

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement supérieur  
et de la Recherche Scientifique



Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou  
Faculté du Génie de la construction  
Département de Génie Mécanique

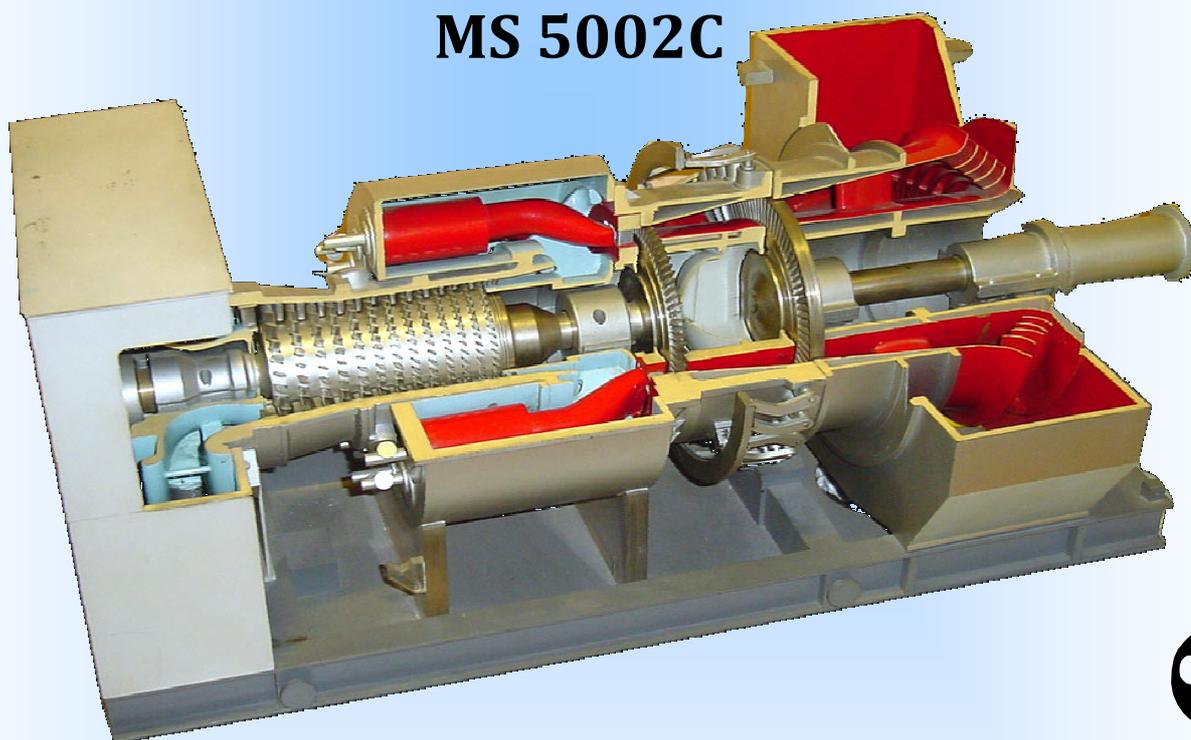


## Mémoire de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme de Master Académique  
en Génie Mécanique  
Option : Energétique

**THEME :**

### ETUDE ET AMELIORATION DES PERFORMANCES DE LA TURBINE A GAZ MS 5002C



Réalisé par : M<sup>r</sup>. CHAOUADI Lyes  
M<sup>r</sup>. HAOUA Sofiane

Proposé par : M<sup>r</sup>. M.BELGACEM  
Suivi et dirigé par : M<sup>r</sup>. A.ABDEDU

Promotion  
2012 - 2013

# REMERCIEMENT

*Langage tout d'abord à dieu qui nous a donné la force*

*Pour terminer ce modeste travail.*

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

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

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

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

*Nos remerciements s'adressent aussi, au personnels de la Division  
Production de Hassi R'mel, en particulier : Saïd Hassini, Mourad  
Belgacem, Boualem Sadmi, Nourredine, Lounes Babou, Lounes azazga,  
Slimane Khellal, Khaled Benouadhah, ainsi que Youcef Adjaibi, Faouzi  
Sahraoui et Youcef de service de la Maintenance Turbomachine et  
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, trouvent ici l'expression de notre  
profondes gratitudees et respects.*

# DEDICACES

*Ce modeste travail est dédié :*

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

*A mes sœurs : Célia et Kenza*

*A Mr Said HASSINI*

*A tous les enseignants de Génie mécanique*

*A tous mes amis : Abderahmane Stoutah, Lyes Boudjedaimi,*

*Ammar Ziani, Juba Moumou, Sofiane Belkacemi, Nouara Feddi*

*et Samira Boudjemai.*

*A mon ami et mon binôme Lyes CHAOUADI*

*A toutes la promo de Génie mécanique Option énergétique de l'année d'étude 2012-2013*

*A tous ceux qui sèment le bonheur dans mon chemin.*

*HAOUA SOFIANE*

# DEDICACES

*Ce modeste travail est dédié :*

*Aux êtres les plus chers de ma vie, mon père et ma mère qui ont été les bougies allumant mon chemin vers la réussite; qui m'ont tout donnés, 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 mes frères et mes sœurs.*

*A ma très chère fiancée ROSA, Qui m'a soutenu dans les moments difficiles, et qui a partagée tout avec moi, y compris ma thèse, et toutes sa famille.*

*A Mr Said HASSINI*

*A tous mes amis : Arezki Smahi, Massi Chaouadi, Merzouk Chaouadi, Salem Seddi, Hamid Saddoudi, Sofiane Belkacemi, Ammar Ziani, Abderahmane Stoutah et Lyes Boudjedaimi*

*A mon ami et mon binôme Sofiane HAOUA et toutes sa famille*

*A toutes la promo de Génie mécanique Option énergétique de l'année d'étude 2012-2013*

*CHAOUADI LYES*

# *Sommaire*

Remerciement.....	I
Dédicaces.....	II
Sommaire.....	IV
Liste des figures.....	VII
Liste des tableaux.....	X
Nomenclature.....	XI
Introduction générale.....	1

## **Chapitre I : Présentation du site gazier de Hassi R'mel**

I.1. Introduction.....	3
I.2. Situation géographique .....	3
I.3. Historique du champ de Hassi R'mel.....	4
I.4. Développement du champ de Hassi R'mel.....	5
I.5. Les installations gazières à Hassi R'mel.....	6
I.6. les activités du champ de Hassi R'mel.....	8
I.7. Conclusion.....	10

## **Chapitre II : Généralités sur les turbines à gaz**

II.1.Introduction.....	11
II.2. Description fonctionnelle.....	11
II.3. Historique des turbines à gaz.....	12
II.4. Domaines d'utilisations des turbines à gaz.....	13
II.5. Classification des turbines à gaz.....	14

<b>II.6. Appellation des turbines à gaz GE (General Electric).....</b>	<b>17</b>
<b>II.7. Technologie des turbines à gaz.....</b>	<b>18</b>
<b>II.8. Avantages et inconvénients des turbines à gaz.....</b>	<b>18</b>
<b>II.9. Conclusion.....</b>	<b>19</b>

## **Chapitre III : Description technologique de la turbine à gaz MS 5002C**

<b>III.1. Introduction.....</b>	<b>20</b>
<b>III.2. Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002C.....</b>	<b>20</b>
<b>III.3. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz type MS 5002.....</b>	<b>22</b>
<b>III.4. Description technologique de la turbine à gaz MS 5002C.....</b>	<b>23</b>
III.4.1. Embase de la turbine.....	23
III.4.2. Compresseur axial.....	23
III.4.3. Section de combustion.....	26
III.4.4. Section turbine.....	29
III.4.5. Paliers et accouplements.....	32
III.4.6. Auxiliaires de la turbine.....	34
<b>III.5. Systèmes de commande et de contrôle.....</b>	<b>37</b>
<b>III .6 . Systèmes de protection.....</b>	<b>41</b>
<b>III.7. Conclusion.....</b>	<b>43</b>

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

<b>IV.1. Introduction.....</b>	<b>44</b>
<b>IV.2. Cycle thermodynamique de la turbine à gaz.....</b>	<b>44</b>

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.2.3.1. Calcul thermodynamique avec les conditions ISO.....	51
IV.2.3.2.Calcul thermodynamique avec les données du site Hassi R'mel .....	57
<b>IV.3. Etude paramétrique des performances de la turbine à gaz .....</b>	<b>62</b>
IV.3.1. Description du programme de calcul.....	62
IV.3.2. Résultats.....	63
<b>IV.4. Conclusion.....</b>	<b>71</b>

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

<b>V.1. Introduction.....</b>	<b>72</b>
<b>V.2. Etude thermodynamique d'un cycle avec injection de vapeur.....</b>	<b>72</b>
V.2.1. Schéma de l'installation.....	72
V.2.2. Description du phénomène physique.....	73
V.2.3. Equations de bilan.....	73
<b>V.3. Calcul des paramètres thermodynamiques des points du cycle avec injection de vapeur dans le cas du site Hassi R'mel.....</b>	<b>74</b>
<b>V.4. Etude paramétrique de l'effet de l'injection de la vapeur d'eau sur les performances de la turbine à gaz.....</b>	<b>77</b>
<b>V.5. Comparaison des résultats avec et sans injection de vapeur d'eau.....</b>	<b>79</b>
<b>V.6. Conclusion.....</b>	<b>81</b>
<b>Conclusion générale.....</b>	<b>82</b>
<b>Bibliographie</b>	
<b>Annexe.....</b>	<b>A</b>



# *Liste des figures*

<b>Figure</b>	<b>Titre</b>	<b>Page</b>
<b>I.1</b>	Situation géographique de la région de Hassi R'mel.....	<b>4</b>
<b>I.2</b>	Les installations gazières au champ Hassi R'mel.....	<b>7</b>
<b>II.1</b>	Cycle de Brayton avec la régénération.....	<b>15</b>
<b>II.2</b>	Turbine à gaz à un seul arbre.....	<b>16</b>
<b>II.3</b>	Turbine à gaz bi-arbre.....	<b>16</b>
<b>II.4</b>	Méthode d'appellation des turbines à gaz .....	<b>17</b>
<b>III.1</b>	Variations de la pression et de la température dans les différentes sections de la Machine (condition ISO) .....	<b>22</b>
<b>III.2</b>	Rotor du compresseur axial .....	<b>24</b>
<b>III.3</b>	Stator du compresseur axial .....	<b>24</b>
<b>III.4</b>	Chambre de combustion .....	<b>26</b>
<b>III.5</b>	Ensemble enveloppe de la chambre de combustion, corps de décharge compresseur et paliers N°2 .....	<b>27</b>
<b>III.6</b>	Schéma montrant les organes d'une chambre de combustion .....	<b>29</b>
<b>III.7</b>	Les douze chambres de combustion .....	<b>29</b>
<b>III.8</b>	la directrice variable .....	<b>31</b>
<b>III.9</b>	Rotor HP de la turbine à gaz MS5002C .....	<b>31</b>
<b>III.10</b>	Rotor BP de la turbine à gaz MS5002C .....	<b>32</b>
<b>III.11</b>	Système typique d'admission .....	<b>36</b>
<b>III.12</b>	Commande de lancement des turbines MS 5002C G.....	<b>38</b>
<b>III.13</b>	Directrices de second étage .....	<b>41</b>

<b>IV.1</b>	Cycle idéal d'une turbine à gaz dans le diagramme (P-V) et (T-S).....	<b>44</b>
<b>IV.2</b>	Représentation Schématique des composantes d'une turbine à gaz bi- arbre.....	<b>45</b>
<b>IV.3</b>	Cycle réel de la turbine à gaz bi-arbre dans le diagramme (T-S) ...	<b>46</b>
<b>IV.4</b>	Débit massique de l'air en fonction de la température ambiante....	<b>63</b>
<b>IV.5</b>	Rapport carburant / air en fonction du taux de compression pour deux températures ambiante.....	<b>64</b>
<b>IV.6</b>	Travail spécifique en fonction de taux de compression à $T_{amb} = 0^{\circ}\text{C}, 50^{\circ}\text{C}$ .....	<b>64</b>
<b>IV.7</b>	Variation des puissances en fonction de la température ambiante.	<b>65</b>
<b>IV.8</b>	Puissance utile en fonction du taux de compression pour différentes températures ambiante .....	<b>65</b>
<b>IV.9</b>	Variation de la température sortie du compresseur en fonction du taux de compression pour différentes températures ambiantes pour différente température ambiante .....	<b>66</b>
<b>IV.10</b>	Variation du rendement thermique en fonction du taux de compression pour différentes températures ambiantes.....	<b>67</b>
<b>IV.11</b>	Variation du rendement thermique en fonction de la température ambiante .....	<b>67</b>
<b>IV.12</b>	Variation du rendement thermique en fonction du taux de Compression pour différentes Températures entrée turbine( $T_3$ )...	<b>68</b>

<b>IV.13</b>	Variation du rendement thermique global en fonction de la température ambiante pour différentes valeur de $T_3$ .....	<b>68</b>
<b>IV.14</b>	Variation du rendement thermique globale du travail spécifique net pour différentes $T_3$ et taux de compression.....	<b>69</b>
<b>IV.15</b>	Variation de la consommation spécifique en fonction du travail spécifique net pour différentes $T_3$ et différents taux de.....	<b>70</b>
<b>V.1</b>	Schéma d'une turbine à gaz avec injection de vapeur d'eau.....	<b>71</b>
<b>V.2</b>	Variation des différentes puissances en fonction du rapport vapeur /air.....	<b>76</b>
<b>V.3</b>	Variation du rendement thermique global et du débit des gaz d'échappement en fonction du rapport vapeur/air .....	<b>77</b>
<b>V.4</b>	Variation du rendement thermique en fonction du taux de compression pour différents rapport vapeur/air différents rapport vapeur/air .....	<b>77</b>
<b>V.5</b>	Variation du rendement thermique global en fonction du travail spécifique net pour différentes valeurs du rapport vapeur/air et du taux de compression.....	<b>78</b>
<b>V.6</b>	Variation des différentes puissances en fonction du taux de compression sans et avec injection de vapeur.....	<b>79</b>
<b>V.7</b>	Variation du rendement thermique global en fonction du taux de compression et avec injection.....	<b>80</b>

## *Liste des tableaux*

<b>Tableau</b>	<b>Titre</b>	<b>Page</b>
<b>III.1</b>	Ensembles des Paliers.....	<b>33</b>
<b>IV.1</b>	Constituants et caractéristiques du gaz combustible.....	<b>52</b>
<b>IV.2</b>	paramètres thermodynamique des différents points du cycle dans les conditions ISO .....	<b>54</b>
<b>IV.3</b>	paramètres thermodynamique des différents points du cycle à $T_{amb} = 45\text{ °C}$ .....	<b>55</b>
<b>IV.4</b>	Tableau comparatif entre les résultats obtenus pour 15 et 45°C.....	<b>56</b>
<b>IV.5</b>	Paramètres thermodynamique des différents points du cycle à partir des données réel du site Hassi R'Mel pour une température ambiante de 0°C.....	<b>58</b>
<b>IV.6</b>	Paramètres thermodynamique des différents points du cycle à partir des données réel du site Hassi R'mel pour une température ambiante de 45°C .....	<b>59</b>
<b>IV.7</b>	Tableau comparatif des débits, puissances et rendement pour les températures de 0°C et 45°C.....	<b>60</b>
<b>IV.8</b>	Tableau comparatif entre les performances de la turbine à gaz sous différentes conditions opératoires et températures ambiante.....	<b>61</b>
<b>V.1</b>	Paramètres thermodynamique des différents points du cycle.....	<b>74</b>
<b>V.2</b>	Rendement thermique global de la machine et le débit de combustible pour différents rapport vapeur/air .....	<b>75</b>

## *Nomenclatures*

<b>Symboles</b>	<b>Désignations</b>	<b>Unités</b>
$C_p$	Chaleur spécifique à pression constante	$[kJ. kg^{-1}. K^{-1}]$
$C_s$	Consommation spécifique	$[kg. MWh^{-1}]$
$d$	Densité du gaz	$[-]$
$Q_v$	Débit volumique de l'air	$[m^3. s^{-1}]$
$G_0$	Pouvoir comburivore du carburant	$[kg_a. kg_c^{-1}]$
$\gamma$	Exposant isentropique	$[-]$
$h$	Enthalpie spécifique	$[kJ. kg^{-1}]$
$\rho$	Masse volumique	$[kg. m^{-3}]$
$\lambda_k$	Caractéristique de MEKONOVLOV	$[kg_a. kcal^{-1}]$
$\alpha$	Coefficient d'excès d'air	$[-]$
$M$	Masse molaire	$[kg. mol^{-1}]$
$\dot{m}$	Débit massique	$[kg. s^{-1}]$
$N$	Vitesse de rotation	$[tr. min^{-1}]$
$\varepsilon_c$	Taux de compression	$[-]$
$\varepsilon_{THP}$	Taux de détente de la turbine haute pression	$[-]$

$\epsilon_{TBP}$	Taux de détente de la turbine basse pression	[–]
$P$	Pression	[bar]
$\Delta P$	Perte de pression	[bar]
$P_c$	Puissance du compresseur	[MW]
$P_T$	Puissance de la turbine	[MW]
$P_U$	Puissance utile	[MW]
$PCI$	Pouvoir calorifique inférieur	[kj. kg <sup>-1</sup> ]
$Q_{cc}$	Quantité de chaleur fournie au fluide	[kj]
$R$	Constante des gaz parfait	[kj. mol <sup>-1</sup> . K <sup>-1</sup> ]
$R_p$	Taux de compression	[–]
$\eta$	Rendement	[%]
$T$	Température	[K]
$v_{ap}$	rapport débit de vapeur/débit de l'air	[%]
$w_c$	Travail spécifique du compresseur	[kj. kg <sup>-1</sup> ]
$w_T$	Travail net spécifique de la turbine	[kj. kg <sup>-1</sup> ]
$X_i$	Pourcentage molaire des constituants du gaz	[%]
$Z$	Altitude	[m]

<b>Indices</b>	<b>Désignations</b>
atm	atmosphère
amb	ambient
opt	optimal
a	air
g	gaz
c	combustible
v	vapeur d'eau
i	isentropique
THP	Turbine haute pression
TBP	Turbine basse pression
THG	Thermique global
cc	Chambre de combustion
mc	Mécanique du compresseur
inj	Paramètre d'injection

---

## INTRODUCTION GENERALE

---

Le contexte énergétique mondial caractérisé, d'une part, par une demande croissante des pays émergents et d'une autre part, par la raréfaction, de plus en plus prononcée, des énergies fossiles fait qu'il soit la priorité absolue de toute vision stratégique efficacement établie. La sécurité énergétique demeure, de nos jours, un enjeu majeur qui domine les relations internationales et les changements géostratégiques auxquels notre pays doit faire face.

L'Algérie se trouve en face de grandes mutations industrielles qui accompagnent les changements socioéconomiques. Les besoins énergétiques se voient alors extrêmement augmentés, et par conséquent les capacités de productions considérablement sollicitées. Les réserves importantes de l'Algérie en gaz naturel font de lui un hydrocarbure d'avenir, d'où les efforts colossaux déployés afin de développer au mieux cette activité.

Les turbines à gaz jouent un rôle primordial dans le développement et le renforcement des capacités énergétique de notre pays. Elles sont utilisées dans la production de l'énergie électrique, mais aussi dans l'industrie gazière, notamment la réinjection du gaz dans les gisements pétroliers et aussi pour l'entraînement des compresseurs centrifuges dans les stations de compression et du traitement du gaz naturel.

Malgré ces avantages, leur haute sensibilité à l'influence de la température de l'air ambiant qui varie considérablement selon que l'on est en été ou en hiver ou qu'il fait jour ou nuit, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve affecté. Pour cela, une solution du problème est nécessaire pour minimiser cette influence sur les performances de la machine et maintenir le rendement plus au moins constant.

C'est dans ce contexte que nous inscrivons l'objet de ce mémoire qui aura pour but de décrire le fonctionnement général de la turbine à gaz et plus précisément du type MS 5002C, utilisée par SONATRACH dans les unités compression du gaz naturel au niveau du champ gazier de HASSI R'MEL, ainsi que l'influence des facteurs extérieurs et par la suite en proposant une méthode d'amélioration des performances de la machine en ajoutant une quantité de vapeur d'eau en amont de la chambre de combustion.

Dans le premier chapitre, on va présenter la situation géographique du site gazier de Hassi R'mel, notamment sa capacité de production et ses réserves.

L'historique des turbines à gaz, le domaine d'utilisation, la classification et leurs avantages et inconvénients ont été développés dans le second chapitre.

Une description de la turbine à gaz MS 5002C, ces caractéristiques, son principe de fonctionnement, le système de commande, de contrôle et de protection ont été présentés dans le troisième chapitre.

