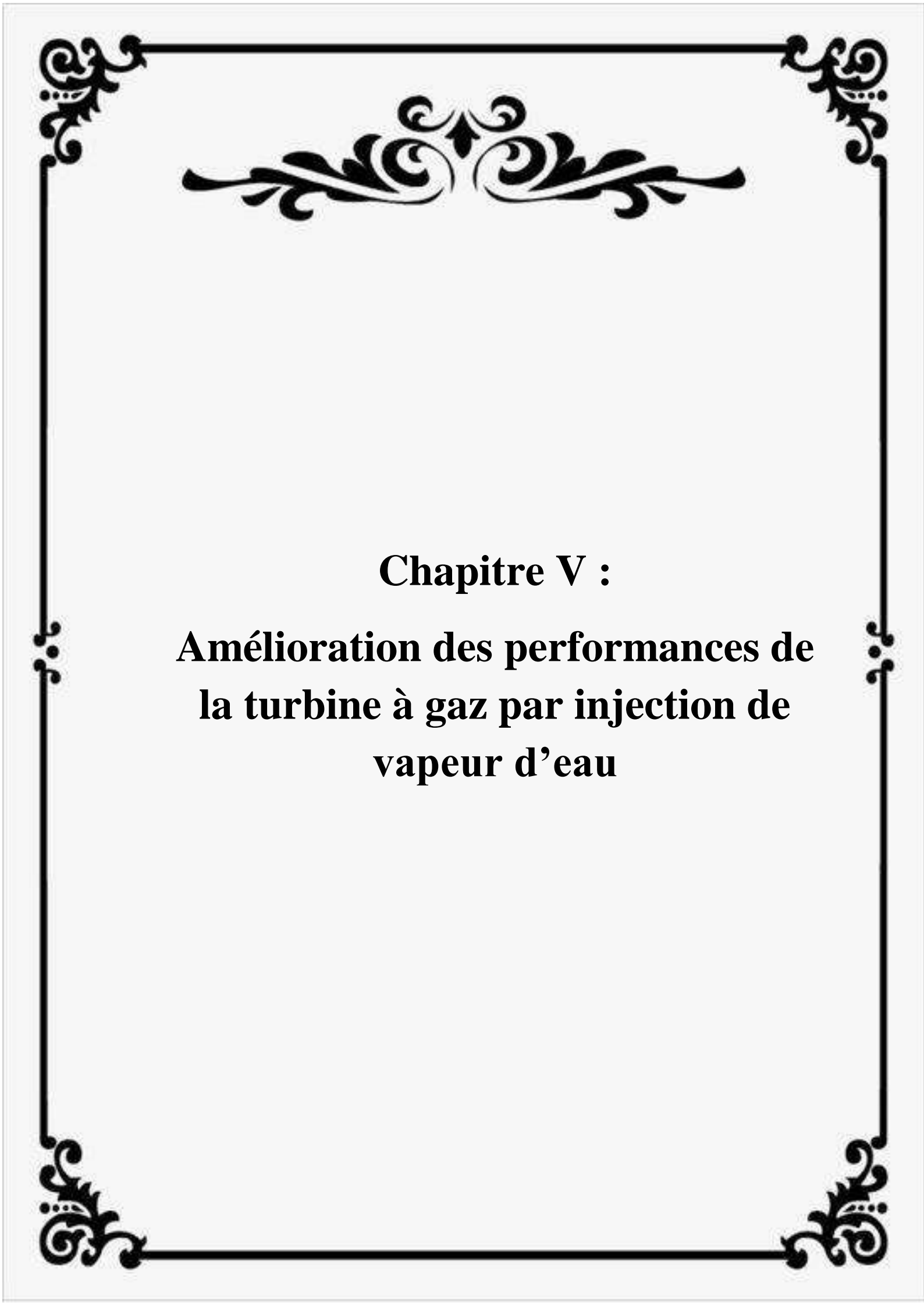


**Figure.IV.15.** Variation de la consommation spécifique en fonction du travail spécifique net pour différentes  $T_3$  et différents taux de compression

La variation de la consommation spécifique en fonction du travail spécifique net pour différentes valeurs de la température entrée turbine  $T_3$  et taux de compression, est présentée sur la figure IV.15. La consommation spécifique, définie comme étant le rapport entre le débit du combustible et la puissance utile, est un paramètre d'une importance capitale qui peut nous renseigner sur les performances d'un cycle thermodynamique d'une turbine à gaz. On constate à travers cette figure que la consommation spécifique est inversement proportionnelle avec la température  $T_3$ , la plus faible valeur de la consommation spécifique est obtenue pour une valeur élevée de la température  $T_3$ . Pour une valeur fixe de la température  $T_3$ , la consommation spécifique diminue et la puissance utile augmente avec l'augmentation du taux de compression jusqu'à une valeur critique, correspondant à une valeur maximale de la puissance utile, à partir de laquelle la tendance s'inverse où on a une augmentation de la consommation spécifique avec l'augmentation du taux de compression et une diminution de la puissance utile.

