

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

**Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique**

جامعة أبي بكر بلقايد - تلمسان -

Université Aboubakr Belkaïd - Tlemcen -  
Faculté de TECHNOLOGIE



## **MEMOIRE**

Présenté pour l'obtention du **diplôme de Master**

**En** : Génie Mécanique

**Spécialité** : Energétique

**Par** : SADAOUI Abdelbassir  
ZERARGUI Aymen

### **Sujet**

**Diagnostic et amélioration des performances thermodynamique de  
turbine a gaz MS5002D à site gazier Tiguentourine BP**

Soutenu publiquement, le / / , devant le jury composé de :

|                           |     |               |              |
|---------------------------|-----|---------------|--------------|
| Mr / Sari Hassoun Zakaria | MCA | Univ. Tlemcen | Président    |
| Mr / Benmansour Abdelkrim | MCB | Univ. Tlemcen | Examinateur  |
| Mr / Begag Abdelaziz      | MCB | Univ. Tlemcen | Encadreur    |
| Mr / Berinoouba Naceur    | ING | Sonatrach     | Co-Encadreur |

Année universitaire : 2022 / 2023

# *Remerciements*

*Avant tout, nous remercions Dieu de nous avoir donné la force d'accomplir  
cette humble tâche.*

*Nous tenons à exprimer notre sincère gratitude à notre encadrant  
**Mr. BEGAG Abdelaziz** pour son soutien et son aide précieuse.*

*Nous tenons également à remercier les jurys d'avoir accepté notre travail.*

*Nous tenons à remercier **Mr. SARI HASSOUN Zakaria** d'avoir accepté  
d'assurer la présidence du jury et **Mr. BENMANSOUR Abdelkrim** d'avoir  
accepté d'examiner ce travail.*

*Nos remerciements s'adressent aussi aux personnels de la Division Production  
de In-Aminas Tiguentourine BP, notamment Berinouba Naceur, Bettahar  
Fares, Addoune Fares, Bali Abelazziz, Hacini Khalid, Chakrabi Ahmed,  
Mchengher Samir, Adem, Souhil, Mohamed et tout le service de mécanique.*

*Nous remercions nos chers parents, frères et sœurs qui nous ont toujours  
soutenus, ainsi que toute la famille pour leurs encouragements et leur soutien  
dans la réalisation de cette thèse. Enfin, je tiens à remercier tous ceux qui ont  
contribué de près ou de loin à l'élaboration de cet humble ouvrage. Ici vous  
pouvez voir nos plus profondes expressions de gratitude et de respect.*

# *Dédicaces*

*C'est avec une grande émotion que*

*Je dédie ce modeste travail de fin d'étude*

*Au la plus chère : ma mère qui a fait de moi ce que je suis  
aujourd'hui, et a guidé mes pas durant toute ma vie avec son aide,  
son grand émotion et son sacrifice.*

*A mon cher père que Dieu lui fasse miséricorde*

*A mes chers frères et ma chère sœur*

*A tous mes enseignants chacun par son nom*

*A monsieur Zeddoune Ahmed*

*A mon binôme*

*A tous mes amis*

*Et à tous ceux qui me sont chers.*

*ZERARGUI Aymen*

# *Dédicaces*

*Je dédie ce travail à :*

*Mon père et ma mère qui ont été les bougies allumant mon chemin  
vers la réussite qui m'ont données leurs amours, leurs sacrifices qui  
ne cessent pas de m'encourager et de veiller pour mon bien.*

*Pour que je réussir leur patience et leur amour.*

*Mes frères Mes sœurs*

*A tous mes enseignants chacun par son nom*

*A mon binôme*

*Tous mes amis*

*A monsieur Zeddoune Ahmed*

*A tous mes collègues chacun par son nom*

*A chaque personne qui m'a aidée.*

*SADAoui Abdelbassir*

## ملخص

لطالما كانت توربينات الغاز ذات أهمية كبيرة في الصناعة ، وخاصة في قطاع الهيدروكربونات. تم تصميم محطات توليد الطاقة بتوربينات الغاز لتعمل في ظل الظروف الديناميكية الحرارية لدرجة الحرارة والضغط المحددة بواسطة ISO معايير.

لسوء الحظ ، لا تتوفر هذه الظروف دائماً لأنها تتغير من يوم لآخر (المناخات الرطبة والجافة والحارة وما إلى ذلك) يتناسب أداء تركيب التوربينات الغازية عكسياً مع درجة الحرارة المحيطة ، لأنه كلما انخفضت درجة الحرارة المحيطة ، زاد حجم الهواء الداخل إلى الضاغط ، مما يؤثر بشكل مباشر على الأداء تحقيقاً لهذه الغاية ، يشمل عملنا البحث في تحسين أداء تركيبات التوربينات الغازية عن طريق نظام التغطية الذي يستخدم كطريقة لتبريد الهواء الداخل إلى الضاغط عن طريق الحقن المباشر للماء من أجل خفض درجة الحرارة المحيطة حتى تصل إلى التشغيل الأمثل. قيم

على بعد In-Amenas Tiguentourine المثبتة في منطقة الغاز في MS5002D كانت حالة التوربينات الغازية مثلاً على دراستنا ، لذلك قمنا بإزالة المعلمات الأولية الموقع الحقيقي (In-Amenas 40 كم جنوب غرب مدينة درجة مئوية و 41.58 درجة مئوية مرتبطة 29 (MARK VI) للموسمين (الشتاء ، الصيف) من غرفة التحكم الدورة. تكشف النتائج الحالية أن استخدام بالموسمين لمعرفة تأثير درجة الحرارة المحيطة على أداء التوربين عند الغاز انخفاض درجة حرارة مدخل الهواء عندما تزداد الرطوبة النسبية ، يمكن ملاحظة تأثير عكسي كبير على قوة وكفاءة نظام ضباب في بداية الضاغط يمكن أن يحسن الكفاءة وإخراج الطاقة بسبب للضاغط

# Résumé

Les turbines à gaz ont toujours eu une grande importance dans l'industrie, notamment dans le secteur des hydrocarbures. Les centrales à turbine à gaz sont conçues pour fonctionner dans les conditions thermodynamiques de température et de pression spécifiées par les normes ISO. Malheureusement, ces conditions ne sont pas toujours disponibles car elles changent de jour en jour (climats humides, secs, chauds, etc.)

Les performances d'une installation de turbine à gaz sont inversement proportionnelles à la température ambiante, car plus la température ambiante est basse, plus le volume d'air entrant dans le compresseur augmente, ce qui affecte directement les performances.

A cet effet, nos travaux incluent des recherches sur l'amélioration des performances des installations de turbines à gaz par le système de brumisation (fogging) qui est utilisé comme méthode de refroidissement de l'air d'entrée au compresseur par injection directe d'eau afin de diminuer la température ambiante jusqu'à ce qu'elle atteigne des valeurs optimales de fonctionnement.

Le cas de la turbine à gaz MS5002D installée à la zone gazière de In-Amenas (Tiguentourine 40 km au sud-ouest de la ville d'In-Amenas) était l'exemple de notre étude, pour lequel on a enlevé les paramètres initiaux réels du site des deux saisons (hiver, été) à partir de la salle de contrôle (MARK VI) 29°C et 41.58°C liés aux deux saisons pour voir l'effet de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz est présenté.

Lorsque l'humidité relative augmente, un effet inverse considérable peut être observé sur la puissance et l'efficacité du cycle. Les résultats actuels révèlent que l'utilisation d'un système de brume en amont du compresseur peut améliorer l'efficacité et la puissance de sortie en raison de la réduction de température d'entrée de l'air du compresseur.

Mots clés:

hydrocarbures , conditions ISO , système fogging , turbine à gaz MS5002D , MARK VI , humidité relative

# Abstract

Gas turbines have always been of great importance in industry, especially in the hydrocarbon sector. Gas turbine power plants are designed to operate under the thermodynamic conditions of temperature and pressure specified by ISO standards. Unfortunately, these conditions are not always available as they change from day to day (wet, dry, hot climates, etc.)

The performance of a gas turbine installation is inversely proportional to the ambient temperature, because the lower the ambient temperature, the more the volume of air entering the compressor increases, which directly affects performance.

To this end, our work includes research on improving the performance of gas turbine installations by the misting system which is used as a method of cooling the air entering the compressor by direct injection of water in order to decrease the ambient temperature until it reaches optimum operating values.

The case of the MS5002D gas turbine installed in the gas zone of In-Amenas Tiguentourine 40 km southwest of the city of In-Amenas) was the example of our study, for this we removed the initial parameters real site of the two seasons (winter, summer) from the control room (MARK VI) 29°C and 41.58°C linked to the two seasons to see the effect of the ambient temperature on the performance of the turbine at gas is presented.

When the relative humidity increases, a considerable reverse effect can be observed on the power and efficiency of the cycle. The current results reveal that the use of a mist system upstream of the compressor can improve efficiency and power output due to the reduction in compressor air inlet temperature.

Key words:

hydrocarbons, ISO conditions, fogging system, MS5002D gas turbine, MARK VI, relative humidity

# *Nomenclature*

| <b>Symbols</b>      | <b>Designation</b>                           | <b>Unité</b>                             |
|---------------------|--|--|
| $C_p$               | Chaleur spécifique à pression constante      | [kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]  |
| $C_s$               | Consommation spécifique                      | [kg.MWh <sup>-1</sup> ]                  |
| $d$                 | Densité du gaz                               | [-]                                      |
| $Q_v$               | Débit volumique                              | [m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]       |
| $G_0$               | Exposant isentropique                        | [kg.a.kg <sup>-1</sup> ]                 |
| $\gamma$            | Masse volumique                              | [kg.m <sup>-3</sup> ]                    |
| $h$                 | Enthalpie spécifique                         | [kg.a.kcal <sup>-1</sup> ]               |
| $\lambda_K$         | Caractéristique de MEKONOVLOV                | [-]                                      |
| $\alpha$            | Coefficient d'excès d'air                    | [-]                                      |
| $\dot{m}$           | Débit massique                               | [kg. s <sup>-1</sup> ]                   |
| $M$                 | Masse molaire                                | [kg.mol <sup>-1</sup> ]                  |
| $N$                 | Vitesse de rotation                          | [tr.min <sup>-1</sup> ]                  |
| $\varepsilon_c$     | Taux décompression                           | [-]                                      |
| $\varepsilon_{THP}$ | Taux de détente de la turbine haute pression | [-]                                      |
| $\varepsilon_{TBP}$ | 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                                    | [%]                                      |
| $T$                 | Temperature                                  | [K]                                      |
| $\text{vap}$        | Rapport debit de vapeur/debit 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] |
| HR       | Humidité relative                           | [%] |
| $\omega$ | Teneur en humidité                          | [-] |

| <b>Indice</b> | <b>Designation</b>       |
|---------------|--------------------------|
| atm           | atmosphere               |
| amb           | ambient                  |
| 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 |

# *Liste des figures*

|                     |   |    |
|---------------------|---|----|
| <b>Figure.I.1</b>   | Schéma générale de la turbine à gaz.....  | 3  |
| <b>Figure.I.2</b>   | Turbine à gaz GT13E2 pour la production d'électricité.....                                    | 4  |
| <b>Figure.I.3</b>   | Les premiers watts de la micro turbine ONERA .....  | 6  |
| <b>Figure.I.4</b>   | Schéma explicatif d'un turbo moteur.....  | 7  |
| <b>Figure.I.6</b>   | Cycle idéal de joule.....   | 10 |
| <b>Figure.I.7</b>   | Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz.....   | 10 |
| <b>Figure.I.8</b>   | Classification des turbines à gaz.....  | 12 |
| <b>Figure.I.9</b>   | Schéma décrivant la différence entre une turbine à impulsions et une turbine à réaction ..... | 13 |
| <b>Figure.I.10</b>  | Schéma d'une turbine à gaz mono arbre .....   | 14 |
| <b>Figure.I.11</b>  | Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre .....   | 15 |
| <b>Figure.II.1</b>  | Localisation géographique du champ de Tiguentourine .....                                     | 20 |
| <b>Figure.II.2</b>  | Organisation Opérationnel De L'entreprise .....   | 21 |
| <b>Figure.II.3</b>  | Organigramme De La Division Maintenance .....   | 23 |
| <b>Figure II.4</b>  | Chemin de gaz d'In Amenas Project.....  | 24 |
| <b>Figure.II.5</b>  | Description de l'unité centrale de traitement de gaz (CPF).....                               | 24 |
| <b>Figure.II.6</b>  | Schéma de l'unité de décarbonatation.....   | 27 |
| <b>Figure.II.7</b>  | Schéma représente la Déshydratation .....   | 28 |
| <b>Figure.II.8</b>  | Schéma de Turbo-Expandeur .....   | 29 |
| <b>Figure.II.9</b>  | Schéma explicatif de Stabilisation du condensat.....  | 30 |
| <b>Figure.II.10</b> | Schéma Général d'un bac de stockage .....   | 32 |
| <b>Figure.II.11</b> | Schéma compresseur résiduel du gaz.....   | 33 |
| <b>Figure.II.12</b> | Système de génération de gaz azote .....  | 36 |
| <b>Figure.II.13</b> | Schéma du système d'injection de méthanol .....   | 37 |
| <b>Figure.III.1</b> | Vue générale de la turbine à gazMS5002 D .....  | 44 |
| <b>Figure.III.2</b> | Schéma explicatif de la base turbine.....   | 45 |
| <b>Figure.III.3</b> | Plaques flexibles .....   | 46 |
| <b>Figure.III.4</b> | Clé GIB .....   | 46 |
| <b>Figure.III.5</b> | Compresseur axial.....  | 47 |

|   |    |
|---|----|
| <b>Figure.III.6</b> Carter d'admission.....   | 49 |
| <b>Figure.III.7</b> Carter de refoulement du compresseur .....  | 50 |
| <b>Figure.III.8</b> Enveloppe de combustion.....  | 52 |
| <b>Figure.III.9</b> Les douze chambres de combustion .....  | 52 |
| <b>Figure.III.10</b> Détecteurs de flamme .....   | 53 |
| <b>Figure.III.11</b> Buses de carburant .....   | 54 |
| <b>Figure.III.12</b> Tubes à feu croisé.....  | 54 |
| <b>Figure.III.13</b> Stator de turbine .....  | 56 |
| <b>Figure.III.14</b> Tuyère de premier étage .....  | 57 |
| <b>Figure.III.15</b> Tuyère variable du 2 <sup>ème</sup> étage.....   | 58 |
| <b>Figure.III.16</b> Vues de l'ensemble rotor de turbine basse pression .....                                 | 59 |
| <b>Figure.III.17</b> Section échappement.....   | 60 |
| <b>Figure.III.18</b> Palier lisse N° 1 et 2 de type citron.....   | 62 |
| <b>Figure.III.19</b> Palier de module LP .....  | 62 |
| <b>Figure.III.20</b> Palier de butée maintient la position axiale .....                                       | 63 |
| <b>Figure.III.21</b> Fonctionnement des paliers débutée sur le rotor HP .....                                 | 63 |
| <b>Figure.III.22</b> Pompe à huile de lubrification.....  | 69 |
| <b>Figure.III.23</b> Circuit de système d'air refroidissement.....  | 70 |
| <b>Figure.III.24</b> Système anti incendie .....  | 71 |
| <b>Figure.III.25</b> Système d'échappement .....  | 73 |
| <b>Figure.IV.1</b> Cycle idéal d'une turbine à gaz dans le diagramme (P-V) et (T-S).....                      | 75 |
| <b>Figure.IV.2</b> Représentation schématique des composantes d'une turbine à gaz bi-arbre                    | 75 |
| <b>Figure.IV.3</b> Cycle réel d'une turbine à gaz deux-arbre dans le diagramme (T-S).....                     | 76 |
| <b>Figure.IV.4</b> Affichage d'écran de (MARK VI).....  | 83 |
| <b>Figure.IV.5</b> Diagramme de la puissance et le rendement en fonction des différentes<br>températures..... | 86 |
| <b>Figure.V.1</b> Schéma typique de système fogging .....   | 88 |
| <b>Figure.V.2</b> Exemple de buses .....  | 89 |
| <b>Figure.V.3</b> Buses de buée en amont .....  | 90 |
| <b>Figure.V.4</b> Buses de brumisation filtres à air .....  | 91 |
| <b>Figure.V.5</b> Diagramme de l'air humide.....  | 95 |
| <b>Figure.V.6</b> La relation entre le rendement et humidité relative de l'air ambiant.....                   | 97 |
| <b>Figure.V.7</b> La relation entre la température de l'air d'entrer et masse d'eau.....                      | 98 |

# *Liste des tableaux*

|  |    |
|--|----|
| <b>Tableau III.1.</b> Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002D .....  | 40 |
| <b>Tableau III.2.</b> Caractéristiques de compresseur axial.....   | 40 |
| <b>Tableau III.3.</b> Caractéristiques de section turbine.....   | 40 |
| <b>Tableau III.4.</b> Caractéristiques de chambre combustion .....   | 41 |
| <b>Tableau III.5.</b> Ensembles des Paliers.....   | 41 |
| <b>Tableau III.6.</b> système de démarrage.....  | 42 |
| <b>Tableau III.7.</b> système de combustion .....  | 42 |
| <b>Tableau III.8.</b> système de lubrification .....   | 42 |
| <b>Tableau III.9.</b> système hydraulique .....  | 43 |
| <b>Tableau IV.1.</b> Constituants et caractéristiques du gaz combustible .....   | 81 |
| <b>Tableau IV.2.</b> Paramètres thermodynamiques des différents points du cycle à partir des données réels du site Tiguentourine pour une température ambiante de 29 °C.....     | 84 |
| <b>Tableau IV.3.</b> Paramètres thermodynamiques des différents points du cycle à partir des données réels du site Tiguentourine pour une température ambiante de 41.58 °C ..... | 85 |
| <b>Tableau IV 4.</b> Comparatif des débits, puissances et rendement pour les températures de 29 °C et 41.58 °C .....   | 86 |
| <b>Tableau V.1.</b> Comparatif des puissances et rendement pour les températures de 21.8°C et 41.58 °C .....   | 97 |

# *Sommaire*

|                                    |          |
|------------------------------------|----------|
| <b>Introduction générale .....</b> | <b>1</b> |
|------------------------------------|----------|

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

|   |    |
|---|----|
| I.1 Introduction.....                                   | 3  |
| I.2 Description de la turbine à gaz.....                | 3  |
| I.3 Domaines d'utilisations des turbines à gaz .....    | 4  |
| I.4 Historique des turbines à gaz.....                  | 8  |
| I.5 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz..... | 9  |
| I.6 Classification des turbines à gaz .....             | 11 |
| I.7 Technologie des turbines à gaz.....                 | 15 |
| I.8 Avantages et inconvénients des turbines à gaz.....  | 15 |
| I.9 Conclusion .....                                    | 16 |

## **Chapitre II : Présentation du site gazier BP**

|   |    |
|---|----|
| II.1. Introduction.....   | 17 |
| II 2. Présentation et historique du champ.....                  | 17 |
| II.3. Situation géographique .....                              | 19 |
| II.4. Installations et activités du champ de Tiguentourine..... | 21 |
| II.5. Conclusion .....  | 38 |

## **Chapitre III : Description technologique de la turbine à gaz MS5002D**

|   |    |
|---|----|
| III.1. Introduction .....   | 39 |
| III.2. Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002D .....                | 40 |
| III.3. Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz type MS 5002D ..... | 43 |
| III.4. Description technologique de la turbine à gaz MS 5002D .....       | 44 |
| III.5. Section de combustion.....   | 51 |
| III.6. Section turbine .....  | 55 |
| III.7. Section échappement.....   | 59 |
| III.8. Couplage.....  | 60 |
| III .9. Système de commande et contrôle.....                              | 64 |

|   |    |
|---|----|
| III .10. Système d'air de refroidissement et d'étanchéité ..... | 70 |
| III .11. Système d'huile de contrôle et de déclenchement .....  | 70 |
| III.12. Système anti incendie .....                             | 71 |
| III .13. Système d'échappement.....                             | 72 |
| III. 14. Conclusion.....  | 73 |

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

|  |    |
|--|----|
| IV.1 Introduction .....                              | 74 |
| IV.2 Cycles thermodynamique de la turbine à gaz..... | 74 |
| IV.3 Calcul thermodynamique.....                     | 80 |
| IV.4 Conclusion.....                                 | 87 |

#### **Chapitre V : Etude paramétrique du cycle de la turbine à gaz avec système de fogging**

|  |    |
|--|----|
| V.1. Introduction .....  | 88 |
| V.2 Système de buée (fogging).....                                 | 88 |
| V.3 Dispositif de brumisation (fogging).....                       | 89 |
| V. 4. Buses et pompes à brouillard.....                            | 91 |
| V.5. Historique du système .....                                   | 91 |
| V.6 Analyse théorique du système de buée .....                     | 92 |
| V .7. Calcul thermodynamique avec les données réelles du site..... | 95 |
| V .8. Conclusion.....  | 98 |

|                                 |           |
|---------------------------------|-----------|
| <b>Conclusion générale.....</b> | <b>99</b> |
|---------------------------------|-----------|

#### **Références bibliographiques**

# *Introduction générale*

L'Algérie connaît actuellement d'importantes mutations industrielles, inextricablement liées aux transformations socio-économiques. Il en a résulté une augmentation sans précédent de la demande énergétique, exerçant une pression immense sur les capacités de production. Les importantes réserves de gaz naturel de l'Algérie l'ont positionné comme un hydrocarbure d'avenir, et à ce titre, des efforts colossaux sont déployés pour maximiser le potentiel de ce secteur.

Le rôle des turbines à gaz dans le renforcement de la transition énergétique et des capacités électriques des nations ne peut être surestimé. Ils constituent un moyen propre et efficace de produire de l'électricité et sont également un élément crucial de l'industrie du gaz. Plus précisément, ils sont utilisés pour la réinjection de gaz naturel dans les champs pétrolifères et pour alimenter les compresseurs centrifuges dans les stations de traitement et de compression du gaz. Malgré ces avantages, les turbines à gaz sont très sensibles à l'influence de la température de l'air ambiant, La température peut varier considérablement selon la période de l'année ou de la journée, ce qui entraîne une efficacité thermique réduite dans le fonctionnement de ces machines. Pour maintenir une sortie constante et minimiser les effets négatifs sur les performances de la machine, il est impératif de résoudre ce problème.

L'objectif de ce projet de thèse est d'exposer la mécanique des turbines à gaz au sens général, avec un accent particulier sur le type MS 5002D utilisé par SONATRACH dans l'usine de compression de gaz naturel de Tiguentourine chez BP. Compte tenu de l'influence des facteurs extérieurs durant deux périodes différentes (été et hiver), il est indispensable d'incorporer une certaine quantité de bulles d'eau en amont de l'entrée du compresseur. Ceci peut être réalisé en concevant un cours d'atomisation pour augmenter les performances.

Dans le premier chapitre, présente en détail le bref historique, le champ d'application, la classification et les avantages et inconvénients de la turbine à gaz.

Dans le deuxième chapitre, nous aborderons la localisation précise du champ gazier de Tiguentourine BP, nous aborderons sa capacité de production et nous aborderons notamment ses activités.

Le troisième chapitre présente la turbine à gaz MS 5002D et ses caractéristiques, son principe de fonctionnement, son système de contrôle et de protection.



## *Introduction générale*

---

Le quatrième chapitre est consacré à l'étude thermodynamique du cycle de la turbine à gaz MS 5002D. Des calculs thermodynamiques ont été effectués à partir de données réelles de deux saisons différentes sur le site gazier de Tiguentourine BP et comparées aux données du constructeur dans des conditions de fonctionnement ISO.

Dans le dernier chapitre, une méthode d'amélioration du rendement et de la puissance d'une turbine à gaz par un système de brumisation (fogging) est présentée.

Enfin, une conclusion générale comme une synthèse globale résume les principaux résultats qui ont été obtenus.

*Chapitre I*  
*Généralités sur les turbines à gaz*



## I.1. Introduction

Ce chapitre se concentre sur le fonctionnement des turbines à gaz d'un point de vue technique, les différents types de turbines à gaz qui existent, les domaines d'application possibles et enfin, l'évolution de la technologie des turbines à gaz depuis sa création.

## I.2. Description de la turbine à gaz

Une turbine à gaz est une machine motrice à mouvement rotatif et un moteur à combustion interne. Un compresseur unique aspire et comprime l'air atmosphérique, rendant l'air dans la chambre de combustion plus économe en énergie et convertissant cette puissance électrique en énergie mécanique utilisable pendant le processus de détente dans la section turbine. L'énergie mécanique résultante est transférée via un embrayage à un récepteur, produisant de l'énergie qui peut être utilisée pour les processus industriels. Par rapport aux autres moteurs thermiques, les turbines à gaz ont deux caractéristiques. Comme les turbines à vapeur, les turbines à gaz sont des turbomachines, il n'y a donc pas de changements périodiques dans l'état du liquide. Les turbines à gaz sont au cœur de toutes les transformations qui composent le cycle thermodynamique des fluides. [1]

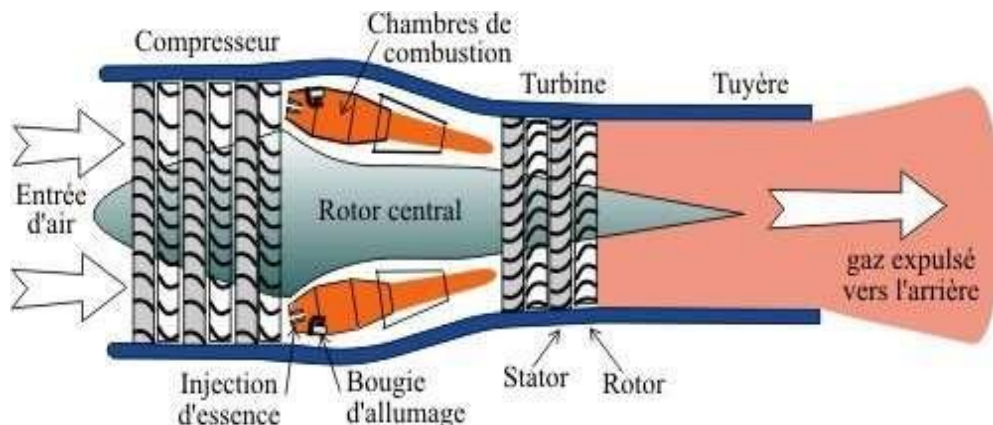


Figure I.1. Schéma générale de la turbine à gaz.

### I. 3. Domaine d'utilisation des turbines à gaz

Les turbines à gaz sont très efficaces pour générer de grandes quantités d'énergie dans des dimensions limitées en raison de leurs propriétés uniques. En conséquence, ces turbines sont couramment utilisées pour la propulsion aérienne et maritime dans diverses industries. En matière de propulsion aéronautique, les turboréacteurs s'appuient sur des turbines pour produire de la poussée, soit directement (dans le cas des turboréacteurs), soit indirectement (dans le cas des avions à turbopropulseurs à hélices mobiles). De plus, les aéronefs peuvent être équipés d'un groupe auxiliaire de puissance (APU) qui génère de l'électricité, de l'air comprimé ou de l'énergie hydraulique pour alimenter les systèmes embarqués lorsque le moteur principal n'est pas utilisé. Une application majeure de cette innovation relativement récente est la production d'électricité, utilisant un processus connu sous le nom de processus à cycle combiné.

Dans ce processus, l'électricité est générée par un générateur entraîné par une turbine à gaz ou par un générateur entraîné par une turbine à vapeur, elle-même entraînée par de la vapeur. Une chaudière qui utilise la chaleur résiduelle des gaz d'échappement des turbines à gaz pour produire de l'électricité. Dans ce cas, la majeure partie de l'énergie dans la turbine est compensée par la récupération d'énergie dans la chaudière, d'où un rendement global d'environ 60 %. [2]

#### I. 3.1. Turbines à gaz pour la production d'électricité



**Figure I.2.** Turbine à gaz GT13E2 pour la production d'électricité.

Les turbines industrielles varient en taille, des équipements mobiles pouvant être déplacés par des camions d'usine aux grandes machines très complexes pesant plus de 400 tonnes.

La turbine de puissance des plus grosses machines tourne à 3000 ou 3600 tr/min, En fonction de la fréquence électrique du réseau, évitant ainsi l'utilisation de réducteurs. L'installation de ces turbines comme source d'énergie est jusqu'à 60 % efficace lors de la récupération de la chaleur des gaz d'échappement de la chaudière de génération de vapeur et ensuite détendue dans une turbine à vapeur en cycle combiné. Les turbines à gaz à cycle simple nécessitent des coûts d'investissement inférieurs à ceux des centrales à cycle combiné, conventionnelles au charbon ou nucléaires et peuvent être conçues pour produire des rendements importants ou faibles. De plus, le temps de construction varie de quelques semaines à plusieurs mois, alors que d'autres types de systèmes prennent des années. Un autre avantage des turbines à gaz à cycle unique est la possibilité de passer d'une heure à l'autre pour répondre à la demande de pointe en quelques minutes. Les grandes turbines à gaz à cycle unique peuvent générer des centaines de mégawatts d'électricité et atteindre une efficacité thermique de 40 %. [2]

### **I. 3 .2. Micro-turbines**

Les micro turbines ont atteint une adoption remarquable dans les applications d'énergie distribuée et de chaleur et d'électricité combinées. Leur taille varie d'appareils pouvant être tenus dans une main et produisant moins d'un kilowatt à des systèmes de taille commerciale produisant des dizaines ou des centaines de kilowatts. Une partie de son succès est due aux avancées dans le domaine de l'électronique, leur permettant de fonctionner et de se connecter au secteur. Les microturbines peuvent fonctionner avec la plupart des carburants commerciaux, y compris le gaz naturel, le propane, le diesel et le kérosène. Il peut également fonctionner au biogaz des digues, des stations d'épuration, etc.