Dans le quatrième chapitre, une étude du cycle thermodynamique de la turbine à gaz MS 5002C sera détaillée. Un calcul thermodynamique avec des données du constructeur dans des conditions de fonctionnement ISO (International Standard Organization). Par la suite un deuxième calcul avec des données réelles du site gazier de Hassi R'mel. Enfin, moyennant un programme de calcul élaboré sous le logiciel Matlab on présentera des courbes qui montreront l'influence des différents facteurs sur les performances de la machine.

Dans le dernier chapitre, une méthode d'amélioration du rendement et de la puissance utile par l'injection d'une quantité supplémentaire de vapeur à l'amont de la chambre de combustion sera étudiée et on finira par une comparaison entre le cycle thermodynamique sans injection avec un cycle en présence de la vapeur d'eau.

## CHAPITRE I :

# PRESENTATION DU SITE GAZIER DE HASSI R'MEL

---

### I.1. Introduction

L'Algérie se positionne, de par ses capacités de production, parmi les principaux pays producteurs du gaz naturel, possédant environ 10 % des réserves mondiales. Ces réserves font qu'elle se place en cinquième rang international. Environ la moitié de ces réserves sont concentrées au niveau du gisement de Hassi R'Mel (HRM).

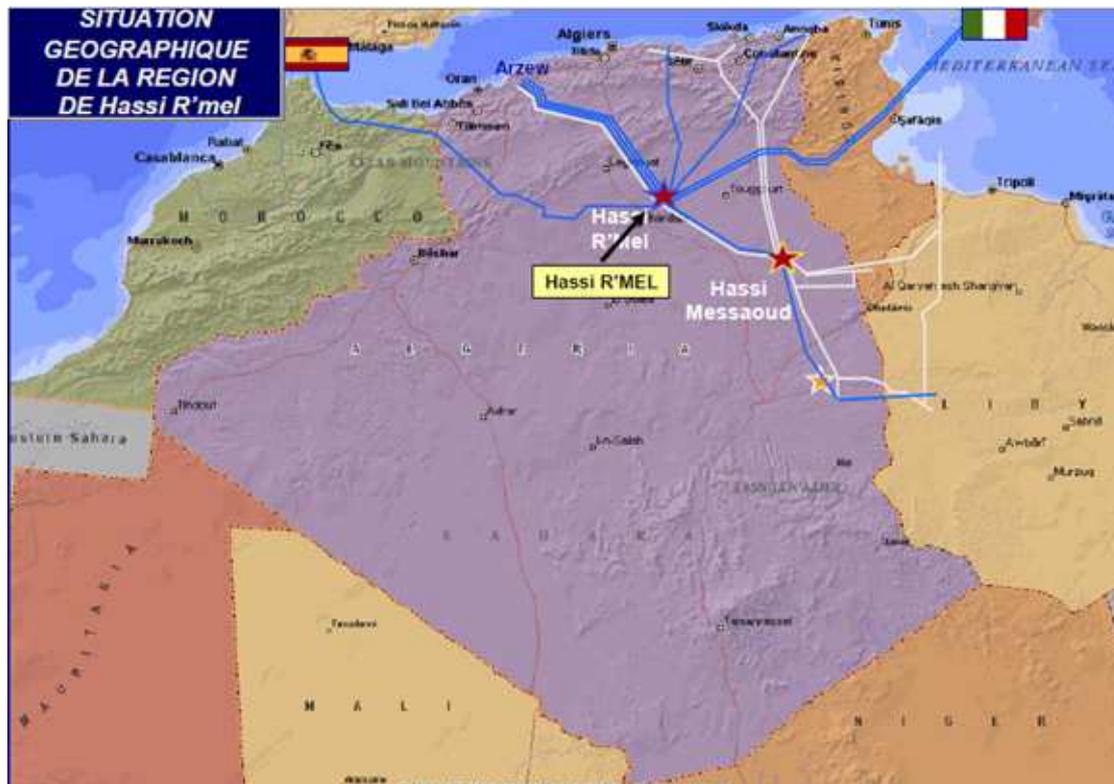
### I.2. Situation géographique

Le site gazier de Hassi R'mel est situé à une distance de 550 Km de la capitale et à 120 Km de la wilaya de Laghouat, sur une altitude d'environ 755 m (Figure I.1). Le paysage est constitué d'un vaste plateau rocailleux. Avec une faible pluviométrie (180 mm par an) et une humidité moyenne de 20 % en été et de 34 % en hiver, les températures à Hassi R'mel varient entre -5°C et 45°C. La région est dominée par des vents violents qui soulèvent le sable réduisant la visibilité à 15 m.

Le gisement de Hassi R'mel est connu pour être l'un des plus grands gisements de gaz à l'échelle mondiale. Il a une forme d'ellipse qui s'étale sur une superficie plus de 3500 Km<sup>2</sup> (70 Km du nord au sud et 50 Km d'est en ouest). Il se situe à une profondeur de 2 200 m, la capacité du gisement est de l'ordre de 3000 milliards de mètre cubes récupérables. Le gisement de Hassi R'mel contient essentiellement les éléments suivants :

- Gaz naturel
- Gaz de pétrole liquéfié GPL
- Condensat – Gazoline – Liquide

Plusieurs entreprises nationales et étrangères se partagent l'exploitation du site gazier de Hassi R'Mel à l'instar de SONATRACH, SONELGAZ, ENGTP, GENERAL ELECTRIC, NUOVO PIGNONE, JGC...etc.



**Figure. I.1.** Situation géographique de la région de Hassi R'mel

### I.3. Historique du champ de Hassi R'mel

Le premier forage au niveau du gisement de Hassi R'mel, à quelques kilomètres de BERIANE, a été réalisé en 1956 et dénommé HR1. La profondeur du puits était de 2 132 m, et qui révéla la présence d'un réservoir de gaz humide sous une forte pression (310 bar au fond). De 1957 à 1960, huit(08) autres puits (HR2, HR3, HR4, HR5, HR6, HR7, HR8, HR9) ont été forés pour la délimitation du gisement et l'évaluation des réserves, qui sont initialement estimés à 2 800 milliards de mètres cubes, sous une superficie de 3 500 Km<sup>2</sup>.

Les études approfondies du réservoir ont permis de déterminer avec exactitude le type et les proportions des hydrocarbures que contient le gisement de Hassi R'mel à savoir : le gaz (200gr/m<sup>3</sup>), le condensat (80 gr/ m<sup>3</sup>) et le GPL. En d'autres termes, pour chaque mètre cube du gaz produit, on extrait 200 grammes de condensat et 80 grammes de GPL. Les études complémentaires qui ont été menées au fur et à mesure au niveau du réservoir ont mis en évidence la présence du pétrole brut autour du gisement, et plus particulièrement dans les parties Est et Sud du champ. On parle ainsi d'une présence d'anneau d'huile (pétrole brut). Ce

qui est communément appelé gisement de Hassi R'mel est constitué de trois grands réservoirs :

- Réservoir A : S'étend sur tout le champ de Hassi R'mel, son épaisseur varie sur l'ensemble du champ de 15 à 30 m
- Réservoir B : Il est limité entre la zone centrale et la zone nord du champ, cette couche représente 13 % des réserves.
- Réservoir C : Il s'étend sur la majeure partie du champ sauf la zone sud, c'est le plus épais des trois niveaux et le plus important.

#### **I.4. Développement du champ de Hassi R'mel**

Le développement du gisement de Hassi R'mel a été réalisé en plusieurs étapes, répondant à l'évolution économique du pays et au développement technologique du marché du gaz naturel, nous détaillons dans ce qui suit l'évolution chronologique de ces différentes étapes :

**1961- 1969** : Mise en exploitation de 06 unités de traitement de gaz d'une capacité de 04 Milliards de m<sup>3</sup> par an.

**1972-1974** : Mise en exploitation de 06 unités supplémentaires pour atteindre une capacité de 14 milliards m<sup>3</sup> par an.

**1975-1980** : Mise en œuvre et réalisation de Quatre modules -usines de traitement du gaz- dont la capacité nominale unitaire est de 20 milliards m<sup>3</sup> de par an en gaz sec (modules 1, 2, 3 et 4).

- Réalisation de deux stations de réinjections de gaz dont la capacité nominale unitaire est de 30 milliards m<sup>3</sup> par an de gaz sec (station nord et sud).
- Réalisation d'un centre de stockage et de transfert du condensât et du GPL. (CSTF) pour augmenter la capacité de traitement de 14 à 94 milliards m<sup>3</sup> par an et maximiser la récupération des hydrocarbures liquides tels que le condensât et le GPL.

**Octobre 1981** : Construction et mise en exploitation du centre de traitement d'huile (CTH1) et ce juste après la découverte de l'anneau d'huile -pétrole brut- qui entoure le gisement de gaz en 1980.

**1985** : Réalisation et mise en service d'une unité (la phase B) pour la récupération des gaz torchés et la production du GPL des modules 0 t 1.

**Juin 1987** : Démarrage du centre de traitement de gaz CTG/Djebel Bissa d'une capacité de 1,4 milliards m<sup>3</sup> par an.

**Novembre 1989** : Mise en service du Centre de Traitement d'huile N°2 (CTH2).

**Octobre 1992** : Mise service du Centre de Traitement d'huile N°3 (CTH3).

**Juillet 1993** : Mise en service du Centre de Traitement d'huile N°4 (CTH4).

**1995 – 1999** : Mise en service des unités de déshydratation de gaz de SBAA (ADRAR) et IN SALAH.

**Avril 1999** : Démarrage de la Station de récupération des gaz associés (SRGA1) d'une capacité de 1,2 milliards m<sup>3</sup> par an.

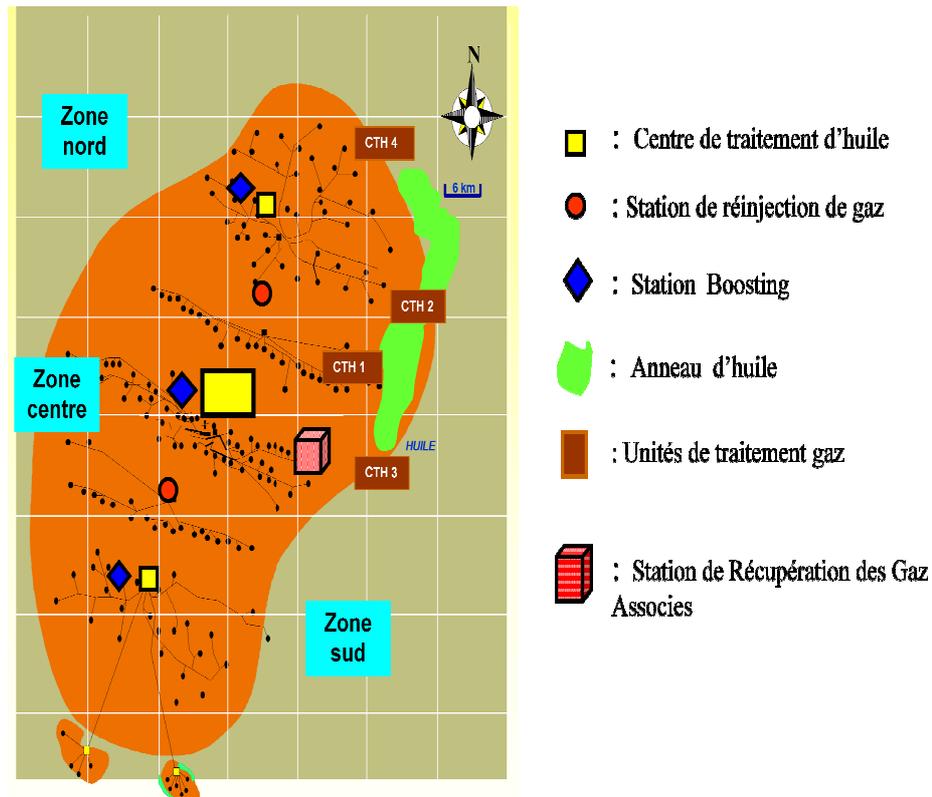
**Janvier 2000** : Démarrage du centre de traitement de gaz CTG/HR-Sud d'une capacité de 2,4 milliards m<sup>3</sup> par an.

**2004** : Réalisation et mise en service du projet BOOSTING qui est sensé augmenter la pression d'entrée des modules. Actuellement la capacité totale de traitement est de 98 milliards m<sup>3</sup> par an.

**DECEMBRE 2007**: Mise en service de la station de récupération des gaz associés (SRGA2) complétant la production avec la SRGA1.

## **I.5. Les installations gazières à Hassi R'mel**

Le plan d'ensemble des installations gazières implantées sur le champ de Hassi R'mel est élaboré de façon à avoir une exploitation rationnelle du gisement et pouvoir récupérer le maximum de liquide. Les cinq modules de traitement de gaz (0, 1, 2, 3, et 4) sont disposés d'une manière alternée par rapport aux deux stations de compression (station nord et sud), pour avoir un meilleur balayage du gisement



**Figure. I.2 :** Les installations gazières au champ Hassi R'mel

Les installations mises en œuvre sont comme suit :

**A- Zone Centre :**

- Module de traitement de gaz 0, 1 et 4 et les installations communes (Phase B et Boosting)
- Centre de stockage et de transfert par faciliter (CSTF)
- Centre national de dispatching de gaz (CNDG)
- Station de récupérations des gaz associés (SRGA1 et 2).

**B- Zone Nord :**

- Module de traitement de gaz 3
- Station de compression nord (SCN).

**C- Zone Sud :**

- Module de traitement de gaz 2
- Station de compression sud (SCS)

- Centre de traitement de gaz CTG/Djebel Bissa
- Centre de traitement de gaz CTG/HR-Sud.

## **I.6. Les activités du champ de Hassi R'mel**

### **• Module**

C'est le diminutif de « Module processing plant » qui désigne une unité de traitement. Il est constitué d'un ensemble d'équipements conçus et réalisés pour permettre un traitement spécifique du gaz, condensat et GPL, conformément à un procédé approprié et répondant aux spécifications commerciales.

Cinq modules sont implantés à Hassi R'mel. Quatre ont une capacité unitaire de 60 millions Standard m<sup>3</sup>/jour. Le cinquième est le module « 0 » qui a une capacité de 30 millions m<sup>3</sup>/jour. Un sixième module dessert le petit gisement « Djebel Bessa », en rapport avec sa capacité modeste de 6 millions m<sup>3</sup>/jours. Les modules de traitement de gaz sont reliés pour le stockage des liquides au centre de stockage CSTF.

### **• Stockage et transfert des hydrocarbures**

Tout le condensat et le GPL produits par les différents modules et CTG sont acheminés vers le CSTF : « Centrale Storage and Transfer Facilities » qui est un centre de stockage et de transfert des hydrocarbures liquides se trouvant dans la zone centrale de Hassi R'mel. Ils y subissent une dernière décantation pour les débarrasser des éventuelles quantités d'eau résiduelles, avant de les expédier à travers un système de comptage vers Arzew au moyen d'un gazoduc de 28 pouces pour le condensat et 24 pouces pour le GPL.

### **• CNDG (Centre National de Dispatching Gaz)**

Il est constitué d'un ensemble d'installations « pipelines, vannes automatiques, équipements de régulation, équipements de comptage...etc. » commandés à partir d'une salle de contrôle et qui permet la récupération de toute la quantité du gaz produite dans l'ensemble des champs de production et assurer ainsi sa répartition vers les différentes destinations, à savoir :

- Les centrales de production d'électricité.
- Les usines de liquéfaction du gaz naturel GN à Arzew et Skikda.

- Les gazoducs desservant l'Italie via la Tunisie.
- Les gazoducs desservant l'Espagne via le Maroc.
- Les stations de compression et de réinjection du gaz dans les gisements de Hassi R'mel.
- La consommation domestique et industrielle du pays.

- **Station Boosting**

Les unités de traitement de gaz sont conçues pour fonctionner à une pression minimale de 100 bars à l'entrée, et l'exploitation continue des gisements de gaz conduit irrémédiablement à une baisse dans la pression du gaz à l'intérieur du gisement, ce qui nécessite rend l'introduction du Boosting une nécessité incontournable. Compte tenu de la cadence avec laquelle l'exploitation des gisements a été menée, l'échéance du Boosting a été repoussée à 2003, moyennant les actions suivantes :

- Forage des puits additionnels,
- Mise en exploitation du collecteur W8 sur les modules 3 et 4 ;
- Modification sur le réseau de collecte existant.

Le projet consiste en la réalisation :

- D'un forage de 59 puits répartis sur les trois zones : centre, nord et sud. Ce chiffre 59 a été optimisé par modèle.
- D'un nouveau réseau de collectes et la modification du réseau de collecte existant pour le rendre compatible avec les nouveaux paramètres de service des modules et ce à partir de l'année 2003.
- De trois stations Boosting implantées au niveau du module 2, du module 3 et de la zone centrales regroupant les modules 0,1 et 4.

- **La station compression :**

Son but est de réinjecter du gaz sec au niveau du gisement pour maintenir sa pression afin de récupérer le maximum des liquides (GPL et condensat). La capacité de réinjections de chaque unité des deux stations de compressions nord et sud est de 90 millions m<sup>3</sup>/jour.

## **I.7. Conclusion**

Dans ce chapitre, nous avons présenté la situation géographique du site gazier de Hassi R'mel, sa capacité de production et ses réserves. Nous avons par la suite décortiqué le plan de développement les différentes évolutions qui ont marqué l'industrie gazière en Algérie depuis son indépendance.

---

## **CHAPITRE II :**

# **GENERALITES SUR LES TURBINES A GAZ**

---

### **II.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.

### **II.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 convertie 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.

### II.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 Holzwarthde 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 :

- 1<sup>e</sup> génération :  $760 < T_{max} < 950$
- 2<sup>e</sup> génération :  $955 < T_{max} < 1124$
- 3<sup>e</sup> 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).

#### **II.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.

## II.5. Classification des turbines 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 le quel 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.

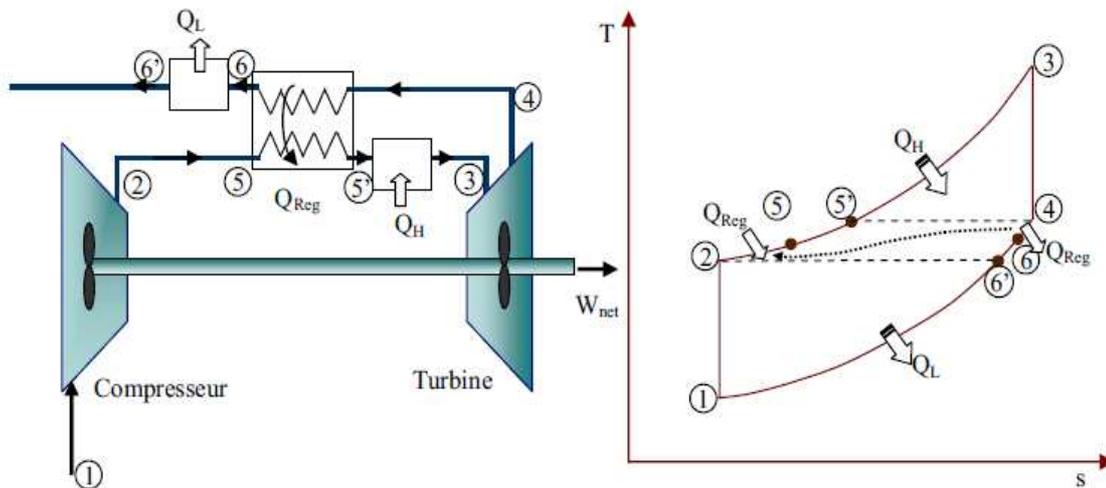
Avec :

$P_1$  : 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 perdus dans l'atmosphère à travers l'échappement.
    - **Turbine à cycle régénéré :** C'est une turbine dont le cycle thermodynamique fait intervenir plusieurs fluides moteurs dans le but d'augmenter le rendement de l'installation.