#### **IV.4. Conclusion**

Dans ce chapitre, nous avons détaillé les différentes équations modélisant le cycle thermodynamique d'une turbine à gaz. Des calculs du cycle thermodynamique ont été effectués en utilisant à la fois les conditions théoriques du constructeur et les conditions réelles opératoires du site, et une comparaison quantitative a été élaborée entre les deux approches. Enfin une étude paramétrique, moyennant un code de calcul sous Matlab, a été réalisée, où l'effet des différents paramètres de contrôle sur les performances thermodynamiques de turbine à gaz, a été présenté.



**Chapitre V :**  
**Amélioration des performances de  
la turbine à gaz par injection de  
vapeur d'eau**



## V.1. Introduction

Nous avons vu dans le chapitre précédent le degré de sensibilité des performances d'un cycle d'une turbine à gaz au changement de la température de l'air ambiant qui fait que le rendement thermique global d'exploitation de ces machines se trouve affecté. L'élévation de la température dans la zone saharienne affecte considérablement le rendement d'une installation de turbines à gaz. Plusieurs solutions technologiques ont été développées afin d'y remédier à cette situation. Nous allons étudier dans ce chapitre l'influence de l'injection de la vapeur d'eau, en amont de la chambre de combustion, sur les performances de la turbine à gaz.

## V.2. Etude thermodynamique d'un cycle avec injection de vapeur

### V.2.1. Schéma de l'installation

Une installation d'une turbine à gaz avec injection de la vapeur d'eau dans la chambre de combustion est composée essentiellement d'un compresseur axial (C), d'une chambre de combustion (CC), d'une turbine haute pression (THP), d'une turbine basse pression (TBP) et d'un échangeur de chaleur à changement de phase (HRSG, Heat Recovery Steam Generator), comme le montre la figure V.1. [8]

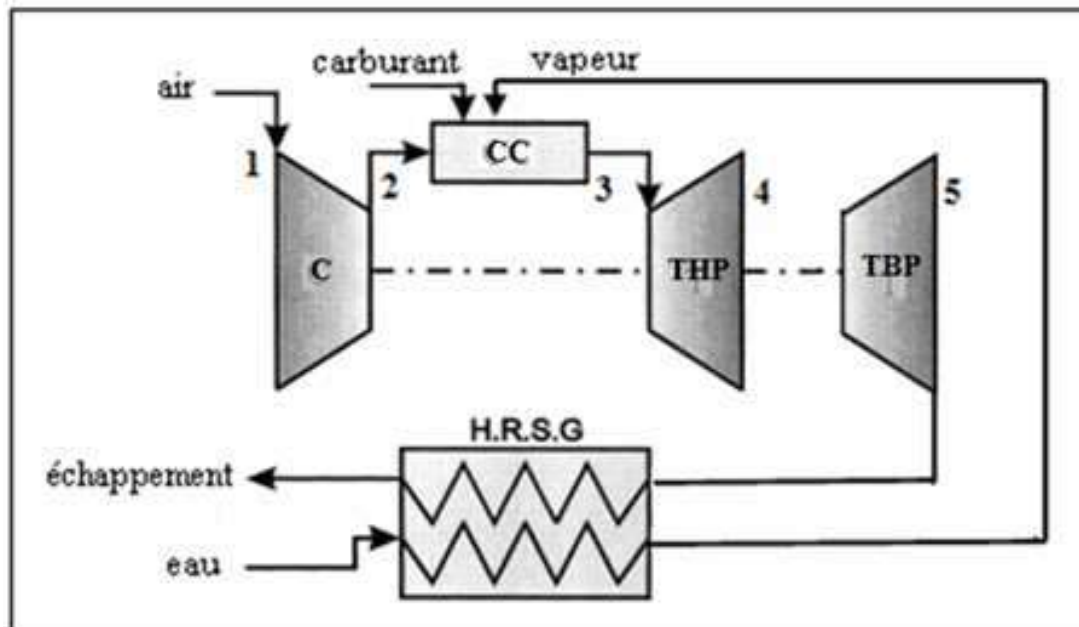


Figure V.1. Schéma d'une turbine à gaz avec injection de vapeur d'eau

### V.2.2. Description du phénomène physique

Le processus de combustion s'effectue dans la chambre de combustion où du carburant est injecté en présence d'une quantité supplémentaire de la vapeur d'eau, dont les propriétés physiques sont calculées pour satisfaire les conditions d'injection à l'amont de la chambre de combustion. L'écoulement constitué par le mélange des gaz brûlés et par la quantité de la vapeur injectée, traverse les canaux inter-aubes de la turbine et conduit, par conséquent, à une augmentation progressive de la puissance délivrée au niveau de la turbine. L'énergie des gaz d'échappement, à la sortie de la turbine, est utilisée pour chauffer l'eau d'alimentation, afin d'obtenir de la vapeur surchauffée, au niveau d'un récupérateur.