Une micro turbine se compose généralement d'un compresseur centrifuge à un étage, d'une turbine centripète à un étage et d'un régénérateur. Ce type de turbine est utilisé comme moteur de compresseur suralimenté pour les moteurs à combustion interne. [2]

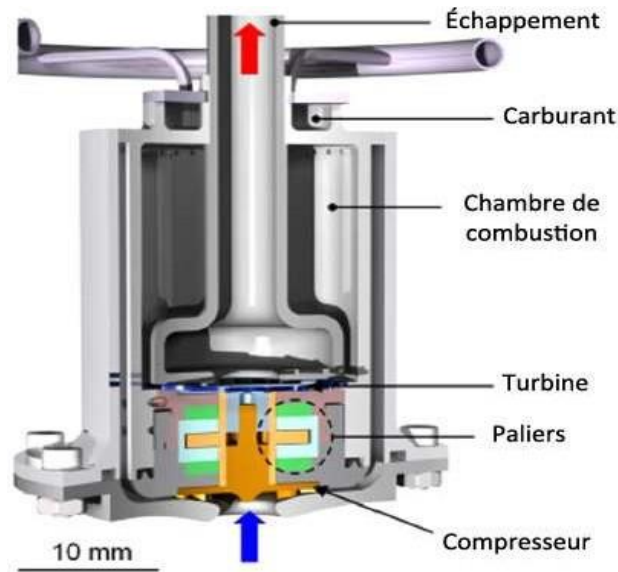


Figure I.3. Les premiers watts de la micro turbine ONERA

### I. 3.3. Auxiliaires de puissance

Les unités auxiliaires (APU - appelées unités de puissance auxiliaires) sont de petites turbines à gaz conçues comme sources d'alimentation auxiliaires pour les grosses machines (principalement les avions). Ils fonctionnent sur batterie et conviennent à la fourniture d'air comprimé (avec une conception de compresseur appropriée) pour la ventilation de la cabine, la puissance de démarrage des moteurs d'avion, la puissance et l'hydraulique. [2]

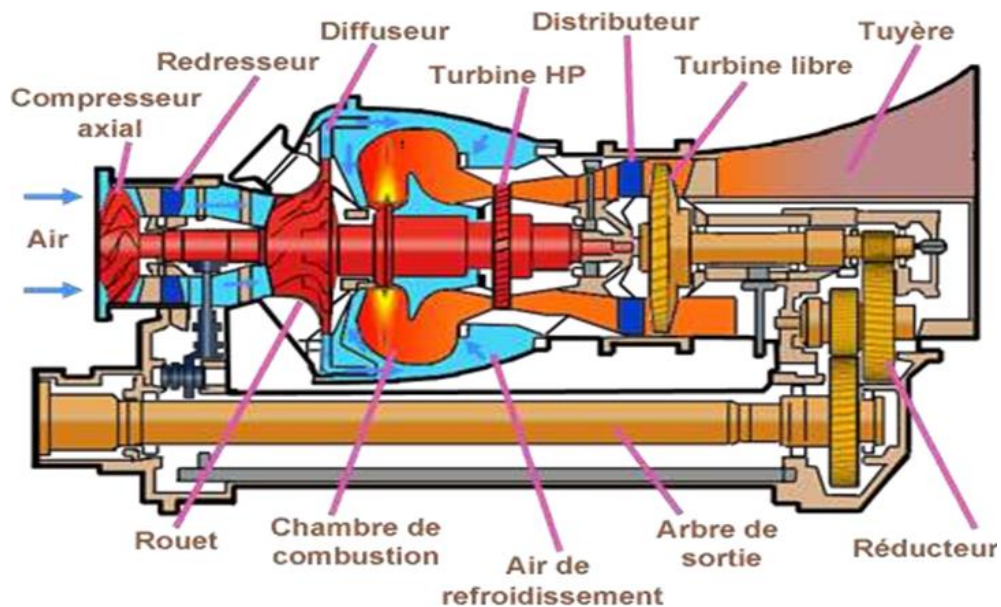


Figure I.4. Schéma explicatif d'un turbo moteur.

### **I. 3.4. Turbines à gaz dans les véhicules**

Les turbines à gaz sont utilisées dans les navires, les locomotives, les hélicoptères, les chars et plus encore. Plusieurs expérimentations ont également été menées sur des véhicules électriques à turbines à gaz.

Le premier prototype de voiture à turbine a été développé par Fiat entre 1948 et 1954 sous le nom de Futuristic Turbine Fiat et a été testé le 4 avril 1954 sur le circuit de Lingotto par le pilote et testeur Carlo Saramano. La voiture a été présentée au salon de l'automobile de Turin, suscitant une grande curiosité, mais sans résultats productifs. La technologie de la turbine à gaz offre des performances élevées dans un moteur léger et peu encombrant. Cependant, les turbines à gaz offrent la même réactivité et la même efficacité que les moteurs alternatifs requis pour les applications automobiles sur une large plage de vitesse. Les turbines à gaz coûtent également toujours plus cher à installer que les moteurs à pistons, cela s'explique en partie par le fait que les moteurs à pistons sont produits en grand nombre depuis des décennies, alors que les turbines à gaz sont encore rares. Il convient également de noter que c'est l'un des principaux avantages des turbopropulseurs d'avion. [2]

### **I. 3.5. Turbine à gaz dans l'industrie pétrochimique**

Les turbines à gaz sont utilisées dans de nombreuses industries pour des fins spécifiques. L'utilisation de turbines à gaz dans ces applications est la possibilité d'utiliser différents carburants dans les unités TAG, ce qui est un avantage. Un autre processus peut utiliser certains processus de gaz (autrement gaspillés). [2]



#### I.4. Historique des turbines à gaz

L'idée des turbines à gaz et des turbines à air chaud est assez ancienne. En 1731, l'Anglais John Verber dépose une demande de brevet sur le sujet. Cependant, il a fallu environ 100 ans avant que les turbines à gaz ne soient mises en pratique. Le développement des turbines à gaz est présenté ci-dessous dans l'ordre chronologique.

- **1791** : l'Anglais John Barber reçoit le premier brevet de turbine à gaz.
- **1900/1904** : Premiers essais basés sur la turbine à air chaud de Stolze. 1905 : Turbine d'explosion selon la conception de Holzwarth. •
- **1906/1908** : La BBC construit la première turbine à gaz pour le Dr Holzwarth. •
- **1909-1910** : première turbine à gaz industrielle d'Allemagne. •
- **1928** : BBC reprend la production d'une turbine Holzwarth améliorée. • **1933** : La première turbine BBC Holzwarth est mise en service pour fournir du gaz de haut fourneau. •
- **1934** : Mise au point de la chaudière Velox pressurisée. Jusqu'en 1939, environ 80 compresseurs/turbines à gaz ont été installés. •
- **1937** : La première unité compresseur/turbine à gaz « Houdry » est mise en service à la raffinerie Marcus Hook en Pennsylvanie, aux États-Unis. Puissance du groupe : 2000Kw.
- **1937** : La première turbine à gaz à cycle simple est commandée.
- **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 1940. Couramment utilisé sur les chemins de fer, il avait l'avantage de pouvoir brûler des carburants liquides, bien que de faible qualité. [3]

### I.5. Principe de fonctionnement de la turbine à gaz

Une turbine à gaz est un moteur qui fonctionne grâce à la chaleur et réalise les différentes étapes d'un cycle thermodynamique au sein d'un ensemble de composants. Ces composants permettent la circulation constante d'un fluide moteur gazeux, ce qui distingue les turbines à gaz des moteurs à pistons qui fonctionnent sur des phases temporisées au sein d'un seul organe (généralement un cylindre). Le fonctionnement de base des turbines à gaz suit le cycle Joule, composé des éléments suivants disposés en séquence et schématiquement :

- Une compression adiabatique.
- Un chauffage isobare.
- Une détente adiabatique jusqu'à la pression ambiante.
- Un refroidissement isobare.

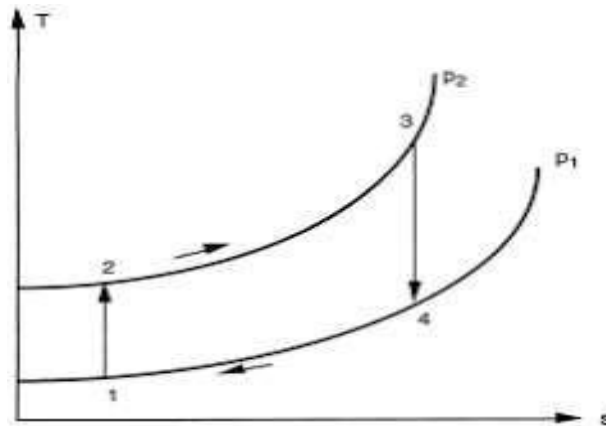
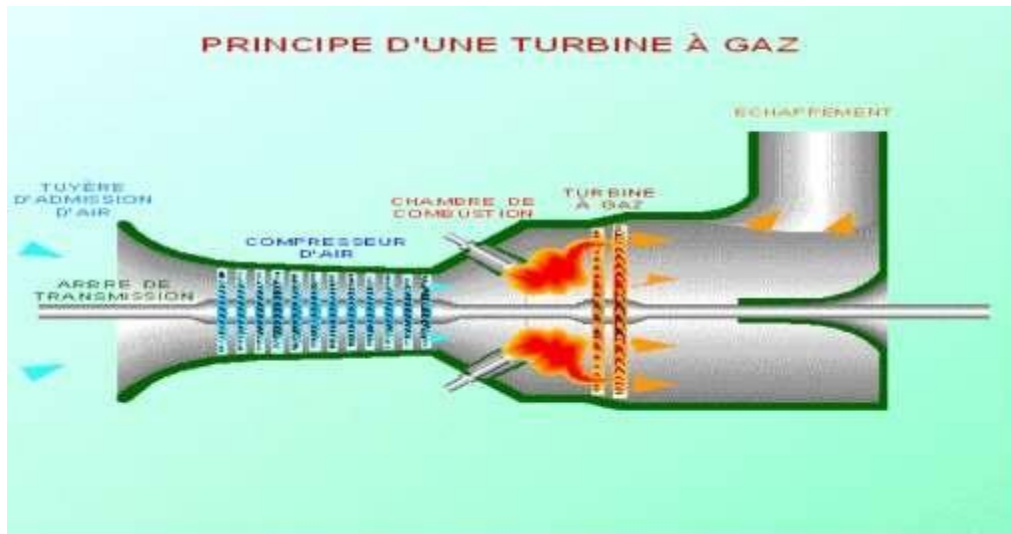


Figure I.6. Cycle idéal de joule

En règle générale, les turbines à gaz sont classées comme des turbines à combustion interne à cycle ouvert, dans lesquelles la phase de refroidissement se produit à l'extérieur, se mélangeant avec l'atmosphère. Cependant, les turbines à gaz peuvent également être classées en cycle fermé à combustion externe. Dans cet agencement plus complexe, les échangeurs de chaleur sont utilisés à la fois à des fins de chauffage et de refroidissement. Une telle configuration permet l'utilisation de gaz spécifiques et la capacité de fonctionner dans des environnements à basse pression qui diffèrent de la pression ambiante.



**Figure I.7.** Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz.

Le cycle de base décrit ci-dessus peut être renforcé par divers organes complémentaires.

- Récupération de chaleur à l'échappement : Avant d'entrer dans la chambre de combustion, l'air comprimé est préchauffé en faisant passer le gaz détendu en sortie de turbine à travers un échangeur de chaleur.
- Compression refroidie : Pour refroidir l'air, la compression utilise plusieurs étages qui sont divisés par des échangeurs de chaleur ( air/air ou air/eau).
- La combustion étagée est un cycle qui permet d'atteindre une pression maximale dans la chambre de combustion d'environ 250 bar à 300 bar. Cela permet la construction de moteurs puissants avec une impulsion spécifique élevée. D'une part, le moteur-fusée résultant sera plus lourd et plus complexe.

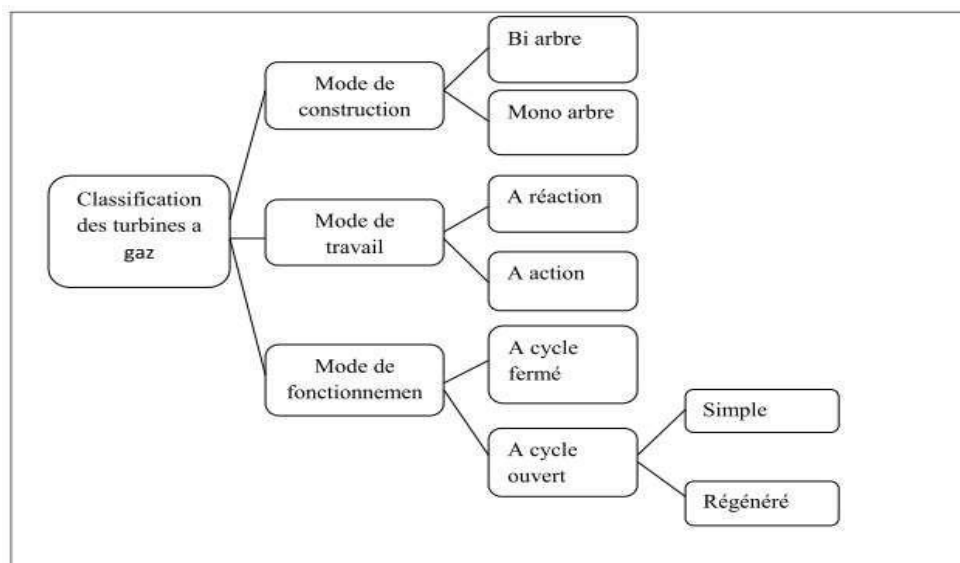
Ces deux dernières configurations sont destinées à une conversion isotherme plutôt qu'adiabatique et sont particulièrement justifiées dans les moteurs à taux de compression élevés. Les trois appareils peuvent être fabriqués séparément ou en même temps.. Dans ce cas, on constate que le gain théorique du cycle dit d'Ericsson, similaire au cycle de Stirling, est égal au gain maximal du cycle de Carnot.

Cependant, l'avantage théorique sur les cycles Otto et Diesel est compensé par l'impossibilité de conversion isotherme en pratique. En raison de la taille et du poids importants des échangeurs de chaleur gaz/gaz, ces appareils sont toujours réservés à une installation permanente. [4]

## I.6. Classification des turbines à gaz

Ces dernières années, le monde a connu un grand développement industriel et une grande diversité dans la construction de turbomachines. Cette diversité dépend du domaine d'application et de la destination de ces machines. Dans cette optique, les turbines à gaz peuvent être classées en trois grandes familles, comme le montre le schéma ci-dessous (Fig. I.4).

- Selon le mode de travail.
- Selon le mode de fonctionnement thermodynamique.
- Selon le mode de construction.



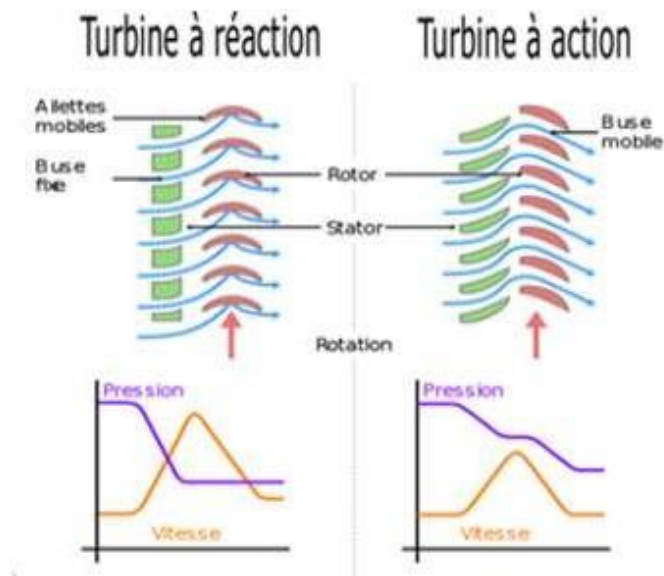
**Figure. I.8.** Classification des turbines à gaz.

### I.6.1 Selon le mode de travail

Il existe deux types de turbines :

- **Turbine à action** : la ligne directrice convertit complètement l'énergie thermique en énergie cinétique. Le dégagement de gaz dans la roue se produit sans modification de la pression statique  $P_1 > P_2 = P_3$ .

- **Turbine à réaction** : La conversion de l'énergie thermique en énergie cinétique et mécanique est un processus qui comporte plusieurs étapes. L'une de ces étapes comprend la génération de gaz dans la roue. Ceci est obtenu en modifiant la pression statique  $P_1 > P_2 > P_3$ . Un autre facteur important à considérer est la vitesse de réaction  $\epsilon$ , qui est une mesure du pourcentage d'énergie thermique totale utilisée dans le processus.[5]



**Figure I.9.** Schéma décrivant la différence entre une turbine à impulsions et une turbine à réaction.

### I.6.2. Selon le mode de fonctionnement thermodynamique

Une turbine à gaz à cycle ouvert dont l'entrée et la sortie des gaz sont directement exposées à l'atmosphère. Cette turbine est généralement divisée en deux catégories : les turbines à cycle unique et les turbines à cycle régénératif.

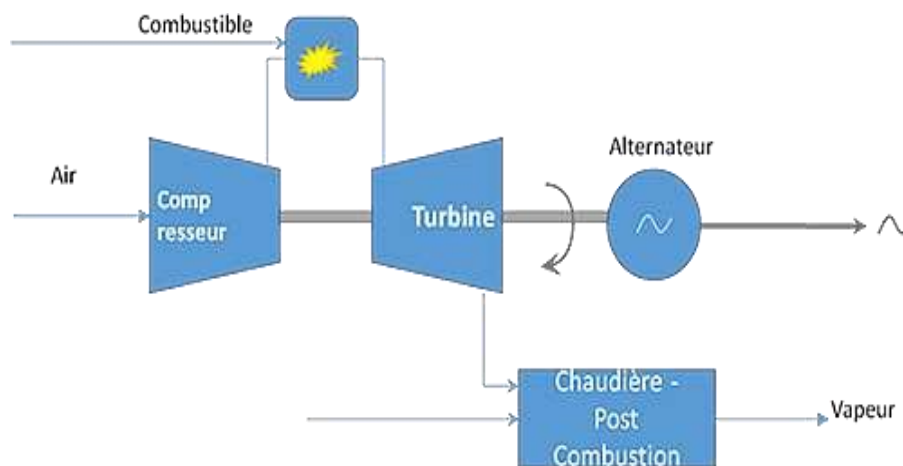
- **Turbine à cycle unique (sans récupération)** : Le processus de ce cycle dépend de la combinaison d'air comprimé, de carburant et d'une étincelle pour allumer la combustion dans la chambre, ce qui génère de l'énergie thermique qui alimente la turbine de détente. Cette turbine transforme alors l'énergie thermique en énergie mécanique. Malheureusement, les gaz d'échappement, qui contiennent une quantité importante de chaleur résiduelle inutilisable, sont rejetés dans l'atmosphère.
- **Turbine avec circuit de récupération (avec récupération)** : Ce type de circuit est basé sur la récupération de la chaleur extraite des fumées (gaz d'échappement) au moyen

d'un échangeur de chaleur. Cette quantité de chaleur peut être utilisée pour surchauffer l'air avant qu'il n'entre dans la chambre de combustion. [5]

### I.6.3. Selon le mode de construction

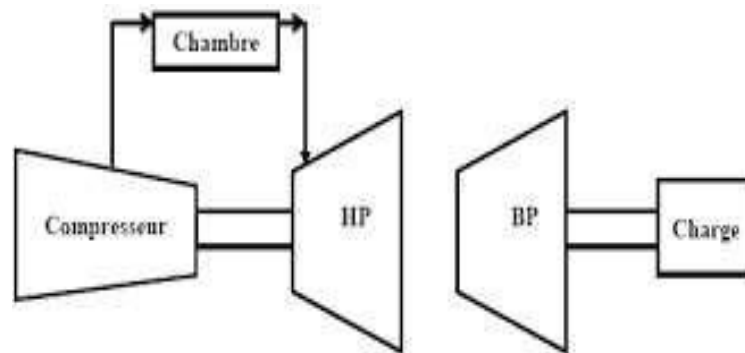
Dans l'industrie on trouve deux modes des turbines :

- **Mono arbre** : La section compresseur et turbine se compose d'un rotor, et la turbine produit à la fois la puissance pour entraîner le compresseur et la puissance pour entraîner la charge. Pour des charges constantes, les turbines à arbre unique sont moins chères. Les turbines à gaz à arbre unique conviennent à l'entraînement de machines fonctionnant à vitesse constante. Par exemple, l'alternateur utilisé pour générer de l'énergie électrique.



**Figure I.10.** Schéma d'une turbine à gaz mono arbre.

- **Bi-arbres** : Il se compose de deux roues de turbine mécaniquement indépendantes. La roue de turbine HP entraîne le rotor du compresseur axial et des équipements auxiliaires, L'équipement de réception, tel que le compresseur, est alimenté par la roue à aubes BP du deuxième étage, tandis que la fonction principale des roues de turbine non connectées est de permettre aux deux roues de fonctionner à des vitesses différentes. Ceci est fait pour s'adapter aux demandes de charge changeantes des composants entraînés. [5]



**Figure I.11.** Schéma d'une turbine à gaz bi-arbre.

### I.7. Technologie des turbines à gaz

Les caractéristiques techniques des turbines à gaz sont directement corrélées aux températures extrêmement élevées générées lors du fonctionnement de la turbine de détente, allant de 800 à 1300°C et parfois même plus selon les modèles. Cela entraîne plusieurs problèmes, tels que le fluage de la lame, la fatigue et la résistance à la corrosion. L'érosion, probablement causée par une filtration de l'air inadéquate lors de l'admission du compresseur, peut aggraver ces problèmes. De plus, des matériaux de haute qualité sont utilisés, y compris des réfractaires à base de nickel ou de cobalt avec des additifs de chrome et des ailettes produites par solidification directionnelle ou coulée monocristalline.

Une petite fraction, environ 10 à 15 %, de l'air comprimé est redirigée vers l'intérieur des ailettes pour les refroidir. Ce processus entraîne la création d'une fine couche d'air glacial entre les gaz chauds du compresseur et la température de surface métallique des ailettes. La température peut atteindre jusqu'à 800°C. Le flux d'air est ensuite divisé en plusieurs flux au niveau de la chambre de combustion. Environ 20 % du débit est utilisé comme comburant, 70 % comme air de dilution, et le reste est utilisé pour refroidir les parois de la chambre et abaisser la température des gaz qui traversent la turbine haute pression. [6]

### I.8 Avantages et inconvénients des turbines à gaz

La turbine à gaz comme toute autre machine ou installation industrielle présente des avantages et des inconvénients, on peut citer à cet effet :

#### ➤ Avantages

- Densité de puissance très élevée due en fonctionnement continu.

- Construction simple (un rotor dans un boîtier et une torche) et équilibrée (faible vibration).
- La contamination par HC et NO<sub>x</sub> est limitée par un excès d'air et une température limitée.
- Convient pour la récupération de chaleur (combinaison de chaleur et d'électricité).
- Durabilité en fonctionnement stable. [4]

➤ **Inconvénients**

- Les coûts d'installation sont plus élevés que les générateurs diesel pour les générateurs d'environ 3 000 kW ou moins.
- Les temps de démarrage sont beaucoup plus longs que les générateurs diesel, en règle générale de 30 à 120 secondes pour les turbines et de 8 à 20 secondes pour les générateurs diesel.
- Lorsque l'on compare aux moteurs diesel des monocycles, il est évident qu'ils ne sont pas aussi efficaces. Ceci est démontré par les statistiques de 28-33% pour les turbines de 3000 kW et de 32-38% pour les générateurs diesel. [3]

## **I.9. Conclusion**

Ce chapitre a fourni des informations générales sur les turbines à gaz. La description fonctionnelle des turbines à gaz, leur classement selon les différents critères utilisés et leur chronologie de développement sont détaillés. Enfin, une comparaison des forces et des faiblesses de ces installations a été présentée.



*Chapitre II*  
*Présentation du site BP*



## II.1. Introduction

Le gaz naturel est le combustible fossile qui connaît la plus forte croissance depuis les années 1970, représentant un cinquième de la consommation mondiale d'énergie.

Le gaz naturel devient de plus en plus attractif, notamment pour les pays occidentaux, en raison de ses atouts économiques. Des caractéristiques telles que la courte durée de combustion du produit en font l'une des sources d'énergie les plus fiables connues à ce jour. C'est la deuxième source d'énergie après le pétrole. Selon le Département américain de l'énergie (EIA), le gaz naturel représentait 22 % de la production mondiale d'énergie en 2004, et les perspectives de croissance de la demande sont prometteuses. Cela représente un avantage concurrentiel par rapport aux autres sources d'énergie.

De plus, les progrès technologiques continuent d'améliorer l'efficacité des technologies d'extraction, de transport et de stockage et l'efficacité énergétique des équipements utilisant le gaz naturel.

Le site d'IN AMENAS « TIGUENTOURINE » est un parfait exemple pour illustrer le traitement et la production de gaz naturel. Ce site est un point de production important pour l'économie de l'Algérie.

## II 2. Présentation et historique du champ

### II .2.1. Présentation

Le champ de Tiguentourine a été découvert en 1957 par les premiers puits d'exploration. Le puits TG 2, qui était l'un des premiers puits foré, a révélé une importante quantité de gaz humide dans le Cambro-ordovicien, suivi de plusieurs autres puits producteurs appartenant à la SONATRACH, à l'arrivée de l'association SONATRACH/ BP/ EQUINOR en 1998, cette dernière a transformé ces puits SONATRACH en monitoring et a commencé le développement du champ par le forage et la ré-complétion de nouveaux puits.

La productivité du réservoir de cette région est caractérisée par la petro-physiques (La **péto-physique** est le lien entre les objets géologiques et les méthodes géophysiques d'étude des diagraphies de puits) suivante:

- **Alpha** : zone avec une perméabilité > 1mD et une Porosité > 5%.

- **Beta** : zone une perméabilité  $< 1\text{mD}$  et une Porosité  $> 5\%$ .

La fracturation hydraulique ait venue au secours des zones à faible perméabilité (Beta), c'est depuis la fin des années 90 que cette alternative a permis d'augmenter la production de cette zone de 2 à 25 MM<sup>3</sup>/jour (million mètre cube par jour). Ainsi la fracturation hydraulique permet de réduire le phénomène de condensation rétrograde dans les puits par l'augmentation de la pression du fond. [7]

## II .2.2. Association dans le champ TIGUENTOURINE

Depuis 1998, SONATRACH /BP/ STATOIL sont signés un contrat de 25 ans pour l'objectif d'exploitation des richesses hydrocarbures, canalisation et transport.

- **SONATRACH**



**SO: SOCIETE / NA: NATIONALE / TRA: TRANSPORT  
C : COMMERCIALISATION / H : HYDROCARBURES**

SONATRACH est une société algérienne engagée dans la recherche, le développement, le transport par canalisation, la conversion et la commercialisation des hydrocarbures et de leurs dérivés. La société est également active dans d'autres domaines tels que la production d'électricité, les nouvelles énergies renouvelables et le dessalement de l'eau de mer. Nous sommes actifs en Algérie et ailleurs dans le monde si nous en avons l'opportunité.

L'entreprise nationale pétrolière et gazière SONATRACH a été créée en 1963. Aujourd'hui elle emploie plus de 35000 employés et se retrouve en position de jouer un rôle important dans l'économie nationale. Ce qui lui a permis d'occuper le 11<sup>ème</sup> rang parmi les grandes compagnies pétrolières internationales. [7]

- **BRITISH PETROLIUM**



La société BP est une compagnie britannique de recherche, d'extraction, de raffinage et de vente de pétrole fondée. Elle est la plus grande société du Royaume-Uni et la troisième compagnie pétrolière mondiale.

BP est présente dans plus de cent pays et emploie environ cent quinze mille personnes.



- **EQUINOR equinor**

Equinor (connue sous le nom de Statoil) est une compagnie pétrolière norvégienne fondée en 1972. C'est la plus grande entreprise de Norvège avec environ 29000 employés.

Equinor est coté à la bourse d'Oslo et au NYSE, néanmoins l'État norvégien détient toujours la majorité de la société, avec 70,26 % des actions, dont 3,26 % par Folketrygdfond et, le fonds national d'assurances. Equinor est basée dans la capitale norvégienne du pétrole, Stavanger. Le nom Equinor vient d'une contraction de « State oil », ou Pétrole d'état. Le groupe est devenu l'un des plus grands vendeurs de pétrole brut au monde, ainsi qu'un important fournisseur de gaz naturel du continent européen. Statoil possède également un réseau de 2000 stations-service dans neuf pays.

### **II.2.3. Historique du champ**

Le champ de Tiguentourine a été découvert en 1957 par les premiers puits d'exploration. Ce champ est en production depuis 1962, les installations de ce champ sont constituées de quatre (04) centres de séparation, d'un centre de stockage et d'une unité d'expédition d'huile.

La production totale du champ est expédiée vers le parc de la direction transport de Sonatrach à In Amenas.

Le puits TG2 qui était l'un des premiers puits forés, a révélé une importante quantité de gaz humide dans le Cambro-ordovicien suivi de plusieurs autres puits producteurs appartenant à la SONATRACH à l'arrivée de l'association SONATRACH-DP/ BP/ EQUINOR en 1998. Cette dernière a transformé ces puits SONATRACH en monitoring et a commencé le développement du champ par le forage et la complétion de nouveaux puits.

### **II.3. Situation géographique**

Situé dans la région sud du bassin d'Illizi, Tiguentourine est un champ situé à environ 850 kilomètres de Hassi Messaoud et à environ 40 kilomètres d'In Amenas, vers le sud-ouest. Le champ est partiellement caché par l'Erg Bourarhet, et son nom, Targui Tiguentourine, se traduit par "torrents", qui est dérivé de son terrain rocheux.

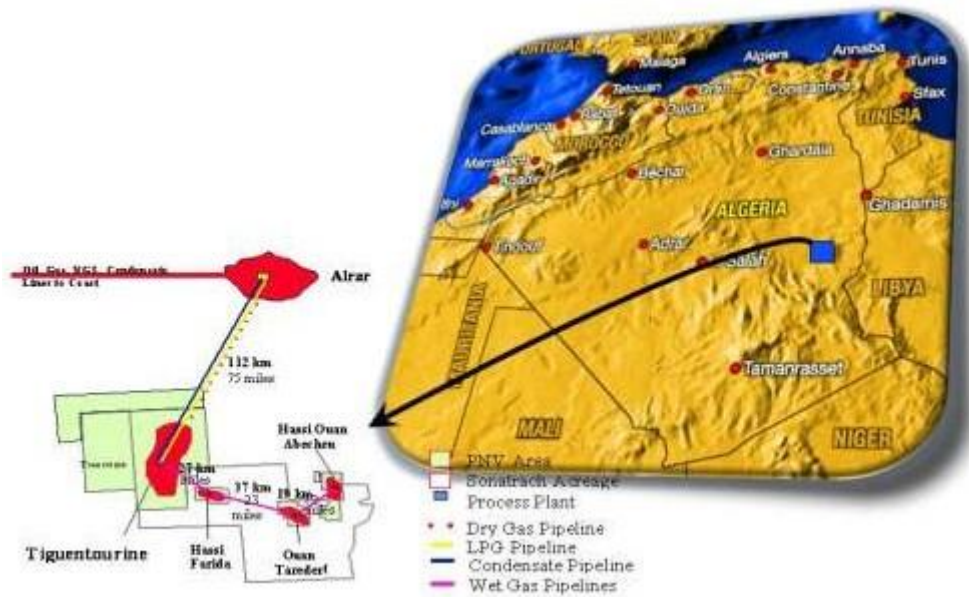


Figure. II .1. Localisation géographique du champ de Tigentourine.

Sa localisation en coordonnées Lambert est la suivante :

- X= 492500 à 532500 Est.
- Y= 3055000 à 3100000 Nord.