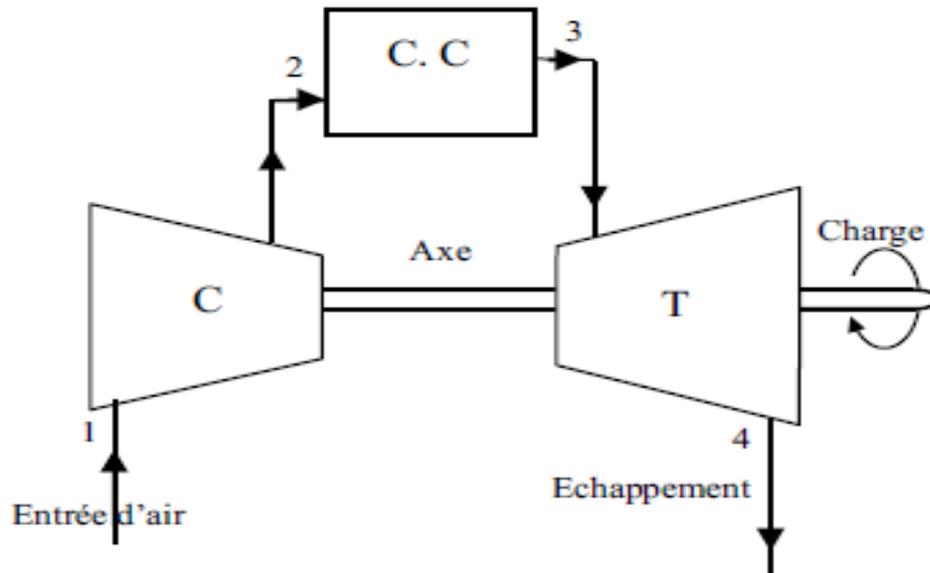


**Figure.II.1.** Cycle de Brayton avec la régénération

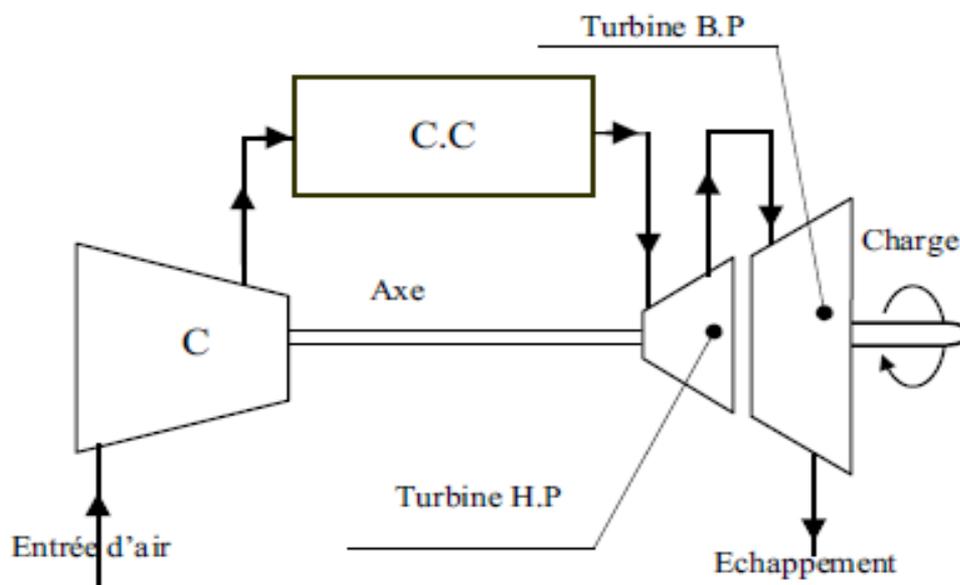
- **Selon la disposition de l'arbre :** Un autre moyen de classification des turbines à gaz est selon la disposition et le nombre d'arbres qu'elles peuvent contenir, on trouve à cet effet :
  - **Arbre unique :** Dites aussi mono-arbre, c'est une turbine à gaz dans laquelle les composants rotatifs sont 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 II.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 II.3).



**Figure.II.2.** Turbine à gaz à un seul arbre

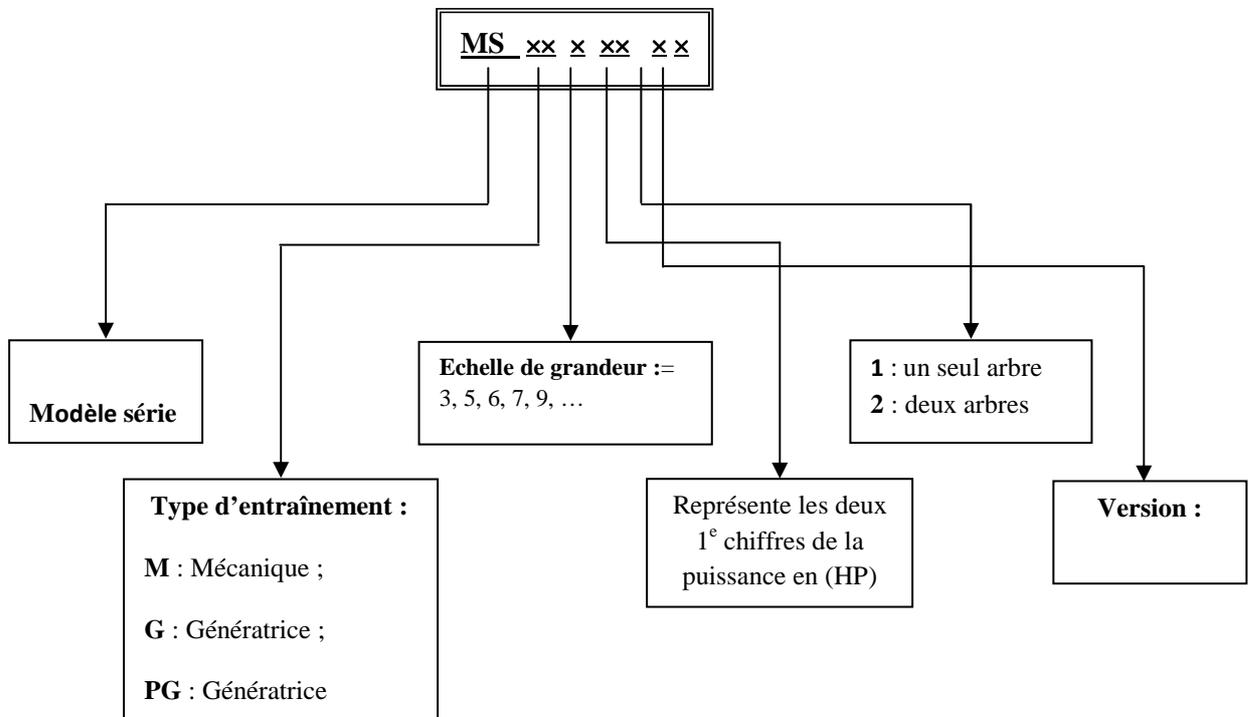


**Figure.II.3.** Turbine à gaz bi-arbre

- **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.

## II.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 II.4.** Méthode d'appellation des turbines à gaz

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

## II.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 tenue au fluage, à la fatigue, à la corrosion des aubages en particulier. Un éventuel filtrage insuffisant de l'air aspiré par le compresseur ajouterait de l'érosion comme contrainte supplémentaire.

Les turbines à gaz sont caractérisées par la haute qualité des matériaux utilisés, ils présentent l'avantage d'être des matériaux réfractaires à base de nickel ou cobalt additionné de chrome. Les ailettes obtenues par coulage à solidification orientée ou à coulage monocristal. Cela constitue une partie des solutions apportées pour y remédier aux éventuelles anomalies qui peuvent être générées par la contrainte thermique due à la température élevée des gaz à l'entrée turbine. Une autre solution consiste à faire dévier une partie du débit d'air (10 à 15%) sortant du compresseur (qui est à température largement inférieure à celle entrée turbine) pour refroidir les ailettes par l'intérieur et pour obtenir un mince film d'air « frais » entre l'ailettes et les gaz chauds de façon à limiter autour de 800°C la température des gaz atteignant la turbine haute pression.

## II.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.

### **II.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 III :

# DESCRIPTION TECHNOLOGIQUE DE LA TURBINE A GAZ

## MS 5002C

---

### III.1. Introduction

Nous allons présenter le long de ce chapitre une description détaillée de la turbine à gaz MS 5002C. Ce type de turbines est largement utilisé dans l'industrie pétrolière pour ; entre autre, l'entraînement des organes de compression à forte puissance utilisés dans les stations de compression du gaz naturel. Nous allons décrire technologiquement et fonctionnellement cette turbine en s'étalant sur chaque partie constituante.

### III.2. Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002C

Les caractéristiques techniques définissant une turbine à gaz type MS 5002C sont résumées comme suit [2]:

- Marque	GENERALE ELECTRIQUE
- Fabricant	NUOVO PIGNONE
- Série du model	MS 5002C
- Cycle	Simple
- Rotation de l'arbre	Sens Antihoraire
- Type de fonctionnement	Continu
- Vitesse de l'arbre	HP 5100 tr/min
- Vitesse de l'arbre	BP 4903 tr/min
- Commande	MARK V
- Température à l'échappement	515°C
- Débit carburant	2.314 m <sup>3</sup> /s
- Système de démarrage	Turbine à détente
- Rendement thermique	≈ 28,8%
- Atténuation du bruit	Silencieux d'admission et d'échappement selon les exigences locales

- **Plaquette d'identification du régime normal de la turbine à gaz (conditions ISO) :**
  - Sortie de base 35000 MW
  - Température d'aspiration 15°C
  - Pression de sortie 1 bar
  
- **Section du compresseur :**
  - Nombre des étages du compresseur axial 16
  - Type du compresseur écoulement axial, série lourde
  - Plan de joint bride horizontale
  - Type d'aubes directrices d'entrée variable
  - Pression à l'admission 1 bar
  - Pression de refoulement 8.8 bars
  
- **Section de la turbine :**
  - Nombre d'étages de la turbine 02 (deux arbres)
  - Plan de joint bride horizontale
  - Directrice du premier étage fixe
  - Directrice du deuxième étage variable
  
- **Section de combustion :**
  - Type 12 multiples foyers, types à flux inverses
  - Configuration des chambres concentrique autour du compresseur
  - Combustible Gaz naturel
  - Bougies d'allumage deux, types à électrode d'injection-ressort auto rétractant
  - Détecteur de flamme deux, type ultraviolet
  
- **Ensemble paliers :**
  - Quantité 04
  - Lubrification sous pression

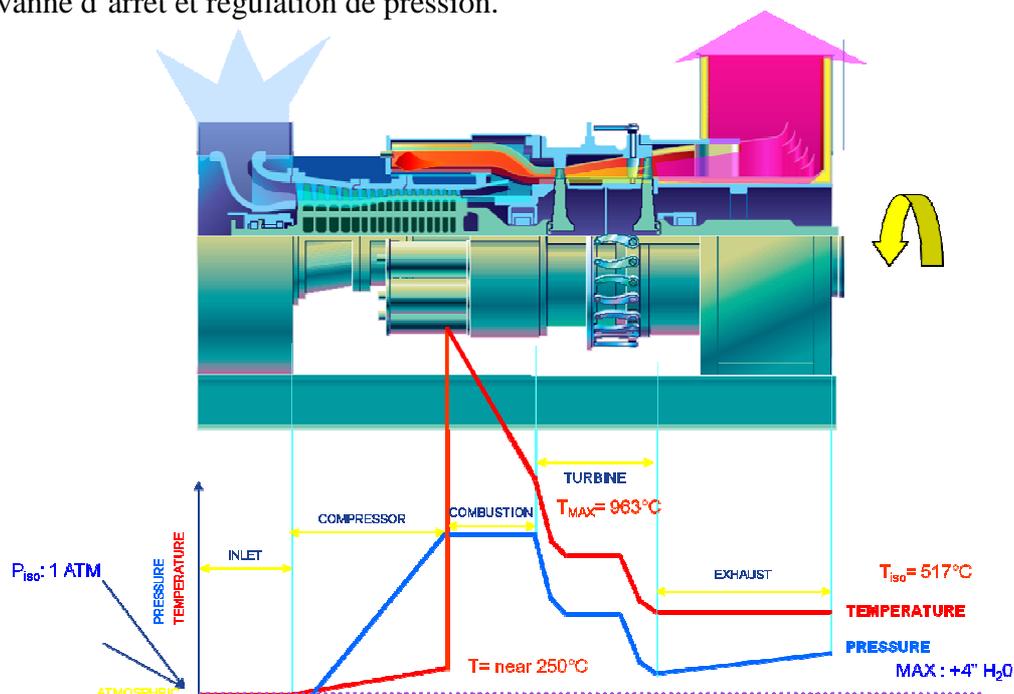
### III.3. Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz type MS 5002

Avant l'alimentation et le démarrage de la turbine à gaz, le rotor du compresseur/turbine haute pression est mis en rotation au moyen d'un dispositif de démarrage (turbine de lancement) jusqu'à lui faire atteindre la vitesse d'allumage (20% de sa vitesse nominale) et en même temps l'aider à atteindre une vitesse d'auto-soutènement.

L'air atmosphérique aux conditions de température et de pression ambiante est aspiré et comprimé par le compresseur axial à 16 étages puis acheminé vers les chambres de combustion. La combustion à pression constante se produit continuellement jusqu'à ce que le combustible soit interrompu, on obtient ainsi des gaz chauds à pression et température élevées dont la détente s'effectue à travers les roues de la turbine jusqu'à atteindre la pression atmosphérique. La première roue, dite roue haute pression (HP), est destinée uniquement à l'entraînement du compresseur axial et les accessoires attelés à l'arbre tandis que la deuxième roue dite basse pression (BP), appelée aussi roue de puissance, est reliée à l'arbre qu'on appelle basse pression BP, destiné à entraîner le compresseur centrifuge (figure III.1).

Le dispositif de démarrage se compose de :

- Une turbine d'expansion.
- Un embrayage à mâchoire.
- Une vanne d'arrêt et régulation de pression.



**Figure.III.1.** Variations de la pression et de la température dans les différentes sections de la machine (Conditions ISO).

### **III.4. Description technologique de la turbine à gaz MS 5002C**

#### **III.4.1. Embase de la turbine**

L'embase qui soutient la turbine à gaz est un cadre de structure métallique fabriqué avec des poutres en L et des plaques. Le cadre de l'embase, composé de deux poutres longitudinales à larges ailes avec trois éléments transversaux, forme le lit sur lequel sont montés les supports verticaux pour la turbine. Des tourillons et des supports de levage, deux à chaque coté de l'embase, en ligne avec les premiers deux éléments transversaux de la structure du cadre d'embase sont prévus pour le démontage.

#### **III.4.2. Compresseur axial**

La section du compresseur à écoulement axial consiste en un rotor et un corps du compresseur qui comprend les seize étages de compression, les aubes directrices variables d'admission et deux aubes de guidage de sortie. Dans le compresseur, les aubes du rotor fournissent la force nécessaire pour la compression de l'air dans chaque étage et les aubes du stator guident l'air pour qu'il entre dans l'étage suivant du rotor à l'angle correspondant. L'air comprimé sort par la carcasse de décharge du compresseur vers l'enveloppe et les chambres de combustion.

- **Rotor du compresseur**

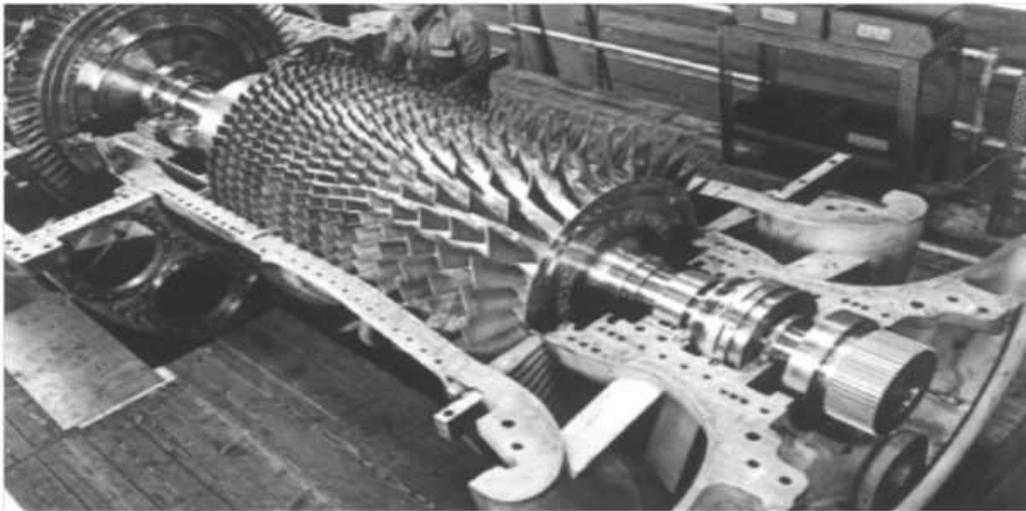
Le rotor du compresseur est en ensemble de seize roués, un faux arbre, des boulons d'ancrage et les aubes du rotor du compresseur. Chacune des roues et la portion des roues du faux arbre avant possède des fentes brochées autour de sa périphérie. Les aubes du rotor sont insérées dans ces fentes et maintenues en position axiale par des distancier agrafés à chaque extrémité de la fente. Ces aubes ont la forme d'une aile et ont été conçues pour comprimer l'air efficacement à de grandes vitesses. Les roues et les faux arbres sont assemblés l'un à l'autre avec des feuillures d'accouplement pour le contrôle de concentricité et sont maintenus ensemble avec des boulons d'encrage. Le positionnement sélectif de la roue se fait pour réduire la correction d'équilibrage. Après l'assemblage, le rotor est équilibré dynamiquement à la limite fine. (figure III.2).

- **Stator du compresseur**

La zone du stator (corps) de la section du compresseur se compose de trois sections majeures :

- Corps d'admission
- Corps du compression
- Corps de décharge du compresseur

Ces sections avec l'enveloppe de la turbine, forment la structure primaire externe de la turbine à gaz. Elles soutiennent le rotor aux points d'appuis et constituent la paroi extérieure de l'espace annulaire de la voie des gaz. L'alésage du corps est maintenu aux tolérances closes relatif aux bouts d'aubes du rotor pour le rendement maximum (figure III.3).



**Figure.III.2.** Rotor du compresseur axial



**Figure.III.3.** Stator du compresseur axial

**- Corps d'admission**

Le corps d'admission est positionné à l'extrémité avant de la turbine à gaz. Sa principale fonction est de diriger uniformément l'air dans le compresseur. Le corps soutient également l'ensemble du palier N°1 dont la demi carcasse inférieure est une enveloppe séparée, bride et boulonnée à la moitié inférieure du corps. Les éléments et les barres sont encaissés dans les parois de l'évasement. Les aubes directrices d'admissions variables permettent l'accélération rapide (IGV), uniforme de la turbine sans choc (impulsion) du compresseur.

**- Corps du compresseur**

Le corps du compresseur contient les premières 10 étages du stator du compresseur. Le corps du compresseur est équipé de deux grands tourillons intégralement coulés qui s'utilisent pour soulever la turbine à gaz lorsqu'on la sépare de son embase. Les premiers quatre étages des aubes du stator dans le corps du compresseur sont assemblés dans des couronnes semi-circulaires à fentes. Les ensembles aubes et couronne du stator sont ensuite installés dans des cannelures en queue d'aronde usinées dans la paroi du corps du compresseur. Les clavettes de blocage, installées dans une cannelure usinée au côté gauche et droite de la bride du joint horizontal de la moitié supérieure du corps, empêchent ces ensembles de tourner dans les cannelures du stator et de tomber lors du levage de la moitié supérieure du corps. Le cinquième et dixième étage d'aubes du stator sont installés sur les cannelures en queue d'aronde usinées dans la paroi du corps du compresseur. De longues clavettes de blocage installées dans des cannelures usinées au côté gauche et droit de la bride horizontale de la moitié du corps, empêchent les aubes du stator de tourner dans les cannelures du stator et de tomber lors du levage de la moitié du corps du compresseur.

**- Corps de décharge du compresseur**

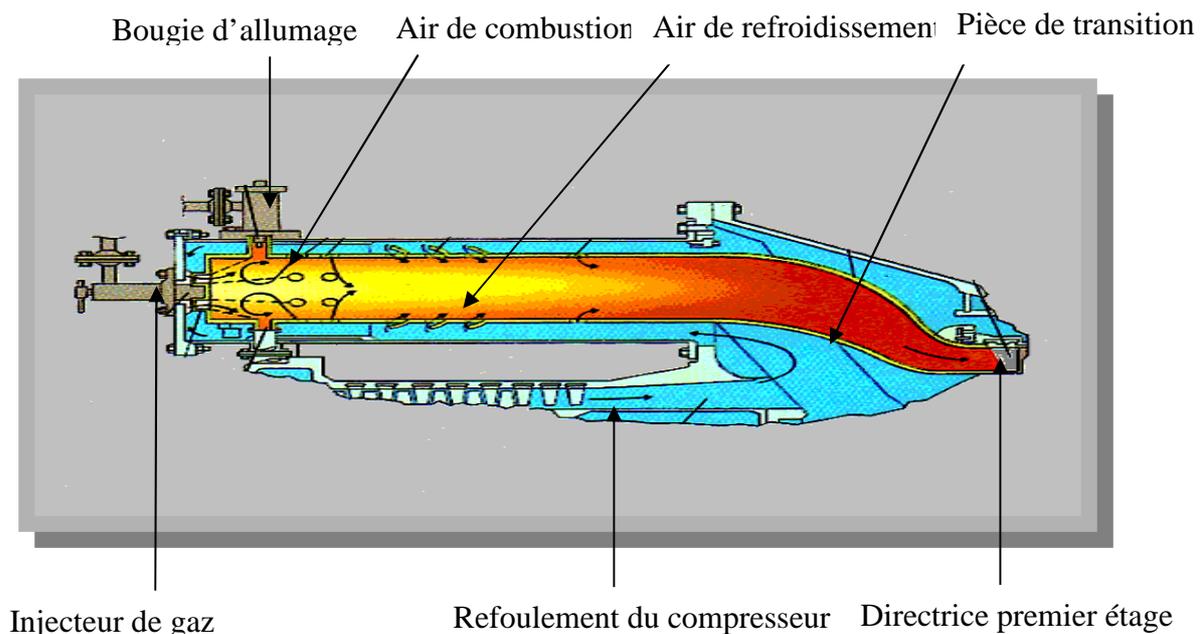
Le corps de décharge du compresseur est la portion arrière de la section compresseur. C'est le corps unique le plus long, situé au point central entre les supports de la turbine avant et arrière. Les fonctions du corps de décharge du compresseur sont d'enfermer l'équilibrage des chocs du compresseur, de former les parois interne et externe du diffuseur du compresseur et de joindre les stators du compresseur et de la turbine. Il assure également le support pour l'injecteur du premier étage de la turbine. Le corps de décharge du compresseur constitue de deux cylindres, l'un étant une continuation du corps de compresseur et l'autre étant un cylindre interne entourant le rotor du compresseur. Les deux cylindres sont positionnés concentriquement par huit éléments comprimés qui s'arrondissent afin de respecter le grand

diamètre de l'enveloppe de la turbine. La structure de soutien pour le palier N°2 se trouve dans le cylindre interne. Un diffuseur est fermé par l'espace annulaire conique entre le cylindre externe et le cylindre interne du corps de décharge. Le diffuseur transforme une partie de la vitesse de sortie du compresseur en pression ajoutée.