La vapeur d'eau est injectée dans le corps de refoulement du compresseur, éliminant toutes les limitations imposées afin de maintenir un processus de combustion stable. Pour cette raison, la quantité maximale de vapeur injectable est limitée aux valeurs du pourcentage du débit massique de l'air d'aspiration du compresseur. La vapeur doit être surchauffée, et il faut assurer au moins une différence de 25 °C par rapport à la température de refoulement du compresseur. La pression limite d'approvisionnement de la vapeur doit être supérieure d'au moins 4 bar par rapport à la pression maximale dans la chambre de combustion [3]. Quand la vapeur est injectée juste en amont de la chambre de combustion, les caractéristiques principales de la turbine à gaz qui changent sont celles des deux processus de combustion et de détente. L'Injection de vapeur peut avoir deux objectifs majeurs :

- Une augmentation de la puissance débitée
- Une réduction du niveau d'oxyde d'azote (NOx)

### V.2.3. Equations de bilan

A partir d'un bilan thermique appliqué au niveau de la chambre de combustion, on a :

$$\dot{m}_a \cdot h_2 + \eta_{cc} \cdot \dot{m}_{c,v} \cdot PCI + \dot{m}_v \cdot h_{v2} = (\dot{m}_a + \dot{m}_{c,v}) \cdot h_3 + \dot{m}_v \cdot h_{v3} \quad (V.1)$$

Le rendement de la chambre de combustion est donné par la formule suivante :

$$\eta_{cc} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_{c,v}) \cdot C_{pg3} \cdot T_3 - \dot{m}_a \cdot C_{pa2} \cdot T_2 + \dot{m}_v \cdot (h_{v3} - h_{v2})}{\dot{m}_{c,v} \cdot PCI} \quad (V.2)$$

Le débit massique du carburant, dans ce cas est donné par :

$$\dot{m}_{c,v} = \dot{m}_a * \left( \frac{(C_{pg3} \cdot T_3 - C_{pa2} \cdot T_2) + \dot{m}_v \cdot (h_{v3} - h_{v2})}{(\eta_{cc} \cdot PCI - C_{pg3} \cdot T_3)} \right) \quad (V.3)$$

Avec  $\text{vap} = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a}$ , désigne le rapport débit de vapeur/débit d'air

La puissance développée par la turbine, en tenant compte de l'injection de vapeur, est donnée par :

$$P_{T,v} = (\dot{m}_a + \dot{m}_{c,v}) \cdot (C_{pg3} \cdot T_3 - C_{pg5} \cdot T_5) + \dot{m}_v \cdot (h_{v3} - h_{v5}) \quad (\text{V.4})$$

La puissance utile est définie comme étant la différence entre la puissance délivrée par la turbine et la celle consommée par le compresseur, elle s'écrit :

$$P_{U,v} = P_{T,v} - P_C \quad (\text{V.5})$$

L'expression mathématique du rendement thermique global est donnée par :

$$\eta_{\text{THG},v} = \frac{P_{U,v}}{\dot{m}_{c,v} \cdot \text{PCI}} \quad (\text{V.6})$$

### V.3. Calcul des paramètres thermodynamiques des points du cycle avec injection de vapeur dans le cas du site Hassi R'mel

Les données opératoires réelles régnant au niveau du site de Hassi R'mel sont résumées comme suit :

$$\text{Avec : } \begin{cases} T_{\text{amb}} = 45^\circ\text{C} \\ \varepsilon_c = 6,5 \\ Z = 755 \text{ m} \\ P_{\text{atm}} = 1,01325 \left(1 - \frac{0,0065}{318,15} \cdot Z\right)^{5,255} = 0,9338 \text{ bar} \\ \text{vap} = 5 \% \end{cases} \quad (\text{V.7})$$

Les caractéristiques thermodynamiques de la vapeur d'eau injectée sont données dans l'annexe (2)

En utilisant ces données et en effectuant les calculs en se basant sur les équations précédentes, les résultats obtenus sont donnés dans le tableau ci-dessous, ils caractérisent les propriétés thermodynamiques du fluide en chaque point du cycle thermodynamique:

Points	Pression [bar]	Température [K]	Masse volumique [kg.m <sup>-3</sup> ]
L'atmosphère	0,9338	318,15	1,0226
1	0,9238	318,15	1,0117
2	6,0045	570,5	3,7191
3	5,7643	1239,15	1,7688
4	1,9948	996	0,7557
5	0,9338	851,44	0,3988

**Tableau.V.1.** Paramètres thermodynamiques des différents points du cycle

Les résultats obtenus en termes de débits, de travaux, de puissances et de rendement sont comme suit :