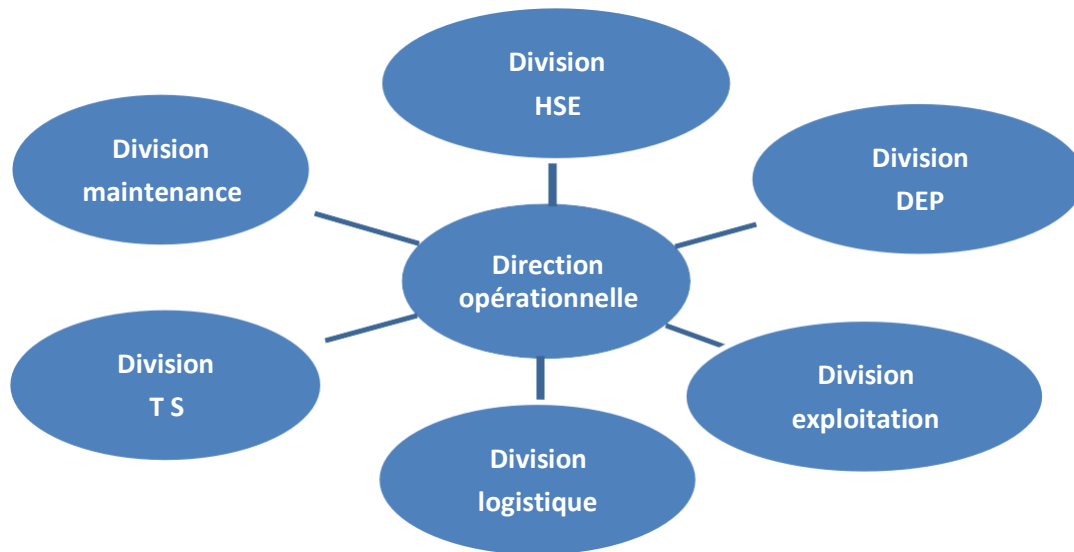
En coordonnée géographique :

- Au Nord par la latitude 28°00.
- Au Sud par la latitude 27°30.
- A l'ouest par la longitude 9°00.
- A l'Est par la longitude 9°30.

## II.4. Installations et activités du champ de Tiguentourine

### II.4.1. Organisation de l'entreprise

Le projet INA est organisé comme suite :



**Figure.II.2.** Organisation opérationnelle de l'entreprise.

#### a. Division HSE

La division HSE a pour rôle d'assurer la sécurité du personnel, matériel et l'environnement. Elle est chargée aussi de faire les évaluations des risques en participant à la délivrance du permis de travail avant d'entrer les tâches de maintenance préventives et correctives.

La revue initiale de ce département consiste à recenser les éléments nécessaires en vue d'élaborer un plan d'action et d'identifier les éléments du système existant pour la mise en place d'un système de management HSE.

Dans son plan de travail le département sert à assurer la sécurité des travailleurs ou visiteurs de champs d'In amenas à travers un ensemble d'action relative à la sécurité humaine.

Le département est composé des services suivants :

- Service prévention.
- Service intervention.
- Service environnement.

**b. Division DEP (division exploitation puits)**

La division exploitation est chargée d'exploiter les puits, le système de production et de collecte. Elle assure aussi l'acheminement du Gaz au CPF pour le traitement.

**c. TS (Technique support)**

La division technique et support a pour rôle de :

- Suivre la production et établir les bilans.
- Etude et gestion de modification (Management Of Change).

La division apporte aussi un support technique multidisciplinaire à la maintenance à travers le service « Technicalauthorities ».

**d. Exploitation**

La division exploitation a pour rôle de gérer toute l'unité centrale de production (CPF), et assurer un fonctionnement normal de tous les équipements et machines de traitement.

**e. Logistique**

La division logistique a le rôle de mettre à disposition et d'assurer tous les moyens de travail, transport, pièces de rechange...etc., pour toute l'autre division.

**f. Maintenance**

La division maintenance avec ses cinq services (mécanique, électricité, instrumentation, TAR et planning) est chargée de préparer et faire toutes les opérations mécaniques électriques et instrumentation, dans l'unité centrale de production (CPF) et au niveau de système de collecte tel que les puits (maintenance corrective et préventive).



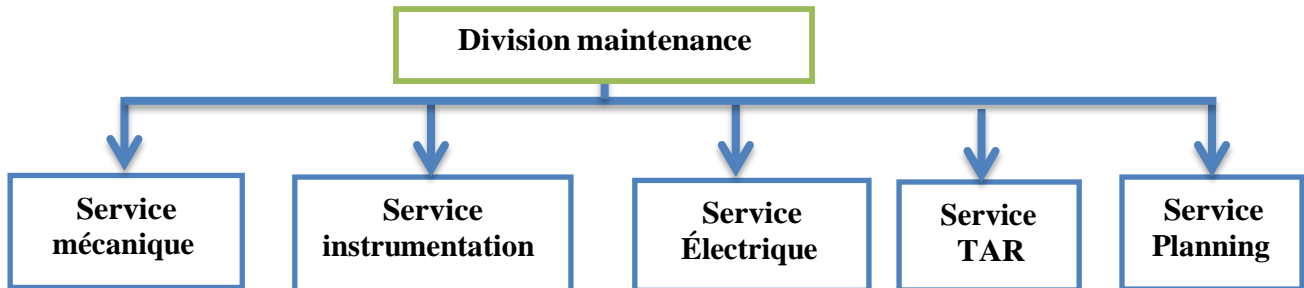


Figure.II.3. Organigramme de la division maintenance.

En plus une division Projet qui s'occupe et suivre la réalisation de plan des projets du site, et aussi des MOC (**management of change**)

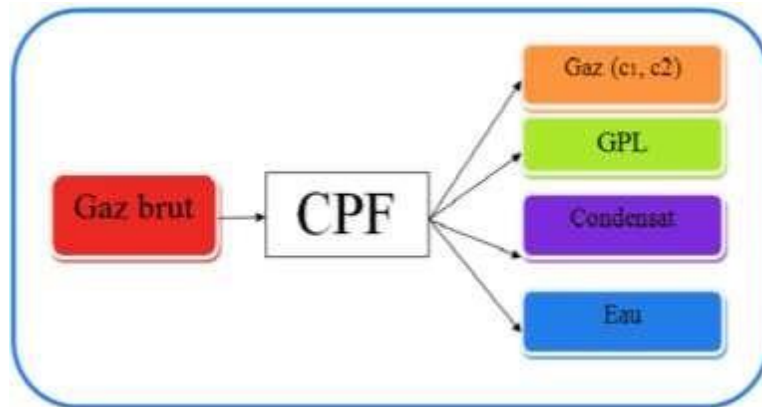
Également une direction des ressources humaine qui s'occupe à la gestion des personnels, affaires social, et activités culturelle.

#### II.4.2. Description de l'unité centrale de traitement de gaz (CPF)

Les installations centrales de traitement le CPF (Central Processing Facility) séparent le gaz et les produits liquides et les livrent aux lignes d'exportation, un produit pré-raffiné peut donc être transporté jusqu'au point de livraison final au nord du pays.

#### II. 4. 3. Qualité des produits finis

- **GAZ Résiduel:** Méthane (CH<sub>4</sub>) = 89 % . Ethane (C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>)= 8 %.
- **GPL :** Propane (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>) = 69 % . Butane(C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>) = 26 %.
- **CONDENSATS:**
  - Butanes = 4%
  - Pentanes = 8%
  - Hexanes = 18
  - Heptanes et plus = 67 %



**Fig.II.4.** Chemin de gaz d'In Amenas Project.

Le CPF est composé des sections suivantes :

- Installation de réception (Slug catcher).
- IACP "Boosting"
- Trois trains identiques de traitement.
- Section de compression de gaz résiduel.
- Section de stockage et expédition de GPL et condensat.
- Utilités communes et de procès.



**Figure. II .5.** Description de l'unité centrale de traitement de gaz (CPF).

### **A. Installation de réception**

Le fluide provenant du manifold d'admission entre dans le Slug Catcher où aura lieu la première séparation du gaz humide en trois phases vapeur, liquide hydrocarbures et eau.

Le slug catcher sert également de stocker temporairement des liquides et permet l'équilibre des débits transitoires d'eau.

La vapeur sortante du Slug Catcher (00-V-051) est combinée et envoyée vers les trois trains de traitement sous contrôle de pression.

Le débit des hydrocarbures liquides alimentant le séparateur de pré-flash à l'entrée de chaque train (01/02/03-V-211).

L'eau produite est évacuée sous le contrôle de niveau vers chacun des ballons de dégazage des trois trains (01/02/03-V-281).

### **A.1. Traitement de la phase vapeur**

La vapeur (gaz) sortante du slug catcher alimente les 3 trains qui sont identique.

### **A.2. Refroidissement et séparation du gaz d'entrée**

La pression du gaz sortant du slug catcher à destination du train de traitement de gaz est contrôlée à 71,3 bars. Durant les mois d'été, la température du gaz peut atteindre 82°C ; il est donc refroidi à une température de 56°C dans l'aéro-réfrigérant d'entrée (01-E-101). En hiver avec une température ambiante aussi basse que -5°C, la température du gaz peut descendre jusqu'à 25°C et l'aéro-réfrigérant d'entrée (01-E-101) est by-pass pour éviter la formation d'hydrate.

Le gaz sortant de l'aéro-réfrigérant (01-E-101) est combiné avec le gaz provenant de l'aéro-réfrigérant (01-E-262) de l'unité de récupération des vapeurs d'hydrocarbures (VRU) et entre dans le séparateur d'entrée (01-V-101). Ce ballon sépare les hydrocarbures liquides et l'eau et les dirige respectivement vers le séparateur de pré-flash d'entrée des hydrocarbures liquides (01-V-211) et le séparateur de l'eau produite (01-V-281), sous contrôle de niveau.

### **A.3. Désulfuration et dé-mercurisation**

Les teneurs en sulfure d'hydrogène (H<sub>2</sub>S) et en mercure dans le gaz humide peuvent atteindre respectivement, 5 ppm/volume, 200 ng/Sm<sup>3</sup>. Environ 75% du gaz sortant du séparateur d'entrée (01-V-101) est dirigé vers l'absorbeur de H<sub>2</sub>S et Hg (01-V-1110), et 25% vers l'absorbeur de mercure (01-V-1112).

L'absorbeur de H<sub>2</sub>S (01-V-1110) contient le catalyseur PURASPEC 1038 qui élimine l'H<sub>2</sub>S et le mercure. L'absorbeur de mercure (01-V-1112) contient le catalyseur PURASPEC 1156 qui élimine seulement le mercure.

Le gaz provenant de chacun des absorbeurs est recombéné et entre dans une batterie de filtre (01-V-111 A/B) où les liquides et les particules du catalyseur entraînés sont éliminés.

La teneur en mercure du gaz recombéné est ramenée à moins de 10 ng/Sm<sup>3</sup> ce qui évite des dommages aux échangeurs en aluminium dans les sections cryogéniques du centre de traitement.

La teneur en H<sub>2</sub>S du gaz recombéné est ramenée à moins de 2 ppm/Volume afin de satisfaire les spécifications du gaz de vente.

#### **A.4. Décarbonatation**

La teneur en CO<sub>2</sub> du gaz est contrôlée en traitant une partie du gaz sortant des filtres (01-V-111 A/B) après la désulfuration dans la colonne d'absorption, qui est verticale contenant deux lits à garnissage aléatoire de type Métal Intalox.

Le gaz d'alimentation entre par le fond de l'absorbeur et s'écoule en amont vers la colonne jusqu'aux deux lits à garnissage où il est en contact avec le solvant d'amine pauvre en CO<sub>2</sub>. Le gaz décarbonaté sort par la tête de l'absorbeur et le solvant d'amine riche en CO<sub>2</sub> est collecté au fond.

Le gaz traité passe vers le haut d'un ballon tampon 01-V-114 pour récupérer des gouttelettes d'amine riche en CO<sub>2</sub>. La quantité de gaz qui passe dans cette unité est régulée par un régulateur de débit et ajustée de sorte que la teneur en CO<sub>2</sub> soit maintenue à moins de 2% mole.

La partie du gaz traitée dans l'unité de décarbonatation est mélangée au gaz non traité et au gaz de régénération des sécheurs.

L'absorbeur de CO<sub>2</sub> fonctionne à une pression de 69.2 bar et alimenté par le solvant à une température de 58°C.

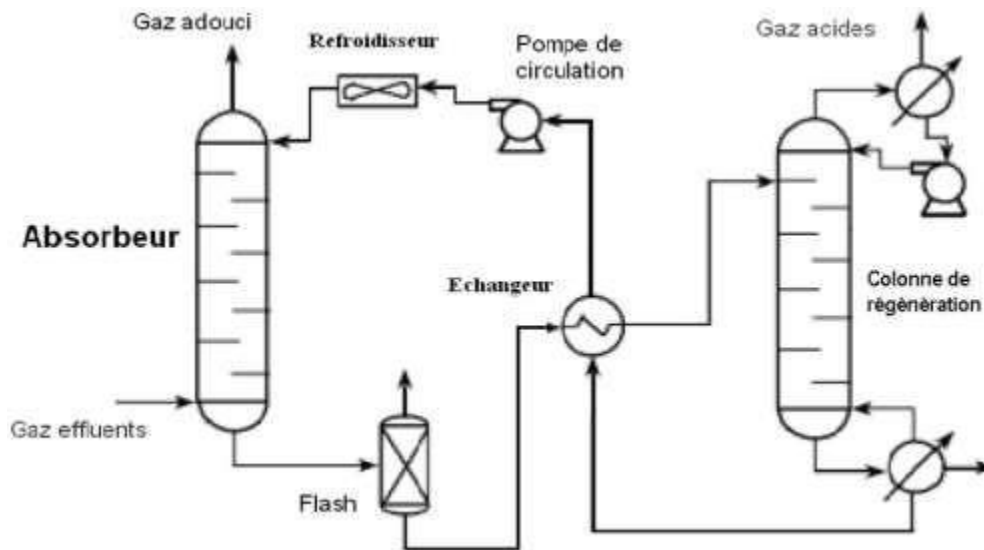


Figure. II .6. Schéma de l'unité de décarbonatation.

### A.5. Régénération d'amine

La fonction du régénérateur d'amine est d'enlever le CO<sub>2</sub> de la solution d'amine sortante.

### A.6. Déshydratation

Afin d'éviter la création d'hydrates dans la partie froide de l'installation, le gaz pauvre en CO<sub>2</sub> est fourni à l'unité de déshydratation (01-V-103). Cet appareil extrait l'eau du gaz. L'adsorbant utilisé dans les trois tambours de déshydratation des gaz qui sont parallèles les uns aux autres est de type tamis moléculaire.

Le mouvement du gaz pendant le cycle d'adsorption se fait du haut vers le bas, suivi d'un sens inverse pendant le cycle de régénération. Dans des circonstances ordinaires, deux séchoirs sont au travail, tandis que le troisième est en cours de régénération.

Pour les gaz sortant des déshydrateurs (01-V-121 A/B/C), il est impératif que la teneur en eau soit inférieure à 0,1ppmv. Le gaz utilisé pour la régénération (01-V-121 A/B/C) est pris du gaz sec à la sortie des dés hydrateurs qui est d'environ de 12 %, puis il est comprimé jusqu'à 72,5 bar par des compresseurs (01-C-121 A/B) ce qui permet de faire circuler le gaz dans la boucle de régénération en passant par des étapes intermédiaires de refroidissement et de récupération d'eau. [7]

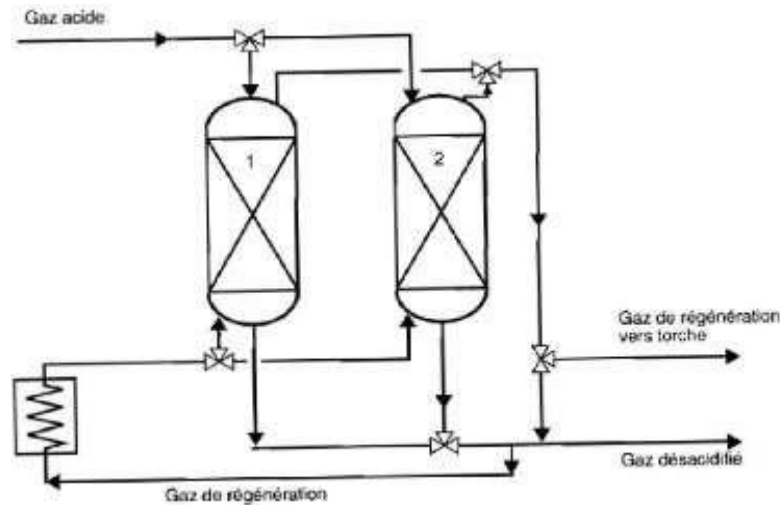


Figure. II .7 Schéma représente la Déshydratation.

### A.7. Boite froide et Séparation

Le gaz sec issu des sécheurs est refroidi à environ  $12,5^{\circ}\text{C}$  dans la boîte froide 01-E-141 constituée d'un échangeur à plaques brasées en aluminium. Cela se fait en utilisant le gaz de tête du dé-éthaniseur ainsi que l'alimentation en billes (01-V-141) du turbo-détendeur. Après refroidissement, le gaz est partiellement condensé et est dirigé vers le ballon 01 -V-141, où s'effectue la séparation des gaz et des liquides. Le liquide qui sort du fond de 01 -V-141 est vaporisé à travers une vanne et est chauffé à environ  $29^{\circ}\text{C}$  à l'intérieur de la boîte froide (01-E-141). De plus, 26% des gaz sortant par la tête du ballon 01-V-141 subissent un refroidissement jusqu'à  $-69^{\circ}\text{C}$  par les gaz de tête. [7]

### A.8. Turbo-Expandeur

Après avoir quitté la tête du ballon (01-V-141), environ 74 % du gaz subit une détente côté détendeur du turbo-détendeur (C-141), ce qui porte la pression à environ 17,8 bar. Ce gaz est ensuite dirigé vers le 15ème plateau de la filière-éthaniseur (01-V-151). L'énergie extraite par le détendeur alimente le compresseur du turbo-détendeur (01-C-141), qui à son tour comprime le gaz sortant du dé-éthaniseur à 23 bars pour maintenir la pression d'entrée requise pour les compresseurs d'expédition.

En cas de dysfonctionnement ou d'indisponibilité du Turbo-Expander, une vanne PV1420 à effet Joule-Thomson est utilisée pour garantir un fonctionnement ininterrompu du train.

Toutefois, la chute de pression due à l'arrêt du compresseur doit être compensée par l'augmentation de la pression du dé-éthaniseur à 27 bar, pour éviter la surcharge des compresseurs de gaz export (pression d'aspiration 23 bars).

La pression du dé-éthaniseur (27 bar) doit maintenir en tenant compte des pertes de charge de la pression d'aspiration des compresseurs à 23 bars. Dans le cas de l'utilisation de la vanne J-T (joint-venture), la récupération des liquides est réduite d'une manière significative. [7]

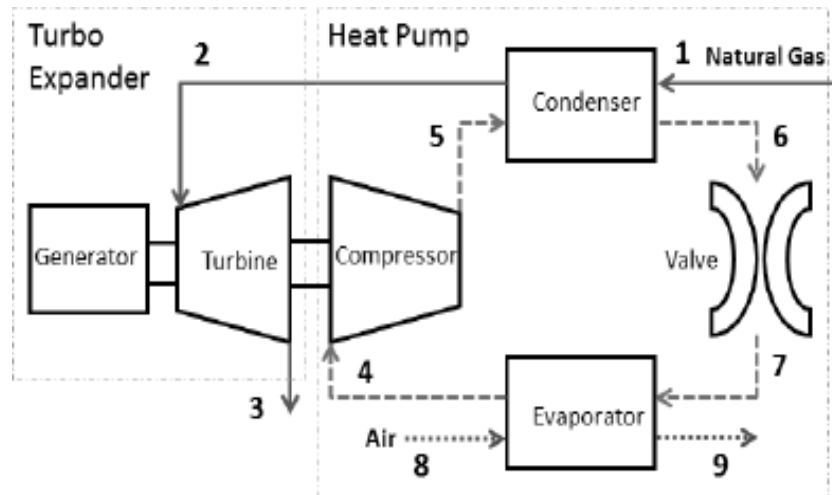


Figure. II .8 Schéma Turbo-Expandeur

### A.9 Dé-éthaniseur

L'objectif principal du De-Ethanizer (01-V-151) est de séparer et d'isoler les composants d'éthane plus légers des composants de propane plus lourds. Ceci est réalisé grâce à un processus de séparation en colonne, dans lequel les composants d'éthane sont collectés et émis par le haut de la colonne, tandis que les produits plus lourds sont évacués par le bas de la colonne. Les produits lourds séparés sont ensuite dirigés vers le débutaniseur pour un traitement ultérieur.

Le dé-éthaniseur est composé d'un total de 33 plaques de soupape qui alternent en direction. Une alimentation en froid, provenant du détendeur, entre dans le 15<sup>e</sup> plateau. Pendant ce temps, une alimentation chaude de liquides vaporisés monte du fond du ballon (01-V-141), traverse les (01-E-141) et (01-E-103) et entre dans le 27<sup>e</sup> plateau. Pour assurer un flux de reflux approprié, une partie des gaz du ballon (01-V-141) est refroidie à travers le (01-E-141) puis passée à travers une soupape de détente.

La température et la pression de la tête de colonne sont respectivement de  $-72^{\circ}\text{C}$  et 17,3bar. Dans le cas de l'utilisation de la vanne JT (joint-venture) (Turbo-Expandeur à l'arrêt) les valeurs de ces paramètres seront respectivement de  $-16^{\circ}\text{C}$  et 27,0 bar. [7]

### A.10. Traitement du liquide hydrocarbure

Les hydrocarbures liquides issus du slug catcher (00-V-051) et du procédé de traitement des gaz humides sont pressurisés à environ 30 bars avant d'être acheminés vers le séparateur de pré-flash d'hydrocarbures liquides (01-V-211). Dans ce séparateur, les gaz légers, tels que l'azote, le méthane et l'éthane, sont séparés des hydrocarbures liquides et de l'eau. Ensuite, le liquide passe à travers le filtre coalescent (01-V-213A/B), qui élimine efficacement toute eau libre restante. Pendant le fonctionnement normal, la pression de tête du stabilisateur est constamment maintenue à 19,7bar. [7]

### A.11. Stabilisation du condensat

Les hydrocarbures liquides provenant du coalesceur (séparateur d'huiles) alimentent le stabilisateur de condensat (01-V-221) au 1<sup>er</sup> plateau (tête), le stabilisateur est conçu pour séparer l'éthane et les composants plus légers du propane et des composants plus lourds, et elle est composée de 20 plateaux a soupapes. Toute eau libre accumulée sur le plateau supérieur (plateau de tête) est envoyée au ballon dégazeur d'eau produite (01-V-281) pour rejet. [7]

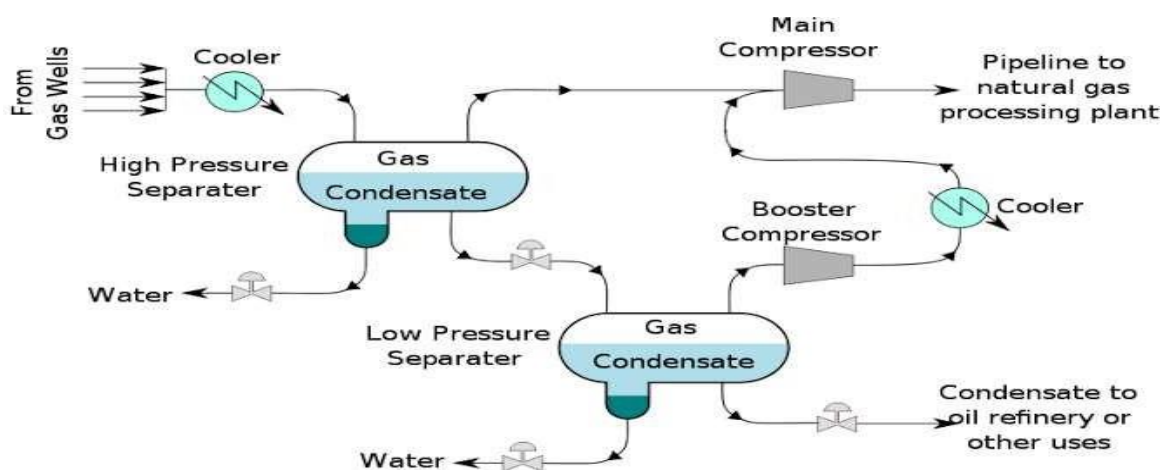


Figure. II .9 Schéma explicatif de Stabilisation du condensat.

### A.12. Débutaniseur



Le débutaniseur (01-V-231) est alimenté par le propane et les composants plus lourds venant du stabiliseur.

Ce dernier est conçu pour séparer le butane et les composants plus légers du pentane des composants les plus lourds. Le distillat de tête quitte la colonne et est condensé dans la bouteille de reflux (01-V-232) où une partie du liquide collecté est renvoyée en tête du débutaniseur sous forme de flux de reflux et le reste est stocké sous forme de gaz de pétrole liquéfié.

Les produits lourds quittent le fond du débutaniseur sous contrôle de niveau comme condensat, envoyer pour stockage en passant par la batterie d'échangeurs (01-E-233 A/B).

Le débutaniseur est composé de 36 plateaux à soupapes à deux voies et reçoit deux alimentations, une première charge provenant du fond du dé-éthaniseur entre au 16ème plateau après préchauffage à 106°C dans la batterie d'échangeurs (01-E-233 A/B), une deuxième alimente le 26ème plateau à partir du fond du stabilisateur (01-V-221). [7]

### **A.13. Eau produite**

L'eau produite provenant des équipements suivants : Slug catcher, séparateur Gaz/Condensat d'entrée, séparateur d'alimentation déshydratation, épurateur de gaz de régénération, coalesceur de liquide d'aspiration, séparateur d'entrée « pré-flash de condensat » et le stabilisateur, s'écoulent vers le ballon de flash d'eau puis dirigé vers les bassins d'évaporation.

### **A.14. Stockage du condensat et GPL**

Dans ce centre de traitement on a deux types de stockages :

- Stockage du GPL dans des ballons cylindriques.
- Stockage du condensat dans des bacs.

#### **1. Stockages du GPL**

Les bacs de stockage du GPL sont des ballons sous pression cylindriques où la pression est de 16.3bar et la température de 60°C jusqu'à 91°C. Il y a 8 bacs de stockage de GPL divisés en 2 groupes de 4 (4 pour le on-spécification et 4 pour le off-spécification).

Chaque groupe partage les canalisations communes d'entrée et de sortie et la canalisation d'équilibrage de vapeur pour relier l'espace de vapeur de chaque bac qui est assuré par le gaz carburant.

## 2. Stockage du condensat

Il existe deux réservoirs de stockage pour les produits de condensat conformes aux spécifications, et ils appartiennent tous deux à la variété à toit flottant. Chaque cuve a une capacité de 7950m<sup>3</sup> et peut maintenir une autonomie de 24h. Le condensat est maintenu à pression atmosphérique et stocké à une température d'environ 56°C.

Le condensat off-spécification qui se produit lors de pannes ou de conditions de fonctionnement anormales est acheminé vers des tambours de dégazage de condensat, puis vers des réservoirs de stockage de condensat à toit fixe off-spécification.

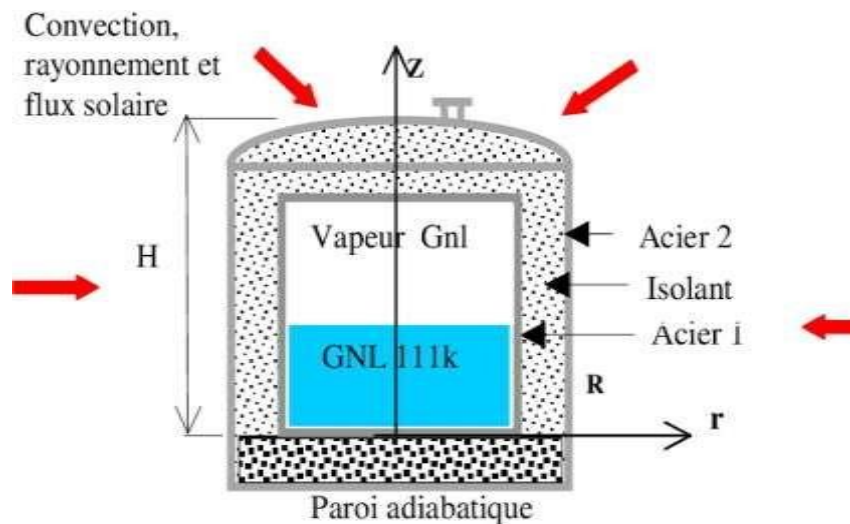


Figure. II .10 Schéma général d'un bac de stockage

### A.15. Pompes d'expédition du GPL

Les pompes booster GPL sont des pompes verticales multi étage équipées d'une cuvette cylindrique entraînées par des moteurs électriques, et fonctionne à une pression d'aspiration de 17.3 bar et à une pression de refoulement normale de 22.6 bar. La température de refoulement dépend aux conditions de stockage mais est prévue d'être au environ 60°C.

Les pompes principales GPL sont des pompes centrifuge horizontales multi-étage entraînées par des moteurs électriques, et fonctionnent à une pression d'aspiration de 22.6 bar et à une pression de refoulement normale de 95.8 bar. La température de refoulement dépend aux conditions de stockage mais est prévue d'être au environ 60°. [8]

#### A.16. Pompes d'expédition du condensat

Les pompes qui augmentent le débit des produits de condensation sont alimentées par des moteurs électriques. Ils fonctionnent avec une pression d'aspiration de 1,05 bar et une pression de refoulement standard de 3,02 bar. La température de la décharge dépend de l'environnement dans lequel elle est stockée, mais elle devrait être d'environ 57°C.

Les pompes principales de pipeline de produit du condensat sont centrifuge, horizontale, multi-étage, entraînées par des moteurs électriques, et elles fonctionnent avec une pression d'aspiration de 2.7 bar et une pression de refoulement normale de 79 bar. La température de refoulement dépend des conditions de stockage mais est prévue pour être autour de 57°C.

#### A.17. Compresseur du gaz résiduel

Des turbines à gaz alimentent les compresseurs centrifuges chargés d'augmenter la pression du gaz de 24 bar jusqu'à environ 85 bar dans les compresseurs de gaz résiduel. Les performances des compresseurs sont ajustées en changeant la vitesse de la turbine pour maintenir la pression du collecteur d'aspiration à la valeur désirée.

La température du gaz comprimé augmente, le gaz sort du compresseur à une température environ 183°C, puis refroidi jusqu'à 57°C.