Le corps de décharge du compresseur contient le reste des six (étages d'aubes du stator, le onzième au seizième et les deux rangées d'aubes directrices de sortie qui se composent d'aubes simple installée dans des cannelures en queue d'aronde usinées dans la paroi du corps de décharge du compresseur EGV). Des clavettes de blocage installées dans des cannelures usinées dans les brides horizontales des joints de la moitié supérieure du corps empêchent la rotation des aubes et servent pour prévenir que les aubes du stator tombent hors des cannelures lorsqu'on soulève la moitié supérieure du corps.

### III.4.3. Section de combustion

La section de combustion d'une turbine à gaz se compose de l'enveloppe de la chambre de combustion, douze carcasses externes de la chambre de combustion, douze ensemble couvercle et doublure, douze ensembles de pièces de réduction, douze injecteurs de combustible, deux bougies, deux transformateurs d'allumage, quatre détecteurs de flamme, douze tubes transversaux et divers matériels et garnitures. L'enveloppe de la chambre de combustion entoure la section arrière du corps de décharge du compresseur et reçoit l'air de décharge du compresseur à flux axial.

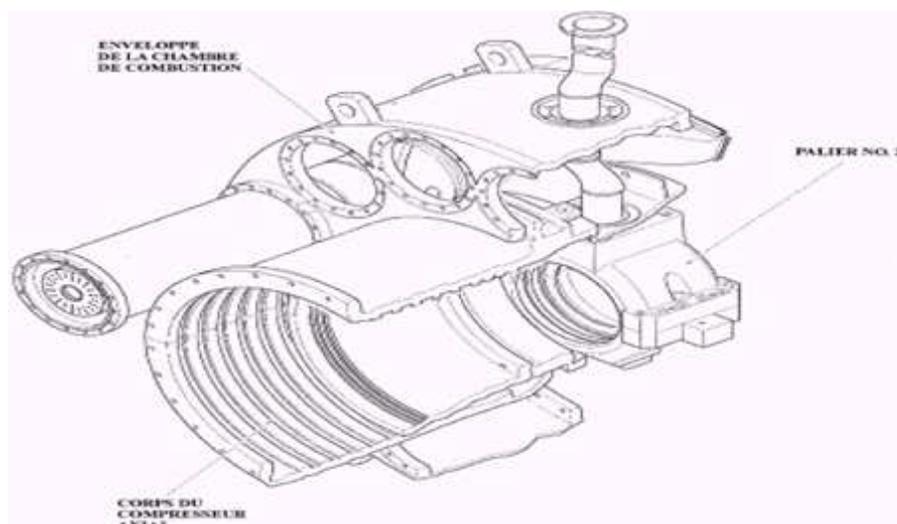


**Figure III.4.** Chambre de combustion

Diverses conceptions des enveloppes de la chambre de combustion sont employées pour les turbines à gaz MS 5002C, on trouve, entre autre, les enveloppes courtes et les enveloppes longues. Les carcasses des chambres de combustion sont positionnées à l'extérieur sur l'enveloppe courte et à l'intérieur de l'enveloppe longue. Le combustible est alimenté dans chaque doublure de la chambre de combustion par un injecteur de combustible monté sur le couvercle de la chambre de combustion qui se prolonge dans la doublure. La combustion du mélange combustible-air est initiée par deux bougies, lorsque l'allumage est actionné dans l'une des deux chambres, les gaz chauds de combustion s'écoulent par les tubes transversaux pour allumer le mélange combustible-air dans les autres chambres à travers des interconnexions.

#### - Enveloppe de la chambre de combustion

L'enveloppe de la chambre de combustion soutient les douze carcasses des chambres de combustion et renferme les douze pièces de réduction. C'est une clôture soudée recevant l'air de décharge du compresseur à flux axial et le fait transférer aux chambres de combustion. Les deux moitiés supérieure et inférieure de l'enveloppe sont assemblées à la section arrière et l'ensemble de l'enveloppe est boulonné à la bride verticale d'avant l'enveloppe de la turbine, la bride d'avant est boulonnée à la bride d'arrière du corps de décharge du compresseur (figure III.5).



**Figure III.5.** Ensemble enveloppe de la chambre de combustion, corps de décharge compresseur et paliers N°2

### - **Chambre de combustion**

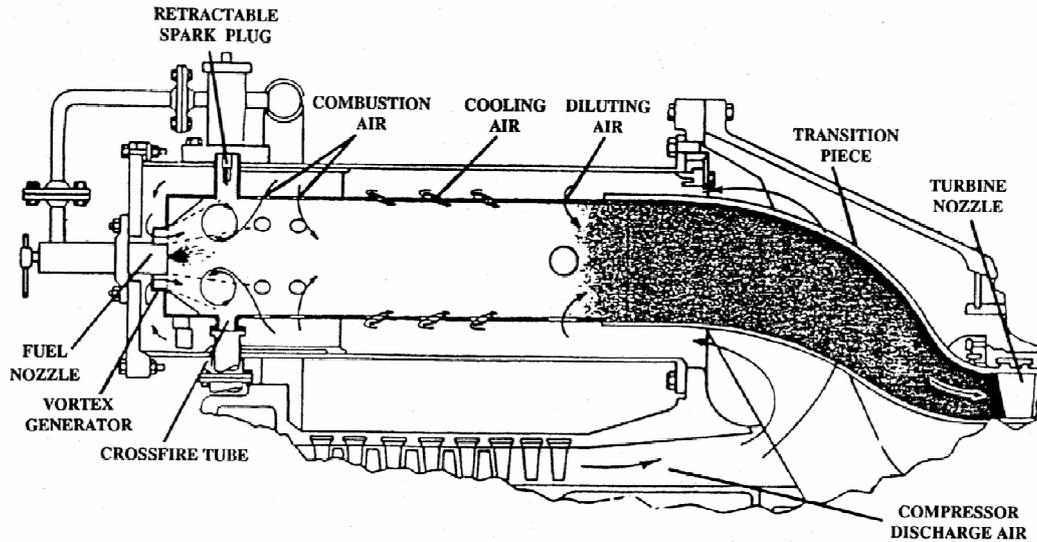
Toutes les douze chambres de combustion sont assemblées dans l'enveloppe de combustion avec chacun des couvercles et doublures interconnectés par des tubes transversaux. Les injecteurs du combustible montés sur les couvercles des chambres de combustion, s'étendent dans les chambres et fournissent le combustible nécessaire pour le processus de combustion.

Pendant le fonctionnement, l'air du compresseur s'écoule dans l'enveloppe de la chambre de combustion et dans l'espace annulaire entre la doublure des chambres et les manchons de flux. Cet air à haute pression s'écoule dans la doublure, se mélange avec du combustible et s'enflamme. Les gaz chauds résultant s'écoulent de la doublure dans la pièce de réduction serrée à l'ensemble de l'injecteur du premier étage. Les détecteurs de flammes, installés dans deux chambres, transmettent un signal au système de commande qui indique que l'allumage est amorcé.

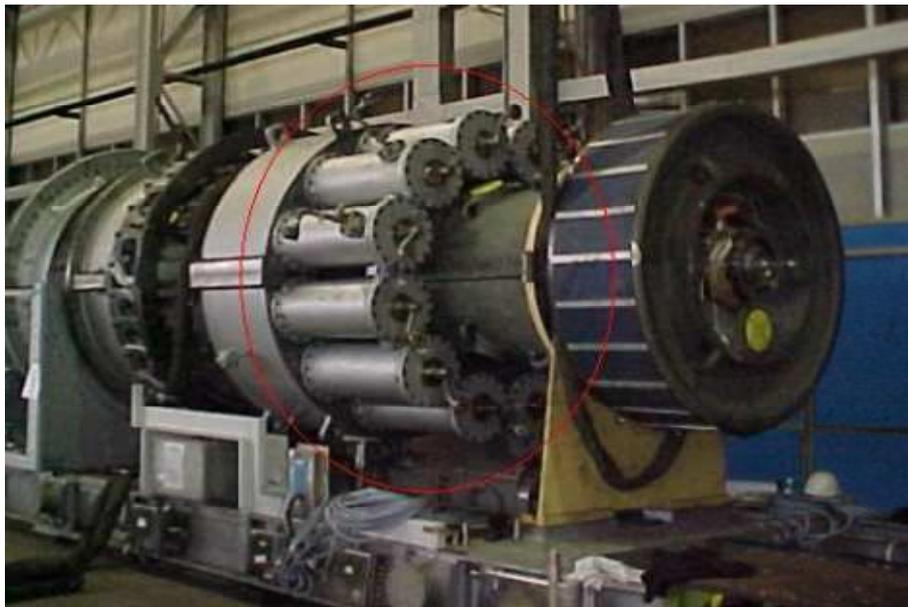
La combustion du mélange air-combustible est initiée par des bougies à électrodes rétractables. Deux bougies sont installées dans chacune des deux chambres de combustion (N°9 et N°10). La combustion dans le reste des chambres, sans bougies, est amorcée avec la flamme des chambres suscitées par le biais ses tubes transversaux d'interconnexion. Pendant la séquence de démarrage, il est essentiel qu'une indication de la présence ou de l'absence de flamme soit transmise au système de commande. A cette fin, un système de surveillance de flamme qui consiste en quatre capteurs est employé.

Chacune des chambres de combustion est équipée d'un injecteur de combustible qui injecte une quantité mesurée de combustible dans la chambre de combustion. Le combustible gazeux est admis directement dans chaque chambre par les trous de dosage positionnés au rebord extérieur du bout des injecteurs de combustibles. L'action de tourbillonnement de couvercle du tubage imprime un tourbillonnement à l'air pénétrant dans la chambre de combustion afin d'avoir une combustion plus complète et plus homogène (figure III.6).

Les douze chambres de combustion sont interconnectées par l'intermédiaire des tubes transversaux. Ces tubes permettent à la flamme des chambres initialement amorcées contenant des bougies de se propager vers les chambres non amorcées (figure III.7).



**Figure.III.6.** Schéma montrant les organes d'une chambre de combustion



**Figure III.7.** Les douze chambres de combustion

#### III.4.4. Section turbine

La section turbine est l'endroit où les gaz à haute température, provenant de la section chambre de combustion, sont transformés en puissance mesurée sur l'arbre. Cette partie contient les composants suivants :

- Le corps de la turbine
- L'injecteur du premier étage

- La roue de la turbine du premier étage mentionnée comme turbine haute pression
- La directrice variable
- La roue de la turbine du deuxième étage mentionnée comme la turbine basse pression

### **Stator de la turbine**

Le corps de la turbine est l'organe principal de l'ensemble de la turbine à gaz. Il est fixé à l'extrémité du corps de décharge du compresseur. Les gaz brûlés en quittant la chambre de combustion traversent la turbine où un échange de travail a lieu moyennant une détente partielle des gaz, pour enfin se diriger vers le cadre d'échappement, il est constitué des parties suivantes :

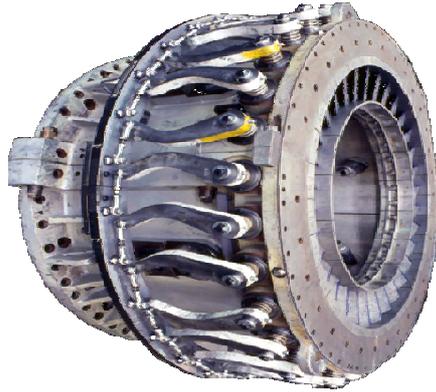
- Les partitions et les anneaux de protection de l'injecteur du premier étage
- Les segments des parois internes et externes de la voie gaz entre les étages
- Le diaphragme et l'étanchement à air du deuxième étage ainsi que les partitions et les anneaux de protection de l'injecteur du deuxième étage

### **Injecteur du premier étage**

L'ensemble de l'injecteur du premier étage consiste de segments d'injecteurs assemblés dans une bague de blocage. La bague est soutenue dans la voie des gaz par un arrangement de fixation du corps de la turbine. La conception de l'ensemble injecteur et arrangement pour sont soutenus dans le corps qui s'adaptera aux effets de la croissance thermique due au gaz chauds et maintiendra l'ensemble proprement aligné dans la voie des gaz. Une autre caractéristique unique de cette conception est qu'elle permet l'enlèvement de la moitié inférieure de l'ensemble injecteur sans enlever le rotor.

### **Injecteur du deuxième étage**

L'injecteur de deuxième étage se compose des partitions (aube tournantes) qui forment une tuyère à angle variable dans l'espace annulaire de la voie des gaz, plus précisément avant la roue de la turbine du deuxième étage. Ces partitions peuvent être tournées à l'unisson avec des arbres qui pénètrent les douilles du corps de la turbine. Les leviers, fixés aux bouts des arbres, sont connectés par des articulations aux montants dans une bague de commande qui est tournée par un cylindre hydraulique. Les arbres de partitions sont installés dans le corps de la turbine pour maintenir des jeux minimaux entre les partitions et les anneaux de protection lorsque la turbine est à la température du régime (figure III.8).



**Figure.III.8.** Directrice variable

### Rotors et roues de la turbine

La turbine à gaz, objet de cette étude, est constituée de deux rotors séparés :

- Le rotor du premier étage ou turbine haute pression qui fait actionner le compresseur à écoulement axial et d'autres accessoires actionnés par cet arbre (figure III.9)
- Le rotor du deuxième étage ou de la turbine basse pression qui commande la charge (figure.III.10)



**Figure.III.9.** Rotor HP de la turbine à gaz MS5002C



**Figure.III.10.** Rotor BP de la turbine à gaz MS5002C

Les deux rotors de la turbine sont positionnés en ligne dans la section turbine mais ils sont mécaniquement indépendants l'un à l'autre, ce qui permet le fonctionnement des deux turbines à des vitesses différentes. La roue de la turbine du premier étage est boulonnée à un arbre de roué pour former le rotor turbine basse pression (charge), qui est soutenu par deux paliers.

Les aubages de la turbine sont assemblés dans les roués axialement, en queue d'aronde en forme de pin avec des couvercles installés au-dessus des tiges des aubes. Chaque deuxième couvercle est un couvercle de blocage. Les aubages sont bloqués en position par verrou tournant dont la tête est jalonnée en place.

### III.4.5. Paliers et accouplements

#### Paliers

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

de puissance (basse pression). Les types de palier utilisés dans la turbine à gaz sont énumérés dans le tableau ci-dessous.

<b>Palier</b>		
<b>N°</b>	<b>Genre</b>	<b>Type</b>
1	Porteur	Elliptique
	Butée (actif)	Patin oscillant (six patins) Auto-équilibrant
	Butée (inactif)	Forme conique
2	Porteur	Elliptique
3	Porteur	Patin oscillant (cinq patins)
4	Porteur	Patin oscillant (cinq patins)
	Butée (actif)	Patin oscillant (huit patins) Auto-équilibrant
	Butée (inactif)	Patin oscillant (quatre patins) Non-équilibrant

**Tableau.III.1.** Ensembles des Paliers

### Accouplement

Les fonctions de base des accouplements du type à denture utilisé sur cette turbine sont :

- De relier deux arbres en rotation, de manière à transmettre la couple de l'un à l'autre.
- De compenser les trois types de désalignement (parallèles, angulaire et la combinaison des deux).
- De compenser tous les mouvements axiaux des arbres, de manière qu'aucun des deux n'exerce une poussée excessive sur l'autre.

Le désalignement parallèle se présente lorsque les deux arbres accouplés sont parallèles, mais ne sont pas dans le même alignement. Le désalignement angulaire se présente lorsque les axes des deux arbres sont en alignement mais leurs lignes médianes ne sont pas parallèles. Un

désalignement combiné se présente lorsque les arbres ne sont ni parallèles, ni en alignement. Un mouvement axial intervient lorsque l'un des deux arbres est déplacé le long de son axe (ligne médiane).

### **Accouplement du réducteur des auxiliaires continuellement lubrifié**

Cet accouplement est un dispositif du type élastique, lubrifié de façon continue. Il est constitué d'un moyeu équipé à chaque extrémité d'un montage du type à engrenage. A ses deux extrémités, l'accouplement s'engrène avec la denture des arbres à relier pour transmettre le couple. La denture des arbres male de l'accouplement est bombée et peut coulisser vers l'avant et vers l'arrière à l'intérieur des cannelures femelles. Ceci autorise les trois types de désalignement. Le manchon sur l'arbre coté réducteur des auxiliaires est boulonné (moyeu) qui a été emmanchée à chaud sur l'arbre du réducteur des auxiliaires. Le manchon sur l'extrémité coté turbine est boulonné directement à l'arbre de la turbine.

### **Accouplement de charge non lubrifié**

L'accouplement non lubrifié est constitué de diaphragme souple, d'arbre de l'adaptateur et un arbre de centrage. Les arbres de l'adaptateur, montés aux extrémités de l'arbre de centrage, comprennent des brides qui se relient à la boîte d'engrenage de charge et à l'arbre du rotor de la turbine de charge, fournissant également les supports pour les diaphragmes souples. Les sections des diaphragmes leurs assurent la flexibilité pour compenser tout désalignement pour les boîtes d'engrenage de charge et le rotor de la turbine de charge, permettant un mouvement axial de la turbine relative à la boîte d'engrenage de charge.

### **III.4.6. Auxiliaires de la turbine**

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

Ces systèmes comprennent :

- Système du gaz combustible.
- Système d'huile de graissage.
- Système d'huile hydraulique.
- Système d'huile de commande.
- Système d'air d'étanchéité et de refroidissement.

- **Système du gaz combustible**

Le Système du gaz combustible est étudié pour envoyer le combustible gazeux aux chambres de combustions de la turbine à la pression et au débit appropriés pour satisfaire toutes les exigences de lancement, accélération et montée en puissance de la turbine. L'élément principale de ce système est l'ensemble vanne de commande et arrêt / détente gaz située dans la zone accessoires. A cette vanne s'associe la vanne d'évent, les servo vannes de commande, les manomètres et la tuyauterie de distribution aux injecteurs.

- **Système de l'huile de lubrification**

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

- **Système d'huile hydraulique**

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

- **Système d'air d'étanchéité**

La plus grande majorité de l'air comprimé est utilisée pour la combustion. Une partie de cet air est retirée du compresseur du 10<sup>ème</sup> étage et utilisée comme air de refroidissement, l'autre partie provient du refoulement du compresseur et sert d'air de pressurisation, une autre

partie provient de l'air ambiant. Les différentes parties de la turbine qui doivent être refroidies sont :

- Face avant et arrière des roues de turbine HP et BP.
- La tuyère 1<sup>ère</sup> étage et se bague de retenu.
- Entretoise de support de corps cylindrique intérieur.

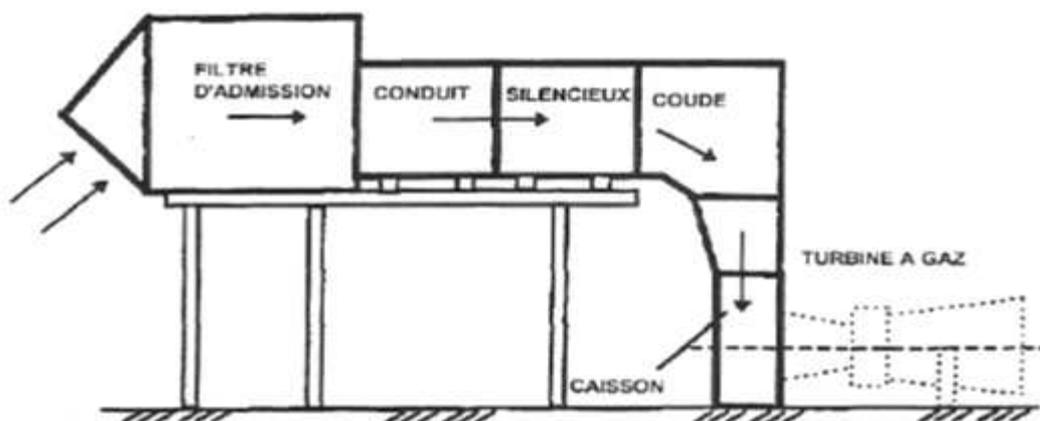
### Air extrait du 10<sup>ème</sup> étage

L'air extrait du 10<sup>ème</sup> étage du compresseur sert à :

- L'étanchéité des paliers N°1, 3 et 4 contre les fuites d'huile. Cet air est d'abord passé à travers un séparateur de saleté centrifuge qui élimine toute particule de poussière ou de corps étrangers qui pourraient endommager les paliers. Les saletés accumulées sont déchargées du séparateur par une extraction continue. L'air d'étanchéité quand à lui est purgé des paliers vers le réservoir d'huile principal.
- Le refroidissement des faces avant et arrière des roues de turbines HP et BP, de la tuyère 1<sup>ère</sup> étage, de l'enveloppe du rotor de turbine et de châssis d'échappement. En effet, à ces endroits les températures sont très élevées et peuvent diminuer la durée de vie de ces pièces.