Débit massique de l'air :  $\dot{m}_a = 103,185 \text{ kg. s}^{-1}$

Débit du combustible :  $\dot{m}_{c,v} = 2,1175 \text{ kg. s}^{-1}$

Travail et puissance du compresseur :  $w_c = 275,62 \text{ kj. kg}^{-1}$ ,  $P_c = 28,44 \text{ MW}$

Travail et puissance de la turbine :  $w_{T,v} = 479,99 \text{ kj. kg}^{-1}$ ,  $P_{T,v} = 54,167 \text{ MW}$

Puissance utile :  $P_{U,v} = 25,727 \text{ MW}$

Consommation spécifique :  $C_s = 296,3044 \text{ kg. MWh}^{-1}$

Rendement thermique global :  **$\eta_{THG} = 27,08 \%$**

En comparant ces résultats avec ceux obtenus précédemment pour le cas sans injection de vapeur, on constate, à cette effet, que une quantité de vapeur équivalente à 5 % du débit d'air, on obtient une augmentation de la puissance utile d'environ 19.91 % et une augmentation du rendement thermique global du cycle thermodynamique de 9.86 %.

Donc à ce niveau, on constate que l'injection de vapeur permet d'avoir une amélioration des performances thermodynamiques d'une installation turbine à gaz. Nous allons étudier

dans ce qui suit le degré d'influence de l'injection de la vapeur d'eau sur le débit du combustible, la consommation spécifique et le rendement thermique global de la machine :

Les données de calculs sont celles adoptées précédemment :

$$\text{Avec : } \begin{cases} T_{\text{amb}} = 45^{\circ}\text{C} \\ \varepsilon_c = 6,5 \\ Z = 755 \text{ m} \\ P_{\text{atm}} = 1,01325 \left(1 - \frac{0,0065}{318,15} \cdot Z\right)^{5,255} = 0,9338 \text{ bar} \end{cases}$$

Les résultats obtenus sont portés dans le tableau V.2, ils sont exprimés en termes du débit du combustible, de la consommation spécifique et du rendement thermique global.

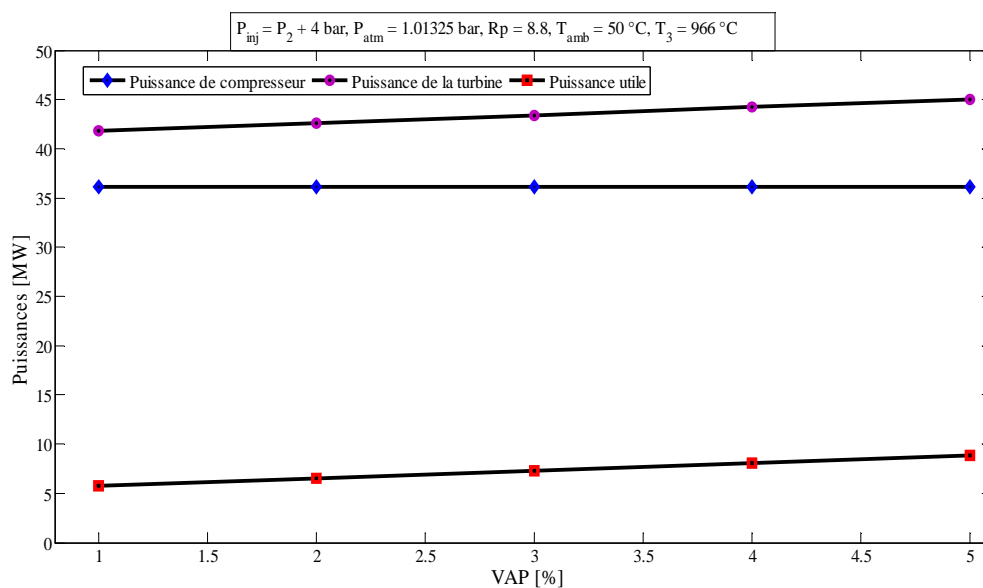
Rapport vapeur/air [%]	Débit de combustible [ kg.s <sup>-1</sup> ]	Consommation spécifique [kg.MWh <sup>-1</sup> ]	Rendement thermique global [%]
1	1,9747	323,8913	24,77
2	2,0104	316,1408	25,38
3	2,0461	309,0046	25,97
4	2,0818	302,4125	26,53
5	2,1175	296,3044	27,08

**Tableau.V.2.** Rendement thermique global de la machine et le débit du combustible pour différents rapport vapeur /air

On constate à travers les résultats du tableau ci-dessus que l'augmentation du pourcentage de vapeur injectée en amont de la chambre de combustion conduit à une augmentation du rendement thermique global de l'installation et à la réduction de la consommation spécifique. Une augmentation du pourcentage de la vapeur injectée de 1% à 5% permet une augmentation du rendement thermique global d'environ 9 % et une réduction de la consommation spécifique d'environ 8.5 %.