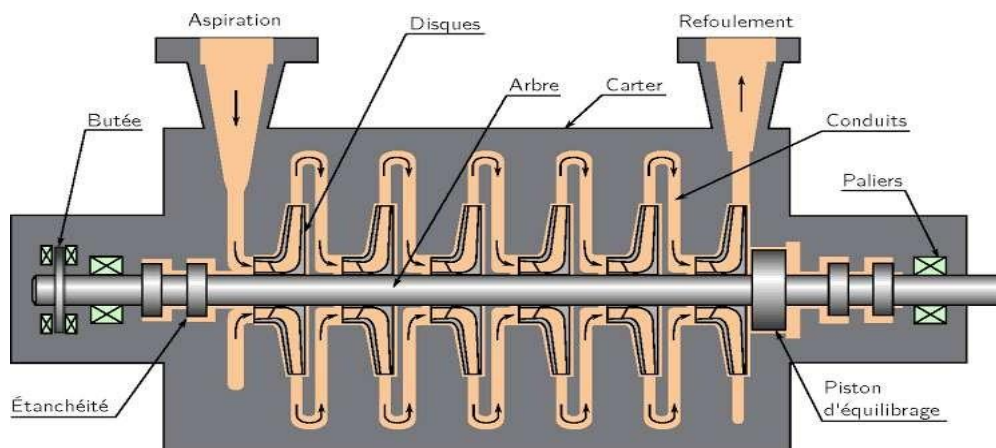


Figure. II .11 Schéma compresseur résiduel du gaz

#### **II. 4. 4. Description des utilités**

Les systèmes des utilités requis pour les installations centrales de traitement à IN AMENAS sont décrits ci-dessous:

##### **II. 4. 4. 1. Gaz combustible**

Les installations du CPF sont autonomes quant aux besoins en gaz combustible pendant le fonctionnement normal.

Le système de gaz combustible comprend un réseau de gaz combustible HP pour tenir compte des exigences des surchauffeurs de gaz combustible, des turbines de gaz des compresseurs de gaz export, des turbines des générateurs électriques, des cages de stockage de GPL pour couverture et du système de gaz combustible BP.

Le système de gaz combustible BP alimente les fours de chauffe, la purge de gaz des collecteurs de torche ainsi que les brûleurs de bec de torche. Au démarrage, une alimentation de gaz combustible dédiée est disponible à partir de la canalisation d'évacuation de gaz export, acheminée directement jusqu'à l'épurateur. [9]

##### **II. 4. 4. 2. Carburant Diesel**

Le carburant diesel est fourni à l'installation dans des camions citernes et déchargé dans un réservoir de stockage pour assurer l'alimentation des pompes eau anti-incendie et le générateur de secours.

##### **II.4. 4. 3. Système d'huile chaude**

L'objectif du système de circulation d'huile chaude est d'assurer les besoins en chauffage du procès et des utilités. La chaleur provient de trois unités de récupération et de deux fours de chauffes.

L'huile chaude alimente tous les rabouilleurs du CPF, échangeurs de chaleur d'huile chaude et réchauffeurs de gaz de régénération.

#### **II. 4. 5. Torche à haute pression**

Les trois trains de traitement et les compresseurs de gaz export partagent un système d'évacuation et de purge composé d'un réseau de tuyauterie de collecte, d'un ballon tampon de torche haute pression et d'une torche haute pression avec brûleur continu.

#### **II. 4. 6. Fosse de brûlage**

Une fosse de brûlage est également fournie pour brûler les liquides hydrocarbures provenant du système de drainage fermé et des ballons tampons de la torche HP.

#### **II. 4. 7. Torche basse pression**

L'objectif du système de torche basse pression est d'éliminer les vapeurs des ballons de dégazage de condensat et des réservoirs de condensat Off-spec. La torche est constituée d'un réseau de tuyauterie et d'une cheminée de torche à basse pression.

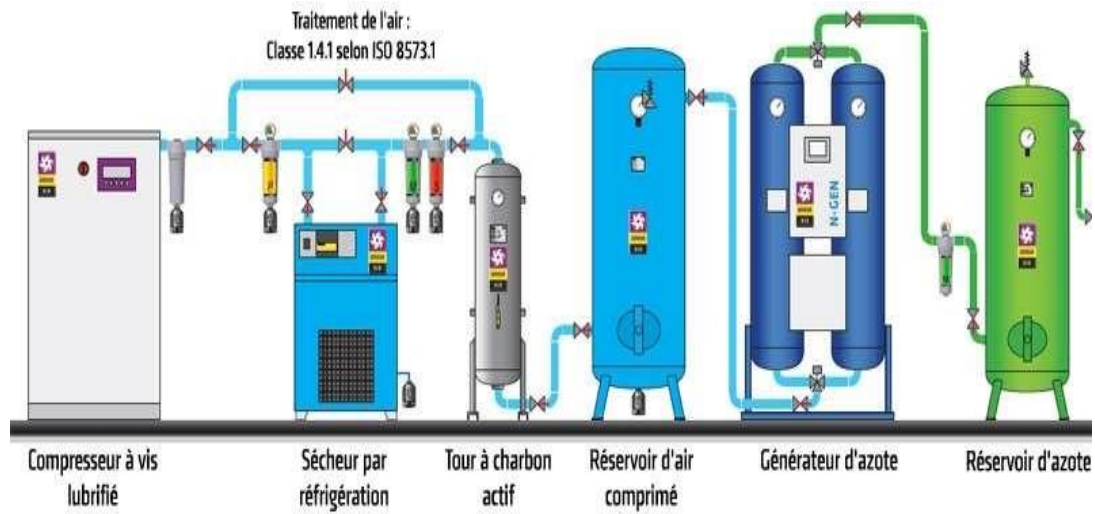
#### **II. 4. 8. Système d'air instrument et d'utilité**

L'air instrument et d'utilité est fourni par un système autonome constitué de cinq (5) compresseurs lubrifiés mono étages à vis, d'un réservoir d'air humide, d'une unité de séchage avec filtres et d'un réservoir d'air instrument. Le système de distribution d'air instrument fonctionne à environ 8bar.

L'air d'utilité représente la source d'alimentation du système de génération d'azote.

#### **II. 4. 6. Système de génération de gaz inerte (azote)**

L'azote est utilisé à travers l'unité pour maintenir une pression positive sur les équipements contenant des hydrocarbures et la purge des équipements contenant l'oxygène pendant les arrêts pour maintenance et inspection. L'azote est extrait de l'air instrumenté dans une unité d'azote, en utilisant des séparateurs par membranes. [9]



**Figure. II .12** Système de génération de gaz azote.

#### II. 4. 7. Système d'eau utilitaire

Les pompes de distribution d'eau brute fournissent l'eau à partir des trois réservoirs de stockage d'eau brute, au réservoir de stockage eau anti-incendie, l'unité d'eau déminéralisée (dotée de deux réservoirs de stockage d'eau déminéralisée) et les deux réservoirs de stockage d'eau domestique, par une unité de traitement / filtration d'eau de puits qui assure une filtration et ensuite le traitement pour obtenir une qualité d'eau potable.

L'eau brute est également pompée jusqu'à la "base de vie" via une canalisation. L'eau domestique est distribuée aux installations sanitaires via des pompes d'eau domestique.

Le système d'eau déminéralisée est utilisé pour alimenter les unités de décarbonatation avec l'eau d'appoint.

#### II. 4. 8. Système de drainage fermé

Tous les fluides pressurisés avec un potentiel de libérer d'importants volumes de vapeurs d'hydrocarbures pendant la dépressurisation vers l'atmosphère, sont acheminés vers le ballon de drainage fermé connecté directement au système de torche commune pour une évacuation sans danger des vapeurs d'hydrocarbures.

### II. 4. 9. Système de drainage ouvert et de surface

Les liquides provenant des trois réservoirs de vaporisation d'eau produite s'écoule dans un séparateur d'interception à tôle ondulée (CIP) pour la séparation et l'élimination du condensat d'hydrocarbures. Le condensat déborde dans le puisard d'hydrocarbures (huile) d'un séparateur API. L'eau est collectée dans les systèmes de drainage ouverts souterrains ou au-dessous du niveau de sol. [8]

### II. 4. 10. Inhibiteurs de corrosion

L'inhibiteur de corrosion est injecté continuellement dans les courants de fluide de puits, à chaque tête de puits, par des systèmes dédiés d'injection d'inhibiteur de corrosion afin de protéger la tuyauterie et les équipements contre les taux de corrosion élevés.

Les inhibiteurs de corrosion de la phase vapeur doivent être utilisés comme requis par le contrôle continu des taux de corrosion. Ces inhibiteurs sont injectés dans les lignes de vapeur avant la déshydratation au niveau du capteur-bouchon. [8]

### II. 4. 11. Système d'injection de méthanol

L'objectif du système de méthanol est de dissoudre les hydrates pouvant se produire périodiquement dans les équipement froids tels que les échangeurs de chaleur, ballons et lignes de gaz ainsi que dans les courants de gaz naturel pressurisé à des températures aussi chaude que 18°C en présence des traces d'eau condensée. [8]

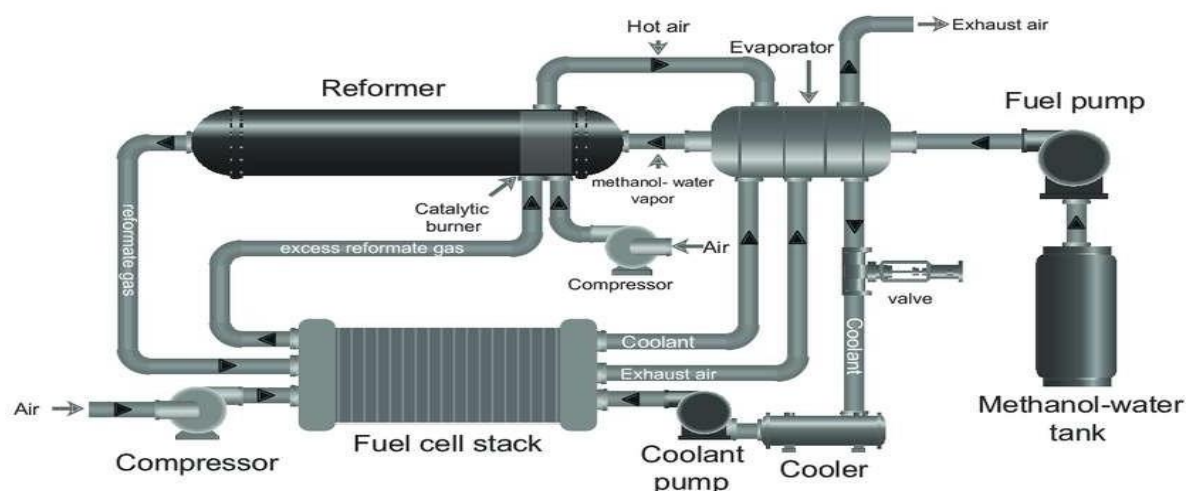


Figure. II .13. Schéma du système d'injection de méthanol.

#### **II. 4. 12. Production d'électricité**

L'électricité au CPF est fournie par trois générateurs de 11 KV entraînés par turbines à gaz, de Puissance nominale de 18.6 MW chacune à une température d'entrée de 45 degrés Celsius. Dans des Conditions de fonctionnement normal, deux des générateurs fourniront les exigences en matière d'électricité du CPF et de l'infrastructure, alors que le troisième générateur est en réserve. [8]

#### **II.5. Conclusion**

SONATRACH prépare l'avenir pour découvrir des nouvelles réserves potentielles et développer les ressources énergétiques, soit dans le cadre de ses propres efforts soit en coopération avec des étrangers.

L'objectif principal de l'usine CPF est de maximiser la production d'hydrocarbures (condensat, gaz et GPL), pour augmenter les revenus de l'économie nationale.



## *Chapitre III*

# *Description technologique de la turbine à gaz MS 5002D*



### **III.1. Introduction**

La turbine à gaz à entraînement mécanique à deux arbres de la série modèle MS5002D est une machine utilisée pour entraîner un compresseur à charge centrifuge.

Un compartiment d'entrée d'air et des conduits, fixés à l'extrémité avant la base de la turbine à gaz, contiennent un système de filtration d'entrée autonettoyant qui atténue le bruit haute fréquence et un air inertiel séparateur, qui élimine les particules étrangères avant que l'air n'entre dans la turbine.

Ce site (In-Amenas-Tiguntourine) contient huit turbines classifiées en trois groupes selon leur fonctionnement comme indiquée ci-dessous :

- **Compresseur de gaz d'entrée (IGC)**

Ils sont des turbines à gaz qui se réfèrent à augmenter la pression de gaz à l'entrée pour faciliter le processus de la centrale.

- **Compresseur de Gaz résiduel (RGC)**

Ils se réfèrent au compresseur de gaz résiduel pour transférer le gaz de sortie (produit) à la station d'Ouhanet.

- **Générateur de Turbine à gaz (GTG)**

Ils sont générateurs de turbine à gaz qui se réfèrent à fournir l'énergie électrique déposée à utiliser dans différents services.

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

#### III.2.1. Données générales de conception [10]

**Tableau.III.1.** Caractéristiques de la turbine à gaz MS 5002D

|  |   |
|--|---|
| <b>Série de modèles de turbine à gaz</b> | MS-5002D  |
| <b>Application turbine à gaz</b>         | Entraînement mécanique                                      |
| <b>Cycle</b>                             | simple  |
| <b>Rotation de l'arbre</b>               | antihoraire   |
| <b>Type de fonctionnement</b>            | Continu   |
| <b>Vitesse de l'arbre</b>                | 5100 tr/min haute pression<br>et 4670 tr/min basse pression |
| <b>Système de Contrôle</b>               | Control Mark VI SPEEDTRONIC                                 |
| <b>Protection</b>                        | Survitesse, surchauffe, vibration et détection<br>de flamme |
| <b>Mécanisme de refroidissement</b>      | Réducteur à cliquet   |
| <b>Atténuation acoustique</b>            | Silencieux d'admission et d'échappement                     |

#### III.2.2 Section Compresseur [10]

**Tableau.III.2.** Caractéristiques de compresseur axial

|  |                             |
|--|-----------------------------|
| <b>Nombre d'étages de compresseur</b>    | 17                          |
| <b>Type de compresseur</b>               | Flux axial, grand rendement |
| <b>Boîtier fendu</b>                     | horizontale                 |
| <b>Type d'aubes directrices d'entrée</b> | Variable                    |

#### III.2.3 Section turbine [10]

**Tableau.III.3.** Caractéristiques de section turbine

|                                   |                |
|-----------------------------------|----------------|
| <b>Nombre d'étages de turbine</b> | doubles arbres |
| <b>Boîtier fendu</b>              | Horizontal     |
| <b>Buses du premier étage</b>     | Zone fixe      |
| <b>Buses de deuxième étage</b>    | Variable       |

## III.2.4. Section de combustion [10]

Tableau.III.4. Caractéristiques de chambre combustion.

|                                 |  |
|---------------------------------|--|
| <b>Type</b>                     | 12 chambres de combustion multiples, type à flux inversé |
| <b>Disposition des chambres</b> | Situées concentriquement autour du compresseur           |
| <b>Injecteur de carburant</b>   | 01 injecteur par chambre                                 |
| <b>Bougies d'allumage</b>       | 02, type électrode à ressort, rappel automatique         |
| <b>Détecteur de flamme</b>      | 4, type : ultra-violet                                   |

## III.2.5. Ensembles des paliers [10]

Tableau.III.5. Ensembles des Paliers.

|  |   |
|--|---|
| <b>Quantité</b>  | 4   |
| <b>Lubrification</b>   | sous pression                                     |
| <b>Ensemble de palier n° 1 (situé dans l'ensemble de carter d'admission)</b> |   |
| <b>Portée d'arbre</b>  | Elliptique  |
| <b>Butée active</b>  | Patin oscillants (Six patins), auto-équilibre     |
| <b>Butée inactive</b>  | Surface Conique                                   |
| <b>Ensemble de palier n° 2(situé dans le compresseur caisse de décharge)</b> |   |
| <b>Portée d'arbre</b>  | Elliptique  |
| <b>Ensemble de roulement n° 3 (situé dans la caisse d'échappement)</b>       |   |
| <b>Portée d'arbre</b>  | Patins oscillants (cinq patins)                   |
| <b>Ensemble de palier n° 4 (situé dans la caisse d'échappement)</b>          |   |
| <b>Portée d'arbre</b>  | Patins oscillants (cinq patins)                   |
| <b>Butée</b>   | Patins oscillants (huit patins)<br>Auto-équilibre |
| <b>Butée</b>   | Patins oscillants (quatre patins) Sans équilibre  |

## III.2.6. Système de démarrage [10]

Tableau.III.6. système de démarrage.

|                                |   |
|--------------------------------|---|
| <b>Dispositif de démarrage</b> | Moteur électrique                                 |
| <b>Type de réducteur</b>       | Autoportant avec dispositif hydraulique à cliquet |

## III.2.7. Système de Combustion

Tableau.III.7. système de combustion.

| Type   | Gaz naturel                                     |
|--|---|
| <b>Signal de contrôle du carburant</b>                           | SPEEDTRONIC * panneau de commande de la turbine |
| <b>Rapport d'arrêt du gaz combustible et soupape de commande</b> | Servocommande électrohydraulique                |

## III.2.7 Système de lubrification [10]

Tableau.III.8. système de lubrification

|  |   |
|--|---|
| <b>Lubrifiant</b>                        | Base pétrolière   |
| <b>Capacité totale</b>                   | 22500LTS  |
| <b>Pression du collecteur de palier</b>  | 25 PSI (1,72 bar)   |
| <b>Pompe de lubrification principale</b> | Entraînement par arbre  |
| <b>Pompe de lubrification auxiliaire</b> | Motor-Pump, immergée verticalement, type : puisard centrifuge |
| <b>Pompe de lubrification d'urgence</b>  | Motor-Pump, verticale, immergée, type : puisard centrifuge    |
| <b>Filtre de Lubrification</b>           |   |
| <b>Type</b>                              | Plein débit/avec vanne de transfert                           |
| <b>Quantité</b>                          | Double  |
| <b>Filtration de type cartouche</b>      | 25 microns, fibre inorganique                                 |

**III.2.8 Système hydraulique [10]****Tableau.III.9.** système hydraulique.

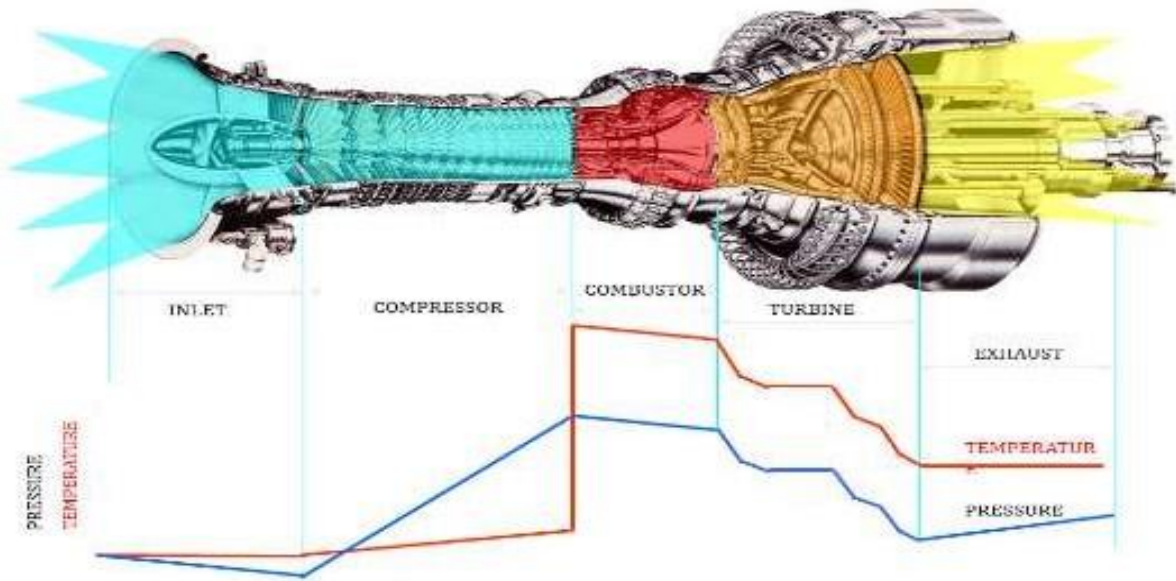
|   |  |
|---|--|
| <b>Pompe hydraulique principale</b>         | Pompe volumétrique a piston entraine par engrenage |
| <b>Pompe hydraulique auxiliaire</b>         | Motor-Pump   |
| <b>Filtre(s) d'alimentation hydraulique</b> |  |
| <b>Type</b>                                 | plein débit  |
| <b>Quantité</b>                             | Dual avec vanne de transfert                       |

**III.3. Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz type MS 5002D****III.3.1. Principes de fonctionnement des turbines à gaz**

Le rotor compresseur/turbine haute pression est initialement porté à une vitesse de 20 % par le démarreur. L'air atmosphérique aspiré dans le compresseur s'écoule vers la chambre de combustion, où le combustible est délivré sous pression. Une étincelle à haute tension enflamme le mélange air-carburant. (Une fois allumé, la combustion se poursuivra dans la chambre). Le gaz chaud augmente la vitesse du compresseur/rotor haut de la turbine à pression.

Cela augmente à son tour la pression de refoulement du compresseur. Lorsque la pression commence à monter, les rotors de turbine basse pression commencent à tourner et les deux rotors de turbine accélèrent jusqu'à la vitesse de fonctionnement. Les produits de combustion (gaz haute pression, haute température) sont d'abord détendus par la turbine haute pression puis évacués dans l'atmosphère par la turbine basse pression.

Lorsque le gaz se dilate et se déplace dans la turbine haute pression, il entre en contact avec les aubes de la turbine, ce qui fait tourner la turbine. Cette rotation applique alors un couple au compresseur entraîné, qui à son tour fait tourner le compresseur. Le gaz fait ensuite tourner la turbine basse pression avant d'être évacué. Vu de l'extrémité d'entrée, le rotor tourne dans le sens inverse des aiguilles d'une montre. [10]



**Figure III.1.** Vue générale de la turbine à gaz MS 5002D.

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

#### III.4.1. Base turbine

La base supportant la turbine à gaz est une structure en acier composée de poutres en I et de plaques. Le châssis de base est constitué de deux poutres longitudinales en acier à grandes semelles avec trois traverses formant des bancs sur lesquels sont montés les supports verticaux de la turbine. Des supports de pivot et de levage sont fournis deux de chaque côté de la base, alignés avec les deux premières traverses structurelles du cadre de base.

Tampons de machine, trois de chaque côté du bas de la base, faciliter son montage sur la fondation du chantier. Des patins de machine sur le dessus du châssis sont prévus pour le montage des supports de turbine.

Les poutres longitudinales en I gauche et droite et les traverses avant et arrière de la base de la turbine sont placés le long des âmes de manière à former des canaux de vidange d'huile de lubrification pour le palier de la turbine, l'accouplement de charge et charger l'équipement. La tuyauterie d'alimentation en huile de lubrification est contenue dans les canaux longitudinaux.



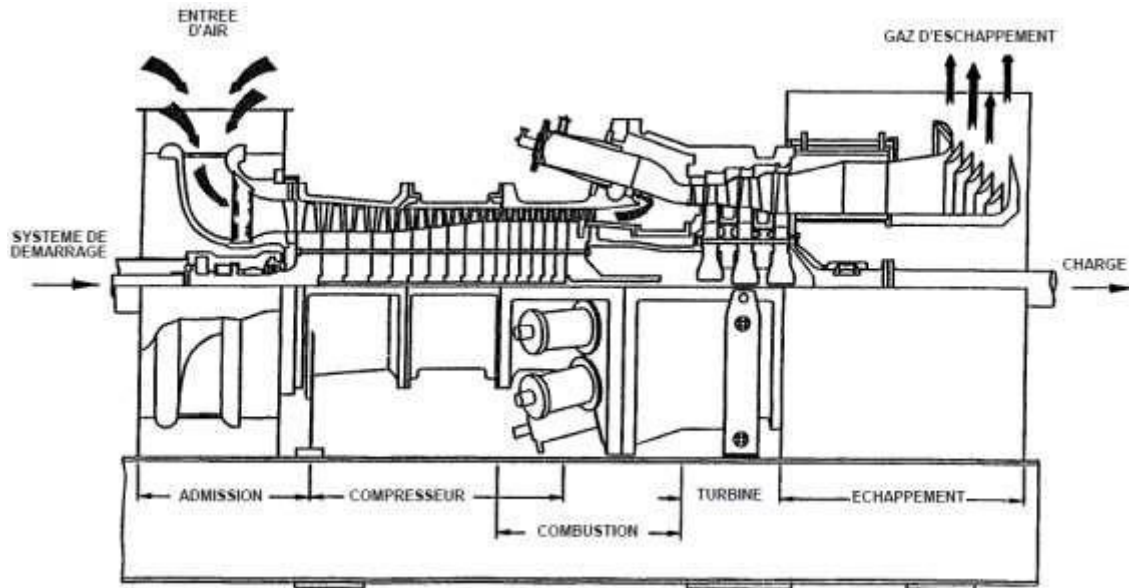


Figure III.2. Schéma explicatif de la base turbine.

#### III.4.2. Supports turbines

La turbine à gaz est supportée sur la base par deux plaques de support flexibles, une sous le carter d'admission et l'autre sous le carter du cadre d'échappement. Ces supports empêchent le déplacement latéral ou en rotation mouvement de la turbine à gaz mais permettent un mouvement axial résultant de la dilatation thermique de la turbine pendant le fonctionnement.

La plaque de support d'entrée est boulonnée sur la traverse avant le pied de turbine. La plaque de support du cadre d'échappement est boulonnée sur la traverse arrière.

Afin d'éviter un désalignement des raccords et d'éviter toute contrainte sur la tuyauterie entre les bases en raison de la dilatation thermique, deux supports de ligne centrale ont été placés sur le fond de la traverse avant et médiane du pied de turbine. Le support avant est une plaque d'acier avec une rainure de clavette qui maintient un poteau carré dans la fondation; cela empêche le mouvement latéral de l'axe de base due à la dilatation thermique. Le support à la traverse médiane de la base de la turbine est une plaque d'acier avec un trou de quatre pouces de diamètre. Cette plaque abrite une goupille en acier qui empêche le mouvement de la base dans tous les sens.

III.4.2.1. Éléments de support

- Plaques flexibles

Elle permet de prendre en charge la structure et d'empêcher les mouvements latéraux ou de rotation de la turbine à gaz, elle empêche le mouvement axial qui peut résulter de la dilatation thermique.

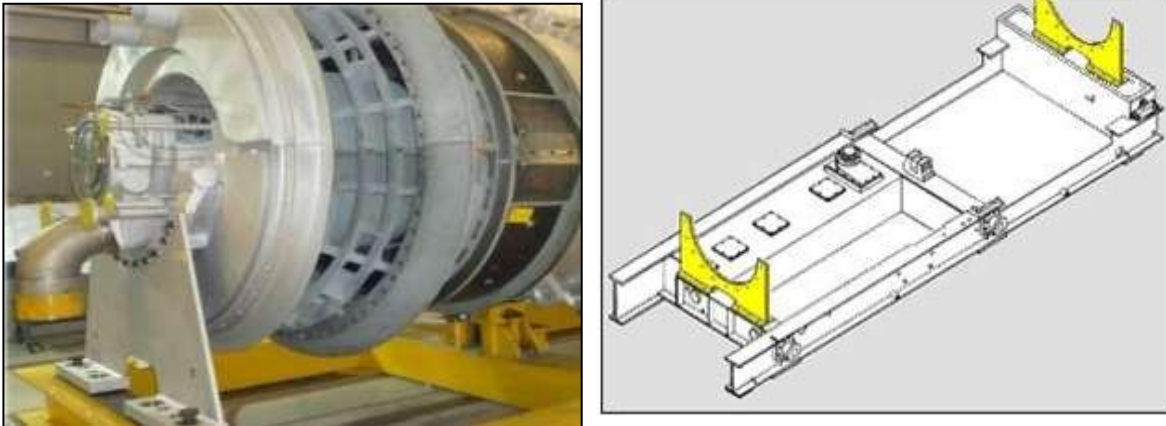


Figure III.3. Plaques flexibles.

- Clé gib

Empêche les mouvements rotatifs et latéraux des carters Permet des mouvements radiaux dus à la dilatation thermique

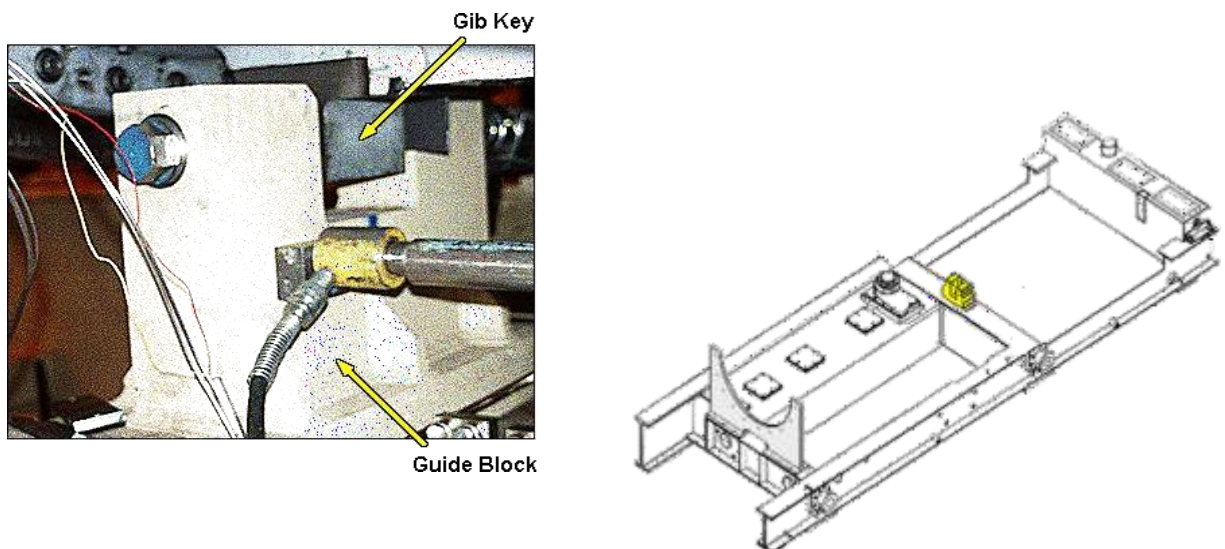


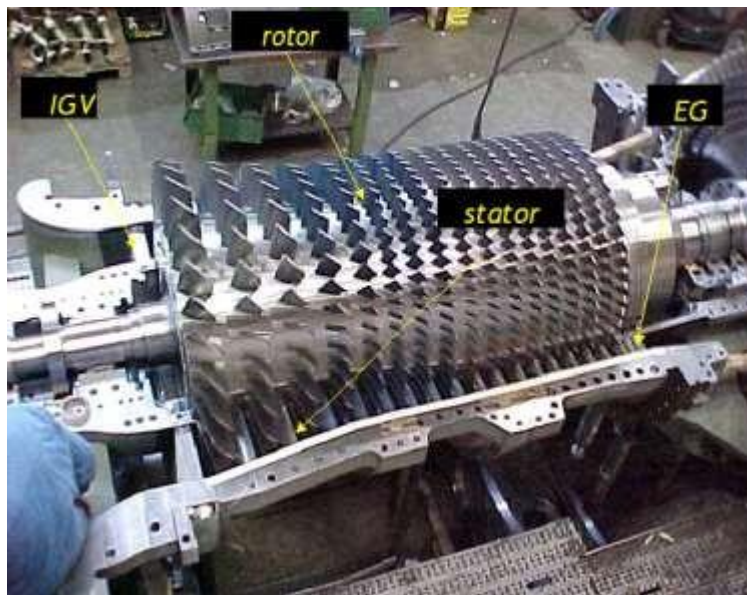
Figure III.4. Clé GIB.