### Air de fuite des joints HP

Le palier N2 qui supporte l'arbre de la turbine HP est étanché par les fuites d'air joint HP du compresseur axial. Cet air est aussi purgé vers réservoir d'huile.



**Figure III.11.** Système typique d'admission

### III.5. Systèmes de commande et de contrôle

Le rôle de la régulation est d'assurer un point de fonctionnement déterminé caractérisé par une grandeur à maintenir fixe à laquelle s'ajoutent des limitations d'autres paramètres de fonctionnement. Une régulation automatique permet de maintenir un système stable, de sorte que quand elle reçoit la mesure d'une variable telle que la température, la pression et actionne un dispositif de consommation de manière à ce que la variable soit maintenue à la valeur désirée ou à proximité de cette valeur. Il existe plusieurs systèmes de régulations des turbines :

- Régulation par microprocesseur
- Electropneumatique
- Electronique (speed tronic)

Le choix du type de régulation s'effectue selon deux facteurs fondamentaux :

- La précision de la régulation (résultat recherché)
- La difficulté de régulation du processus

Le fonctionnement de la turbine à gaz est géré par un ensemble de commandes qui prennent en charge la machine de la phase de lancement et d'accélération jusqu'à la mise en charge. Nous développerons dans ce qui suit un système de commande très répandu spécifique au constructeur General Electric.

- **Commande de lancement**

La commande de lancement réalise le programme d'alimentation en combustible pour la turbine à gaz à partir du moment où le rotor commence à tourner jusqu'à ce que la turbine soit sous la commande du régulateur de vitesse.

Des niveaux de combustible fixés commandent et protègent la turbine pendant cette période qui comprend les étapes suivantes :

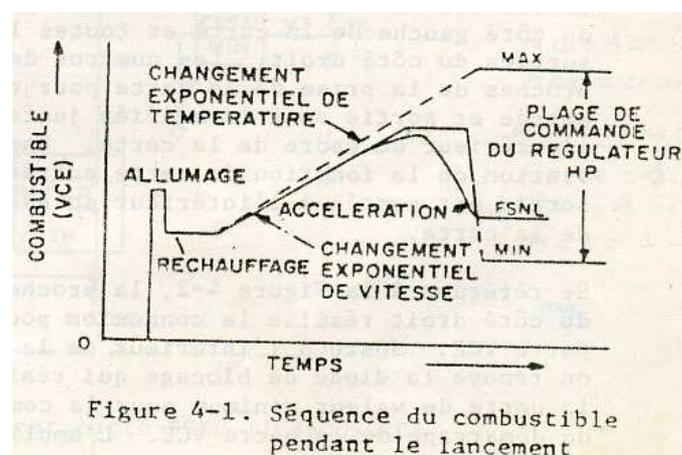
- VCE Zéro
- VCE allumage
- VCE Réchauffage
- VCE Accélération

- VCE Maximum
- VCE Minimum

Le schéma qui suit montre de manière graphique la séquence du combustible pendant le cycle de lancement. Pendant la période initiale de démarrage, le VCE (combustible) est maintenu à zéro jusqu'à ce que l'on atteigne la vitesse d'allumage (environ 22% de la vitesse nominale) et que la ventilation (purge) de la turbine soit terminée. A noter que la phase de ventilation est très importante car elle permet d'évacuer tous les résidus de combustible écartant tout risque d'explosion.

Le niveau VCE d'allumage est alors demandé et l'allumage est produit par la génération d'étincelle par les bougies d'allumage. Après détection de la flamme, le VCE est réduit à la valeur de réchauffage ; l'arrivée du combustible dans les chambres de combustion est progressivement augmentée avec un taux prédéterminé jusqu'à ce que le VCE atteigne une limite fixe d'accélération.

A mesure que la turbine s'accélère pour atteindre sa vitesse nominale, le débit d'air augmente de sorte qu'il faut fournir plus de combustible dans les chambres de combustion. Lorsque le VCE de la turbine est sous la commande du régulateur de vitesse, la limite fixe du combustible est transférée du niveau d'accélération au niveau maximum. Cependant, le VCE qui est effectivement appliqué reste au niveau demandé par le système de commande de vitesse.



**Figure.III.12.** Commande de lancement des turbines MS 5002C GE

- **Commande de vitesse**

Le système de commande de vitesse compare la vitesse de la turbine avec un point de consigne numérique « Digital Set Point D.S.P » donc à la vitesse demandée (signal client) et règle le VCE combustible à la valeur nécessaire pour maintenir la vitesse de fonctionnement égale à la vitesse demandée. Le système de commande de vitesse comprend essentiellement deux sous systèmes :

- Le signal de vitesse
- Le point de consigne de vitesse.

Diverses fonctions du système de commande de vitesse de la turbine sont programmées suivant la vitesse de l'arbre de la turbine. Par conséquent, un système de capteurs de vitesse est nécessaire pour le système de commande de vitesse.

- **Commande de température**

Le système de commande de température compare la température à l'échappement de la turbine à un point de consigne limite de température et réduit le VCE combustible pour empêcher que cette limite de température ne soit dépassée. Dans ce système, la température à l'échappement de la turbine  $T_x$  est mesurée comme indication du point de fonctionnement et elle est comparée à la limite du point de consigne par un système de commande. Bien qu'on mesure la température à l'échappement, la limite réelle de la température est celle d'entrée de la première roue de la turbine, appelée température d'admission (firing temperature Tf). Si la température nominale à l'entrée de la turbine est dépassée, la durée de vie des pièces de la veine des gaz chauds en serait réduite. La température à l'admission de la turbine est difficile à mesurer avec précision car les thermocouples qui y seraient installés n'auraient qu'une durée de vie très courte du fait des températures qui y règnent. Le système de commande de température comprend trois sous systèmes principaux :

- Mesure de température ;
- Module de traitement des signaux de thermocouples ;
- Comparaison des températures.

- **Commande d'une turbine à deux lignes d'arbre**

Toutes les turbines à gaz à deux arbres ont deux roues de turbine mécaniquement indépendantes : la roue du premier étage ou roue de turbine HP entraîne le compresseur à écoulement axial. La roue du deuxième étage, dite basse pression entraîne le compresseur qui représente la charge. L'emploi de deux roues de turbine séparées permet aux deux arbres de tourner à des vitesses différentes pour répondre aux exigences de charge variables du compresseur centrifuge, tout en permettant au générateur de gaz haute pression de fonctionner à la vitesse nominale du compresseur axial.

La directrice à angle variable du deuxième étage sépare les turbines hautes et basse pression. Le niveau d'énergie total correspondant au débit de combustible est établi par les exigences de la charge sur l'arbre basse pression, tandis que la répartition d'énergie entre les turbines haute et basse pression est déterminée par la chute de pression existant à travers chacune des turbines. Lorsqu'on ouvre la directrice du deuxième étage à angle variable, la contre-pression sur la turbine haute pression diminue, ce qui augmente la chute de pression et le couple produit par la turbine haute pression. On peut ainsi commander la vitesse de l'arbre basse pression.

- **Aubes variables à l'admission du compresseur axial**

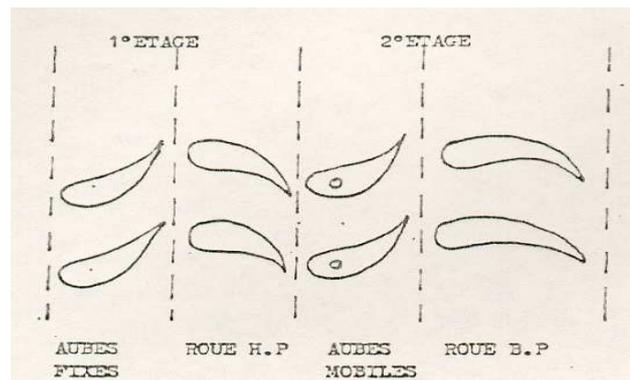
L'action des aubes variables à l'admission est double. Tout d'abord en restreignant la circulation d'air du compresseur, elles modifient les conditions déterminant les pulsations du compresseur et en limitant le débit massique de la turbine et par conséquent elles réduisent son refroidissement ce qui donne une température à l'échappement plus élevée pour un débit de combustible donné.

Le compresseur axial est soumis à des pulsations en régime lent, la pulsation du compresseur est due à une instabilité ou une inversion de l'écoulement ce qui peut endommager la turbine. Les aubes variables à l'admission sont maintenues en position de faible débit et les purgeurs du dixième étage s'ouvrent pour protéger le compresseur contre les pulsations de lancement. Dès que la vitesse du compresseur n'est plus dans la zone de pulsation les aubes d'admission sont ouvertes et les purgeurs du dixième étage fermés.

- **Directrices variables de second étage**

L'ensemble de la directrice du deuxième étage est composé d'aubes orientables qui permettent un angle variable avec la direction de l'écoulement des gaz dans la section annulaire juste avant le deuxième étage de la turbine. On peut effectuer une rotation d'ensemble de ces aubes grâce à des axes qui dépassent les manchons prévus dans le corps de la turbine. Des leviers sont clavetés à l'extrémité de ces axes et sont reliés par des biellettes à des points de la couronne de contrôle qui elle-même est actionnée par un piston hydraulique.

Les directrices à angle variable du second étage séparent les turbines HP et BP, le débit du combustible est déterminé par les demandes de charge de l'arbre BP alors que l'énergie répartie entre les turbines HP et BP est déterminée par la vitesse requise par la HP. Les directrices variables divisent l'énergie disponible entre les deux roues en modifiant la chute des turbines respectives.



**Figure.III.13.** Directrices du second étage

La position d'ouverture minimale des aubes directrices permet d'avoir un démarrage facile car le compresseur axial demande peu de puissance à faible débit. De plus, la combustion se fait plus facilement car la température dans la chambre de combustion augmente. Cette position permet d'éviter les pulsations du compresseur. Leur rôle est aussi de maintenir la vitesse de rotation de la turbine HP constante à 100 % de la vitesse nominale quelle que soit la charge demandée par la machine utile.

### III.6. Systèmes de protection

La protection de la turbine est assurée par des systèmes de protection primaire et secondaire. Les composants de certains systèmes fonctionnent par l'intermédiaire du tableau

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

- **Protection contre les surchauffes (excès de température)**

Ce système protège la turbine à gaz contre les avaries possibles dues à un excès de combustion. C'est un système de réserve qui n'entre en jeu qu'après défaillance des boucles prioritaires de vitesse et de température. Dans les conditions normales d'exploitation, le système de commande de température à l'échappement réagit pour régler le débit du combustible lorsque la limite de température à l'admission est atteinte. Toutefois, pour certains modes de défaillances, la température à l'échappement et le débit du combustible peuvent dépasser les limites de la commande. Dans ces conditions le système émet un signal d'alarme avant de provoquer le déclenchement. Ceci permet à l'opérateur de réagir pour réduire la charge. Le point de consigne d'alarme est à 11°C au dessus du point de consigne de température et le point de déclenchement à 22°C au dessus du point de commande.

- **Protection contre les vibrations**

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

- Un niveau d'alarme
- Un niveau de déclenchement

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

- **Protection de survitesse (over - speed)**

La vitesse de la turbine à gaz est commandée par deux systèmes secondaires qui sont :

- Le système régulateur capteur de vitesse
- Le système de commande de température à l'échappement

Afin de réaliser une protection contre les survitesses, chaque arbre tournant de l'ensemble turbine à gaz est équipé de deux systèmes indépendants de déclenchement de survitesse, à savoir :

- Un système électrique
- Un système mécanique à masselottes de survitesse

- **Système de détection de flamme et protection**

Le système de détection de flamme est employé pour détecter la flamme dans les chambres de combustion et pour provoquer son déclenchement en cas d'une combustion incorrecte pendant la phase de démarrage et celle du fonctionnement.

- Lors du lancement, le combustible est allumé par les bougies d'allumage lorsque la valeur de vitesse atteint 20 % de la vitesse nominale. Ces bougies sont alimentées pendant environ une minute. Lorsque la période d'allumage est achevée, le détecteur de flamme doit signaler la présence d'une flamme dans les chambres de combustion à défaut d'annuler l'essai de lancement par la fermeture de la vanne d'arrêt du combustible et coupure de l'alimentation du circuit d'allumage.
- Au cours de la marche normale, la turbine est protégée aussi contre les pertes de flamme (extinction). Si une extinction de flamme est détectée la turbine est mise à l'arrêt.

### **III.7. Conclusion**

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

---

## CHAPITRE IV :

# ETUDE DU CYCLE THERMODYNAMIQUE DE LA TURBINE A GAZ MS 5002C

---

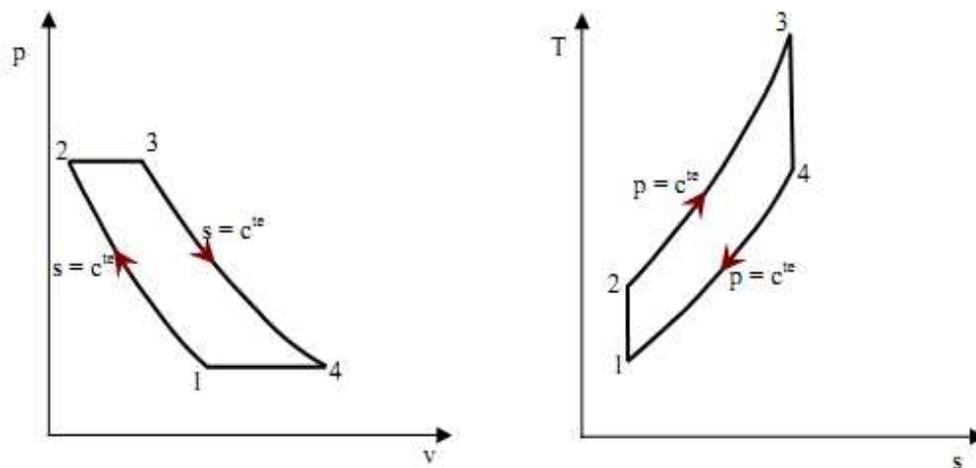
### IV.1.Introduction

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)**

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

- **Combustion (2-3)**

La quantité de chaleur reçue par le fluide moteur

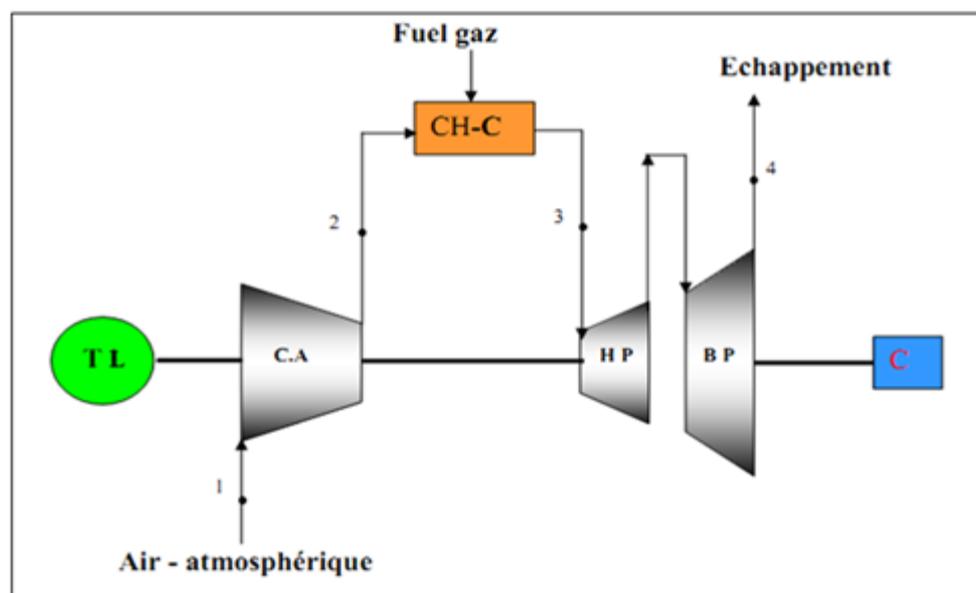
$$Q_{cc} = (m_a + m_c) * h_3 - m_a * h_2 \quad (\text{IV.2})$$

- **Travail de détente (3-4)**

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

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

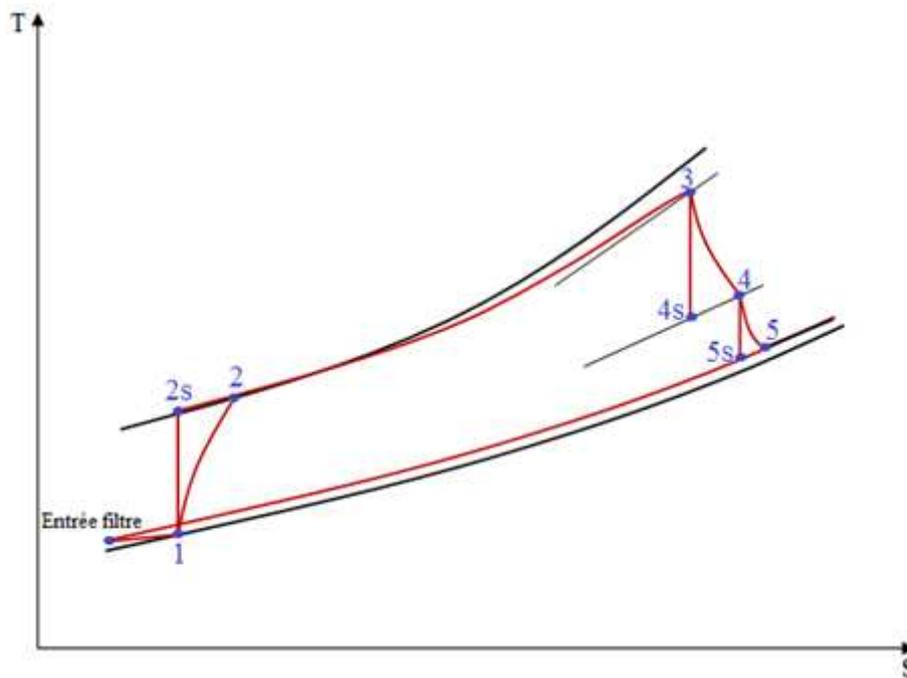
Une turbine à gaz à deux arbres est représentée schématiquement sur la figure IV.2. Les sections détente dans les turbines haute pression (HP) et basse pression (BP) sont représentées sur la figure IV.3.



**Figure. IV.2.** Représentation schématique des composantes 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 compresseur et 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 :

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

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 :

$$\varepsilon_{THP} = \left( \frac{\eta_{mTHP} \cdot \eta_{mc} \cdot C_{Pg} \cdot T_3 \cdot \eta_{iTHP}}{\eta_{mTHP} \cdot \eta_{mc} \cdot C_{Pg} \cdot T_3 \cdot \eta_{iTHP} - W_c} \right)^{\frac{\gamma_g}{\gamma_g - 1}} \quad (IV.17)$$

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) :

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

Avec  $\epsilon_{TBP} = \frac{P_4}{P_{atm}}$ , 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.

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

**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} =</math></b> <b>1,01325 bar</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} =</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.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.