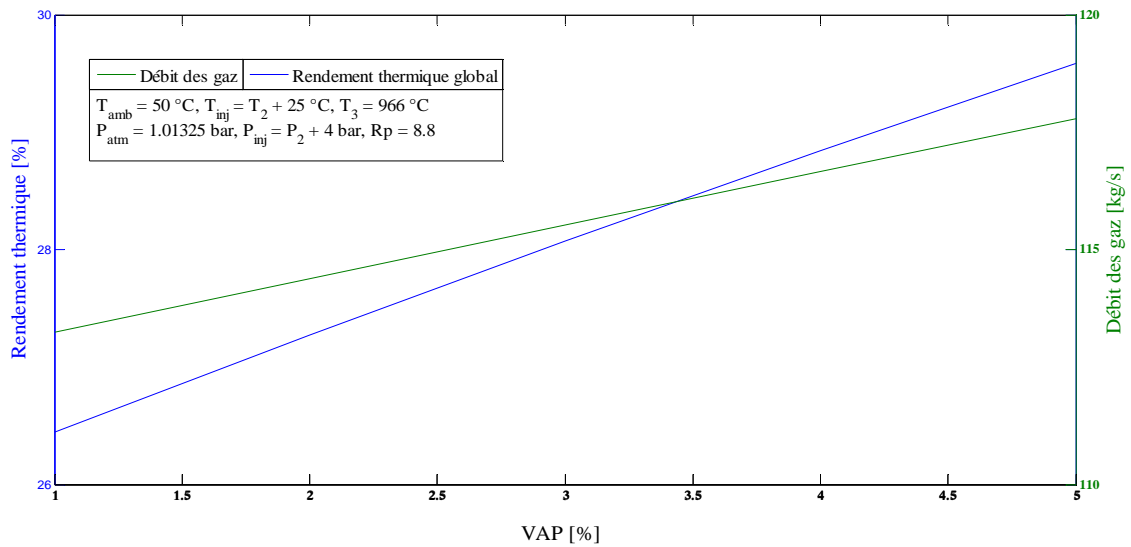
#### V.4. Etude paramétrique de l'effet de l'injection de la vapeur d'eau sur les performances de la turbine à gaz

Nous avons détaillé dans le chapitre précédent l'utilité de procéder à une étude paramétrique, nous allons suivre la même procédure dans cette partie afin d'étudier l'influence de l'injection de la vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion sur les performances de la turbine à gaz. Pour ce faire, un programme de calcul sous Matlab a été élaboré dont l'organigramme est détaillé sur l'annexe (3). Il s'agit en fait d'une extension du programme utilisé dans la chapitre IV, mais en présence des paramètres de la vapeur d'eau.



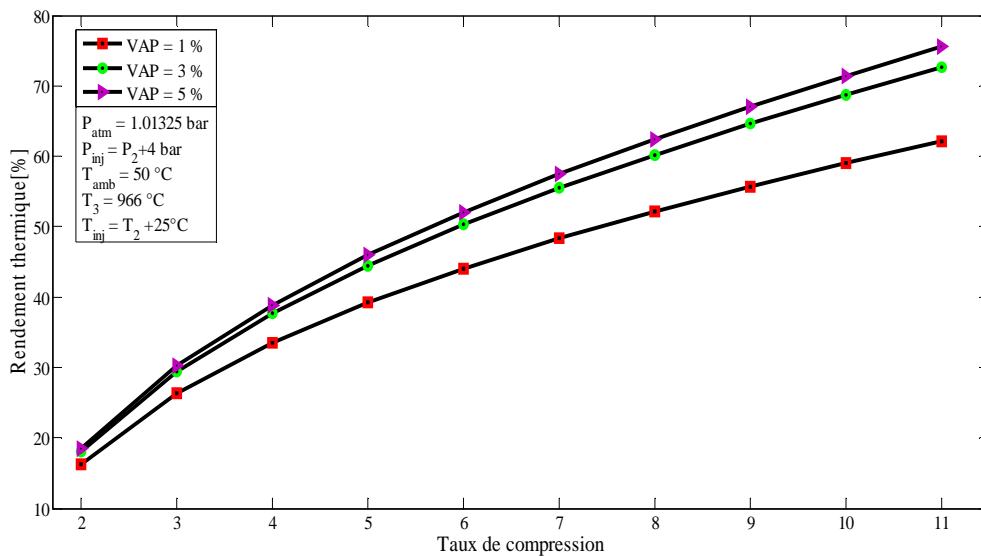
**Figure.V.2.** Variations des différentes puissances en fonction du rapport vapeur/air

La figure V.2 illustre la variation de la puissance consommée par le compresseur, de celle générée par la turbine et enfin de la puissance utile disponible en fonction du rapport vapeur/air, qui représente le rapport entre le débit de la vapeur injectée rapporté à celui de l'air aspiré. Il est clair à travers ces courbes que la puissance absorbée par le compresseur n'est pas influencé par la quantité de la vapeur injectée, parce que l'injection de la vapeur s'effectue après la phase de compression. Tandis que la puissance utile et la puissance délivrée par la turbine sont des fonctions croissantes avec le rapport vapeur/air, elles augmentent avec l'augmentation de la quantité de vapeur injectée.