### III.4.2. Partie compresseur

#### III .4.2.1. Informations générales

Composée de 17 aubes de compresseur, d'aubes directrices à entrée variable et de deux aubes directrices en sortie, la section du compresseur à flux axial est constituée du rotor et du carter du compresseur.

Le processus de compression de l'air commence par le confiner dans l'espace entre les aubes du rotor et du stator à l'intérieur du compresseur. La compression s'effectue par étapes au fur et à mesure que le profil aérodynamique des aubes est comprimé par une série de rotations alternées par le rotor et de rotations fixes par le stator. Les pales du rotor sont responsables de l'application de la force pour comprimer l'air à chaque étape, tandis que les pales du stator guident l'air pour entrer dans l'étage du rotor suivant à angle droit. Une fois l'air comprimé, il s'écoule à travers le carter de refoulement du compresseur dans l'enveloppe de combustion et les chambres de combustion. De plus, l'air comprimé est utilisé pour refroidir la turbine et lubrifier l'huile dans les roulements étanches. [10]



**Figure III.5.** Compresseur axial.

### III .4.2.2. Rotor du compresseur

Composé d'un arbre tronqué, de 16 roues, d'un compresseur à pales de rotor et de boulons de liaison, le rotor du compresseur est un composant essentiel du système. La périphérie de chaque roue et la portion de roue du demi-arbre avant contiennent des fentes agrafées pour un bon fonctionnement.

Les fentes sont l'endroit où les pales du rotor sont insérées et fixées axialement par des entretoises qui sont marquées aux deux extrémités de la fente. Ces pales ont été conçues avec une forme aérodynamique qui permet une compression efficace de l'air à des vitesses élevées. Les roues et les demi-arbres sont reliés entre eux par des bandes pour maintenir la concentricité, puis sont maintenus en place par des tirants. Afin de minimiser le besoin de correction d'équilibre, un positionnement sélectif des roues est mis en œuvre. Une fois le processus d'assemblage terminé, le rotor est équilibré dynamiquement selon des spécifications précises.

L'arbre tronqué avant fournit les faces de poussée avant et arrière et le tourillon pour le palier no 1, les joints d'huile du compresseur et le joint.

### III .4.2.3. Stator du compresseur

La zone stator (carter) de la section compresseur est composée de trois sections principales :

- A. Carter d'admission.
- B. Carter de compresseur.
- C. Carter de refoulement du compresseur.

Ces sections, en conjonction avec l'enveloppe de la turbine, forment la structure externe primaire du gaz turbine.

Ils supportent le rotor aux points d'appui et constituent la paroi extérieure du trajet des gaz anneau. Des tolérances étroites sont maintenues entre l'alésage du boîtier et les extrémités des pales du rotor pour une efficacité maximale.

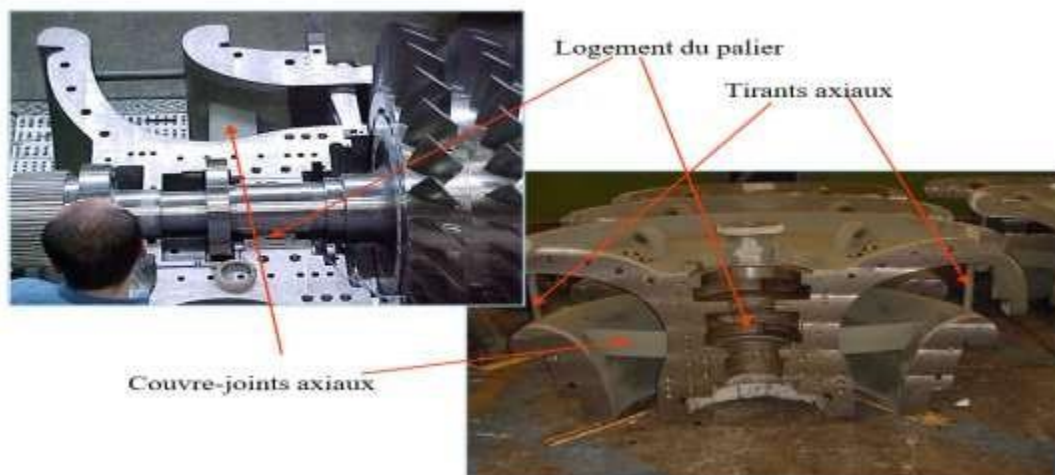
#### A. carter d'admission

Le carter d'admission est situé à l'extrémité avant la turbine à gaz. Sa fonction première est d'uniformiser et diriger l'air dans le compresseur.

Le carter supporte également l'ensemble de roulement N° 1 dont la partie inférieure de demi-boîtier est un boîtier séparé, bridé et boulonné à la moitié inférieure du boîtier. Le boîtier intérieur est attaché à l'évasement extérieur par sept entretoises radiales en forme de profil aérodynamique.

Les deux entre toises sont logées dans les murs en cloche. Des aubes directrices à admission variable sont installées dans l'extrémité arrière du carter d'admission. Les aubes directrices à admission variable permettent une accélération rapide et régulière de la turbine sans surtension du compresseur (pulsation). L'huile hydraulique est utilisée pour activer les aubes directrices d'entrée à travers une grande couronne dentée et plusieurs petits pignons.

Au démarrage, les aubes sont réglées à la position  $44^\circ$  qui est la position fermée. Le carter d'entrée transfère également les charges structurales des carters attenants au support avant, qui est boulonné et goujonné à la moitié inférieure du boîtier du côté avant.



**Figure III.6.** Carter d'admission.

## B. Carter compresseur

Le carter du compresseur contient les dix premiers étages compresseur-stator. Le carter du compresseur est Équipé de deux tourillons moulés de grande taille qui sont utilisés pour soulever la turbine à gaz lorsqu'elle est séparée de sa base.

Les quatre premiers étages des aubes de stator dans le carter du compresseur sont assemblés en fente anneaux semi-circulaires.

Les assemblages d'aubes et d'anneaux de stator sont ensuite installés dans des rainures en queue d'aronde, usinées dans la paroi de le carter du compresseur. Clés de verrouillage, qui sont installées dans une rainure usinée à gauche et à droite côté de la bride de joint horizontale de la moitié supérieure du carter, empêcher la rotation de ces ensembles dans les rainures du stator et de tomber lorsque la moitié supérieure du carter est soulevée.

Le cinquième aux dixièmes étages d'aubes de stator sont installés sur des rainures en queue d'aronde usinées dans la paroi du carter de compresseur. Clés de verrouillage longues, qui sont installées dans des rainures usinées à gauche et à droite côté de la bride horizontale de la moitié supérieure du carter, empêcher les aubes du stator de tourner dans les rainures du stator et de tomber lorsque la moitié supérieure du carter du compresseur est soulevée.

### **C. Carter de refoulement du compresseur**

Le carter de refoulement du compresseur est positionné vers l'arrière de la section compresseur. Ce carter est le plus long de tous et tombe au milieu des supports de turbine avant et arrière. Sa fonction principale est de contenir le reste des surtensions du compresseur, de former les parois intérieures et extérieures du diffuseur du compresseur et de connecter les stators de la turbine et du compresseur. De plus, il offre un support pour la tuyère de turbine du premier étage.

Le carter de refoulement du compresseur est composé de deux cylindres. Un cylindre est une extension du carter du compresseur tandis que l'autre cylindre englobe le rotor du compresseur. Pour obtenir un positionnement concentrique, huit entretoises radiales sont utilisées, qui s'évasent pour correspondre au grand diamètre du carénage de la turbine. Les entretoises radiales sont les principaux composants porteurs de charge dans cette section de la turbine à gaz.

Le cylindre intérieur abrite le système de support du roulement n° 2. Un diffuseur est réalisé par la bague conique située entre le cylindre extérieur et intérieur du carter de refoulement. Ce diffuseur transforme une partie de la vitesse de sortie du compresseur en surpression.

Installés dans le carter de refoulement du compresseur se trouvent les six étages restants d'aubes de stator, numérotés de 11 à 16, ainsi que deux rangées d'aubes directrices de sortie comprenant des aubes simples.



La paroi du carter de refoulement du compresseur a des rainures en queue d'aronde usinées qui s'emboîtent. Clés de verrouillage, installées dans des rainures usinées dans les brides de joint horizontales de la moitié supérieure du carter, bloquent la rotation des aubes et empêchent les aubes de stator de tomber des rainures lorsque le carter de refoulement supérieur la moitié est levée. [12]



**Figure III.7.** Carter de refoulement du compresseur.

### **III.5. Section de combustion**

#### **III.5 .1. Informations générales**

La section de combustion de la turbine à gaz comprend une variété de composants, y compris le carénage de combustion, douze enveloppes de combustion, douze ensembles de chapeau et de chemise de combustion, douze ensembles de pièces de transition, douze injecteurs de carburant, deux allumeurs, deux allumages de transformateurs de puissance, quatre détecteurs de flamme, douze croix tubes à feu, et plusieurs matériels et joints auxiliaires. La virole de combustion, structure mécano-soudée, enveloppe la partie arrière du compresseur axial et reçoit l'air de refoulement. De plus, les turbines à gaz MS5002D utilisent des enveloppes de combustion de différentes longueurs et conceptions.

Le positionnement des enveloppes de combustion varie entre les configurations d'enveloppe courte et longue.

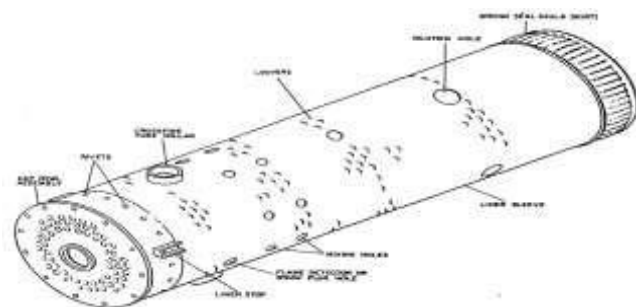
Dans les premiers, les enveloppes sont situées à l'extérieur des assemblages d'enveloppes courtes, alors que dans les seconds, elles sont situées à l'intérieur du manteau long.

Le carburant est introduit dans chaque chemise de chambre de combustion par une buse de carburant montée sur la combustion couvercle de la chambre et s'étendant dans la doublure.

Le processus d'allumage du mélange air-carburant est déclenché par les allumeurs. Une fois que l'allumage a lieu dans l'une des deux chambres, les gaz de combustion chauds résultants sont transférés à travers les tubes à feu croisé afin d'enflammer le mélange carburant-air dans les chambres restantes.

### III.5 .2. Enveloppe de combustion

Les transitions en douze parties sont enfermées et soutenues par l'enveloppe de combustion. Cette enveloppe particulière est soudée et sert à recevoir l'air de refoulement provenant du compresseur à flux axial et le transférer dans les chambres de combustion. Les moitiés supérieure et inférieure de l'emballage sont montées sur la partie arrière du carter de refoulement du compresseur. La bride arrière de l'ensemble d'emballage est boulonnée à la bride verticale avant de l'enveloppe de turbine ; la bride avant est boulonnée à la bride arrière du carter de refoulement du compresseur.



**Figure III.8.** Enveloppe de combustion.

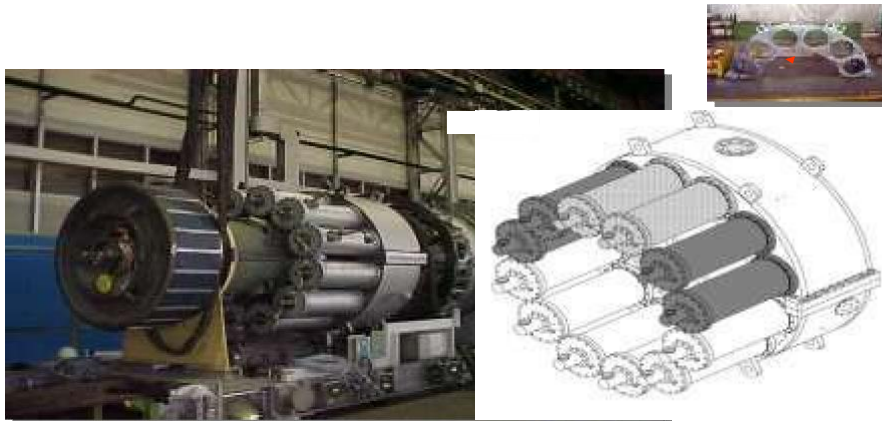
### III.5 .3. Chambres de combustion

Les douze chambres de combustion (manchons d'écoulement et chapeau et chemises) sont montées dans la chambre de combustion, Le système d'alimentation en carburant du moteur comprend des bouchons et des chemises interconnectés, reliés par des tubes à allumage croisé.



Les couvercles des chambres de combustion maintiennent les injecteurs de carburant en place s'étendent dans les chambres et fournissent combustible pour la combustion.

Les enveloppes de combustion sont numérotées de un à douze et peuvent être identifiées en regardant vers l'aval depuis l'entrée de la turbine et en comptant dans le sens inverse des aiguilles d'une montre à partir de la position douze heures. Pendant le fonctionnement, l'air du compresseur pénètre dans l'enveloppe de combustion et pénètre dans l'espace annulaire de la chambre de chemise entre la chemise et le manchon d'écoulement. L'air sous une pression immense traverse le revêtement, se confond avec le carburant et s'enflamme. Ces gaz chauds traversent ensuite la chemise et progressent dans un composant de transition qui est relié à l'ensemble de tuyère de l'étage initial. Des détecteurs de flamme installés dans les quatre chambres envoient des signaux au système de contrôle indiquant que l'allumage s'est produit. [12]



**Figure III.9.** Les douze chambres de combustion.

#### **III.5 .4. Allumeurs**

L'initiation de la combustion du mélange air-carburant est provoquée par les allumeurs à électrodes rétractables. Dans les deux chambres de combustion, deux de ces allumeurs sont installés (n° 9 et n° 10), avec puissance reçue des transformateurs d'allumage. Les chambres restantes, sans allumeurs, sont alimentées par la flamme des chambres à feu à travers des tubes à feu croisé interconnectés.

#### **III.5 .5. Détecteurs de flamme**

Afin d'initier correctement un démarrage du système, il est impératif que le système de contrôle reçoive des informations concernant la présence ou l'absence de flamme.

Pour ce faire, un système de surveillance des flammes doit être mis en place est utilisé constitue de quatre capteurs installés sur quatre chambres de combustion adjacentes et un amplificateur électronique qui est monté sur le panneau de commande de la turbine. [10]



**Figure III.10.** Détecteurs de flamme.

### III.5. 6. Buses de carburant

Chaque chambre de combustion est équipée d'une buse de combustible qui émet une quantité dosée de combustible dans la chemise de combustion. Le carburant gazeux est admis directement dans chaque chambre par des trous de dosage situés sur le bord extérieur de la pointe des injecteurs de carburant. [10]



**Figure III.11.** Buses de carburant.

### III.5. 7. Tubes à feu croisé

Les 12 chambres de combustion sont interconnectées au moyen des tubes à feu croisé. Ces tubes assurent la flamme des chambres contenant des allumeurs pour se propager aux chambres non allumées. [11]

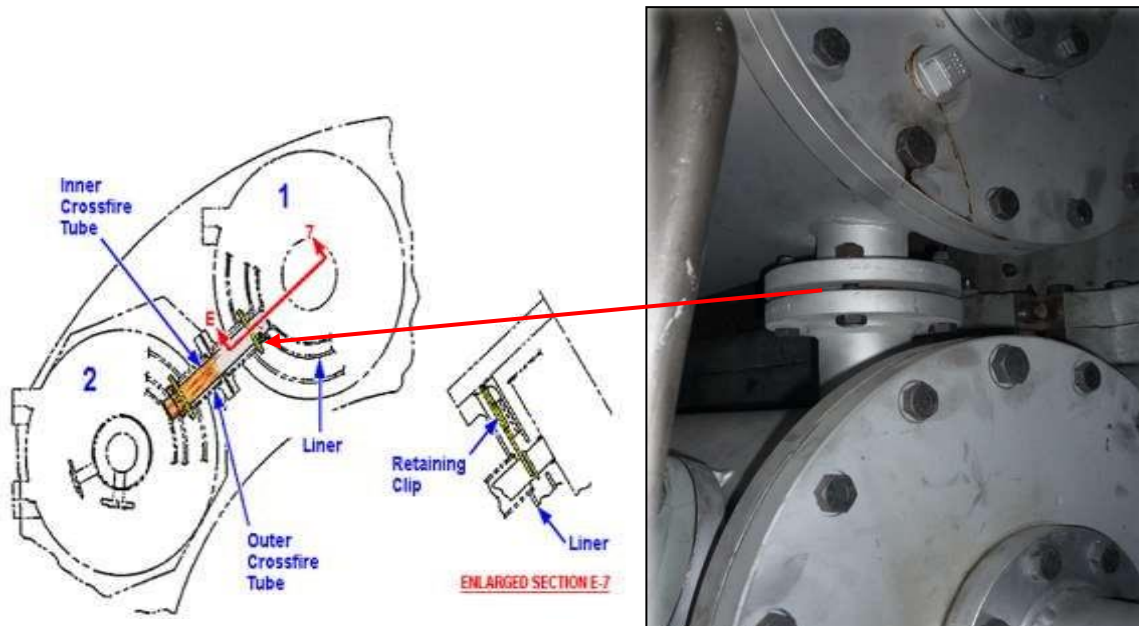


Figure III.12. Tubes à feu croisé.

## III.6. Section turbine

### III.6.1. Informations générales

La conversion des gaz à haute température de la section de combustion en puissance d'arbre se produit dans la section de turbine. Cette section est composée de plusieurs composants, dont la coque de turbine, la tuyère du premier étage, la roue de turbine haute pression du premier étage, la deuxième tuyère à aubes à étage variable et la roue de turbine basse pression du deuxième étage. De plus, la section comprend l'ensemble de membrane, le joint d'étanchéité à l'air et le chemin de gaz intermédiaire les pièces. Toutes les pièces du stator ont été fabriquées de manière à pouvoir être divisées en deux horizontalement pour faciliter l'entretien.

### III.6.2. Stator de turbine

Le carter de la turbine est une composante structurale principale de l'ensemble de la turbine à gaz et il est boulonné à l'extérieur à son extrémité avant aux plaquettes du carter de décharge du compresseur et à l'extérieur à son extrémité arrière au bâti d'échappement.

Dans le logement de la turbine, il y a aussi les suivants ensembles qui établissent la voie du débit du gaz de la chambre de combustion par les roues de la turbine au bâti d'échappement les parois de l'injecteur de premier étage et les flasques, les segments de la paroi externe et interne de la voie du gaz entre étage, le diaphragme de deuxième étage et l'étanchéité à air, les parois et les carénages de l'injecteur du deuxième étage subissent d'autres réglages grâce à l'utilisation d'une bague de réglage. Cet anneau est chargé de contrôler l'angle des parois de l'injecteur du deuxième étage et est supporté par des galets situés sur la paroi extérieure du carter de turbine.

La paroi interne du carter de la turbine est isolée des pièces de la voie des gaz chauds, à l'exception des surfaces nécessaires à l'indication de l'injecteur et des flasques. L'air d'échappement du compresseur qui ne s'enfuit pas dans les segments de l'injecteur de premier étage, mais dans l'espace entre la paroi d'isolation du logement de la turbine et la paroi externe de la voie du gaz entre-étage aide à éliminer la chaleur radiée de la paroi externe de la voie du gaz. Les orifices éjecteurs qui se trouvent dans les brides du carter font paire avec les orifices de la bride avant d'assemblage verticale du bâti d'échappement. L'air ambiant est induit, par ces orifices, afin de refroidir l'extrémité arrière du carter de la turbine et les plaquettes du bâti d'échappement de la voie d'échappement. (Voir la **Figure III.13**)

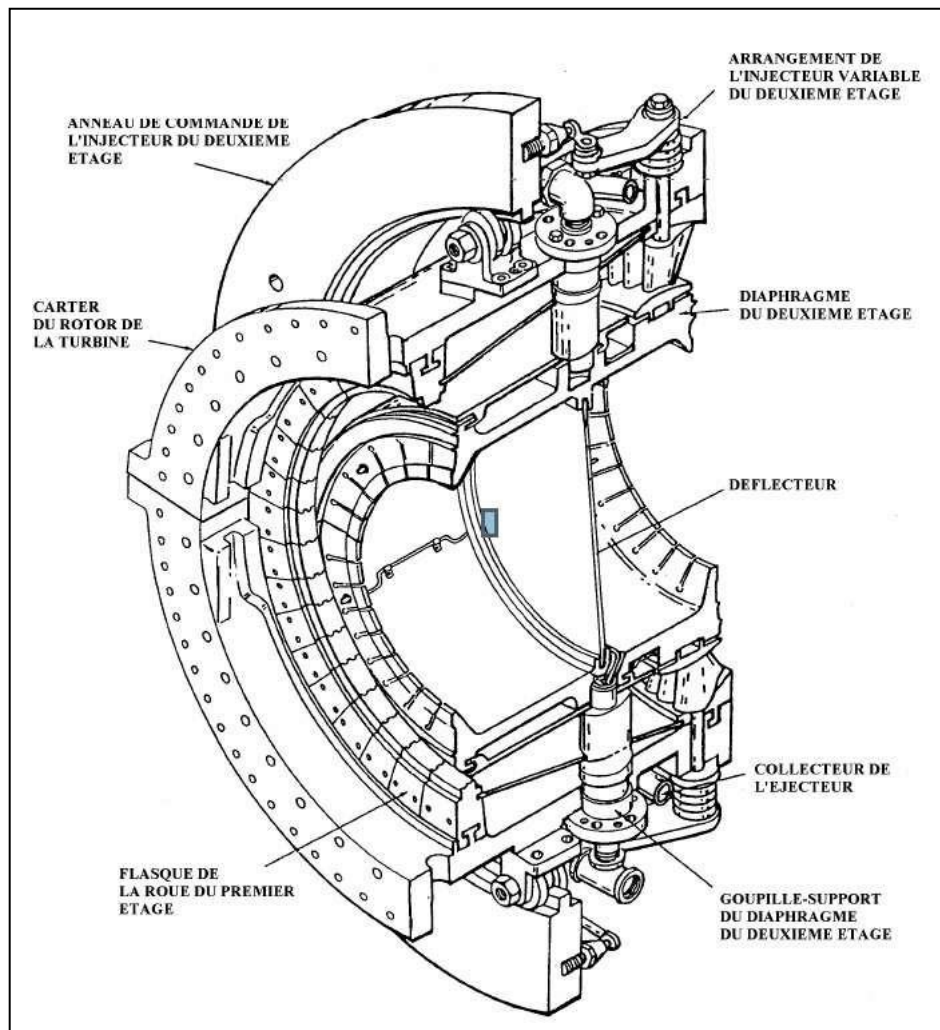


Figure III.13. Stator de turbine

### III.6.3. Tuyère de premier étage

L'ensemble de buse du premier étage se compose de segments de buse qui sont assemblés dans un anneau de retenue, l'anneau étant supporté dans le trajet de gaz par un agencement de serrage dans le carter de turbine. La conception de l'ensemble de buse et l'agencement de son support à l'intérieur du boîtier accueille les effets de la croissance thermique due aux gaz chauds et maintient l'assemblage correctement aligné dans le chemin de gaz.



Une autre caractéristique de conception unique permet de retirer la moitié inférieure de l'ensemble de buse sans retirer le rotor. [10]



**Figure III.14.** Tuyère de premier étage

#### III.6.4. Tuyère du deuxième étage

La tuyère du deuxième étage est composée de cloisons (aubes directrices) qui forment une tuyère à angle variable dans l'espace annulaire du trajet des gaz juste en avant de la roue de turbine du deuxième étage. Ces cloisons peuvent être tournées à l'unisson au moyen d'arbres qui dépassent à travers des douilles dans le carter de la turbine. Leviers, goupillés aux extrémités des arbres, sont reliés par des liaisons à des poteaux dans un anneau de commande qui est entraîné en rotation par un vérin hydraulique près du bord de fuite pour assurer le refroidissement par air des tuyères. Le compresseur refoule l'air de l'enveloppe de combustion s'écoule autour de l'anneau de retenue dans les cloisons et les coupes creuses de la buse à travers les orifices de purge dans le chemin des gaz d'échappement. Ce flux d'air assure le refroidissement de la buse profils aérodynamiques. [11]



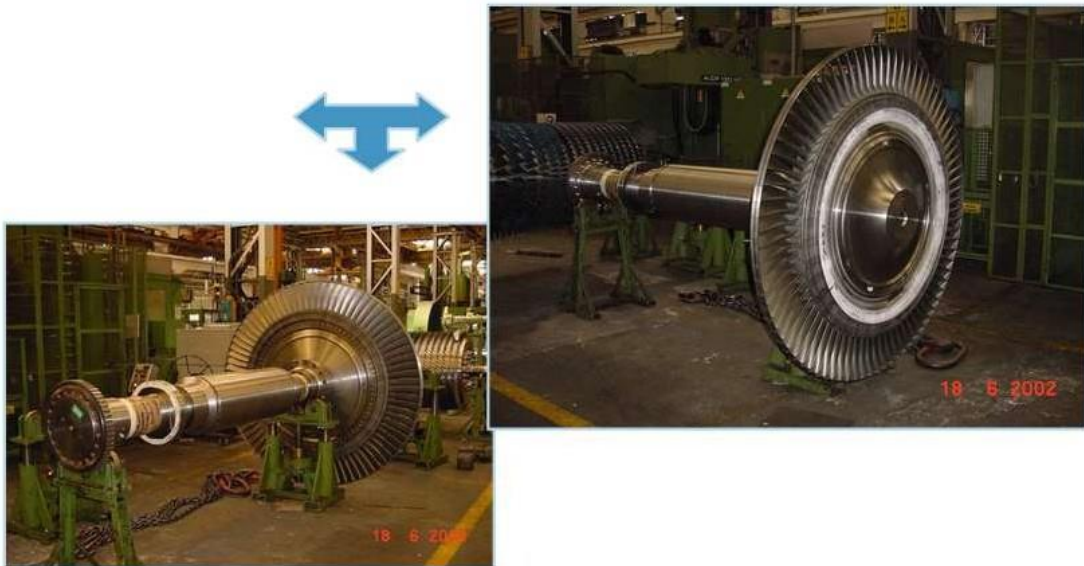
**Figure III.15.** Tuyère variable du 2<sup>ème</sup> étage

### III.6.5 Rotor de turbine et roues

Au sein de la turbine à gaz se trouvent deux composants de rotor distincts : le rotor de turbine haute pression, responsable de l'alimentation du compresseur axial et des accessoires d'arbre associés, et le rotor de turbine basse pression, qui entraîne la charge.

La section de turbine contient deux turbines à rotor qui sont alignées l'une sur l'autre de manière linéaire, mais elles sont mécaniquement séparées l'une de l'autre. Cette indépendance mécanique permet aux deux turbines de fonctionner à des vitesses différentes. L'ensemble rotor haute pression est constitué de la roue de turbine du premier étage qui est fixée directement sur le bout d'arbre arrière du rotor du compresseur.

Pour créer le rotor de la turbine basse pression/charge, l'arbre de la turbine est boulonné à la turbine du deuxième étage. L'arbre de turbine chargé contient un ensemble de boulon de survitesse pour déclencher mécaniquement le système de commande de la turbine à gaz dans une condition de survitesse. Cet ensemble rotor a été équilibré avec le boulon de survitesse assemblage installé dans le puits avant l'assemblage final et par conséquent l'équilibre final nécessite un minimum de correction. [12]



**Figure III.16.** Vues de l'ensemble rotor de turbine basse pression.

### III.6.6. Godets de turbine

Les godets de turbine sont assemblés dans les roues en queues d'aronde axiales en sapin avec plaques de recouvrement installées sur les tiges du godet. Un couvercle sur deux est un couvercle verrouillé. Les godets sont maintenus en place par un verrou tournant ; dont la tête est plantée en place.

### III.7. Section échappement

La section d'échappement est constituée des composants suivants :

- boîtier externe
- boîtier interne
- entretoises

Ces composants agissent comme un diffuseur, pour réduire la turbulence et la vitesse des gaz d'échappement. Le boîtier intérieur peut être muni d'un cône pour aider la diffusion. Les entretoises redressent également l'écoulement des gaz d'échappement.

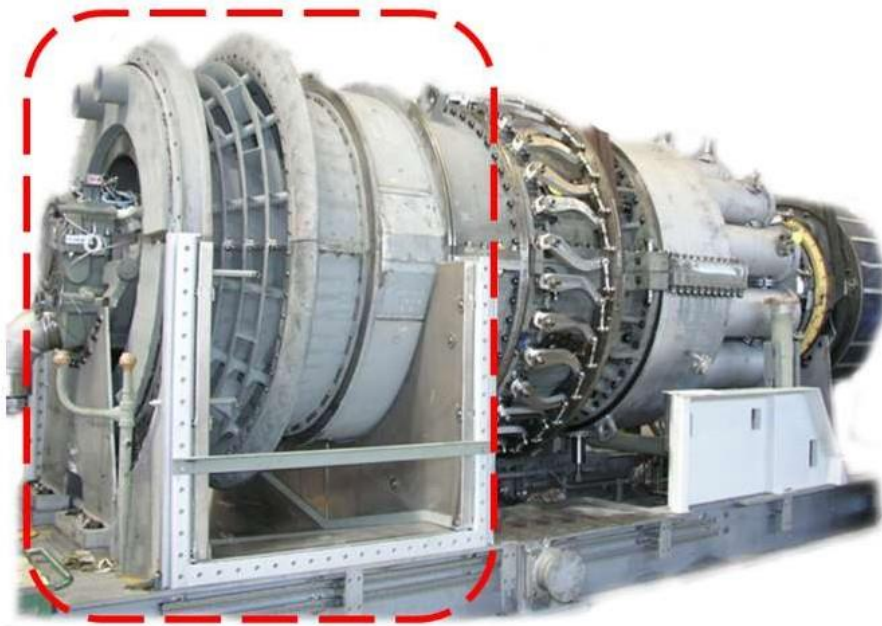
A la sortie, de la section d'échappement, les gaz auront :

- Une vitesse diminuée
- Une pression relativement constante



- Une turbulence réduite

La température des gaz d'échappement dépasse les 350°C, les espaces extérieurs sont donc recouverts d'isolation thermique pour protéger le personnel et prévenir les incendies.