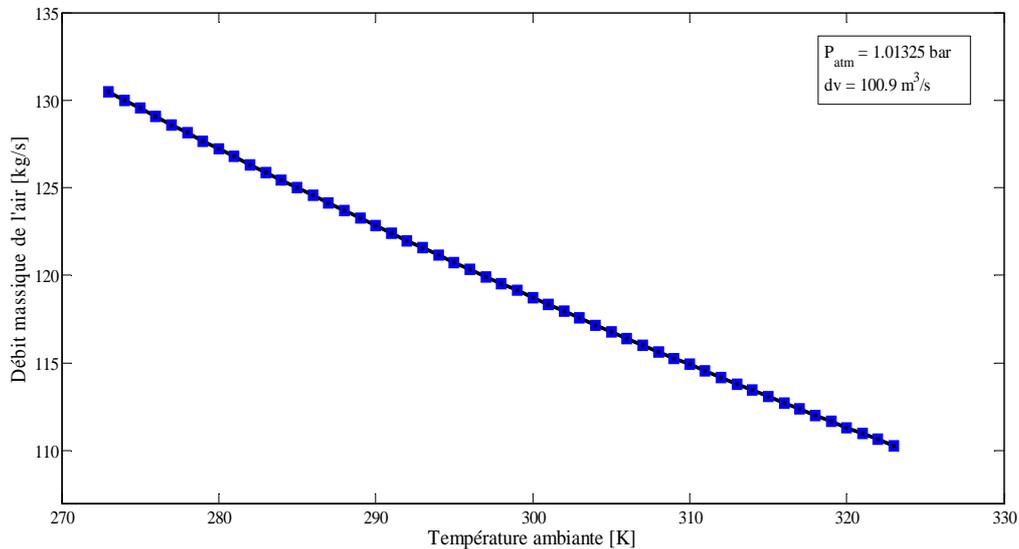
#### IV.3.1. Description du programme de calcul

Les équations décrivant le cycle thermodynamique d'une turbine à gaz ont été programmées sous le langage MATLAB en suivant un organigramme de calcul tel qu'il a été détaillé en Annexe (1). L'étude de l'effet d'un paramètre de contrôle (température ambiante, taux de compression, température sortie chambre de combustion...etc) se fait en faisant varier les valeurs de ce paramètre dans une plage bien précise suivant un pas fixe. Toutes les équations du bilan seront imbriquées à l'intérieur de la boucle de variation de ce paramètre de contrôle.

Pour chaque valeur du paramètre de contrôle, l'exécution de toutes les instructions conduit au calcul et à la sauvegarde de la valeur de la grandeur de sortie recherchée (travail, puissance, rendement, consommation spécifique...etc). Une fois l'opération est réalisée, la valeur du paramètre de contrôle sera incrémentée avec un pas préalablement choisi et l'exécution de toutes les instructions se fera à nouveau, et ainsi de suite jusqu'à la dernière valeur du paramètre de contrôle, représentant la limite supérieure de sa plage de variation. L'affichage des résultats se fait sous forme de graphe représentant au niveau des ordonnées la

grandeur objet de l'étude (la fonction), et au niveau des abscisses, le paramètre de contrôle (la variable).

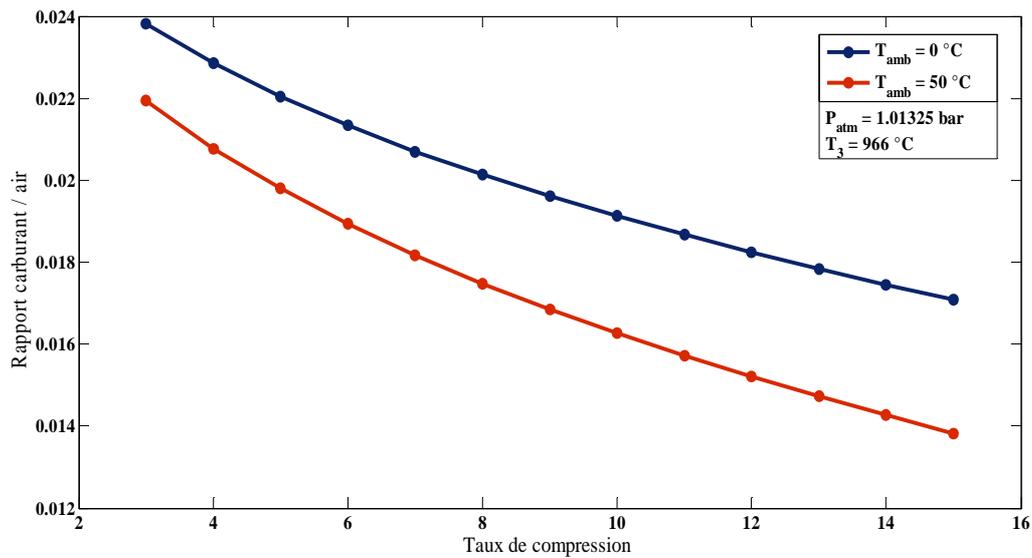
### IV.3.2. Résultats



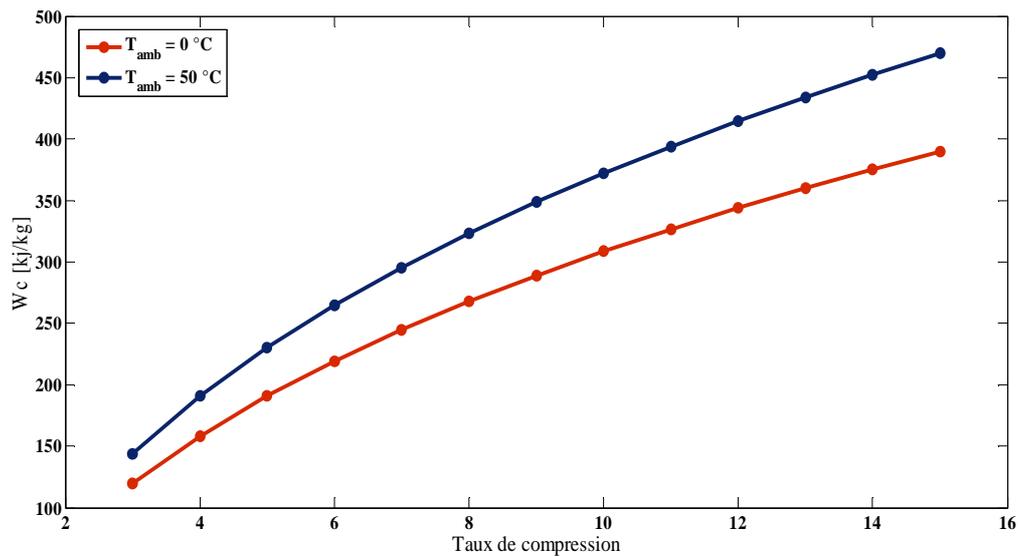
**Figure.IV.4.** Débit massique de l'air en fonction de la température ambiante

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  $T = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

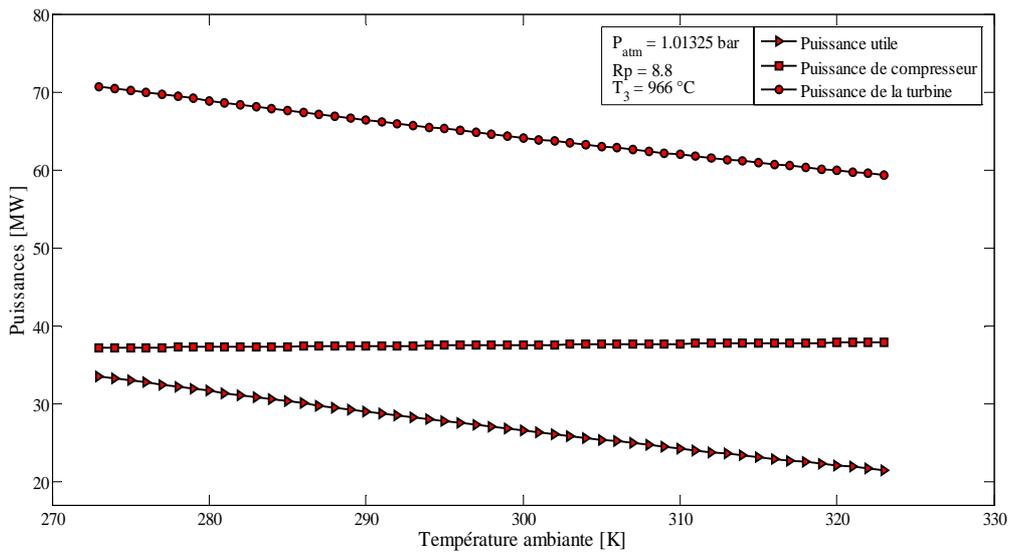


**Figure.IV.5.** Rapport carburant / air en fonction du taux de compression pour deux températures ambiantes



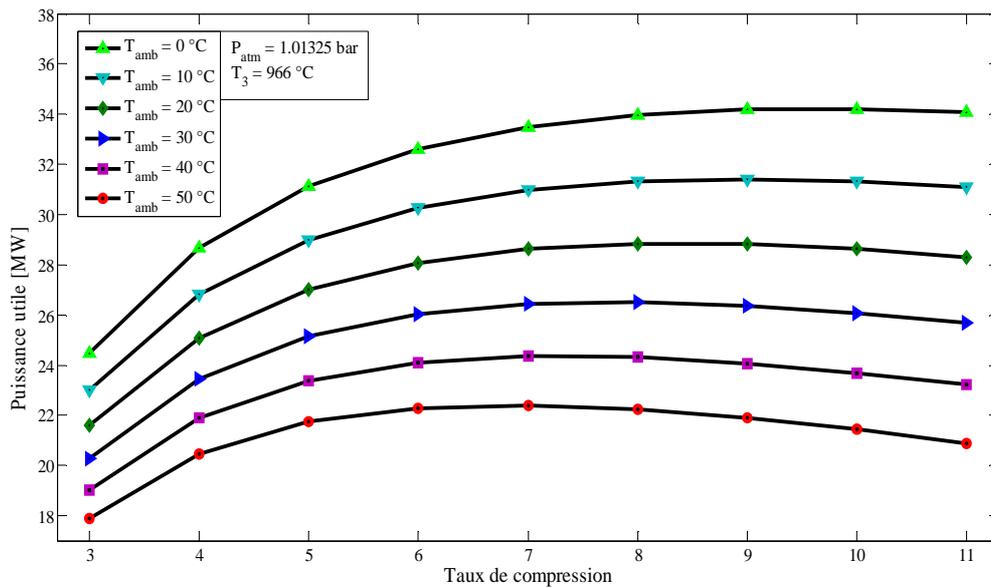
**Figure.IV.6.** Travail spécifique en fonction du taux de compression à  $T_{amb} = 0\text{ °C}$  et  $50\text{ °C}$

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.



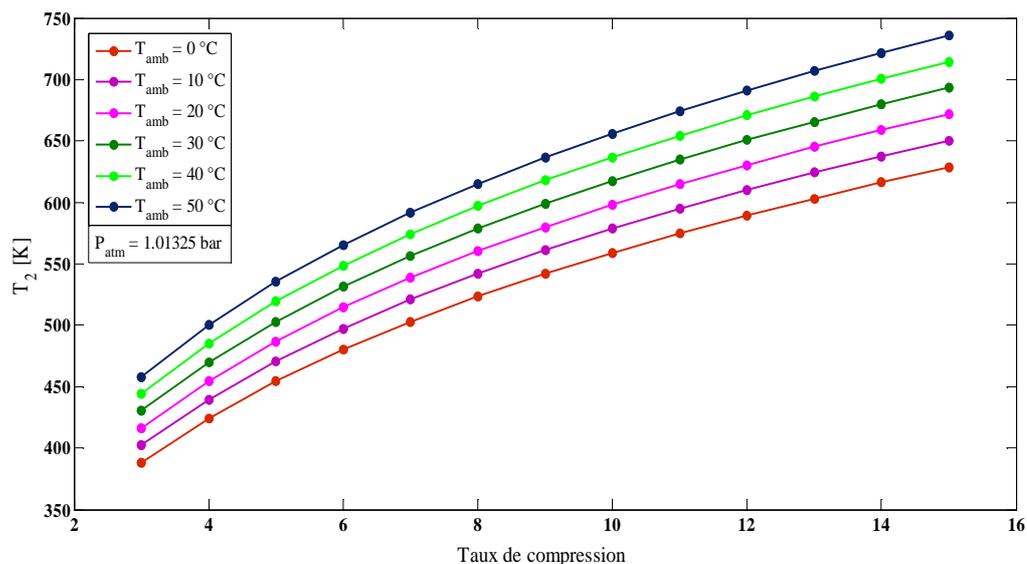
**Figure.IV.7.** Variation des puissances en fonction de la température ambiante

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.



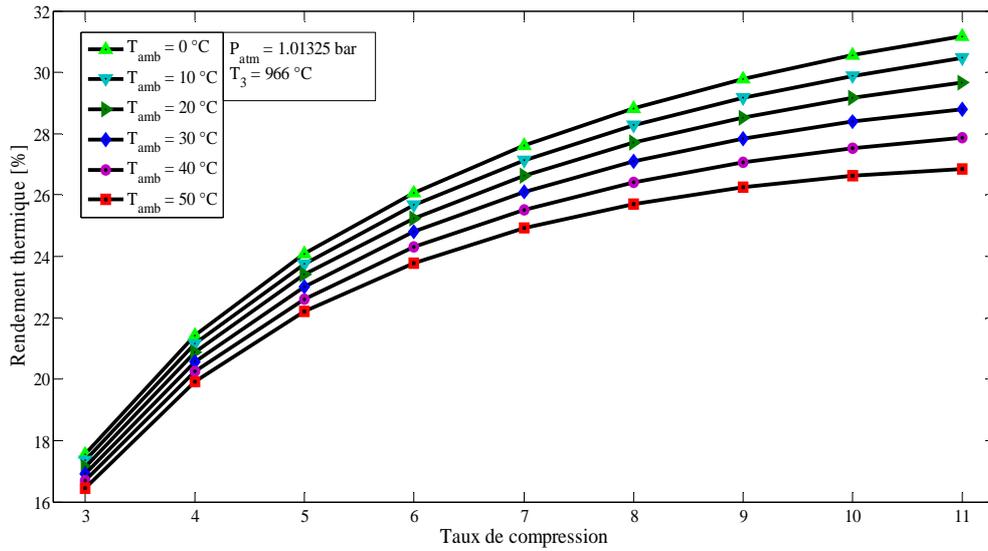
**Figure.IV.8.** Puissance utile en fonction du taux de compression pour différentes températures ambiantes

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 ( $T_{amb}=0-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), 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 ( $T_{amb}\geq 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), 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  $T_{amb}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$  et de 6 pour  $T_{amb}=50\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

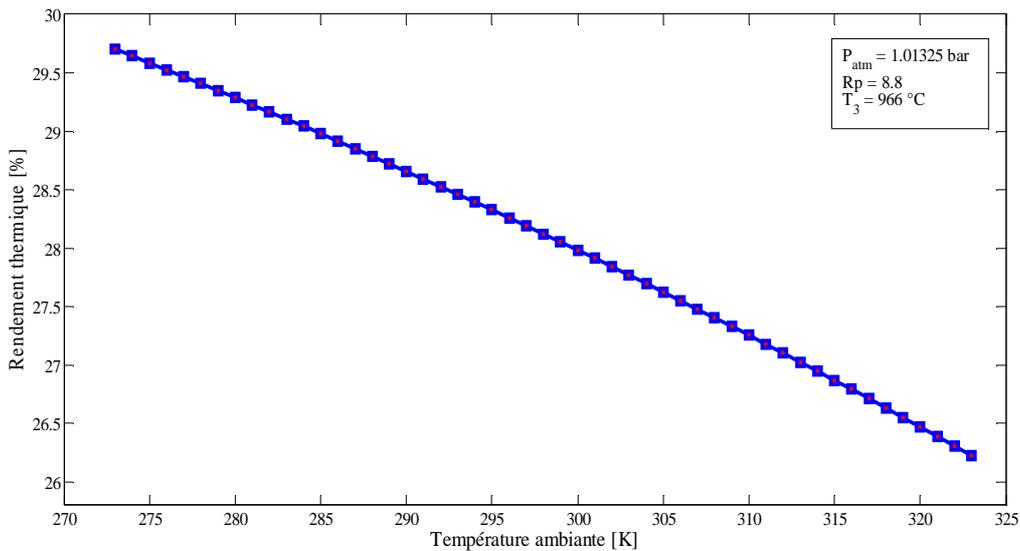


**Figure.IV.9.** Variation de la température sortie du compresseur en fonction du taux de compression pour différentes températures ambiantes

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.



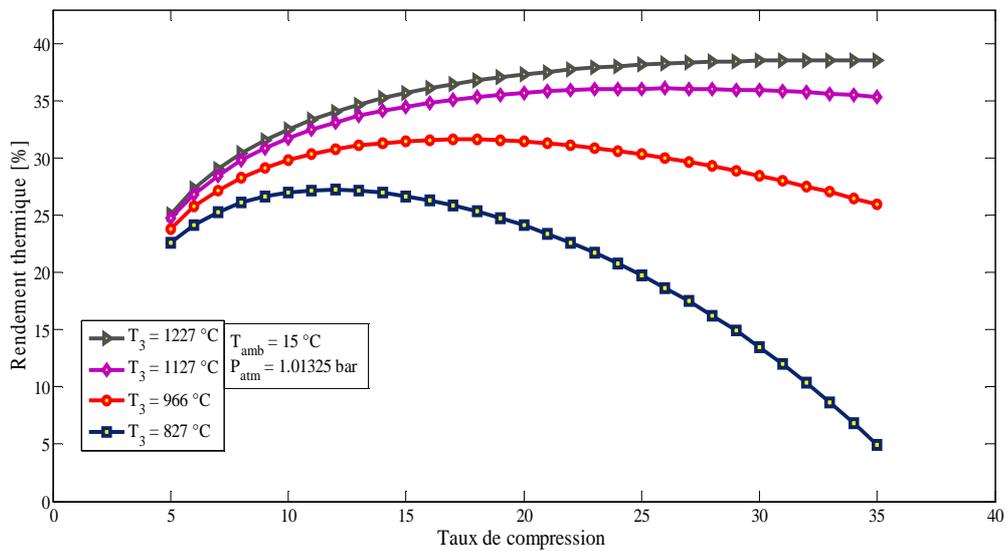
**Figure.IV.10.** Variation du rendement thermique en fonction du taux de compression pour différentes températures ambiantes



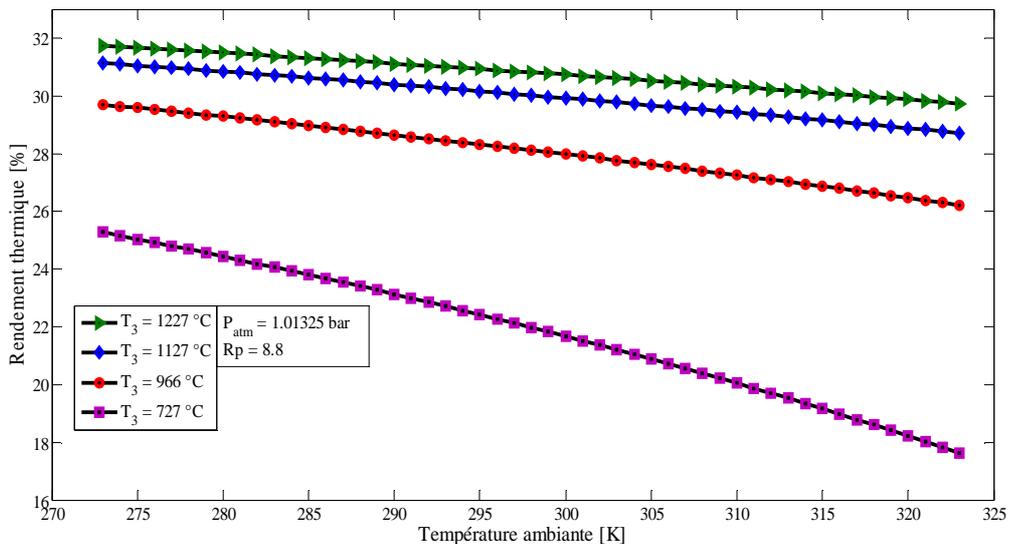
**Figure.IV.11.** Variation du rendement thermique en fonction de la température ambiante

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 ( $3 \leq \epsilon_c \leq 11$ ). 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 ( $T_3$ )

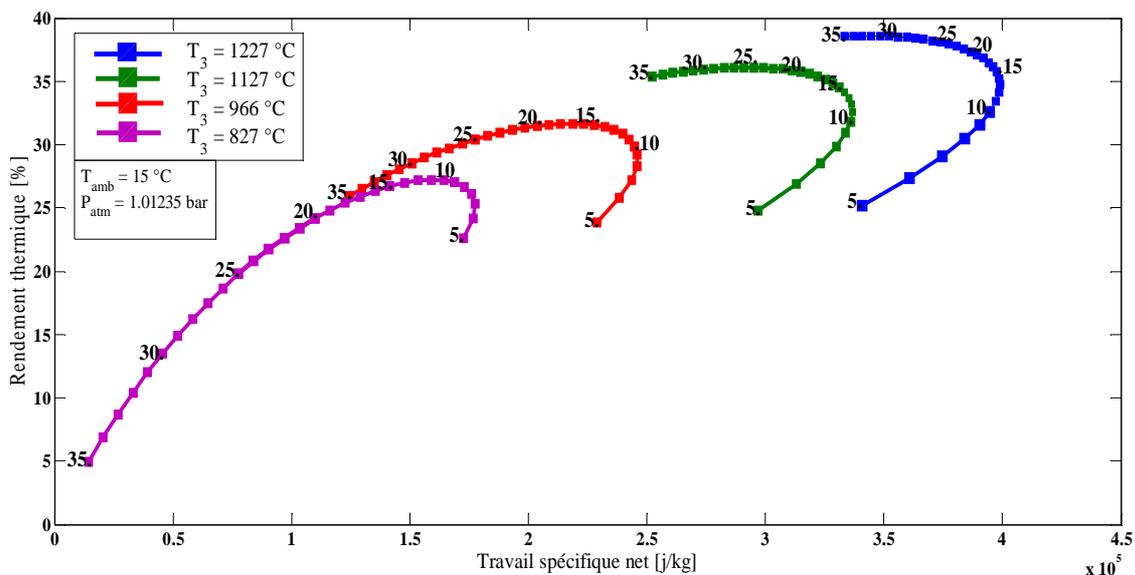


**Figure.IV.13.** Variation du rendement thermique global en fonction de la température ambiante pour différentes valeurs de  $T_3$

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  $T_3$ .