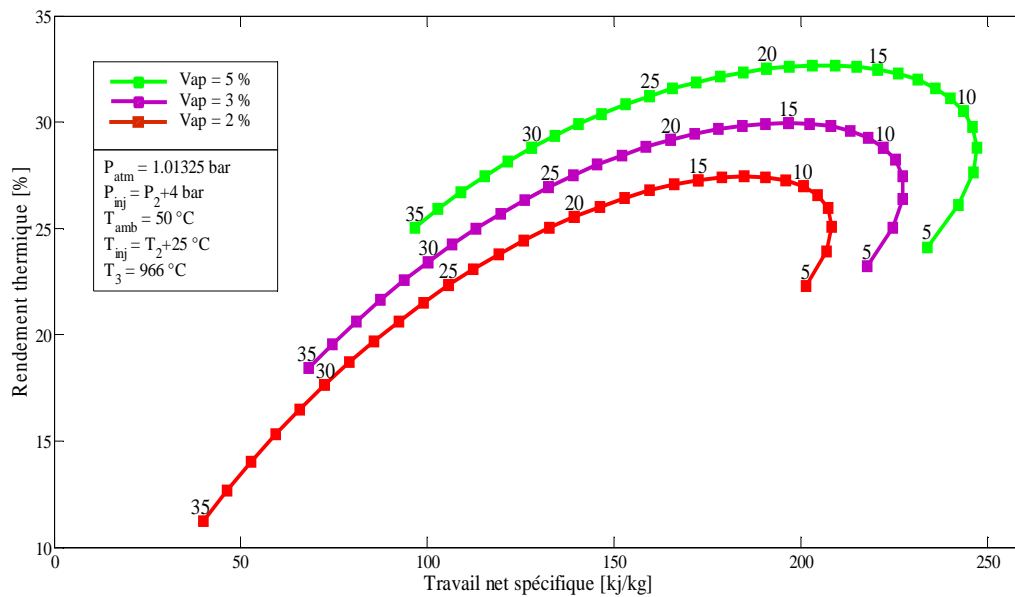
**Figure.V.3.** Variation du rendement thermique global et du débit des gaz d'échappement en fonction du rapport vapeur/air

La variation du rendement thermique global et le débit des gaz d'échappement avec le rapport vapeur/air, pour des valeurs données du taux de compression, de la température ambiante, de la température et pression d'injection de la vapeur d'eau. On constate à travers cette figure que le débit des gaz d'échappement ainsi que le rendement thermique global augmentent avec l'augmentation du taux d'injection de la vapeur d'eau dans la chambre de combustion.



**Figure.V.4.** Variation du rendement thermique en fonction du taux de compression pour différents rapports vapeur/air

La figure V.4 montre la variation du rendement thermique global en fonction du taux de compression pour différentes valeurs du rapport vapeur/air. L'augmentation du taux de compression conduit à une augmentation du rendement thermique global comme cela a été reporté dans le chapitre précédent. Pour un taux de compression donnée, le rendement thermique global augmente avec l'augmentation du débit de vapeur injectée dans la chambre de combustion.



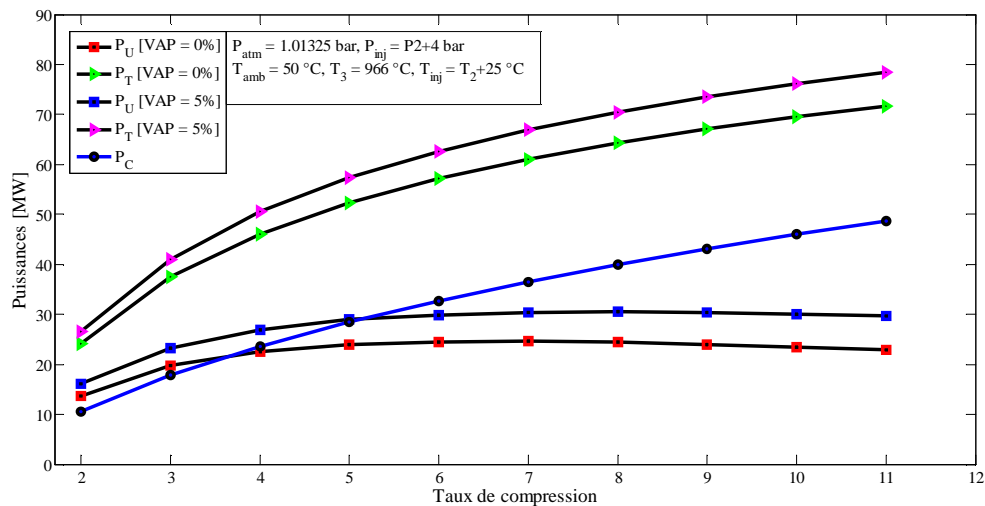
**Figure.V.5.** Variation du rendement thermique global en fonction du travail spécifique net pour différentes valeurs du rapport vapeur/air et du taux de compression