**Figure III.17.** Section échappement.

## III.8. Couplage

### III.8.1. Informations générales

Les fonctions de base de l'accouplement à engrenage flexible utilisé dans cette turbine sont:

- Relier deux arbres rotatifs pour transmettre le couple de l'un à l'autre.
- Compenser trois types de désalignement : parallèle, angulaire et une combinaison des deux.
- Compenser le mouvement axial de l'arbre et éviter une force excessive de l'autre côté.

Le désalignement parallèle se produit lorsque les deux arbres connectés sont parallèles, mais pas sur la même ligne droite. Un désalignement angulaire se produit lorsque deux arbres sont sur la même ligne droite, mais ses centres ne sont pas parallèles. Un désalignement combiné se produit lorsque les arbres ne sont ni parallèles ni sur la même ligne droite.

Le mouvement axial se produit lorsqu'un ou les deux arbres sont déplacés le long de leur axe (ligne médiane). Deux accouplements sont utilisés sur cette turbine :

- a. On relie le pignon d'entraînement des accessoires à l'arbre de la turbine
- b. L'autre relie l'arbre de la turbine à l'équipement de charge.

### **III.8.2. Accouplement à engrenages accessoires lubrifiés en continu**

L'accouplement est un dispositif de type engrenage flexible lubrifié en continu. Il utilise un moyeu de dents mâles équipé à chaque extrémité d'une entretoise. Les dents mâles engrènent avec les dents femelles d'un manchon à chaque extrémité, pour transmettre le couple. Les dents mâles sont couronnées et peuvent glisser d'avant en arrière dans la femelle spline. Cela permet les trois types de désalignement.

Le manchon à l'extrémité de l'engrenage accessoire est boulonné à une bride (moyeu) qui a été frettée et claveté à l'arbre de transmission accessoire. Le manchon à l'extrémité de la turbine est boulonné directement sur le rotor de la turbine

### **III.8.3. Accouplement de charge lubrifié en continu**

La conception de cet accouplement est similaire à celle de l'accouplement entre l'engrenage accessoire et le rotor de turbine, sauf que les dents mâles sont usinées dans l'entretoise et que les manchons sont boulonnés directement sur les brides de la turbine et de l'arbre de l'équipement de charge. [10]

### **III.8.4. Raccord de charge non lubrifié (comme alternative au raccord de charge lubrifié en continu)**

L'accouplement non lubrifié se compose de membranes flexibles, d'arbres adaptateurs et d'un arbre central. Le l'arbre adaptateur, monté aux extrémités de l'arbre central, comprend des brides qui s'interfacent avec la charge compresseur et l'arbre du rotor de la turbine de charge et assurent également le support des membranes flexibles. Les sections de diaphragme offrent la flexibilité nécessaire pour compenser le désalignement nominal entre l'équipement de charge et le rotor de la turbine de charge, et permettent un mouvement axial de la turbine par rapport à l'équipement de chargement.

### III.8.5. Paliers

L'unité de la turbine à gaz a quatre paliers principaux qui soutiennent les rotors du compresseur et de la turbine. Les paliers sont numérotés 1, 2, 3 et 4. Le palier no. 4 est positionné dans le carter d'admission du compresseur ; le palier no. 2 dans le carter de décharge du compresseur ; les paliers no. 3 et no. 4 sont positionnés en logements distincts du palier qui sont boulonnés à l'extrémité arrière du barrel interne du bâti d'échappement.

La location des paliers est indiquée dans le diagramme de l'Arrangement de la Turbine à Gaz.

Les paliers no. 1 et 2 soutiennent le rotor du compresseur/ de la turbine de haute pression et les paliers 3 et 4 soutiennent le rotor de la turbine de basse pression/de charge.

#### III.8.5. 1. Palier de module HP

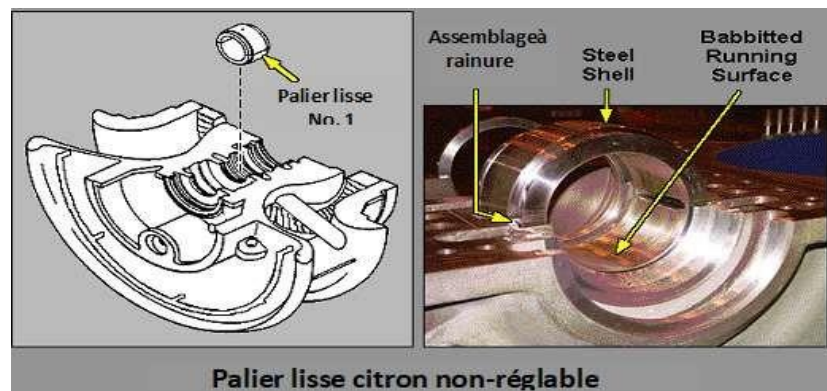


Figure III.18. Palier lisse N° 1 et 2 de type citron.

#### III.8.5.2. Palier de module LP



Figure III.19. Palier de module LP.

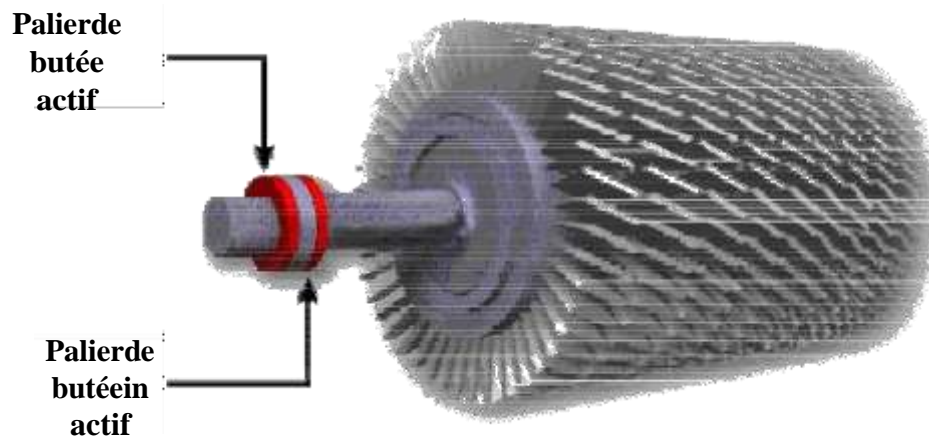


Figure III.20. Palier de butée maintient la position axiale.

III.8.5.3. Fonctionnement des paliers de butée sur le rotor HP

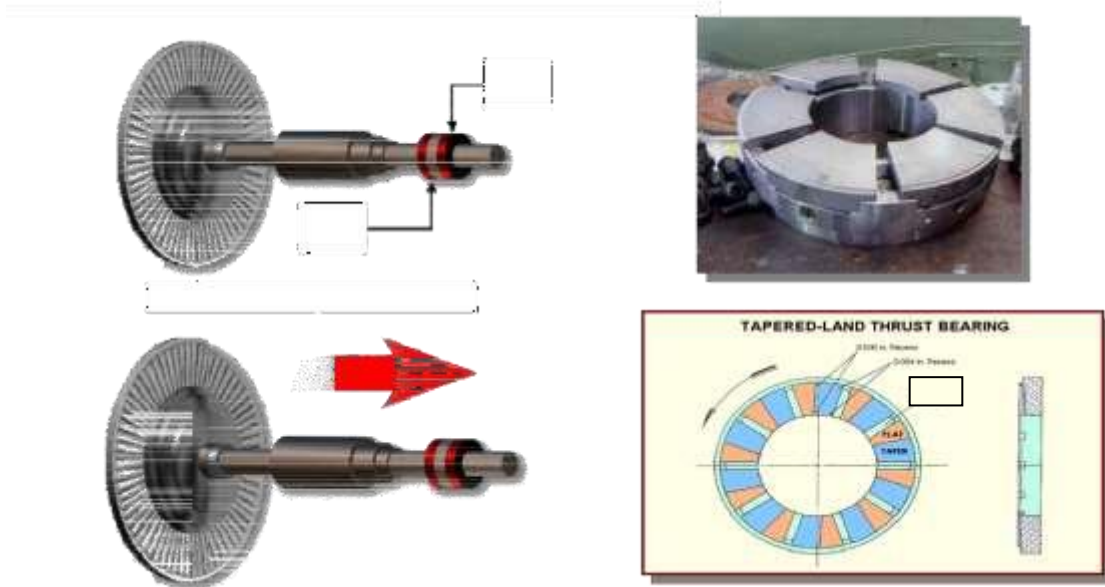


Figure III.21. Fonctionnement des paliers débutés sur le rotor HP.

### **III.8.5.3. Entretien**

#### **III.8.5.3.1. Intervalles d'entretien**

- 12,000 heures de fonctionnement : Inspection de la combustion.
- 24,000 heures de fonctionnement : Inspection de la chemise/de la pièce de transition.
- 48,000heures de fonctionnement : Inspection majeure.

### **III .9. Système de commande et contrôle**

Le rôle de la régulation dans la turbine à gaz MS5002D est de contrôler et de maintenir les paramètres de fonctionnement de la turbine à gaz dans des limites prédéfinies pour assurer un fonctionnement efficace.

Les auxiliaires de la turbine MS5002D incluent généralement des équipements tels que des pompes pour la lubrification et le refroidissement, des compresseurs pour le démarrage et

le contrôle de la combustion, des systèmes de filtration pour maintenir la propreté des fluides utilisés dans la turbine, ainsi que des échangeurs de chaleur pour le refroidissement de l'air et des fluides.

#### **III .9.1. Système d'admission**

##### **III .9.1.1. Entrée d'air**

Le système d'admission d'air se compose d'un compartiment d'admission d'air surélevé et de conduits d'admission avec silencieux relié au plénum d'entrée de la turbine. Le système remplit efficacement de multiples fonctions telles que le filtrage, le silence de l'air d'admission et sa direction dans la turbine du compresseur.

L'air d'admission pénètre dans le compartiment d'admission et s'écoule à travers les conduits aériens parallèles, avec des silencieux acoustiques intégrés et des unités de filtration, vers le plénum d'admission, puis dans le compresseur de la turbine.

La disposition élevée des conduits fournit un système compact et minimise l'entrée de poussière qui s'installe près du niveau du sol. Toutes les surfaces externes et internes exposées au flux d'air sont recouvertes d'un apprêt anticorrosion protecteur. [10]

### **III .9.1.2. Compartiment d'entrée**

Le compartiment d'entrée est situé hors de la base et se connecte à l'entrée conduits. Ce compartiment contient un premier étage de filtration autonettoyant et un second haut filtre d'efficacité. Pendant le fonctionnement de la turbine, un système de filtre autonettoyant utilise des cartouches filtrantes à haute efficacité qui sont nettoyées séquentiellement à l'aide d'impulsions d'air sous pression. Décharge du compresseur l'air provenant du compresseur de la turbine à gaz est fourni aux filtres d'entrée autonettoyants pour être utilisé comme air pulsé pendant le cycle de nettoyage. L'unité de filtration est nécessaire pour assurer une protection adéquate de la turbine l'unité par rapport aux conditions environnementales sur le site de la turbine. Pour s'assurer que cette protection est entretenue, un bon entretien de la filtration est requis.

### **III .9.1.3. Conduits d'entrée**

Le compartiment d'entrée, une enceinte tous temps, est situé sur une structure de support surélevée, retirée de la turbine à gaz. Les conduits d'admission d'air relient le compartiment d'admission au plénum d'admission. Il comprend le plénum traité acoustiquement à l'entrée du compresseur de la turbine à gaz, un coude à 90 degrés, un module silencieux et tronçons de gaine d'admission.

### **III .9.2. Système de gaz combustible**

Le combustible gazeux est d'abord nettoyé, passant à travers une crépine lorsqu'il provient de la tuyauterie d'alimentation, avant de s'écouler à travers la vanne de gaz et dans la tuyauterie du collecteur de gaz. Le gaz combustible est mesuré et contrôlé par la vanne de gaz (rapport d'arrêt de gaz et vanne de régulation) pour fournir le débit requis à la turbine à gaz système de combustion.

Le rapport d'arrêt du gaz combustible et la soupape de commande se composent de deux soupapes indépendantes (une soupape de rapport d'arrêt et une vanne de régulation) combinés dans un seul boîtier. La vanne de rapport d'arrêt de gaz et le gaz soupape de commande sont à simple effet, à commande électro hydraulique.

La soupape de commande de gaz combustible est activée par un signal de commande SPEEDTRONIC pour admettre la quantité appropriée de carburant nécessaire à la turbine pour une charge ou une vitesse donnée. La vanne de rapport d'arrêt du gaz combustible est utilisée pour fermer couper le débit de carburant vers la turbine si nécessaire. Il contrôle également la pression en amont du contrôle du gaz combustible soupape. Cela permet à la soupape de commande de gaz de contrôler le débit de carburant sur la large plage requise sous conditions de démarrage et de fonctionnement de la turbine. [11]

### **III .9.3. Lubrification**

Chaque fois que des accouplements flexibles à engrenages sont utilisés, la lubrification est un facteur majeur de leur longue durée de vie.

Dans l'accouplement de type à lubrification continue, l'huile de lubrification du collecteur de palier de la turbine est évacuée dans les dents d'accouplement à travers des buses. L'huile est ensuite récupérée par les protège-accouplements et revient au réservoir d'huile de lubrification dans la base de la turbine.

Les accouplements peuvent être démontés, nettoyés et inspectés. Si les cartouches filtrantes ne sont pas remplacées à intervalles réguliers, une accumulation de dépôts peut se former sur les dents d'accouplement ce qui peut limiter l'action de l'attelage. Cette condition est le résultat de la centrifugation des particules hors de l'huile et sur Les dents d'accouplement. [10]

#### **III .9.3.1. Système d'huile de lubrification minérale**

Le système est un système d'alimentation forcée en boucle fermée. L'huile de lubrification est extraite du réservoir d'huile par les pompes et est forcé sous pression à travers les échangeurs de chaleur, les filtres à huile et le collecteur du collecteur de palier au roulement. La pression, fixée à « 1,72 bar » pour le collecteur de palier, est évacuée des pompes.

Des dispositifs de protection sont intégrés à ces systèmes, le cas échéant, pour protéger l'équipement contre une faible alimentation en lubrifiant, une faible pression de lubrifiant et une température de lubrifiant élevée. Le protecteur les dispositifs déclenchent une alarme ou peuvent arrêter l'unité si l'une de ces conditions se produit. [10]

### **III .9.3.2. Système d'huile hydraulique**

L'énergie hydraulique, nécessaire pour faire fonctionner les composants de commande du système de carburant de la turbine à gaz, est fournie par le système d'alimentation hydraulique. Ce fluide alimente les moyens d'ouverture ou de réarmement de l'arrêt carburant vanne, en plus des aubes directrices variables d'entrée de la turbine et des déclencheurs hydrauliques de la turbine Système de protection.

Les principaux composants du système comprennent la pompe d'alimentation hydraulique principale, une pompe d'alimentation auxiliaire, le filtres du système, un ensemble accumulateur et l'ensemble collecteur d'alimentation hydraulique. Pour les paramètres de l'appareil, les ajustements et les caractéristiques de conception, reportez-vous au résumé de l'appareil de tuyauterie ci-joint dans le volume "Dessins de référence du travail". [10]

### **III .9.3.3. Pompes à huile de lubrification**

Trois pompes à huile de lubrification sont utilisées dans le système d'huile de lubrification ; la pompe principale qui est entraînée par l'accessoire engrenage, la pompe auxiliaire entraînée par un moteur à courant alternatif vertical et la pompe de secours entraînée par un moteur vertical Docteur moteur. Les pompes auxiliaires et de secours sont montés sur le couvercle du réservoir d'huile. Le résultat de chacune des pompes à la vitesse nominale, ainsi que les puissances du moteur, sont inclus dans l'appareil. Résumé de ce manuel. Les informations fonctionnelles concernant les pompes sont incluses dans ce qui suit paragraphes. [10]

### **III.9.3.4. Pompe à huile de lubrification principale**

La pompe de lubrification principale est une pompe à déplacement positif, située sur la base de l'engrenage accessoire et entraîné par un arbre creux cannelé à partir du pignon d'entraînement inférieur. La sortie de cette pompe vers le système d'huile lubrifiant est limitée par une soupape de contre-pression VPR-1.



### III .9.3.5. Pompe à huile de lubrification d'urgence

La pompe à huile de lubrification centrifuge d'urgence fournit de l'huile de lubrification au collecteur de palier principal pendant une arrêt d'urgence, dans le cas où la pompe auxiliaire a été mise hors service ou est incapable de maintenir une pression d'huile de lubrification adéquate.

La pompe de secours est utilisée uniquement pendant l'arrêt de la turbine, car la taille de la pompe et le moteur d'entraînement ne sont pas capables de fournir une huile de lubrification adéquate pour le fonctionnement normal de la turbine.

Cette pompe est démarrée automatiquement par l'action des transmetteurs de pression 96QT-2A/B/C, chaque fois que la pression d'huile de lubrification est détectée basse par valeur médiane. Les pompes à huile de lubrification principales ou auxiliaires doivent-elles reprendre le fonctionnement, la pompe de secours sera arrêtée (automatiquement) par les transmetteurs de pression 96QT-2A/B/C, lorsque la pression du collecteur d'huile de lubrification est détectée normale par la valeur médiane.

La panne de la pompe auxiliaire pendant la séquence d'arrêt, en raison d'une panne de courant alternatif ou de toute autre cause, la pompe à huile de lubrification d'urgence sera démarrée automatiquement par les transmetteurs de pression 96QT-2A/B/C, et continue à fonctionner jusqu'à ce que l'arbre haute pression s'immobilise. La pompe d'urgence sera ensuite contrôlée par la minuterie du système de contrôle et fonctionnera pendant une période de refroidissement. La pompe de secours peut être testée pour le démarrage, indépendamment de la pression de contrôle correspondante commutateurs, tandis que le système d'huile de lubrification fonctionne normalement sur la pompe principale ou auxiliaire. [10]

### III .9.3.6. Pompe à huile de lubrification auxiliaire

La pompe de lubrification centrifuge auxiliaire fournit une pression lors du démarrage et de l'arrêt de la turbine à gaz lorsque la pompe principale ne peut pas fournir une pression suffisante pour un fonctionnement sûr.

La pompe à huile de lubrification est contrôlée par le transmetteur de pression d'huile de lubrification 96QA-1. Ce transmetteur de pression signalera également une alarme en plus de la fonction de démarrage.

Les signaux de cet émetteur provoqueront la pompe à huile de lubrification pour fonctionner dans des conditions de faible pression d'huile de lubrification,

Comme c'est le cas lors du démarrage ou de l'arrêt de la turbine à gaz. A ce moment, la pompe principale, entraînée par l'engrenage accessoire, ne fournit pas de pression suffisante. Pendant la séquence de démarrage de la turbine, la pompe démarre lorsque le signal de démarrage est donné. Le contrôle circuit passe par les contacts normalement fermés du transmetteur de pression 96QA-1.

La pompe fonctionnera jusqu'à ce que la vitesse de fonctionnement de la turbine soit atteinte même si le collecteur d'huile de lubrification est à pression nominale et les contacts du transmetteur de pression se sont ouverts. Si la vitesse de fonctionnement est atteinte et la pression d'huile de lubrification appropriée n'est pas établie dans le système, la pompe continuera à fonctionner (à travers les contacts du relais de contrôle de séquence complète).

Lorsque la turbine exécute la séquence d'arrêt, la pression de la minuterie du système de contrôle

Le transmetteur 96QA-1 signalera à la pompe auxiliaire de commencer à fonctionner lorsque la pression du collecteur d'huile de lubrification tombe au point où les contacts de l'interrupteur ou de l'émetteur sont réglés pour se fermer. La pompe continuera à fonctionner (si l'alimentation est disponible) pendant la période de refroidissement, pendant laquelle son fonctionnement est contrôlé par la minuterie du système de contrôle. [10]



**Figure III.22.** Pompe à huile de lubrification.

### III .10. Système d'air de refroidissement et d'étanchéité

L'air est utilisé pour refroidir les différentes parties de la section de turbine et pour pressuriser les bagues d'étanchéité des roulements dans la turbine à gaz. Cet air provient du compresseur axial de la turbine à gaz et de l'air ambiant.

Les parties suivantes de la section turbine sont refroidies par air :

- a. Faces avant et arrière de la roue de turbine du premier et du deuxième étage ;
- b. Ensemble buse et anneau de retenue du premier étage ;
- c. Carter de rotor de turbine ;
- d. Cadre d'échappement et entretoises de support de canon intérieur ;

Les revêtements, les coudes et les pièces de transition de la chambre de combustion sont conçus pour utiliser la combustion de l'air (air comprimé) pour un refroidissement efficace de ces pièces. Les circuits d'air de refroidissement et d'étanchéité sont illustrés sur le schéma de tuyauterie schématisé sur la figure III. 21.

L'air, obtenu à partir du compresseur à flux axial, se compose de :

- a. Air d'extraction 5e étage, air d'extraction 11e étage
- b. Air de fuite du joint d'air haute pression du compresseur
- c. Air de refoulement du compresseur. [13]

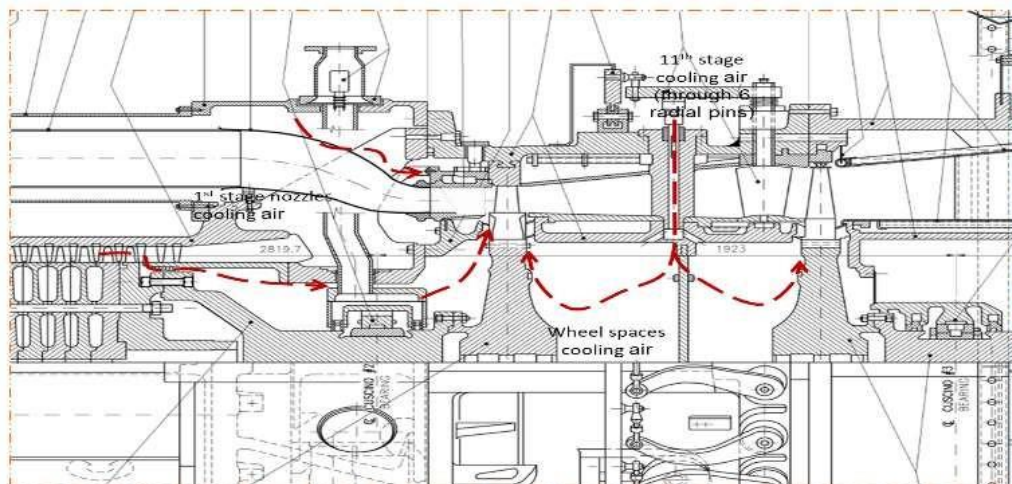


Figure III.23. Circuit de système d'air refroidissement.

### III .11. Système d'huile de contrôle et de déclenchement

Le système de protection de la turbine à gaz se compose d'un certain nombre de systèmes primaires et secondaires, plusieurs qui fonctionnent à chaque démarrage et arrêt normaux.

Les autres systèmes et composants sont strictement pour les conditions de fonctionnement anormales et d'urgence nécessitant l'arrêt de la turbine.

Certains de ces systèmes de protection et leurs composants fonctionnent grâce au système de contrôle SPEEDTRONIC tandis que les autres systèmes fonctionnent directement sur les composants de la turbine totalement indépendamment du tableau électrique de la turbine. Le système d'huile de déclenchement est l'interface de protection principale entre le panneau de commande de la turbine et le composant sur la turbine qui admettent ou coupent le carburant vers la turbine. [13]

## II.12. Système anti incendie

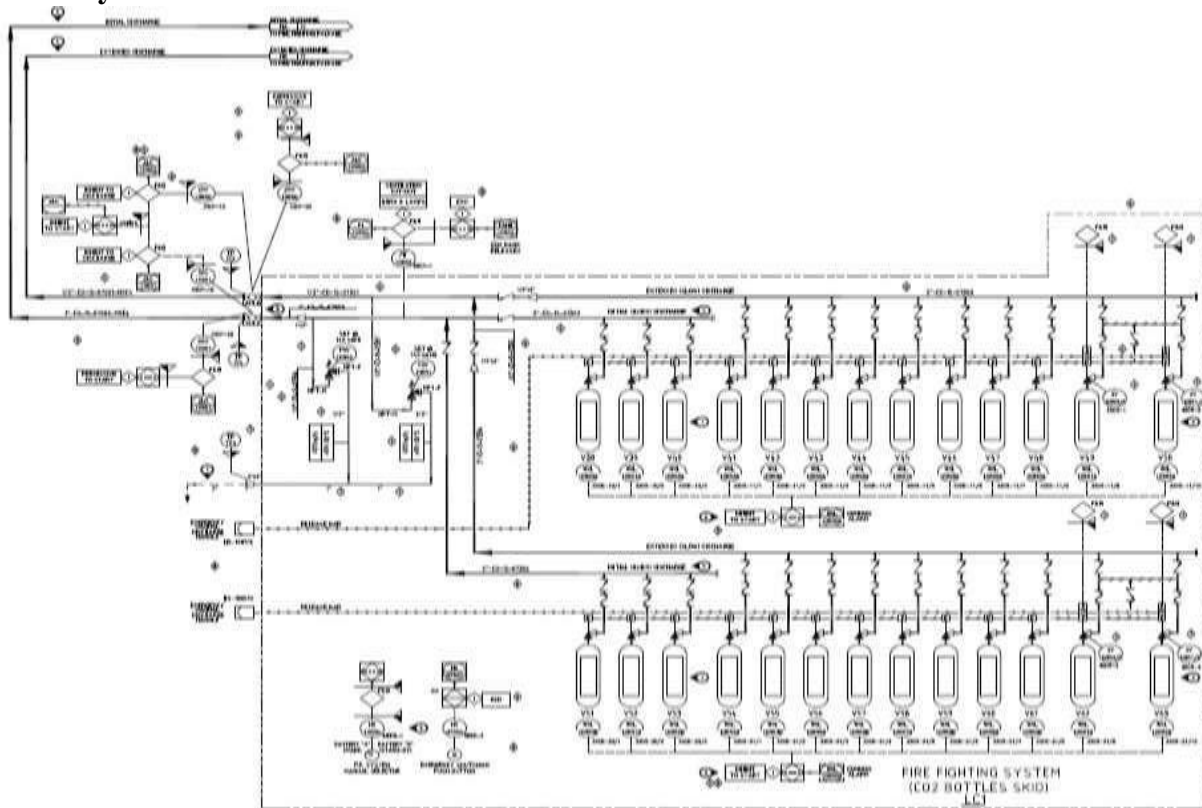


Figure III.24 Système anti incendie.

Le système de protection incendie comprend un système de distribution de tuyauterie pour la livraison de CO<sub>2</sub> d'une banque des cylindres à haute pression aux compartiments requis de la turbine à gaz en cas d'incendie. Cette banque des cylindres à haute pression est situé sur un skid Off-Base et maintient le carbone liquide saturé dioxyde à une pression de stockage de 50 bar.

Le panneau de commande du système de protection incendie est monté dans l'armoire Off-Base, où se trouvent les bouteilles haute pression de CO<sub>2</sub>.

La tuyauterie de terrain d'interconnexion, qui est généralement fournie par l'installateur, délivre le CO<sub>2</sub> de la salle de commande de la turbine aux compartiments de la turbine à gaz, où il se raccorde à la tuyauterie qui distribue le CO<sub>2</sub> dans les compartiments par les orifices des buses.

Deux systèmes de distribution distincts sont utilisés : Sortie initiale et sortie à long terme. Quelques secondes après le démarrage, suffisamment de CO<sub>2</sub> s'écoule du système d'échappement initial dans le compartiment de la turbine à gaz pour établir rapidement une concentration de trempe (normalement 34 %). Une CO<sub>2</sub> concentration (généralement 30 %) est ensuite maintenue par l'ajout progressif de plus de CO<sub>2</sub> dans le système de décharge étendu pour compenser les fuites du compartiment. Le débit de dioxyde de carbone est contrôlé par la taille des orifices dans les buses de décharge dans chaque compartiment pour les systèmes de décharge initiale et prolongée. Les orifices du système d'évacuation initial permettent une évacuation rapide rejet de CO<sub>2</sub> pour accumuler rapidement une concentration extinctrice. Les orifices du système de décharge étendu sont plus petits et permettent un taux de décharge relativement lent pour maintenir une concentration d'extinction sur une période de temps prolongée (basée sur l'urgence périodes de roulage et de refroidissement pour la taille du châssis de la turbine) afin de minimiser la probabilité d'un incendie rallumer. [13]

### **III .13. Système d'échappement**

Dans la section d'échappement, les gaz qui ont servi à alimenter les roues de turbine sont redirigés et rejetés dans l'atmosphère. L'un des composants du système est le plénum d'évacuation, sur le quelle le joint de dilatation et le conduit de transition sont montés verticalement, s'étendant depuis le côté de la turbine base. Une section de silencieux est installée entre le conduit de transition et le système de conduit d'évacuation. [12]

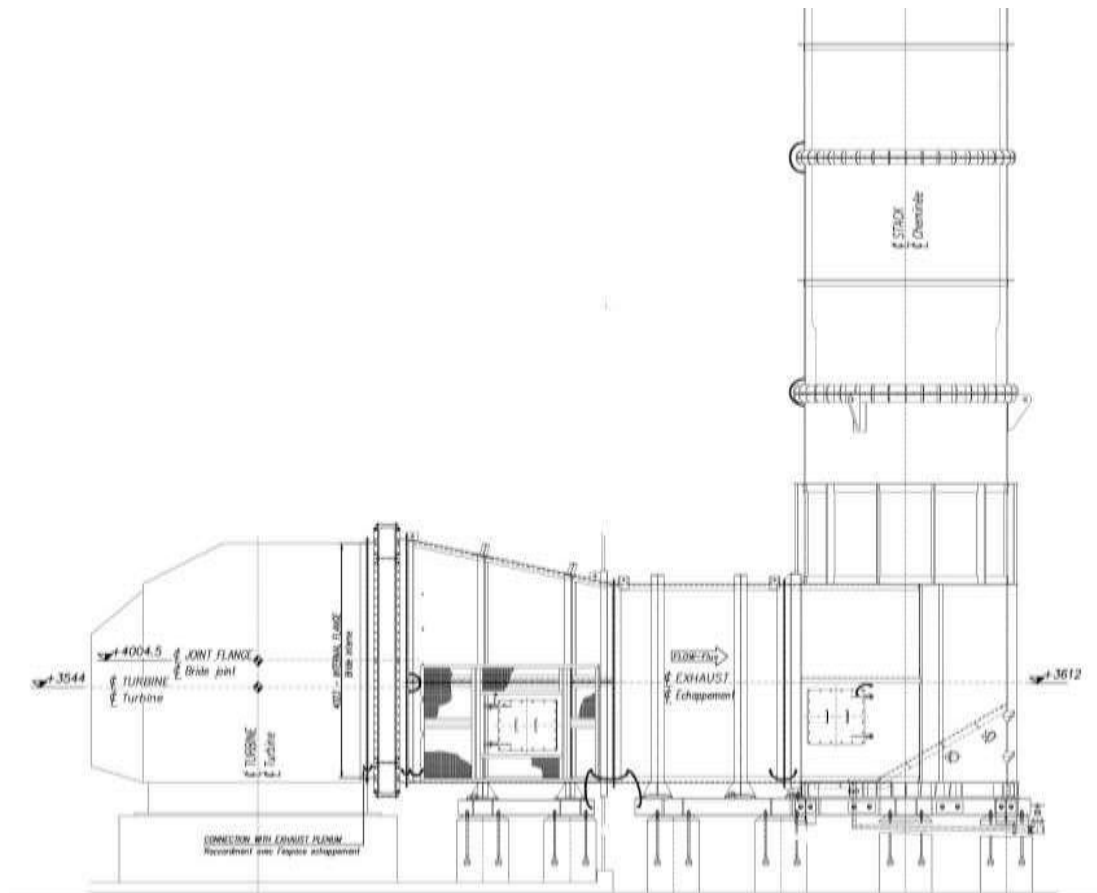


Figure III.25. Système d'échappement.