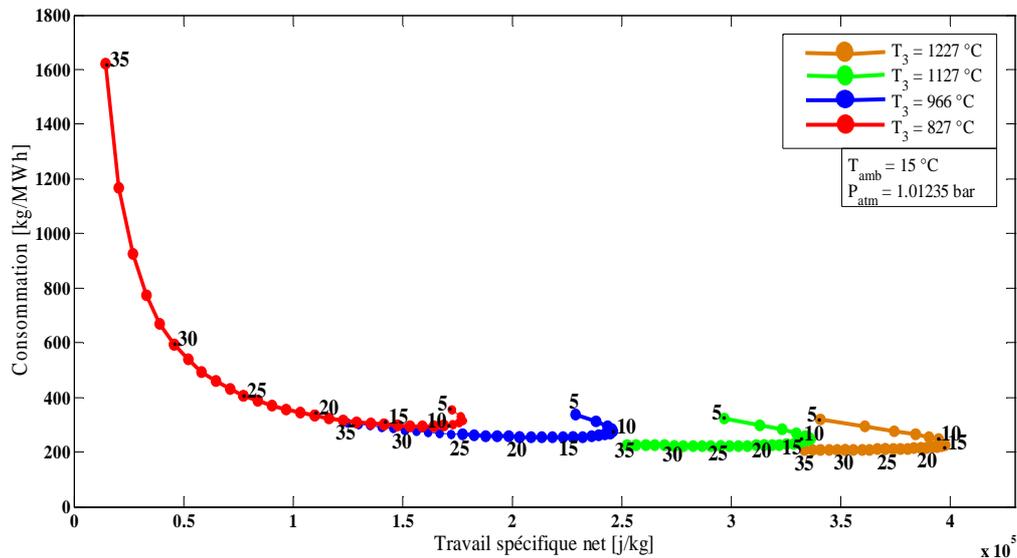
La figure IV.13 montre la variation du rendement thermique global avec la température ambiante pour différentes valeurs de la température  $T_3$  et une valeur donnée du taux de compression. Globalement, l'augmentation de la température ambiante conduit à la diminution du rendement thermique global. 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 : AMELIORATION DES PERFORMANCES DE LA TURBINE A 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 (HRS, Heat Recovery Steam Generator), comme le montre la figure V.1. [8]

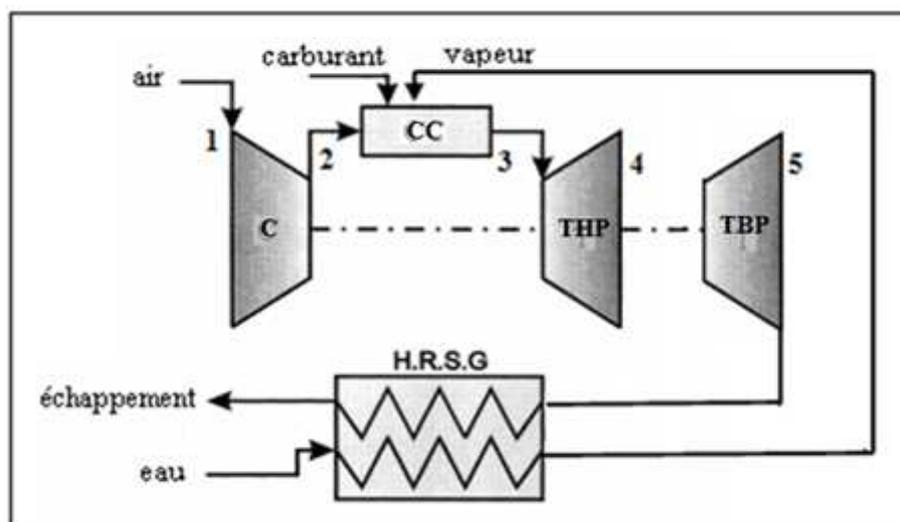


Figure V.1. Schéma d'une turbine à gaz avec injection de vapeur d'eau

### 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 :

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

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.

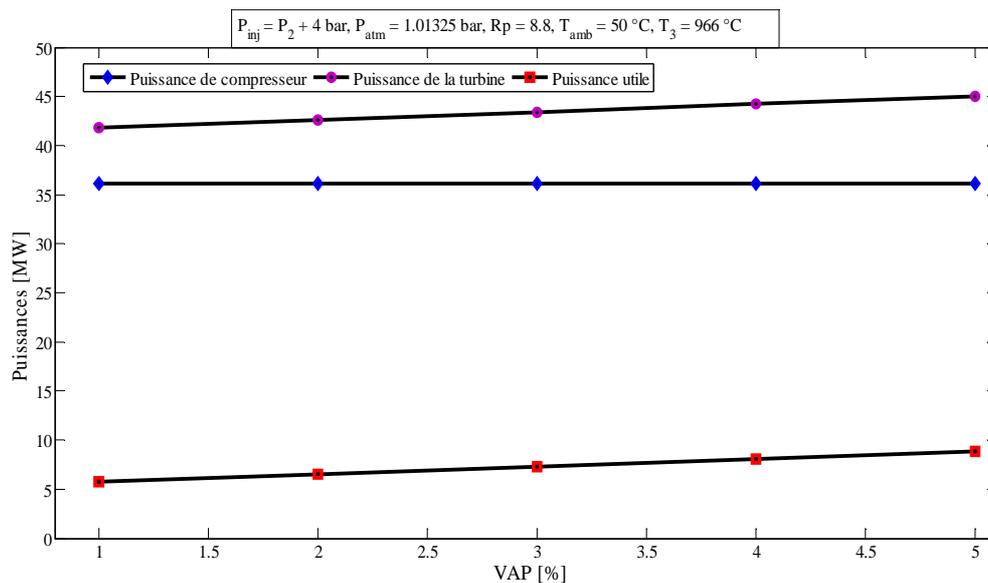
Rapport vapeur/air [%]	Débit de combustible [ kg.s <sup>-1</sup> ]	Consommation spécifique [kg.MWh <sup>-1</sup> ]	Rendement thermique global [%]
1	1,9747	323,8913	24,77
2	2,0104	316,1408	25,38
3	2,0461	309,0046	25,97
4	2,0818	302,4125	26,53
5	2,1175	296,3044	27,08

**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 %.

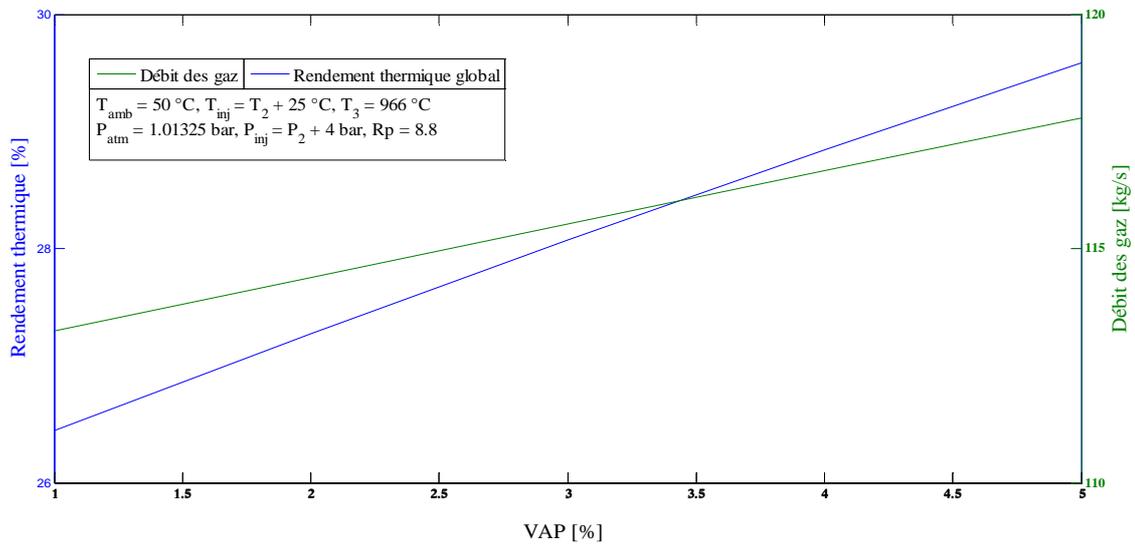
#### V.4. Etude paramétrique de l'effet de l'injection de la vapeur d'eau sur les performances de la turbine à gaz

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.



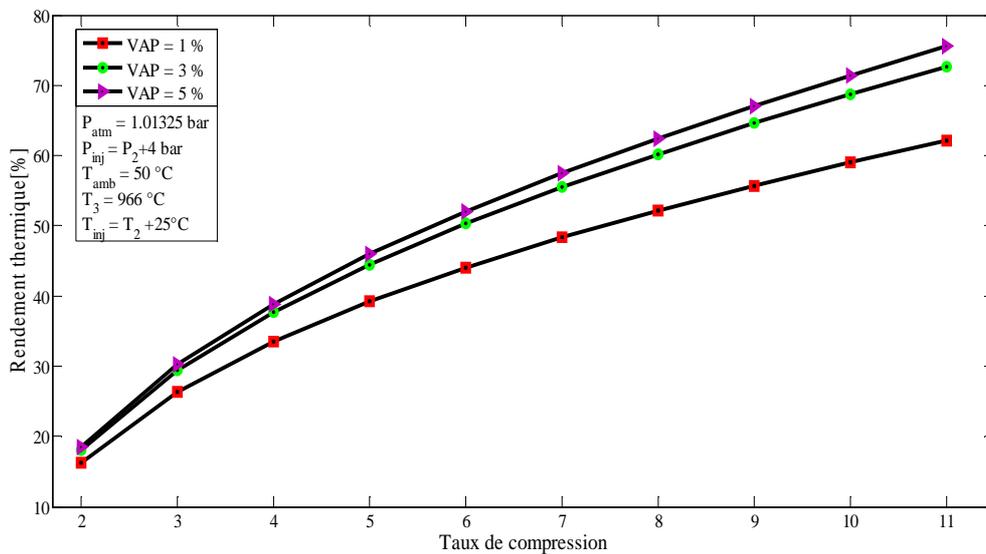
**Figure.V.2.** Variations des différentes puissances en fonction du rapport vapeur/air

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.



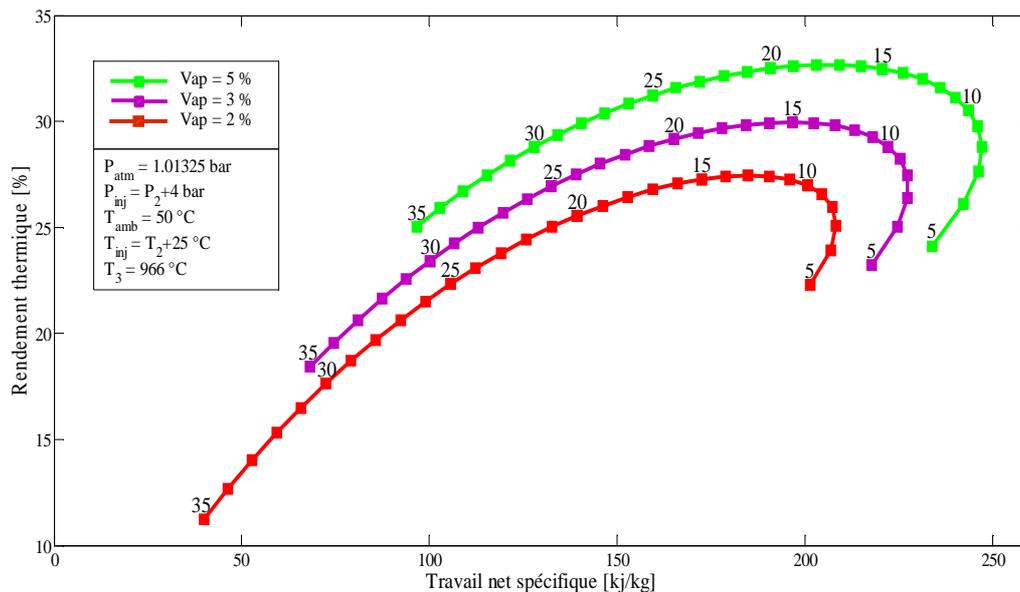
**Figure.V.3.** Variation du rendement thermique global et du débit des gaz d'échappement en fonction du rapport vapeur/air

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.

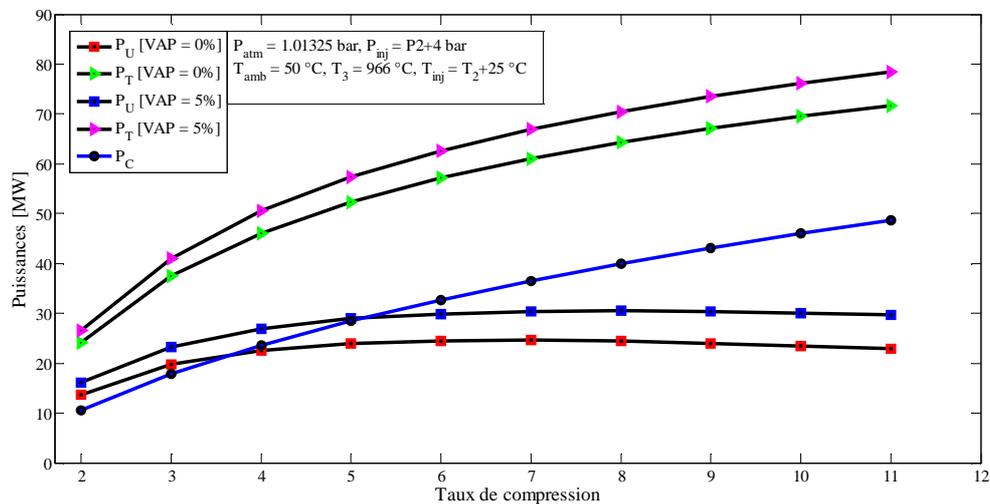


**Figure.V.5.** Variation du rendement thermique global en fonction du travail spécifique net pour différentes valeurs du rapport vapeur/air et du taux de compression

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

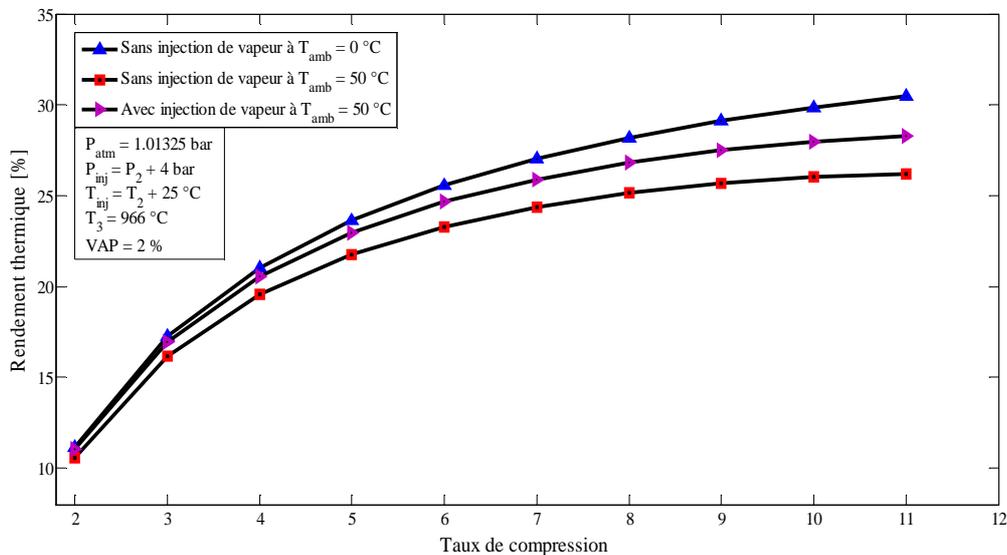
Nous avons vu, jusqu'à présent, l'effet de l'injection de vapeur d'eau sur les performances thermodynamiques d'un cycle d'une turbine à gaz. Nous allons dans ce qui suit effectuer une étude comparative entre l'influence de la température ambiante et le taux de compression sur les différentes puissances 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 GENERALE

---

Ce mémoire nous a permis de comprendre au mieux l'importance et la nécessité de l'utilisation des turbines à gaz dans notre pays et plus précisément dans l'industrie gazière du site de Hassi R'mel. Au cours de notre stage, on a assisté à de nombreuses révisions des turbines à gaz de type MS 5002B et MS 5002C qui sont prises en charges par le groupe GE (General Electric), ce qui nous a permis de voir les différents organes qui constituent la turbine à gaz et leurs rôles.

Une description détaillée de la turbine à gaz MS 5002C a été effectuée que ce soit sur le plan technologique que fonctionnel. Une comparaison des résultats entre les performances de la turbine avec les conditions ISO, les conditions réelles a été réalisée et il a été constaté que l'écart peut, dans certains cas, s'avérer conséquent. L'étude du cycle thermodynamique réel d'une installation de turbine à gaz 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.

Les calculs effectués nous ont clairement renseignés sur la nécessité de procéder à la récupération de l'énergie contenue dans les gaz d'échappement qui représente une partie importante de l'énergie des gaz sortant de la chambre de combustion. C'est l'une des possibilités d'amélioration qui peut être réalisée par l'ajout d'un échangeur de chaleur, combiné à un système d'alimentation d'eau froide, qui permettra de générer de la vapeur d'eau surchauffée qui par la suite sera injectée dans la chambre de combustion.

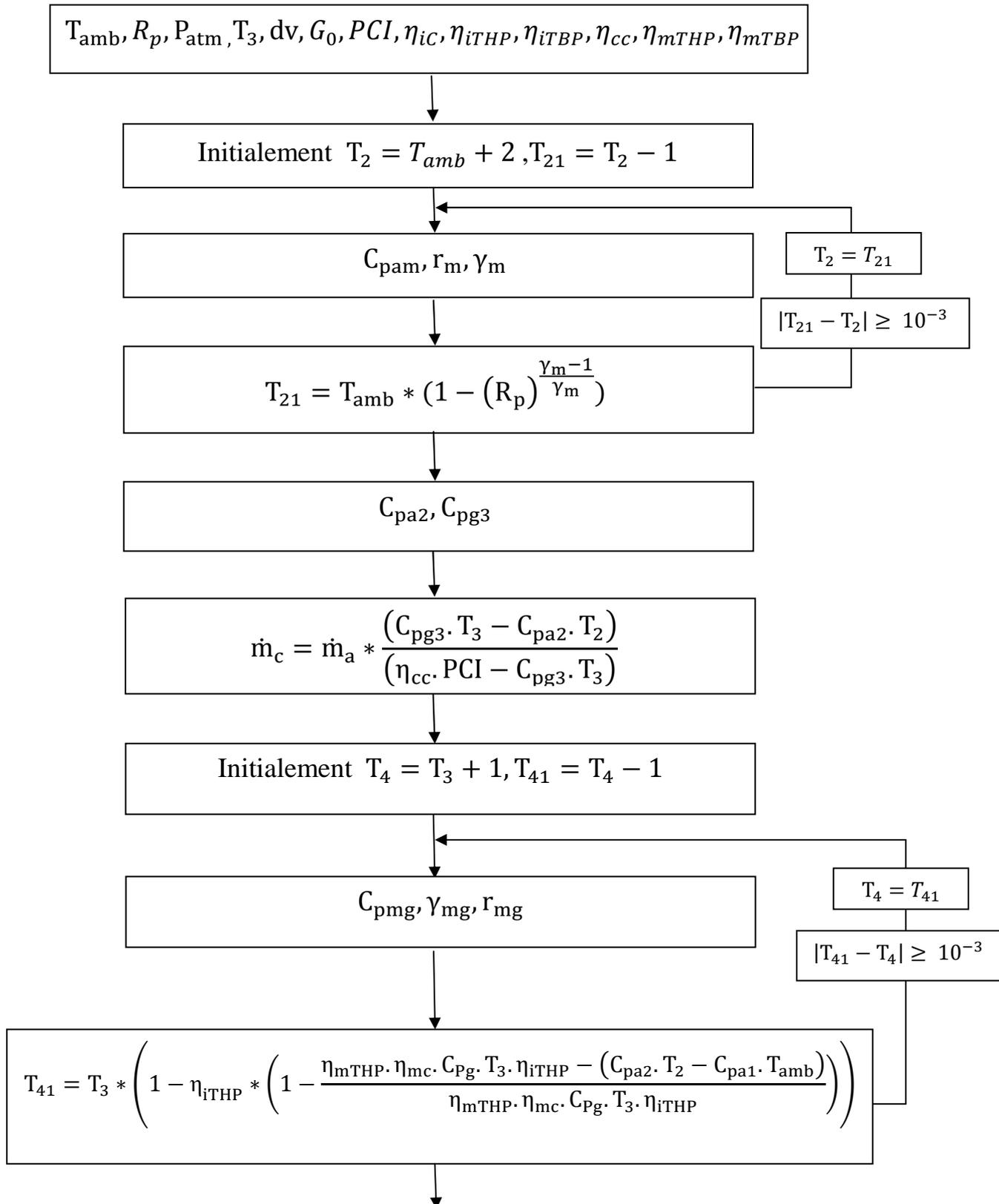
On a constaté que le fonctionnement de la turbine à gaz dans les conditions réel du site à la température 45°C et à une pression 0,9338 bar fait diminuer le rendement de 14,08 % et la puissance utile de 28,63 % par rapport à ceux des conditions ISO. L'injection d'une quantité de vapeur d'eau de 5 % du 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 %.