La figure V.5 représente la variation du rendement thermique global en fonction du travail spécifique pour différentes valeurs du rapport vapeur/air et du taux de compression pour une valeur élevée de la température ambiante ( $T_{amb}=50 \text{ °C}$ ). Il est clair à travers cette figure que le rendement le plus élevé est obtenu l'ors de l'injection d'une fraction de vapeur de l'ordre de 5%. Le rendement thermique global augmente avec l'augmentation de fraction de vapeur injectée. On constate aussi que le travail spécifique net disponible est fortement affecté par l'injection de vapeur, la valeur maximale du travail spécifique net, qui est de l'ordre de 250 KJ/Kg est atteinte pour une fraction de vapeur de 5 %. Comme mentionné précédemment (Chapitre IV), il existe une valeur optimale du taux de compression pour laquelle le travail spécifique net atteint sa valeur maximale. L'augmentation du taux de compression augmente le travail spécifique net jusqu'à cette valeur optimale à delà de laquelle toute nouvelle augmentation du taux de compression conduit à une diminution du travail spécifique net disponible.



### V.5. Comparaison des résultats avec et sans injection de vapeur d'eau

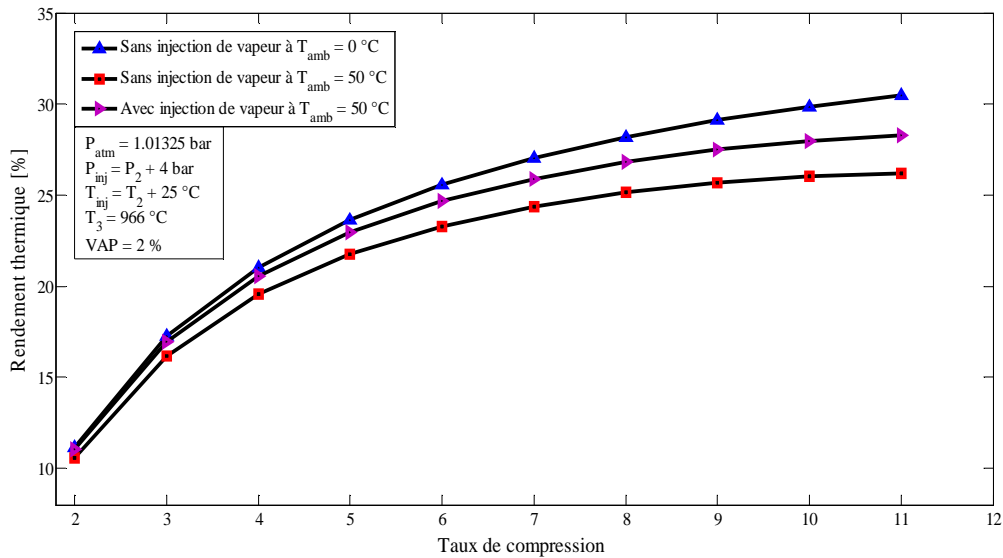
Nous avons vu, jusqu'à présent, l'effet de l'injection de vapeur d'eau sur les performances thermodynamiques d'un cycle d'une turbine à gaz. Nous allons dans ce qui suit effectuer une étude comparative entre l'influence de la température ambiante et le taux de compression sur les différentes puissances mise en jeu et le rendement thermique global sans et avec injection de vapeur. L'objectif de cette comparaison est de représenter un même graphe et pour les mêmes paramètres, l'effet de l'injection de la vapeur d'eau dans la chambre de combustion sur l'amélioration des performances d'une turbine à gaz. Et afin de mieux expliciter le phénomène, nous avons choisi le cas où la température ambiante est 50 °C, ce qui a causé la chute des performances de la turbine à gaz (Résultats chapitre IV).



**Figure.V.6.** Variation des différentes puissances en fonction du taux de compression sans et avec injection de vapeur

La figure V.6 montre la variation de la puissance consommée par le compresseur, celle produite par la turbine et la puissance utile disponible en fonction du taux de compression pour les deux cas avec et sans injection de vapeur. Il est clair que la puissance consommée par le compresseur n'est pas affectée par l'injection de vapeur du fait que la vapeur est injectée dans la chambre de combustion. Concernant la puissance développée par la turbine et la puissance utile disponible, on constate à travers cette courbe que l'injection de vapeur contribue à l'augmentation de ces deux puissances. Les valeurs de la puissance générée et utile en présence de la vapeur injectée (à hauteur de 5%) sont supérieures à celle des mêmes puissances sans la présence de la vapeur d'eau. L'injection de la vapeur d'eau dans la

chambre de combustion conduit à l'augmentation du débit des gaz brûlés et par conséquent à l'augmentation des puissances.