### III. 14. Conclusion

Dans ce chapitre, la description détaillée de la turbine à gaz MS 5002D, son fonctionnement ainsi les différents systèmes qui servent à maintenir la turbine à gaz en état optimal ont été présentés.

## *Chapitre IV*

# *Etude du cycle thermodynamique de la turbine à gaz MS 5002D*





### IV .1 Introduction

Les turbines à gaz sont généralement conçues pour fonctionner dans des conditions de fonctionnement idéales théoriquement réalisables. Cependant, dans les applications pratiques, ces turbines fonctionnent dans des environnements variés, en particulier ceux avec des conditions climatiques différentes :

- Selon les données standards du fabricant.
- Selon des conditions climatiques (surtout si la température ambiante varie d'un endroit à l'autre).

Dans ce chapitre, l'objectif est d'évaluer les performances et les paramètres de la turbine à gaz IGC de type MS5002D grâce à l'analyse des données de terrain.

### IV.2 Cycles thermodynamique de la turbine à gaz

La turbine à gaz fonctionne comme un moteur à combustion interne qui aspire l'air, le comprime, le chauffe par combustion de carburant, puis le libère à travers une turbine, générant ainsi de la puissance mécanique.

Le cycle thermodynamique d'une turbine à gaz est généralement décrit comme un cycle Brayton, qui se compose des quatre étapes suivantes :

1. Compression : l'air ambiant est aspiré et comprimé à haute pression par le compresseur de la turbine à gaz. Cette étape nécessite de l'énergie, qui est généralement fournie par une source externe telle qu'un moteur électrique ou un autre moteur.
2. Combustion : le carburant est injecté dans l'air comprimé et brûlé pour produire de la chaleur. Cette chaleur est utilisée pour élever la température des gaz d'échappement.
3. Détente isentropique : les gaz d'échappement chauds sont expulsés à travers la turbine, où ils se dilatent et produisent de l'énergie mécanique en faisant tourner les pales de la turbine.
4. Échappement dans l'atmosphère : les gaz d'échappement sont expulsés dans l'atmosphère.

Le cycle de Brayton fait référence à un cycle de gaz complètement fermé, ce qui implique que les mêmes gaz sont utilisés dans chaque phase du cycle. Ce cycle peut être rendu encore plus efficace lorsqu'un cycle combiné est utilisé qui implique l'utilisation des gaz d'échappement des turbines à gaz pour générer de la vapeur, qui est ensuite utilisée pour alimenter une autre turbine à vapeur.

Le cycle thermodynamique de la turbine à gaz est important pour comprendre comment fonctionne ce type de moteur et comment il peut être utilisé pour produire de l'énergie. [13]

### IV.2.1 Cycle de Brayton

Il se compose essentiellement de quatre transformations illustrées sur les figures suivantes (P.V) et (T.S) :

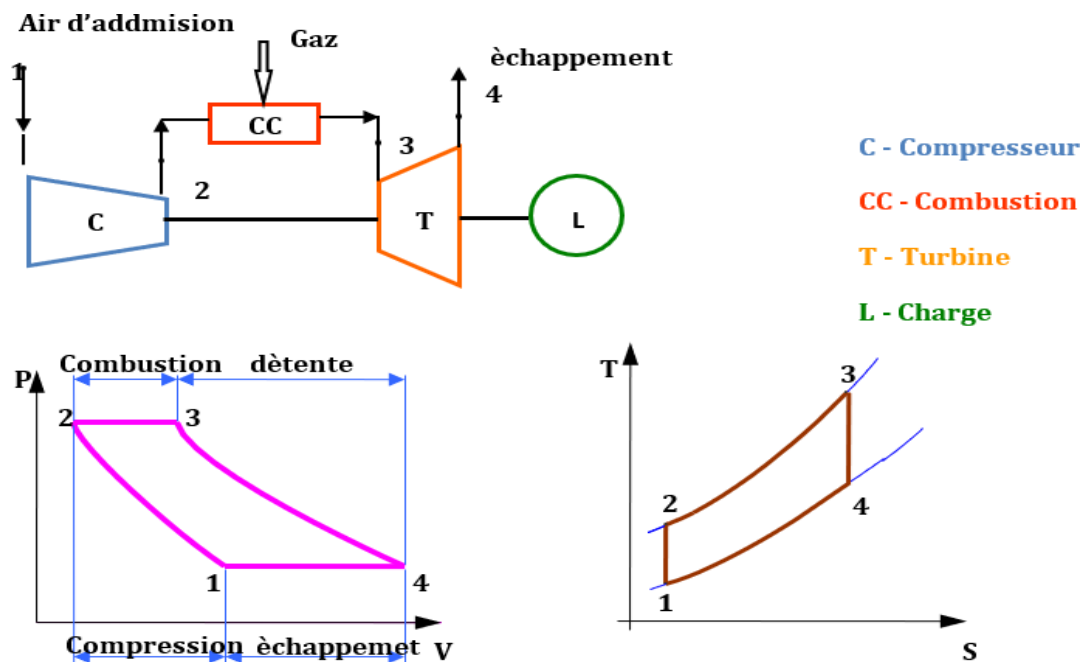
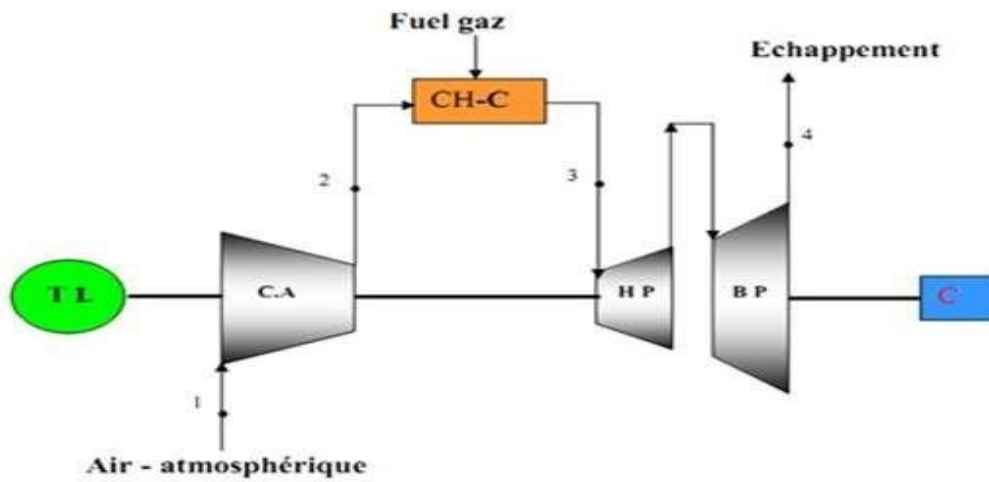


Figure. IV.1. Diagramme (P-V) et (T-S) de cycle idéal de la turbine à gaz

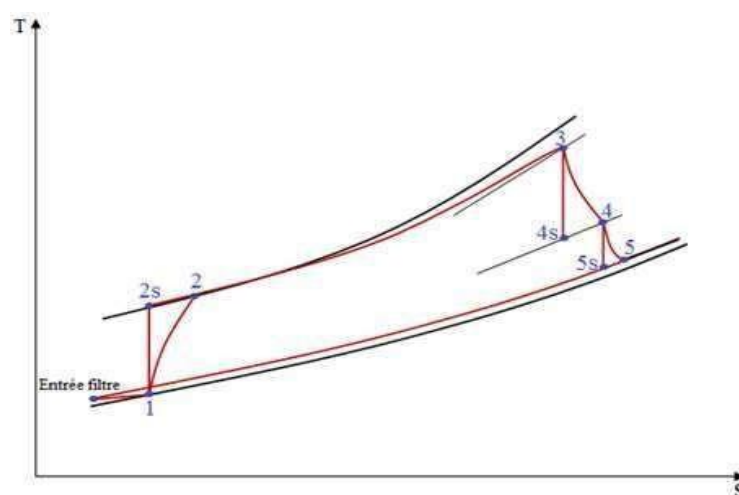
## IV22 Cycle réel de la turbine à gaz



**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 deux-arbre dans le diagramme (T-S).

Ci-dessous, le détail des formules qui modélisent le processus au niveau de chaque compartiment :

#### IV221. Analyse de la compression axiale (1-2)

Le rendement isentropique d'un compresseur est défini comme le rapport du travail isentropique au travail réel du compresseur et s'écrit :

$$\eta_{ic} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (\text{IV.1})$$

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

$$W_c = h_2 - h_1 = C_p(T_2 - T_1) \quad (\text{IV.2})$$

Les besoins en puissance du compresseur sont calculés à l'aide de la formule suivante :

$$P_c = \dot{m}_a \cdot W_c \quad (\text{IV.3})$$

En compression isentropique, le rapport de température est lié au rapport de pression par :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} \quad (\text{IV.4})$$

$$P_1 = P_{atm} - \Delta P \quad (\text{IV.5})$$

Les valeurs de chute de pression sont basées sur des estimations réelles pour la plupart des situations. Dans notre cas, cette valeur est estimée à [4].

$$\Delta P = 100 \text{ mmH}_2\text{O} = 0,00984 \cong 0,01 \text{ bar}$$

En combinant les équations (IV.1) et (IV.4), on aboutit à :

$$T_2 = T_{amb} \left[ 1 + \frac{((s_c)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1)}{\eta_{ic}} \right] \quad (\text{IV.6})$$

Avec  $\varepsilon_c$  taux de compression qui représente le rapport entre la pression de sortie du celle d'entrée du compresseur.

**IV222 Analyse de la chambre de combustion (2-3)**

A la sortie du compresseur, l'air à une pression suffisamment élevée pénètre dans la chambre de combustion où il se mélange au carburant et provoque une réaction chimique de combustion. La quantité de chaleur transférée au fluide est donnée par l'équation d'équilibre :

$$Q_{cc} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) \cdot h_3 - \dot{m}_a \cdot h_2 = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) \cdot C_{pg3} \cdot T_3 - \dot{m}_a \cdot C_{pa2} \cdot T_2 \quad (IV.7)$$

Le rendement de la chambre de combustion est défini comme le rapport de l'augmentation de l'enthalpie du gaz à la quantité de chaleur fournie par le combustible. L'expression prend la forme :

$$\eta_{cc} = \frac{Q_{cc}}{\dot{m}_c \cdot PCI} \quad \text{d'où} \quad \eta_{cc} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_c) \cdot C_{pg3} \cdot T_3 - \dot{m}_a \cdot C_{pa2} \cdot T_2}{\dot{m}_c \cdot PCI} \quad (IV.8)$$

En faisant quelques ajustements à l'équation (IV.8), l'équation du débit massique de carburant peut être écrite comme :

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_a (C_{pg3} \cdot T_3 - C_{pa2} \cdot T_2)}{(\eta_{cc} PCI - C_{pg3} \cdot T_3)} \quad (IV.9)$$

La perte de charge à l'intérieur de la chambre de combustion est estimée à 4% de la pression d'entrée de la chambre de combustion. [14]

$$P_3 = 0.96 \cdot P_2 \quad (IV.10)$$

**IV.2.2.3 Analyse de la détente (3-4)**

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

$$\eta_{iTHP} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \quad (IV.11)$$

$$\frac{T_{4s}}{T_3} = \left( \frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} \quad (IV.12)$$

L'énergie récupérée au niveau de la roue de la turbine haute pression sert essentiellement à entraîner le compresseur moyennant une liaison mécanique.

De ce fait, l'énergie mécanique produite par la turbine est transférée au compresseur presque sans pertes mécaniques. Ceci peut être implémenté mathématiquement comme suit :

$$\dot{m}_a w_c \frac{1}{\eta_{mc}} = \dot{m}_g \cdot w_{THP} \cdot \eta_{mTHP} \quad (\text{IV.13})$$

Admettons que :  $\eta_{mc} = \eta_{mTHP} = 0,98$  ; et comme première approximation, on peut poser :  $\dot{m}_a = \dot{m}_g$ , l'équation (IV.13) peut se mettre sous la forme suivante :

$$w_c = w_{THP} \cdot \eta_{mTHP} \cdot \eta_{mc} \quad (\text{IV.14})$$

$$W_T = C_{pg}(T_3 - T_5)$$

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

A partir de l'équation (IV.14), on peut écrire :

$$\varepsilon_{THP} = \left( \frac{\eta_{mTHP} \cdot \eta_{mc} \cdot C_{pg} \cdot T_3 \cdot \eta_{iTHP}}{\eta_{mTHP} \cdot \eta_{mc} \cdot C_{pg} \cdot T_3 \cdot \eta_{iTHP} - w_c} \right)^{\frac{\gamma_g}{\gamma_g - 1}} \quad (\text{IV.15})$$

En combinant les équations (IV.11), (IV.12) et (IV.15), On aura :

$$T_4 = T_3 \cdot \left( 1 - \eta_{iTBP} \cdot \left( 1 - \frac{\eta_{mTHP} \cdot \eta_{mc} \cdot C_{pg} \cdot T_3 \cdot \eta_{iTHP} - w_c}{\eta_{mTHP} \cdot \eta_{mc} \cdot C_{pg} \cdot T_3 \cdot \eta_{iTHP}} \right) \right) \quad (\text{IV.16})$$

• Analyse de la détente (4-5) :

Le rendement isentropique de la turbine basse pression est donné par

$$\eta_{iTBP} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{5s}} \quad (\text{IV.17})$$

Avec :

$$\frac{T_{5s}}{T_4} = \left( \frac{P_{atm}}{P_4} \right)^{\frac{\gamma_g}{\gamma_g - 1}} \quad (\text{IV.18})$$

A partir des relations (IV.17) et (IV.18) :

$$T_5 = T_4 (1 - \eta_{iTBP} \cdot (1 - (\varepsilon_{TBP})^{\frac{\gamma_g}{\gamma_g - 1}})) \quad (IV.19)$$

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

La pression de sortie  $P_5 = P_a - \Delta P_{5-1}$  telle que :

$P_a$  : pression atmosphérique

$\Delta P_{5-1}$  : Chute de pression dans la conduite d'échappement  $\approx 0.03$  bars.

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

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

• Consommation spécifique :

$$C_S = \frac{3600 \cdot \dot{m}_c}{P_u} \quad (IV.20)$$

• Rendement thermique global de la machine :

$$\eta_{THG} = \frac{P_u}{\dot{m}_c \cdot PCI} \quad (IV.21)$$

### IV.3 Calcul thermodynamique

Dans ce qui suit, nous présentons un calcul thermodynamique d'un cycle de la turbine à gaz MS 5002D de type IGC déterminant l'influence des différents paramètres internes et externes sur ces performances. Les calculs seront faits, en utilisant les conditions de fonctionnement du constructeur et les conditions opératoires réelles du site.

### IV.3.1 Calcul thermodynamique avec les conditions ISO

Les données de fonctionnement données par le constructeur sont détaillées comme suit : [15]

- Température de l'air ambiant :  $T_{atm} = 15^{\circ}\text{C} = 288,15\text{ K}$
- Pression de l'air ambiant :  $P_{atm} = 1,01325\text{ bar}$
- Débit massique de l'air :  $\dot{m}_a = 139.61\text{Kg. s}^{-1}$
- Taux de compression du compresseur :  $\varepsilon_c = 10.8$
- Rendement isentropique du compresseur :  $\eta_{ic} = 0,87$
- Rendement de la chambre de combustion :  $\eta_{cc} = 0.97$
- Température sortie chambre de combustion :  $T_3 = 986^{\circ}\text{C} = 1259\text{ K}$
- 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 turbine basse pression (BP) :  $N = 4670\text{ tr/min.}$
- Rendement mécanique raccordement turbine BP - charge :  $\eta_m = 0.9$
- Rendement mécanique raccordement compresseur axial – Turbine HP :  $\eta_{mec} = 0.98$
- Rendement thermique global de la machine donnée par le constructeur :  $\eta_{THG} = 29,4\%$
- Puissance utile de la turbine :  $P_u = 30\text{MW}$

#### ➤ Calcul le pouvoir calorifique inférieur du combustible

Le pouvoir calorifique inférieur d'un combustible peut être calculé en utilisant la relation. Les caractéristiques physicochimiques des différents constituants du gaz qui sont données par le laboratoire de Sonatrach à In Amenas sont mentionnées sur le tableau IV.1: [16]

$$PCI = \sum X_i \cdot PCI_i$$



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

| Constituants du gaz             | Molaire( $X_i$ ) % | PCI <sub>i</sub> (kcal.m <sup>-3</sup> ) | $X_i * PCI_i$ (kcal.m <sup>-3</sup> ) |
|---------------------------------|--------------------|--|---------------------------------------|
| CH <sub>4</sub>                 | 0,8865             | 8590                                     | 7615,035                              |
| C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>   | 0,0842             | 15408                                    | 1297,35                               |
| C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>   | 0,0042             | 22284                                    | 93.59                                 |
| iC <sub>4</sub> H <sub>10</sub> | 0,0001             | 29511                                    | 2.9511                                |
| nC <sub>4</sub> H <sub>10</sub> | 0,0001             | 29643                                    | 2.9643                                |
| iC <sub>5</sub> H <sub>12</sub> | 0,0000             | 37917                                    | 0                                     |
| nC <sub>5</sub> H <sub>12</sub> | 0,000              | 0  | 0                                     |
| N <sub>2</sub>                  | 0,0052             | 0  | 0                                     |
| CO <sub>2</sub>                 | 0,0197             | 0  | 0                                     |
| <b>Somme</b>                    | <b>1</b>           | <b>227920</b>                            | <b>9011.89</b>                        |

Utilisant les données portées dans le tableau IV.1, le pouvoir calorifique inférieur du combustible est de : PCI = 9011,89 kcal. m<sup>-3</sup>

- **Masse volumique du carburant**

On a :

- La densité du gaz :  $d = 0,604$
- La masse volumique de l'air :  $\rho_{\text{air}} = 1,3 \text{ kg. m}^{-3}$

On aura, alors la masse volumique du gaz combustible :

$$\rho_{\text{gaz}} = \rho_{\text{air}} \cdot d = 0,7852 \text{ kg. m}^{-3}$$

Le pouvoir calorifique inférieur du carburant peut être exprimé par :

$$PCI = \frac{9011,89}{0,7852} = 11477,19 \text{ kcal. kg}^{-1} = 47974,65 \text{ KJ. kg}^{-1}$$

### Calcul du coefficient d'excès d'air $\alpha$

- Le rapport théorique  $G_0$  du débit massique air/carburant, ou performance de combustion du carburant, est défini comme suit :

$$G_0 = \lambda_k \cdot PCI \quad (\text{IV.23})$$

Où :

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

Donc :  $G_0 = 1,43 \cdot 10^{-3} \cdot 11477,19 = 16,41 \text{ kg}_{\text{air}} \cdot \text{kg}_c^{-1}$

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

$$PCI \cdot \eta_{cc} = \alpha \cdot G_0 \cdot (C_{pa3} \cdot T_3 - C_{pa2} \cdot T_2) \quad (\text{IV.24})$$

D'où :

$$\alpha = \frac{PCI \cdot \eta_{cc}}{G_0 \times (C_{pa3} \cdot T_3 - C_{pa2} \cdot T_2)} \quad (\text{IV.25})$$

$C_{pa2}$  et  $C_{pa3}$  représentent les chaleurs spécifiques à pression d'air constante correspondant aux températures  $T_2$  et  $T_3$ . Le polynôme de la chaleur spécifique à pression constante en fonction de la température du mélange air/gaz est donné par la relation :

Pour l'air [16] :

$$C_{pa} = 1,0189 \cdot 10^3 - 0,13784 T_a + 1,9843 \cdot 10^{-4} \cdot T_a^2 + 4,2399 \cdot 10^{-7} \cdot T_a^3 - 3,7632 \cdot 10^{-10} \cdot T_a^4$$

Avec :  $T_a = \frac{(T_2 + T_3)}{2}$

Pour le mélange des gaz [7] :

$$C_{Pg} = 1,8083 - 2,3127 \cdot 10^{-3} \cdot T + 4,045 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 1,7363 \cdot 10^{-9} \cdot T^3$$

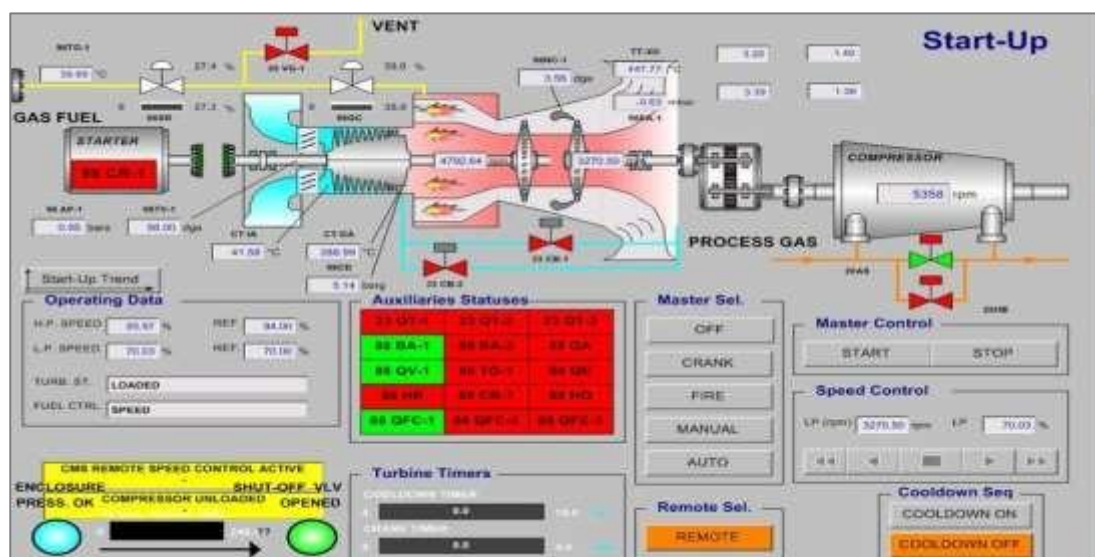
### IV.3.2 Calcul thermodynamique avec les données du site Tiguentourine BP

Les caractéristiques des turbines à gaz (taux de compression, débit, puissance, etc.) fabriquées par GE (General Electric) ou NP (Nuovo Pignone), sont spécifiées dans les conditions ISO. Cette partie examine l'influence de divers facteurs pouvant affecter les performances de la turbine. La température ambiante a une grande influence sur le fonctionnement des centrales à turbine à gaz. La région du désert du Sahara est connue pour être caractérisée par un climat dans lequel la température varie de 0°C à 45°C selon la saison et l'heure.

Ainsi, entre ces deux limites, on fait varier la température d'entrée d'air, et donc la pression d'entrée d'air, en fonction de l'altitude, de la zone, où est installée la turbine.

Les résultats présentés ci-dessous sont obtenus pour une température de sortie de chambre de combustion constante ( $T_3$ ) représentant la plus forte charge calorifique. Les données calculées (taux de compression, pression atmosphérique, température ambiante, etc.) sont des données réelles de la turbine à gaz MS5002D IGC du site de Tiguentourine BP.

Nous avons relevé la température de sortie et entrée et les pressions du compresseur, à partir de la salle de contrôle (MARK VI)



FigureIV.4. Affichage d'écran de (MARK VI).

➤ Pour la température ambiante  $T_{amb} = 29\text{ °C} = 302\text{ K}$  :

Avec :  $\epsilon_c = 6.52$   
 $P_{atm} = 0.96\text{ bar}$   
 $Z = 750\text{m}$   
 $T_2 = 761.77\text{K}$

Les valeurs des paramètres thermodynamiques obtenues après les calculs, notamment la pression et la température au niveau de chaque point du cycle, sont données dans le tableau ci-dessous.

**Tableau. IV.2.** Paramètres thermodynamiques des différents points du cycle à partir des données réelles du site Tigentourine pour une température ambiante de 29 °C

| Points       | Température [K] | Pression [bar] |
|--------------|-----------------|----------------|
| L'atmosphère | 273,15          | 0.96           |
| 1            | 273,15          | 0,95           |
| 2            | 761.77          | 6.2            |
| 3            | 1259            | 5.95           |
| 4            | 1022            | 2.255          |
| 5            | 844.96          | 0,93           |

Les valeurs des différents débits, puissances et rendement sont :

- Débit massique de l'air :  $\dot{m}_a = 95,25 \text{ kg. s}^{-1}$
- Débit du combustible :  $\dot{m}_c = 1,901 \text{ kg. s}^{-1}$
- Travail et puissance du compresseur :  $w_c = 265,77 \text{ kJ. Kg}^{-1}$ ,  $P_c = 24,743 \text{ MW}$
- Travail et puissance du Turbine :  $w_T = 475,31 \text{ kJ. kg}^{-1}$ ,  $P_T = 46,179 \text{ MW}$
- Puissance utile :  $P_u = 21,436 \text{ MW}$
- Consommation spécifique :  $C_s = 320,09 \text{ kg. MWh}^{-1}$
- Rendement thermique global :  $\eta_{\text{THG}} = 23,4 \%$

➤ **Pour la température ambiante  $T_{\text{amb}} = 41.58 \text{ °C} = 314.58 \text{ K}$  :**

Avec :  $\varepsilon_c = 5.46$   
 $Z = 750 \text{ m}$   
 $P_{\text{atm}} = 0.95 \text{ bar}$   
 $T_2 = 562 \text{ K}$

Les valeurs des paramètres thermodynamiques à différents points du cycle sont données dans le tableau ci-dessous.

**Tableau. IV.3.** Paramètres thermodynamiques aux différents points du cycle basés sur des données réelles du site de Tigentourine à une température ambiante de 41,58 °C

| Points       | Pression [bar] | Température [K] |
|--------------|----------------|-----------------|
| L'atmosphère | 0,95           | 314,58          |
| 1            | 0,94           | 314,58          |
| 2            | 5,14           | 562             |
| 3            | 4,93           | 1259            |
| 4            | 2,16           | 1038,65         |
| 5            | 0,92           | 896             |

Les différentes valeurs de débit, de puissance et rendement sont :

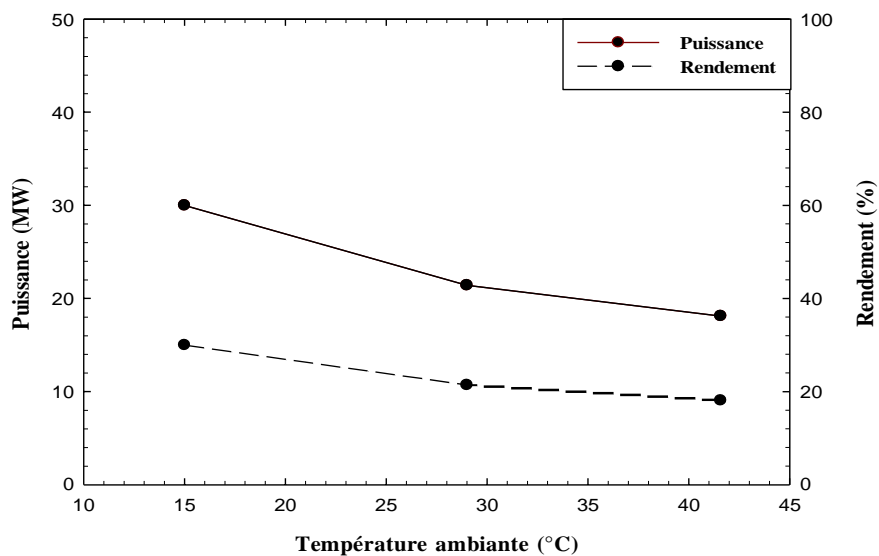
- Débit massique de l'air :  $\dot{m}_a = 91,97 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
- Débit du combustible :  $\dot{m}_c = 1,8 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
- Travail et puissance du compresseur :  $w_c = 248 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ,  $P_c = 22,808 \text{ MW}$
- Travail et puissance de la Turbine :  $w_T = 436,24 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ,  $P_T = 40,906 \text{ MW}$
- Puissance utile :  $P_u = 18,107 \text{ MW}$
- Consommation spécifique :  $C_S = 357,87 \text{ kg} \cdot \text{MWh}^{-1}$
- Rendement thermique global :  $\eta_{\text{THG}} = 21\%$

**Tableau. IV.4.** Comparatif des débits, puissances et rendement pour les températures de 29°C et 41.58 °C

| Résultat<br>Données  | $\dot{m}_a$<br>[kg.s <sup>-1</sup> ] | $\dot{m}_c$<br>[kg.s <sup>-1</sup> ] | $P_T$<br>[MW] | $P_U$<br>[MW] | $C_s$<br>[kg. MWh <sup>-1</sup> ] | $\eta_{TGH}$<br>[%] |
|--|--------------------------------------|--------------------------------------|---------------|---------------|-----------------------------------|---------------------|
| $T_0 = 29^\circ\text{C}$<br>$P_{\text{atm}} = 0,96 \text{ bar}$<br>$\varepsilon_c = 6,52$    | 95,25                                | 1,901                                | 46,179        | 21,436        | 320,09                            | 23,4                |
| $T_0 = 41.58^\circ\text{C}$<br>$P_{\text{atm}} = 0,95 \text{ bar}$<br>$\varepsilon_c = 5,45$ | 91,97                                | 1,8                                  | 40,906        | 18,107        | 357,87                            | 21                  |

Il ressort de la comparaison des résultats pour deux valeurs de température distinctes que les performances de la turbine à gaz sont influencées par la température ambiante. Les résultats du tableau ont été obtenus par des calculs manuels qui ont été effectués dans des conditions réelles de fonctionnement. Cependant, des recherches sur le terrain ont révélé qu'à mesure que la température ambiante augmente, l'efficacité et la puissance nette de la turbine à gaz sont considérablement affectées.