# *Bibliographie*

- [1] G. Danieus, “Energétique et turbomachines (691/IGM)”.
- [2] TOTAL, Manuel de formation, “ Exploration et production, les équipements et les turbines ”.
- [3] GE Oil & Gas , “Manuel de formation pour la conduite et l’entretien”, AFFAIRE N.P : SONATRACH SRGA2 , LOCALITE :ALGERIE.
- [4] GE Power Systems,“MS 5002C Gas turbine performance”, Report for training Centre of Hassi R’mel, Nuovo Pignone.
- [5] Simone Turina, “MS 5002 Gas Turbine, Performance Improvement Program”, Nuovo Pignone.
- [6] Mahmoud NADIR, 2009, “Adaptation et optimisation d’un cycle mixte sur une installation de TG”, Thèse doctorale.
- [7] H. Cohen, G.F.C. Rogers, H.I.H. Saravanamuttoo, 1987, “GAS TURBINE THEORY ”, 3<sup>ème</sup> Edition.
- [8] Abdallah BOUAM, 2008, “Amélioration des performances des turbines à gaz utilisées dans l’industrie des hydrocarbures par l’injection de vapeur d’eau ”, Thèse doctorale.
- [9] Giraud. M.,Silet. J., “ Turbines à gaz aéronautique et terrestres ”, Techniques de l’ingénieur Article B 4 410.
- [10] International Association for the Properties of Water and steam, 2007, “Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam”, Erlangen, Germany.
- [11] S.BAHAZ, “ Présentation d’une turbine à gaz ”, Sonatrach.
- [12] Pétrole. Raffinage et Génie chimique, “ Rappels de thermodynamique et cinétique”.
- [13] Documents GE (General Electric), NP(Nuovo Pignone).
- [14] Ecole des Techniques Pétrolières Skikda, “EXPLOITATION DES TURBINES A GAZ”, Centre de formation Hassi R’mel.
- [15] Sonatrach, Gas turbine, “Major factors influencing turbine performance”.

# Annexe

## (1). Organigramme de calcul : sans injection de vapeur



$$P_1 = P_{\text{atm}} - \Delta P, P_2 = \varepsilon_c * P_1, P_3 = 0,96 * P_2$$

$$\varepsilon_{\text{THP}} = \left( \frac{\eta_{\text{mTHP}} \cdot \eta_{\text{mc}} \cdot C_{\text{Pmg}} \cdot T_3 \cdot \eta_{\text{iTHP}}}{\eta_{\text{mTHP}} \cdot \eta_{\text{mc}} \cdot C_{\text{Pmg}} \cdot T_3 \cdot \eta_{\text{iTHP}} - C_{\text{pa2}} \cdot T_2 - C_{\text{pa1}} \cdot T_{\text{amb}}} \right)^{\frac{\gamma_{\text{mg}}}{\gamma_{\text{mg}} - 1}}$$

$$P_4 = \frac{P_3}{\varepsilon_{\text{THP}}}$$

Initialement  $T_5 = T_4 + 1, T_{51} = T_5 - 1$

$C_{\text{pmg}}, \gamma_{\text{mg}}, \gamma_{\text{mg}}$

$T_5 = T_{51}$

$|T_{51} - T_5| \geq 10^{-3}$

$$T_5 = T_4 * \left( 1 - \eta_{\text{iTBP}} * \left( 1 - (\varepsilon_{\text{TBP}})^{\frac{\gamma_{\text{mg}}}{\gamma_{\text{mg}} - 1}} \right) \right)$$

$$W_c = C_{\text{pa1}} \cdot T_{\text{amb}} - C_{\text{pa2}} \cdot T_2$$

$$W_T = (C_{\text{pg3}} \cdot T_3 - C_{\text{pg5}} \cdot T_5)$$

$$W_{\text{net}} = W_T - W_c$$

$$P_C = \dot{m}_a * (C_{\text{pa2}} \cdot T_2 - C_{\text{pa1}} \cdot T_1)$$

$$P_{\text{THP}} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) * (C_{\text{pg3}} \cdot T_3 - C_{\text{pg4}} \cdot T_4)$$

$$P_{\text{TBP}} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) * (C_{\text{pg4}} \cdot T_4 - C_{\text{pg5}} \cdot T_5)$$

$$P_T = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) * (C_{\text{pg3}} \cdot T_3 - C_{\text{pg5}} \cdot T_5)$$

$$P_u = P_T - P_C$$

$$C_s = \frac{3600 * \dot{m}_c}{P_u}$$

$$\eta_{\text{THG}} = \frac{P_u}{\dot{m}_c * \text{PCI}}$$

## (2). Les propriétés de la vapeur d'eau :

- La valeur de la constante spécifique du gaz

$$R = 0.461\ 526\ \text{kJ} \cdot (\text{kg K})^{-1}$$

- Résultats de la valeur recommandée de la constante de gaz molaire

$$R_m = 8.314\ 51\ \text{kJ} \cdot (\text{kmol K})^{-1}$$

- le poids moléculaire de l'eau ordinaire

$$M = 18.015\ 257\ \text{kg} \cdot \text{kmol}^{-1}$$

### ❖ L'enthalpie spécifique de la vapeur d'eau à $T_{inj}$ , $P_{inj}$ et à la température d'échappement $T_5$ :

$$\frac{h(T, P)}{RT} = \tau(\gamma_\tau^0 + \gamma_\tau^r)$$

Tel que :

$\gamma_\tau^0$ : Dérivé de la partie  $\gamma$  du gaz idéal

$$\gamma_\tau^0 = \left( \frac{\partial \gamma^0}{\partial \tau} \right)_\pi = \sum_{i=1}^9 n_i J_i^0 \tau^{J_i^0 - 1}$$

Et

$\gamma_\tau^r$ : dérivés de la partie résiduelle  $\gamma$

$$\gamma_\tau^r = \left( \frac{\partial \gamma^r}{\partial \tau} \right)_\pi = \sum_{i=1}^{43} n_i \pi^{J_i} J_i (\tau - 0.5)^{J_i - 1}$$

Température réduite inverse :

$$\tau = \frac{540\ \text{K}}{T}$$

Pression réduite :

$$\pi = \frac{P}{1\ \text{MPa}}$$

- Les coefficients et les exposants de la partie gaz idéal de l'équation fondamentale et ses dérivés sont présentés dans le tableau suivant :

i	$J_i^0$	$n_i^0$
1	0	-0.96927686500217 E+01
2	1	0.10086655968018 E+02
3	-5	-0.560879112 83020 E-02
4	-4	0.71452738081455 E-01
5	-3	-0.40710498223928 E+00
6	-2	0.14240819171444 E+01
7	-1	-0.43839511319450 E+01
8	2	-0.28408632460772 E+00
9	3	0.21268463753307 E-01

**Tableau (1) :** Coefficients et les exposants de la partie gaz idéal de l'équation fondamentale et ses dérivés.

- Les coefficients et exposants de la partie résiduelle de l'équation fondamentale et de ses dérivés sont présentés ci-dessous :

i	$I_i$	$J_i$	$n_i$
1	1	0	-0.17731742473213 E-02
2	1	1	-0.17834862292358 E-01
3	1	2	-0.45996013696365 E-01
4	1	3	-0.57581259083432 E-01
5	1	6	-0.50325278727930 E-01
6	2	1	-0.33032641670203 E-04
7	2	2	-0.18948987516315 E-03
8	2	4	-0.39392777243355 E-02
9	2	7	-0.43797295650573 E-01
10	2	36	-0.26674547914087 E-04
11	3	0	0.20481737692309 E-07
12	3	1	0.43870667284435 E-06
13	3	3	-0.32277677238570 E-04

14	3	6	-0.15033924542148 E-02
15	3	35	-0.40668253562649 E-01
16	4	1	-0.78847309559367 E-09
17	4	2	0.12790717852285 E-07
18	4	3	0.48225372718507 E-06
19	5	7	0.22922076337661 E-05
20	6	3	-0.16714766451061 E-10
21	6	16	-0.21171472321355 E-02
22	6	35	-0.23895741934104 E+02
23	7	0	-0.59059564324270 E-17
24	7	11	-0.12621808899101 E-05
25	7	25	-0.38946842435739 E-01
26	8	8	0.11256211360459 E-10
27	8	36	-0.82311340897998 E+01
28	9	13	0.19809712802088 E-07
29	10	4	0.10406965210174 E-18
30	10	10	-0.10234747095929 E-12
31	10	14	-0.10018179379511 E-08
32	16	29	-0.80882908646985 E-10
33	16	50	0.10693031879409 E+00
34	18	57	-0.33662250574171 E+00
35	20	20	0.89185845355421 E-24
36	20	35	0.30629316876232 E-12
37	20	48	-0.42002467698208 E-05
38	21	21	-0.59056029685639 E-25
39	22	53	0.37826947613457 E-05
40	23	39	-0.12768608934681 E-14
41	24	26	0.73087610595061 E-28
42	24	40	0.55414715350778 E-16
43	24	58	-0.94369707241210 E-06

**Tableau (2) :** Coefficients et exposants de la partie résiduelle de l'équation fondamentale et de ses dérivés.

❖ **L'enthalpie spécifique de la vapeur d'eau à Température et pression de sortie de la chambre de combustion :**

Enthalpie spécifique :

$$\frac{h(\pi, \tau)}{RT} = \tau(\gamma_{\tau}^0 + \gamma_{\tau}^r)$$

Tel que :

$$\gamma_{\tau}^0 = \sum_{i=1}^6 n_i^0 J_i^0 \tau^{J_i^0 - 1}$$

Et :

$$\gamma_{\tau}^r = \sum_{i=1}^6 n_i \pi^{L_i} J_i^r \tau^{J_i^r - 1}$$

$$\text{Avec : } \begin{cases} \pi = \frac{p}{p^*} \\ \tau = \frac{T^*}{T} \\ p^* = 1 \text{ MPa ; } T^* = 1000 \text{ K} \end{cases}$$

- Valeurs des coefficients des relations de vapeur d'eau :

i	$J_i^0$	$n_i^0$
1	0	-0.13179983674201 E+02
2	1	0.68540841634434 E+01
3	-3	-0.24805148933466 E-01
4	-2	0.36901534980333 E+00
5	-1	-0.31161318213925 E+01
6	2	-0.32961626538917 E+00

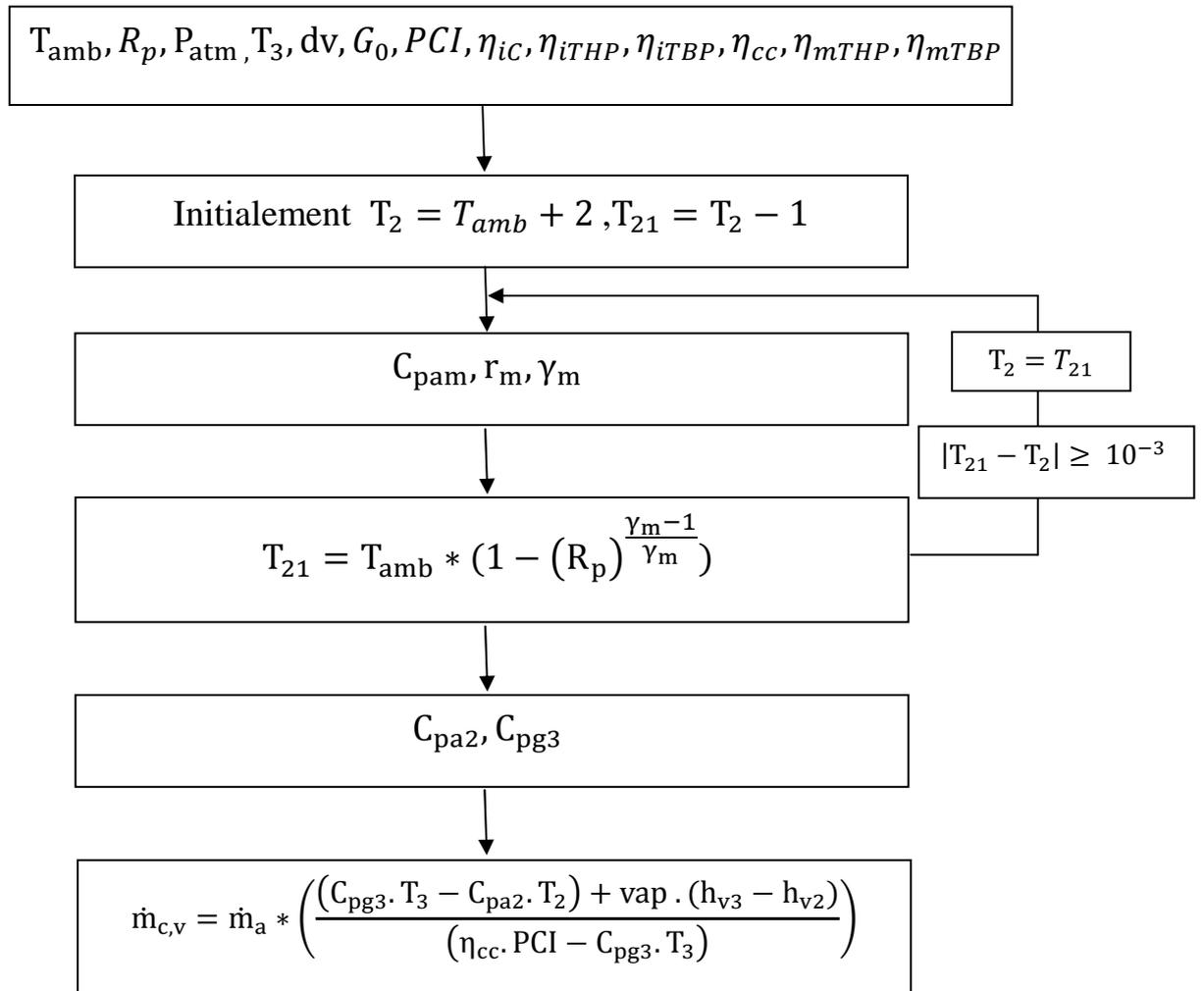
**Tableau (3) :** valeurs des coefficients des relations des propriétés de vapeur d'eau

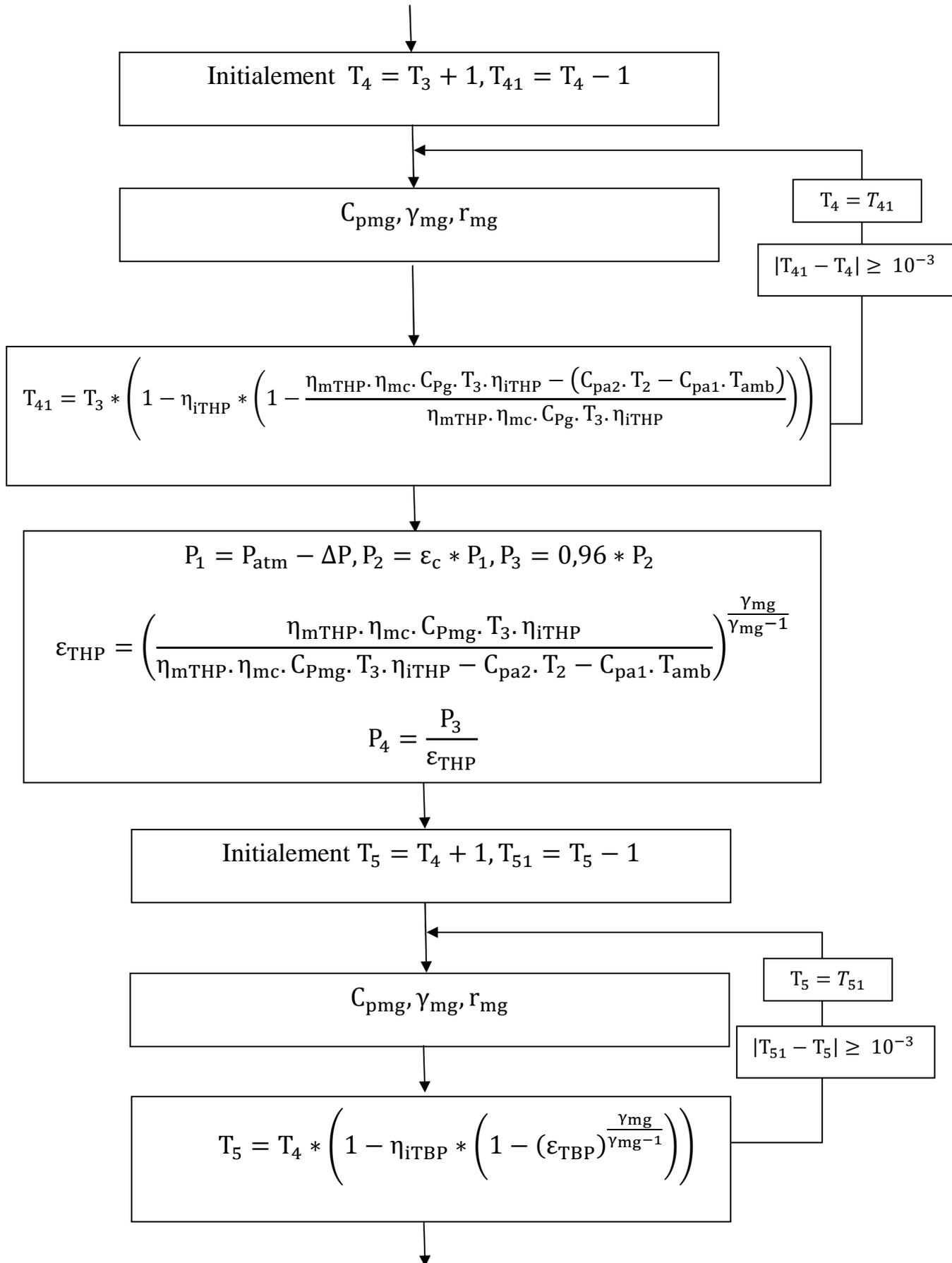
Les coefficients et les exposants son présentés dans le tableau suivant :

i	$I_i$	$J_i$	$n_i$
1	1	1	0.15736404855259 E-02
2	1	2	0.90153761673944 E-03
3	1	3	-0.50270077677648 E-02
4	2	3	0.22440037409485 E-05
5	2	9	-0.41163275453471 E-05
6	3	7	0.37919454822955 E-07

**Tableau (4) :** Valeurs des coefficients et des exposants du gaz idéal de la partie  $\gamma^r$  de l'énergie libre de Gibbs.

**(3). Organigramme de calcul : avec injection de vapeur**





$$W_c = C_{pa1} \cdot T_{amb} - C_{pa2} \cdot T_2$$

$$W_{T,v} = \left(1 + \frac{\dot{m}_{c,v}}{\dot{m}_a}\right) \cdot (C_{pg3} \cdot T_3 - C_{pg5} \cdot T_5) + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} \cdot (h_{v3} - h_{v5})$$

$$W_{net} = W_{T,v} - W_c$$

$$P_c = \dot{m}_a \cdot (C_{pa2} \cdot T_2 - C_{pa1} \cdot T_1)$$

$$P_{THP} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) \cdot (C_{pg3} \cdot T_3 - C_{pg4} \cdot T_4) + \dot{m}_v \cdot (h_{v3} - h_{v4})$$

$$P_{TBP} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) \cdot (C_{pg4} \cdot T_4 - C_{pg5} \cdot T_5) + \dot{m}_v \cdot (h_{v4} - h_{v5})$$

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

$$P_{U,v} = P_{T,v} - P_c$$

$$C_s = \frac{3600 \cdot \dot{m}_{c,v}}{P_{U,v}}$$

$$\eta_{THG,v} = \frac{P_{U,v}}{\dot{m}_{c,v} \cdot PCI}$$