**Figure.V.7.** Variation du rendement thermique global en fonction du taux de compression avec et sans injection de vapeur

La figure V.7 montre la variation du rendement thermique global en fonction du taux de compression pour le cas avec et sans injection de vapeur. On remarque clairement à travers cette figure que l'injection de vapeur d'eau dans la chambre de combustion fait augmenter le rendement thermique global de l'installation, pour la même température ambiante de 50 °C. La chute des performances de la turbine à gaz causée par la valeur de la température ambiante est en partie compensée par l'injection de vapeur.

## V.6. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté l'une des solutions existantes pour l'amélioration des performances d'un cycle thermodynamique en l'occurrence l'injection de vapeur d'eau. Les équations du bilan en présence de la vapeur d'eau ont été posées et un calcul thermodynamique a été effectué. Par la suite une étude paramétrique de l'effet d'injection de la vapeur sur les performances de la turbine à gaz a été effectuée. Il a été constaté que la l'injection de vapeur à l'amont de la chambre de combustion augmente le rendement thermique global de la machine. De ce fait, cette solution peut s'avérer un moyen efficace afin d'y remédier, en partie, aux problèmes de chute de performances surtout en zone saharienne.

**Conclusion Générale :**

Ce mémoire nous a permis de comprendre au mieux l'importance et la nécessité de l'utilisation des turbines à gaz dans notre pays et plus précisément dans l'industrie gazière du site sud ALGERIE. D'après la recherche bibliographique, on a trouvé qu'il existe plusieurs techniques d'amélioration des turbines à gaz, tels que l'injection de vapeur. Ce travail décrit une analyse théorique de l'influence de la température ambiante sur les performances des turbines à gaz. Nous avons présenté l'étude et le développement de la technique d'injection avec vapeur et une autre étude de la technique. Dans la chambre de combustion, permettent une certaine amélioration des performances de l'installation de la turbine à gaz. Cette étude nous a donné un bon aperçu sur l'efficacité des systèmes d'amélioration.

Une description détaillée de la turbine à gaz MS 5002C et les méthodes d'améliorations des performances de la turbine à gaz. Une comparaison des résultats entre les performances de la turbine avec les conditions ISO, les conditions réelles a été réalisée et il a été constaté que l'écart peut, dans certains cas, s'avérer conséquent. L'étude du cycle thermodynamique réel d'une installation de turbine à gaz à bi-arbres, prise dans son site d'exploitation, a aussi permis d'évaluer le degré d'influence des conditions climatiques qui doivent être prises en compte afin d'estimer réellement les performances de la turbine.

On a constaté que le fonctionnement de la turbine à gaz dans les conditions réelles du site à la température 45°C et à une pression 0,9338 bar fait diminuer le rendement de 14,08 % et la puissance utile de 28,63 % par rapport à ceux des conditions ISO. L'injection d'une quantité de vapeur d'eau de 5 % du débit massique de l'air permet d'améliorer considérablement les performances de la turbine à gaz en augmentant la puissance utile de 19,91 % et le rendement thermique global de 9,86 %.

**1). Les Résultats de calcul cycle simple :**

Puissance utile (MW)..... $\dot{P}_u = 27.19$  **donnée de constructeur :**  $\dot{P}_u = 28$

Rendement thermique (%)..... $\eta_{th} = 27.64$  **donnée de constructeur :**  $\eta_{th} = 28$

**2). Les résultats 'injection de vapeur' obtenus en termes de débits, de travaux, de puissances et de rendement sont comme suit :**

Puissance utile (MW)..... $\dot{P}_u = 28.82$

Rendement thermique (%)..... $\eta_{th} = 29.46$

## Références bibliographique :

1. Etude thermodynamique, maintenance de fiabilité d'une turbine à gaz ms5002c  
2011 Djelfa
2. Laboratoire de HASSI REMEL
3. Gas turbine engineering handbook / Meherwan P. Boyce
4. GE power système, Ms5002c gaz turbine performance, Nuovo pignone.
5. Simone Turina, Ms5002c gaz turbine improvement programme. Nuovo pignone.
6. mohammed Nadir, 2009, adaptation en optimisation d'un cycle mixte sur une  
installation de TG, thèse doctorale.
7. H.cohen.G.F.C.Rogers, HIH. Saravanamuttoo, 1987. Gaz turbine Theory. 3eme  
édition.
8. Adb Bouam, 2008 , Thèse doctorale
9. Abd bouam 2008. these doctorat.
10. Max Giraud et Joël silet. Turbine à gaz aéronautique et terrestre.
11. Turbine à gaz aeronautique et terrestre
12. British petroleum news lettre <http://www.bn.com/>.
13. Ge gas Turbine performance characteristics.