Les résultats de calculs sont présentés sur les graphes suivants :



**Figure IV.5** Diagramme de la puissance et le rendement en fonction des différentes températures

**IV. 4. Conclusion**

Le rendement de la turbine à gaz et la puissance utile sont diminués avec l'augmentation de la température ambiante, cette diminution justifiée par le fait que le débit massique d'entrée au compresseur décroît due principalement à l'air chaud qui est moins dense que l'air froid donc sa compression nécessite plus de travail.

La température au site Tigeuntourine BP enregistrée peut atteindre des pics supérieurs à 45°C ce qui influe négativement sur l'exploitation de l'installation.

## *Chapitre V*

# *Etude paramétrique du cycle de la turbine à gaz avec système de fogging*





### V.1. Introduction

Les conditions ambiantes dans lesquelles une turbine à gaz fonctionne ont un effet notable à la fois sur la puissance et l'efficacité. À des températures d'air d'admissions élevées, la puissance et l'efficacité sont diminuées.

Plusieurs techniques sont utilisées afin d'augmenter la puissance de sortie et l'efficacité de turbines à gaz. L'une de ces techniques les plus rentables est le refroidissement de l'air d'admission, qui est une solution économique pour optimiser les actifs de production d'électricité.

Le refroidissement de l'air d'admission au compresseur améliore à la fois la puissance développée ainsi l'efficacité en augmentant la densité d'air [20]. Le système fogging est une méthode qui peut être utilisée pour le refroidissement d'air d'admission. [21]

### V.2 Système de buée (fogging)

Le brouillard assure un refroidissement adiabatique en injectant de l'eau par des buses autorisatrices spéciales produisant un brouillard de gouttelettes très fines qui s'évaporent presque instantanément. L'idée de base du système de buée est de réduire le travail pour la compression adiabatique par l'injection de l'eau dans le compresseur.

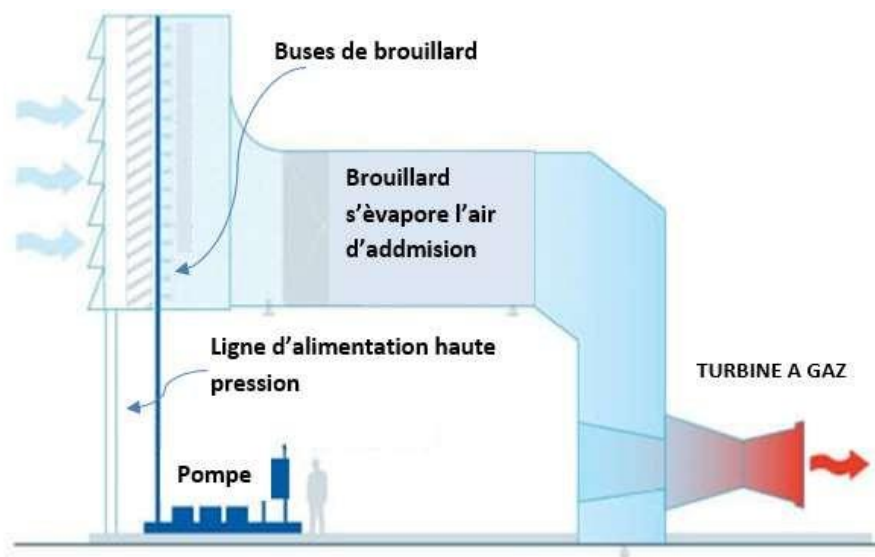
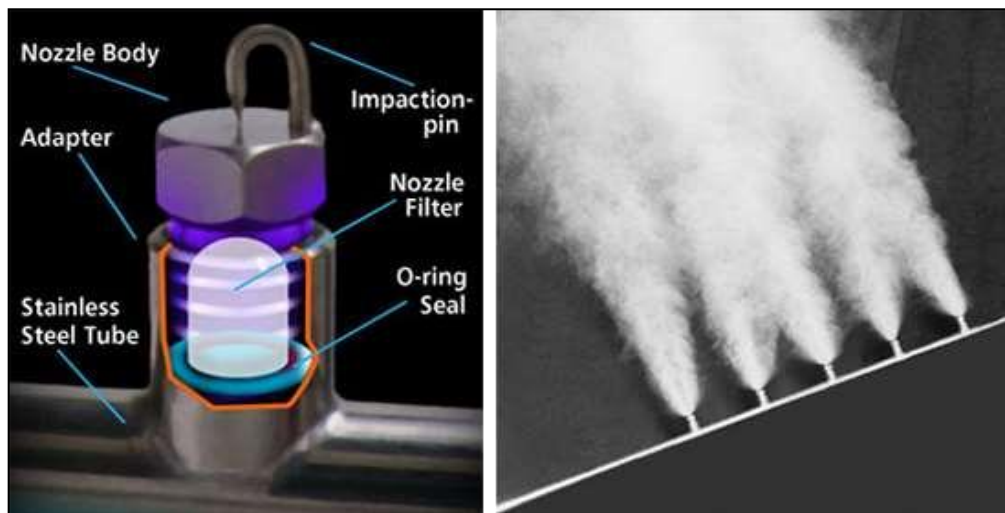


Figure V.1 Schéma typique de système fogging.

### V. 3 Dispositif de brumisation (fogging)

Le système de buée typique comprend :

- Pompes hautes pression montées sur le patin
- Système de contrôle à base de contrôleur logique programmable (PLC) avec des capteurs de température et d'humidité.
- Ensemble de buses installées dans la conduite d'entrée d'air. La disposition du système de buée est illustrée sur la figure ci-dessous. [21]



FigureV.2 exemple de buses.

#### V.3.1 Génération de brouillard

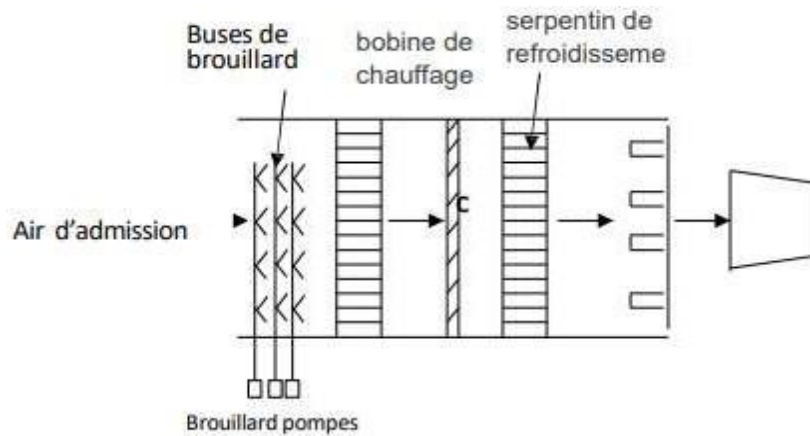
Le brouillard est généré par l'application d'eau déminéralisée à haute pression entre (70 à 200 bar) [18]. Les buses se composent d'un petit orifice ; l'eau émanant de cet orifice impacte une goupille spécialement conçue qui se brise le jet en milliards de gouttelettes fines de brouillard. Le taux d'évaporation de la gouttelette essentiellement dépend de la surface de l'eau exposée à l'air [22].

#### V.3.2 Processus de déminéralisation

Ce procédé consiste à éliminer les matières ioniques (dissoutes dans l'eau sous forme d'ions) par échange d'ions (résines) par deux types (cation et anion), les résines de cations ont une charge positive ion hydrogène attaché à un polymère à charge négative, tandis que l'anion a une charge négative fixé à un polymère à charge positive [17].

### V .3. 3 Positions du système de buses antibrouillard

L'emplacement des systèmes dans l'entrée d'air peut varier, il y a deux options principales pour installer le système de nébulisation à l'entrée. [18]



**Figure.V.3** Buses de buée en amont.

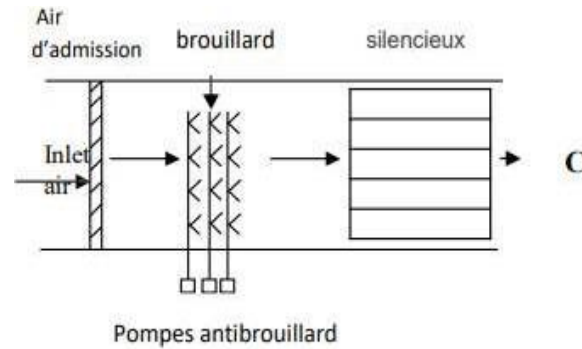
#### 1. Flux ascendant des filtres à air

L'avantage de positionner la buse de brouillard dans ce type est que l'installation ne peut être interrompue de service [24]. Dans ce cas, un filtre à gouttelettes de brouillard doit être ajouté avant le collecteur de brouillard pour éliminer tout brouillard non évaporé.

Ce type nécessite plus des buses de brouillard, plus d'eau, il est généralement plus coûteux à utiliser et à installer, mais cela augmente la durée de vie du filtre.

#### 2. Flux descendant des filtres à air

L'emplacement commun pour la buse de brouillard haute pression est en aval des filtres à air et vers l'écoulement haut d'air. Dans ce cas, l'installation appelle seulement des modifications mineures à la structure d'entrée de turbine. [23]



**Figure.V.4** Buses de brumisation filtres à air

#### V.4. Buses et pompes à brouillard

La clé de la buée efficace est la conception des buses de buée. Ces buses sont fabriquées en acier inoxydable et ont une broche d'impact spécialement conçu. Généralement, les pompes utilisées pour actionner les (130-200bars) de pression utilisées pour les systèmes d'entrée d'air de brumisation sont des pompes à pistons avec tête en acier inoxydable. [25]

Chaque pompe haute pression est connectée à un nombre fixe de buses de brouillard représentant une étape discrète du refroidissement par brouillard. L'augmentation de la température de l'air pendant les mois d'été est réduite par évaporation de suffisamment des gouttelettes d'eau pour établir un équilibre thermodynamique entre la vapeur d'eau, les gouttelettes liquides restantes, et l'air. [26]

#### V.5. Historique du système

Le principe de l'injection d'eau dans les entrées du compresseur à turbine à gaz est un ancien concept. L'eau est utilisée dans les moteurs à réaction les plus anciens pour augmenter la poussée des avions lors de décollage. Le gain de puissance est venu principalement du refroidissement de l'air et de l'effet de l'inter cooling dans le compresseur, par opposition à l'augmentation du débit massique causée par l'injection l'eau elle-même. Récemment, avec l'avancement dans la haute pression, la technique de brouillard d'eau a gagné une popularité sur le marché industriel et est appliquée dans plusieurs turbines génératrices. [23]

Plus de 700 turbines à gaz dans le monde ont été équipées de systèmes de buée. Ce système de buée peut être brièvement examiné ci-après avec les données techniques principales.

L'augmentation relative de l'efficacité aux conditions de conception est d'environ 3,14%. Pour l'instant lorsque la température ambiante est de 38°C et l'humidité relative est de 20%, l'application du système de refroidissement par brouillard entraîne une chute de température de 16 degrés dans l'air entrant du compresseur, la quantité de la puissance de sortie dans les conditions susmentionnées serait de 3,2 MW.

La Compression humide appliquée à neuf turbines à gaz de la série W501 dans Meefog company (1998) [26]; avec l'unité de tête ayant cumulé 25000 heures de fonctionnement du système : Performance du système a fait l'objet d'une démonstration de fonctionnement sur le terrain et d'augmentation de puissance d'environ 10 à 25 % sont atteints.

Une application de brumisation directe sur une turbine à gaz modèle 7001E a été réalisée par le Meefog groupe company (1997) [22]. La turbine à gaz est exploitée à la charge de base au maximum et sa charge de base nominale à 60,9 MW. La température d'entrée du compresseur a baissé de (28,8°C) à la température du thermomètre mouillé d' environ (21°C). La puissance est passée d'environ 3,5 % pour chaque 10°C de refroidissement d'entrée. Et l'obtention d'un gain de puissance de 5 % pour chaque 1 % (du débit d'air). Au total, 1120 buses ont été disposées en huit étages, chaque étage fournissant 3,75°C de refroidissement.[18]

#### **V.6. Analyse théorique du système de buée**

La pression partielle de la vapeur peut être calculée en connaissant la pression de saturation et l'humidité relative de l'air ambiant entrant dans le compresseur par l'équation :

$$H_R = \frac{P_V}{P_S} \quad (V.1)$$

Cette baisse de température va entraîner une augmentation de la puissance de 63 à 75% !! Soit au moins 12%, C'est un calcul empirique basé sur les courbes constructeurs et les données actuelles, l'humidification est limitée ici à 80% au lieu 100%, dans ces condition on peut même sortir du contrôle de température et augmenter encore la puissance vu que la rotation du LP est à 85%.

Les concepteurs du fogging parlent d'une augmentation allant jusqu'à 20% ce qui est réalisable dans nos conditions.

La quantité d'eau à injecter dépend directement du débit d'air à l'entrée de la turbine.

$$G = 0,622 .(P_V/P_a) \quad (V.2)$$

La température de l'air entrant dans le compresseur se trouve dans l'équation ci-dessous [28] :

$$T_{1=} T_a \left( \frac{P_a - P_s}{P_a} \right) / A \quad (V.3)$$

Où : A : constante =  $6,66 \cdot 10^{-4}$  en unités  $C^{-1}$ .

Le processus dans le système de buée implique l'évaporation des gouttelettes d'eau et transformation de l'énergie thermique de l'air vers l'eau, des changements thermodynamiques qui peuvent se produire entre l'air et l'eau en contact direct avec le courant d'air en mouvement.

### **V.6.1. Processus de compression en cas de système de buée**

L'OCGT avec le système de buée commence par une pièce de buée en amont du compresseur, les autres pièces sont les mêmes que celle sans buée. L'air entrant dans le compresseur est humide plutôt que sec, de sorte que la chaleur sensible et latente se produit dans le compresseur.

L'enthalpie de l'air humide entrant dans le compresseur est calculée à partir de l'équation : [27]

$$h = (1,007 \cdot T - 0,026) + \omega(2501 + 1,84 \cdot T) \quad (V.4)$$

Où T la température en °C.

Ainsi, le travail absorbé par le compresseur ( $W_c$ ) lorsque le refroidissement des pales n'est pas pris en compte [27] :

$$W_c = C_p \cdot \frac{(T_2 - T_1)}{\eta_{mc}} + \omega(h_2 - h_1) \quad (V.5)$$

### **V.6.2 Chambre de combustion**

Les flux d'entrée vers la chambre de combustion sont l'air humide provenant du compresseur, donc le terme  $m_{eau} h_{eau}$  ajouté à l'équation, et en simplifiant cette équation d'une manière similaire à celle sans système de brumisation.

$$m_c = \frac{C_{pg}(T_3 - 298) + \omega(h_3 - h_2) - C_{pa}(T_2 - 298)}{PCI - C_{pg}(T_3 - 298)} \quad (V.6)$$

### V.6.3. Turbine à gaz

Les procédés dans la turbine à gaz dans le cas du système de brumisation sont similaires à ceux sans système de brumisation excepté le fluide de travail circulant à travers la turbine se compose de gaz de combustion et de vapeur d'eau avec une masse totale égale à [27] :

$$\dot{m}_{\text{total}} = \dot{m}_a + \dot{m}_{\text{eau}} + \dot{m}_c = \dot{m}_a(1 + \dot{m}_{\text{eau}} + \dot{m}_c) \quad (\text{V.7})$$

Les travaux de turbine deviennent [27] :

$$w_T = (1 + \dot{m}_{\text{eau}} + \dot{m}_c) \cdot C_{pg} \cdot \eta_{mT} \cdot (T_3 - T_4) \quad (\text{V.8})$$

### V.6.4 Analyse du système de buée

Les principaux paramètres qui influent sur le système de buée sont les suivants :

- Débit d'eau d'entrée.
- Pression d'injection.
- Géométrie de la buse (taille des gouttelettes, vitesse, angle de pulvérisation et distance de pulvérisation).

### V.6.5 Flux d'eau d'entrée

La quantité d'eau qui s'évapore dépend du débit d'eau dans la brume. Le débit d'eau doit être ajusté pour répondre aux besoins réels en eau afin d'atteindre la saturation. Pour déterminer la relation entre le débit d'eau et les paramètres OCGT (turbine à gaz à cycle ouvert), les hypothèses suivantes sont présentées :

- Les conditions d'admission d'air constantes ( $T_a, H_{R1}$ ).
- La température de combustion constante ( $T_3$ ) et rapport de pression 3 flux d'air constants dans le compresseur.

Dans ces cas  $\omega_1$  est toujours constant, jusqu'à ce qu'il soit calculé à partir des conditions d'admission d'air ; la masse d'air est également constante parce que le flux d'air est constant. La teneur en humidité à la sortie du système de buée est trouvée en utilisant [22] :

$$\omega = \omega_2 - \omega_1 \quad (\text{V.9})$$

En remplaçant :  $\dot{m}_{\text{eau}} = Q_{\text{eau}} \rho_{\text{eau}}$  en eq. nous avons obtenu :

$$\omega_2 = \frac{Q_{\text{eau}} \rho_{\text{eau}}}{m_a} + \omega_1 \quad (\text{V.10})$$

$$W_c = C_{pa} (T_2 - T_1) + \left( \frac{Q_{\text{eau}} \rho_{\text{eau}}}{m_a} \right) (h_2 - h_1) \quad (\text{V.11})$$



$$m_{\text{total}} = \dot{m}_a \left(1 + \frac{Q_{\text{eau}} \rho_{\text{eau}}}{\dot{m}_a}\right) + m_c \tag{V.12}$$

$$W_T = \left(1 + \frac{Q_{\text{eau}} \rho_{\text{eau}}}{\dot{m}_a} + m_a\right) + C_{pg} \eta_{mt} (T_5 - T_3) \tag{V.13}$$

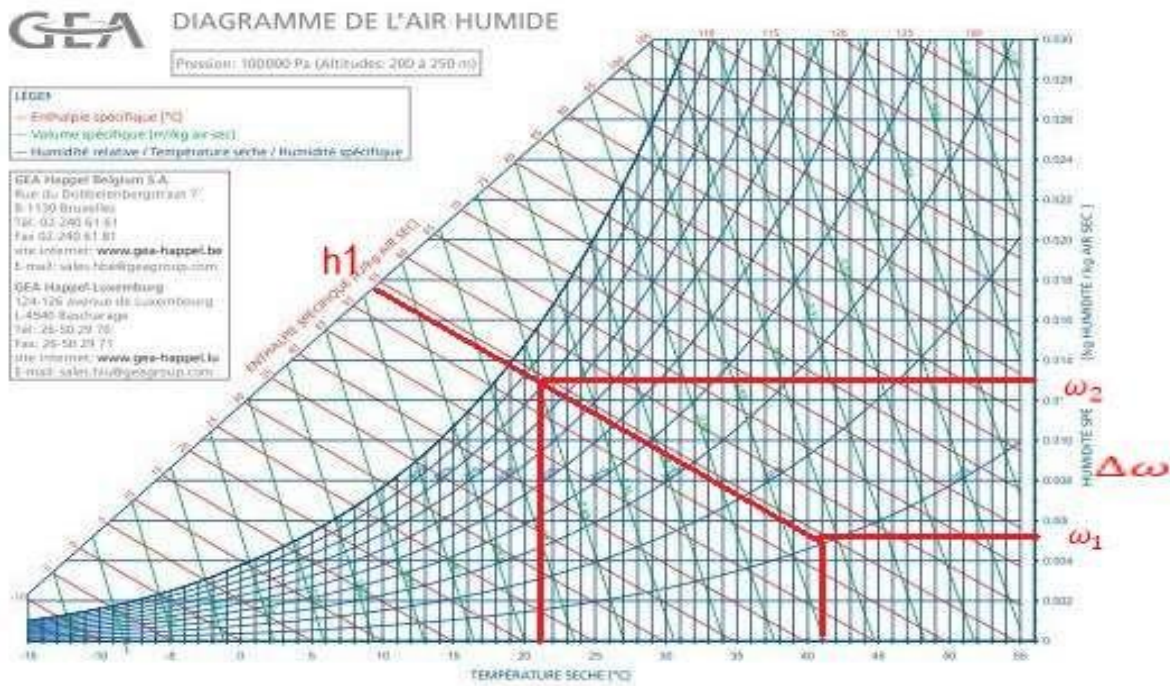
**V.7. Calcul thermodynamique avec les données réelles du site**

On a le point A avec :

$$T_1 = 41.58 \text{ }^\circ\text{C} = 314.58 \text{ K}$$

$$H_R = 10\%$$

On utilisant le diagramme de l'air humide, en rajoutant aux conditions du point A de l'eau pulvérisée  $\Delta\omega$ , le point A va s'humidifier jusqu'à 80% on peut aller à 100% en théorie, cette humidification adiabatique entraîne une baisse de température de 41.58°C à 21.8°C.



**Figure. V.5** Diagramme de l'air humide.

A partir du diagramme on obtient une valeur d'enthalpie correspondante à la nouvelle température  $T_1 = 21.8^\circ\text{C} = 294.8 \text{ K}$

$$h_1 = 54 \text{ kJ/kg}$$

Dans le premier cas on a fait les calculs pour voir l'influence du système fogging (on a pas fixée le débit d'eau)

$$\Delta\omega = \omega = 0.012$$

$$T_2 = 503.35 \text{ K}$$

$$h_2 = 267.03 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 1044.65 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_c = 0.019 \text{ kg/s}$$

$$w_c = 216 \text{ kJ/kg}$$

$$w_T = 400.17 \text{ kJ/kg}$$

$$w_u = 184.17 \text{ kJ/kg}$$

Dans le 2ème cas on va fixé le débit d'eau a partir des documentation [29]

$$Q_v = 530 \text{ L/min} = 8.83 \text{ L/s} = 0.00883 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\rho_{\text{eau}} = 997 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_{\text{eau}} = 8.8 \text{ kg/s}$$

Donc les résultats deviennent :

$$\omega = 0.096$$

$$h_1 = 263.33 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 509.79 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 1402.82 \text{ kJ/kg}$$

$$w_c = 232.58 \text{ kJ/kg}$$

$$w_T = 432.78 \text{ kJ/kg}$$

$$w_u = 200.2 \text{ kJ/kg}$$

$$P_c = 23.43 \text{ MW}$$

$$P_T = 44.39 \text{ MW}$$

$$P_u = 20.95 \text{ MW}$$

Le rendement thermique de la turbine :

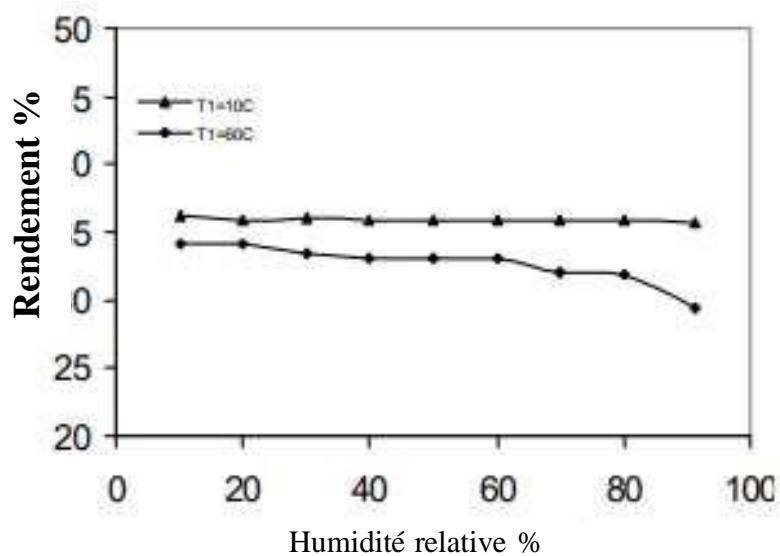
$$\eta_{\text{TGH}} = 24.2\%$$

**Tableau.V.1.** Comparaison des puissances et rendement pour les températures de 21.8°C et 41.58 °C :

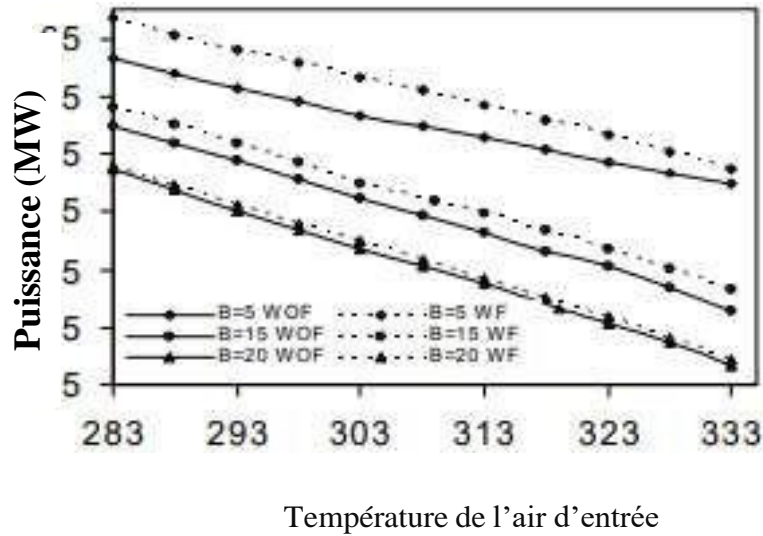
| Résultat<br>Données        | $P_T$<br>[MW] | $P_U$<br>[MW] | $\eta_{TGH}$<br>[%] |
|----------------------------|---------------|---------------|---------------------|
| $T_1 = 21.8^\circ\text{C}$ | 44.3          | 20.95         | 24.2                |
| $T_1=41.58^\circ\text{C}$  | 40,906        | 18,107        | 21                  |

Ce calcul nous a permis de voir la différence entre les paramètres de la puissance et le rendement de la turbine pendant un fonctionnement en absence et en présence de de fogging.

Quelques figures sont ajoutées afin de voir l'effet des différents paramètres sur la puissance et le rendement de la turbine.



**Figure.V.6** Relation entre le rendement et humidité relative de l'air ambiant. [29].



**Figure.V.7** Relation entre la température de l'air d'entrer et masse d'eau [29]

## V.8. Conclusion

Une étude paramétrique de l'effet de la température ambiante ( $T_a$ ), lors de l'utilisation du système de buée conduit aux conclusions suivantes :

- L'injection d'eau en amont du compresseur augmente à la fois la puissance et le rendement de la turbine à gaz.
- Il ressort clairement de cette étude que le rendement du système de buée est plus important lorsque l'air ambiant est plus humide.

## *Conclusion générale*

Ce mémoire nous a permis de comprendre au mieux l'importance et la nécessité de l'utilisation des turbines à gaz dans notre pays et plus précisément dans l'industrie gazière du site Tiguentourine BP. Au cours de notre stage, on a vu les différents types des turbines à gaz du modèle MS 5002D utilisés dans ce site, 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 5002D a été effectuée sur le plan technologique et fonctionnel.

Les études de cycles thermodynamiques réels dans les turbines à gaz à double arbre ont également permis d'évaluer le degré d'influence des conditions climatiques à prendre en compte pour l'estimation pratique des performances des turbines.

Les calculs effectués nous ont clairement renseignés sur la nécessité de procéder à la diminution de la température ambiante à l'entrée du compresseur axial. C'est l'une des possibilités d'amélioration qui peut être réalisée par le système fogging (c'est une méthode où l'eau déminéralisée et convertie en brouillard au moyen d'un bec de pulvérisation).

Nous avons constaté que le fonctionnement de la turbine à gaz dans les conditions réelles du site pour la température  $41.58^{\circ}\text{C}$  fait diminuer la puissance utile à 18.107 MW et le rendement à 21%. L'utilisation du système fogging permet d'améliorer considérablement les performances de la turbine à gaz en augmentant la puissance utile le rendement thermique global à 20.95 MW et 24.2 % respectivement.

## *Références bibliographiques*

- [1] <https://www.rapport-gratuit.com/generalite-sur-les-turbine-a-gaz/>
- [2] <https://boowiki.info/art/turbines/groupe-a-turbine-a-gaz.html>
- [3] G. Danieus, “Energétique et turbomachines (691/IGM)”
- [4] <https://www.techno-science.net/glossaire-definition/Turbine-a-gaz.html>
- [5] Etude comparative entre les cycles thermodynamiques dans le cadre d’augmentation les performances d’une turbine à gaz 2021 Université Mohamed Khider de Biskra
- [6] Etude thermodynamique, maintenance de fiabilité d’une turbine à gaz ms5002c 2011 Djelfa
- [7] Projet professionnel de fin de stage MSP, formation **juillet 2017**
- [8] API 682 4th Edition piping plans
- [9] In Amenas Hot Oil Pump RCA Initial Investigation Report
- [10] Documents GE (Gas&Oil), NP(Nuovo Pignone)
- [11] Customized for :KBR – JV GAS IN-AMENAS
- [12] Gas turbine training manual index sec. 1 MS5002D Operation & Maintenance
- [13] Cours de turbomachine – Xavier Ottavy (CNRS – Laboratoire de Mécanique des Fluides et d’Acoustique UMR 5509 - ECL)
- [14] GE Oil&Gas, “Manuel de formation pour la conduite et l’entretien”, AFFAIRE N.P SONATRACH SRGA2, LOCALITE : ALGERIE.
- [15] GE Oil & Gas Aero-derivative Gas Turbines
- [16] Mahmoud NADIR, 2009, “Adaptation et optimisation d’un cycle mixte sur une installation de TG”, Thèse doctorale
- [17] M.M. El-Wakil, power plant technology, McGraw-Hill, 113, (1985).
- [18] J.Forsyth, et. al, spray characterization downstream of the swirl pressure nozzle in gas turbine, Lasvegas,(2003).email:axenergy\_ch@ctfog.com
- [19] C.M, Landry, T.C. Tillman, asset optimization of new power projects with gas turbine inlet air cooling, Turbine air systems, Ltd, 1, (2003).



## *Références bibliographies*

---

- [20] J.L.Talal, using the combined cycles for electricity generation in Iraq, M.Sc.thesis,7, (1992).
- [21] C.Cortes, Gas turbine inlet air-cooling techniques, (2003)
- [22] S.Jolly, et. al. Inlet air cooling for frame 7EA based combined cycle power plant, Caldwell energy, Inc,(1997).
- [23] J. Phillips, Ph.Levin, gas turbine performance up grade option, 3, (2001).
- [24] E.Lossa, Gas turbine applications, Energy fog by gryphon technologies
- [25] B. Cyrus, R. Thomas, Gas turbine power augmentation by fogging of inlet air, the turbo machinery laboratory, Texas, (1999).
- [26] G.Cerri, Parametric analysis of comb. gasstream cycles, ASME paper, 340.
- [27] M. Ameri, C.G.Maijer, A.Keshtgar, Gas turbine power & augmentation using fog inlet air cooling system, 7th biennial conference on engineering systems design and analysis, (2004).
- [28] G. Parsons, polair high pressure fog system, vallorbs, 1.
- [29] [www.busesdepulverisation.fr](http://www.busesdepulverisation.fr)